

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ENERGIA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA



“CALCULO, SELECCIÓN Y ADAPTACION DE UNA ELECTROBOMBA DE 75HP PARA EL MANEJO DE AGUA DE UNA EMPRESA PANADERA EN LA PROVINCIA DE LIMA – LIMA”

**TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL PARA OPTAR
EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO**

AUTOR: JUAN ALBINO CISNEROS JIMENEZ

ASESOR: ING. VASQUEZ ALVA DARIO

Callao, 2022
PERÚ

Universidad Nacional del Callao
Mg - Ing. Dario Vasquez Alva

Asesor Físico - Único

Document Information

Analyzed document	Trabajo de suficiencia profesional - Cisneros Jimenez Juan.docx (D173433663)
Submitted	9/5/2023 12:05:00 AM
Submitted by	
Submitter email	investigacion.fime@unac.pe
Similarity	2%
Analysis address	investigacion.fime.unac@analysis.urkund.com

Sources included in the report

W	URL: https://iptek.its.ac.id/index.php/jmes/article/view/9365/5922 . Fetched: 9/5/2023 12:06:00 AM		2
W	URL: http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/UNSA/3003/Mcliflj.pdf?sequence=1&isAllowed=y . Fetched: 9/5/2023 12:06:00 AM		2
SA	TESIS AMORES.pdf Document TESIS AMORES.pdf (D9971730)		1
SA	TRABAJO DE TITULO FRANCO.SARAVIA.A .pdf Document TRABAJO DE TITULO FRANCO.SARAVIA.A .pdf (D141520735)		3
SA	submission.pdf Document submission.pdf (D54424156)		1
SA	10350-Rodriguez Villanueva Mijail Alberto_.pdf Document 10350-Rodriguez Villanueva Mijail Alberto_.pdf (D37428896)		2
SA	submission.pdf Document submission.pdf (D54423179)		3

INFORMACIÓN BÁSICO

FACULTAD: FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ENERGÍA

ESCUELA PROF.: ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

TÍTULO: CALCULO, SELECCIÓN Y ADAPTACION DE UNA ELECTROBOMBA DE 75HP
PARA EL MANEJO DE AGUA DE UNA EMPRESA PANADERA EN LA
PROVINCIA DE LIMA – LIMA

EJECUTORES: CISNEROS JIMENEZ JUAN ALBINO
CODIGO: 092939H
DNI: 47455802

ASESOR: VASQUEZ ALVA DARIO

**ACTA DE EXPOSICIÓN DE INFORME DE TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL
DEL I CICLO TALLER PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO E INGENIERO EN ENERGIA**

**LIBRO 001, FOLIO N° 153, ACTA N° 105 DE EXPOSICIÓN DE INFORME DE TRABAJO DE
SUFICIENCIA PROFESIONAL DEL I CICLO TALLER PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO**

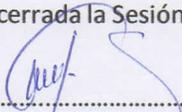
A los 25 días del mes setiembre del año 2022, siendo las **14:30 pm horas**, se reunieron, en la sala meet: [https:// meet.google.com/orf-nvrq-ctn](https://meet.google.com/orf-nvrq-ctn), el **JURADO DE EXPOSICION** del **I CICLO TALLER DE TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL 2022** para la obtención del **TÍTULO** profesional de Ingeniero Mecánico de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía, conformado por los siguientes docentes ordinarios de la Universidad Nacional del Callao:

- | | | |
|---------------------------------------|---|------------|
| ▪ Dr. Tezen Campos Jose Hugo | : | Presidente |
| ▪ Dr. Mamani Calla Pablo | : | Secretario |
| ▪ Mg. Lizandro Bernaldo, Rosales Puño | : | Vocal |
| ▪ Mg. Dario Vasquez Alva | : | Asesor |

Se dio inicio al acto de exposición de informe de trabajo para titulación del Bachiller **CISNEROS JIMENEZ JUAN ALBINO**, quien habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico sustenta su informe titulado "CALCULO, SELECCIÓN Y ADAPTACION DE UNA ELECTROBOMBA DE 75HP PARA EL MANEJO DE AGUA DE UNA EMPRESA PANADERA EN LA PROVINCIA DE LIMA – LIMA", cumpliendo con la exposición en acto público, de manera no presencial a través de la Plataforma Virtual, en cumplimiento de la declaración de emergencia adoptada por el Poder Ejecutivo para afrontar la pandemia del Covid - 19, a través del D.S. N° 044-2020-PCM y lo dispuesto en el DU N° 026-2020 y en concordancia con la Resolución del Consejo Directivo N°039-2020-SUNEDU-CD y la Resolución Viceministerial N° 085-2020-MINEDU, que aprueba las "Orientaciones para la continuidad del servicio educativo superior universitario".

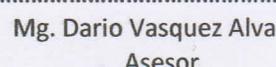
Con el quórum reglamentario de ley, se dio inicio a la sustentación de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente. Luego de la exposición, y la absolución de las preguntas formuladas por el Jurado y efectuadas las deliberaciones pertinentes, acordó: Dar por **APROBADO** con escala de calificación cuantitativa **14 (Catorce)** y calificación cualitativa **BUENO** en el presente informe de **TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL**, conforme a lo dispuesto en el Art. 27 del Reglamento de Grados y Títulos de la UNAC, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 099-2021-CU del 30 de Junio del 2021.

Se dio por cerrada la Sesión a las **15:25 pm** del día 25 de setiembre del 2022.


.....
Dr. Jose Hugo Tezen Campos
Presidente de Jurado


.....
Dr. Pablo Mamani Calla
Secretario de Jurado


.....
Mg. Lizandro Bernaldo Rosales Puño
Vocal de Jurado


.....
Mg. Dario Vasquez Alva
Asesor

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado a mi Padre, por ser uno de los pilares de mi familia, que con su duro trabajo pudo darnos los recursos suficientes a mis hermanos y a mí para poder lograr nuestros objetivos. A mi Madre por nunca dejarnos solos y guiarnos por un buen camino, siempre con el ejemplo de una persona justa y con buenos valores. A mis hermanos que con sus palabras supieron darme ánimos en todo el proceso universitario.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, quiero agradecer a mis padres por siempre esforzarse para brindarme una educación de calidad. A mis hermanos por ser un ejemplo de constancia y sacrificio. A todas las personas involucradas en el tema y que me asesoraron con este informe, quienes con su apoyo me guiaron para poder culminar este trabajo. También a mis compañeros de trabajo por brindarme algunos recursos y herramientas que fueron necesarios para llevar a cabo esta investigación.

ÍNDICE

1	ASPECTOS GENERALES	5
1.1	Objetivos	7
1.1.1	Objetivo General.....	7
1.1.2	Objetivos Específicos	7
1.2	Organización de la empresa o institución.....	7
1.2.1	Antecedentes Históricos	7
1.2.2	Filosofía Empresarial	8
1.2.3	Estructura Organizacional	10
1.2.4	Cargo, Funciones y responsabilidades de la empresa	11
1.2.5	Actividad desarrollada por la empresa.....	11
2	FUNDAMENTACIÓN DE LA EXPERIENCIA PROFESIONAL	14
2.1	Marco teórico	14
2.1.1	Antecedentes.....	14
2.1.2	Conceptos y principios básicos de hidráulica	19
2.1.3	Aspectos Normativos.....	57
2.1.4	Simbología.....	62
2.2	Descripción de las actividades desarrolladas.....	64
2.2.1	Etapas de las actividades	64
2.2.2	Cálculo, selección y adaptación de la bomba	64
3	APORTES REALIZADOS	80
3.1	Planificación	80
3.1.1	Esquemas.....	81
3.1.2	Reporte del cálculo de la Curva de la Bomba vs Sistema	84
3.1.3	Esquema de la instalación de la bomba	86
3.1.4	Imágenes del motor que con que se trabajó el proyecto	86
4	DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES	88
4.1	Discusión.....	88
4.2	Conclusión	89
5	RECOMENDACIONES.....	90
6	BIBLIOGRAFÍA.....	91

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Rangos para identificar con qué tipo de régimen se trabaja.....	20
Tabla 2.2 Densidad de fluidos comerciales	22
Tabla 2.3 Viscosidad cinemática de fluidos conocidos.....	23
Tabla 2.4 Presión atmosférica en diferentes altitudes.....	27
Tabla 2.5 Valores de K para hallar el coeficiente de roce	32
Tabla 2.6 Valores de K comúnmente utilizados	34
Tabla 2.7 Valores para K establecidos.....	35
Tabla 2.8 presión de vapor en la función de la temperatura, para agua.	44
Tabla 2.9 Dimensiones de los motores eléctricos, según norma NEMA / IEC .	54
Tabla 2.10 Primer dígito antes de las letras IP	55
Tabla 2.11 Segundo dígito antes de las letras IP	55
Tabla 2.12 Letras NEMA / IEC para para determinar la clase de aislamiento..	56
Tabla 2.13 Simbología de bombas.....	62
Tabla 2.14 Simbología de válvulas.....	63
Tabla 2.15 Datos para el cálculo de la bomba	66
Tabla 2.16 Longitud total de succión.....	68
Tabla 2.17 Longitud total de descarga	69
Tabla 2.18 Cálculo del TIR y VPN.....	79
Tabla 3.1 Tiempos de ejecución del proyecto	81
Tabla 3.2 Continuación 1 de los tiempos de ejecución del proyecto	82
Tabla 3.3 Continuación 2 de los tiempos de ejecución del proyecto	83
Tabla 3.4 Cotización presentada al usuario final.....	84

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Personal de la empresa	9
Figura 1.2 Organigrama de la empresa APTEIN S.A.C	10
Figura 1.3 Logo de PFC USA.....	12
Figura 1.4 Logo de Versamatic	12
Figura 1.5 Logo de Schurco	12
Figura 1.6 Logo de Worth Line	12
Figura 1.7 Logo de la empresa Southern Copper	13
Figura 2.1 Flujo laminar y turbulento	21
Figura 2.2 Ley de Pascal.....	24
Figura 2.3 Teorema de Stevin	25
Figura 2.4 Ecuación de continuidad	30
Figura 2.5 Teorema de Bernoulli en la realidad.....	31
Figura 2.6 Diagrama de Moody-Rouse	33
Figura 2.7 Valore de K para reducción brusca de sección	36
Figura 2.8 Valor de K para ampliación brusca de sección	36
Figura 2.9 Curva característica de la bomba (Altura – Caudal).....	37
Figura 2.10 Curva característica de la bomba (Eficiencia – Caudal).....	38
Figura 2.11 Curva característica de la bomba (Potencia – Caudal)	39
Figura 2.12 Curva característica de la bomba (NPSH – Caudal)	39
Figura 2.13 Punto de operación	40
Figura 2.14 Cambio del punto de operación debido al recorte del impulsor.....	41
Figura 2.15 Reducción del diámetro del impulsor	42
Figura 2.16 Bomba centrífuga	48
Figura 2.17 Impulsor o rodete	49

Figura 2.18 Carcasa de una bomba centrífuga	50
Figura 2.19 Designaciones de dimensiones del motor	53
Figura 2.20 Imagen de la instalación de la bomba	65
Figura 2.21 Plano isométrico de la instalación	69
Figura 2.22 Grafica de varias bombas	72
Figura 2.23 Punto de operación establecida según cálculos	73
Figura 2.24 Selección de los puntos para las leyes de afinidad	74
Figura 2.25 Punto de operación establecida según cálculos	78
Figura 3.1 Esquema del proceso para realizar el proyecto	80
Figura 3.2 Información de cálculos según Water CAD	85
Figura 3.3 Instalación de la bomba, succión negativa	86
Figura 3.4 Foto de la placa del motor	86
Figura 3.5 Foto 1 del motor que se usó para el proyecto	87
Figura 3.6 Foto 2 del motor que se usó para el proyecto	87

1 ASPECTOS GENERALES

En el mundo, la gran mayoría de agua proviene de los océanos, que logran cubrir casi el 70% de la superficie de nuestro planeta y es demasiado salada para el uso doméstico e industrial, sin embargo, el agua dulce es importante para este tipo de fines y las podemos encontrar en diferentes fuentes de la tierra, como son las lluvias, aguas subterráneas, hielo, ríos, lagos, arroyos y manantiales naturales.

Es importante garantizar la correcta distribución de este suministro, es por ello por lo que en todos los países del mundo se utiliza tecnología de vanguardia para cumplir con esta tarea, actualmente se usan bombas centrifugas con altas eficiencias llegando a alcanzar valores de hasta el 90% aproximadamente.

El Perú es un país privilegiado, se encuentra en el puesto número 8 del ranking mundial de países con mayor cantidad de agua, ya que cuenta con el 1.89 % de la disponibilidad de agua dulce del mundo, según el ranking mencionado anteriormente.

Actualmente usamos el agua para 3 fines principales: el uso doméstico, uso agrícola y uso industrial, el más importante para nosotros es el tercero de estos tres tipos de uso. El uso del agua en la industria alimentaria son muchos y específicos, podemos encontrar el agua en el proceso de limpieza diaria, hasta su uso como ingrediente en los productos. (Muñoz, Sanches, 2016)

El uso del agua en la parte industrial se puede ver en un estudio realizado por AQUA FONDO, en donde se muestra que, en el 2018, el área industrial de lima consumió el 10% del agua total de lima por lo que se puede decir que es uno de los sectores que más consume agua después del sector residencial quien fue el principal usuario y consumidor.

Por este motivo es necesario el uso de dispositivos mecánicos como las bombas centrifugas, que nos ayuden a maximizar la eficiencia de este recurso tan escaso como es el agua dulce.

La necesidad del mercado actual ha forzado a los usuarios finales en adquirir mejores tecnologías y a su vez contactarse con personal capacitado para el correcto cálculo y selección de dispositivos de bombeo y así poder aminorar los sobrecostos de manutención de estos equipos. (Hincapie, 2019).

Los diferentes fabricantes ofrecen muchos modelos de bombas que cumplen con su función para una determinada aplicación, es por esta razón que la selección de bombas centrífugas es clave para el funcionamiento adecuado de estos equipos y es un proceso donde intervienen un amplio número de variables y criterio de selección. (Arandia, 2017)

Actualmente las bombas centrífugas han evolucionado de una manera asombrosa y a su vez las importaciones en el Perú han aumentado a gran escala, permitiéndonos así una gran comercialización de estos dispositivos mecánicos, por lo que también es necesario formalizar el mantenimiento luego de venderse el equipo, esto cuenta como un servicio de post venta para asegurar el funcionamiento por largo tiempo. (Suarez, 2019)

Diferentes fabricantes de bombas, así como el personal técnico de operación y mantenimiento se han involucrado con este tipo de equipos de bombeo para realizar algunos estudios que contribuyeron con la mejora y optimización de estos procesos, el presente trabajo pretende también contribuir con la búsqueda de mejoras para estos sistemas en los que se tienen en cuenta bombas centrífugas

Este trabajo se ocupa de la correcta distribución del agua como una de las fuentes principales del producto. Este recurso está distribuido por una red de tuberías e impulsado por una electrobomba centrífuga, el cual realizaremos el cálculo, selección y adaptación de esta partiendo del requerimiento del cliente y usando conocimientos de mecánica de fluidos y criterios para la selección.

¿Como garantizar el suministro de agua, las 24 horas del día, y en los diferentes puntos de operación al interior de una empresa panadera ubicada en lima, usando una electrobomba centrífuga?

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo General

Realizar el cálculo, selección y adaptación de una electrobomba para el manejo de agua de una empresa panadera.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Realizar el cálculo de la altura dinámica.
- Realizar la selección de la bomba, teniendo en consideración la altura dinámica y el caudal.
- Adaptar el impulsor, según la selección realizada previamente para tener un óptimo funcionamiento.

1.2 Organización de la empresa o institución

1.2.1 Antecedentes Históricos

APTEIN SAC fue fundada en 1996 para poder cubrir la demanda existente en el mercado industrial, con el tiempo logro alcanzar un desarrollo excepcional en todos sus productos.

La continua expansión de APTEIN SAC se basa en la voluntad de servicio de sus trabajadores, así como también en una constante especialización de su equipo humano, manteniendo una estrecha relación y colaboración con fabricantes de primer nivel mundial. (APTEIN S.A.C., 2020)

APTEIN SAC son distribuidores especializados que aportan un alto valor agregado a sus operaciones. No sólo proporcionan válvulas y bombas para el desplazamiento y control de fluidos, si no también; asumen con cada operación un compromiso de calidad y garantía de servicio comercial y técnico, sosteniendo las relaciones con sus clientes a largo plazo.

Para que puedan tener un continuo éxito APTEIN SAC desempeña un papel fundamental en la innovación e investigación de sus productos. Sus

innovadoras soluciones aportan un gran valor y refuerzan la relación con sus clientes gracias a ello.

La experiencia que han logrado alcanzar en diversas industrias, les proporciona un profundo conocimiento de las necesidades de los clientes, lo que les permite ofrecerle soluciones orientadas a su negocio.

1.2.2 Filosofía Empresarial

La filosofía de APTEIN S.A.C. está basada en la confianza, respecto y profesionalismo de cada uno de sus trabajadores con una administración horizontal, esta práctica empresarial se viene realizando desde sus inicios y ha contribuido a conseguir sus objetivos comerciales. A su vez ha fortalecido las relaciones con sus clientes dentro de un ambiente de confraternidad y fomentando una cultura de valores que se refleja en:

Misión:

Son una organización que suministra y distribuye productos y equipos industriales, satisfaciendo las necesidades de sus clientes, en representación de marcas de calidad de diferentes empresas y/o corporaciones del mundo.

Su personal es altamente calificado y en constante capacitado con el fin de mejorar permanentemente los diferentes procesos de la empresa. Se espera que APTEIN S.A.C. se ubique dentro de las empresas más importantes del Perú.

Visión:

APTEIN SAC tiene como visión poder ser una organización Líder y de excelencia en el manejo y control de fluidos en el Perú e Internacional.

Políticas de calidad:

APTEIN SAC, es una empresa que se dedica a la importación y comercialización de válvulas, actuadores, bombas, equipos, mangueras

para diferentes tipos de fluidos. APTEIN SAC es consciente de la importancia de la satisfacción de sus clientes por ello ofrecen un servicio de calidad con asistencia técnica y atención personalizada enfocado en la mejora continua de sus procesos, a través del establecimiento de los siguientes compromisos:

Fomentar la cultura del liderazgo dentro de los colaboradores de la organización y mantener una capacitación constante.

Cumplir con los requisitos legales de las partes interesadas y otros que la organización suscriba.

Evaluar los riesgos laborales y los impactos ambientales asociados a nuestros procesos con el fin de establecer una cultura de prevención ambiental y de seguridad y salud en el trabajo.

Mejorar continuamente la eficacia de nuestro Sistema Integrado de Gestión, a través de los estándares de normalización ISO.

El cumplimiento de esta Política de Calidad es responsabilidad de todo el personal de APTEIN SAC.

Figura 1.1 Personal de la empresa

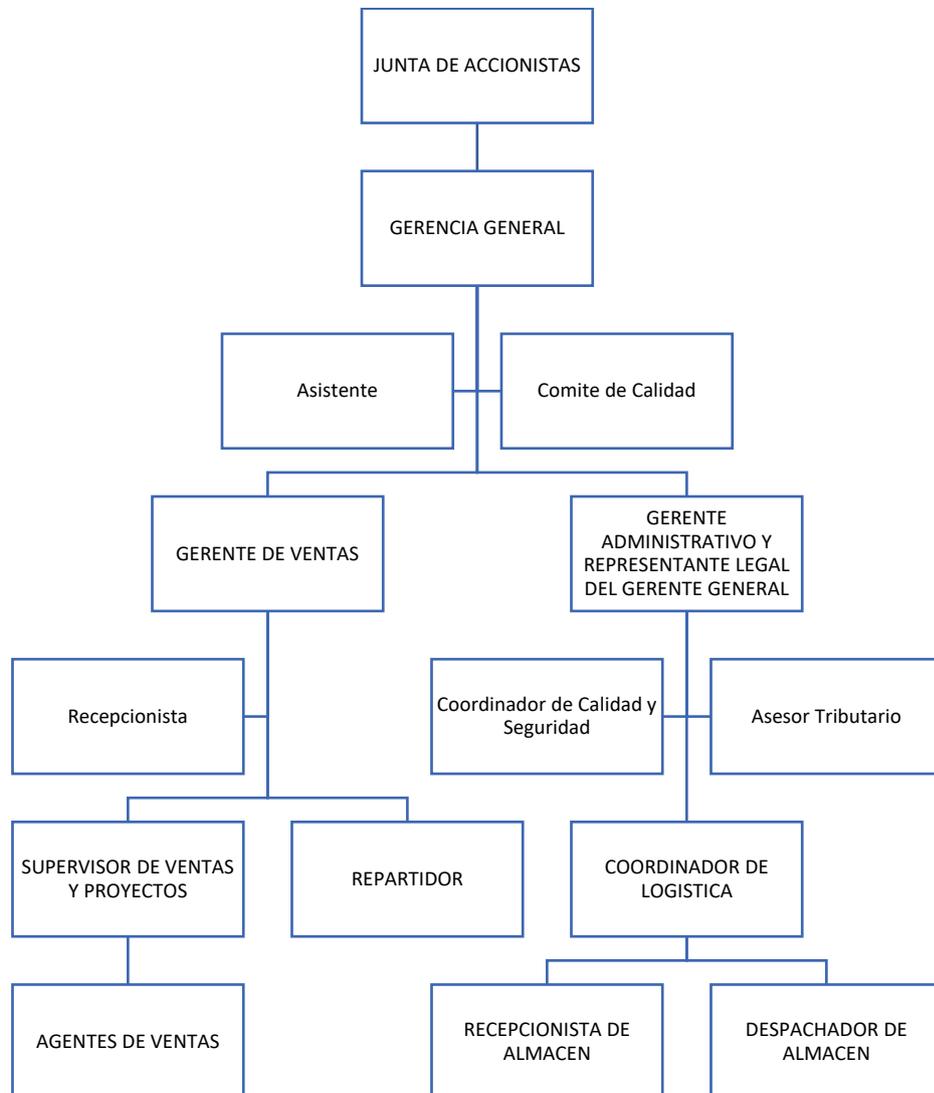


Fuente: Autoría Propia

1.2.3 Estructura Organizacional

La organización de la empresa APTEIN S.A.C. se encuentra distribuida de la siguiente manera:

Figura 1.2 Organigrama de la empresa APTEIN S.A.C



Fuente: Autoría propia

Junta de accionistas: Conformados por los dueños y accionistas de la empresa quienes plantean la política de la organización y velan por su cumplimiento de las metas propuestas para cada año comercial.

Gerencia General: El encargado de administrar la empresa y coordinar con la gerencia Administrativa el plan estratégico de cada año y velar con el cumplimiento de las metas propuestas.

Gerencia Administrativo: Encargada de toda la parte financiera de la empresa. A su cargo se encuentran las jefaturas de contabilidad, administración, logística y cobranzas.

Gerente de Ventas: Encargado de la fuerza de ventas de las divisiones de Bombas, Válvulas y tuberías, así mismo se encuentra a su cargo la jefatura de servicios y soporte técnico en conjunto con la gerencia de proyectos.

Supervisor de ventas y proyectos: encargada del desarrollo de los proyectos a desarrollarse dentro de la empresa y de los clientes, a cargo del área de asesoría técnica que brindan el soporte técnico a los ingenieros de ventas de todas las divisiones.

1.2.4 Cargo, Funciones y responsabilidades de la empresa

Descripción de funciones: El cargo que vengo desempeñando es de asesor técnico comercial y de proyectos para la división de bombas brindando el soporte técnico a los ingenieros de ventas con la selección y dimensionamiento de los equipos según los requerimientos ingresados por el área de ventas, manejo de los sistemas de cálculo de las marcas que representamos, desarrollo de ingeniería en los proyectos de sistemas de bombeo de los equipos vendidos.

1.2.5 Actividad desarrollada por la empresa

APTEIN S.A.C. es una empresa especializada en la comercialización de equipos para el desplazamiento y control de fluidos para los diferentes tipos de industria como la agraria, minera, pesquera, entre otros, como principales centros de negocios, desarrollando el cálculo y selección de los sistemas de bombeo de casas de Ingeniería o clientes finales que demandan un desarrollo integral en el abastecimiento de equipo para un proyecto determinado o mantenimiento de sus plantas.

En la actualidad APTEIN S.A.C. cuenta con tres líneas de negocio de marcas de reconocido prestigio como son:

- División de Bombas: Bombas centrífugas y de desplazamiento positivo para la industria agraria, minera y pesquera de las marcas PFC, VERSAMATIC, SHURCO, PRICE PUMP, WORLEY.

Figura 1.3 Logo de PFC USA



Fuente: Tomado de la empresa PFC USA

Figura 1.4 Logo de Versamatic



Fuente: Tomado de la empresa Versamatic

Figura 1.5 Logo de Schurco



Fuente: Tomado de la Empresa Schurco

Figura 1.6 Logo de Worth Line



Fuente: Tomado de la Empresa Worth Line

- División de Válvulas: Válvulas manuales y de control automático para la industria en general de las marcas BRAY, FLOWTEK, RITE, NEWCON, TITAN, CLA-VAL.
- División de Mangueras: NEW AGE, JASON, SAINT GOBAIN.

Como principales clientes APTEIN S.A.C. se encuentran enfocados en el sector minero y de Hidrocarburos atendiendo a toda la gran, mediana y pequeña minería; también al sector de agroindustria y al sector pesquero.

Podemos citar algunos clientes importantes como son:

Minería:

SOUTHERN PERU COPPER CORPORATION, SUCURSAL DEL PERÚ

SOCIEDAD MINERA CERRO VERDE S.A.A.

COMPAÑIA DE MINAS BUENAVENTURA S.A.A.

