

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**UNIDAD DE INVESTIGACIÓN DE LA FACULTAD DE  
INGENIERÍA  
MECÁNICA Y DE ENERGÍA**



**“CÁLCULO, SELECCIÓN, Y ANÁLISIS DE FALLAS EN LA  
PUESTA EN MARCHA DEL SISTEMA DE BOMBAS PARA  
MANEJO DE PULPA DE MINERAL DE HIERRO, EN LA MINERA  
SHOUGANG HIERRO PERÚ S.A.A.”**

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

**RUBEN PERCY ROMERO PARRA**

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Ruben Percy Romero Parra', written over a horizontal line.

**Callao, 2021  
PERÚ**

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Gustavo Ordoñez Cárdenas', written over a horizontal line.

**MSC. Ing. Gustavo Ordoñez Cárdenas  
Reg. CIP 30887  
ASESOR.**



(Resolución N°012-2021-C.F.-FIME. del 19 de enero de 2021)

**ACTA N° 006 DE EXPOSICIÓN DE INFORME DE TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL DEL I CICLO TALLER PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO E INGENIERO EN ENERGIA**

**LIBRO 001, FOLIO N° 035, ACTA N° 006 DE EXPOSICIÓN DE INFORME DE TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL DEL I CICLO TALLER PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO**

A los 08 días del mes julio, del año 2021, siendo las **17:41 horas**, se reunieron, en la sala meet: <https://meet.google.com/ypx-xsbx-dxh>, el **JURADO EVALUADOR DE INFORME FINAL** para la obtención del **TÍTULO** profesional de **Ingeniero Mecánico** de la **Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía**, conformado por los siguientes docentes ordinarios de la **Universidad Nacional del Callao**:

- |  |   |            |
|--|---|------------|
| ▪ Dr. Palomino Correa, Juan Manuel     | : | Presidente |
| ▪ Mg. Caldas Basauri, Alfonso Santiago | : | Secretario |
| ▪ Mg. Blas Zarzosa Adolfo Orlando      | : | Vocal      |
| ▪ Mg. Collante Huanto, Andrés          | : | Suplente   |

Se dio inicio al acto de exposición de informe de trabajo para titulación del Bachiller **ROMERO PARRA, RUBEN PERCY**, quien habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico sustenta la tesis titulada **"CÁLCULO, SELECCIÓN Y ANÁLISIS DE FALLAS EN LA PUESTA EN MARCHA DEL SISTEMA DE BOMBAS PARA MANEJO DE PULPA DE MINERAL DE HIERRO, EN LA MINERA SHOUANG HIERRO PERÚ S.A.A."**, cumpliendo con la sustentación en acto público, de manera no presencial a través de la Plataforma Virtual, en cumplimiento de la declaración de emergencia adoptada por el Poder Ejecutivo para afrontar la pandemia del Covid-19, a través del D.S. N° 044-2020-PCM y lo dispuesto en el DU N° 026-2020 y en concordancia con la Resolución del Consejo Directivo N°039-2020-SUNEDU-CD y la Resolución Viceministerial N° 085-2020-MINEDU, que aprueba las "Orientaciones para la continuidad del servicio educativo superior universitario";

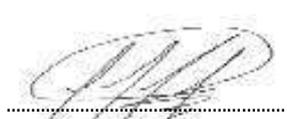
Con el quórum reglamentario de ley, se dio inicio a la sustentación de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente. Luego de la exposición, y la absolución de las preguntas formuladas por el Jurado y efectuadas las deliberaciones pertinentes, acordó: Dar por **APROBADO** con la escala de calificación cualitativa **BUENO** y calificación cuantitativa **14 (Catorce)** la presente Tesis, conforme a lo dispuesto en el Art. 27 del Reglamento de Grados y Títulos de la UNAC, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 245-2018- CU del 30 de Octubre del 2018.

Se dio por cerrada la Sesión a las **18:20 horas** del día 08 de julio del 2021.

  
.....  
Dr. Juan Manuel Palomino Correa  
Presidente de Jurado

  
.....  
Mg. Alfonso Santiago Caldas Basauri  
Secretario de Jurado

  
.....  
Mg. Adolfo Orlando Blas Zarzosa  
Vocal de Jurado

  
.....  
Mg. Andrés Collante Huanto  
Suplente de jurado

## **DEDICATORIA**

*Dedico este trabajo principalmente a mi madre, por ser el pilar más importante y por demostrarme siempre su cariño y apoyo incondicional sin importar nuestras diferencias de opiniones. A mi padre, a pesar de nuestra distancia física, que con su ejemplo de fortaleza, perseverancia y trabajo me motivo a seguir adelante, y a mis hermanos por su apoyo y palabras de aliento que siempre estuvieron presentes durante todo este proceso.*

## **AGRADECIMIENTOS**

*En primer lugar, quiero agradecer a todas esas personas involucradas en el tema y que me asesoraron en este trabajo, quienes con sus conocimientos y apoyo me guiaron a través de cada una de las etapas de este proyecto para alcanzar los resultados que buscaba.*

*También quiero agradecer a la empresa Wortec S.A. y la minera Shougang Hierro Perú S.A.A por brindarme todos los recursos y herramientas que fueron necesarios para llevar a cabo el proceso de investigación.*

*No hubiese podido arribar a estos resultados de no haber sido por su incondicional ayuda.*

*Por último, quiero agradecer a todos mis compañeros y amigos, por apoyarme, que siempre estuvieron ahí para darme palabras de apoyo y un abrazo reconfortante para renovar energías.*

# ÍNDICE

INTRODUCCIÓN .....	12
I. ASPECTOS GENERALES.....	13
1.1 Objetivos.....	15
1.1.1. Objetivo General .....	15
1.1.2. Objetivos Específicos .....	15
1.2. Organización de la empresa o institución .....	15
1.2.1. Antecedente histórico.....	15
1.2.2. Filosofía Empresarial.....	18
1.2.3. Estructura Organizacional .....	20
II. FUNDAMENTACIÓN DE LA EXPERIENCIA PROFESIONAL.....	27
2.1 Marco teórico.....	27
2.1.1. Bases teóricas.....	27
2.1.1.1. Conceptos y principios básicos de hidráulica .....	27
2.1.1.2. Bombas .....	41
2.1.1.3. Bomba Centrifugas para Pulpa.....	43
2.1.1.4. El Transporte de sólidos en minería con Bombas Centrifugas .....	57
2.1.1.5. Rendimiento Hidráulico de las Bombas para Pulpa.....	83
2.1.1.6. Sistemas de Bombeo de Pulpa.....	105
2.1.2. Aspectos Normativos .....	152
2.1.3. Simbología Técnica.....	161

2.2. Descripción de las actividades desarrolladas. ....	165
2.2.1. Etapas de las actividades.....	166
2.2.2. Diagrama de flujo .....	172
2.2.3. Cronograma de actividades .....	173
III. APORTES REALIZADOS.....	176
3.1. Planificación, ejecución y control de etapas .....	176
3.1.1. Diagrama de planificación del proyecto del área de ingeniería .....	177
3.1.2. Ejecución.....	178
3.1.3. Control de etapas .....	211
3.2. Evaluación técnica económica.....	213
3.2.1. Propuesta técnica.....	213
3.2.2. Propuesta Comercial.....	215
3.2.3. Evaluación de Costos por Mantenimiento .....	218
3.2.4. Resumen de Costos.....	219
3.3. Análisis de resultados. ....	219
IV. CONCLUSIONES Y DISCUSIONES .....	221
4.1. Conclusiones .....	221
4.2. Discusiones .....	222
V. RECOMENDACIONES .....	223
VI. BIBLIOGRAFÍAS.....	225
ANEXOS .....	226
Anexo 1. Formato FSE Ingreso de requerimiento de bomba.....	226

Anexo 2. Curva de Bomba MPP12x10x30.....	227
Anexo 3. Plano Dimensional de la Bomba MPP12x10x30 .....	228
Anexo 4. Plano de lista de partes de la Bomba MPP12x10.....	229
Anexo 5. Plano en 3D de Bomba MPP12x10 .....	230
Anexo 6. Data Shett de la Bomba MPP12x10 .....	231
Anexo 7. Certificaciones de pruebas de laboratorio de la Bomba .....	232
Anexo 8. Dimensiones y datos del motor eléctrico .....	240
Anexo 9. Protocolo de arranque de bombas.....	250
Anexo 10. Protocolo de Instalación de las bombas .....	252
Anexo 11. Lista de chequeo en instalación de Bomba Horizontal .....	253
Anexo 12. Diagrama de secuencia de selección y dimensionamiento de la Bomba Horizontal .....	256
Anexo 13. Memoria de cálculo para el NPSHd.....	257
Anexo 14. Memoria de cálculo de la altura dinámica del sistema TDH .....	259
Anexo 15. Resumen de analisis de fallas de la Bombas de pulpa.....	263
Anexo 16. Limites de permisibilidad de velocidad NORMA ISO10816-3.....	266
Anexo 17. Ficha Técnica del equipo de monitoreo de parámetros de la puesta en marcha.....	267
Anexo 18. Plan de mantenimiento preventivo y prdictivo de la bomba MPP12x10x-30 .....	269

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura N° 1. Evolución de las bombas en el tiempo .....	14
Figura N° 2. Logo de la empresa TOMOCORP SAC .....	17
Figura N° 3. Logo de la empresa GOULDS PUMPS.....	17
Figura N° 4. Logo de la empresa FLOWSERVE .....	18
Figura N° 5. Logo de empresa Wortec S.A. ....	21
Figura N° 6. Organigrama de Wortec S.A. ....	22
Figura N° 7. Bombas en fabrica .....	25
Figura N° 8. Proyecto Talara (Bombas Verticales Captación Agua de Mar) .....	26
Figura N° 9. Proyecto Quellaveco (Bombas Verticales - Impulsión Agua) .....	26
Figura N° 10. Régimen Laminar y turbulento .....	28
Figura N° 11. Principio de Pascal.....	34
Figura N° 12. Teorema de Stevin.....	35
Figura N° 13. Esquema de influencia del peso específico en la presión .....	35
Figura N° 14. Esquema de influencia del peso específico en la columna .....	36
Figura N° 15. Escala de presiones.....	38
Figura N° 16. Grafico Isotérmico de un liquido .....	39
Figura N° 17. Relación de velocidad y área .....	40
Figura N° 18. Clasificación de Bombas .....	42
Figura N°19. Utilización de bombas .....	42
Figura N° 20. Bomba para pulpa de mineral .....	43
Figura N° 21. Bombas de lodo horizontal.....	44

Figura N° 22. Bomba de tanque para lodos .....	45
Figura N° 23. Bomba de sumidero para lodo .....	46
Figura N° 24. Bomba sumergible para lodo .....	47
Figura N° 25. Impulso cerrado tipo Francis e impulsor abierto para lodos .....	48
Figura N° 26. Carcasa partida de una bomba de lodos.....	49
Figura N° 27. Tipo de sellos para bombas de lodos.....	51
Figura N° 28. Eje de bomba centrífuga .....	52
Figura N° 29. Arreglos de rodamientos en bombas de lodos .....	53
Figura N° 30. Arreglo de montaje de motor superior y superior invertido.....	55
Figura N° 31. Arreglo montaje de motor lateral y velocidad variable.....	56
Figura N° 32. Comportamiento de la pulpa según la viscosidad .....	58
Figura N° 33. Características de la pulpa .....	60
Figura N° 34. Clasificación de las pulpas .....	60
Figura N° 35. Clasificación esquemática de lodos en aplicaciones de tuberías industriales.....	61
Figura N° 36. Diagrama para clasificar el desgaste erosivo de lodos .....	73
Figura N° 37 Diagrama de tamaño de partículas para selección de bombas.....	74
Figura N° 38. Variación de la velocidad de solido según el tamaño de partícula .	75
Figura N° 39. Carta Monográfica para la velocidad mínima .....	77
Figura N° 40. Gráfico para determinar el factor de Durand. ....	79
Figura N° 41. Velocidad critica de sólidos en una tubería .....	80
Figura N° 42. Tres modos principales de desgaste abrasivo .....	81

Figura N° 43. Tres modos principales de desgaste erosivo .....	82
Figura N° 44. Curvas de rendimiento de bomba centrífuga.....	87
Figura N° 45. Curvas de NPSH de bomba centrífuga .....	87
Figura N° 46. Ley de afinidad diámetro del impulsor fijo .....	88
Figura N° 47. Ley de afinidad velocidad de impulsor fijo.....	89
Figura N° 48. Comportamiento entre el agua y la pulpa usando la aproximación de la densidad.....	90
Figura N° 49. Comportamiento entre el agua y la pulpa usando la aproximación de la viscosidad.....	91
Figura N° 50. Comparación en el comportamiento entre el agua y pulpa .....	92
Figura N° 51. Factor de corrección Hr.....	96
Figura N° 52. Factor de corrección HR .....	97
Figura N° 53. Diagrama de Rendimiento de bombas centrífugas en lodos.....	98
Figura N° 54. Efecto de un fluido no-newtoniano en la cabeza desarrollada por la bomba.....	100
Figura N° 55. Gráfico de corrección para líquido viscosos.....	101
Figura N° 56. Calculo de NPSHd .....	104
Figura N° 57. Perdidas Distribuidas y Localizadas.....	106
Figura N° 58. Diagrama de Moody-Rouse .....	113
Figura N° 59. Longitud equivalente de accesorios .....	119
Figura N° 60. Velocidades y pérdidas por fricción para agua de acero lisas.....	122
Figura N° 61. Factor de corrección.....	123
Figura N° 62. Efectos de los esfuerzos radiales en el impulsor .....	124

Figura N° 63. El Punto BEP en la bomba .....	125
Figura N° 64. Consideración para una buena selección .....	126
Figura N° 65. Potencia al freno .....	128
Figura N° 66. Perdida de energía en una bomba centrífuga .....	129
Figura N° 67. Curva de eficiencia de la bomba centrífuga .....	130
Figura N° 68. Diagrama de Sankey de una bomba centrífuga .....	131
Figura N° 69. Motor eléctrico 3/60/460 de 300 HP .....	136
Figura N° 70. Sistema de transmisión por fajas y poleas .....	137
Figura N° 71. Tipos de correas.....	138
Figura N° 72. Mecanismos de tensión.....	138
Figura N° 73. Tabla de fuerzas de tensión recomendadas .....	139
Figura N° 74. Relación de transmisión de correas .....	140
Figura N° 75. Válvulas tipo cuchilla .....	141
Figura N° 76. Válvulas Pinch.....	141
Figura N° 77. Acoplamiento ranurado Vitalice.....	143
Figura N° 78. Sello dinámico.....	144
Figura N° 79. Bomba para espuma .....	145
Figura N° 80. Representación del esquema de un diagrama causa- efecto (ISHIKAWA) .....	148
Figura N° 81. Esquema de flujo de proceso de producción de Minera Shougang .....	165
Figura N° 82. Etapas de actividades del área de Ingeniería.....	166
Figura N° 83. Diagrama del cronograma de actividades del proyecto.....	174

Figura N° 84. Fotos de Instalación de Bombas centrifugas.....	179
Figura N° 85. Fotos de Instalación de Bombas centrifugas.....	179
Figura N° 86. Grafica de grado de severidad según IH para bombas para pulpa .....	182
Figura N° 87. Grafica de caracterización de pulpas .....	183
Figura N° 88. Familia de curva de bombas para pulpa Ruhrpumpen.....	186
Figura N° 89. Lista de Bombas MPP – Rango de Selección.....	188
Figura N° 90. Curva de bomba a 767 m <sup>3</sup> /h.....	190
Figura N° 91. Curva de bomba a 941 m <sup>3</sup> /h.....	190
Figura N° 92. Diagrama para hallar los factores de corrección Hr y Rh .....	192
Figura N° 93. Curva de bomba MPP12x10x30 .....	195
Figura N° 96. Diagrama causa-efecto (Ishikawa) Eje, impulsor y rodamientos..	206

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla N° 1. Proyectos Importantes en los últimos años en Perú .....	25
Tabla N° 2. Límites del número de Reynolds para tuberías .....	29
Tabla N° 3. Tabla de diversos líquidos según su temperatura estándar.....	30
Tabla N° 4. Presión atmosférica en función de la altitud sobre el nivel del mar.	37
Tabla N° 5. Diferencia de bomba para agua y bomba para lodo .....	56
Tabla N° 6. Equivalencia en tamaño de partículas según el ASTM E11 .....	63
Tabla N° 7. Diámetros de tuberías de HDP .....	69
Tabla N° 8. Clasificación de bombas según tamaño de partículas sólidas (partículas de dureza de arena).....	70
Tabla N° 9. Desgaste de tuberías de lodos .....	71
Tabla N° 10. Elastómeros para bombas de pulpa .....	72
Tabla N° 11. Clases de servicio de desgaste .....	81
Tabla N° 12. Diferencia entre el gradiente de fricción de una pulpa y su equivalencia en agua.....	85
Tabla N° 13. Valores de C para diferentes materiales .....	109
Tabla N° 14. Valores de C para diferentes materiales según su tiempo de uso.....	110
Tabla N° 15. Rugosidades de las paredes de las tuberías .....	112
Tabla N° 16. Limitaciones respecto del uso de las fórmulas presentadas .....	114
Tabla N° 17. Tabla de valores de K, obtenidos experimentalmente .....	115
Tabla N° 18. Valores de K, obtenidos experimentalmente .....	116
Tabla N° 19. Valores de K, obtenidos experimentalmente .....	117

Tabla N° 20. Valores de K, obtenidos experimentalmente .....	118
Tabla N° 21. Largos equivalentes para pérdidas de carga localizadas. (Expresado en metros de tubería recta) .....	120
Tabla N° 22. Resistencia de accesorios usados en líneas de tuberías para pulpa.....	121
Tabla N° 23. Equivalencias de potencias .....	128
Tabla N° 24. Dimensiones de motores eléctricos NEMA/IEC equivalentes .....	133
Tabla N° 25. Designación de letras NEMA/IEC para la clase de motores .....	134
Tabla N° 26. Velocidad sincrónica de motores a número diferente de polos y ciclos .....	135
Tabla N° 27 Cusas más comunes de vibración .....	149
Tabla N° 28. Vibración Máxima Aceptable .....	150
Tabla N° 29. Diferencia de la NORMA API y ANSI/ASME para las bombas. ..	156
Tabla N° 30. Parámetros proporcionados para el cálculo hidráulico .....	181
Tabla N° 32. Comparación de valores calculados de bombas Ruhrpumpen...	196
Tabla N° 33. Motor NIDEC TITAN TEFC para tensión 460V /60Hz/300 HP ....	198
Tabla N° 34. Resumen de análisis de informe de fallas .....	207
Tabla N° 35. Medidas de temperatura de rodamientos de bomba en operación.....	209
Tabla N° 36. Medidas de temperatura a la bomba en operación.....	210
Tabla N° 37. Medidas de vibración por deslizamiento a rodamientos de bomba en operación.....	210
Tabla N° 38. Control de etapas del proyecto .....	211
Tabla N° 39. Propuesta técnica .....	214

Tabla N° 40. Costo de repuestos recomendados .....	216
Tabla N° 41. Costos del Proyecto .....	217
Tabla N° 42. Resumen de Costos .....	219

## INTRODUCCIÓN

En la minería los problemas de las bombas que manejan fluidos con concentración de sólidos en suspensión son frecuentes, sin embargo muchos fabricantes de bombas y personal técnicos de operación y mantenimiento involucrado con este tipo de equipos han realizado algunos estudios que han contribuido a mejorar y optimizar estos procesos, el presente trabajo pretende contribuir con ese esfuerzo en la búsqueda de mejoras continuas para estos sistemas y en este caso en particular aumentar el tiempo de vida útil de las bombas centrífugas de pulpa de mineral de hierro de la minera SHOUGANG HIERRO PERÚ S.A.A. donde los operadores vienen reportando el aumento de fallas. Para la elaboración del estudio se ha tomado como base las recomendaciones de fabricantes de bombas, antecedentes de tesis desarrolladas en este campo, los principios y leyes físicas que rigen la dinámica de fluidos, principios de hidrot transporte de sólidos y las normas que existen en la actualidad, y se ha desarrollado de la siguiente manera:

El capítulo I, presenta la realidad actual de las bombas para manejo de lodos desde sus inicios a la fecha y plantea los objetivos del estudio para encontrar alternativas de solución al problema de las bombas de la unidad minera.

El capítulo II, fundamenta en detalle el trabajo a través de los calculas, fórmulas, diafragmas y los principios fundamentales que rigen a las bombas centrífugas, y los principios de hidrot transporte de sólidos en minería aplicadas a bombas para lodos.

En el capítulo III se describe las actividades desarrolladas durante el estudio desde la planificación y ejecución en etapas, para luego realizar el análisis costo beneficio y evaluar la rentabilidad de la implementación de solución, analizando los resultados obtenidos.

En el capítulo IV se expone las conclusiones a las que se ha llegado dentro del estudio frente a los diferentes escenarios que se presentaron y generaron. Finalmente, en el capítulo V se presenta las recomendaciones y las acciones a tomar para implementar las mejoras desarrolladas en el estudio.

## **I. ASPECTOS GENERALES**

### **Contexto de la realidad problemática.**

En el mundo, la minería es la actividad donde el 80% de su actividad productiva es el manejo y procesamiento de sólidos en sus diferentes fases hasta obtener el mineral deseado, muchos equipos mecánicos son empleados para el transporte de estos sólidos, pero los más usados son las bombas centrífugas, que transportan fluidos con bajo y alto contenido de sólidos en suspensión.

En América Latina el uso de estos sistemas de transporte de sólidos, son muy usadas y de gran importancia para los países mineros como Perú y Chile por lo que mantenerlas operativo depende muchas veces de una buena selección y operación de la bomba desde la puesta en marcha.

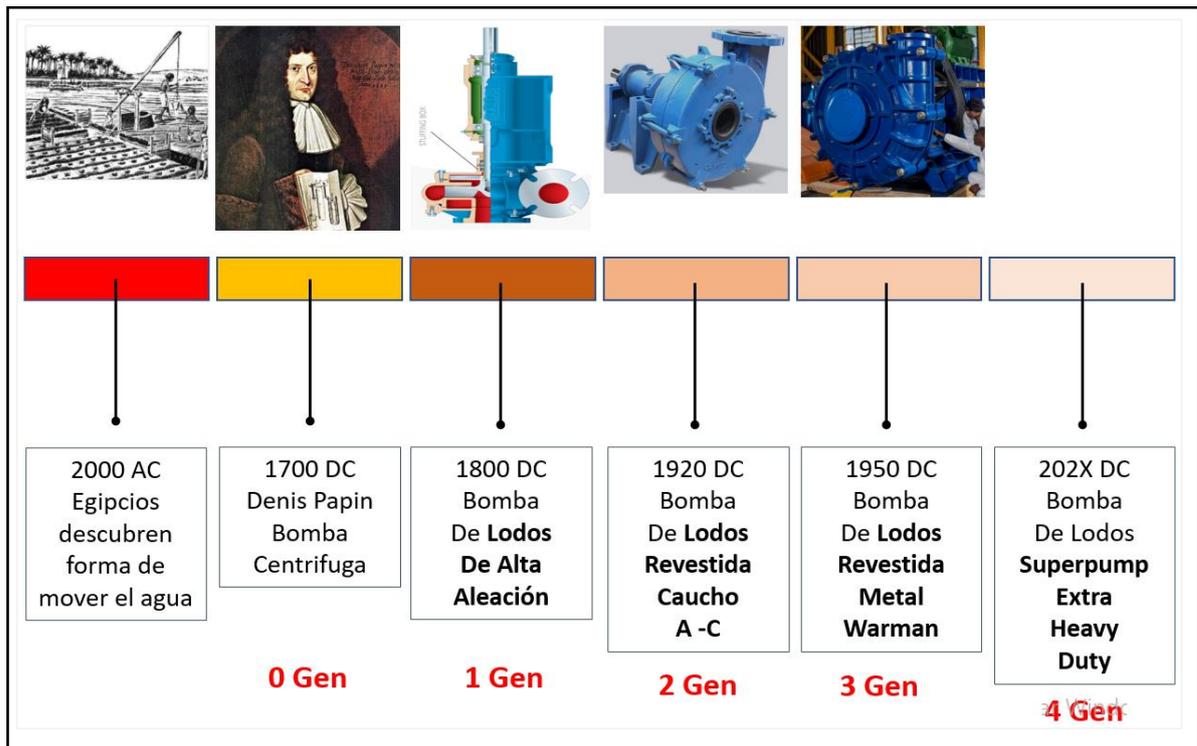
Las bombas para manejo de lodos (slurry) desde su aparición en 1800 DC hasta la fecha se encuentra en su cuarta generación, el desarrollo en su tecnología ha ido avanzando lentamente a diferencia de otros equipos para esta industria.

En el Perú este tipo de sistemas de bombeo se ha venido incrementando cada vez más con los nuevos proyectos mineros que han traído consigo nuevas tecnologías implantando una nueva forma de ver las fallas de estas bombas desterrando las creencias y practicas antiguas de considerar los recambios frecuentes de estas unidades como un activo a considerar dentro del costo de producción, gracias a los últimos estudios realizados por fabricantes importantes de bombas para este industria como METSO-OUTOTEC hoy en día se tiene como referencia que cuatro de cada diez bombas centrífugas que manejan solidos instaladas en una unidad minera en Perú, fallan o sufren un desgaste prematuro acortando su vida útil de operación hasta en un 50% durante la puesta en marcha.

Existen estudios que han venido desarrollándose en los últimos años con miras a poder reducir las fallas en este tipo de bombas y aumentar su productividad y vida útil, el presente trabajo pretende sumar y contribuir con ese esfuerzo, atendiendo a la solicitud de requerimiento de la minera SHOUGANG HIERRO

PERÚ S.A.A. que desea contar con bombas para manejo de concentrado de hierro en remplazo de cuatro unidades que están operando actualmente y que la proyección de aumento de la producción requiere de nuevas unidades con mayor capacidad y mayor tiempo de operación a las que actualmente están trabajando y que presentan constantemente fallas.

Figura N° 1  
Evolución de las bombas en el tiempo



Fuente: Baha Abulnaga, Slurry Sustens / Handbook

## **1.1 Objetivos**

### **1.1.1. Objetivo General**

Realizar el cálculo, selección y un análisis de falla durante la puesta en marcha de las bombas centrífugas de pulpa de mineral de hierro que se instalaran en la planta de filtrados de la minera SHOUGANG HIERRO PERÚ S.A.A. con la finalidad de aumentar la vida útil de los equipos, tomando como referencia los equipos que actualmente vienen funcionando.

### **1.1.2. Objetivos Específicos**

- Desarrollar el dimensionamiento hidráulico según los regímenes de operación lo más cerca al punto de máxima eficiencia de la bomba para pulpa de mineral de hierro.
- Evaluar las condiciones de instalación y operación del sistema donde estarán instaladas las bombas centrífugas, desde la puesta en marcha.
- Elaborar la propuesta técnica de solución para el nuevo sistema de bombas centrífugas para pulpa de mineral de hierro.
- Realizar el análisis de costos de inversión en relación a los costos de mantenimiento actual para la implementación del nuevo sistema de bombas centrífugas del área de filtrado de la minera Shougang Hierro Perú S.A.A.

## **1.2. Organización de la empresa o institución**

### **1.2.1. Antecedente histórico**

**Wortec S.A.** es una empresa que nace a inicios de los años 80 dedicada a la comercialización de equipos de bombeo a raíz de la incorporación de uno de los fabricantes de bombas más importantes de EEUU a la corporación Flowserve, la empresa fabricante de bombas Whorthigton es comprada por la corporación Flowserve dueña en la actualidad de más de 20 fábricas y marcas de bombas y válvulas de reconocido prestigio a nivel mundial, ex integrantes de la fábrica Whorthigton deciden iniciar operaciones comerciales representando a las divisiones de Bombas y Válvulas de Flowserve bajo el nombre de WORTEC S.A.

en Perú, hasta el 2015 año que Flowserve decide unir las divisiones de sellos y bombas en Perú, terminando una larga relación comercial con la división de bombas de FLOWSERVE.

En 2016 Wortec incorpora a una nueva representada de primer nivel en remplazo a la división de bombas de Flowserve, RUHRPUMPEN, fabricante de bombas con 70 años de operaciones, con una tecnología de vanguardia e ingeniería de clase mundial que cuenta con una estructura verticalmente integrada, diseñando soluciones técnicas complejas, creando los sistemas de bombeo más robustos y potentes del mercado, hoy representado por WORTEC S.A.

#### Datos Generales

- Razón Social: WORTEC S.A.
- Ruc: 20101991319
- Oficina Principal: Av. Del Pinar 124 Of. 302, Urb. Chamarrilla del Estanque, Santiago de Surco - Lima.
- Taller: Calle Núñez del Arco Lote # 31/32, Urb. Industrial La Chalaca - Callao
- Email: wortec@wortecperu.com

El crecimiento de la empresa se basa en **un plan estrategia** cuyo objetivo es el fortalecimiento de una posición competitiva en el mercado local e internacional teniendo claro que la única manera de conseguir y mantener un cliente no es vendiéndole un buen equipo sino brindándoles soluciones que puedan ayudarlo a resolver sus problemas con nuestros equipos.

Las empresas en el mercado que compiten con Wortec directamente son:

TOMOCORP, empresa peruana con 18 años de experiencia, fabricante de bombas centrifugas y ventiladores enfocados al sector minero, es una empresa que cuenta con una integración vertical que realiza la fabricación de sus equipos desde la fundición, desarrollo de ingeniería, fabricación y puesta a prueba en sus propios laboratorios como la mayoría de fabricantes de bombas.

Figura N° 2  
Logo de la empresa TOMOCORP SAC



Fuente: Empresa TOMOCORP SAC

ITT GOULDS, transnacional fabricante de bombas que cuenta distribuidores autorizados en Perú como las empresas Iflutech S.A.C., Xylem Perú S.A, Industrial Technology S.A. (INTECH S.A) entre otras, es uno de los cinco mayores proveedores mundiales de bombas y sistemas de transporte, tratamiento y control del agua y otros líquidos.

Figura N° 3.  
Logo de la empresa GOULDS PUMPS



Fuente: Empresa GOULDS PUMPS

FLOWSERVE PERÚ S.A., empresa peruana formada en el 2005 representando la división de sellos mecánicos de la transnacional FLOWSERVE, fabricante de bombas, sello mecánicos y válvulas con más de 200 años de existencia, y hoy en día, Flowserve cuenta con más de 17,500 empleados en más de 300

ubicaciones en todo el mundo, Flowserve ofrece más de 100 modelos diferentes de bombas y una amplia gama de válvulas, sellos y productos relacionados.

Flowserve Perú S.A. actualmente representa dos de las tres divisiones de comercialización de la transnacional como son las divisiones de bombas y sellos mecánicos en Perú, la división de válvulas actualmente lo tiene la empresa Wortec S.A. como representante exclusivo.

Figura N° 4.  
Logo de la empresa FLOWSERVE



Fuente: Empresa FLOWSERVE

### **1.2.2. Filosofía Empresarial**

La filosofía de Wortec está basada en la confianza, respeto y profesionalismo de cada uno de sus colaboradores con una administración horizontal y apertura total, práctica empresarial que viene realizando desde sus inicios y que ha contribuido a conseguir sus objetivos comerciales y fortalecer las relaciones con sus clientes dentro de un ambiente de confraternidad y fomentando una cultura de valores que se refleja en:

#### **Misión**

Wortec S.A. cree en el desarrollo de la persona humana mediante el aporte de sus conocimientos a la sociedad, para una mejor calidad de vida.

Cree en el aporte de soluciones y conocimientos hacia nuestros clientes, generando una relación a largo plazo e identificando necesidades aún por satisfacer.

## **Visión**

Ser reconocidos como una empresa líder en el mercado peruano ofreciendo soluciones integrales para el manejo, conversión, transporte y control eficiente de fluidos, desarrollando ingeniería y utilizando productos de última tecnología.

## **Valores**

En Wortec S.A. se cultiva y fomenta la integridad, la ética, la sinceridad, el respeto y la responsabilidad.

- Integridad, basada en la honestidad, para con nosotros mismos y los demás reflejado en acciones dentro y fuera de la empresa.
- Ética, fomentando el buen comportamiento de sus colaboradores conociendo sus deberes, derechos, obligaciones y el valor de la justicia para con nuestros clientes y miembros de la empresa.
- Sinceridad, es un valor muy apreciado en esta empresa que incentiva en sus colaboradores a obrar y expresarse con verdad, sencillez y honestidad, sin fingimientos.
- Respeto, permitiendo que cada miembro de la empresa pueda reconocer, aceptar, apreciar y valorar las cualidades de su compañero y sus derechos.
- Responsabilidad, cumpliendo con sus deberes de manera oportuna y eficiente siendo cuidadoso al tomar decisiones o al realizar algo.

## **Política Anticorrupción**

La política es clara: Todos los empleados, directivos, los miembros del Consejo de Administración ya sea de WORTEC S.A. y otros que actúen en nombre de WORTEC S.A. ("Empleados de WORTEC S.A.") no pueden pagar sobornos o tratar de influir indebidamente de otra manera en ninguna otra persona ya sea en el sector público o en el sector privado incluso si dicho pago se solicita y se niega su condición de soborno. Esto es aplicable si un pago indebido se hace directamente a través de un empleado de WORTEC S.A. o a través de un

tercero, como agentes o representantes, vendedores, clientes, socios, u otros proveedores de servicios.

La dirección de WORTEC S. A. tiene la responsabilidad de asegurarse de que los empleados bajo su supervisión y autoridad cumplen con esta política y dará los pasos necesarios para mantener y llevar a cabo un programa anticorrupción, sin embargo, la responsabilidad de cumplimiento continuará residiendo en los empleados de WORTEC S.A.

### **1.2.3. Estructura Organizacional**

La organización de la empresa **Wortec S.A.** se encuentra distribuida de la siguiente manera:

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

**Gerencia General:** El encargado de administrar la empresa y coordinar con las cuatro gerencias de las áreas Administrativa, Comercial, Planeamiento y Proyectos el plan estratégico de cada año y velar con el cumplimiento de las metas propuestas.

**Gerencia de Planeamiento y desarrollo:** Encargado del plan anual para la organización, las estrategias de mercadeo y marketing y a cargo de la división comercial de las centrales hidroeléctrica, turbinas y compresores.

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

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

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

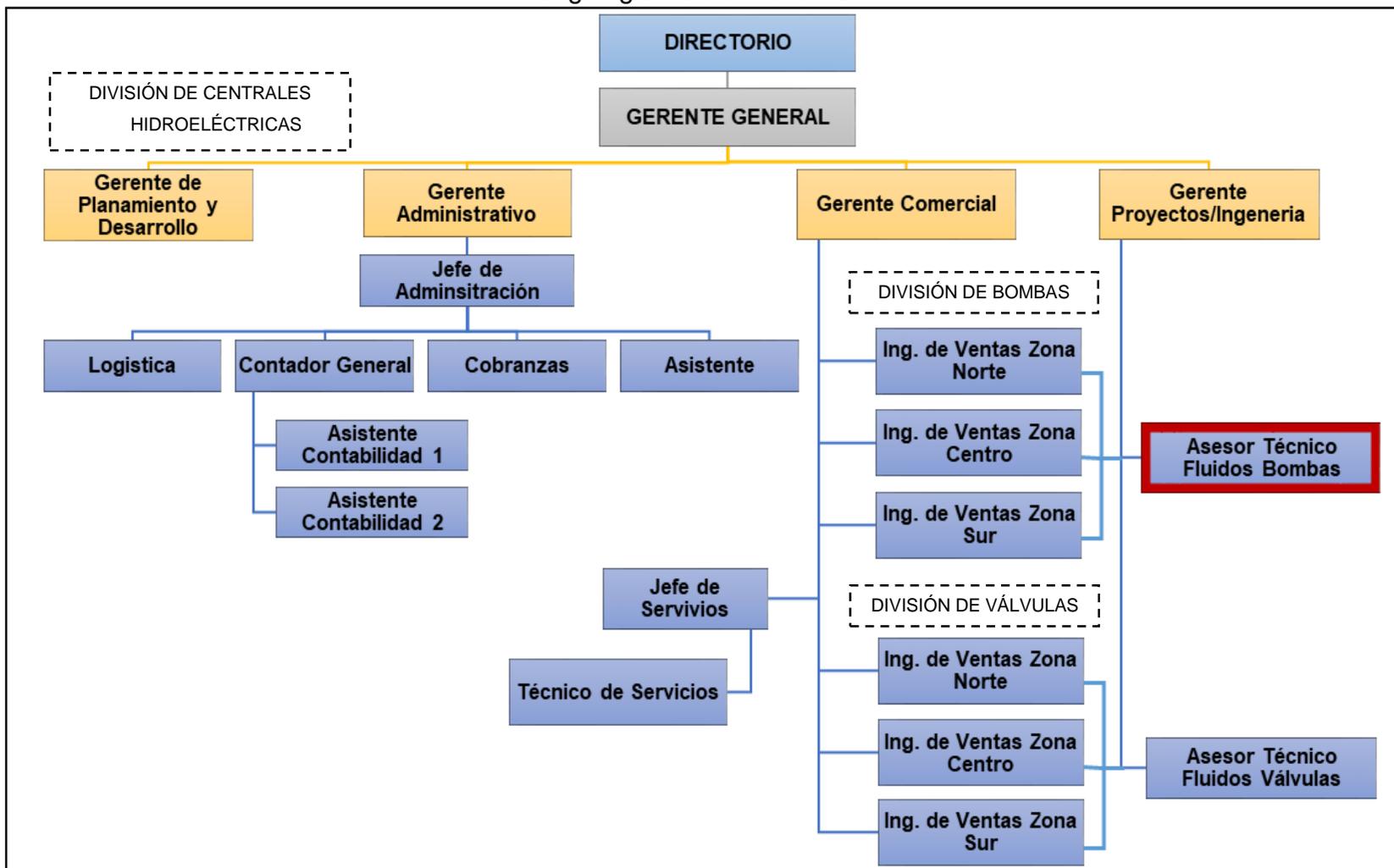
**Descripción de funciones:** El cargo que vengo desempeñando es de asesor técnico de la división de bombas para el área comercial y de proyectos brindando el soporte técnico a los ingenieros de ventas con la selección y dimensionamiento de las equipos según los requerimientos ingresados por el área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

Figura N°5  
Logo de empresa Wortec S.A.



Fuente: Wortec S.A.

Figura N° 6.  
Organigrama de Wortec S.A.



Fuente: Wortec S.A.

## **Actividades desarrolladas por la empresa**

Wortec S.A. es una empresa especializada en la comercialización de equipos para el manejo de fluidos para la industria minera e hidrocarburos como principales centros de negocios, desarrollando ingeniería de detalle para sistemas de bombeo a casas de Ingeniería o clientes finales que demandan un desarrollo integral en el abastecimiento de equipo para un proyecto determinado, servicios de reparación y asistencia técnica en sistemas de manejo de fluidos.

En la actualidad Wortec cuenta con cinco líneas de negocio de marcas de reconocido prestigio como son:

- División de Bombas: Bombas centrifugas y de desplazamiento positivo para la industria minera y petróleo de las marcas Ruhrpumpen, Toyo Pumps, Megator y Pumps 2000
- División de Válvulas: Válvulas manuales y de control automático para la industria en general de las marcas Flowserve, Galassi & Ortolani, FKB, ABZ, Microfinish, Walworth, Rotor, Honeywell.
- División de compresores y turbinas: Turbinas para vapor y turbocompresores de la marca Elliott
- División de Tuberías: Tuberías y accesorios especiales para proyectos integrales de la marca Phocéenne
- División de centrales hidroeléctricas: Centrales Hidroeléctricas con turbinas horizontales o verticales de tipo Francis, Pelton y Kaplan de la marca BFL.

El departamento de servicio técnico, encargado de las reparaciones y montaje de equipos de las marcas que se representa y cualquiera otra marca.

El área de planeamiento y desarrollo dedicada al desarrollo de Ingeniería y encargado de las divisiones de centrales hidroeléctricas, compresores y turbinas.

Como principales clientes Wortec S.A. se encuentran enfocados en el sector minero y de Hidrocarburos atendiendo a toda la gran, mediana y pequeña

minería y a las empresas de generadoras de gas y de hidrocarburos, podemos citar algunos clientes importantes como son:

**Mineria:**

Shougang Hierro Perú S.A.A.

Southern Perú Copper Corporation

CIA. Minas Buenaventura

Marcobre S.A.C.

Anglo American Quellaveco

Hochschild Mining

Pan American Silver Perú S.A.C.

Minsur

**Hidrocarburos y Gas:**

Engie Energía Perú S.A.

Refinería la Pampilla S.A.

Fenix Power Perú S.A.

Herco Combustibles S.A.

Petro Perú – Refinería Talara, Repsol S.A.

**Casas de Ingeniería**

HLC Ingeniería y Construcción S.A.C.

Ausenco Perú S.A.C.

BISA Ingeniería de Proyectos S.A.

Sacyr Perú S.A.

Arcadis Perú S.A.C.

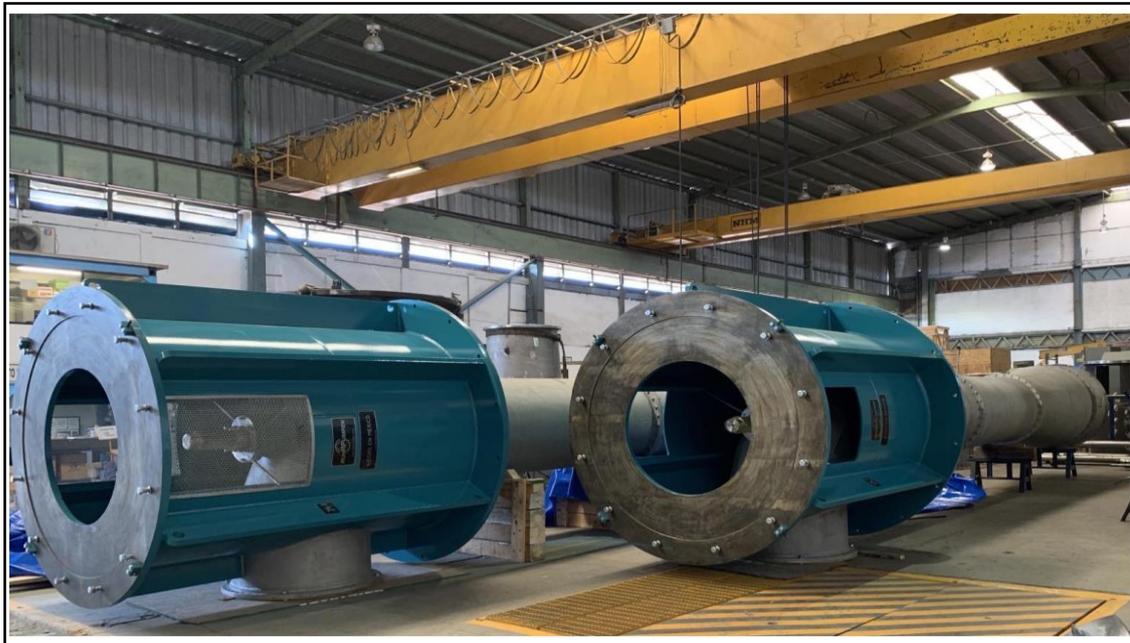
Pentatech Construcción S.A.C.

Tabla N° 1  
Proyectos Importantes en los últimos años en Perú

Principales Equipos en Perú							
PROYECTO	USUARIO	CANTIDAD	BOMBA	MODELO y TAMAÑO	POTENCIA	METALURGIA	SERVICIO
AMPLIACION TOQUEPALA	SPCC	4	Vertical – VCT	1850 VLT – 08 Etapas	700 hp	Acero al Carbono – Internos en Dúplex	Agua Recuperada
REFINERÍA TALARA	PETROPERU	4	Vertical – VCT	66 KXHo – 01 Etapa	6500 hp	Dúplex – Internos Super Dúplex	Agua de Mar
REFINERÍA TALARA	PETROPERU	4	Horizontal - ZW	ZW 30x24X31	2300 hp	Cast Iron / SS	Recirculación
QUELLAVECO	ANGLO/FLUOR	11	Vertical – VCT	18 KXH – 07 Etapas	1250 hp	316 SS	Agua Recuperada
QUELLAVECO	ANGLO/FLUOR	7	Vertical – VCT	1650 VLT – 15 Etapas	700 hp	316 SS	Agua Recuperada
QUELLAVECO	ANGLO/FLUOR	8	Horizontal - SM	SM 6x13(A) – 04 Stg.	1000 hp	Dúplex	Impulsión Agua
MINA JUSTA	MARCOBRE	20	Horizontal – CPP/RDP	-	20 -75 hp	316 SS /Dúplex	Agua Mar /Agua

Fuente: Wortec S.A.

Figura N° 7  
Bombas en fabrica



Fuente: Empresa Ruhrpumpen

Figura N° 8.  
 Proyecto Talara (Bombas Verticales Captación Agua de Mar)



Fuente: Empresa Ruhrpumpen

Figura N°9.  
 Proyecto Quellaveco (Bombas Verticales - Impulsión Agua)



Fuente: Empresa Ruhrpumpen

## II. FUNDAMENTACIÓN DE LA EXPERIENCIA PROFESIONAL

### 2.1 Marco teórico

#### 2.1.1. Bases teóricas

##### 2.1.1.1. Conceptos y principios básicos de hidráulica

**Fluido:** Es cualquier sustancia no sólida que toma la forma del recipiente que lo contiene, los fluidos pueden ser divididos en líquidos y gases

**Líquido:** Es toda sustancia que toma la forma del recipiente que lo contiene y forma una superficie libre.

**Gases:** Son las sustancias que cubren todo el recipiente que lo contienen y no forman una superficie libre.

**Fluido Ideal:** Sus moléculas no presentan fuerzas de roce tangenciales, su viscosidad es nula.

**Fluido Incompresible:** Son aquellos donde su volumen no varía en función de la presión, los líquidos en su mayoría cumplen con esta condición por eso se dice que son fluidos incompresibles.

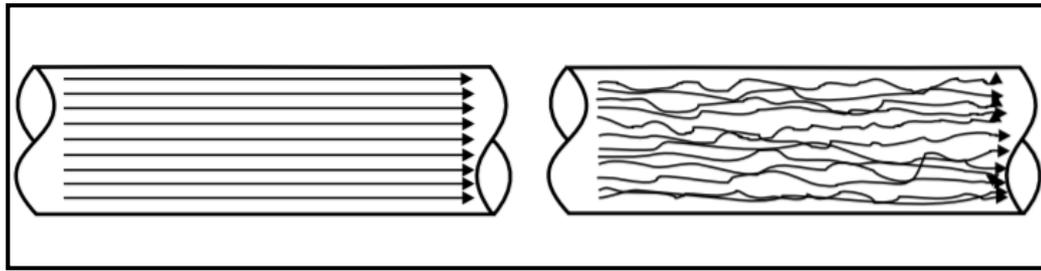
#### **Tipos de régimen de flujos**

Régimen Permanente: Llamamos flujo de régimen permanente cuando se mantiene constante respecto al tiempo las condiciones de presión, temperatura, peso específico, velocidad, etc. del fluido.

Régimen laminar: Un fluido se encuentra en régimen laminar cuando las líneas de flujo se encuentran en forma paralelas entre sí y las velocidades en los diferentes puntos se mantienen constante en módulo y dirección.

Régimen Turbulento: En este régimen las partículas se encuentran en movimiento con diferentes velocidades en módulo y dirección cambiando constantemente de un momento a otro.

Figura N°10  
Régimen Laminar y turbulento



Fuente: Handbook KSB

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

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

Donde: 
$$F_i = \rho \cdot v^2 \cdot L^2 \quad (1)$$

$\rho$  = es la densidad 
$$F_v = \mu \cdot L \cdot v \quad (2)$$

$v$  = velocidad del fluido 
$$R_e = \frac{F_i}{F_v} \quad \text{o} \quad R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\mu} \quad (3)$$

$L$  = longitud

$\mu$  = viscosidad dinámica del fluido 
$$R_e = \frac{D \cdot v}{\nu} \quad (4)$$

$D$  = Diámetro de tubería

$\nu$  = viscosidad cinemática del fluido

Tabla N° 2  
Límites del número de Reynolds para tuberías

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

Fuente: Libro Rafael Mott – Bombas Hidráulica Rotodinamicas

La mayoría de fluidos se presentan en un régimen turbulento con algunas excepciones como los fluidos con baja velocidad o en fluidos con viscosidades altas.

**Peso Específico:** Es la relación que existe entre el peso de la sustancia y el volumen que ocupa.

Donde: 
$$\gamma = \frac{W}{V} \quad (5)$$

$\gamma$ : Peso específico

W: Peso de la sustancia

V: Volumen ocupado de la sustancia

Las unidades más utilizadas son:  $\text{kgf}/\text{m}^3$   $\text{kgf}/\text{dm}^3$   $\text{N}/\text{m}^3$  (SI),  $\text{lbf}/\text{ft}^3$

**Densidad Específica:** La densidad específica de una sustancia es la masa de esa sustancia entre la unidad de volumen que ella ocupa.

Donde: 
$$\rho = \frac{M}{V} \quad (6)$$

$\rho$ : Densidad específica

M: Masa de la sustancia

V: Volumen de la sustancia

Las unidades más utilizadas son:  $\text{kg}/\text{m}^3$   $\text{kg}/\text{dm}^3$   $\text{lbf}/\text{ft}^3$

La densidad de la sustancia con sólidos puede también ser medida, sin embargo, requiere de un cierto cuidado, especialmente en pulpas con sólidos de tendencia a sedimentar rápidamente.

Densidad de las partículas Sólidas:  $\rho_s$

Densidad del líquido portante:  $\rho_l$

Densidad de la propia pulpa:  $\rho_p$

La densidad de cualquier líquido cambiará con un cambio de temperatura, por consiguiente, las temperaturas estándar han sido creadas para diversos líquidos.

Para cálculos en minería se usa la relación de densidades de pulpa con la relación de la densidad del solido conociendo el % en peso de solidos de la mezcla.

Tabla N° 3  
Tabla de diversos líquidos según su temperatura estándar.

NOMBRE	°C	DENSIDAD (Kg/cm <sup>2</sup> )	NOMBRE	°C	DENSIDAD (Kg/cm <sup>2</sup> )
Gasolina	15	749.8	Aceite vegetal	15	900
Cerveza	15	1020	Aceite crudo	20	1000
Diesel Fuel	15	820	Brea	25	1230
Aceite para engranajes	15	920	Vino	15	1000
Aceite combustible ligero	15	860	Jugos de azúcar	80	1300
Aceite hidráulico	20	875	Aceite de silicona	20	940
Querosene	15	790	Leche	15	1030
Agua de mar	15	1020	Agua de mar	20	998

Fuente: Cameron Hidráulica Data

**Densidad Relativa:** La densidad relativa de una sustancia es la razón entre el peso específico o densidad específica de esa sustancia y el peso específico o

densidad específica de una sustancia padrón de referencia y es adimensional. Para sustancias en estado líquido o sólido, la sustancia de referencia padrón es el agua. Para sustancias en el estado gaseoso la sustancia de referencia es el aire. Consideraremos agua a temperatura de 15° C (59° F), al nivel del mar\*, como sustancia de referencia.

La densidad relativa se puede encontrar con el nombre de masa específica o gravedad específica en algunos textos.

\* temperatura utilizada como padrón por el API (Instituto de Petróleo Americano).

$$d = \frac{\gamma_{fluido}}{\gamma_{agua}} \quad d = \frac{\rho_{fluido}}{\rho_{agua}} \quad (7)$$

En algunas industrias, la densidad relativa se expresa en grados, como los grados API (Industria Petroquímica), los grados BAUMÉ (Industria Química) y los grados BRIX (Industria de Azúcar y Alcohol). Estos grados se pueden convertir en valores de densidad, a través de tablas.

**Viscosidad:** Es la resistencia interna que ofrece los fluidos a los esfuerzos de corte, esta propiedad física del fluido provoca una resistencia al deslizamiento entre sus capas y su magnitud depende de la temperatura y la naturaleza del fluido, en los líquidos la viscosidad disminuye con el aumento de la temperatura.

La viscosidad en las tuberías tiene un rol importante en el fenómeno de deslizamiento sobre todo en las pérdidas de presión de los fluidos, y cuando se indica cualquier valor para la viscosidad de un fluido, siempre se debe informar la temperatura, así como la unidad en que se expresa.

**Ley de Newton:** Newton descubrió que, en muchos fluidos la tensión de corte era proporcional al gradiente de velocidad, llegando a la siguiente fórmula

Donde:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dV}{dy} \quad (8)$$

$\tau$  : Tensión de corte

$\mu$ : Coeficiente de proporcionalidad

$\frac{dV}{dy}$ : Gradiente de velocidad

Los fluidos que cumplen esta ley son llamados fluidos Newtonianos y los que no cumplen son llamados fluidos no newtonianos, los líquidos en estudio se comporta bajo esta ley.

### **Viscosidad Dinámica o Absoluta ( $\mu$ )**

Es la medida de las fuerzas de roce internas del fluido y es exactamente el coeficiente de proporcionalidad entre la tensión de corte y el gradiente de velocidad de la Ley de Newton.

El símbolo normalmente utilizado para indicarla es la letra  $\mu$  (mhu) y las unidades en que se expresan usualmente son; el centiPoise (cP), o Poise (98,1P = 1kgf.s/m<sup>2</sup>); y el Pascal segundo (1 Pa.s = 1N.s/m<sup>2</sup>) (SI).

### **Viscosidad Cinemática (U)**

La viscosidad cinemática está definida como el cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad específica, el símbolo que se usa para determinarlo es la letra  $\nu$  "U" y las unidades usadas son, centiStoke (cSt), Stoke (1St = 1cm<sup>2</sup>/s); o el m<sup>2</sup>/s (SI)

Dónde: 
$$U = \frac{\mu}{\rho} \quad (9)$$

U: viscosidad cinemática

$\mu$  : viscosidad dinámica

$\rho$  : densidad específica

Existen otras escalas de medición de viscosidad más usadas son:

- Engler (expresada en grados E), escala en Alemania
- Redwood 1 y RedwoodAdmiralty (expresada en segundos), escala en Inglaterra
- Second Saybolt Universal "SSU" y Second Saybolt Furol "SSF" (expresada en segundos), escala en Los Estados Unidos.

- Barbey (expresada en cm /h), escala en Francia.

