



UNIVERSIDAD TÉCNICA AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA DE PISTÓN PARA
ACOPLARSE A LAS ROTOBOMBAS DE LA FICM.”**

Autor: Santiago Vinicio Feria Naranjo

Tutor: Ing. Mg. Carlos Mauricio Carrillo Rosero

AMBATO - ECUADOR

Febrero – 2021

CERTIFICACIÓN

En mi calidad de Tutor del presente Proyecto Técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, bajo el tema “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA DE PISTÓN PARA ACOPLARSE A LAS ROTOBOMBAS DE LA FICM**”, elaborado por el señor **Santiago Vinicio Feria Naranjo**, portador de la cédula de ciudadanía: C.I. 05379608, estudiante de la Carrera de Ingeniería Mecánica, de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Certifico:

- Que el presente proyecto técnico es original de su autor.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos componentes.
- Esta concluido en su totalidad.

Ambato, Enero 2021


.....
Ing. Mg. Carlos Mauricio Carrillo Rosero

TUTOR

AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN

Yo, **Santiago Vinicio Feria Naranjo**, con C.I. 50379608 declaro que todas las actividades y contenidos expuestos en el presente proyecto técnico con el tema **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA DE PISTÓN PARA ACOPLARSE A LAS ROTOBOMBAS DE LA FICM”**, así como también los análisis estadísticos, gráficos, conclusiones y recomendaciones son de mi exclusiva responsabilidad como autor del proyecto a excepción de las referencias bibliográficas citadas en el mismo.

Ambato, Febrero 2021



.....
Santiago Vinicio Feria Naranjo

CI: 050379670-8

AUTOR

DERECHOS DE AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación, según las normas de la Institución.

Cedo los Derechos en línea patrimoniales de mi Proyecto Técnico, con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este documento dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, Febrero 2021



.....
Santiago Vinicio Feria Naranjo

CI: 050379670-8

AUTOR

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del Proyecto Técnico realizado por el estudiante Santiago Vinicio Feria Naranjo de la Carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA DE PISTÓN PARA ACOPLARSE A LAS ROTOBOMBAS DE LA FICM”**.

Ambato, Febrero 2021

Para constancia firman:

Ing. Mg. Luis Eduardo Escobar Luna
Miembro del tribunal

Ing. Mg. Alex Santiago Mayorga Pardo
Miembro del tribunal

DEDICATORIA

Este proyecto va dedicado a Dios quien iluminó y sigue guiando mi camino, brindando el apoyo, sabiduría y protección durante el transcurso de mi carrera, sobrepasando cada obstáculo para llegar a cumplir mi meta.

A mi padre Cruz y mi madre Nancy quienes con lucha y sacrificio me han impulsado para superarme no solo como profesional, sino como persona de bien, ofreciéndome el apoyo incondicional, con paciencia, sobre todo cariño y amor.

A mis hermanos David, Gaby y mi abuelita Fina por el apoyo, calidez, confianza y con el ánimo para no desmayar y seguir adelante.

A mis familiares cercanos y mejores amigos por apoyarme y estar junto a mí en las buenas y en las malas.

Santiago Feria

AGRADECIMIENTO

En primer lugar agradezco a Dios que me ha dado salud y fuerza para superar cada obstáculo en el transcurso de mi carrera.

En segundo lugar a mis padres quienes me han guiado con los valores y han estado siempre a mi lado.

A mis hermanos por su apoyo incondicional en el transcurso de mi vida universitaria.

A mis familiares cercanos y mejores amigos quienes con su apoyo absoluto me han incentivado a finalizar con mi meta propuesta.

A mi Tutor Ing. Mauricio Carrillo un agradecimiento muy especial por haberme guiado con su sabiduría, experiencia, consejos y paciencia que me ayudó en el desarrollo y culminación de este proyecto.

A la Universidad Técnica de Ambato en particular a la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

A. PÁGINAS PRELIMINARES

CERTIFICACIÓN	ii
AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN	iii
DERECHOS DE AUTOR.....	iv
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO	v
DEDICATORIA	vi
AGRADECIMIENTO.....	vii
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS.....	viii
RESUMEN EJECUTIVO	xvi
ABSTRACT	xvii

B. CONTENIDO

CAPÍTULO I	1
MARCO TEÓRICO	1
1.1 Antecedentes investigativos	1
1.2 Objetivos.....	2
1.2.1 Determinar los parámetros necesarios para el diseño y construcción de una carcasa y pistón aplicada a una bomba de pistones.	2
• Bombas de desplazamiento positivo	2
• Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo	2
• Bomba de pistón.....	3
• Partes de la bomba de pistón	4
• Principio de funcionamiento de la bomba de pistón	5
• Principio del desplazamiento positivo	6
• Determinación del gasto en una bomba de desplazamiento	8

• Gasto real de la bomba	10
• Gasto instantáneo	10
• Carcasa	14
– Material: Aluminio 6063	14
– Resistencia mecánica.....	15
• Pistón	16
– Material: AISI 304	16
– Resistencia mecánica.....	17
– Tipo de pistón	18
1.2.2 Diseñar y construir pistón y carcasa para acoplar a la bomba de pistones ..	
.....	19
• Propuesta geométrica pistón	19
– Velocidad angular (ω).....	19
– Excentricidad máxima ($r_{m\acute{a}x}$)	19
– Recorrido máximo ($S_{m\acute{a}x}$).....	19
– Diámetro del pistón (D).....	19
– Verificación del coeficiente.....	20
– Espesor mínimo del platillo de las válvulas (h_{min}).....	28
– Parámetros técnicos y característicos del mecanismo	30
• Propuesta geométrica de la carcasa	40
a) Cigüeñal	40
– Cálculo del par motor	41
– Fuerza crítica	42
– Análisis a fatiga	44
b) Rodamientos	47

– Carga estática equivalente	47
– Carga dinámica equivalente	48
– Vida nominal	48
– Ratio de viscosidad.....	49
– Diámetro medio.....	49
– Viscosidad del aceite	50
– Factor de velocidad.....	50
c) Sistema de transmisión	51
• Para la turbo-bomba Pelton	52
– Cálculo de la potencia efectiva.....	52
– Cálculo del diámetro de la polea conducida.....	53
– Longitud primitiva teórica de la correa seleccionada.....	53
– Número de correas.....	54
– Factor de corrección en función a la selección del tipo de correa CL.	56
• Para la turbo-bomba Michell Banki	56
– Cálculo de la potencia efectiva.....	57
– Longitud primitiva teórica de la correa seleccionada.....	57
– Número de correas.....	58
– Factor de corrección en función a la selección del tipo de correa CL.	58
1.2.3 Realizar pruebas de funcionamiento acoplado a las roto-bombas de la FICM.	60
– Bomba de pistón.....	61
– Turbinas.....	61
CAPÍTULO II	62
METODOLOGÍA	62

2.1 Materiales	62
2.2 Métodos	72
• Método documental	72
• Método experimental teórico y práctico.....	72
• Método comparativo.....	73
CAPÍTULO III	74
RESULTADOS Y DISCUSIÓN	74
3.1 Análisis y discusión de los resultados	74
– Eficiencia de la bomba de pistones en relación a cada turbina.	79
• Comparación de datos entre la bomba de pistones vs bomba de diafragma ...	
.....	81
– Análisis de eficiencia entre la bomba de pistones y bomba de diafragma. 85	
3.2 Especificaciones Técnicas.....	86
• Características técnicas de la bomba de pistones	87
CAPÍTULO IV	88
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	88
4.1 Conclusiones.....	88
4.2 Recomendaciones.....	90
BIBLIOGRAFÍA	91
ANEXOS	105
PLANOS	132

INDICE GENERAL DE FIGURAS

Figura 1. Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo.	3
Figura 2. Bomba de pistones.....	3
Figura 3. Esquema de bomba de pistón de simple efecto	4
Figura 4. Proceso de funcionamiento de la bomba de pistón simple efecto.	5
Figura 5. Bomba de pistón de doble efecto.....	5
Figura 6. Esquema del cilindro de una bomba de desplazamiento positivo.	6
Figura 7. Diagrama indicador teórico de una bomba de pistón.	7
Figura 8. Diagrama indicador real de una bomba de pistón.	8
Figura 9. Esquema de bomba de pistón (simple efecto).	8
Figura 10. Fluctuación de la velocidad en el tubo de descarga.....	10
Figura 11. Variación del gasto entregado por una bomba de pistón de simple efecto.....	12
Figura 12. Variación del gasto entregado por una bomba de pistón de doble efecto.....	12
Figura 13. Variación del gasto entregado por una bomba de dos cilindros de doble efecto.....	13
Figura 14. Esquema y diagrama de una bomba de tres pistones de simple efecto. ...	13
Figura 15. Composición química del AA6063.	14
Figura 16. Composición química del AISI 304.	17
Figura 17. Bomba de pistón buzo.	18
Figura 18. Diagrama de aspiración e impulsión por la bomba de pistones.....	22
Figura 19. Caudal teórico.....	26
Figura 20. Estudio dinámico mecanismo biela – manivela.	30
Figura 21. Desplazamiento del pistón buzo en un giro de cigüeñal.....	31
Figura 22. Velocidad del pistón buzo en un giro de cigüeñal.....	32

Figura 23. Velocidad del pistón buzo en un giro de cigüeñal.....	33
Figura 24. Cilindro del pistón buzo.....	33
Figura 25. Representación del diámetro interno y externo de la camisa del pistón buzo.....	39
Figura 26. Cigüeñal de la bomba de pistón.....	40
Figura 27. Ubicación de cargas.....	43
Figura 28. Esquemas de cargas en los muñones.....	43
Figura 29. Esquema del cigüeñal con la fuerza máxima.....	45
Figura 30. Diagrama de cuerpo libre del cigüeñal.....	45
Figura 31. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.....	46
Figura 32. Momento máximo flector en los cambios de sección.....	46
Figura 33. Selección del rodamiento en los puntos A y B.....	49
Figura 34. Sistema de transmisión.....	52
Figura 35. Datos de la turbo-bomba Pelton para la selección de la banda para la bomba de pistones.....	52
Figura 36. Datos de la turbo-bomba Michell Banki para la selección de la banda para la bomba de pistones.....	57
Figura 37. Cisterna con forma de cono truncado.....	74
Roto-bomba Michell Banki.....	77
Figura 38. Caudal y presión en función de la altura alcanzada.....	79
Figura 39. Caudal vs altura alcanzada entre la bomba de pistones y la bomba de diafragma por acción de la turbina Michell Banki.....	82
Figura 40. Caudal vs altura alcanzada entre la bomba de pistones y la bomba de diafragma por acción de la turbina Pelton.....	84
Figura 41. Partes externas principales de la bomba de pistones.....	86
Figura 42. Partes internas principales de la bomba de pistones.....	86
Figura 43. Características técnicas de la bomba de pistones.....	87

Figura 44. Fabricación y ensamblaje de la carcasa.	112
Figura 45. Fabricación y ensamblaje pistón.....	112
Figura 46. Fabricación y ensamblaje de tapa.	113
Figura 47. Fabricación y ensamblaje de cilindro para pistón buzo.....	113
Figura 48. Ensamble final bomba de pistones.	114
Figura 49. Ensamble de tubería y manguera para captación de fluido de turbinas, cascada Cal y Piedra (Mocha - Ambato).....	115
Figura 50. Turbina Michel Banki y Pelton.....	115
Figura 51. Puesta en marcha bomba de pistones con turbina Pelton.	116
Figura 52. Puesta en marcha bomba de pistones con turbina Michel Banki.....	116
Figura 53. Autor de la bomba de pistones adaptada con turbina Michel Banki y Pelton.....	117
Figura 54. Recolección de datos.	117

INDICE GENERAL DE TABLAS

Tabla 1. Caudal de bombeo a 30 m de altura (turbina Michell Banki).....	75
Tabla 2. Caudal de bombeo a 60 m de altura (turbina Michell Banki).....	76
Tabla 3. Caudal de bombeo a 80 m de altura (turbina Michell Banki).....	76
Tabla 4. Datos promedios obtenidos de la bomba de pistones con turbina Michell Banki.	77
Tabla 5. Caudal de bombeo a 30 m de altura (turbina Pelton).....	77
Tabla 6. Caudal de bombeo a 60 m de altura (turbina Pelton).....	77
Tabla 7. Caudal de bombeo a 80 m de altura (turbina Pelton).....	78
Tabla 8. Datos promedios obtenidos de la bomba de pistones con turbina Pelton. ...	78
Tabla 9. Comparación de caudales entre la bomba de pistones vs bomba de diafragma accionadas por la turbina Michell Banki.	81
Tabla 10. Comparación de caudales entre la bomba de pistones vs bomba de diafragma accionadas por la turbina Pelton.	83
Tabla 11. Eficiencias de bombas de pistones y diafragma en función de las turbinas de la FICM.	85

RESUMEN EJECUTIVO

El presente proyecto técnico se encamina en el diseño, construcción y pruebas de funcionamiento de una bomba de pistón la misma que está constituida de una turbina Michell Banki y Pelton, sumados a estos una bomba de diafragma. El proyecto se diseñó con el propósito de obtener una bomba de tipo pistón que se adapte al diseño y especificaciones técnicas de las rotobombas en condiciones rigurosas.

En la parte teórica y analítica, se diseñó la bomba con 3 pistones logrando una descarga más uniforme, así mismo a través de los rangos de operación de cada rotobomba como la potencia de salida, las rpm, caudal y altura de bombeo se logró dimensionar y seleccionar los elementos que conforma la bomba.

El equipo se construyó con material que absorbe las vibraciones como el aluminio AA6063 para la carcasa, mientras que para los pistones se utilizó acero inoxidable 304, por su gran resistencia a la corrosión como a los cambios de temperatura.

En la puesta en marcha con cada turbina se obtuvo valores de bombeo representado en gráficas de caudal vs altura así como presión vs altura, además se realizó la comparación entre el rendimiento de la bomba de pistones frente a la bomba de diafragma, lo que resultó que la bomba de pistones, excede una diferencia de caudal entre 20 a 36 lt/min, además se determinó que es 10 por ciento más eficiente, por lo que la bomba de pistones tiene mejores características aplicadas a las turbinas.

Palabras claves: Bomba de pistones, Turbina Michell Banki, Turbina Pelton, Rotobombas.

ABSTRACT

The present technical project is directed in the design, construction and functionality test of a piston pump, the same that is constituted of a Michell Banki and Pelton turbine, added to these a diaphragm pump. The project was designed with the purpose of obtaining a piston type pump that adapts to the design and technical specifications of rotary pumps in rigorous conditions.

In the theoretical and analytical part, the pump was designed with 3 pistons achieving a more uniform discharge, likewise through the operating ranges of each rotary pump such as the output power, rpm, flow and pumping height it was achieved to size and select the elements that make up the pump.

The equipment was built with material that absorbs the vibrations such as AA6063 aluminum for the casing, while for the pistons was used 304 stainless steel due to its great resistance to corrosion and temperature changes.

At the start-up with each turbine were obtained pumping values represented in graphs of flow vs. height as well as pressure vs. height, in addition in addition a comparison was made between the performance of the piston pump versus the diaphragm pump, which resulted that the piston pump, exceeds a flow difference between 20 to 36 lt / min, besides it was determined that it is 10 percent more efficient, so the piston pump has better characteristics applied to turbines.

Keywords: Piston pump, Michell Banki turbine, Pelton turbine, Rotary pumps.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 Antecedentes investigativos

Del análisis de investigaciones previas, que permiten el desarrollo de este proyecto; se puede mencionar:

Según [1] cuando una bomba hidráulica tiene tres pistones asegura su regularidad ya que los ángulos del cigüeñal son de 120° , además comprueba que el material influye en gran medida tanto en las frecuencias de oscilación como en sus desplazamientos.

Según [2] al disminuir el radio de la manivela se reduce su carrera lo que permite que gire a elevadas rpm y por consiguiente no suba con exceso la velocidad del pistón, esto hace que disponga de buena potencia pero al tener el cigüeñal un codo reducido, no produce altos valores de par en rpm bajas e intermedias.

En [3] la eficiencia volumétrica es uno de los parámetros más importantes para cerciorarse del correcto funcionamiento de la bomba, esta no debe estar por debajo del 80%, ya que a esas condiciones, el sistema interno está en riesgo de fallar.

En la revista de ciencias técnicas agropecuarias [4] se concluye que la velocidad máxima real del pistón mediante un análisis estadístico, su valor no debe sobrepasar los 1,1 m/s.

De acuerdo con [5] al selecciona un acumulador de presiones si esta posee membrana o vejiga el volumen de aire mínimo a contener debe ser $8,5 \times 10^5 \text{ m}^3$, mientras que sin dichos elementos el volumen de aire mínimo debe ser $25,5 \times 10^5 \text{ m}^3$.

1.2 Objetivos

1.2.1 Determinar los parámetros necesarios para el diseño y construcción de una carcasa y pistón aplicada a una bomba de pistones.

- **Bombas de desplazamiento positivo**

Estas bombas están contenidas entre un elemento impulsor ejemplo: pistón, diente de engrane, aspa, etc., y el cilindro o carcasa donde se desplaza el fluido. [6]

La forma ideal de trabajar este tipo de bombas es que a cada revolución del rotor sea a través del eje impulsor; esta por lo tanto desplazara una cantidad fija de fluido. Debido a pequeños deslizamientos que provocan elementos activos como: pistones, aspa, etc., también la holgura que existe entre el cilindro o carcasa y el rotor, pudiendo generar moderadamente cambios en la presión. [7]

- **Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo [6]**

Existen dos grupos principales los cuales se dividen en: bombas reciprocantes comúnmente utilizadas para el manejo de líquidos y gases, estas operan por medio de vapor y de forma mecánica y las bombas rotatorias cuyos elementos utilizados son: aspas, engranes, levas, tornillos, etc., son cada vez más numerosos y diversos ya que no hay industria que no posea algún tipo de variación de bomba ya sea para control y transmisión hidráulica, neumática y mecanismos de control automático.

En la figura 1 se presenta la clasificación de las bombas de desplazamiento positivo:

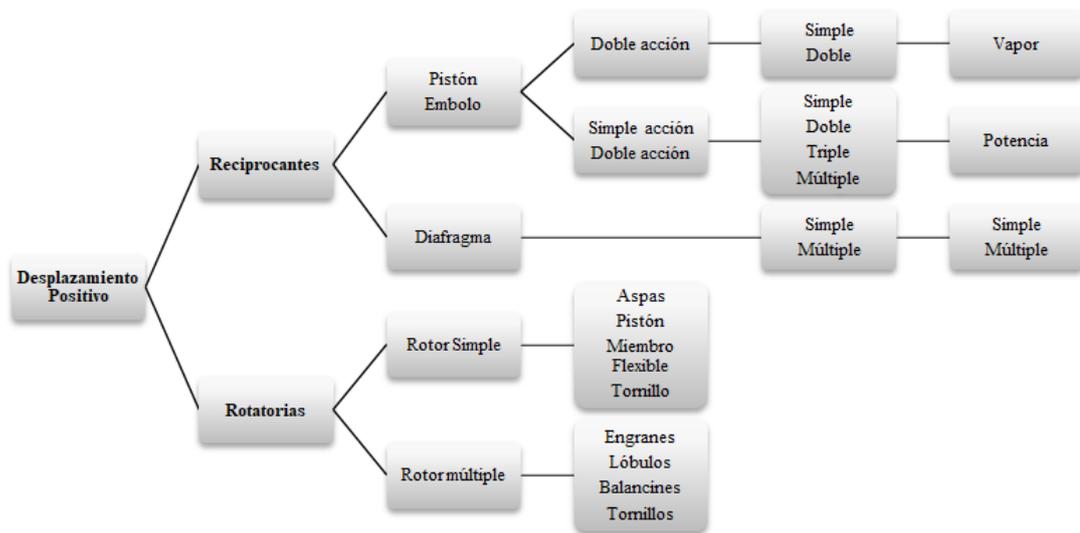


Figura 1. Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo.

Fuente: [6]

De la clasificación mostrada se escoge la de accionamiento recíprocante, ya que el diseño y construcción a realizar es una bomba de tipo pistón.

- **Bomba de pistón**

La bomba de pistones la cual se muestra en la figura 2, es una bomba hidráulica que mediante la generación de movimiento por medio de un pistón, traslada el fluido a alta presión.



Figura 2. Bomba de pistones

Fuente: [8]

Dentro del campo laboral, las aplicaciones más comunes son: [9]

- ✓ Centrales eléctricas: Inyección de agentes químicos en calderas.
- ✓ Sistemas de accionamiento hidráulico: bombeo de aceite.
- ✓ Bombeo de agua para lugares de gran altitud, etc.

- **Partes de la bomba de pistón [9]**

En la figura 3 se muestra el esquema simplificado de las partes de una bomba de pistón de simple efecto.

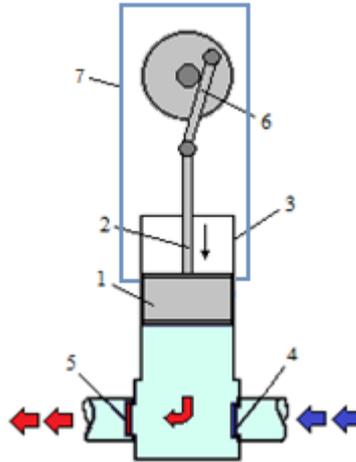


Figura 3. Esquema de bomba de pistón de simple efecto

Fuente: Autor

1. **Pistón.-** Pieza o elemento que se desplaza de forma alternativa y que está encerrado dentro de un cilindro permitiendo interactuar con fluidos.
2. **Vástago.-** Barra o varilla que articula o sujeta otros elementos mecánicos, está puede tener movimiento o puede transmitir a otro según sea el caso.
3. **Cilindro.-** Piezas cilíndrica perforada cuya superficie interna es lisa, esta abarca al pistón y permite su desplazamiento.
4. **Válvula de admisión.-** Dispositivo que regula y controla el ingreso del fluido.
5. **Válvula de descarga o escape.-** Dispositivo que regula y controla la salida del fluido.
6. **Mecanismo biela – manivela.-** Transforma el movimiento circular en translación o viceversa.
7. **Carcasa.-** Es la estructura metálica, cuya función consiste en albergar y proteger las partes internas y externas.

- **Principio de funcionamiento de la bomba de pistón [9]**

El proceso de funcionamiento de la bomba de pistón figura 4, muestra que durante el primer ciclo el pistón (posición inicial) se desplazará hacia arriba lo que crea el efecto de vacío dentro del cilindro, el vacío a presión genera succión permitiendo que ingrese el líquido al interior mediante la válvula de admisión, la válvula de descarga permanece cerrada, en el segundo ciclo el pistón se desplazará hacia abajo, la incompresibilidad del líquido cerrará la válvula de admisión y a su vez creará la presión necesaria para abrir la válvula de descarga que a su vez expulsará el líquido retenido a presión constante, llegando a su posición final la presión del cilindro baja ya que el pistón se detiene. Este proceso se repetirá continuamente.

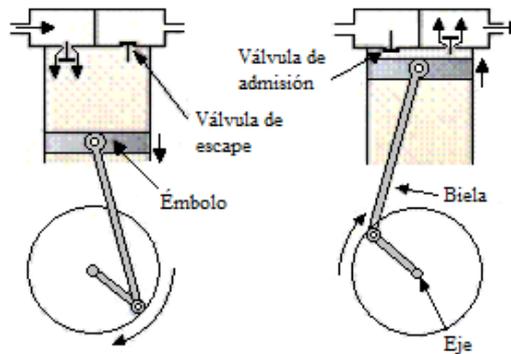


Figura 4. Proceso de funcionamiento de la bomba de pistón simple efecto.

Fuente: Autor

Si se desea aumentar la eficiencia del sistema de bombeo se puede emplear una bomba de doble efecto como se muestra en la figura 5, al desplazarse el pistón en cualquiera de los dos sentidos esta producirá el doble de descarga del fluido.

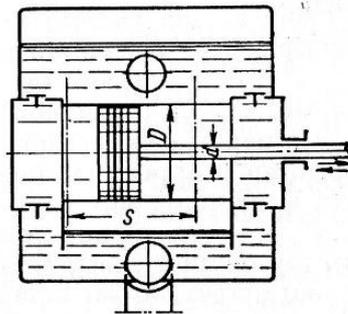


Figura 5. Bomba de pistón de doble efecto.

Fuente: [10]

- **Principio del desplazamiento positivo [6]**

Tanto para el cilindro como el pistón se supondrá que son rígidos e indeformables, en la figura 6 se observa el esquema de la parte interna del cilindro, el pistón traslada con movimiento uniforme a una velocidad “v” y con un fluido a cierta presión “p”.

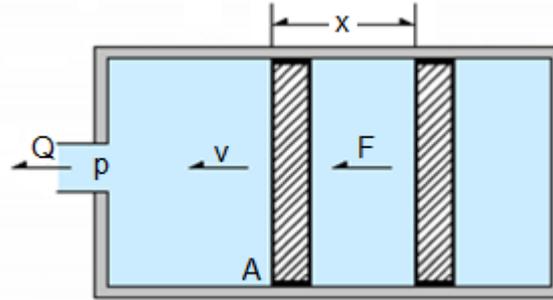


Figura 6. Esquema del cilindro de una bomba de desplazamiento positivo.

Fuente: [6]

La fuerza aplicada “F” generará el desplazamiento del pistón, lo que permite mover el fluido a través del orificio del cilindro. Al recorrer el pistón un espacio “x” hacia el lado izquierdo, se reducirá el volumen que ocupa el fluido $A_p * x$ (A_p : área transversal del pistón). El volumen del fluido al salir por el orificio del cilindro será igual a $A_p * x$ ya que el fluido es incompresible.

El tiempo “t” que se emplea para recorrer la distancia “x” según [6]:

$$t = \frac{x}{v} \quad (\text{Ec.1})$$

El gasto o volumen desplazado “Q” en la unidad de tiempo según [6]:

$$Q = \frac{A_p * x}{t} = A_p * v \quad (\text{Ec.2})$$

La potencia comunicada al fluido (sin fricción) según [6]:

$$P = F * v \quad (\text{Ec.3})$$

Como $F = p * A_p$, entonces:

$$P = Q * p \quad (\text{Ec.4})$$

La máquina puede absorber potencia mecánica $F * v$ y reponer potencia hidráulica $Q * p$ de la bomba o inversamente lo que le permite funcionar como bomba o motor.

La disminución del volumen en la cámara desplazará el fluido según el principio de desplazamiento positivo, el cambio de energía puede producirse mediante movimiento alternativo (pistón) o movimiento rotatorio (rotor).

Las máquinas de desplazamiento positivo también se las denominan volumétricas debido a que tienen una cámara en la que succiona (aumento de volumen) y expulsa (disminución de volumen).

En las figuras 7 y 8 se muestra los diagramas de relación de presión vs desplazamiento del pistón en el cilindro (p vs x), el cual permite representar la variación de presión que ocurre dentro del cilindro. [10]

Se considera un proceso ideal debido a que la resistencia hidráulica tanto de la válvula de admisión como de descarga no se representa.

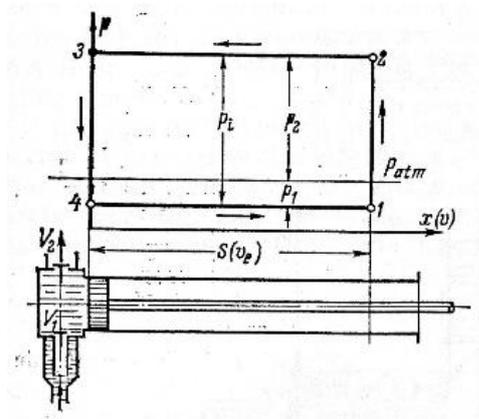


Figura 7. Diagrama indicador teórico de una bomba de pistón.

Fuente: [10]

Además la abertura y cierre de las mismas cuando el pistón se encuentra en sus puntos extremos es de forma instantánea.

Se considera proceso real debido a que las líneas inclinadas 1-2 y 3-4 demuestran que la abertura y cierre de las válvulas no son de forma instantánea, así como se visualiza en la figura 8:

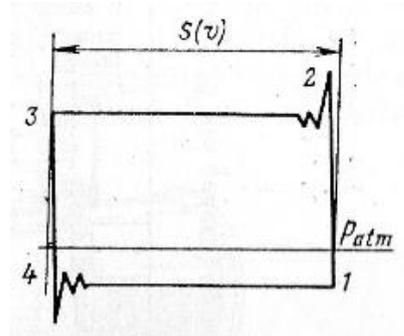


Figura 8. Diagrama indicador real de una bomba de pistón.

Fuente: [10]

Otro punto importante a observar es que la presión en el cilindro necesariamente debe ser mayor a la presión de descarga lo que vencerá la inercia y abrirá la válvula, en este proceso existe cierta inestabilidad hasta el momento que se restablezca el proceso a presión constante.

- **Determinación del gasto en una bomba de desplazamiento [6]**

En la figura 9 se puede visualizar el esquema de una bomba de pistón de simple efecto:

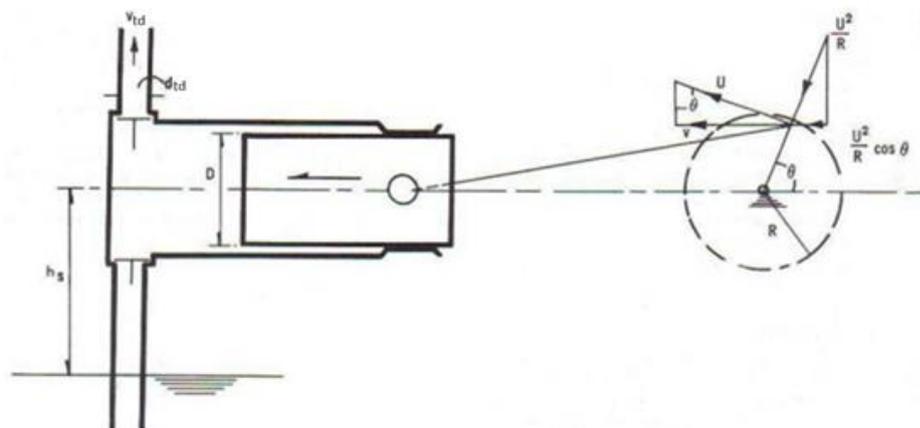


Figura 9. Esquema de bomba de pistón (simple efecto).

Fuente: [6]

Donde:

v_{td} : Velocidad instantánea en el tubo de descarga (cualquier instante).

v : Velocidad del vástago en ese instante.

U : Velocidad periférica uniforme del muñón del cigüeñal.

d_{td} : Diámetro del tubo de descarga.

Para determinar el gasto teórico según [6], en condiciones ideales:

$$Q_t = \frac{\pi * D^2}{4} * \frac{2 * R * n}{60} \quad \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (\text{Ec.5})$$

Donde:

D : Diámetro del pistón.

R : Radio de la manivela.

n : Velocidad del cigüeñal en rpm.

Área de la sección cilíndrica según [2]: $A_p = \frac{\pi * D^2}{4}$

Volumen desplazado en la carrera según [2]: $V = \frac{\pi * D^2}{4} * 2R$

El gasto no depende de la presión, sino del área del pistón, de la carrera y de la velocidad del desplazamiento. La velocidad media del pistón y el número de revoluciones del motor no excede a 1,5 m/seg y 550 a 600 rpm.

En las bombas construidas actualmente, se puede notar un aumento de la velocidad del pistón y disminución de las dimensiones y el peso de la bomba (aumento de la potencia específica). Para regular el gasto en este tipo de bombas, no se utiliza el cierre por válvulas de descarga, se regula mediante la variación del número de revoluciones del motor o también se logra desviando una parte del gasto de la tubería de descarga hasta la tubería de succión.

Es importante conocer que en una bomba de pistón para cerrar la válvula de descarga se debe detener el sistema, jamás en marcha, porque la presión crecería excediendo la potencia que el motor puede proporcionar.

- **Gasto real de la bomba [6]**

El gasto real es menor al gasto teórico, esto se debe a las fugas que se producen al momento del retraso del cierre de las válvulas generado al no sellarse perfectamente, y las pérdidas entre la prensa-estopa y la flecha. Otro factor importante es la reducción del caudal debido a la mezcla del aire con el líquido succionado causado por el vacío creado por la bomba.