Figura 1.7 Logo de la empresa Southern Copper



Fuente: Tomado de la Empresa Southern Copper

Casas de Ingeniería:

PENTATECH CONSTRUCCIÓN S.A.C.

COSAPI S.A.

2 FUNDAMENTACIÓN DE LA EXPERIENCIA PROFESIONAL

2.1 Marco teórico

2.1.1 Antecedentes

Internacional

- Ephrey y Vandi (2021) presentaron un artículo para el Departamento de tecnología de ingeniería mecánica e industrial en la Universidad de Johannesburgo, Sudáfrica: “Optimization of the Pumping Capacity of Centrifugal Pumps Based on System Analysis” En este trabajo podemos apreciar que para la correcta selección de una bomba es importante la capacidad de bombeo, que es caudal máximo que circula por una bomba en su capacidad de diseño. Y en el proceso de bombeo de cualquier fluido, se debe tener en cuenta este factor para poder dimensionar con precisión los sistemas de bombeo, para poder determinar las pérdidas de carga por fricción, para poder construir una curva del sistema y poder seleccionar una bomba junto con su motor. Cuando no se elige correctamente una bomba entonces el consumo de energía será mayor y esto afectará directamente a las operaciones de planta, costo de mantenimiento, costo operativo. Para poder solucionar este problema en este artículo se utiliza la variación del diámetro del impulsor, después de ello debemos calcular la nueva curva de la bomba para mejorar la capacidad de bombeo. En este artículo también se llevará a cabo simulaciones de dinámica de fluido computacional (CFD) para determinar el rendimiento de la bomba. Los resultados muestran que se logra una mayor capacidad de bombeo es por eso por lo que se recomienda optimizar la capacidad de bombeo con el recorte del impulsor.
- Castillo (2021) presento un proyecto para obtener el grado de Ingeniero mecánico: “OPTIMIZACIÓN BÁSICA DEL RODETE DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA DE 500 WATIOS MEDIANTE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)” El objetivo general de este proyecto es evaluar

la geometría del rodete de una bomba centrífuga mediante el uso de Autodesk Inventor, además, con el desarrollo del análisis computacional de fluidos (CFD) se optimizara el desempeño de la bomba, ya que podremos visualizar la caída de la cabeza de presión y una reducción del caudal que suministra la bomba. Se realizaron varios diseños en inventor en donde se varió los ángulos de velocidad (0° 10° 20° y 30°). Esta información se ingresó al CFD en donde se pudo comparar el comportamiento del rodete modificado con el rodete original obteniendo resultados gráficos de la eficiencia, presión, caudal, turbulencia. Los resultados de este experimento fue que la eficiencia aumenta en 2.9% del original.

- Šlachtič¹, Knížat¹ y Olšiak¹ (2020) presentaron un artículo para la facultad de ingeniería STU en Bratislava, República Eslovaca: “CFD Analysis of Impeller Trimming” En este trabajo podemos encontrar que el recorte del impulsor es clave en cuanto a modificación del impulsor. Esta modificación nos permite mover el punto de máxima eficiencia hacia la región de menor caudal y altura, logrando así optimizar el rendimiento de la bomba para un sistema de tuberías en específico. Este artículo se enfoca en la predicción de los resultados de los recortes de los impulsores utilizando métodos de dinámica de fluido computacional CFD. Según la experiencia, pueden afirmar que la modificación del punto de máxima eficiencia depende del método de ajuste del impulsor, así como de la velocidad específica y tipo de la bomba. En este caso en particular se presentan seis casos de recorte además del impulsor original, el artículo compara los datos obtenidos mediante el CFD y podremos ver los resultados mediante gráficos.
- Nugraha, Djanali y Arif (2019) presentaron un artículo para el departamento de ingeniería mecánica del instituto tecnológico Sepuluh Nopember, Indonesia: “Numerical Study of Impeller Trimming on a Centrifugal Pump Test Unit” En este trabajo nos menciona que las bombas centrífugas toman un papel esencial para las diversas industrias y que comúnmente se realiza

el ajuste del impulsor para optimizar el rendimiento de la bomba en un punto de operación particular. El recorte del impulsor hace referencia a una reducción del diámetro exterior del rodete de una bomba centrífuga. Para este artículo contamos con una bomba centrífuga que tiene un rodete curvado hacia atrás con seis alabes y cuyo diámetro exterior es de 120 mm que será recortado a un diámetro exterior de 114 mm. El recorte del impulsor genera que el Angulo de salida de la velocidad relativa a la dirección tangencial cambie de acuerdo con la forma del alabe. Los resultados de esta simulación se comparan con los resultados experimentales y se dan cuenta que tienen la misma tendencia, aunque la simulación tendió a subestimar la altura y la potencia hidráulica.

- Khoeini (2018) presentaron un artículo para el departamento de ingeniería mecánica en la Universidad Tecnológica de Isfahán, Irán: “Flow Characteristics of a Centrifugal Pump with Different Impeller Trimming Methods” En este artículo se han estudiado experimental y numéricamente la influencia de los diversos métodos de ajuste del impulsor sobre las características del flujo que atraviesa una bomba centrífuga. Entre estos métodos de ajuste del impulsor tenemos los impulsores con recorte recto, con recorte oblicuo, con recorte triangular con recorte semicircular y con recorte en forma de polígono. Los resultados evidenciaron que los métodos de ajuste del impulso tienen un impacto considerable en el rendimiento de la bomba centrífuga y es importante mencionar que se logró alcanzar el valor de cabeza más alto empleando el recorte en forma de polígono en todos los caudales, que es un 5% más alto que el impulsor recortado de manera convencional, es decir el de recorte recto. Además, se visualiza que el máximo punto de eficiencia se redujo en un 3.6% para el impulsor recortado en forma de polígono.

Nacionales

- Lizárraga (2017) presenta una tesis para optar por el grado de Ingeniero Mecánico: “MEJORA TECNOLÓGICA PARA EL AUMENTO DE VIDA ÚTIL EN BOMBAS CENTRIFUGAS” En esta tesis podemos encontrar elementos experimentales y elementos teóricos sobre los principales efectos hidráulicos que generan daños en las bombas centrifugas. Este trabajo se enfoca en proporcionar conocimientos sobre los fenómenos hidráulicos de cavitación y el síndrome de la paleta de paso, con el fin de conocer la solución de estos problemas en los sistemas de bombeo. Uno de los puntos importantes de la tesis es determinar el origen de la cavitación, es por ello por lo que también se investiga sobre la recirculación interna en la succión y como el recorte del rodete influye en ello. Además, esta tesis transmite información práctica proporcionada por un evento en el que se detectó dos de estos fenómenos hidráulicos simultáneos en un sistema de bombeo, luego de ello, se realizó un análisis del evento, incluyendo propuestas para solucionar estos problemas encontrados. En la tesis también podremos encontrar muchos gráficos y figuras que trataran de facilitar la comprensión de este trabajo.
- Rodríguez (2014) presenta un informe de suficiencia para optar por el grado de Ingeniero Metalurgista: “SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE BOMBAS CENTRIFUGAS HORIZONTALES APLICADO A PLANTAS CONCENTRADORAS” En este informe se desarrollará un caso puntual en la industria metalúrgica. En la primera parte del informe se definirán los conceptos básicos que debemos tener en consideración para la correcta selección de las bombas centrifugas, con estos conocimientos podremos analizar los parámetros fundamentales de un sistema de bombeo y otros elementos de suma importancia como lo son la cavitación y el NPSH. En la parte final del trabajo podremos ver el correcto dimensionamiento de la bomba centrifuga, se estudiarán las curvas de performance, curvas de

eficiencia, también se verán casos especiales como son las bombas en serie y en paralelo, así como la reducción del impulsor.

- Requejo (2011) presenta un informe de suficiencia para optar por el grado de Ingeniero Mecánico Electricista: “DISEÑO DE SISTEMA DE BOMBEO DE AGUA PARA ABASTECIMIENTO A PLANTA CONCENTRADORA” Este informe de suficiencia se basa en el diseño de un sistema de bombeo para poder recuperar el agua de los relaves y utilizarla para abastecer una planta concentradora de cobre. Las bombas centrifugas se utilizan ampliamente en la minería y en diferentes industrias para el manejo de diferentes tipos de fluidos, pero principalmente agua ya que es un recurso fundamental necesario en todas las industrias, por ello es de vital importancia el transporte de este elemento. En este informe podremos identificar el proceso que usaremos para la correcta selección de la bomba centrifuga. Es importante mencionar que dentro del trabajo definiremos como la variación del diámetro del impulsor cambiara la velocidad del fluido que sale del impulsor y esta variación no debe de ser mayor al 80% para no disminuir la eficiencia significativamente, ya que esto sería un problema mayor.

2.1.2 Conceptos y principios básicos de hidráulica

Fluido

El fluido es cualquier sustancia no sólida que toma la forma del recipiente que lo contiene, los fluidos pueden ser divididos en líquidos y gases

Líquido: Son sustancias que toman la forma del recipiente que los contiene y forma una superficie libre.

Gases: Son sustancias cuya característica es cubrir todo el recipiente que lo contienen y no forman una superficie libre.

- **Fluido Ideal**

Las moléculas de estos fluidos no presentan fuerzas de roce tangenciales, por lo tanto, su viscosidad es nula.

- **Fluido Incompresible**

Son aquellos fluidos donde su volumen no varía en función de la presión a la cual está sometido, generalmente los líquidos cumplen con esta condición, es por ello por lo que se dice que son fluidos incompresibles.

Tipos de Regímenes de Flujo

Numero de Reynolds: El número de Reynolds es un número adimensional que caracteriza el tipo de movimiento de un fluido, su valor determina el tipo de flujo que tiene, laminar, transitorio o turbulento.

El número de Reynolds viene de la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas. El número de Reynolds es adimensional.

$$F_i = \rho \cdot v^2 \cdot L^2 \quad \wedge \quad F_v = \mu \cdot L \cdot v$$

$$\rightarrow Re = \frac{F_i}{F_v}$$

$$\rightarrow Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\mu}$$

$$\rightarrow Re = \frac{D \cdot v}{\nu}$$

Donde:

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

$v = \text{velocidad del fluido (m/s)}$

$L = \text{longitud (m)}$

$\mu = \text{viscosidad dinamica (kg/m.s)}$

$D = \text{diametro de la tuberia (m)}$

$\nu = \text{viscosidad cinematica (m}^2\text{/s)}$

Luego de determinar el valor del número de Reynolds, se determina en qué tipo de régimen se encuentra el fluido, siguiendo con la siguiente tabla.

Tabla 2.1 Rangos para identificar con qué tipo de régimen se trabaja

Re < 2000	Flujo laminar
$2000 \leq \text{Re} \leq 4000$	Flujo transitorio
Re > 4000	Flujo turbulento

Fuente: Tomado de Mecánica de fluidos por Robert (MOTT, y otros, 2015)

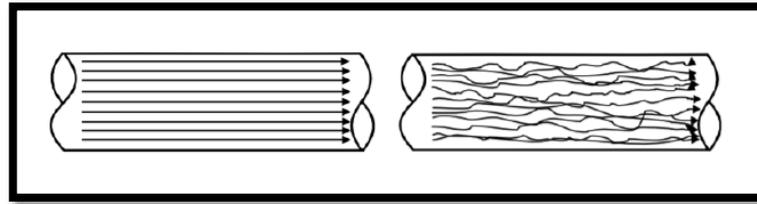
- **Flujo Laminar**

El fluido se encuentra en régimen laminar cuando las velocidades en los diferentes puntos se mantienen constante en modulo y dirección, es por este motivo que las líneas de flujo se encontraran de forma paralelas entre sí.

- **Flujo Turbulento**

El fluido se encuentra en régimen transitorio cuando sus partículas se encuentran en movimiento con diferentes velocidades en modulo y dirección, cambiando constantemente de un momento a otro, es decir no encuentran la estabilidad.

Figura 2.1 Flujo laminar y turbulento



Fuente: Tomado de Tesis de (ROMERO, 2021)

- **Flujo Permanente**

El fluido se encuentra en régimen permanente cuando mantiene constante respecto al tiempo las condiciones del fluido como la de presión, temperatura, peso específico, velocidad, etc.

Peso específico

El peso específico de un fluido es la relación que existe entre el peso de la sustancia y el volumen que ocupa.

$$\gamma = \frac{W}{V}$$

Donde:

$\gamma =$ peso específico ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}^2$)

$W =$ peso de la sustancia ($\text{kg} \cdot \text{m}/\text{s}^2$)

$V =$ volumen de la sustancia (m^3)

Densidad específica

La densidad específica de un fluido es la relación que existe entre la masa de esa sustancia y el volumen que ella ocupa.

$$\rho = \frac{M}{V}$$

Donde:

$\rho =$ densidad específica (kg/m^3)

$M = \text{masa de la sustancia (kg)}$

$V = \text{volumen de la sustancia (m}^3\text{)}$

Tabla 2.2 Densidad de fluidos comerciales

NOMBRE	°C	DENSIDAD (Kg/cm ²)
Gasolina	15	749.8
Cerveza	15	1020
Diesel Fuel	15	820
Aceite para engranajes	15	920
Aceite combustible ligero	15	860
Aceite hidráulico	20	875
Querosene	15	790
Agua de mar	15	1020

Fuente: Tomado de Cameron Hydraulic Data (HEALD, 1996)

Densidad relativa

La densidad relativa de un fluido es la relación que existe entre el peso específico de la sustancia o la densidad específica de la misma con referencia al peso específico o densidad específica, esta relación es adimensional. Para las sustancias que se encuentran en estado líquido y sólido, se toma como referencia el agua a una temperatura de 15°C y al nivel del mar. Y para las sustancias en el estado gaseoso, se toma como referencia al aire.

En algunos textos encontraremos la densidad relativa con el nombre de gravedad específica o masa específica.

$$d = \frac{\gamma_{\text{fluido}}}{\gamma_{\text{agua}}} \quad d = \frac{\rho_{\text{fluido}}}{\rho_{\text{agua}}}$$

Viscosidad

Es la resistencia interna que ejerce los fluidos a los esfuerzos cortantes, esta propiedad física del fluido provoca una resistencia al deslizamiento entre sus capas y su magnitud varía dependiendo de la temperatura y la naturaleza del fluido, para los líquidos la viscosidad disminuye cuando aumenta la temperatura.

La viscosidad es importante, específicamente en las tuberías, ya que el fenómeno de deslizamiento causa pérdidas de presión en los fluidos. Cuando se

tiene un valor para la viscosidad de un fluido, es importante saber para qué temperatura es válido, ya que la viscosidad varía con la temperatura. También es importante mencionar la unidad en la que se expresa la viscosidad para no cometer errores en los cálculos.

- **Viscosidad dinámica o absoluta**

La viscosidad dinámica es la medida de las fuerzas de roce internas del fluido y es la relación existente entre la tensión de corte y el gradiente de velocidad.

El símbolo que se utilizó para indicar la viscosidad dinámica, es la letra μ y las unidades en que se expresan usualmente son; el Poise, el centiPoise y el Pascal por segundo.

- **Viscosidad cinemática**

La viscosidad cinemática es la relación entre la viscosidad dinámica y la densidad específica. El símbolo que se utiliza para la viscosidad cinemática es la letra “U” y las unidades usadas son, el Stoke, el Centistoke o el m^2/s .

$$U = \frac{\mu}{\rho}$$

Donde:

$u =$ viscosidad cinemática (m^2/s)

$\mu =$ viscosidad dinámica ($kg/m.s$)

$\rho =$ densidad específica (kg/m^3)

Tabla 2.3 Viscosidad cinemática de fluidos conocidos

NOMBRE	°C	Viscosidad (Centistokes)
Mercurio	21	0.118
Aceite de bacalao	38	32.1
manteca de cerdo	38	62.1
lubricante SAE 90	38	173.2 - 324.7
Gasolina	16	0.46 - 0.88
Querosene	20	2.69
Diesel Fuel N° 2D	38	2 - 6

Fuente: Tomado de Cameron Hydraulic Data (HEALD, 1996)

Presión

La presión es la relación entre la fuerza que se ejerce en una determinada área y el área. Las unidades más usadas son: bar, psi, Pascal, atmosfera y mmHg.

$$P = \frac{F}{A}$$

Donde:

P = presión (kg/m. s²)

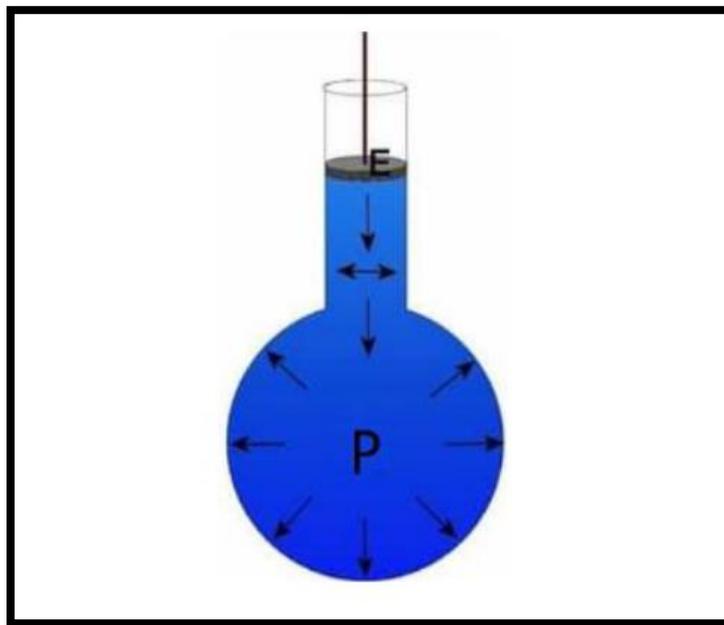
F = fuerza (kg. m/s²)

A = área (m²)

- **Ley de pascal**

“La presión aplicada por un fluido contenido en un recipiente cerrado es igual en todas las direcciones del fluido y es perpendicular a las paredes del recipiente”

Figura 2.2 Ley de Pascal



Fuente: Tomado de Tesis de (ROMERO, 2021)

- **Teorema de Stevin**

"La diferencia de presión entre dos puntos de un fluido en equilibrio es igual al producto del peso específico del fluido por la diferencia de alturas entre los dos puntos", Es decir:

$$P_b - P_a = h \cdot \gamma$$

Donde:

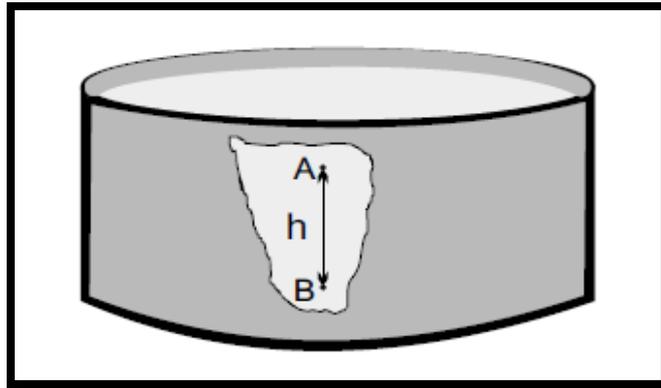
P_b = presión en el punto b (kg/m. s²)

P_a = presión en el punto a (kg/m. s²)

h = diferencia de altura entre el punto b y a (m)

γ = peso específico (kg/m². s²)

Figura 2.3 Teorema de Stevin



Fuente: Tomado de Manual de entrenamiento (KSB BOMBAS HIDRÁULICAS, 2002)

- **Carga de presión en altura de columna de líquido**

$$h = \frac{P}{\gamma} * 10$$

Donde:

h = altura de columna de líquido (m)

P = presión (Pa = kg/m. s²)

$$\gamma = \text{peso específico (kg/m}^2\text{s}^2)$$

- **Escalas de presión**

- ❖ **Presión manométrica**

Generalmente esta presión se mide mediante un instrumento llamado manómetro, a la presión manométrica también se le conoce como presión relativa o presión efectiva, y para su medición se toma como referencia la presión atmosférica. Cuando presión manométrica es menor que la presión atmosférica, entonces diremos que tenemos una presión manométrica negativa, también conocido como presión de vacío, o depresión.

Es importante indicar que el manómetro solo puede registrar valores de presión positiva. Para registrar valores de presión negativa necesitaremos un vacuómetro o un mano vacuómetro, esta última puede registrar valores de presión negativas como positivas, es el más completo. Cuando los instrumentos mencionados previamente están abiertos a la atmósfera, registrarán cero.

- ❖ **Presión atmosférica**

Para poder medir la presión atmosférica debemos utilizar un instrumento llamado barómetro, es por ello por lo que a la presión atmosférica también se le conoce como presión barométrica, que viene a ser la presión ejercida por el peso de la atmósfera. Esta presión barométrica varía con la altura y depende de las condiciones meteorológicas; siendo el nivel del mar la condición estándar.

La presión atmosférica tiene un valor de:

$$P_{\text{atm}} = 1,033 \text{ kgf/cm}^2 = 1,033 \times 10 \text{ N/m}^2 = 2,1116 \times 10 \text{ lb/pie}^2$$

$$P_{\text{atm}} = 760 \text{ mmHg} = 29,92 \text{ pulgadas de Hg.}$$

Tabla 2.4 Presión atmosférica en diferentes altitudes

Altitud (pies)	Presión equivalente en columna de agua (pies)
1000	32.80
2000	31.60
3000	30.50
4000	29.40
5000	28.30
6000	27.30
7000	26.20
8000	25.20
9000	24.30
10000	23.40

Fuente: Tomado de Cameron Hydraulic Data (HEALD, 1996)

❖ Presión absoluta

La presión absoluta la podemos obtener de la suma entre la presión atmosférica y la presión manométrica.

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{man}$$

Donde:

$$P_{abs} = \text{presión absoluta (Pa = kg/m} \cdot \text{s}^2)$$

$$P_{atm} = \text{presión atmosférica (Pa = kg/m} \cdot \text{s}^2)$$

$$P_{man} = \text{presión manométrica (Pa = kg/m} \cdot \text{s}^2)$$

Caudal

- **Caudal volumétrico**

El caudal volumétrico es la relación entre el volumen de un fluido que pasa por una determinada sección y la unidad de tiempo. Generalmente el caudal volumétrico se mide en m^3/h ; l/s ; m^3/s ; GPM.

$$Q = \frac{V}{t}$$

Donde:

$$Q = \text{caudal (m}^3/\text{s)}$$

$$V = \text{volumen (m}^3\text{)}$$

$$t = \text{tiempo (s)}$$

- **Caudal masico**

El caudal másico es la relación entre la masa de un fluido que pasa por una determinada sección y la unidad de tiempo. Las unidades más utilizadas son kg/h; kg/s; t/h; lb/h.

$$Q_m = \frac{m}{t}$$

Donde:

$$Q_m = \text{caudal masico (kg/s)}$$

$$m = \text{masa (kg)}$$

$$t = \text{tiempo (s)}$$

- **Caudal de peso**

El caudal de peso es la relación entre el peso de un fluido que pasa por determinada sección y la unidad de tiempo. Las unidades más utilizadas son kgf/h; kgf/s; tf/h; lbf/h.

$$Q_p = \frac{G}{t}$$

Donde:

$$Q_p = \text{caudal de peso (kgf/s)}$$

$$G = \text{peso del fluido (kgf)}$$

$$t = \text{tiempo (s)}$$

- **Relación entre caudales**

Para el estudio de bombas, principalmente se utiliza el caudal volumétrico, al que comúnmente llamamos como caudal, pero es importante poder modificar este término dependiendo a la información que nos proporcionan, es por ello que necesitamos saber la relación que existe entre el caudal volumen, caudal de masa y el caudal de peso.

$$Q = \frac{Q_m}{\rho} = \frac{Q_p}{\gamma}$$

Velocidad

La velocidad es la relación que existe entre caudal y el área de la sección transversal de una tubería:

$$v = \frac{Q}{A}$$

Donde:

$v =$ *velocidad (m/s)*

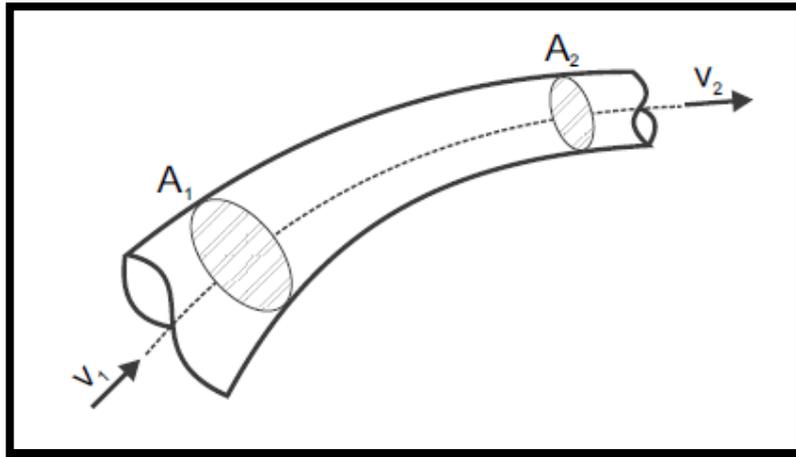
$Q =$ *caudal (m³/s)*

$A =$ *area de la seccion transversal (m²)*

Ecuación de continuidad

Cuando el fluido se encuentra en un régimen permanente, podemos afirmar lo siguiente:

Figura 2.4 Ecuación de continuidad



Fuente: Tomado de Manual de entrenamiento (KSB BOMBAS HIDRÁULICAS, 2002)

$$Q_1 = v_1 * A_1 = Q_2 = v_2 * A_2$$

Donde:

Q_1 = caudal en la sección 1 (m^3/s)

v_1 = velocidad en la sección 1 (m/s)

A_1 = Area en la sección 1 (m^2)

Q_2 = caudal en la sección 2 (m^3/s)

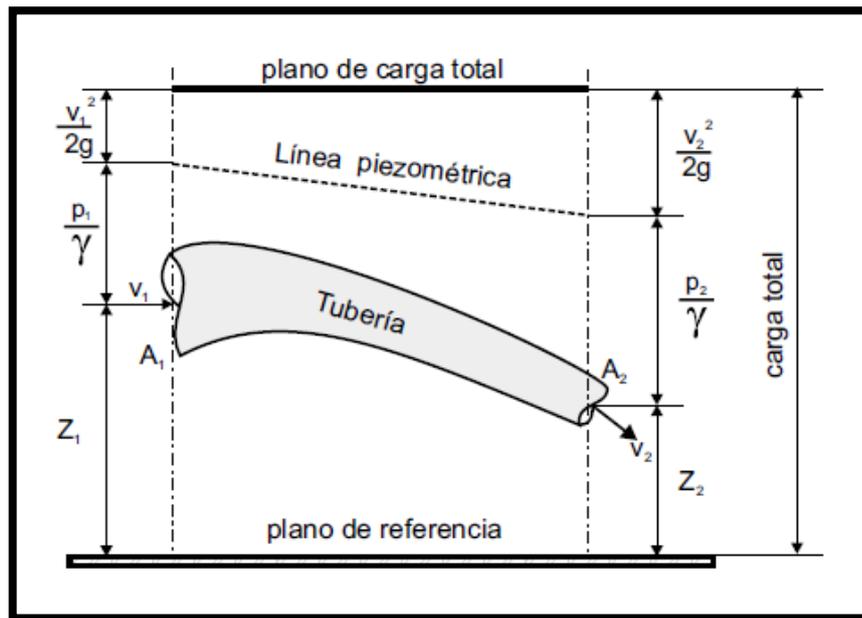
v_2 = velocidad en la sección 2 (m/s)

A_2 = Area en la sección 2 (m^2)

Teorema de Bernoulli en líquidos reales

Este teorema es uno de los más importantes, en donde se habla de la conservación de la energía, sin embargo, cuando empleamos el teorema de Bernoulli para líquidos reales, debemos tener en cuenta las pérdidas de carga que los líquidos reales generan al interactuar con las tuberías y accesorios como los codos, válvulas, reducciones, etc. Es por ello por lo que debemos emplear este teorema y no el de Bernoulli para líquidos ideales.