La viscosidad cinemática  $U$  de un fluido, en cSt puede ser obtenida a través de la su viscosidad absoluta  $\mu$  en cP, y de su densidad relativa  $d$ , a la temperatura en cuestión, mediante la relación:

Dónde: 
$$U = \frac{\mu}{d} \quad (10)$$

$U$ : viscosidad cinemática (cSt)

$\mu$  : viscosidad dinámica (cP)

$d$ : densidad relativa

### **Presión**

Es una magnitud que se define como la fuerza que se ejerce en una determinada área. Las unidades más usadas son:  $\text{kgf/cm}^2$  ;  $\text{kgf/m}^2$  ; bar (1bar = 1,02  $\text{kgf/cm}^2$  ; psi (1 psi = 0,0689  $\text{kgf/cm}^2$  ); Pascal (1 Pa (SI) = 1,02 x 10  $\text{kgf/cm}^2$  ); atmosfera (1 atm = 1,033  $\text{kgf/cm}^2$  ); mmHg (1mmHg = 0,00136  $\text{kgf/cm}^2$  ).

Dónde: 
$$P = \frac{F}{A} \quad (11)$$

P: Presión

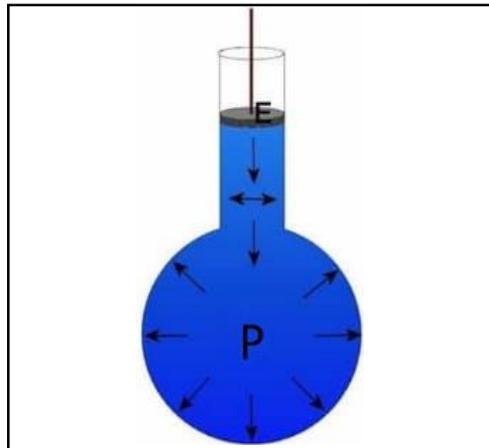
F: Fuerza

A: Área

### **Ley de Pascal**

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

Figura N°11.  
Principio de Pascal



Fuente: Handbook Rurhpumpen

### Teorema de Stevin

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

Dónde:  $P_b - P_a = h \cdot \gamma$  (12)

$P_a$  = Presión en el punto A

$P_b$  = presión en el punto B

$h$  = diferencia de cota entre los puntos A y B

$\gamma$  = peso específico del fluido

Dónde:  $P_a = P_{at} + \gamma \cdot h$  (13)

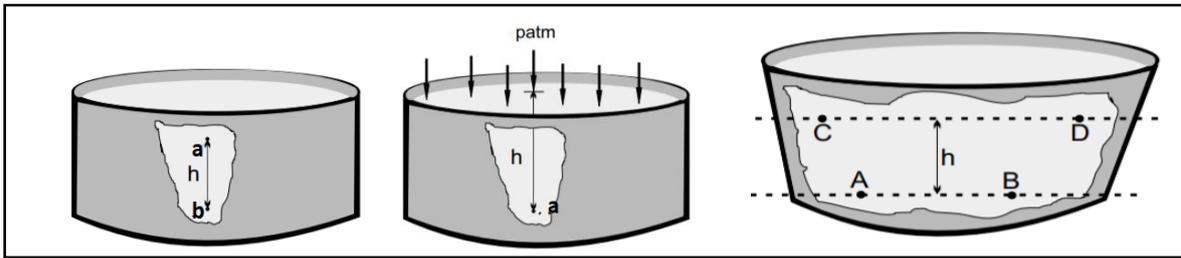
$P_a$  = Presión en el punto A

$P_{atm}$  = Presión atmosférica local

$h$  = Diferencia de cota entre los puntos A y el nivel del fluido en el estanque

$\gamma$  = Peso específico del fluido

Figura N° 12  
Teorema de Stevin



Fuente: Handbook Rurhpumpen

$$P_a - P_c = P_b - P_d = \gamma \cdot H \quad (14)$$

Dónde:  $P_a = P_b$  y  $P_c = P_d$

Para determinar la diferencia de presión entre dos puntos, no importa la distancia entre ellos, sino la diferencia de cota entre ellos.

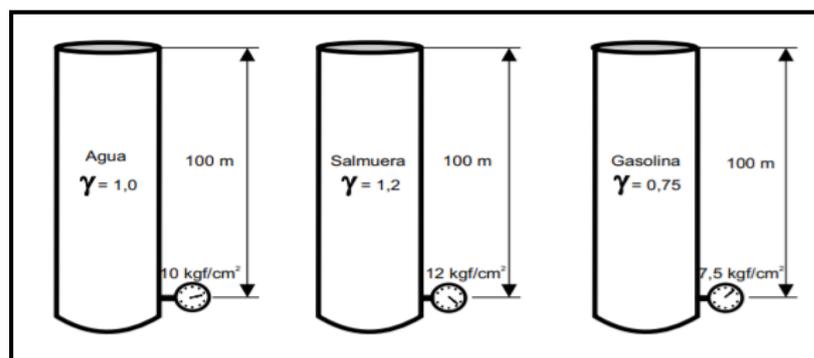
La presión de dos puntos en un mismo nivel, es decir, en la misma cota, es la misma.

La presión no depende de la forma, del volumen o del área de la base del depósito.

### Influencia del peso específico en la relación entre la presión y altura de columna de líquido

Si se tiene alturas de columnas de líquidos iguales con peso específico diferentes se tendrá presiones diferentes.

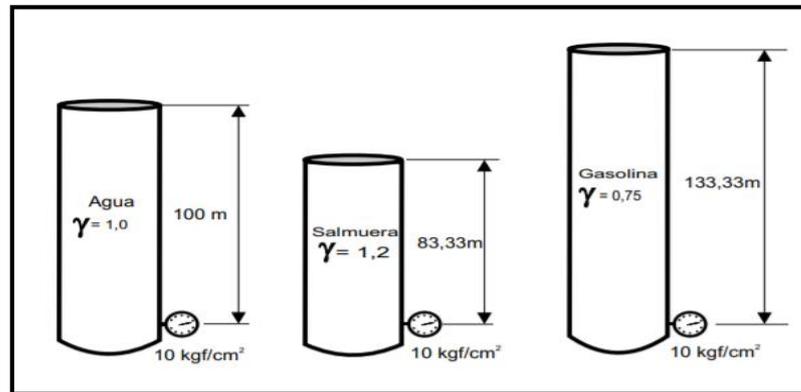
Figura N°13  
Esquema de influencia del peso específico en la presión



Fuente: Handbook KSB Bombas centrifugas

Para una misma presión, actuando en líquidos con pesos específicos diferentes, las columnas de líquido son diferentes.

Figura N°14  
Esquema de influencia del peso específico en la columna



Fuente: Handbook KSB Bombas centrifugas

## Escalas de Presión

### Presión Atmosférica (Patm)

La presión atmosférica es normalmente medida por un instrumento llamado barómetro, que es el origen de la llamada presión barométrica y viene hacer la presión ejercida por el peso de la atmosfera y varía con la altura y depende de las condiciones meteorológicas siendo que, al nivel del mar, en condiciones estandarizadas.

La presión atmosférica tiene un valor de:

$$Patm = 1,033 \text{ kgf/cm}^2 = 760 \text{ mmHg} = 1,033 \times 10 \text{ N/m}^2 = 2,1116 \times 10 \text{ lb/pie}^2$$

$$Patm = 29,92 \text{ pulgadas de Hg.}$$

Para fines prácticos se ha establecido la Atmósfera Técnica, cuya presión corresponde a 10 m de columna de líquido, o corresponde a  $1 \text{ kgf/cm}^2$ .

Tabla N° 4  
Presión atmosférica en función de la altitud sobre el nivel del mar.

ALTITUD SOBRE EL NIVEL DEL MAR	PRESIÓN ATMOSFÉRICA EN METROS	ALTITUD SOBRE EL NIVEL DEL MAR	PRESIÓN ATMOSFÉRICA EN METROS
0	10,33	1600	8,450
200	10,080	1800	8,240
400	9,830	2000	8,040
600	9,580	2500	7,560
800	9,340	3000	7,100
1200	9,110	3500	6,680
1400	8,890	4000	6,270

Fuente: Cameron Hidráulica Data

#### Presión Manométrica (Pman)

Esta presión es normalmente medida a través de un instrumento llamado manómetro, lo que da origen a la presión manométrica, siendo también llamada como presión efectiva o presión relativa y para su medición se toma como referencia a la presión atmosférica. Cuando la presión es menor que la atmosférica, tenemos una presión manométrica negativa, también llamada como vacío (denominación incorrecta) o depresión.

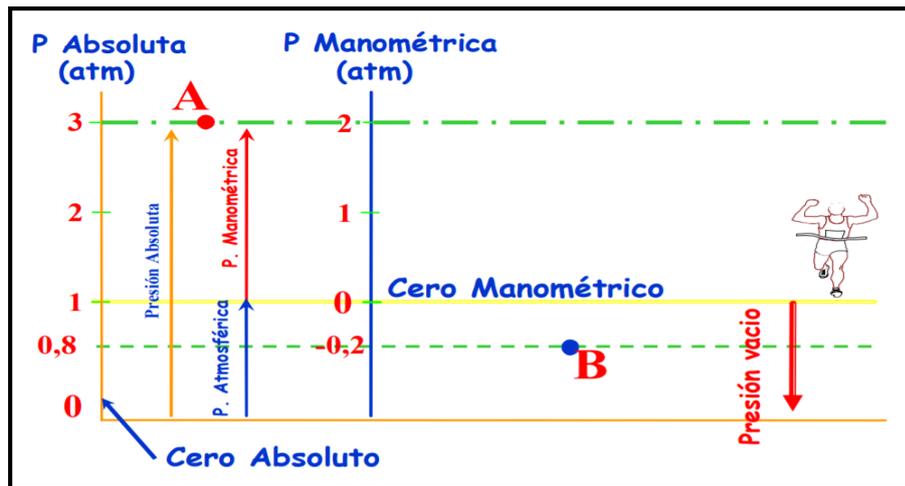
El manómetro, registra valores de presión manométrica positiva; el vacuómetro registra valores de presión manométrica negativa y el manovacúmetro registra valores de presión manométrica positiva y negativa. Estos instrumentos, siempre registran cero cuando están abiertos a la atmósfera, así, tienen como referencia (cero de la escala) la presión atmosférica del lugar dónde se está realizando la medición, sea cual sea.

## Relación entre Presiones

La relación entre estas dos presiones se presenta de la siguiente manera:

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{man} \quad (15)$$

Figura N°15  
Escala de presiones



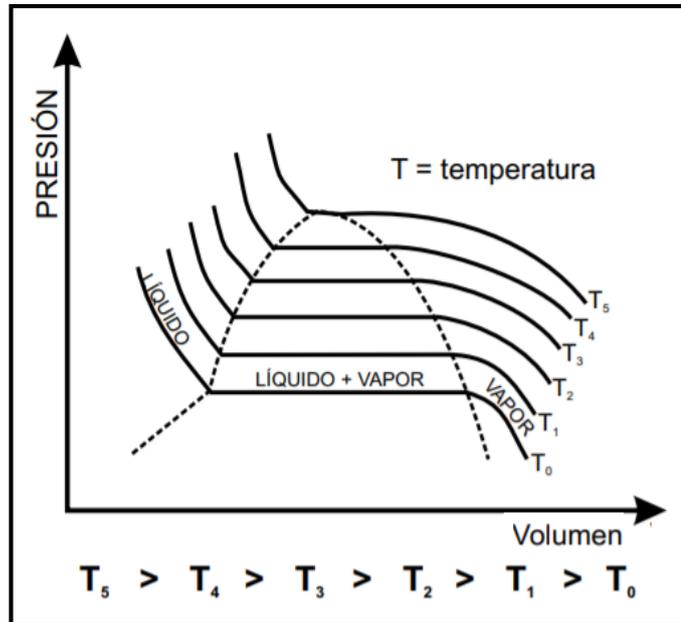
Fuente: Manual para el diseño de una red hidráulica.

## Presión de Vapor

La presión de vapor de un fluido a una cierta temperatura es aquella en la que coexisten las fases líquida y vapor a una misma temperatura, cuando tenemos una presión mayor que la presión de vapor, habrá sólo fase líquida y cuando tenemos una presión menor que la presión de vapor, habrá sólo fase vapor.

Se debe notar que a medida que aumenta la temperatura, la presión de vapor aumenta, así en caso que la temperatura se eleve hasta un punto en que la presión de vapor iguale, por ejemplo, a la presión atmosférica, el líquido se evaporizará, dando origen al fenómeno de la ebullición. La presión de vapor tiene una importancia fundamental en el estudio de las bombas, principalmente en los cálculos de NPSH.

Figura N° 16  
 Grafico Isotérmico de un liquido



Fuente: Fuente: Handbook KSB Bombas centrifugas

### Caudal y Velocidad

Caudal Volumétrico: Es la relación entre el volumen de un fluido que pasa por una determinada sección entre la unidad de tiempo y se mide en  $m^3 /h$ ;  $l/s$ ;  $m^3 /s$ ; GPM (galones por minuto).

Dónde: 
$$Q = \frac{V}{t} \quad (16)$$

Q = caudal volumétrico

V = volumen

t = tiempo

Caudal Másico: El caudal másico es la masa de fluido que pasa por una determinada sección, por unidad de tiempo y las unidades más utilizadas son  $kg/h$ ;  $kg/s$ ;  $t/h$ ;  $lb/h$

Dónde: 
$$Q_m = \frac{m}{t} \quad (17)$$

Q m= caudal másico

m = masa

t = tiempo

Caudal en Peso: El caudal en peso es el peso de un fluido que pasa por determinada sección, por unidad de tiempo y las unidades más utilizadas son kgf/h; kgf/s; tf/h; lbf/h.

Dónde: 
$$Q_p = \frac{G}{t} \quad (18)$$

$Q_p$  = caudal en peso

$G$  = peso

$t$  = tiempo

### Relación entre Caudales

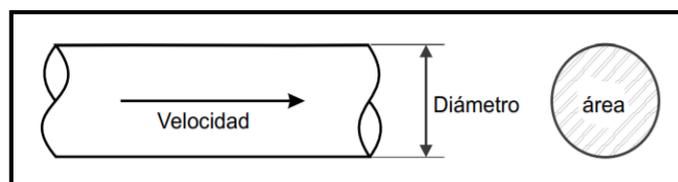
En el estudio de bombas se utiliza principalmente el caudal volumétrico, al que designaremos simplemente como caudal ( $Q$ ) y la relación que existe entre volumen, masa y peso, es la siguiente:

$$Q = \frac{Q_m}{\rho} = \frac{Q_p}{\gamma} \quad (19)$$

### Velocidad

Existe una importante relación entre caudal, velocidad y el área de la sección transversal de una tubería:

Figura N° 17  
Relación de velocidad y área



Fuente: Fuente: Handbook KSB Bombas centrifugas

$$Q = V \times A \quad V = \frac{Q}{A} \quad (20)$$

Dónde: 
$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \pi \cdot R^2 \quad (21)$$

$Q$  = caudal volumétrico

V = velocidad del flujo

A = área de la tubería

D = Diámetro interno de la tubería

R = Radio interno de la tubería

$\pi$  = pi (3.1416)

### **2.1.1.2. Bombas**

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

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

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

- Bombas Roto dinámicas o Turbo-bombas
- Bombas Volumétricas o de desplazamiento positivo

#### **Bombas Roto dinámicas o centrífugas:**

Son siempre rotativas, su principio de funcionamiento es la ecuación de Euler, y su órgano transmisor de energía se llama rodete, rotor, impeler o impulsor. Se llaman roto dinámicas porque su movimiento es rotativo, y la dinámica de la corriente juega un papel esencial en la transmisión de la energía. Comúnmente se conocen con el nombre de bombas centrífugas.

#### **Bombas de Desplazamiento Positivo:**

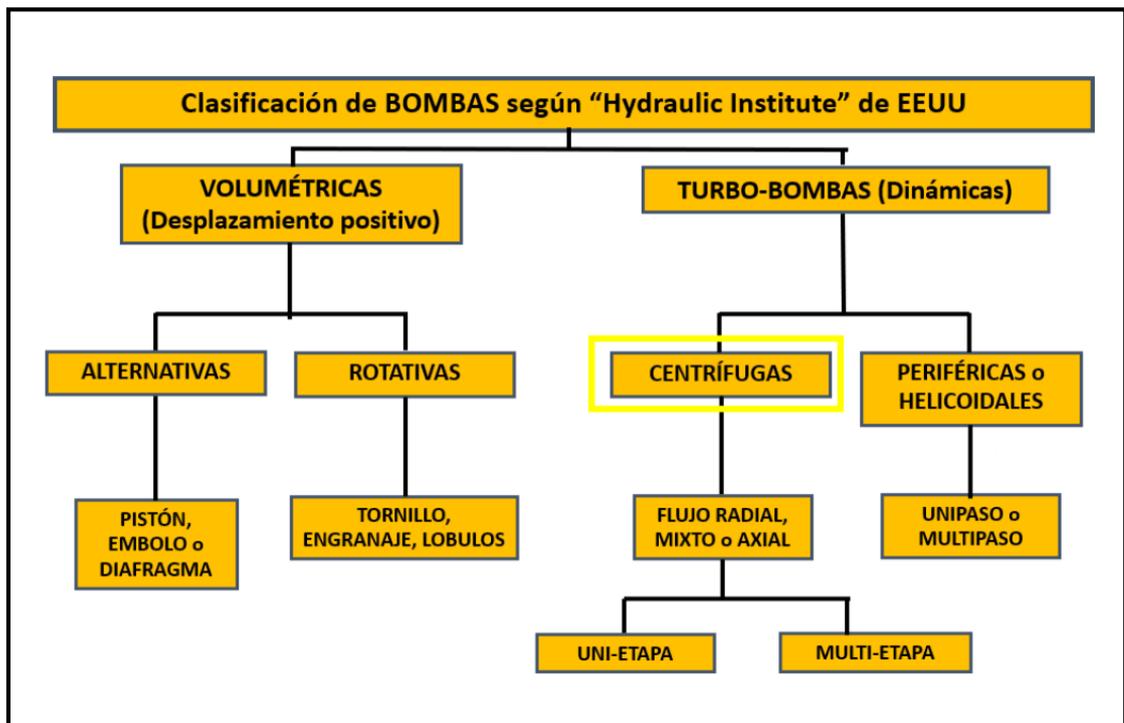
La dinámica de la corriente no juega un papel importante en la transmisión de la energía. Su funcionamiento se basa en el principio de desplazamiento positivo, a este tipo de bombas pertenecen las bombas alternativas o recíprocas y las bombas rotativas (roto estáticas).

#### **¿Por qué las bombas son necesarias?**

Las bombas han probado ser muy necesarias para el manejo de los líquidos en general, ayudando al desarrollo de la sociedad, hoy en día es muy común y necesario el empleo de estas máquinas para:

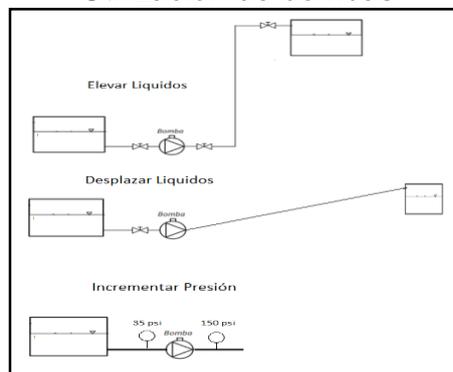
- Para mover líquido de un área de baja presión a una de alta presión.
- Para mover líquido desde una baja elevación hasta una alta elevación.
- Para mover líquido de una ubicación a otra distante.

Figura N° 18  
Clasificación de Bombas



Fuente: Roberto L. Mott, Bombas centrífugas

Figura N°19  
Utilización de bombas



Fuente: Handbook KSB

### 2.1.1.3. Bomba Centrifugas para Pulpa

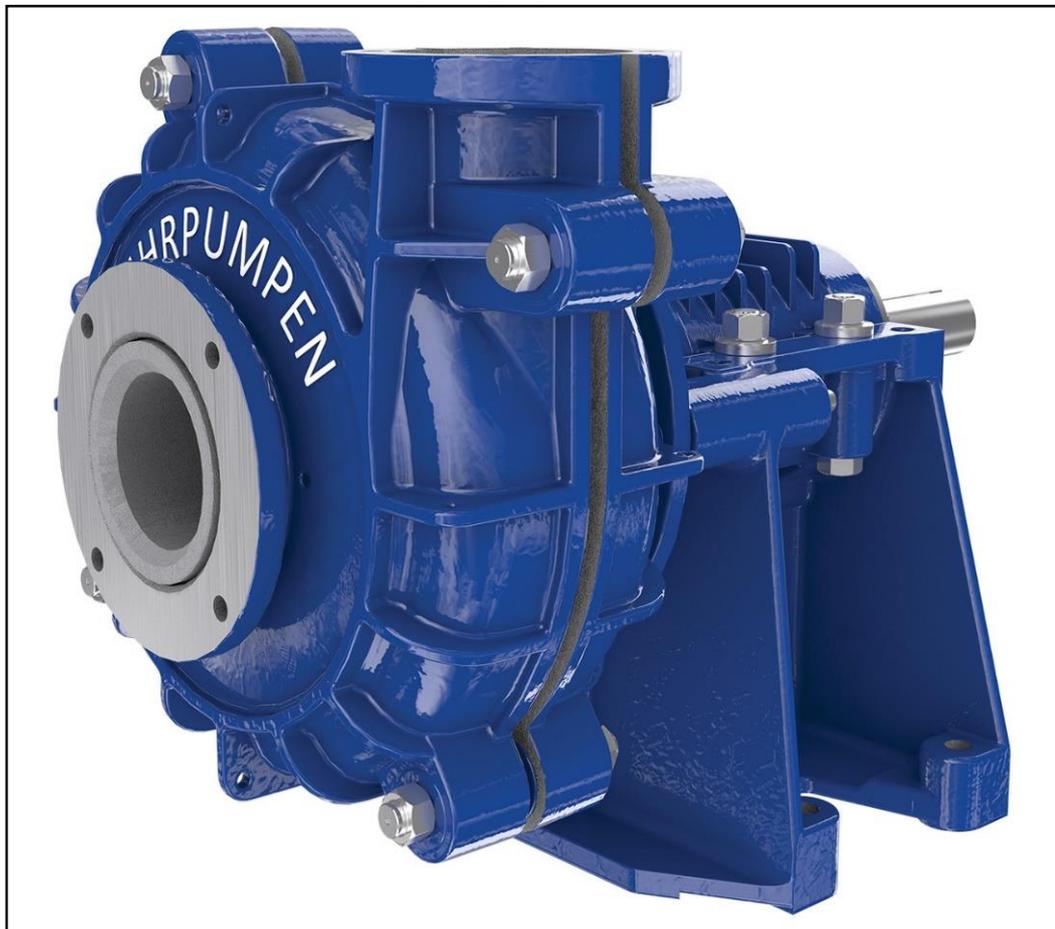
#### Bomba para lodo (Slurry Pump)

Definida como una bomba apropiada para bombear líquidos que contienen partículas abrasivas.

Las bombas para lodos varían en construcción dependiendo de las características del lodo que se debe bombear.

Son más robustas y usualmente tienen partes de desgaste reemplazables.

Figura N° 20  
Bomba para pulpa de mineral



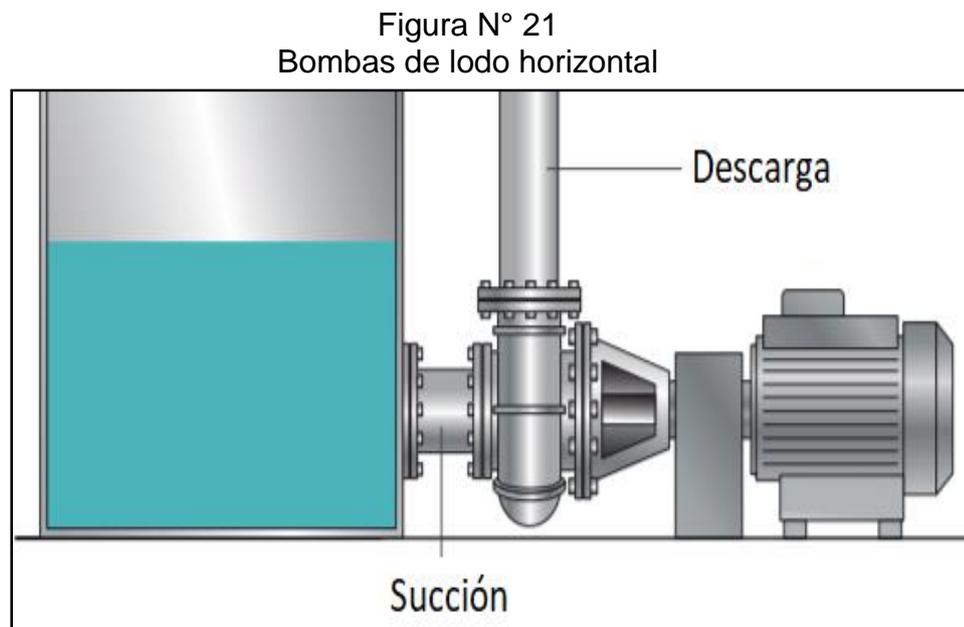
Fuente: Manual de bombas Ruhrpumpen

## **Tipos de Bombas para Lodos**

### Bombas de lodos horizontales

Son bombas a menudo se denominan montadas en seco debido a que el extremo hidráulico y la unidad de accionamiento se encuentran fuera del sumidero, es el grupo principal de bombas para lodos y que podemos encontrar en una unidad minera y están disponibles para una amplia gama de altura y caudal con diferentes condiciones y opciones de materiales.

Estos tipos de bombas normalmente usa motores eléctricos, en plantas donde hay un riesgo de inundación, puede haber razones para reemplazando una bomba horizontal montado en seco, por una bomba sumergible para lodos.



Fuente: Slyrru Handbook Flygt

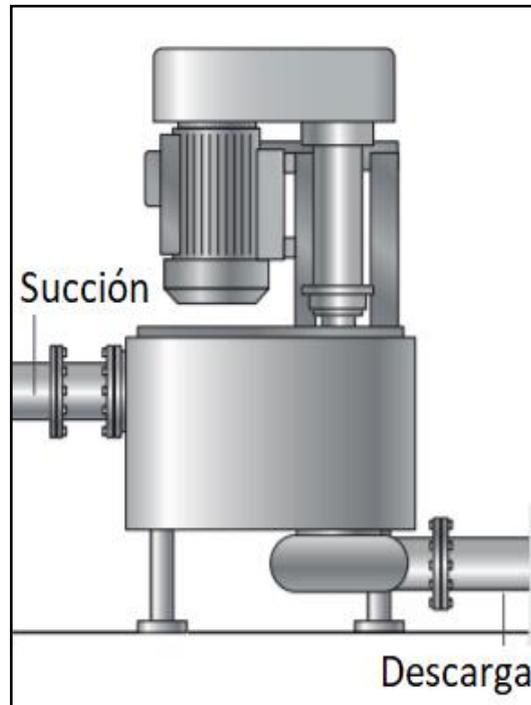
### Bombas de lodos verticales

Este tipo de bomba se puede subdividir en dos principales grupos:

- a) Bombas de tanque
- b) Bombas voladizas / de sumidero
- a) Las bombas de tanque: Se consideran bombas instaladas en seco, el tanque está incorporado en la bomba, el sumidero abierto y la entrada vertical evitan el bloqueo de aire y dan suavidad a la operación.

No hay cojinetes sumergidos o sellos de eje, pero un voladizo del eje bastante largo desde la parte del cojinete superior al impulsor.

Figura N° 22  
Bomba de tanque para lodos

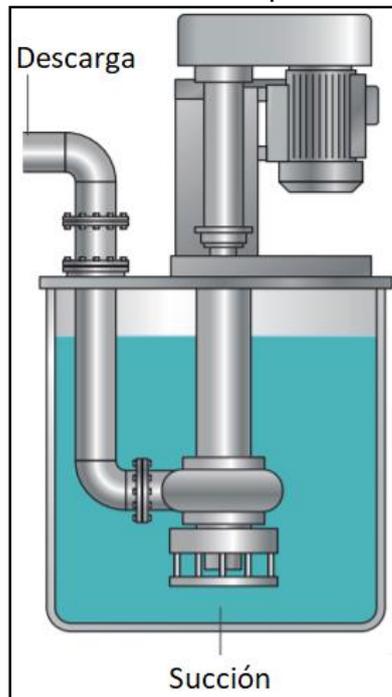


Fuente: Slyrru Handbook Flygt

- b) Las bombas en voladizo / sumidero: Se consideran instaladas semi-secas, ya que el extremo hidráulico se baja al lodo, pero la unidad de accionamiento y la estructura de soporte son instalados en seco. De manera similar a las bombas de tanque, no hay cojinetes sumergidos o sellos de eje, pero un eje largo.

Dependiendo del tamaño, la bomba se monta con una placa base sobre el sumidero o colgada del techo, Las bombas en voladizo tienen una serie de desventajas que los hacen aptos para ser reemplazados con bombas.

Figura N° 23  
Bomba de sumidero para lodo



Fuente: Slurry Handbook Flygt

### Bombas de lodos sumergibles

Las bombas sumergibles son equipos portátiles y compactos normalmente trabajan sumergidas en el agua o lodo por lo que la operación bajo el líquido significa bajos niveles de ruido o incluso funcionamiento silencioso, no requiere estructura de soporte ocupando menos espacio, el motor es enfriado por el líquido circundante.

Alguna limitación son que para fluidos con temperaturas mayores a 40° C o podrían trabajar y existen algunas versiones de bombas sumergibles que trabajan sin sugerencia por contar con un sistema de refrigeración externo a través de una chaqueta de refrigeración.

Figura N° 24  
Bomba sumergible para lodo



Fuente: Slurry Handbook Toyo Pumps

## **Componentes de una Bomba para Lodos**

### Impulsor / carcasa

El Impulsor y carcasa de la bomba son los componentes clave de todas las bombas para lodos, el rendimiento de este tipo de bombas se rige por el diseño del impulsor y carcasa, los otros componentes de la bomba sirven para sellar, soportar y proteger este sistema hidráulico de impulsor y carcasa.

### Impulsor

El impulsor es el componente giratorio principal que normalmente tiene alabes para impartir la fuerza centrífuga al líquido y por lo general los impulsores de las bombas de lodos son del tipo Francis cuando se maneja lodos con partículas finas por ser más eficaz en la transformación de energía, para bombear partículas gruesas se utilizan paletas planas. Algunas ventajas del perfil del impulsor Francis es su mayor eficiencia, su mejora rendimiento de succión y una vida útil ligeramente mejor en ciertos tipos de fluidos abrasivos debido al ángulo de incidencia con el fluido.

El impulsor de paleta plana tiene mejores características de vida útil en condiciones muy gruesas, el número de álabes del impulsor suele variar entre tres y seis dependiendo del tamaño de las partículas en la suspensión.

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

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

Figura N° 25  
Impulso cerrado tipo Francis e impulsor abierto para lodos



Fuente: Slurry Handbook Metso Pumps

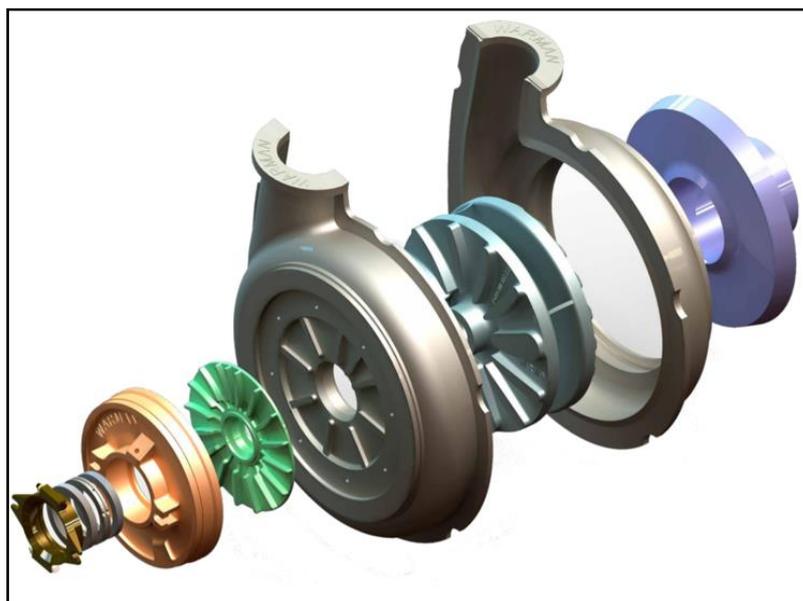
## Carcasa

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

**Carcasa sólida:** Este tipo de carcasa son usadas generalmente para bombas de metal duro, es el más económico en cuanto a su fabricación, algunas bombas revestidas en caucho también usan carcasas solidas sobre todo en las más pequeñas, donde son más prácticos y económicos el uso de esta volta.

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

Figura N° 26  
Carcasa partida de una bomba de lodos



Fuente: Slyrru Handbook KSB

## Sellos del eje

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

Existen tres tipos de sellos para estas bombas:

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

Los sellos "flushing" (inyección de líquido): La inyección de agua al sistema de sellado de la bomba se usa en la mayoría de las bombas de lodo para lubricar y refrigerar el sello, para que el sello dure lo máximo posible, el agua debe ser de buena calidad y no contener partículas sólidas.

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

Los sellos mecánicos también están disponibles con o sin inyección de líquido, si se va a emplear este tipo de sellos siempre habrá que emplear una empaquetadura blanda, siempre que se permita alguna fuga externa.

Respecto a los sellos mecánicos sin inyección de líquido, se utilizan los sellos centrífugos (expulsores) para lograr un sello fiable sin inyección de agua.

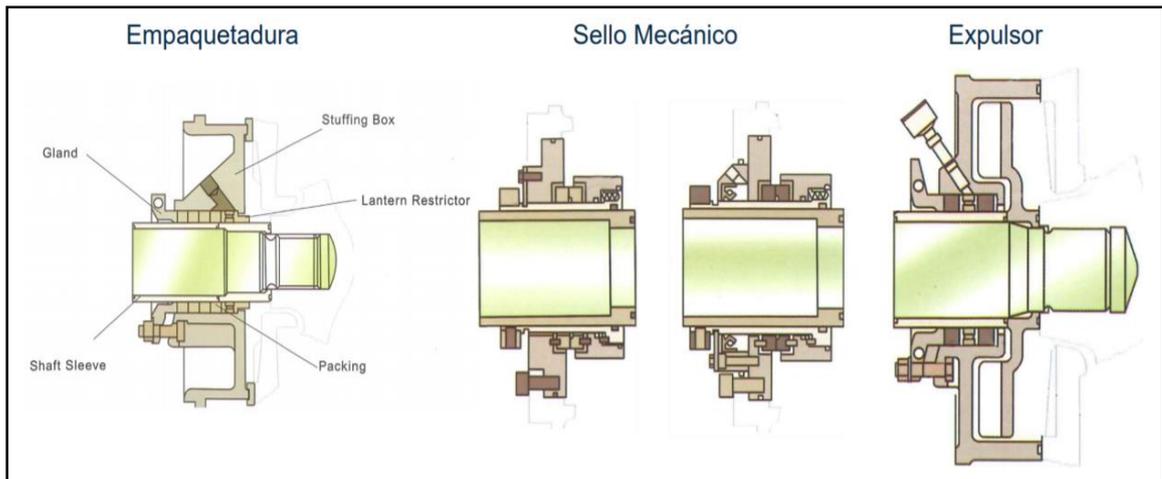
Los sellos centrífugos son conocidos como sellos dinámicos y es, de hecho, un impulsor secundario ubicado detrás del impulsor principal, en su propia cámara de sello, cerca de la carcasa principal de la bomba.

El expulsor, que funciona en serie con las paletas de bombeo traseras del impulsor, impide fugas de líquido en la caja prensaestopas, garantizando la estanqueidad del sello. "Este sello seco se logra porque la presión total producida

por las paletas de bombeo y el expulsor es mayor que la presión producida por las paletas de bombeo principales del impulsor más la presión de entrada".

La presión en la caja prensaestopas, con un sello centrífugo, se reduce así a la presión atmosférica.

Figura N° 27  
Tipo de sellos para bombas de lodos



Fuente: Slyrru Handbook KSB

## Ejes

En las bombas horizontales para pulpas los impulsores van siempre montados al final de un eje (diseño en voladizo) que a su vez gira sobre rodamientos anti fricción, estos rodamientos pueden ser lubricados con aceite o grasa.

La transmisión de estas bombas se realiza con el accionamiento del eje a través de correas y poleas o de un acoplamiento flexible (con o sin caja de engranajes).

## Ejes de las bombas y el factor OFF

Como los impulsores de las bombas para pulpa están sujetos a cargas más altas que las bombas de agua-limpia, es esencial que el eje ofrezca un diseño resistente, para ello es importante el factor de flexibilidad del eje ( $OFF = L^3/D^4$ ).

El factor de flexibilidad del eje (OFF), depende del diámetro del eje que se encuentra en la parte donde se ubica el sello del eje D (mm), a la longitud del voladizo (desde el rodamiento del extremo húmedo a la línea central del

impulsor)  $L$  (mm) y se define como  $L^3 / D^4$ . Esta es una medida de la susceptibilidad a la deflexión (factor crítico para el sello del eje y la vida de los rodamientos).

Los valores OFF típicos para las bombas horizontales para pulpa son de 0.2 a 0.75. Los valores OFF típicos para líquidos limpios son de 1 a 5.

La deflexión del eje ocurre en las bombas horizontales y verticales para pulpa, aunque cuanto más largo sea el “voladizo” mayor será la deflexión con la misma carga radial.

Figura N° 28  
Eje de bomba centrífuga



Fuente: Slyrru Handbook KSB

### Rodamientos

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

El primer arreglo con un rodamiento en el extremo húmedo para compensar las fuerzas radiales y rodamiento en el extremo del accionamiento compensando las fuerzas axiales y radiales.

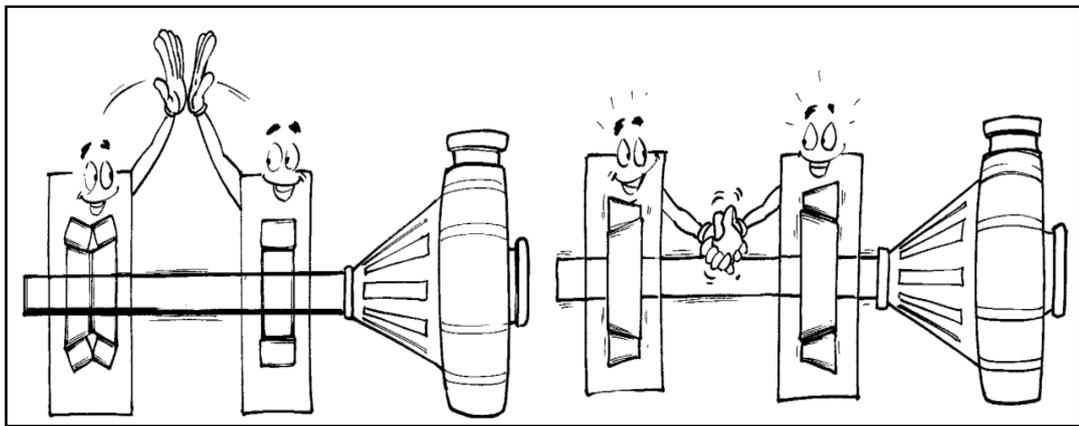
El segundo arreglo consiste en emplear rodamientos de rodillos cónicos (estándar, del tipo de producción masiva) en ambas posiciones compensando las cargas axiales y radiales.

La vida útil de los rodamientos se calcula usando el método ISO 281.

La referencia de la vida útil calculado según la ISO 281 es la vida útil L10, este es el número de horas en la cual se espera que 10% de los rodamientos falle, operando bajo las condiciones normales.

La vida útil promedio es aproximadamente cuatro veces más que la vida útil L10, la mayoría de las Bombas de Pulpa han sido medidas para una vida útil L10 mínima de 40,000 horas (una vida útil promedio de 160,000 horas). Los rodamientos fallan, por supuesto, más tempranamente si son contaminados por los sólidos.

Figura N°29  
Arreglos de rodamientos en bombas de lodos



Fuente: Slyrru Handbook Metso

### **Accionamientos de las bombas para pulpa**

Hay dos diseños básicos de accionamiento para las bombas de pulpa:

1. El accionamiento indirecto: Este tipo de accionamiento se usa para bombas verticales y horizontales, pudiendo ser el motor en sus diferentes tipos (eléctrico, combustión interna, etc.) y la transmisión que podría ser por correas-V / Polybelt o caja de engranajes.

Este tipo de accionamiento ofrece flexibilidad para alterar la capacidad de la bomba con un simple cambio de velocidad a través del cambio de tamaño de las poleas, también da la libertad para seleccionar motores de bajo costo (4-polos).

2. El accionamiento directo: Esta configuración es propio de las bombas sumergibles y cuando sea necesario en la aplicación de las bombas horizontales y verticales.

Esta configuración de transmisión hace que la bomba sea integrada, restringiendo el ajuste de la capacidad de bombeo y el suministro de componentes.

Para los accionamientos indirectos la selección del motor tipo jaula de ardilla es el más común de lejos por ser el más barato, fiable y se fabrica en todo el mundo.

En la práctica el dimensionamiento de motores para bombas debe tener un factor de servicio mínimo sobre la potencia absorbida calculada de un 15%, este margen permite variaciones en los cálculos de servicio y modificaciones de servicio posteriores.

Con los accionamientos de correas V es normal seleccionar motores de cuatro polos, ya que estos ofrecen la configuración más económica, y pueden presentarse varios arreglos de accionamiento según el requerimiento del usuario y estas pueden ser:

- Arreglo superior
- Arreglo superior invertido
- Arreglo montaje lateral

Los arreglos de accionamientos más comunes son los de los motores montados lateralmente y superiores.

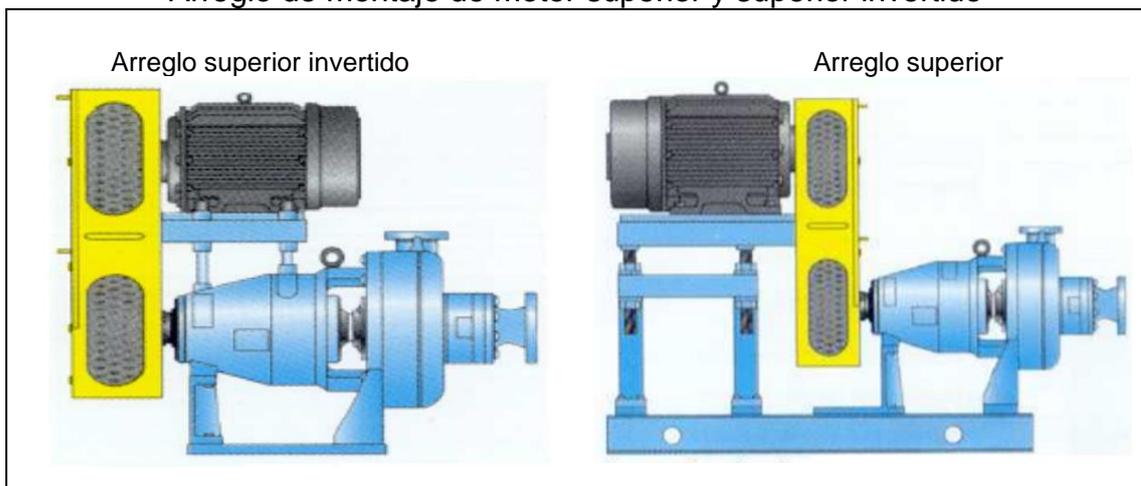
El montaje superior es generalmente el más barato y el motor se eleva por medio de pernos, si la bomba es de diseño de “tiraje trasero “y ensamblada sobre una base de mantenimiento corrediza”, el mantenimiento puede simplificarse drásticamente.

La limitación de este tipo de montaje en voladizo, sería el tamaño de armazón (frame) de la bomba, y cuando este tipo de montaje no se puede usar, se usan los motores en montaje lateral (con rieles deslizantes para la tensión de las correas).

Para ciertas aplicaciones (condiciones de flujo variables, largas líneas de tuberías, etc.) deben usarse accionamientos de velocidad variable, con los accionamientos de velocidad variable el flujo de una bomba centrífuga puede ser controlado estrechamente enlazando la velocidad a un flujo metro haciendo que los cambios en concentración o tamaño de la partícula tengan un efecto mínimo sobre la proporción de flujo. Si una línea de la cañería empieza a bloquearse, la velocidad aumentará para mantener la velocidad de flujo constante ayudando a prevenir las obstrucciones.

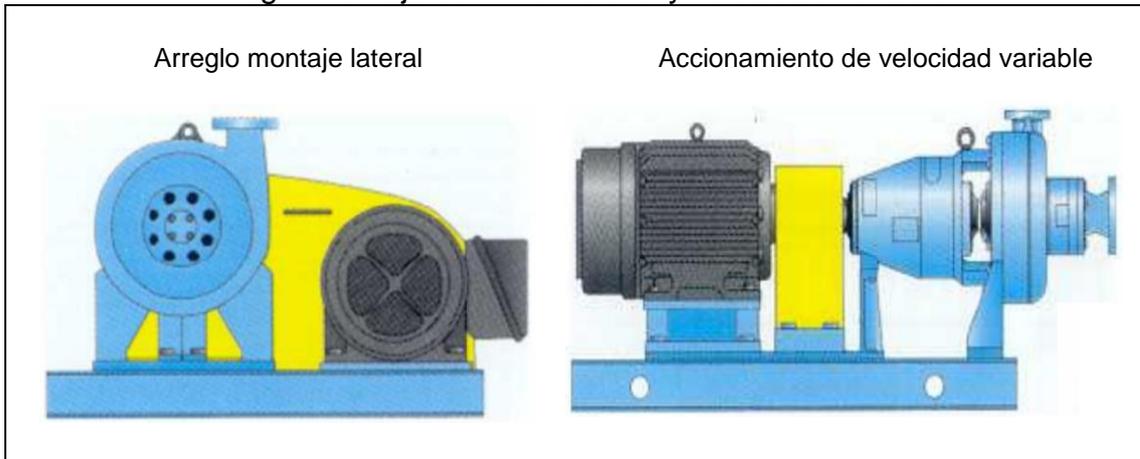
Los accionamientos electrónicos modernos, particularmente los accionamientos con variador de frecuencia tienen muchas ventajas (puede usarse con los motores normales) y se usan ampliamente, su desventaja es el alto costo de los variadores.

Figura N° 30  
Arreglo de montaje de motor superior y superior invertido



Fuente: Manual de Toyo Pumps

Figura N° 31  
Arreglo montaje de motor lateral y velocidad variable



Fuente: Manual de Toyo Pumps

### Diferencia entre una bomba para agua y una bomba para manejo de lodos

Tabla N° 5  
Diferencia de bomba para agua y bomba para lodo

BOMBAS PARA AGUA	BOMBAS PARA LODOS
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Manejan fluidos monofásicos en fase líquida exclusivamente.</li> <li>• Las bombas para agua transmiten presión solamente</li> <li>• Las bombas para agua son más económicas.</li> <li>• Las bombas son más ligeras en comparación a las de pulpa para una misma condición de caudal y ADT.</li> <li>• Las bombas para agua presentan eficiencias altas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Manejan fluidos bifásicos, es decir sustancias en dos fases, líquido y sólido</li> <li>• Las bombas para pulpa transmiten presión y fuerza</li> <li>• Las bombas para lodos son más costosas</li> <li>• Las bombas para lodos son más robustas y pesadas a las mismas condiciones de caudal y ADT que una de agua.</li> <li>• Las bombas para lodos son de baja eficiencia.</li> </ul>

Fuente: Autoría Propia

De todas las bombas centrífugas instaladas en la industria de proceso, la relación entre bombas de lodos y otras bombas para líquidos es de 5 a 95, sin embargo los costos para estas bombas, la relación es prácticamente opuesta 80 a 20.

#### 2.1.1.4. El Transporte de sólidos en minería con Bombas Centrifugas

Es el proceso mediante el cual sólidos son transportados por un ducto utilizando un medio líquido, en minería es muy usado este proceso representando el 80% de sus operaciones el manejo de lodos llamados con frecuencia slurries, pulpa, lodo o lechada termino muy usado en esta industria, en el 98% de aplicaciones el agua es el medio transportador del solido pueden existir otros líquidos como ácidos y cáusticos, pero en menor proporción.

#### Definiciones y Conceptos Básicos

Pulpa o Lodo: Es la mezcla un sólido más un líquido, en minería en particular es la mezcla de un sólido molido más el agua (con gravedad especifica mayor que 1).

Las pulpas son usualmente usadas para transportar los sólidos, donde el tamaño de los sólidos puede variar desde micrones hasta milímetros y se pueden comportar como liquido Newtoniano o no, puede ser abrasivo y /o corrosivo.

Las bombas para lodos usualmente transportan sólidos en concentraciones desde 2% a 50% por volumen y con gravedad especifica de la mezcla hasta 5.3.

También existen slurries con sólidos de madera, papel y otros materiales orgánicos, pero son tratados por una norma diferente a ANSI/HI 12.1 – 12.6

#### Tipo de lodos, pulpa (slurries)

Pulpas newtonianas: Se les denomina fluidos newtonianos a los que presentan como propiedad que su esfuerzo cortante es proporcional al gradiente de la velocidad. Si la pulpa cumple con esta característica se convierte en una pulpa newtoniana. El ejemplo más común de un fluido newtoniano es el agua y aceite.

La fórmula que caracteriza los fluidos newtonianos es la siguiente:

Donde: 
$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (22)$$

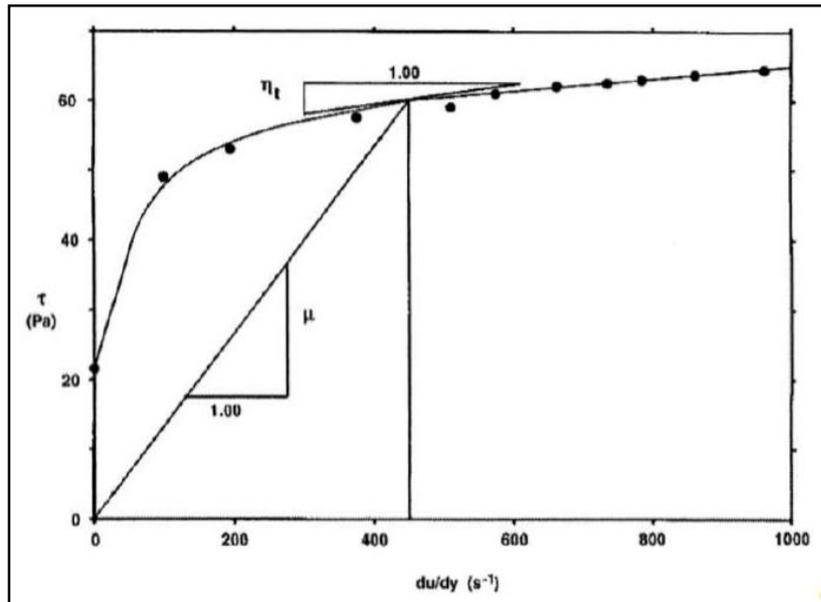
$\tau$  = Esfuerzo cortante de fluencia.

$\mu$  = Coeficiente de proporcionalidad o viscosidad absoluta.

$dv/dy =$  Gradiente de velocidad

Pulpas no-newtonianas: Son todas las pulpas que no cumplen con la ley de los fluidos newtonianos. En la Figura 32 se muestra la representación gráfica del comportamiento de las pulpas newtonianas frente a las no-newtonianas.

Figura N° 32  
Comportamiento de la pulpa según la viscosidad



Fuente: Fuente: Slyrru Handbook Flygt

Hay otras pulpas no-Newtonianas en que la tensión de corte no es lineal con la proporción de corte.

Los fluidos y pulpas “dilatantes” son donde la viscosidad aumenta con la energía introducida, (por ejemplo, los polímeros orgánicos y la pulpa de papel).

Los fluidos seudos plásticos disminuyen en viscosidad con la energía introducida (por ejemplo, las pinturas, las tintas, la mayonesa).

Todos los comportamientos no-Newtonianos indicados no son dependientes del tiempo hay también alguna dependencia del tiempo en los fluidos no Newtonianos. Los fluidos reopéxicos aumentan en la viscosidad con el tiempo, (por ejemplo, la bentonita y otras pulpas “hidrófilas”), y los fluidos tixotrópicos disminuyen la viscosidad con el tiempo (por ejemplo, la pintura de anti escurrimiento).

Dependiendo del tamaño de partícula, las pulpas pueden clasificarse como, pulpas con sólidos sedimentables o con sólidos no sedimentable.

Pulpa que no sedimenta: Es la pulpa en la que los sólidos no se depositan en el fondo, sino que permanecen en suspensión durante mucho tiempo, una pulpa que no sedimenta actúa de manera homogénea y viscosa, pero tienen un comportamiento no newtonianas.

Este tipo de pulpa que no sedimenta se puede definir como una mezcla homogénea

Mezcla homogénea:

Es aquella mezcla de sólidos y líquidos donde los sólidos se distribuyen uniformemente, tienen la peculiaridad de sedimentarse rápidamente durante el tiempo de reposo del proceso, pero puede mantenerse en suspensión por turbulencia, el tamaño de partículas es de menos de 60 -100  $\mu\text{m}$ .

Pulpa que sedimenta: Una pulpa de sedimentación se puede definir como una mezcla pseudohomogénea o heterogénea y se puede asentar total o parcialmente, su tamaño de partícula es superior a 100  $\mu\text{m}$ .

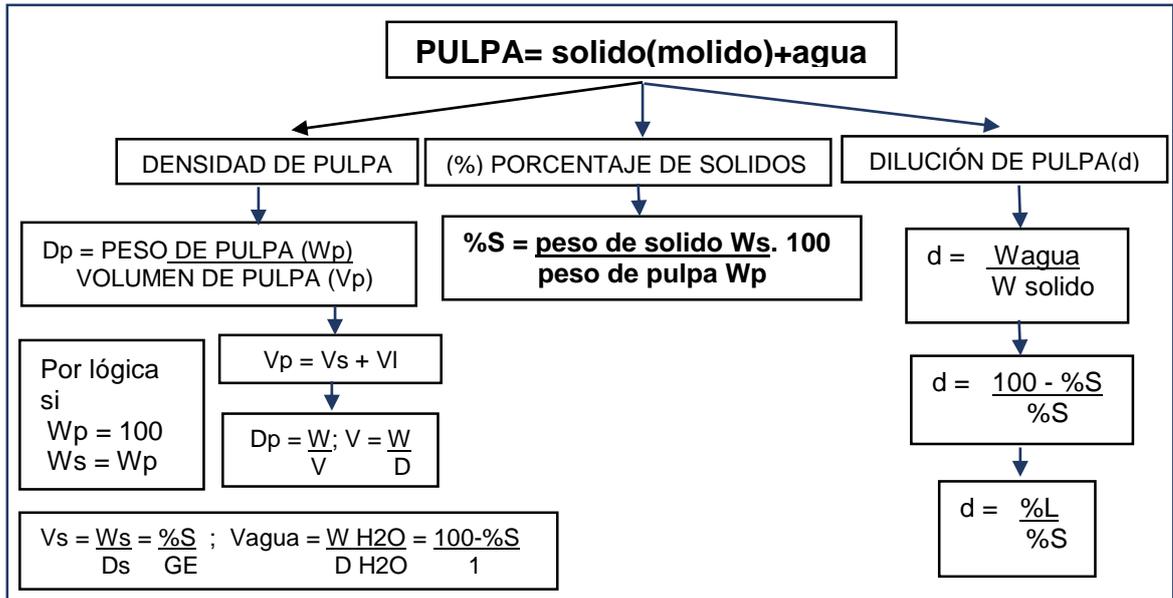
Mezcla pseudo-homogénea:

Es una mezcla en la que todas las partículas están en suspensión, pero donde la concentración es mayor hacia el fondo.