El gasto real según [6], se determina así:

$$Q_r = Q_t * \eta_v \quad \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (\text{Ec.6})$$

Donde:

η_v : Rendimiento volumétrico, es mayor para pistón de mayor diámetro y un poco menor cuando la viscosidad del fluido es menor.

- **Gasto instantáneo [6]**

Este se refiere al gasto que saldrá por la tubería de descarga la cual es muy variable, durante la carrera de succión tiene un valor de 0, mientras que en la carrera de descarga aumenta a un máximo. En la figura 10 se muestra la fluctuación de la velocidad en el tubo de descarga:

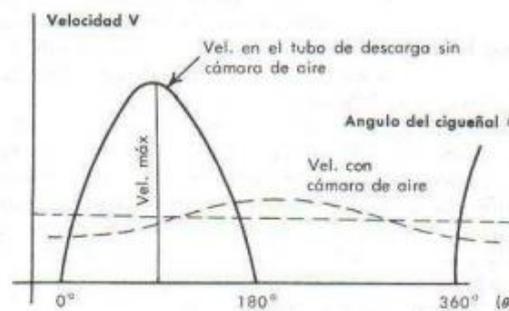


Figura 10. Fluctuación de la velocidad en el tubo de descarga.

Fuente: [6]

El gasto total según [6], se determinaría mediante:

$$Q = \frac{D * n}{60} = \frac{A * S * n}{60} \quad (\text{Ec.7})$$

Donde:

$$S: \text{Carrera del pistón} = 2R$$

Para determinar el gasto de una bomba de doble efecto según [10], se tiene:

$$Q_t = \frac{\pi * (2D^2 - d^2)}{4} * \frac{2 * R * n}{60} * \eta_v \quad (\text{Ec.8})$$

Donde:

d : diámetro del vástago (ver figura 7)

Para una bomba de pistones múltiples en la que un cigüeñal común produce el movimiento de los pistones, el caudal se determina al multiplicar el caudal de un pistón por el número de éstos que posee la bomba. Las magnitudes de dichas bombas son la relación entre la carrera y el diámetro S/D y la velocidad media $= S*n/30$. (Menor es S/D cuando mayor es el número de carreras dobles por min).

Según la fuente [10], las bombas poseen las siguientes características:

$$\frac{S}{D} = 0.8 \dots 2; \quad v_{e.med} = 0.5 \dots 0.9 \text{ m/s}$$

El volumen del pistón al cilindro se mide en función del ángulo de giro de la manivela por una senoide.

Cuando el pistón se desplaza hacia la izquierda se produce la alimentación de líquido, por ello en dos carreras del pistón el diagrama de aspiración es representada por medio de una senoide y una línea recta para el sentido contrario.

$R/L \neq 0$, ya que el diagrama sinusoidal se desfiguraría, perdiendo la simetría.

En la bomba de simple efecto el volumen de líquido descargado es una función sinusoidal, en una carrera completa como se muestra en la figura 11, la succión representa cero volúmenes de salida, en cambio la descarga se observa una media senoide. [9]

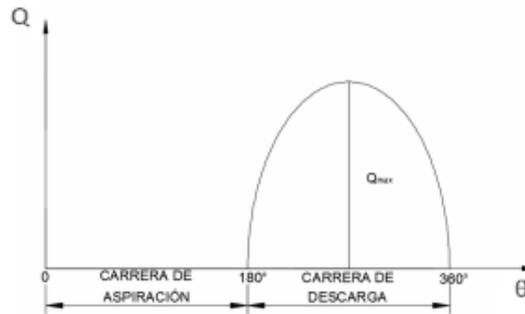


Figura 11. Variación del gasto entregado por una bomba de pistón de simple efecto.

Fuente: [9]

La bomba de doble efecto tiende a mejorar la irregularidad en la descarga, mientras en una cara del pistón succiona la otra descarga, de forma que se alternan en cada carrera como se indica en la figura 12.

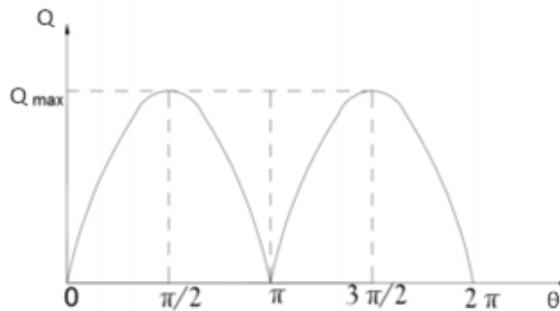


Figura 12. Variación del gasto entregado por una bomba de pistón de doble efecto.

Fuente: [9]

Se puede apreciar que la bomba no entrega gasto alguno en $\theta = 0, \pi$ y 2π , por lo que sigue enviando un flujo pulsante.

En las bombas de dos cilindros de doble efecto de la figura 13, incrementa la entrega del gasto máximo, mejora el envío del fluido pero no elimina el problema.

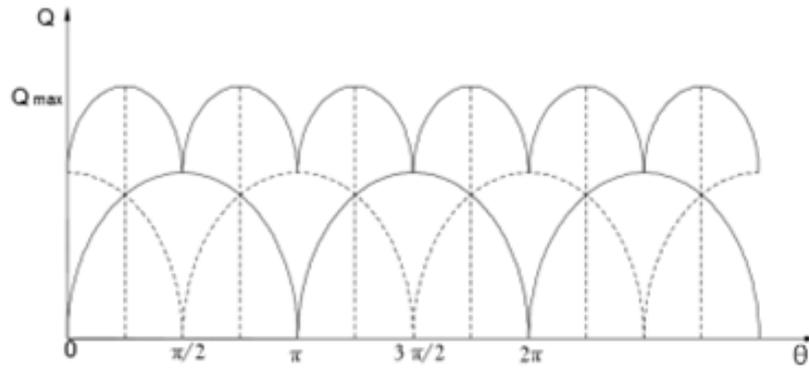


Figura 13. Variación del gasto entregado por una bomba de dos cilindros de doble efecto.

Fuente: [9]

Con las bombas de tres pistones de simple efecto se logra una descarga más uniforme, están unidos a un cigüeñal común cada 120° y cuyo gráfico “Q” vs “ θ ” se muestra en la figura 14.

La descarga de dos pistones se solapan entre 0 y 60° (pistón III y I); 120 y 180° (pistón I y II); 240 y 300° (pistón II y III).

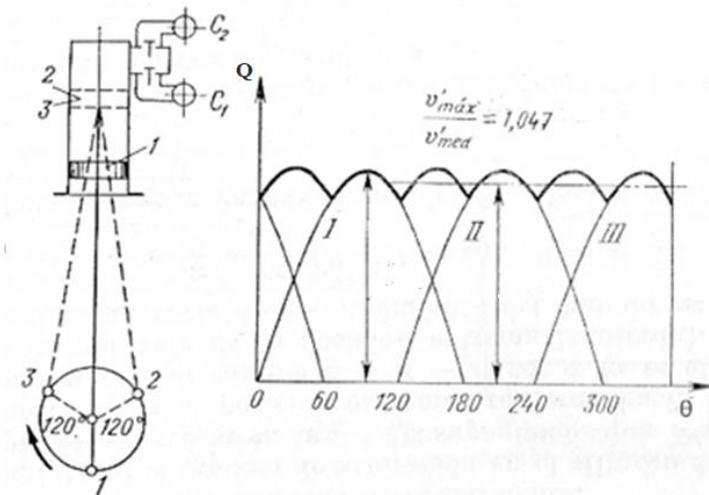


Figura 14. Esquema y diagrama de una bomba de tres pistones de simple efecto.

Fuente: [10]

- **Carcasa**

- **Material: Aluminio 6063** [11]

Su número de serie es el 6XXX denominado por (The Aluminum Association). Esta aleación de aluminio está compuesta principalmente por elementos aleantes como son Silicio (Si) y Magnesio (Mg), además posee otros componentes en menor cantidad que lo alteran y brindan propiedades como resistencia mecánica y a la corrosión, buena soldabilidad. Al incluir un tratamiento térmico mejora las características del material por lo que tendrá mejores resultados, el tipo de tratamiento dependerá del área en el que se aplique la aleación.

Debido a su amplia utilidad en la construcción, esta serie se ha introducido en el mercado mundial en la creación de perfilería y sector mobiliario puesto que su facilidad para el mecanizado y extrusión son las mejores, otra ventaja radica en su relativo bajo costo.

Internacionalmente, la aleación 6063 se puede fabricar en cualquier empresa siempre y cuando se cumpla los límites establecidos por (The Aluminum Association). Para obtener y trabajar dicha aleación en el país, se debe aplicar la norma NTE INEN 2250:2000 creada por el Instituto Ecuatoriano de Normalización (INEN), el cual establece los parámetros que se debe cumplir y que se muestra en la figura 15:

Aleación ISO/ANSI/ ASTM	Límites	Si (%)	Fe (%)	Cu (%)	Mn (%)	Mg (%)	Cr (%)	Zn (%)	Ti (%)	Otros (%)	Al (%)
6063	Máx	0,6	0,35	0,1	0,1	0,9	0,1	0,1	0,1	0,05/ 0,15	Resto
	Min	0,2	0,45	

Figura 15. Composición química del AA6063.

Fuente: [11]

En el [Anexo A1] se muestra los datos del análisis espectrométrico de la aleación 6063 obtenida para este proyecto según la norma técnica NTE INEN 2250:2017.

– Resistencia mecánica

Para materiales la resistencia mecánica es la facultad que tiene el mismo para resistir uno o varios esfuerzos los cuales se aplican sobre éste sin obtener cambios permanentes o deformaciones.

Como todo material aplicado al área de la construcción, en estado puro el aluminio posee una resistencia mecánica que oscila entre los 160 a 200 MPa (23 a 29 kpsi), no obstante, al transformarlo en una aleación 6063 la composición química se altera lo que permite que el elemento llegue a los 190 MPa (28 kpsi) de forma aproximada, la razón es que al tener componentes aleantes en el metal puro estas mejoran sus propiedades.

De acuerdo a la aleación aportada se modificarán las propiedades, entre estas se resalta las principales:

- Silicio (Si).- Incrementa la resistencia mecánica al mezclar con Mg, además de darles propiedades desoxidantes y endurecedoras.
- Hierro (Fe).- Incrementa la resistencia mecánica.
- Cobre (Cu).- Aumenta las propiedades mecánica y la resistencia a la corrosión (condiciones de alta exposición y ambientales).
- Manganeso (Mn).- Aumenta las propiedades mecánicas (resistencia dureza), pero disminuye la calidad de embutición, facilita el trabajo en caliente y el mecanizado, otro de sus factores es desoxidante.
- Magnesio (Mg).- Luego del conformado en frío posee una gran resistencia.
- Zinc (Zn).- Incrementa la resistencia a la corrosión.
- Cromo (Cr).- Genera una capa reforzada por el endurecimiento a su vez incrementa la resistencia mecánica cuando se mezcla con otros componentes como: Cu, Mn, Mg, también mejora la resistencia a la corrosión y al desgaste.
- Titanio (Ti).- Incrementa la resistencia mecánica, le brinda propiedades desoxidantes y aumenta la resistencia a la temperatura.

- **Pistón [8]**

El pistón es una estructura mecánica, cuya función es soportar presión y está en constante movimiento. El pistón tiene una forma hueca y cilíndrica en la cual existe la presencia de dos caras, una cerrada y una abierta por donde se inserta la biela la cual esta sostenida mediante un pasador.

Los pistones soportan grandes temperaturas y presiones increíbles, los cuales están sometidos a una velocidad y aceleración de alta potencia. De esta manera el peso específico bajo es utilizado para reducir la energía cinética que se produce al desplazarse. También se escogen aleaciones que poseen un peso específico basándose en la velocidad y aceleración.

- **Material: AISI 304 [12]**

Pertenece a la serie 300 de aceros inoxidable austeníticos, posee gran versatilidad además de ser uno de los más utilizados. Este material contiene cromo (Cr), níquel (Ni) y cantidades de carbono muy bajas; es muy resistente a la corrosión asimismo tiene sobresalientes propiedades para el soldado y el conformado.

Consta de buenas propiedades para la soldadura, no requiere del proceso de tratamiento término (recocido) luego de la soldadura ya que se desempeña excelente en una extensa gama de condiciones corrosivas. Brinda una óptima resistencia a la corrosión tanto para servicio intermitente (870°C) y continuo (925°C), no es recomendable para aplicaciones en continuo en el intervalo de 425° y 860°C, fuera de este rango tanto por encima y por debajo se desempeña de la mejor manera.

Este elemento tiene la opción de ser trabajado en frío por consiguiente se puede someter a técnicas como: doblado, cilindrado, rolado, corte y embutición profunda. Es importante tener en cuenta que no se puede endurecer mediante tratamiento térmico este tipo de acero, a continuación se muestra en la figura 16 los parámetros de composición de aleantes de este material, para más información del elemento ver [Anexo A2]:

Material	Porcentaje de aleaciones (%) máx.						
	C	Cr	Ni	Si	Mn	S	P
AISI 304	0,08	18,0 – 20,0	8,0 – 12,0	1,00	2,00	0,03	0,04

Figura 16. Composición química del AISI 304.

Fuente: [12]

– Resistencia mecánica

Posee muy buena resistencia mecánica, la dureza se encuentra entre 130 a 150 HB y su resistencia a la tracción oscila por los 500 a 700 N/mm² con una elasticidad de 195 a 340 N/mm², esto permite que este material tenga gran versatilidad en múltiples áreas y aplicaciones.

✓ Ventajas

Cuenta con una amplia gama de aleantes que lo compone lo que le permite una variedad en sus propiedades mecánicas como: excelente resistencia a la corrosión, facilidad de unión y conformado, buena soldabilidad, resistencia a cambios de temperatura, admite variedad en su forma y acabados superficiales, baja rugosidad, además es un elemento con gran durabilidad, buena apariencia, facilidad de limpieza superficial, simplicidad de fabricación, cabe resaltar que la relación referente a costo-beneficio es muy viable y un bajo costo en la mantenibilidad.

✓ Aplicaciones

Existe gran diversidad en aplicaciones como: en el campo de la arquitectura, edificación y construcción se utiliza para revestimientos, cubiertas, fachadas, etc.; en la industria automotriz utilizado para sistemas de escape, fines estructurales, transformadores catalíticos, etc.; dentro del área de generación de energía para unidades de sulfuración de gases combustibles, plantas de energía de combustible fósil, etc.; industria química, procesado de gas y petróleo se tiene tanques de almacenamiento, tuberías, bombas y válvulas, etc.; industria alimenticia y elaboración de cubiertos (utensillos culinarios); compañías farmacéuticas y aplicaciones médicas.

– **Tipo de pistón [9]**

Primordialmente para las bombas se emplean dos tipos de pistones, el primero es de tipo disco y segundo los llamados pistón buzo. En este caso se utilizará el pistón de tipo buzo el cual no emplea ningún tipo de sellado con respecto a la cámara del cilindro, este se maneja mediante un sistema de prensaestopas en el área del vástago el cual garantiza la hermeticidad como se muestra en la figura 17:

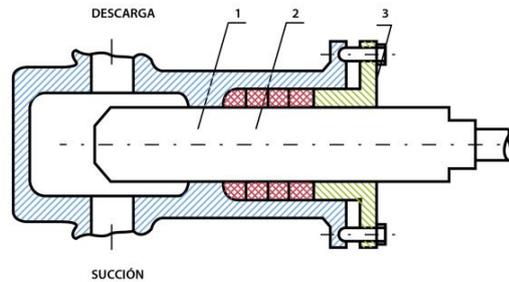


Figura 17. Bomba de pistón buzo.

Fuente: [9]

1.2.2 Diseñar y construir pistón y carcasa para acoplar a la bomba de pistones.

- **Propuesta geométrica pistón [4]**

- **Velocidad angular (ω)**

Para determinar la velocidad angular, se debe tomar la frecuencia de rotación a la que gira el cigüeñal en la información de las turbobombas de [13], [14] el valor de

$n_c = 650 \text{ rpm}$:

$$\omega = \frac{\pi * n_c}{30} \quad (\text{Ec.9})$$

$$\omega = \frac{\pi * 650 \text{ rpm}}{30}$$

$$\omega = 68,067 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

- **Excentricidad máxima ($r_{m\acute{a}x}$)**

La excentricidad se escoge en consideración la velocidad máxima del pistón, según el rango que establece en [10] se escoge del intervalo $v_{m\acute{a}x} = 0,55 \text{ m/s}$ con lo que queda:

$$r_{m\acute{a}x} = \frac{v_{m\acute{a}x}}{1,02 * \omega} \quad (\text{Ec.10})$$

$$r_{m\acute{a}x} = \frac{0,55 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1,02 * (68,067 \frac{\text{rad}}{\text{s}})}$$

$$r_{m\acute{a}x} = 7,922 * 10^{-3} \approx 8 * 10^{-3} \text{ m} = 8 \text{ mm}$$

- **Recorrido máximo ($S_{m\acute{a}x}$)**

Para obtener el máximo recorrido se procede a resolver:

$$S_{m\acute{a}x} = 2r_{m\acute{a}x} \quad (\text{Ec.11})$$

$$S_{m\acute{a}x} = 2(8 * 10^{-3} \text{ m})$$

$$S_{m\acute{a}x} = 16 * 10^{-3} \text{ m} = 16 \text{ mm}$$

- **Diámetro del pistón (D)**

Para obtener el diámetro del pistón se emplea según [4] la ecuación 12:

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,24 * Q_{bomba}}{60 * C_p * \pi * \Psi_i * n * \eta_o}} \quad (\text{Ec.12})$$

Donde:

C_p = Número de pistones.

Ψ_i = Relación recorrido diámetro; $\Psi_i = 0,75$, bombas axiales [4].

η_o = Coeficiente de efectividad volumétrica; $\eta_o = 0,97$ bombas de pistón [10].

Se debe tener como dato inicial el caudal a la cual la bomba va a ejercer el trabajo, por lo que se tomar en cuenta según [13], [14] que a una altura a 30 m el caudal promedio es $Q_{bomba} = 20 \text{ lt/min} = 3,333 * 10^{-4} \frac{m^3}{s}$.

Para el diseño de la bomba, la cantidad de pistones con el cual se procederá hacer el cálculo son $C_p = 3$, el cual se justifica en el marco teórico por el grado de eficiencia, ver figura 14.

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,24 * (20 \text{ lt/min})}{60 * 3 * \pi * 0,75 * 1000 \text{ rpm} * 0,97}}$$

$$D = 0,022 \text{ m} = 22 \text{ mm}$$

– Verificación del coeficiente

Se verifica el cálculo del coeficiente relación recorrido diámetro real (Ψ_{real}):

$$\Psi_{real} = \frac{S_{m\acute{a}x}}{D} \quad (\text{Ec.13})$$

$$\Psi_{real} = \frac{16 \text{ mm}}{22 \text{ mm}}$$

$$\Psi_{real} = 0,727$$

Si la relación Ψ_{real} oscila entre 0,65 – 0,85 [1], se encuentra dentro del rango establecido.

– **Presión máxima de succión (h_{bo})**

Mediante la ecuación 14 según [4] se procede a determinar la presión máxima ejercida al momento de succionar el fluido:

$$h_{bo} = P_0 - P_{gases} - Z_{succ} - \left(\frac{L_{succ}}{g} * r_{m\acute{a}x} * \omega^2 \right) \quad (\text{Ec.14})$$

Donde:

P_0 : Presión atmosférica, $P_0 = 1.01325 \text{ bar} = 760 \text{ mmcHg} = 10,33 \text{ mca}$ según [15].

P_{gases} : Presión mínima de desprendimiento de gases.

Z_{succ} : Altura de succión.

L_{succ} : Longitud de la tubería de succión.

g : Aceleración de la gravedad, $g = 9,8 \frac{m}{s^2}$

Según lo expresado en [16], para calcular la presión mínima P_{gases} se aplica la ecuación 14, tomando en cuenta que es para el punto donde ocurre la succión:

$$P_{gases} = h_g + \frac{v_{pt}^2}{2g} + \Sigma h_f + h_r \quad (\text{Ec.15})$$

Donde:

h_g : Altura geométrica.

Σh_f : Sumatoria de todas las pérdidas.

$\frac{v_{pt}^2}{2g}$: Energía cinética.

h_r : Presión residual.

En la figura 18 se visualiza el trayecto del fluido desde el punto de aspiración hasta la impulsión de este:

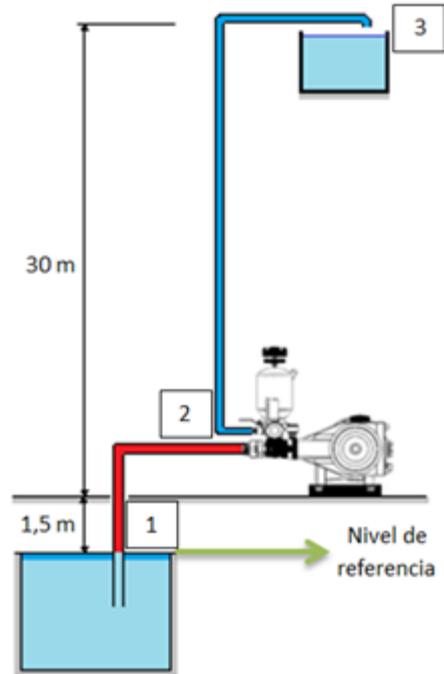


Figura 18. Diagrama de aspiración e impulsión por la bomba de pistones.

Fuente: Autor

Existe 3 puntos principales a lo largo de la línea: (1) nivel depósito, (2) nivel de la bomba, (3) nivel de descarga.

A fin de determinar la altura geométrica de la parte de succión, se debe tomar entre el nivel inferior hasta donde se encuentra ubicada la bomba según [15]:

$$h_g = Z_{succ} = 1,5 \text{ m}$$

Para el cálculo de la velocidad se despeja de la ecuación 2, se tiene:

$$v_{pt} = \frac{Q_{bomba}}{A_t}$$

Donde:

$$A_t: \text{Área de la tubería, según [17]: } A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

v_{pt} : Velocidad media de cada punto del flujo del sistema.

Se encuentra los valores para el punto 2, ya que la velocidad del punto 1 es cero por lo que se encuentra en el nivel de referencia, reemplazando los términos:

$$v_{pt2} = \frac{4 * Q_{bomba}}{\pi * D_{it}^2}$$

Donde:

D_{it} : Diámetro interno de la manguera, para la manguera de succión del punto 1-2

$D_{it-succión} = 0,019 \text{ m}$ [Anexo A3], entonces:

$$v_{pt2} = \frac{4 * 3,333 * 10^{-4} \frac{m^3}{s}}{\pi * (0,019 \text{ m})^2}$$

$$v_{pt2} = 1,175 \frac{m}{s}$$

El siguiente parámetro a encontrar es la caída de presión en la línea de succión desde el punto 1 hasta el punto 3, para ello según [15] se utiliza la ecuación 16:

$$h_f = f_f * \frac{L_t}{D_{it}} * \frac{v_{pt}^2}{2g} \quad (\text{Ec.16})$$

Donde:

h_f : Pérdida de presión.

f_f : Factor de fricción.

L_t : Longitud de la tubería.

Para obtener el valor del factor de fricción se debe determinar primero el número de Reynolds de la ecuación 17 expuesto en [15]:

$$Re = \frac{D_{it} * v_{pt} * \rho}{\mu} \quad (\text{Ec.17})$$

Donde:

ρ : Densidad, según [17] $\rho = 1000 \frac{kg}{m^3}$.

μ : Coeficiente de viscosidad, según [17] $\mu = 1 * 10^{-3} \text{ Pa} * \text{s}$.

Si:

$Re < 2000$, el flujo es laminar según [17].

$$f_f = \frac{64}{Re} \quad (\text{Ec.18})$$

$Re > 4000$, el flujo es turbulento según [17].

$$f_f = \frac{0,25}{\left\{ \log \left[\frac{1}{3,7 * \left(\frac{D_{it}}{\varepsilon} \right)} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right] \right\}^2} \quad (\text{Ec.19})$$

Donde:

$\frac{\varepsilon}{D_{it}}$: Rugosidad relativa.

Por lo tanto el número de Reynolds, de la ecuación 17:

$$Re = \frac{0,019 \text{ m} * 1,175 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{1 * 10^{-3} \text{ Pa} * \text{s}}$$
$$Re = 22325$$

Como $Re > 4000$ es flujo turbulento, para ello se tiene la ecuación 19, es necesario el valor de la rugosidad relativa, en la tabla del [Anexo A4] y según [17] se da el dato de $\varepsilon = 3 * 10^{-7} \text{ m}$ para plástico:

$$f_f = \frac{0,25}{\left\{ \log \left[\frac{1}{3,7 * \left(\frac{0,019 \text{ m}}{3 * 10^{-7} \text{ m}} \right)} + \frac{5,74}{22325^{0,9}} \right] \right\}^2}$$
$$f_f = 0,0251$$

Las pérdidas de fricción de la manguera de succión con la ecuación 16, resulta:

$$h_{f1-2} = 0,0251 * \frac{2,5 \text{ m}}{0,019 \text{ m}} * \frac{\left(1,175 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2 * \left(9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)}$$
$$h_{f1-2} = 0,232 \text{ m}$$

En cuanto a lo que es la altura cinética debida a la velocidad según [16], se calcula en la parte de succión:

$$\frac{v_{pt2}^2}{2g} = \frac{\left(1,175 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * \left(9,8 \frac{m}{s^2}\right)} = 0,0704 m$$

En lo que se refiere la presión residual ecuación 20, trata de la presión que debe vencer la bomba cuando el fluido llegue a su punto de entrega o donde sea más desfavorable, según [17] y despejando la presión de la ecuación de Bernoulli en el punto 2, se tiene:

$$h_r = -\gamma \left(h_f + \frac{v_{pt}^2}{2g} + h_g \right) \quad (\text{Ec.20})$$

Donde:

P_{tb} : Presión en la tubería.

γ : Peso específico, según [17] $\gamma_{agua} = 9,8 \frac{kN}{m^3}$

$$h_r = -9,8 \frac{kN}{m^3} (0,232 m + 0,0704 m - 1,5 m)$$

$$h_r = -1197,6 Pa \approx -0,122 mca$$

Reemplazando los valores calculados dentro de la ecuación 15:

$$P_{gases} = 1,5 mca + 0,0704 mca + 0,232 mca - 0,122 mca$$

$$P_{gases} = 1,6804 mca \approx 16467,92 Pa$$

Por lo tanto la presión máxima de succión mediante la ecuación 14 es igual:

$$h_{bo} = 10,33 mca - 1,6804 mca - 1,5 mca - \left(\frac{2,5 m}{9,8 \frac{m}{s^2}} * 0,008 m * \left(68,067 \frac{rad}{s} \right)^2 \right)$$

$$h_{bo} = -2,306 mca$$

– Verificación de la frecuencia de rotación (n)

Esto se aplica para condiciones de trabajo del equipo para ello la ecuación 21 se expresa de la siguiente forma:

$$n = 9,55 * \sqrt{g * \left(\frac{P_0 - P_{gases} - Z_{succ} - h_{bo}}{r * L_{succ}} \right)} \quad (\text{Ec.21})$$

$$n = 9,55 * \sqrt{9,8 \frac{m}{s^2} * \left(\frac{10,33 m - 1,6804 m - 1,5 m - (-2,306 m)}{0,008 m * 2,5 m} \right)}$$

$$n = 650,048 \text{ rpm}$$

Como $n > 540$ expresado en [4], entonces r_{max} no se altera el valor lo que permite continuar con los cálculos.

– **Caudal máximo (Q_{max})**

Para determinar el caudal máximo que entrega la bomba, se aplica la ecuación 22 de la siguiente forma:

$$Q_{max} = 0,7854 * D^2 * v_{máx} \quad (\text{Ec.22})$$

$$Q_{max} = 0,7854 * (0,022 m)^2 * 0,55 \frac{m}{s}$$

$$Q_{max} = 2,091 * 10^{-4} \frac{m^3}{s} = 12,546 \frac{lt}{min}$$

En la figura 19 se visualiza que a medida que el número de RPM incrementa, aumenta su velocidad lo hace que el caudal se eleve, analizando desde la velocidad teórica hasta el límite de la velocidad de diseño expresado en [4], [10] se tiene:

RPM	Velocidad	Q (m3/s)	Q (lt/min)
650	0,55	2,09E-04	12,544
700	0,6	2,28E-04	13,685
819	0,7	2,66E-04	15,966
936	0,8	3,04E-04	18,246
1053	0,9	3,42E-04	20,527
1170	1	3,80E-04	22,808
1287,28	1,1	4,18E-04	25,089

Figura 19. Caudal teórico.

Fuente: Autor

El caudal obtenido sirve como punto de referencia para las respectivas pruebas de la bomba de pistones.

– **Área de la válvula de succión (A_{valv})**

Para obtener el valor del área de la válvula de la ecuación 23, se emplea el caudal máximo de diseño $Q = 3,333 * 10^{-4} \frac{m^3}{s}$, se toma la velocidad del líquido en la sección del cilindro cuando se abre y cierra por lo que $v_{valv} = 0,85 \frac{m}{s}$:

$$A_{valv} = \frac{Q_{m\acute{a}x}}{v_{valv}} \quad (\text{Ec.23})$$

Donde:

v_{valv} : Velocidad del líquido en la válvula.

Reemplazando:

$$A_{valv} = \frac{3,333 * 10^{-4} \frac{m^3}{s}}{0,85 \frac{m}{s}}$$

$$A_{valv} = 3,921 * 10^{-4} m^2$$

– **Recorrido máximo del disco de las válvulas ($h_{max\ valv}$)**

La ecuación 24 representa el recorrido máximo que tienen el disco a través del resorte por accionamiento del caudal que ingresa al momento de succionar el fluido:

$$h_{max\ valv} \leq \frac{4000}{n * \sqrt{\frac{m_{valv}}{(g * A_{valv})}}} \quad (\text{Ec.24})$$

Donde:

m_{valv} : Masa inicial del disco de la válvula.

La masa utilizada para el cálculo es $m_{disco} = 9,269 * 10^{-4} kg$ [Anexo A5], el número de giros que produce el cigüeñal se seleccionó en la figura 19 para el caudal máximo de diseño entonces:

$$h_{max\ valv} \leq \frac{4000}{1000\ rpm * \sqrt{\frac{9,269 * 10^{-4}\ kg}{\left(9,8 \frac{m}{s^2} * 3,921 * 10^{-4}\ m^2\right)}}}$$

$$h_{max\ valv} = 8,148\ mm = 8,148 * 10^{-3}\ m$$

Para el cálculo se debe selecciona $h_{valv} \leq h_{max\ valv}$ según [4] por lo que se escoge el mismo valor para continuar.

– **Diámetro de entrada a las válvulas (d_{valv})**

Una vez logrado los datos del área y recorrido de los discos se busca el diámetro de entrada a las válvulas mediante la ecuación 25:

$$d_{valv} = \frac{A_{valv}}{\pi * h_{valv}} \quad (Ec.25)$$

$$d_{valv} = \frac{3,921 * 10^{-4}\ m^2}{\pi * 8,148 * 10^{-3}\ m}$$

$$d_{valv} = 0,0153\ m = 15,317\ mm$$

– **Diámetro del platillo de las válvulas ($d_{platvalv}$)**

Para el cálculo del diámetro del platillo de las válvulas se tiene la ecuación 26:

$$d_{platvalv} = d_{valv} + 4 \quad (Ec.26)$$

$$d_{platvalv} = 15,317\ mm + 4$$

$$d_{platvalv} = 19,317\ mm$$

Entonces el radio del platillo de las válvulas $r_{platvalv}$ es igual:

$$r_{platvalv} = \frac{d_{platvalv}}{2}$$

$$r_{platvalv} = \frac{19,317\ mm}{2}$$

$$r_{platvalv} = 9,658\ mm$$

– **Espesor mínimo del platillo de las válvulas (h_{min})**

Para evitar deformaciones en los platillos producido por esfuerzos provocados al momento de succionar y descargar el fluido se debe determinar el espesor necesario para soportar dicho trabajo, para ello la ecuación 27:

$$h_{min} = \sqrt{\frac{6 * M_r}{\sigma_{mv}}} \quad (\text{Ec.27})$$

Donde:

M_r : Momento en dependencia del radio.

