



Universidad Nacional Mayor de San Marcos
Universidad del Perú. Decana de América
Facultad de Ciencias Físicas
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos

**Cálculo hidráulico, selección e implementación de un
sistema de bombeo en barcaza para una poza de
colección en una minera de Cajamarca**

MONOGRAFÍA TÉCNICA

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

AUTOR

Patrick Ytalo CASTAÑEDA SALCEDO

Lima, Perú

2022



Reconocimiento - No Comercial - Compartir Igual - Sin restricciones adicionales

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

Usted puede distribuir, remezclar, retocar, y crear a partir del documento original de modo no comercial, siempre y cuando se dé crédito al autor del documento y se licencien las nuevas creaciones bajo las mismas condiciones. No se permite aplicar términos legales o medidas tecnológicas que restrinjan legalmente a otros a hacer cualquier cosa que permita esta licencia.

Referencia bibliográfica

Castañeda, P. (2022). *Cálculo hidráulico, selección e implementación de un sistema de bombeo en barcaza para una poza de colección en una minera de Cajamarca*. [Monografía técnica de pregrado, Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Facultad de Ciencias Físicas, Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos]. Repositorio institucional Cybertesis UNMSM.

Metadatos complementarios

Datos de autor	
Nombres y apellidos	PATRICK YTALO CASTAÑEDA SALCEDO
Tipo de documento de identidad	DNI
Número de documento de identidad	76602560
URL de ORCID	https://orcid.org/0000-0002-0766-4753
Datos de asesor	
Nombres y apellidos	
Tipo de documento de identidad	
Número de documento de identidad	
URL de ORCID	
Datos del jurado	
Presidente del jurado	
Nombres y apellidos	MARIO ALBERTO GARCÍA PÉREZ
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	07930910
Miembro del jurado 1	
Nombres y apellidos	EUSEBIO MELCHOR VEGA BUEZA
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	08566064
Miembro del jurado 2	
Nombres y apellidos	MIGUEL ERNESTO ARÁMBULO MANRIQUE
Tipo de documento	DNI
Número de documento de identidad	07418845
Miembro del jurado 3	
Nombres y apellidos	
Tipo de documento	

Número de documento de identidad	
Datos de investigación	
Línea de investigación	A.2.5.1. Energética
Grupo de investigación	
Agencia de financiamiento	Propia
Ubicación geográfica de la investigación	País: Perú Departamento: Cajamarca Provincia: Hualgayoc Distrito: Hualgayoc
Año o rango de años en que se realizó la investigación	Agosto 2020 - julio 2022
URL de disciplinas OCDE	Ingeniería Mecánica https://purl.org/pe-repo/ocde/ford#2.03.01



Universidad Nacional Mayor de San Marcos
(Universidad del PERÚ, Decana de América)
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS

XIII CAP DE LA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA DE FLUIDOS

**ACTA DE SUSTENTACIÓN VIRTUAL DE LA MONOGRAFÍA TÉCNICA PARA OPTAR EL
TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO DE FLUIDOS, MODALIDAD DE
TITULACIÓN M-3 – POR SUFICIENCIA PROFESIONAL**

Siendo las 15:00 horas del día jueves 8 de diciembre de 2022, en la Sala de Sesión Virtual de la Facultad de Ciencias Físicas, bajo la presidencia del Mg. Ing. MARIO ALBERTO GARCÍA PÉREZ y con la asistencia de los miembros Ing. MIGUEL ERNESTO ARÁMBULO MANRIQUE y el Dr. Ing. EUSEBIO MELCHOR VEGA BUEZA, se dio inicio a la Sesión Pública Virtual de Sustentación de la Monografía Técnica para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos, mediante la Modalidad de Titulación M-3 Por Suficiencia Profesional, del Bachiller:

PATRICK YTALO CASTAÑEDA SALCEDO

El Presidente del Jurado Examinador dio lectura del Resumen del Expediente, e invitó al Bachiller PATRICK YTALO CASTAÑEDA SALCEDO, a realizar la Exposición del trabajo de la Monografía Técnica titulada “CÁLCULO HIDRÁULICO, SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE BOMBEO EN BARCAZA PARA UNA POZA DE COLECCIÓN EN UNA MINERA DE CAJAMARCA”.

Concluida la exposición del candidato y luego de las preguntas de rigor por parte del Jurado Examinador, el Presidente invitó al Bachiller a abandonar momentáneamente la sala de sesión para dar paso a la deliberación y calificación por parte del Jurado. Se procedió a promediar la nota final del curso de actualización y la nota de la sustentación para obtener la calificación final.

Al término de la deliberación del Jurado, se invitó al candidato a regresar a la sala de sesión para dar lectura a la calificación final obtenida por el Bachiller, la misma que fue:

DIECISIETE (17)

El Presidente del Jurado Mg. Ing. MARIO ALBERTO GARCÍA PÉREZ, a nombre de la Nación y de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos, declaró al Bachiller PATRICK YTALO CASTAÑEDA SALCEDO Ingeniero Mecánico de Fluidos.

Siendo las 3:53 horas del mismo día, se levantó la sesión.


Mg. Ing. MARIO ALBERTO GARCÍA PÉREZ
PRESIDENTE DEL JURADO


Ing. MIGUEL ERNESTO ARÁMBULO MANRIQUE
MIEMBRO DEL JURADO


Dr. Ing. EUSEBIO MELCHOR VEGA BUEZA
MIEMBRO DEL JURADO

DR. WHUALKUER ENRIQUE LOZANO BARTRA
VICEDECANO ACADÉMICO FCF

Datos de la plataforma virtual institucional del acto de sustentación:

<https://us06web.zoom.us/j/84120479172?pwd=bFFmbGFaTkd6ZXpYYnVFUkYzMFARDz09>

ID de reunión: 841 2047 9172

Código de acceso:122881

Grabación archivada en el siguiente enlace:

https://drive.google.com/file/d/1rymlUayI_tS_sjPQPVS0FFkEjJzqQRgR/view?usp=sharing

Anexo 1

Informe de evaluación de Originalidad

1. Facultad de Ciencias Físicas
2. Escuela/Unidad de Posgrado
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos
3. Autoridad Académica que emite el informe de originalidad
El Director de la EPIMF
4. Apellidos y nombres de la autoridad académica
Sarango Julca Douglas Donal
5. Operador del programa Informático de similitudes
Dr. Ing. Douglas Sarango Julca
6. Documento evaluado (1)
"CÁLCULO HIDRÁULICO, SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE BOMBEO EN BARCAZA PARA UNA POZA DE COLECCIÓN EN UNA MINERA DE CAJAMARCA"
7. Autor del documento (2)
PATRICK YTALO CASTAÑEDA SALCEDO
8. Fecha de recepción del documento 23/11/22
9. Fecha de aplicación del programa informático de similitudes 25/11/22
10. Software utilizado
 - Turnitin (X)
 - Ithenticate
 - Otro (especificar)
11. Configuración del programa detector de similitudes
 - Excluye textos entrecomillados
 - Incluye Bibliografía
 - Excluye cadenas menores a 40 palabras
12. Porcentaje de similitudes según programa detector de similitudes³
2%
13. Fuentes originales de las similitudes encontradas⁴
14. Observaciones
Ninguna
15. Calificación de originalidad
 - Documento cumple criterios de originalidad, sin observaciones (X)
 - Documento cumple criterios de originalidad, con observaciones
 - Documento no cumple criterios de originalidad
16. Fecha del Informe 24 /12 /22



Firmado digitalmente por SARANGO
JULCA Douglas Donal FAU
20148092282 soft
Motivo: Soy el autor del documento
Fecha: 26.12.2022 09:49:24 -05:00

DR. ING. Douglas Sarango Julca
DIRECTOR (e) DE LA EPIMF

-
- 1 Otro (especificar) Monografía Técnica Modalidad de Titulación M-3
Suficiencia Profesional
 - 2 Apellidos y Nombres completos
 - 3 En letras y números
 - 4 Indicarlas en orden decreciente y su respectivo porcentaje

Resumen

Las minas en el Perú tienen problemas de operación con sus sistemas de bombeo y estos pueden provocar perjuicios graves para sus operaciones (volcaduras de sus barcazas con sus bombas en operación, pérdidas de eficiencia por mala operación, no cumplimiento de los puntos hidráulicos, desgaste prematuro de sus bombas), estos problemas son generados desde las especificaciones de los proyectos, en donde cometen errores de selección.

En la presente monografía se abordarán las principales causas y soluciones a los problemas que enfrentan las minas en sus sistemas de bombeo, específicamente, en sus pozas colectoras, donde se usan bombas VTP (bombas de turbina vertical) o bombas sumergibles. Teniendo como primer objetivo la evaluación, cálculo y selección de un sistema de bombeo.

Siguiendo una metodología que inicia con el cálculo de los diámetros de tubería teniendo en cuenta las velocidades recomendadas en la tubería, un cálculo de pérdidas primarias y secundarias usando diferentes métodos de cálculo, para así poder determinar el ADT, una evaluación de viabilidad técnica del proyecto con respecto a las alternativas disponibles en el mercado en cuanto a bombas, culminando con la selección de la misma y revisión de su puesta en marcha.

Tiene como conclusión que la selección y cálculos fueron los correctos, de esta manera se crea una guía básica para la ejecución de proyectos similares.

Palabras clave: Poza, barcaza, bomba sumergible, desgaste prematuro, viabilidad técnica.

ÍNDICE

ÍNDICE DE TABLAS	5
ÍNDICE DE FIGURAS.....	6
1. CAPÍTULO 1 - GENERALIDADES	7
1.1. Introducción.....	7
1.2. Importancia del tema.....	8
1.3. Identificación del problema.....	9
1.4. Propuesta de solución.....	9
1.5. Justificación del tema.....	10
1.6. Objetivos de la monografía.....	11
1.6.1. Objetivo General.....	11
1.6.2. Objetivos específicos.....	11
1.7. Limitaciones del tema.....	12
2. CAPITULO 2 – MARCO TEÓRICO.....	13
2.1. Antecedentes.....	13
2.2. Introducción a la mecánica de fluidos.....	14
2.3. Propiedades de los fluidos.....	14
2.4. Definición de Bomba.....	15
2.5. Definición de bombas centrífugas.....	16
2.6. Definición de relaves mineros.....	17
2.7. Pozas de relaves.....	18
2.8. Bombas centrífugas sumergibles para fluidos con sólidos.....	19
2.9. Pozas de colección de agua.....	19
2.10. Definición de barcazas para minería.....	21
2.11. Tipos de bombas usadas en barcazas para pozas.....	22
2.11.1. Bombas tipo turbina vertical.....	22
2.11.2. Bombas Sumergibles para fluidos con hasta un 10% de sólidos.....	23
2.12. Parámetros a tener en cuenta en la selección de una bomba.....	24
2.13. Definición de Caudal.....	25
2.14. Definición de ADT, Altura Dinámica Total.....	26
2.15. Número específico de vueltas en un rodete (N_q).....	28
2.16. Definición de la curva del sistema.....	28
2.17. Definición de NPSH disponible y requerido.....	29
2.18. Cavitación.....	31
2.19. Curva de performance de una bomba centrífuga.....	32
2.20. Punto de operación en una bomba.....	33
2.21. Sumergencia mínima en bombas sumergibles:.....	34
2.21.1. Sumergencia para una Bomba sumergible modelo S8D1-E275 según el apartado 9.8 del H.I:.....	34
2.22. Funcionamiento de bombas en serie y paralelo.....	35
2.23. Leyes de afinidad.....	36

2.24.	Potencia hidráulica y potencia de accionamiento de la bomba.....	37
2.25.	Rendimiento de la bomba	38
2.26.	Ecuación de Bernoulli.....	39
2.27.	Régimen del flujo – Número de Reynolds (Re).....	40
2.28.	Fórmula de Durand	41
2.29.	Ecuación de Darcy-Weisbach (1845)	42
2.30.	Ecuación de Colebrook - White (1937-1939).....	44
2.31.	Diagrama de Moody (1944).....	45
2.32.	Perdidas secundarias (en accesorios).....	45
2.32.1.	Longitud equivalente	46
2.33.	Tuberías de HDPE	46
2.33.1.	SDR en tuberías	47
3.	INFORMACIÓN DEL PROYECTO, PROCESO METODOLOGICO Y CÁLCULOS HIDRÁULICOS.	48
3.1.	PROCESO METODOLÓGICO	48
3.2.	CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL PROYECTO	49
3.3.	CÁLCULOS EN BASE A LA METODOLOGÍA	52
4.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	86
	CONCLUSIONES	91
	RECOMENDACIONES	95
	BIBLIOGRAFÍA	98
	ANEXOS	100
A.	Planos de la barcaza.....	100
B.	Ficha técnica de la bomba Gorman Rupp Modelo S8D1-E275.....	101

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Características de relaves según su consistencia.	17
Tabla 2: Características de la tubería HDPE PE100.	47
Tabla 3: Resumen de iteraciones para hallar el factor de fricción para tubería de 8".	58
Tabla 4: Resumen de iteraciones para hallar el factor de fricción para tubería de 10". ...	65
Tabla 5: Longitudes equivalentes de accesorios de tubería y valvulería.	68
Tabla 6: Valvulería y accesorios usados en el proyecto.	70
Tabla 7: Relación de longitudes equivalentes con el diámetro de la valvulería y accesorios usados en el proyecto.	71
Tabla 8: Relación de longitudes equivalentes de la valvulería y accesorios usados.	71
Tabla 9: Clases de SDR para HDPE PE100, para diámetro nominal de 315mm.	73
Tabla 10: Resumen de comparativa de bombas para fluido con máx. 10% de sólidos en peso.	77
Tabla 11: Tabla con los datos para graficar la curva del sistema y de la bomba.	80
Tabla 12: ADT calculado vs ADT real en la puesta en marcha y % de error.	86

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Variación de la presión atmosférica según la altura.....	15
Figura 2: Esquema simple de una bomba horizontal superficial en eje libre.	16
Figura 3: Aplicaciones en donde se encuentran diferentes tipos de relaves.	17
Figura 4: Diseño de pozas de relaves.....	18
Figura 5: Bombas Toyo para fluidos con gran concentración de sólidos.	19
Figura 6: Poza de colección del proyecto en una minera ubicada en Cajamarca.	20
Figura 7: Bomba sumergible en barcaza operando en una poza.....	21
Figura 8: Esquema de bomba VTP y barcaza.....	22
Figura 9: Bomba sumergible Gorman Rupp de 275HP.....	24
Figura 10: Curva de Altura vs Caudal.	26
Figura 11: Esquema de instalación de una bomba, succión y descarga.....	27
Figura 12: Esquema de la curva del sistema en un sistema de bombeo.	28
Figura 13: Esquema de succión positiva y negativa en una instalación de bombeo.....	30
Figura 14: Imagen de una simulación de cavitación en un impulsor.....	31
Figura 15: Ejemplo de una curva de bomba centrífuga ANSI marca Griswold.	32
Figura 16: Ejemplo de punto de operación en bomba vertical multietapa Wilo Helix.....	33
Figura 17: Curvas de bombas en serie vs en paralelo.	36
Figura 18: Esquema de bombeo entre 2 puntos.	39
Figura 19: Esquema general del proyecto.....	49
Figura 20: Poza de colección del proyecto, vista de sección.....	51
Figura 21: Diagrama de Moody – Factor de fricción para tubería de 8”.....	59
Figura 22: Perfil Longitudinal de la tubería en 2 tramos para mejor visualización.....	61
Figura 23: Diagrama de Moody – Factor de fricción para tubería de 10”.....	66
Figura 24: Bomba sumergible Flyght 2400.	75
Figura 25: Bomba sumergible Tsurumi LH 8110.....	75
Figura 26: Bomba sumergible Grindex Mega H Inox.	76
Figura 27: Bomba sumergible Gorman Rupp S8D1-E275.	76
Figura 28: Curva de rendimiento en detalle S8D1-E275.....	78
Figura 29: Grafica en Excel de la intersección de la curva del sistema y de la bomba. ...	80
Figura 30: Bomba en barcaza antes de entrar en operación.....	82
Figura 31: Bomba en barcaza en operación.	83
Figura 32: Diagrama de Análisis de estabilidad para barcasas.....	84
Figura 33: Bomba en operación luego de la puesta en marcha.....	85
Figura 34: Fotografía del controlador de la bomba, resultado de la puesta en marcha. ...	85

1. CAPÍTULO 1 - GENERALIDADES

1.1. Introducción.

En la mina donde se ejecuta este proyecto de sistema de bombeo en barcaza y en las mineras del Perú en general, son comunes las fallas técnicas de los equipos que tienen en funcionamiento, teniendo como causas, la falta de conocimiento al operarlos o la mala selección. La mala selección es un punto crítico que puede ser corregido siguiendo los cálculos necesarios y así evitar todos los perjuicios en los que esto puede incurrir. En la presente monografía, se utilizarán las principales fórmulas de la mecánica de fluidos para seleccionar un sistema de bombeo adecuado para una poza de colección que descarga en la poza de relaves de una minera del norte del Perú.

El uso eficiente del agua en la minería es una de temas de mayor interés pues es un recurso limitado, al que tener acceso no solo implica un costo económico, sino que cada vez cobra una mayor importancia por temas sociales y ambientales, actualmente incluso está regulado por el Organismo de Evaluación y Fiscalización Ambiental (OEFA) y el OSINERGMIN.

Los sistemas de bombeo en pozas de colección y en pozas de relaves en la etapa de reutilización, es decir, extraer el agua recuperada de los relaves de las represas. Son uno de los procesos más importantes pues involucran las electrobombas de mayor inversión económica además de equipos extras como barcazas que tienen que ser correctamente diseñadas para evitar accidentes que incurran en la pérdida de capital, flotadores, cables eléctricos sumergibles, tubería sumergible.

El cálculo hidráulico es una parte crucial de la implementación de un sistema de bombeo pues un equipo subdimensionado no va a satisfacer la necesidad de la operación requiriendo de más bombas con una configuración en serie o en paralelo, en cambio un equipo sobredimensionado tendrá como consecuencia motores más grandes con un consumo mayor de energía, además de que al no trabajar en su punto de mejor eficiencia serán bombas ineficientes, y todo esto significa pérdidas económicas en los costos de capital (adquisición de equipos iniciales) y de operación y mantención de los equipos de la mina.

Tengo un agradecimiento especial a La Llave Perú, y a los ingenieros que en su momento me permitieron ser parte de este interesante proyecto de sistema de bombeo en pozas.

1.2. Importancia del tema.

La presente monografía busca que evitar errores comunes en los proyectos de sistemas de bombeo en pozas colectoras de agua en minas, o en aplicaciones similares, problemas como la mala selección de diámetros de tubería, baja eficiencia en equipos producto de la mala selección de los mismos en cuanto a tecnología y puntos de operación, desgaste prematuro de sus equipos de bombeo. Donde incluso casas de ingeniería omiten puntos básicos en estos proyectos como una correcta selección de tuberías. De esta forma se beneficiarán la mayor parte empresas mineras donde el uso del agua, su almacenamiento y su recuperación es un punto importante. Así las mineras podrán operar de manera confiable y no verse perjudicados económicamente.

1.3. Identificación del problema.

El principal problema que enfrentaba la mina en la que se ejecutó este proyecto es que las bombas que se encontraban en la poza de colección de agua requerían de constantes mantenimientos, esto se debía principalmente al desgaste prematuro y constante de los componentes de la parte húmeda de sus bombas, en su mayoría debido a un % de sólidos en suspensión en el agua mayor al que pueden manejar sus bombas.

Un segundo problema era mala selección de las bombas que esta mina usaba en estas aplicaciones con respecto a los parámetros de caudal y ADT, y esto se debía por problemas como no verificar la altura estática teniendo en consideración el nivel dinámico de la poza, además de la mala selección de diámetros de tubería, sin asegurar velocidades mínimas de no sedimentación o altas velocidades que generen pérdidas excesivas. Estos errores forzaban a que las bombas operen fuera de su curva de operación, donde son menos eficientes y hay riesgo de cavitación.

En ocasiones algunos usuarios pueden reusar las barcazas para diferentes bombas, lo que origina riesgos de hundimiento o volcadura de todo el sistema de bombeo, las barcazas se deben diseñar a medida a partir de los planos de cada bomba.

La presente monografía tiene como objetivo la correcta selección basándose en los problemas antes mencionados hasta poner en operación la bomba en la poza de colección en una minera del norte del Perú.

1.4. Propuesta de solución.

La presente monografía plantea, entre otros objetivos, una comparativa de tipos de bombas para esta aplicación tomando en cuenta las características del agua recuperada de

la poza, de la profundidad de la misma, solucionando el principal problema de desgaste prematuro por presencia de alto porcentaje de sólidos en suspensión.

Realizando un cálculo del ADT, y selección de diámetros de tubería, se asegura que la selección de la bomba es la correcta y que puede trabajar con buena eficiencia.

En este proyecto, se muestra cómo es que el diseño de la barcaza tiene que ser a medida de la bomba a partir de sus planos para asegurar un correcto funcionamiento, y asegurando un costo beneficio adecuado.

1.5. Justificación del tema.

Teniendo en cuenta la problemática sobre el uso eficiente de un recurso (agua) limitado como es el agua en todo tipo de procesos en la industria, en el agro y sobre todo en la minería por su difícil acceso a este recurso. El presente trabajo se realizó con el fin de servir como una guía práctica en donde se eviten errores y se pueda verificar cálculos hidráulicos para proyectos similares (sistema de bombeo en una poza de recuperación de agua en las minas, en este caso en particular la poza de colección de una minera del norte del Perú), en donde se almacena agua de lluvia y agua proveniente de otros procesos de la mina, que luego será bombeada a la poza de relaves en donde se recuperará el agua para reutilizarla.

1.6. Objetivos de la monografía.

1.6.1. Objetivo General.

El objetivo de la presente monografía es revisar, realizar el cálculo hidráulico y seleccionar un sistema de bombeo sobre barcaza en una poza de colección de agua de una minera del norte del Perú (Cajamarca).