Mezcla heterogénea:

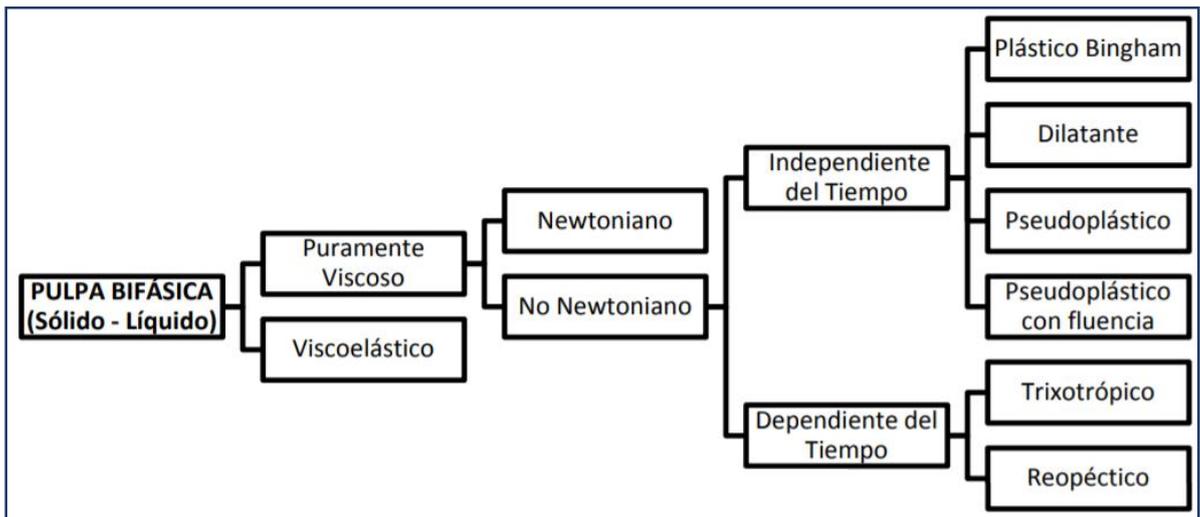
Una mezcla de sólidos y líquidos en la que los sólidos no se distribuyen uniformemente y tienden a estar más concentrados en el fondo de la tubería o recipiente de contención.

Figura N° 33  
Características de la pulpa



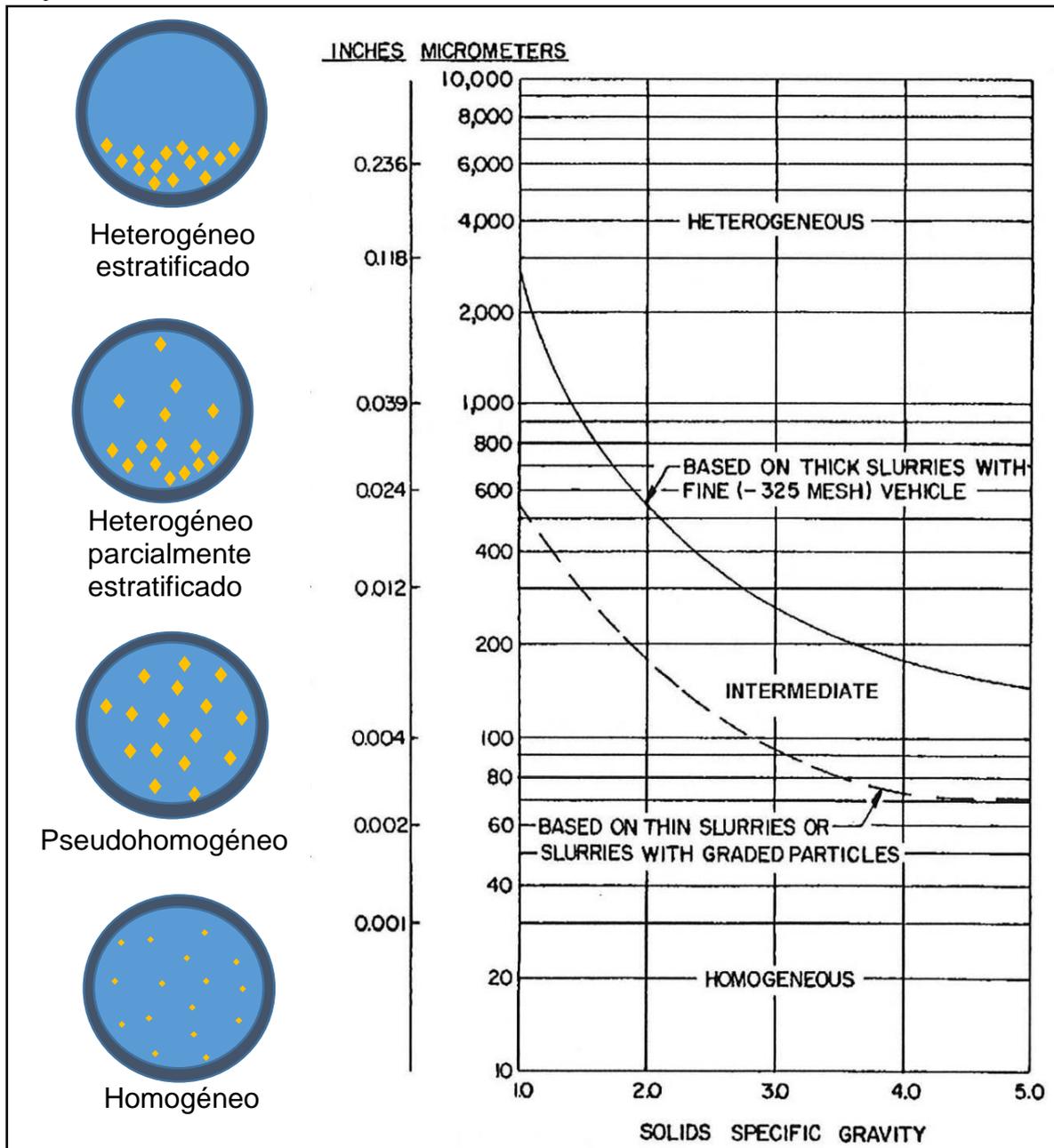
Fuente: Daniel J. Metalurgia extractiva

Figura N° 34  
Clasificación de las pulpas



Fuente: Adaptado de Abulnaga, 2002

Figura N° 35  
 Clasificación esquemática de lodos en aplicaciones de tuberías industriales



Fuente: Slurry Sustens, Hándbol Vaha Abulaga

Cuando se desea transportar el agua limpia ningún detalle del líquido se requiere sin embargo para otros líquidos claros como el aceite se necesitaría:

- Densidad del líquido.
- La viscosidad dinámica del líquido.

- La viscosidad cinemática.

Pero para la pulpa en especial se requieren varios detalles, formulas y conceptos que debemos tener claros y presentes para el correcto manejo de las pulpas como:

Concentración de sólidos por peso: Es la relación del peso de solido seco contenido en la mezcla (pulpa) frente al peso total de la misma, expresado en porcentaje y se indica como  $C_w$  y no tienen unidades.

Concentración de sólidos por volumen: Por definición es la relación del volumen que ocupa el sólido seco contenido en la mezcla (pulpa) frente al volumen total de la misma expresado en porcentaje y se indica como  $C_v$  y no tiene unidades.

Densidad de la pulpa, lodo o mezcla: Es la relación que existe entre el peso de la pulpa entre el volumen de pulpa.

$$D_p = \frac{\text{Peso de la pulpa (}w_p\text{)}}{\text{Volumen de la pulpa (}V_p\text{)}} \quad ; \quad D_p = \frac{w_p}{V_p} \quad (23)$$

Gravedad Especifica de los sólidos ( $S_s$ ): Es la relación entre la masa de un cierto volumen de **sólidos** a una temperatura dada y la masa del mismo volumen de agua destilada y libre de gas, a la misma temperatura.

Gravedad especifica de la mezcla ( $S_m$ ): Es la relación que existe entre la densidad de la pulpa y la densidad del agua (1000 kg/m<sup>3</sup>) a una misma condición de temperatura.

Maya (mech): Es una unidad referencial de media que se usa en minería para seleccionar el tamaño de la partícula, las mayas tienen una equivalencia en tamaño según el ASTM E11, la enumeración proporcionada más usada es la maya 200 cuyo tamaño de partícula es de 0.074 mm.

Tabla N° 6  
Equivalencia en tamaño de partículas según el ASTM E11

U.S. MESH	INCHES	MICRONS	MILLIMETERS
30	0.0232	595	0.595
35	0.0197	500	0.5
40	0.0165	400	0.4
45	0.0138	354	0.354
50	0.0117	297	0.297
60	0.0098	250	0.25
70	0.0083	210	0.21
80	0.007	177	0.177
100	0.0059	149	0.149
120	0.0049	125	0.125
140	0.0041	105	0.105
170	0.0035	88	0.088
200	0.0029	74	0.074
230	0.0024	63	0.063
270	0.0021	53	0.053
325	0.0017	44	0.044
400	0.0015	37	0.037

Fuente: Daniel J. Metalurgia extractiva

**Granulometría:** Es la distribución de los sólidos de acuerdo al tamaño de sus partículas, para lo cual se hace uso de tamices con aberturas estandarizadas para separar los diferentes tamaños de partículas con la finalidad de eliminar el mayor porcentaje de vacíos que se presentarían dentro de una mezcla de agua y sólidos.

**Confiabilidad:** Es la "capacidad de un equipo de desempeñar una función requerida, en condiciones establecidas durante un período de tiempo determinado". Es decir, que habremos logrado la Confiabilidad requerida cuando el "equipo" hace lo que queremos que haga y en el momento que queremos que lo haga.

**Fórmulas para Bombas Centrifugas para Pulpa (Para cálculo y análisis de curva)**

Ss o S (Gravedad específico del solido):

$$S = Ss = Ws / Vs \quad (24)$$

Sm (Gravedad específica de la mezcla):

$$S_m = \frac{100 - C_v}{100 - C_w} \quad S_m = \frac{C_v(S-1)}{100} + 1 \quad (25)$$

Cv = Concentración de sólidos por volumen %:

$$C_v = \frac{(S_m - 1) \times 100}{(S - 1)} \quad (26)$$

$$C_v = \frac{100 \times C_w}{[S(100 - C_w) + C_w]} \quad (27)$$

$$C_v = 100 - [(100 - C_w) \times S_m]$$

Cw = Concentración de sólidos por peso %:

$$C_w = 100 - \left[ \frac{100 - C_v}{S_m} \right] \quad (28)$$

$$C_w = \frac{100 \times S}{\frac{100}{C_v} + (S - 1)} \quad (29)$$

Donde:

S = S<sub>s</sub> = Gravedad específica del sólido se determina también como S

S<sub>m</sub> = Gravedad específica de la mezcla

C<sub>v</sub> = % de sólidos por volumen

C<sub>w</sub> = % de sólidos por peso

V<sub>s</sub> = Volumen del sólido

W<sub>s</sub> = Peso del sólido

Q = Flujo (En USgpm o en m<sup>3</sup>/h) con base en tph = Toneladas de sólido por hora

$$Q = \text{tph} \times \left[ \frac{1}{s} + \frac{100}{C_w} - 1 \right] \text{ m}^3/\text{hr} \quad (30)$$

$$Q_{US} = 4 \times \text{stph} \times \left[ \frac{1}{s} + \frac{100}{C_w} - 1 \right] \text{ USgpm} \quad (31)$$

$$\text{Presión (psi)} = \frac{\text{Cabeza (pies)} \times \text{Gravedad Especifica (del líquido a bombear)}}{2.31}$$

Nota: Una columna de 2.31ft de altura, con agua a 20°C, ejerce una presión de 1psi

$$\text{Cabeza (pies)} = \frac{2.31 \times \text{Presión (psi)}}{\text{G.E. (del líquido a bombear)}} \quad (32)$$

$$\text{BHP (HP)} = \frac{\text{Flujo (Usqpm)} \times \text{Cabeza Pies} \times \text{Gravedad especifico (fluido)}}{3960 \times \text{Eficiencia de la bomba}} \quad (33)$$

$$\text{RPM} = \frac{120 \times \text{Frecuencia (f hertz – ciclos)}}{\text{\# de Polos (p)}} \quad (34)$$

Motor Eléctrico  
Corriente Alterna

$$\text{RPM} = \frac{\text{Velocidad}}{\text{Longitud del círculo}} = \frac{\text{Velocidad}}{\pi \times \text{Dímetro}} \quad (35)$$

$$\text{Velocidad periférica} = \text{RPM} \times \pi \text{ Dímetro} \quad (36)$$

$$\text{Velocidad periférica (pies/min)} = \text{RPM} \times \pi \times \frac{\text{Diámetro (pulgadas)} \times 13.2}{12} \quad (37)$$

$$\rho_p = \frac{1}{\frac{\%S}{100} + 1 - \frac{\%S}{100}} \quad 0 \quad \%S = \left[ \frac{\frac{1}{\rho_p} - 1}{\frac{1}{\rho_s} - 1} \right] \times 100 \quad (38)$$

Concentración de sólidos x peso vs concentración de sólidos x volumen (Cw vs Cv).

En la toma de datos para seleccionar las bombas para lodos (SLURRY), es muy importante diferenciar entre sólidos por peso o sólidos por volumen.

En producción, usualmente los sólidos se miden en peso.

Por ejemplo: **300 ton/hr de mineral**

Unidades de Peso/Tiempo no son muy útiles para la selección de las bombas las cuales se miden en caudal que es una unidad de Volumen/Tiempo.

Calculemos los caudales equivalentes a 40% Cw

300 Ton/hr de piedra caliza con Ss = 2.6

300 Ton/hr de magnetita con  $S_s = 4.7$

Ambos con 40% concentración de sólidos por peso

Aplicando la fórmula (26):

$$Q = \text{tph} \times \left[ \frac{1}{s} + \frac{100}{C_w} - 1 \right] \text{ m}^3/\text{hr}$$

Y reemplazando los valores se tendrá los caudales en m<sup>3</sup>/h:

Piedra caliza = 566 m<sup>3</sup>/h

Magnetita = 515 m<sup>3</sup>/h

### **Nomenclatura y Simbología**

Q = Caudal o flujo (USGPM, m<sup>3</sup>/H, TMH)

tph = Toneladas de solido por hora

H<sub>s</sub> = Cabeza estática (ft o m)

H<sub>f</sub> = Cabeza de fricción (ft o m)

S<sub>m</sub> = Gravedad especifica de la mezcla (También expresado como SG Slurry)

$\rho_s$  = Densidad del solidos (Kg/m<sup>3</sup>)

$\rho_p$  = Densidad de la pulpa (Kg/m<sup>3</sup>)

%S = Es el % de solidos en peso de la pulpa (C<sub>w</sub>)

S = S<sub>s</sub> = Gravedad Especifica de los sólidos

C<sub>w</sub> = Concentración de sólidos en peso (%)

C<sub>v</sub> = Concentración de sólidos en volumen (%)

d<sub>50</sub> = Tamaño promedio de partícula (in, mm,  $\mu$ m)

V = Velocidad de fluido (ft/s o m/s)

Velocidad máxima de descarga = V<sub>max</sub>

Velocidad mínima de transporte = V<sub>min</sub>

TDH = Altura dinámica total (ft o m)

H<sub>s</sub> = Cabeza o altura estática (En Pies o Metros)

Elevación = Altura sobre el nivel del mar de la instalación

PH = Valor numérico de 0 a 14

Cloro = Contenido de cloro (En ppm partes por millón)

### **Revestimientos de las Bombas de Pulpa**

El revestimiento en las bombas para lodos se da debido a los efectos que los sólidos realizan al entrar en contacto con las partes húmedas de las bombas, uno de los más resaltantes es el desgaste por abrasión.

La selección de piezas de desgaste se basa normalmente en los siguientes parámetros:

- Tamaño de los sólidos (gravedad específica, forma y dureza)
- Temperatura del lodo
- Productos químicos y pH
- Velocidad del impulsor

Los materiales de desgaste predominantes en las bombas para pulpa son el metal duro y los elastómeros blandos.

Los materiales más comunes usados en bombas de pulpa son:

**Metálicos:** Generalmente utilizados para material grueso por su mayor resistencia que los elastómeros

#### Hierro cromado

Hierro alto cromo resistente al desgaste con una dureza nominal de 600 BHN. Puede utilizarse con valores de pH inferiores a 2,5.

Este es el material estándar en la mayoría de las gamas de bombas.

Acero ASTM 312 Grado TP 304 + Cromo al 28 %

#### Acero al manganeso

Acero al manganeso con dureza de hasta 350 BHN.

Se utilizado principalmente en aplicaciones de dragados

Los aceros del 12% de manganeso con aleaciones de cromo, níquel o molibdeno son empleados para este tipo de aplicaciones según el ASTM A 128 grado A.

**Elastómeros:** Son los materiales que se usa con mayor frecuencia para el bombeo de materiales finos por el bajo costo, dependiendo de su forma y densidad, es posible bombear partículas con tamaños de 5 a 8 mm, destacando por su versatilidad el caucho natural.

**Determinación del espesor de pared de una tubería:** Según la norma ASME B31.11 para sistemas de transporte de pulpas, el espesor nominal de pared para una tubería recta debe ser por lo menos  $e_n$ , según la ecuación:

Donde: 
$$e_n = e + A_1 \quad (39)$$

$e$  = Espesor de pared calculado bajo la presión de diseño (mm)

$A_1$  = Suma de tolerancias por roscado, ranurado, corrosión y erosión.

El espesor de pared “e” es calculado en función de la presión interna de diseño y de las propiedades mecánicas del material de la tubería.

### **Desgaste en Tuberías de Lodos**

No es fácil comparar las tasas de desgaste para los diferentes materiales en una tubería de lodos, dependiendo de las variaciones del trabajo. Como guía, se pueden utilizar las cifras a continuación (Informe de Pruebas de la Corporación Británica del Acero) Las tasas promedio de desgaste son dadas como pérdida de material en mm<sup>3</sup> por hora a una velocidad dada y composición de lodos (véase Tabla N° 9, en la página “71”).

Tabla N° 7  
Diámetros de tuberías de HDP

Factor C:1,25		<sup>(3)</sup> Relación estándar de dimensión (SDR)											
		SDR 27.6		SDR 21		SDR 17		SDR 13,6		SDR 11		SDR 9	
DN (mm)	<sup>(2)</sup> DN equiv. (pulg)	<sup>(1)</sup> Presión Nominal PN											
		6.0 bar		8.0 bar		10,0 bar		12.5 bar		16 bar		20 bar	
		e min. (mm)	Dm interior (mm)	e min. (mm)	Dm interior (mm)	e min. (mm)	Dm interior (mm)	e min. (mm)	Dm interior (mm)	e min. (mm)	Dm interior (mm)	e min. (mm)	Dm interior (mm)
20	1/2							2.3	15.4	2.3	15.4	2.3	15.4
25	1/4							2.3	20.4	2.3	20.4	2.8	19.4
32	1							2.4	27.2	3.0	26.0	3.6	24.8
40	1 1/4					2.4	35.2	3.0	34.0	3.7	32.6	4.5	31.0
50	1 1/2					3.0	44.0	3.7	42.6	4.6	40.8	5.6	38.8
63	2			3.0	57.0	3.8	55.4	4.7	53.6	5.8	51.4	7.1	48.8
75	2 1/2			3.6	67.8	4.5	66.0	5.6	63.8	6.8	61.4	8.4	58.2
90	3			4.3	81.4	5.4	79.2	6.7	76.6	8.2	73.6	10.1	69.8
110	4	4.0	102.0	5.3	99.4	6.6	96.8	8.1	93.8	10.0	90.0	12.3	85.4
160	6	5.8	148.4	7.7	144.6	9.5	141.0	11.8	136.4	14.6	130.8	17.9	124.2
200	8	7.3	185.4	9.6	180.8	11.9	176.2	14.7	170.6	18.2	163.6	22.4	155.2
250	10	8.2	233.6	11.9	226.2	14.8	220.4	18.4	213.2	22.7	204.6	27.9	194.2
315	12	11.4	292.2	15.0	285.0	18.7	277.6	23.2	268.6	28.6	257.8	35.2	244.6
355	14	12.9	329.2	16.9	321.2	21.1	312.8	26.1	302.8	32.2	290.6	39.7	275.6
400	16	14.5	371.0	19.1	361.8	23.7	352.6	29.4	341.2	36.3	327.4	44.7	310.6
450	18	16.3	417.4	21.5	407.0	26.7	396.6	33.1	383.8	40.9	368.2	50.3	349.4
500	20	18.1	463.8	23.9	452.2	29.7	440.6	36.8	426.4	45.4	409.2		
560	22	20.3	519.4	26.7	506.6	33.2	493.6	41.2	477.6				
630	24	22.8	584.4	30.0	570.0	37.4	555.2	46.3	537.4				
710	28	25.7	658.6	33.9	642.2	42.1	625.8	52.2	605.6				
800	32	29.0	742.0	38.1	723.8	47.4	705.2	58.8	682.4				
900	36	32.6	834.8	42.9	814.2	53.3	793.4						
1000	40	36.2	927.6	47.7	904.6	59.3	881.4						
1200	48	43.4	1113.2	57.2	1085.6								
1400	54	50.6	1298.8										
1600	64	57.9	1484.2										

La presión nominal PN corresponde a la máxima presión de operación admisible pPMS, en bar, a 20°C  
Valores en pulgadas utilizados como referencia con la norma ASTM / ANSI B 36.10  
La relación SDR corresponde al cociente entre el diámetro externo y el espesor de la tubería  
Nota: La tabla se basa en la norma ISO 4427 Table 4 – Polyethylene pipes with a design stress  $\sigma_s$  of 8 MPA

Fuente: Manuela técnico de Metso

Tabla N° 8  
 Clasificación de bombas según tamaño de partículas sólidas (partículas de dureza de arena)

Particle size		Tyler standard Sieve series	Particle description	General pump classification
inch	mm	Mesh size		
>3	>76.2		Cobbles	Dredge pumps
3	76.2			
2.5	63.5			
1.5	38.1			
1.05	26.7			
0.883	22.43			
0.742	18.85			
0.624	15.85			
0.525	13.34			
0.441	11.20			
0.371	9.42			
0.312	7.92			
0.265	6.73	2.5		
0.233	5.92	3		
0.187	4.75	4		
0.157	3.99	5		
0.132	3.35	6		
0.111	2.82	7	Very coarse sand	Rubber-lined pumps; closed impeller:
0.0937	2.38	8		
0.0787	2.00	9		
0.0661	1.68	10		
0.0555	1.41	12		
0.0469	1.19	14		
0.0394	1.00	16		
0.0331	0.841	20		
0.0278	0.706	24		
0.0234	0.594	28		
0.0197	0.500	32	Coarse sand	Slurry and sand pumps
0.0165	0.419	35		
0.0139	0.353	42		
0.0117	0.297	48		
0.0098	0.249	60		
0.0083	0.211	65	Medium sand	Hard Iron pumps
0.0070	0.178	80		
0.0059	0.150	100		
0.0049	0.124	115		
0.0041	0.104	150		
0.0035	0.089	170	Fine sand	Polyurethane-lined pumps; Rubber-lined pumps, open Impeller.
0.0029	0.074	200		
0.0025	0.064	250		
0.0021	0.053	270		
0.0017	0.043	325		
0.0015	0.038	400	Very Fine sand	Hard Iron pumps
Note:	0.025			
1 mm = 1000 μm	0.020			
	0.010		Silt	Slurry and sand pumps
	0.005		Mud clay	
	0.001			

Fuente: Slurry Sustens, Hándbol Metso

Tabla N° 9  
Desgaste de tuberías de lodos

	Tasa de Desgaste Promedio de Material	Tasa de Desgaste Relativa (meses)
Poliuretano	0.024	19.0
Goma	0.033	13.8
Acero inoxidable	0.056	8.1
Aluminio (97.5%Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	0.070	6.5
Hierro fundido (2.8% C, 2.0%Cr, 3.8%Ni)	0.287	1.6
Polietileno	0.353	1.3
Acero API	0.396	1.2
Acero dulce	0.456	1.0
PVC	0.880	0.5

Fuente: Manuales técnico de Metso

#### Caucho Natural:

Las calidades de caucho natural son:

Caucho Natural 110 Material blando para revestimiento

Caucho Natural 168 Material de alta resistencia para impulsores

Caucho Natural 134 Material de alto rendimiento para revestimientos

Caucho Natural 129 Material de alto rendimiento con resistencia mecánica adicional

Estos materiales están presentes como materiales estándar en las distintas gamas de bombas,

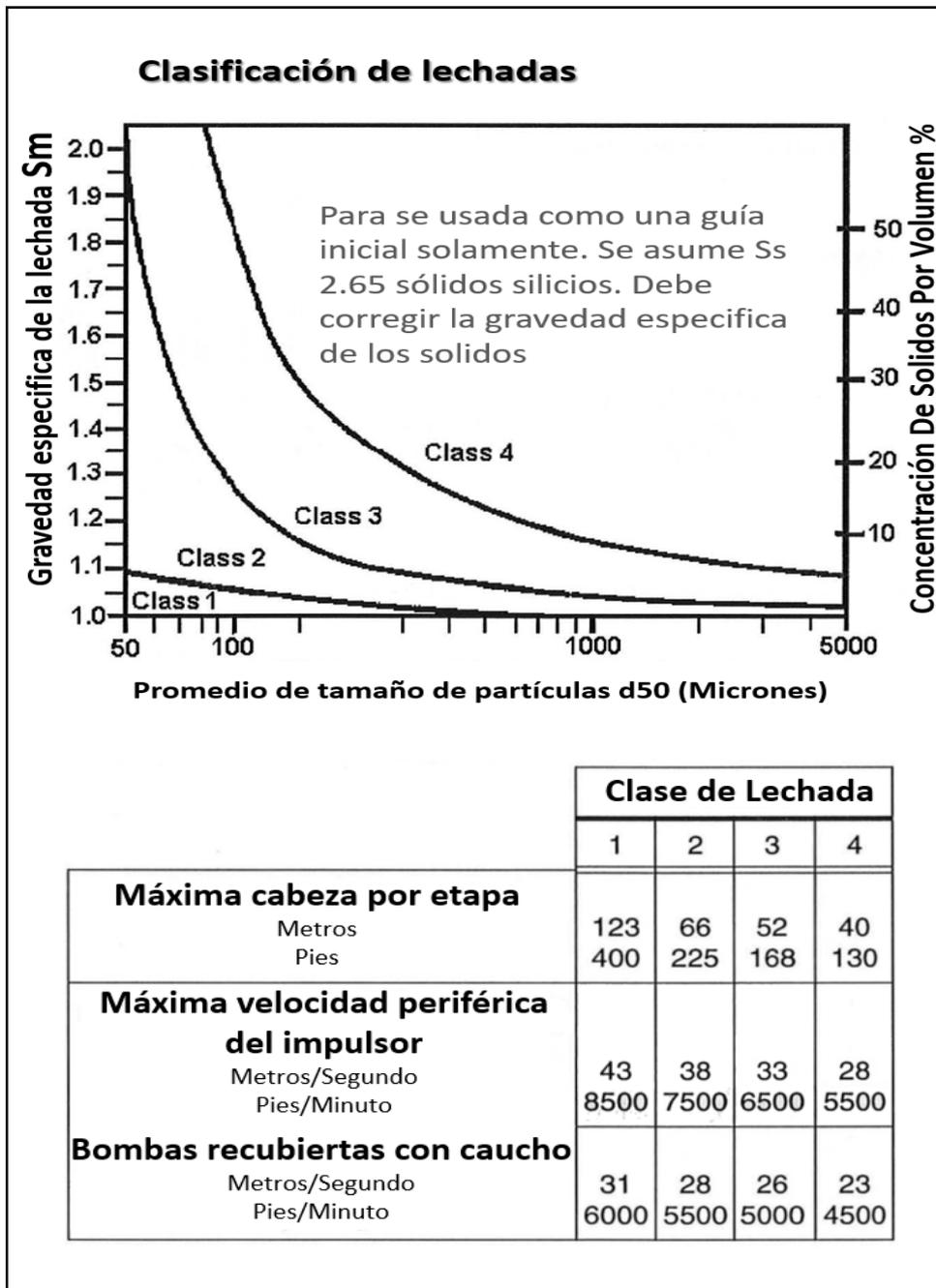
Tabla N° 10  
Elastómeros para bombas de pulpa

Material	Propiedades físicas		Propiedades químicas			Propiedades térmicas	
	Velocidad máx. punta del impulsor (m/s)	Resistencia al desgaste	Agua caliente, ácidos diluidos	Acidos fuertes y oxidantes	Aceites, hidrocarburos	Temp. máxima de servicio (°C) Continuo    Ocasional	
<b>Caucho Natural</b>	27	Muy buena	Excelente	Suficiente	Mala	(-50) to 65	100
<b>Cloropreno 452</b>	27	Buena	Excelente	Suficiente	Buena	90	120
<b>EPDM 016</b>	30	Buena	Excelente	Buena	Mala	100	130
<b>Butil</b>	30	Suficiente	Excelente	Buena	Mala	100	13
<b>Poliuretano</b>	30	Muy buena	Suficiente	Mala	Buena	(-15) 45-50	65

Fuente: Slurry Sistemas, Handbook Metso

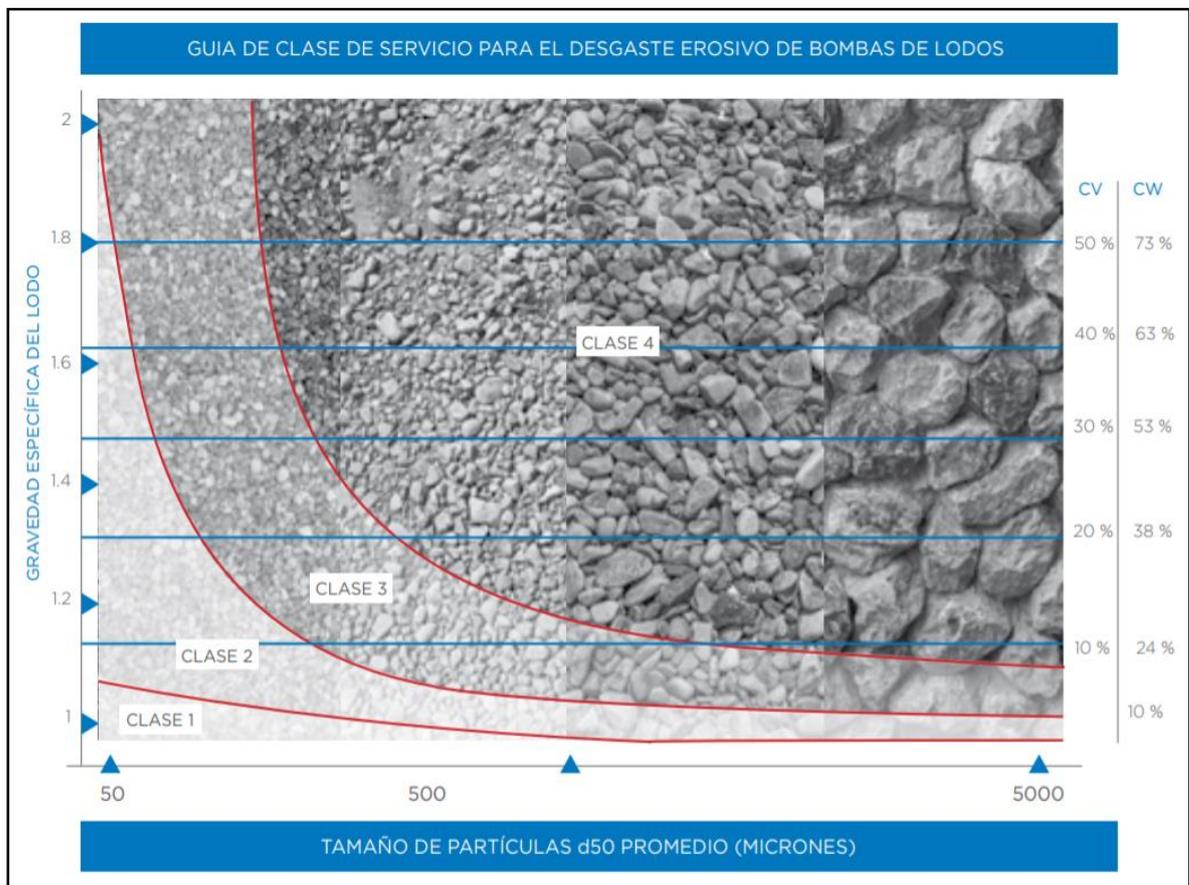
La norma ASTM G75-01 sirve para caracterizar las pulpas de acuerdo al número de Miller que, mientras más alto sea su valor, mayor es la abrasividad de la pulpa. Asimismo, existen modelos teóricos que buscan definir una relación costo-beneficio para definir el revestimiento de las bombas; sin embargo, en la práctica es impredecible la efectividad de estos modelos. Por otro lado, según su abrasividad las pulpas se suelen caracterizar en cuatro clases: pulpas ligeras (clase 1), pulpas medianas (clase 2), pulpas pesadas (clase 3) y pulpas súper pesadas (clase 4). En la Figura N°37 de la pagina 74, se puede observar dicha clasificación y en la Figura N° 36 de la pagina 73, se muestra las recomendaciones de material de la bomba, según las características de la pulpa.

Figura N° 36  
Diagrama para clasificar el desgaste erosivo de lodos



Fuente: Manual de selección Toyo Pumps

Figura N° 37  
Diagrama de tamaño de partículas para selección de bombas



Fuente: Manual de selección Toyo Pumps

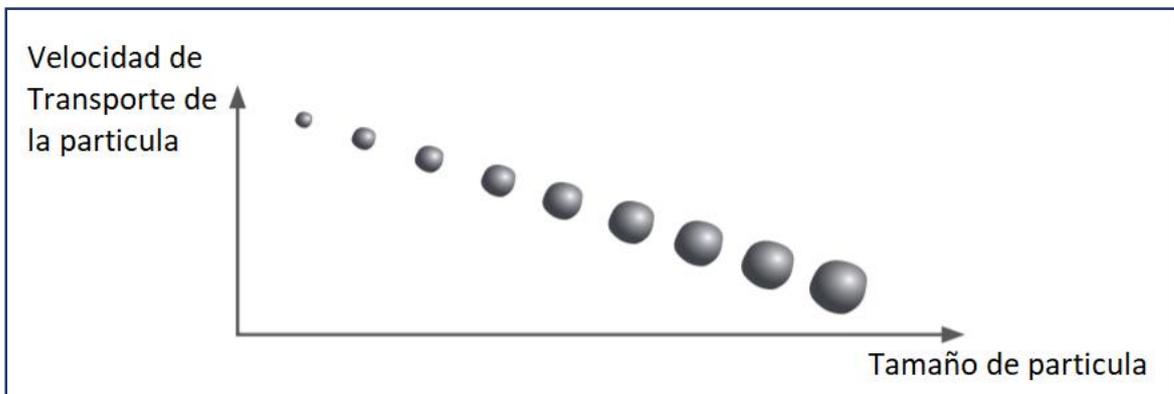
El gráfico precedente es para utilizar solo como guía, supone sólidos de base silíceos con una densidad relativa de sólidos  $S_s = 2.65$ . Ajuste el valor para considerar los sólidos de abrasividad diferente mediante el uso del estándar ASTM G75-95. El gráfico se basa en la pauta de clases de lodos del Hidráulica Institute ANSI / HI 12.1-12.6.

### La Velocidad en el Manejo de Pulpa

La velocidad es un parámetro importante a tener en cuenta en el manejo de pulpa por diferentes razones, pero las más importantes serían:

Para evitar la sedimentación de los sólidos dentro de la tubería ocasionando obstrucción y para evitar desgastes prematuros por abrasión en el sistema de bombeo tanto en la bomba como en la línea, para ello se debe evaluar y conocer ciertos conceptos y términos de velocidades para el manejo de lodos.

Figura N 38  
Variación de la velocidad de solido según el tamaño de partícula



Fuente: Slyrru Handbook Flygt

Una alta velocidad de transporte de partículas pequeñas significa que todas las partículas están en suspensión y la pulpa se comporta de forma pseudo-homogénea. Cuando el tamaño de partícula es mayor y la velocidad de transporte es menor, las partículas tienden a concentrarse más hacia el fondo de la tubería o están en contacto mecánico con él entonces la pulpa se comporta de forma heterogénea.

A velocidades de transporte bajas y/o partículas grandes, la pulpa tiende a acumularse y asentarse.

### **Limitación de la velocidad**

Los lodos que contienen partículas esencialmente finas (predominantemente menos de 50 micrones (0.05 mm) generalmente se consideran no sedimentables (homogéneos) y normalmente se pueden evaluar sin tener en cuenta el contenido. Sin embargo, en altas concentraciones, los lodos a menudo presentan propiedades de flujo no newtonianas y requieren alguna consideración para determinar los parámetros correctos de la bomba y el sistema.

Los lodos que contienen partículas predominantemente mayores de 50 micrones son generalmente lodos que tienden a sedimentarse y tienen un comportamiento heterogéneo, que es el caso en la mayoría de las principales aplicaciones de bombeo.

Se transportan lodos que contienen partículas solidas esencialmente mas gruesa

que 50 micrones en suspensión por un líquido en una tubería, proporcionando la velocidad promedio,  $V$  no es menor que la velocidad de sedimentación límite  $V_L$ .

A cualquier velocidad por debajo de  $V_L$ , los sólidos se depositan en la tubería, esto da como resultado una mayor pérdida de carga por fricción en la tubería, con una reducción del flujo y puede conducir a un bloqueo de la tubería.

$V_L$  = Velocidad de sedimentación límite de la mezcla (m /s)

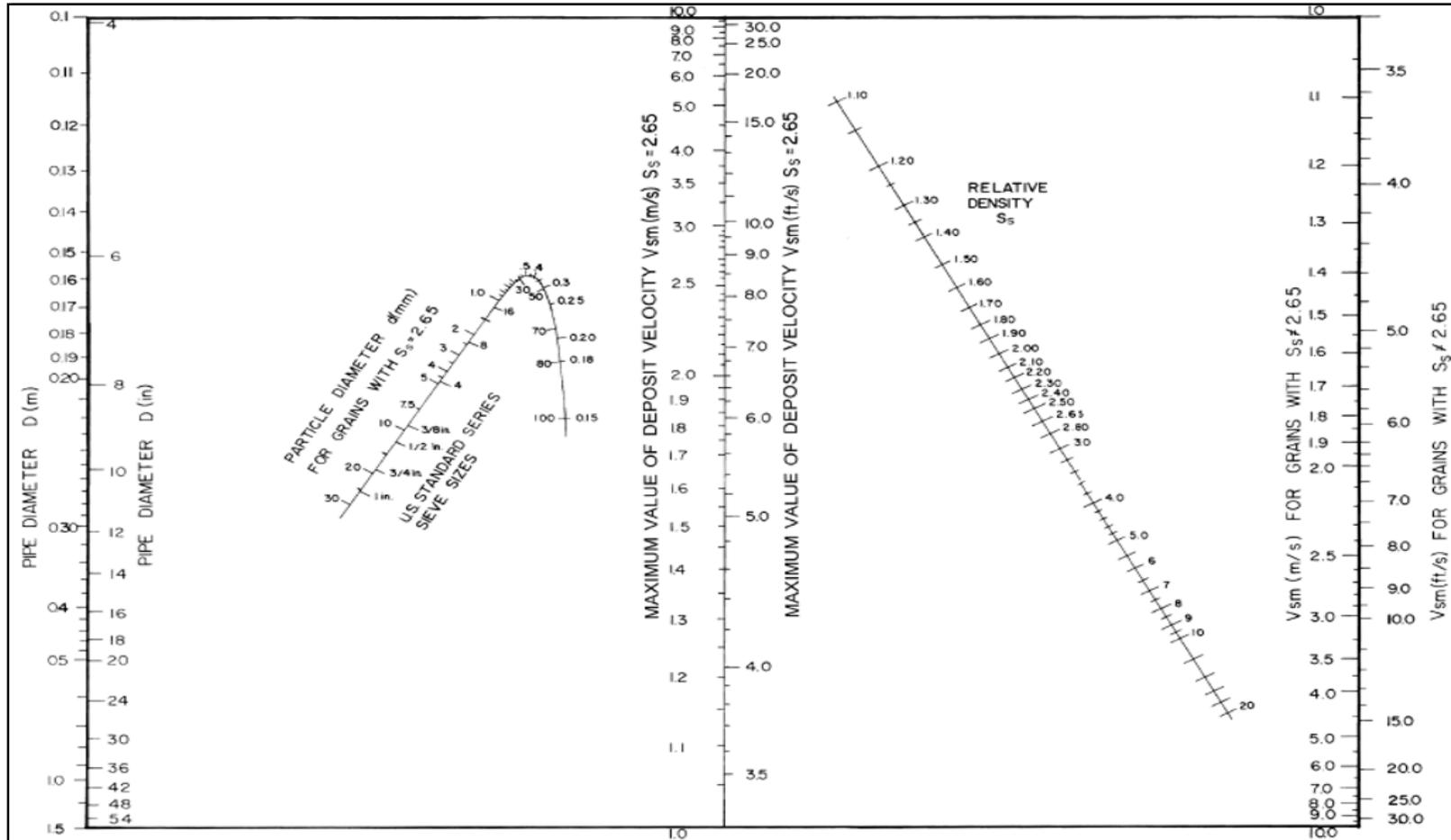
$V$  = Velocidad promedio de la mezcla en una tubería (m /s)

$FL$  = Factor de velocidad de asentamiento limitante (adimensional)

Para sólidos que se sedimentan a velocidades bajas, la pérdida de carga es difícil de predecir y existe un riesgo real de que los sólidos se asienten y bloqueen la tubería.

Los nomogramas de velocidad mínimos de la Figura N° 39 de la página 77 proporcionarán una velocidad mínima segura.

Figura N° 39  
 Carta Monográfica para la velocidad mínima



Fuente: Wilson, 1976

## Determinación de la velocidad limitante

Para determinar la velocidad límite (VL) con precisión, es necesario realizar pruebas con el lodo en una plataforma de prueba de tuberías. Como alternativa práctica, cuando esto no sea posible, la VL puede ser establecido por un especialista calificado o estimado por uno de los siguientes métodos, cada uno basado en la fórmula de Durand (1953) y que se represento en forma gráfico.

Donde:

$$V_L = F_L \cdot \sqrt{2gD_i \frac{(\rho_s - \rho_l)}{\rho_l}} \quad (40)$$

FL = Es el factor de Durand que depende del tamaño de partícula y de la concentración volumétrica de los sólidos.

g = Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

Di = Diámetro interno de la tubería (m)

ps = Densidad de los sólidos en la pulpa (kg/m<sup>3</sup>)

pl = Densidad del fluido de transporte, generalmente, es agua (kg/m<sup>3</sup>)

La fórmula de Durand se derivó inicialmente de pruebas realizadas en lodos de tamaño de partículas graduales uno en el que la proporción de tamaños de partículas, expresada como las aberturas de la maya de prueba, no debe exceder aproximadamente 2: 1, para al menos el 90% en peso de los sólidos totales en la muestra.

Wasp en 1977 al incluir datos publicados de otros autores, mejora la relación de Duran incorporando el tamaño relativo de las partículas d/D, resultado la relación:

$$V_L = F_L^I \cdot \sqrt{2gD_i(S_s - 1)} \cdot \left(\frac{d_{50}}{D_i}\right)^{\frac{1}{6}}, \quad (41)$$

$$F_L^I = 3.1635 \times (Cv\%)^{0.1977}, \quad Cv < 18\% \quad (42)$$

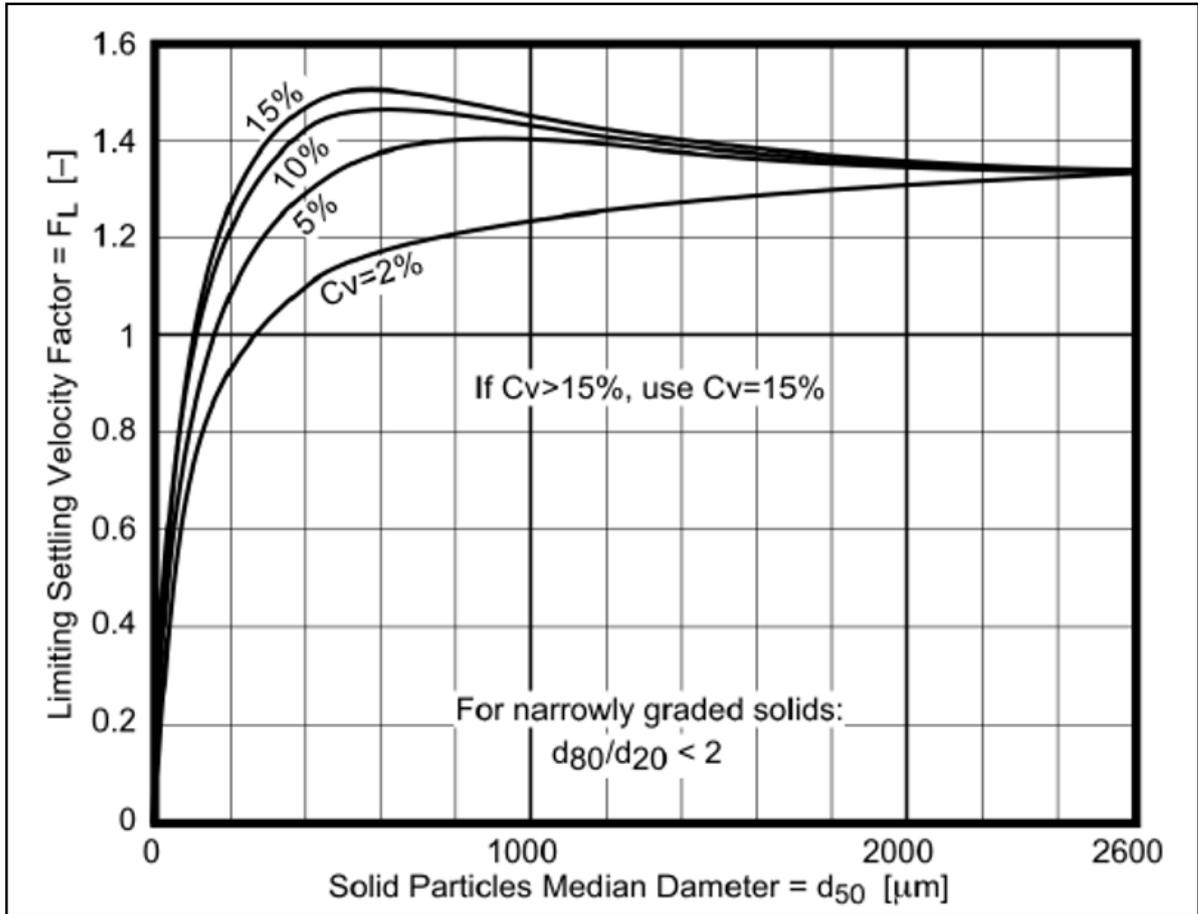
$$F_L^I = 3.1635 \times (Cv\%)^{0.1536} \times (1 - Cv)^{0.3564}, \quad 18.7\% \leq Cv \quad (43)$$

Donde:  $F_L^I$  es una función de la concentración volumétrica en % (Cv),

Ss = Gravedad específica del solido

$d_{50}$  = Tamaño promedio de partícula

Figura N° 40  
Gráfico para determinar el factor de Durand.



Fuente: Slurry Pumping Handbook, Warman 2009

### Efecto del diámetro de la tubería en la limitación de la velocidad

Como se muestra en la ecuación de Durand, la velocidad límite generalmente aumenta con la raíz cuadrada del diámetro de la tubería para cualquier concentración y tamaño de partícula dados.

**Velocidad crítica:** En general, la velocidad del flujo en las tuberías debe mantenerse por encima de un cierto valor mínimo, si la velocidad del flujo es demasiado alta, las pérdidas por fricción se incrementarán.

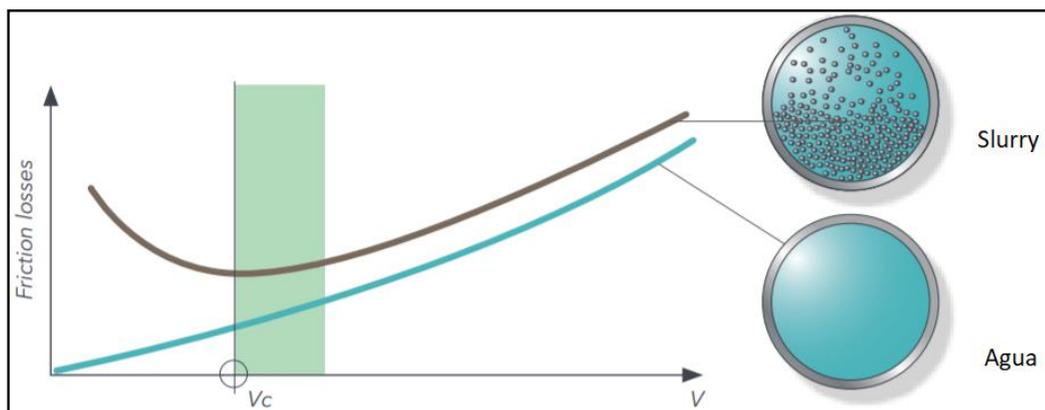
Esto también puede aumentar el desgaste de la tubería del sistema. Las velocidades de flujo demasiado bajas darán lugar a sedimentación en las tuberías y, por tanto, aumento de las pérdidas. Esto se ilustra en el diagrama

siguiente, en el que la velocidad crítica ( $V_c$ ) indica la velocidad óptima donde las pérdidas se mantienen al mínimo.

Al realizar cálculos para una bomba de lodos para un cierto flujo, la velocidad de flujo deseada ( $V$ ) debe ser mayor en comparación con la velocidad crítica ( $V_c$ ) de la pulpa y en el sistema de tuberías en cuestión como muestra la figura N° 41, la velocidad ideal (marcada en verde) está inmediatamente por encima la velocidad crítica, pero con un margen para el extremo caso que pueden surgir.

Para determinar la velocidad crítica, y el diámetro de la tubería debe conocerse el tamaño de partícula ( $d_{85}$ ), el valor luego se corrige con un factor, que depende de la gravedad específica de los sólidos.

Figura N° 41  
Velocidad crítica de sólidos en una tubería



Fuente: Slyrru Handbook Flygt

### **Bombas de Lodos y Condiciones de Desgaste**

Para garantizar un buen rendimiento del servicio en una variedad de condiciones de trabajo y aplicaciones, se deben tener en cuenta varios factores a considerar al seleccionar bombas para lodos.

Un factor principal es identificar el servicio de acuerdo con su clase de servicio de desgaste, utilizando las pautas dadas por el Instituto Hidráulica.

El Standard ANSI / HI 12.1-12.6 "Bombas de lodos roto dinámicas (centrífugas)".

La norma del Instituto Hidráulico (HI) recomienda límites operativos para estas clases de servicio.

Tabla N° 11  
Clases de servicio de desgaste

CLASE DE SERVICIO DE DESGASTE	CLASE DE PULPA	CLASE DE SERVICIO EQUIVALENTE
1	Ligero	Ligeramente abrasivo
2	Medio	Abrasivo
3	Pesado	Muy abrasivo
4	Muy pasado	Extremadamente abrasivo

Fuente: Handbook Metso Slurry pumps

## Propiedades de la Pulpa (Slurry)

### Abrasión

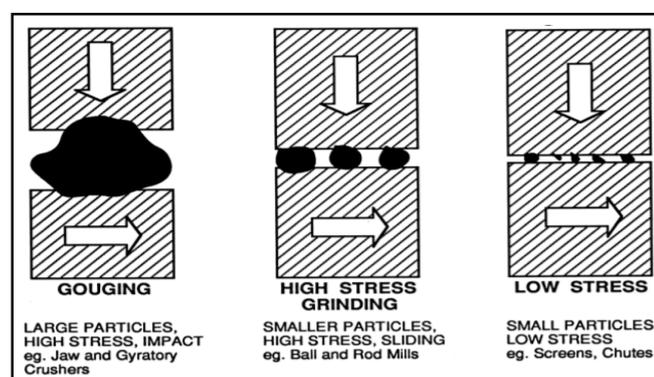
El desgaste abrasivo se produce cuando las partículas duras se fuerzan y se mueven relativamente a una superficie sólida, los 3 tipos principales de abrasión son: Abrasión ranurado, rectificado de alta tensión y rectificado de baja tensión.

En una bomba de lodos centrífuga, la abrasión solo ocurre en dos áreas:

- Entre el impulsor giratorio y el buje de garganta estacionario, y
- Entre el manguito del eje giratorio y la empaquetadura estacionaria.

La abrasión, aunque se utiliza para cubrir todo tipo de desgaste, es bastante distinta a la erosión.

Figura N° 42  
Tres modos principales de desgaste abrasivo



Fuente: Handbook Metso Slurry pumps

## Erosión

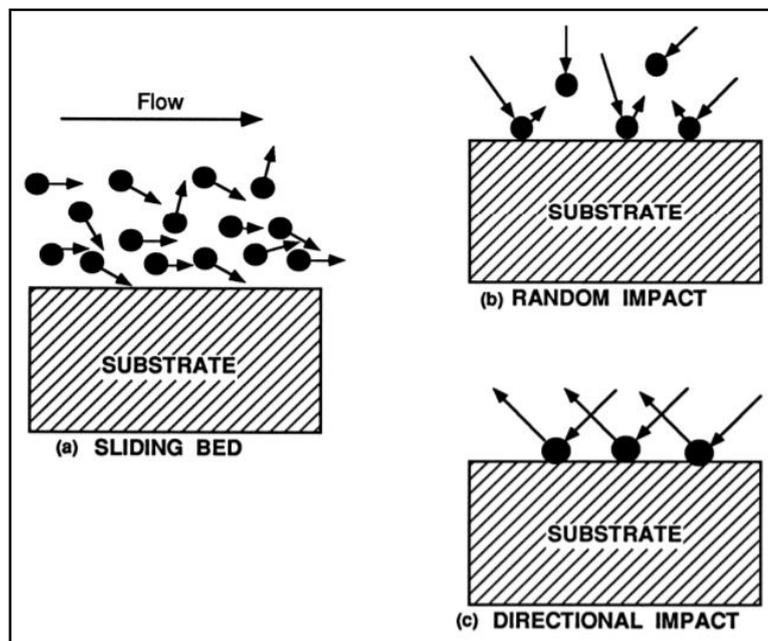
En las aplicaciones de bombas de lodos, el modo de desgaste dominante es la erosión. La erosión es una forma de desgaste que implica la pérdida de material de la superficie por la acción de las partículas arrastradas por el fluido.