σ_{mv} : Esfuerzo del material, para el acero inoxidable [Anexo A6] $\sigma_{mv} = 552 \text{ MPa} = 5628,83 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$.

El valor del momento que se encuentra en dependencia del radio del platillo:

$$M_r = \frac{P_{max}}{16} * (3 + \mu) * (r_{platvalv}^2 - \Delta r_{platvalv}^2) \quad (\text{Ec.28})$$

Donde:

$P_{cm\acute{a}x}$: Presi3n m\acute{a}xima efectuada por la bomba, $P_{cm\acute{a}x} = 35 \text{ bar} = 507,632 \text{ psi} = 3,5 \times 10^6 \text{ Pa}$, seg\un{u}n [4].

μ : Relaci3n de poisson, seg\un{u}n [7] $\mu = 0,3$.

$\Delta r_{platvalv}$: Incremento del radio, seg\un{u}n [4] $\Delta r_{platvalv} = 0$

Reemplazando los datos, la presi3n en bar y el radio de la v\alvula en cm:

$$M_r = \frac{35 \text{ bar}}{16} * (3 + 0,3) * (0,9658^2 \text{ cm}^2 - \Delta r_{platvalv}^2)$$

$$M_r = 6,733 \text{ kgf}$$

Entonces el espesor m\acute{in}imo del platillo mediante la ecuaci3n 27 es igual:

$$h_{min} = \sqrt{\frac{6 * 6,733 \text{ kgf}}{5628,83 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}}$$

$$h_{min} = 0,0847 \text{ cm} \approx 0,85 \text{ mm}$$

– **Parámetros técnicos y característicos del mecanismo**

En la ecuación consecutiva se calcula los parámetros técnicos y característicos del mecanismo.

En la ecuación 29 se describe la relación de biela – manivela del sistema:

$$\lambda_o = \frac{r_{m\acute{a}x}}{l_{man}} \quad (\text{Ec.29})$$

Donde:

l_{man} : Longitud de la manivela

Como se muestra en [18], para el diseño se escoge $\lambda_o = 0,16$, con lo cual se obtiene:

$$l_{man} = \frac{8 * 10^{-3} \text{ m}}{0,16}$$

$$l_{man} = 50 * 10^{-3} \text{ m} = 50 \text{ mm}$$

Para el estudio dinámico del mecanismo (biela manivela) de la figura 20, que tiene dependencia con el ángulo de rotación (cigüeñal), se muestra a continuación el movimiento alternativo de trayectoria rectilínea, velocidad y aceleración no constantes que produce el pistón dentro del interior del cilindro.

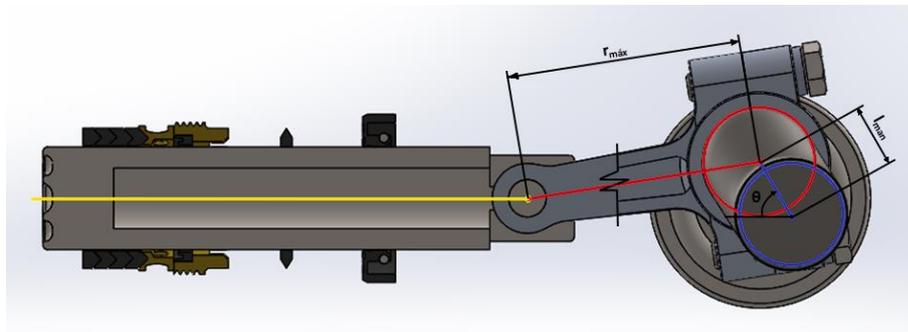


Figura 20. Estudio dinámico mecanismo biela – manivela.

Fuente: Autor

Este análisis se realiza desde el punto muerto inferior (PMI) hasta el punto muerto superior (PMS) en lo que respecta un viaje de ida y regreso del pistón: $\theta = 0^\circ -$

180°, los datos tabulados se muestra para 1 giro completo de cigüeñal y se los puede encontrar en el apartado [Anexo A7].

– **Cálculo de desplazamiento (x) del pistón [4]**

En la figura 21 se muestra la representación gráfica de la ecuación 30.

$$x = r_{\text{máx}}[(1 - \text{Cos}\theta) + (0,5 * \lambda_o * \text{Sen}^2\theta)] \quad (\text{Ec.30})$$

El eje de las abscisas recibe el valor del ángulo al cual gira el cigüeñal (grados) y en el eje de las ordenadas el desplazamiento angular del pistón (m):

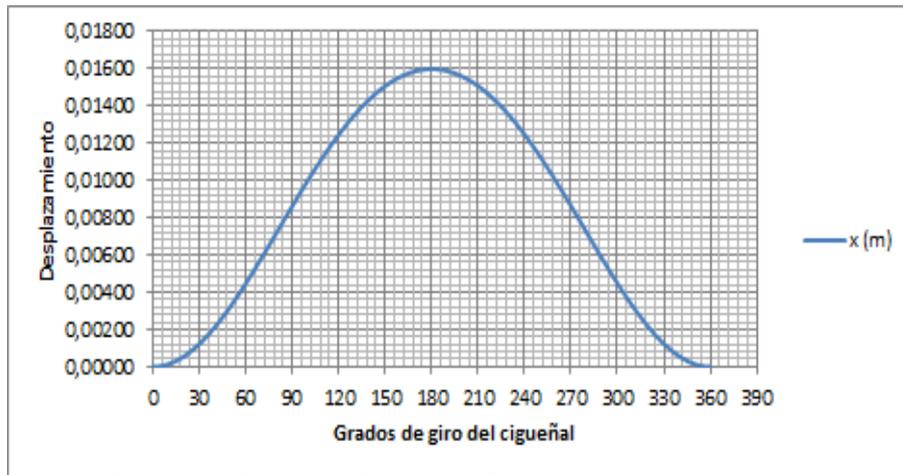


Figura 21. Desplazamiento del pistón buzo en un giro de cigüeñal.

Fuente: Autor

Analizando la figura 21 se observa que en el punto en el que la manivela gira $\theta = 90^\circ$, el pistón tiende a recorrer una distancia mayor a la carrera de su otra mitad, lo que representa que, si la velocidad a la que gira el cigüeñal es constante, la primera mitad recorre en un tiempo menor que su segunda mitad. [2]

– **Cálculo de la velocidad (u) [4]**

Como se indicó anteriormente la velocidad del pistón no es constante, en la gráfica de la figura 22 se traza la ecuación 31:

$$u = r_{\text{máx}} * \omega * (\text{Sen}\theta + 0,5 * \lambda_o * \text{Sen}2\theta) \quad (\text{Ec.31})$$

En uno de sus ejes (abscisas) marca la velocidad instantánea del pistón (m/s) y su otro eje (ordenadas) el ángulo que gira el cigüeñal (grados).

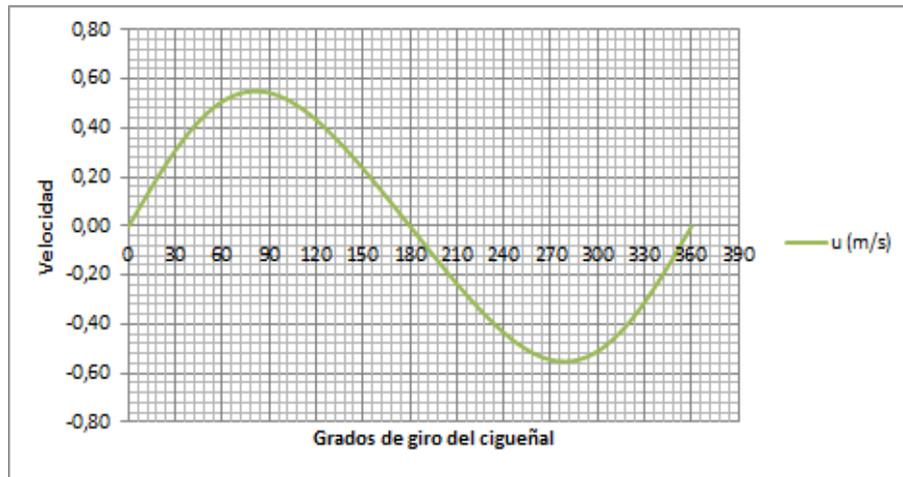


Figura 22. Velocidad del pistón buzo en un giro de cigüeñal.

Fuente: Autor

El diagrama indica que, la velocidad es nula tanto para el punto muerto superior (PMS) y el punto muerto inferior (PMI), esto se debe a que desde el PMS incrementa hasta el punto de llegar a un máximo valor, en ese instante la biela y la manivela coinciden formando una perpendicular, a continuación decremente lo que en el PMI hace que regrese nuevamente a ser nulo. [2]

Se escoge la velocidad máxima [Anexo A78] que es 0,85 m/s y aplicando la ecuación 22 se tiene que el caudal máximo entregado es de 3,25 m³/s, que representa el caudal descarga para una altura de 30 metros.

– **Cálculo de la aceleración (j) [4]**

A continuación se observa el comportamiento de la aceleración mediante la ecuación 32:

$$j = r_{m\acute{a}x} * \omega^2 * (Cos\theta + \lambda_o * Cos2\theta) \quad (Ec.32)$$

La curva de la gráfica que se muestra en la figura 23, indica los valores en el eje de las abscisas la aceleración instantánea (m/s²) y en su otro eje el ángulo al cual gira el cigüeñal (grados).

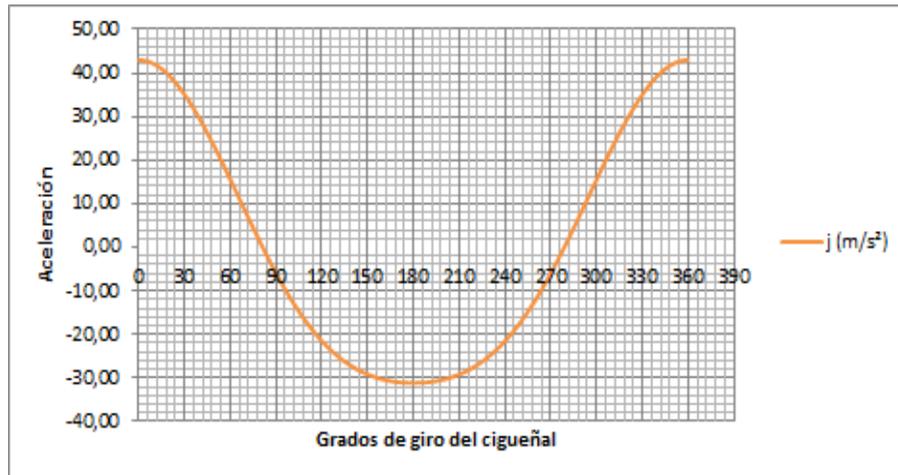


Figura 23. Aceleración del pistón buzo en un giro de cigüeñal.

Fuente: Autor

El diagrama anterior expone que el valor de la aceleración es cero cuando la velocidad del pistón es máxima (punto de perpendicularidad entre biela y manivela). En el PMS donde $\theta = 0^\circ$ la aceleración es máxima, y mínima en PMI que corresponde $\theta = 180^\circ$. [2]

– **Cilindro** [9]

El trabajo de la camisa o cilindro figura 24, es soportar cargas de compresión esto se debe al ajuste que producen los pernos, se debe determinar este parámetro que permite de base para el diseño del espesor del cilindro.

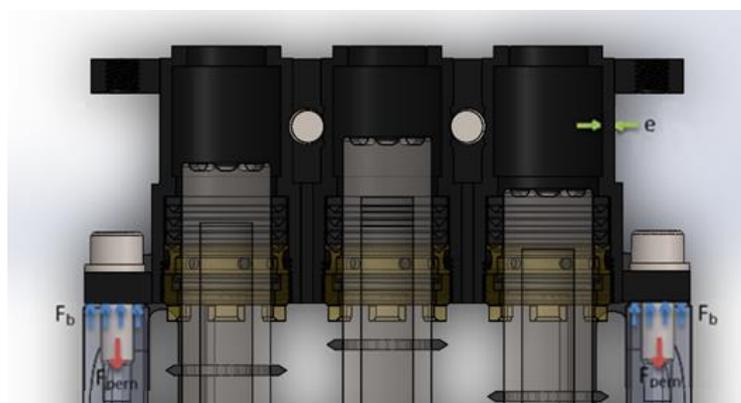


Figura 24. Cilindro del pistón buzo.

Fuente: Autor

Para encontrar el esfuerzo de diseño del material ecuación 33, se proporciona información con el que se realizó la fundición, en este caso se seleccionó hierro

fundido gris clase 20, el esfuerzo de compresión para este elemento por medio de la ASTM A48 según [19] es $\sigma_{comp} = 33 \text{ ksi} = 227 \text{ MPa}$.

$$\sigma_d \leq \frac{\sigma_{comp}}{\mu_s} \quad (\text{Ec.33})$$

Donde:

σ_d : Esfuerzo de diseño.

σ_{comp} : Esfuerzo de compresión del material de la camisa del pistón buzo.

μ_s : Coeficiente de seguridad, el coeficiente de seguridad propuesto según [9] es, $\mu_s = 2$.

$$\sigma_d = \frac{227 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_d = 113,5 \text{ MPa}$$

Con la ecuación 34, una vez que se obtuvo el valor del esfuerzo de diseño, se debe obtener el área de cilindro:

$$\sigma_d = \frac{F_{brida}}{A_c} \quad (\text{Ec.34})$$

Donde:

F_{brida} : Carga sobre la brida.

A_c : Área del cilindro.

Despejando de la ecuación 34:

$$A_c = \frac{F_{brida}}{\sigma_d}$$

Para determinar la carga soportada por la brida se lo realiza analizando mediante dos estados definidos, el primero se efectúa cuando la bomba no se encuentra en funcionamiento y la segunda cuando se halla en condiciones operativas, por lo que se tiene:

- * Cuando la bomba está apagada, la carga que produce sobre la brida, ecuación 35:

$$F_{brida} = (F_i) * N_{pernos} \quad (Ec.35)$$

Donde:

F_i : Carga producida por el ajuste inicial.

N_{pernos} : Número de pernos.

- * Cuando la bomba entra en operación, la carga que produce sobre la brida, ecuación 36:

$$F_{brida} = (F_i - F_b) * N_{pernos} \quad (Ec.36)$$

Donde:

F_b : Carga soportada por el perno debido a las presiones de bombeo.

Se trabaja con el primer caso ya que se debe realizar bajo condiciones críticas, con la ecuación 37 se determina la carga que se produce por el ajuste inicial (F_i):

$$F_i = \sigma_i * A_{perno} \quad (Ec.37)$$

Donde:

σ_i : Esfuerzo de apriete,

A_{perno} : Área del perno

El esfuerzo de apriete se lo calcula para conexiones reutilizables ecuación 38, según [9] se tiene:

$$\sigma_i = 0,75 * \sigma_p \quad (Ec.38)$$

El esfuerzo de prueba según fabricante: $\sigma_p = 450 \text{ MPa}$ [Anexo A9], por tanto:

$$\sigma_i = 337,5 \text{ MPa}$$

Para encontrar el valor del área del perno, primero se debe obtener la carga soportada por cada perno mediante la presión a la cual presenta la bomba, de la ecuación 39 se tiene:

$$F_b = \frac{P_{cm\acute{a}x} * A_p}{N_{pernos}} \quad (\text{Ec.39})$$

Donde:

$P_{cm\acute{a}x}$: Presión máxima efectuada por la bomba.

$P_{cm\acute{a}x} = 35 \text{ bar} = 507,632 \text{ psi} = 3,5 \times 10^6 \text{ Pa}$, según [4].

A_p : Área del pistón, ecuación 40:

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \quad (\text{Ec.40})$$

D_p : Diámetro del pistón, entonces $D = 22 \text{ mm} = 0,022 \text{ m}$.

$$A_p = 3,801 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

Al ser una bomba triplex, se realiza el cálculo tomando en cuenta las áreas de los tres pistones:

$$\begin{aligned} A_{Tp} &= 3A_p \\ A_{Tp} &= 3(3,801 * 10^{-4})\text{m}^2 \\ A_{Tp} &= 11,403 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Por lo tanto la carga soportada por cada perno por efecto de la presión de bombeo, ecuación 40, se tiene como resultado:

$$\begin{aligned} F_b &= \frac{3,5 \times 10^6 \text{ Pa} * 11,403 \times 10^{-4} \text{ m}^2}{4} \\ F_b &= 997,7625 \text{ N} \end{aligned}$$

En la ecuación 41 se procede a obtener la carga máxima que puede soportar el perno F_d :

$$F_d = \frac{F_p - F_i}{\mu_s} \quad (\text{Ec.41})$$

Remplazando valores de la ecuación 41:

$$F_d = \frac{\sigma_p * A_{perno} - \sigma_i * A_{perno}}{\mu_s}$$

Sustituyendo en σ_i de la ecuación 38, se tiene:

$$F_d = \frac{\sigma_p * A_{perno} - 0,75 * \sigma_p * A_{perno}}{\mu_s}$$

$$F_d = \frac{0,25 * 450 \times 10^6 \text{ Pa} * A_{perno}}{2}$$

$$F_d = 112,5 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * A_{perno}$$

Por consiguiente despejando el área del perno y sabiendo que $F_b = F_d$:

$$A_{perno} = \frac{997,7625 \text{ N}}{112,5 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$A_{perno} = 8,869 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Para el diámetro del núcleo D_{np} del perno se ocupa según [9] la ecuación 42:

$$D_{np} = \sqrt{\frac{4 * A_{perno}}{\pi}} \quad (\text{Ec.42})$$

$$D_{np} = \sqrt{\frac{4 * 8,869 \times 10^{-6} \text{ m}^2}{\pi}}$$

$$D_{np} = 3,360 \times 10^{-3} \text{ m} = 3,360 \text{ mm}$$

Como se observa el diámetro del núcleo del perno es de 3,360 mm; para su adquisición, en el mercado local no existe, por lo tanto se selecciona un M8 que cumple la función de soportar las cargas, los esfuerzos, los elementos y se acopla al diseño.

Se debe establecer la nueva tensión de ajuste debido a que se seleccionó un diámetro mayor al calculado, se toma la ecuación 37:

$$F_i = 337,5MPa * A_{perno}$$

La nueva área del perno seleccionado para un perno M8 utilizando la ecuación 40:

$$A_{ps} = \frac{\pi \cdot D_{perns}^2}{4}$$

Donde:

D_{perns} : Diámetro del perno seleccionado.

$$A_{perns} = \frac{\pi \cdot (0,008 \text{ m})^2}{4}$$

$$A_{perns} = 5,026 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Por lo tanto:

$$F_i = 337,5MPa * 5,026 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$F_i = 16962,75 \text{ N}$$

La carga máxima soportada por el perno mediante el procedimiento de la ecuación 41 se obtiene:

$$F_d = \frac{0,25 * \sigma_p * A_{perno}}{2}$$

$$F_d = \frac{0,25 * 450 \times 10^6 * 5,026 \times 10^{-5} \text{ m}^2}{2}$$

$$F_d = 2827,125 \text{ N}$$

Una vez adquirido el valor de F_i se procede a determinar F_{brida} de la ecuación 35:

$$F_{brida} = (16962,75 \text{ N}) * 4$$

$$F_{brida} = 67851 \text{ N}$$

De la ecuación 34 el área del cilindro da como resultado:

$$A_c = \frac{67851 \text{ N}}{113,5 \times 10^6 Pa}$$

$$A_c = 5,9780 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Para determinar el diámetro externo de la camisa del pistón, se debe emplear el diámetro interno del cilindro como se presenta en la figura 25.

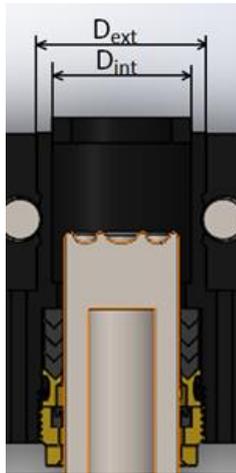


Figura 25. Representación del diámetro interno y externo de la camisa del pistón buzo.

Fuente: Autor

Para el cálculo se toma como diámetro interno del pistón buzo $D_p = 22 \text{ mm}$ mediante la ecuación 43:

$$A_c = \frac{\pi}{4} (D_{ext}^2 - D_{int}^2) \quad (\text{Ec.43})$$

Donde:

D_{ext} : Diámetro externo de la camisa del pistón.

D_{int} : Diámetro interno de la camisa del pistón.

Despeando de la ecuación 43 la variable del diámetro externo y reemplazando datos:

$$D_{ext} = \sqrt{\frac{(4) * (5,9780 \times 10^{-4} \text{ m}^2)}{\pi} + (0,022 \text{ m})^2}$$

$$D_{ext} = 0,0353 \text{ m}$$

De la ecuación 44, el espesor de la camisa es igual:

$$e_c = \frac{D_{ext} - D_{int}}{2} \quad (\text{Ec.44})$$

$$e_c = \frac{0,0353 \text{ m} - 0,022 \text{ m}}{2}$$

$$e_c = 0,00665 \text{ m} = 6,65 \text{ mm}$$

Por el análisis del método de cilindro de paredes delgadas se calcula los esfuerzos tangenciales que se producen en el cilindro, ecuación 45 se despeja el espesor, quedando:

$$\sigma_{comp} = \frac{P_{cm\acute{a}x} * r_p}{e} \quad (\text{Ec.45})$$

Donde:

σ_{tg} : Esfuerzos tangenciales.

r_p : Radio del pistón buzo.

$$e = \frac{3,5 \times 10^6 \text{ Pa} * 0,011 \text{ m}}{227 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$e = 1,6960 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Se concluye que las cargas tangenciales ejercidas por la presión de la bomba dentro de la camisa son despreciables, por lo que el espesor seleccionado para el cilindro de hierro fundido gris clase 20 es $e_c = 6,65 \text{ mm}$.

- **Propuesta geométrica de la carcasa**

- a) **Cigüeñal [20]**

En la figura 26 se observa el cigüeñal para la bomba de pistón:

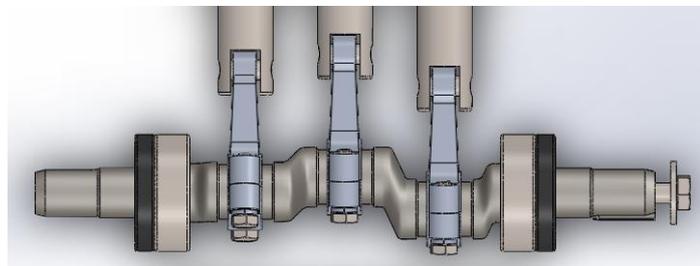


Figura 26. Cigüeñal de la bomba de pistón.

Fuente: Autor

Para determinar la geometría y esfuerzos que requiere la carcasa, se debe proceder a determinar los parámetros necesarios de los elementos (internos y externos) los cuales abarca el mismo, así:

– Cálculo del par motor

Para hallar el par motor que se genera en el eje del cigüeñal en función de la turbina Pelton y Michell Banki según [13], [14], para ello se utiliza la ecuación 46:

$$P = T_p * \omega \quad (\text{Ec.46})$$

Donde:

P : Potencia del motor.

T_p : Par motor o par torsor.

ω : Velocidad angular del motor.

Datos turbina Pelton:

$$P = 2135,747 \text{ W}$$

$$\omega = 701,220 \text{ rpm} = 73,431 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$T_p = \frac{P}{\omega}$$

$$T_p = \frac{2135,747 \text{ W}}{73,431 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}$$

$$T_p = 29,085 \text{ [N, m]}$$

Datos turbina Michell Banki:

$$P = 4180 \text{ W}$$

$$\omega = 650 \text{ rpm} = 68,067 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$T_p = 61,410 \text{ [N, m]}$$

Como se muestra en los resultados, la turbina Michell Banki produce un par torsor de 61,410 Nm mucho mayor que la turbina Pelton, entonces haciendo un análisis para el elemento cigüeñal cuyo material es AISI 4140, según [20] tiene un esfuerzo torsor de 240,609 MPa que al dividirlo con dicho par motor más alto nos da un factor de

seguridad de 3,8 con lo cual es suficiente para que no falle por torsión en caso de producirse atascamiento.

– **Fuerza crítica**

Mediante la ecuación 47 que representa la presión máxima que genera la bomba, se determina la fuerza máxima en función del área del pistón:

$$P_{cmáx} = \frac{F_{máx}}{A_p} \quad (\text{Ec.47})$$

Donde:

$F_{máx}$: Fuerza máxima que se ejerce sobre el pistón y se transmite.

De la ecuación 47 se despeja $F_{máx}$:

$$\begin{aligned} F_{máx} &= P_{máx} * A_p \\ F_{máx} &= 3,5 \times 10^6 \text{ Pa} * 3,801 * 10^{-4} \text{ m}^2 \\ F_{máx} &= 1330,35 \text{ N} \end{aligned}$$

Por lo tanto $F_{máx}$ es la fuerza máxima que se transmite al muñón del medio en el cual se encuentra el punto más crítico del cigüeñal.

Al analizar dicha fuerza con la biela seleccionada según [20] (secciones críticas) se concluye que es suficientemente segura bajo esfuerzo a compresión con un factor de seguridad de 3,88, además el factor de seguridad a fatiga de 1,18, es un poco bajo debido a que no se consideró los radios del chaflán lo que aumentaría su valor, en ese caso no habría problema ya que aun así es seguro y no va a fallar por fatiga.

Para determinar las fuerzas que actúan en los dos muñones restantes que se encuentran desfasados 120°, se debe realizar un esquema el cual permita visualizar su ubicación:

En la figura 27 se presenta la ubicación de cargas:

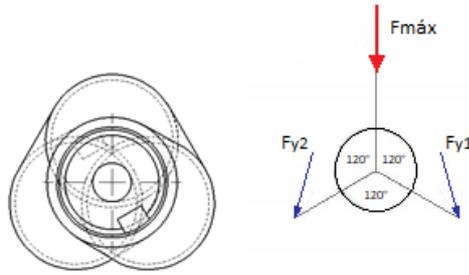


Figura 27. Ubicación de cargas.

Fuente: Autor

En la figura 28 se visualiza los esquemas de cargas en los muñones:

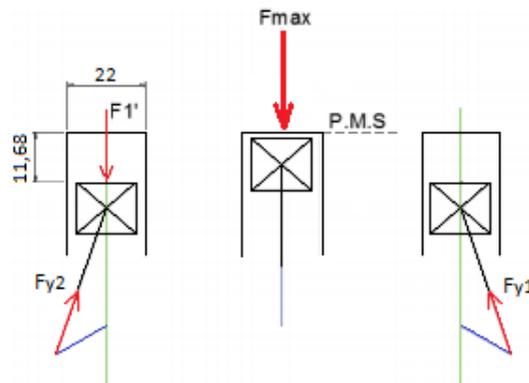


Figura 28. Esquemas de cargas en los muñones.

Fuente: Autor

Cuando el pistón del medio se encuentra en el punto más alto (punto muerto superior), la fuerza F_1' va ser la que se genera sobre el pistón.

Para poder determinar dicha fuerza se debe calcular la masa de agua que se encuentra sobre el pistón, ecuación 48:

$$\rho_{H2O} = \frac{m_{H2O}}{V} \quad (\text{Ec.48})$$

Donde:

ρ_{H2O} : Densidad del agua.

m_{H2O} : Masa de agua.

V : Volumen de la cámara en este instante, ecuación 49.

$$V = A_{bc} * x_d \quad (\text{Ec.49})$$

Donde:

A_{bc} : Área de la base del cilindro.

x_d : Altura desde el desfase 120° al PMS.

Reemplazando valores en la ecuación 49:

$$V = \frac{\pi * (0.022)^2}{4} m^2 * 0,01168 m$$

$$V = 4,439 * 10^{-6} m^3$$

Se despeja la ecuación 48 y se reemplaza los valores obtenidos, por consiguiente la masa de agua es igual a:

$$m_{H2O} = \rho_{H2O} * V$$

$$m_{H2O} = 1000 \frac{kg}{m^3} * 4,439 * 10^{-6} m^3$$

$$m_{H2O} = 4,439 * 10^{-3} kg = 0,0044 kg$$

Para encontrar F_1' se debe multiplicar la masa de agua por la gravedad, ecuación 50:

$$F_1' = m_{H2O} * g \quad (\text{Ec.50})$$

$$F_1' = 0,0044 kg * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_1' = 0,0432 N$$

La fuerza F_1' que se produce sobre los pistones es considerablemente pequeña, por lo tanto la fuerza F_1 que se transmite al muñón va ser de igual forma muy pequeña.

Comparando las cargas de F_1 con la fuerza $F_{m\acute{a}x} = 1330,35 N$ que se da en el PMS, se procede a despreciar dichas cargas y los pesos que ocasionan las piezas, lo que permite enfocarse en el punto más crítico como se observa en la figura 28 parte muñón del medio.

– Análisis a fatiga

Se va a considerar como punto más crítico al muñón medio donde se generara la presión máxima de trabajo $F_{m\acute{a}x}$, además la fuerza que se producen en los otros muñones son despreciables, entonces el esquema que se obtiene es la figura 29:

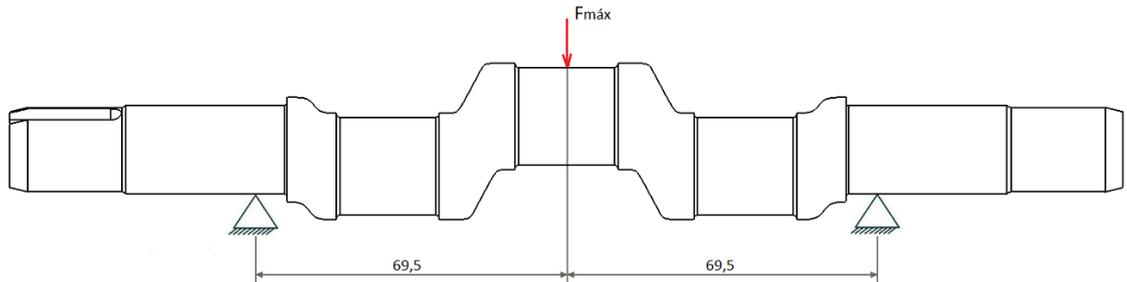


Figura 29. Esquema del cigüeñal con la fuerza máxima

Fuente: Autor

Como se observa en la figura 30 existe 2 apoyos en el cigüeñal lo que da paso a tener reacciones en cada punto, a continuación se presenta el diagrama de cuerpo libre:

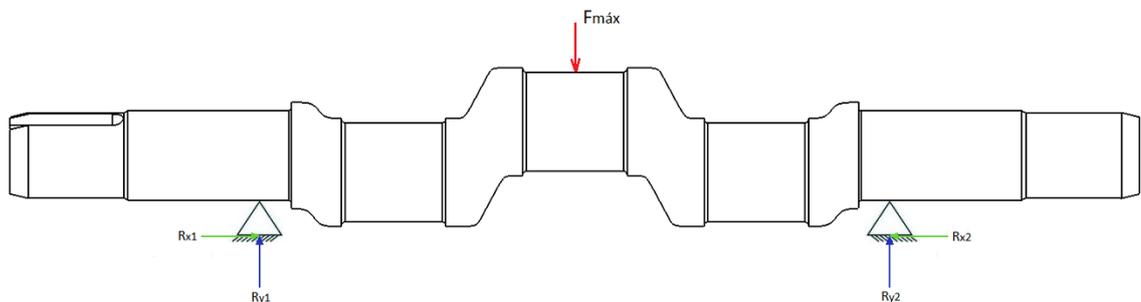


Figura 30. Diagrama de cuerpo libre del cigüeñal

Fuente: Autor

Se aprecia que por ser simétrica, el eje las reacciones a lo largo de x tienden a anularse $R_{x1} = R_{x2} = 0$, además las reacciones R_{y1} y R_{y2} son iguales por lo tanto se tiene que:

$$R_{y1} = R_{y2} = \frac{F_{m\acute{a}x}}{2}$$

$$R_{y1} = R_{y2} = \frac{1330,35 \text{ N}}{2}$$

$$R_{y1} = R_{y2} = 665,175 \text{ N}$$

En la figura 31 muestra el diagrama de fuerza cortante y momento flector:

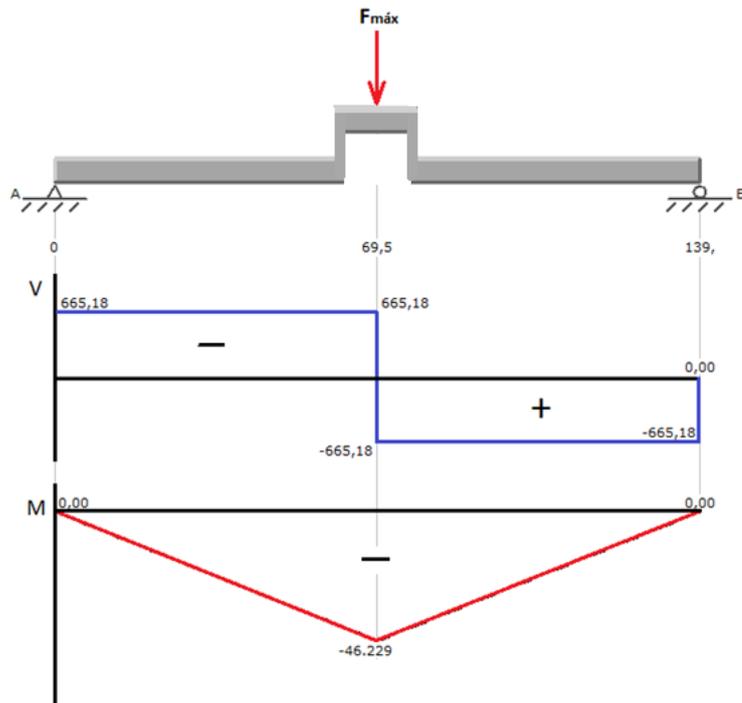


Figura 31. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.