1.6.2. Objetivos específicos.

Los objetivos específicos se pueden dividir en la siguiente lista:

- a.** Calcular los posibles diámetros de tubería necesarias para el sistema de bombeo y calcular las pérdidas primarias de las tuberías preseleccionadas.
- b.** Verificar la viabilidad técnica del proyecto de acuerdo a los resultados de altura estática y pérdidas primarias en los diámetros de tubería preseleccionados, comprobar el diámetro de tubería a usarse y calcular las pérdidas secundarias, así como verificar el ADT con la tubería de HDPE seleccionada final teniendo en cuenta el SDR adecuado.
- c.** Seleccionar la tecnología de bomba más adecuada para la aplicación mediante una comparativa de marcas y verificar los parámetros requeridos en la bomba, calcular la potencia hidráulica, potencia de accionamiento de la bomba, y graficar la curva de la bomba y la del sistema.
- d.** Calcular la mínima sumergencia requerida por la bomba, comprobar el NPSH verificando en conjunto el diseño de la barcaza y comparar los datos reales obtenidos en la puesta en marcha vs los datos calculados.

1.7. Limitaciones del tema.

La presente monografía se va a limitar a trabajar con la data que brindó la minera de Cajamarca, tanto en su TDR (términos de referencia) como en información brindada por el área usuaria y datos tomados en campo, con el fin de seleccionar un sistema de bombeo sobre barcaza para su poza de colección de agua.

No se tratarán temas de automatización, solo se tratarán temas que tengan que ver netamente con la hidráulica del proyecto.

No se tratarán temas de diseño de las bombas, pues son datos confidenciales de cada fabricante, sino que se limitará a las características de funcionamiento en comparación con otras.

Solo se tratarán consideraciones básicas del diseño de barcazas, pues los cálculos de la barcaza del proyecto fueron realizados por una empresa aliada de La Llave (empresa donde laboraba), y el equipo de diseño estaba compuesto de ingenieros navales.

El cálculo del ADT para este proyecto se limita al uso de la información brindada por la Mina en material escrito como planos para el caso de la altura estática, y para el cálculo de las pérdidas secundarias, la valvulería y otros accesorios fueron datos recolectados en reuniones presenciales y virtuales con los usuarios de mina.

2. CAPITULO 2 – MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes

- Campos Veliz, Bryan Alejandro (2018), desarrolló la Tesis para obtener el título de ingeniero civil por la Universidad Católica de Santa María, titulada: “Análisis técnico-económico para optimización del sistema de recuperación de agua por bombeo en una presa de relave. Esta Tesis trata sobre la comparativa en términos técnicos y económicos de un rediseño para la ampliación de un sistema de bombeo en la poza de relave en Quebrada Onda, donde se evalúan diferentes alternativas de Bombas Turbina vertical montadas en barcazas y trabajando en paralelo, para alinearse al incremento en las operaciones de la mina. De donde se pudo tomar como referencia su desarrollo del proyecto, específicamente la parte de la comparativa entre bombas que se replica en este proyecto.
- Salazar Mariño, Yelman Abad (2014), desarrolló una monografía técnica para obtener el grado de ingeniero mecánico de fluidos por la Universidad Nacional Mayor de San Marcos, titulada: Diseño del sistema de recirculación de agua de decantación y actualización del depósito de relaves Nieve Ucra II. Trabajo que trata acerca de la evaluación de la ampliación de la poza de depósito de relaves (laguna Caballococha) por acercarse al nivel estimado de esta, donde almacenan sus depósitos y luego a través de un sistema de bombeo reutilizan el agua, siempre que esta haya decantado los sólidos y siempre que la poza tenga la capacidad de almacenar los sólidos decantados. De esta Monografía se pudo

tomar como referencia el tema en donde la aplicación era similar, sin embargo, las soluciones fueron distintas, en un caso se amplía la poza y en otro hay un bombeo de una poza a otra.

2.2. Introducción a la mecánica de fluidos.

La mecánica de fluidos es una rama de la mecánica que centra su estudio en los líquidos y gases, su movimiento y las fuerzas que lo originan. Esta rama de la ciencia se centra en las leyes que rigen los fluidos en equilibrio (Hidrostática) y también en movimiento (Hidrodinámica).

Las principales aplicaciones del campo de la mecánica de fluidos son principalmente enfocadas en el agua y el aire, teniendo campos de aplicación en la Oceanografía, Ingeniería Naval, estaciones de bombeo, aeronáutica, meteorología, refrigeración y aire acondicionado, neumática, entre muchos otros campos.

2.3. Propiedades de los fluidos.

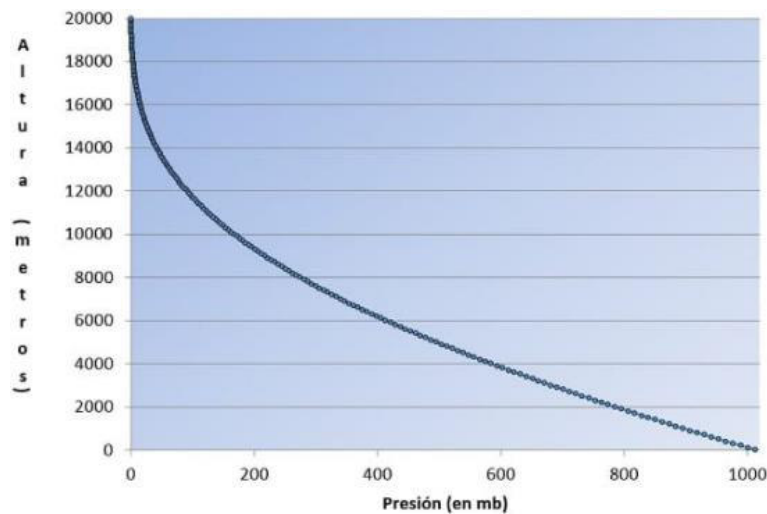
Un fluido se caracteriza por la débil cohesión intermolecular, lo que resulta en que estos no tienen forma propia, sino que toman la forma de cualquier recipiente donde sean contenidos, y posee propiedades como la densidad, peso específico, viscosidad, presión, esta última importante en temas de bombeo, sobre todo cuando se habla de presión atmosférica y su variación según la altitud de operación como se ve en la Figura 1.

La presión atmosférica varía con relación a la altura respecto al mar, por lo que un manómetro marcará cero en la atmosfera donde se encuentren. Esto se relaciona a la presión manométrica y absoluta, donde:

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

$$P_{vac} = P_{atm} - P_{abs}$$

Figura 1: Variación de la presión atmosférica según la altura.



(Relación de presión vs altura, 2018)

2.4. Definición de Bomba

Las bombas son máquinas que transforman energía mecánica en energía hidráulica, en este caso, la gran mayoría de bombas reciben energía eléctrica o energía producto de la combustión, en motores eléctricos y motores de combustión interna respectivamente, esta energía se transmite al eje de los motores, donde ahora es energía mecánica que la bomba transformará en energía hidráulica. El estudio de estas bombas se hace bajo el supuesto de que se trabajan con fluidos incompresibles, es decir que no varían su densidad en operación, o esta variación es despreciable, caso contrario a la forma en la que trabaja un compresor de aire, por ejemplo, en la que el aire si sufre cambios en su densidad.

Estas máquinas pueden dividirse en bombas centrífugas y de desplazamiento positivo. Con esto se puede manejar todas las aplicaciones del sector residencial, industrial y minero. Manejando fluidos como el agua con bombas centrífugas simples, hasta fluidos como asfalto con bombas de desplazamiento positivo tipo de engranajes internos.

2.5. Definición de bombas centrífugas

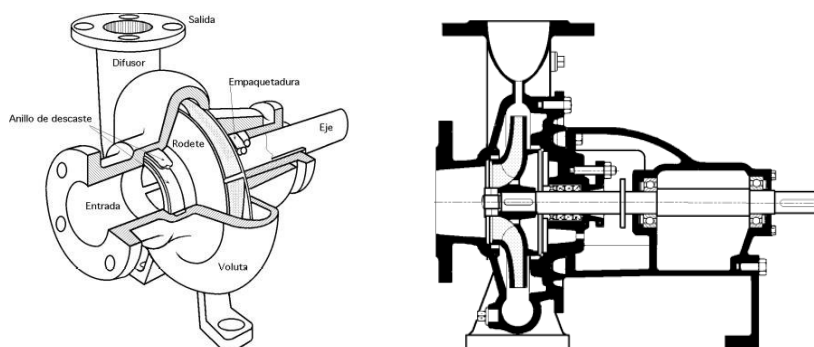
Son máquinas hidráulicas que funcionan de manera inversa que una turbina, una turbina utiliza la energía del fluido para mover, hacer girar las paletas, convierten energía cinética del fluido en energía mecánica. Las bombas centrífugas convierten energía mecánica proveniente de un motor en energía hidráulica otorgando presión a un fluido.

Sus principales partes son: impulsor o rodete, voluta o carcasa, caja de rodamiento (como se ve en la Figura 2). Su funcionamiento tiene el principio de llevar un fluido de una zona de baja presión en el ojo del impulsor a una zona de alta presión conforme el fluido va avanzando por la parte de mayor tamaño en la voluta hasta llegar al difusor.

(Mataix, 1986)

Además, existe una amplia variedad de bombas centrífugas para las diversas aplicaciones de bombeo de fluido que existen, bombas para agua limpia, bombas de proceso para la industria en general, bombas API para el sector Oil and Gas, bombas para pulpa minera, para los molinos en minas, además de las bombas verticales y sumergibles, que también tienen una clasificación similar a lo antes mencionado.

Figura 2: Esquema simple de una bomba horizontal superficial en eje libre.



(Díez, 2015)

2.6. Definición de relaves mineros.

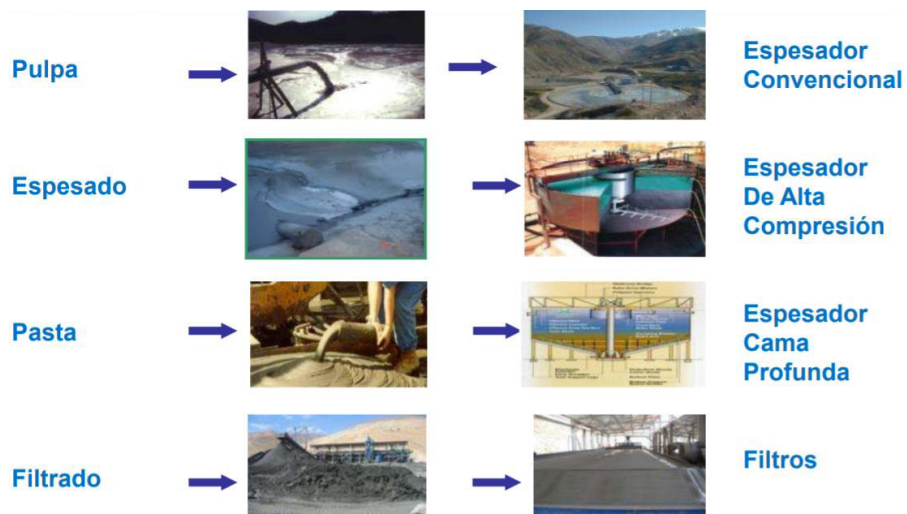
En los relaves siempre hay presencia de agua propio del proceso del que es resultado, o simplemente porque son diluidos en agua para que pueda ser transportado más fácilmente. Estos relaves contienen rocas molidas, minerales en su mayoría no recuperables, productos químicos usados en el proceso. Estos pueden contener diferentes % de sólidos dependiendo del proceso del que provengan, como se ve en la Tabla 1:

Tabla 1: Características de relaves según su consistencia.

Densidad de Pulpa % solidos	Vol. de agua por tonelada de relaves (m ³ / ton)	Consistencia del Relave
30	2.3	PULPA
65	0.5	ESPESADO
75	0.3	PASTA
85	0.2	FILTRADO

(Lara, 2013)

Figura 3: Aplicaciones en donde se encuentran diferentes tipos de relaves.

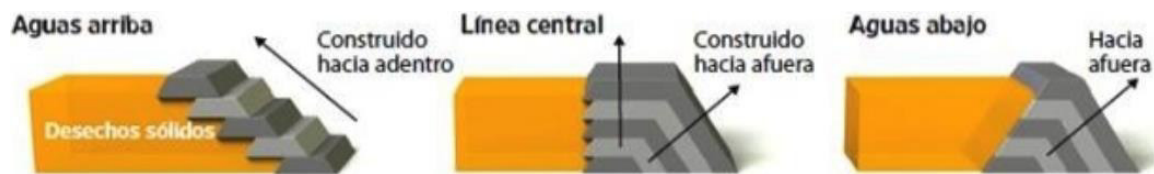


(Lara, 2013)

2.7. Pozas de relaves.

Las Pozas de relaves son necesarias en las minas, pues almacenan los residuos de las operaciones mineras, si estas pozas llegan a su capacidad límite es usual optar por construir nuevas pozas, agrandar las preexistentes o hacerles mantenimiento a las que van llegando a su capacidad máxima, una forma en la que las pozas mantienen un nivel controlado es recuperando agua, que luego de un proceso de sedimentación en las pozas ahora se puede aprovechar agua con un % de sólidos y características que permita su uso en otros procesos mineros.

Figura 4: Diseño de pozas de relaves.



(Extractivismo, conceptos y tendencias, 2016)

Las operaciones mineras que continúan en expansión requieren cada vez de mayor capacidad, por lo que el tipo de construcción es como se muestra en la Figura 4, este tipo de construcción depende de factores como la ubicación y la geología del espacio ocupado, el clima, los materiales de construcción y sobre todo el tipo de relaves.

Todos los tipos de construcción tienen sus propias ventajas, en el primer caso es aplicable para relaves con muy alto contenido de sólidos, y es una construcción hacia adentro, acortando la superficie libre, y su principal ventaja es que hay muy poco movimiento de tierras, a diferencia que en los otros tipos donde la construcción expande el territorio ocupado y genera gastos en movimientos de tierras.

2.8. Bombas centrífugas sumergibles para fluidos con sólidos.

Existe una gran variedad de bombas sumergibles para aplicaciones de drenaje o transporte de lodos, cada bomba con características especiales les da ventajas y desventajas técnicas respecto a otras tecnologías. Hay bombas diseñadas para un porcentaje específico de sólidos en el fluido, partiendo de bombas para agua limpia a las bombas de dragado como las Toyo Pumps que manejan fluidos con un 70% de sólidos.

Las bombas sumergibles para lodos pueden transportar fluidos con hasta 70% de sólidos, siendo de sus principales exponentes la marca Toyo Pumps (Figura 5), su limitante respecto a otros tipos de bombas es que su presión máxima no supera los 45 metros, lo que la hace inviable en muchos proyectos

Figura 5: Bombas Toyo para fluidos con gran concentración de sólidos.



(Heavy pumps TOYO, s.f.)

2.9. Pozas de colección de agua.

La minería en el Perú, suele concentrarse en zonas altas, donde es común encontrar altos niveles de precipitación, sobre todo en determinadas estaciones. Por este motivo es

necesario disminuir el nivel freático sobre todo de la zona que se está explotando, idealmente esta agua tiene que llegar a las pozas de relaves de las minas que son de grandes extensiones y almacenan agua proveniente de los diversos procesos. Surge la necesidad de la creación de pozas de colección de aguas (como en la Figura 6) cuando el lugar explotado, por ejemplo, se encuentra alejado de la poza de relaves o a grandes diferencias de altura. En estas pozas también se almacena agua proveniente de procesos que se realicen cerca de su ubicación además de todas las precipitaciones. Estas pozas son en su mayoría son recubiertas con geomembranas que sirve como contención para el fluido, evitando sobre todo la contaminación que podría generar el fluido almacenado.

En las pozas de colección se instalan sistemas de bombeo para reutilizar el agua, o en otros casos para llevar el agua de la poza de colección a las presas relaveras, de otra forma las pozas de colección corren el riesgo de llenarse.

Figura 6: Poza de colección del proyecto en una minera ubicada en Cajamarca.



(Castañeda, Elaboración propia, 2022)

2.10. Definición de barcazas para minería.

Las barcazas son estructuras flotantes que tienen diversos usos, transporte de minerales sólidos, aplicación que permita el paso del personal de trabajo, como equipo de flotación para sistemas de bombeo. Para el caso de la minería, las barcazas tienen un uso necesario en las pozas de relaves para hacer flotar las bombas de recuperación de agua de las pozas de relaves. Luego de un proceso de sedimentación el agua aún con un % de sólidos es reutilizada para diversos procesos mineros. En la Figura 7, se ve un ejemplo de barcaza siendo usada como equipo de flotación para bomba de recuperación de agua.

Figura 7: Bomba sumergible en barcaza operando en una poza.



(SIGECO, s.f.)

Las barcazas son de rápida construcción, y hechas a medida según la aplicación, para dimensionar una y aprovechar el máximo costo beneficio se debe hacer un estudio de flotabilidad y posteriormente una simulación de la barcaza en operación con el equipo involucrado en la operación como bombas, tuberías y valvulería en general. Además, es necesario conocer todos los parámetros involucrados dimensiones y medidas de las

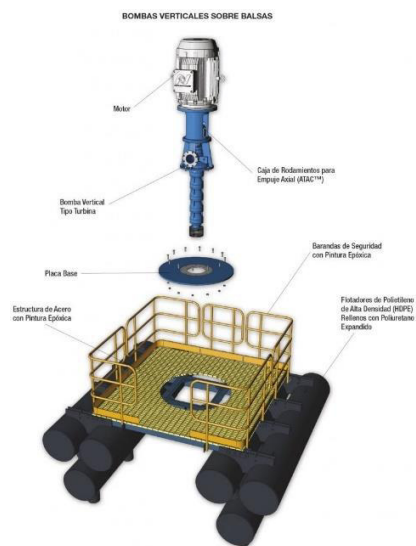
bombas, válvulas, tuberías, incluso el total de personas que podría operar sobre la barcaza ocasionalmente, de esta forma se puede evitar los accidentes como volcaduras de barcasas que generen perdidas económicas importantes.

2.11. Tipos de bombas usadas en barcasas para pozos.

Las bombas más usadas en las pozas de relaves están diseñadas en su mayoría para mover agua recuperada de mina con un % de sólidos aproximadamente menor al 10%, con un nivel de acides, PH de carácter básico o ácido en un rango de 5-9 por lo general.

En cuanto a las tecnologías más usadas de bombas están las bombas de turbina vertical (Figura 8), bombas sumergibles y las bombas anfíbias.

Figura 8: Esquema de bomba VTP y barcaza.



(NEPTUNO PUMPS, s.f.)

2.11.1. Bombas tipo turbina vertical.

Son bombas usadas en pozos profundos con longitudes que no superen los 30-40 metros aproximadamente, estas llevan columnas de acero que unen la bomba y el motor

superficial. En el campo de aplicaciones sobre barcazas, estas bombas suelen tener una configuración close coupled, es decir, sin columnas entre el motor y la bomba, por lo que toma una longitud mucho más corta y aceptable para que puede ir sobre una barcaza en la poza de relaves, en la Figura 8 se aprecia una bomba diseño close coupled en barcaza.

Estas bombas pueden fabricarse en una variedad de materiales de construcción dependiendo de las características del fluido, PH, % de sólidos, cabe mencionar que estas bombas manejan fluidos en su mayoría con no más de 5% de sólidos. Las bombas de turbina vertical son accionadas por un motor vertical superficial que usualmente para trabajar en mina a alturas de más de 4000 msnm, tiene que ser customizado desde fábrica para poder operar en altura o se puede aplicar un derrateo por potencia en el cual se selecciona una potencia alrededor de 30% extra a lo que indica la potencia necesaria de la bomba a condiciones a nivel del mar.

2.11.2. Bombas Sumergibles para fluidos con hasta un 10% de sólidos.

Las Bombas sumergibles para fluidos con hasta un 10% de sólidos tiene otras marcas líderes en el mercado siendo estas: Grindex, Flyght, Gorman Rupp (Figura 9), estas bombas manejan caudales más grandes, y presiones también más superiores, sin embargo, estas presiones no superan tecnologías de bombas multietápicas para fluidos limpios.

Estas bombas se caracterizan por su practicidad en las diferentes aplicaciones, pueden ser hechas de diferentes materiales dependiendo de la aplicación, pasando desde hierro dúctil hasta aleaciones de acero inoxidable super dúplex. Las bombas de drenaje anteriormente manejaban grandes caudales y presiones bajas, sin embargo, con las

nuevas tecnologías, estas bombas ahora pueden manejar grandes presiones con una configuración de incluso más de un impulsor en una misma bomba, y aun conservando la característica de poder manejar fluidos con casi un 10% de sólidos en suspensión. Otras bombas de este tipo tienen una configuración que les permite manejar fluidos con hasta un 60% de sólidos.

Figura 9: Bomba sumergible Gorman Rupp de 275HP.



(Gorman Rupp Pumps - Modelo S8D1-E275, s.f.)

2.12. **Parámetros a tener en cuenta en la selección de una bomba.**

Al seleccionar una bomba se deben tener en cuenta parámetros básicos para que esta selección sea la correcta, un cuestionamiento breve puede dar datos necesarios para poder elegir la mejor bomba pues todo va a depender de la aplicación.

- Fluido: Es uno de los datos más importantes a tener en cuenta, pues no es lo mismo mover agua limpia que pulpa de mineral con un contenido de sólidos superior al 60%, o incluso fluidos como chocolate o clara de huevo que pertenecen al sector alimenticio.
- Tecnología de bomba: La tecnología de bomba se escoge en función del fluido, aquí tiene mucho que ver el nivel de PH del fluido, la densidad, la viscosidad, el

porcentaje de sólidos presentes y el diámetro máximo de estos, dependiendo de esos parámetros se puede decidir entre una bomba centrífuga, o una de desplazamiento positivo, un número determinado de RPM e incluso los materiales de la bomba.

- **Altura de trabajo:** Es importante conocer el lugar de trabajo del equipo de bombeo, pues de este dato depende la selección del motor, que debe ser derrateado con la potencia correcta, los motores se exigen más en altura, aproximadamente un 10% más cada 1000 metros, después de pasados los 1000 msnm (para un motor estándar). Esto es por el tema de refrigeración del motor, pues mientras más altura el aire pierde densidad, por lo que el motor requiere de mayor volumen de aire para compensar. Las electrobombas sumergibles no necesitan ser derrateadas, pues se refrigeran con el mismo fluido, no con el aire.

2.13. **Definición de Caudal.**

En la selección de una bomba, este dato depende del usuario final de este equipo, de su proceso, de cuanto volumen de fluido requiere, y en cuanto tiempo.

Ecuación 1: Ecuación del caudal.