La erosión implica una transferencia de energía cinética de la partícula a la superficie, que no ocurre con la abrasión.

La transferencia de energía cinética de la partícula a la superficie da como resultado una alta tensión de contacto. Si bien la presión de contacto general en cada lugar de impacto es pequeña, la presión de contacto específica es alta debido a la forma irregular de las partículas, existen 3 tipos básicos de erosión:

- Lecho deslizante
- Impacto aleatorio
- Impacto direccional.

Figura N° 43  
Tres modos principales de desgaste erosivo



Fuente: Handbook Metso Slurry pumps

## Desgaste por Abrasión

La velocidad periférica del impulsor es un parámetro importante a tomar en cuenta en bombas centrifugas que manejan sólidos en suspensión, el desgaste se incrementa en 2.5 veces con el incremento de la velocidad de giro, el 20% de disminución de la velocidad de rotación, puede duplicar la vida de los componentes.

$$\text{Velocidad periférica (pies/min)} = \text{RPM} \times \pi \times \frac{\text{Dímetro (pulgadas)}}{12} \times 13.2 \quad (44)$$

$V_p < 5,500$  pie/min ; la bomba tendra una mayor duración.

## Corrosión

La corrosión de los metales implica el flujo de corriente eléctrica dado que el deterioro depende de factores eléctricos, así como de factores químicos, es un fenómeno extremadamente complejo.

Las reacciones de los electrodos varían mucho, dependiendo de la naturaleza del material corrosivo y del ambiente corrosivo.

Hay muchos tipos diferentes de corrosión, algunos de los cuales son:

Uniforme, galvánico; hendedura, picaduras intergranular, lixiviación selectiva, estrés y erosión / corrosión.

Este último es el más importante en las aplicaciones de pulpa porque los dos efectos (erosión y corrosión) trabajan juntos y, a menudo, son difíciles de identificar por separado.

### 2.1.1.5. Rendimiento Hidráulico de las Bombas para Pulpa

El rendimiento hidráulico de una bomba para pulpa es dependiente en dos consideraciones hidráulicas importantes:

- a) **Las condiciones hidráulicas dentro de la bomba para pulpa**, estas condiciones hidráulicas son la altura de descarga y caudal en la bomba y

las pérdidas por fricción del sistema de tuberías y accesorios, considerando los efectos de la pulpa sobre el rendimiento de la bomba.

**b) Las condiciones hidráulicas que se deben tener en el lado de alimentación hacia la bomba,** estas condiciones son, la altura de alimentación o altura de succión (positiva o negativa), la presión barométrica (dependiendo de la altitud y clima), las pérdidas por fricción de la tubería de alimentación y finalmente la temperatura de la pulpa (presión de vapor que afecta a la pulpa.

Para un funcionamiento óptimo de la bomba para pulpa estas dos condiciones se deben de evaluar cuidadosamente.

Uno de los efectos más resaltantes que la pulpa presenta para el sistema de bombeo es la pérdida por fricción que dependiendo del tipo de pulpa pueden tener ciertas consideraciones.

### **Pérdidas por Fricción de las Pulpas en Tuberías**

La evaluación de las pérdidas de fricción de las pulpas es muy compleja y la mayoría de fabricantes han desarrollado softwares que ayudan a determinar con mayor exactitud estas pérdidas debido a la cuentan con estadística dentro de los programas que ayudan al cálculo.

La existencia de distintos tipos de pulpa con diferentes comportamientos hace que existan diferentes métodos de cálculo desarrollados de forma experimental en laboratorios para el factor de fricción sin embargo actualmente existen ecuaciones que se aproximan al cálculo del factor de fricción en tubería.

### **Pérdidas en pulpas homogéneas**

Para los fluidos homogéneos, que poseen un comportamiento no newtoniano, se debe tener en cuenta factores como la reología, el esfuerzo cortante, tiempo de repuesta, entre otros; para el cálculo del factor de fricción a través de las tuberías. En la actualidad existen varios autores que presentan ecuaciones para el cálculo del factor de seguridad y cada cierto tiempo aparecen nuevas

ecuaciones tratando de correlacionar el número de Reynolds con el factor de fricción.

### Pérdidas de fricción en tuberías en pulpas heterogéneas

Para este tipo de pulpas el gradiente de fricción hidráulico es mayor con respecto al gradiente de fricción hidráulico para un volumen igual de agua.

Las pérdidas por fricción aumentan en proporción a la concentración volumétrica de sólidos. Durand y Condolios propusieron una relación adimensional con el objetivo de reflejar el aumento de las pérdidas por fricción,

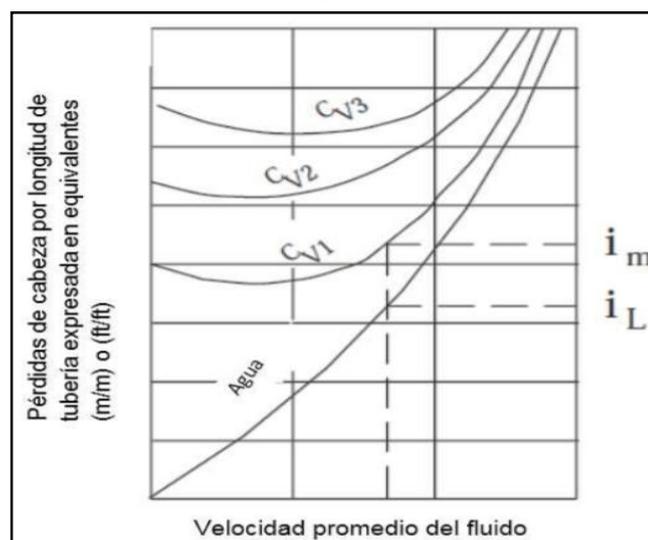
Donde: 
$$Z = \frac{i_m - i_L}{C_v \cdot i_L} \quad (45)$$

$C_v$  = Concentración volumétrica de sólidos

$i_m$  = Gradiente de presión para una mezcla de pulpa en metros de columna de agua (m.c.a)

$i_L$  = Gradiente de presión para un volumen equivalente de agua o fluido transportador en metros de columna de agua.

Tabla N° 12  
Diferencia entre el gradiente de fricción de una pulpa y su equivalencia en agua.



Fuente: Libro Slurry Systems Handbook, Abulnaga 2002 (Adaptación)

## Curvas de las Bombas

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

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

- Curva característica de la bomba (curva H/Q)
- Curva de rendimiento o eficiencia de la bomba (n/Q)
- Curva de potencia consumida por la bomba (P/Q)
- Curva de altura de aspiración neta positiva o NPSH (Net Positive Suction Head)

Curva característica de la bomba: La curva característica de una bomba se obtiene en un banco de pruebas por el fabricante. De esta manera se puede visualizar cómo varía la altura entregada por la bomba en función del caudal.

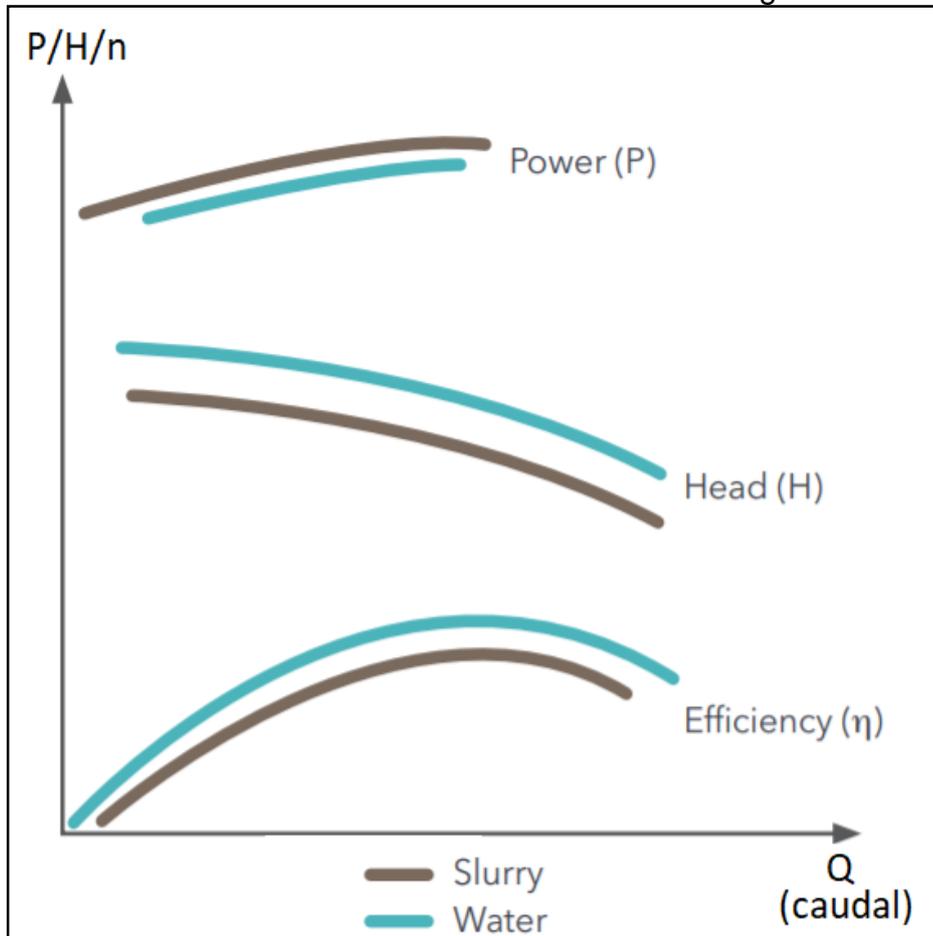
Curva de rendimiento de la bomba: El rendimiento de una bomba es la relación entre la potencia hidráulica y la potencia mecánica. El rendimiento de una misma bomba varía según el tamaño de rodete que posee, por eso los fabricantes de las bombas entregan curvas de rendimientos o iso-rendimientos dónde se puede observar cómo varía el rendimiento según el tamaño de rodete.

Curva de potencia consumida por la bomba: Los fabricantes cuando obtienen la curva característica de la bomba también toman datos de la potencia que consume el motor según la variación del caudal que pasa por la bomba. Al igual que en la curva característica de la bomba, para la curva de potencia consumida existen distintas configuraciones que dependen del tipo de flujo: radial, axial o mixto.

Curva de altura de aspiración neta positiva o NPSH: El NPSH es la energía mínima necesaria que debe existir en la succión de la bomba para evitar problemas de funcionamiento como la cavitación.

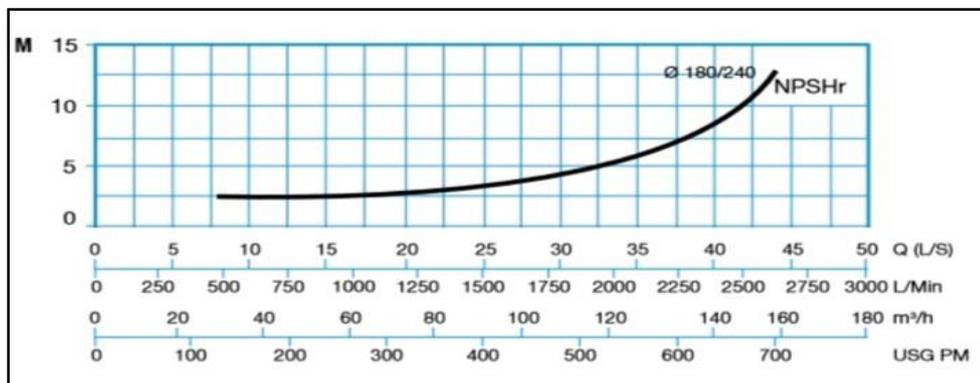
Es muy importante tener en cuenta esta curva de la bomba en la selección del equipo de bombeo.

Figura N° 44  
Curvas de rendimiento de bomba centrífuga



Fuente: Handbook KSB

Figura N° 45  
Curvas de NPSH de bomba centrífuga



Fuente: Handbook KSB

**Leyes de Afinidad:** Esta ley de afinidad nos ayudara a ser capaces de describir el rendimiento de una bomba para pulpa en varias velocidades o diámetros de impulsor y poder trazar un rango de curvas.

Leyes para el diámetro del impulsor fijo:

Para el cambio en la velocidad con un diámetro del impulsor fijo las siguientes leyes se aplican, donde: H = Altura Q = Capacidad N = Velocidad P = Potencia

Con Q1, H1 y P1 a una velocidad dada N1 y Q2, H2 y P2 a la nueva velocidad N2 son calculados:

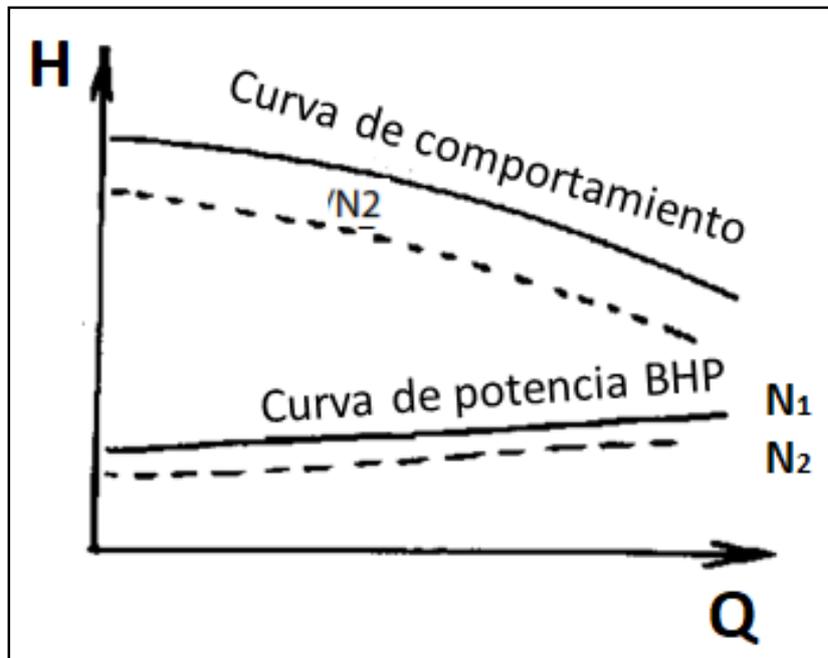
$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad \text{o} \quad Q_2 = Q_1 \times \frac{N_2}{N_1} \quad (46)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad \text{o} \quad H_1 = H_2 \times \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad (47)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad \text{o} \quad P_1 = P_2 \times \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad (48)$$

Permanece aproximadamente la misma eficiencia.

Figura N° 46  
Ley de afinidad diámetro del impulsor fijo



Fuente: Manual de Toyo Pumps

Leyes para la velocidad del impulsor fija:

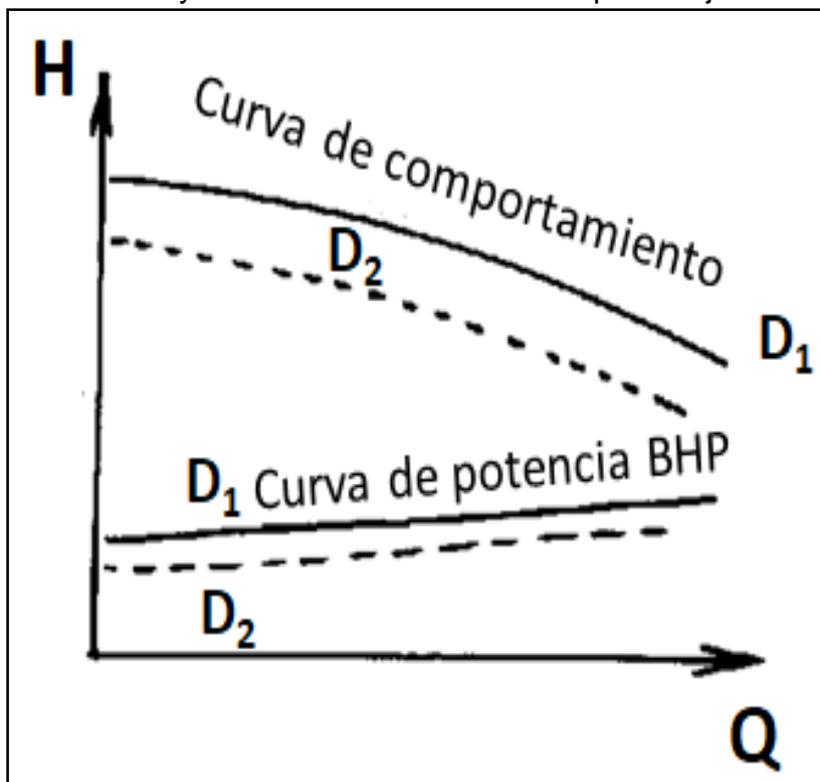
Para un cambio en el diámetro del impulsor con una velocidad fija las leyes siguientes aplican, donde: H = Altura Q = Capacidad N = Velocidad P = Potencia  
Con Q<sub>1</sub>, H<sub>1</sub> y P<sub>1</sub> a un diámetro dado D<sub>1</sub> y Q<sub>2</sub>, H<sub>2</sub> y P<sub>2</sub> al nuevo diámetro D<sub>2</sub> son calculados:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad \text{o} \quad Q_1 = Q_2 \frac{D_1}{D_2} \quad (49)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad \text{o} \quad H_1 = H_2 \times \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (50)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad \text{o} \quad P_1 = P_2 \times \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad (51)$$

Figura N° 47  
Ley de afinidad velocidad de impulsor fijo

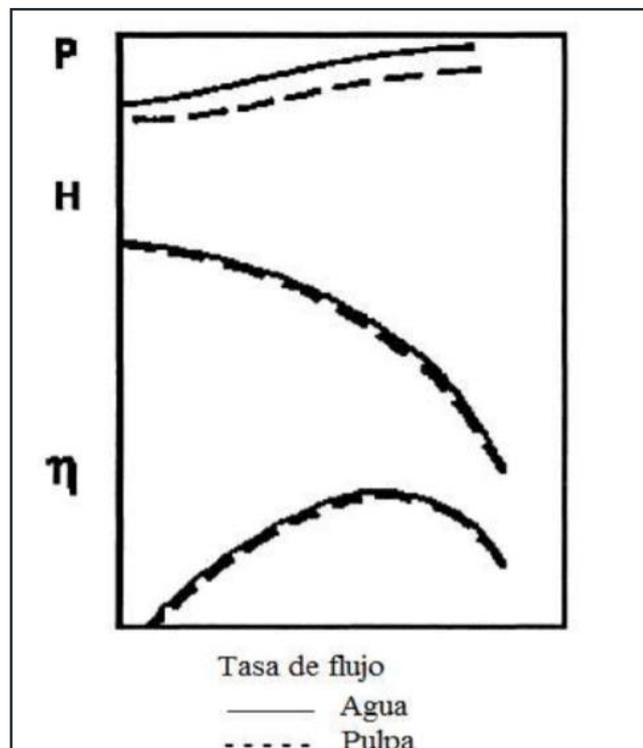


Fuente: Manual de Toyo Pumps

### Efecto de los sólidos en el desempeño de la bomba centrífuga (correcciones de curva).

A diferencia del detallado comportamiento de los diferentes tipos de pulpa en las tuberías, en el caso de las bombas centrífugas este comportamiento no ha sido completamente desarrollado y se mantiene en una constante actualización por parte de los fabricantes de bombas. Debido a esto es que se ha hecho mención en el presente trabajo algunos de los distintos tipos de fluidos y su comportamiento en las tuberías para poder entender un comportamiento parecido en las bombas centrífugas. La primera aproximación es la del “fluido equivalente” que tiene su explicación en que las pulpas son más densas que el agua, por lo tanto, se utiliza el comportamiento de un fluido más denso para explicar el comportamiento de la pulpa teniendo la misma viscosidad.

Figura N° 48  
Comportamiento entre el agua y la pulpa usando la aproximación de la densidad



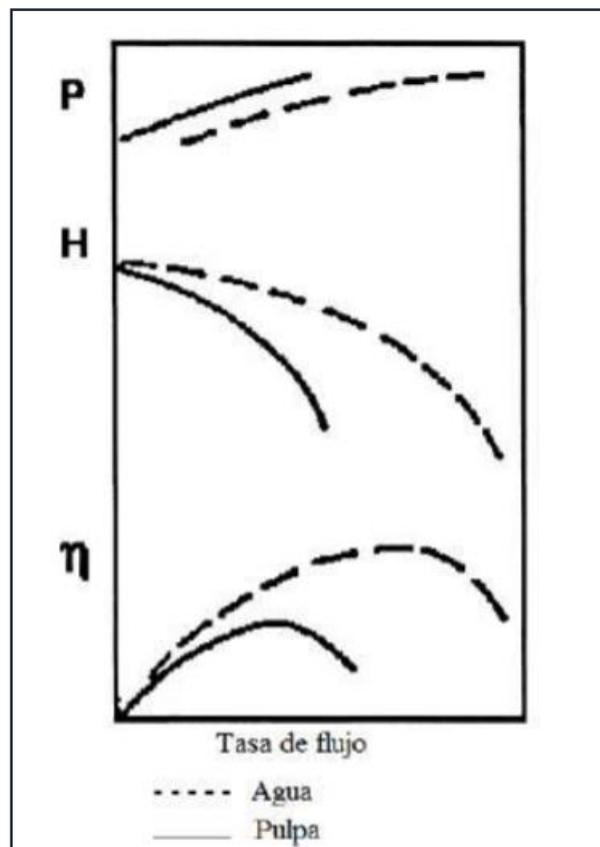
Fuente: Libro Slurry Transport Using Centrifugal Pumps, Wilson

Como se puede observar en la Figura 48, al hacer la comparación entre el agua y un fluido de mayor densidad (pulpa) se observa que para una misma tasa de

flujo existe disminución en la potencia consumida (P), la cabeza hidráulica (H) y la eficiencia ( $\eta$ ).

La segunda aproximación es mantener constante la densidad y, dado que las pulpas poseen una mayor viscosidad que el agua, utilizar el comportamiento de un fluido más viscoso como aproximación al comportamiento de las pulpas. Tal como lo muestra la Figura 49, el transportar un fluido más viscoso que el agua significa una disminución en la cabeza hidráulica (H) y en la eficiencia ( $\eta$ ), además de un aumento en la potencia consumida (P). Este comportamiento tiene un mayor efecto en las bombas pequeñas más que en bombas grandes, debido a que en las bombas pequeñas el rendimiento es más bajo y el espesor, las luces y las imperfecciones son relativamente mayores que las bombas de mayor tamaño (KSB, 2002)

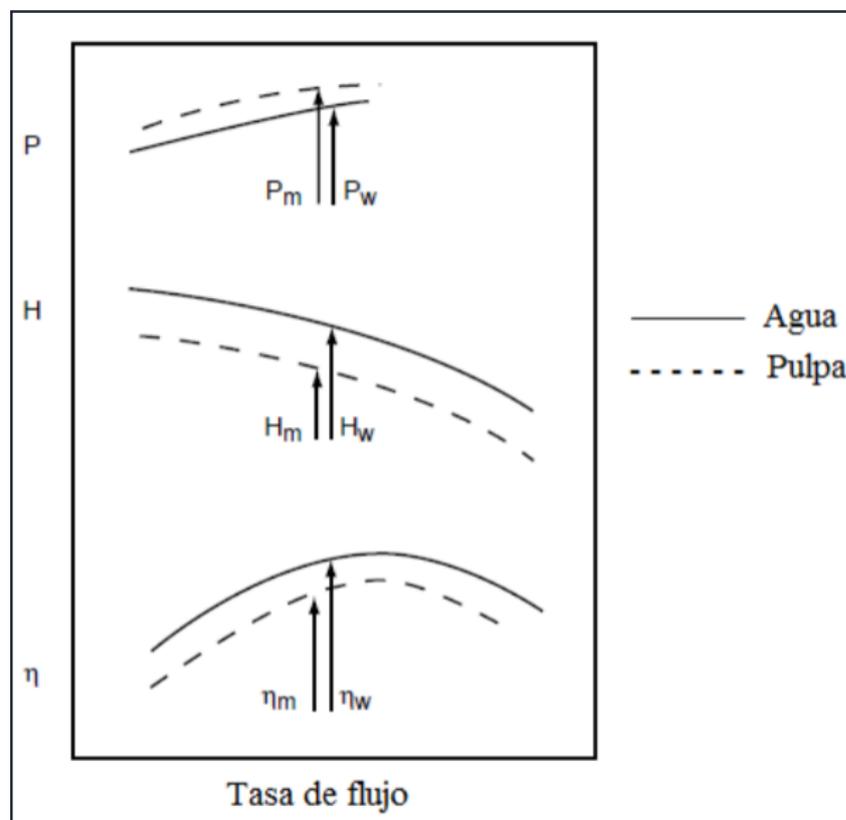
Figura N° 49  
Comportamiento entre el agua y la pulpa usando la aproximación de la viscosidad



Fuente: Libro Slurry Transport Using Centrifugal Pumps, Wilson

La Figura 50 es una aproximación más realista del comportamiento de las pulpas, este gráfico muestra la incidencia que tiene en el comportamiento del fluido, el incremento de densidad y de viscosidad en comparación con el comportamiento del agua. Las pulpas siempre serán comparadas con agua en sus mismas condiciones. Por lo tanto, se debe tener en consideración las relaciones y factores que relacionan sus comportamientos bajo las mismas condiciones.

Figura N° 50  
Comparación en el comportamiento entre el agua y pulpa



Fuente: Libro Slurry Transport Using Centrifugal Pumps, Wilson

Como se ha mencionado antes, las curvas de rendimiento de la bomba son basadas en pruebas con agua limpia.

Por consiguiente, se necesitan las correcciones para bombear pulpa, el lodo debe tratarse como un sedimento o un no-sedimento (viscoso) y generalmente las pulpas con un tamaño de partícula < 50 micrones se tratan como un no-sedimento (viscoso).

## a) Rendimiento de la Bomba de Pulpa

### Rendimiento de la bomba con pulpa sedimentables

Para las pulpas sedimentables, el método más común para calcular los efectos del sólido en el rendimiento de la bomba es la correlación de Cave.

Existen otros métodos como el de Metso Minerals, el cual incluye los efectos del tamaño de las bombas y cuando se usan programas de selección de bombas como el PumpDim, éstos métodos son más precisos.

El método de Cave es a menudo muy conservador y consiste en proporcionar un factor de corrección a la capacidad normal de la bomba (derrateo) este factor de corrección se determina de la relación  $H_r/E_r$  y que derivan del tamaño promedio de la partícula sólida (el  $d_{50}$ ), densidad y concentración.

La expresión **Relación de carga (Head Ratio)  $H_r$**  es la relación de alturas ( $H_m/H_a$ ) cuando la bomba maneja el mismo caudal de agua (para  $H_a$ ) o mezcla (para  $H_m$ ) y la velocidad de la bomba es la misma, en ambos casos.

$H_r = \text{Altura de la mezcla} / \text{Altura de la curva de agua} = H_m / H_a$

$$H_r = \frac{H_m}{H_a} \quad (52)$$

La  $H_r$  es igual a uno (1) para el agua, pero disminuye a medida que aumenta la concentración de sólidos en suspensión de la mezcla.

La  $H_r$  para cualquier pulpa se ve afectada por el tamaño de partícula y la gravedad específica de los sólidos, así como por la concentración volumétrica de sólidos en la mezcla.

La  $H_r$  no se puede determinar teóricamente, pero se ha desarrollado una fórmula empírica, a partir de numerosas pruebas y ensayos de campo, que permite estimaciones fiables en la mayoría de los casos.

La expresión  $E_r$  es **la relación de eficiencias** ( $E_m/E_a$ ), el símbolo "Ea" se usará para indicar la eficiencia de la bomba cuando se bombea agua, mientras que

"Em" indicará la eficiencia de la bomba cuando se bombea una mezcla de lodo a una misma tasa de flujo y la velocidad de la bomba es la misma para ambos casos.

$E_r = \text{Eficiencia de la pulpa} / \text{Eficiencia de agua} = E_m/E_a$ .

$$E_r = \frac{E_m}{E_a} \quad (53)$$

Para el bombeo de pulpa, el caudal se determina mediante una correlación entre tres factores:

- la gravedad específica de los sólidos (SG),
- el tonelaje de sólidos requerido para ser bombeado, y
- la concentración de estos sólidos dentro de la mezcla de la pulpa.

Estos tres factores deben determinarse antes de seleccionar cualquier bomba para pulpa.

La altura de cabeza en agua (y relación de flujo) se usa para determinar la velocidad de la bomba y la eficiencia de agua.

Se usan la altura de cabeza en pulpa y la eficiencia en pulpa para calcular la potencia.

La Figura N° 51 se ha desarrollado, a partir de resultados de pruebas y de campo, para permitir una estimación razonable de la Hr y la Er en la mayoría de los casos prácticos. Usando esta tabla, la velocidad requerida por una bomba centrífuga al bombear una mezcla de lodo será mayor que la indicada por las curvas de rendimiento de agua clara.

De manera similar, la potencia requerida por una bomba centrífuga que bombea una mezcla de lodo será mayor que el valor indicado simplemente multiplicando el valor de la potencia del agua limpia por la gravedad específica de la mezcla de lodo (Sm). El tamaño de las partículas bombeadas tiene cada vez menos impacto en el rendimiento de la bomba a medida que aumenta el tamaño del impulsor.

En los fluidos sedimentables se pueden obtener los factores de reducción de cabeza  $R_h$  de manera gráfica (Figura 51), y así poder estimar el comportamiento real de la pulpa en la bomba. Este gráfico está incluido en el estándar ANSI/HI 12.1-12.6-2005. Sin embargo, el gráfico está hecho para una determinada concentración volumétrica de sólidos de 15% y una densidad relativa de los sólidos de 2.65.

Por lo tanto, cuando varían estos parámetros se deben realizar correcciones, multiplicando el valor obtenido de  $R_h$  con los siguientes factores de corrección:

Factor de corrección por una concentración volumétrica distinta de 15%,  $C_{cv}$ :

Donde: 
$$C_{cv} = \left( \frac{C_v\%}{15\%} \right) \quad (54)$$

$C_v$  = Concentración volumétrica de sólidos

Factor de corrección por una diferente gravedad específica de sólidos,  $C_s$ :

Donde: 
$$C_s = \left( \frac{S_s - 1}{1.65} \right)^{0.65} \quad (55)$$

$S_s$  = Gravedad específica de los sólidos

Factor de corrección para un porcentaje de partículas finas diferente a 0,  $C_{fp}$ :

Donde: 
$$C_{fp} = (1 - \%PF < 75\mu m)^2 \quad (56)$$

PF = Porcentaje de partículas finas

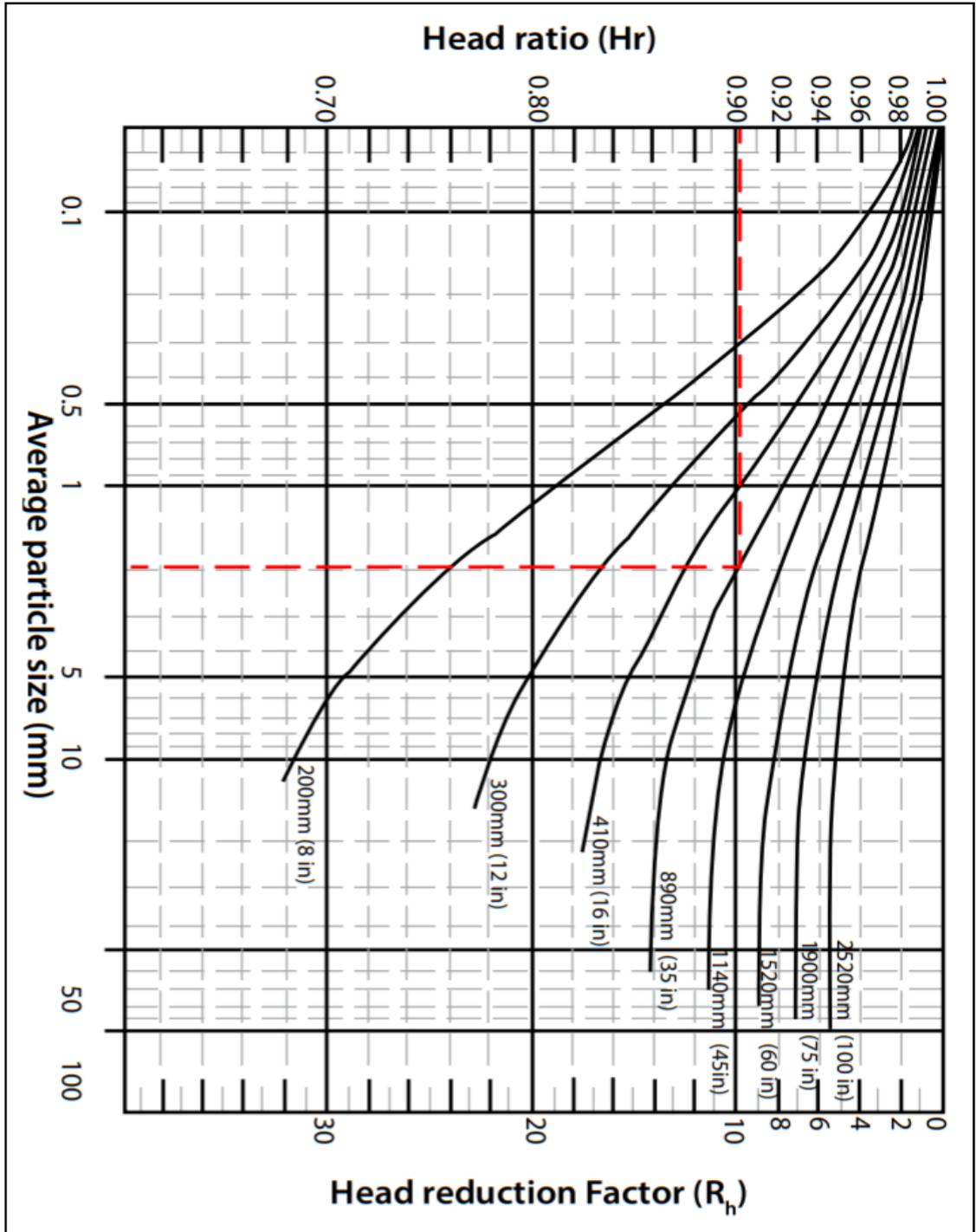
Teniendo así  $R_h$  total o corregido:

$$R_{h_{TOTAL}} = R_h \times C_{cv} \times C_s \times C_{fp} \quad (57)$$

Factor de reducción de altura o cabeza:  $R_h$

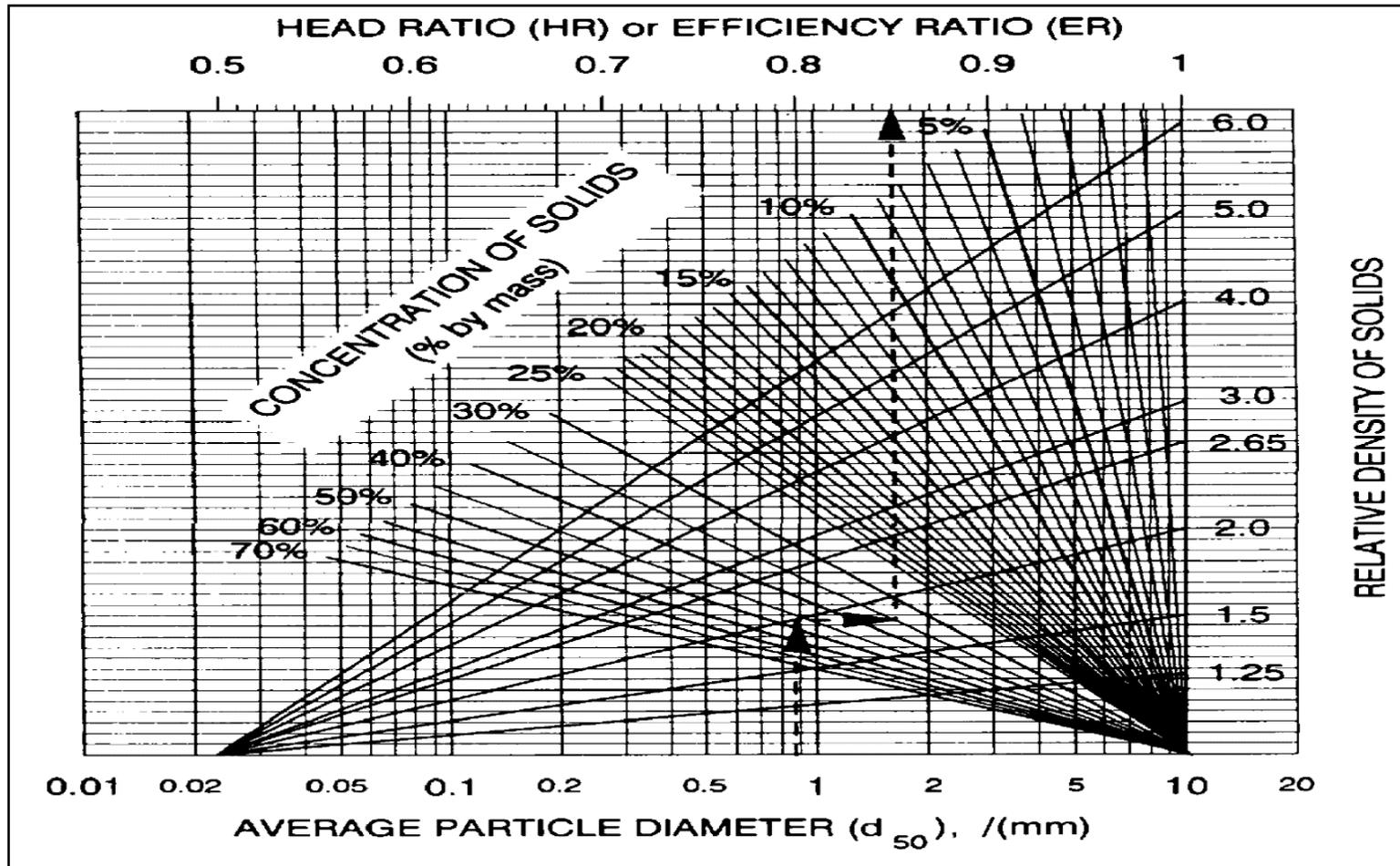
$$R_{h_{TOTAL}} = 1 - H_r \quad (58)$$

Figura N° 51  
Factor de corrección Hr



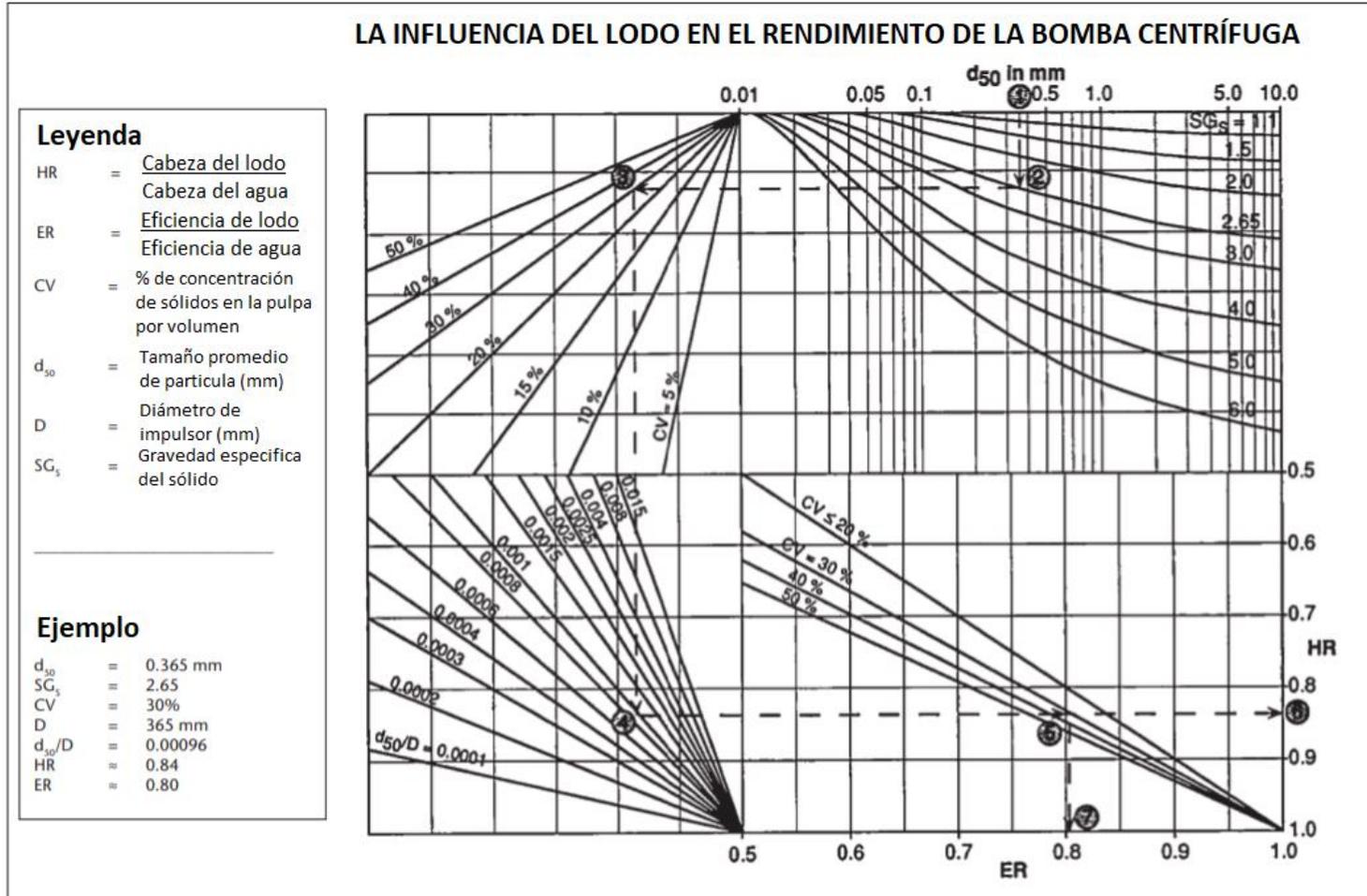
Fuente: Manual de METSO OUTOTECH

Figura N° 52  
Factor de corrección HR



Fuente: Manual de Toyo Pumps

Figura N° 53  
 Diagrama de Rendimiento de bombas centrífugas en lodos



Fuente: Handbook Metso Slurry pumps

Las pulpas siempre serán comparadas con agua en sus mismas condiciones.

Por lo tanto, se debe tener en consideración las relaciones y factores que relacionan sus comportamientos bajo las mismas condiciones.

Relación de cabeza: 
$$H_r = \frac{H_m}{H_a}$$

Relación de eficiencia: 
$$E_r = \frac{E_m}{E_a}$$

Factor de reducción de cabeza:  $R_h = 1 - H_r$  (59)

Factor de reducción de eficiencia,  $R_E = 1 - E_r$  (60)

Donde:

$H_m$  = Cabeza hidráulica de la pulpa (m)

$H_a$  = Cabeza hidráulica de agua (m)

$E_m$  = Eficiencia de la pulpa

$E_a$  = Eficiencia del agua

### **El rendimiento de bombeo con pulpa no-sedimentados (viscosos)**

Para las pulpas viscosos el rendimiento de la bomba es derrateado de acuerdo con gráficos y las pautas del American Hydraulics Institute, estos gráficos utilizan la viscosidad verdadera al derratear la bomba, y no la viscosidad aparente, debe notarse que el derrateo de la altura, la eficacia y el caudal son calculados desde el B.E.P. nominal de la bomba, y no del punto de servicio.

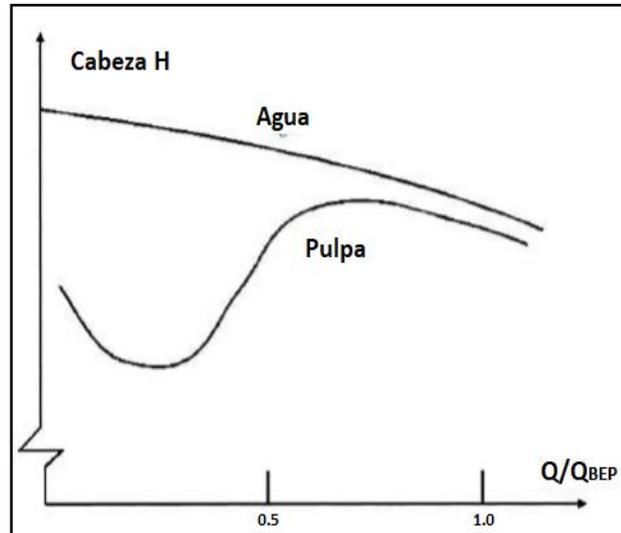
Estas pulpas tienen un comportamiento no-newtoniano y no sedimentables lo que hace que cuando son transportados por bombas centrífugas poseen una variabilidad en su comportamiento, con frecuencia tienen un comportamiento poco predecible cuando se opera en un punto menor al punto de mayor eficiencia

Es recomendable la guía del fabricante de la bomba para el dimensionamiento y la selección de la bomba para este tipo de fluidos, debido a que con las pruebas

en sus laboratorios pueden predecir el comportamiento del fluido a fin de seleccionar la bomba necesaria.

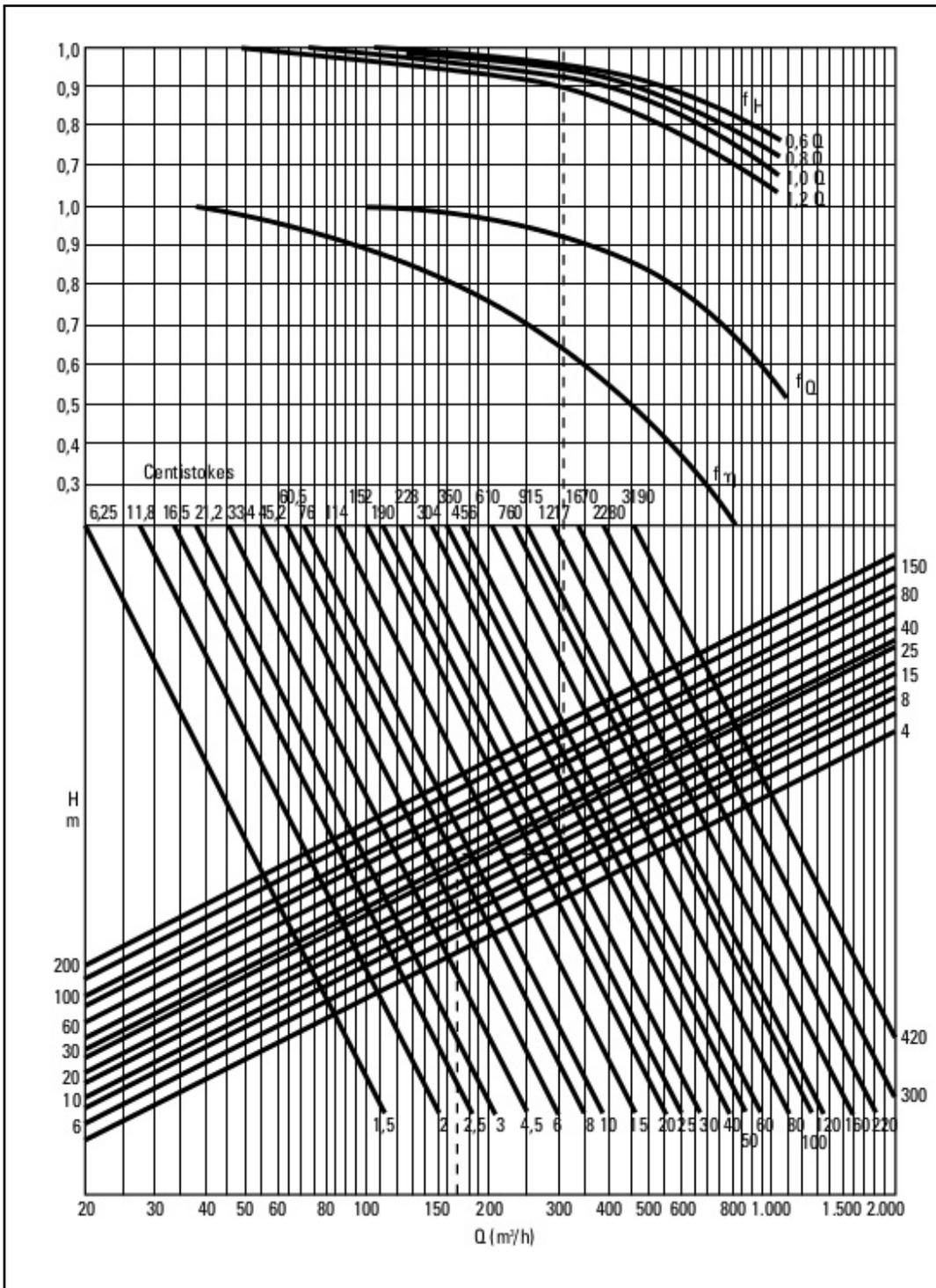
Figura N° 54

Efecto de un fluido no-newtoniano en la cabeza desarrollada por la bomba



Fuente: Libro Slurry Transport Using Centrifugal Pumps, Wilson 2006 (Adaptación)

Figura N° 55  
Gráfico de corrección para líquido viscosos



Fuente: Manual de Toyo Pumps

## **b) Las condiciones hidráulicas en el lado de alimentación hacia la bomba**

Para esta parte del análisis en la selección de una bomba para pulpa se debe evaluar:

### **La altura de succión positiva neta (NPSH)**

Para garantizar que una bomba de lodos funcione de manera eficiente, el líquido debe estar por encima de la presión de vapor dentro de la bomba.

Esto se logra al tener suficiente presión, denominada NPSHA (altura neta de succión positiva disponible), en el lado de succión (entrada) de la bomba.

Si esta presión es demasiado baja, entonces la presión en la entrada del impulsor disminuiría a la presión más baja posible del líquido bombeado, la presión de vapor.

La altura positiva neta siempre se expresa en unidades de presión absoluta.

### **La presión de vapor y la cavitación**

Cuando la presión local desciende a la presión del vapor líquido, comienzan a formarse burbujas de vapor. Estas burbujas son transportadas por el líquido a lugares con mayor presión, donde colapsan (implosión) creando presiones locales extremadamente altas (hasta 10,000 bar o 145000 psi), que pueden erosionar las superficies de la bomba, estas mini explosiones se denominan cavitación.

La cavitación no se genera, como a veces se dice, por el aire en el líquido. Es el líquido que hierve a cierta temperatura a medida que la presión ambiental se reduce a la Presión de vapor del líquido.

Por definición, al nivel del mar, la presión atmosférica estándar (atm) es 1.013 bar (14.7 psi) y el agua hierve a 100 ° C (212 ° F).

A una altitud de 2800 m (9186 pies), la presión atmosférica se reduce a 0,72 bar (10,4 psi) y el agua hierve a 92 ° C (198 ° F).

Un efecto importante de la cavitación es una marcada caída en el rendimiento de la bomba, causada por una caída en la capacidad y la altura, también pueden producirse vibraciones y daños mecánicos.

Un NPSHd demasiado bajo provocará cavitación

Para todas las bombas, siempre hay un valor requerido para el NPSH conocido como “NPSH requerido (NPSHr)”, este no es un valor calculado, es una propiedad de la bomba y se determina durante las pruebas de rendimiento, las curvas de la bomba generalmente muestran NPSHr para diferentes flujos y velocidades.

Las condiciones hidráulicas en el lado de entrada de un sistema dado deben proporcionar el “NPSH disponible (NPSHd)”, por lo tanto, es importante verificar el NPSHd durante el dimensionamiento y en las instalaciones donde se va instalar una bomba para pulpa en el lado de succión.

Tener siempre en cuenta que el NPSHd siempre debe ser mayor que NPSHr

$$\text{NPSHd} > \text{NPSHr} \quad (61)$$

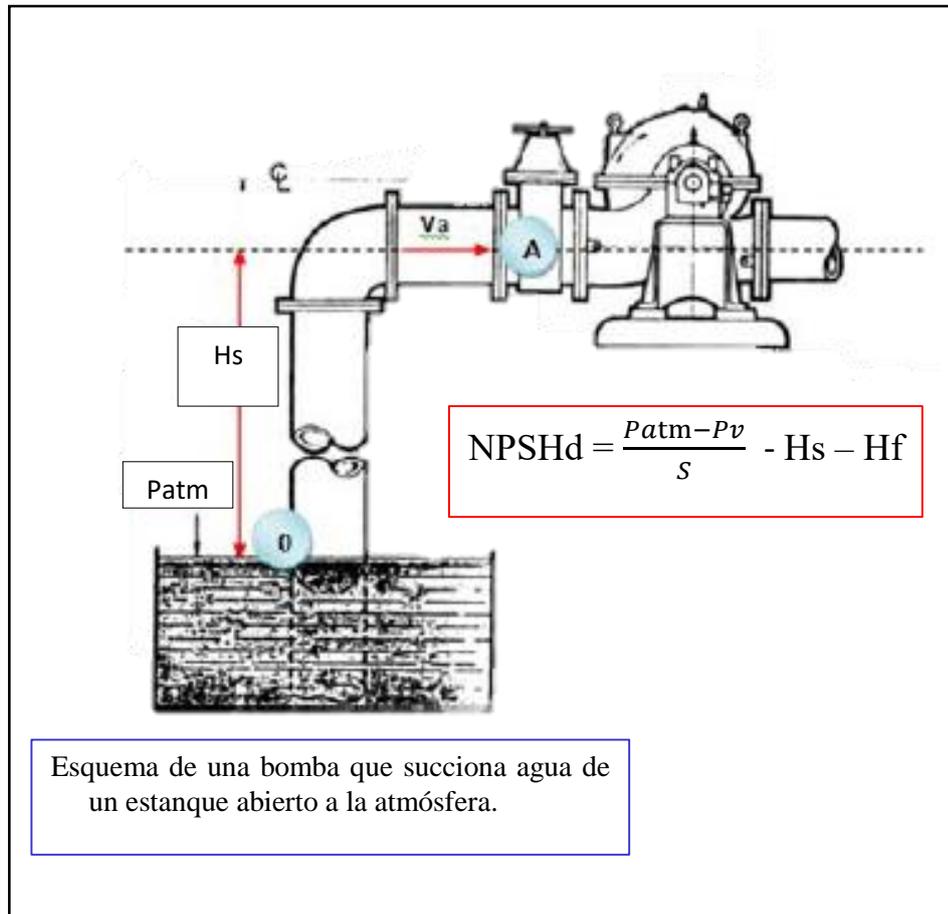
### **Cálculo de cabeza total de succión a la entrada de la bomba (NPSHd)**

La bomba se alimenta desde un estanque que debe tener un cierto nivel de líquido y que puede estar sobre o bajo el centro de la brida de succión de la bomba (+Hs o – Hs), el estanque puede estar abierto a la atmósfera (Patm), o presurizado (+Hpr), o bajo vacío (-Hpr). El flujo tiene que vencer la resistencia de las tuberías y accesorios entre la salida del estanque y la entrada a la bomba (Hfs, Hi, etc)

El NPSHd depende de:

- Tipo de fluido
- Temperatura del fluido
- Altura sobre el nivel del mar (Presión atmosférica)
- Altura de succión.
- Pérdidas en la succión

Figura N° 56  
Calculo de NPSHd



Fuente: Manual de bombas Tomocorp.

$$NPSHd = \frac{P_{atm} - P_v}{S} \pm H_s - H_f \quad (62)$$

(+) : Usar cuando la succión es positiva y (-) : Usar cuando la succión es negativa

Donde:

Patm : Presión atmosférica (m)

Pv : Presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo

S : Gravedad específica del líquido bombeado

Hs : Altura de succión ( + o - ) (m)

Hf : Pérdidas por fricción en la tubería de succión (m)

### 2.1.1.6. Sistemas de Bombeo de Pulpa

Es sistema de bombeo involucra el lado de descarga de la bomba, se debe evaluar ahora las pérdidas hidráulicas en el sistema de pulpa.