Fuente: Autor

En el diagrama se observa que la carga máxima en el punto medio del muñón produce el momento flector máximo, además en los cambios de secciones en los entalles se produce puntos críticos de fatiga.

Al restar el área de la fuerza cortante hasta donde se encuentran los entalles se puede estimar los momentos flectores en dichos puntos. A continuación se observa el momento máximo flector en los cambios de sección en la figura 32.

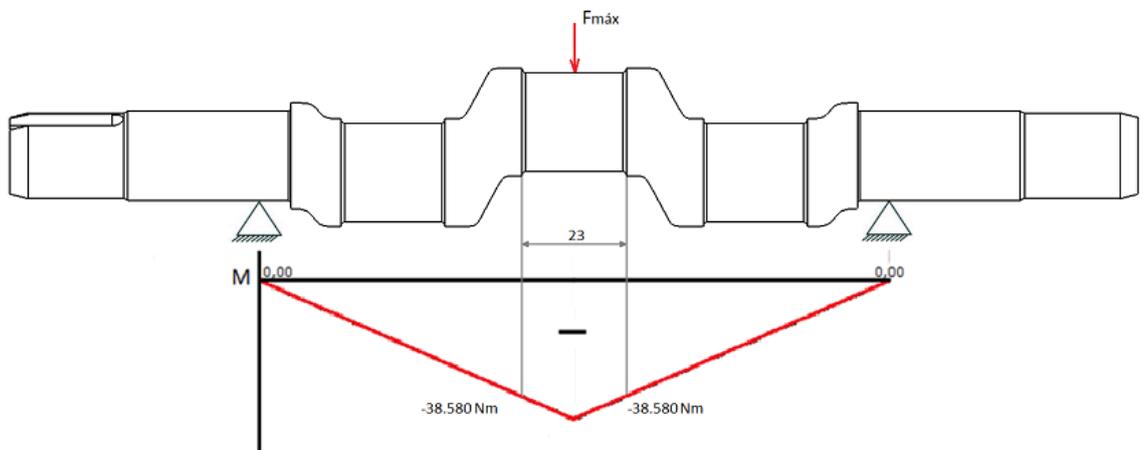


Figura 32. Momento máximo flector en los cambios de sección.

Fuente: Autor

Para determinar el esfuerzo máximo a flexión se procede a utilizar la ecuación 51:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 * M_{m\acute{a}x}}{\pi * D_m^3} \quad (\text{Ec.51})$$

Donde:

D_m : Diámetro del muñón, entonces $D_m = 22 \text{ mm} = 0,022 \text{ m}$

$M_{m\acute{a}x}$: Momento flector máximo

$$\begin{aligned} \sigma_{m\acute{a}x} &= \frac{32 * 38,580 \text{ Nm}}{\pi * (0,022 \text{ m})^3} \\ \sigma_{m\acute{a}x} &= 36,906 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Por lo tanto, $\sigma_{m\acute{a}x}$ al ser menor que el límite de fluencia $S_e = 432,582 \text{ MPa}$ según [20] entonces el cigüeñal no va a fallar por fatiga, dentro

b) Rodamientos [21]

Para escoger el rodamiento que más se adecue a la bomba de pistones, se analizará en el punto donde exista la mayor carga radial, para ello se utilizará el catálogo FAG el cual cuenta con información necesaria para realizar una correcta selección.

Por ser simetría del cigüeñal, el cálculo en cada apoyo va a ser el mismo, por lo que se relaciona el apoyo A para el análisis:

– Carga estática equivalente

En la ecuación 52 señala como obtener el valor de la carga estática equivalente, por lo que se tiene:

$$C_o = f_s * P_o \quad (\text{Ec.52})$$

Donde:

f_s : Factor de esfuerzos estáticos

P_o : Carga igual a la reacción en los apoyos el eje.

Como la bomba está sometida a exigencias elevadas $f_s = 2,5$, [Anexo A10]:

$$C_o = 2,5 * 665,175 N$$
$$C_o = 1662,937 N = 1,662 kN$$

– Carga dinámica equivalente

A través de la ecuación 53 se consigue determinar la carga dinámica equivalente, se calcula a 1000 rpm de la figura 19 donde el caudal teórico cumple con los requerimientos:

$$C = P_o * \sqrt[p]{\frac{L_h * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}} \quad (\text{Ec.53})$$

Donde:

L_h : Vida nominal [horas].

a_1 : Factor para la probabilidad de fallo, [Anexo A11], $a_1 = 0,33$.

a_{23} : Factor para el material y las condiciones de servicio, $a_{23} = 1,2$ para iteración inicial.

Se selecciona $p = 3$ para rodamientos de bolas según [14].

– Vida nominal

Para hallar la vida nominal del rodamiento, se utiliza la ecuación 54, se tiene:

$$L_h = f_L^p * 500 \quad (\text{Ec.54})$$

Donde:

f_L : Factor de esfuerzos dinámicos [Anexo A12], tomando $f_L = 4,5$.

$$L_h = (4,5)^3 * 500$$
$$L_h = 45562,5$$

Al remplazar la ecuación 53 se tiene lo siguiente:

$$C = 0,665 \text{ kN} * \sqrt[3]{\frac{45562,5 * 1000 \text{ rpm} * 60}{1000000 * 0,33 * 1,2}}$$

$$C = 12,662 \text{ kN}$$

Con este valor de C y el diámetro del eje donde va montado, se procede a seleccionar el rodamiento [Anexo A13] y se muestra en la figura 33:

	Punto A y B
Rodamiento	6204
Diámetro interno (mm)	20
Diámetro externo (mm)	47
Carga dinámica (kN)	12, 7

Figura 33. Selección del rodamiento en los puntos A y B.

Fuente: Autor

A continuación se procede a realizar la comprobación de la carga dinámica:

– **Ratio de viscosidad**

Según la ecuación 55 el ratio de viscosidad se puede determinar en la siguiente función:

$$k = \frac{v}{V_1} \quad (\text{Ec.55})$$

Donde:

v : Viscosidad de servicio.

V_1 : Viscosidad relativa.

– **Diámetro medio**

Para encontrar el diámetro medio se realiza la siguiente ecuación 5:

$$d_m = \frac{D_{R1} + d_{R1}}{2} \quad (\text{Ec.56})$$

$$d_m = \frac{47 \text{ mm} + 20 \text{ mm}}{2}$$

$$d_m = 33,5 \text{ mm}$$

Donde:

D_{R1} : Diámetro exterior del rodamiento.

d_{R1} : Diámetro interno del rodamiento.

– Viscosidad del aceite

Para obtener la viscosidad del aceite se procede a realizar la ecuación 57:

$$V_1 = k * \frac{4500}{\sqrt{n_c * d_m}} \quad (\text{Ec.57})$$

Para determinar el valor de k se ocupa la ecuación 58:

$$k = a = \left(\frac{1000}{n_c}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ec.58})$$

$$k = a = \left(\frac{1000}{1000}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$k = 1$$

Al remplazar la ecuación 57 se tiene:

$$V_1 = 1 * \frac{4500}{\sqrt{1000 * 33,5}}$$

$$V_1 = 24,58 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

– Factor de velocidad

La ecuación 59 a continuación demuestra el factor de velocidad:

$$F.V. = d_m * n \quad (\text{Ec.59})$$

$$F.V. = 33,5 * 1000$$

$$F.V. = 33500$$

Viscosidad cinemática, [Anexo A14]:

$$v = 30 - 55 \frac{mm^2}{s}$$

ISOVG30

Con los valores obtenidos y el diagrama [Anexo A15], queda:

$$v = 14 \frac{mm^2}{s}$$

Con el f_s seleccionado de la sección de la carga estática equivalente, el rodamiento rígido de bolas se tiene que los valores k_1 y k_2 son igual a 0, [Anexo A16] ecuación 60:

$$k = k_1 + k_2 \tag{Ec.60}$$

Por lo tanto:

$$k = 0$$

Al remplazar la ecuación 55, se obtiene que el ratio de viscosidad es igual a:

$$k = \frac{14 \frac{mm^2}{s}}{24,58 \frac{mm^2}{s}}$$
$$k = 0,56$$

Al tener $a_{23} = 1,35$ [Anexo A17] y con la ecuación 53 se recalcula la carga dinámica:

$$C = 12,174 \text{ kN}$$

Entonces para este sistema se seleccionará un rodamiento rígido de bolas 6204, para su correcto funcionamiento.

c) Sistema de transmisión [22]

Para determinar el sistema de transmisión de la turbina Michell Banki y Pelton con respecto a la bomba de pistón, se ha optado por medio de polea-banda trapezoidal, por su fácil ensamble, costo y disponibilidad, y además existe una distancia entre

centros muy considerable para poner en marcha la máquina, para ello se tiene que tomar en cuenta los siguientes datos presentes en la figura 34:

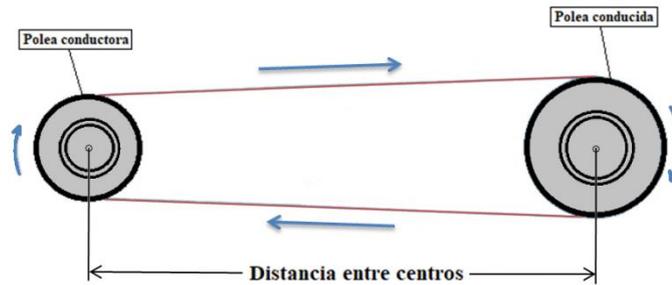


Figura 34. Sistema de transmisión.

Fuente: Autor

- **Para la turbo-bomba Pelton** [14], [22]

Para iniciar con el cálculo del sistema de transmisión se debe tomar en cuenta parámetros necesarios que se expresan en la figura 35:

Datos		
Descripción	Valor	Unidad
Potencia (N_T)	3	kW
Velocidad de la polea menor (n_1)	650	rpm
Velocidad de la polea mayor (n_2)	400	rpm
Diámetro de la polea mayor	203,2	mm

Figura 35. Datos de la turbo-bomba Pelton para la selección de la banda para la bomba de pistones.

Fuente: [14]

El valor de la velocidad de la polea conducida es un valor superior aproximado a la máxima velocidad que se obtuvo de las turbinas.

– Cálculo de la potencia efectiva

Para hallar la potencia efectiva se procede a calcular mediante la ecuación 61:

$$N_e = N_T * C_c \quad (\text{Ec.61})$$

Donde:

N_e : Indica el valor de la potencia corregida

C_C : Coeficiente de corrección, $C_C = 1,2$, [Anexo A18].

Con los valores obtenidos de la figura 35 y C_C , se reemplaza en la ecuación 61:

$$N_e = 3 \text{ kN} * 1.2$$

$$N_e = 3,6 \text{ kN}$$

– Cálculo del diámetro de la polea conducida

Para obtener el diámetro de la polea conducida se efectúa la ecuación 62:

$$n_1 * d_{pc} = n_2 * D_{pc} \quad (\text{Ec.62})$$

Donde:

n_1 : Número de revoluciones de la polea menor

d_{pl} : Diámetro de la polea menor

n_2 : Número de revoluciones de la polea mayor

D_{pl} : Diámetro de la polea mayor

$$650 * d_{pc} = 400 * 203,2$$

$$d_{pc} = 125,046 \text{ mm} \approx 125 \text{ mm}$$

– Longitud primitiva teórica de la correa seleccionada

Para conocer la correa seleccionada se calcula con la ecuación 63 la longitud primitiva teórica:

$$L_p = 2 * I + \pi * d_{pl} \quad (\text{Ec.63})$$

Donde:

L_p : Longitud primitiva teórica de la correa.

I : Distancia entre centros teórica, ecuación 64.

$$K = \frac{D_{pl}}{d_{pl}} \quad (\text{Ec.64})$$

Donde:

K : Muestra la relación de transmisión.

$$K = \frac{203,2 \text{ mm}}{125 \text{ mm}}$$
$$K = 1,62$$

Se procede a calcular la distancia entre centros, ecuación 65:

$$I \geq \frac{(K + 1) * d_{pl}}{2} + d_{pl} \quad (\text{Ec.65})$$
$$I \geq \frac{(1,62 + 1) * 125 \text{ mm}}{2} + 125 \text{ mm}$$
$$I \geq 288,75 \text{ mm}$$

Valor para el diseño de la máquina:

$$I = 395 \text{ mm}$$

El valor de I cumple con las condiciones establecidas ya que se encuentra dentro del rango establecido por la ecuación 65.

Se reemplaza los valores obtenidos en la ecuación 63:

$$Lp = (2 * 395 \text{ mm}) + (\pi * 125 \text{ mm})$$
$$Lp = 1182,699 \text{ mm}$$

Con este valor obtenido, se selecciona el número de correas [Anexo A19]:

Mediante la el dato de la longitud primitiva se selecciona una correa tipo B46 que es la mínima en distancia, pero por motivos de espacio para su debida tensión de forma adecuada, la banda seleccionada es B50, con la que se podrá tensar correctamente.

– Número de correas

El número de correas se la halla a través de la ecuación 66:

$$Q_{\#} = \frac{N_e}{N_a} \quad (\text{Ec.66})$$

Donde:

$Q_{\#}$: Número de correas para el diseño.

N_c : Potencia transmisión de la correa durante el funcionamiento.

N_a : Potencia efectiva del sistema.

Primero se determina la potencia real por medio de la ecuación 67:

$$N_a = (P_b + P_d) * C_{\gamma} * C_L \quad (\text{Ec.67})$$

Donde:

P_b : Potencia que transmite cada banda tipo V.

P_d : Prestación diferencial y potencia que transmite cada banda.

C_{γ} : Factor de corrección.

C_L : Factor de corrección en función a la selección del tipo de correa.

Con los datos del diámetro de 125 mm y la velocidad de 650 rpm se tiene un $P_b = 2,04$ [Anexo A20], similar al procedimiento anterior se aplica para obtener el valor de $P_d = 0,24$ [Anexo A21].

Para calcular el factor de corrección C_{γ} , se obtiene el arco de contacto mediante la ecuación 68:

$$\sin \beta = \frac{r_2 - r_1}{I} \quad (\text{Ec.68})$$

Donde:

r_1 : Radio de la polea menor.

r_2 : Radio de la polea mayor.

I : Indica la distancia entre centros.

Reemplazando los valores de la figura 35 y de las ecuaciones 62 y 65, se obtiene:

$$\sin \beta = \frac{101,6 - 62,5}{395}$$

$$\beta = 5,681^\circ$$

Entonces de la ecuación 69:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\beta \quad (\text{Ec.69})$$

Donde:

α_1 : Ángulo de contacto de la correa – p Polea menor.

Reemplazando:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2(5,681^\circ)$$

$$\alpha_1 = 168,638^\circ \approx 169^\circ$$

Con el valor del ángulo α_1 y definida la transmisión trapezoidal/trapezoidal (T/T), se elige el factor de corrección que nos da como resultado 0,98 de [Anexo A22].

– **Factor de corrección en función a la selección del tipo de correa C_L .**

Mediante el tipo de correa que se seleccionó tipo (B50), se obtiene el valor del factor de corrección $C_L = 0,87$, [Anexo A23].

Se reemplaza los valores obtenidos en la ecuación 67:

$$N_a = (2,04 + 0,24) * 0,98 * 0,87$$

$$N_a = 1,943 \text{ kW}$$

Por lo tanto, para obtener $Q_{\#}$ se sustituye los resultados en la ecuación 66:

$$Q_{\#} = \frac{3,6 \text{ kW}}{1,943 \text{ kW}}$$

$$Q_{\#} = 1,852 \approx 2 \text{ correa}$$

- **Para la turbo-bomba Michell Banki** [13], [22]

Al igual que el cálculo anterior de sistemas de transmisión, se toma en cuenta los datos de la turbo bomba Michell Banki, así:

Datos		
Descripción	Valor	Unidad
Potencia (N_T)	2	kW
Velocidad de la polea menor (n_1)	666,67	rpm
Velocidad de la polea menor (n_2)	666,67	rpm
Diámetro de la polea mayor	101,6	mm
Diámetro de la polea menor	101,6	mm

Figura 36. Datos de la turbo-bomba Michell Banki para la selección de la banda para la bomba de pistones.

Fuente: [13]

El valor de la velocidad de la polea conducida es igual a la velocidad conductora.

– **Cálculo de la potencia efectiva**

Con los datos de la figura 36 y coeficiente de corrección $C_C = 1,2$ [Anexo A17] se reemplaza en la ecuación 61:

$$N_e = 2 \text{ kN} * 1.2$$

$$N_e = 2,4 \text{ kN}$$

– **Longitud primitiva teórica de la correa seleccionada**

Para ello se encontró la muestra de la relación de transmisión, ya que tienen el mismo diámetro y la misma velocidad, se tiene que K de la ecuación 64 es igual a:

$$K = 1$$

Se procede a calcular la distancia entre centros de la ecuación 63:

$$I \geq \frac{(1 + 1) * 101,6}{2} + 101,6$$

$$I \geq 203,2 \text{ mm}$$

Valor para el diseño de la máquina:

$$I = 402 \text{ mm}$$

El valor de I cumple con las condiciones establecidas ya que se encuentra dentro del rango establecido por la ecuación 65.

Se suple los valores obtenidos en la ecuación 63:

$$Lp = (2 * 320) + (\pi * 101,6)$$

$$Lp = 959,18 \text{ mm}$$

Con este valor obtenido, se selecciona el número de correas [Anexo A24].

Mediante la el dato de la longitud primitiva se selecciona una correa tipo A38 que es la mínima en distancia, pero por motivos de espacio para su debida tensión de forma adecuada, la banda seleccionada es A43, con la que se podrá tensar correctamente.

– **Número de correas**

Se realiza el mismo procedimiento para el cálculo del número de correas, con los datos del diámetro de 101,6 mm y la velocidad de 666,67 rpm se tiene un $P_b = 1,11$ [Anexo A25], similar al procedimiento anterior se aplica para obtener el valor de $P_d = 0,05$ [Anexo A26].

Se calcula el factor de corrección C_γ , para ello se obtiene el arco de contacto mediante la ecuación 68:

$$\sin \beta = \frac{50,8 - 50,8}{402}$$
$$\beta = 0^\circ$$

Entonces de la ecuación 69 nos queda:

$$\alpha_1 = 180^\circ$$

Con el valor del ángulo α_1 y definida la transmisión trapezoidal/trapezoidal (T/T), se elige el factor de corrección que nos da como resultado 1, [Anexo A27].

– **Factor de corrección en función a la selección del tipo de correa C_L .**

Mediante el tipo de correa que se seleccionó (A43), se tiene el valor del factor de corrección $C_L = 0,87$. [Anexo A28].

Se suple los valores obtenidos en la ecuación 63:

$$N_a = (1,11 + 0,05) * 1 * 0,87$$

$$N_a = 1,009 \text{ kW}$$

El valor de la potencia efectiva o de diseño se toma en cuenta la calculada para la turbina Michell Banki.

Por lo tanto, para obtener $Q_{\#}$ se reemplaza los resultados en la ecuación 62:

$$Q_{\#} = \frac{2,4 \text{ kW}}{1,009 \text{ kW}}$$

$$Q_{\#} = 2,31 \approx 2 \text{ correas}$$

1.2.3 Realizar pruebas de funcionamiento acoplando a las roto-bombas de la FICM.

- **Instalación de las turbinas**

Para una mejor funcionabilidad de las turbinas se recomienda:

1. Instalar la captación del fluido para monitorear la variación de nivel del río (cascada) de mínimo 15 m de altura.
2. El caudal mínimo del afluente deberá poseer:
 - T. Pelton: $0,023 \text{ m}^3/\text{s}$
 - T. Michell Banki: $0,020 \text{ m}^3/\text{s}$
3. El caudal se traslada desde que es captador hacia las turbinas a través de una manguera, la cual debe ser para ambas rotobombas de 0,1 m de diámetro.
4. Las estructuras de las turbinas están formadas en la parte inferior por cuatro agujeros, que funcionan como medios de anclaje, estos agujeros poseen un diámetro de $\frac{1}{2}$ plg que se encuentra colocada en un piso fijo con un desnivel máximo de 5° .

- **Instalación de la bomba de pistones**

1. Retirar las bombas de diafragma del esqueleto de las turbinas por medio de los 2 pernos de sujeción horizontales.
2. Montar la bomba de pistones, un riel encima del soporte de la bomba de diafragma y nivelar el riel de su otro extremo con pernos y rodela colocadas en el armazón de la turbina.
3. Cuadrar la bomba de pistones por medio de los rieles de sujeción, deslizando hasta que los centros de las poleas se encuentren alineada con la mitad del soporte de la bomba de diafragma.
4. Colocar las bandas correspondientes a la polea según la turbina que se seleccione.

Para su mejor operatividad de la bomba:

1. Para la captación de succión de agua de la bomba de pistones se da por medio de una manguera.

2. Poseer un tanque de mínimo 100 litros, lo que le permite abastecerse constantemente de fluido para evitar absorción de aire.
3. Para evitar el ingreso de residuos se coloca un filtro en la entrada de la manguera de succión.

(Nota: Altura positiva máxima de 3m sobre el nivel del racor y altura negativa máxima de 3m bajo el nivel del racor).

- **Procedimiento para su activación:**

- **Bomba de pistón**

1. Mediante el uso de un aceitero marcado con el nivel correspondiente se controla la cantidad necesaria requerida.
2. A través de un acumulador medir la presión (PSI) cuando la bomba no se encuentre trabajando. (de 30 a 40 PSI)
3. Alcanzar un grado de revoluciones y potencia en las turbinas colocando en posición de by-pass la palanca conmutadora (reguladora de presión).
4. Evidenciar que estén eventualmente cerradas todas las válvulas de la bomba.
5. Comprobar que se encuentren colocadas adecuadamente las mangueras de succión y retorno.

- **Turbinas**

1. Ratificar que ningún residuo impida el camino del fluido por medio del inyector.
2. Abrir todo el paso del inyector.
3. Confirmar el templado de las bandas.
4. Aceitar puntos de engrase de chumaceras.
5. Conectar tubería desde la captación de agua hacia la bomba.
6. Regular la velocidad del chorro para regular la captación de agua.
7. Activar la máquina “Turbo-bomba”.

CAPÍTULO II

METODOLOGÍA

2.1 Materiales

Materiales utilizados en la construcción y prueba final de la bomba acoplada a las turbinas:

DENOMINACIÓN	ESPECIFICACIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	COSTO (Dólares)	FOTOGRAFIA
Carcasa	<ul style="list-style-type: none"> * Largo: 161 mm * Alto: 127 mm * Ancho: 165 mm * Diámetro agujero rodamiento: 47 mm * Diámetro agujero para sello de aceite: 35 mm * Medida rosca cabezote: M8x1.25x25 * Medida rosca para tapa: M6x1.0x25 * Medida rosca bancada: M8x1.25x20 * Medida rosca para tapa de aceite: Inch 1.0000 – 12 	AA6063	1	800	
Tapa	<ul style="list-style-type: none"> * Largo: 108 mm * Alto: 141 mm * Ancho: 24 mm * Medida rosca de medidor de aceite: Inch 0.7500 - 16 * Medida rosca de perno de drenaje: M12x1.75x20 	AA6063	1	200	

DENOMINACIÓN	ESPECIFICACIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	COSTO (Dólares)	FOTOGRAFIA
	* Agujero de pernos: 7 mm				
Perno Allen cilindro - carcasa	* B18.3.1M - 8 x 1.25 x 25 Hex SHCS -- 25NHX	AISI 304	2	0,40	
Perno Allen de tapa de carcasa	* B18.3.1M - 6 x 1.0 x25 Hex SHCS -25NHX	AISI 304	4	0,80	
Rodela plana para tapa de carcasa	* Regular FW 0.216	Inox	4	0,50	
Pistón Buzo	* Diámetro externo: 22 mm * Diámetro pasador: 8 mm * Longitud: 113 mm	AISI 304	3	150	 
Cigüeñal	* 1000 RPM * Diámetro eje: 19 mm * Diámetro muñón: 22 mm	AISI 4140	1	50	 
Biela	* Bancada de cigüeñal: 22 mm * Diámetro de pasador: 8 mm * Longitud manivela: 49,75 mm * Perno B18.2.3.1M - Hex cap screw, M6 x 1.0 x 25 --25N * Rodela GB Fastener washer CSW 6	Al	3	30	

DENOMINACIÓN	ESPECIFICACIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	COSTO (Dólares)	FOTOGRAFIA
Pasador	* Diámetro: 8 mm * Longitud:	AISI 304	3	6	
Cilindro	* Diámetro de cilindro: 31,5 mm * Largo: 65 mm * Alto: 42,4 mm * Ancho: 150 mm * Separación de agujeros de pernos: 126 mm	Hierro Fundido	1	80	
Cámara de salida de agua	* Largo: 65 mm * Alto: 42,4 mm * Ancho: 164 mm * Diámetro de rosca de cámara de aire: 26 mm * Medida para acople de válvula: ¼ pulg	Bronce	1	10	
Cámara de succión	* Diámetro de rosca: 25,5 mm * Largo: 44 mm * Alto: 33,5 mm * Ancho: 150 mm * Separación de agujeros 121,4 mm	Bronce	1	10	
Brida de sobreflujo con válvula de bola	* Separación de agujeros para pernos: 40 mm * Agujeros: 7,5 mm * Diámetro de rosca: 26,5 mm	Varios	1	8	
Perno de brida de sobreflujo	* B18.2.3.1M – Hex cap screw, M5 x 0.8 x 50 – 16N	A307 / Galvanizado	2	0,50	
Perno cilindro – cámara de salida de	* B18.2.3.5M – Hex bolt M8 x 1.25 x 50–22N	A307 / Galvanizado	2	0,50	

DENOMINACIÓN	ESPECIFICACIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	COSTO (Dólares)	FOTOGRAFIA
agua					
Perno cámara de succión cilindro	* B18.2.3.1M – Hex cap screw, M8 x 1.25 x 30 – 30N	A307 / Galvanizado	2	0,50	
Rodela de presión cámara de succión y cilindro	* Regular LW 0.3125	A307 / Galvanizado	8	1	
Regulador de presión con seguro	* Diámetro base: 24,8 mm * Separación de pasadores para pernos: 37 mm	Varios	1	8	
Válvula de bola	* Medida: ¼ pulg	Varios	2	3	
Barómetro	* 0 – 10 Mpa (100 bar) * Diámetro de rosca: 13 mm	Varios	1	12	
Acumulador de presiones con sello	* Longitud: 113,2 mm * Diámetro total: 71 mm * Diámetro de rosca: 24,8 mm	Acero Inox.	1	8	
Polea	* Diámetro para eje: 19 mm * Diámetro externo: 125 mm	Al	1	18	

DENOMINACIÓN	ESPECIFICACIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	COSTO (Dólares)	FOTOGRAFIA
Polea	* Diámetro para eje: 19 mm * Diámetro externo: 101,6 mm	Al	1	25	
Perno de Polea	* B18.2.3.1M – Hex cap screw, M8 x 1.25–25N * Longitud: 40 y 60 mm	A325 tipo 1	2	0,50	
Chaveta	* Medida: 19x5x4	Inox	2	5	
Rodela plana de polea	* B18.22M – Plain washer, 8 mm, regular	Inox	2	0,25	
Rodamiento	* Serie 6204 * Diámetro interior: 20 mm * Diámetro exterior: 47 mm * Ancho: 14 mm * Carga dinámica: 12,7 kN	Inox.	2	20	
Sello de aceite para cigüeñal	* Diámetro exterior: 47 mm * Diámetro interior: 20 mm * Ancho: 8 mm	Caucho	2	3,50	
Montaje válvula de resorte	* Diámetro exterior: 22 mm	Inox – Caucho	6	15	
Sello de aceite para pistón	* Diámetro exterior: 35 mm * Diámetro interior: 22 mm * Ancho: 8 mm	Caucho	3	3	

DENOMINACIÓN	ESPECIFICACIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	COSTO (Dólares)	FOTOGRAFIA
Anillo de verificación	* Diámetro exterior: 31 mm * Diámetro interno: 21,5 mm * Ancho: 2,8 mm	Caucho	3	1,50	
Copa grasera	* Diámetro de rosca: M10x1.0	Acero / Galvanizado	3	2	
Anillo de ajuste	* Diámetro de rosca: 32,5 mm * Diámetro de paso de pistón : 24,4 mm * Diámetro del empaque: 27 mm	Bronce	3	3	
Sello de grasa	* Diámetro exterior: 27 mm * Diámetro interior: 22 mm * Ancho: 4 mm	Caucho	3	2	
Anillo de grasa	* Diámetro exterior: 30,8 mm * Diámetro de cámara de grasa: 25,3 mm * Diámetro de paso de pistón. 23 mm * Ancho: 7 mm	Acero / Galvanizado	3	3	
Embalaje en V, cilindro – pistón	* Diámetro exterior: 30,5 mm * Diámetro interior: 22,5 mm * Ancho: 4 mm	Caucho	3	2	
Asiento de embalaje en V, cilindro – pistón	* Diámetro exterior: 31,5 mm * Diámetro interior.: 22 mm * Ancho: 5 mm	Caucho	9	4	

DENOMINACIÓN	ESPECIFICACIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	COSTO (Dólares)	FOTOGRAFIA
Bancada	* Largo: 165 mm * Alto: 47,5 mm * Ancho: 23 mm	Acero	2	4	
Perno de bancada	B18.2.3.1M – Hex cap screw, M8 x 1.25 x 20–20N	A307 / Galvanizado	4	0,50	
Rodela de presión de bancada	* Heavy LW 0.3125	A307 / Galvanizado	4	0,50	
Rodela plana de bancada	* Regular FW 0.3125	A307 / Galvanizado	4	0,50	
Tapas de cigüeñal	* Separación de agujeros: 55,5 mm	Plástico	2	1	
Tornillo para tapas de cigüeñal	B18.6.7M – M5 x 0.8 x 10 Type I Cross Recessed PHMS–10N	A307 / Galvanizado	4	0,60	
Medidor de aceite y empaque	* ANSI Inch 1.0000 – 12	Plástico	1	0,50	
Perno de drenaje	* B18.2.3.4M – Hex flange screw, M12 x 1.75 x 20–20N	A307 / Galvanizado	1	0,50	

DENOMINACIÓN	ESPECIFICACIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	COSTO (Dólares)	FOTOGRAFIA
Empaque de tapa de carcasa	* Espesor: 1 mm	Papel	1	1	
Tapa de entrada de aceite	* NSI Inch 0.7500 – 16	Plástico	1	1	
Tapa lateral cámara de salida de agua	* Diámetro de rosca: 26,5 mm	A307 / Galvanizado	1	0,50	
Placa en disco de tapa cámara de salida de agua	* Diámetro exterior: 23,5 mm * Espesor: 1 mm	Inox	1	0,25	
Rodela de tapa cámara de salida de agua	* Diámetro externo: 24 mm * Diámetro interno: 16 mm * Espesor: 2,2 mm	Plástico	1	0,50	
Varilla de seguridad	* Separación de agujeros: 34 mm	Acero	1	0,25	
Perno de varilla de seguridad	*	A307 / Galvanizado	2	0,25	
Banda trapezoidal dentada	* B50		1	15	

DENOMINACIÓN	ESPECIFICACIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	COSTO (Dólares)	FOTOGRAFIA
Banda trapezoidal dentada	* A43		1	15	
Manguera de succión	* Diámetro: 22,8 mm	Plástico	1	10	
Manguera de retorno	* Diámetro: 16,5 mm	Plástico	1	10	
Manguera de descarga	* Diámetro: 14 mm * Longitud: 50 m		3	150	
Acople	* Diámetro: 25 mm	A307 / Galvanizado	1	1	
Acople	* Diámetro: 6,35 mm	A307 / Galvanizado	2	1	
Filtro	* Diámetro: 25 mm	Plástico	1	5	
Pallet	* Alto: 0,1 m * Largo: 1,50 m * Ancho: 1,20 m	Madera	1	7	

DENOMINACIÓN	ESPECIFICACIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	COSTO (Dólares)	FOTOGRAFIA
Manguera	* Diámetro: 4 plg * Longitud: 22 m	Plástico	1	300	
Tubería	* Diámetro: 4 plg * Longitud: 3 m	Plástico	1	20	
Acople	* Diámetro: 4 plg	Inox	1	50	
Extras	* Prototipos, transporte, materiales, etc.	----	---	450	---
Total				2532,8	

Fuente: Autor

2.2 Métodos

- **Método documental**

Este tipo de proyecto se recopiló los datos de tesis, artículos técnicos, documentos electrónicos, libros y bibliotecas, donde se selecciona y se analizó el procedimiento y resultados relacionados a una bomba de pistón. Mediante ésta información se creó bases de diseño del proyecto, parámetros que se deben respetar tales como son: la información obtenida de las roto-bombas de la FICM (turbinas Michell Banki y Pelton).