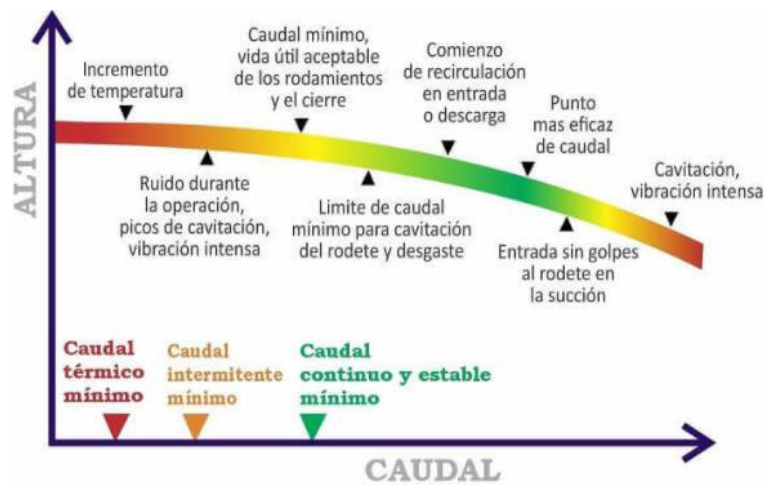
$$Q = \frac{V}{t}$$

Donde:

- Q : Caudal
- V : Volumen
- t : Tiempo

El dato de caudal se puede visualizar en la curva de performance de una bomba en el eje X, y de acuerdo a su ubicación en la curva la bomba tendrá un comportamiento diferente, por lo que se recomienda siempre seleccionar una bomba lo más cerca de su BEP o “mejor punto de eficiencia”.

Figura 10: Curva de Altura vs Caudal.



(Pumps, North Ridge, s.f.)

2.14. Definición de ADT, Altura Dinámica Total.

La altura dinámica total o ADT, es el parámetro más importante de selección en una bomba, este dato va a indicar la presión necesaria en el equipo para mover un fluido desde un punto a otro, si se subdimensiona un equipo con respecto al ADT, es posible que el fluido no llegue a su destino objetivo, o de llegar el caudal sería diferente al necesario ocasionando problemas en el proceso.

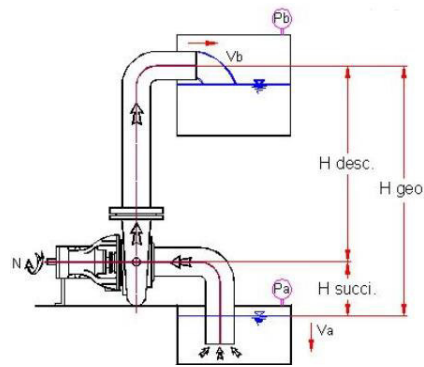
Es importante mencionar que la bomba se ajusta al ADT, el caudal resultante es una consecuencia del cruce de la curva del sistema con la curva de rendimiento de la bomba.

El ADT es el resultado de la suma de la altura estática, las pérdidas primarias o de fricción en tuberías y accesorios, y la presión requerida a la descarga de la bomba, se puede visualizar mejor en la Ecuación 2 y la Figura 11.

Ecuación 2: Ecuación de la altura dinámica total de una bomba.

$$ADT = H_g + (P_a - P_b) + h_f + h_i$$

Figura 11: Esquema de instalación de una bomba, succión y descarga.



(Hidrostal, s.f.)

Donde:

- H_g : Altura estática o geométrica, es la diferencia de cotas entre los espejos de agua de donde se succiona el fluido a mover hasta la descarga.
- $(P_a - P_b)$: Diferencia de presiones absolutas, presiones a las que está sometido la succión y la descarga, esto toma importancia cuando la succión o la descarga se encuentran en tanques presurizados, pero usualmente estos están expuestos a la atmósfera, por lo que estas presiones se cancelan entre sí en la ecuación.
- h_f : Pérdidas primarias o de fricción en toda la tubería del sistema de bombeo.
- h_i : Pérdidas secundarias o pérdidas locales, ocasionadas por accesorios

2.15. Número específico de vueltas en un rodete (Nq)

El número específico o velocidad específica de vueltas de un rodete es un valor adimensional que sirve para determinar las características de un rodete en una turbomáquina. La fórmula para calcular este valor está determinada por:

Ecuación 3: Ecuación del número específico en un rodete.

$$Nq = \frac{RPM \times \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

- RPM: Revoluciones por minuto
- Q: Caudal en m³/s o en GPM
- H: Altura dinámica total en “m” o también en pies “ft” columnas de fluido.

Donde dependiendo del rango resultado de Nq:

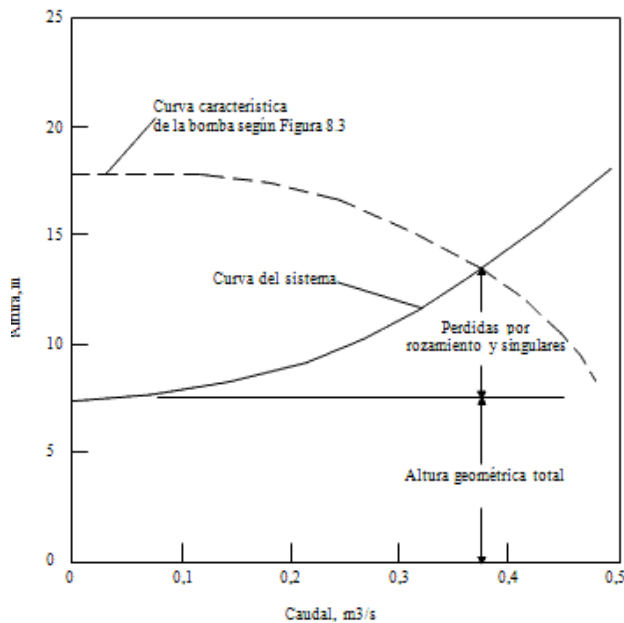
- 11-38: Rodete tipo radial
- 38-82: Rodete Francis
- 82-164: Rodete helicoidal
- 100-500: Rodete axial o tipo hélice

2.16. Definición de la curva del sistema

La curva del sistema es una gráfica que se forma por la intersección de los puntos del ADT, yendo desde un caudal Q1 que suele ser cero, hasta un caudal de Q2.

Esta curva es muy importante, pues al seleccionar una bomba, el punto de operación del equipo se verá representado por la intersección de la curva de rendimiento de la bomba y la curva del sistema, tal como se ve en la Figura 12.

Figura 12: Esquema de la curva del sistema en un sistema de bombeo.



(Diseño Sist de Bombeo: Desarrollo de la curva Altura- Capacidad del sistema., s.f.)

Notar que la curva del sistema parte de cero en cuanto a caudal, pero parte de un valor diferente en altura, esto es la altura geométrica o altura estática que se mantiene constante en el cálculo de ADT, aun cuando el caudal es cero.

2.17. Definición de NPSH disponible y requerido

NPSH: Net positive suction head, ANPA: Altura neta positiva en la aspiración.

Es un parámetro muy importante en el que se debe tener en cuenta lo siguiente para que no ocurra cavitación en el funcionamiento de la bomba.

Ecuación 4: Ecuación de la regla de NPSHd del sistema vs NPSHr de la bomba.

$$NPSH_{disponible} \geq NPSH_{requerido\ de\ la\ bomba} + 0.5\ metros$$

- **NPSH requerido:** Es un parámetro de la bomba seleccionada, y solamente depende del tipo, diseño de la bomba, velocidad de rotación del impulsor de la bomba y del caudal de la misma (a mayor caudal, mayor NPSH requerido).

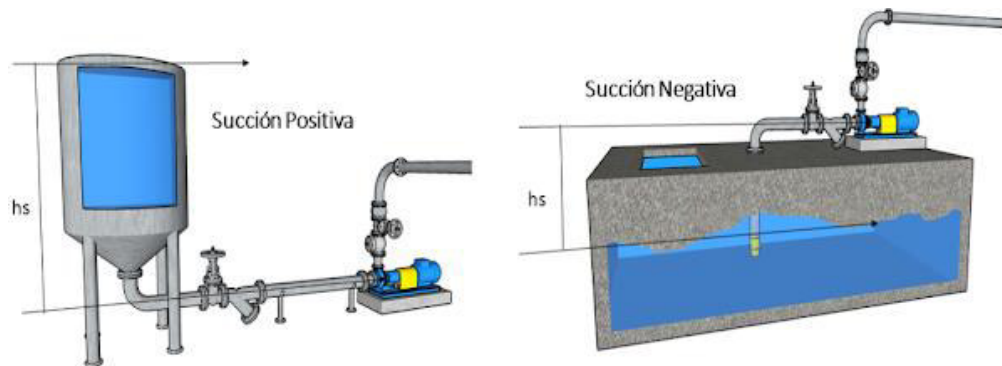
- **NPSH disponible:** Este parámetro no depende de la bomba, sino del sistema, es decir del lugar y tipo de instalación donde opera la bomba. Depende por ejemplo del fluido a bombear, la temperatura de este fluido, la presión atmosférica que a su vez depende de la altura de trabajo, la altura en la succión (positiva o negativa).

El NPSH disponible puede variar en caso se requiera instalar una bomba con un NPSH requerido muy alto. El NPSH de la bomba no se puede variar, sin embargo, el NPSH disponible del sistema si, por ejemplo, elevando el tanque con el fluido, de esta forma la succión positiva aumentará, presurizando el tanque de la succión, así como se ve en la Figura 13, o disminuyendo las perdidas en la succión, usando tuberías más lisas o de mayor diámetro. El NPSH disponible se calcula de la siguiente forma:

Ecuación 5: Ecuación del NPSH disponible del sistema.

$$NPSH_{disponible} = \frac{P_a - P_v}{SG} + H_{succión} - H_f$$

Figura 13: Esquema de succión positiva y negativa en una instalación de bombeo.



(LIELECTRIC, s.f.)

Donde:

- P_a : Presión atmosférica (m)
- P_v : Presión de vapor del fluido a una determinada temperatura
- SG : Gravedad específica del fluido a manejar
- $H_{succión}$: Altura de succión positiva o negativa, como se ve en el gráfico
- H_f : Perdidas por fricción en la succión

2.18. Cavitación

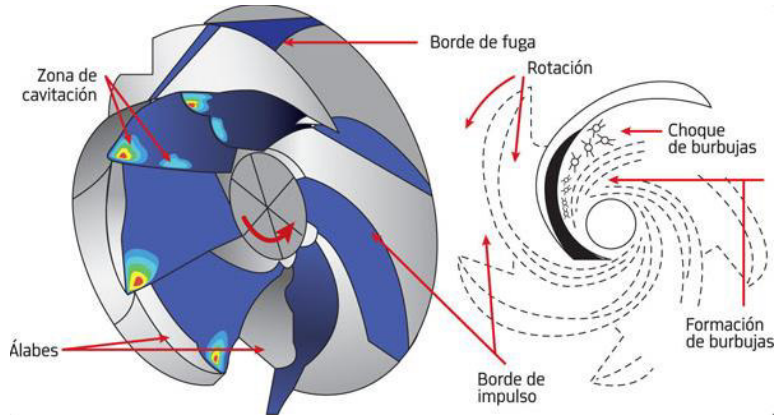
Se llama cavitación al fenómeno de implosión de las burbujas que se generan al interior de una bomba, estas burbujas se forman cuando el fluido pasa de una zona de baja presión (presión menor que la tensión de vapor del fluido) ocasionando que el fluido cambie de estado líquido a gaseoso, luego el fluido al avanzar a través de los impulsores pasa a una zona de alta presión en donde el fluido vuelve a cambiar de estado ocasionando la implosión de las burbujas formadas, como se ve en la Figura 14.

Cuando este fenómeno ocurre cerca de superficies sólidas, estas superficies sufren daños, en especial cuando estas no son de materiales resistentes. En una bomba centrífuga, este fenómeno de cavitación produce vibraciones, ruido y desgaste prematuro en todas las partes que se ven expuestas a este fenómeno. Este ocurre sobre todo en la succión, cuando el fluido pasa por el ojo del impulsor (una zona de baja presión), se forman las burbujas y cuando las burbujas recorren los álabes acercándose a la zona de alta presión, estas burbujas implosionan liberando energía que perjudica las bombas.

La cavitación en una bomba centrífuga se puede evitar verificando que el

$$NPSH_{disponible} \geq NPSH_{requerido\ de\ la\ bomba} + 0.5\ m$$

Figura 14: Imagen de una simulación de cavitación en un impulsor.



(Méndez, s.f.)

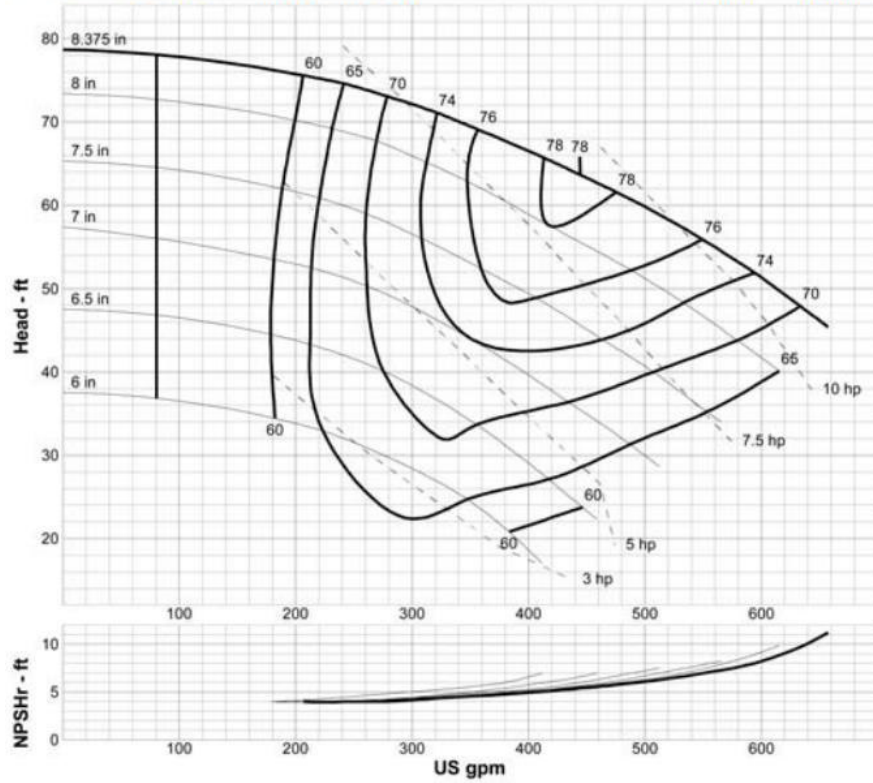
2.19. Curva de performance de una bomba centrífuga.

La curva depende del tipo de tecnología, y del diseño del fabricante, en las curvas de rendimiento se puede observar también parámetros como: eficiencia, potencia absorbida por la bomba, NPSH requerido de la bomba. La curva tiene un diferente performance dependiendo de factores como:

- Nro. de polos del motor: Varias tecnologías de bombas son aptas para trabajar con un motor de 2 Polos (3600 RPM) o 4 Polos (1800 RPM), incluso con 6 Polos u más. En la Figura 15 se ve una curva de la bomba funcionando a 4 Polos.
- Diámetro de impulsor: Como se ve en la Figura 15, la curva de rendimiento permite ver el rango de diámetros de impulsor con el que puede trabajar esta bomba, siendo estos de 6 pulgadas a 8.375 pulgadas. Como se configure la bomba para cada diámetro diferente, la bomba requerirá un motor de una potencia diferente y tendrán un rango de operación de presión y caudal diferente, así como una eficiencia y NPSH requerido diferente también.

Figura 15: Ejemplo de una curva de bomba centrífuga ANSI marca Griswold.

4 x 3 - 8 A70 1800 RPM Curve: G-1808

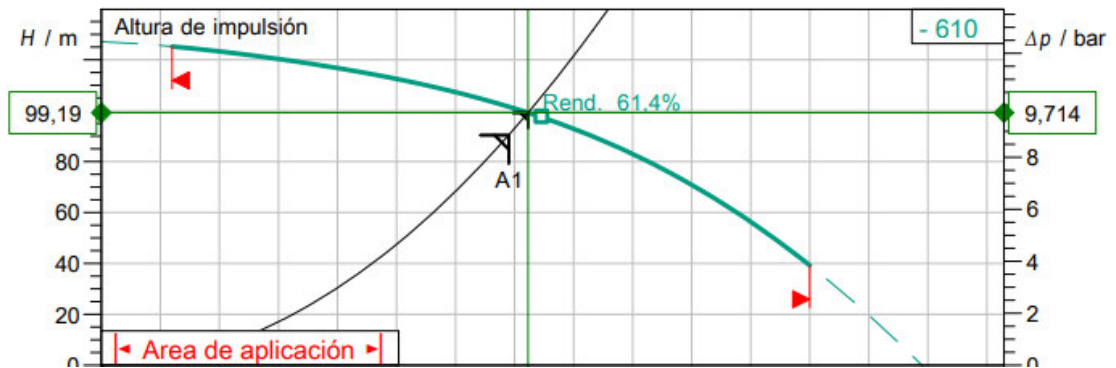


(Griswold)

2.20. Punto de operación en una bomba.

Es intersección de la curva de rendimiento de la bomba y la curva del sistema.

Figura 16: Ejemplo de punto de operación en bomba vertical multietapa Wilo Helix.



(Wilo select 4)

Los Software de selección de bombas de las diferentes marcas de bombas ofrecen diferentes interfaces. Sin embargo, todas muestran una información muy similar y precisa, incluyendo una interpolación de la curva del sistema a lo largo de toda la gráfica de la bomba.

La Figura 16 muestra el resultado de una bomba multietápica vertical para un punto de operación de: 6.9m³/h y 90.4 metros, representado por la A1, la curva del sistema es la línea negra, que en este está partiendo de cero, pero podría partir de una altura específica que sería su altura estática, esta curva se intercepta con la línea verde que es la curva característica de la bomba. Esta intersección es el punto de operación real, y que se puede variar con un estrangulamiento de válvula en la descarga de la bomba, moviendo el punto de operación en toda la curva de la bomba.

2.21. **Sumergencia mínima en bombas sumergibles:**

Este dato lo debe dar el fabricante o confirmar el calculado, normalmente se encuentra en los manuales de instalación, operación y mantenimiento. Sin embargo, se puede tomar como referencia alguna recomendación general de bombas sumergibles.

El nivel mínimo de sumergencia se usa para evitar remolinos alrededor de la bomba o tubería de succión, estos remolinos permiten el ingreso del aire en esa corriente, provocando vibración en la bomba y ruidos molestos. Es posible usar dispositivos en la succión que eliminan en gran medida la presencia de estos remolinos como flotadores alrededor de la succión o sombrillas en la succión.

2.21.1. Sumergencia para una Bomba sumergible modelo S8D1-E275 según el apartado 9.8 del H.I:

En particular para el presente proyecto, de bomba tecnología sumergible, se toma como referencia lo recomendado en el apartado 9.8 del H.I.

Ecuación 6: Ecuación de sumergencia mínima según el apartado 9.8 del H.I

$$S = D(1 + 2.3F_D)$$

Ecuación 7: Ecuación del número de Froude.

$$F_D = \frac{V}{(g \times D)^{0.5}}$$

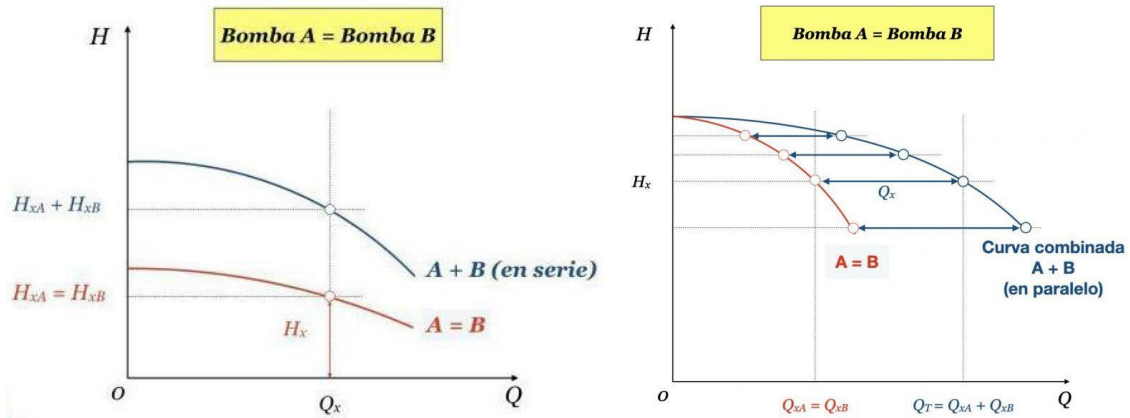
- D : Diámetro de la succión de la bomba (m)
- V : Velocidad en la succión (m/s)
- g : Aceleración de la gravedad (m/s^2)

La mínima sumergencia en lo posible debe ser validada por el fabricante de la bomba, para así evitar responsabilidades en la operatividad de la bomba. Para la bomba de este proyecto el fabricante indicó que la sumergencia debía ser de los 2/3 de la bomba.

2.22. **Funcionamiento de bombas en serie y paralelo**

Cuando se quiere trabajar un sistema de bombeo, donde el que el objetivo son grandes caudales, tales que una sola bomba no podría cumplir la aplicación, la opción es un sistema de bombeo en Paralelo, 2 o más bombas iguales operan en simultáneo, descargando en un mismo manifold, y así les permite alcanzar caudales mucho más grandes. En cambio, cuando la aplicación requiere de grandes presiones se pueden usar más de una bomba en serie, el comportamiento de las curvas de operación se aprecia en la Figura 17).

Figura 17: Curvas de bombas en serie vs en paralelo.



(PumpsBombas - Academy for pumps, s.f.)

2.23. Leyes de afinidad

Las leyes de afinidad se aplican en todas las bombas centrífugas y de flujo axial. Estas leyes son una relación matemática de varios parámetros que intervienen en el rendimiento de una bomba, y que mediante estas leyes permiten calcular variaciones en estos parámetros para conseguir una regulación de flujo, presión, a partir del uso de un variador o un cambio en el diámetro del impulsor de la bomba.