Toda bomba de lodo instalada en un sistema de tuberías, debe ser seleccionada y dimensionada para la altura estática, cualquier presión de entrega y todas las pérdidas por fricción que se generan durante la operación proporcionando el caudal requerido.

#### El Sistema de Tuberías

La altura total en un líquido es la suma de la altura estática (energía potencial), la altura de presión (energía de presión) y la altura de velocidad (energía cinética). En términos simples, esto se puede expresar mediante la ecuación de Bernoulli para la conservación de la energía:

Dónde: 
$$\text{Cabeza total} = H + P + V^2 / 2g \quad (63)$$

H = altura estática (energía potencial)

P = altura de presión (energía de presión)

V = la altura de velocidad (energía cinética)

La altura (energía) que la bomba tiene que suministrar al líquido para obtener el caudal requerido es la diferencia entre la altura total en la brida de la salida y la altura total en la entrada.

#### Parámetros Fundamentales en los Sistemas de Bombeo

**Altura Estática (H):** Está definida por la altura geométrica y la carga de presión del sistema.

- Altura geométrica (H<sub>geom</sub>): Se conoce como altura geométrica a la diferencia de altura existente entre el nivel del líquido a ser bombeado en sus recipientes de succión y de descarga.
- Carga de presión: Se conoce como carga de presión a la diferencia de presión existente entre los depósitos de succión y de descarga.

Se suele representar con la siguiente fórmula:

Dónde: 
$$\text{Carga de presión} = \frac{Pd - Ps}{\gamma} \quad (64)$$

$Pd$  = Presión en la descarga (Pa)

$Ps$  = Presión en la succión (Pa)

$\gamma$  = Peso específico del fluido bombeado (N/m<sup>3</sup>)

**Altura Dinámica:** La altura dinámica está compuesta por las pérdidas de carga total y la carga de velocidad en el sistema de bombeo

### Perdidas de Carga en Tuberías

Las pérdidas se producen por el choque y roce que existen entre las partículas del fluido con las paredes de la tubería y entre ellas, es una pérdida de energía o de presión entre dos puntos de la tubería.

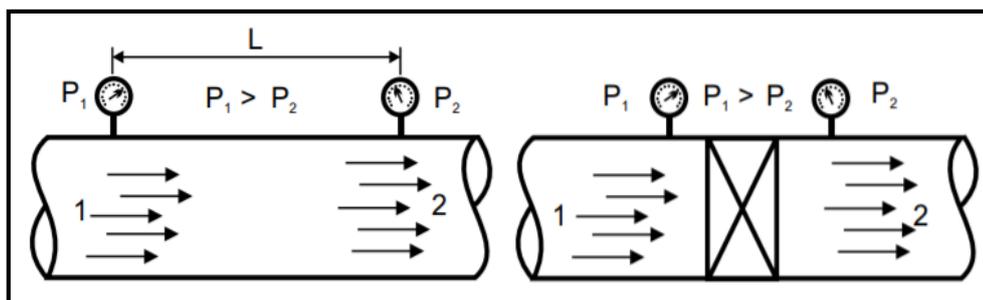
### Tipos de Perdida de Carga

**Distribuida:** Ocurren en tramos rectos de una tubería.

**Localizada:** Son las pérdidas de presión ocasionados por los accesorios instalados a lo largo de las tuberías o por singularidades como una curva, reducciones ampliaciones, etc.

**Totales:** Es la suma de las perdidas distribuida y la perdida localizada a lo largo de una tubería

Figura N° 57  
Perdidas Distribuidas y Localizadas



Fuente: Handbook KSB

## Fórmulas para el Cálculo de las Pérdidas de Carga Distribuidas

En las tuberías, las pérdidas de carga distribuida y localizada se pueden calcular a través de las medidas de presión y estas se pueden calcular a través de fórmulas experimentales o empíricas siempre en cuando se conozcan las dimensiones de la tubería, las características del líquido, las conexiones, etc.

### Fórmula de FLAMANT (1892)

La fórmula de Flamant es utilizada para tuberías de paredes lisas, con diámetros entre 10 mm hasta 1000 mm y para el transporte de agua.

Donde:

$$J = \frac{H_P}{L} = \frac{4b}{D} \sqrt{\frac{v^7}{D}} \quad (65)$$

J = pérdida de carga distribuida en relación al largo de la tubería (m/m)

H<sub>p</sub> = pérdida de carga distribuida (m)

L = largo del tramo recto de la tubería (m)

D = diámetro interno de la tubería (m)

v = velocidad media del flujo (m/s)

b = coeficiente de Flamant (adimensional)

### Fórmula de FAIR - WHIPPLE - HSIAO (1930)

Las fórmulas de Fair - Whipple - Hsiao son usadas para tuberías de pequeños diámetros, es decir, hasta 100 mm, transportando agua.

Para tubo de fierro galvanizado:

$$J = \frac{H_P}{L} = 0.002021 \cdot \frac{Q^{1.88}}{D^{4.88}} \quad (66)$$

Para tubo de cobre y latón:

Donde:

$$J = \frac{H_P}{L} = 0.0086 \cdot \frac{Q^{1.76}}{D^{4.75}} \quad (67)$$

J = pérdida de carga distribuida en relación al largo de la tubería (m/m)

H<sub>p</sub> = pérdida de carga distribuida (m)

L = largo del tramo recto de la tubería (m)

D = diámetro interno de la tubería (m)

Q = caudal (l/s)

### **Fórmula de HAZEN – WILLIANS**

La fórmula de Hazen - Willians es muy utilizada en el mundo industrial, siendo válida para diámetros de tubería por sobre 50 mm y manejo de agua.

Donde: 
$$J = \frac{H_P}{L} = 10,643 \cdot Q^{1.85} \cdot C^{-1.85} \cdot D^{-4.87} \quad (68)$$

J = pérdida de carga distribuida en relación al largo de la tubería (m/m)

H<sub>p</sub> = pérdida de carga distribuida (m)

L = largo del tramo recto de la tubería (m)

D = diámetro interno de la tubería (m)

Q = caudal (m<sup>3</sup>/s)

C = coeficiente de Hazen - Willians (adimensional)

Se recomienda utilizar Hazen - Willians para pulpas donde la concentración en peso de los sólidos sea mayor al 30% (C<sub>w</sub>), y en todo caso cuando la viscosidad de la pulpa es desconocida.

Los valores del coeficiente "C" dependen del material y del estado de las paredes de la tubería:

Tabla N° 13  
Valores de C para diferentes materiales

MATERIAL	C
Acero corrugado (lámina ondulada)	060
Acero con uniones ("Look-Bar") nuevas	130
Acero galvanizado nuevo y usado	125
Acero remachado nuevo	110
Acero remachado usado	085
Acero soldado nuevo	120
Acero soldado usado	090
Acero soldado con revestimiento esp. nuevo y usado	130
Plomo	130
Cemento	140
Cobre	130
Concreto bien acabado	130
Concreto común	120
Fierro fundido nuevo	130
Fierro fundido usado	090
Fierro fundido revestido con cemento	130
Tubería de cerámica vidriada (tubería de desagüe)	110
Latón	130
Madera	120
Conductos de ladrillo	100
Vidrio	140
Plástico	140

Fuente: Libro Rafael Mott – Bombas Hidráulica Rotodinámicas

Tabla N° 14  
Valores de C para diferentes materiales según su tiempo de uso

TIPO DE TUBERÍA	EDAD/AÑOS	DIÁMETRO (mm)	C	
Fierro Fundido	nuevo	Hasta - 100	118	
		100 - 200	120	
		200 - 400	125	
		400 - 600	130	
	10 años	Hasta - 100	107	
		100 - 200	110	
		200 - 400	113	
		400 - 600	115	
	20 años	Hasta - 100	89	
		100 - 200	93	
		200 - 400	95	
		400 - 600	100	
	30 años	Hasta - 100	65	
		100 - 200	75	
		200 - 400	80	
		400 - 600	85	
		> 1000	140	
		50 - 100	135	
		100 - 300	140	
	Acero s/ evestimiento soldado	nuevo	= Fierro fundido nuevo	
		usado	Fierro fundido usado	
Acero s/ revestimiento remachado	nuevo	= Fierro fundido con 10 años		
	usado	mín. = Fierro fundido con 20 años		

Fuente: Libro Rafael Mott – Bombas Hidráulica Rotodinamicas

### **Fórmula de DARCY - WEISBACK**

La fórmula de Darcy - Weisback es utilizada para diámetros de tuberías sobre 50 mm y es válida para fluidos incompresibles

Donde: 
$$H_p = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (69)$$

$H_p$  = pérdida de carga distribuida (m)

$L$  = largo del tramo recto de la tubería (m)

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

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

$f$  = coeficiente de roce (adimensional)

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

Coeficiente de roce  $f$ : Es un coeficiente adimensional, y es función del Número de Reynolds y de la rugosidad relativa.

La rugosidad relativa está definida como el  $k/D$ .

Donde:

$k$  = rugosidad de la pared de la tubería (m)

$D$  = diámetro de la tubería (m).

Nota: Este método es usado en el análisis de cálculo de pérdidas en pulpa de mineral cuando la viscosidad es conocida y la concentración en peso es menor al 30%, ( $C_w < 30\%$ ).

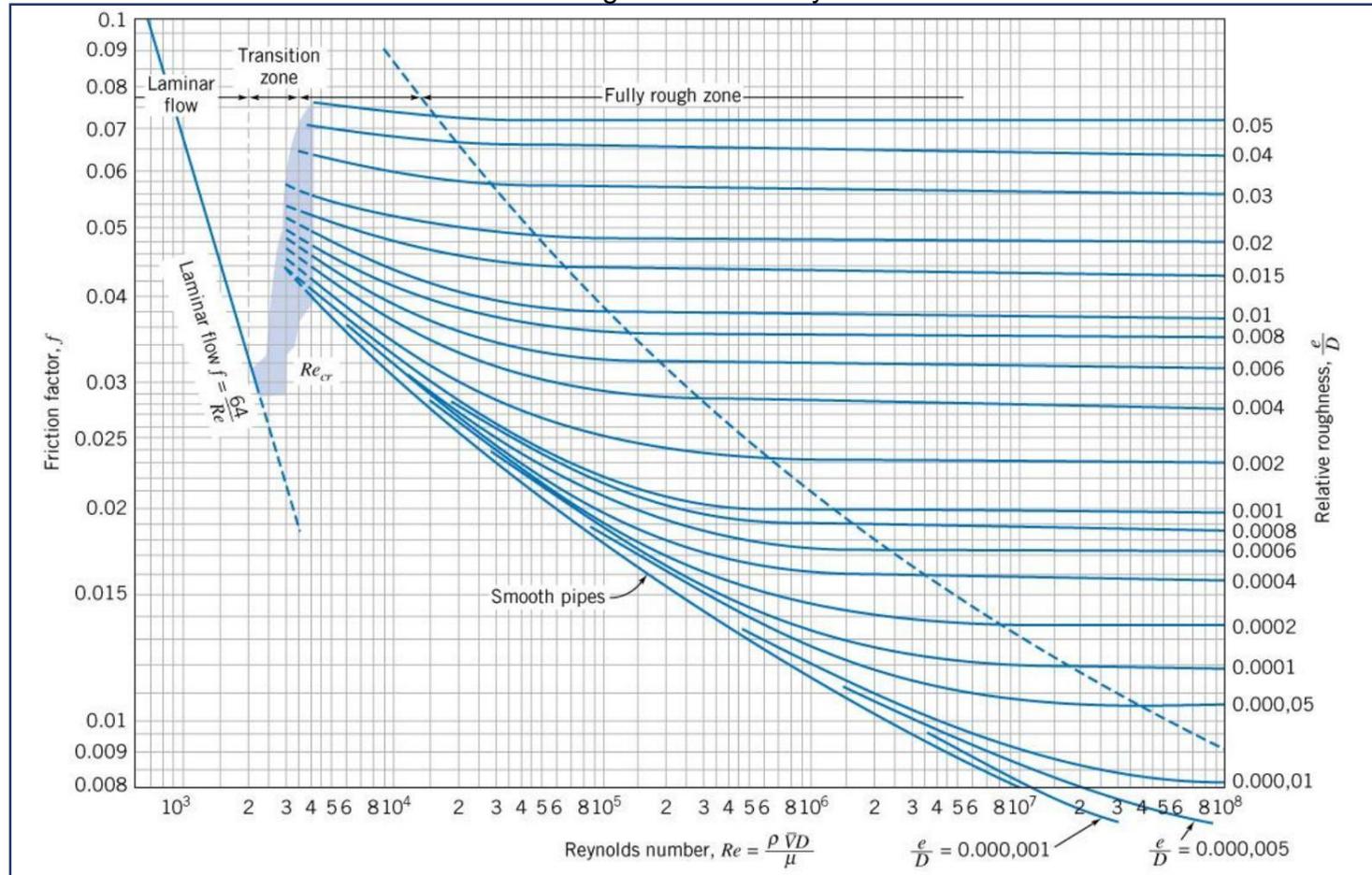
Tabla N° 15  
Rugosidades de las paredes de las tuberías

<b>MATERIAL</b>	<b>k (m) - TUBOS NUEVOS</b>	<b>k (m) - TUBOS USADOS</b>
Acero galvanizado	0,00015 - 0,00020	0,0046
Acero remachado	0,0010 - 0,0030	0,0060
Acero remachado	0,0004	0,0005 - 0,0012
Acero soldado	0,00004 - 0,00006	0,0024
Chumbo	lisos	lisos
Cimento amianto	0,000013	-----
Cobre o latón	lisos	-----
Concreto bien acabado	0,0003 - 0,0010	-----
Concreto común	0,0010 - 0,0020	lisos
Fierro forjado	0,00004 - 0,00006	0,0024
Fierro fundido	0,00025 - 0,00050	0,0030 - 0,0050
Madera	0,0002 - 0,0010	-----
Tubería de desagüe cerámica	0,0006	0,0030
Vidrio	lisos	lisos
Plástico	lisos	lisos

Fuente: Libro Rafael Mott – Bombas Hidráulica Rotodinamicas

## DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN (f), UTILIZANDO EL DIAGRAMA DE MOODY-ROUSE

Figura N°58  
Diagrama de Moody-Rouse



Fuente: White, 2013

Tabla N° 16  
Limitaciones respecto del uso de las fórmulas presentadas

LA FORMULA DE:	LIMITACIONES
<b>Flamant</b>	Sólo se utiliza para el manejo de agua, teniendo tuberías de paredes lisas, tipo PVC, o conductos hidráulicamente lisos y para números de Reynolds inferiores a $10^5$ .
<b>Fair - Whipple – Hsiao</b>	Es usada para el manejo de agua en tuberías fabricadas de cualquier material, pero para diámetros pequeños, como máximo hasta 100 mm.
<b>Hazen – Willians</b>	Es teóricamente correcta y precisa, se usa para el manejo de agua, y se aplica satisfactoriamente en cualquier tipo de tubería y material; sus límites de aplicación son los más amplios, siendo para diámetros de entre 50 a 3500 mm. El rango de aplicación respecto del número de Reynolds en tuberías lisas es hasta $Re = 10$ , ya que para valores mayores a éste no se recomienda su uso.
<b>Darcy – Weisback</b>	Es una de las más utilizadas en la industria, porque se puede usar para cualquier tipo de líquido (fluidos incompresibles) y para tuberías de cualquier diámetro y material.

Fuente: Autoría propia

## Fórmulas de Pérdida de Carga Localizada

### Fórmula General

En general, todas las pérdidas de carga pueden expresarse bajo la fórmula:

Dónde: 
$$H_p = K \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (70)$$

$H_p$  = pérdida de carga localizada (m)

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

$K$  = coeficiente obtenido experimentalmente

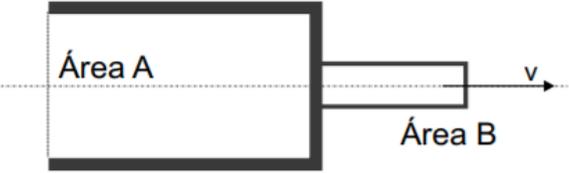
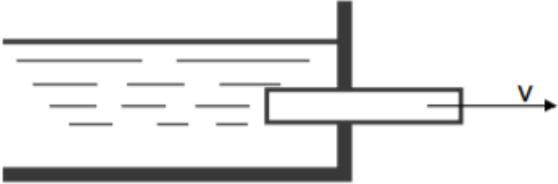
$v$  = velocidad media del líquido en la entrada de la singularidad (m/s)

Tabla N° 17  
Tabla de valores de K, obtenidos experimentalmente

PIEZAS QUE PRODUCEN PÉRDIDA	K
Ampliación gradual	0,30
Entrada	2,75
Compuerta abierta	2,50
Medidor de caudal	2,50
Codo de 90°	0,90
Curva de 45°	0,75
Cribo	0,40
Codo de 90°	0,40
Curva de 45°	0,20
Curva de 22,5	0,10
Entrada normal en un canal	0,50
Entrada extendida	1,00
Pequeña derivación	0,03
Empalme	0,40
Medidor tipo Venturi	2,50
Reducción gradual	0,15
Válvula de globo en ángulo abierta	5,00
Válvula de corte abierta	0,20
Válvula de globo abierta	10,0
Tee, con pasada directa	0,60
Tee, con pasada lateral	1,30
Tee, con salida lateral	1,30
Tee, con salida bilateral	1,80
Válvula de pié	1,00
Válvula de retención	2,50
Velocidad	1,75

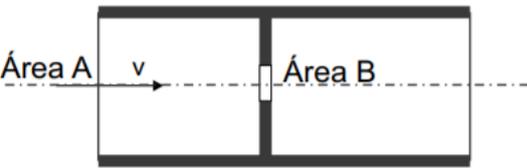
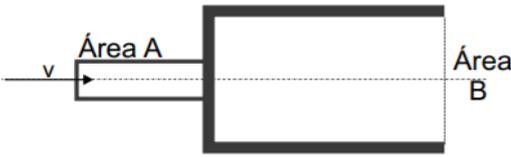
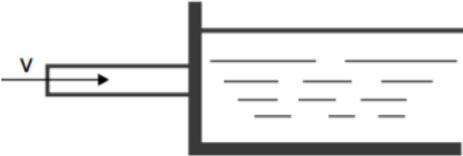
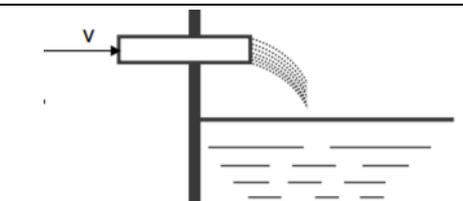
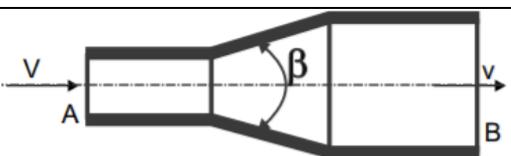
Fuente: Libro Rafael Mott – Bombas Hidráulica Rotodinamicas

Tabla N° 18  
Valores de K, obtenidos experimentalmente

TIPOS	VALORES DE K
<p><b>REDUCCIÓN BRUSCA</b></p> 	$H_p = K \cdot \frac{v^2}{2g}$ $K = 4/9 (1-A/B)$
<b>ENTRADA DE UNA TUBERÍA</b>	
	<p>Entrada extendida</p> $K = 1,0$
	<p>Normal</p> $K = 0,5$
	<p>Forma de sinusoidal</p> $K = 0,05$
	<p>Reducción</p> $K = 0,10$

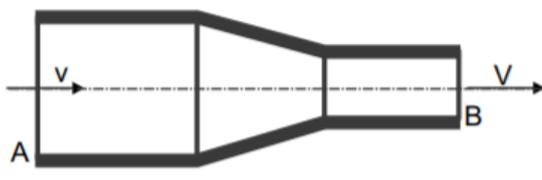
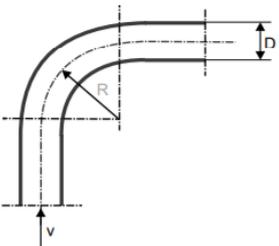
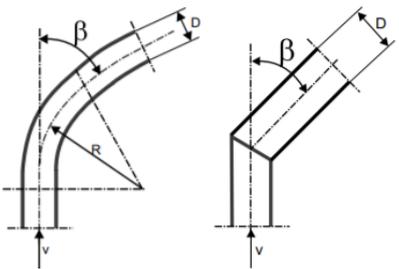
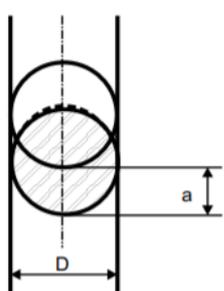
Fuente: Libro Rafael Mott – Bombas Hidráulica Rotodinamicas

Tabla N° 19  
Valores de K, obtenidos experimentalmente

TIPOS					VALORES DE K				
<b>DIAFRAMA DE PARED (PLACA ORIFICIO)</b>									
									
A/B	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
K	225,9	47,77	17,51	7,801	3,753	1,796	0,791	0,290	0,068
<b>AMPLIACIÓN BRUSCA DE SECCIÓN</b>					$H_p = K \cdot \frac{v^2}{2g}$ $K = 4/9 (1 - A/B)^2$				
									
<b>TUBERÍA DE ENTRADA</b>									
					K = 1,06 a 1,10				
									
<b>AMPLIACIÓN GRADUAL DE SECCIÓN</b>									
					$H_p = K \frac{(V - v)^2}{2g}$				
$\beta$	5°	10°	20°	40°					
K	0,13	0,17	0,42	0,90	1,10	1,20	1,08	1,05	

Fuente: Libro Rafael Mott – Bombas Hidráulica Rotodinámicas

Tabla N° 20  
Valores de K, obtenidos experimentalmente

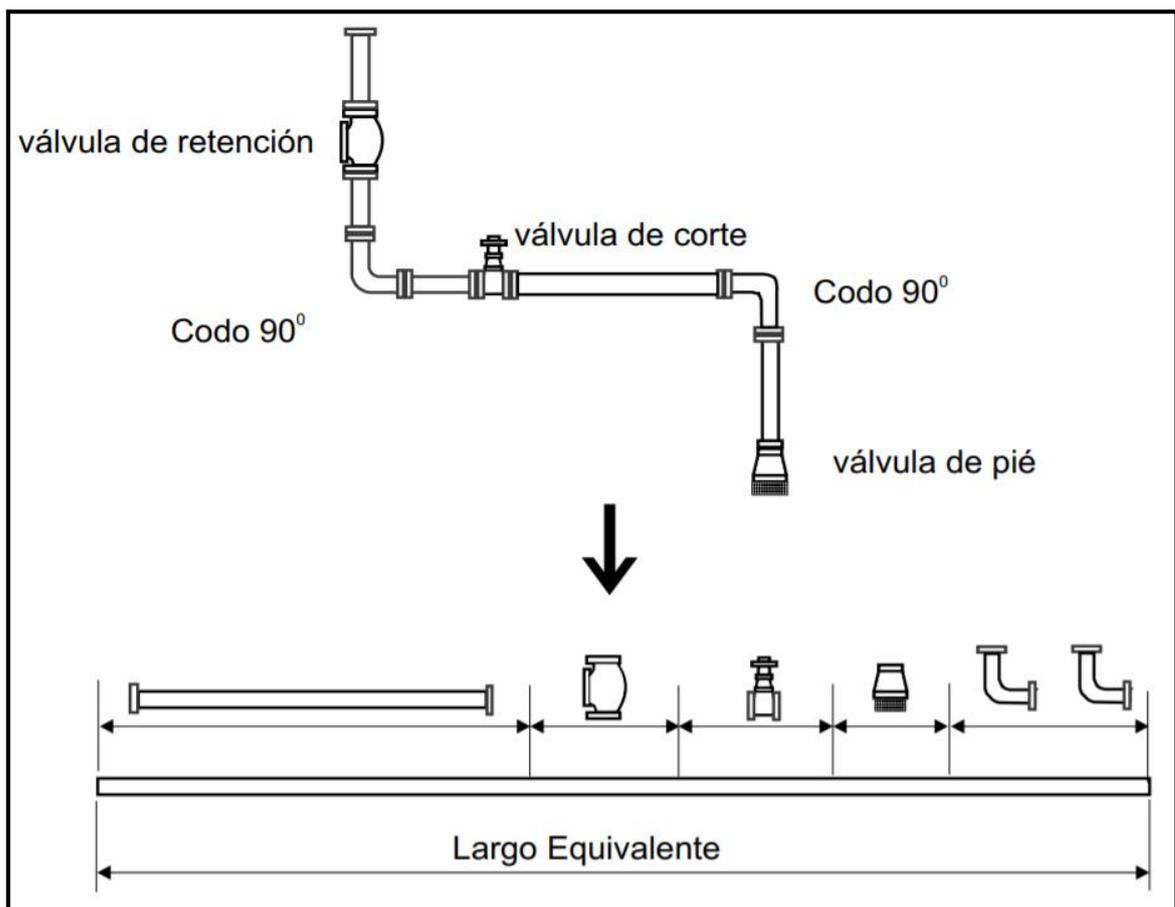
TIPOS	VALORES DE K																								
<p><b>REDUCCIÓN GRADUAL</b></p> 	$H_p = K \cdot \frac{v^2}{2g}$ <p>K = 0,04 a 0,15</p>																								
<p><b>CURVA</b></p> 	<table border="1"> <tr> <td>R/D</td> <td>1</td> <td>1,5</td> <td>2</td> <td>4</td> <td>6</td> <td>8</td> </tr> <tr> <td>K</td> <td>0,13</td> <td>0,17</td> <td>0,42</td> <td>0,90</td> <td>1,10</td> <td>1,20</td> </tr> </table>	R/D	1	1,5	2	4	6	8	K	0,13	0,17	0,42	0,90	1,10	1,20										
R/D	1	1,5	2	4	6	8																			
K	0,13	0,17	0,42	0,90	1,10	1,20																			
<p><b>CURVA</b></p> 	$k = \frac{\beta^0}{90^0} \left[ 0,131 + 1,847 \left( \frac{D}{2R} \right)^{3,5} \right]$ $k = 0,9457 \text{ sen}^2 \frac{\beta}{2} + 2,05 \text{ sen}^4 \frac{\beta}{2}$																								
<p><b>VÁLVULA DE CORTE</b></p> 	<table border="1"> <tr> <td><math>\frac{a}{D}</math></td> <td><math>\frac{7}{8}</math></td> <td><math>\frac{3}{4}</math></td> <td><math>\frac{5}{8}</math></td> <td><math>\frac{1}{2}</math></td> <td><math>\frac{3}{8}</math></td> <td><math>\frac{1}{4}</math></td> <td><math>\frac{1}{8}</math></td> </tr> <tr> <td><math>\frac{a}{A}</math></td> <td>0,948</td> <td>0,856</td> <td>0,740</td> <td>0,609</td> <td>0,466</td> <td>0,315</td> <td>0,159</td> </tr> <tr> <td>k</td> <td>0,07</td> <td>0,26</td> <td>0,81</td> <td>2,06</td> <td>5,52</td> <td>17,0</td> <td>97,8</td> </tr> </table>	$\frac{a}{D}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{a}{A}$	0,948	0,856	0,740	0,609	0,466	0,315	0,159	k	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8
$\frac{a}{D}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$																		
$\frac{a}{A}$	0,948	0,856	0,740	0,609	0,466	0,315	0,159																		
k	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8																		

Fuente: Libro Rafael Mott – Bombas Hidráulica Rotodinamicas

## Método del Largo Equivalente

En este método se hace que los accesorios e irregularidades que tienen una tubería a lo largo de su extensión puedan tener una equivalencia, que se aumentaría al largo de la tubería para efectos de cálculo, de forma que esas longitudes sumadas corresponderían a la misma pérdida de carga que causarían por si mismas los accesorios e irregularidades.

Figura N° 59  
Longitud equivalente de accesorios



Fuente: Handbook KSB

Utilizando la fórmula de Darcy - Weisback, tenemos que:

$$H_p = f \cdot \frac{\text{Largo equivalente}}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (71)$$

Tabla N° 21

Largos equivalentes para pérdidas de carga localizadas. (Expresado en metros de tubería recta)

DIAMETRO D		CODO 90° CURVA LARGA	CODO 90° CURVA MEDIA	CODO 90° CURVA CORTA	CODO 45°	CURVA 90° R/D - 1 1/2	CURVA 90° R/D - 1	CURVA 45°	ENTRADA NORMAL	ENTRADA EXTENDIDA	VÁLVULA DE CORTE ABIERTA	VÁLVULA DE GLOBO ABIERTA	VÁLVULA DE GLOBO EN ANGULO ABIERTA	TEE CON PASAJE DIRECTO	TEE CON SALIDA LATERAL	TEE CON SALIDA BILATERAL	VÁLVULA DE PIE Y FILTRO	SALIDA CANALIZACIÓN	VÁLVULA DE RETENCIÓN TIPO BOLA	VÁLVULA DE RETENCIÓN TIPO CHAPALETA
mm	pulg																			
13	½	0,3	0,4	0,5	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,4	0,1	4,9	2,6	0,3	1,0	1,0	3,6	0,4	1,1	1,6
19	¾	0,4	0,6	0,7	0,3	0,3	0,4	0,2	0,3	0,5	0,1	6,7	3,6	0,4	1,4	1,4	5,6	0,5	1,6	2,4
25	1	0,5	0,7	0,8	0,4	0,3	0,5	0,2	0,3	0,7	0,2	8,2	4,6	0,5	1,7	1,7	7,3	0,7	2,1	3,2
32	1 ¼	0,7	0,9	1,1	0,5	0,4	0,6	0,3	0,4	0,9	0,2	11,3	5,6	0,7	2,3	2,3	10,0	0,9	2,7	4,0
38	1 ½	0,9	1,1	1,3	0,6	0,5	0,7	0,3	0,5	1,0	0,3	13,4	6,7	0,9	2,8	2,8	11,6	1,0	3,2	4,8
50	2	1,1	1,4	1,7	0,8	0,6	0,9	0,4	0,7	1,5	0,4	17,4	8,5	1,1	3,5	3,5	14,0	1,5	4,2	6,4
63	2 ½	1,3	1,7	2,0	0,9	0,8	1,0	0,5	0,9	1,9	0,4	21,0	10,0	1,3	4,3	4,3	17,0	1,9	5,2	8,1
75	3	1,6	2,1	2,5	1,2	1,0	1,3	0,6	1,1	2,2	0,5	26,0	13,0	1,6	5,2	5,2	20,0	2,2	6,3	9,7
100	4	2,1	2,8	3,4	1,3	1,3	1,6	0,7	1,6	3,2	0,7	34,0	17,0	2,1	6,7	6,7	23,0	3,2	6,4	12,9
125	5	2,7	3,7	4,2	1,9	1,6	2,1	0,9	2,0	4,0	0,9	43,0	21,0	2,7	8,4	8,4	30,0	4,0	10,4	16,1
150	6	3,4	4,3	4,9	2,3	1,9	2,5	1,1	2,5	5,0	1,1	51,0	26,0	3,4	10,0	10,0	39,0	5,0	12,5	19,3
200	8	4,3	5,5	6,4	3,0	2,4	3,3	1,5	3,5	6,0	1,4	67,0	34,0	4,3	13,0	13,0	52,0	6,0	16,0	25,0
250	10	5,5	6,7	7,9	3,8	3,0	4,1	1,8	4,5	7,5	1,7	85,0	43,0	5,5	16,0	16,0	65,0	7,5	20,0	32,0
300	12	6,1	7,9	9,5	4,6	3,6	4,8	2,2	5,5	9,0	2,1	102,0	51,0	6,1	19,0	19,0	78,0	9,0	24,0	38,0
350	14	7,3	9,5	10,5	5,3	4,4	5,4	2,5	6,2	11,0	2,4	120,0	60,0	7,3	22,0	22,0	90,0	11,0	28,0	45,0

Fuente: Handbook KSB

Tabla N° 22  
Resistencia de accesorios usados en líneas de tuberías para pulpa.



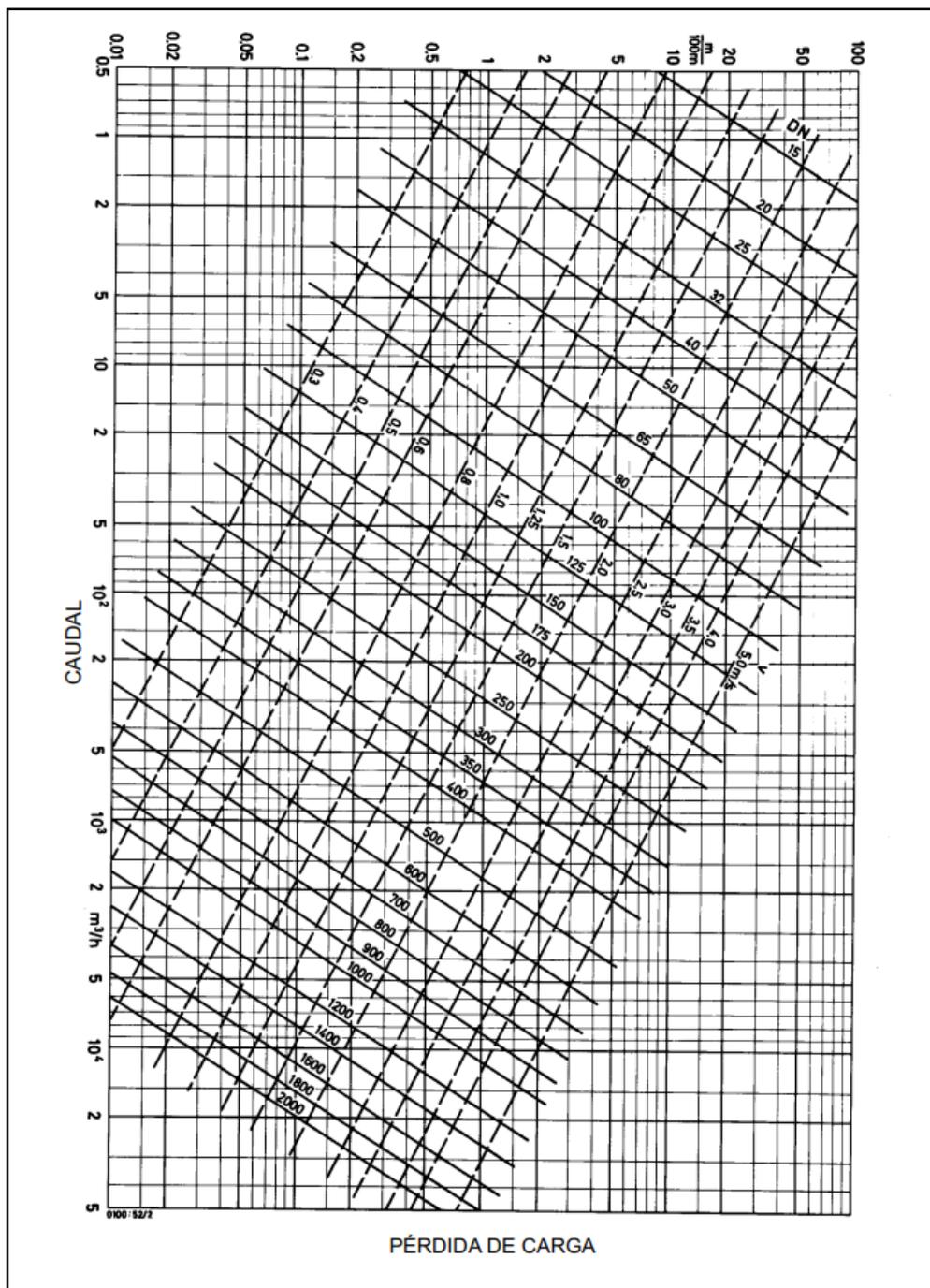
Pipe Size N.B (mm)	R>3xN.B. Long radius bend	R=2xN.B. Short radius bend	Elbow	Tee	R>10xN.B. Rubber hose	Dia-phr. Full open	Full Bore valve	Plug Lub Valve rect way
25	0.52	0.70	0.82	1.77	0.30	2.60	-	0.37
32	0.73	0.91	1.13	2.40	0.40	3.30	-	0.49
38	0.85	1.09	1.31	2.70	0.49	3.50	1.19	0.58
50	1.07	1.40	1.67	3.40	0.55	3.70	1.43	0.73
63	1.28	1.65	1.98	4.30	0.70	4.60	1.52	0.85
75	1.55	2.10	2.50	5.20	0.85	4.90	1.92	1.03
88	1.83	2.40	2.90	5.80	1.01	-	-	1.22
100	2.10	2.80	3.40	6.70	1.16	7.60	2.20	1.40
113	2.40	3.10	3.70	7.30	1.28	-	-	1.58
125	2.70	3.70	4.30	8.20	1.43	13.10	3.00	1.77
150	3.40	4.30	4.90	10.10	1.55	18.30	3.10	2.10
200	4.30	5.50	6.40	13.10	2.40	19.80	7.90	2.70
250	5.20	6.70	7.90	17.10	3.00	21.00	10.70	3.50
300	6.10	7.90	9.80	20.00	3.40	29.00	15.80	4.10
350	7.00	9.50	11.00	23.00	4.30	29.00	-	4.90
400	8.20	10.70	13.00	27.00	4.90	-	-	5.50
450	9.10	12.00	14.00	30.00	5.50	-	-	6.20
500	10.30	13.00	16.00	33.00	6.10	-	-	7.30

Longitud en metros de cañería recta dando la resistencia equivalente.

Fuente: Handbook Metso

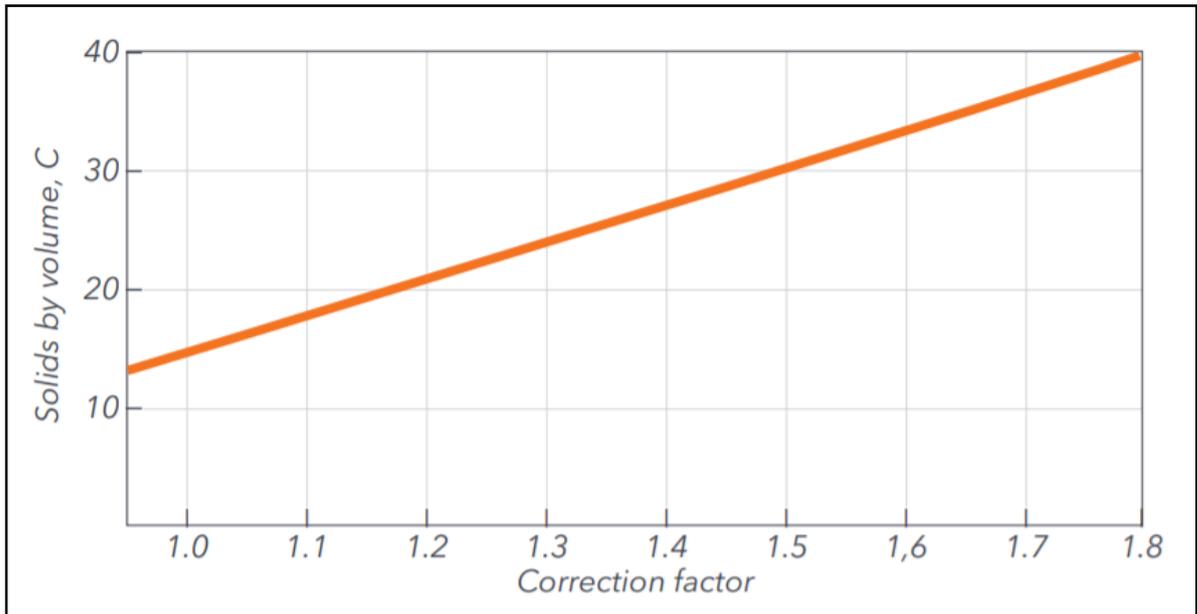
Basadas en las formulas antes presentadas, así como en datos experimentales, han sido elaboradas una serie de tablas de lectura directa, las que muestran las pérdidas de carga de los principales componentes de un sistema de bombeo, en función del caudal y el diámetro nominal de la tubería.

Figura N° 60  
 Velocidades y pérdidas por fricción para agua de acero lisas



Fuente: Handbook KSB

Figura N° 61  
Factor de corrección



Fuente: Handbook KSB

### Altura Dinámica Total (TDH)

La altura manométrica total del sistema o TDH es la suma de la altura de estática y de la altura dinámica. Su definición es la energía por unidad de peso que se requiere para transportar el fluido desde su depósito de succión al depósito de descarga. Esta energía es entregada por la bomba centrífuga y se representa por la siguiente ecuación:

$$H = H_{geom} + \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} + H_{perdidas} \quad (72)$$

$$: \quad TDH = H_{geom} + H_{presion} + H_{perdidas}$$

$$\text{Donde:} \quad TDH = H_s + H_p + H_f \quad (73)$$

TDH = Cabeza dinámica total del sistema

Hs = Cabeza estática

Hp = Cabeza de presión

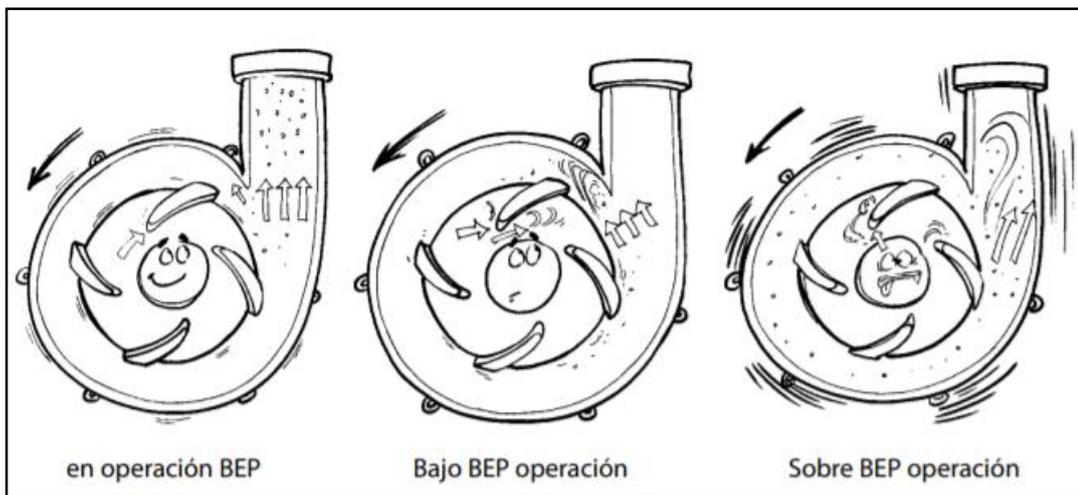
Hf = Cabeza de fricción

## El Punto de Operación Óptimo para la Bomba "BEP"

Con la finalidad de que el equipo dure el mayor tiempo posible existen rangos y condiciones que pueden alargar el tiempo de vida según la bomba seleccionada. Una de ellas es seleccionar una bomba que pase por el punto BIP (Punto de máxima eficiencia) o en un rango muy cercano a ella.

Para todas las bombas centrífugas de pulpa hay sólo un punto que es realmente ideal para el bombeo de particular, el punto de máxima eficiencia (BIP).

Figura N° 62  
Efectos de los esfuerzos radiales en el impulsor



Fuente: Handbook Metso pumps

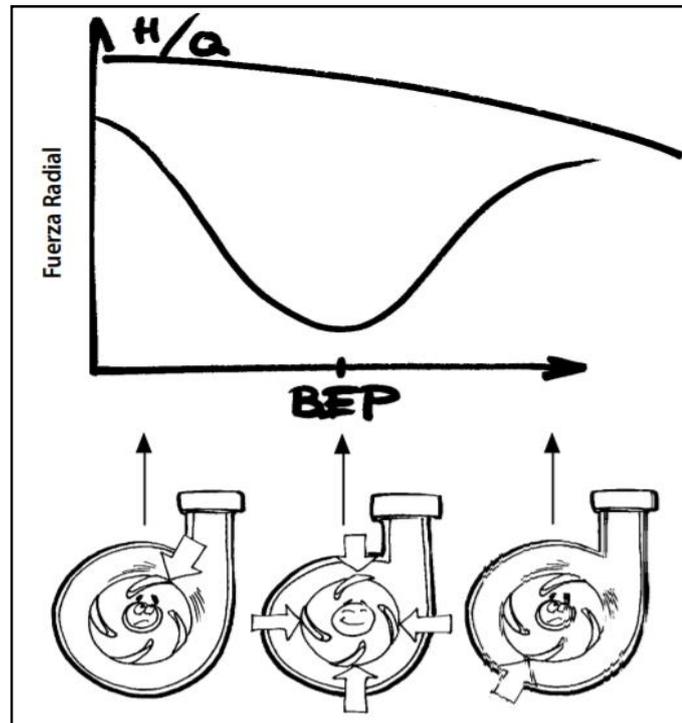
## Carga radial

Dentro de la carcasa de la bomba centrífuga hay presiones desequilibradas que actúan en el impulsor, causando la desviación del eje de la bomba.

En teoría, esta fuerza radial aplicada al impulsor es despreciable en el mejor punto de eficacia (BIP).

Al aumentar la velocidad y los caudales sobre y debajo de BIP, la fuerza radial aumenta significativamente

Figura N° 63  
El Punto BEP en la bomba



Fuente: Handbook Metso pumps

### Carga axial

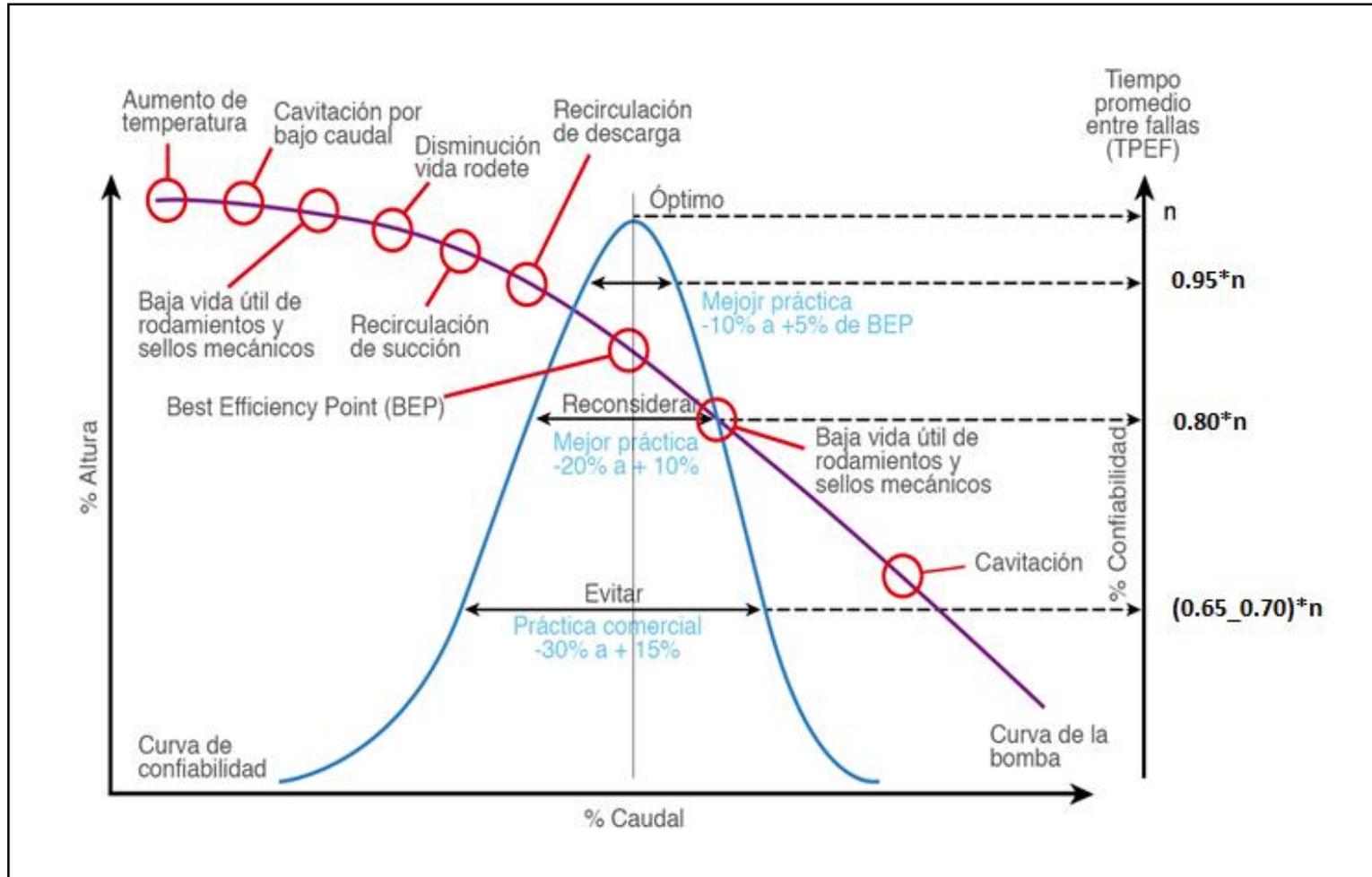
La presión distribuida adelante y atrás de los anillos de refuerzo del impulsor de la bomba crea una carga axial hacia la alimentación de la bomba.

Para las bombas de pulpa que son de tipo de succión horizontal, la presión de la alimentación actúa particularmente en el área de sección transversal del eje, crea una carga axial fuera de la alimentación de la bomba.

La suma de estas dos fuerzas da una carga axial resultante en el eje, con una presión de la alimentación baja (altura) esta fuerza neta actúa hacia la alimentación de la bomba, pero con las paletas en la parte de atrás del aro de refuerzo, esta fuerza es normalmente equilibrada.

Cuando la altura en la alimentación aumenta, la fuerza actúa fuera de la alimentación de la bomba.

Figura N° 64  
 Consideración para una buena selección



Fuente: Handbook Metso pumps

## Potencia de Bomba Centrífuga

La potencia para las bombas centrífugas en general es un factor determinante muchas veces para la viabilidad del proyecto, se debe de contar con una determinada potencia instalada para la operatividad de los equipos y en minería por estar en lugares muy lejos muchas veces es limitado, adicional a eso podemos decir que en bombas centrífugas para pulpa el consumo de potencia es mayor por las características del fluido a diferencia de una bomba para agua que es mucho menor.

La diferencia principal de una bomba para lodos y una bomba para agua es el tipo de fluido que manejan, los sólidos transmiten fuerza mientras que los líquidos y gases transmiten presión, por lo tanto, en una bomba para lodos baja la eficiencia y la cabeza y aumenta la potencia, esto porque en la mezcla la presencia del sólido en el líquido va hacer que exista menos agente que transmiten presión.

**Potencia:** Es la rapidez de una máquina (bomba) para realizar trabajo.

Donde: 
$$P = \frac{GE.Q.TDH}{75.n} \quad (74)$$

P = Potencia absorbida en HP.

GE = Gravedad específica del fluido bombeado (Para el agua a 15,6°C, GE=1)

Q = Caudal bombeado en litros/segundo.

TDH = Altura Dinámica Total en metros.

n = Eficiencia de la bomba (%)

**Potencia Eléctrica:** Suministrada por una fuente de energía.

Para poder determinar la potencia eléctrica de un motor trifásico sería:

Donde: 
$$Pe(hp) = \frac{\sqrt{3} * A * (V) * \cos\emptyset}{745.7} \quad (75)$$

V: Voltaje

A: Amperaje

Cos∅: Factor potencia

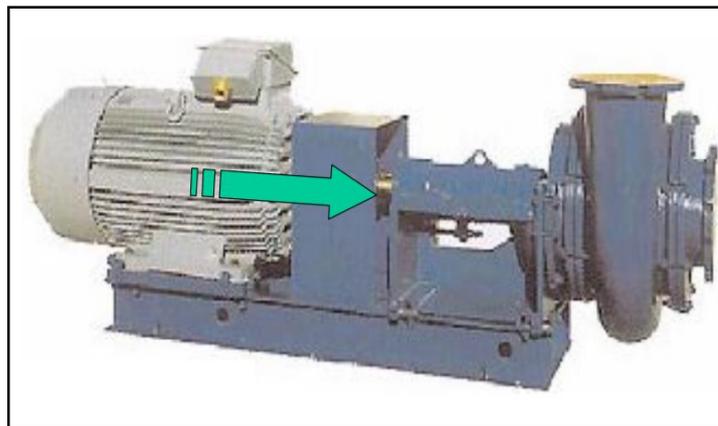
Tabla N° 23  
Equivalencias de potencias

Potencias	Watio	KW	CV	BHP	BTU
Watio	1	0,001	0,00136	0,00134	0,0568
KW.	1,000	1	1,36	1,341	56,8
C.V.	736	0,736	1	0,986	41,8
BHP	746	0,746	1,014	1	42,4
BTU	17,6	0,0176	0,0239	0,0236	1

Fuente: Autoría propia

**Potencia al Freno:** Es la potencia entregada al eje de la bomba.

Figura N° 65  
Potencia al freno



Fuente: Handbook Metso pumps

Donde: 
$$P_{freno} = \frac{T.n}{9950} \quad (76)$$

T: Torque que realiza la bomba en N.m

n: RPM que desarrolla la bomba.