El proyecto está sustentado bajo las correspondientes referencias bibliográficas, las cuales han sido tomadas en cuenta de acuerdo a las características del contenido. A través de este proyecto se vio efectuado la maniobra del pistón como: forma, tamaño, material, etc., así como el cilindro que lo abarca, en lo que concierne a la carcasa se seleccionó el material, se estableció su forma como a su vez se determinó la resistencia, los esfuerzos, etc., por lo tanto, los datos adquiridos sirvieron como sustento para la elaboración de los cálculos del diámetro del pistón, caudal a bombear, espesor del cilindro, esfuerzos de la carcasa y dimensionamiento del proyecto.

- **Método experimental teórico y práctico**

Se puede expresar que la investigación realizada es experimental teórica, ya que se realizó con antelación el diseño y construcción de prototipos, los cuales sirvieron como referencia para obtener parámetros que permitan un óptimo funcionamiento como parámetros de presión, relación biela manivela, tipo de material, dimensionamiento, distribución y forma tanto de la carcasa como del pistón, tipo de pistón, configuración del cilindro con lo que se ensayó modificando sus factores dentro de límites y normas establecidas. Además es de tipo práctico debido a que se llevó a cabo el levantamiento de prototipos para decidir elementos principales como cigüeñal, biela, diámetros y longitudes del cilindro, espesor para soportar esfuerzos, lo que conllevó a utilizar distintos tipos de procesos de fabricación y tipos de montaje.

- **Método comparativo**

Esta clase de método se empleó ya que al tener diferentes modelos elaborados por diversos autores, permitió comparar el funcionamiento de la bomba de pistones con dichas máquinas con el propósito de analizar ventajas y desventajas lo cual permita lograr datos para el uso eficiente de las rotobombas.

CAPÍTULO III

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 Análisis y discusión de los resultados

Las condiciones que se optó para la prueba de la bomba de pistones, en cuanto se refiere tanto a la turbina Michell Banki como turbina Pelton, la longitud de la tubería de entrada es de 22 metros con un diámetro de 0,1 metros, además, el desnivel entre la acceso a las turbinas y la captación tiene una altura aproximada de 15 metros.

Una vez puesto en marcha la roto-bomba y realizadas las pruebas correspondientes, se obtuvo los siguientes resultados:

Como primer parámetro se determinó el volumen de la cisterna hasta la marca límite y que se representa en la figura 37.

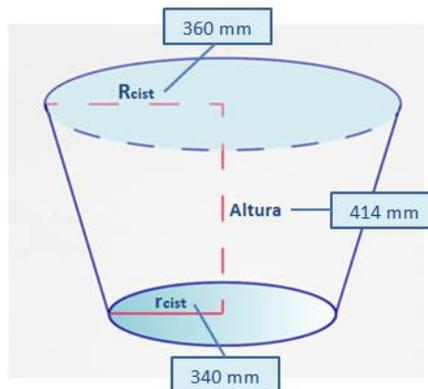


Figura 37. Cisterna con forma de cono truncado.

Fuente: Autor

Con la forma del recipiente y las dimensiones del mismo a través de la ecuación de volumen para el cuerpo geométrico de cono truncado según [23] se tiene:

$$V_{cist} = \frac{h_{cist} * \pi}{3} (R_{cist}^2 + r_{cist}^2 + R_{cist} * r_{cist}) \quad (\text{Ec.70})$$

Donde:

V_{cist} : Volumen de la cisterna hasta la marca límite.

R_{cist} : Radio mayor de la cisterna.

r_{cist} : Radio menor de la cisterna.

h_{cist} : Altura de la cisterna hasta su marca límite.

Entonces:

$$V_{cist} = \frac{414 \text{ mm} * \pi}{3} [(360^2 \text{ mm}^2) + (340^2 \text{ mm}^2) + (360 \text{ mm} * 340 \text{ mm})]$$
$$V_{cist} = 159,369 * 10^6 \text{ mm}^3 = 0,159369 \text{ m}^3 = 159,369 \text{ lt}$$

Una vez determinada la capacidad de la cisterna y mediante la utilización de un cronómetro, se obtuvo el tiempo de ingreso del fluido al recipiente, la misma que permitió calcular el caudal que entregó la roto-bomba, los datos que se detallan a continuación es el resultado de una serie de apuntes adquiridos en los días de ensayo de la operatividad del equipo, en esta se especifica los promedios generales de caudal, presión y tiempo de llenado.

En las tablas 1, 2 y 3 expresa los valores extraídos del funcionamiento de la bomba de pistones conectada a la turbina Michell Banki.

Tabla 1. Caudal de bombeo a 30 m de altura (turbina Michell Banki).

Nº	Volumen de Control (lt)	Tiempo de llenado (min)	Caudal (lt/min)	Presión (MPa)	Altura alcanzada (m)
1	159,369	2,717	58,663	2	30
2	159,369	2,667	59,763	2	30
3	159,369	2,750	57,952	2	30
4	159,369	2,833	56,248	1,8	30
5	159,369	2,867	55,594	1,8	30
6	159,369	2,800	56,918	1,9	30
7	159,369	2,733	58,306	2	30
8	159,369	2,683	59,392	2	30
9	159,369	2,700	59,026	2	30
10	159,369	2,783	57,258	1,9	30
Promedio			57,912	1,94	

Fuente: Autor

Tabla 2. Caudal de bombeo a 60 m de altura (turbina Michell Banki).

Nº	Volumen de Control (lt)	Tiempo de llenado (min)	Caudal (lt/min)	Presión (MPa)	Altura alcanzada (m)
1	159,369	3,083	51,687	3,3	60
2	159,369	3,167	50,327	2,9	60
3	159,369	3,067	51,968	3,3	60
4	159,369	3,133	50,862	3	60
5	159,369	3,117	51,134	3	60
6	159,369	3,083	51,687	3,3	60
7	159,369	3,067	51,968	3,3	60
8	159,369	3,183	50,064	2,9	60
9	159,369	3,100	51,409	3	60
10	159,369	3,133	50,862	3	60
Promedio			51,197	3,1	

Fuente: Autor

Tabla 3. Caudal de bombeo a 80 m de altura (turbina Michell Banki).

Nº	Volumen de Control (lt)	Tiempo de llenado (min)	Caudal (lt/min)	Presión (MPa)	Altura alcanzada (m)
1	159,369	3,517	45,318	4,4	80
2	159,369	3,583	44,475	4,3	80
3	159,369	3,667	43,464	4,2	80
4	159,369	3,633	43,863	4,2	80
5	159,369	3,533	45,104	4,4	80
6	159,369	3,583	44,475	4,3	80
7	159,369	3,617	44,065	4,2	80
8	159,369	3,550	44,893	4,4	80
9	159,369	3,683	43,268	4,2	80
10	159,369	3,533	45,104	4,4	80
Promedio			44,403	4,3	

Fuente: Autor

Se procedió a tomar 10 mediciones en cada una de las alturas propuestas, de modo que permitió un mejor enfoque de resultados en dichos puntos.

En la tabla 4 se visualiza un resumen de los datos promedios generados por el equipo.

Tabla 4. Datos promedios obtenidos de la bomba de pistones con turbina Michell Banki.

Roto-bomba Michell Banki		Bomba de pistones		
Potencia (kW)	Velocidad polea conducida (rpm)	Altura alcanzada (m)	Caudal (lt/min)	Presión (MPa)
2,8	694,02	15	59,531	1,68
2,8	694,02	30	57,912	1,94
2,8	694,02	45	56,293	2,2
2,8	694,02	60	51,197	3,1
2,8	694,02	80	44,403	4,3

Fuente: Autor

Cuando la roto-bomba opera, proporciona una potencia de 2,8 kW y su velocidad es de 694,02 rpm ya que las 2 poleas tienen el mismo diámetro.

De la misma forma en las tablas 5, 6 y 7 se expone los datos alcanzados al conectar la bomba de pistones junto a la turbina Pelton.

Tabla 5. Caudal de bombeo a 30 m de altura (turbina Pelton).

Nº	Volumen de Control (lt)	Tiempo de llenado (min)	Caudal (lt/min)	Presión (MPa)	Altura alcanzada (m)
1	159,369	3,383	47,104	2	30
2	159,369	3,333	47,811	2	30
3	159,369	3,450	46,194	1,8	30
4	159,369	3,333	47,811	2	30
5	159,369	3,367	47,337	2	30
6	159,369	3,417	46,645	1,9	30
7	159,369	3,400	46,873	2	30
8	159,369	3,450	46,194	1,8	30
9	159,369	3,350	47,573	2	30
10	159,369	3,383	47,104	2	30
Promedio			47,065	1,95	

Fuente: Autor

Tabla 6. Caudal de bombeo a 60 m de altura (turbina Pelton).

Nº	Volumen de Control (lt)	Tiempo de llenado (min)	Caudal (lt/min)	Presión (MPa)	Altura alcanzada (m)
1	159,369	3,617	44,065	2,6	60

2	159,369	3,667	43,464	2,6	60
3	159,369	3,550	44,893	2,7	60
4	159,369	3,583	44,475	2,6	60
5	159,369	3,583	44,475	2,6	60
6	159,369	3,633	43,863	2,6	60
7	159,369	3,533	45,104	2,7	60
8	159,369	3,600	44,269	2,6	60
9	159,369	3,583	44,475	2,6	60
10	159,369	3,650	43,663	2,7	60
Promedio			44,275	2,63	

Fuente: Autor

Tabla 7. Caudal de bombeo a 80 m de altura (turbina Pelton).

Nº	Volumen de Control (lt)	Tiempo de llenado (min)	Caudal (lt/min)	Presión (MPa)	Altura alcanzada (m)
1	159,369	3,817	41,756	3	80
2	159,369	3,917	40,690	2,9	80
3	159,369	3,850	41,395	3	80
4	159,369	3,917	40,690	2,9	80
5	159,369	3,950	40,347	2,8	80
6	159,369	3,833	41,575	3	80
7	159,369	3,867	41,216	3	80
8	159,369	3,800	41,939	3	80
9	159,369	3,900	40,864	2,9	80
10	159,369	3,833	41,575	3	80
Promedio			41,205	2,95	

Fuente: Autor

En la tabla 8 se observa los datos promedios medidos cuando la roto-bomba Pelton se encuentra en movimiento.

Tabla 8. Datos promedios obtenidos de la bomba de pistones con turbina Pelton.

Roto-bomba Pelton		Bomba de pistones		
Potencia (kW)	Velocidad polea conducida (rpm)	Altura alcanzada (m)	Caudal (lt/min)	Presión (MPa)
4	650	15	47,552	1,51
4	650	30	47,065	1,95
4	650	45	46,578	2,39
4	650	60	44,275	2,63
4	650	80	41,205	2,95

Fuente: Autor

Dicha turbina suministra una potencia de 4 kW y entrega una velocidad a la polea conducida de 650 rpm.

En la figura 38 se puede ver el comportamiento de la bomba de pistones con respecto a cada turbina mediante la siguiente gráfica de curvas (caudal vs altura alcanzada y presión vs altura alcanzada), obtenidas con la información de las tablas 4 y 8.

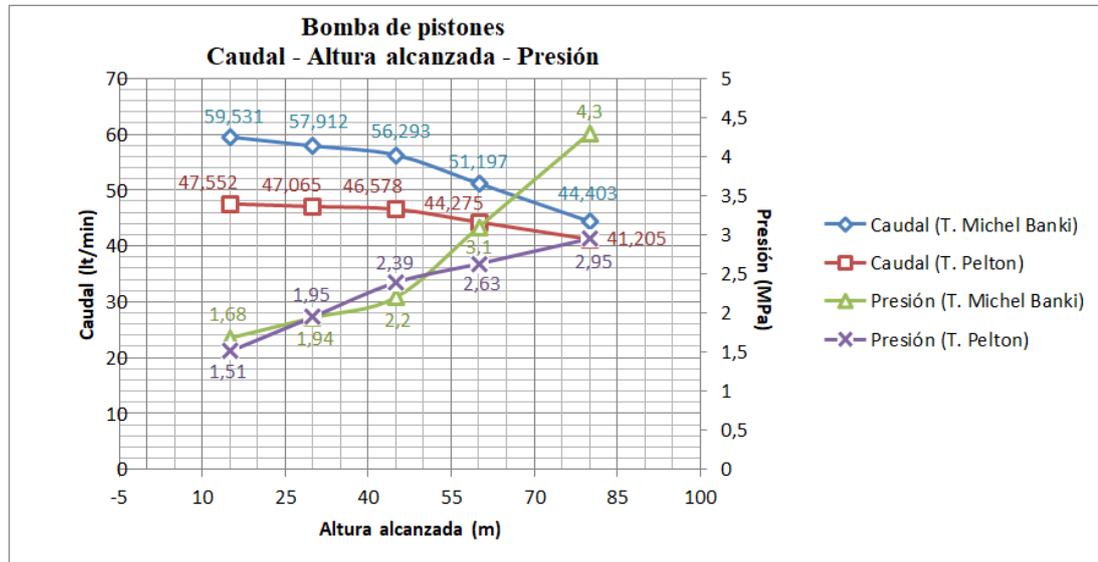


Figura 38. Caudal y presión en función de la altura alcanzada.

Fuente: Autor

Con la bomba de pistones conectada con turbina Michell Banki desarrolla menor potencia y mayor velocidad de rotación otorgando un caudal superior a una mayor presión, por otro lado, con turbina Pelton ocurre lo contrario, al tener una potencia más elevada con una menor velocidad de rotación, el caudal y presión entregado es menor, nótese que la presión a la altura inicial en ambos casos son semejantes.

– **Eficiencia de la bomba de pistones en relación a cada turbina.**

Para obtener la eficiencia hidráulica de la bomba se utiliza la expresión según [24]:

$$\eta_{bp} = \frac{N_H}{N_{sb}} * 100 \quad (\text{Ec.71})$$

Donde:

η_{bp} : Eficiencia hidráulica de la bomba.

N_H : Potencia hidráulica útil.

N_{sb} : Potencia solicitada por la bomba.

La potencia hidráulica se determina mediante la ecuación según [25]:

$$N_H = \frac{Q_{bh} * \rho * g * H_t}{1000} \quad (\text{Ec.72})$$

Donde:

Q_{bh} : Caudal de bombeo a la altura determinada.

ρ : Densidad, según [17] $\rho = 1000 \frac{kg}{m^3}$.

g : Aceleración de la gravedad, $g = 9,8 \frac{m}{s^2}$.

H_t : Carga total de bombeo.

Para el cálculo de la carga total de bombeo se logra con la ecuación según [25]:

$$H_t = (P_d - P_s) \quad (\text{Ec.73})$$

Donde:

P_d : Presión de descarga, $P_d = P_{cm\acute{a}x} = 3,5 \times 10^6 \text{ Pa} = 356,910 \text{ mca}$.

P_s : Presión de succión, $P_s = h_{bo} = -2,306 \text{ mca}$.

entonces:

$$H_t = [356,910 \text{ mca} - (-2,306 \text{ mca})]$$

$$H_t = 359,216 \text{ mca}$$

Se determinará la potencia hidráulica y eficiencia para cada turbina, para ello se toma como referencia el caudal bombeado a la altura de 30 m, así:

Con turbina Michell Banki, se escoge el caudal de la tabla 4 y a través de la ecuación 72, la potencia hidráulica resulta:

$$N_H = \frac{9,652 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} * 1000 \frac{kg}{m^3} * 9,8 \frac{m}{s^2} * 359,216 \text{ mca}}{1000}$$

$$N_H = 3,398 \text{ kW}$$

Entonces la eficiencia de la bomba utilizando la ecuación 71, es igual a:

$$\eta_{bp} = \frac{3,398 \text{ kW}}{4 \text{ kW}} * 100$$

$$\eta_{bp} = 84,95\%$$

Del mismo modo con turbina Pelton, se escoge el caudal de la tabla 8 y aplicando la ecuación 72 de la potencia hidráulica, se tiene:

$$N_H = \frac{7,844 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} * 1000 \frac{kg}{m^3} * 9,8 \frac{m}{s^2} * 359,216 \text{ mca}}{1000}$$

$$N_H = 2,761 \text{ kW}$$

Por lo tanto la eficiencia de la bomba de la ecuación 71 y reemplazando valores se obtiene:

$$\eta_{bp} = \frac{2,761 \text{ kW}}{3 \text{ kW}} * 100$$

$$\eta_{bp} = 92,03\%$$

Al comparar la eficiencia de la bomba de pistones en adición con las turbinas se visualiza que al estar conectada con turbina Pelton la eficiencia es mayor con un valor de 92,03%, a diferencia de utilizar con turbina Michell Banki que brinda un estimado de 84,95% para una altura de 30 m.

- **Comparación de datos entre la bomba de pistones vs bomba de diafragma.**

En la tabla 9 se muestra la comparación de los caudales originados en diversas alturas por la bomba de pistones en relación con la bomba de diafragma por acción de la turbina Michell Banki.

Tabla 9. Comparación de caudales entre la bomba de pistones vs bomba de diafragma accionadas por la turbina Michell Banki.

TURBINA MICHELL BANKI		
Altura alcanzada (m)	B. Pistones	B. Diafragma
	Caudal (lt/min)	
15	59,531	36,200
20	58,991	31,335
25	58,451	26,467

30	57,912	21,600
----	--------	--------

Fuente: Autor

En el análisis de los valores dados en esta tabla, se tomó en cuenta el límite de 30 m de altura, el mismo que se estimó como referencia para el diseño de la bomba de pistones y a su vez según [13] es el valor tope en la que se ejecutó las pruebas para la bomba de diafragma.

En la figura 39 nos indica el gráfico acerca del comportamiento del caudal en función de la altura alcanzada en cada tipo de bomba en base a la información de la tabla 9. Las condiciones en el análisis de resultados se tomó en cuenta para la turbina Michell Banki, la potencia entregada de 2,8 kW y la velocidad de rotación de la patea conducida de 694,02 rpm.

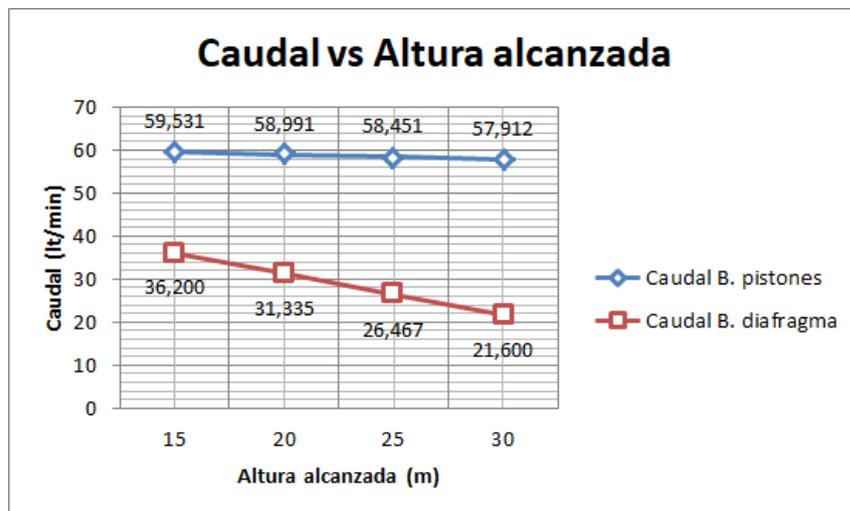


Figura 39. Caudal vs altura alcanzada entre la bomba de pistones y la bomba de diafragma por acción de la turbina Michell Banki.

Fuente: Autor

En gráfico indica que el caudal inicial a una altura de 15 m, para la bomba de pistones es 59,531 lt/min en relación al de la bomba de diafragma que produce 36,2 lt/min lo que indica que la bomba de pistones tiene una mayor eficiencia volumétrica. Por otro lado, cuando la altura es de 30 m el caudal de la bomba de pistones se conserva en su mayor parte el flujo de agua llegando a 57,912 lt/min, mientras que en la de diafragma se produce un declive considerable con un caudal de 21,6 lt/min.

Además, en la figura 38 se puede notar que a partir de los 45 m de altura, el caudal de la bomba de pistones empieza a tener una pendiente decreciente más pronunciada, lo que significa una disminución mayor de caudal, obteniendo a los 80 m de altura un caudal de 44,403 lt/min.

Para la comparación del caudal entre la bomba de pistones con respecto a la de diafragma en función de la turbina Pelton, los valores logrados se manifiesta en la tabla 10.

Tabla 10. Comparación de caudales entre la bomba de pistones vs bomba de diafragma accionadas por la turbina Pelton.

TURBINA PELTON		
Altura alcanzada (m)	B. Pistones	B. Diafragma
	Caudal (lt/min)	
15	47,552	41,980
20	47,389	35,610
25	47,227	29,240
30	47,065	26,987

Fuente: Autor

Al igual que en la tabla 9 se estimó un intervalo de 30 m (altura alcanzada) con el fin de realizar una comparación a un mismo nivel de funcionamiento en dicha altura.

En el siguiente gráfico de la figura 40 se puede visualizar los datos de la tabla 10 donde se representa el caudal de cada bomba vs la altura alcanzada. Los valores que se tomó en cuenta para efectuar el diagnóstico de datos fue la potencia de 4 kW y la velocidad de rotación de la polea conducida de 650 rpm de la turbina Pelton.

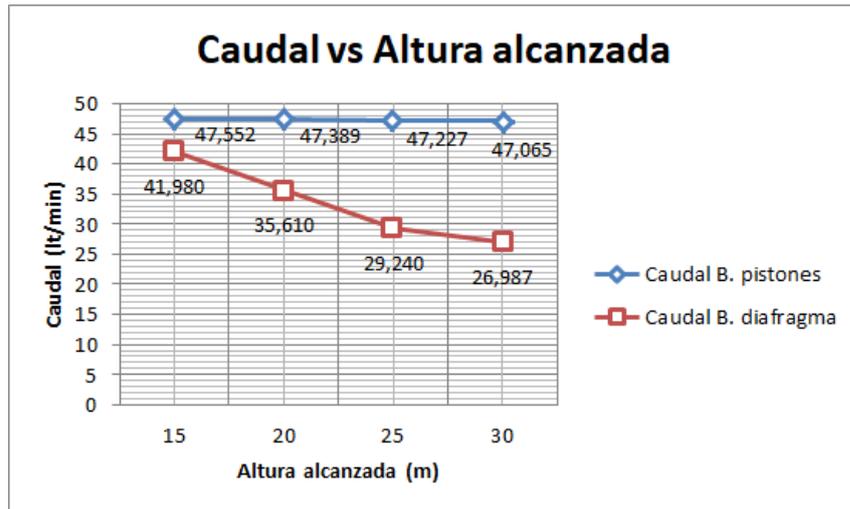


Figura 40. Caudal vs altura alcanzada entre la bomba de pistones y la bomba de diafragma por acción de la turbina Pelton.

Fuente: Autor

Partiendo de la altura inicial de 15 m el caudal de la bomba de pistones es de 47,552 lt/min mientras que el caudal de la bomba de diafragma es de 41,980 lt/min, teniendo un acercamiento entre valores de caudales iniciales, mientras el flujo de agua fluye a una mayor altura empieza a notarse un desfase amplio de llegada de caudal, obteniendo a los 30 metros para la bomba de diafragma un caudal de 26,987 lt/min, contrario a esto, la bomba de pistones mantiene en gran medida su caudal con 47,065 lt/min.

Además, en la figura 38 se puede notar que a partir de los 45 m de altura, el caudal de la bomba de pistones empieza a tener una pendiente decreciente más pronunciada, lo que significa una disminución mayor de caudal, obteniendo a los 80 m de altura un caudal de 44,403 lt/min.

Como se explicó en la figura 39 y haciendo una comparación, para la bomba de diafragma (con turbina Michell Banki) al tener una menor potencia y mayor entrega de rpm su caudal es más bajo mientras que (con turbina Pelton) al tener una mayor potencia y menor rpm el caudal aumenta.

– **Análisis de eficiencia entre la bomba de pistones y bomba de diafragma.**

En la tabla 11 se muestra las eficiencias calculadas de la bomba de pistones y según [13], [14] de la bomba de diafragma en función de las turbinas Pelton y Michell Banki.

Tabla 11. Eficiencias de bombas de pistones y diafragma en función de las turbinas de la FICM.

Bomba \ Turbina	Pelton (%)	Michell Banki (%)
Pistones	92,03	84,95
Diafragma	80	75

Fuente: Autor

Se observa en un principio que el rendimiento de las dos bombas en unión con la turbina Pelton posee una eficiencia superior en relación a la turbina Michell Banki debido a que entrega mayor potencia, a pesar de otorgar menores rpm proporciona una mejor estabilidad al momento de elevar el caudal a mayores alturas.

Por otro lado, se visualiza que la bomba de pistones es aproximadamente 10% más eficiente frente a la bomba de diafragma en conformidad a cada turbina.

3.2 Especificaciones Técnicas

Bomba de Pistones

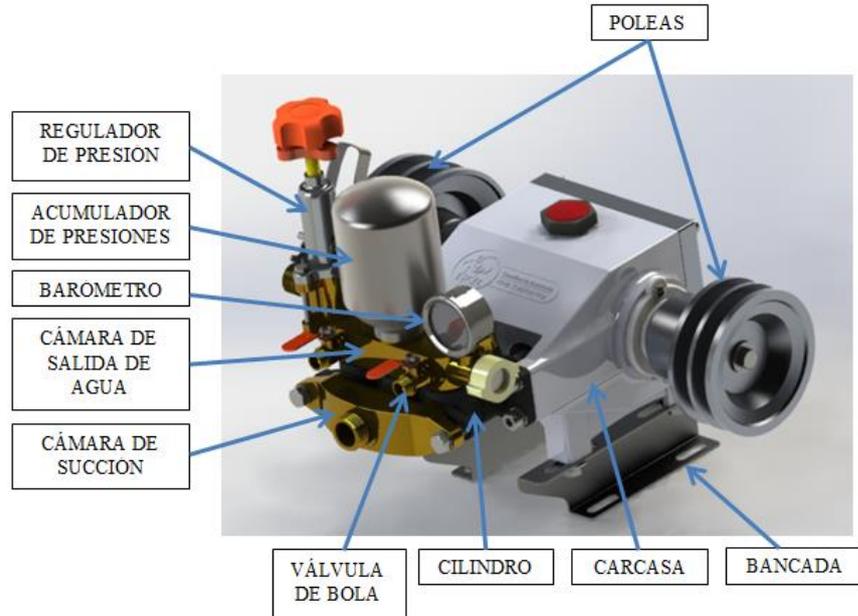


Figura 41. Partes externas principales de la bomba de pistones.

Fuente: Autor

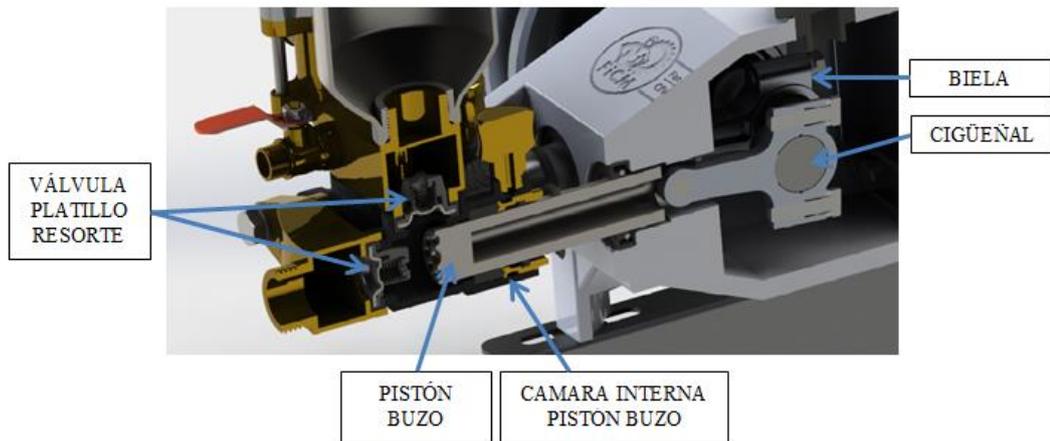


Figura 42. Partes internas principales de la bomba de pistones.

Fuente: Autor

- **Características técnicas de la bomba de pistones**

CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA		
Descripción	Valor	Unidad
Presión	3,5	MPa
Caudal	40	lt/min
Régimen de giro	650	rpm
Potencia requerida	3	HP
Diámetro tubería de succión	22,8	mm
Diámetro tubería de retorno	16,5	mm
Diámetro de salida	14	mm
Peso	9	kg
Altura máxima de succión	<3	m
Desnivel máximo de succión	<3	m
Inclinación máxima permitida	5	grados
DIMENSIONES		
Alto	275	mm
Largo	298	mm
Ancho	341	mm
ACCESORIOS		
Polea para T. Pelton	125	mm
Banda trapezoidal dentada	B50	
Polea para T. Michell Banki	101,6	mm
Banda trapezoidal dentada	A43	
Rodamiento	6204	
Empaque (papel para aceite)	e = 1	mm
Sellos para aceite de pistón	35 x 22 x 8	
Sellos para aceite cigüeñal	42 x 20 x 8	
Válvula de bola	1/4	pulg
Válvula de plato - resorte		

Figura 43. Características técnicas de la bomba de pistones.