Lo primero es identificar como varían los RPM de la bomba con respecto al cambio en los Hz ocasionado por el uso de un variador de frecuencia, por ejemplo, donde se tiene la siguiente relación:

Ecuación 8: Ecuación de la velocidad angular del motor.

$$N = \frac{120 \times f}{NP}$$

- N : Velocidad angular del motor (RPM)
- f : Frecuencia (Hz)

- NP : Número de polos del motor

Leyes de afinidad en función a la velocidad angular del motor (para control de flujo a velocidad variable):

Ecuación 9: Leyes de afinidad en función de la velocidad angular del motor.

$$\frac{q_{v1}}{q_{v2}} = \frac{N_1}{N_2}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3$$

- q_v : Flujo volumétrico (m³/s)
- H : Carga de la bomba o ADT (metros columna de fluido)
- P : Potencia suministrada por el motor (kW)

De lo anterior, eliminando la variable de velocidad angular también se puede obtener:

$$\left(\frac{q_{v1}}{q_{v2}}\right)^2 = \frac{H_1}{H_2}, \text{ entonces} \quad H_2 = \left(\frac{q_{v1}}{q_{v2}}\right)^2 \times H_1$$

2.24. Potencia hidráulica y potencia de accionamiento de la bomba

De acuerdo a los parámetros hidráulicos la potencia hidráulica es la requerida para mover el fluido que se tiene a un caudal y presión determinado. Es la energía neta que se transmite al fluido

Ecuación 10: Ecuación de la potencia hidráulica y de accionamiento de la bomba.

$$P_H = \rho \times Q \times g \times H \quad \text{o} \quad P = \frac{Q \times H \times S}{75 \times n}$$

Donde:

- P_H : Potencia hidráulica (W)
- ρ : Densidad
- Q : Caudal ($\frac{m^3}{s}$)
- g : Gravedad ($9.81 \frac{m}{s^2}$)
- H : Altura dinámica total (mcf)
- P : Potencia de accionamiento de la bomba
- S : Gravedad específica (1 para el agua limpia)
- n : Eficiencia o rendimiento de la bomba (%)

2.25. Rendimiento de la bomba

El rendimiento se puede calcular mediante la fórmula debajo, donde el resultado es un valor adimensional que se puede convertir a %.

Ecuación 11: Ecuación del rendimiento de la bomba.

$$E_p = \frac{\text{Potencia util}}{P_i} = \frac{Q \times H \times \gamma}{P_i}$$

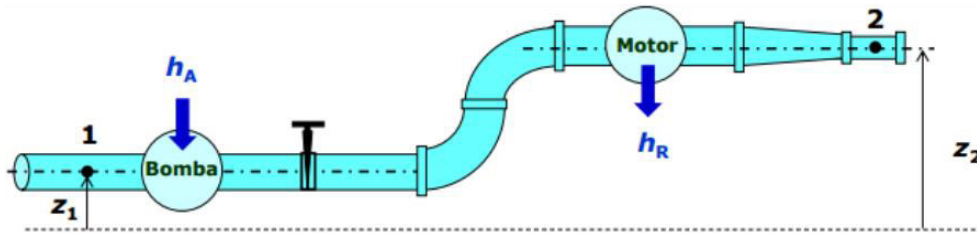
Donde:

- E_p : Rendimiento de la bomba (Adimensional)
- P_i : Potencia absorbida ($kW, \frac{kNm}{s}$)
- γ : Peso específico del fluido ($\frac{kN}{m^3}$)
- Q : Caudal ($\frac{m^3}{s}$)
- H : Altura dinámica total (mcf)

2.26. Ecuación de Bernoulli

La ecuación de Bernoulli, es una relación matemática de la conservación de la energía, que dice que la energía de un fluido permanece constante a lo largo de toda su trayectoria. Sin embargo, esto es ideal, en la realidad se debe tener en cuenta las pérdidas de presión que ocurren en las tuberías, además de otros agentes externos como bombas o motores que suman o restan energía, tal como representa la Figura 18.

Figura 18: Esquema de bombeo entre 2 puntos.



(Demostración de la ecuación de Bernoulli, s.f.)

Ecuación 12: Ecuación de Bernoulli.

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - \sum h_{f_{1-2}} + \sum h_A - \sum h_R = \frac{P_2}{\rho \times g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

- $\sum h_{f_{1-2}}$: Sumatoria de pérdidas hidráulicas entre los puntos 1 y 2, pérdidas por fricción en tuberías, válvulas, conexiones, etc.
- $\sum h_A$: Sumatoria de los incrementos de alturas entregadas por bombas que se hayan instalado entre el punto 1 y 2.
- $\sum h_R$: Sumatoria de los incrementos de altura absorbida por motores que se hayan instalado entre los puntos 1 y 2
- $\frac{P_1}{\rho g}, \frac{P_2}{\rho g}$: Altura de presión.

- z_1, z_2 : Altura geodésica.
- $\frac{v_1^2}{2g}, \frac{v_2^2}{2g}$: Alturas de velocidad.

Para la mayoría de casos solo se tiene en cuenta las pérdidas por fricción, al no presentarse ni bombas ni motores en el análisis entre 2 puntos, por lo que la ecuación se puede simplificar en estos casos a:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - \sum h_{f1-2} = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

2.27. Régimen del flujo – Número de Reynolds (Re)

“Re” es un valor adimensional, y estudia el movimiento de los fluidos a través de tuberías o también alrededor de obstáculos sólidos, define el carácter del flujo (Laminar, Transicional o Turbulento).

El valor del Reynolds es importante porque permite identificar la forma de hallar el coeficiente de fricción dependiendo de el régimen del flujo, y este está definido por:

Ecuación 13: Ecuación del número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho \times V \times D}{\mu} = \frac{V \times D}{\nu}$$

- V : Velocidad del fluido $\left(\frac{m}{s}\right)$
- ρ : Densidad del fluido $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$
- ν : Viscosidad cinemática $\left(\frac{m^2}{s}\right)$
- μ : Viscosidad dinámica $\left(\frac{kg}{m \times s}\right)$

Además, si:

- Si $R_e < 2300$ el flujo es LAMINAR
- Si $2300 < R_e < 4000$ el flujo es TRANSICIONAL
- Si $R_e > 4000$ el flujo es TURBULENTO

2.28. **Fórmula de Durand**

La fórmula de Durand se aplica cuando el fluido presenta cierto porcentaje de sólidos en suspensión, y permite tener una velocidad límite de sedimentación de referencia del fluido. Es decir que la velocidad del fluido debe ser mayor a la velocidad límite de sedimentación para evitar sedimentación en la tubería. Esta fórmula toma mayor importancia cuando el porcentaje de sólidos es mayor a 20%.

Ecuación 14: Ecuación de Durand.

$$V_L = F_L \times \sqrt{\left[2g \times D \frac{(\rho_w - \rho_l)}{\rho_l} \right]}$$

- g : Gravedad (m/s²)
- D : Diámetro de la tubería (m)
- ρ_w : Densidad del sólido (t/m³)
- ρ_l : Densidad del líquido de transporte (t/m³)
- F_L : Es una función de la concentración de la mezcla, que está dada por la siguiente fórmula y resulta un número, es decir un valor adimensional.

$$F_L = 1.15 \times c\%^{0.2275}$$

- $c\%$: Concentración volumétrica expresado en porcentaje

El resultado de la velocidad límite de sedimentación debería cumplir lo siguiente:

$$V_L < V$$

Velocidad límite de sedimentación < Velocidad del fluido en la tubería

2.29. Ecuación de Darcy-Weisbach (1845)

Esta ecuación es una de las más exactas, y es usada ampliamente en el cálculo de pérdidas de carga. Su ecuación original es:

Ecuación 15: Ecuación de Darcy-Weisbach.

$$h_f = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g}$$

Ahora despejando en función del caudal se expresa de la siguiente forma:

$$h = 0.0826 \times f \times \frac{Q^2}{D^5} \times L$$

Donde

- h_f : Pérdidas de carga (mcf)
- L : Longitud total de la tubería (m)
- D : Diámetro interno de la tubería (m)
- V : Velocidad del fluido ($\frac{m}{s}$)
- g : Aceleración de la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)
- Q : Caudal ($\frac{m^3}{s}$)
- f : Factor de fricción de Darcy (Valor adimensional)

El factor de fricción de Darcy “ f ”, depende de:

- V : Velocidad ($\frac{m}{s}$)

- D : Diámetro (m)
- ρ : Densidad del fluido ($\frac{Kg}{m^3}$)
- μ : Viscosidad del fluido ($\frac{N\cdot s}{m^2}$)
- ε : Rugosidad absoluta (m)
- ε_r : Rugosidad relativa de las paredes de la tubería, valor adimensional ($\frac{\varepsilon}{D}$)
- Re : Número de Reynolds

Luego para hallar el factor de fricción de Darcy se pueden aplicar otras ecuaciones y métodos que combinan los parámetros mencionados líneas arriba tales como: El método a través del diagrama de Moody, la ecuación de White – Colebrook, entre otros que se mencionaran más adelante.

De acuerdo al número de Reynolds, al carácter del flujo, se define la ecuación a usar para hallar las pérdidas de carga, siendo:

Para flujo LAMINAR, cuando: $Re < 2300$

$$f = \frac{64}{Re}$$

Para flujo TRANSICIONAL, cuando: $2300 < Re < 4000$

$$f = \frac{1}{(1.81 \times \log Re - 1.5)^2}$$

Para flujo TURBULENTO, cuando: $Re > 4000$

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3.71 \times D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$$

Donde:

- ε : Rugosidad Absoluta (m)

2.30. Ecuación de Colebrook - White (1937-1939)

La ecuación de Colebrook – White, es la más exacta y universal para calcular el coeficiente de fricción “ f ”. La desventaja del uso de esta ecuación es que su resolución implica un método iterativo. La ecuación está dada por:

Ecuación 16: Ecuación de Colebrook-White

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \log \left(\frac{\varepsilon}{3.71 \times D} \right) + \left(\frac{2.51}{Re \times \sqrt{f}} \right)$$

Despejando:

$$f = \left(\frac{1}{-2 \times \log \left(\frac{\varepsilon}{3.71 \times D} \right) + \left(\frac{2.51}{Re \times \sqrt{f}} \right)} \right)^2$$

Donde:

- ε : Rugosidad Absoluta (m)
- D : Diámetro de la tubería (m)
- f : Factor de fricción (adimensional)

Incluso hay normas que especifica que para el cálculo del factor de fricción debe ser usada la ecuación de Colebrook - White, UNE 149201:2008 (para instalaciones de agua).

Es importante mencionar que el uso de esta ecuación es mayormente usado para flujos de régimen transicional o turbulento. Además, para números de Reynolds bastante grandes

la expresión $\left(\frac{2.51}{Re \times \sqrt{f}} \right)$ toma un valor mínimo que puede ser despreciable.

2.31. **Diagrama de Moody (1944)**

El uso del diagrama de Moody sirve para hallar el factor de fricción, sobre todo en flujos de régimen turbulento. Entonces para hallar el coeficiente de fricción a través del diagrama de Moody, se debe conocer el número de Reynolds y la rugosidad relativa. Estos datos se van a ubicar en el diagrama, el número de Reynolds en el eje de las abscisas y luego se proyecta verticalmente hacia la curva que proyecta la rugosidad relativa desde el lado derecho del diagrama. Esa intersección se va a proyectar horizontalmente hacia la izquierda con lo que se obtendrá el coeficiente de fricción.

El diagrama de Moody se muestra en el apartado de cálculos. Se visualiza en la Figura 21 y en la Figura 23. donde se usa el diagrama de Moody para calcular el factor de fricción en tubería de 8" y de 10".

2.32. **Perdidas secundarias (en accesorios)**

Las pérdidas de cargas secundarias, son también llamadas pérdidas locales o pérdidas secundarias, estas pérdidas ocurren en las líneas por los diversos accesorios que se puede encontrar a lo largo de la tubería analizada, por ejemplo, cambios en los diámetros de la tubería en donde se encuentra expansiones o reducciones, obstrucciones, cambios de dirección en el flujo ocasionadas por codos, tees, filtros en línea, o toda clase de valvulería (válvulas mariposa, compuertas, cuchillas, globos, etc.). Todo lo mencionado anteriormente impide que el agua fluya de manera recta como se suponía se había hecho el cálculo de fricción anteriormente.

Estas pérdidas locales se van a sumar a la altura estática de bombeo y a las pérdidas primarias o por fricción para hallar el ADT o altura dinámica total.

2.32.1. Longitud equivalente

Este método es más antiguo que el método del factor K, era muy usado por su simplicidad y practicidad, este método consiste en expresar los accesorios como longitudes cilíndricas de igual diámetro que la tubería, esta longitud equivalente se sumaría al recorrido total de la tubería para calcular las pérdidas por fricción como si fueran primarias.

El método de “Longitud equivalente” entonces depende del tipo de accesorio (válvula, codo, tee, expansión o reducción, etc.). Un punto negativo a tener en cuenta es que la longitud equivalente de los accesorios es única, es decir, no tiene consideraciones especiales en caso la válvula tenga diferentes posiciones de apertura, por lo que si una válvula está totalmente abierta o abierta a un 50% esto no tendrá implicancia en su longitud equivalente, lo que le quita fiabilidad a este método.

2.33. Tuberías de HDPE

Existen diferentes materiales de tuberías, entre los principales están: Tuberías de acero, tuberías de HDPE y las tuberías Pexgol. Cada una con características especiales, ventajas y desventajas.

Las tuberías de acero por ejemplo son rígidas, y vienen en tramos cortos, por lo que, si los recorridos son largos, se tendrán que hacer muchas uniones de tubería lo que implica mucho gasto económico y de tiempo. Las tuberías de HDPE o polietileno de alta densidad, se usan en muchas aplicaciones diversas, entre mineras e industriales, aguantan muy bien la corrosión, pueden venir en rollos de grandes longitudes dependiendo del diámetro y del SDR, por lo que los costos y tiempos de instalación son bajos.

Es importante seleccionar la correcta tubería, y esto va a depender sobre todo de la presión que se necesita aguantar, esto se ve reflejado en los SDR.

Tabla 2: Características de la tubería HDPE PE100.

Propiedad	PE100	Unidad
Presión de servicio	de 4 a 25	Bares
Coefficiente de Hazen y Williams	C = 150	
Factor de Seguridad	1.25	
Longitud	1	metro
Densidad	0.945-0.956	gr/cm ³
Índice de Fluidez (MFR) 190°C/ 5 Kg	0.3	gr/10 min
Contenido negro de humo	2.0-2.5	%
Resistencia a la Tracción	20-23	MPa.
Resistencia a la Flexión	18	MPa.
Modulo Tensil	1000	MPa.
Tensión de Diseño (σ)	6.3	MPa.
Mínimo Esfuerzo Requerido (MRS)	>8	MPa.
Alargamiento de Rotura	>600	%
Coefficiente de dilatación lineal	0.17-0.20	mm/m°C.
Temperatura de fragilidad	<-70	°C
Dureza Shore D a 20°C escala	61	Escala D

(Ficha técnica - Tubos de polietileno TIGRE, 2015)

2.33.1. SDR en tuberías

SDR son las iniciales de: Standard Dimension Ratio, y define la relación entre el diámetro externo y el espesor de las paredes de la tubería.

Ecuación 17: Ecuación para hallar el SDR en tuberías.

$$SDR = \frac{D}{e}$$

Fórmula de la cual se puede inferir que a menor SDR, mayor es el espesor de la tubería y por lo tanto más presión pueden manejar.

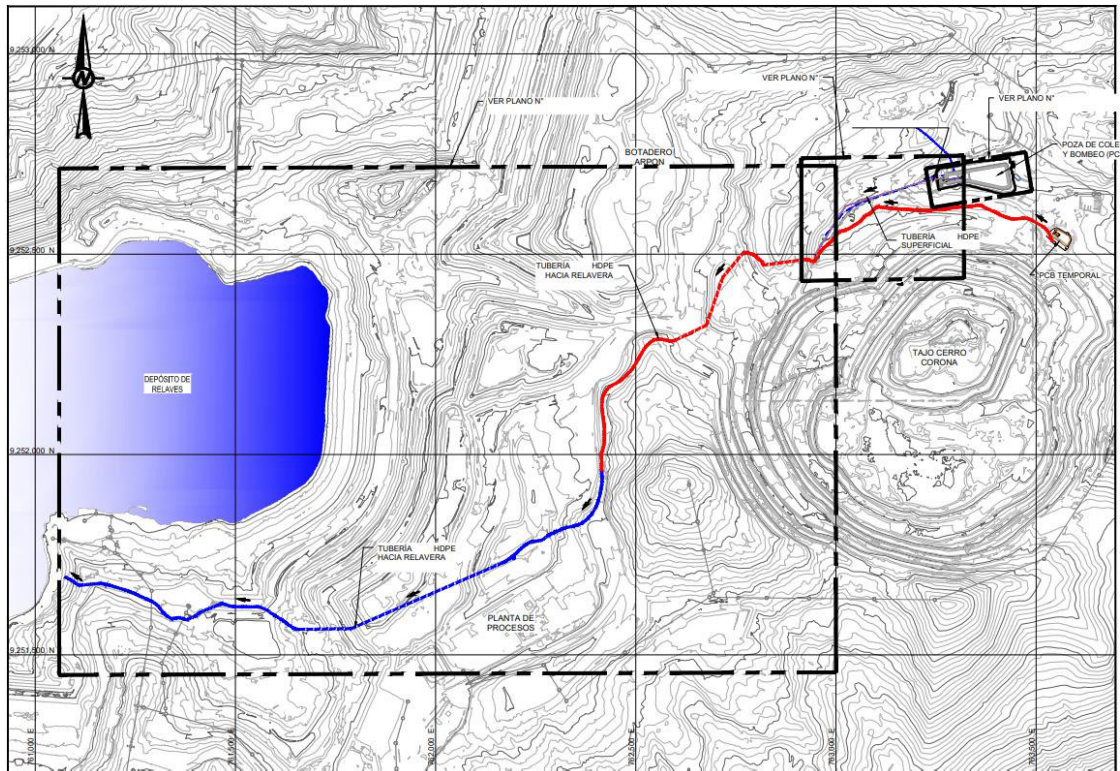
3. INFORMACIÓN DEL PROYECTO, PROCESO METODOLOGICO Y CÁLCULOS HIDRÁULICOS.

3.1.PROCESO METODOLÓGICO





La metodología de cálculo empieza con el cálculo y selección del diámetro y tubería adecuada para el proyecto, teniendo en cuenta que cumplan con la velocidad límite de sedimentación (Fórmula de Durand). Teniendo definida el diámetro de la tubería, se procede a calcular el número de Reynolds, dato con el cual se podrá calcular las pérdidas primarias (perdidas por fricción en la tubería) a través de la fórmula de Darcy Weisbach, por lo que el factor “ f ” faltante se calculará mediante iteraciones usando la fórmula de Colebrook White y se comparará con el resultado del diagrama de Moody, este factor se usará en la ecuación de Darcy Weisbach para hallar las pérdidas en la tubería y analizar el ADT que resulta con la tubería elegida, si las perdidas resultan muy altas, se puede optar por cambiar el diámetro de tubería a uno mayor. Luego de comprobar el diámetro de tubería interno, se usa ese diámetro para el cálculo de pérdidas secundarias, que son las pérdidas en accesorios, para esto se usará el método de longitudes equivalentes, donde con un resultado expresado en metros de tubería se reemplazará en la ecuación de Darcy obteniendo las pérdidas secundarias expresadas en metros columna de fluido. Con este último dato, se puede obtener el ADT o altura dinámica total requerido para el proyecto al sumar la altura estática, las pérdidas primarias y secundarias. Por consiguiente, se puede hallar la potencia de accionamiento de la bomba y verificar en la curva de la bomba la viabilidad, posteriormente se puede seleccionar la mejor bomba, proceder con el diseño de la barcaza para luego ejecutar la puesta en marcha del proyecto.

3.2.CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL PROYECTO

Figura 19: Esquema general del proyecto.



(Terminos de referencia de la minera del norte, 2019)

-  Tubería superficial de HDPE SDR 11, de 257.8mm de diámetro interno.
-  Tubería enterrada de HDPE SDR 11, de 257.8mm de diámetro interno.
-  Tubería superficial de HDPE SDR 11, de 257.8mm de diámetro interno, en análisis de cambio de SDR.
-  Tubería enterrada de HDPE SDR 11, de 257.8mm de diámetro interno, en análisis de cambio de SDR.

La presente monografía trata de un proyecto que se formuló en el 2019, se ejecutó a finales del 2021 teniendo la puesta en marcha a inicios del 2022.

Según el TDR (Términos de referencia) de la minera del norte del Perú, las bombas se usarán en una poza de colección de agua, de donde bombearán el agua o “relave” por sus características, a la poza de relaves ubicada a aproximadamente 3 km, para su posterior proceso de recuperación de agua. La mina ha determinado al ingreso de agua por las lluvias y el llenado propio de las operaciones mineras, que deben mover un caudal de 210 m³/h, y considerando los eventos extremos de los últimos 100 años, requerirían un caudal máximo de 420 m³/h, por lo que el proyecto en su primera etapa es la adquisición de una bomba necesaria para llegar al caudal promedio calculado de 210 m³/h. Sin embargo, en algunas épocas el caudal requerido es menor a 210 m³/h, por lo que se ha considerado en el futuro el uso de 2 bombas con líneas independientes que funcionen en simultaneo cuando se requiera. Este proyecto ayudaría a reducir la cantidad de bombas que vienen usando para llegar al caudal promedio (210m³/h).

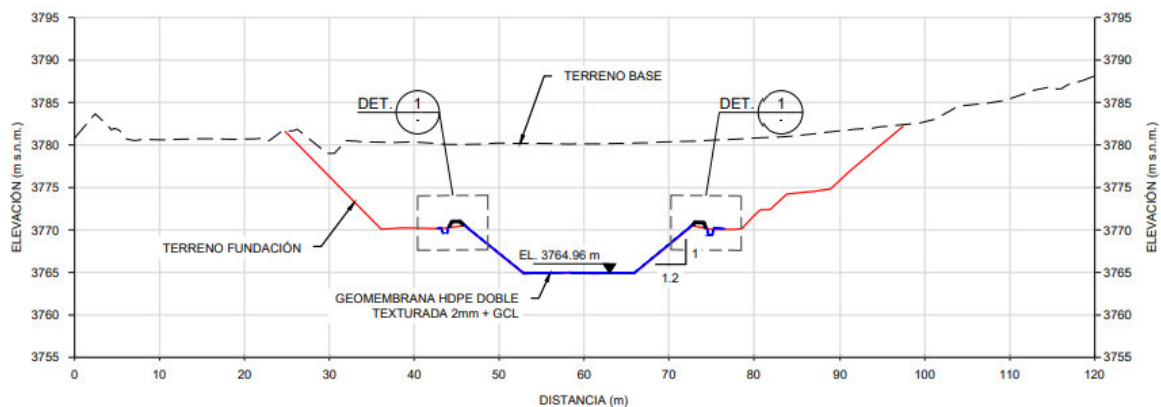
Se proseguirá la monografía y sus cálculos según los datos proporcionados por el equipo de ingeniería de la mina en cuestión.