**Potencia Hidráulica de una Bomba:** Es la energía neta transmitida al fluido

Para calculo en HP 
$$P_H = \frac{g.\delta.Q.H}{745.7} \quad (77)$$

Para calculo en kW 
$$P_H = \frac{g.\delta.Q.H}{1000} \quad (78)$$

Donde:

$g$ : gravedad (m/s<sup>2</sup>)

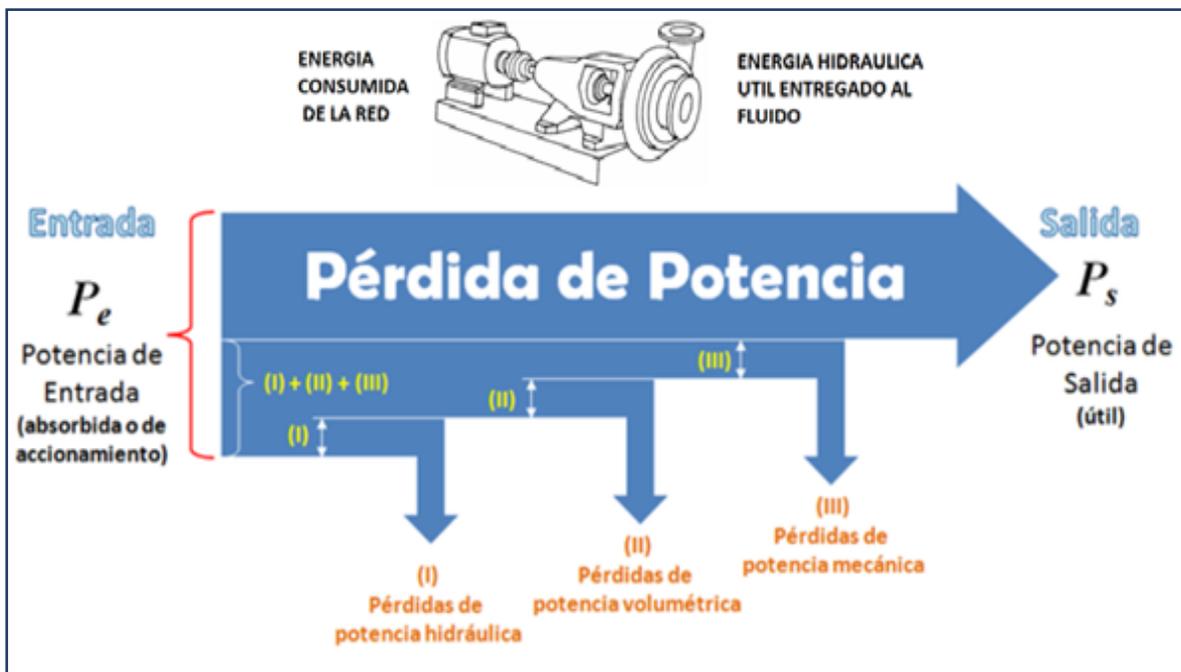
$\delta$  : densidad (kg/m<sup>3</sup>)

$Q$ : caudal (m<sup>3</sup>/s)

$H$ : altura de bombeo (m)

Por lo tanto, las pérdidas hidráulicas en un Sistema de Bombeo que se generan sería de la siguiente forma

Figura N° 66  
Pérdida de energía en una bomba centrífuga



Fuente: Handbook Metso pumps

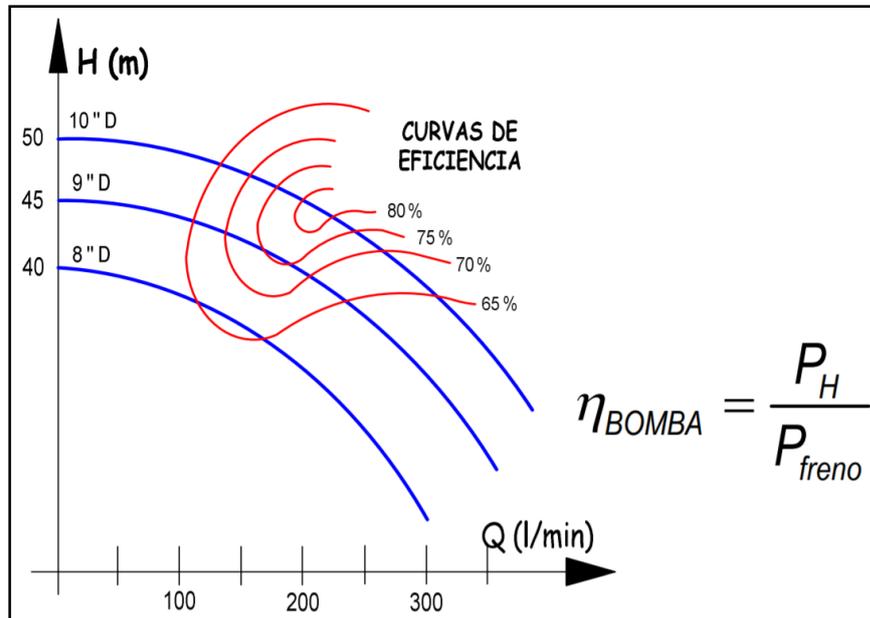
### Eficiencia de una Bomba

Es conveniente definir bien el tipo y naturaleza de la pulpa a transportar, y determinar adecuadamente la velocidad límite de sedimentación en el conducto seleccionado, y finalmente en el caso del cálculo de la bomba, estimar lo más certeramente posible la influencia que los sólidos van a tener en la operación propia de bombeo, lo que se llama eficiencia de bombeo.

La eficiencia de la Bomba nos indica el porcentaje de energía neta absorbida o aprovechada por el fluido a su paso por la bomba.

$$\text{Eficiencia } (\eta) = \frac{\text{Energía neta absorbida por el fluido}}{\text{Energía entregada al eje de la bomba}} \quad ; \quad \eta_{\text{Bomba}} = \frac{P_H}{P_{\text{freno}}} \quad (79)$$

Figura N° 67  
Curva de eficiencia de la bomba centrífuga



Fuente: Handbook Metso pumps

### Rendimiento total de la bomba

Cuando un líquido fluye a través de una bomba, sólo parte de la energía comunicada por el eje impulsor es transferida al fluido. Existe fricción en los cojinetes y juntas, y no todo el líquido que atraviesa la bomba recibe de forma efectiva la acción del impulsor, y existe una pérdida de energía importante debido a la fricción del fluido. Esta pérdida tiene varias componentes:

Rendimiento eléctrico o de motor ( $\eta_{\text{motor}}$ ): Cuantifica las pérdidas energéticas en el motor eléctrico, se obtiene de la relación entre la potencia eléctrica consumida y la potencia en el eje.

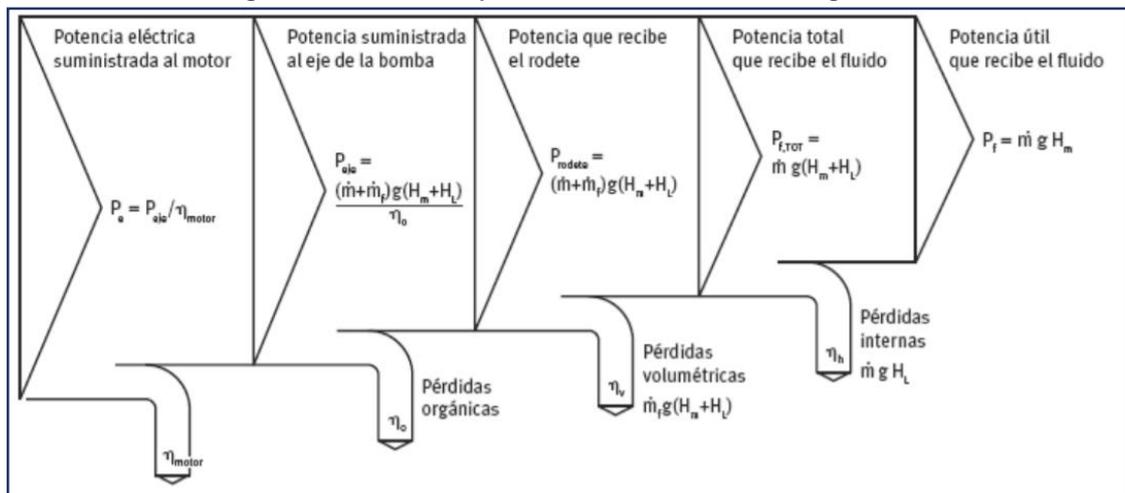
Rendimiento mecánico, orgánico o al eje ( $\eta_{\text{mecánica}}$ ): Son pérdidas ocasionadas por el rozamiento del eje con los prensaestopas, los cojinetes o el fluido en las holguras entre el rodete y la carcasa. Todo esto hace que la potencia que se necesita suministrar en el eje de la bomba sea mayor.

Rendimiento volumétrico ( $n_{volumetrica}$ ): En teoría, una bomba suministra una cantidad de fluido igual al caudal que mueve. En realidad, el caudal desplazado siempre suele ser menor, debido a fugas internas. A medida que aumenta la presión, las fugas también aumentan, y por lo tanto el rendimiento volumétrico disminuye.

Rendimiento hidráulico o manométrico ( $n_{Hidraulica}$ ): Es la relación entre la energía entregada en el eje de la bomba y la hidráulica absorbida por el impulsor. Suelen estar asociadas a pérdidas por rozamiento, y cambios de dirección.

$$n_T = n_h \cdot n_v \cdot n_o \cdot n_{motor} \quad (80)$$

Figura N° 68  
Diagrama de Sankey de una bomba centrífuga



Fuente: Manual para el diseño de una red hidráulica de climatización, Carrier

### 2.1.1.7. Accionamiento de la Bomba de Pulpa

Para las bombas de pulpa los requerimientos de la instalación de las tuberías de succión y descarga son de alguna manera particular a diferencia de las bombas para agua, sin embargo, se cumple con las recomendaciones de Instituto hidráulico para su montaje correcto.

#### Accionamiento de la Bomba de Pulpa

El 90% de accionamiento de bombas para pulpa se realizan con motores eléctricos en todo el mundo y motores de CA trifásica, y el más común es del tipo inducción de jaula de ardilla.

## **Motor Eléctrico**

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

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

### Tamaño del Motor

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

### Carcasa de Motor

Además de proporcionar soporte estructural, los gabinetes protegen el conjunto del motor del medio ambiente. NEMA usa un número de tipo para describir un gabinete, mientras que IEC usa un código de "Índice de protección" (IP) de dos dígitos, también conocido como "Protección de ingreso".

**Tabla N° 24**  
Dimensiones de motores eléctricos NEMA/IEC equivalentes

Sample chart comparing NEMA and IEC frame sizes (verify actual dimensions and ratings with motor manufacturers)								
Frame	Dimensions (mms)							kW and HP ratings for 3Ø TEFC motors
IEC NEMA	H D	A 2E	B 2F	C BA	K H	Ø D Ø U	E N-W	4 pole (1500/1800 rpm)
132S	132	216	140	89	12	38	80	5.5
213T	133.4	216	139.7	89	10.3	34.9	85.7	7.5
132M	132	216	178	89	12	38	80	7.5
215T	133.4	216	177.8	89	10.3	34.9	85.7	10
160M	160	254	210	108	15	42	110	11
254T	158.8	254	209.6	108	13.5	41.3	101.6	15
160L	160	254	254	108	15	42	110	15
256T	158.8	254	254	108	13.5	41.3	101.6	20
180M	180	279	241	121	15	48	110	18.5
284T	177.8	279.4	241.3	121	13.5	47.6	117.5	25
180L	180	279	279	121	15	48	110	22
286T	177.8	279.4	279.4	121	13.5	47.6	117.5	30
200M	200	318	267	133	19	55	110	30
324T	203.2	317.5	266.7	133	16.7	54	133.4	40
200L	200	318	305	133	19	55	110	37
326T	203.2	317.5	304.8	133	16.7	54	133.4	50

Fuente: Manual de Hidráulica Metso

NEMA Tipo 2: uso en interiores para proporcionar un grado de protección contra una cantidad limitada de agua y suciedad que caen. Cumple o supera IP11

NEMA Tipo 3: diseñado para uso en exteriores principalmente para proporcionar un grado de protección contra la lluvia, el agua de nieve, el polvo arrastrado por el viento y los daños causados por la formación externa de hielo. Cumple o supera IP54

NEMA Tipo 4: Diseñado para uso en interiores o exteriores principalmente para proporcionar un grado de protección contra el polvo y la lluvia arrastrados por el viento, salpicaduras de agua, agua dirigida por mangueras y daños causados por la formación externa de hielo. Cumple o supera IP56.

### **Tipo de Diseño de Motor**

Los motores están disponibles con varias características de velocidad-par y deben seleccionarse para cumplir con los requisitos de la carga impulsada.

NEMA enumera los diseños A, B, C y D como típicos, siendo B el más utilizado en aplicaciones industriales, IEC utiliza una nomenclatura diferente, por ejemplo, "N" es equivalente al diseño NEMA "B".

Los motores de diseño NEMA B son adecuados para aplicaciones como ventiladores, bombas, compresores, transportadores de carga ligera y máquinas herramienta.

### **Clase de Aislamiento**

Los devanados del motor están aislados y la clasificación de clase es una indicación de la tolerancia térmica del aislamiento. La clase se basa en la temperatura ambiente, el aumento de temperatura bajo carga y la capacidad térmica del aislamiento.

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

Tabla N° 25  
Designación de letras NEMA/IEC para la clase de motores

<b>Class</b>	<b>Temperature</b>
A	105 °C [221 °F]
B	130 °C [266 °F]
F	155 °C [311 °F]
H	180 °C [356 °F]

Fuente: Artículos técnicos Cower-Baldor

Normalmente, dependiendo de la aplicación, se utiliza aislamiento de Clase B o Clase F para motores de servicio industrial.

### **Factor de Servicio del Motor**

#### Factor de servicio

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

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

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

### **Ambiente**

La selección de motores depende de los lugares de instalación y las condiciones de trabajo. Los motores se reducen cuando se instalan en altitudes superiores a 1000m Las condiciones de temperatura ambiente también afectan la potencia nominal de salida, en tales casos, si fuera necesario, se seleccionarían motores más grandes.

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

Tabla N° 26  
Velocidad sincrónica de motores a número diferente de polos y ciclos

No. of poles	50 Hz	60 Hz
2	3000	3600
4	1500	1800
6	1000	1200
8	750	900
10	600	720
12	500	600
16	375	450
20	300	360

Fuente: Wortec S.A

Figura N° 69  
Motor eléctrico 3/60/460 de 300 HP



Fuente: Wortec S.A.

### **Transmisión de la Bomba por fajas y poleas**

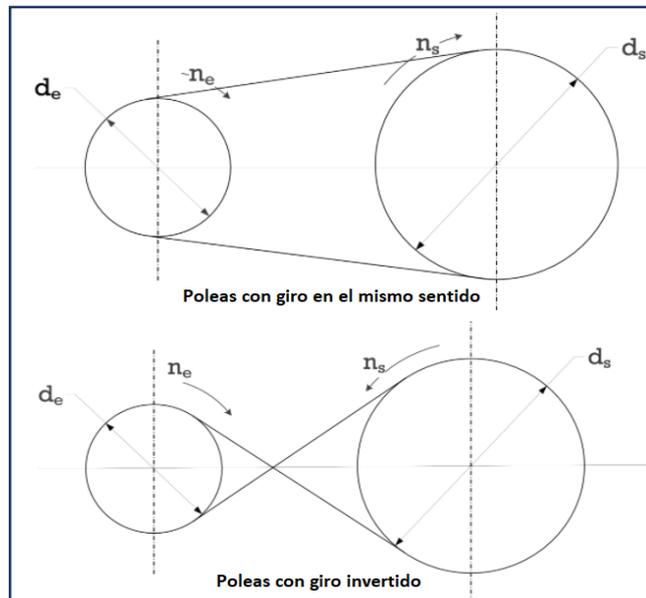
Este tipo de sistema de transmisión está conformado por un par de ruedas o poleas a una cierta distancia, con ejes normalmente paralelos, que giran simultáneamente transmitiendo el movimiento desde un eje de entrada motriz hacia un eje de salida conducida por una correa, la fuerza se transmite por efecto del rozamiento que la correa ejerce sobre la polea.

El movimiento que se transmite a la rueda conducida tiene el mismo sentido que la rueda conductora, pero de modulo diferente que depende del diámetro, en caso queremos que el sentido se invierta se tiene que cruzar la correa.

### **Ventajas e inconvenientes**

El proceso de transmisión del movimiento con correas es un proceso de elevado rendimiento (95%-98%) y precio reducido, su principal inconveniente es la limitación para transmitir grandes potencias, debido al deslizamiento de la correa sobre la polea.

Figura N° 70  
Sistema de transmisión por fajas y poleas



Fuente: Manual Torres Bua

### Tipos de correas

Existen varios tipos de correas para la transmisión:

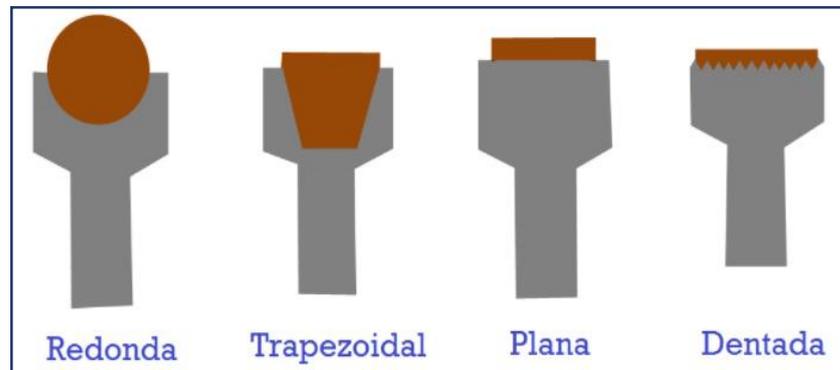
Trapezoidales: Son las más usadas, debido a que se adaptan firmemente al canal de la polea evitando el posible deslizamiento entre polea y correa.

Redondas: Se utilizan cuando la correa se tiene que adaptar a curvas cerradas cuando se necesitan fuerzas pequeñas.

Planas: Cada vez de menor utilización, se emplean para transmitir el esfuerzo de giro y el movimiento de los motores a las máquinas.

Dentadas: Esta correa también son trapezoidales se utiliza cuando se necesita garantizar el agarre, con estas correas el acople se realiza con poleas dentadas que deben tener el mismo perfil dentado de las fajas, se usa con mayor frecuencia en las transmisiones de los motores de combustión interna.

Figura N° 71  
Tipos de correas

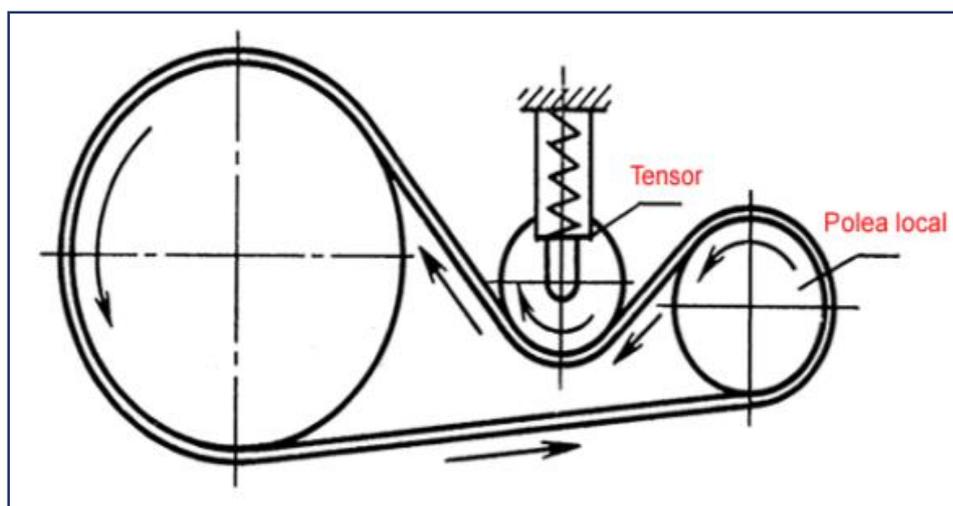


Fuente: Manual Torres Bua

### Elementos adicionales

En los sistemas de poleas y correas de mayor complejidad se suelen incluir elementos adicionales, estos elementos son poleas locas y tensores cuya finalidad es mejorar la operación del sistema. Las poleas locales simplemente son poleas más pequeñas que tiene la función de guiar o servir de apoyo a la correa y los tensores como su nombre lo indica tienen la función de tensar la correa y genere una mayor eficiencia en la trasmisión.

Figura N° 72  
Mecanismos de tensión



Fuente: Manual Torres Bua

### Tensión de Correas

Para el proceso de tensión de la correa debe seguir los siguiente pasos

- a) Mida la longitud del tramo.
- b) Aplicar una fuerza en ángulos rectos a la correa en el centro de la amplitud suficiente para desviar una cinta de 16 mm por metro de la amplitud.
- c) Comparar la fuerza aplicada con el valor indicado en la Figura N° 73. Las correas nuevas tienen que tensarse hasta que la fuerza de deflexión sea lo más cerca posible de la fuerza de deflexión máxima recomendada.
- d) Para facilitar la medición ajustar Impulsor

Figura N° 73  
Tabla de fuerzas de tensión recomendadas

Belt Section	Small Pulley Diameter (mm)	Force required to deflect belt 16 mm per metre of span; Newton (N)
SPZ	56 to 95	13 to 20
	100 to 140	20 to 25
SPA	80 to 132	25 to 35
	140 to 200	35 to 45
SPB	112 to 224	45 to 65
	236 to 315	65 to 85
SPC	224 to 355	85 to 115
	375 to 560	115 to 150
A	80 to 140	10 to 15
B	125 to 200	20 to 30
C	200 to 400	40 to 60

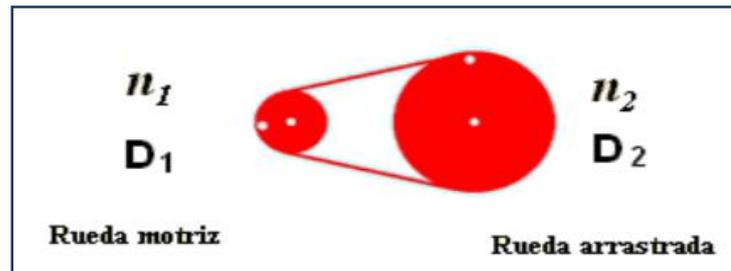
Fuente: Manual Torres Bua

### Relación de transmisión.

En todos los sistemas de transmisión, el aumento o disminución de la velocidad depende de la relación de transmisión. La relación de transmisión en el caso de

poleas y correa es: el cociente entre el diámetro de la rueda conducida (rueda arrastrada) y el de la rueda conductora (rueda motriz). La relación de transmisión también se puede expresar en términos de la velocidad de rotación de las ruedas.

Figura N° 74  
Relación de transmisión de correas



Fuente: Manual Torres Bua

$$i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (81)$$

### **Tuberías y accesorios del sistema de bombeo**

Válvulas: En principio y siempre que sea posible, hay que evitar el uso de válvulas. En todo caso si se usan, no deben especificarse para operación a cierre parcial, debido a la alta abrasión en la válvula misma y en la zona adyacente de tubería; además es una fuente potencial de bloqueo.

Las válvulas de corte total que se usen deben ofrecer una apertura total al flujo. Para bajas presiones se usan la válvula de estrangulamiento o ("pinch") o la válvula de diafragma, formadas por una manga o diafragma de goma accionadas desde el exterior por pinzas mecánicas o aire comprimido.

Para alta presión, se usan principalmente las válvulas de cuchillo, en las que prácticamente no hay ningún tipo de obstrucción en la posición abierta, además de que son recubiertas, tienen poca resistencia al paso del fluido, por lo tanto, menor abrasión y un diseño que permite evacuar las partículas que se incrustan en los asientos de la válvula al cerrar la válvula.

Figura N° 75  
Válvulas tipo cuchilla



Fuente: Manual de Bray Valve

Figura N° 76  
Válvulas Pinch



Fuente: Manual de Bray Valve

### Tuberías.

El material más usado es el acero, sin embargo, debido a las altas tasas de abrasión se recurre a veces a aceros especiales de alta dureza, a pesar de su costo que es mucho mayor.

En el caso de partículas finas y en alta concentración, el desgaste no es de gran importancia y puede esperarse una prolongada vida útil de la tubería, pero para pulpas con partículas más gruesas el desgaste es importante y puede ser un factor relevante para determinar el espesor de la pared de la tubería, y eventualmente especificar la tubería revestida.

Otros materiales que se utilizan son:

- Asbesto cemento, sólo para pulpas de tamaño fino y a baja velocidad.
- Tuberías de acero revestidas interiormente de goma o de poliuretano esta combinación es cara, por 10 que a veces se limita su aplicación a las zonas especialmente sensibles al desgaste, como zonas donde la pulpa realizan cambios de dirección.
- Tuberías plásticas, de PVC, polipropileno, polietileno de alta densidad; estas tuberías tienen buena resistencia a la corrosión y en parte a la abrasión, pero sólo admiten presiones de hasta 200 PSI.
- Madera; se ha usado para transporte de algunos relaves mineros; se opera en régimen de lecho fijo, que actúa como protector de la tubería en el fondo, que es la zona que más sufre al desgaste.

### Uniones

La unión más simple es la soldadura, pero tiene el inconveniente de que es difícil abrir la tubería en caso de producirse un bloqueo rebelde. Tampoco permite el giro de las tuberías para compensar el desgaste que tiende a concentrarse especialmente en el fondo.

La brida común se usa solo para instalaciones fijas porque es una unión rígida que no tiene tolerancia para la expansión termina

Lo ideal son las uniones fáciles de desmontar y con provisión para la expansión térmica tales como las uniones Victaulic y Dresser.

Figura N° 77  
Acoplamiento ranurado Vitalice



Fuente: Manual Vitalice

### **Las Fallas en Bombas para Pulpa**

En los equipos de manejo de pulpa hay cuatro tipos de fallas más recurrentes, pueden identificarse más, pero las más frecuentes y comunes son estas:

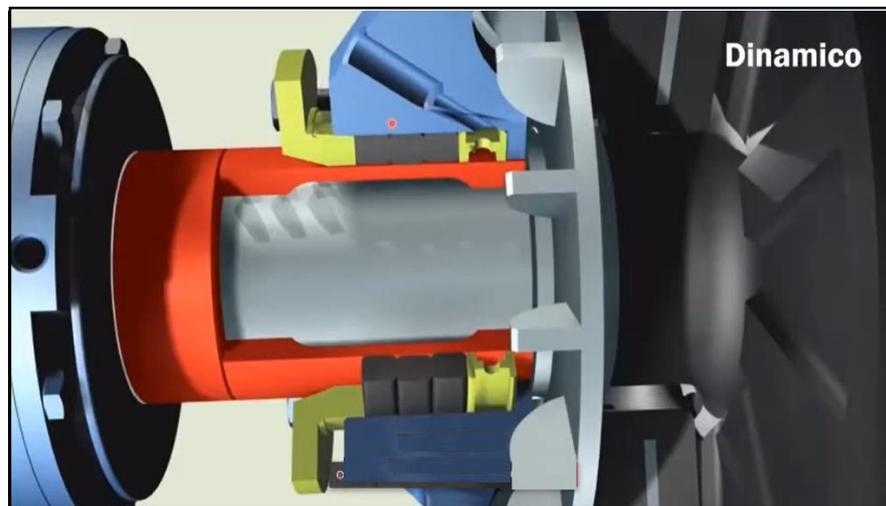
Las fallas en los sellos, muchas veces este tipo de falla se presentan por una mala elección del tipo de sello es decir que no se usan los sellos correctos para el producto que se va manejar, sin embargo, existe una que es la más común, la baja presión del líquido refrigerante en la alimentación del sello, la recomendación es tener una presión de 1 bar (14.5 PSI) por encima de la presión de descarga de la bomba y otra de las condiciones de fallas para los sellos son la flexión de eje.

En minería se usa los sellos dinámicos o sellos con expeler por que no requiere de ingresar agua para su operación, cuenta con un expulsor instalado en la eje similar a un pequeño impulsor invertido para generar una presión negativa en la parte trasera del impulsor con la finalidad de que los sólidos no ingresen al sello, son muy usadas para cargas dinámicas bajas de entre 20 mcp a 25 mcp, presentan ciertas limitaciones como, son usados para cajones de recepción no muy grandes y funciona solamente cuando está funcionando el equipo, cuando

la bomba está apagada se requiere de un sistema de limpieza previa a este sello para que pueda operar bien de ahí que su uso no es muy apreciado.

Actualmente los más usados son los sellos mecánicos en sus diferentes modelos, pero requieren de un sistema de alimentación de agua para su refrigeración, existen algunos sellos que pueden prescindir del agua, pero son lubricados con grasa, su aplicación es frecuente donde se requiere que la pulpa no sea diluida o el incremento de agua altera el proceso, son muy usadas en los filtro prensas justamente por esa particularidad, su limitante es que son muy costosos muy sensibles a la cavitación, a la flexión del eje y golpes.

Figura N° 78  
Sello dinámico



Fuente: Manual de operación Metso

Las fallas por cavitación, La cavitación es una condición indeseable, en minería dentro del proceso existe altos niveles de espuma necesarios para la separación del mineral que ocasionan la cavitación, otros factores son la altitud donde trabajan los equipos, la temperatura de la pulpa y los fluidos diferentes al agua que se usan para transportar el mineral, pero una de las condiciones más frecuentes para la cavitación en minería es la mala selección de los equipos, con frecuencia son sobredimensionados las bombas para permitir el paso de la espuma.

Para solucionar este problema se ha desarrollado las bombas para espuma que es un ciclón que lleva instalado en la parte inferior una bomba centrífuga, este sistema consiste en que el ciclón separa las partes de la espuma en la parte superior haciendo que las partículas pesadas precipiten hacia la bomba para ser desplazadas, son usadas donde el factor espuma es muy alto.

Las fallas prematuras en rodamientos Para este tipo de fallas se presentas cuatro condiciones la primera, excesivas cargas radiales y axiales, por diferentes razones, la otra cuando se instalan bombas en serie, la contaminación y la falta de lubricación son las más frecuentes condiciones de fallas prematuras para los rodamientos.

Figura N° 79  
Bomba para espuma



Fuente: Manual de operación Metso

Las fallas prematuras en partes de desgaste: Este tipo de fallas se presentan con frecuencia en las bombas por utilizar materiales inadecuados para el proceso, otra es que los equipos son sobredimensionados, las altas cargas dinámicas hacen que las partes húmedas de la bomba se desgasten prematuramente, pero el tamaño de partícula máxima que se maneja dentro del equipo es el principal factor de desgaste conjuntamente con la recirculación de

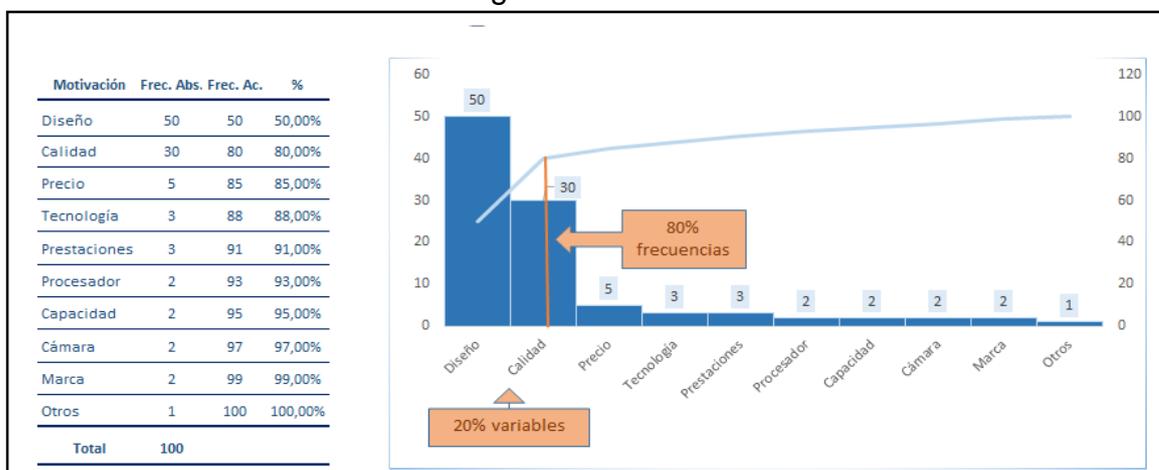
la pulpa, las razones para que suceda esto pueden ser muchas pero tienen un solo fin el desgaste prematuro de las partes húmedas de la bomba y por último el PH también es otro factor importante a tomar en cuenta por que las piezas fallan por corrosión justamente por este factor de PH

## Análisis de Fallas

### Método de Pareto

El diagrama de Pareto es un gráfico expuesto como un diagrama de barras, que concentra los datos obtenidos sobre un problema (en este caso las fallas de las bombas de pulpa de mineral de hierro) ordenados descendentemente que ayudan a identificar y seleccionar los datos más relevantes para poder ser tratados. Esta herramienta es valiosa en la asignación de prioridades a los problemas de calidad en el diagnóstico de causas y en la solución de las mismas. El principio de Pareto indica que el 80 % de los problemas que ocurren en cualquier actividad son ocasionados por el 20 % de los elementos que intervienen en producirlos. Dicho esto, se puede obtener ventajas como la mejora continua del problema, analizar y priorizar los problemas, y conseguir el mayor nivel de mejora con el menor esfuerzo posible. Según lo mencionado anteriormente, es posible proceder con la realización de un análisis y evaluación de los equipos de bombeos involucrados, obteniéndose una tabla y el diagrama de Pareto.

Figura N° 80  
Diagrama de Pareto



Fuente: POZA RICA, Manual de análisis de fallas

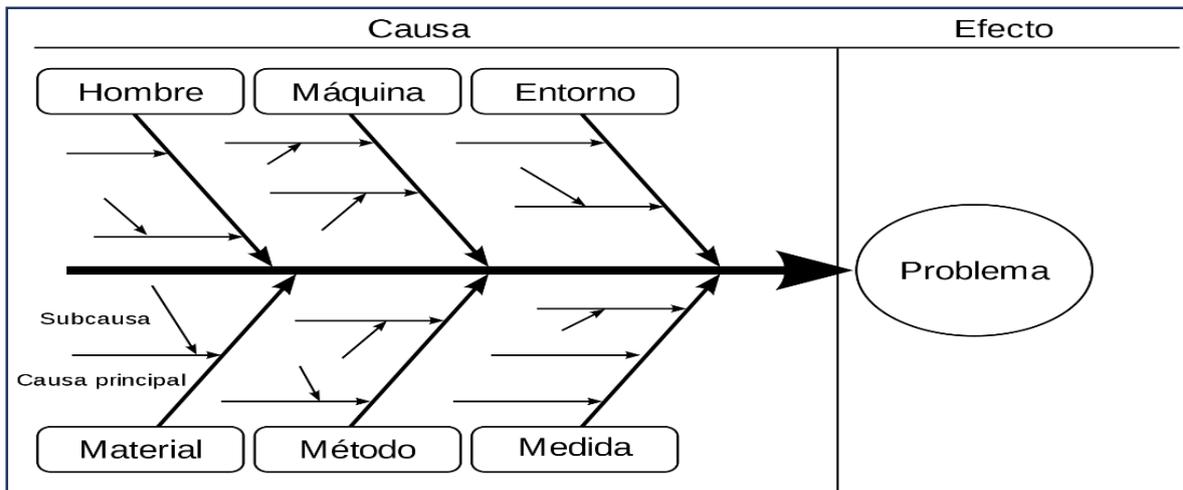
### Método de Causa-Efecto (Espina de pescado / Diagrama de Ishikawa)

Es una técnica gráfica que permite apreciar con claridad las relaciones entre un problema y las posibles causas que pueden estar contribuyendo para que esto ocurra. El diagrama Causa-Efecto puede utilizarse para: visualizar, en equipos, las causas principales y secundarias de un problema, la ampliación de la visión de las posibles causas de un problema, enriqueciendo su análisis y la identificación de soluciones, analizar procesos en búsqueda de mejoras, conducir a modificar procedimientos, métodos, costumbres con soluciones, muchas veces, más sencillas, mostrar el nivel de conocimientos técnicos que existen en la empresa sobre un determinado problema, etc.

**Los pasos para construir el diagrama Causa-Efecto:** Son los siguientes

- Definir con precisión el fenómeno o falla (efecto).
- Elaborar un listado de todos los aspectos que tienen o podrían tener influencia sobre la aparición de los fenómenos (causas).
- Ordenar las causas del punto anterior, teniendo presente que algunas son causas principales y otras secundarias; que son las que provocan las causas principales.
- Dibujar una flecha amplia de izquierda a derecha y escribir el efecto al final de la flecha, como se muestra en la Figura 81.
- Esquematizar las causas principales que pudieran estar provocando las fallas, dirigiendo una rama en forma de flecha a la flecha principal (Figura 80).
- Esquematizar sobre las ramas de las causas principales, las causas secundarias que influyan en ellas.

Figura N° 81  
Representación del esquema de un diagrama causa- efecto (ISHIKAWA)



Fuente: POZA RICA, Manual de análisis de fallas

### Vibración en una bomba centrífuga

Cuando hablamos de vibración en una bomba centrífuga, generalmente nos referimos a la vibración en las direcciones radial y axial. Este tipo de movimiento y las fuerzas que lo acompañan tienden a dañar los rodamientos y otras partes de la bomba.

Es costumbre medir las vibraciones en una bomba lo más cerca posible de cada rodamiento, en dos direcciones radiales (vertical y horizontal en una bomba horizontal) y en la dirección axial. El dispositivo detector de vibración puede medir la aceleración, velocidad o desplazamiento de la superficie a la que hace contacto. Indistintamente del parámetro medido, la mayoría de los instrumentos pueden mostrar los tres.

La vibración en bombas centrífugas generalmente se expresa en términos de desplazamiento de pico a pico. La vibración se puede originar dentro del conjunto bomba y motor, o puede ser transmitido a éste desde una fuente externa. La Tabla 27 indica las causas más comunes de vibración

Tabla N° 27  
Cusas más comunes de vibración

Relación entre la Frecuencia y la Causa de Vibración			
Frecuencia	Amplitud	Causa	Comentarios
1 x RPM	Mayor en dirección radial. Proporcional al desbalance.	Desbalance	
1 x RPM normal	Vibración e dirección axial 50% o más que la radial	Desalineamiento del acoplamiento o rodamientos o eje torcido	Fácilmente reconocible por la vibración axial grande. La excesiva carga en las bridas puede contribuir al desalineamiento.
Muy alta, varias veces las RPM	Inestable	Rodamientos malos	La mayor vibración de alta frecuencia cerca del rodamiento malo.
2 x RPM		Desajuste mecánico	Comprobar el grouting y los pernos de la base.
1,2,3 & 4 x RPM de fajas	Errática o pulsante	Fajas malas	Utilizar luz estroboscópica para encontrar la faja mala
1 ó 2 x frecuencia síncrona	Desaparece cuando se desconecta la electricidad	Eléctrica	3600 ó 7200 cps para corriente de 60 ciclos
Número de álabes x RPM		Fuerzas hidráulicas	Raramente causa de una vibración severa
Extremadamente alta, aleatoria		Cavitación	

Fuente: Manual de hidráulica Flowserve

Sin importar el origen, si la vibración es suficientemente elevada, algunas partes de la bomba se dañarán; y ellas a su vez, generarán vibraciones adicionales. Por esta razón, la vibración, además de las fuerzas y movimientos indicativos que pueden malograr una bomba, también pueden evidenciar que la bomba ha sido dañada. Desafortunadamente, una simple medición de ancha banda de vibración no establece de forma positiva que la bomba puede ser dañada por la vibración, o que el daño ya haya ocurrido. No obstante, hay unos límites de vibración generalmente aceptados para bombas centrífugas que indican que se debe realizar un análisis más detallado de vibraciones o que se requiere mantenimiento correctivo.

Estos límites se muestran en la Tabla N° 28 de la página 150.

Tabla N° 28  
Vibración Máxima Aceptable

Vibración Máxima Aceptable	
Velocidad de la Bomba RPM	Desplazamiento* Mils Pico-a-Pico
3600	1.25
1800	2.50
1200	3.75

Fuente: Manual de hidráulica Flowserve

\*Medido perpendicularmente al eje en un punto de la caja de rodamientos adyacente a cada rodamiento.

Una manera de ampliar la utilidad de una medición simple de vibración es establecer un programa de medidas y anotar las medidas para una bomba dada a intervalos de tiempo programados. El cambio de la vibración de un intervalo al siguiente es por lo menos tan importante como la magnitud de la vibración. Por ende, un nivel de vibración en aumento, así sea relativamente pequeño en magnitud, indica que se avecina un problema; mientras que un nivel invariable, aun siendo relativamente elevado, evidencia una condición de operación estable, y posiblemente satisfactoria.

Si la vibración de una bomba excede los límites generalmente aceptados de la Tabla 28, o si mediciones sucesivas muestran un incremento del nivel de vibración, será ventajoso identificar la causa de la vibración para facilitar el mantenimiento correctivo. Una manera de aproximarse a la identificación es mediante el análisis de vibración. Cuando hay una frecuencia dominante que no tiene relación aparente con la velocidad de la bomba, la fuente de la vibración es probablemente externa a la bomba. Para reducir esta forma de vibración, la fuente debe localizarse y suprimirse, o la bomba debe aislarse por medio de conexiones flexibles en las tuberías y/o por medio de aisladores montados bajo la base.

## Calor generado en el bombeo

En una bomba centrífuga, parte de la energía recibida se transforma en calor por medio de la fricción del fluido, lo que incrementa la temperatura del líquido bombeado. El incremento de temperatura depende de la cantidad de flujo de líquido que se mueve a través de la bomba. A flujo normal este incremento de temperatura es despreciable; mientras que en condición de cero flujos (válvula cerrada) la temperatura continuará subiendo, pudiendo resultar eventualmente en un daño para la bomba. Es obvio que debe mantenerse un flujo mínimo en la bomba para evitar que esto ocurra. A fin de determinar la cantidad de flujo mínimo, se debe conocer la temperatura máxima permisible.

La temperatura máxima permisible se establece a partir de tres consideraciones básicas:

- 1) La temperatura a la cual el producto bombeado será afectado adversamente.
- 2) La temperatura a la cual las propiedades del producto bombeado cambian para afectar adversamente el accionar de la bomba (por ejemplo, vaporización, polimerización, etc.)
- 3) La máxima temperatura que pueden soportar varios componentes de la bomba y/o el sistema de bombeo (por ejemplo, sellos mecánicos, empaquetaduras, juntas, etc.). En la mayoría de aplicaciones 10°F es un aumento de temperatura aceptable; no obstante, cuando el NPSH es crítico, el aumento de temperatura debe limitarse a 5°F o menos. El flujo mínimo que debe mantenerse puede calcularse es como sigue:

Donde:

$$Q = \frac{(5 \times BHP_o \times Chp)}{(T_2 - T_1) \times sp \ ht} \quad (82)$$

Q = flujo mínimo, en GPM

BHP<sub>o</sub> = BHP a flujo cero en curva de rendimiento no-viscosa

sp ht = calor específico del líquido

T<sub>2</sub>-T<sub>1</sub> = Máximo aumento de temperatura permisible, en °F

Chp = Factor de corrección de potencia por viscosidad

Para encontrar el aumento de temperatura a partir de un flujo conocido, la ecuación (82) puede escribirse como sigue:

$$(T_2 - T_1) = \frac{(5 \times BHP_{oxChp})}{Q_{xsp} \cdot ht} \quad (83)$$

## 2.1.2. Aspectos Normativos

### **Norma ANSI/ASME**

El **Instituto Nacional Estadounidense de Estándares** (ANSI, por sus siglas en inglés: American National Standards Institute) es una organización sin fines de lucro que supervisa el desarrollo de estándares para productos, servicios, procesos y sistemas en los Estados Unidos. ANSI es miembro de la Organización Internacional para la Estandarización (ISO) y de la Comisión Electrotécnica Internacional (International Electrotechnical Commission, IEC). La organización también coordina estándares del país estadounidense con estándares internacionales, de tal modo que los productos de dicho país puedan usarse en todo el mundo.

HISTORIA: En 1918, cinco sociedades dedicadas al mundo de la ingeniería y tres agencias gubernamentales fundaron el Comité Estadounidense de Estándares para la Ingeniería (en inglés AESC: American Engineering Standards Committee). Este comité se convirtió más tarde en el año 1928 en la Asociación de Estándares Estadounidense (en inglés ASA: American Standards Association). En 1966, ASA sufrió una reorganización para convertirse en el Instituto de Estándares de los Estados Unidos de América (en inglés USASI: the United States of America Standards Institute). El nombre ANSI (American National Standards Institute) tal cual lo conocemos actualmente fue adoptado en 1969.

En la actualidad ANSI/ASME ha sufrido variaciones dentro de sus diferentes disposiciones en relación a la mejora continua para la estandarización, como

ejemplo podemos citar la evolución de las normas ANSI para las bridas cuya evolución fue muy similar a la especificada para bombas.

La norma para bridas más frecuentemente usada en nuestro medio proviene de USA. Actualmente es conocida como ASME B16.5-1996 (unas 170 páginas aprox.) y se refiere a bridas para cañerías y bridas integrados a fittings, válvulas, bombas etc.

Esta norma ha sufrido una evolución en el tiempo desde su nombre inicial ASA B16 en 1932, pasando por ANSI B16.5 en 1973 hasta ANSI B16.5 en 1981, luego por ASME/ANSI B16.5 en 1988 y finalmente ASME B16.5 en 1996. Es por eso que algunos usuarios hablan de bridas ASA, bridas ANSI y bridas ASME para referirse a la misma norma de dimensiones y tolerancias.

La norma ASME B16.5 en 1996, también habla de los materiales que se deben de usar para la fabricación de bridas, pero solo referente a las normas de fabricación, la ASTM se encarga de los materiales para cada caso. Los materiales los divide en 34 grupos: 1.1 a 1.14, 2.1 a 2.8, 3.1 a 3.16, existiendo en la norma, para cada grupo, una tabla temperatura-presión diferente que describe la máxima presión de trabajo recomendada para cada temperatura.

Para el caso de bombas la norma establecida es la ASME/ANSI B73.1

### **La Bomba ANSI - Según especificaciones ASME B73.1**

Las bombas fabricadas bajo esta norma tienen la enorme ventaja de ser intercambiable, en bombas de igual tamaño, independientemente de la marca o el fabricante.

Esta norma es desarrollada básicamente para las bombas centrífugas horizontales de caja partida vertical de flujo radial (bombas radiales) y normaliza las dimensiones y disposiciones de este tipo de equipos para su intercambiabilidad y estandarización para el montaje.

Es una norma limitada a diferencia de la API no se puede hablar de norma ANSI para otros tipos de bombas (bombas verticales, de caja partida horizontal, etc.) que existen en el medio.

## **Norma API**

El Instituto Americano del Petróleo (API) es la única asociación comercial nacional que representa todos los aspectos de petróleo de Estados Unidos y la industria del gas natural. Cuenta con más de 400 miembros corporativos, de la empresa más grande de petróleo a los más pequeños de los independientes, proceden de todos los segmentos de la industria. Son los productores, refinadores, proveedores, operadores de oleoductos y los transportistas marítimos, así como de servicios y empresas de suministro que ayuda a todos los segmentos de la industria.

API mantiene más de 500 normas y prácticas recomendadas. Muchos se han incorporado a reglamentos estatales y federales, y cada vez más, también están siendo adoptadas por la Organización Internacional de Normalización, Una federación mundial de grupos de más de 100 normas.

### **Bomba API - Según API 610**

La norma API fue originalmente desarrollada para cubrir requerimientos de bombas centrífugas en servicios generales de refinería de petróleo, la norma API 610 es una de las más exigentes en cuanto a los aspectos de diseño mecánico e hidráulico como de eficiencia de una bomba, no obstante, es ampliamente utilizada en otros sectores de la industria petrolera.

Básicamente la norma establece parámetros de materiales, dimensiones y pruebas de fabricación que puedan cumplir con las exigencias de operación en condiciones extremas de trabajo para garantizan su operatividad dentro de la industria del gas y petróleo.

La norma API es una de las normas más completas que existe en la actualidad ofreciendo una amplia información de disposiciones en el montaje, configuración, construcción y fabricación de los sistemas de bombeo para la industria más exigente del petróleo.

## **Hydraulic Institute – Instituto Hidráulico**

Es la mayor asociación de productores de la bomba en Norte América y contribuye en establecer normas para las empresas miembros y usuarios de bombas en todo el mundo.

Es la entidad encargada de dar los principios y los parámetros de cumplimiento hidráulico de diseño y fabricación de bombas basada en la experiencia y recomendaciones de los principales fabricantes de bombas miembros de esta institución.

HYDRAULIC INSTITUTE da condiciones de cumplimiento para los materiales, pruebas, inspecciones y montaje para los sistemas hidráulicos que pueden ser construidos en función de la experiencia de sus miembros, para los diferentes procesos existentes y en las condiciones de operación que constantemente viene presentándose.

Tabla N° 29  
Diferencia de la NORMA API y ANSI/ASME para las bombas.

<b>API 610</b>	<b>ANSI/ASME B73.1</b>
La API 610 especifica dimensiones, pruebas, materiales y disposiciones para el diseño y fabricación de una bomba para trabajos severos.	La bomba ANSI especifica el dimensionamiento para poder ser intercambiable en bombas de igual tamaño, independientemente de la marca o el fabricante, no especifica material.
Por diseños son más robustos en su construcción.	Por diseño son más ligeros en su construcción.
Costó mucho mayor a diferencia de otras bombas estándares.	Son más económicas en comparación a las API.
Es una norma específicamente desarrollada para la industria del petróleo y gas.	Es una norma para equipos o turbo máquinas para la industria en general.
Especifica diferentes tipos de bombas, dando una configuración específica (código) y la forma de instalación.	Las especificaciones son para bombas centrifugas horizontales radiales únicamente.
<p style="text-align: center;">Los planes de lubricación en sellos son:</p> <p style="text-align: center;">PLAN API 11 PLAN API 12 PLAN API 21 PLAN API 22 PLAN API 31 PLAN API 41 PLAN API 13 PLAN API 23 PLAN API 32 PLAN API 62 PLAN API 52 PLAN API 53 PLAN API 54</p>	<p style="text-align: center;">Los planes de lubricación en sellos son:</p> <p style="text-align: center;">ANSI PLAN 7311 ANSI PLAN 7312 ANSI PLAN 7321 ANSI PLAN 7322 ANSI PLAN 7331 ANSI PLAN 7341 ANSI PLAN 7313 ANSI PLAN 7323 ANSI PLAN 7332 ANSI PLAN 7362 ANSI PLAN 7352 ANSI PLAN 7353 ANSI PLAN 7354</p>
<p style="text-align: center;"><b>Codificación API 610</b></p> <p style="text-align: center;">Impulsor en su extreme Horizontal: OH1 / OH2</p> <p style="text-align: center;">Impulsor en su extreme en Línea: OH3 / OH4 / OH5</p> <p style="text-align: center;">Impulsor entre rodamientos: BBI / BB2 / BB3 / BB4 / BB5</p> <p style="text-align: center;">Vertical suspendido: VS1 / VS2 / VS3 / VS4 / VS5 / VS6 / VS7</p>	<b>ANSI/ASME:</b> no presenta codificación

Fuente: Handbook Flowserve

## **República Federal Alemana**

### Estándares de Dimensiones para Bombas

#### **VDMA: (Asociación de Ingenieros Alemanes) Comité de Bombas**

- VDMA 24253: Bombas Centrífugas de carcasa anular (bombas anulares); flujo simple, una etapa, con succión axial; rango operación, dimensiones principales.

#### **DIN: (Instituto de Estándares Alemanes) Comité de Ingenieros Mecánicos, Bomba**

- DIN 24253: Bomba de Drenaje con presiones hasta 1000m.
- DIN 24252: Bombas centrífugas con platos de desgaste PN 10, rango de operación, dimensiones principales.
- DIN 24254: Bomba de canal lateral PN 40; designación, nominal del rango de operación, principales dimensiones.
- DIN 24255: Bombas Centrífugas de succión axial, PN 10, con soporte de rodamiento, designación, nominal del rango de operación, principales dimensiones (actualmente DIN EN 733).
- DIN 24256: Bomba centrífuga de succión axial, PN 16, con soporte de rodamiento, designación, nominal del rango de operación principales dimensiones, es una norma europea muy similar a la ANSI, es una norma milimétrica.
- DIN 24259, T.2: Selección de bases para bombas centrífugas según DIN 24256, dimensiones, clasificaciones.
- DIN 24299, T.1: Especificaciones generales de las placas de identificación de bombas.
- DIN 24960: Cámaras de los sellos mecánicos; principales dimensiones, designaciones y códigos de los materiales.
- DIN 1944 Ensayos para aprobación de bombas centrífugas.
- DIN 24250: Nomenclatura y número de componentes de las partes de bombas centrífugas.

- DIN 24260: Bombas centrífugas e instalaciones de bombas centrífugas, términos, símbolos, unidades.
- DIN 24293: Bombas centrífugas, documentación técnica, términos, ejecución del suministro.
- DIN 24295: Bombas y set de bombas para líquidos, requerimientos de seguridad.
- DIN ISO 5199 Bombas centrífugas; requerimientos técnicos Clase II.
- DIN 24420 Lista de repuestos.

### Guías Principales y Especificaciones

- VDMA 24261 T.1 24253: Bombas centrífugas terminología según el modo de operación y las condiciones del diseño.
- VDMA 24273: Instrucciones para procurar. Hojas de datos para el material y los ensayos de aceptación de la fabricación.
- VDMA 24275: dimensiones de las conexiones para bombas centrífugas desviaciones admisibles y tolerancia.
- VDMA 24296: Bombas centrífugas; procura, ensayos, suministro y entrega, especificaciones.
- VDMA 24297: Bombas centrífugas; requerimientos técnicos, especificaciones.

### **Internacional**

#### Estándares de Dimensiones para Bombas

#### **NORMA ISO: (Organismo Internacional de Estandarización)**

- ISO 2858 Bombas centrífugas de succión axial, presión 16 bar - Designación, punto nominal de operación y dimensiones.
- ISO 5199 Norma de cumplimiento de Calidad y de las buenas prácticas de manufactura en la fabricación de equipos hidráulicos.
- ISO 3661: Bombas centrifuga de aspiración axial. Medidas de las bancadas para su instalación.