Fuente: Autor

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- La bomba que se elaboró pertenece al grupo de las bombas de accionamiento recíprocante, denominada bomba de pistón la cual trabaja con bajos caudales y elevadas presiones, además se elaboró los elementos en base a los cálculos realizados: primero la carcasa en material de aluminio, segundo el pistón buzo en acero inoxidable y el cilindro en hierro fundido, donde finalmente se refinó las aberturas y orificios con la mayor presión posible, ensamblando y consiguiendo minimizar las vibraciones al momento de la puesta en marcha. Se diseñó y construyó con 3 pistones de simple efecto, ya que esto permite una descarga más uniforme.
- Se construyó la bomba de pistones con materiales resistentes al contacto del agua, disminución de peso y capacidad anticorrosiva, las condiciones consideradas del ensamble, con turbina Michell Banki: velocidad 694 rpm, potencia 2,8 kW, sistema de transmisión polea 101 mm con banda tipo A43, con turbina Pelton: velocidad 650 rpm, potencia 4kW, sistema de transmisión polea 125 mm con banda tipo B50. Para los valores teóricos de diseño se consideró mediante información previa una velocidad 650 rpm, potencia 3,5 kW, caudal 20 lt/min para una altura de 30 m. Se seleccionó un cigüeñal con doble eje de sujeción para las poleas lo que permitió acoplar a cada turbina de forma más eficiente sin la necesidad de desmontar las partes del equipo.

- Las pruebas de funcionamiento se las realizó para cada turbina mediante la apertura abierta en su totalidad con la captación a una altura de 15 m (cascada Cal y Piedra – Mocha – Ambato), para las pruebas se conectó la bomba de pistones junto a las turbinas cuyos valores obtenidos son: con Michell Banki los caudales se encuentran entre 44 a 60 lt/min y presiones desde 1,6 MPa hasta 4,3 MPa; con Pelton los caudales oscilan entre 41 a 48 lt/min y presiones desde 1,5 MPa hasta 2,9 MPa, para alturas que parten de 30 a 80 m respectivamente, con estos datos se demuestra y garantiza el diseño de la bomba ya que cumple en gran medida con los valores de diseño.
- Finalmente, con los resultados adquiridos se realizó la comparación concluyendo que, a una altura de 30 m, para las dos pruebas realizadas la turbina de pistones excede una diferencia entre 20 a 36 lt/min de caudal con respecto a la bomba de diafragma, representando que, la bomba de pistones es aproximadamente 10% más eficiente en conjunto con las turbinas frente a la bomba de diafragma, lo que representa menores pérdidas y un mayor rendimiento.

4.2 Recomendaciones

- Antes de realizar las pruebas correspondientes se debe verificar todos los componentes que conforma la bomba para no tener inconvenientes al momento de la puesta en marcha.
- En la construcción de la carcasa de la bomba tener muy en cuenta el material porque si no posee la propiedad de absorber o reducir las vibraciones, puede estropear sus elementos que lo compone y acortar la vida del equipo.
- A la hora de fabricar el pistón buzo debe considerarse la resistencia a la corrosión y a cambios de temperatura, por otro lado el diseño también tiene un papel importante ya que permite contener un mayor caudal.
- El acabado superficial de la parte externa del pistón e interna de la carcasa se lo debe realizar con fresa a una velocidad de corte bajo y revoluciones altas, puesto que el acabado liso reduce la fricción entre componentes mejorando el rendimiento de la bomba.
- Para que la bomba opere de forma correcta debe estar correctamente lubricado, para ello revisar el nivel de aceite hasta la medida establecida, también engrasar periódicamente la parte interna del cilindro (sellos) por medio de las copas graseras.
- Para proteger el funcionamiento de la bomba, se recomienda implementar un filtro a la entrada de la manguera de succión ya que las impurezas podrían dañar los elementos dentro del cabezal.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] C. V. Rodrigo, “Modelado, simulación y cálculo estructural de una bomba de pistones: aplicación docente,” tesis, Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, Mad, España, 2010.
- [2] J. A. Reyes, “Construcción de una maqueta de un motor monocilíndrico para demostración de la cinemática del motor en el mecanismo biela - manivela,” tesis, Universidad Tecnológica Equinoccial, Uio, Ecuador, 2015.
- [3] E. M. Jara, “Diseño de un banco de pruebas para bombas de pistones axiales con sensor de carga de hasta 140 cc/rev,” tesis, Universidad Católica del Perú, Lim, Perú, 2016.
- [4] J. A. Gomez, P. E. Yunia, and P. Paneque, “Metodología para el diseño de bomba de pistones axiales para máquinas pulverizadoras,” *Rev. Ciencias Técnicas Agropecu.*, vol. 19, no. 1, pp. 24–29, 2010.
- [5] J. A. Gómez, “Desarrollo de una metodología integrada orientada al diseño de bombas de pistones para pulverizadores agrícolas,” M.S. tesis, Universidad de Holguín, Ho, Cuba, 2011.
- [6] M. V. Zubicaray, *Bombas: teoría, diseño y aplicaciones*, 3a ed. México, Limusa: Noriega Editores, 2005.
- [7] R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4^a ed. México: Prentice-Hall, 2004.
- [8] C. Craig, (2020, Apr 02). Pumps - Queensland Drilling sales and Supplies, [En línea]. Disponible: <https://qlddrilling.com/tools/pumps/>.
- [9] W. X. Pineda, “Diseño y construcción de una bomba de pistón alternativa sumergible para el molino multipala americano del A.A.R.N.R. de la U.N.L.,” tesis, Universidad Nacional de Loja, Loh, Ecuador, 2015.
- [10] V. M. Cherkasski, *Bombas, ventiladores y compresores*. Moscú: Editorial MIR., 1986.
- [11] S. S. Abarcan and D. R. Marchán, “Estudio de la soldabilidad y resistencia mecánica de los aluminios estructurales AA6063 y AA6061 tratados térmicamente por proceso de envejecimiento, y soldados mediante proceso de soldadura GMAW,” tesis, Escuela Politécnica Nacional, Uio, Ecuador, 2016.
- [12] E. M. Trujillo, “Estudio de la soldabilidad del acero inoxidable austenítico AISI 304 mediante el proceso de soldadura GMAW (Gas Metal Arc Welding),” tesis, Escuela Politécnica Nacional, Uio, Ecuador, 2017.
- [13] C. O. Coronel Miranda and J. J. Hernández Ortiz, “Diseño y construcción de una turbo bomba accionada mediante una turbina Michell Banki para riego de cultivos en los sectores vulnerables,” tesis, Universidad Técnica de Ambato, Atf, Ecuador, 2018.

- [14] A. J. Barona Zamora and Á. D. Dávila Chicaiza, “Diseño y construcción de una turbobomba con turbina Pelton,” tesis, Universidad Técnica de Ambato, Atf, Ecuador, 2018.
- [15] J. Dávila *et al.*, (2020). Teoría básica para el diseño y cálculo de tuberías, elementos de máquinas y recipientes a presión, [En línea]. Disponible: <https://www.aacademica.org/javier.pajon.permuy/8>.
- [16] “Manual de Procedimiento para el calculo y seleccion de sistema de Bombeo.,” Sistemas Hidroneumáticos C.A, Manual, 1995.
- [17] R. L. Mott, *Mecánica de fluidos*, 6^a ed, México: Prentice-Hall, 2005.
- [18] D. Botta, M. Brusconi, S. Pokolenco, and A. Vera de la Cruz, “Efecto de la relación biela-manivela en el comportamiento del motor de ciclo Otto,” Universidad Nacional de la Plata, Bs.As., Argentina, 2011.
- [19] M. Moreno, “Hierro Nodular - Hierro Gris ,” Fundireciclar, Ppt., 2015.
- [20] B. A. Guanuchi and S. D. Moposita, “Diseño y construcción de cigueñal, biela y tapas de rodamientos en fundición nodular de una bomba triplex émbolo.” tesis, Uio, Ecuador, 2017.
- [21] Catálogo No. WL 41 520/3 SB FAG, Rodamientos FAG, FAG Sales Europe GMBH, SAn Cugat del Vallés, BCN.
- [22] “Correas trapeciales convencionales,” Oleostatic, 2006.
- [23] M. Moreno, “Fórmulas generales para la determinación de áreas y volúmenes,” Universidad deLas Palmas de Gran Canaria, LP, España, 2006.
- [24] Á. Urbano, and B. Trujillo, “Método práctico de obtención de potencia y eficiencias de unidades de bombeo en operación,” *Ing. Hidráulica y Ambient.*, vol. 33, no. 3, pp. 86–97, 2012.
- [25] A. Rosas and P. Ramón, “Evaluación para sistemas de bombeo de agua,” *Banco Interam. Desarro. BID*, p. 90, 2011.

ANEXOS

MECÁNICOS A

Materiales

Anexo A1. Análisis espectrométrico AA6063.

NORMA TECNICA NTE INEN 2250:201			
Resultados Químicos			
Cliente:	FUNDYMEC	Hora de chispeo:	03h15
Turno:	Primero	Fecha de chispeo:	2019/08/09
Jefe de turno:	-	Fecha de colada:	2019/08/09
Aleación:	6063	Nombre colada:	Muestra 3

Análisis espectrométrico Foundry-MASTER Grado :

	Al	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Zn	Cr
1	99,5	0,0892	0,263	0,0123	0,0075	0,0040	0,0065	0,0015
2	99,5	0,0925	0,274	0,0127	0,0073	0,0040	0,0068	0,0013
3	99,5	0,0940	0,282	0,0128	0,0075	0,0039	0,0068	0,0013
Ave	99,5	0,0919	0,273	0,0126	0,0074	0,0040	0,0067	0,0014
	Ni	Ti	Be	Ca	Li	Pb	Sn	Sr
1	< 0,0030	0,0088	< 0,0005	< 0,0002	0,0003	0,0059	0,0053	0,0009
2	< 0,0030	0,0100	< 0,0005	< 0,0002	0,0003	0,0060	< 0,0050	0,0010
3	< 0,0030	0,0101	< 0,0005	< 0,0002	0,0002	0,0059	0,0053	0,0009
Ave	< 0,0030	0,0096	< 0,0005	< 0,0002	0,0003	0,0059	< 0,0050	0,0009
	V	Na	Bi	Zr	Ga	Cd	Co	Ag
1	0,0048	< 0,0005	< 0,0100	0,0116	0,0083	< 0,0010	< 0,0030	0,0015
2	0,0052	0,0034	< 0,0100	0,0111	0,0086	< 0,0010	< 0,0030	0,0015
3	0,0057	< 0,0005	< 0,0100	0,0106	0,0088	< 0,0010	< 0,0030	0,0015
Ave	0,0052	0,0011	< 0,0100	0,0111	0,0086	< 0,0010	< 0,0030	0,0015
	Hg	In	Sb	Ce	La	Mo		
1	< 0,0050	< 0,0050	< 0,0500	< 0,0050	< 0,0010	< 0,0020		
2	< 0,0050	< 0,0050	< 0,0500	< 0,0050	< 0,0010	< 0,0020		
3	< 0,0050	< 0,0050	< 0,0500	< 0,0050	< 0,0010	< 0,0020		
Ave	< 0,0050	< 0,0050	< 0,0500	< 0,0050	< 0,0010	< 0,0020		

Anexo A2. Especificaciones técnicas AISI 304.



ACERO INOXIDABLE- AISI 304 **Color de Identificación: Azul - Blanco** **DIN: X5CrNi19 9-W N° 4301**

Aleación:

C max% 0.08 Cr% 18 Ni:8%

Descripción:

Acero inoxidable y refractario austenítico, aleado altamente con Cr y Ni y de bajo contenido de C que presenta una resistencia a la corrosión muy enérgica. Este tipo de acero es resistente contra corrosión intercrystalina y tiene propiedades para embutido profundo (No templeable. No magnético)

Aplicaciones:

Partes y piezas para las industrias de alimentación, vinícola y embotelladoras de bebidas, tanques de fermentación, de almacenamiento y barriles para cervecerías, equipos para lecherías incluyendo tapas para sustancias químicas reactivas, cúpulas y otros equipos para plantas de energía atómica. Industria de cuero, industria dental y cosmética, ornamentos en arquitectura, industria de construcción, ejes y cuerpos de bombas, tubos de alambiques, etc.

Estado de entrega:

Apagado (austenitizado) acabado de las láminas seg. AISI

Tratamiento térmico:

Forja: 1150- 800°C/aire y 1000-1050 oc en agua (aire)

Enfriamiento para austenitizar.

Propiedades mecánicas:

Dureza Brinell: 160

Límite de fluencia: > 19 Kg /mm²

Alargamiento: >50%(L=5d)

Contracción: >60%

Resiliencia (DVM) 15 kg/cm² Longitudinal

Prueba de embutido según ERICHSEN:

Profundidad máxima de embutidos 12 mm, en base de una lámina de prueba de 1 mm de espesor

Microestructura: Austenítica

Límite mínimo de fluencia en calor: **100°C 15.8 kg/mm²**
 200°C 12.9 kg/mm²
 300°C 11.2 kg/mm²
 400°C 10.0 kg/mm²

Propiedades físicas en estado austenítico:

Imantación: prácticamente no tiene

Conductividad térmica: 0.035 cal/cm s. oc

Calor especificado a 20°C : 12 cal/g° C

Resistencia eléctrica al 20 °C: 0,73 HM: mm² /m

Densidad: 7,9g/cm³

Modulo de elasticidad al 20°C: 20.400 kg/mm²

Dilatación térmica en 10-6 m/m°C 20-100°C16

20-100°C16
20-200°C17
20-300°C17
20-400°C18
20-500°C18

Anexo A3. Ficha técnica de manguera de succión.

		DIAMETRO NOMINAL		DIAMETRO EXTERIOR	DIAMETRO INTERIOR	PRESIÓN	VACÍO	RAIO DE CURVATURA (mínimo)		LARGO
		in.	mm	mm	mm	25°C Ruptura mínima kg/cm ² - lbf/in ²	25°C mm/hg	Transporte 25°C - mm	Trabajo 25°C - mm	m
		3/4	19	24,0 ± 1,0	19,0 ± 0,5	24,0 - 341	760	50	200	25 / 50
	1	25	30,0 ± 1,0	25,0 ± 0,5	24,0 - 341	760	60	300	25 / 50	
	1.1/4	32	37,0 ± 1,0	31,8 ± 0,5	20,0 - 284	760	85	425	25 / 50	
	1.1/2	38	43,5 ± 1,0	38,0 ± 0,5	20,0 - 284	760	115	575	25 / 50	
	1.3/4	45	51,8 ± 1,0	45,0 ± 0,5	18,0 - 256	760	130	650	25 / 50	
	2	50	57,0 ± 1,5	50,0 ± 1,0	18,0 - 256	760	145	725	25 / 50	
	2.3/8	60	68,5 ± 1,5	60,0 ± 1,0	18,0 - 256	760	170	850	25 / 50	
	2.1/2	65	71,0 ± 1,5	62,5 ± 1,0	18,0 - 256	760	195	975	25 / 50	
	3	75	83,0 ± 1,5	74,5 ± 1,0	14,0 - 199	760	215	1.075	25 / 50	
	4	100	112,0 ± 2,0	101,2 ± 1,5	12,0 - 171	760	390	1.950	25 / 50	
	5	125	138,6 ± 2,0	127,0 ± 1,5	9,0 - 128	680	410	2.050	15 / 30	
	6	150	163,0 ± 2,0	149,0 ± 1,5	8,0 - 114	680	590	2.950	15 / 30	

Servicio Moderado - Ideal para succión y descarga de agua, como irrigación agrícola, industrias, limpieza de galerías subterráneas, etc.

Anexo A4. Valores de diseño de la rugosidad de tubos.

Material	Rugosidad ϵ (m)	Rugosidad ϵ (pie)
Vidrio	Liso	Liso
Plástico	3.0×10^{-7}	1.0×10^{-6}
Tubo extruido; cobre, latón y acero	1.5×10^{-6}	5.0×10^{-6}
Acero, comercial o soldado	4.6×10^{-5}	1.5×10^{-4}
Hierro galvanizado	1.5×10^{-4}	5.0×10^{-4}
Hierro dúctil, recubierta	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Hierro dúctil, no recubierta	2.4×10^{-4}	8.0×10^{-4}
Concreto, bien fabricada	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Acero remachado	1.8×10^{-3}	6.0×10^{-3}

Anexo A5. Tabla de pesos de discos de válvulas

VÁLVULA DE DISCO - RESORTE			
	$M_{valvreal} = 7.85 \cdot V_{platreal}$		
	Dimensiones	Volumen	Masa
	(mm)	(dm ³)	(kg)
	13,25x0,85	118,08x10 ⁻⁶	9,269x10 ⁻⁴
	15x1	176,71x10 ⁻⁶	1,38710 ⁻³
18X1,5	381,70X10 ⁻⁶	2,99610 ⁻³	

Anexo A6. Propiedades de los aceros inoxidables.

PROPIEDADES DE LOS ACEROS INOXIDABLES

Designación del material		Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en pulgadas)
Número AISI	UNS		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)	
Aceros austeníticos							
201	S20100	Recocido	115	793	55	379	55
		1/4 duro	125	862	75	517	20
		1/2 duro	150	1030	110	758	10
		3/4 duro	175	1210	135	931	5
		Duro total	185	1280	140	966	4
301	S30100	Recocido	110	758	40	276	60
		1/4 duro	125	862	75	517	25
		1/2 duro	150	1030	110	758	15
		3/4 duro	175	1210	135	931	12
		Duro total	185	1280	140	966	8
304	S30400	Recocido	85	586	35	241	60
310	S31000	Recocido	95	655	45	310	45
316	S31600	Recocido	80	552	30	207	60
Aceros ferríticos							
405	S40500	Recocido	70	483	40	276	30
430	S43000	Recocido	75	517	40	276	30
446	S44600	Recocido	80	552	50	345	25
Aceros martensíticos							
410	S41000	Recocido	75	517	40	276	30
416	S41600	Q&T 600	180	1240	140	966	15
		Q&T 1000	145	1000	115	793	20
		Q&T 1400	90	621	60	414	30
431	S43100	Q&T 600	195	1344	150	1034	15
440A	S44002	Q&T 600	280	1930	270	1860	3

Anexo A7. Tabla de valores de desplazamiento, velocidad y aceleración del pistón buzo en un giro de cigüeñal (360°).

ϕ	x (m)	u (m/s)	j (m/s ²)								
0	0,00000	0,00	101,75	30	0,00123	0,48	82,98	60	0,00448	0,78	36,84
1	0,00000	0,02	101,73	31	0,00131	0,49	81,77	61	0,00461	0,79	35,09
2	0,00001	0,03	101,66	32	0,00140	0,50	80,54	62	0,00474	0,80	33,33
3	0,00001	0,05	101,55	33	0,00148	0,52	79,27	63	0,00488	0,80	31,57
4	0,00002	0,07	101,40	34	0,00157	0,53	77,98	64	0,00501	0,81	29,81
5	0,00004	0,08	101,20	35	0,00166	0,54	76,65	65	0,00514	0,81	28,05
6	0,00005	0,10	100,96	36	0,00175	0,56	75,30	66	0,00528	0,82	26,29
7	0,00007	0,12	100,68	37	0,00184	0,57	73,92	67	0,00542	0,82	24,52
8	0,00009	0,14	100,35	38	0,00194	0,58	72,51	68	0,00555	0,82	22,76
9	0,00011	0,15	99,98	39	0,00204	0,59	71,08	69	0,00569	0,83	21,00
10	0,00014	0,17	99,57	40	0,00214	0,60	69,63	70	0,00583	0,83	19,25
11	0,00017	0,18	99,11	41	0,00224	0,62	68,15	71	0,00597	0,83	17,50
12	0,00020	0,20	98,62	42	0,00234	0,63	66,65	72	0,00611	0,84	15,75
13	0,00024	0,22	98,08	43	0,00245	0,64	65,13	73	0,00625	0,84	14,01
14	0,00028	0,23	97,50	44	0,00255	0,65	63,59	74	0,00639	0,84	12,28
15	0,00032	0,25	96,88	45	0,00266	0,66	62,02	75	0,00653	0,84	10,55
16	0,00036	0,27	96,22	46	0,00277	0,67	60,44	76	0,00667	0,84	8,83
17	0,00040	0,28	95,52	47	0,00289	0,68	58,84	77	0,00681	0,85	7,12
18	0,00045	0,30	94,77	48	0,00300	0,69	57,22	78	0,00695	0,85	5,42
19	0,00050	0,31	93,99	49	0,00312	0,70	55,59	79	0,00709	0,85	3,72
20	0,00056	0,33	93,17	50	0,00323	0,71	53,94	80	0,00723	0,85	2,04
21	0,00061	0,35	92,32	51	0,00335	0,72	52,28	81	0,00737	0,85	0,37
22	0,00067	0,36	91,42	52	0,00347	0,73	50,61	82	0,00751	0,85	-1,28
23	0,00073	0,38	90,49	53	0,00359	0,73	48,92	83	0,00766	0,85	-2,93
24	0,00080	0,39	89,52	54	0,00372	0,74	47,22	84	0,00780	0,85	-4,56
25	0,00086	0,41	88,52	55	0,00384	0,75	45,51	85	0,00794	0,85	-6,18
26	0,00093	0,42	87,48	56	0,00397	0,76	43,79	86	0,00808	0,84	-7,78
27	0,00100	0,43	86,40	57	0,00409	0,76	42,06	87	0,00822	0,84	-9,37
28	0,00108	0,45	85,29	58	0,00422	0,77	40,33	88	0,00836	0,84	-10,94
29	0,00115	0,46	84,15	59	0,00435	0,78	38,59	89	0,00850	0,84	-12,49

90	0,00864	0,84	-14,03	121	0,01259	0,66	-51,76	152	0,01520	0,34	-69,60
91	0,00878	0,84	-15,56	122	0,01270	0,65	-52,63	153	0,01526	0,33	-69,90
92	0,00892	0,83	-17,06	123	0,01281	0,64	-53,48	154	0,01531	0,31	-70,20
93	0,00906	0,83	-18,55	124	0,01291	0,63	-54,31	155	0,01536	0,30	-70,47
94	0,00919	0,83	-20,02	125	0,01302	0,62	-55,11	156	0,01541	0,29	-70,74
95	0,00933	0,82	-21,47	126	0,01312	0,61	-55,89	157	0,01546	0,28	-70,99
96	0,00947	0,82	-22,90	127	0,01322	0,60	-56,66	158	0,01551	0,27	-71,23
97	0,00961	0,82	-24,31	128	0,01332	0,60	-57,40	159	0,01555	0,26	-71,46
98	0,00974	0,81	-25,70	129	0,01342	0,59	-58,12	160	0,01559	0,24	-71,67
99	0,00988	0,81	-27,07	130	0,01352	0,58	-58,82	161	0,01563	0,23	-71,88
100	0,01001	0,80	-28,42	131	0,01361	0,57	-59,50	162	0,01567	0,22	-72,07
101	0,01014	0,80	-29,75	132	0,01371	0,56	-60,16	163	0,01571	0,21	-72,25
102	0,01028	0,79	-31,06	133	0,01380	0,55	-60,80	164	0,01574	0,20	-72,41
103	0,01041	0,79	-32,35	134	0,01389	0,54	-61,42	165	0,01577	0,18	-72,57
104	0,01054	0,78	-33,61	135	0,01398	0,53	-62,02	166	0,01580	0,17	-72,72
105	0,01067	0,78	-34,86	136	0,01406	0,51	-62,61	167	0,01583	0,16	-72,85
106	0,01080	0,77	-36,08	137	0,01415	0,50	-63,17	168	0,01585	0,15	-72,98
107	0,01092	0,76	-37,28	138	0,01423	0,49	-63,72	169	0,01588	0,13	-73,09
108	0,01105	0,76	-38,46	139	0,01431	0,48	-64,25	170	0,01590	0,12	-73,19
109	0,01118	0,75	-39,62	140	0,01439	0,47	-64,76	171	0,01592	0,11	-73,29
110	0,01130	0,74	-40,75	141	0,01447	0,46	-65,25	172	0,01593	0,10	-73,37
111	0,01142	0,74	-41,86	142	0,01455	0,45	-65,72	173	0,01595	0,09	-73,44
112	0,01155	0,73	-42,95	143	0,01462	0,44	-66,18	174	0,01596	0,07	-73,51
113	0,01167	0,72	-44,02	144	0,01469	0,43	-66,62	175	0,01597	0,06	-73,56
114	0,01179	0,72	-45,07	145	0,01476	0,42	-67,05	176	0,01598	0,05	-73,60
115	0,01191	0,71	-46,09	146	0,01483	0,41	-67,46	177	0,01599	0,04	-73,64
116	0,01202	0,70	-47,09	147	0,01490	0,40	-67,85	178	0,01600	0,02	-73,66
117	0,01214	0,69	-48,07	148	0,01496	0,38	-68,23	179	0,01600	0,01	-73,67
118	0,01225	0,68	-49,03	149	0,01503	0,37	-68,60	180	0,01600	0,00	-73,68
119	0,01237	0,68	-49,96	150	0,01509	0,36	-68,95				
120	0,01248	0,67	-50,87	151	0,01515	0,35	-69,28				

271	0,00850	-0,55	-5,28	301	0,00435	-0,51	16,31	331	0,00115	-0,30	35,56
272	0,00836	-0,55	-4,62	302	0,00422	-0,50	17,04	332	0,00108	-0,29	36,04
273	0,00822	-0,55	-3,96	303	0,00409	-0,50	17,77	333	0,00100	-0,28	36,51
274	0,00808	-0,55	-3,29	304	0,00397	-0,49	18,50	334	0,00093	-0,27	36,96
275	0,00794	-0,55	-2,61	305	0,00384	-0,49	19,23	335	0,00086	-0,26	37,40
276	0,00780	-0,55	-1,93	306	0,00372	-0,48	19,95	336	0,00080	-0,25	37,83
277	0,00766	-0,55	-1,24	307	0,00359	-0,48	20,67	337	0,00073	-0,24	38,24
278	0,00751	-0,55	-0,54	308	0,00347	-0,47	21,38	338	0,00067	-0,23	38,63
279	0,00737	-0,55	0,16	309	0,00335	-0,47	22,09	339	0,00061	-0,22	39,01
280	0,00723	-0,55	0,86	310	0,00323	-0,46	22,80	340	0,00056	-0,21	39,37
281	0,00709	-0,55	1,57	311	0,00312	-0,45	23,49	341	0,00050	-0,20	39,72
282	0,00695	-0,55	2,29	312	0,00300	-0,45	24,18	342	0,00045	-0,19	40,05
283	0,00681	-0,55	3,01	313	0,00289	-0,44	24,86	343	0,00040	-0,18	40,36
284	0,00667	-0,55	3,73	314	0,00277	-0,44	25,54	344	0,00036	-0,17	40,66
285	0,00653	-0,55	4,46	315	0,00266	-0,43	26,21	345	0,00032	-0,16	40,94
286	0,00639	-0,55	5,19	316	0,00255	-0,42	26,87	346	0,00028	-0,15	41,20
287	0,00625	-0,55	5,92	317	0,00245	-0,41	27,52	347	0,00024	-0,14	41,45
288	0,00611	-0,54	6,66	318	0,00234	-0,41	28,16	348	0,00020	-0,13	41,67
289	0,00597	-0,54	7,39	319	0,00224	-0,40	28,80	349	0,00017	-0,12	41,88
290	0,00583	-0,54	8,13	320	0,00214	-0,39	29,42	350	0,00014	-0,11	42,07
291	0,00569	-0,54	8,88	321	0,00204	-0,39	30,04	351	0,00011	-0,10	42,25
292	0,00555	-0,54	9,62	322	0,00194	-0,38	30,64	352	0,00009	-0,09	42,40
293	0,00542	-0,53	10,36	323	0,00184	-0,37	31,24	353	0,00007	-0,08	42,54
294	0,00528	-0,53	11,11	324	0,00175	-0,36	31,82	354	0,00005	-0,07	42,66
295	0,00514	-0,53	11,85	325	0,00166	-0,35	32,39	355	0,00004	-0,06	42,76
296	0,00501	-0,52	12,60	326	0,00157	-0,34	32,95	356	0,00002	-0,04	42,85
297	0,00488	-0,52	13,34	327	0,00148	-0,34	33,50	357	0,00001	-0,03	42,91
298	0,00474	-0,52	14,08	328	0,00140	-0,33	34,03	358	0,00001	-0,02	42,96
299	0,00461	-0,51	14,83	329	0,00131	-0,32	34,55	359	0,00000	-0,01	42,99
300	0,00448	-0,51	15,57	330	0,00123	-0,31	35,06	360	0,00000	0,00	43,00

181	0,01600	-0,01	-31,13	211	0,01503	-0,24	-28,99	241	0,01237	-0,44	-21,11
182	0,01600	-0,02	-31,13	212	0,01496	-0,25	-28,83	242	0,01225	-0,44	-20,72
183	0,01599	-0,02	-31,12	213	0,01490	-0,26	-28,67	243	0,01214	-0,45	-20,31
184	0,01598	-0,03	-31,10	214	0,01483	-0,26	-28,51	244	0,01202	-0,46	-19,90
185	0,01597	-0,04	-31,08	215	0,01476	-0,27	-28,33	245	0,01191	-0,46	-19,48
186	0,01596	-0,05	-31,06	216	0,01469	-0,28	-28,15	246	0,01179	-0,47	-19,04
187	0,01595	-0,06	-31,03	217	0,01462	-0,29	-27,97	247	0,01167	-0,47	-18,60
188	0,01593	-0,06	-31,00	218	0,01455	-0,29	-27,77	248	0,01155	-0,47	-18,15
189	0,01592	-0,07	-30,97	219	0,01447	-0,30	-27,57	249	0,01142	-0,48	-17,69
190	0,01590	-0,08	-30,93	220	0,01439	-0,31	-27,36	250	0,01130	-0,48	-17,22
191	0,01588	-0,09	-30,89	221	0,01431	-0,31	-27,15	251	0,01118	-0,49	-16,74
192	0,01585	-0,10	-30,84	222	0,01423	-0,32	-26,92	252	0,01105	-0,49	-16,25
193	0,01583	-0,10	-30,78	223	0,01415	-0,33	-26,69	253	0,01092	-0,50	-15,75
194	0,01580	-0,11	-30,73	224	0,01406	-0,33	-26,46	254	0,01080	-0,50	-15,25
195	0,01577	-0,12	-30,67	225	0,01398	-0,34	-26,21	255	0,01067	-0,50	-14,73
196	0,01574	-0,13	-30,60	226	0,01389	-0,35	-25,95	256	0,01054	-0,51	-14,20
197	0,01571	-0,13	-30,53	227	0,01380	-0,35	-25,69	257	0,01041	-0,51	-13,67
198	0,01567	-0,14	-30,45	228	0,01371	-0,36	-25,42	258	0,01028	-0,51	-13,12
199	0,01563	-0,15	-30,37	229	0,01361	-0,37	-25,14	259	0,01014	-0,52	-12,57
200	0,01559	-0,16	-30,29	230	0,01352	-0,37	-24,85	260	0,01001	-0,52	-12,01
201	0,01555	-0,17	-30,20	231	0,01342	-0,38	-24,56	261	0,00988	-0,52	-11,44
202	0,01551	-0,17	-30,10	232	0,01332	-0,39	-24,25	262	0,00974	-0,53	-10,86
203	0,01546	-0,18	-30,00	233	0,01322	-0,39	-23,94	263	0,00961	-0,53	-10,27
204	0,01541	-0,19	-29,89	234	0,01312	-0,40	-23,62	264	0,00947	-0,53	-9,68
205	0,01536	-0,20	-29,78	235	0,01302	-0,41	-23,29	265	0,00933	-0,53	-9,07
206	0,01531	-0,20	-29,66	236	0,01291	-0,41	-22,95	266	0,00919	-0,54	-8,46
207	0,01526	-0,21	-29,54	237	0,01281	-0,42	-22,60	267	0,00906	-0,54	-7,84
208	0,01520	-0,22	-29,41	238	0,01270	-0,42	-22,24	268	0,00892	-0,54	-7,21
209	0,01515	-0,23	-29,28	239	0,01259	-0,43	-21,87	269	0,00878	-0,54	-6,57
210	0,01509	-0,23	-29,13	240	0,01248	-0,43	-21,50	270	0,00864	-0,54	-5,93

Anexo A9. Factor de esfuerzos estáticos.