Figura 2.5 Teorema de Bernoulli en la realidad



Fuente: Tomado de Manual de entrenamiento (KSB BOMBAS HIDRÁULICAS, 2002)

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + H_p$$

Donde:

H_p = Es la energía que pierde el fluido, desde el punto 1 hasta el punto 2

Perdidas de carga en las tuberías

- **Perdidas de carga distribuida**

Son las pérdidas de carga que se generan a lo largo de una tubería recta

- ❖ **Formula de Darcy -Weisbach**

Esta fórmula es una de las más utilizadas en las industrias porque se usa para todo tipo de líquidos y para tuberías de diferentes diámetros.

$$H_f = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g}$$

Donde:

$H_f =$ pérdida de carga distribuida (m)

$f =$ coeficiente de roce (adimensional)

$L =$ largo de la tubería (m)

$D =$ diametro interno de la tubería (m)

$v =$ velocidad media del flujo (m/s)

$g =$ aceleración de la gravedad (m/s^2)

Tabla 2.5 Valores de K para hallar el coeficiente de roce

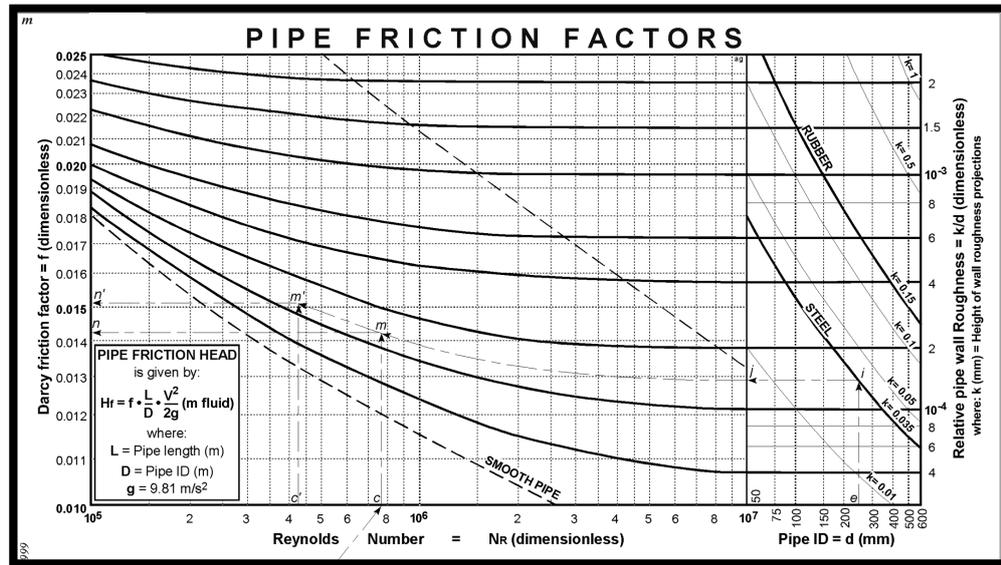
MATERIAL	k (m) Para tubos nuevos
Acero galvanizado	0,00015 - 0,00020
Acero remachado	0,0010 - 0,0030
Acero soldado	0,00004 - 0,00006
Cobre o latón	liso
Concreto bien acabado	0,0003 - 0,0010
Concreto común	0,0010 - 0,0020
Fierro forjado	0,00004 - 0,00006
Fierro fundido	0,00025 - 0,00050
Plástico	liso

Fuente: Tomado de Cameron Hydraulic Data (HEALD, 1996)

❖ Determinación del coeficiente de roce

Para poder determinar el coeficiente de roce, se deberá utilizar el diagrama de MOODY-ROUSE

Figura 2.6 Diagrama de Moody-Rouse



Fuente: Tomado de Slurry Pump handbook (WARMAN INTERNATIONAL LTD, 2009)

• **Perdidas de carga localizada**

Son las pérdidas de carga ocasionadas por los accesorios como curvas, reducciones, válvulas, etc.

❖ Ley general para pérdidas de carga localizada

Todas las pérdidas de cargas localizadas se pueden expresar de la siguiente manera:

$$\phi = K * \frac{v^2}{2g}$$

Donde:

ϕ = pérdida de carga localizada (m)

K = coeficiente obtenido experimentalmente (adimensional)

$v = \text{velocidad media del flujo (m/s)}$

$g = \text{aceleracion de la gravedad (m/s}^2\text{)}$

❖ Determinación del coeficiente K

Estos valores se obtuvieron de manera experimentan y se pueden determinar respecto a la siguiente tabla:

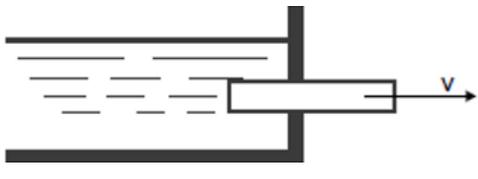
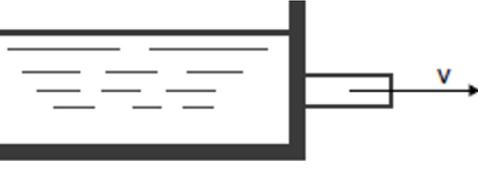
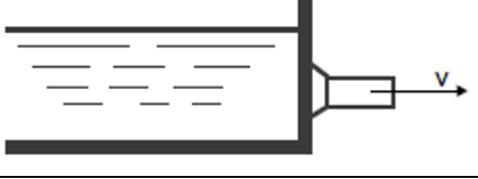
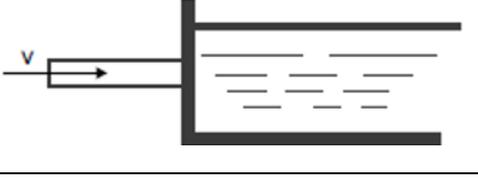
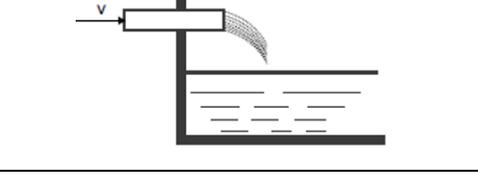
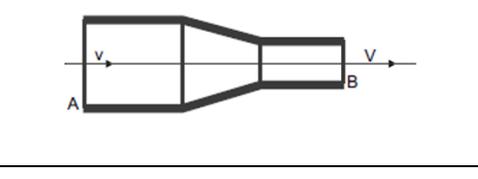
Tabla 2.6 Valores de K comúnmente utilizados

Piezas que producen perdida	K
Reducción gradual	0.15
Ampliación gradual	0.30
Entrada	2.75
Entrada extendida	1.00
Entrada normal a un caudal	0.50
Medidor de caudal	2.50
Medidor tipo Venturi	2.50
Codo de 90°	0.90
Codo de 45°	0.75
Curva de 90°	0.40
Curva de 45°	0.20
Curva de 22.5°	0.10
Pequeña derivación	0.03
Empalme	0.40
Tee, con pasada directa	0.60
Tee, con pasada lateral	1.30
Tee, con salida lateral	1.30
Tee, con salida bilateral	1.80
Válvula pie	1.75
Válvula de retención	2.50
Válvula Compuerta abierta	2.50

Fuente: Tomado de Manual de entrenamiento (KSB BOMBAS HIDRÁULICAS, 2002)

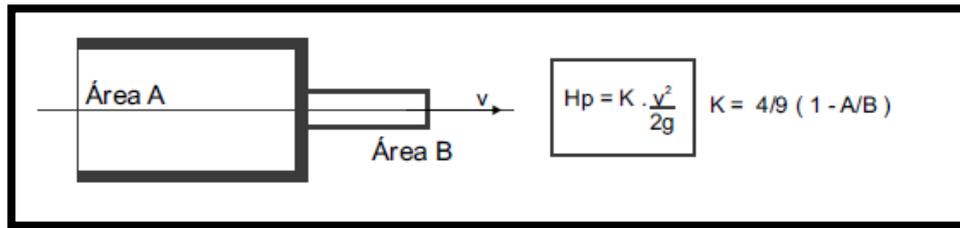
❖ Otros valores de K que se obtuvieron experimentalmente

Tabla 2.7 Valores para K establecidos

Entrada de una tubería		1
		0.5
		0.05
		0.1
Tubería de entrada		1.06 – 1.10
		1
Reducción gradual		0.04 – 0.15

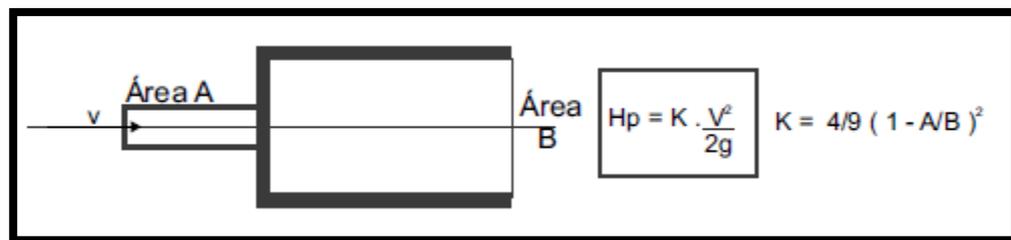
Fuente: Tomado de Manual de entrenamiento (KSB BOMBAS HIDRÁULICAS, 2002)

Figura 2.7 Valore de K para reducción brusca de sección



Fuente: Tomado de Manual de entrenamiento (KSB BOMBAS HIDRÁULICAS, 2002)

Figura 2.8 Valor de K para ampliación brusca de sección



Fuente: Tomado de Manual de entrenamiento (KSB BOMBAS HIDRÁULICAS, 2002)

Altura dinámica total

De la conservación de energía, podemos obtener que la altura dinámica total es la siguiente:

$$ADT = Z + H_f + \Sigma\phi + K$$

Donde:

$ADT =$ *Altura dinamica total (m)*

$Z =$ *altura geometrica (m)*

$H_f =$ *perdidas de carga distribuida (m)*

$\Sigma\phi =$ *perdidas de carga localizadas (m)*

$K =$ *factor de corrección (m)*

Curvas características de la bomba

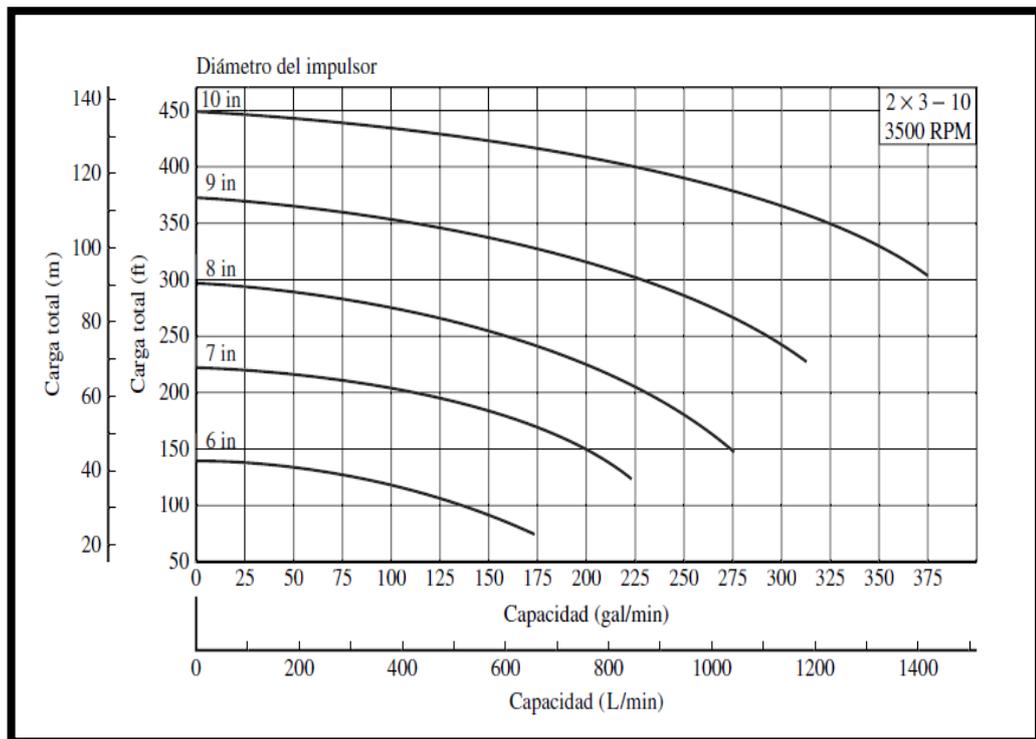
Las curvas de las bombas para pulpa se ilustran a través de las curvas de rendimiento para agua limpia, la curva básica es la que muestra la relación entre la altura de descarga de pulpa y la capacidad (el volumen de flujo) a una velocidad del impulsor constante (Altura/Caudal o H/Q).

Para una descripción completa del rendimiento de una bomba para pulpa necesitamos las siguientes curvas:

- **Curva característica de la bomba (curva H/Q)**

La curva característica de una bomba Altura – Caudal, se obtiene en un laboratorio por parte del fabricante. De esta manera ellos pueden visualizar cómo varía la altura en función del caudal.

Figura 2.9 Curva característica de la bomba (Altura – Caudal)

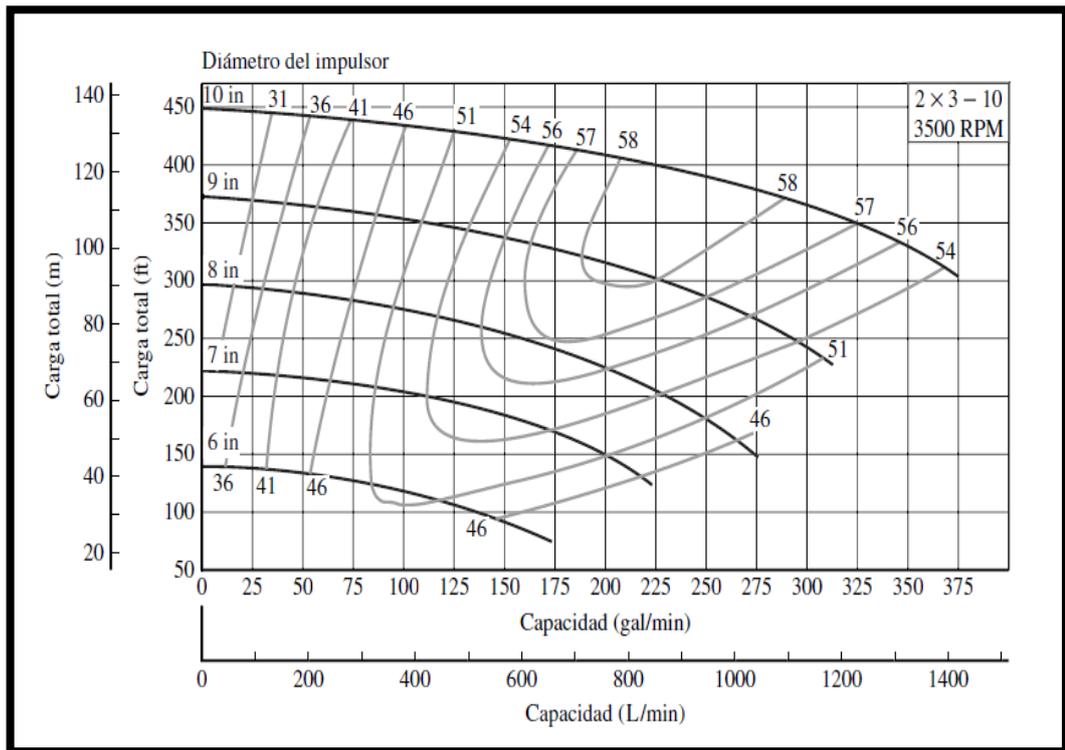


Fuente: Tomado de Mecánica de fluidos (MOTT, y otros, 2015)

- **Curva de rendimiento o eficiencia de la bomba (n/Q)**

La eficiencia de una bomba es la relación entre la potencia hidráulica y la potencia consumida. Esta eficiencia varía dependiendo del tamaño del impulsor que tiene, por este motivo, los fabricantes de las bombas entregan curvas de rendimientos o iso-rendimientos dónde podemos observar la variación el rendimiento según el tamaño dl impulsor.

Figura 2.10 Curva característica de la bomba (Eficiencia – Caudal)

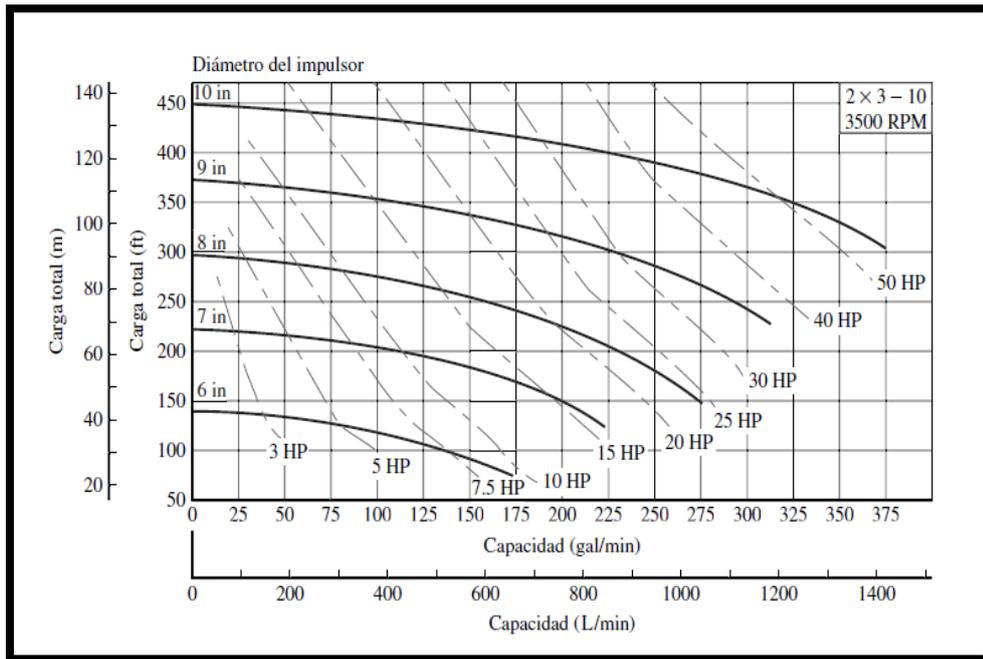


Fuente: Tomado de Mecánica de fluidos (MOTT, y otros, 2015)

- **Curva de potencia consumida por la bomba (P/Q)**

Los fabricantes al evaluar una bomba dentro de sus instalaciones también toman datos acerca de la potencia que consume el motor, esta potencia varía dependiendo del caudal que pasa por la bomba. De la misma forma que en la curva característica de la bomba altura – caudal, para la curva de potencia consumida existen muchas configuraciones que dependerán del tipo de flujo, que pueden ser axial, radial o mixto.

Figura 2.11 Curva característica de la bomba (Potencia – Caudal)

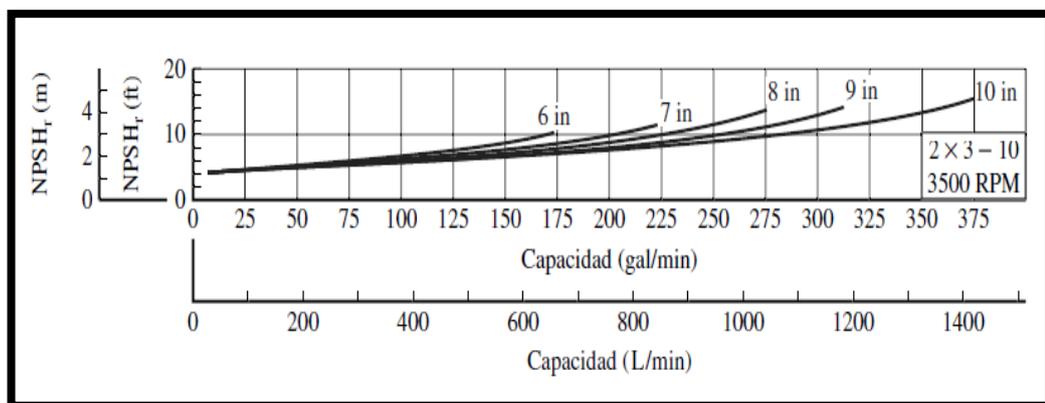


Fuente: Tomado de Mecánica de fluidos (MOTT, y otros, 2015)

- **Curva de altura de aspiración neta positiva o NPSH**

El NPSH (Net Positive Suction Head) es la energía mínima que se necesita en la succión de la bomba para evitar la cavitación. Es de suma importancia tener en cuenta la curva del NPSH requerido de la bomba para la selección del equipo de bombeo.

Figura 2.12 Curva característica de la bomba (NPSH – Caudal)

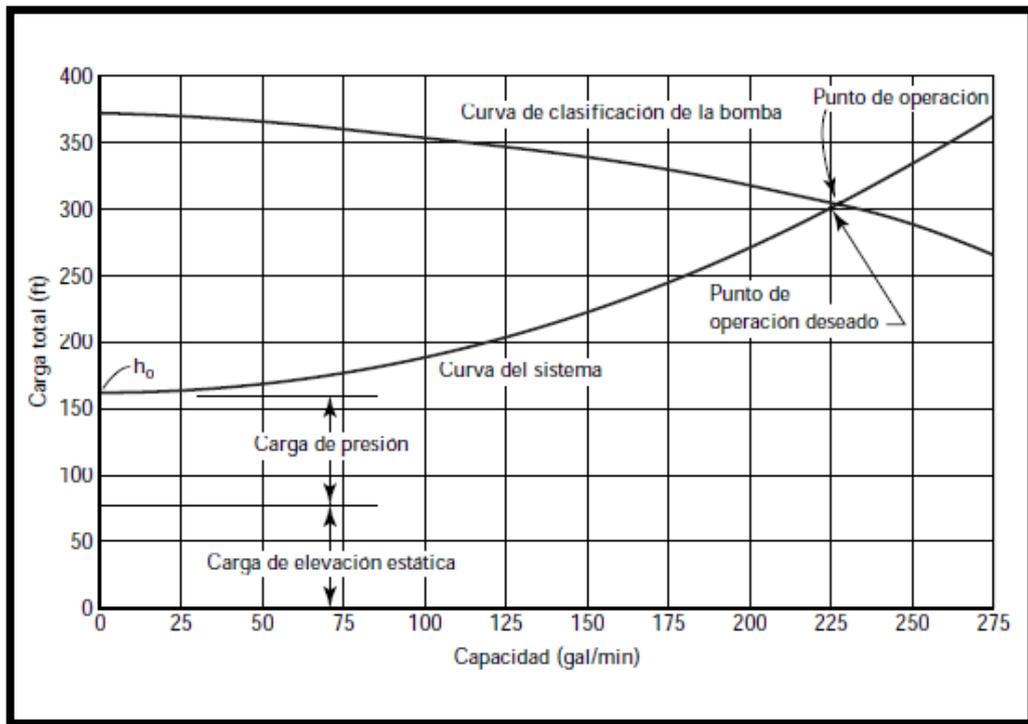


Fuente: Tomado de Mecánica de fluidos (MOTT, y otros, 2015)

Punto de operación

Si realizamos el dibujo de curva del sistema en la misma grafica donde se encuentra la curva característica de la bomba, podremos ver el punto de operación que es el punto de intersección de ambas graficas.