- Fluido: Relaves con bajo % de sólidos, agua de mina con sólidos.
- Caudal: 210 m³/h
- Concentración en porcentaje de los sólidos en volumen: 4.5%
- Concentración en porcentaje de los sólidos en peso: 7.82%
- Densidad de los sólidos: 1.8 (t/m³) (g/cm³)
- Densidad del relave: 1.036 (t/m³) (g/cm³)
- Densidad del líquido: 1 (t/m³) (g/cm³) = 1000 (kg/m³)
- PH del fluido: 5-7

- Temperatura: 4-20°C
- Viscosidad dinámica o absoluta: $1.02\text{cp} = 0.00102 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}\times\text{s}}\right)$
- Viscosidad cinemática: $9.845\times 10^{-7} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)$
- Tamaño de sólidos, d50: 100 micrones o 0.1 mm
- Nivel mínimo de agua en la PCB: 3765.70 msnm
- Nivel máximo de agua en la PCB: 3769.50 msnm
- Nivel más elevado tubería: 3911.5 msnm
- Altura estática, diferencia de cotas en el nivel mínimo de agua: 145.80 m
- Altura estática, diferencia de cotas en el nivel máximo de agua: 142 m
- Longitud total de la tubería: 2906 m
- Rugosidad Absoluta de la tubería (mm): 0.0015

En la vista de sección de la poza del proyecto (Figura 20) se visualiza el nivel inferior de la poza. Además, en promedio, los niveles mínimos y máximos de agua en la poza.

Figura 20: Poza de colección del proyecto, vista de sección.



(Terminos de referencia de la minera del norte, 2019)

3.3.CÁLCULOS EN BASE A LA METODOLOGÍA

- i. Se calculará el diámetro interno de la tubería partiendo del caudal y utilizando la ecuación de continuidad, además, se comparará la velocidad recomendada del flujo medio en la tubería. Se trabajará con el Caudal indicado en el punto interior: 210m³/h para los posibles diámetros de tubería:

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

- Tubería de HDPE de 6" de diámetro interno

$$V = \frac{210 \frac{m^3}{h}}{(\pi \times 6in^2)/4} = \frac{840 \frac{m^3}{h}}{(3.1416 \times (0.1524m)^2)/4} = \frac{840m^3/3600s}{0.0729m^2} = 3.198 \frac{m}{s}$$

- Tubería de HDPE de 8" de diámetro interno

$$V = \frac{210 \frac{m^3}{h}}{(\pi \times 8in^2)/4} = \frac{840 \frac{m^3}{h}}{(3.1416 \times (0.2032m)^2)/4} = \frac{840m^3/3600s}{0.1297m^2} = 1.799 \frac{m}{s}$$

- Tubería de HDPE de 10" de diámetro interno

$$V = \frac{210 \frac{m^3}{h}}{(\pi \times 10in^2)/4} = \frac{840 \frac{m^3}{h}}{(3.1416 \times (0.254m)^2)/4} = \frac{840m^3/3600s}{0.2027m^2} = 1.151 \frac{m}{s}$$

Ahora la velocidad del flujo en la línea de impulsión debería encontrarse en el rango aproximado de:

$$1 \frac{m}{s} < V < 2.5 \frac{m}{s}$$

Este rango de velocidad permite evitar excesivas pérdidas primarias, es decir pérdidas por fricción, siempre y cuando cumpla con otros parámetros como velocidad límite de sedimentación y que las pérdidas resultantes permitan la viabilidad del proyecto.

Por lo que se puede verificar que el único diámetro de tubería que da un resultado de velocidad de flujo en tubería que se encuentre en el rango esperado sería 8" y 10", por lo que se analizará primero con 8".

ii. Mediante la fórmula de Durand se calculará la velocidad límite de sedimentación.

Se tendrá en cuenta que el diámetro de tubería seleccionado en el punto anterior fue de 8", por lo que la velocidad límite de sedimentación se calculará en base a este diámetro, pero expresado en metros.

$$V_L = F_L \times \sqrt{\left[2gD \frac{(\rho_w - \rho_l)}{\rho_l} \right]} \quad \text{además, } F_L = 1.15 \times c\%^{0.2275}$$

Calculando primero F_L :

$$F_L = 1.15 \times 0.045^{0.2275}, \text{ entonces: } F_L = 0.568$$

Reemplazando en la ecuación de Durand:

$$V_L = 0.568 \times \sqrt{\left[2 \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 0.2032 m \frac{\left(1.8 \frac{t}{m^3} - 1 \frac{t}{m^3} \right)}{1 \frac{t}{m^3}} \right]}$$

$$V_L = 0.568 \times \sqrt{\left[3.9868 \frac{m^2}{s^2} \times 0.8 \frac{t}{m^3} \right]}$$

$$V_L = 0.568 \times \sqrt{3.1894} \frac{m}{s} \text{ por lo que: } V_L = 1.0144 \frac{m}{s}$$

Por lo tanto, comparando la velocidad del fluido y la velocidad límite de sedimentación se verifica que cumple la condición, por lo que el diámetro seleccionado es correcto.

Velocidad límite de sedimentación < Velocidad del fluido en la tubería

$$1.0144 \frac{m}{s} < 1.799 \frac{m}{s}$$

iii. Calculando el Nro de Reynolds a partir de la velocidad y el diámetro obtenidos.

- $V: 1.799 \frac{m}{s}$
- $D: 8''$ o $0.2032 m$
- ρ_l : Densidad del fluido: $1036 \frac{Kg}{m^3}$
- μ : Viscosidad dinámica: $1.02 \text{ cp} = 0.00102 \left(\frac{kg}{m \cdot s} \right)$
- ν : Viscosidad cinemática: $9.845 \times 10^{-7} \left(\frac{m^2}{s} \right)$

$$Re = \frac{\rho \times V \times D}{\mu} = \frac{V \times D}{\nu}$$

$$Re = \frac{1036 \frac{Kg}{m^3} \times 1.799 \frac{m}{s} \times 0.2032 m}{0.00102 \text{ Kg/m} \times s} = 371291$$

Por lo tanto, el número de Reynolds se encuentra en régimen Turbulento.

$$Re = 371291 > 4000, \text{ por lo tanto, es Régimen Turbulento}$$

iv. Se calculará las pérdidas primarias a través de la fórmula de Darcy - Weisbach

$$h_f = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g}$$

Además, según el resultado anterior el régimen del flujo será Turbulento por lo que el factor “ f ”, se calculará a partir de la fórmula de Pavlov, 1981:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3.71 \times D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$$

Donde:

- ε : Rugosidad Absoluta (m)
- D : Diámetro de la tubería (m)

Por dato de la tubería se tiene que la ε (Rugosidad absoluta) es igual a 0.0015mm o

$1.5 \cdot 10^{-6}$ m. Reemplazando:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{0.0000015}{3.71 \times 0.2032} + \frac{5.74}{371291^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = \frac{0.25}{[\log(5.773 \times 10^{-5})]^2} = \frac{0.25}{[-4.2386]^2}, \text{ Entonces: } f = 0.01391$$

El factor “ f ” para un flujo en régimen turbulento es: 0.01397.

Reemplazando en la ecuación de Darcy – Weisbach:

$$h_f = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Donde:

- h_f : Pérdidas de carga (m)
- L : Longitud total de la tubería (m)
- D : Diámetro interno de la tubería (m)
- V : Velocidad media del fluido en la tubería ($\frac{m}{s}$)
- g : Aceleración de la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)
- f : Factor de fricción a reemplazar en la Ec. de Darcy Weisbach (adimensional)

$$h_f = 0.01391 \times \frac{L}{0.2032m} \times \frac{\left(1.799 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9.81 \frac{m}{s^2}}$$

- v. Se hallará el factor de fricción de acuerdo a las fórmulas de Colebrook – White (Para hallar el factor de fricción), para comparar con lo resultado por la fórmula de Darcy Weisbach

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \log \left(\frac{\varepsilon}{3.71 \times D} \right) + \left(\frac{2.51}{Re \times \sqrt{f}} \right)$$

Despejando:

$$f = \left(\frac{1}{-2 \times \log \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.71 \times D} \right) + \left(\frac{2.51}{Re \times \sqrt{f}} \right) \right]} \right)^2$$

Donde:

- ε : Rugosidad Absoluta (m)
- f : Factor de fricción (adimensional)

Para resolver la ecuación de Colebrook – White y poder obtener el coeficiente más exacto de fricción se debe usar el método de las iteraciones, donde para poder realizar las iteraciones se toma un valor referencial del factor de fricción a partir del cual se empezará a calcular el factor de fricción real, de esta forma:

$$f_a = \left(\frac{1}{-2 \times \log \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.71 \times D} \right) + \left(\frac{2.51}{Re \times \sqrt{f_c}} \right) \right]} \right)^2$$

Donde:

- f_a : Factor de fricción asumido (adimensional)
- f_c : Factor de fricción calculado (adimensional)

Iteración número 1:

Se comienza indicando un factor de fricción asumido igual a 3, ($f_a = 3$).

Reemplazando los datos se obtiene el primer factor de fricción calculado que en la segunda iteración será el factor de fricción asumido.

$$3 = \left(\frac{1}{-2 \times \log \left[\left(\frac{0.0000015m}{3.71 \times 0.2032m} \right) + \left(\frac{2.51}{371291 \times \sqrt{f_c}} \right) \right]} \right)^2$$

$$f_c = 0.0091409049$$

Iteración número 2:

El factor de fricción calculado resultante de la primera iteración pasará a ser el nuevo factor de fricción asumido para así calcular un nuevo factor de fricción calculado y así sucesivamente hasta obtener un factor calculado con un % de error aproximadamente de 0% respecto al de una iteración anterior. Entonces se tiene:

$$0.0091409049 = \left(\frac{1}{-2 \times \log \left[\left(\frac{0.0000015m}{3.71 \times 0.2032m} \right) + \left(\frac{2.51}{371291 \times \sqrt{f_c}} \right) \right]} \right)^2$$

$$f_c = 0.0145968007$$

Iteración número 3:

$$0.0145968007 = \left(\frac{1}{-2 \times \log \left[\left(\frac{0.0000015m}{3.71 \times 0.2032m} \right) + \left(\frac{2.51}{371291 \times \sqrt{f_c}} \right) \right]} \right)^2$$

$$f_c = 0.0139259318$$

Iteración número 4:

$$0.0139259318 = \left(\frac{1}{-2 \times \log \left[\left(\frac{0.0000015m}{3.71 \times 0.2032m} \right) + \left(\frac{2.51}{371291 \times \sqrt{f_c}} \right) \right]} \right)^2$$

$$f_c = 0.0139910385$$

Así continua hasta la iteración 10 y 15, donde resulta:

Iteración número 10:

$$0.0139851461 = \left(\frac{1}{-2 \times \log \left[\left(\frac{0.0000015m}{3.71 \times 0.2032m} \right) + \left(\frac{2.51}{371291 \times \sqrt{f_c}} \right) \right]} \right)^2$$

$$f_c = 0.0139851462$$

Las iteraciones se continúan hasta llegar a un error % aproximado de cero. Agrupando los resultados obtenidos en 12 iteraciones en un cuadro resumen se obtiene:

Tabla 3: Resumen de iteraciones para hallar el factor de fricción para tubería de 8”.

			Unidades
e	Rugosidad (m)	0.0000015	m
D	Diámetro (m)	0.2032	m
Re	Reynolds	371291	

		Factor de fricción		
	Ff asumido	f calculado	error	%E
1	3.0000000000	0.0091409049	-2.9908590951	-3271950.80035%
2	0.0091409049	0.0145968007	0.0054558958	3737.73400%
3	0.0145968007	0.0139259318	-0.0006708688	-481.74071%
4	0.0139259318	0.0139910385	0.0000651067	46.53457%
5	0.0139910385	0.0139845614	-0.0000064771	-4.63161%
6	0.0139845614	0.0139852042	0.0000006428	0.45963%
7	0.0139852042	0.0139851404	-0.000000638	-0.04563%
8	0.0139851404	0.0139851467	0.000000063	0.00453%
9	0.0139851467	0.0139851461	-0.000000006	-0.00045%
10	0.0139851461	0.0139851462	0.000000001	0.00004%
11	0.0139851462	0.0139851462	0.000000000	0.00000%
12	0.0139851462	0.0139851462	0.000000000	0.00000%
13	0.0139851462	0.0139851462	0.000000000	0.00000%
14	0.0139851462	0.0139851462	0.000000000	0.00000%
15	0.0139851462	0.0139851462	0.000000000	0.00000%

(Castañeda, Elaboración propia, 2022)

Como se puede observar, con 11 iteraciones se ha obtenido un % de error en el factor de fricción calculado de 0%.

Entonces, el factor de fricción calculado por Colebrook – White es:

$$f_c = 0.0139851462$$

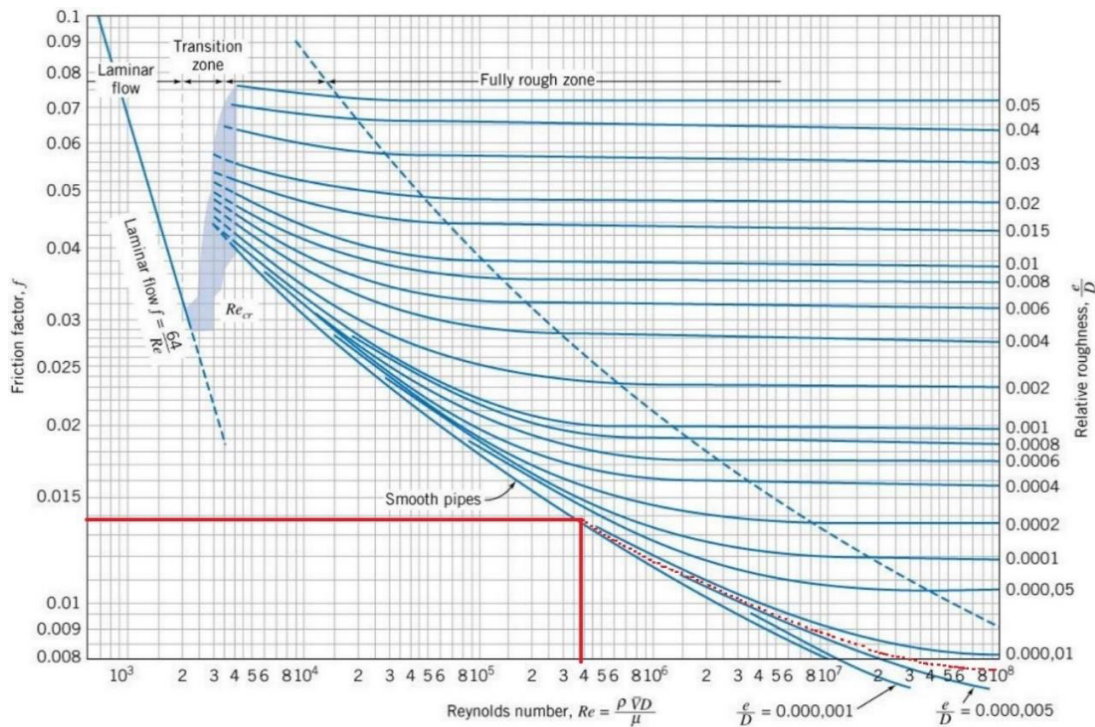
vi. Se calcula el factor de fricción a través del Diagrama de Moody. Donde:

- $\frac{\varepsilon}{D}$: Rugosidad relativa (adimensional)

En el presente proyecto, $\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.0000015m}{0.2032} = 0.0000073819$ (Rugosidad relativa)

La rugosidad relativa proyectará una curva propia del gráfico desde el lado derecho del gráfico, que cruzará a la línea proyectada por el número de Reynolds desde el eje de las abscisas hacia arriba en forma vertical, la intersección de la curva y la línea vertical se proyectará horizontalmente a la izquierda, y esta indicará el factor de fricción buscado.

Figura 21: Diagrama de Moody – Factor de fricción para tubería de 8”.



(Diagramaweb, 2022)

$$f (Moody) \cong 0.0139$$

- vii. Comparando los resultados obtenidos según los diferentes métodos para verificar que el cálculo sea el correcto:

Pavlov, 1981

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3.71 \times D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.01391$$

Colebrook – White, método de iteraciones

$$f_a = \left(\frac{1}{-2 \times \log \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.71 \times D} \right) + \left(\frac{2.51}{Re \times \sqrt{f_c}} \right) \right]} \right)^2 = 0.0139232420$$

Diagrama de Moody

$$f (Moody) \cong 0.0139$$

Por lo que se puede observar los resultados guardan concordancia, a partir de ahora se trabajará con el promedio:

$$f = 0.01391$$

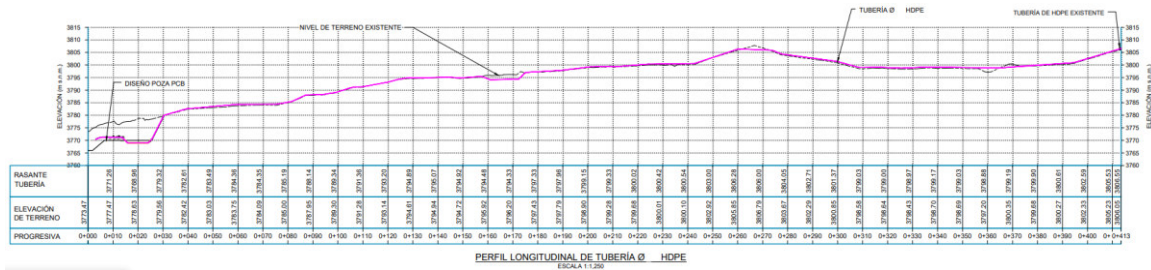
- viii. Calculando las pérdidas primarias por Darcy – Weisbach según los factores de fricción obtenidos por los diferentes métodos antes resueltos.

$$h_f = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} = 0.014 \times \frac{L}{0.2032m} \times \frac{\left(1.799 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times 9.81 \frac{m}{s^2}}$$

Respecto a las pérdidas primarias, mediante la fórmula de Darcy – Weisbach, interviene un parámetro importante que es la longitud total de la tubería. Que se muestra en la Figura 22, esta imagen está partida en 2 para mejorar su visualización.

Figura 22: Perfil Longitudinal de la tubería en 2 tramos para mejor visualización.

0 – 413 metros



ix. Analizando el ADT para la opción de tubería de 8". Por dato y por los planos del terreno se tiene que la altura estática máxima, para cuando el nivel de agua en la poza es mínimo es de 145.80 metros, por lo que el ADT será:

$$ADT = H_g + (P_a - P_b) + h_f + h_i$$

$$ADT = 145.80mcf + 0 + 32.82m + h_i = 178.62mcf + h_i$$

Por lo tanto, el ADT resultará mayor que 178.62m, lo que volverá inviable el proyecto.

En los siguientes puntos se tomará la elección de la bomba, sin embargo, se sabe que las bombas tienen una capacidad limitada en cuanto a ADT, por lo que se hará la prueba con tubería de 10", con el fin de reducir las pérdidas primarias y encontrar una bomba que cumpla con la aplicación.

x. **Analizando la alternativa de 10"**. Calculando las pérdidas primarias con tubería de 10" $\cong 0.254m$ buscando disminuir las pérdidas de fricción o primarias.

Aplicando los mismos cálculos para obtener menores pérdidas por fricción.

Velocidad media del flujo, para un caudal de $210m^3/h$

$$V = \frac{210 \frac{m^3}{h}}{(\pi \times 10in^2)/4} = \frac{840 \frac{m^3}{h}}{(3.1416 \times (0.254m)^2)/4} = \frac{840m^3/3600s}{0.2027m^2} = 1.151 \frac{m}{s}$$

Verificando con la velocidad límite de sedimentación:

$$V_L = F_L \times \sqrt{\left[2g \times D \times \frac{(\rho_w - \rho_l)}{\rho_l}\right]}$$

Donde:

$$F_L = 1.15 \times c\%^{0.2275} = 1.15 \times 0.045^{0.2275}, \text{ entonces: } F_L = 0.568$$

Reemplazando en la ecuación de Durand:

$$V_L = 0.568 \times \sqrt{\left[2 \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 0.254 m \frac{\left(1.8 \frac{t}{m^3} - 1 \frac{t}{m^3}\right)}{1 \frac{t}{m^3}} \right]}$$

$$V_L = 0.568 \times \sqrt{\left[4.98348 \frac{m^2}{s^2} \times 0.8 \right]} = 1.134 \frac{m}{s}$$

Velocidad límite de sedimentación < Velocidad del fluido en la tubería

$$1.134 \frac{m}{s} < 1.151 \frac{m}{s} \text{ Cumple.}$$

Calculando el Nro de Reynolds a partir de los resultados obtenidos en el punto anterior.

$$R_e = \frac{\rho \times V \times D}{\mu} = \frac{V \times D}{\nu} = \frac{1036 \frac{Kg}{m^3} \times 1.151 \frac{m}{s} \times 0.254m}{0.00102 \text{ Kg/m} \times \text{s}} = R_e = 296940$$

$$R_e = 296940 > 4000: \text{ Régimen Turbulento}$$

Calculando las pérdidas primarias a través de la fórmula de Darcy - Weisbach

$$h_f = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g}$$

Método 1, hallando el factor “f” para flujo de régimen turbulento.

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3.71 \times D} + \frac{5.74}{R_e^{0.9}} \right) \right]^2} = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{0.0000015}{3.71 \times 0.254} + \frac{5.74}{296940^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.01447$$

Método 2, hallando el factor “f” por el método iterativo de Colebrook – White

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \log \left(\frac{\varepsilon}{3.71 \times D} \right) + \left(\frac{2.51}{R_e \times \sqrt{f}} \right)$$

Para resolver la ecuación de Colebrook – White, se debe usar el método de las iteraciones, donde se toma un valor referencial del factor de fricción a partir del cual se empezarán a calcular el factor de fricción real, de esta forma:

$$f_a = \left(\frac{1}{-2 \times \log \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.71 \times D} \right) + \left(\frac{2.51}{Re \times \sqrt{f_c}} \right) \right]} \right)^2$$

- f_a : Factor de fricción asumido (adimensional)
- f_c : Factor de fricción calculado (adimensional)

Iteración número 1:

Se comienza indicando un factor de fricción asumido igual a 3, ($f_a = 3$).