- ISO 3069: Bombas centrífugas de aspiración axial. Medidas de alojamiento para cierres mecánicos y de empaquetaduras.
- ISO 7005-1: Bridas metálicas. Parte I: Bridas de acero.
- ISO 7005-2: Bridas metálicas. Parte 2: Bridas de función.
- ISO 7005-3: Bridas metálicas. Parte 3: Bridas de aleación de cobre y bridas de compuestos.
- ISO 76: Rodamientos, capacidad de carga estática.
- ISO 281-1: Rodamientos, capacidad de carga dinámica y vida útil. Parte 1: Método de cálculo,
- ISO 2548: Bombas centrífugas de flujo mixto y axial; Código de aceptación de ensayos - Clase II (former clase C).
- ISO 3555: Bombas centrífugas de flujo mixto y axial; Código de aceptación de ensayos - Clase I (former clase B).
- ISO 5198: Bombas centrífugas de flujo mixto y axial; Código de ensayos de funcionamiento hidráulico - Clase de precisión
- ISO 2858: Bombas centrífugas de aspiración axial (presión nominal 16 bar). Designación, punto de funcionamiento nominal de operaciones y dimensiones.
- ISO 9906: Bombas roto dinámicas. Ensayo de rendimiento hidráulico de aceptación. Clase 1 y 2.

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

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

- ANSI B16.34: Válvulas de acero (extremos con bridas y para soldar a tope)
- ASME B36.10M: Tubería de acero forjada soldada y sin costura

**Norma API (Instituto Americano del Petróleo):**

- API 1104: para tuberías de soldadura e instalaciones relacionadas
- API RP 5C6: Conexiones de soldadura a tubería
- API 5L: Tubería
- API 6D: Válvulas de tubería
- API 526: Válvulas de alivio de seguridad de acero con bridas
- API 527: Ajuste del asiento de las válvulas de alivio de presión
- API 600: Válvulas de compuerta de acero, extremos con bridas y soldaduras a tope
- API 602: Válvulas de compuerta de acero al carbono compactas
- API 610: Bombas centrifugas para hidrocarburos, industria de gas natural y petroquímica.

**Norma ASTM (Sociedad Americana para Pruebas y Materiales)**

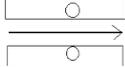
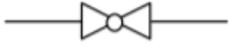
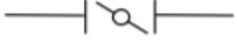
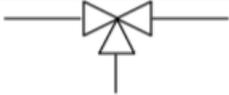
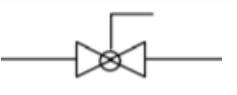
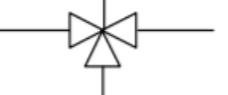
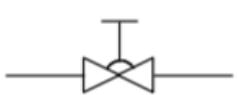
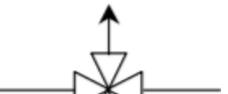
- ASTM A 53: Tubería, acero, negro y sumergido en caliente, recubierto de zinc soldado y sin costura
- ASTM A 105 Forja, acero al carbono, para componentes de tuberías
- ASTM A 106: Tubería de acero al carbono sin costura para servicios de alta temperatura.
- ASTM A 234: Accesorios de tubería de acero al carbono forjado y acero aleado para temperatura moderada y elevada
- ASTM A 333: Tubería de acero soldada y sin costura para servicio a baja temperatura
- ASTM A 350 Forja, acero al carbono y de baja aleación que requiere pruebas de tenacidad de muesca para componentes de tuberías.
- ASTM A 694 Forjins, acero al carbono y aleado para bridas de tubería, accesorios, válvulas y piezas para servicio de transmisión de alta presión.

### 2.1.3. Simbología Técnica

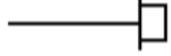
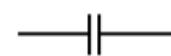
- Válvulas de accionamiento automático y auto accionados NORMA ISO 5.1

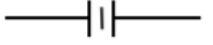
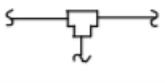
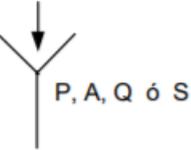
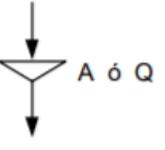
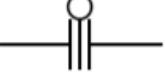
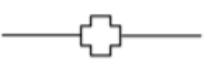
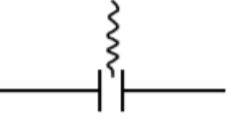
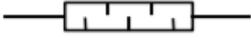
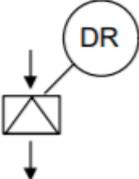
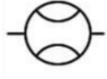
Concepto	Representación	Concepto	Representación
Válvula automática (falla de aire cierra)		Válvula auto-regulada	
Válvula automática (falla de aire abre)		Válvula de seguridad o relevo	
Válvula de ángulo		Válvula de purga (cierre rápido)	
Válvula automática con posicionado neumático		Válvula rompedora de vacío	
Válvula de Pie		Válvula retención	
Válvula de control de presión corriente arriba		Válvula de control de presión corriente abajo	
Válvula de presión-vacío para tanques atmosféricos		Válvula de acción rápida	
Válvula con flotador		Válvula tipo "Y"	

- Válvulas de accionamiento manual NORMA ISO 5.1

Concepto	Representación	Concepto	Representación
Válvula de compuerta		Válvula Pinch	
Válvula de globo		Válvula de mariposa	
Válvula macho		Válvula de aguja	
Válvula de tres vías		Válvula de bola	
Válvula macho tres vías		Válvula de diafragma	
Válvula de cuatro vías		Válvula macho cuatro vías	

- Símbolos de tuberías, conexiones y accesorios NORMA ISO 5.1

Concepto	Representación	Concepto	Representación
Tubería auxiliar		Tubería con aislamiento	
Tubería principal		Tubería con venas de calentamiento	
Tubería enterrada		Tubería encaquetada	
Conexión cachucha roscada		Conexión tapón macho roscado	
Conexión cachucha soldable		Conexión para manguera	
Conexión brida ciega		Conexión bridada	

Conexión carrete removible		Brida de orificio (B.O.) Placa de orificio (P.O.) Orificio de restricción (O.R.)	
Dren o purga		Tee especial	
Drenaje abierto: Pluvial P Aceitoso A Químico Q Sanitario S		Drenaje cerrado: Aceitoso A Químico Q	
Junta ciega deslizable tipo ocho		Junta ciega deslizable	
Junta de expansión		Junta aislante	
Junta giratoria		Junta de micarta	
Reducción excéntrica		Reducción concéntrica	
Manguera flexible		Mezclador estático	
Disco de ruptura para vacío		Amortiguador de golpe de ariete	
Manómetro		Manómetro diferencial	
Medidor de caudal		Indicador de presión	

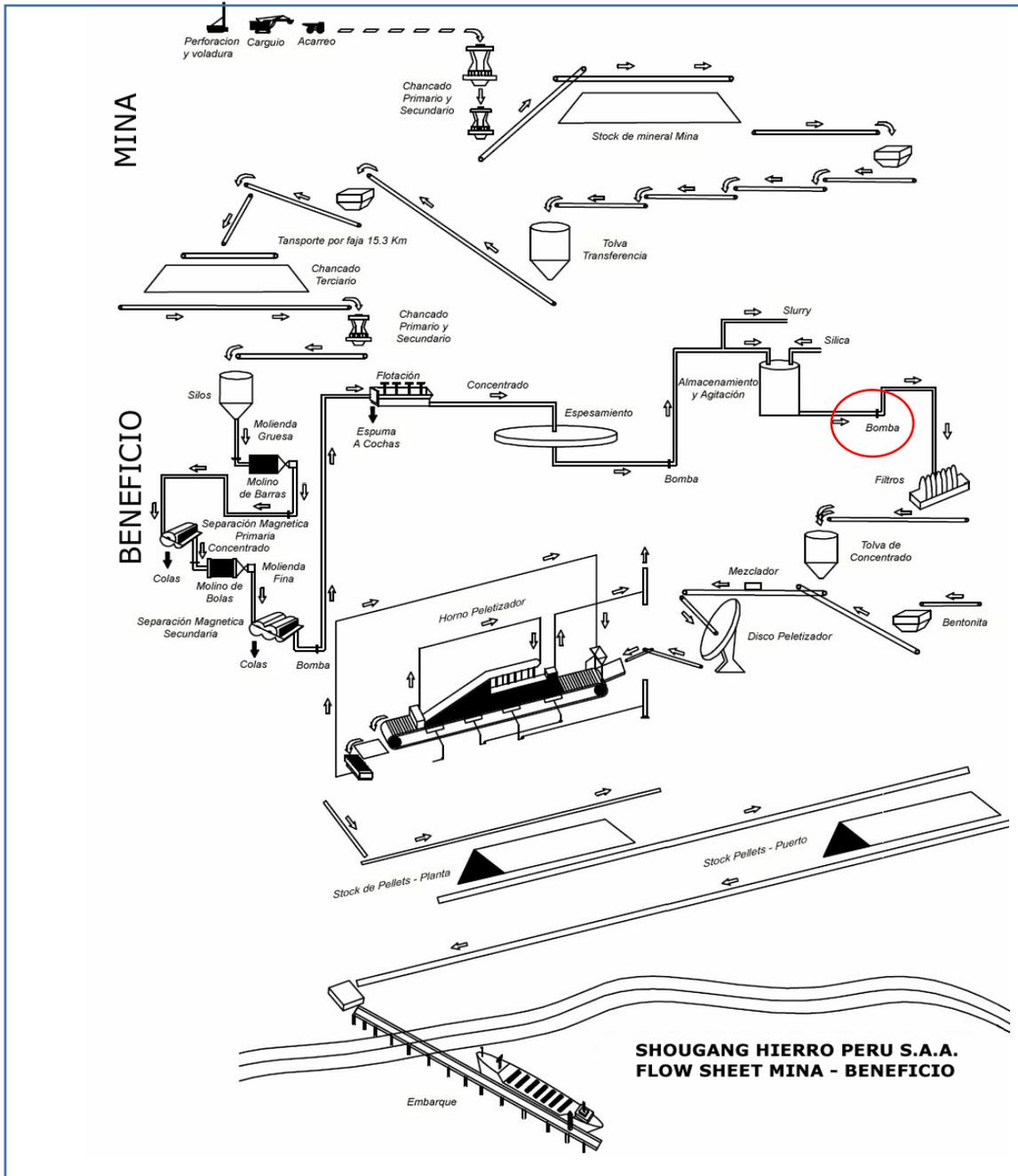
- Símbolos de bomba centrífugas NORMA ISO 5.1

Concepto	Representación	
	Diagrama de flujo	Diagrama mecánico de flujo
Bomba centrífuga, pasos múltiples, motor de combustión interna, reductor de engranes		
Bomba centrífuga horizontal con motor eléctrico		
Bomba centrífuga horizontal con turbina		
Bomba centrífuga vertical con turbina		
Bomba de pozo centrífuga vertical con motor eléctrico		
Bomba de pozo centrífuga vertical con turbina		
Bomba para drenaje sumergida servicio no corrosivo con motor eléctrico		

## 2.2. Descripción de las actividades desarrolladas.

El presente trabajo se desarrolló en la planta de filtrado de Minera Shougang

Figura N° 82  
Esquema de flujo de proceso de producción de Minera Shougang

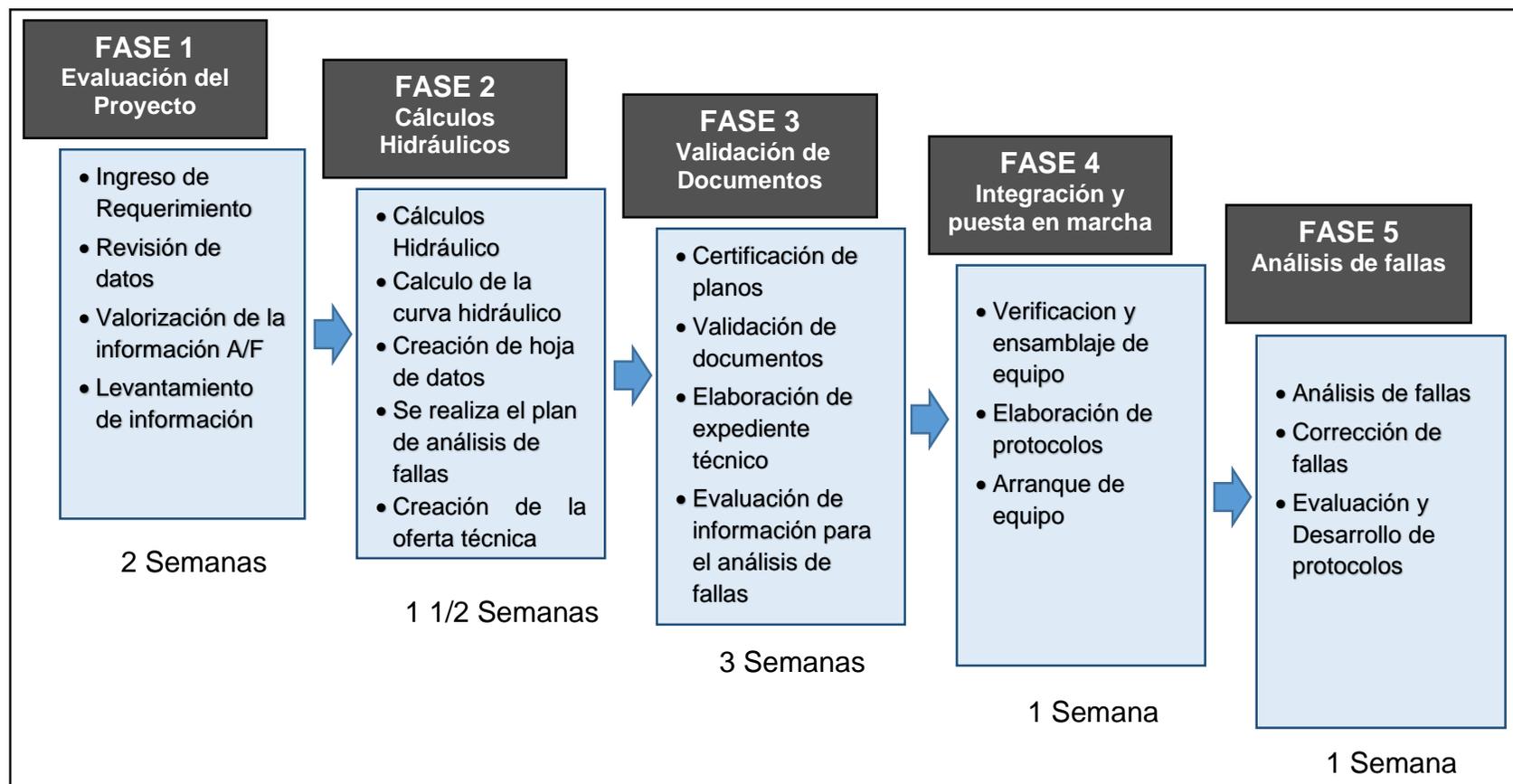


Fuente: Manual de seguridad de Minera Shougang

### 2.2.1. Etapas de las actividades

En el siguiente trabajo el área de ingeniería de Wortec S.A. ha desarrollado las siguientes fases.

Figura N° 83  
Etapas de actividades del área de Ingeniería



Fuente: Autoría propia.

## **Fase 1: Evaluación del Proyecto**

Ingreso de requerimiento. - Se ingresa el requerimiento de parte del área comercial, a través del formato de datos de selección de equipo denominado FSE (Anexo 01).

Se ingresa la mayor información posible para evaluar la factibilidad del proyecto las observaciones adicionales que haga el cliente, comentarios del problema a resolver o la necesidad a cubrir.

Para el presente proyecto se ingresó la siguiente información:

*NOTAS ADICIONALES, Las bombas actuales que vienen operando en el área de filtrado tienen un promedio de fallas y paradas de operación 2 a 3 meses, para la nueva línea a implementarse requieren de una bomba que mejore el tiempo de operación en un 50% como mínimo.*

Revisión de datos. - Se revisan los datos proporcionados, se hace las consultas necesarias, en caso sea necesario se realiza una constatación y verificación de la información proporcionada y se da una valoración de A o F.

A: Información completa.

F: información incompleta.

Valorización de Información. - Para los requerimientos con valor A se procede a la recepción del requerimiento y pasa a la segunda fase.

Para los requerimientos con valor F se solicita mayor información al área comercial o al cliente.

Levantamiento de información. – Aprobada la constatación y verificación de información se realizó la revisión de datos y visita técnica a campo para el levantamiento de información necesaria del proceso para el requerimiento.

El tiempo que se empleó en esta etapa fue de dos semanas, donde se realizó una visita técnica a las instalaciones de mina y se tuvo entrevistas con el personal de ingeniería, técnicos de operación y mantenimiento para recopilar información de las fallas reportadas, se recibió los informes de 1 año de reportes de fallas y se hizo el levantamiento de información faltante en campo para la selección.

## **Fase 2: Cálculos Hidráulicos**

Cálculos Hidráulico. - Se realiza los cálculos para el dimensionamiento y selección de la bomba centrífuga, para la verificación y validación de los cálculos hidráulicos se empleó el programa hidráulico GPS (Sistema Global de Propuesta) del fabricante RUHRPUMPEN.

Calculo de la curva hidráulico. – Se obtiene las curvas preliminares y se realiza la corrección de las curvas para el fluido a las concentraciones de sólidos indicados y para las dos condiciones de operación dadas.

Se traza las curvas reales y se envía a fábrica para su aprobación y certificación.

Creación de hoja de datos. - Trazado las nuevas curvas se genera las hojas de datos de los equipos seleccionado con todos los detalles para fabricación.

Se realiza el plan de análisis de fallas. – Para este proyecto se realiza un estudio de fallas para cumplir con el requerimiento del cliente y proponer un equipo para las condiciones de operación deseado y mejorar el tiempo de vida útil de los equipos.

Se realiza una evaluación estadística de fallas de los equipos similares que vienen trabajando en el área de filtrado en concentradora del cliente, a través de los reportes de consumo de repuestos, evaluación de informes de operación y del área de mantenimiento para hacer un diagnóstico preliminar.

Creación de la oferta técnica. - Terminado los cálculos y generado las hojas de datos de los equipos se presenta al área comercial una propuesta técnica en respuesta al requerimiento ingresado.

El tiempo que se empleó en esta etapa para este proyecto fue de una semana y media debido al análisis estadísticos realizados para desarrollar el estudio de fallas de los equipos.

## **Fase 3: Validación de documentos**

Certificación de planos. - En esta parte del proceso se recibe los planos preliminares de fábrica para hacerles llegar al cliente a través del área comercial para su aprobación, una vez aprobada se emite una validación de parte del área de ingeniería de Wortec S.A. para la certificación de los planos finales y comenzar la fabricación de los equipos.

### Elaboración de expediente técnico

Se elabora toda la documentación a entregar al usuario final con la bomba.

Para la entrega del equipo se verifica la conformidad de los documentos recibidos de fábrica como son:

- Certificado iso-9001
- Certificado de materiales
- Certificado de prueba hidrostática
- Curvas de ensayo de performance
- Plano de conjunto bomba-motor
- Plano de corte seccional de la bomba con lista de partes
- Curva de comportamiento
- Manual de instalación, operación y mantenimiento

Evaluación de información para el análisis de fallas. - Se realizó la evaluación de los informes y reportes de incidencia de fallas proporcionados por el cliente de 12 meses, la evaluación de información fotográfica de las partes que salieron de operación por fallas y luego se procede a redactar un informe del diagnóstico de fallas.

El tiempo empleado para esta fase fue en promedio de 3 semanas a partir del envío de documentos por fábrica y posteriormente con la recepción de los equipos para la integración y embalaje para su despacho a mina.

### **Fase 4: Integración y puesta en marcha**

Verificación y ensamblaje del equipo. - En esta fase se realiza la inspección de los equipos llegados de fábrica y se procede a la integración del motor, bomba, poleas, base y otros accesorios antes del envío al cliente, adjuntando la documentación revisada y generada por el área de ingeniería.

Evaluación y desarrollo de protocolos. - Se revisa el protocolo de instalación de la bomba y del sistema que previamente se había coordinado con el área de ingeniería para su cumplimiento y se procede al desarrollo del protocolo de arranque, para este proyecto el cliente no contaba con los protocolos de instalación ni de mantenimiento por lo que se generaron los protocolos para esos

equipos específicos, siguiendo las recomendaciones del Instituto Hidráulico y del fabricante.

Arranque de equipo. - Para el proceso de arranque o puesta en marcha de la bomba se debe cumplir estrictamente con los protocolos de instalación, en caso no se cumpliera el protocolo, el equipo no se podría arrancar.

Verificado el cumplimiento del protocolo de instalación se procede a la ejecución del protocolo de arranque, echando a funcionar el equipo por un tiempo promedio de 4 a 6 horas que se monitorea el equipo.

El tiempo que tomo en el arranque del equipo fue de 3 días, sin embargo, para la evolución de protocolos para este sistema fue de dos días adicionales haciendo un total de 1 semana.

### **Fase 5: Análisis de fallas y desarrollo de Protocolos**

Análisis de fallas. - Durante esta etapa se realizó los ajustes para poner la bomba lo mas cerca al punto de máxima eficiencia para el cual fue diseñado y se realiza el análisis de fallas, en caso presentara algún desperfecto se procede con la evaluación y corrección de las condiciones de fallas.

El análisis de fallas durante la puesta en marcha y operación tiene como objetivo verificar el diagnóstico realizado en la primera etapa del análisis y evitar alguna falla durante este proceso de arranque que conlleva a futuras fallas prematuras, esto consiste en el monitoreo del equipo y del sistema midiendo parámetros básicos que nos llevan a detectar anomalías en el funcionamiento del sistema, se mide vibración, temperatura, y niveles de ruido del equipo.

Se realiza la evaluación de los procedimientos que se llevan a cabo por el personal técnico para las recomendaciones en el informe de análisis de fallas que se ha generado para este proyecto y que se entregara para las acciones correctivas a recomendar.

Corrección de fallas. - En esta parte del proyecto se realizan las correcciones que se puedan presentar según los indicadores de medición usados (temperatura, nivel de vibración y ruido), teniendo como referencia las recomendaciones del análisis de fallas que se realizó en la primera fase, se debe

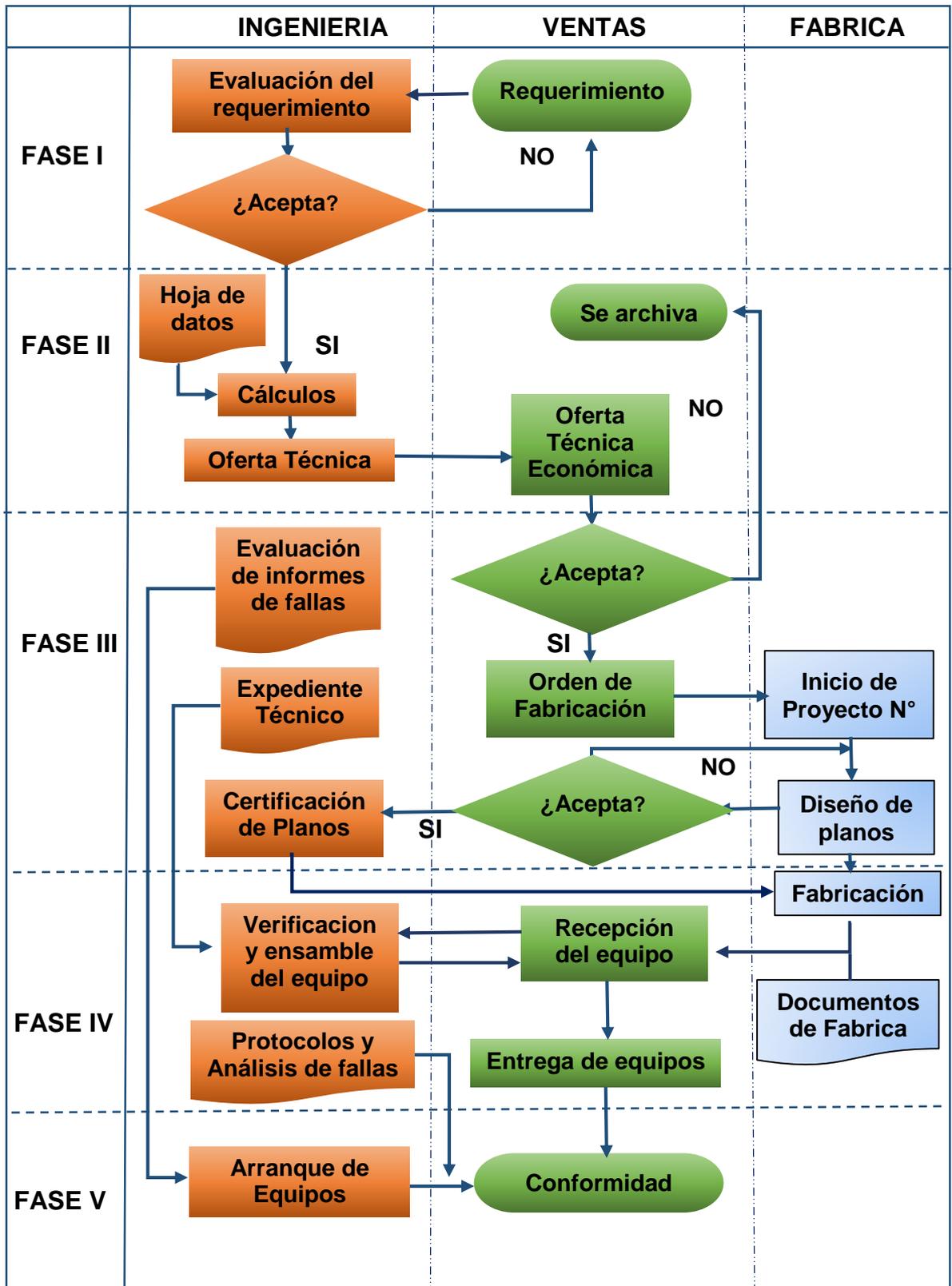
de llegar arrancar la bomba sin causar ningún daño permanente o a futuro que ocasione la reducción de su vida útil de operación del equipo.

Desarrollo de protocolos. – En esta parte se supervisa la ejecución paso a paso lo indicado en los protocolos de instalación y de arranque desarrollados para estos equipos para su cumplimiento, siguiendo las recomendaciones del Instituto Hidráulico y del fabricante.

Finalmente se realiza la conformidad de la entrega con la firma de los protocolos.

En esta última etapa podemos considerar el tiempo invertido de 1 semana desde la evaluación estadística de los informes proporcionadas por el cliente y los records de consumo de repuestas del sistema por parte del área comercial para el análisis de fallas el monitoreo durante la puesta en marcha y la elaboración de los protocolos.

### 2.2.2. Diagrama de flujo



### 2.2.3. Cronograma de actividades

El presente trabajo tuvo una duración de 7 meses y medio desde el inicio del requerimiento hasta el informe final de conformidad de operación de los equipos.

**Descripción:** Cronograma de actividades del PROYECTOS SHP - BOMBAS MPP12X10: 3,373 GPM/4,148 GPM

**Cliente:** SHOUGANG HIERRO PERÚ S.A.A.

**OC N° Proyecto:** 159000053

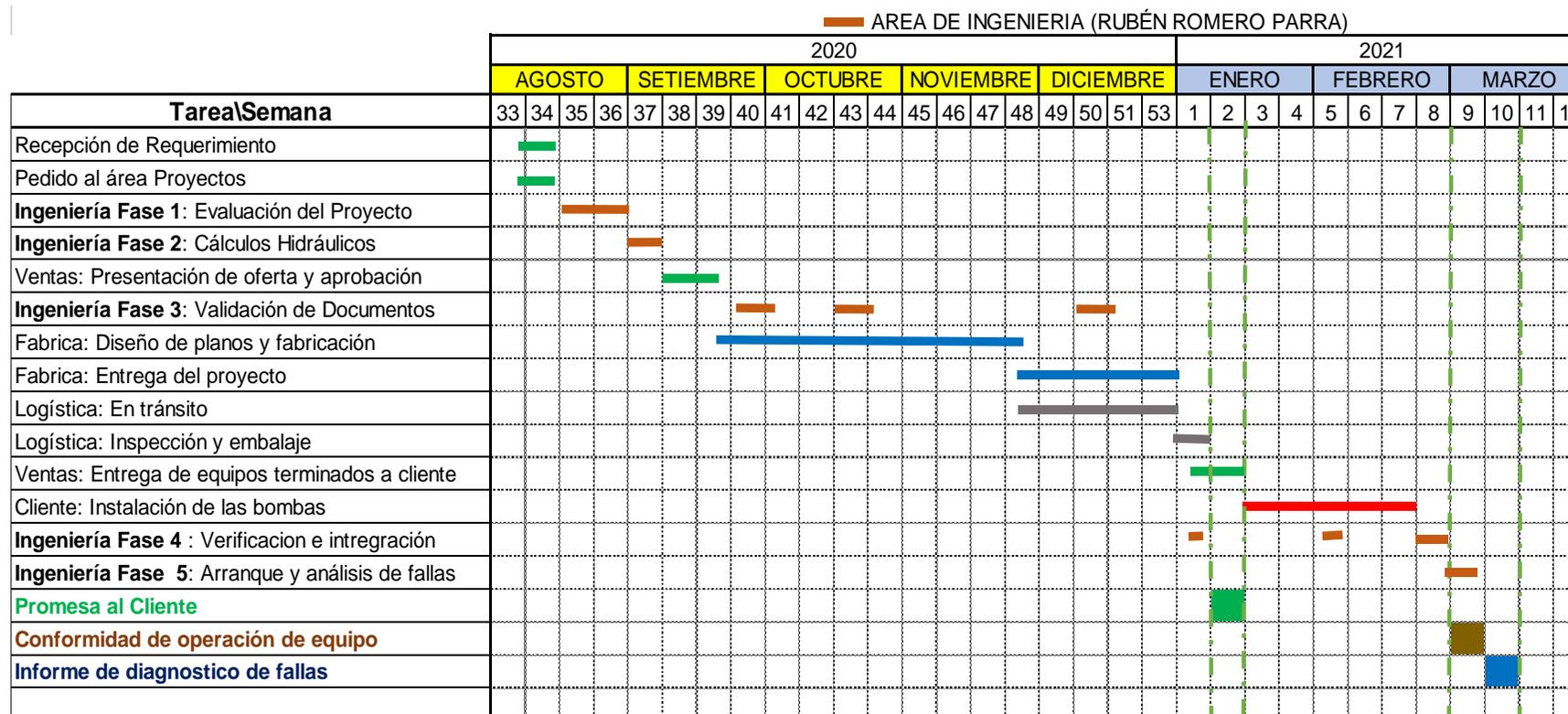
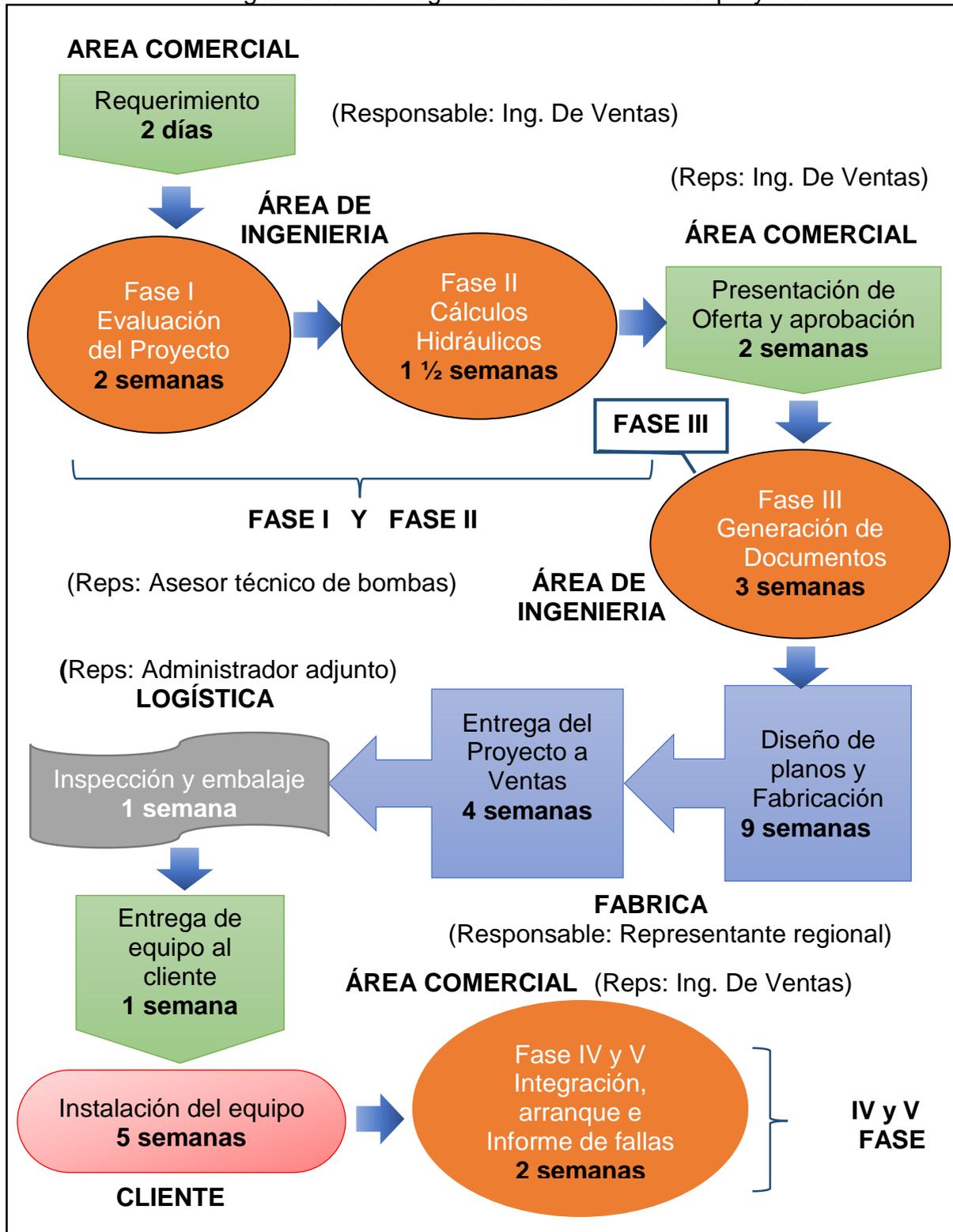


Figura N° 84  
Diagrama del cronograma de actividades del proyecto



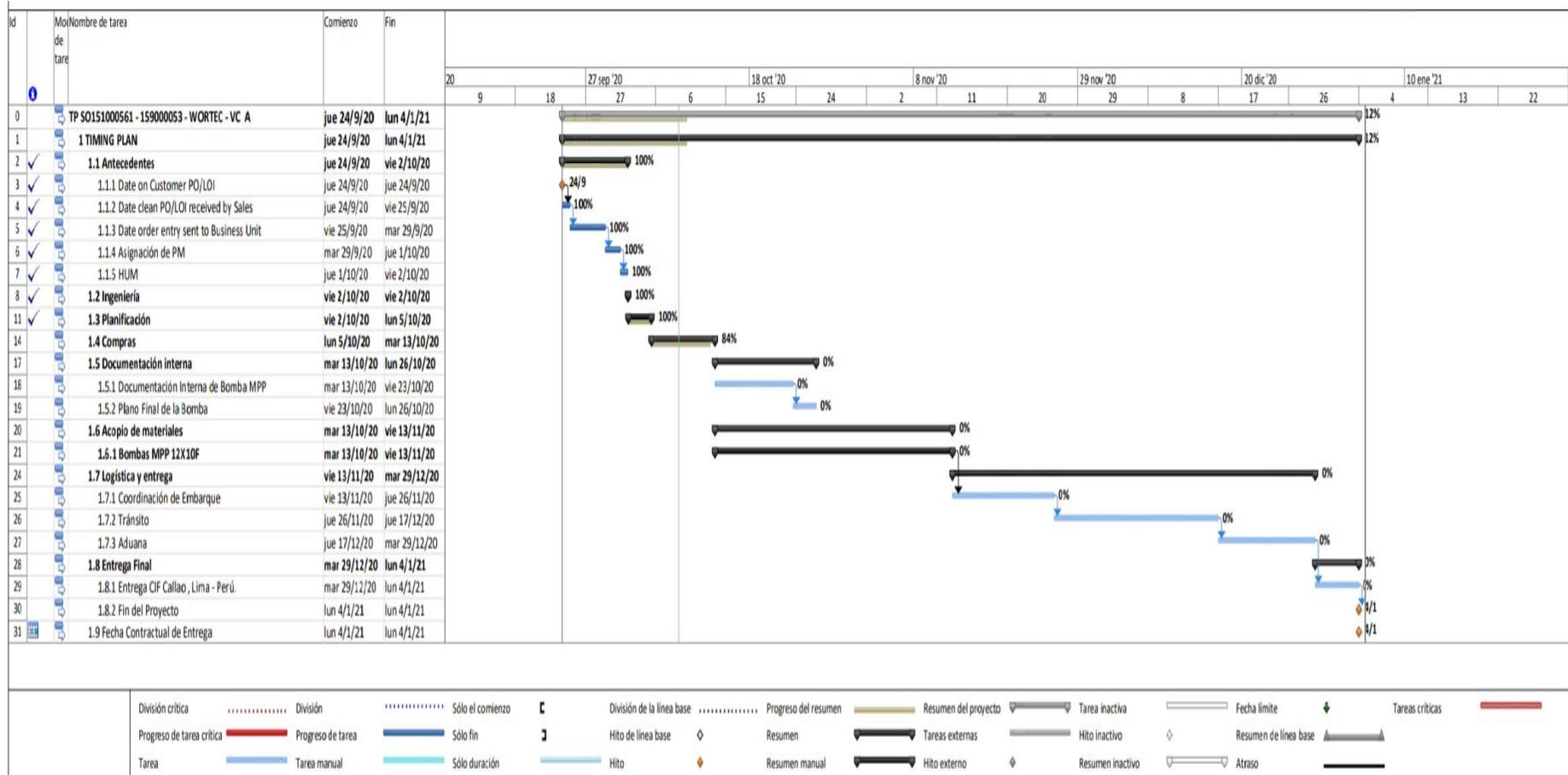
Fuente: Autoría propia

# CRONOGRAMA DE FABRICACIÓN DE BOMBA

SU06-201578 / P-159000053

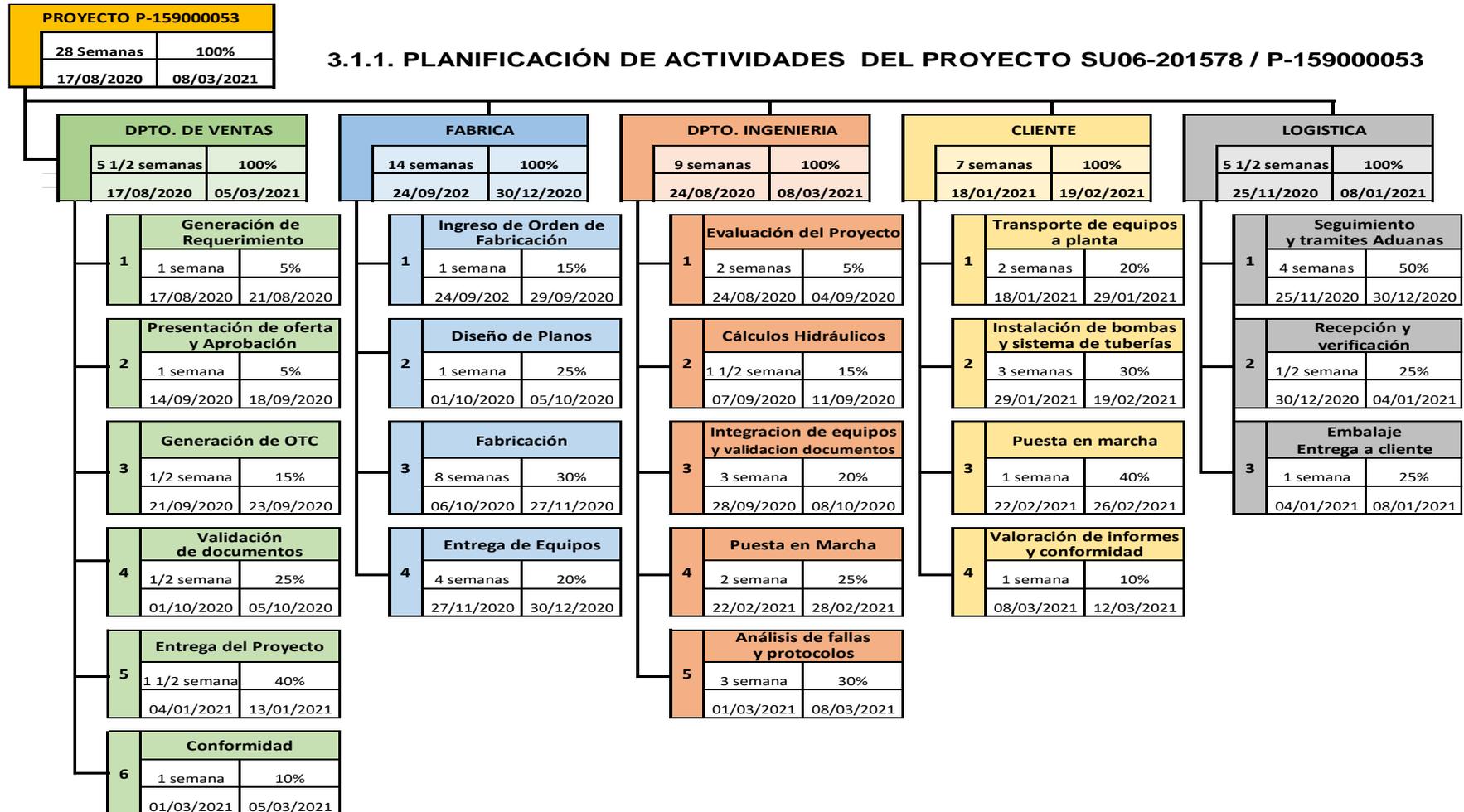
Inicio: 24/09/2020

Entrega: 04/01/2021

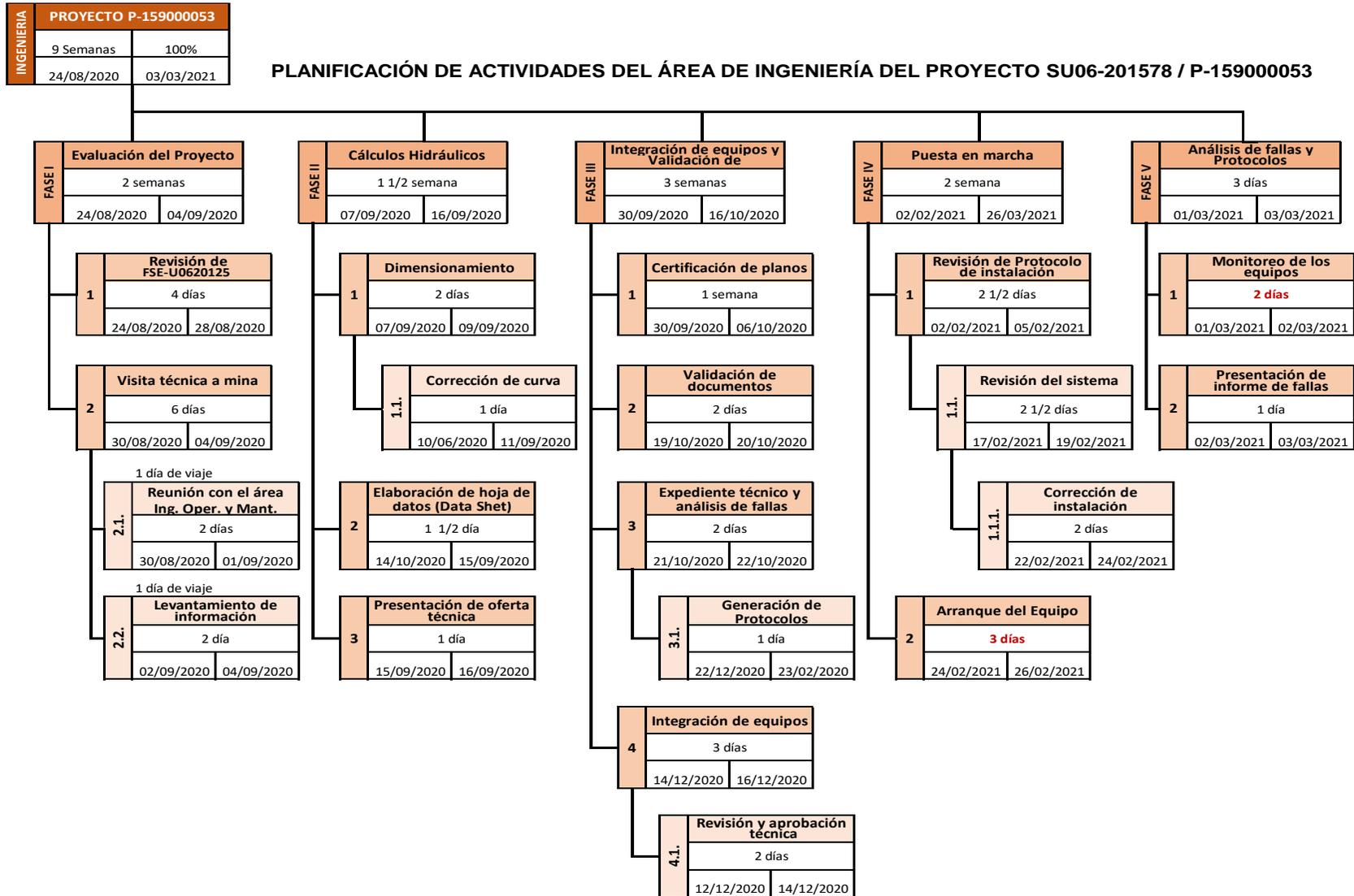


### III. APORTES REALIZADOS

#### 3.1. Planificación, ejecución y control de etapas



### 3.1.1. Diagrama de planificación del proyecto del área de ingeniería



### **3.1.2. Ejecución**

Conocido los datos y la necesidad del cliente, en este capítulo se explica el desarrollo de las cinco fases con las que se desarrolló este proyecto, partiendo siempre de la información recibida por el área de ingeniería de la unidad minera y escuchando las necesidades de las áreas de producción y mantenimiento.

Los cálculos hidráulicos una vez realizado para las bombas se validan mediante el software GPS (Global Proposal System), desarrollado por la empresa Ruhrpumpen, y la realización del análisis de fallas se ha desarrollado en base al método y principios de Ishikawa (causa-efecto) en una primera etapa y la segunda etapa durante la puesta en marcha de los equipos monitoreando los parámetros básicos que demandan una operación óptima.

#### **FASE I: Evaluación del Proyecto**

##### Ingreso de requerimiento, revisión de datos y valorización de información

Se ingresó el requerimiento con el formato FSE-20125 que se adjunta en los anexos, con Calificación F solicitando mayor información y el levantamiento de datos en campo.

Levantamiento de información. – Aprobada la visita técnica para la constatación y verificación de información se realiza las siguientes actividades:

- Reuniones con el área de ingeniería de procesos, operaciones y mantenimiento
- Mediciones e inspecciones del área donde se realizará la ampliación de la nueva línea de bombeo
- Inspección de los equipos fuera de servicio por fallas de componentes, realizado en el taller mecánico
- Revisión de informes de reportes de incidencia de fallas de los equipos de los últimos 12 meses.

Figura N° 85  
Fotos de Inspección de Bombas centrifugas



Fuente: Wortec S.A.

Figura N° 86  
Fotos de Inspección de Bombas centrifugas



Fuente: Wortec S.A.

De la visita técnica para el levantamiento de información se concluye:

- Generar los Protocolos que no existen para estos equipos.
- Realizar el cálculo, dimensionamiento y selección de las bombas para dos condiciones de operación diferentes según la necesidad actual de:  
Q= 3,373 GPM un ADT = 50 m (actual)  
Y un escenario a futuro, para una condición de operación de:  
Q = 4,147 GPM a un ADT = 40 m (futuro)
- La propuesta técnica de solución debe cumplir con el requerimiento de alcanzar un tiempo de vida útil de los equipos mayor a los que actualmente vienen operando en las otras líneas y que los intervalos de mantenimiento sean como mínimo en un periodo de 4 a 6 meses como mínimo, teniendo como referencia que actualmente los equipos tienen un tiempo de operación continuo de 2 a 3 meses.

## **FASE II: Cálculos Hidráulicos**

Condiciones y parámetros de operación. – La empresa minera SHOUGANG HIERRO PERÚ S.A.A. a través de su departamento de ingeniería ha desarrollado un proyecto dentro de sus instalaciones, este proyecto consiste en el transporte de pulpa de mineral de concentrado de hierro desde los tanques de recepción de concentrado hacia la planta de filtrado. El área de ingeniería de la minera ha realizado los cálculos hidráulicos del sistema de bombeo necesarios y por tal motivo, ha solicitado a los proveedores realizar propuestas técnico comerciales sobre los equipos necesarios. El alcance del presente documento es trabajar con la información entregada por el departamento de ingeniería para dimensionar el sistema de bombeo con los equipos de la marca Ruhrpumpen, además de verificar la selección del diámetro de tubería teniendo en cuenta la velocidad de sedimentación, no se realizara el cálculo de la altura dinámica total del sistema por no contar con la información del recorrido total de tuberías, solo se verificara el dato de la altura dinámica total del sistema con el software GPS, proporcionado por el departamento de ingeniería de la minera, sin embargo se adjunta en los anexos una memoria de cálculo del TDH y el NPSHr para el

sistema asumiendo datos tomadas en campo pero que no fueron validados por el área de ingeniería de la minera.

Asimismo, la operación minera requiere que el sistema de bombeo cumpla con los siguientes escenarios de funcionamiento:

Escenario inicial (actual en operación): Q= 3,373 GPM a ADT = 50 m actual

Escenario final (a futuro): Q = 4,147 GPM a ADT = 40 m

Y que el tiempo de vida útil de los equipos supere a los que actualmente vienen trabajando.

Para la selección de las Bombas y el Motor las parámetros y condiciones de operativas proporcionados por la unidad minera fueron según la Tabla N° 30:

Tabla N° 30  
Parámetros proporcionados para el cálculo hidráulico

DATOS	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Caudal	Qp	766 / 942	m <sup>3</sup> /h
Altura dinámica total	TDH	50 / 40	mcp
Gravedad específica de la mezcla	Sm	1.19	-
Gravedad específica del sólidos	Ss	4.850	-
Concentración de sólidos en peso	Cw	20	%
Tamaño medio de partícula	d50	38	µm
Temperatura del fluido	T	15	°C
Altura geodésica	Hg	35	mcp
Altura de succión positiva	Hs	4.5	mcp
Diámetro de tubería de descarga (Tubería de HDP-SDR 21)	Ød	10 a 12 A definir	pulgadas
Diámetro de tubería de succión (Tubería de HDP-SDR 21)	Øs	8 a 10 A definir	pulgadas

Fuente: Elaboración propia

Paso 1: Evaluación de grado de severidad de pulpa para seleccionar la bomba:

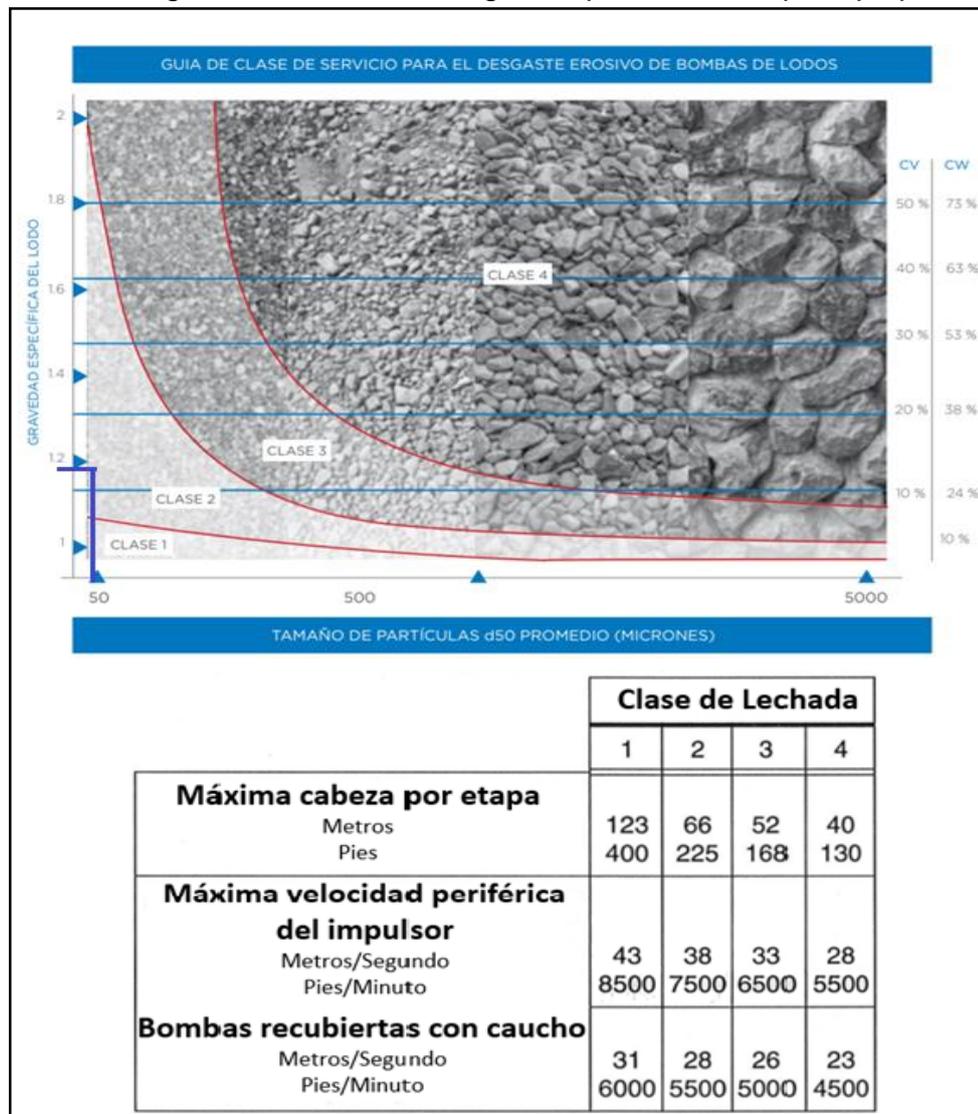
La severidad de la pulpa es un factor importante para evaluar la condición de desgaste del equipo, el criterio que se utiliza como referencia es el service class o clase de servicio según la NORMA ANSI/HI 12.1-12.6 del Instituto Hidráulico.