$f_s = 1,5 \dots 2,5$ para exigencias elevadas
 $f_s = 1,0 \dots 1,5$ para exigencias normales
 $f_s = 0,7 \dots 1,0$ para exigencias reducidas

Anexo A10. Factor para la probabilidad de fallo.

▼ Factor a_1						
Probabilidad de fallo %	10	5	4	3	2	1
Vida a fatiga	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Factor a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Anexo A11. Factor de esfuerzos dinámicos.

Bombas, ventiladores, compresores

Ventiladores, soplantes
 Grandes soplantes

3,5 ... 4,5
 4 ... 5

Empuje radial o axial, peso del rotor, masa desequilibrada
 Masa desequilibrada = peso del rotor · f_z ; velocidad nominal
 $f_z = 0,5$ para soplantes de aire fresco
 $f_z = 0,8$ a 1 para extractores de humos

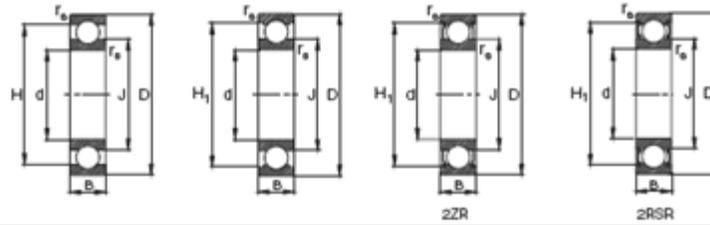
Bombas de émbolo
 Bombas centrífugas
 Bombas hidráulicas de émbolo, axiales y radiales
 Transmisiones de bombas
 Compresores

3,5 ... 4,5
 3 ... 4,5
 1 ... 2,5
 1 ... 2,5
 2 ... 3,5

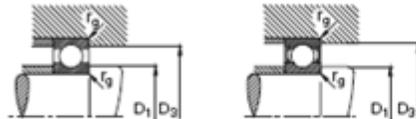
Empuje nominal; velocidad nominal
 Empuje axial, peso del rotor; velocidad nominal
 Presión nominal; velocidad nominal
 Presión en servicio; velocidad nominal
 Presión en servicio; fuerzas másicas; velocidad nominal

Anexo A12. Rodamiento FAG rígido de bolas de una hilera

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera



Eje	Dimensiones						Peso ~ kg	
	d	D	B	r_a min	H ~	H ₁ ~		J ~
20	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,108
	20	47	15	1	38,4	41	28,8	0,139
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,151
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,153
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155
	20	52	21	1,1	42,1	44,4	30,3	0,209
	20	72	19	1,1	55		37	0,415



Los rodamientos pueden alcanzar una vida ilimitada, si C_f/P_1a^3 , ver I

Capacidad de carga		Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares		
dyn. C	stat. C_0				Rodamiento	D_1 min mm	D_2 max
12,7	6,55	15000	19000	6204	25,6	41,4	1
12,7	6,55	15000	19000	6204.W203B	25,6	41,4	1
12,7	6,55	15000	19000	6204.2ZR	25,6	41,4	1
12,7	6,55	10000	10000	6204.2RSR	25,6	41,4	1
12,7	6,55	10000	10000	6204.2RSR.W203B	25,6	41,4	1
12,7	6,55	10000	10000	6204.2RSH	25,6	41,4	1
15	7,8	34000	18000	6304	27	45	1
15	7,8	34000	18000	6304.W203B	27	45	1
15	7,8	14000	18000	6304.2ZR	27	45	1
15	7,8	9500		6304.2RSR	27	45	1
15	7,8	9500		6304.2RSR	27	45	1
30,5	15	29000	15000	6404	29	63	1

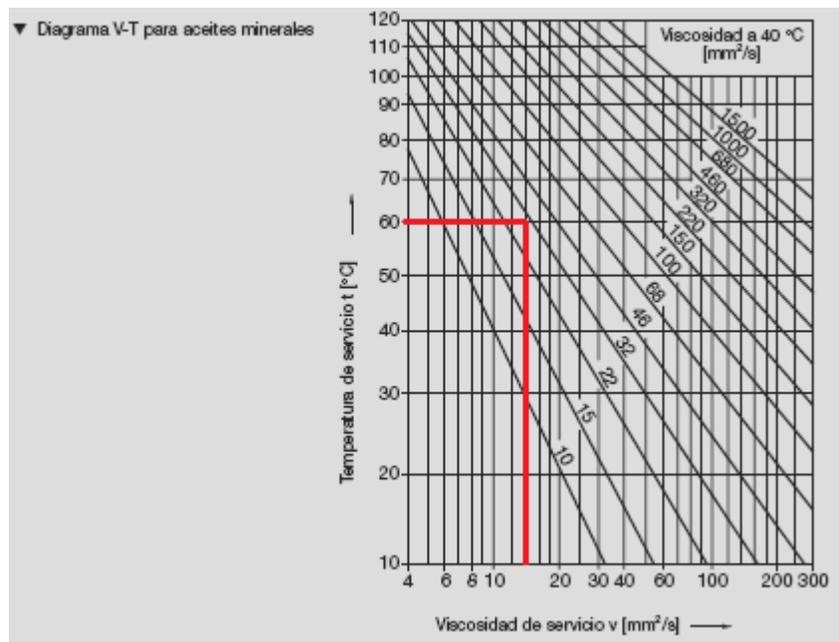
Anexo A13. Tabla para selección de la viscosidad del aceite.



GUIA PARA SELECCIONAR LA VISCOSIDAD DEL ACEITE

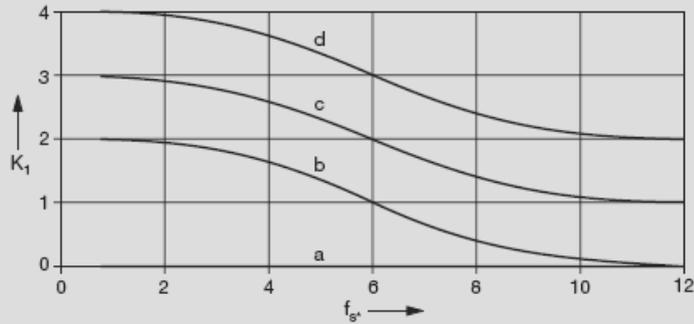
ESCALA DE TEMP DE TRABAJO (°C)	FV	VISCOSIDAD CINEMATICA cSt a 37.8°C		TIPOS DE RODAMIENTO A LOS QUE SE PUEDE APLICAR
		Carga Normal	Carga Pesada o de impacto	
de -30 a 0	Hasta valor especificado	18-35	30-60	Todos excepto oscilantes de rodillos
0-60	Hasta 15000	40-70	85-120	Todos excepto oscilantes de rodillos
	15000-80000	30-55	55-80	Todos excepto oscilantes de rodillos
	80000-150000	18-35	30-45	Todos excepto axiales de bolas y rodillos
	150000-500000	9,5-12	18-35	Rígidos de bolas y de rodillos cilindricos
0-100	Hasta 15000	110-165	180-260	Todos excepto oscilantes de rodillos
	15000-80000	85-120	110-160	Todos excepto oscilantes de rodillos
60-100	80000-150000	50-70	80-160	Todos excepto axiales de bolas y rodillos
	150000-500000	30-40	50-70	Rígidos de bolas y de rodillos cilindricos
100-150	Hasta valor especificado	240-430		Todos excepto oscilantes de rodillos
0-60	Hasta valor especificado	35-70		Rodamientos oscilantes de rodillos
60-100		105-165		

Anexo A14. Diagrama V-T para aceites minerales.



Anexo A15.

▼ Valor K_1 en función del factor de esfuerzos estáticos f_s , y del tipo de rodamiento



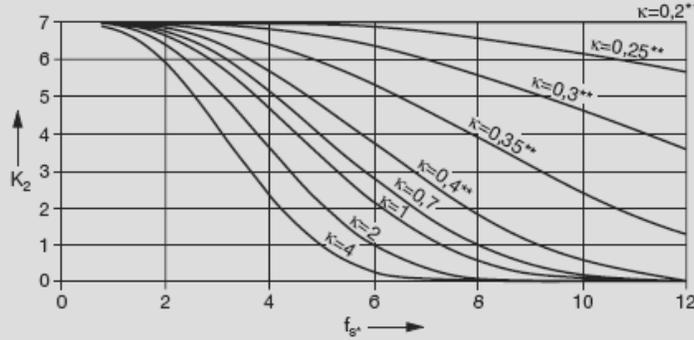
- a Rodamientos de bolas
- b Rodamientos de rodillos cónicos
- c Rodamientos oscilantes de rodillos
- d Rodamientos axiales oscilantes de rodillos

¹⁾ alcanzable sólo con lubricante filtrado correspondiente a $V < 1$; en otro caso, deberá tomarse $K_1 \geq 6$.

²⁾ al determinar v debe tenerse en cuenta que el rozamiento es por lo menos el doble que en rodamientos con jaula, lo que significa una mayor temperatura del rodamiento.

³⁾ Debe tenerse en cuenta la carga mínima (página 500).

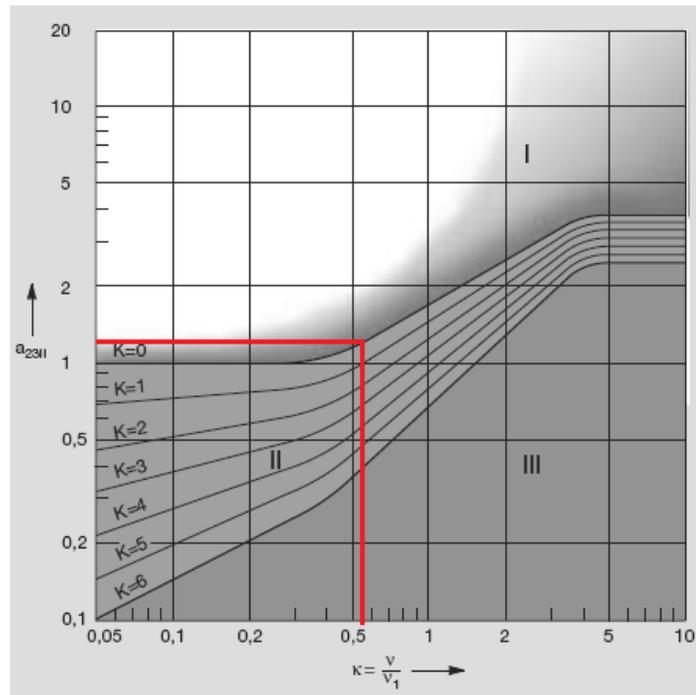
▼ Valor K_2 en función del factor f_s^* para lubricantes sin aditivos y para lubricantes con aditivos cuya eficacia en rodamientos no ha sido comprobada



K_2 es igual a 0 para lubricantes con aditivos de probada efectividad

** Con $\kappa \leq 0,4$ el desgaste dominará en el rodamiento si no es evitado a través de aditivos apropiados.

Anexo A16.



Anexo A17.

Aplicaciones	Horas diarias de funcionamiento					
	0-8	8-16	16-24	0-8	8-16	16-24
Trabajos ligeros Bombas centrifugas y compresores, cintas transportadoras (materiales ligeros), ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW.	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Trabajos normales Cizallas para chapa, prensas, cintas transportadoras y de cadena, tamices (materiales pesados), grupos generadores, máquinas-herramienta, amasadoras, lavadoras industriales, prensas de tipografía, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Trabajos pesados Molino de martillos, compresores de pistón, cintas transportadoras para cargas muy pesadas, montacargas, máquinas para la industria textil, máquinas continuas para papeleras, bombas de pistón, bombas para dragar, sierras alternativas.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Trabajos particularmente pesados Molinos de potencia elevada, Trituradores de piedras, calandras, mezcladoras, grúas, excavadoras, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Anexo A18. Selección de número de banda dentada.

TIPO	DESARROLLO INTERIOR mm.	DESARROLLO PRIMITIVO mm.
B43	1092	1135
B43,50	1105	1148
B44	1118	1161
B44,25	1124	1167
B45	1143	1186
B46	1168	1211
B46,50	1181	1224
B46,75	1187	1230
B47	1194	1237
B47,25	1200	1243
B47,50	1207	1250
B48	1219	1262
B49	1245	1288
B50	1270	1313
B51	1295	1338
B52	1321	1364
B53	1346	1389
B53,50	1359	1402
B54	1372	1415
B55	1397	1440
B55,50	1410	1453
B56	1422	1465
B57	1448	1491
B58	1473	1516
B59	1499	1542
B60	1524	1567

Anexo A19. Selección del factor P_b para la selección de bandas.

TABLA 7 - PRESTACIONES BASICAS (P_b) DE LAS CORREAS B

diámetro rpm	P_b (kW) por d:														
	112	118	132	140	150	160	170	180	190	200	212	224	236	250	265
100	0,34	0,38	0,47	0,52	0,59	0,65	0,72	0,78	0,84	0,91	0,98	1,06	1,13	1,22	1,31
200	0,60	0,67	0,84	0,94	1,06	1,18	1,30	1,42	1,54	1,66	1,80	1,94	2,08	2,24	2,41
300	0,82	0,92	1,17	1,32	1,49	1,66	1,84	2,01	2,18	2,35	2,55	2,76	2,96	3,19	3,44
400	1,02	1,16	1,48	1,66	1,89	2,12	2,34	2,56	2,78	3,00	3,26	3,53	3,78	4,08	4,40
500	1,20	1,37	1,77	1,99	2,27	2,54	2,81	3,09	3,35	3,62	3,94	4,26	4,57	4,93	5,32
600	1,37	1,57	2,04	2,30	2,62	2,95	3,27	3,59	3,90	4,21	4,59	4,96	5,32	5,75	6,20
700	1,53	1,76	2,29	2,59	2,97	3,33	3,70	4,06	4,42	4,78	5,21	5,63	6,04	6,52	7,03
725	1,57	1,81	2,35	2,66	3,05	3,43	3,81	4,18	4,55	4,92	5,36	5,79	6,22	6,71	7,24
800	1,68	1,94	2,54	2,87	3,29	3,71	4,12	4,52	4,93	5,32	5,80	6,27	6,73	7,27	7,83
900	1,82	2,11	2,77	3,14	3,60	4,06	4,51	4,96	5,41	5,85	6,37	6,88	7,39	7,97	8,59
950	1,89	2,19	2,88	3,27	3,75	4,23	4,71	5,18	5,64	6,10	6,64	7,18	7,71	8,31	8,96
1000	1,95	2,27	2,99	3,40	3,90	4,40	4,90	5,38	5,87	6,34	6,91	7,47	8,02	8,65	9,31
1100	2,07	2,42	3,20	3,64	4,19	4,73	5,26	5,79	6,31	6,82	7,43	8,03	8,61	9,29	9,99
1200	2,19	2,56	3,40	3,88	4,46	5,04	5,61	6,17	6,73	7,28	7,92	8,56	9,18	9,89	10,63
1300	2,30	2,69	3,59	4,10	4,72	5,34	5,95	6,54	7,13	7,71	8,39	9,06	9,71	10,45	11,23
1400	2,40	2,82	3,77	4,31	4,97	5,62	6,26	6,89	7,51	8,12	8,83	9,53	10,21	10,98	11,78
1425	2,42	2,85	3,82	4,36	5,03	5,69	6,34	6,98	7,60	8,22	8,94	9,64	10,33	11,11	11,91

Anexo A20. Selección del factor P_d para selección de bandas.

TABLA 7 - PRESTACIONES ADICIONALES (P_d) DE LAS CORREAS B

rpm	P_b (kW) por K desde... hasta...										1,51 para arriba
	1,00 1,01	1,02 1,03	1,04 1,06	1,07 1,08	1,09 1,12	1,13 1,16	1,17 1,22	1,23 1,32	1,33 1,50		
100	0,00	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04
200	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,08
300	0,00	0,01	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,11	0,12	0,12
400	0,00	0,02	0,04	0,05	0,07	0,09	0,11	0,12	0,14	0,16	0,16
500	0,00	0,02	0,04	0,07	0,09	0,11	0,13	0,16	0,18	0,20	0,20
600	0,00	0,03	0,05	0,08	0,11	0,13	0,16	0,19	0,21	0,24	0,24
700	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,19	0,22	0,25	0,28	0,28
725	0,00	0,03	0,06	0,10	0,13	0,16	0,19	0,22	0,26	0,29	0,29
800	0,00	0,04	0,07	0,11	0,14	0,18	0,21	0,25	0,28	0,32	0,32
900	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32	0,36	0,36
950	0,00	0,04	0,08	0,13	0,17	0,21	0,25	0,29	0,34	0,38	0,38
1000	0,00	0,04	0,09	0,13	0,18	0,22	0,27	0,31	0,35	0,40	0,40
1100	0,00	0,05	0,10	0,15	0,19	0,24	0,29	0,34	0,39	0,44	0,44
1200	0,00	0,05	0,11	0,16	0,21	0,26	0,32	0,37	0,42	0,48	0,48
1300	0,00	0,06	0,11	0,17	0,23	0,29	0,35	0,40	0,46	0,52	0,52
1400	0,00	0,06	0,12	0,19	0,25	0,31	0,37	0,43	0,49	0,56	0,56
1425	0,00	0,06	0,13	0,19	0,25	0,31	0,38	0,44	0,50	0,56	0,56
1500	0,00	0,07	0,13	0,20	0,26	0,33	0,40	0,47	0,53	0,59	0,59
1600	0,00	0,07	0,14	0,21	0,28	0,35	0,43	0,50	0,56	0,63	0,63

Anexo A21. Factor de corrección cálculo de bandas

	γ	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	90°
C γ	T/T	1	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69
	T/P	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69

T/T = Transmisión trapecial/trapecial

T/P = Transmisión trapecial/plana

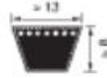
γ = Arco de contacto sobre la polea menor

Anexo A22. Factor de corrección cálculo de bandas

		PULGADAS																											
		9½	16	22	24	28	32	35	42	48	53	66	75	81	90	105	128	144	162	180	210	240	285	330	420	540	720	780	
Z	0,60	0,77	0,82	0,84	0,87	0,89	0,91	0,95	0,96	1,00																			
A	0,73	0,79	0,80	0,83	0,85	0,87	0,91	0,93	0,95	1,00	1,00	1,05	1,07	1,11	1,16	1,19	1,22	1,25	1,29										
B	0,73	0,75	0,77	0,80	0,81	0,85	0,87	0,89	0,93	0,96	0,98	1,00	1,03	1,08	1,11	1,14	1,16	1,20	1,24	1,29	1,33	1,40							
C					0,72	0,73	0,76	0,79	0,80	0,85	0,87	0,88	0,90	0,93	0,97	1,00	1,03	1,06	1,09	1,12	1,16	1,20	1,27						
D														0,81	0,83	0,87	0,89	0,92	0,94	0,97	1,00	1,04	1,07	1,13	1,20	1,27			
E																					0,90	0,94	0,96	1,00	1,03	1,09	1,15	1,23	1,25

Anexo A23. Selección de número de banda dentada

optibelt VB Correas trapeziales clásicas DIN 2215 / ISO 4184
 Correia trapezoidal clássica DIN 2215 / ISO 4184



A/13

Perfil A/13

No. zona Canales nº	Desarrollo de ref. Carpén. de selic. ISO (mm)	Desarrollo int. Compimento interno (mm)	No. zona Canales nº	Desarrollo de ref. Carpén. de selic. ISO (mm)	Desarrollo int. Compimento interno (mm)	No. zona Canales nº	Desarrollo de ref. Carpén. de selic. ISO (mm)	Desarrollo int. Compimento interno (mm)
UE BM = 25 piezas unidades			UE BM = 10 piezas unidades					
A 16	437	407	A 49	1280	1250	A 91	2341	2311
A 18	487	457	A 50	1300	1270	A 92	2367	2337
A 19	510	480	A 51	1330	1300	A 93	2390	2360
A 20	538	508	A 52	1350	1320	A 94	2418	2388
A 21	565	535	A 53	1380	1350	A 95	2443	2413
A 22	590	560	A 54	1405	1375	A 96	2468	2438
A 23	605	575	A 55	1430	1400	A 97	2494	2464
A 23½	630	600	A 56	1452	1422	A 98	2530	2500
A 24	640	610	A 57	1480	1450	A 100	2570	2540
A 25	660	630	A 58	1505	1475	A 102	2621	2591
A 26	680	650	A 59	1530	1500	A 104	2680	2650
A 26½	700	670	A 60	1555	1525	A 105	2697	2667
A 27	716	686	A 61	1580	1550	A 107	2755	2725
A 27½	730	700	A 62	1605	1575	A 108	2773	2743
A 28	740	710	A 63	1630	1600	A 110	2830	2800
A 29	760	730	A 64	1655	1625	A 112	2875	2845
A 29½	780	750	A 65	1680	1650	A 114	2926	2896
A 30	797	767	A 66	1706	1676	A 116	2976	2946
A 31	805	775	A 67	1730	1700	A 118	3030	3000
A 31½	830	800	A 68	1755	1725	A 120	3078	3048
A 32	843	813	A 69	1780	1750	A 124	3180	3150
A 32½	855	825	A 70	1805	1775	A 128	3280	3250
A 33	871	841	A 71	1830	1800	A 132	3380	3350
A 34	880	850	A 72	1855	1825	A 136	3484	3454
A 34½	905	875	A 73	1884	1854	A 140	3580	3550
A 35	919	889	A 74	1910	1880	A 144	3688	3658
A 35½	930	900	A 75	1930	1900	A 148	3780	3750
A 36	944	914	A 76	1960	1930	A 158	4030	4000
A 37	955	925	A 77	1986	1956	A 167	4280	4250
A 37½	980	950	A 78	2010	1980	A 187	4780	4750
A 38	995	965	A 79	2030	2000	A 197	5030	5000
A 38½	1005	975	A 80	2062	2032			
A 39	1030	1000	A 81	2090	2060			
A 40	1046	1016	A 82	2113	2083			
A 40½	1060	1030	A 83	2130	2100			
A 41	1071	1041	A 83½	2150	2120			
A 41½	1080	1050	A 84	2164	2134			
A 42	1090	1060	A 84½	2180	2150			
A 42½	1105	1075	A 85	2190	2160			
A 43	1130	1100	A 86½	2230	2200			
A 43½	1135	1105	A 87	2240	2210			
A 44	1150	1120	A 88	2270	2240			
A 45	1173	1143	A 89	2291	2261			
A 45½	1180	1150	A 90	2316	2286			
A 46	1198	1168						
A 46½	1210	1180						
A 47	1230	1200						
A 47½	1245	1215						
A 48	1250	1220						
A 48½	1255	1225						

Máximo desarrollo de fabricación Compimento máximo de fabricación: 10 000 mm L₁
 Cantidad mínima Cantidad mínima de compra:
 A partir de Acima de 1800 mm =
 31 piezas para desarrollos intermedios unidades para compimentos intermedios
 93 piezas para algunas construcciones especiales unidades para determinados modelos especiales
 Peso = 0,109 kg/m

Los desarrollos escritos en negrita son de calidad S=C plus (idénticos desarrollos).
 Compimentos en escrita negrita são do modelo S=C plus (compimentos idénticos).

Desarrollo de referencia L₁ = Desarrollo primitivo L₁
 Compimento de referencia L₁ = Compimento primitivo L₁

Anexo A24. Selección del factor P_b para la selección de bandas.

TABLA 7 - PRESTACIONES BASICAS (Pb) DE LAS CORREAS A

diámetro rpm	Pb (kW) por d:																	
	71	80	85	90	95	100	106	112	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212
100	0,13	0,16	0,19	0,21	0,23	0,25	0,28	0,30	0,35	0,38	0,42	0,46	0,50	0,54	0,58	0,62	0,66	0,71
200	0,22	0,29	0,33	0,37	0,41	0,45	0,50	0,54	0,65	0,70	0,76	0,84	0,92	0,99	1,07	1,14	1,22	1,30
300	0,29	0,40	0,46	0,52	0,57	0,63	0,70	0,77	0,91	0,99	1,08	1,19	1,30	1,41	1,52	1,63	1,74	1,86
400	0,36	0,50	0,57	0,65	0,73	0,80	0,89	0,96	1,17	1,27	1,38	1,53	1,67	1,81	1,95	2,09	2,23	2,39
500	0,42	0,59	0,68	0,78	0,87	0,96	1,07	1,18	1,41	1,53	1,67	1,85	2,02	2,19	2,36	2,53	2,70	2,90
600	0,48	0,68	0,79	0,90	1,00	1,11	1,24	1,37	1,64	1,78	1,95	2,15	2,36	2,56	2,76	2,96	3,15	3,39
700	0,53	0,76	0,89	1,01	1,13	1,26	1,40	1,55	1,86	2,03	2,22	2,45	2,68	2,91	3,14	3,37	3,59	3,86
725	0,54	0,78	0,91	1,04	1,16	1,29	1,44	1,59	1,92	2,09	2,28	2,52	2,76	3,00	3,24	3,47	3,70	3,98
800	0,58	0,84	0,98	1,12	1,26	1,40	1,56	1,72	2,08	2,26	2,48	2,74	3,00	3,26	3,51	3,77	4,02	4,32
900	0,63	0,91	1,07	1,22	1,38	1,53	1,71	1,89	2,28	2,49	2,73	3,02	3,30	3,59	3,87	4,15	4,43	4,75
950	0,65	0,95	1,11	1,27	1,43	1,60	1,79	1,98	2,39	2,60	2,85	3,15	3,45	3,75	4,05	4,34	4,63	4,97
1000	0,67	0,98	1,15	1,32	1,49	1,66	1,86	2,06	2,49	2,71	2,97	3,29	3,60	3,91	4,22	4,52	4,82	5,18

Anexo A25. Selección del factor Pd para selección de bandas.

TABLA 7 - PRESTACIONES ADICIONALES (Pd) DE LAS CORREAS A

rpm	Pb (kW) por K desde... hasta...									
	1,00 1,01	1,02 1,03	1,04 1,06	1,07 1,08	1,09 1,12	1,13 1,16	1,17 1,22	1,23 1,32	1,33 1,50	1,51 para arriba
100	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02
200	0,00	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04
300	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05
400	0,00	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,06	0,07
500	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
600	0,00	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11
700	0,00	0,01	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11	0,13
725	0,00	0,01	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,10	0,12	0,13
800	0,00	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,10	0,11	0,13	0,14
900	0,00	0,02	0,04	0,05	0,07	0,09	0,11	0,13	0,14	0,16
950	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17
1000	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18
1100	0,00	0,02	0,04	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,18	0,20

Anexo A26. Factor de corrección cálculo de bandas

	γ	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	90°
C _γ	T/T	1	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69
	T/P	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69

T/T = Transmisión trapecial/trapecial

T/P = Transmisión trapecial/plana

γ = Arco de contacto sobre la polea menor

Anexo A27. Factor de corrección cálculo de bandas

TABLA 5 - FACTOR DE CORRECCION CL EN FUNCION DEL TIPO Y DE LA LONGITUD DE LA CORREA

	PULGADAS																												
	9½	16	22	24	28	32	35	42	48	53	66	75	81	90	105	128	144	162	180	210	240	285	330	420	540	720	780		
Z	0,69	0,77	0,82	0,84	0,87	0,89	0,91	0,95	0,98	1,00																			
A		0,73	0,79	0,80	0,83	0,85	0,87	0,91	0,93	0,95	1,00	1,03	1,05	1,07	1,11	1,16	1,19	1,22	1,25	1,29									
B			0,73	0,75	0,77	0,80	0,81	0,85	0,87	0,89	0,93	0,96	0,98	1,00	1,03	1,08	1,11	1,14	1,16	1,20	1,24	1,29	1,33	1,40					
C					0,72	0,73	0,76	0,79	0,80	0,85	0,87	0,88	0,90	0,93	0,97	1,00	1,03	1,05	1,09	1,12	1,16	1,20	1,27						
D													0,81	0,83	0,87	0,89	0,92	0,94	0,97	1,00	1,04	1,07	1,13	1,20	1,27				
E																					0,90	0,94	0,96	1,00	1,03	1,09	1,15	1,23	1,25

Construcción y ensamblaje de la máquina

Anexo A28.



Figura 44. Fabricación y ensamblaje de la carcasa.

Fuente: Autor

Anexo A29.



Figura 45. Fabricación y ensamblaje pistón.

Fuente: Autor

Anexo A30.



Figura 46. Fabricación y ensamblaje de tapa.

Fuente: Autor

Anexo A31.

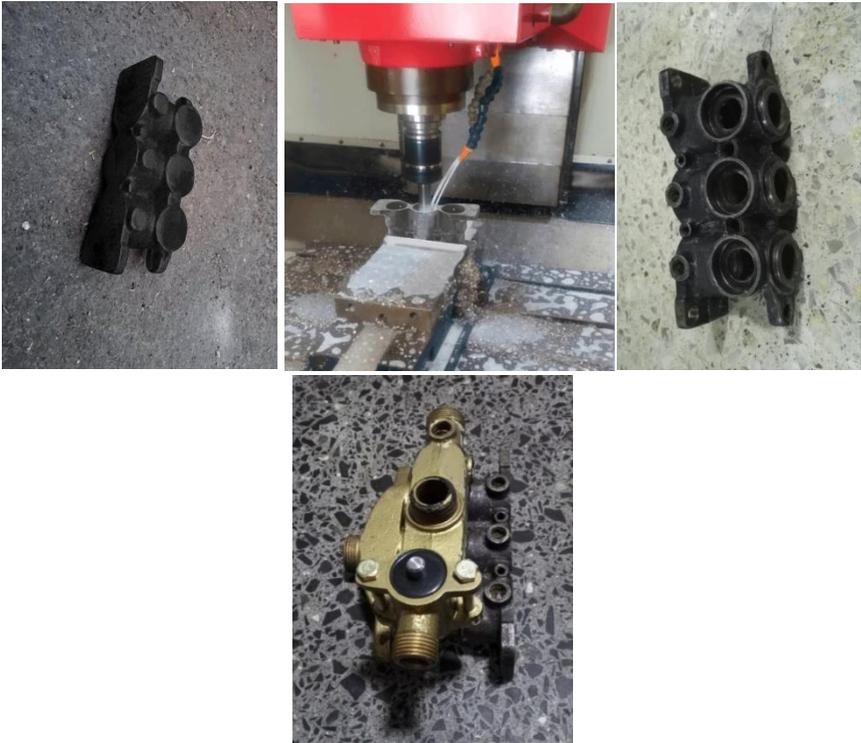


Figura 47. Fabricación y ensamblaje de cilindro para pistón buzo.

Fuente: Autor

Anexo A32.



Figura 48. Ensamble final bomba de pistones.

Fuente: Autor

Puesta en marcha bomba de pistones

Anexo A33.



Figura 49. Ensamble de tubería y manguera para captación de fluido de turbinas, cascada Cal y Piedra (Mocha - Ambato).

Fuente: Autor

Anexo A34.



Figura 50. Turbina Michel Banki y Pelton.

Fuente: Autor

Anexo A35.



Figura 51. Puesta en marcha bomba de pistones con turbina Pelton.

Fuente: Autor

Anexo A36.



Figura 52. Puesta en marcha bomba de pistones con turbina Michel Banki.

Fuente: Autor

Anexo A37.



Figura 53. Autor de la bomba de pistones adaptada con turbina Michel Banki y Pelton.

Fuente: Autor

Anexo A38.



Figura 54. Recolección de datos.