Reemplazando los datos se obtiene el primer factor de fricción calculado que en la segunda iteración será el factor de fricción asumido.

$$3 = \left(\frac{1}{-2 \times \log \left[\left(\frac{0.0000015m}{3.71 \times 0.254m} \right) + \left(\frac{2.51}{296940 \times \sqrt{f_c}} \right) \right]} \right)^2$$

$$f_c = 0.0092849542$$

Iteración número 2:

$$0.0092849542 = \left(\frac{1}{-2 \times \log \left[\left(\frac{0.0000015m}{3.71 \times 0.254m} \right) + \left(\frac{2.51}{296940 \times \sqrt{f_c}} \right) \right]} \right)^2$$

$$f_c = 0.0152485434$$

Iteración número 3:

$$0.0152485434 = \left(\frac{1}{-2 \times \log \left[\left(\frac{0.0000015m}{3.71 \times 0.254m} \right) + \left(\frac{2.51}{296940 \times \sqrt{f_c}} \right) \right]} \right)^2$$

$$f_c = 0.0144835885$$

Iteración número 4:

$$0.0144835885 = \left(\frac{1}{-2 \times \log \left[\left(\frac{0.0000015m}{3.71 \times 0.254m} \right) + \left(\frac{2.51}{296940 \times \sqrt{f_c}} \right) \right]} \right)^2$$

$$f_c = 0.0145600640$$

Iteración número 10:

$$0.0145529388 = \left(\frac{1}{-2 \times \log \left[\left(\frac{0.0000015m}{3.71 \times 0.254m} \right) + \left(\frac{2.51}{296940 \times \sqrt{f_c}} \right) \right]} \right)^2$$

$$f_c = 0.0145529389$$

Tabla 4: Resumen de iteraciones para hallar el factor de fricción para tubería de 10”.

			Unidades
e	Rugosidad (m)	0.0000015	m
D	Diámetro (m)	0.254	m
Re	Reynolds	296940	

	Factor de fricción			
	Ff asumido	f calculado	error	%E
1	3.0000000000	0.0092849542	-2.9907150458	-3221033.69721%
2	0.0092849542	0.0152485434	0.0059635892	3910.92383%
3	0.0152485434	0.0144835885	-0.0007649549	-528.15291%
4	0.0144835885	0.0145600640	0.0000764755	52.52418%
5	0.0145600640	0.0145522091	-0.0000078549	-5.39774%
6	0.0145522091	0.0145530137	0.0000008046	0.55285%
7	0.0145530137	0.0145529312	-0.0000000824	-0.05664%
8	0.0145529312	0.0145529397	0.0000000084	0.00580%
9	0.0145529397	0.0145529388	-0.0000000009	-0.00059%
10	0.0145529388	0.0145529389	0.0000000001	0.00006%
11	0.0145529389	0.0145529389	0.0000000000	-0.00001%
12	0.0145529389	0.0145529389	0.0000000000	0.00000%
13	0.0145529389	0.0145529389	0.0000000000	0.00000%
14	0.0145529389	0.0145529389	0.0000000000	0.00000%
15	0.0145529389	0.0145529389	0.0000000000	0.00000%

(Castañeda, Elaboración propia, 2022)

11 iteraciones han sido suficientes para determinar el factor de fricción por el método iterativo de Colebrook – White

$$f_c = 0.0145529389$$

Ahora, hallando el factor de fricción a través del Diagrama de Moody.

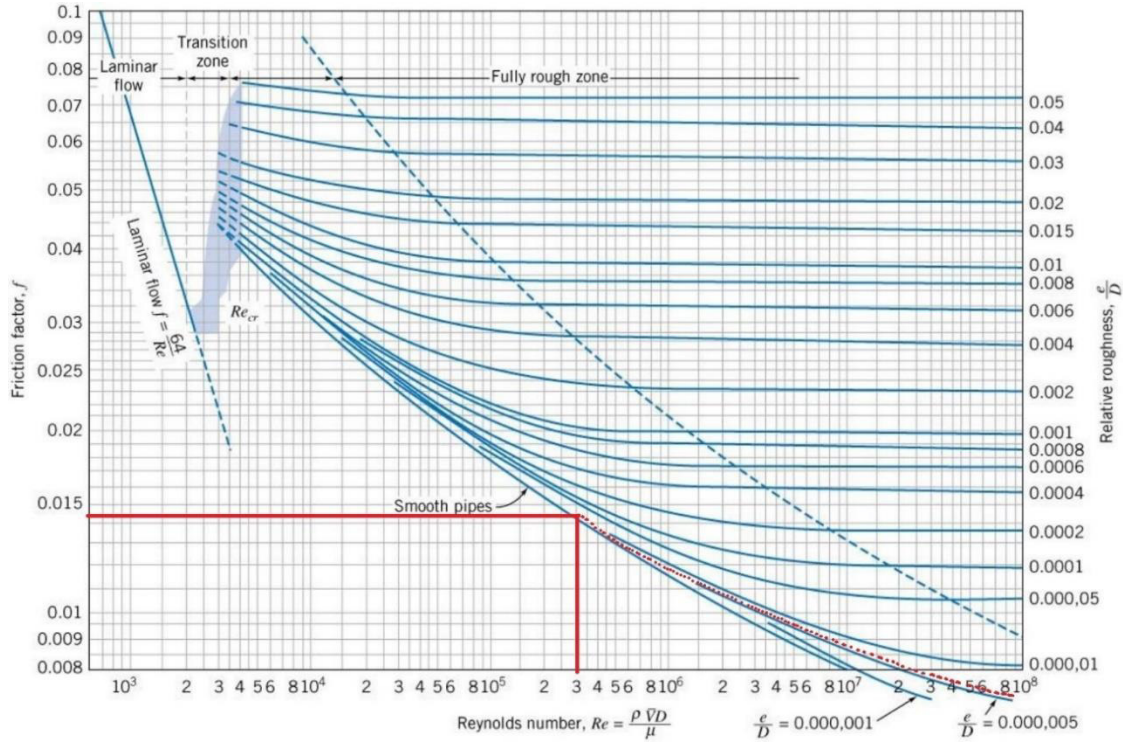
En el presente proyecto, $\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.0000015m}{0.254} = 0.0000059055$ (Rugosidad relativa)

$$Re = 296940$$

Proyectando en el diagrama de Moody:

Del diagrama de Moody, se puede observar que el resultado para el factor de fricción es aproximadamente 0.0145

Figura 23: Diagrama de Moody – Factor de fricción para tubería de 10”



(Diagramaweb, 2022)

$$f (Moody) \cong 0.0145$$

Se comparará los resultados obtenidos según los diferentes métodos para verificar que el cálculo sea el correcto:

Pavlov, 1981

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3.71 \times D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.01447$$

Colebrook – White, método de iteraciones

$$f_a = \left(\frac{1}{-2 \times \log \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.71 \times D} \right) + \left(\frac{2.51}{Re \times \sqrt{f_c}} \right) \right]} \right)^2 = 0.0145529389$$

Diagrama de Moody

$$f (Moody) \cong 0.0145$$

Se puede observar los resultados concuerdan, por lo que se trabajará con el promedio:

$$f = 0.0145$$

Calculando las perdidas primarias, por Darcy – Weisbach

$$h_f = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} = 0.0145 \times \frac{2906m}{0.254m} \times \frac{\left(1.151 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times 9.81 \frac{m}{s^2}} = 11.2mcf$$

Por dato y por los planos del terreno se tiene que la altura estática máxima, cuando el nivel de la poza de colección es mínimo es de 145.80 metros, por lo que el ADT será:

$$ADT = H_g + (P_a - P_b) + h_f + h_i$$

$$ADT = 145.80mcf + 0 + 11.047mcf + h_i = 156.85mcf + h_i$$

El resultado de ADT tomando en cuenta solo la altura estática máxima y las pérdidas primarias tiene un resultado que permite al proyecto ser viable por lo que se continuará con la tubería de 10". A que tener en cuenta que el diámetro usado hace referencia al diámetro interno, para escoger la tubería se debe conocer la presión final (ADT) pues la tubería tiene que ser del SDR adecuado para soportar la presión máxima.

- xi. Calculando las pérdidas secundarias o localizadas, en los accesorios, para la alternativa de 10", que será la alternativa elegida porque genera menores pérdidas primarias.

“longitudes equivalentes”.

$$h_i = f \times \sum K_i \times \frac{v^2}{2g}$$

Tomando el plano del terreno desde una vista de planta y una vista de perfil de las cotas de altura, se puede tener un aproximado de los números de accesorios a usarse y la valvulería, ver Figura 19.

Mediante literatura se tiene que las longitudes equivalentes que muestra la tabla 5.

Tabla 5: Longitudes equivalentes de accesorios de tubería y valvulería.

Descripción (otros accesorios)	Longitud Equivalente (L/D)
Codos estandar 90°	30
Codos estandar 45°	16
Codos de radio grande 90°	20
Codos “street” 90°	50
Codos “street” 45°	26
Codos de esquina cuadrada	57
T estandar	
With flow throught run	20
With flow throught branch	60
Codo de retorno en forma de U	50

Descripción	Longitud Equivalente (L/D)
Válvula de Globo	
<u>Convencional</u>	
Sin obstrucción, con asiento tipo flat, bevel o plug, completamente abierta	340
Con disco dirigido con ala o pin, completamente abierta	450
<u>Tipo Y</u>	
Sin obstrucción, con asiento tipo flat, bevel o plug	
Con ángulo de 60° desde la tubería, completamente abierta	175
Con ángulo de 45° desde la tubería, completamente abierta	145
Válvula en Angulo	
<u>Convencional</u>	
Sin obstrucción, con asiento tipo flat, bevel o plug, completamente abierta	145
Con disco dirigido con ala o pin, completamente abierta	200
Válvula de Compuerta	
<u>Convencional, disco bordeado (flexible), doble o plug</u>	
Completamente abierta	13
Abierta 3/4	35
Abierta 1/2	160
Abierta 1/4	900
<u>Pulp Stock</u>	
Completamente abierta	17
Abierta 3/4	50
Abierta 1/2	260
Abierta 1/4	1200
Válvulas Check	
Convencional (lift), 0,5 psi*, completamente abierta	135
Tipo Bisagra, 0,5 psi*, completamente abierta	50
Tipo Globo, 2,0 psi*, completamente abierta	340
Tipo Angulo, 2,0 psi*, completamente abierta	145
Tipo Bola, 2,5 psi vertical y 0,25 psi*, completamente abierta	150
Válvulas de Mariposa	
De 6 in y más, completamente abierta	20
Válvula Macho	
<u>Paso recto</u>	
Macho rectangular con área equivalente al área de la tubería, completamente abierta	18
<u>Con tres orificios</u>	
Macho rectangular con área equivalente al 80% del área de la tubería, completamente abierta	
Paso recto del flujo	44
Paso ramificado del flujo	140

(Profs. Dosinda González - Mendizabal - Luis Matamoros y César Oronel, 2005)

Ahora de acuerdo a los planos se puede determinar la siguiente valvulería y accesorios:

Tabla 6: Valvulería y accesorios usados en el proyecto.

ACCESORIO	CANTIDAD
- Válvula check	1
- Válvula mariposa	2
- Válvula de venteo	4
- Flujómetro	1
- Manómetro	2
- Válvula anticipadora de onda	1
- Codo de 90° grandes	9
- Codo de 90° cortos	4
- Codo de 45° grandes	27
- Codo de 45° cortos	8

(Castañeda, Elaboración propia, 2022)

Entonces para el presente proyecto, hallando las longitudes equivalentes:

De la Tabla 5, se toma la siguiente relación: $n = \frac{Le}{D}$

- n : Valor obtenido de la Tabla 5
- Le : Longitud equivalente del accesorio
- D : Diámetro del accesorio

Para el presente proyecto, $D = 0.254m = 254mm$

Tabla 7: Relación de longitudes equivalentes con el diámetro de la valvulería y accesorios usados en el proyecto.

ACCESORIO	CANTIDAD	<i>n</i>	D
Válvula check	1	135	0.254m
Válvula mariposa	2	20	0.254m
Válvula de venteo	4	90	0.254m
Flujómetro	1	150	0.254m
Manómetro	2	90	0.254m
Válvula anticipadora de onda	1	340	0.254m
Codo de 90° grande	9	20	0.254m
Codo de 90° corto	4	30	0.254m
Codo de 45° grande	27	16	0.254m
Codo de 45° corto	8	26	0.254m

(Terminos de referencia de la minera del norte, 2019)

Entonces:

Tabla 8: Relación de longitudes equivalentes de la valvulería y accesorios usados.

ACCESORIO	<i>Le</i> Unitario	CANTIDAD	<i>Le</i> Total
Válvula check	34.29m	1	34.29m
Válvula mariposa	5.08m	2	10.16m
Válvula de venteo	22.86m	4	91.44m

Flujómetro	38.1m	1	38.1m
Manómetro	22.86m	2	45.72m
Válvula anticipadora de onda	86.36m	1	86.36m
Codo de 90° grande	5.08m	9	45.72m
Codo de 90° corto	7.62m	4	30.48m
Codo de 45° grande	4.064m	27	109.728m
Codo de 45° corto	6.604m	8	52.832m
		TOTAL	544.83m

(Castañeda, Elaboración propia, 2022)

En la ecuación de Darcy, reemplazando la longitud equivalente total:

$$h_i = f \times \sum \frac{Le}{D} \times \frac{v^2}{2g} = 0.0145 \times \frac{544.83m}{0.254m} \times \frac{\left(1.151 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times 9.81 \frac{m}{s^2}} = 2.1mcf$$

Las pérdidas secundarias resultan: $h_i = 2.1mcf$

xii. Reemplazando en la ecuación del ADT para la tubería de 10" de diámetro interno:

$$ADT = H_g + (P_a - P_b) + h_f + h_i$$

- ADT, considerando altura estática máx. cuando el nivel de agua de la poza es el mínimo:

$$ADT = 142mcf + 0 + 11.047mcf + 2.1mcf = 155.147mcf$$

- ADT, considerando altura estática mín. cuando el nivel de agua de la poza es el máximo:

$$ADT = 145.80mcf + 0 + 11.047mcf + 2.1mcf = 158.947mcf$$

- Se ha calculado el ADT del sistema de bombeo, por lo que ahora es posible escoger la tubería teniendo en cuenta la presión máxima y el diámetro interno, de esa forma se calculará el SDR de la tubería de HDPE, como se ve en la Tabla 9

Tabla 9: Clases de SDR para HDPE PE100, para diámetro nominal de 315mm.

PE100 Diámetro Nominal (mm.)	SDR 7,4 PN 25		SDR 9 PN 20		SDR 11 PN 16		SDR 13,6 PN 12,5		SDR 17 PN 10	
	Espesor (mm.)	Peso (kg/m.)	Espesor (mm.)	Peso (kg/m.)	Espesor (mm.)	Peso (kg/m.)	Espesor (mm.)	Peso (kg/m.)	Espesor (mm.)	Peso (kg/m.)
315	43.10	36.93	35.20	31.10	28.60	25.90	23.20	21.45	18.70	17.57

(Ficha técnica - Tubos de polietileno TIGRE, 2015)

En la Tabla 9, se puede observar 5 clases de SDR y la presión nominal en Bares que estos soportan, hay más clases de SDR, sin embargo, para el presente proyecto la presión se encuentra entre esos 5.

Por lo que, considerando el ADT en el punto más crítico, siendo $158.947m$

Además, teniendo en cuenta que el HDPE tiene un factor de servicio de 1.25, se opta por escoger un SDR11, que soporta una presión nominal de 16 Bar.

Ahora, para SDR11, se tienen los siguientes datos:

- Diámetro externo: 315mm, equivalente a 12” para los fabricantes de HDPE
- Espesor de Tubería en SDR11: 28.6mm
- Por lo que el diámetro interno real será: $315mm - 28.6mm - 28.6mm = 257.8mm$

Se observa que el diámetro interno real de la tubería será 257.8mm, lo que es 3.8mm más que lo considerado en los cálculos iniciales, si se quisiera hacer un recálculo, las pérdidas se reducirían mínimamente, por lo que está cubierto con esta tubería de HDPE SDR11.

xiii. Calculando la potencia hidráulica de la bomba:

Potencia hidráulica:

$$P_H = \rho \times Q \times g \times H$$

$$P_H = 1036 \frac{Kg}{m^3} \times 0.05833 \frac{m^3}{s} \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 158.947m = 94226.5 \frac{Kg \times m^2}{s^3}$$

$$1 \frac{Kg \times m^2}{s^3} = 1W, entonces:$$

$$94226.5 \frac{Kg \times m^2}{s^3} = 94.227KW$$

$$P_H = Potencia hidráulica = 94.227KW = 126.360HP$$

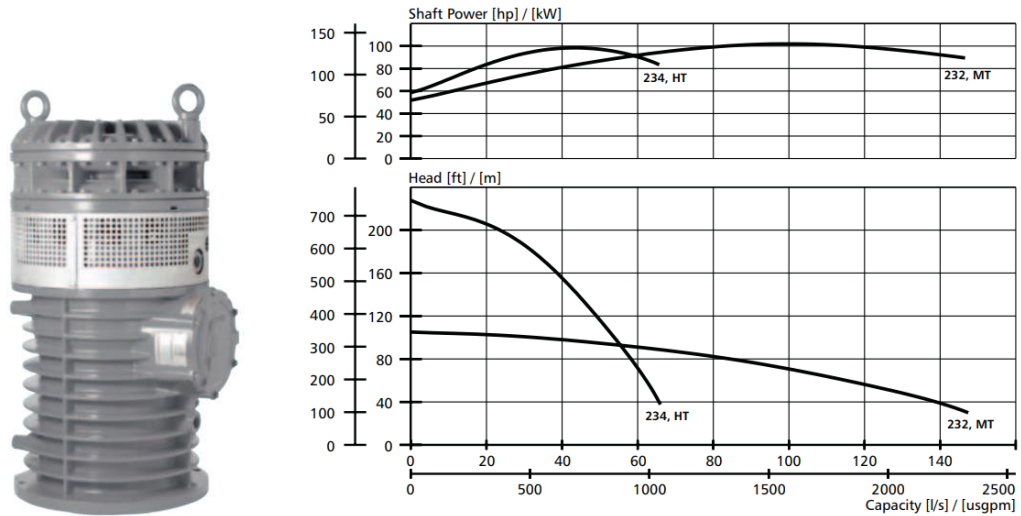
- La potencia de accionamiento de la bomba se calculará cuando se tenga el dato de la eficiencia de la misma, que es un dato de la bomba, que, a su vez depende de cada tecnología o fabricante. Mirar página 78.

xiv. Selección de la alternativa de bomba para el fluido con 10% de sólidos:

En este tipo de aplicaciones muchas veces son usadas las bombas de turbina vertical VTP, las condiciones para el uso de este tipo de bombas es que la poza donde estén ubicadas sea de agua sin contenido de sólidos, pues al ser bombas de varias etapas hacen que esta tecnología de bomba no soporte sólidos. Por lo que la tecnología de bomba para este proyecto deben ser sumergibles que manejen sólidos, sin embargo, en esta categoría hay una gama muy amplia de bombas, hay bombas diseñadas para fluidos hasta con 80% de sólidos las cuales ofrecen presiones muy bajas y también están las bombas para fluidos hasta con un 10% de sólidos, que ofrecen mayores presiones y diversos caudales.

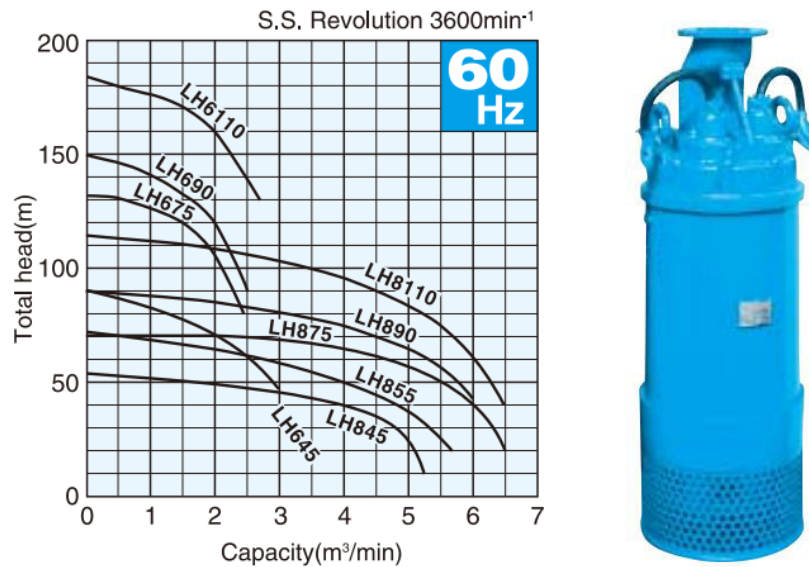
Las principales marcas que compiten en este último segmento son 4, con sus modelos más grandes para esta aplicación:

Figura 24: Bomba sumergible Flyght 2400.



(Xylem - Serie Flyght 2400, s.f.)

Figura 25: Bomba sumergible Tsurumi LH 8110.



(Tsurumi pump - Model LH 8110, s.f.)

Tabla 10: Resumen de comparativa de bombas para fluido con máx. 10% de sólidos en peso.