Figura 2.13 Punto de operación



Fuente: Tomado de Mecánica de fluidos (MOTT, y otros, 2015)

Recorte del impulsor

El recorte del impulsor es el proceso del mecanizado del rodete para reducir su diámetro y con esto reducir la energía añadida al fluido que atraviesa la bomba. El recorte del impulsor generalmente se utiliza para corregir las bombas que debido a los cálculos o por cambios del sistema están sobredimensionados o también porque algunos fabricantes tienen unos diámetros para su impulsor ya establecidos, entonces es imprescindible aplicar el recorte del rodete.

Es importante tener en cuenta que junto con el recorte del rodete se producirá una modificación de las curvas características, estas variaran de acuerdo con las siguientes ecuaciones de afinidad.

- **Ley de afinidad**

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D}{D_1}$$

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^2$$

$$\frac{P}{P_1} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^3$$

Donde:

Q = caudal para rodete recortado (m^3/s)

Q_1 = caudal (m^3/s)

D = diametro del rodete recortado (m)

D_1 = diametro (m)

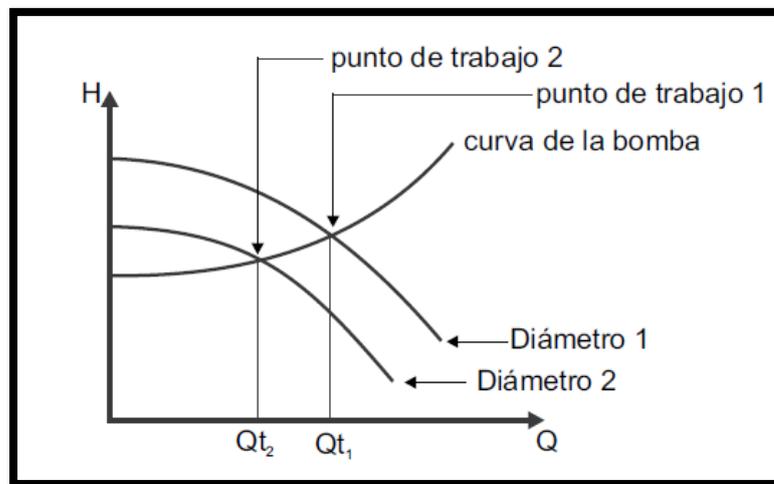
H = altura para rodete recortado (m)

H_1 = altura (m)

P = potencia para rodete recortado (HP)

P_1 = potencia (HP)

Figura 2.14 Cambio del punto de operación debido al recorte del impulsor

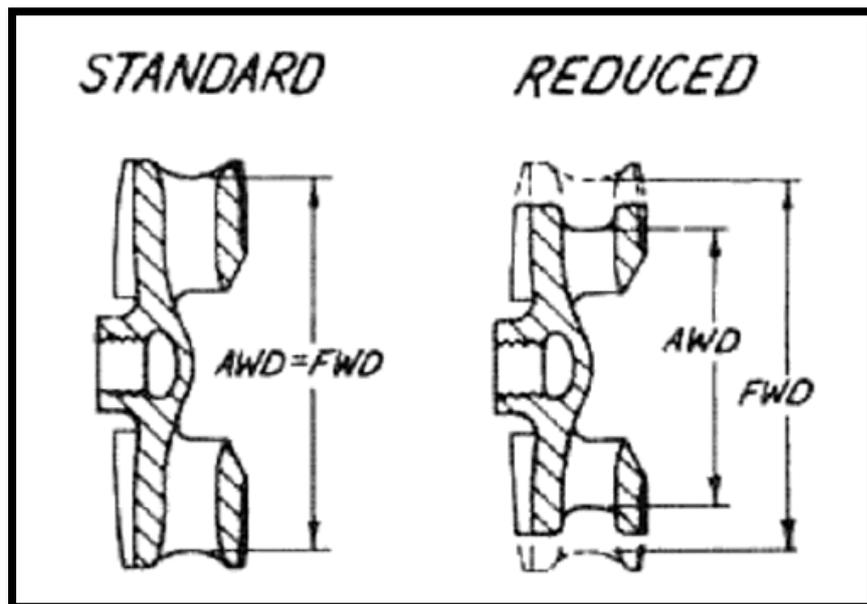


Fuente: Tomado de Manual de entrenamiento (KSB BOMBAS HIDRÁULICAS, 2002)

Es importante tener en cuenta que la reducción máxima es de un 20% del diámetro de origen. Existen rodets que pueden tener una reducción mayor mientras que otros rodets pueden reducirse mucho menos, esto para no obtener efectos no deseados en el funcionamiento de la bomba centrífuga.

A su vez, no debemos olvidar que el recorte del impulsor modificara el ángulo de salida del fluido.

Figura 2.15 Reducción del diámetro del impulsor



Fuente: Tomado de Slurry pump handbook (WARMAN INTERNATIONAL LTD, 2009)

NPSH (NET POSITIVE SUCTION HEAD)

Para la correcta selección de una bomba se tiene que comprender este término. El NPSH representa la cantidad de energía con la que el fluido entra a la bomba y esto se divide en lo siguiente:

- **NPSH disponible**

Es una característica propia de la instalación del circuito hidráulico y de la presión que tiene el fluido en la entrada de la bomba y puede ser calculado de la siguiente manera:

$$NPSH_d = P_{atm} + H_s - (P_{vap} + H_{fs} + K)$$

Donde:

P_{atm} = presión atmosférica (expresado en m del fluido)

P_{vap} = presión de vapor de agua (expresado en m del fluido)

H_S = Cabeza estática de succión (m)

H_{fs} = pérdidas de carga en la succión (m)

K = valor de seguridad de altura (de 0.5 a 1)(m)

- **NPSH requerido**

Las bombas incluyen esta curva característica dentro de sus especificaciones, estos valores son obtenidos de forma experimental en los bancos de prueba de los fabricantes.

- **Relación entre NPSH**

El NPSH tiene como finalidad establecer limitaciones para las condiciones de succión una bomba, de tal manera que se mantenga la presión en la entrada del rodete por sobre la presión de vapor del líquido bombeado. La presión más baja siempre ocurre en la succión, por consiguiente, si mantenemos la presión en la succión por sobre la presión de vapor, no tendremos vaporización en la entrada de la bomba, con esto evitaremos cavitación. El fabricante siempre define las limitaciones de succión de una bomba mediante la curva del NPSH requerido que nos suministra.

$$NPSH_{disponible} \geq NPSH_{requerido}$$

Cavitación

La cavitación es una intensa formación de burbujas de vapor que se genera en la zona de baja presión y colapsa cuando llega a la zona de alta presión, dañando así las partes de la bomba como el impulsor y la carcasa.

- **presión de vapor**

La presión de vapor de un líquido a una temperatura dada es la presión en la que puede existir el líquido tanto en fase líquida y vapor.

Si tenemos una presión mayor a la presión de vapor a una determinada temperatura, entonces habrá solamente fase líquida. Cuando tenemos una presión menor a la presión de vapor, entonces habrá solo vapor.

Entonces podemos decir que para que ocurra la ebullición en el caso del agua cuando no hay nada más que la presión atmosférica que le ejerza presión, la temperatura tendría que aumentar hasta que la presión de vapor iguale a la presión atmosférica.

Tabla 2.8 presión de vapor en la función de la temperatura, para agua.

Temperatura (°C)	Presión de Vapor (kgf/cm²)
15	0.0174
20	0.0238
25	0.0322
30	0.0429
35	0.0572
40	0.0750
45	0.0974
50	0.1255
55	0.1602
60	0.2028
65	0.2547
70	0.3175
75	0.3929
80	0.4828
85	0.5894
90	0.7149
95	0.8620
100	1.0333

Fuente: Tomado de Manual de entrenamiento (KSB BOMBAS HIDRÁULICAS, 2002)

Potencia Hidráulica de la bomba

El trabajo útil que una bomba centrífuga realiza es el resultado del peso del líquido transportado por la altura que desarrolla. Entonces, si consideramos el trabajo que realiza el líquido por unidad de tiempo, obtendremos la potencia hidráulica, que podemos hallar de la siguiente manera:

$$P_h = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{270}$$

Donde:

P_h = potencia hidráulica (CV)

γ = peso específico (kgf/dm³)

Q = caudal (m³/h)

H = altura manométrica (m)

Eficiencia de la bomba

La eficiencia de una bomba es la relación que existe entre la potencia hidráulica de la bomba y la potencia que consume la misma bomba.

$$\eta = \frac{P_h}{P}$$

Donde:

η = eficiencia

P_h = potencia hidráulica (CV)

P = potencia consumida por la bomba (CV)

Entonces:

$$\eta = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{270 \cdot P}$$

Potencia consumida por la bomba

Para obtener el valor de la potencia consumida por la bomba es necesario contar con la eficiencia, ya que la potencia consumida por la bomba no es igual a la potencia hidráulica, a esta potencia se le tiene que añadir las pérdidas originadas por la fricción en la bomba, en el motor, etc.

$$P = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta}$$

Donde:

P = potencia consumida por la bomba (CV)

γ = *peso específico* (kgf/dm^3)

Q = *caudal* (m^3/h)

H = *altura manométrica* (m)

270 = *factor e conversion*

Bombas

La bomba es una máquina hidráulica que transforma la energía mecánica en energía hidráulica, esta transformación se realiza mediante un desplazamiento rotativo o desplazamiento positivo.

Las bombas se emplean para impulsar todo clase de líquidos como el agua, aceite, combustible, leche, etc.

También se utiliza para bombear líquidos espesos con sólidos en suspensión, pastas de papel, melaza, lodos, pulpa de mineral, desperdicios, productos alimenticios como pescado, etc., y se subdividen en dos grandes grupos:

- **Bombas Rotodinámicas o Turbobombas**

Siempre son rotativas, su principio de funcionamiento se basa en la ecuación de Euler, y el órgano que se encarga de transmitir la energía se llama rodete, impulsor o rotor. Se llaman roto dinámicas porque tiene un movimiento

rotativo, y la dinámica de la corriente es muy importante para la transmisión de la energía. A las bombas rotodinámicas también se les conoce como bombas centrífugas.

- **Bombas Volumétricas o de desplazamiento positivo**

Para estas bombas, la dinámica de la corriente no es lo más importante para transmitir la energía. Su funcionamiento está basado en el principio de desplazamiento positivo, entre las bombas volumétricas, podemos encontrar a las bombas alternativas o reciprocantes.

Bomba centrífuga

- **Definición**

A la bomba centrífuga también se le conoce como bomba rotodinámica, el cual tiene como objetivo convertir la energía en velocidad para luego convertirlo en energía a presión. Es decir, es una máquina que transforma la energía mecánica en energía hidráulica. De esta manera logra mover la mayor cantidad de volumen posible.

Actualmente, es uno de los sistemas más utilizados para bombear diferentes tipos de líquidos, desde líquidos no viscosos hasta líquidos viscosos.

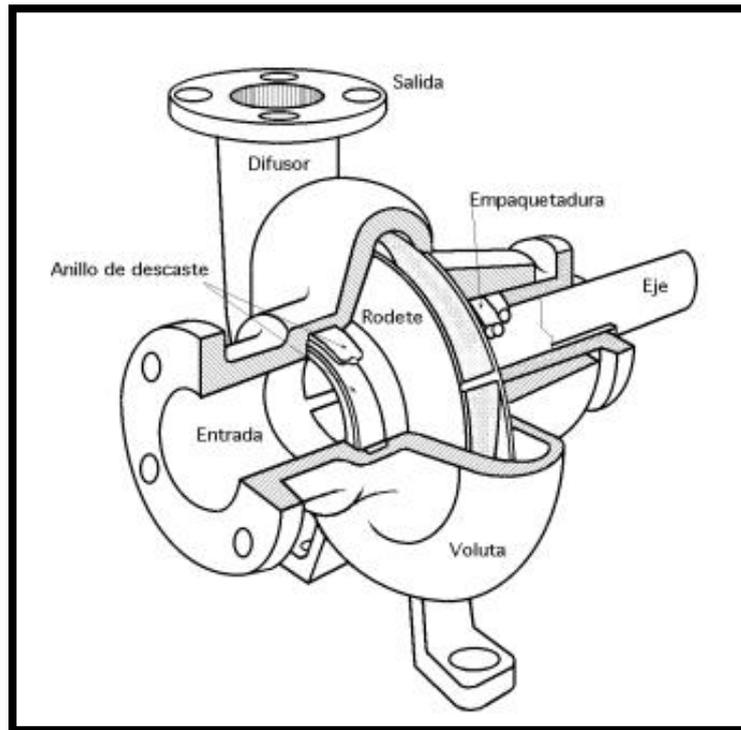
Por lo tanto, una bomba centrífuga es una máquina que se le puede denominar como “generadora” o “receptora” ya que es utilizada para hacer circular o mover fluidos en contra de la presión.

Usualmente, suelen complementarse las instalaciones hidráulicas con una bomba centrífuga, esto se da para el uso industrial, así como para el uso residencial, según el tipo de bomba centrífuga que seleccionemos.

El objetivo de una bomba centrífuga es el de proporcionar una solución práctica a la falta de presión de un suministro de líquido en aquellos lugares donde no existe una gran pendiente.

También se puede utilizar una bomba centrífuga para aumentar la presión al inicio de un circuito hidráulico.

Figura 2.16 Bomba centrífuga



Fuente: Tomado de Bombas Centrífugas y Volumétricas (FERNÁNDEZ, 2017)

- **Partes de una bomba centrífuga**

El Impulsor junto con la carcasa de la bomba son las partes fundamentales para todas las bombas, la eficiencia de este tipo de bombas depende del diseño del impulsor y la carcasa, los demás componentes de la bomba sirven para el correcto sellado de la bomba centrífuga.

- ❖ Impulsor

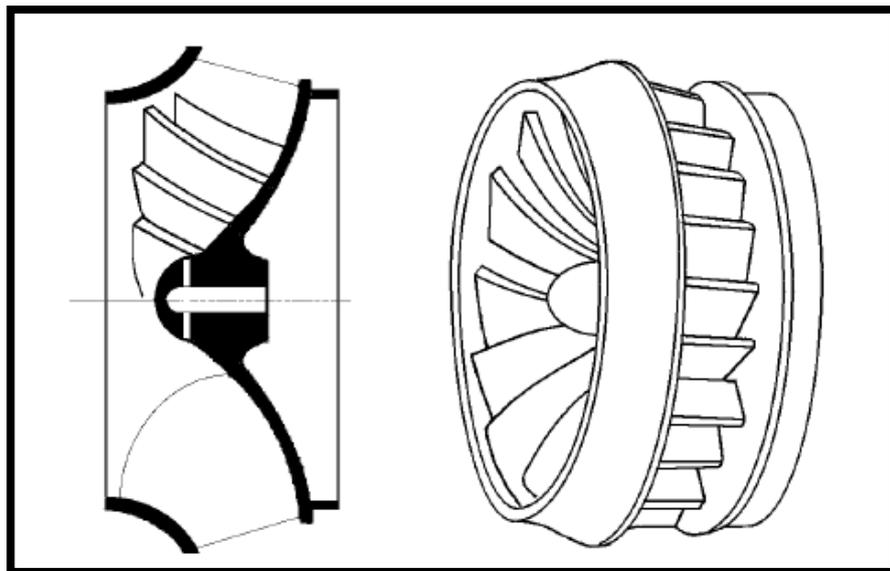
El impulsor es la parte principal de la bomba centrífuga, está diseñado con alabes para transmitir la fuerza centrífuga al líquido. Por lo general los impulsores de las bombas de lodos son del tipo Francis cuando se maneja lodos con partículas finas por ser más eficaz en la transformación de energía, pero para bombear líquidos como agua su estructura es la convencional. Algunas ventajas del perfil del impulsor Francis es su mayor eficiencia, su mejora rendimiento de succión y una vida útil ligeramente mejor en ciertos tipos de fluidos abrasivos debido al ángulo de incidencia con el fluido.

El impulsor de paleta plana tiene mejores características de vida útil en condiciones muy gruesas, el número de álabes del impulsor suele variar y su rango va de 3 a 6, esto depende del tamaño de los sólidos en suspensión.

Los impulsores cerrados son los más comunes para la pulpa de mineral (con un frente cubierto) debido a una mayor eficiencia y son menos propensos a desgaste en la región del revestimiento frontal, pero los impulsores abiertos (sin cubierta frontal) son más comunes en bombas más pequeñas o donde el bloqueo por causa de las partículas puede ser un problema importante o donde el cizallamiento es proporcionado por la acción centrífuga.

El diseño del impulsor es fundamental ya que incide en los patrones de flujo y, en última instancia, en las tasas de desgaste en toda la bomba, el ancho del rotor gobierna el flujo de la bomba que gira a diferentes velocidades, un rotor ancho que funcione lentamente podría producir el mismo caudal como un impulsor más estrecho que funciona más rápido pero más importante es la velocidad relativa en los alabes.

Figura 2.17 Impulsor o rodete



Fuente: Tomado de Bombas Centrifugas y Volumétricas (FERNÁNDEZ, 2017)

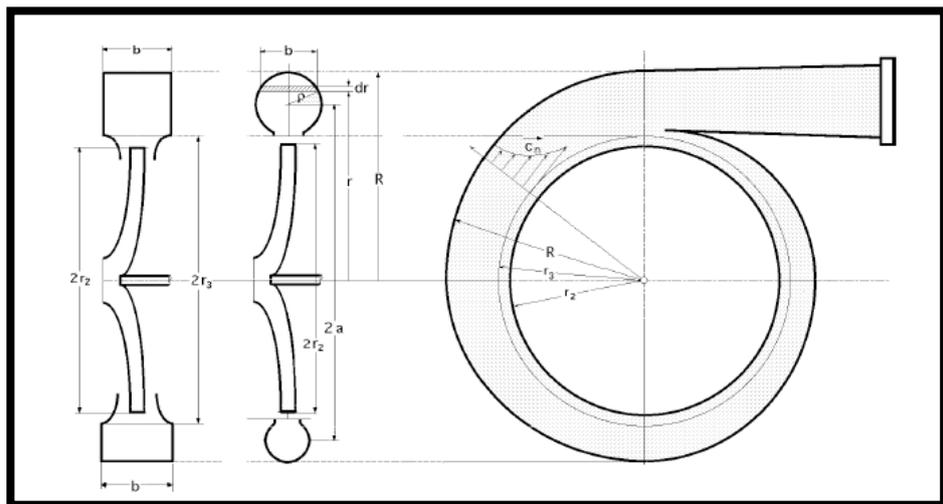
❖ Carcasa

Una de las funciones de la carcasa es recolectar el flujo de descarga del rotor, convirtiéndolo en un patrón de flujo deseable, y dirigirlo a la descarga de la bomba, otra función importante es disminuir la velocidad de caudal y transformar la energía cinética del fluido en energía de presión. Para las bombas que manejan lodos se cuenta con dos tipos de carcasa, las bombas de carcasa sólida y las bombas de carcasa partida.

Carcasa sólida: Generalmente se usan este tipo de carcasas para bombas construido con un metal duro, esta bomba es el más económica, algunas bombas con revestimiento de caucho también usan carcasas sólidas, en especial las más pequeñas, donde son más prácticos y económicos el uso de esta volta.

Carcasa partida: Este tipo de carcasa se usan siempre y cuando sea necesario especialmente para bombas de gran tamaño donde es necesario el cambio de alguna pieza, especialmente en bombas con revestimiento de caucho de gran tamaño, es más costoso sin embargo facilita el intercambio de partes internas de la bomba.

Figura 2.18 Carcasa de una bomba centrífuga



Fuente: Tomado de Bombas Centrifugas y Volumétricas (FERNÁNDEZ, 2017)

❖ Ejes

En las bombas horizontales, los rotores van siempre ensamblados al final de un eje (diseño en voladizo) y que esta gira sobre rodamientos antifricción. Generalmente estos rodamientos son lubricados con aceite o grasa.

La transmisión de estas bombas se realiza con el accionamiento del eje, usualmente esto se realiza mediante correas y poleas o también mediante un acoplamiento flexible (con o sin caja de engranajes).

❖ Sellos del eje

Es parte de la bomba que tiene como función básica impedir las fugas (aire o lodo) que se pudieran producir en el agujero por donde ingresa el eje a la carcasa. "El sellado del eje es la función más importante en cualquier bomba para pulpa" por lo tanto la elección del sello correcto es esencial para cualquier aplicación.

Existen tres tipos de sellos para estas bombas:

- ✓ Sello dinámico
- ✓ Sello de empaquetadura blanda (prensaestopas)
- ✓ Sello mecánico (sujeto con resortes, caras planas)

Los sellos dinámicos son conocidos como sellos centrífugos, estos sellos en realidad son como un impulsor secundario que se encuentra ubicado detrás del impulsor principal y cuenta con su propia cámara de sello y se encuentra cerca de la carcasa principal de la bomba.

Los sellos "flushing" (inyección de líquido): La inyección de agua al sistema de sellado de la bomba se usa en la mayoría de las bombas de lodo para lubricar y refrigerar el sello, para que el sello tenga una vida útil alargada, el agua debe ser de buena calidad, es decir, no debe contener ningún tipo de partículas sólidas.

Los sellos de empaquetadura blanda son los que necesariamente tienen un sistema de lubricación por agua, son más económicas y suelen durar más.

Los sellos mecánicos se encuentran disponibles con inyección o sin inyección de líquido, cuando se emplea este tipo de sellos, se tiene que emplear una empaquetadura blanda, siempre que aparezca alguna fuga externa.

Con referencia a los sellos mecánicos sin inyección de líquido, se utilizan los sellos centrífugos (expulsores) para lograr un sello confiable que no cuente con inyección de agua.

❖ Rodamientos

Los rodamientos que se usan en bombas para pulpa son básicamente según la configuración que se desee y son de dos tipos, los rodamientos de bolas y los de rodillos cónicos.

El primer juego de rodamiento se encuentra en el extremo húmedo para compensar las fuerzas radiales y también en el extremo del accionamiento para compensar las fuerzas axiales y radiales.

La segunda forma de utilizar los rodamientos es específicamente con de rodamientos de rodillos cónicos en las dos posiciones compensando así las cargas axiales y las cargas radiales.

La vida útil de los rodamientos está basada en el método según ISO 281

La referencia de la vida útil calculado según la ISO 281 es la vida útil L10, este número nos indica las horas en la cual se espera que 10% de estos rodamientos falle, todo esto operando a condiciones normales.

Aproximadamente la vida útil promedio de los rodamientos es de cuatro veces más que la vida útil L10. De esta manera la mayoría de las Bombas han sido probadas para una vida útil L10 mínima de 40,000 horas. Los rodamientos fallan prematuramente si son contaminados por los sólidos.

Motor eléctrico

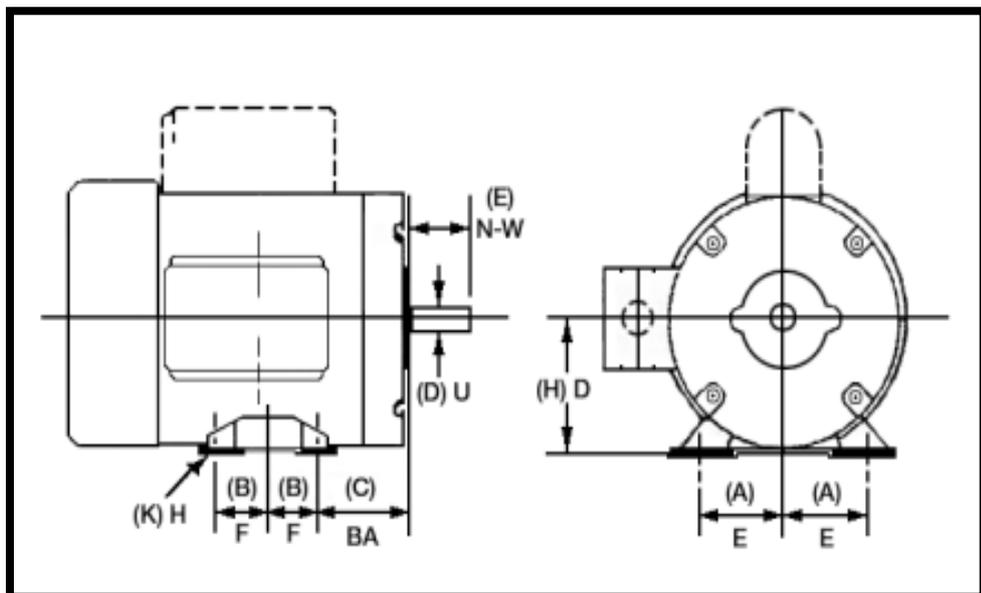
Existe la norma americana NEMA (Asociación Nacional de Fabricantes Eléctricos) y la norma IEC (Comisión Electrotécnica Internacional) norma europea, ambas usadas para bombas, los requisitos de rendimiento son similares, pero los motores no son directamente intercambiables debido a diferencias dimensionales, además la terminología que describe las características del motor es diferente.

El voltaje y las frecuencias difieren en las regiones del mundo y la selección del motor debe tener esto en cuenta.

- **Tamaño del Motor**

NEMA e IEC utilizan códigos de letras y números para describir las dimensiones del bastidor del motor. Sin embargo, la codificación designada no es la misma. Ambas organizaciones enumeran los tamaños de bastidor estándar para motores de bajo voltaje y los motores por encima de estos tamaños se consideran diseños especiales.