Fuente: Autor

Hojas de proceso

Anexo A39. Hoja de proceso “Carcasa”

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA HOJA DE PROCESO DE MECANIZADO 												
Realizado por: Santiago Feria Naranjo						Fecha de elaboración: 18/12/2019						
Material: AA6063			Dim. Inicial:			N° Plano: 3-6						
Subensamble: Bomba de pistones			Pieza: Carcasa			Cantidad: 1						
N° de hoja:												
N°	Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
						Vc m/min	n rpm	S mm/min	p mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Cuadrado de material por cara	Refrentado de caras en fruto	CNC	Pastillas de carburo de tungsteno	Fnuc	1200	1300	615	5	15	15	30
2	Desbaste	Desbaste de geometría externa e interna	CNC	Pastillas de carburo de tungsteno	Fnuc	1200	3000	200	20	15	480	495
3	Semiacabado	Acabado de geometría externa e interna	CNC	Pastilla de carburo de tungsteno	Fnuc	800	2000	133	0,2	15	480	495
4	acabado	Acabado de geometría interna y externa	CNC	Pastilla de carburo de tungsteno	Fnuc	800	2500	106	0,1	15	480	495
5	Perforado	Perforación para paso de rosca	CNC	Broca de acero rápido de Ø 4,3 mm (M5)	Fnuc	30	1200	27	0,5	10	15	25
6	Perforado	Perforación para paso de rosca	CNC	Broca de acero de rápido Ø 8,5 mm (M10)	Fnuc	30	1200	27	0,5	10	15	25

7	Perforado Orificios para paso de pistones	Perforación orificio guía pistón	CNC	Broca de acero rápido Ø 19 mm	Fnuc	30	900	38	0,5	10	15	25
8	Perforado	Perforación de orificios para rodamientos	CNC	Broca de acero rápido Ø 25 mm	Fnuc	30	600	44	0,5	10	15	25
9	Roscado	Rosca interna Tapón	CNC	Cuchilla de roscado	Fnuc	100	2500	50	1	15	60	75
10	Machuelo	Machuelo de orificios	Manualmente	Machuelo M5	-	5	10	-	1	2	5	7
11	Machuelo	Machuelo de orificios	Manualmente	Machuelo M6	-	5	10	-	1	2	5	7
12	Machuelo	Machuelo de orificios	Manualmente	Machuelo M8	-	5	10	-	1	2	5	7
13	Machuelo	Machuelo de orificios	Manualmente	Machuelo M10	-	5	10	-	1	2	5	7
14	Grabado		CNC	Pastillas de carburo de tungsteno	Fnuc	100	5500		0,5	15	300	315

Anexo A40. Hoja de proceso. "Tapa"

<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;">  <div style="text-align: center;"> UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA HOJA DE PROCESO DE MECANIZADO </div>  </div>												
Realizado por: Santiago Feria Naranjo						Fecha de elaboración: 10/12/2019						
Material: AA6063			Dim. Inicial:			N° Plano: 4-6						
Subensamble: Bomba de pistones			Pieza: Tapa de carcasa			Cantidad: 1						
N° de hoja:												
N°	Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
						Vc	n	S	p	Preparación	Trabajo	Total
						m/min	rpm	mm/min	mm			
1	Cuadrado de material por cara	Refrentado de caras en fruto	CNC	Pastillas de carburo de tungsteno	Fnuc	1200	1300	615	5	15	15	30
2	Desbaste	Desbaste de geometría externa e interna	CNC	Pastillas de carburo de tungsteno	Fnuc	1200	3000	200	6	15	300	315
3	Semiacabado	Acabado de geometría externa e interna	CNC	Pastilla de carburo de tungsteno	Fnuc	800	2000	133	0,2	15	300	315
4	acabado	Acabado de geometría interna y externa	CNC	Pastilla de carburo de tungsteno	Fnuc	800	2500	106	0,1	15	240	255
5	Perforado	Perforación para paso de rosca	CNC	Broca de acero rápido Ø 6,5 mm	Fnuc	30	1200	27	0,5	10	15	25
6	Perforado	Perforación para paso de rosca	CNC	Broca de acero rápido Ø 10,2 mm	Fnuc	30	900	38	0,5	10	15	25
7	Roscado	Rosca interna Tapón	CNC	Cuchilla de roscado	Fnuc	100	2500	44	1	15	60	75

		hexagonal										
8	Machuelo	Machuelo de orificios	Manualmente	Machuelo M12	-	5	10	-	1	2	5	

Anexo A41. Hoja de proceso. "Pistón buzo"

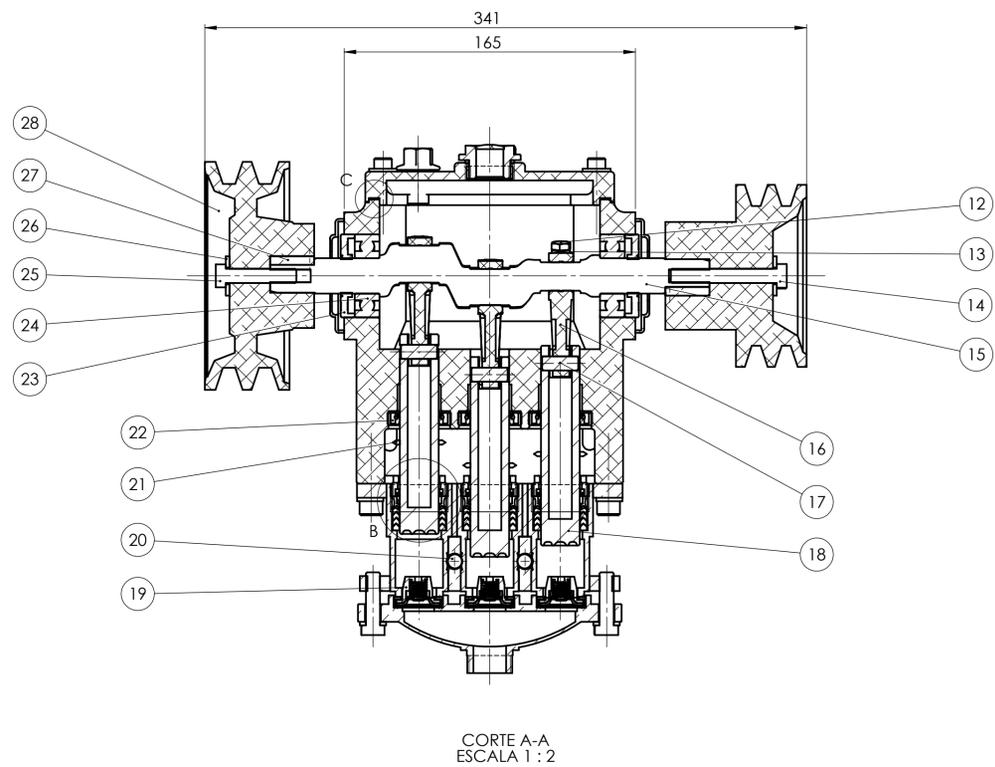
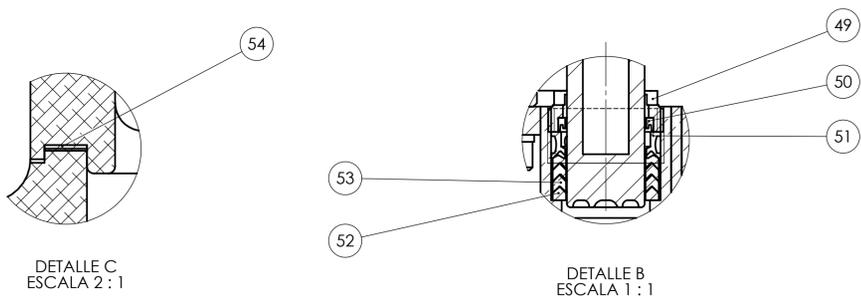
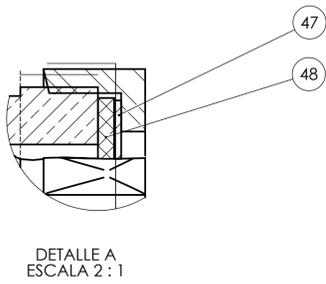
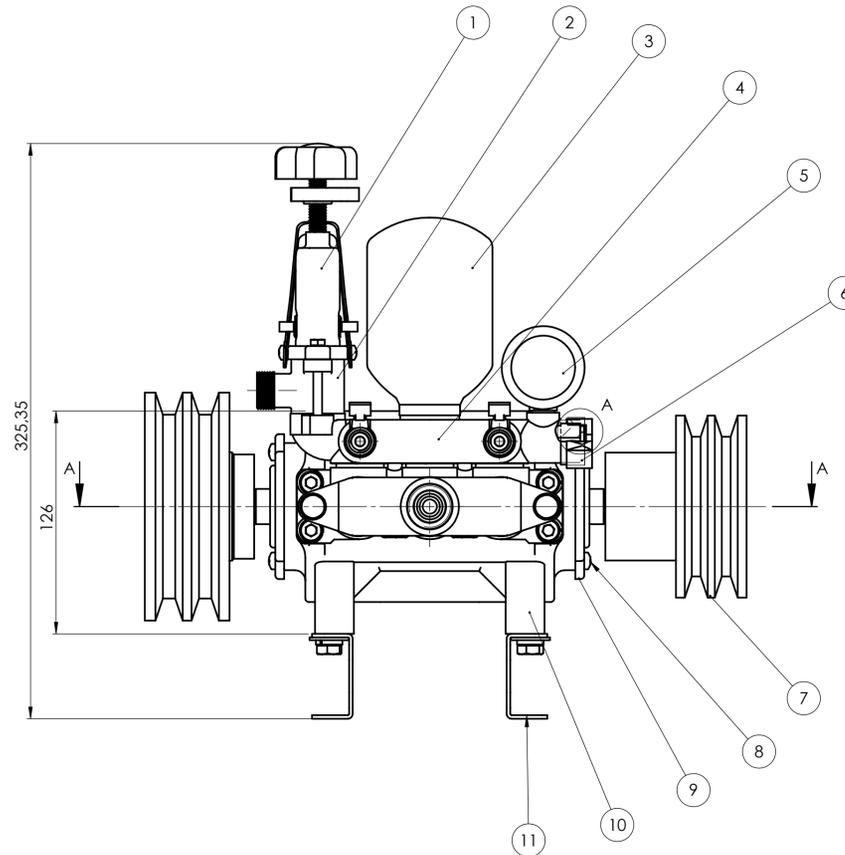
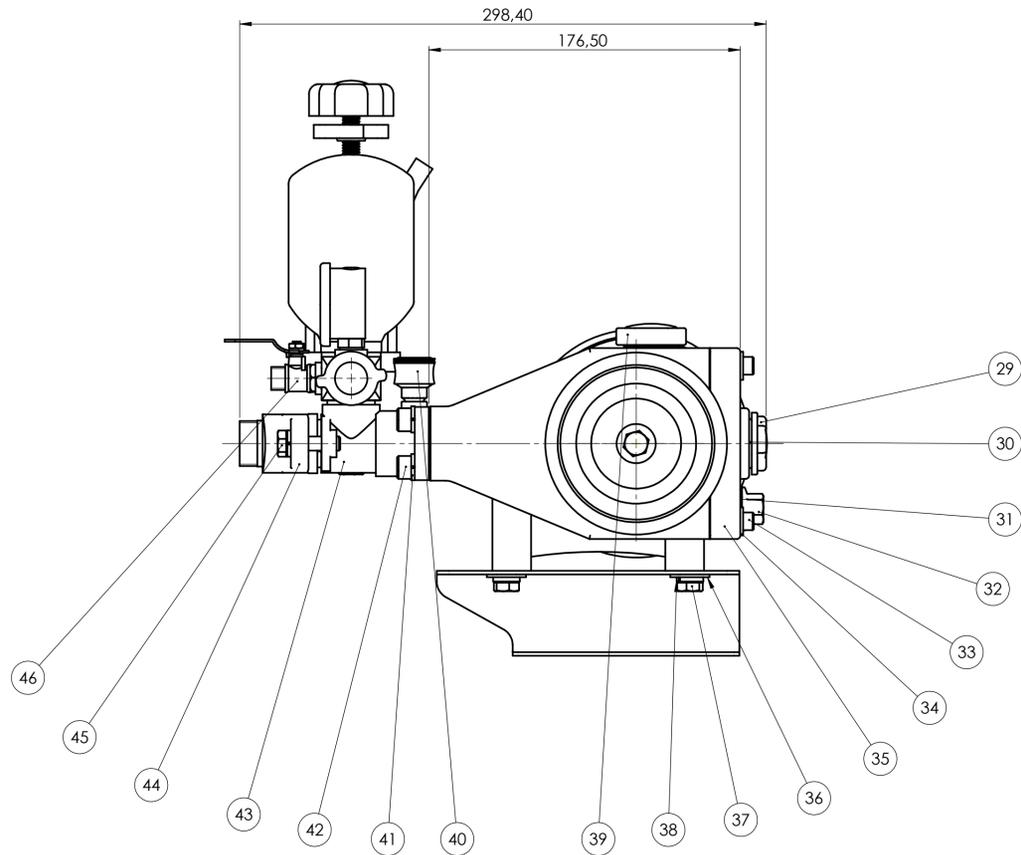
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;">  <div style="text-align: center;"> UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA HOJA DE PROCESO DE MECANIZADO </div>  </div>												
Realizado por: Santiago Feria Naranjo						Fecha de elaboración: 5/12/2019						
Material: AISI 304		Dim. Inicial: D=22mm; L=113mm			N° Plano: 5-6							
Subensamble: Bomba de pistones		Pieza: Pistón buzo			Cantidad: 1							
N° de hoja:												
N°	Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
						Vc m/min	n rpm	S mm/min	p mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Refrentado	Refrentado de caras	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	-	160	600	221	1	5	16	21
2	Cilindrado	Desbaste de geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	-	160	600	221	0,5	5	20	25
3	Perforado	Perforación del diámetro interno	Torno	Broca de acero rápido Ø 13 mm	-	30	300	40	100	5	15	20
4	Acabado	Acabado de diámetro externo	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	-	800	1000	255	0,1	3	3	6
5	Fresado	Fresado de cavidades para las orejas	CNC	Fresa carburada Ø 10 mm	Fnuc	600	1500	133	19	10	30	40
6	Mecanizado	Mecanizado de orificios de extracción	CNC	Fresa de carburo redonda Ø 3	Fnuc	200	3500	52	2	5	40	45

				mm								
--	--	--	--	----	--	--	--	--	--	--	--	--

Anexo A42. Hoja de proceso. “Pasador”

<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;">  <div style="text-align: center;"> UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA HOJA DE PROCESO DE MECANIZADO </div>  </div>												
Realizado por: Santiago Feria Naranjo						Fecha de elaboración: 15/10/2019						
Material: AISI 304			Dim. Inicial: D=8mm; L=20,5mm			Nº Plano: 6-6						
Subensamble: Biela-Pistón			Pieza: Pasador			Cantidad: 1						
Nº de hoja:												
Nº	Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
						Vc m/min	n rpm	S mm/min	p mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Refrentado	Refrentado de caras en fruto	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	-	160	800	221	1	5	2	7
	Biselado	Biselado de filos a 45°	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	-	60	600	91	1	2	1	3

PLANOS



54	Empaque de tapa de carcasa	Papel	1		0,39		
53	Asiento de embalaje en V, cilindro - pistón	Caucho	9		1,17		
52	Embalaje en V, cilindro - pistón	Caucho	3		1,32		
51	Amillo de grasa	Acero	3		11,58		
50	Sello de grasa	Caucho	3		0,56		
49	Amillo de ajuste	Acero	3		21,3		
48	Rodela de tapa cámara de salida de agua	Plástico	1		0,72		
47	Placa en disco de tapa cámara de salida de agua	AISI 304	1		3,48		
46	Grifo (Válvula de bola)	Varios	2		34,75		
45	Perno cámara de succión - cilindro	ANSI Metric A307 / Galv.	2	B18.2.3.1M - Hex cap screw, M8 x 1.25 x 30 --30N	18,3738		
44	Cámara de succión	Bronce	1		307,51		
43	Cilindro	Hirro fundido (rev. bronce)	1		775,37		
42	Perno Allen cilindro - carcasa	ANSI Metric AISI 304	4	B18.3.1M - 8 x 1.25 x 25 Hex SHCS -- 25NHX	17,243		
41	Rodela de presión cámara de succión y cilindro	ANSI Inch A307 / Galv.	8	Regular LW 0.3125	0,004		
40	Copa grasera	Acero / Galv.	3		26,82		
39	Tapa de entrada de aceite	ANSI Inch Plástico	1	1.0000 - 12	18,54		
38	Rodela de presión de bancada	ANSI Inch A307 / Galv.	4	Heavy LW 0.3125	0,005		
37	Perno de bancada	ANSI Metric A307 / Galv.	4	B18.2.3.1M - Hex cap screw, M8 x 1.25 x 20 --20N	14,3526		
36	Rodela plana de bancada	ANSI Inch A307 / Galv.	4	Regular FW 0.3125	0,009		
35	Tapa de carcasa	Al 6063	1		400,29		
34	Rodela plana de tapa de carcasa	ANSI Inch AISI 304	4	Regular FW 0.216	0,005		
33	Perno Allen de tapa de carcasa	ANSI Metric AISI 304	4	B18.3.1M - 6 x 1.0 x 25 Hex SHCS -- 25NHX	8,745		
32	Perno de drenaje	ANSI Metric A307 / Galv.	1	B18.2.3.4M - Hex flange screw, M12 x 1.75 x 20 --20N	41,8687		
31	Empaque perno de drenaje	Caucho	1		0,05		
30	Empaque de medidor de aceite	Caucho	1		0,38		
29	Medidor de aceite	ANSI Inch Plástico	1	0.7500 - 16	7,54		
28	Polea para Pelton	Al	1		949,86		
27	Chaveta de polea	Inox	1		4,29		
26	Rodela plana para poleas	ANSI Inch	2	Preferred Wide FW 0.3125	0,008		
25	Perno para polea Pelton	ANSI Metric A307 / Galv.	1	B18.2.3.5M - Hex bolt M8 x 1.25 x 40 --22N	3,57		
24	Rodamiento	ANSI Metric Inox	2	SKF - 6204 - 10,SI,NC,10 68	128,634		
23	Sello de aceite para cigüeñal	Caucho	2		7,36		
22	Sello de aceite para pistón	Caucho	3		4,97		
21	Anillo de verificación	Caucho	3		0,72		
20	Perno cilindro - cámara de salida de agua	ANSI Metric A307 / Galv.	2	B18.2.3.5M - Hex bolt M8 x 1.25 x 50 --22N	2,6925		
19	Montaje válvula de resorte	Inox - Caucho	6		8,44		
18	Pistón buzo	AISI 304	3		216,29		
17	Pasador biela - pistón	AISI 304	3		8,15		
16	Biela	Al	3		35,4		
15	Cigüeñal	AISI 4140	1		689,24		
14	Perno para polea Pelton	ANSI Metric A307 / Galv.	1	B18.2.3.5M - Hex bolt M8 x 1.25 x 60 --22N	3,8392		
13	Rodela de presión para biela	GB	6	GB Fastener washer CSW 6	0,83		
12	Perno de biela	ANSI Metric A-325 tipo 1	6	B18.2.3.1M - Hex cap screw, M6 x 1.0 x 25 --25N	8,4674		
11	Bancada de bomba de pistones	Acero	2		189,19		
10	Carcasa	Al 6063	1		2468,06		
9	Tapa plana del cigüeñal	Plástico	1		5,53		
8	Tornillo para tapas de cigüeñal	ANSI Metric A307 / Galv.	4	B18.6.7M - M5 x 0.8 x 10 Type I Cross Recessed PHMS --10N	3,157		
7	Polea para Michell Banki	Al	1		844,72		
6	Tapa lateral cámara de salida de agua	A307 / Galv.	1		37,03		
5	Barómetro	Varios	1		307,69		
4	Cámara de salida de agua	Bronce	1		479,56		
3	Acumulador de presiones (cámara de aire)	Inox	1		415,69		
2	Brida de sobreflujo con válvula de bola	Varios	1		146,95		
1	Regulador de presión con seguro	Varios	1		180,59		
N.º de pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de orden	N.º del modelo/semiproducto	PESO gr/Pieza	Observaciones
		TOLERANCIA: ±1	PESO: 9794,51 gr	MATERIAL: VARIOS			
		FECHA: 19/12/2019	NOMBRE: SANTIAGO PERA MARQUEL	TITULO: Lista de Materiales			ESCALA: 1:5
		DIBUJO: 23/10/2020	ING. MAURICIO CARRILLO				
		REVISÓ: 23/10/2020	ING. MAURICIO CARRILLO				
		APROBÓ: 23/10/2020	ING. MAURICIO CARRILLO				
				N.º DE LÁMINA: HOJA 1 DE 6			REGISTRO:
			U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA				

1

2

3

4

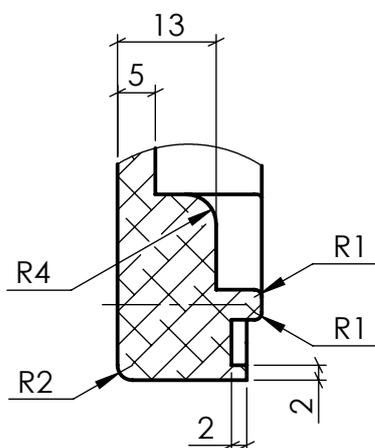
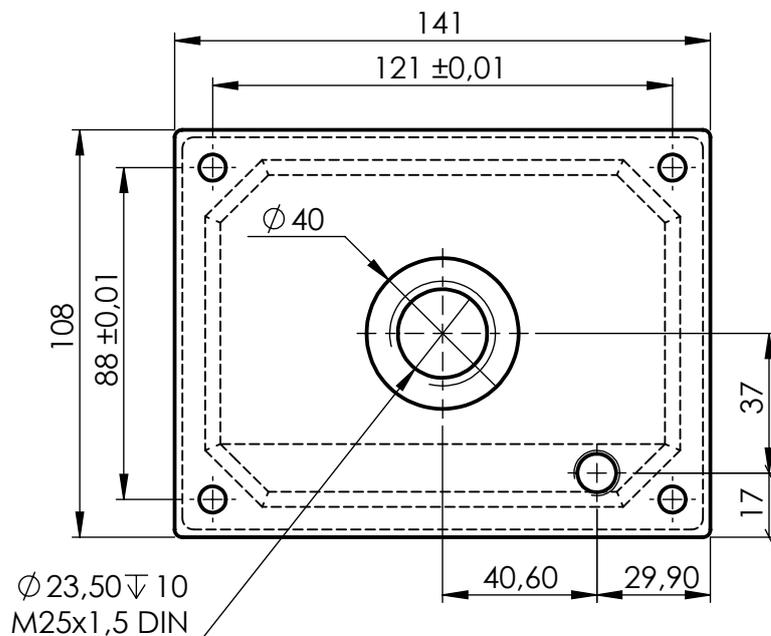
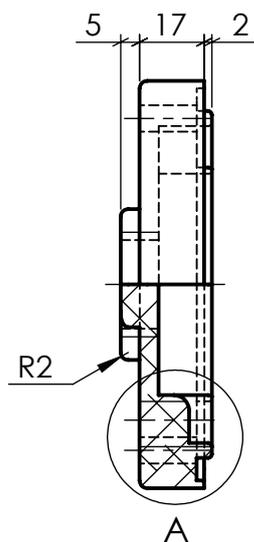
A

B

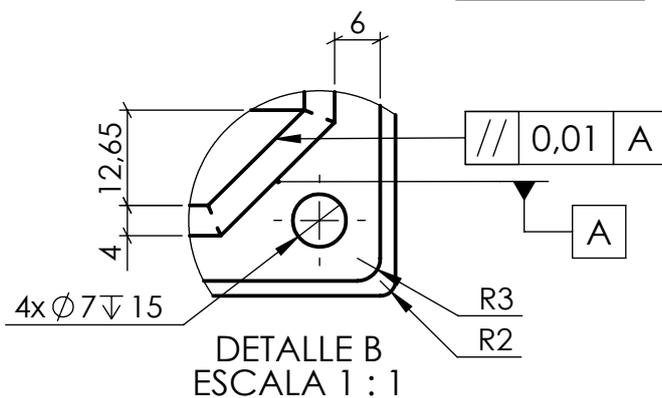
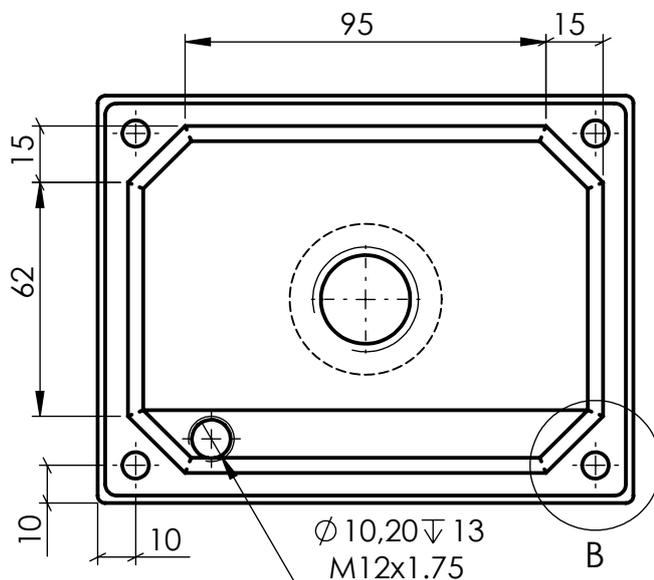
C

D

E



DETALLE A
ESCALA 1 : 1



DETALLE B
ESCALA 1 : 1

N7
▽

TOLERANCIA:

PESO:

MATERIAL:

±1

403,57 gr

AISI 6063

FECHA

NOMBRE

TÍTULO:

ESCALA:

DIBUJÓ: 4/12/2019

SANTIAGO FERIA NARANJO

Tapa

1:2

REVISÓ: 22/10/2020

ING. MAURICIO CARRILLO

APROBÓ: 22/10/2020

ING. MAURICIO CARRILLO

N.º DE LÁMINA:

HOJA 4 DE 6

REGISTRO:

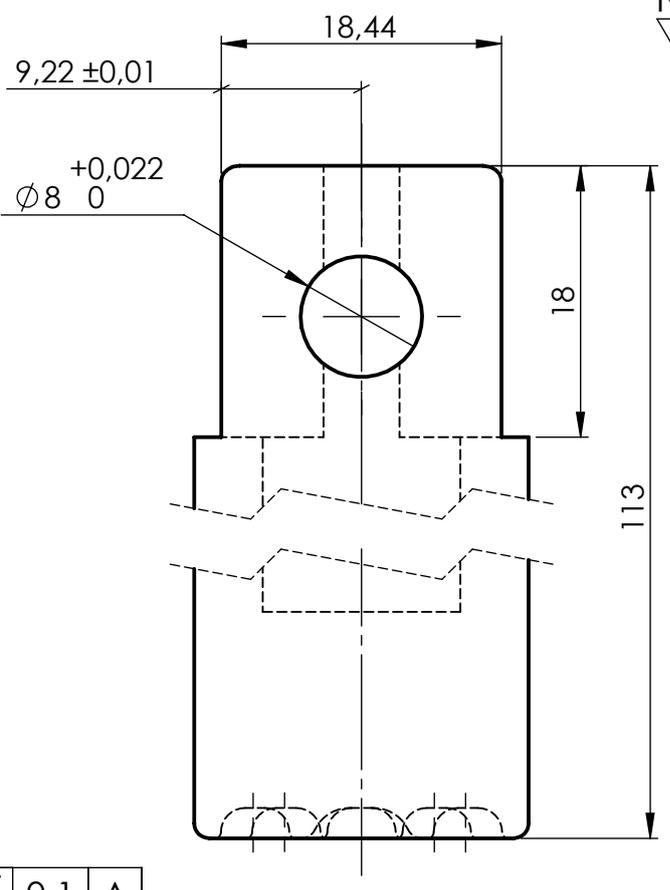
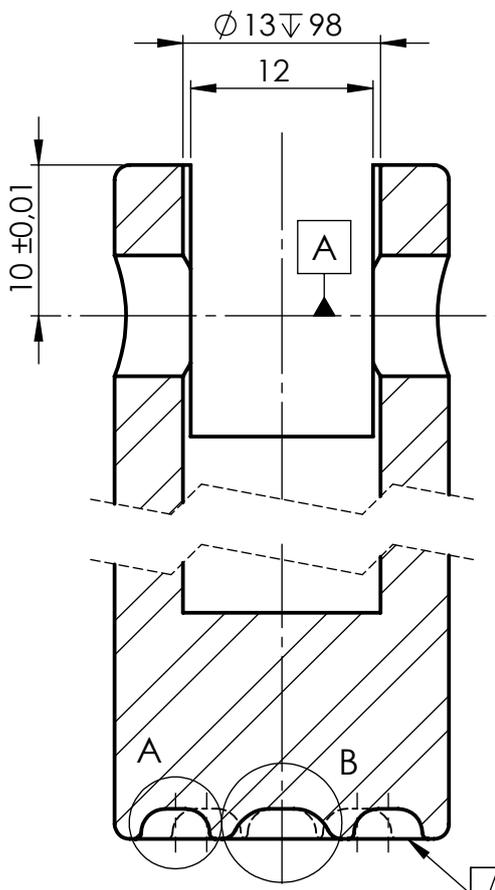
U.T.A.

SUSTITUCIÓN:

EDICIÓN: MODIFICACIÓN: FECHA: NOMBRE:

INGENIERÍA MECÁNICA

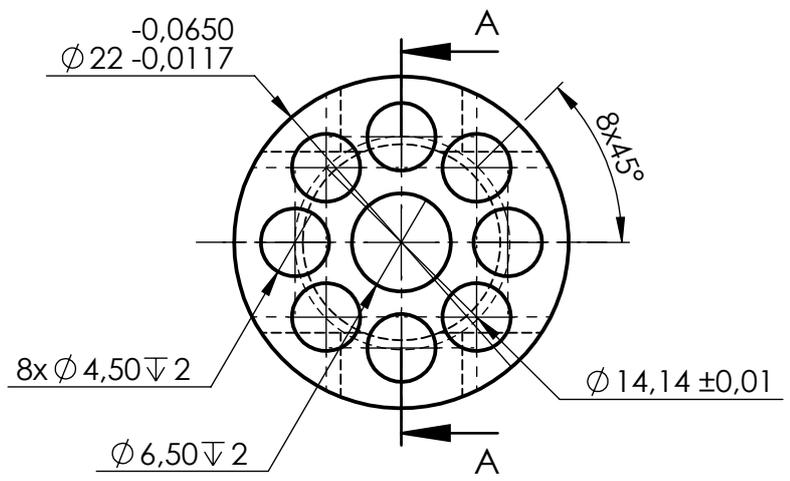
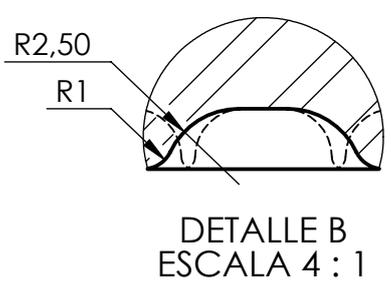
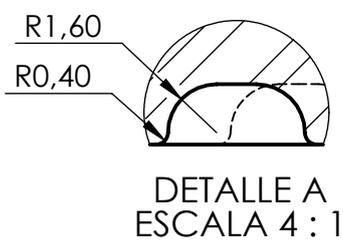




N6

CORTE A-A

/// 0,1 A



Todo redondeo no especificado es de 1mm

				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				±1	216,29 gr	AISI 304	
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	
				DIBUJÓ: 3/12/2019	SANTIAGO FERIA NARANJO	Pistón Buzo	
				REVISÓ: 22/10/2020	ING. MAURICIO CARRILLO	ESCALA:	
				APROBÓ: 22/10/2020	ING. MAURICIO CARRILLO	2:1	
				U.T.A.		N.º DE LÁMINA:	REGISTRO:
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 5 DE 6	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:			

1

2

3

4

N6

A

 $\varnothing 8 \begin{matrix} -0,013 \\ -0,028 \end{matrix}$

B

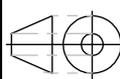
C

D

E

 $\begin{matrix} -0,020 \\ 20,500 \\ -0,041 \end{matrix}$

Todo chaflán es
simétrico de 0,8 x 45°

				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				±1	8,15 gr	AISI 304	
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJÓ: 9/1/2020	SANTIAGO FERIA NARANJO	Pasador	5:1
				REVISÓ: 23/10/2020	ING. MAURICIO CARRILLO		
				APROBÓ: 23/10/2020	ING. MAURICIO CARRILLO		
				U.T.A.		N.º DE LÁMINA:	REGISTRO:
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 6 DE 6	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:			