Características	Flygt 2400	Tsurumi 8110	Grindex Mega H Inox	Gorman Rupp
210m³/h@158.947mcf	No cumple	No cumple	No cumple	Cumple
Carcasa	Fierro Fundido	Acero A283 grado D	Inox	Acero plateado e Inox con partes en acero gris 30
Impulsor	Aleación con alto cromo	Fierro Fundido con alto cromo	Hierro duro	Acero Dúctil 80- 60-03
Eje	Acero Inox	Acero Inox	Acero Inox	Acero Inox
O-rings	Nitrilo y goma	Buna Nitrilo	Nitrilo	Buna Nitrilo
Potencia	150HP \cong 110KW	150HP \cong 110KW	150HP \cong 110KW	275 HP \cong 205 KW

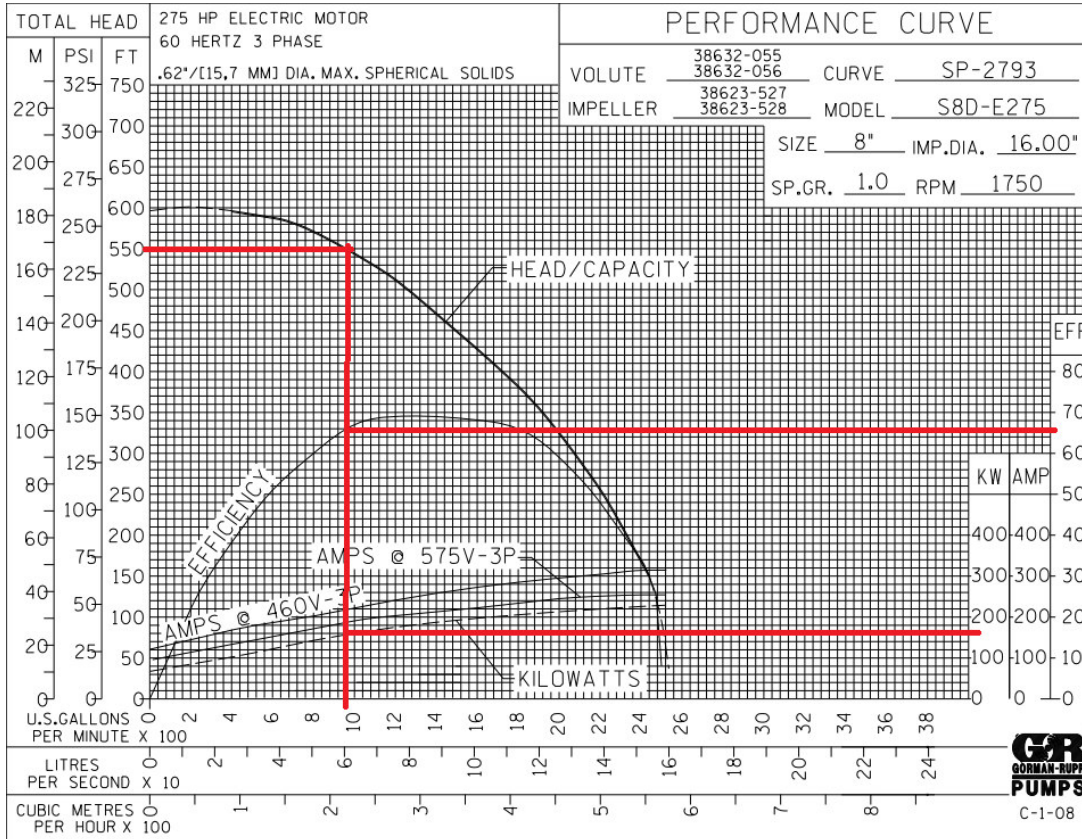
(Castañeda, Elaboración propia, 2022)

Por lo que la bomba seleccionada será la Gorman Rupp S8D1-E275.

Otro parámetro a tener en cuenta en un proyecto es la disponibilidad de repuestos, servicios y garantía que puede ofrecer el fabricante para brindar la confiabilidad que requiere el proyecto.

xv. Verificación de los parámetros de la bomba seleccionada:

Figura 28: Curva de rendimiento en detalle S8D1-E275.



(Gorman Rupp Pumps - Modelo S8D1-E275, s.f.)

- Mediante la Figura 28 se puede verificar el punto de operación requerido por la aplicación (sistema), siendo este 210m3h@158.947mcf.
- Proyectando una vertical desde el punto de operación hasta la curva de eficiencia se puede identificar que la eficiencia de la bomba en este punto es de 65%, con este dato se puede hallar la potencia de accionamiento requerida por la bomba:
- Proyectando una vertical hasta la curva de potencia se puede hallar la potencia requerida de la bomba para el punto de operación y el resto de la curva.

Potencia de accionamiento de la Bomba:

Se calculará la potencia requerida en un motor de acuerdo a la potencia hidráulica calculada en el punto anterior y la eficiencia de la bomba seleccionada en el punto de operación, luego de esto es recomendable usar un factor de seguridad.

En el caso la bomba seleccionada es una Sumergible Gorman Rupp, modelo S8D1-E275, donde en el punto de operación se tiene una eficiencia de 65%. Por lo que la potencia de accionamiento de la bomba en ese punto será:

$$P = \frac{\rho \times Q \times g \times H}{n} = \frac{126.360 \text{ HP}}{65\%} = 194.400 \text{ HP} = 144.964 \text{ KW}$$

$$P = \text{Potencia de accionamiento de la bomba} = 194.400 \text{ HP} = 144.964 \text{ KW}$$

La bomba seleccionada Gorman Rupp deberá usar un motor que en el punto de operación ofrezca como mínimo 144.964KW. Lo cual se puede verificar en la curva de la bomba, donde indica la potencia requerida para lo que fue diseñado el motor.

El motor de la bomba puede ofrecer hasta 275HP, de acuerdo al punto de operación en el que trabaje la bomba, esta potencia es mayor siempre que la bomba trabaje más a la derecha de su curva de rendimiento. Sin embargo, en el presente proyecto el punto de operación estará limitado por la altura estática que no será menor que 145.8 metros.

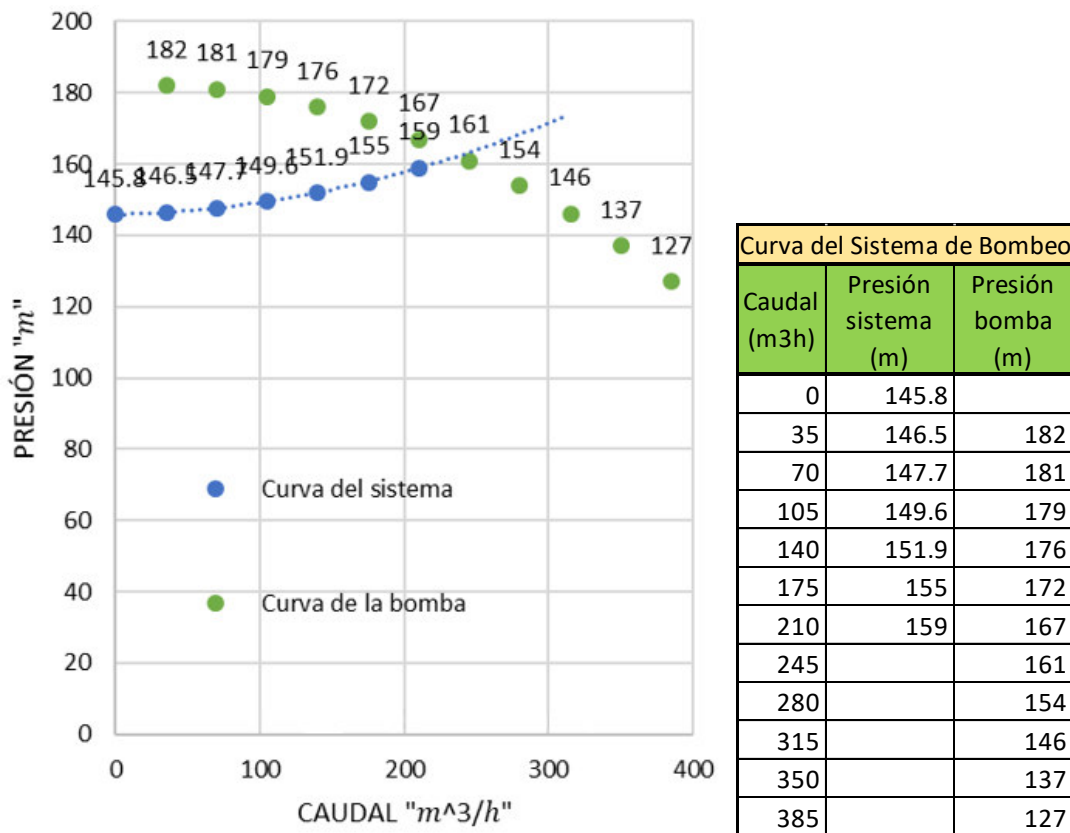
xvi. Gráfica de las curvas del sistema de bombeo

Con la bomba ya definida, se proyecta la curva de la bomba y la del sistema en un mismo gráfico de Excel para asegurar que la bomba es la adecuada para el sistema, es importante señalar que la curva de la bomba está simulada para agua con gravedad específica igual a 1, en cambio el fluido que se está trabajando tiene una densidad de

1.036g/cm³, por lo que todos los cálculos están basados en “mcf” metros columna del fluido, incluyendo los cálculos de potencia, la curva de la bomba se mantiene solo hay variaciones en la potencia pues la aplicación es con una densidad mayor a 1. En la gráfica de la Figura 29, sobre la Tabla 11, se puede ver el punto de intersección de la curva de la bomba y la del sistema, partiendo en la curva del sistema de una altura estática definida anteriormente. Además, la bomba puede operar a lo largo de su curva de operación, en la realidad esto se logra con un juego de válvulas en la descarga de la bomba.

Tabla 11: Tabla con los datos para graficar la curva del sistema y de la bomba.

Figura 29: Grafica en Excel de la intersección de la curva del sistema y de la bomba.



(Castañeda, Elaboración propia, 2022)

xvii. Calculando el nivel mínimo de sumergencia, y regla del NPSH

Para bombas sumergibles del tipo de drenaje, el nivel de sumergencia mínima suele indicarse por el fabricante, siendo este como caso práctico los 2/3 de altura de la bomba.

Para bombas VTP esta altura es muy importante, a diferencia de las de drenaje, puesto que son bombas de mayor longitud.

Tomando las fórmulas del apartado 9.8 del Instituto de Hidráulica, se tiene:

$$S = D(1 + 2.3F_D)$$

$$F_D = \frac{V}{(g \times D)^{0.5}}$$

- D : Diámetro de la succión de la bomba (m)
- F_D : Número de Froude
- V : Velocidad en la succión ($\frac{m}{s}$)
- g : Aceleración de la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

Resolviendo y reemplazando:

$$F_D = \frac{V}{(g \times D)^{0.5}} = \frac{\frac{0.0583 \text{ m}^3/s}{3.14 \times (0.127 \text{ m})^2}}{(9.81 \text{ m/s}^2 \times 0.254 \text{ m})^{0.5}} = 0.7296$$

$$S = D(1 + 2.3F_D) = 0.254(1 + 2.3 \times 0.7296) = 0.6803 \text{ m}$$

$$\text{Sumergencia mínima} = S = 0.6803 \text{ m}$$

Lo que resulta que la sumergencia mínima de la bomba debe ser de 68cm, contando el nivel mínimo justo por encima de la canastilla que es donde se encuentra la succión de la bomba. En la figura del ANEXO A, se presentará los planos de la barcaza.

Se observa que el cuerpo de la bomba mide 1.5 metros, contando la canastilla y caja de conexiones, además, sumando la mínima sumergencia más la longitud de la canastilla resulta 107cm, por lo que debería estar sumergida al menos 1.07 metros.

Estos datos de mínima sumergencia fueron analizados en el diseño de la barcaza para calcular una flotabilidad justa que asegure la mínima sumergencia de la bomba, una flotabilidad mayor haría que posiblemente este parámetro no se cumpla.

Para verificar la sumergencia de la bomba se podría usar sensores de nivel, sin embargo, el presente proyecto no contemplaba la adquisición de estos, por lo que solo se tiene lo observado en campo. Para verificar esta sumergencia se va a comparar las imágenes de la bomba en barcaza antes y durante la operación. Ver Anexo 1.1, del plano de la barcaza para relacionar con las fotos tomadas en campo.

Se observa que la altura de la barcaza es superior al de la bomba en al menos 50 centímetros, está diseñado de tal manera que, si la poza se seca, la bomba nunca tocará el fondo en el que podría succionar mayor cantidad de sólidos de lo que puede soportar.

Figura 30: Bomba en barcaza antes de entrar en operación.



(Castañeda, Elaboración propia, 2022)

Se observa la bomba instalada en la barcaza (Figura 31), donde la descarga de la bomba coincide con la parte superior de la barcaza por lo que la bomba tiene una distancia libre aprox. de 0.5 metros que es lo que la barcaza le permite por su diseño.

Figura 31: Bomba en barcaza en operación.



(Castañeda, Elaboración propia, 2022)

En campo la barcaza tiene aproximadamente una superficie libre fuera de la poza de no más de 30-50 cm. Por lo que la bomba asegura tener una sumergencia de más de 1 metro.

En general, si es necesario calcular el NPSH disponible del sistema para compararlo con el NPSH requerido de la bomba, por dato del fabricante se tiene que el NPSH requerido de la bomba es de 3 metros, esta tecnología de bomba al ser sumergible no se tiene inconveniente con la altura de succión negativa ni de pérdidas en la succión, por lo que el dato más relevante es la presión atmosférica a la altura de trabajo.

Según la Figura 1, a 4000 msnm la presión atmosférica es $600 \text{ mb} \cong 6 \text{ m}$

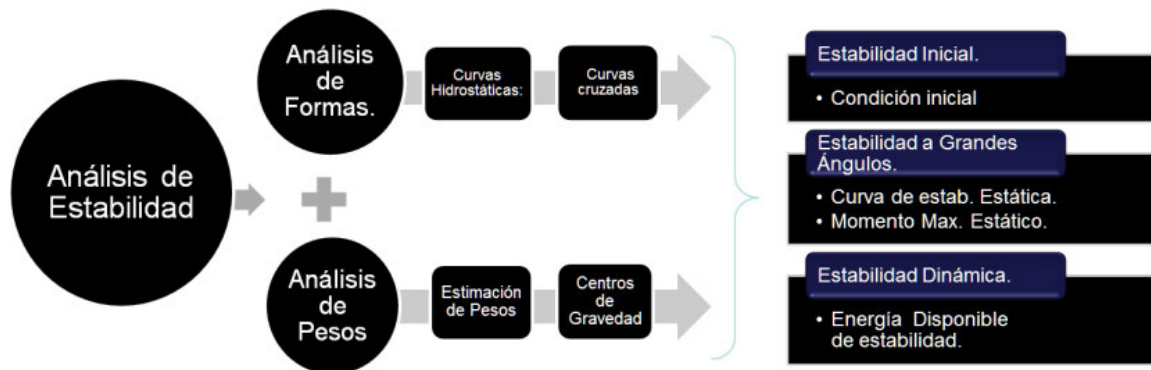
En una simple comparativa, se puede ver que en general las bombas sumergibles cumplen la condición de que el NPSH disponible sea mayor al NPSH requerido.

$$NPSH_{disponible} \geq NPSH_{requerido} + 0.5 m$$

$$6 m \geq 3 m + 0.5 m$$

xviii. Parámetros básicos para la fabricación de una barcaza para bomba sumergible.

Figura 32: Diagrama de Análisis de estabilidad para barcazas.



(EFB Platforms, 2020)

El principal parámetro de diseño para la barcaza es asegurar la flotabilidad del conjunto (barcaza – bomba). En este proyecto se tiene un peso estimado total del conjunto de: 3.31 Toneladas, además se tiene una fuerza de empuje de 4.7 Toneladas. Con densidad =1, se obtiene una reserva de flotabilidad mayor al 30%, y en aguas de mayor densidad esta reserva es aún mayor. Otro parámetro importante es el centro de gravedad con el que se tendrá que asegurar las condiciones para que no haya riesgo de volcaduras.

xix. Puesta en marcha de la bomba y comparación de ADT real vs calculado.

Consideraciones antes de la puesta en marcha:

- El controlador está programado con la densidad del fluido ($1.036 \frac{Tn}{m^3}$).
- Las tuberías y accesorios son nuevas, por lo que presentan la menor fricción posible dentro de su vida útil.

- La altura estática se debe medir desde el nivel máximo del agua en la poza (3765.70 msnm), teniendo en cuenta que la tubería pasa por la cota más elevada (3911.50 msnm) por lo que el ADT debería variar de la siguiente forma:

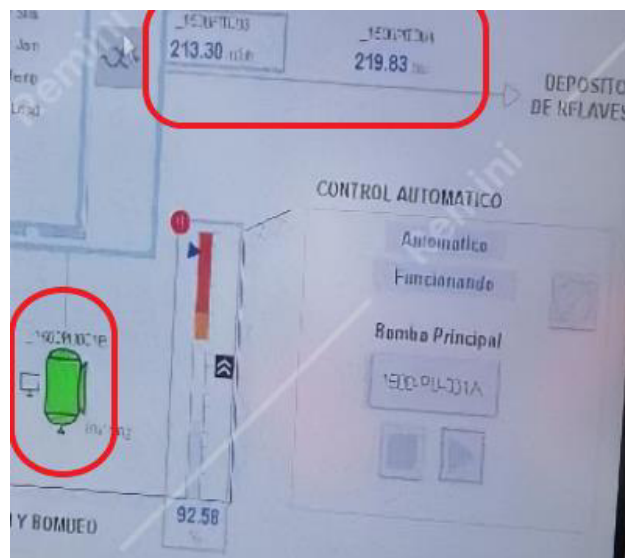
$$ADT = 142mcf + 0 + 11.047mcf + 2.1mcf = 155.147mcf$$

Figura 33: Bomba en operación luego de la puesta en marcha.



(Castañeda, Elaboración propia, 2022)

Figura 34: Fotografía del controlador de la bomba, resultado de la puesta en marcha.



(Castañeda, Elaboración propia, 2022)

En la prueba de la puesta en marcha el controlador muestra los resultados:

- Caudal: $213 \frac{m^3}{h}$
- ADT: 219.83 PSI (con los valores del fluido) $\cong 154.56mcf$

Comparando los resultados del cálculo de ADT con respecto a los obtenidos en la puesta en marcha.

Tabla 12: ADT calculado vs ADT real en la puesta en marcha y % de error.

ADT calculado, para nivel máximo en poza	ADT real en puesta en marcha	% de error
155.147mcf	154.56mcf	0.38%

(Castañeda, Elaboración propia, 2022)

Se observa en la Tabla 12 el % de error entre es ADT real y el calculado mediante los datos de la mina obtenidos del TDR, las fórmulas de mecánica de fluidos y el ADT real obtenido mediante por medición en un controlador marca Allen Bradley al momento de la puesta en operación de la bomba. El resultado es un 0.38% de error, lo cual es un resultado aceptable que podría variar mínimamente entre una medición y otra.

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Se calcularon exitosamente los parámetros hidráulicos requeridos para seleccionar e implementar un sistema de bombeo usando una bomba sumergible que soporta hasta 10% de sólidos instalado en una barcaza, esto se logró desarrollando cada uno de los objetivos específicos.

a) Mediante un análisis de la velocidad media del flujo en tubería y velocidad mínima de sedimentación (para un fluido con determinado % de sólidos). Se pudo identificar que los diámetros de tubería viables para este proyecto son:

- Tubería de diámetro interior de 8":
 - Velocidad media del fluido: 1.799 m/s
 - Factor de Durand (F_L): 0.568
 - Velocidad límite de sedimentación: 1.0144 m/s
- Tubería de diámetro interior de 10":
 - Velocidad media del fluido: 1.151 m/s
 - Factor de Durand (F_L): 0.568
 - Velocidad límite de sedimentación: 1.134 m/s

Para las pérdidas primarias, primero se obtuvo el cálculo del factor de fricción, utilizando las fórmulas de Pavlov, Colebrook – White, Diagrama de Moody, para luego reemplazarlo en la fórmula de Darcy Weisbach. En el que se tienen 2 resultados para las 2 alternativas de diámetro de tubería:

- Tubería de diámetro interior de 8":
 - Factor de fricción (f): 0.013391
 - Genera pérdidas primarias de: 32.82 mcf
- Tubería de diámetro interior de 10":
 - Factor de fricción (f): 0.0145
 - Genera pérdidas primarias de: 11.2 mcf

Se observa como la variación en el diámetro de la tubería tiene una implicancia directa sobre el resultado de las pérdidas primarias o pérdidas por fricción, esto pasa sobre todo porque la longitud de tubería es de 2906 metros, para tramos cortos las pérdidas primarias son menores. Ambos diámetros de tubería son aceptables y debería decidirse la tubería con un análisis de viabilidad técnica y luego con una comparativa de costos del proyecto, donde la tubería de menor diámetro siempre tiene la ventaja económica.

- b) Los proyectos a desarrollarse toman sus decisiones buscando optimizar los costos, economizar en gastos de capital y operación, sin embargo, lo primero es buscar la solución técnica que sea viable. En el presente proyecto una de las limitantes al querer usar tuberías de menor diámetro es que las pérdidas por fricción aumentan haciendo que ninguna bomba sumergible pueda cumplir con el ADT requerido.

Según los TDR de la mina:

- Altura estática, diferencia de cotas en el nivel mínimo de agua en poza: 145.80m
- Altura estática, diferencia de cotas en el nivel máximo de agua en poza: 142m

Por lo que la tubería de 8", pese a su beneficio económico, al tener una diferencia de pérdidas primarias de 21.62 *mcf* respecto a la tubería de 10", hace que ninguna bomba pueda cumplir con el ADT resultante que ascendería a la altura estática más las pérdidas primarias y secundarias.

Para hacer viable el proyecto en adelante se trabajará con la tubería de 10" de diámetro. Las pérdidas secundarias (pérdidas en accesorios), se calcularon con el diámetro de tubería de 10" a través del método de longitudes equivalentes, teniendo como resultado lo mostrado en la Tabla 8, de elaboración propia. Donde resulta una longitud equivalente

total de 544.83m de tubería. Reemplazando la sumatoria de longitudes equivalentes en la ecuación de Darcy – Weisbach, se obtuvo como resultado: $h_i = 2.1mcf$

Este resultado, sumado a las pérdidas primarias y a la altura estática resulta el ADT.

Teniendo en cuenta que el nivel de la poza es dinámico se va a tener una variación en la altura estática que repercute directamente en el ADT, entonces se tiene lo siguiente:

- Cuando el nivel de agua de la poza es el mínimo: $ADT = 155.147mcf$
- Cuando el nivel de agua de la poza es el máximo: $ADT = 158.947mcf$

Además, con el cálculo de ADT más crítico se ha calculado el SDR de la tubería de HDPE necesario para el proyecto, siendo este SDR11, que soporta una presión nominal de 16 Bar, además el HDPE tiene un factor de seguridad de 1.25.