Figura 2.19 Designaciones de dimensiones del motor



Fuente: Tomado de (BALDOR ELECTRIC COMPANY, 2017)

Tabla 2.9 Dimensiones de los motores eléctricos, según norma NEMA / IEC

FRAME	DIMENSIONES						
IEC	H	A	B	C	K	ϕD	E
NEMA	D	2E	2F	BA	H	ϕU	N-W
132S	132	216	140	89	12	38	80
213T	133.4	216	139.7	89	10.3	34.9	85.7
132M	132	216	178	89	12	38	80
215T	133.4	216	177.8	89	10.3	34.9	85.7
160M	160	254	210	108	15	42	110
254T	158.8	254	209.6	108	13.5	41.3	101.6
160L	160	254	254	108	15	42	110
256T	158.8	254	254	108	13.5	41.3	101.6
180M	180	279	241	121	15	48	110
284T	177.8	279.4	241.3	121	13.5	47.6	117.5
180L	180	279	279	121	15	48	110
286T	177.8	279.4	279.4	121	13.5	47.6	117.5
200M	200	318	267	133	19	55	110
324T	203.2	317.5	266.7	133	16.7	54	133.4
200L	200	318	305	133	19	55	110
326T	203.2	317.5	304.8	133	16.7	54	133.4

Fuente: Tomado de (BALDOR ELECTRIC COMPANY, 2017)

- **Carcasa de Motor**

Esta es el área donde los estándares IEC se vuelven muy específicos. "Abierto a prueba de goteo" y "totalmente cerrado" son las palabras descriptivas que utiliza NEMA. Sin embargo, IEC usa números para describir recintos, y hay muchos de ellos.

IEC se refiere a las designaciones de sus gabinetes como "grados de protección" y brinda clasificaciones basadas en un esquema de numeración de dos dígitos. Los números siguen a las letras "IP". Una forma sencilla de pensar en ello sería utilizar el término "Protección de ingreso". El primer dígito indica qué tan bien protegido está el motor contra la entrada de objetos sólidos como polvo, alambre, herramientas o dedos.

Tabla 2.10 Primer dígito antes de las letras IP

Nro.	Descripción
0	Sin protección.
1	Protección contra objetos de más de 50 mm (sobre 2 pulg.) de diámetro, como manos.
2	Protección contra objetos mayores de 12 mm (aproximadamente 1/2 pulg.) de diámetro, como dedos.
4	Protección contra objetos mayores de 1 mm (aproximadamente 0,04 pulg.) de diámetro, como pequeñas herramientas y cables.
5	Protección completa, incluida la estanqueidad al polvo.
6	IP 66 no se aplica a los motores

Fuente: Tomado de (BALDOR ELECTRIC COMPANY, 2017)

Tabla 2.11 Segundo dígito antes de las letras IP

Nro.	Descripción
0	Sin protección.
1	Protegido de la caída directa del agua.
2	Protegido de caídas de agua de hasta 15 grados de la vertical
3	Protegido de salpicaduras de agua hasta 60 grados de la vertical.
4	Protegido de salpicaduras de agua provenientes de cualquier dirección.
5	Protegido del agua rociada desde una boquilla en cualquier dirección.
6	Protegido de mar gruesa.
7	Protegido contra inmersión por un tiempo determinado.
8	Protegido contra inmersión indefinidamente

Fuente: Tomado de (BALDOR ELECTRIC COMPANY, 2017)

Para la mayoría de las aplicaciones industriales, IP 22 se relaciona con motores abiertos a prueba de goteo, IP 44 o IP 54 con motores totalmente cerrados (como NEMA 12), IP 45 con motores resistentes a la intemperie e IP 55 con motores para lavado.

Si se trata de motores a prueba de explosiones, preste especial atención. Las atmósferas peligrosas definidas por nuestro Código Eléctrico Nacional (NEC) son paralelas a las de los motores IEC "antideflagrantes".

Temperatura del motor

La temperatura del motor varia y su clasificación se basa en la temperatura ambiente, el aumento de temperatura bajo carga y la capacidad térmica del aislamiento.

La temperatura se determina al sumar la temperatura ambiente al calor generado por el motor. NEMA e IEC usan las mismas designaciones de letras para describir la Clase de la siguiente manera.

Tabla 2.12 Letras NEMA / IEC para para determinar la clase de aislamiento

Clase	Temperatura
A	105°C (221°F)
E	120°C (248°F)
B	130°C (266°F)
F	155°C (311°F)
H	180°C (356°F)

Fuente: Tomado de (BALDOR ELECTRIC COMPANY, 2017)

Factor del servicio del motor

FS (Factor de servicio) proporciona la potencia adicional que un motor es capaz de operar por encima de la salida nominal. La capacidad aumentada está pensada para condiciones de servicio a corto plazo y los motores no deben 135

funcionar continuamente por encima de la salida nominal. El funcionamiento con sobrecarga durante períodos prolongados compromete la vida útil del motor.

La mayoría de los motores tienen un FS = 1,15, aunque se reducirá a 1,0 cuando las condiciones de trabajo lo exijan.

Ambiente

La selección de motores depende de los lugares de instalación y las condiciones de trabajo. Los motores se reducen cuando se instalan en altitudes superiores a 1000m Las condiciones de temperatura ambiente

también afectan la potencia nominal de salida, en tales casos, si fuera necesario, se seleccionarían motores más grandes.

Los entornos marinos, químicos, petroquímicos, de gas, polvo y que contienen fibras afectan el diseño de los motores que se pueden utilizar en tales instalaciones y se requieren medidas de protección adicionales para condiciones agresivas.

2.1.3 Aspectos Normativos

Norma ANSI

ANSI, por sus siglas en inglés: American National Standards Institute, es el Instituto Nacional Americano de Estándares, es una organización sin fines de lucro encargada de supervisar el desarrollo de estándares utilizados en productos, servicios, procesos y sistemas en los Estados Unidos. ANSI es parte de ISO (International Organization for Standardization) y También es parte de IEC (International Electrotechnical Commission). ANSI también se encarga de coordinar estándares de los estados unidos con los estándares internacionales, de manera que los productos de su país puedan usarse en todo el mundo.

Norma ASME

A su vez, ASME, por sus siglas en inglés: American Society of Mechanical Engineers, es la sociedad americana de ingenieros mecánicos, también es una organización sin fines de lucro que genera códigos para el diseño, construcción, inspección y pruebas para los equipos. Estos códigos cuentan con la aceptación de todo el mundo

Estándares dimensionales para bombas

Normas DIN: (Instituto de Estándares Alemanes)

- DIN 24253: Bomba de Drenaje con presiones hasta 1000m.
- DIN 24254: Bomba de canal lateral PN 40; designación, nominal del rango de operación, principales dimensiones.

- DIN 24255: Bombas Centrífugas de succión axial, PN 10, con soporte de rodamiento, designación, nominal del rango de operación, principales dimensiones (actualmente DIN EN 733).
- DIN 24256: Bomba centrífuga de succión axial, PN 16, con soporte de rodamiento, designación, nominal del rango de operación principales dimensiones, es una norma europea muy similar a la ANSI, es una norma milimétrica.
- DIN 24299, T.1: Especificaciones generales de las placas de identificación de bombas.
- DIN 24259, T.2: Selección de bases para bombas centrífugas según DIN 24256, dimensiones, clasificaciones.
- DIN 1944 Ensayos para aprobación de bombas centrífugas.
- DIN 24960: Cámaras de los sellos mecánicos; principales dimensiones, designaciones y códigos de los materiales.
- DIN 24252: Bombas centrífugas con platos de desgaste PN 10, rango de operación, dimensiones principales.
- DIN 24250: Nomenclatura y número de componentes de las partes de bombas centrífugas.
- DIN 24260: Bombas centrífugas e instalaciones de bombas centrífugas, términos, símbolos, unidades.
- DIN 24293: Bombas centrífugas, documentación técnica, términos, ejecución del suministro.
- DIN 24295: Bombas y set de bombas para líquidos, requerimientos de seguridad.
- DIN ISO 5199 Bombas centrífugas; requerimientos técnicos Clase II.

- DIN 24420 Lista de repuestos.

Normas ISO: (Organismo Internacional de Estandarización)

- ISO 2858 Bombas centrífugas de succión axial, presión 16 bar - Designación, punto nominal de operación y dimensiones.
- ISO 5199 Norma de cumplimiento de Calidad y de las buenas prácticas de manufactura en la fabricación de equipos hidráulicos.
- ISO 3661: Bombas centrífuga de aspiración axial. Medidas de las bancadas para su instalación.
- ISO 3069: Bombas centrífugas de aspiración axial. Medidas de alojamiento para cierres mecánicos y de empaquetaduras.
- ISO 7005-1: Bridas metálicas. Parte I: Bridas de acero.
- ISO 7005-3: Bridas metálicas. Parte 3: Bridas de aleación de cobre y bridas de compuestos.
- ISO 76: Rodamientos, capacidad de carga estática.
- ISO 281-1: Rodamientos, capacidad de carga dinámica y vida útil. Parte 1: Método de cálculo,
- ISO 2548: Bombas centrífugas de flujo mixto y axial; Código de aceptación de ensayos - Clase II (former clase C).
- ISO 3555: Bombas centrífugas de flujo mixto y axial; Código de aceptación de ensayos - Clase I (former clase B).
- ISO 5198: Bombas centrífugas de flujo mixto y axial; Código de ensayos de funcionamiento hidráulico - Clase de precisión

- ISO 2858: Bombas centrífugas de aspiración axial (presión nominal 16 bar). Designación, punto de funcionamiento nominal de operaciones y dimensiones.
- ISO 9906: Bombas rotodinámicas. Ensayo de rendimiento hidráulico de aceptación. Clase 1 y 2.

Normas ANSI / ASME: (Instituto Nacional Estadounidense de Estándares) / (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos)

- ANSI / ASME B73.1: Bombas centrífugas de una sola etapa, horizontales, de succión final con un impulsor en voladizo y extracción trasera, establecen dimensiones clave para su intercambiabilidad entre fabricantes y marcas.
- ANSI / ASME B31.1: Tubería de alimentación
- ANSI / ASME B31.3 Tuberías para plantas químicas y refinerías de petróleo
- ANSI B16.5: Bridas y accesorios de tubería de acero
- ANSI B16.11: Accesorios de acero forjado roscados y soldados
- ANSI B16.20 Juntas y ranuras de junta anular para bridas de tubería de acero
- ANSI B16.34: Válvulas de acero (extremos con bridas y para soldar a tope)
- ASME B36.10M: Tubería de acero forjada soldada y sin costura

Normas API (Instituto Americano del Petróleo):

- API 1104: para tuberías de soldadura e instalaciones relacionadas
- API RP 5C6: Conexiones de soldadura a tubería

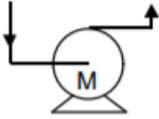
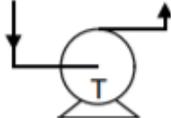
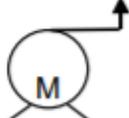
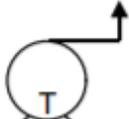
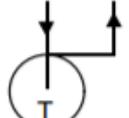
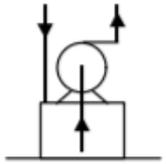
- API 526: Válvulas de alivio de seguridad de acero con bridas
- API 527: Ajuste del asiento de las válvulas de alivio de presión
- API 600: Válvulas de compuerta de acero, extremos con bridas y soldaduras a tope
- API 602: Válvulas de compuerta de acero al carbono compactas
- API 610: Bombas centrifugas para hidrocarburos, industria de gas natural y petroquímica.

Normas ASTM (Sociedad Americana para Pruebas y Materiales)

- ASTM A 53: Tubería, acero, negro y sumergido en caliente, recubierto de zinc soldado y sin costura
- ASTM A 105 Forja, acero al carbono, para componentes de tuberías
- ASTM A 106: Tubería de acero al carbono sin costura para servicios de alta temperatura.
- ASTM A 234: Accesorios de tubería de acero al carbono forjado y acero aleado para temperatura moderada y elevada
- ASTM A 333: Tubería de acero soldada y sin costura para servicio a baja temperatura
- ASTM A 350 Forja, acero al carbono y de baja aleación que requiere pruebas de tenacidad de muesca para componentes de tuberías.

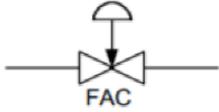
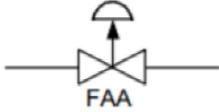
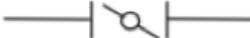
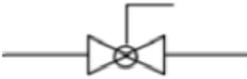
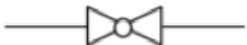
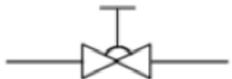
2.1.4 Simbología

Tabla 2.13 Simbología de bombas

Concepto	Simbología
Bomba centrífuga horizontal con motor eléctrico	
Bomba centrífuga horizontal con turbina	
Bomba de pozo centrífuga vertical con motor eléctrico	
Bomba de pozo centrífuga vertical con turbina	
Bomba centrífuga vertical con turbina	
Bomba para drenaje sumergida servicio no corrosivo con motor eléctrico	

Fuente: Tomado de Trabajo de suficiencia profesional (ROMERO, 2021)

Tabla 2.14 Simbología de válvulas

Concepto	Simbología
Válvula automática, normalmente cerrado	
Válvula automática, normalmente abierto	
Válvula Mariposa	
Válvula Bola	
Válvula Compuerta	
Válvula Globo	
Válvula Macho	
Válvula Diafragma	

Fuente: Tomado de Trabajo de suficiencia profesional (ROMERO, 2021)

2.2 Descripción de las actividades desarrolladas

2.2.1 Etapas de las actividades

Las etapas que empleamos para poder realizar todo el proceso de selección comienza con el requerimiento del cliente, quien es la persona o empresa que se pone en contacto con APTEIN SAC y nos brindan los datos necesarios para poder proceder con los cálculos, luego de ello se le envía la información de la bomba seleccionada (ficha técnica), siguiente a ello el cliente evalúa el tema de costos y el tiempo de entrega de nuestro producto para poder emitir su orden de compra y poder enviarle la bomba a sus almacenes, es decir, las etapas de las actividades serían las siguientes:

- Recepción del requerimiento.
- Cálculo, selección y adaptación de la electrobomba.
- Emisión de la Orden de compra por parte del cliente a nuestra representada.

2.2.2 Cálculo, selección y adaptación de la bomba

Para poder realizar un correcto cálculo, selección y adaptación de una bomba, se tiene que identificar previamente el tipo de servicio al cual estará sometido y también se tiene que evaluar antes el sistema de bombeo. La bomba que seleccionaremos tiene que adaptarse a los requisitos del sistema.

Diseño del Sistema

El diseño del sistema es lo primero que se realiza antes de la instalación de una bomba, y para ello se debe tener cuidado con la línea de alimentación, minimizando el uso de codos y accesorios, tratando de evitar las bolsas de aire y seleccionar correctamente el diámetro de las tuberías.

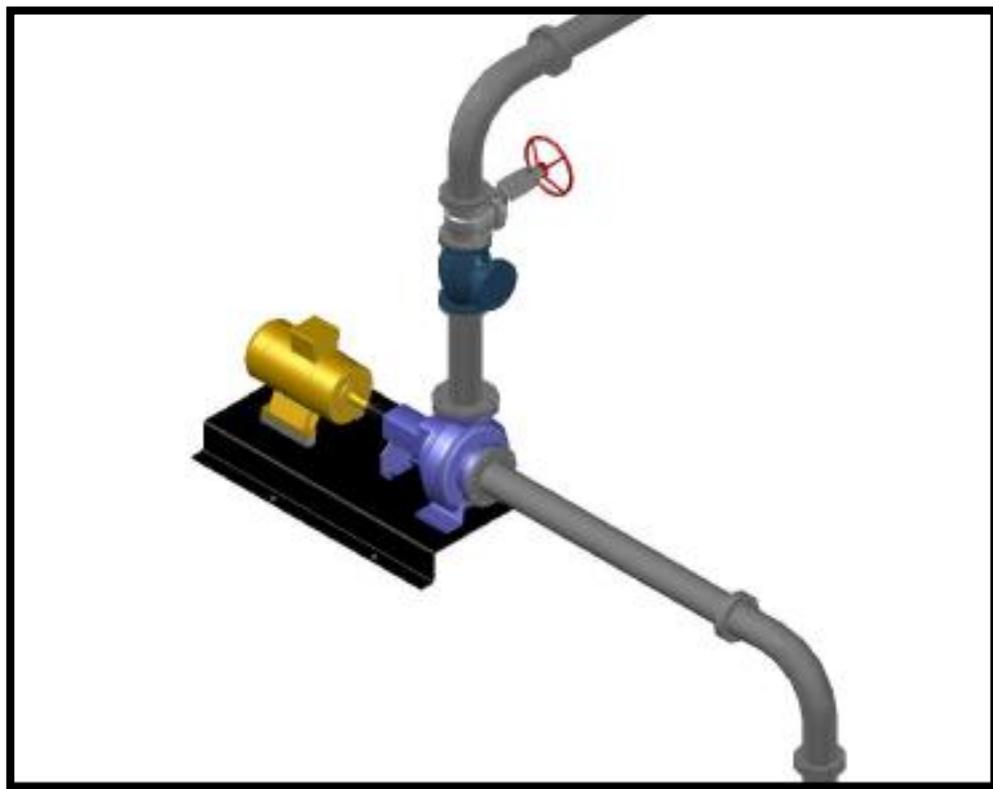
Para el diseño del sistema se tiene que contar con los datos medidos correctamente como caudales, el peso específico, la temperatura, la viscosidad, el recorrido de la tubería, entre otros datos que pueda influir directamente en el cálculo de la curva del sistema.

Luego de ello, se construirá la curva del sistema con los datos mencionados previamente y se revisara los resultados, para ver si es necesario tener que modificar el diseño del sistema.

Por último, se tiene que calcular la perdida por fricción y la altura estática para poder determinar la altura dinámica total del sistema de bombeo, todo esto se trabaja considerando las condiciones de operación extremas.

En esta ocasión el sistema ya está establecido, por lo que solo se tendrá que calcular la altura dinámica total para la selección de la bomba, teniendo en cuenta un caudal que también ya está establecido.

Figura 2.20 Imagen de la instalación de la bomba



Fuente: Autoría propia

Memoria de Cálculo

Tabla 2.15 Datos para el cálculo de la bomba

Datos	
Fluido	Agua
Temperatura	24 °C
Densidad	997.38 kg/m ³
Viscosidad cinemática	0.9131 * 10 ⁻⁶ m ² /s
Gravedad	9.81 m/s ²
Caudal	400 m ³ /h = 1761 GPM
Altura de descarga respecto a la bomba	2 m
Altura de succión negativa	-1 m
Diámetro interno de la tubería de succión de 8"	0.210 m
Diámetro interno de la tubería de descarga de 6"	0.158 m
Longitud de la tubería de succión	3 m
Longitud de la tubería de descarga	115 m
Material de la tubería para la succión y descarga	Acero soldado de calidad normal
Rugosidad absoluta para tuberías de acero soldado de calidad normal	e = 0.00015
Altitud de la instalación	0 msnm
Presión atmosférica	101325 Pa
Presión de vapor a 24°C	2985.8 Pa
Longitud equivalente a las pérdidas localizadas de succión	62.3 m
Longitud equivalente a las pérdidas localizadas de descarga	20.6 m

Fuente: Autoría propia

En primer lugar, calculamos las velocidades de ambas tuberías.

$$v = \frac{4 * Q}{\pi * D^2}$$

Donde:

$$Q = 400 \text{ m}^3/h$$

$$D_1 = 0.210 \text{ m}$$

$$D_2 = 0.158 \text{ m}$$

Obtenemos:

$$v_1 = 11548.658 \text{ m/h}$$

$$v_1 = 3.208 \text{ m/s}$$

$$v_2 = 20401.21 \text{ m/h}$$

$$v_2 = 5.667 \text{ m/s}$$

Calculamos el número de Reynolds para las 2 tuberías.

$$Re = \frac{D \cdot v}{\nu}$$

Donde:

$$D_1 = 0.210 \text{ m}$$

$$D_2 = 0.158 \text{ m}$$

$$v_1 = 3.208 \text{ m/s}$$

$$v_2 = 5.667 \text{ m/s}$$

$$\nu = 0.9131 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Obtenemos:

$$\mathbf{Re_1 = 7.378 * 10^5 \text{ y } Re_2 = 9.806 * 10^5}$$

Reemplazando el diámetro de tubería y que la tubería es de acero, entonces:

Hallaremos f en el diagrama de Darcy.

$$f = \frac{0.25}{\log_{10} \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right)^2}$$

Donde:

$$\epsilon = 0.00015 \text{ m}$$

$$D_1 = 0.210 \text{ m}$$

$$D_2 = 0.158 \text{ m}$$

$$Re_1 = 7.378 * 10^5$$

$$Re_2 = 9.806 * 10^5$$

Obtenemos:

$$\mathbf{f_1 = 0.01875 \text{ y } f_2 = 0.0198}$$

Obtendremos las longitudes equivalentes de la tabla para así añadir a la longitud ya existente.

Tabla 2.16 Longitud total de succión

Descripción	Cantidad	Longitud (m)
Tubería de succión	1	3
Entrada extendida	1	6
Codo de 90° curva larga	1	4.3
Válvula pie con filtro	1	52
Total		65.3

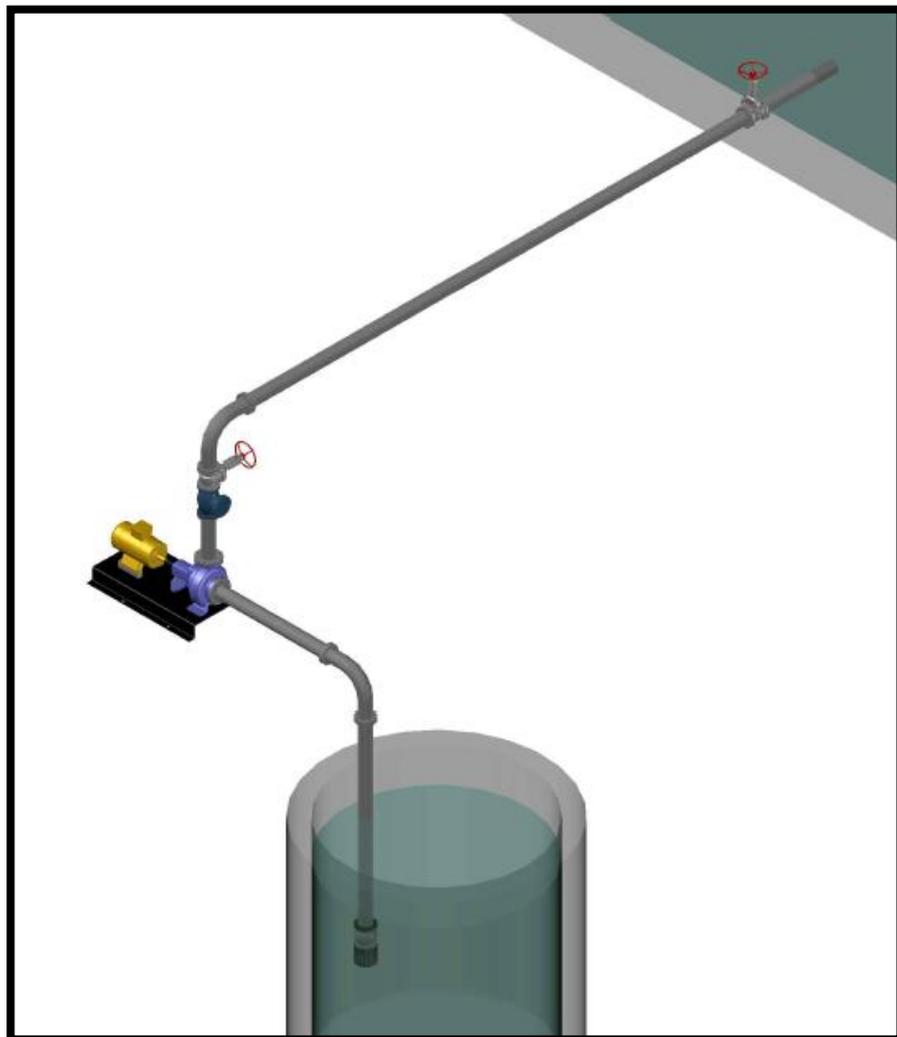
Fuente: Autoría propia

Tabla 2.17 Longitud total de descarga

Descripción	Cantidad	Longitud (m)
Tubería de descarga	1	115
Válvula check tipo bola	1	12.5
Válvula de corte abierto	2	2.2
Codo de 90° curva larga	1	3.4
Salida normal	1	2.5
Total		135.6

Fuente: Autoría propia

Figura 2.21 Plano isométrico de la instalación



Fuente: Autoría propia

Ahora por el método de Darcy-Weisbach, hallaremos las pérdidas de cargas distribuidas.

$$H_f = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

Reemplazando:

$$f_1 = 0.01875$$

$$f_2 = 0.0198$$

$$L_1 = 65.3 \text{ m}$$

$$L_2 = 135.6 \text{ m}$$

Obtendremos:

$$H_{f_1} = 3.058 \text{ m}$$

$$H_{f_2} = 27.819 \text{ m}$$

$$\Sigma H_f = 3.058 \text{ m} + 27.819 \text{ m} = 30.877 \text{ m}$$

Ya obtenido las pérdidas de carga, determinaremos el valor de la altura dinámica total

$$ADT = Z + \Sigma H_f + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$$

Reemplazando

$$Z = 3 \text{ m}$$

$$\Sigma H_f = 30.877 \text{ m}$$

$$v_1 = 3.208 \text{ m/s} ; v_2 = 5.667 \text{ m/s}$$

Obtenemos:

$$ADT = 3 m + 30.877m + \frac{5.667 m/s^2 - 3.208 m/s^2}{2 * 9.81} = 34.99 m$$

$$\mathbf{ADT \cong 35 m}$$

Cálculo de la potencia del motor

Para el cálculo de la potencia del motor, tenemos que calcular la potencia que consumirá la bomba, en este caso consideraremos una eficiencia del 80% y también que el fluido se encontrará a una temperatura de 24°C.

$$P_{consumida} = \frac{Q * H * \rho * g}{745.7 * 3600 * \eta}$$

Reemplazando:

$$Q = 400 m^3/h$$

$$H = 35 m$$

$$\rho_{24^\circ C} = 997.38 kg/m^3$$

$$g = 9.81 m/s^2$$

$$\eta = 0.8$$

Obtenemos

$$P_{consumida} = \frac{400 m^3/h * 35 m * 997.38 kg/m^3 * 9.81 m/s^2}{745.7 * 3600 * 0.8}$$

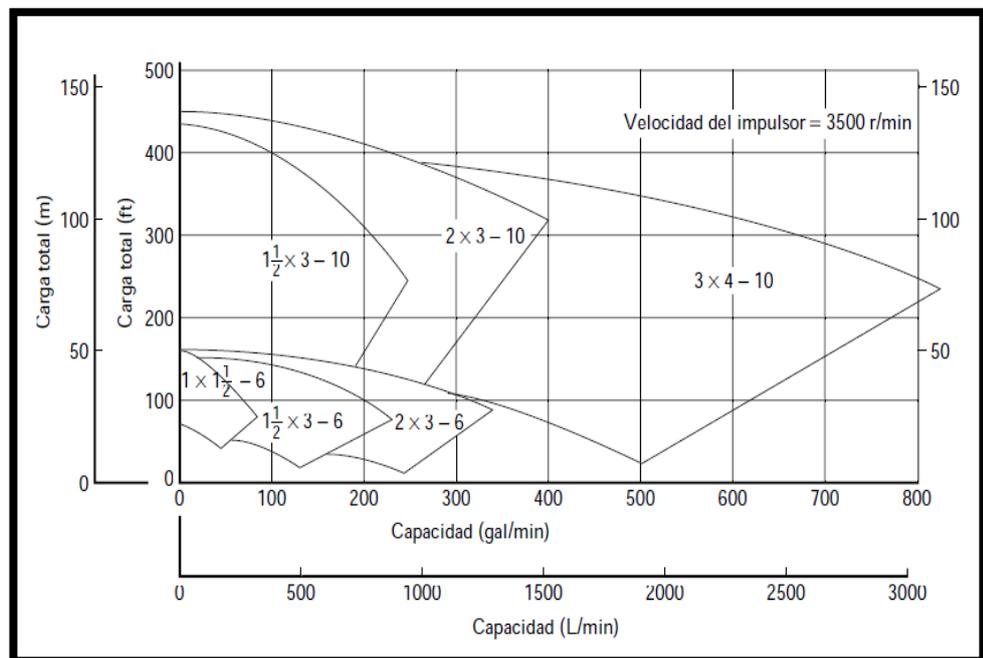
$$\mathbf{P_{consumida} = 63.78 HP}$$

A este valor también se le aplica un factor de corrección dependiendo de la altitud y la temperatura en el que se encontrará ubicado la instalación. Para este caso sacando de la tabla, tenemos que el factor de corrección es 1, obteniendo así la misma potencia consumida.

Selección de la bomba

En primera instancia se puede realizar una selección entre los diversos modelos que la marca Worth Line nos proporciona. A continuación, podemos ver un ejemplo típico en que la mayoría de las marcas nos brindan, para tener un primer panorama para la selección.

Figura 2.22 Grafica de varias bombas



Fuente: Tomado de Mecánica de fluidos (MOTT, y otros, 2015)

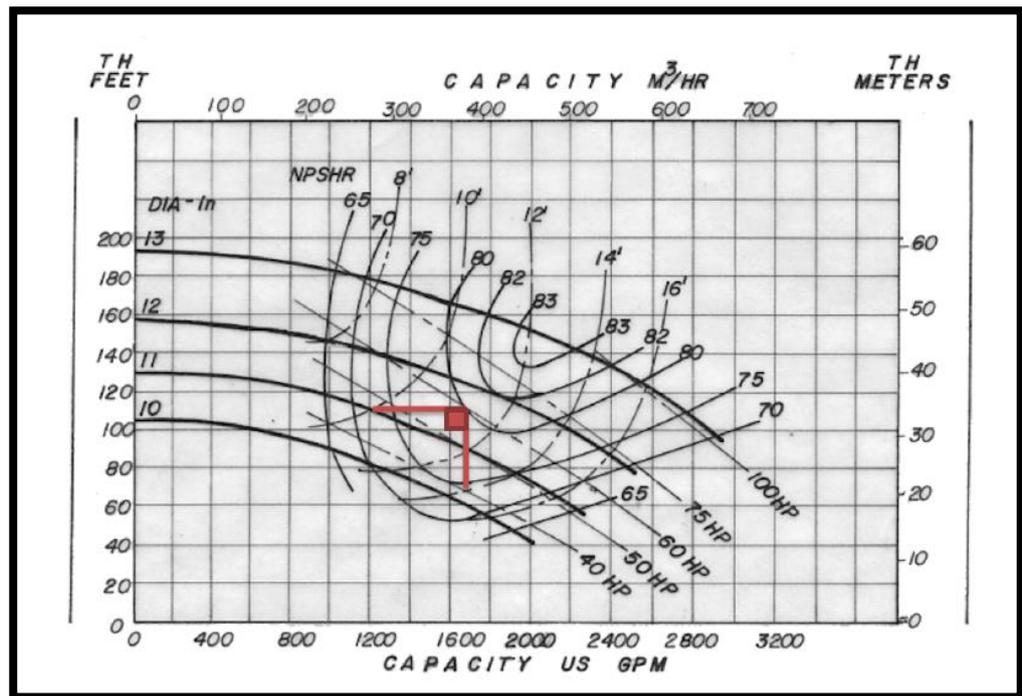
Sin embargo, para esta ocasión, ya tenemos establecido el tipo de industria, los diámetros de las tuberías (de succión y descarga), el caudal y la altura dinámica total que acabamos de calcular, por lo que la selección de la bomba es mucho más rápida.

Según la industria, seleccionaremos la bomba Worth Line serie 8196.

Según el diámetro, seleccionaremos la bomba de 6x8

Teniendo identificado la bomba, ubicaremos el punto de operación en su grafica de altura – caudal.

Figura 2.23 Punto de operación establecida según cálculos

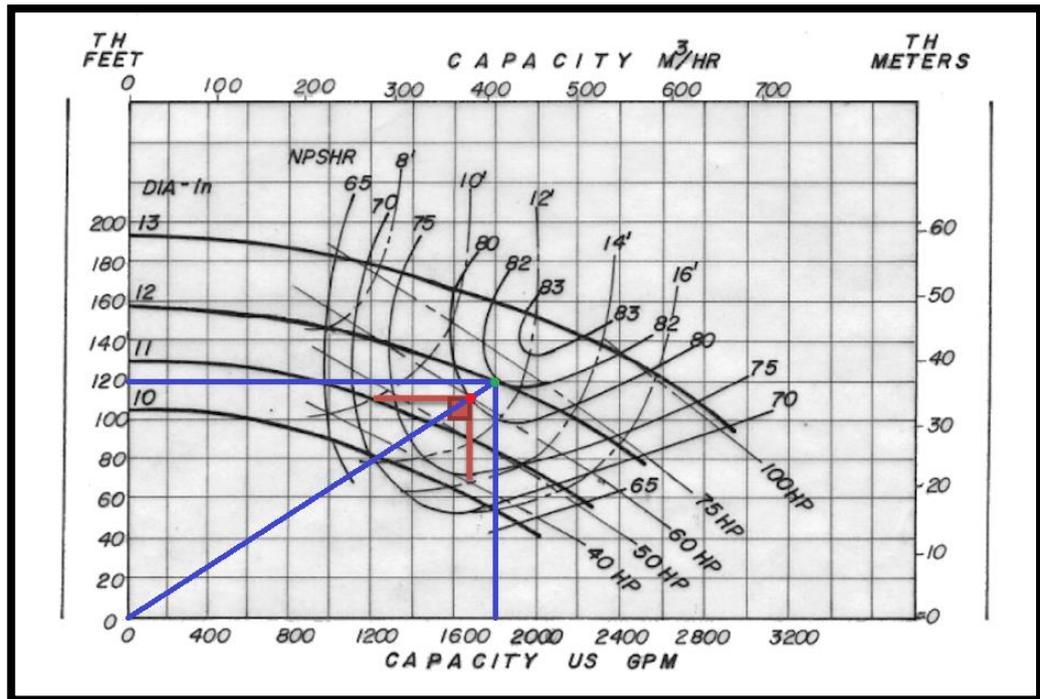


Fuente: Autoría Propia

Al seleccionar la bomba, lo que usualmente realizamos es tomar el diámetro mayor más próximo a nuestro punto de operación, sin embargo, para disminuir la potencia consumida lo que podemos realizar es un recorte del diámetro del impulsor. Para calcular el nuevo diámetro del rodete tenemos que usar las leyes de afinidad.

Trazamos una línea recta desde el punto de origen, es decir ($H = 0$) y ($Q = 0$), esta línea debe intersectar a la curva del diámetro mayor mas próximo, obteniendo así H_1 y Q_1 que utilizaremos para realizar los cálculos.

Figura 2.24 Selección de los puntos para las leyes de afinidad



Fuente: Autoría Propia

Entonces:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D}{D_1}$$

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^2$$

$$\frac{P}{P_1} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^3$$

Reemplazando:

$$D_1 = 12 \text{ in}$$

$$Q_1 = 1800 \text{ GPM}$$

$$Q = 400 \text{ m}^3/\text{h} = 1761.15 \text{ GPM}$$

$$H_1 = 120 \text{ Ft.}$$

$$H = 35 \text{ m} = 114.829 \text{ Ft.}$$

Obtendremos:

$$D = D_1 * \frac{Q}{Q_1} = 12 \text{ in} * \frac{1761.15 \text{ GPM}}{1800 \text{ GPM}} = 11.741 \text{ in} = 0.298 \text{ m}$$

$$D = D_1 * \left(\frac{H}{H_1}\right)^{1/2} = 12 \text{ in} * \left(\frac{114.829 \text{ Ft.}}{120 \text{ Ft.}}\right)^{1/2} = 11.739 \text{ in} = 0.298 \text{ m}$$

Cuando obtenemos valores diferentes para el diámetro recortado, entonces tomamos el valor mayor por motivos de seguridad, sin embargo, para nuestro calculo obtuvimos el mismo diámetro.

$$\mathbf{D = 0.298 m}$$

Ahora hallaremos la potencia consumida de la bomba, si hubiéramos trabajado con el impulsor de stock, es decir, sin haber realizado un recorte.

$$\frac{P}{P_1} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^3$$

Donde:

$$P_{consumida} = 63.78 \text{ HP}$$

$$D = 11.741 \text{ in}$$

$$D_1 = 12 \text{ in}$$

Reemplazando:

$$P_1 = P * \left(\frac{D_1}{D}\right)^3 = 63.78 \text{ HP} * \left(\frac{12 \text{ in}}{11.741 \text{ in}}\right)^3$$

$$\mathbf{P_1 = 68.1 HP}$$

Con esto concluimos que la potencia consumida será menor al que hubiéramos seleccionado de manera convencional.

$$P = P_1 * (1 - S)$$

Donde:

$S = \text{el porcentaje de potencia ahorrada}$

Obtenemos

$$S = 1 - \frac{63.78 \text{ HP}}{68.1 \text{ HP}} = 0.063 = \mathbf{6.3\%}$$

Calcularemos cuanto es en realidad el ahorro indicado en soles.

$$\text{Consumo} = P_{\text{consumida}} * \eta_{\text{motor}} * \text{Horas}_{\text{trabajo}} * \text{Precio}_{\text{unitario}}$$

- Consumo en soles para la bomba con impulsor de stock

$$P_{\text{consumida}} = 68.1 \text{ HP} = 50.78 \text{ KW}$$

$$\eta_{\text{motor}} = 0.9$$

$$\text{Horas consumidas anuales} = 3000 \text{ h}$$

$$\text{Precio de la energia electrica} = 0.6767 \text{ soles/KW} * h$$

Obteniendo:

$$\text{Consumo} = 50.78 \text{ KW} * 0.9 * 3000 \text{ h} * 0.6767 \text{ soles/KW} * h$$

$$\text{Consumo} = 92779.60 \text{ Soles}$$

- Consumo en soles para la bomba con impulsor recordado

$$P_{\text{consumida}} = 63.78 \text{ HP} = 47.56 \text{ KW}$$

$$\eta_{\text{motor}} = 0.9$$

$$\text{Horas consumidas anuales} = 3000 \text{ h}$$

$$\text{Precio de la energia electrica} = 0.6767 \text{ soles/KW} * h$$

Obteniendo:

$$\text{Consumo} = 47.56 \text{ KW} * 0.9 * 3000 \text{ h} * 0.6767 \text{ soles/KW} * h$$

$$\text{Consumo} = 86896.40 \text{ Soles}$$

Así obtendremos un ahorro energético significativo en el consumo anual gracias al recorte del impulsor:

$$\text{Ahorro} = \text{Consumo}_{\text{impulsor de stock}} - \text{Consumo}_{\text{impulsor recortado}}$$

$$\text{Ahorro} = 92779.60 \text{ Soles} - 86896.40 \text{ Soles}$$

$$\text{Ahorro} = 5883.20 \text{ Soles al año}$$

También, verificaremos el valor del NPSH para así evitar que se produzca cavitación.

$$NPSH_d = \frac{P_{atm} - P_{vap}}{\rho_T * g} \pm H_S - H_{fs} - K$$

Reemplazando:

$$P_{atm} = 101325 \text{ Pa}$$

$$P_{vap}^{24} = 2985.8 \text{ Pa}$$

$$\rho_{24^\circ C} = 997.38 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$H_S = -1 \text{ m}$$

$$H_{fs} = 3.058 \text{ m}$$

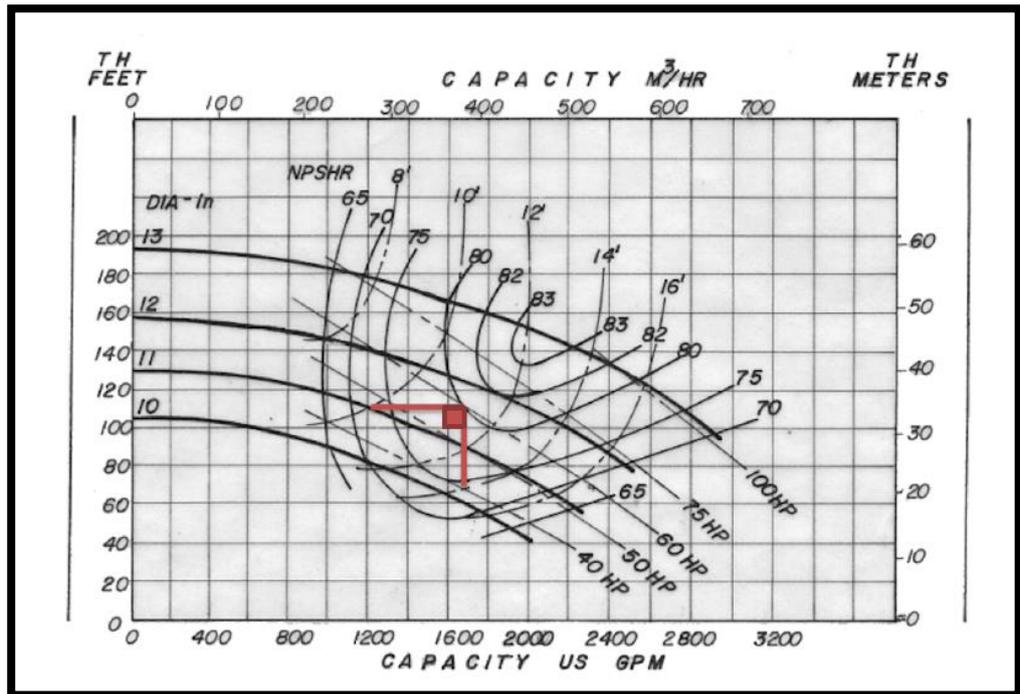
$$K = 1 \text{ m (factor de seguridad)}$$

Obtenemos:

$$NPSH_d = \frac{101325 \text{ Pa} - 2985.8 \text{ Pa}}{997.38 \text{ kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/s}^2} - 1 - 3.058 \text{ m} - 1 \text{ m}$$

$$NPSH_d \cong 4.99$$

Figura 2.25 Punto de operación establecida según cálculos



Fuente: Autoría Propia

De la imagen podemos identificar que:

$$10 \text{ ft.} < NPSH_r < 12 \text{ ft.}$$

Para tener mayor seguridad, tomaremos el valor mayor

$$NPSH_r \cong 3,6576 \text{ m}$$

Así verificamos que:

$$NPSH_d > NPSH_r$$

Por lo tanto, no tendremos la presencia de cavitación en la selección de la bomba con un motor de 75HP según la gráfica.

Por último, verificaremos la rentabilidad del proyecto con la TIR y VPN.

Es importante tener en cuenta que la inversión real del proyecto en si es el valor añadido a causa del recorte del impulsor, es decir, el usuario final tuvo que comprar una bomba para poder satisfacer su necesidad, sin embargo, APTEIN SAC le suministró una bomba centrífuga 2,800.00 dólares más costosa (aproximadamente s/ 11,200.00), pero con el fin de generar un ahorro en el consumo anual de 5,883.20 soles según hemos calculado previamente.

Tomaremos en cuenta que la vida útil de la bomba centrífuga será de 5 años (una bomba centrífuga, podría durar 20 años aproximadamente realizando los mantenimientos preventivos correspondientes).

Tabla 2.18 Cálculo del TIR y VPN

Tasa de interés		9.00%
Año	Flujo	Valor presente
0	-S/ 11,200.00	-S/ 11,200.00
1	S/ 5,883.20	S/ 5,397.43
2	S/ 5,883.20	S/ 4,951.77
3	S/ 5,883.20	S/ 4,542.91
4	S/ 5,883.20	S/ 4,167.81
5	S/ 5,883.20	S/ 3,823.68

Valor presente neto (VPN)	S/ 11,683.60
	S/ 11,683.60
Tasa Interna de Retorno (TIR)	44.06%

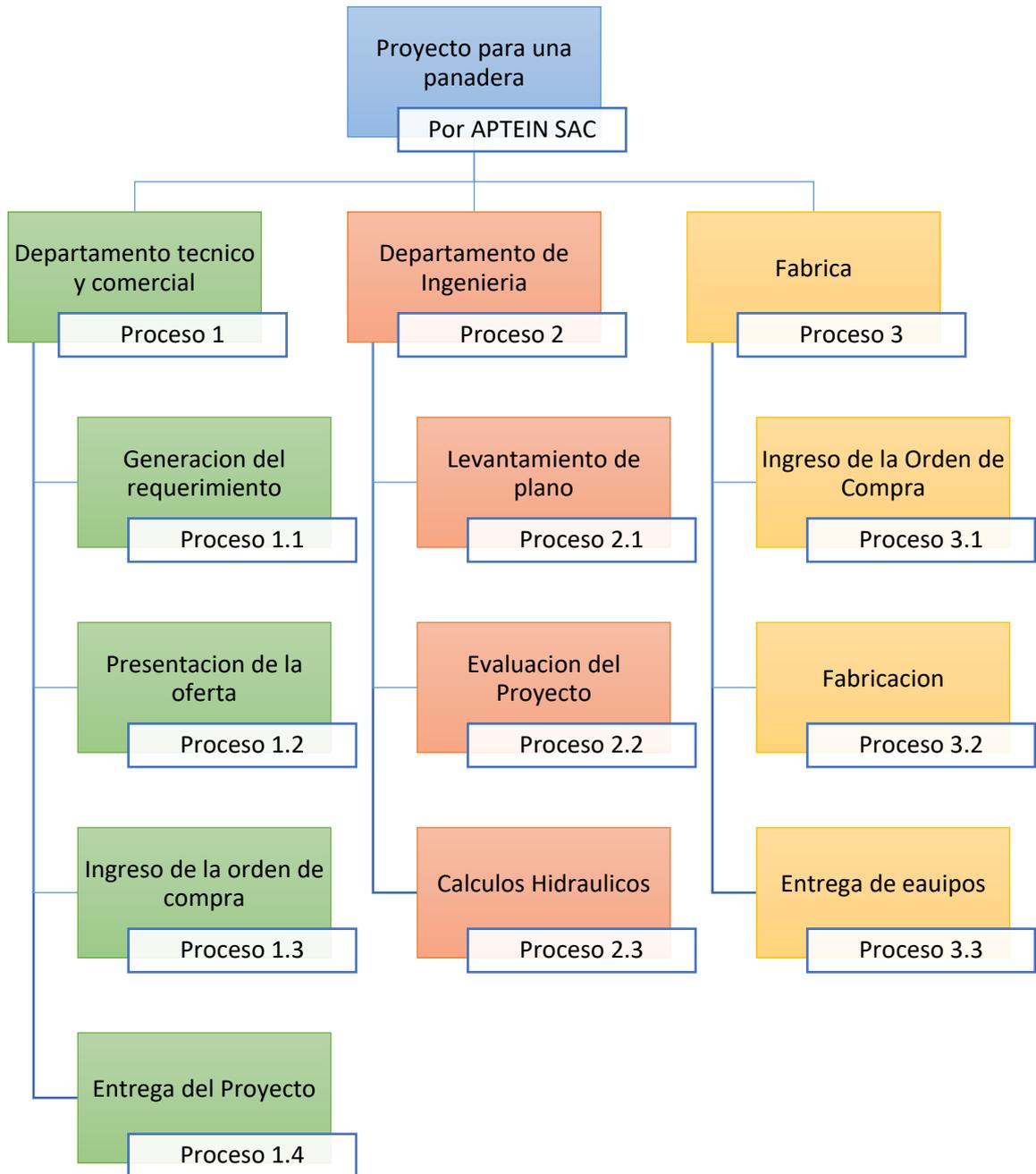
Fuente: Autoría propia

Obteniendo así que el VPN es positivo y que el TIR es mucho mayor que nuestra tasa de interés, por lo tanto, podemos concluir que el proyecto es rentable.

3 APORTES REALIZADOS

3.1 Planificación

Figura 3.1 Esquema del proceso para realizar el proyecto



Fuente: Autoría Propia

3.1.1 Esquemas

Tabla 3.1 Tiempos de ejecución del proyecto

					05/10/2020	lun, 05/10/2020						
			INICIO DEL PROYECTO		lun, 05/10/2020	05	06	07	08	09	10	11
TAREA	RESPONSABLE	PROGRESO	INICIO	FIN		L	M	M	J	V	S	D
Departamento Técnico y Comercial												
Proceso 1.1	Juan Cisneros	100%	07/10/2020	07/10/2020								
Proceso 1.2	Juan Cisneros	100%	16/10/2020	16/10/2020								
Proceso 1.3	Juan Cisneros	100%	26/10/2020	26/10/2020								
Proceso 1.4	Juan Cisneros	100%	03/12/2020	05/12/2020								
Departamento de Ingeniería												
Proceso 2.1	Juan Cisneros	100%	08/10/2020	09/10/2020								
Proceso 2.2	Juan Cisneros	100%	12/10/2020	13/10/2020								
Proceso 2.3	Juan Cisneros	100%	14/10/2020	15/10/2020								
Fabrica												
Proceso 3.1	Worth Line	100%	27/10/2020	27/10/2020								
Proceso 3.2	Worth Line	100%	28/10/2020	30/11/2020								
Proceso 3.3	Worth Line	100%	01/12/2020	02/12/2020								

Fuente: Autoría Propia

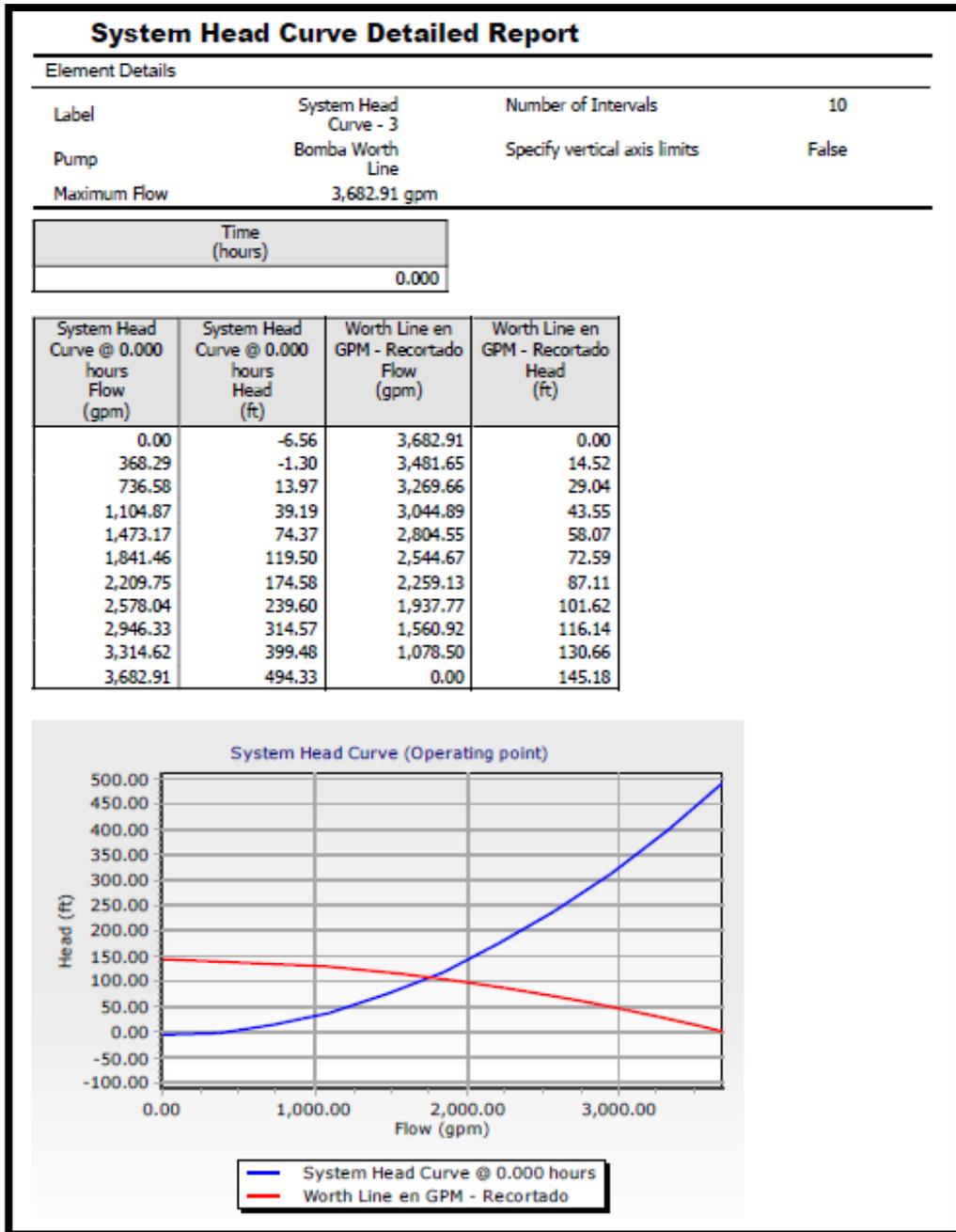
Tabla 3.4 Cotización presentada al usuario final

Ítem	Descripción	Precio Total	Plazo de Entrega
01	<p><u>DATOS DEL REQUERIMIENTO:</u> Fluido: Agua Caudal: 400 m³/h Temperatura: 24 °C Altura de succión negativa: 1m Diámetro de succión: 8" (DI = 0.210m) Diámetro de descarga: 6" (DI = 0.158m) Rugosidad absoluta para tubería de acero inoxidable: 0.00015</p> <p><u>Considerando longitudes equivalentes en succión:</u> Tubería de succión: 3m Entrada normal: 6m Codo de 90° curva larga: 4.3m Válvula pie con filtro: 52m Longitud total equivalente de succión: 65.3m</p> <p><u>Considerando longitudes equivalentes en descarga:</u> Tubería de descarga: 115m Salida normal: 2.5m Codo de 90° curva larga: 3.4m Válvula de corte abierto (2und.): 2.2m Válvula check tipo bola: 12.5m Longitud total equivalente de descarga: 135.6m</p> <p>Se selecciono la siguiente bomba:</p> <p><u>BOMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL</u> MARCA: WORTH – LINE PROCEDENCIA: USA MODELO: M8196 – LINEA ANSI/ASME B73.1M TAMAÑO: 6X8</p> <p>Impulsor con diámetro recortado igual a 0.298 m Construcción del equipo en hierro fundido Equipo ensamblado a un motor eléctrico horizontal con brida C con una potencia de 75HP a una velocidad de 1800RPM y voltaje de 220/240 VAC</p> <p><u>NOTA</u> El equipo a sido seleccionado para las siguientes condiciones: Fluido: Agua Temperatura: 24 °C Densidad: 997.38 kg/m³ Viscosidad cinemática: 0.9131 * 10⁻⁶ m²/s Longitud total equivalente en succión: 65.3 m Longitud total equivalente en descarga: 135.6 m Caudal: 400 m³/h ADT: 35 m</p>	\$17,800.00	5 – 6 Semanas (Importa.)