- c) Con todos los datos obtenidos se puede calcular la potencia hidráulica, usando la densidad, caudal, gravedad y ADT se tiene lo siguiente: $P_H = 126.360 HP = 94.227KW$. Por lo que la bomba en el punto de operación debe estar diseñada para entregar esta potencia o una superior. La potencia de accionamiento de la bomba solo se puede calcular conociendo la eficiencia de la bomba.

La tecnología de bomba tiene que adecuarse al fluido. Un grupo de bombas de drenaje pueden soportar sólidos de entre 8-10% de concentración en el fluido, las principales marcas son: Grindex, Tsurumi, Flyght y Gorman Rupp, este último tiene un modelo de bomba de 275 HP capaz de mover el caudal y la presión requerida en la aplicación. La comparativa se presenta en la Tabla 10. Con los datos obtenidos hasta el momento se puede graficar en un software como Excel, las curvas de la bomba y el sistema como se ve en la Figura 29.

d) En este proyecto el fabricante informó que la sumergencia mínima es de 2/3 de la bomba, aprox. 1 metro. Además, mediante un cálculo obtenido según el apartado 9.8 del Instituto de Hidráulica, se obtuvo 1.07 metros, lo cual coincide con lo indicado por el fabricante. La barcaza debe tener un diseño que asegure esta sumergencia mínima en la bomba. Revisando el Anexo A de la barcaza, se puede verificar visualmente. Además, el diseño de la barcaza tiene que considerar un análisis de flotabilidad para asegurar el no hundimiento. En este proyecto el sistema barcaza-bomba tiene un peso de 3.31 Toneladas y el diseño de barcaza ofrece 4.7 Toneladas de fuerza de empuje (con densidad 1) si la densidad del fluido es mayor, la fuerza de empuje será mayor. Lo que representa un 30% de reserva de flotabilidad. También se realizaron cálculos del centro de gravedad en escenarios posibles para evitar la volcadura del conjunto.

La puesta en marcha se realizó cuando el nivel de agua en poza era máximo, entonces la altura estática era la menor al igual que el ADT calculado, siendo este:

$$ADT \text{ calculado} = 155.147mcf$$

Para la puesta en operación de la bomba se muestran los parámetros de presión y caudal en una foto del controlador marca Allen Bradley ya programado con los datos del fluido como la densidad de 1.036, Siendo estos datos:

- Caudal: $213 \frac{m^3}{h}$
- ADT real: $219.83 \text{ PSI} \cong 154.56mcf$

Comparando ambos resultados según la Tabla 12, se tiene un margen de error de 0.38%. Lo cual es un resultado en rango aceptable.

CONCLUSIONES

- a) El cálculo del diámetro es uno de los pasos principales en el desarrollo de un sistema de bombeo, tiene influencia directa en los costos del proyecto. Las velocidades del flujo deberían estar en un rango aproximado de 1 y 2.5m/s, ya que, las pérdidas aumentan junto con la velocidad del flujo en la tubería. Las pérdidas aumentan proporcionalmente a la longitud de las tuberías. Es recomendable hallar las pérdidas primarias por Darcy Weisbach y calcular el factor de fricción mediante las diferentes fórmulas.

El proyecto trabajará con tubería SDR 11 de diámetro interior de 10”.

- Velocidad media del fluido: 1.151 *m/s*
 - Factor de Durand (F_L): 0.568
 - Velocidad límite de sedimentación: 1.134 *m/s*
 - Factor de fricción (f): 0.0145
 - Genera pérdidas primarias de: 11.2 *mc f*
- b) En cada proyecto nuevo se debe verificar la viabilidad no solo económica sino también técnica, en este proyecto la tubería de 8” era ideal, generaba unas pérdidas primarias aceptables, mantenía una velocidad del flujo mínima en la tubería que aseguraba la no sedimentación, y para los 2906 metros de longitud, valvulería y accesorios representaba gastos dentro del presupuesto. Sin embargo, por las perdidas primarias que generaba, volvía al proyecto inviable ya que no había bomba que satisfaga el punto de operación requerido, por ese motivo se analizó la opción del uso de tubería de 10”, donde a pesar de volver al proyecto

más caro, era viable técnicamente encajando para este proyecto una bomba de 275 HP marca Gorman Rupp. Las pérdidas secundarias se obtuvieron por el método de longitudes equivalentes, teniendo como consideración que se iba a trabajar con el diámetro interno de 10” que era el que iba a tener menos pérdidas primarias y secundarias. Posteriormente se pudo calcular el ADT permitiendo verificar nuevamente la viabilidad técnica del proyecto de sistema de bombeo.

Las características de la tubería seleccionada de HDPE SDR11, con factor de servicio de 1.25, que soporta una PN o presión nominal de 16 Bar (mayor al ADT crítico de este proyecto), de diámetro exterior de 315mm y espesor de pared de 28.6mm, resulta un diámetro interno de 257.8mm, lo que es mayor que los 254mm que se ha usado en los cálculos, sin embargo, esto repercute de manera positiva disminuyendo las pérdidas primarias mínimamente. Por lo que el proyecto está cubierto de forma positiva.

- Pérdidas secundarias o en accesorios para tubería SDR11, de 10” de diámetro interno: 544.83m (según longitud equivalente), ver Tabla 8, que, reemplazado en la ecuación de Darcy, resulta: $h_i = 2.1mcf$
- c) De acuerdo al fluido a bombear con presencia de sólidos, se optó por la tecnología de bombas sumergibles especialmente diseñadas para aplicaciones con sólidos. De acuerdo al comparativo de marcas que se muestra en la Tabla 10, Resúmenes de bombas sumergibles. Se concluyó que la única alternativa viable era la bomba Gorman Rupp S8D1-E275 de 275 HP. Por lo que el proyecto se especificó y ejecutó con este modelo de bomba sumergible.

La potencia hidráulica se obtuvo a partir de los datos obtenidos a lo largo del proyecto. La potencia hidráulica se diferencia de la potencia de accionamiento de la bomba pues en esta no interviene el rendimiento de la misma, por lo que la potencia hidráulica es siempre menor que la potencia de la bomba. Para este proyecto la bomba Gorman Rupp tiene una eficiencia del 60-65%. Con esto se ha podido verificar y concluir que la bomba tenga la potencia correcta, además se ha podido verificar el ADT y el caudal en la curva de rendimiento de la bomba que se mostró en la Figura 28, “Curva de rendimiento en detalle S8D1-E275”.

$$P_H = \text{Potencia hidráulica} = 94.227KW = 126.360HP$$

$$P = \text{Potencia de accionamiento de la bomba} = 144.964KW = 194.400 HP$$

Con los datos obtenidos, además, fue posible graficar en Excel la intersección de las curvas de la bomba y el sistema.

- d) Por datos del fabricante de la bomba, es decir la marca de la bomba. El NPSHr de la bomba era de aproximadamente 3 metros, y la mínima sumergencia de aproximadamente los 2/3 de la longitud de la bomba. El NPSH en bombas sumergibles se cumple en la gran mayoría de casos, sin embargo, para asegurar el proyecto, mediante el cálculo del NPSHd en el sistema se pudo verificar el cumplimiento de la regla del NPSH. Además, mediante un cálculo recomendado por el Instituto de Hidráulica donde resulta que la mínima sumergencia debe ser aproximadamente 1.07 metros (Lo cual coincide con los 2/3 indicado por el fabricante), esto se pudo verificar mediante el análisis de los planos de la bomba y de la barcaza, así como las fotos de la bomba y barcaza en operación.

Se puede concluir que se está cumpliendo la mínima sumergencia.

Las barcazas no son equipos estándar, son equipos hechos a medida de acuerdo al proyecto, en el que se tiene que contar con todos los datos o requisitos de la barcaza y otros equipos involucrados en el proyecto, la barcaza puede ser tripulable, puede tener barandas, o dispositivos de mantenimiento, sistemas de iluminación, etc. Se debe contar con los planos del sistema de bombeo a montarse en la barcaza, datos de la tubería y accesorios que irán sobre la barcaza como algún tipo de valvulería. Con todos estos datos se hace posible el análisis de estabilidad que consta de un análisis de flotabilidad y un análisis de pesos centrándose en sus centros de gravedad para evitar el riesgo a volcaduras. Con estos estudios es que se obtiene un diseño de barcaza ideal para el proyecto que no ponga en riesgo el capital invertido.

Al comparar los resultados obtenidos en la presente monografía con los resultados obtenidos en campo, en la puesta en marcha, se obtiene un margen de error del 0.38%, que confirma que los cálculos han sido correctos para este proyecto. A partir de los planos compartidos por el cliente también se identifica que el nivel de la poza es dinámico por lo que el ADT estaría variando entre temporadas aproximadamente en 3.8 metros.

- ADT calculado, para nivel máximo en poza: 155.147mcf
- ADT real en puesta en marcha: 154.56mcf
- % de error: 0.38%

RECOMENDACIONES

- a) Evaluar y calcular diferentes diámetros que den un rango de velocidades medias del fluido de entre 1 y 2.5m/s, e ir verificando con cada diámetro su velocidad límite de sedimentación siempre y cuando hubiera presencia de sólidos en el fluido. Tener los datos del fluido 100% claros, para no cometer errores en el cálculo, la viscosidad por ejemplo influye directamente en las pérdidas por fricción y la densidad afecta la potencia hidráulica, se recomienda también verificar la longitud total de la tubería, y si la tubería es bastante larga se recomienda siempre escoger el menor diámetro que cumpla las condiciones del proyecto para ahorrar costos.
- b) Verificar la viabilidad técnica de soluciones, pues dejar este paso para el final podría hacer que se tenga que retroceder muchos cálculos para hacer viable el proyecto. En el proyecto por ejemplo la tubería de 8" era una muy buena opción técnica y económica, sin embargo la cantidad de pérdidas primarias o pérdidas de fricción indicaban que no iba a haber bomba de tecnología sumergible para fluidos con hasta un 10% de sólidos que pueda cumplir el punto de operación requerido por el proyecto, es por eso que se analizó la opción de tubería de 10" que también cumplía las condiciones del proyecto, además las pérdidas primarias que generaba al ser menores hacían viable la selección de una bomba.

Obtener los datos de pérdidas en accesorios directamente de los fabricantes, sin embargo, al ser cada proyecto particularmente diferente en cuanto a fluido y condiciones operacionales, esto es muy complicado por lo que se recomienda

listar todos los accesorios y valvulería presente en el sistema de bombeo, para luego calcular mediante tablas ya establecidas sus longitudes equivalentes, obteniendo para el diámetro interno seleccionado, la equivalencia respecto a la tubería seleccionada. La tubería seleccionada, tiene que seleccionarse analizándose los beneficios de cada material, por ejemplo número de acoples a utilizar, flexibilidad en el montaje, precios, para este proyecto se usó HDPE, por la compatibilidad del material con el fluido, además se seleccionó una tubería SDR11, el cual ofrece una presión nominal y un factor de servicio de 1.25 acorde al proyecto trabajado, lo que permite ajustar costos y no caer en sobredimensionamientos, sobre todo teniendo en cuenta que la tubería es de aproximadamente 3 kilómetros.

- c) Identificar las tecnologías viables para el presente proyecto y a partir de ellos buscar las marcas líderes en el segmento que ofrezcan la garantía necesaria que exige el proyecto, sobre todo que puedan cumplir técnicamente con lo que exige el proyecto en cuestión. También, en caso se tenga más de una alternativa viable, hacer un análisis de costos iniciales y operativos, calidad de servicio post venta, acompañamiento de la marca, para así contar con la mayor confiabilidad. Obtener la curva de rendimiento de la bomba en donde se pueda corroborar presión, caudal, potencia, eficiencia de la bomba, de esta forma se va a poder identificar que tan cerca o lejos está el punto de operación respecto al BEP (Best Efficiency Point). Con el dato de la eficiencia de la bomba también se puede calcular la potencia de accionamiento de la bomba.

Graficar las curvas del sistema se pueden usar software como Excel, donde se puede visualizar cada punto en la curva y sus datos, como la Tabla 11.

- d) Corroborar con los fabricantes datos específicos como la sumergencia mínima, y de no poder contar con ello, se puede calcular mediante fórmulas como la usada en este caso, obtenido del Instituto de Hidráulica, también informar sobre la sumergencia mínima al fabricante de la barcaza, para que este diseñe la misma con la flotabilidad justa como para que la bomba pueda estar lo suficientemente sumergida para su correcta operación. Se recomienda también verificar siempre que el NPSH del sistema sea mayor al requerido.

Seleccionar la bomba, valvulería y accesorios antes del análisis de fabricación de la barcaza, pues, los fabricantes de estas requieren de los pesos y dimensionamiento final de cada componente para hacer sus cálculos de flotabilidad y de no volcadura, estos equipos deben ser hechos a medida, pues sobredimensionar la flotabilidad tiene como consecuencia elevar el centro de gravedad aumentando el riesgo de volcadura, además de aumentar los costos, y al subdimensionar puede haber riesgo de hundimiento.

Usar dispositivos de control de calidad, manómetros, flujómetros, PLC (Controlador Lógico Programable) para la medición de los parámetros reales tomados en campo. Al comparar los resultados, verificar el ADT con la altura estática en ese momento, pues si este es dinámico se podría estar comparando el ADT con una altura estática que no es la correcta al momento de la medición.

BIBLIOGRAFÍA

- Bombas de drenaje - Grindex Mega Inox.* (s.f.). Obtenido de <https://www.grindex.com/es-es/products/drainage-pumps/mega-inox/>
- Castañeda, P. (2021). Poza de colección del proyecto en una minera ubicada en Cajamarca. *Poza de colección del proyecto en una minera ubicada en Cajamarca.* Cajamarca, Perú: Elaboración propia.
- Castañeda, P. (2022). *Elaboración propia.*
- Cimbala, Y. A. (2018). *MECÁNICA DE FLUIDOS, FUNDAMENTOS Y APLICACIONES.* México: McGraw-Hill Education Global.
- Demostración de la ecuación de Bernoulli.* (s.f.). Obtenido de Ingeniería básica: <https://ingenieriabasica.es/demostracion-ecuacion-de-bernoulli/>
- Diagramaweb.* (2022). Obtenido de <https://diagramaweb.com/moody/>
- Díez, P. F. (2015). *BOMBAS CENTRÍFUGAS Y VOLUMÉTRICAS.* Cantabria: Universidad de Cantabria.
- Diseño Sist de Bombeo: Desarrollo de la curva Altura- Capacidad del sistema.* (s.f.). Obtenido de <https://www.ingenierocivilinfo.com/2012/06/disenio-sistemas-de-bombeo-desarrollo-de.html>
- EFB Platforms. (2020). Lima.
- Extractivismo, conceptos y tendencias.* (Agosto de 2016). Obtenido de Extractivismo.com: <https://extractivismo.com/2016/08/las-presas-de-desechos-de-las-mineras-crecen-en-tamano-y-en-riesgos/>
- Ficha técnica - Tubos de polietileno TIGRE.* (Setiembre de 2015). Obtenido de <https://cormaplast.pe/wp-content/uploads/2017/07/TIGRE-Polietileno-HDPE.pdf>
- Ficha técnica, Tubería de HDPE Tigre.* (s.f.).
- Gorman Rupp Pumps - Modelo S8D1-E275.* (s.f.). Obtenido de Gorman Rupp Pumps: <https://es.grpumps.com/pumptype/product/Submersible-Pumps?redirected=1>
- Griswold. (s.f.). *Catalogo de bombas Griswold ANSI 811.*
- Heavy pumps TOYO. (s.f.). *BOMBAS SUMERGIBLES TOYO PUMPS.* Obtenido de <https://hevvy pumps.com/pt-pt/categoria-de-bomba/submersivel/>
- Hidrostal. (s.f.). *Conceptos básicos de bombas centrífugas - Hidrostal.* Obtenido de Slideplayer: <https://slideplayer.es/slide/13971578/>
- Lara, J. L. (2013). *Experiencias de Operación de Depósitos de Relaves Espesados y Filtrados.* Golder Associates.
- LIELECTRIC. (s.f.). *Hidraulica y calculo de sistemas de bombeo.* Obtenido de Lielectric: <https://www.lielectric.com.ve/cursos/#>
- Mataix, C. (1986). *MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS.* Ediciones del Castillo S.A.
- Méndez, K. R. (s.f.). *Mundo HVAC.* Obtenido de <https://www.mundohvacr.com.mx/2015/01/la-amenaza-de-una-burbuja-de-vapor/>
- NEPTUNO PUMPS. (s.f.). *Bombas sobre balsa.* Obtenido de <https://neptunopumps.com/bombas-verticales-sobre-balsa/>
- Prof. Dosinda González - Mendizabal - Luis Matamoros y César Oronel. (2005). *FENÓMENOS DE TRANSPORTE, VÁLVULAS Y ACCESORIOS.*

Pumps, North Ridge. (s.f.). Obtenido de <https://www.northridgepumps.com>
PumpsBombas - Academy for pumps. (s.f.). Obtenido de
<https://pumpsbombas.com/curso/curso-nociones-practicas-flujo-fluidos/leccion/10-bombas-en-serie-paralelo/>
Relación de presión vs altura. (2018). Obtenido de ArduProject.es:
<https://arduproject.es/ms5611-modulo-presion-atmosferica-arduino/>
SIGECO. (s.f.). *BARCAZAS Y MUELLES FLOTANTES.* Obtenido de
<https://sigeco.com.pe/fabricacion-barcazas-muelles-flotantes.php>
Streeter, V. (1972). *Mecánica de los fluidos.* México: Lito ediciones olimpia.
(2019). *Terminos de referencia de la minera del norte.* Cajamarca.
Tsurumi pump - Model LH 8110. (s.f.). Obtenido de <https://www.tsurumipump.com/lh-series/lh8110/lh8110/>
Wilo select 4. (s.f.). *Wilo Select 4, ficha de datos de bomba Wilo Helix V 610.* Obtenido de <https://www.wilo-select.com/Region.aspx>
Xylem - Serie Flyght 2400. (s.f.). Obtenido de <https://www.xylem.com/es-pe/brands/flygt/flygt-productos/flygt-2400/>

B. Ficha técnica de la bomba Gorman Rupp Modelo S8D1-E275.

Specification Data	Electric Motor Driven	Sec. 130	PAGE 1620 JULY 2016
<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;">  <div style="text-align: center;"> <h1 style="margin: 0;">Submersible Pump</h1> <h2 style="margin: 0;">Model S8D1-E275</h2> <h3 style="margin: 0;">Size 8"</h3> </div>  </div>			
<p>PUMP SPECIFICATIONS</p> <p>Diffuser-1st and 2nd Stage: Ductile Iron 80-60-03; Maximum Operating Pressure 390 psi (2689 kPa).*</p> <p>Enclosed Type, Impeller-1st and 2nd Stage: Ductile Iron 80-60-03.</p> <p>Suction Head: Gray Iron 30.</p> <p>Four Wear Rings: Copper Alloy C83600.</p> <p>Motor Housing: Aluminum Alloy 356-T6.</p> <p>Seal Plate: Gray Iron 30.</p> <p>Intermediate Bracket: Aluminum Alloy 356-T6.</p> <p>Rotor Shaft: Stainless Steel 17-4 PH.</p> <p>Bearings: Upper, Open, Single Row Ball Bearing. Lower, Open, Double Row Ball Bearing.</p> <p>Discharge Flange: Gray Iron 30.</p> <p>Gaskets: Cork with Nitrile Binder (NC710).</p> <p>O-Ring: Buna-N.</p> <p>Hardware: Standard Plated Steel and Stainless Steel.</p> <p>Strainer: Urethane Coated Steel; 42% Open Area, 0.62" (15.8 mm) Diameter Openings.</p> <p>Hoisting Eye Bolts: Urethane Coated Steel.</p> <p>Standard Equipment</p> <p>NEMA Type 3R Rainproof Control Box: (See Section 130, Page 105). Provides On-Off, Circuit Breaker, Motor Overload Protection and Reduced Voltage Starting.</p> <p>Optional Equipment</p> <p>Liquid Level Control: (Sec.130, Page 150.)</p> <ol style="list-style-type: none"> Turtle Type Pressure Activated Level Switch. Float Activated Level Switch. 			
<p>MOTOR/CABLE SPECIFICATIONS</p> <p>Motor: Oil Filled Enclosure; 275 H.P.; 1750 R.P.M.; Inverter Duty Rated (VFD-Capable), Three Phase: 460/575 Volt, 60 Hz, 353/282 Full Load Amps, 252 kW (Max.)</p> <p>Power Cable: Two Cables, 6 Wire, Type GGC, 2/0 AWG; 3 Power Conductors, 2 Ground Conductors, and 1 Ground Check.**</p> <p>Control Cable: 4 Wire, Type SO/SOOW, 14 AWG; 2 Wire Thermal Protection, 2 Wire Moisture Sensor.**</p> <p>Recommended Generator Size: 300 kW for Reduced Voltage Starting.</p> <p><i>*Consult Factory for Applications Exceeding Maximum Pressure and/or Temperature Indicated.</i></p> <p><i>**Nominal Length 50 Feet (15 m) Standard. (Specify Alternate Lengths at Time of Order.)</i></p>	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; background-color: #f0f0f0;"> <p style="text-align: center; font-weight: bold; margin: 0;">WARNING!</p> <p style="font-size: small; margin: 0;">Do not use in explosive atmosphere or for pumping volatile flammable liquids.</p> </div> 		
	<p>SEAL SPECIFICATIONS</p> <p>Tandem, Oil Lubricated.</p> <p>Upper Seal: Type 2, Mechanical, Carbon Rotating Face. Ni-Resist Stationary Face. Buna-N Elastomers. Stainless Steel 18-8 Cage and Spring.</p> <p>Lower Seal: Type 2, Mechanical. Silicon Carbide Rotating and Stationary Faces. Stainless Steel 316, Stationary Seat. Fluorocarbon Elastomers (DuPont Viton® or Equivalent). Stainless Steel 316 Cage and Spring. Maximum Temperature of Liquid Pumped, 122°F (50°C).*</p>		
	<p>GORMAN-RUPP PUMPS</p> <p>www.grpumps.com</p> <p style="font-size: x-small;">Specifications Subject to Change Without Notice</p>		<p>Printed in U.S.A.</p>

(Gorman Rupp Pumps - Modelo S8D1-E275, s.f.)