Fuente: Autoría Propia

3.1.2 Reporte del cálculo de la Curva de la Bomba vs Sistema

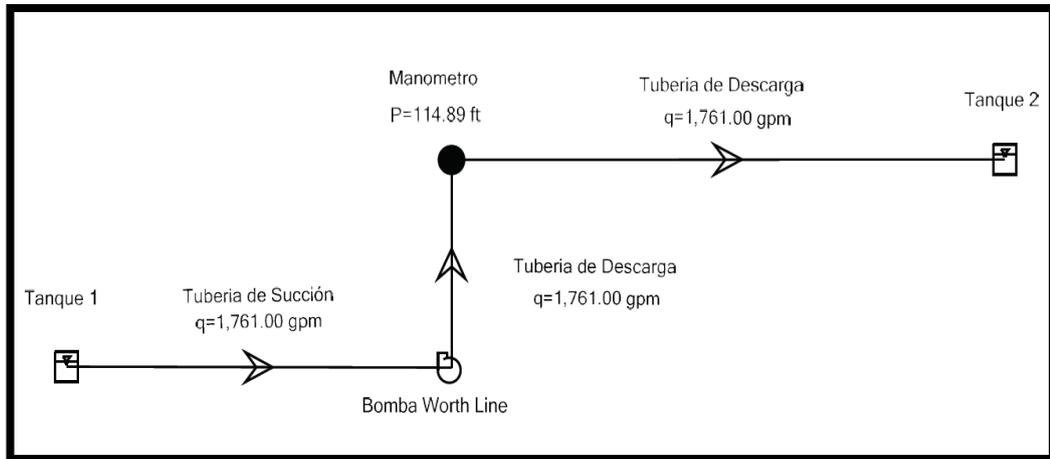
Figura 3.2 Información de cálculos según Water CAD



Fuente: Autoría Propia

3.1.3 Esquema de la instalación de la bomba

Figura 3.3 Instalación de la bomba, succión negativa



Fuente: Autoría Propia

3.1.4 Imágenes del motor que con que se trabajó el proyecto

Figura 3.4 Foto de la placa del motor.



Fuente: Autoría Propia

Figura 3.5 Foto 1 del motor que se usó para el proyecto



Fuente: Autoría Propia

Figura 3.6 Foto 2 del motor que se usó para el proyecto



Fuente: Autoría Propia

4 DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

4.1 Discusión

- En el trabajo elaborado por (CASTILLO, 2021), “OPTIMIZACIÓN BÁSICA DEL RODETE DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA DE 500 WATIOS MEDIANTE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)” informa que evaluaron la geometría del rodete mediante Autodesk Inventor, y que con la ayuda del CFD se analiza los cambios al variar los ángulos de velocidad y esto lo hicieron modificando la geometría de los alabes. Este trabajo se puede realizar al momento de la fabricación de un rodete, sin embargo, mucho de los fabricantes ya cuentan con un diseño establecido y variar el diseño es complejo o no es posible, por lo que al momento de adquirir las bombas ya vienen con su diseño, y lo que nosotros podemos realizar es solo la reducción del diámetro del impulsor.
- En el trabajo de (LIZARRAGA, 2017), “MEJORA TECNOLÓGICA PARA EL AUMENTO DE VIDA ÚTIL EN BOMBAS CENTRIFUGAS” Indican que uno de los puntos importantes de su investigación es determinar el origen de la cavitación, es por ello por lo que también se investiga sobre la recirculación interna en la succión y como el recorte del rodete influye en ello. Sin embargo, no tomaron en cuenta como la temperatura del fluido de trabajo y la altitud de la instalación de la bomba centrífuga influye en el fenómeno de la cavitación, ya que al variar estos valores también cambiara el NPSH disponible.
- Sobre el trabajo de (REQUEJO, 2011), “DISEÑO DE SISTEMA DE BOMBEO DE AGUA PARA ABASTECIMIENTO A PLANTA CONCENTRADORA” Al momento de realizar los cálculos para hallar las pérdidas distribuidas de la tubería, utilizaron el método de Darcy – Weisbach, que es un método genérico y es correcto. Sin embargo, tratándose de agua como el fluido de trabajo, debieron utilizar el método de Hazen – Williams, que no es un método tan complicado y que es especial para trabajarlo con agua y con diámetros que varían entre 50mm y 3500mm.

4.2 Conclusión

- Se verifica el cumplimiento del objetivo número uno porque para conseguir una correcta selección de la bomba se tiene que calcular la altura dinámica total, esto se obtiene sumando la altura geométrica, las pérdidas de cargas distribuidas y las pérdidas localizadas con la fórmula general. Concluyendo que al seleccionar la bomba con los datos obtenidos garantizaremos que el fluido llegue al punto requerido con la presión y fuerza que se necesita para que pueda seguir el circuito de la industria que solicita la bomba.
- Se verifica el cumplimiento del objetivo número dos porque al tener los diámetros de succión y descarga, el caudal y luego de calcular la altura dinámica total, entonces tendremos la información necesaria para la correcta selección de la bomba centrífuga. Concluyendo así una selección de la bomba centrífuga Worth Line serie 8196 de 6"x8".
- Se verifica el cumplimiento del objetivo número tres porque al contar con el caudal y luego de haber calculado la altura dinámica total, esto nos da un punto de operación que se encuentra por debajo del impulsor de 12", por lo que se tiene que realizar una disminución del diámetro del impulsor. Concluyendo así que obtendremos una menor potencia consumida, aproximadamente de un 6.3% de la potencia que consumiría la bomba hidráulica si trabajara con su diámetro original de 12"

5 RECOMENDACIONES

- Cuando se realiza el cálculo de una bomba centrífuga, se recomienda también realizar el cálculo de la altura dinámica total utilizando todos los factores de seguridad en el caso de que los fluidos sean viscosos, ya que, al no usarlos, esto podría ser un factor importante por la que la bomba no proporcione la fuerza necesaria para poder alcanzar la altura que la empresa requiera.
- Se recomienda realizar una reducción del diámetro del impulsor, ya que cuando se realiza el corte, reducimos la potencia consumida y esto conlleva un menor costo de operación, minimizando gastos anuales en las industrias que solicitan una bomba.
- Se recomienda minimizar la altura geométrica de succión cuando es de aspiración y aumentar la altura geométrica de succión cuando es de carga, esto hará que el NPSH disponible sea mayor y evitaremos cavitación.
- Se recomienda realizar una correcta selección de materiales para los diferentes tipos de fluidos. En este caso vimos que el fluido de trabajo es agua y podemos usar una bomba con materiales convencionales, sin embargo, para ácidos es necesario que la bomba sea de plástico y así poder evitar la corrosión.
- Se recomienda continuar con las investigaciones respecto a los efectos del cambio de la geometría del impulsor. Ya que esto modificara las características geométricas de los alabes.

6 BIBLIOGRAFÍA

- **BALDOR ELECTRIC COMPANY. 2017.** *Low Voltage Motors Basics of IEC Motors.* USA : Baldor Electric Company, 2017. http://www.tecnicaindustriale.net/baldor_catalogues/BR412.pdf.
- **CASTILLO, Jorge. 2021.** *Optimización básica del rodete de una bomba centrífuga de 500 watios mediante dinámica de fluidos computacional.* Colombia : Universidad Antonio Nariño, 2021. <http://repositorio.uan.edu.co/bitstream/123456789/4654/3/2021JorgeArmandoCastilloAm%C3%A8zquita.pdf>.
- **FERNÁNDEZ, Pedro. 2017.** *Bombas Centrifugas y Volumétricas.* España : UNIVERSIDAD DE CANTABRIA, 2017. <https://vdocuments.pub/bombas-centrifugas-y-volumetricas.html?page=1>.
- **HEALD, C. 1996.** *Cameron Hydraulic Data.* USA : Ingersoll-Dresser Pumps, 1996. <https://pdfcoffee.com/qdownload/cameron-hydraulic-datapdf-pdf-free.html>.
- **KHOEINI, Davood. 2018.** *Flow Characteristics of a Centrifugal Pump with Different Impeller Trimming Methods.* Iran : Isfahan University of Technology, 2018. <https://scindeks-clanci.ceon.rs/data/pdf/1451-2092/2018/1451-20921804463K.pdf>.
- **KSB BOMBAS HIDRÁULICAS. 2002.** *Manual de entrenamiento: Selección y aplicación de bombas centrífugas.* Brasil : KSB Compañía Sudamericana de Bombas S.A., 2002. https://www.hidroterm.com.ve/documentacion/tutoriales/Manual_Entrenamiento_KSB_CSB.pdf.
- **LIZARRAGA, Joseph. 2017.** *Mejora Tecnológica para el aumento de vida útil en bombas centrífugas.* Perú : Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa, 2017. <http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/UNSA/3003/Mcliflj.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.
- **MATLAKALA, Motsi y VON, Daramy. 2021.** *Optimization of the Pumping Capacity of Centrifugal Pumps Based on System Analysis.* South Africa : University of Johannesburg, 2021. https://www.mateconferences.org/articles/mateconf/pdf/2021/16/mateconf_sacam21_00024.pdf.

- **MOTT, Robert y UNTENER, Joseph. 2015.** *Mecánica de fluidos.* México : Pearson Education, 2015. 9786073232883.
- **NUGRAHA, Aurick, DJANALI, Vivien y ARIF, Alif. 2019.** *Numerical Study of Impeller Trimming on a Centrifugal Pump Test Unit.* Indonesia : Institut Teknologi Sepuluh Nopember, 2019. <https://iptek.its.ac.id/index.php/jmes/article/view/9365/5922>.
- **REQUEJO, Martin. 2011.** *Diseño de sistema de bombeo de agua para abastecimiento a planta concentradora.* Perú : Universidad Nacional de Ingeniería, 2011. <https://1library.co/document/yj7l0j6y-diseno-sistema-bombeo-agua-abastecimiento-planta-concentradora.html>.
- **RODRIGUEZ, Mijail. 2014.** *Selección y dimensionamiento de bombas centrifugas horizontales aplicado a plantas concentradoras.* Perú : Universidad Nacional de Ingeniería, 2014. <https://docplayer.es/84322152-Universidad-nacional-de-ingenieria.html>.
- **ROMERO, Ruben. 2021.** *Cálculo, selección y análisis de fallas en la puesta en marcha del sistema de bombas para manejo de pulpa de mineral de hierro, en la minera SHOUGANG HIERRO PERÚ S.A.A.* Perú : Universidad Nacional de Callao, 2021. <http://repositorio.unac.edu.pe/handle/20.500.12952/6305>.
- **ŠLACHTIČ1, Dušan, KNÍŽAT1, Branislav y OLŠIAK1, Róbert. 2020.** *CFD Analysis of Impeller Trimming.* Slovak Republic : Faculty of Engineering STU, 2020. https://www.matec-conferences.org/articles/matecconf/pdf/2020/24/matecconf_aenmfme2020_02009.pdf.
- **WARMAN INTERNATIONAL LTD. 2009.** *Slurry Pump Handbook.* Australia : Warman International LTD, 2009. https://www.prestigepumps.co.uk/index.php?dispatch=attachments.getfile&attachment_id=2678.

ANEXOS

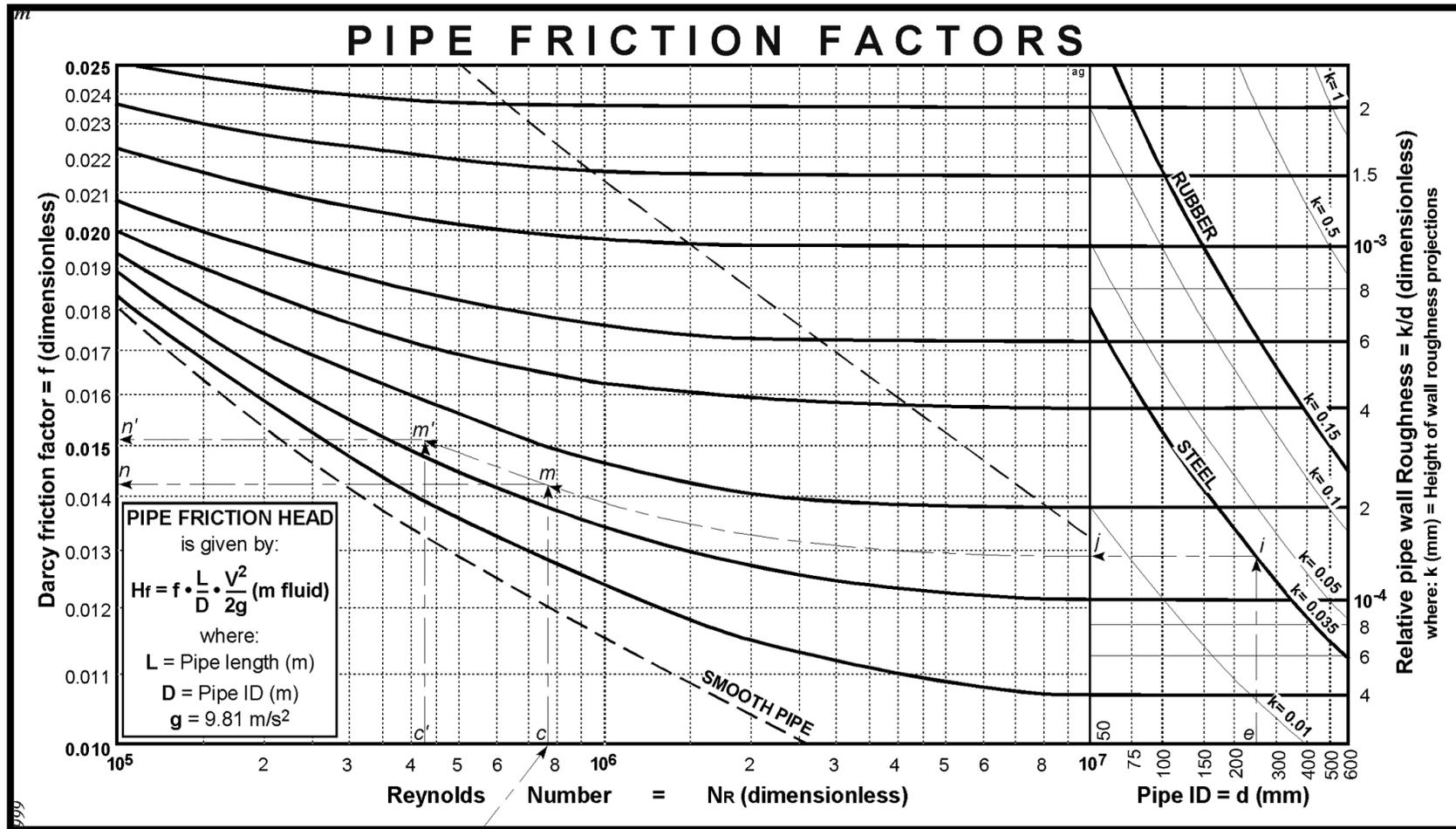
Anexo 1. Factor de corrección para perdidas por fricción para accesorios.

FITTINGS			TURBULENT FLOW ONLY												
			PIPE SIZE												
			1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	
	REGULAR 90° ELL	SCREWED	STEEL	2.3	3.1	3.6	4.4	5.2	6.6	7.4	8.5	9.3	11.0	13.0	
			C.I.										9.0	11.0	
	FLANGED	STEEL			.92	1.2	1.6	2.1	2.4	3.1	3.6	4.4	5.9	7.3	
		C.I.										3.6	4.8		
	LONG RADIUS 90° ELL	SCREWED	STEEL	1.5	2.0	2.2	2.3	2.7	3.2	3.4	3.6	3.6	4.0	4.6	
			C.I.										3.3	3.7	
	FLANGED	STEEL			1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.7	2.9	3.4	4.2	5.0	
		C.I.										2.8	3.4		
	REGULAR 45° ELL	SCREWED	STEEL	.34	.52	.71	.92	1.3	1.7	2.1	2.7	3.2	4.0	5.5	
			C.I.										3.3	4.5	
	FLANGED	STEEL			.45	.59	.81	1.1	1.3	1.7	2.0	2.6	3.5	4.5	
		C.I.										2.1	2.9		
	TEE-LINE FLOW	SCREWED	STEEL	.79	1.2	1.7	2.4	3.2	4.6	5.6	7.7	9.3	12.0	17.0	
			C.I.										9.9	14.0	
	FLANGED	STEEL			.69	.82	1.0	1.3	1.5	1.8	1.9	2.2	2.8	3.3	
		C.I.										1.9	2.2		
	TEE-BRANCH FLOW	SCREWED	STEEL	2.4	3.5	4.2	5.3	6.6	8.7	9.9	12.0	13.0	17.0	21.0	
			C.I.										14.0	17.0	
	FLANGED	STEEL			2.0	2.6	3.3	4.4	5.2	6.6	7.5	9.4	12.0	15.0	
		C.I.										7.7	10.0		
	180° RETURN BEND	SCREWED	STEEL	2.3	3.1	3.6	4.4	5.2	6.6	7.4	8.5	9.3	11.0	13.0	
				C.I.										9.0	11.0
		REG FLANGED	STEEL			.92	1.2	1.6	2.1	2.4	3.1	3.6	4.4	5.9	7.3
			C.I.											3.6	4.8
	LONG RAD. FLANGED	STEEL			1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.7	2.9	3.4	4.2	5.0	
		C.I.										2.8	3.4		
	GLOBE VALVE	SCREWED	STEEL	21.0	22.0	22.0	24.0	29.0	37.0	42.0	54.0	62.0	79.0	110.0	
			C.I.										65.0	86.0	
	FLANGED	STEEL			38.0	40.0	45.0	54.0	59.0	70.0	77.0	94.0	120.0	150.0	
		C.I.										77.0	99.0		
	GATE VALVE	SCREWED	STEEL	.32	.45	.56	.67	.84	1.1	1.2	1.5	1.7	1.9	2.5	
			C.I.										1.6	2.0	
	FLANGED	STEEL								2.6	2.7	2.8	2.9	3.1	
		C.I.										2.3	2.4		
	ANGLE VALVE	SCREWED	STEEL	12.6	15.0	15.0	15.0	17.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0	
			C.I.										15.0	15.0	
	FLANGED	STEEL			15.0	15.0	17.0	18.0	18.0	21.0	22.0	26.0	38.0	50.0	
		C.I.										23.0	31.0		
	SWING CHECK VALVE	SCREWED	STEEL	7.2	7.3	8.0	8.8	11.0	13.0	15.0	19.0	22.0	27.0	38.0	
			C.I.										22.0	31.0	
	FLANGED	STEEL			3.8	5.3	7.2	10.0	12.0	17.0	21.0	27.0	38.0	50.0	
		C.I.										22.0	31.0		
	COUPLING OR UNION	SCREWED	STEEL	.14	.18	.21	.24	.29	.36	.39	.45	.47	.53	.65	
			C.I.										.44	.52	
	BELL MOUTH INLET	STEEL	.04	.07	.10	.13	.18	.26	.31	.43	.52	.67	.95	1.3	
			C.I.									.55	.77		
	SQUARE MOUTH INLET	STEEL	.44	.66	.96	1.3	1.8	2.6	3.1	4.3	5.2	6.7	9.5	13.0	
			C.I.									5.5	7.7		
	RE-ENTRANT PIPE	STEEL	.88	1.4	1.9	2.6	3.6	5.1	6.2	8.5	10.0	13.0	19.0	25.0	
			C.I.									11.0	15.0		
	SUDDEN ENLARGEMENT		$h = \frac{V_1 - V_2}{2g} \text{ FEET OF FLUID; IF } V_2 = 0 \qquad h = \frac{V_1^2}{2g} \text{ FEET OF FLUID}$												

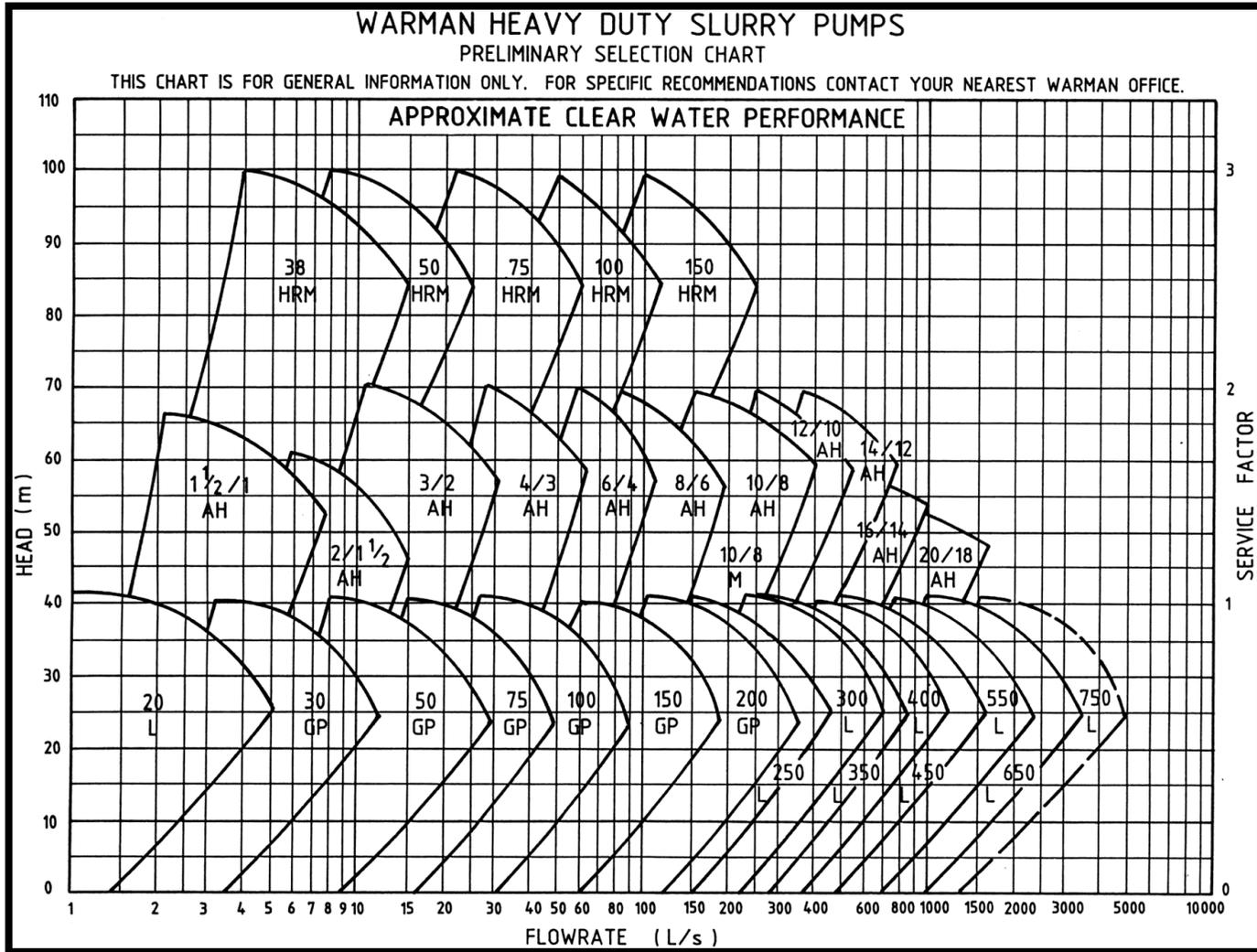
Anexo 2. Partes de una bomba centrífuga, en este caso de la marca SCHURCO



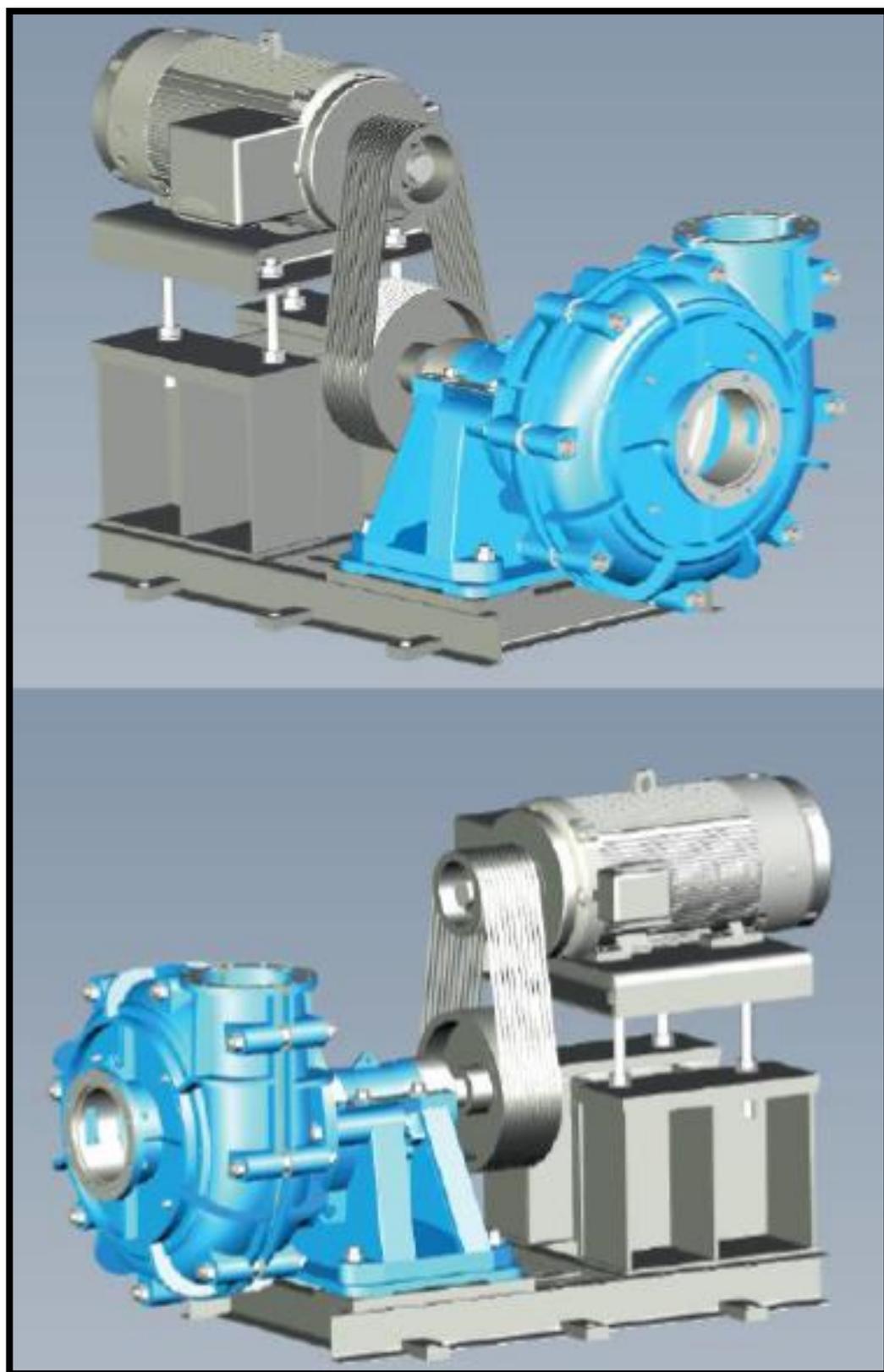
Anexo 3. Diagrama de Darcy – Weisbach



Anexo 4. Grafica de un conjunto de bombas para poder realizar la primera selección



Anexo 5. Dibujo en 3D de la instalación de una bomba centrífuga



Anexo 6. Catálogo de la Bomba Worth Line Serie 8196

www.worth-line.com



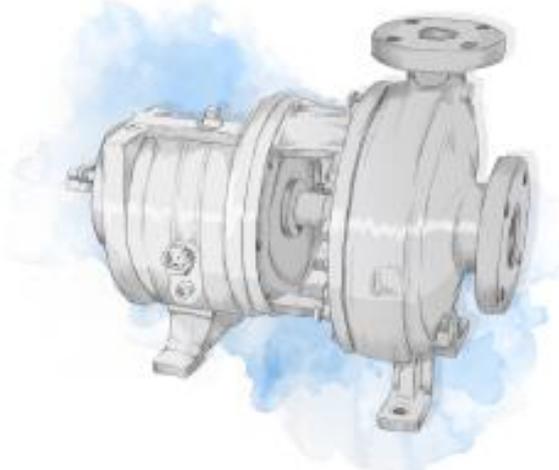
REFACETH

Refacciones Centrifugas Horizontales SA de CV

LINEA ANSI/ASME B73.1M WORTH-LINE®

Diseño
Bomba centrífuga horizontal, de impulsor abierto o cerrado. Descarga hacia arriba sobre la l.c., simple succión. De un paso con carcasa partida verticalmente y soporte tipo pedestal.

Repeller
Para aplicaciones en servicios como: lodos, sólidos, entre otros. Se recomienda la utilización del sello dinámico "repeller" que elimina la utilización de sello mecánico. El repeller es parte integral del equipo y facilita su mantenimiento.



Parámetros de Operación
Flujo: hasta 5,000 GPM
CDT: hasta 600 ft
Presión: hasta 17.6 Kg/cm²
Temperatura: hasta 171°C

Anexo 7. Continuación del catálogo de la Bomba Worth Line Serie 8196

www.worth-line.com



REFACETH

Refacciones Centrifugas Horizontales SA de CV

Características
Conforme a las normas ANSI/ASME B73.1M, conexiones bridadas, lubricación por aceite, alojamiento de empaques que acepta empaquetadura así como sello mecánico. Diseño "back pull out" para facilitar mantenimiento ya que permite desmontar la bomba sin desensamblar tuberías.

Aplicación

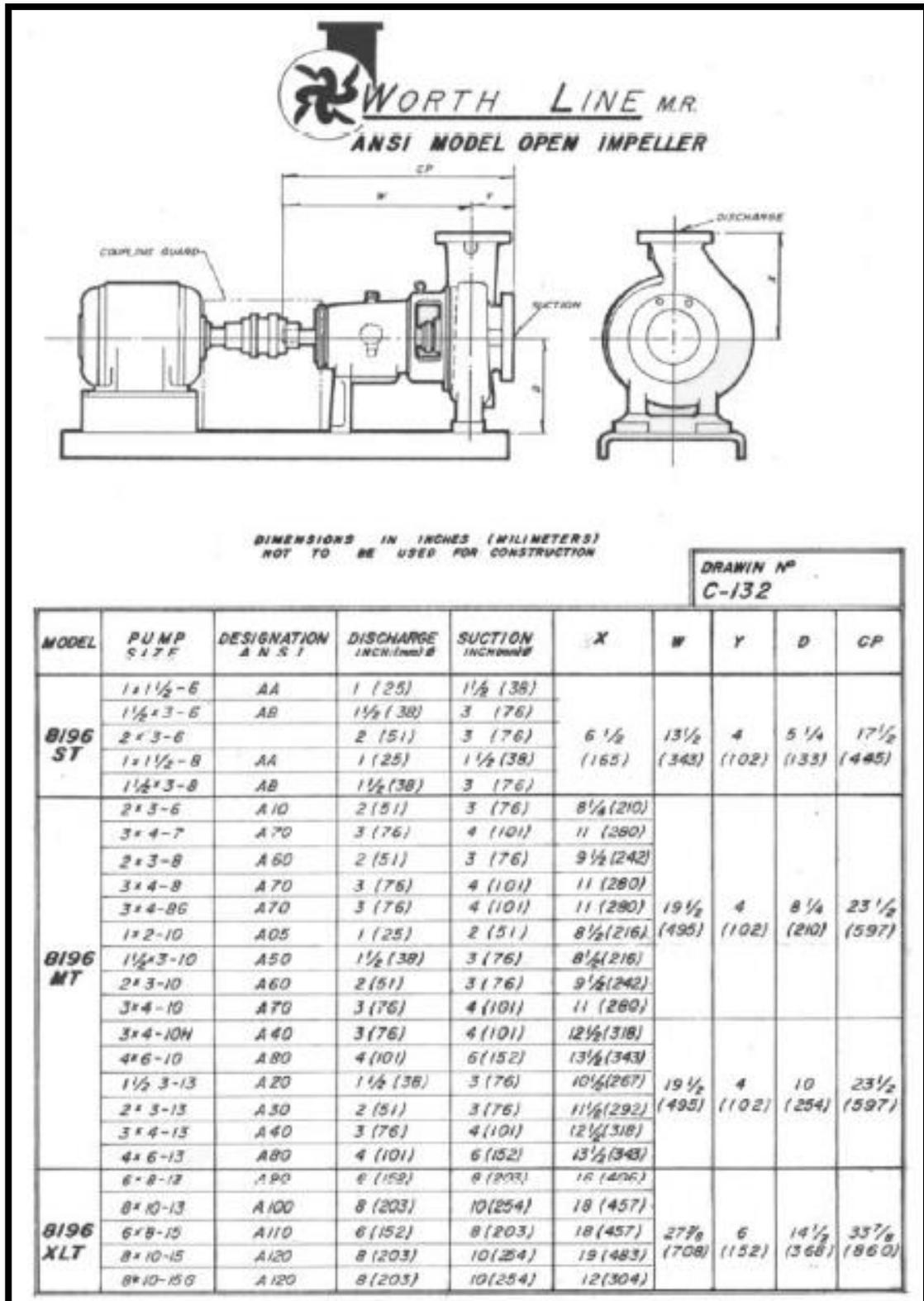
- Procesos Químicos
- Petroquímica
- Pulpa y Papel
- Farmacéuticos
- Alimentos y Bebidas

- Permite la implementación de cualquier sistema de sellado mecánico.
- Máxima intercambiabilidad de piezas para mínimos inventarios.
- Mantenimiento fácil y oportuno debido al desensamble por la parte trasera (back-pull-out).
- Amplia opción de materiales de construcción, metálicos y no metálicos: Hierro Dúctil, SS316, CD4MCu, Alloy20 y ETFE (DuPont Tefzel®), estándar. Otros materiales disponibles.
- Bajo costo de operación y mantenimiento.
- Diseñada bajo la Norma ASME/ANSI B73.1M
- Configuraciones diversas: Bajo Flujo, Autocebantes, Coples Magnéticos.
- Sellos de laberinto en su configuración estándar.
- Opciones: Inductores para bajo NPSH, Anillos de enfriamiento en alojamiento de rodamientos, Chaqueta de enfriamiento en caja de empaques.

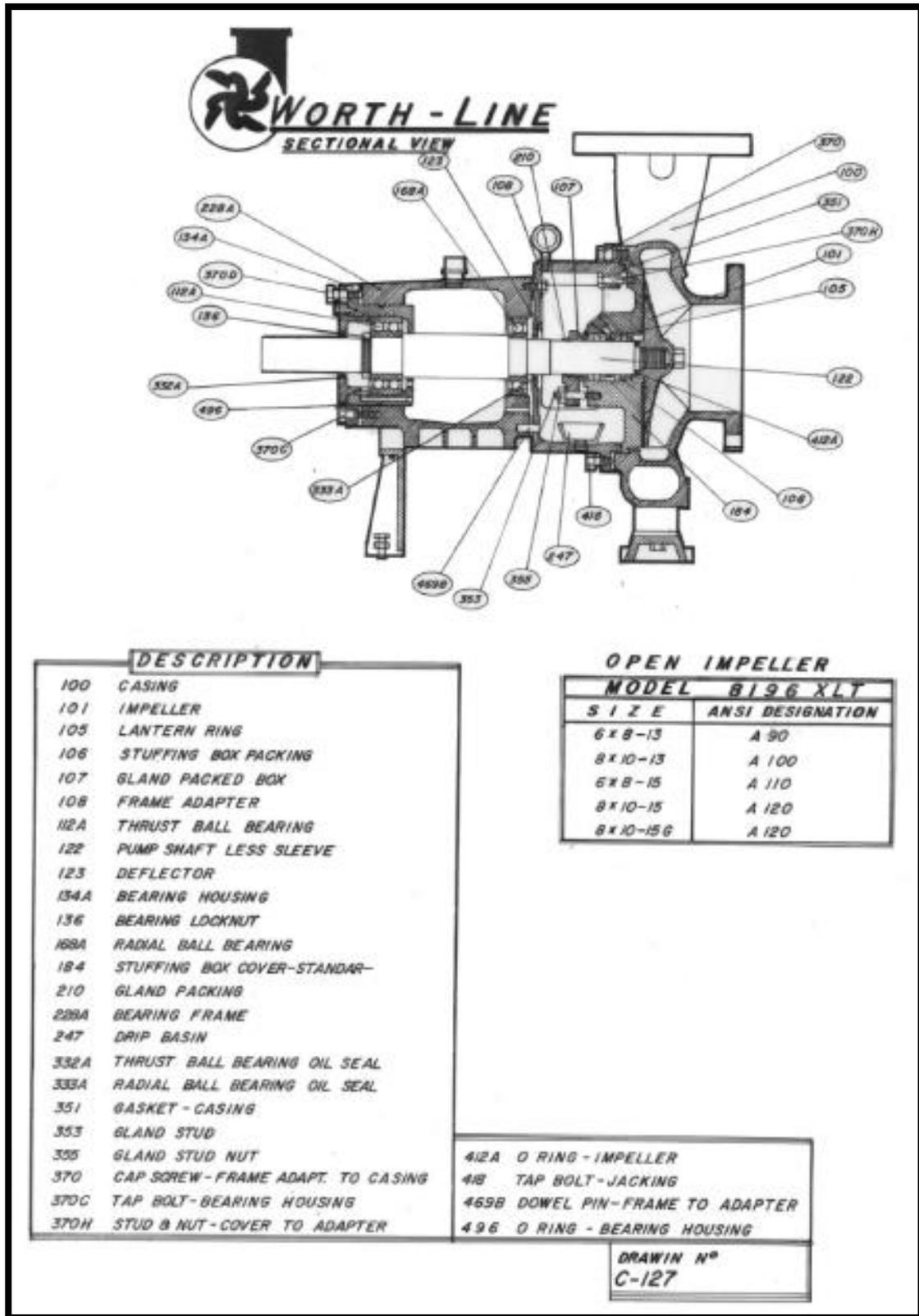
Opciones
Inductor para limitaciones de NPSH, anillo de enfriamiento en alojamiento de baleros. Chaqueta de enfriamiento en alojamiento de empaques.

Rotación
En el sentido del reloj, visto desde el cople.

Anexo 8. Dimensiones de la bomba Worth Line Serie 8196



Anexo 9. Partes de la bomba Worth Line Serie 8196



Anexo 10. Descripción de la bomba Worth Line Serie 8196

MODELO 8196 ASME / ANSI B 73.1 M

DISEÑO: Impulsor Cerrado, descarga hacia arriba, sobre la L.C. simple succión, rotación en sentido del reloj vista desde el cople, acepta empaquetadura o sello mecánico.

OPCIONES: Recámara de enfriamiento en la caja de estopero, sin tocar el producto, para reducir la temperatura de operación, acepta inductor que favorece al NPSH. Equipo propio para el manejo de condensados.

Aplicación: Azucarera, papelera, Química, Petroquímica e industria en general

RANGOS DE OPERACIÓN

Q: 20 a 5000 GPM

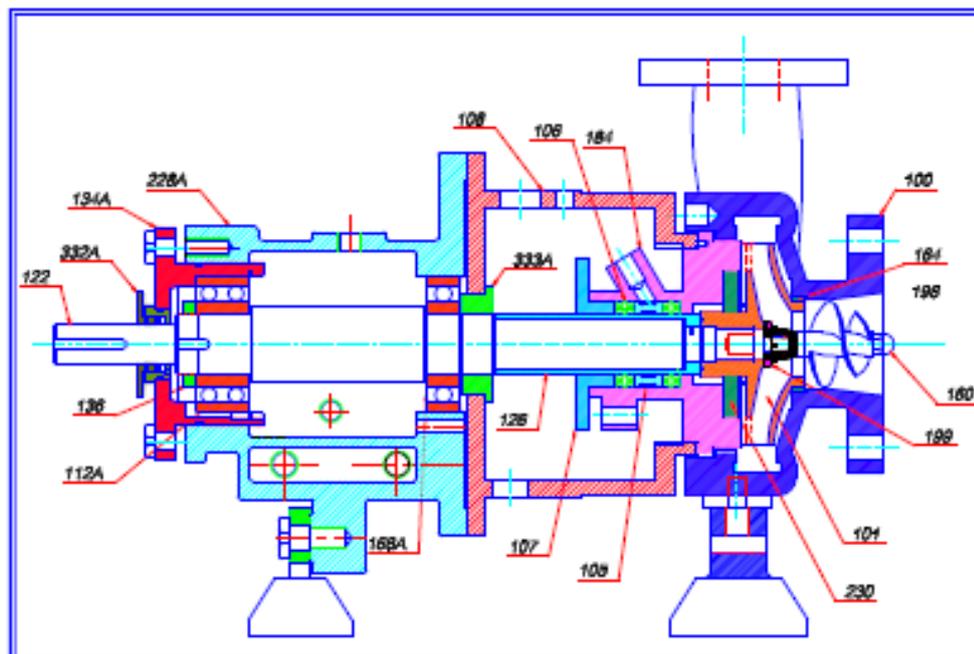
CDT: 20 a 700 FT

BHP: de ¼ a 250 HP

RPM: 1180, 1775 y 3500 RPM

M.T.

- Fe. Fo.
- Fe / Inox
- WCB
- Al-316



No. REF	DESCRIPCIÓN	No. REF.	DESCRIPCIÓN
100	CARCAZA	160	INDUCTOR (OPCIONAL)
101	IMPULSOR	164	ANILLO DE CARCAZA
105	JAULA DE SELLO	168A	BALERO RADIAL
106	EMPAQUETADURA	184	ALOJAMIENTO DE EMPAQUES
107	PRENSAESTOPAS	198	TUERCA DE IMPULSOR
108	ADAPTADOR	199	ROLDANA DE IMPULSOR
112A	BALERO AXIAL	228A	SOPORTE DE BALEROS
122	FLECHA	230	ANILLO DE ALOJAMIENTO DE EMPAQUE
126	CAMISA DE FLECHA	332A	RETEN AXIAL
134A	ALOJAMIENTO DE BALEROS	333A	RETEN RADIAL
135	TUERCA DE SEGURIDAD		

Anexo 11. Tabla de presión de vapor de agua líquida

T/°C	P/mmHg	P/hPa	T/°C	P/mmHg	P/hPa	T/°C	P/mmHg	P/hPa
0	4.5840	6.1115	47	79.709	106.27	95	634.61	846.08
0.01	4.58780	6.11657	48	83.834	111.77	96	658.34	877.71
1	4.9286	6.5709	49	88.147	117.52	97	682.78	910.30
2	5.2954	7.0599	50	92.648	123.52	98	707.98	943.90
3	5.6861	7.5808	51	97.343	129.78	99	733.95	978.52
4	6.1021	8.1355	52	102.24	136.31	100	760.00	1013.3
5	6.5449	8.7258	53	107.35	143.12	101	787.57	1050.0
6	7.0158	9.3536	54	112.67	150.22	102	815.86	1087.7
7	7.5164	10.021	55	118.23	157.62	103	845.12	1126.7
8	8.0482	10.730	56	124.01	165.33	104	875.06	1166.7
9	8.6130	11.483	57	130.03	173.36	105	906.07	1208.0
10	9.2123	12.282	58	136.29	181.71	106	937.92	1250.5
11	9.8483	13.130	59	142.82	190.41	107	970.60	1294.0
12	10.522	14.028	60	149.61	199.46	108	1004.42	1339.12
13	11.237	14.981	61	156.67	208.88	109	1038.92	1385.11
14	11.993	15.990	62	164.02	218.67	110	1074.56	1432.63
15	12.795	17.058	63	171.65	228.85	111	1111.20	1481.48
16	13.642	18.188	64	179.59	239.43	112	1148.74	1531.53
17	14.539	19.384	65	187.83	250.42	113	1187.42	1583.10
18	15.487	20.647	66	196.39	261.83	114	1227.25	1636.20
19	16.489	21.983	67	205.28	273.68	115	1267.98	1690.50
20	17.546	23.393	68	214.51	285.99	120	1489.14	1985.36
21	18.663	24.882	69	224.09	298.76	125	1740.93	2321.05
22	19.841	26.453	70	234.03	312.01	130	2026.10	2701.24
23	21.085	28.111	71	244.33	325.75	135	2347.26	3129.42
24	22.395	29.858	72	255.02	340.00	140	2710.92	3614.26
25	23.776	31.699	73	266.11	354.78	145	3116.76	4155.34
26	25.231	33.639	74	277.59	370.09	150	3570.48	4760.25
27	26.763	35.681	75	289.49	385.95	175	6694.08	8924.71
28	28.376	37.831	76	301.82	402.39	200	11 659.16	15 544.27
29	30.071	40.092	77	314.58	419.41	225	19 123.12	25 495.40
30	31.855	42.470	78	327.80	437.03	250	29 817.84	39 753.85
31	33.730	44.969	79	341.48	455.27	275	44 580.84	59 436.23
32	35.700	47.596	80	355.63	474.14	300	64 432.8	85 903.3
33	37.769	50.354	81	370.28	493.67	325	90 447.6	120 587
34	39.942	53.251	82	385.43	513.87	350	124 001.6	165 321.9
35	42.221	56.290	83	401.10	534.76	360	139 893.2	186 508.9
36	44.613	59.479	84	417.30	556.35	365	148 519.2	198 009.3
37	47.121	62.823	85	434.04	578.67	366	150 320.4	200 410.7
38	49.750	66.328	86	451.33	601.73	367	152 129.2	202 822.3
39	52.506	70.002	87	469.21	625.56	368	153 960.8	205 264.2
40	55.391	73.849	88	487.67	650.17	369	155 815.2	207 736.5
41	58.413	77.878	89	506.73	675.58	370	157 692.4	210 239.2
42	61.577	82.096	90	526.41	701.82	371	159 584.8	212 762.2
43	64.886	86.508	91	546.72	728.90	372	161 507.6	215 325.8
44	68.349	91.124	92	567.68	756.84	373	163 468.4	217 939.9
45	71.968	95.950	93	589.31	785.68	373.946	165 452.0	220 584.5
46	75.749	100.99	94	611.61	815.41			

Anexo 12. Tabla de densidad de agua líquida a diferentes temperaturas

Temperatura °C	Densidad kg / m ³	Temperatura °C	Densidad kg / m ³	Temperatura °C	Densidad kg / m ³
0 (hielo)	917,00	33	994,76	67	979,34
0	999,82	34	994,43	68	978,78
1	999,89	35	994,08	69	978,21
2	999,94	36	993,73	70	977,63
3	999,98	37	993,37	71	977,05
4	1000,00	38	993,00	72	976,47
5	1000,00	39	992,63	73	975,88
6	999,99	40	992,25	74	975,28
7	999,96	41	991,86	75	974,68
8	999,91	42	991,46	76	974,08
9	999,85	43	991,05	77	973,46
10	999,77	44	990,64	78	972,85
11	999,68	45	990,22	79	972,23
12	999,58	46	989,80	80	971,60
13	999,46	47	989,36	81	970,97
14	999,33	48	988,92	82	970,33
15	999,19	49	988,47	83	969,69
16	999,03	50	988,02	84	969,04
17	998,86	51	987,56	85	968,39
18	998,68	52	987,09	86	967,73
19	998,49	53	986,62	87	967,07
20	998,29	54	986,14	88	966,41
21	998,08	55	985,65	89	965,74
22	997,86	56	985,16	90	965,06
23	997,62	57	984,66	91	964,38
24	997,38	58	984,16	92	963,70
25	997,13	59	983,64	93	963,01
26	996,86	60	983,13	94	962,31
27	996,59	61	982,60	95	961,62
28	996,31	62	982,07	96	960,91
29	996,02	63	981,54	97	960,20
30	995,71	64	981,00	98	959,49
31	995,41	65	980,45	99	958,78
32	995,09	66	979,90	100	958,05