Conociendo los datos de:  $d_{50} = 38 \mu\text{m}$  y  $S_m = 1.19$

De la gráfica se tiene, que el fluido se encuentra en una Clase 2.

Figura N° 87

Grafica de grado de severidad según IH para bombas para pulpa



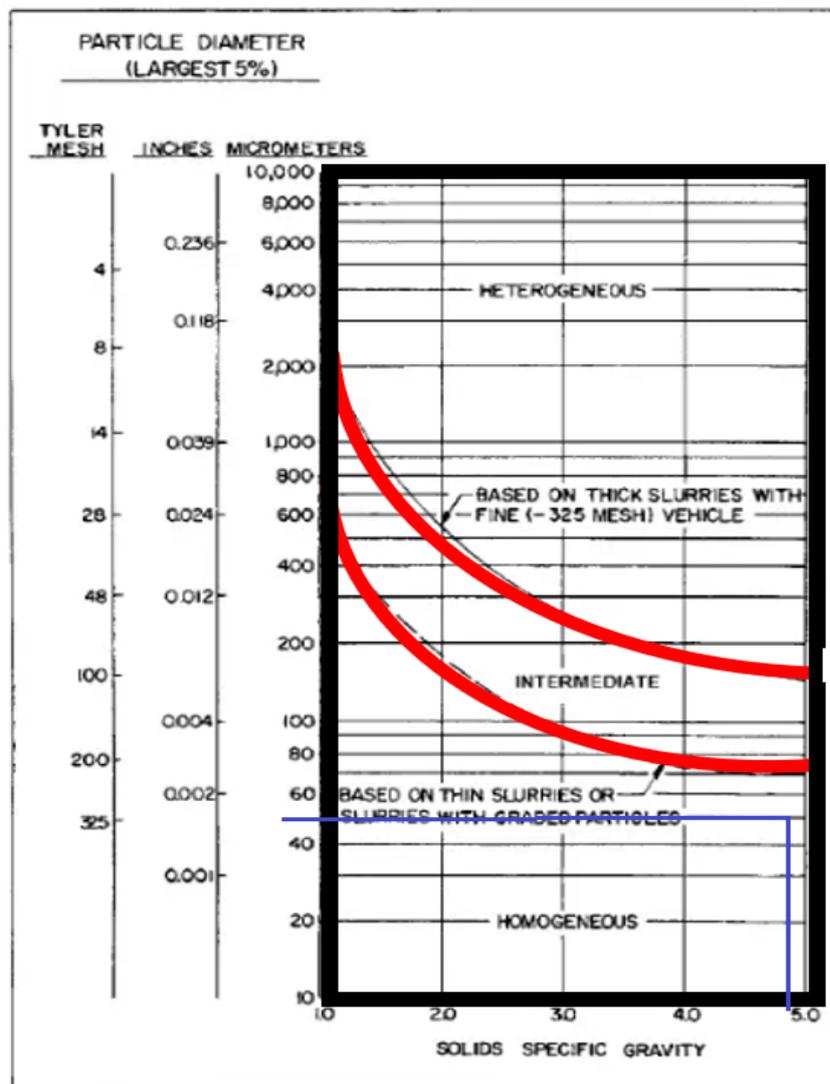
Fuente: Toyo Pumps

De donde se puede determinar que se requiere una bomba con una cabeza dinámica total máxima de 66 m a una velocidad máxima con impulsor metálico

de 38 m/s (7,500 pies/min) y para un impulsor en caucho de 28 m/s (5,500 pies/min).

Paso 2: Análisis del tipo de fluido o pulpa. - Se determina el tipo pulpa que se va a desplazar conociendo los valores de  $d_{50} = 38 \mu\text{m}$  y  $S_s = 4.8$ , se puede hacer una aproximación según la Figura N° 88 de clase de lodos.

Figura N° 88  
Grafica de caracterización de pulpas



Fuente: Toyo Pumps

La pulpa tiene un comportamiento **homogéneo** por lo tanto se puede caracterizar como un fluido de viscosidad aparente, no sedimentable y de comportamiento no-newtoniano.

Sin embargo, para nuestra propuesta técnica se evaluará un equipo para una pulpa con comportamiento newtoniano; es decir, sedimentable.

Paso 3: Calculo del diámetro de la tubería para el sistema. - Se calculó usando el criterio de la velocidad de sedimentación.

Para este cálculo se empleó el criterio de la velocidad crítica de sedimentación de la pulpa y se comparó con la velocidad del fluido calculo según las condiciones de operación.

La velocidad crítica de sedimentación se puede obtener con la ecuación de Durand modificada según la ecuación (41) y (42), expresada de la siguiente manera:

$$V_L = F_L^I \cdot \sqrt{2gD_i S_s} \cdot \left(\frac{d_{50}}{D_i}\right)^{\frac{1}{6}}, \quad F_L^I = 3.1635 \times (Cv\%)^{0.1977}$$

Donde:

$g$  = aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

$D_i$  = Diámetro interior de la tubería (m)

$S_s$  = Gravedad específica de los sólidos

$d_{50}$  = Tamaño medio de partícula (m)

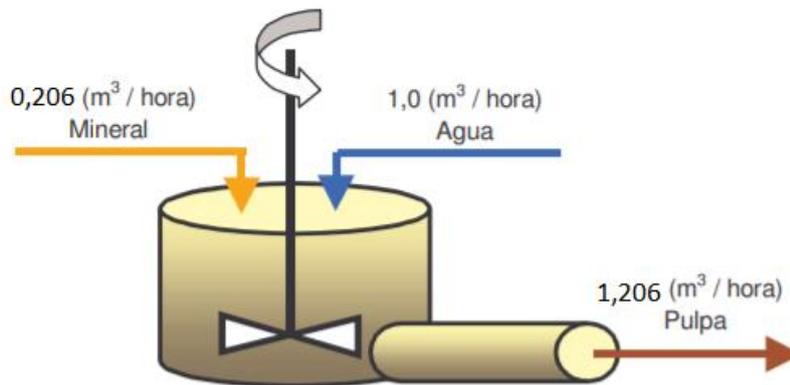
$F_L^I$  = Factor de corrección de Durand,  $F_L^I = 1.15 \times Cv^{0.2275}$

$Cv$  = Concentración de sólidos por volumen (%)

Se calcula  $Cv$  de la siguiente manera: se sabe que  $Cv$  es,

$$Cv = \frac{\text{Peso o flujo volumetrico del mineral}}{\text{Peso o flujo volumetrico de la pulpa}} \times 100 \%$$

Si el mineral tiene una densidad de 4,850 Kg/m<sup>3</sup>, entonces 1000 Kg/hora o 1 TN/hora de mineral equivale a 1000 (kg/h)/ 4,850 (Kg/m<sup>3</sup>) = 0,206 m<sup>3</sup>/hora, y 1000 Kg/hora de agua equivale a 1m<sup>3</sup>/hora. Por lo tanto, el flujo volumétrico de la pulpa es de 1,206 m<sup>3</sup>/hora, y de esta manera se tiene:



Por lo tanto:  $C_v = \frac{0.206}{1.206} \times 100 \% \quad C_v = 16.7 \%$

Calculo de  $F_L^I$ : Para un  $C_v < 18\%$

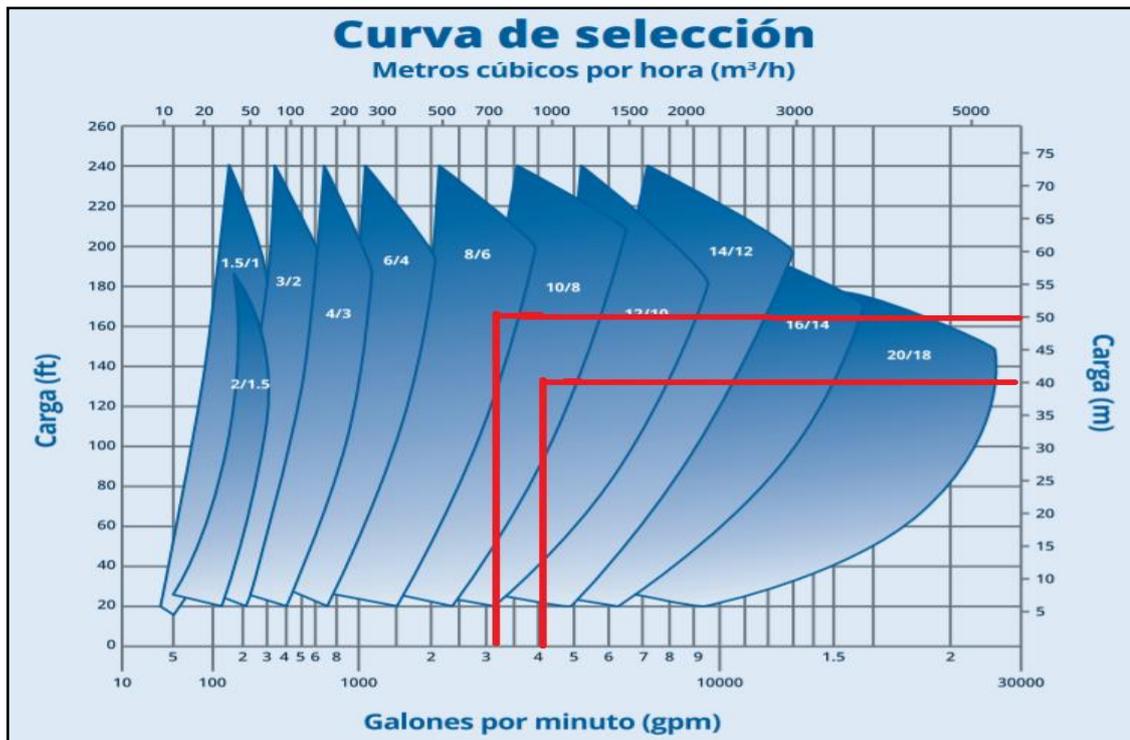
Remplazando datos  $F_L^I = 3.1635 \times 0.167^{0.1977} = 2.22$

Calculo de la relación  $d_{50}/D_i$ : Para este cálculo se requiere del diámetro interno de la tubería el cual según lo seleccionado por el área de ingeniería de la minera se instalará tuberías de HDP-SDR 21.

De la Tabla N° 7 de la pagina 69 podemos hallar el diámetro interior de la tubería, según el tamaño que se elija.

Para dimensionar el tamaño del diámetro recurriremos a la familia de bombas que el fabricante Ruhrpumpen propone para las condiciones de caudal y cabeza solicitada que son datos proporcionados por el cliente.

Figura N° 89  
Familia de curva de bombas para pulpa Ruhrpumpen



Fuente: Ruhrpumpen

De la tabla las posibles opciones de bombas que cumplirían el requerimiento sería una MPP10x8 con diámetro de succión de 10" y descarga de 8" o una MPP12x10 con diámetro de succión de 12" y descarga de 10".

Por lo tanto, se evaluó para las dos dimensiones de tuberías (8" y 10") la velocidad límite.

El Di para una tubería de HDP SDR21 de 8" = 180.8 mm con espesor, e = 9.6mm

El Di para una tubería de HDP SDR21 de 10" = 226.2 mm con espesor, e = 11.9mm

Datos de Tabla N° 7 (pagina 69).

Por lo tanto, remplazando estas dimensiones se obtendrán:

$$\text{Para 8" de diámetro de tubería: } \frac{d_{50}}{D_i} = \frac{0.038\text{mm}}{180.8\text{ mm}} = 0.00021$$

$$\text{Para 10" de diámetro de tubería: } \frac{d_{50}}{D_i} = \frac{0.038\text{mm}}{226.2\text{ mm}} = 0.00017$$

Calculo de VL: Reemplazando valores en la ecuación (41):

$$\text{Para tubería de 8"}: V_L = 2.22 \cdot \sqrt{2 \times 9.81 \times 0.1808 \times (4.85 - 1)} \cdot (0.00021)^{\frac{1}{6}}$$

$$V_L = 2.0 \text{ m/s}$$

$$\text{Para tubería de 10"}: V_L = 2.22 \cdot \sqrt{2 \times 9.81 \times 0.2262 \times (4.85 - 1)} \cdot (0.00017)^{\frac{1}{6}}$$

$$V_L = 2.23 \text{ m/s}$$

Calculo de V:  $Q = V \times A$ , considerando la primera condición requerido

$$Q = 766 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Para tubería de 8"}: 766 = V_X \frac{\pi \cdot 0.1808^2}{4}$$

$$V = 8.28 \text{ m/s}$$

$$\text{Para tubería de 10"}: 766 = V_X \frac{\pi \cdot 0.2262^2}{4}$$

$$V = 5.29 \text{ m/s}$$

Calculo de V:  $Q = V \times A$ , considerando la segunda condición requerido

$$Q = 942 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Para tubería de 8"}: 942 = V_X \frac{\pi \cdot 0.1808^2}{4}$$

$$V = 10.19 \text{ m/s}$$

$$\text{Para tubería de 10"}: 942 = V_X \frac{\pi \cdot 0.2262^2}{4}$$

$$V = 6.51 \text{ m/s}$$

Para ambas tuberías la  $V > V_L$ , sin embargo, se elegirá la tubería de 10" por presentar menor velocidad de proceso que la de 8" asegurando un mayor tiempo de duración de los elementos húmedos que están sometidos al desgaste por abrasión.

Paso 4: Selección de la bomba:

Definido el diámetro de descarga de la bomba podemos seleccionar preliminarmente el tamaño y modelo de la bomba según el listado de bombas de Ruhrpumpen.

## Figura N° 90 Lista de Bombas MPP – Rango de Selección

Selection Criteria		Selection Results		
Product Lines <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">Size List</span>				
Units		Site Supply Frequency <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">60</span> Hz		
▼ Pump Size List: MPP Slurry Pump				
ID	Size	Stages	Speed, rated (rpm) at 60 Hz	
			Range	Rated
MPP_2x1.5x7	MPP 2x1.5x7	1	3200 to 1199	3200
MPP_2x1.5x7-R	MPP 2x1.5x7-R	1	2600 to 999	2600
MPP_3x2x9	MPP 3x2x9	1	3170 to 1199	3170
MPP_3x2x9-R	MPP 3x2x9-R	1	2300 to 1299	2300
MPP_4x3x10	MPP 4x3x10	1	2750 to 999	2750
MPP_4x3x10-R	MPP 4x3x10-R	1	1800 to 799	1800
MPP_6x4x15	MPP 6x4x15	1	1800 to 799	1800
MPP_6x4x15-R	MPP 6x4x15-R	1	1350 to 799	1350
MPP_8x6x22	MPP 8x6x22	1	1300 to 499	1300
MPP_8x6x22-R	MPP 8x6x22-R	1	1000 to 399	1000
MPP_10x8x27	MPP 10x8x27	1	850 to 399	850
MPP_10x8x27-R	MPP 10x8x27-R	1	750 to 399	750
MPP_12x10x30	MPP 12x10x30	1	800 to 299	800
MPP_12x10x30-R	MPP 12x10x30-R	1	650 to 299	650
MPP_14x12x38	MPP 14x12x38	1	600 to 299	600
MPP_14x12x38-R	MPP 14x12x38-R	1	500 to 299	500
MPP_16x14x42	MPP 16x14x42	1	550 to 249	550
MPP_16x14x42-R	MPP 16x14x42-R	1	450 to 249	450
MPP_20x18x54	MPP 20x18x54	1	400 to 199	400
MPP_20x18x54-R	MPP 20x18x54-R	1	350 to 199	350

Bomba Modelo	SxD inch	Allowable Max. Power kw	Material Impeller	Clear Water Performance						Impeller	
				Capacity Q		Head	Speed	Max. Eff.	NPSH	No. of Vanes	Vane Dia. mm.
				m3/h	l/s	Hm	nr/min	η%	m		
MPP 1.5x1X6	1.5x1	15	Rubber	10.8-25.2	3-7	7-52	1400-3400	35		3	152
MPP 2x1.5X7	2x1.5	15		25.2-54	7-15	5.5-41	1000-2600	50	2.5-5		178
MPP 3x2X9	3x2	30		36-75.6	10-21	13-39	1300-2100		2-4		213
MPP 4x3X10	4x3	30									245
MPP 4x3X10	4x3	60		79.2-180	22-50	5-34.5	800-1800	59	3-5		245
MPP 6x4X15	6x4	60									365
MPP 6x4X15	6x4	120		144-324	40-90	12-45	800-1350	65	3-5		365
MPP 8x6X22	8x6	120									510
MPP 8x6X22	8x6	260		324-720	90-200	7-49	400-1000	65	5-10	5	510
MPP 8x6X22	8x6	300									510
MPP 10x8X27	10x8	260		540-1188	200-450	7-45	300-650	80	2.5-7.5		686
MPP 10x8X27	10x8	560		540-1188	200-450	7-45	300-650	80	2.5-7.5		686
MPP 12x10X30	12x10	260		720-1620	320-700	13-14	300-500	79	3-8		762
MPP 12x10X30	12x10	560		720-1620	320-700	13-14	300-500	79	3-8		762
MPP 14x12X38	14x12	260		1152-2520	380-850	11-63	250-550	79	4-10		965
MPP 14x12X54	14x12	560		1152-2520	380-850	11-63	250-550	79	4-10		965

Fuente: Ruhrpumpen

Se cuenta con dos modelos de MPP12x10 uno a 260 kW y la otra a 560 kW para una misma eficiencia, y de mismo diámetro de impulsor (762 mm) por lo que se tendrá que elegir el más óptimo para las dos condiciones solicitadas según el requerimiento, en ese sentido hacemos una preselección viendo en la curva de la bomba el TDH para las condiciones de operación dadas como datos.

Para un Q =767 m3/h tenemos según las curvas de la bomba

Un TDH = 53 m

Para un  $Q = 941 \text{ m}^3/\text{h}$  tenemos según las curvas de la bomba

Un TDH = 41.7 m

Para poder determinar estos puntos en curvas para agua de las bombas se debe de saber las RPM a que estarían girando las bombas por lo que se debe de determinar las RPM preliminares.

Paso 5: Calculo de las RPM de la Bomba:

Tomando las condiciones obtenidas en el Paso 1 de las velocidades periféricas máximas en el impulsor podemos definir las RPM máximos de las bombas, aplicando la ecuación N° 44 (véase página 83) tenemos lo siguiente:

$$V_p = \text{RPM} \times \pi \times \frac{\text{Dímetro del impulsor (pulgadas)} \times 13.2}{12}$$

$$7,500 = \frac{\text{RPM} \times 3.1416 \times (30'') \times 13.2}{12} \quad (\text{impulsor metálico})$$

$$\text{RPM} = 954$$

$$V_p = \text{RPM} \times \pi \times \frac{\text{Dímetro del impulsor (pulgadas)} \times 13.2}{12}$$

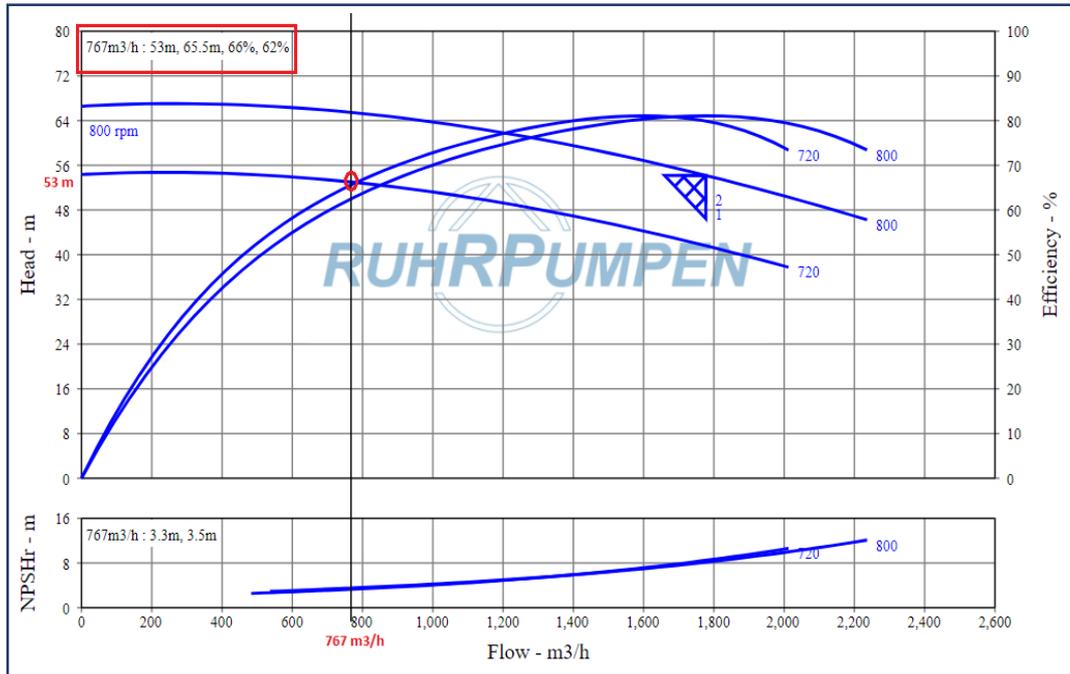
$$5,500 = \frac{\text{RPM} \times 3.1416 \times (30'') \times 13.2}{12} \quad (\text{impulsor en caucho})$$

$$\text{RPM} = 700$$

Estos valores de RPM son máximos y nos servirá como referencia para definir los puntos de caudal y altura dinámica total en las curvas seleccionadas de las bombas elegidas preliminarmente.

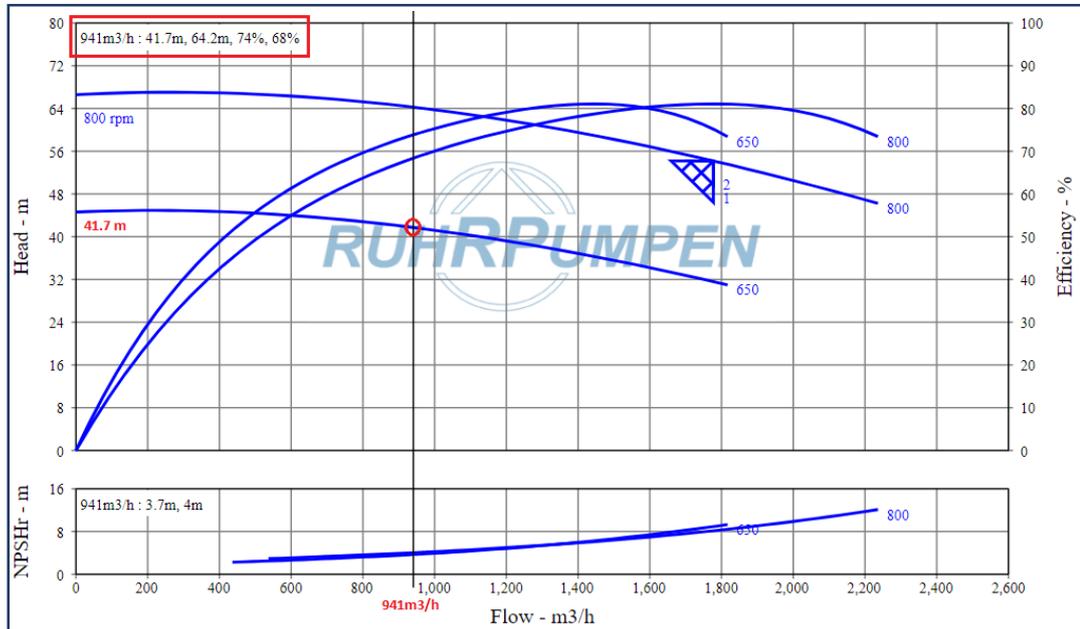
Tener en cuenta que estas curvas son relacionadas para agua y partiendo de ahí hacer las correcciones correspondientes de curva.

Figura N° 91  
Curva de bomba a 767 m<sup>3</sup>/h



Fuente: Ruhrpumpen

Figura N° 92  
Curva de bomba a 941 m<sup>3</sup>/h



Fuente: Ruhrpumpen

## Paso 6: Selección del modelo de bomba óptimo

Las bombas de pulpa MPP tiene dos configuraciones por lo que se debe elegir entre ellas la más adecuada. Sin embargo, las curvas de estas bombas se presentan para agua líquida, por tal motivo, primero se debe encontrar el factor de reducción de cabeza o altura para poder interpretar las curvas de manera correcta.

Para el cálculo del factor de reducción de altura se seguirá el procedimiento descrito en el estándar ANSI/HI 12.1-12.6-2005 “Bombas de pulpa roto dinámicas (Centrifugas)”, utilizando el monograma de la Figura N° 92 (véase página 190) y aplicando el factor de corrección por gravedad específica de sólidos, factor de corrección por partículas finas y factor de corrección por concentración

Factor de corrección por una concentración volumétrica distinta de 15%,  $C_{cv}$ :

$$C_{cv} = \left( \frac{C_v\%}{15\%} \right)$$

Factor de corrección por una diferente gravedad específica de sólidos,  $C_s$ :

$$C_s = \left( \frac{S_s - 1}{1.65} \right)^{0.65}$$

Factor de corrección para un porcentaje de partículas finas diferente a 0,  $C_{fp}$ :

$$C_{fp} = (1 - \%PF < 75\mu m)^2$$

Donde:

$C_v$  = Concentración de sólidos en volumen,

$S_s$  = Gravedad específica de los sólidos,

$PF$  = Porcentaje de partículas finas,

Al reemplazar los valores por los valores encontrados anteriormente se obtiene:

Remplazando valores se obtiene:

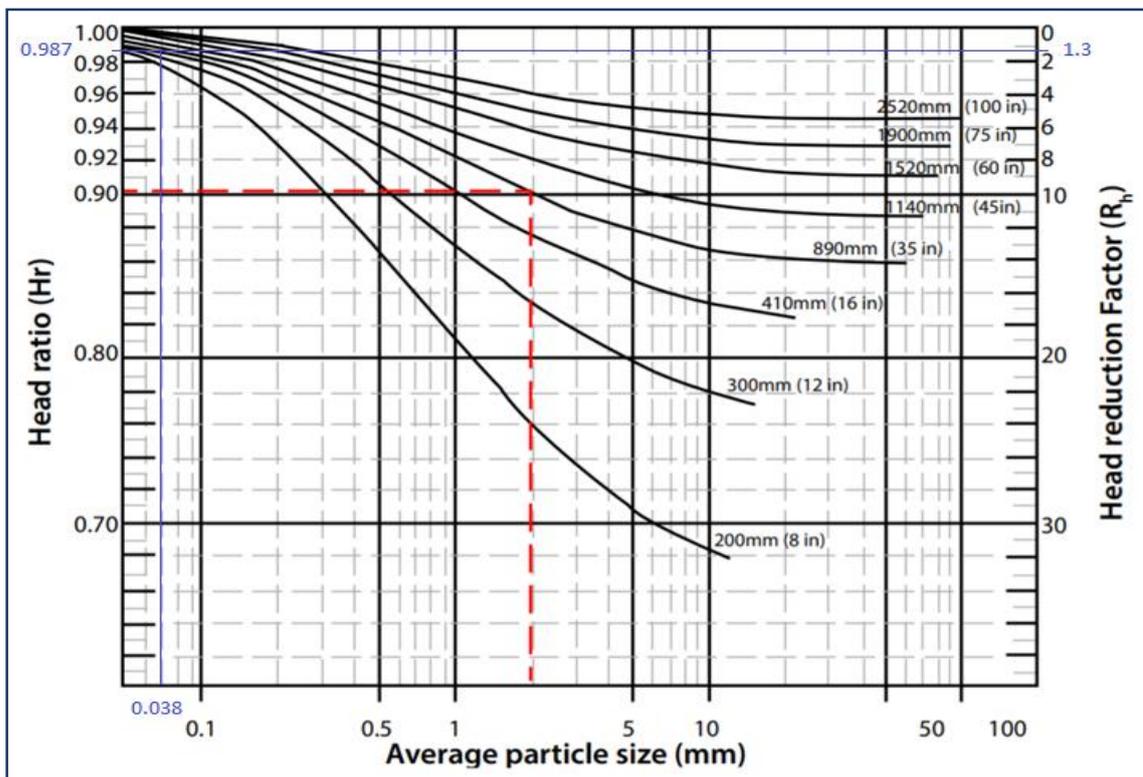
$$C_{cv} = \left( \frac{16.7\%}{15\%} \right) = 1.113$$

$$C_s = \left( \frac{4.85 - 1}{1.65} \right)^{0.65} = 1.734$$

$$C_{fp} = (1 - 0.32)^2 = 0.46$$

Ahora de la información que se tiene de los dos posibles modelos MPP12x10x30 de bombas a elegir, ambas tienen el mismo tamaño de impulsor (762 mm) que pueden trabajar con el caudal de diseño, por lo tanto, introduciendo estos datos en la Figura 92 (véase página 190) y se halla el factor de reducción de altura.

Figura N° 93  
Diagrama para hallar los factores de corrección Hr y Rh



Fuente: Toyo Pumps

Con un  $d_{50} = 0.038$  mm y un diámetro de impulsor de 762 mm podemos determinar de la gráfica que la reducción de altura aproximada es de 0.987, es decir, un factor de reducción de altura de 1.3%, el cual debe multiplicarse por

los factores de corrección para obtener el factor de reducción de cabeza total, a partir de la ecuación:

Donde: 
$$R_{hTOTAL} = R_h \times C_{CV} \times C_S \times C_{fp}$$

$R_h$  = Factor de reducción de cabeza,

$C_{CV}$  = Factor de corrección por una concentración volumétrica distinta de 15%,

$C_S$  = Factor de corrección por una diferente gravedad específica de sólidos,

$C_{fp}$  = Factor de corrección para un porcentaje de partículas finas diferente a 0

Reemplazando los valores, por los hallados anteriormente se logra:

$$R_{hTOTAL} (\%) = 1.3 \times 1.11 \times 1.73 \times 0.46 = 1.15 (\%)$$

Ahora se sabe de la ecuación (51) que:  $H_r = 1 - R_{hTOTAL}$

Remplazando valores se obtiene:  $H_r = 1 - \frac{1.15}{100} = 0.988$

Para calcular la cabeza de descarga de agua de diseño en metros de columna de agua empleamos la ecuación, (TDH<sub>agua</sub> = 41.7 m, de la curva de la bomba):

$$H_r = \frac{H_m}{H_a} = \frac{TDH_{pulpa}}{TDH_{agua}} \quad ; \quad TDH_{pulpa} = H_r \times TDH_{agua} = 41.7 \times 0.988$$

$$TDH_{pulpa} = 41 \text{ m. c. p.}$$

De la misma forma para obtener el factor la cabeza de descarga para el segundo modelo con TDH<sub>agua</sub> = 53 m:

$$H_r = \frac{H_m}{H_a} = \frac{TDH_{pulpa}}{TDH_{agua}} \quad ; \quad TDH_{pulpa} = H_r \times TDH_{agua} = 53 \times 0.988$$

$$TDH_{pulpa} = 52.36 \text{ m. c. p}$$

Asimismo, según la norma utilizada, el factor de reducción de eficiencia es igual al de altura. Por tal motivo, el factor reducción de eficiencia es el siguiente:

(para Q = 941m<sup>3</sup>/h a 650 RPM)

$$R_E(\%) = R_{h_{total}}(\%) = 1.15\% \quad ; \quad E_r = 1 - R_E \quad ; \quad E_r = 1 - \frac{1.15}{100} = 0.988$$

$$E_r = \frac{E_{pulpas}}{E_{agua}} \quad ; \quad E_{pulpas} = E_{agua} \times E_r = 74 \times 0.988$$

$$E_{pulpas} = 73.11\%$$

(para Q = 767m<sup>3</sup>/h a 720 RPM)

$$E_r = \frac{E_{pulpas}}{E_{agua}} \quad ; \quad E_{pulpas} = E_{agua} \times E_r = 66.9 \times 0.988$$

$$E_{pulpas} = 66.09\%$$

Para determinar cuál de estas configuraciones es la óptima, se procede a observar en sus curvas características los valores de rendimiento y de NPSH requerido para el mismo punto de operación (en este caso para el máximo requerimiento Q = 942 m<sup>3</sup>/h).

Tabla N° 31  
Comparación de los dos modelos de bombas Ruhrpumpen

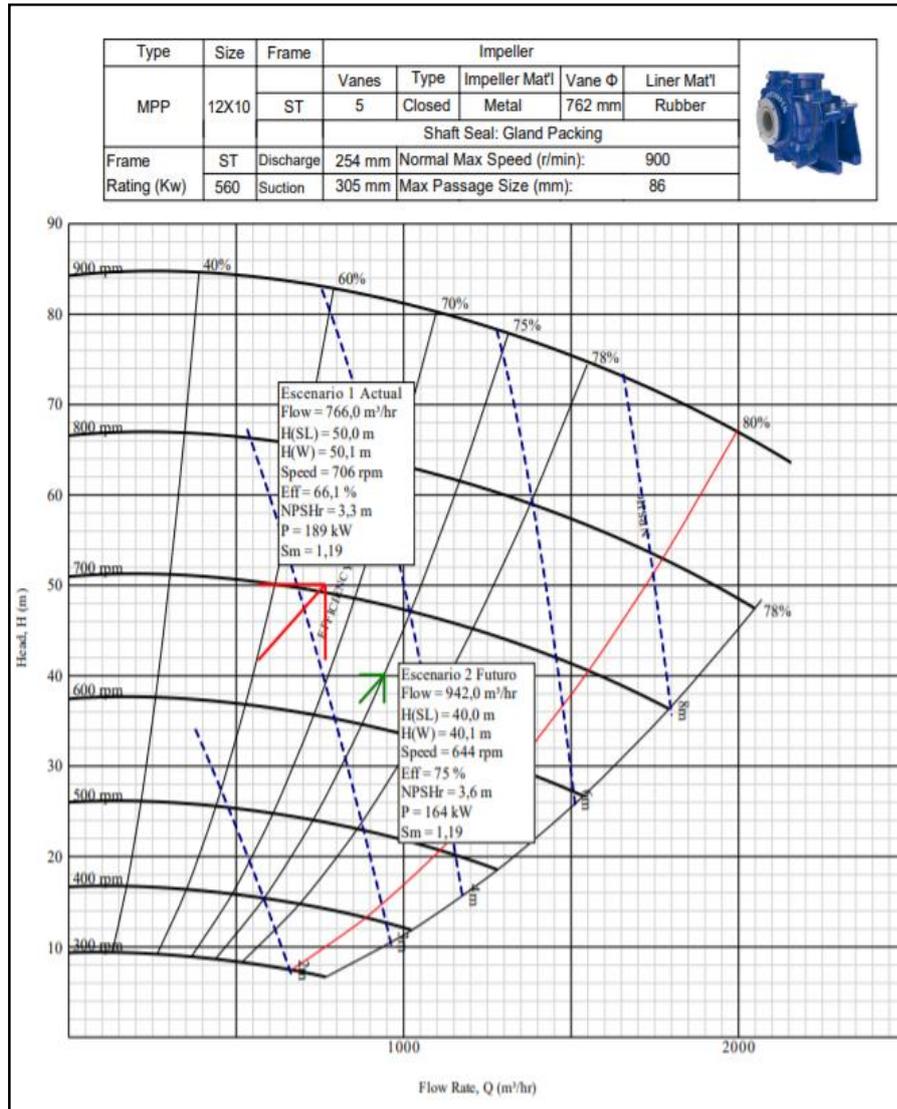
MODELO DE BOMBA	MPP12x10x30	MPP12x10x30-R
EFICIENCIA	66%	71%
NPSHr	3.3	3.8

Fuente: Elaboración Propia

En este caso elegiremos el modelo MPP12x10x30, tomando como consideración relevante el valor del NPSHr que es mucho menor al NPSHd = 4.5 m indicado por el área de ingeniería de la minera y verificado con el programa GPS, sabiendo que tienen menor eficiencia que el modelo MPP12x10x30-R otro factor de descarte es que este modelo tiene un rango de operación de 299 RPM a 650 RPM según datos de la curva de la bomba y el segundo modelo tienen un rango de operación de 299 RPM a 800 RPM. Por lo que no cumpliría la condición de operación en el segundo escenario donde las RPM son mayores a 650 RPM.

Teniendo ya elegido el modelo se puede construir la curva de la bomba con los puntos de operación reales con el programa de selección de bombas de GPS de Ruhrpumpen, obteniéndose la curva siguiente.

Figura N° 94  
Curva de bomba MPP12x10x30



Fuente: Wortec S.A.

Los valores arrojados por el programa en la selección y desarrollo de la curva real de la bomba son bastante próximos a los calculados, confirmando que la selección y dimensionamiento es el correcto.

Tabla N° 32  
Comparación de valores calculados de bombas Ruhrpumpen

Valores calculados	Valores del sistema GPS
<u>Para el caudal Q = 766 m<sup>3</sup>/h</u> TDH = 53 m a 720 RPM n = 66.09 %	<u>Para el caudal Q = 766 m<sup>3</sup>/h</u> TDH = 50 m a 706 RPM n = 66.1 %
<u>Para el caudal Q = 942 m<sup>3</sup>/h</u> TDH = 41.7 m a 650 RPM n = 73.11%	<u>Para el caudal Q = 942 m<sup>3</sup>/h</u> TDH = 40 m a 644 RPM n = 75 %

Fuente: Elaboración Propia

La variación en los resultados calculados con respecto al programa GPS es debido a las RPM que se tomaron como referencia para el cálculo, (720 y 650), el programa GPS tienen mayor exactitud para el cálculo de la velocidad periférica máxima del impulsor a comparación de lo calculado que se tomó RPM próximos según el cálculo realizado en la velocidad periférica del impulsor.

Además, en el gráfico de la curva de la Figura 90 (véase pagina 188) se observa que, para esta condición de operación, la bomba requiere alrededor de 189 kW de potencia para ser operada y una velocidad de giro de 644 rpm. Cabe indicar que la potencia hallada gráficamente en esta curva es la potencia corregida, para corroborar ese dato, calcularemos la potencia tomando en cuenta el comportamiento en pulpa y se debe aplicar la siguiente ecuación.

Donde:

$$P = \frac{HxQxS_{pulpa}}{367xEff}$$

H = Altura (m)

Q = Flujo volumétrico (m<sup>3</sup> /h)

Eff= Eficiencia (%)

Srelave = Gravedad específica de la pulpa

P = Potencia (kW)

Remplazando datos para  $Q= 766 \text{ m}^3/\text{h}$  se tiene:  $P = \frac{50 \times 766 \times 1.19}{367 \times 0.66} = 188.16 \text{ kW}$

Remplazando datos para  $Q= 942 \text{ m}^3/\text{h}$  se tiene:  $P = \frac{40 \times 942 \times 1.19}{367 \times 0.75} = 162.90 \text{ kW}$

Los valores son muy cercanos con lo que se puede afirmar que es la potencia con la que se debe seleccionar el motor eléctrico.

#### Paso 7: Selección del motor para la bomba de pulpa

Para la selección del motor es importante tener en cuenta la potencia absorbida por la bomba en el punto de diseño. Sin embargo, debido a que en las condiciones reales siempre puede haber variaciones, se prefiere utilizar el criterio de la máxima potencia desarrollada en la curva.

Para nuestro caso la potencia es de 188.16 kW

$$P_{requerida} = 188.16 \text{ kW} = 252.32 \text{ HP}$$

Del criterio de máxima potencia se obtiene que el motor requiere una potencia de 300 HP, las configuraciones de motores comerciales, cercanos a la potencia requerida, poseen potencias de 250 HP y 300 HP. Por tal motivo, se elige el motor de 300 HP. Asimismo, un dato fundamental para la elección del motor es la tensión y la frecuencia requerida por la operación minera, en este caso es necesario un motor trifásico que trabaje a una tensión de 460 V y 60 Hz.

Las condiciones de trabajo del motor son a una altitud media de 45 m s. n. m. que es donde se encuentra la unidad de producción y se desarrolla el proyecto por lo que no se está considerando un derrateo por altitud al motor.

Tabla N° 33  
 Motor NIDEC TITAN HORZ TEFC para tensión 460V /60Hz/300 HP

CURRENT		PHASE		CYCLES		VOLTS	
AC		3		60		460	

ITEM	QTY	HP	FRAME	SPEED	ESTIMATED WEIGHT	TYPE
A	1	300	449T	1200	2400	JCEI

N° de Polos	Velocidad de Giro RPM	Eficiencia (%)	
		Carga 50%	Carga 100%
2	3578	94.3	96.8
4	1798	94.6	96.8
6	1190	95.7	97.5
8	893	94.6	96.7

Fuente: Autoria propia

En este proyecto se trabajará un motor de la marca NIDEC- US MOTORS, de seis polos (1200 RPM) lo más próximo a las RPM requerido por la bomba por un factor comercial. La transmisión del motor a la bomba se realizará a través de un acoplamiento indirecto de fajas y poleas, el modelo del motor eléctrico es Titan, tipo JCEI NEMA Premium con asilamiento Clase F, grado de protección IP55 que significa protección contra el polvo y el agua proyectada con un factor de servicio de 1.15.

**Paso 8: Selección de accionamiento bomba-motor**

Al observar la velocidad de rotación del motor seleccionado de 6 polos es de 1190 RPM, se evidencia la gran diferencia de la velocidad necesaria por la bomba para trabajar en el punto de diseño, es decir 706 RPM, por tal motivo, es necesario utilizar un accionamiento entre el motor y la bomba para reducir la velocidad.

Los tipos de accionamientos bomba-motor utilizados son los siguientes:

- Acople directo bomba-motor, utilizado cuando el motor gira a la velocidad requerida por la bomba de pulpa.

- Fajas y poleas, es la opción más económica para la reducción de velocidad, a través de distintas configuraciones de fajas y poleas se pueden obtener la reducción deseada para el punto de operación requerido. La desventaja son los torques con los que pueden trabajar, por lo tanto, se recomienda utilizarla para motores menores a 300 HP.

- Caja reductora por engranajes es la opción más completa. Sin embargo, es la que requiere de mayor inversión. Se utiliza para para motores de 300 HP o de mayor potencia.

Para el proyecto se utilizará una transmisión por fajas y poleas debido a la potencia del motor. El dimensionamiento de las poleas y fajas se realizó por parte de la fábrica, para el dimensionamiento se le proporciono los datos del motor a integrar.

Por lo tanto, las bombas dimensionadas y seleccionadas son: 2 unidades

### **BOMBA**

Marca: Ruhrpumpen

Modelo: MPP12x10-30

Tipo: Centrifuga horizontal OH0 (Según HI)

Accionamiento: Por motor eléctrico

### **MOTOR**

Marca: NIDEC- US MOTORS

Potencia: 300 HP

Voltaje: 460 V

Fase: Trifásico

Velocidad / Frecuencia: 1200 RPM / 60 Hz

Grado de protección: IP 55

Tipo: NEMA Premium con asilamiento Clase F

Transmisión: Indirecta por fajas y poleas

### **FASE III: Validación de documentos e integración de equipos**

La validación de documentos proporcionados por fabrica consiste en primer lugar validar con el usuario las dimensiones y diseño de la bomba, una vez aceptada la propuesta por el cliente se procede a la validarla para su fabricación y posterior certificación y que serán parte del expediente técnico a entregar.

Los trabajos de integración consisten en realizar el montaje del motor a cada unidad y de realizar las correcciones en caso las hubiera para luego ser embaladas y despacharse a las instalaciones del cliente, estos trabajos son realizados por personal técnico de taller a cargo de la jefatura de servicios y bajo responsabilidad del área de ingeniería.

Figura N° 95  
Bombas de alimentación a filtro prensa



Fuente: Wortec S.A.

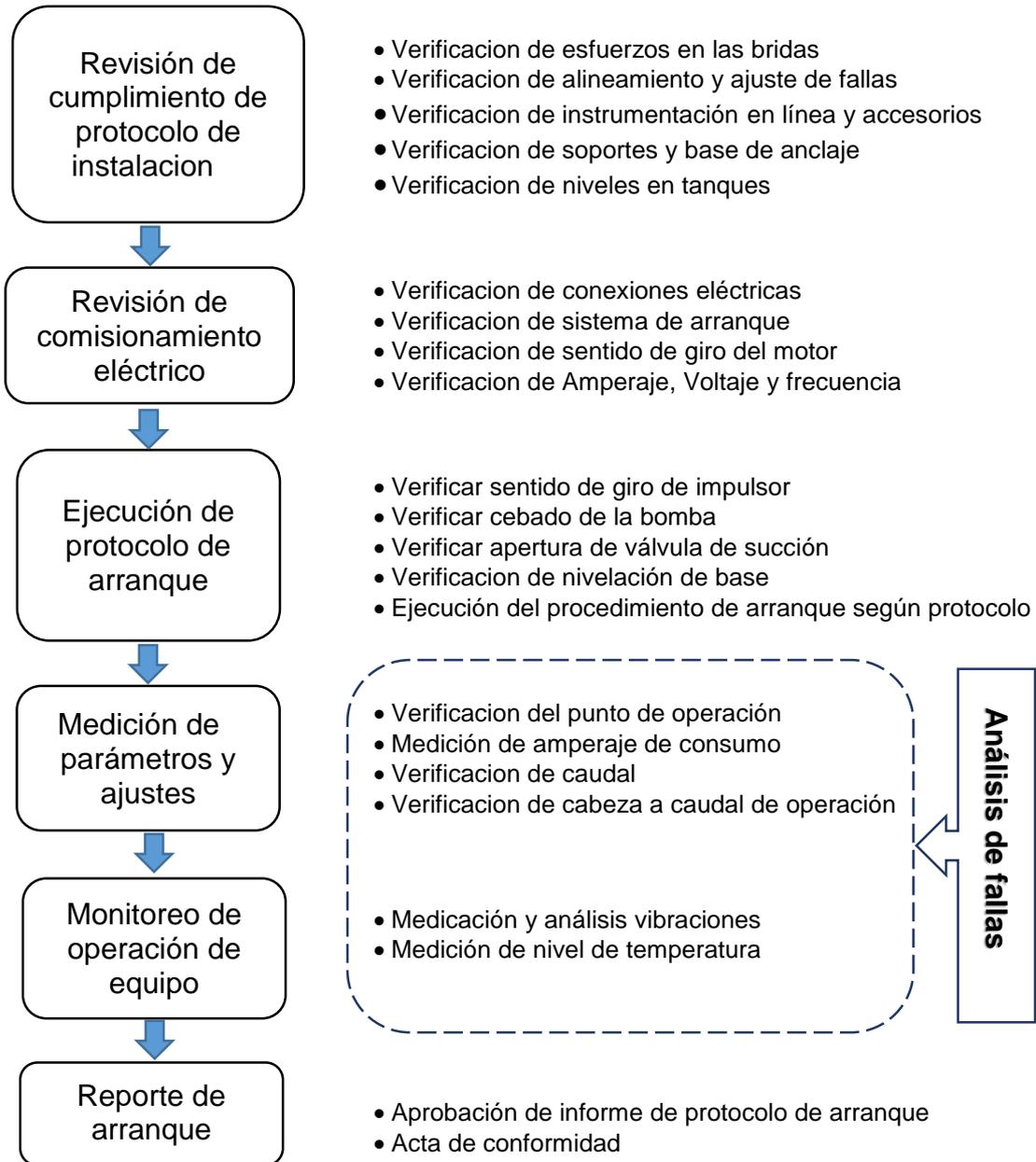
## Procesos de integración



**BOMBA RUHRPUMPEN MPP12X10**

## FASE IV: Puesta en marcha

### Procesos de puesta en marcha de bomba MPP12x110



Revisados los protocolos de instalación y hecho las correcciones necesarias se procedió con la puesta en marcha siguiendo las indicaciones del protocolo de arranque, durante la operación se observa y evaluó el proceso de los técnicos y operarios para el asesoramiento correspondiente, se tomó los parámetros de operación y se monitoreo durante 6 horas el comportamiento del equipo, del

sistema y del flujo de la pulpa teniendo en consideración que la concentración se mantenía constante y que el ingreso de agua fuera mínima a través del sistema de sellado, del monitoreo con los equipos electrónicos los resultados fueron:

**Niveles de temperatura:** La temperatura en los rodamientos de la bomba estuvo inicialmente en 87°C bajando rápidamente a 75°C luego 67°C para luego estabilizarse en 70°C, del manual de operaciones del fabricante la temperatura de 70°C se encuentra dentro del rango óptimo de operación, el incremento inicial de la temperatura se debió principalmente por la fuerza que inercia que se ejerce al inicial el giro del rotor y que muchas veces si se prolonga mucho tiempo en bajar se debe de parar el equipo para una revisión.

La temperatura de la bomba durante el bombeo marco una temperatura fluctuante de 35°C a 40°C, teniendo en consideración que la temperatura de la pulpa se encuentra en un rango de 15°C a 20°C el incremento de temperatura está dentro de los rangos de operación indicados por el fabricante un rango de temperatura mayor a 70°C se tendría un escenario de posible cavitación por recirculación excesiva.

**Nivel de vibración:** La amplitud de la vibración se caracterizó por deslizamiento medido perpendicularmente al eje en un punto de la caja de rodamientos adyacente a cada rodamiento cuyo valor fue de 2.25 Mils Pico-a-Pico de deslizamiento, que se encuentra dentro de lo permitido para 1200 rpm.

#### **FASE V: Análisis de fallas**

El análisis de fallas se realizó en dos etapas, un primer análisis usando el método de análisis de causa y efecto, tomando como referencia los cuatro tipos de fallas más comunes que presentan las bombas en minería y en las partes de las bombas con mayor cambio, tomando como base los datos de los informes de un año proporcionados por la minera, un segundo análisis durante a puesta en marcha que ratificara el diagnostico realizado durante la primera parte de este análisis.

La evaluación se realizó a las piezas que salieron para el servicio de reparación por fallas diversas, las unidades encontradas en el taller mecánico cuentan con un historial recopiladas en un informe detallado y proporcionado para hacer un diagnóstico de las posibles causas que estarían ocasionando las fallas y cuyo efecto son las continuas paradas de los equipos.

Mostramos a continuación el diagrama Causa-Efecto con las hipótesis que se analizaron para determinar las causas de falla en las partes de mayor rotación según la estadística de reposición de partes y estas son:

- Impulso
- Carcas
- Sello mecánico
- Eje

Este diagrama comprende seis estudios: Métodos, Equipo, Materiales, Dimensiones y Medio de operación considerando:

Hipótesis Descartada:

Hipótesis Aceptada:

Figura N° 96  
Diagrama causa-efecto (Ishikawa) Sellos y Carcasa

Diagrama de causa efecto con las hipótesis descartadas y consideradas de la Falla: Sellos de bomba de pulpa de hierro

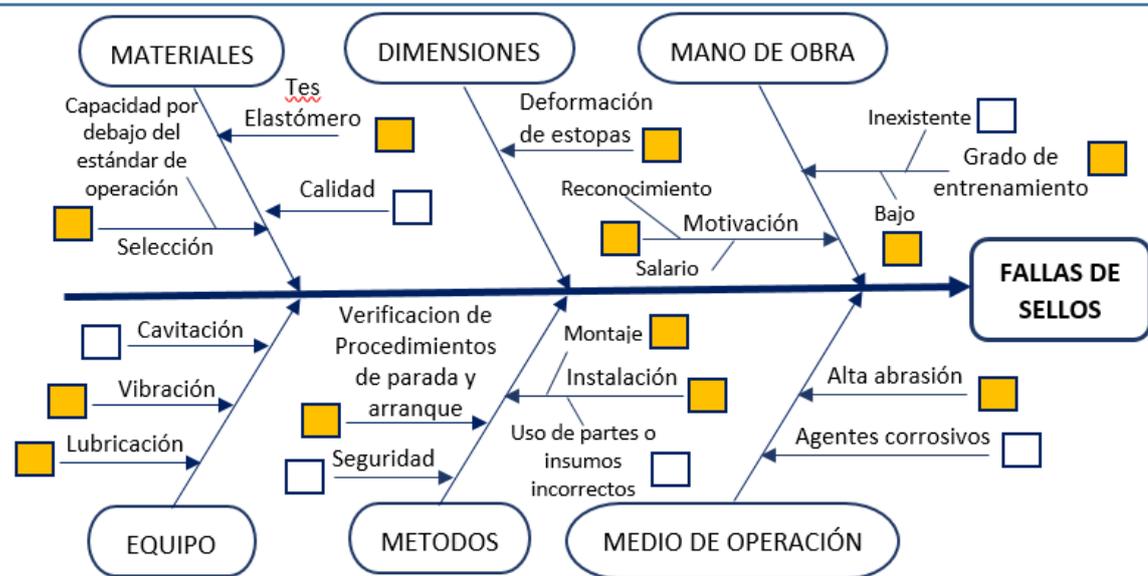
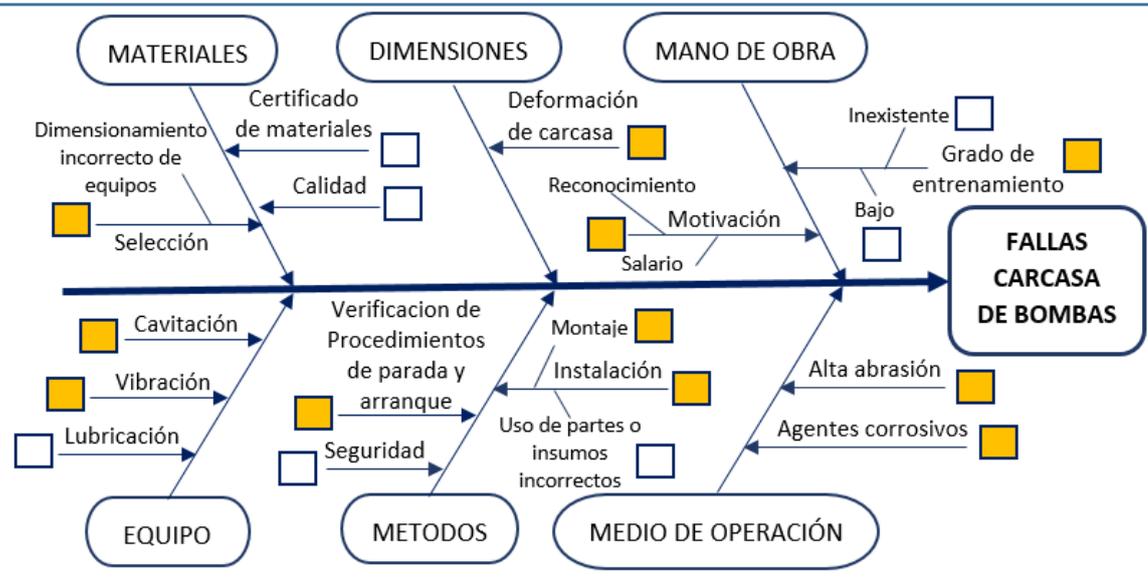
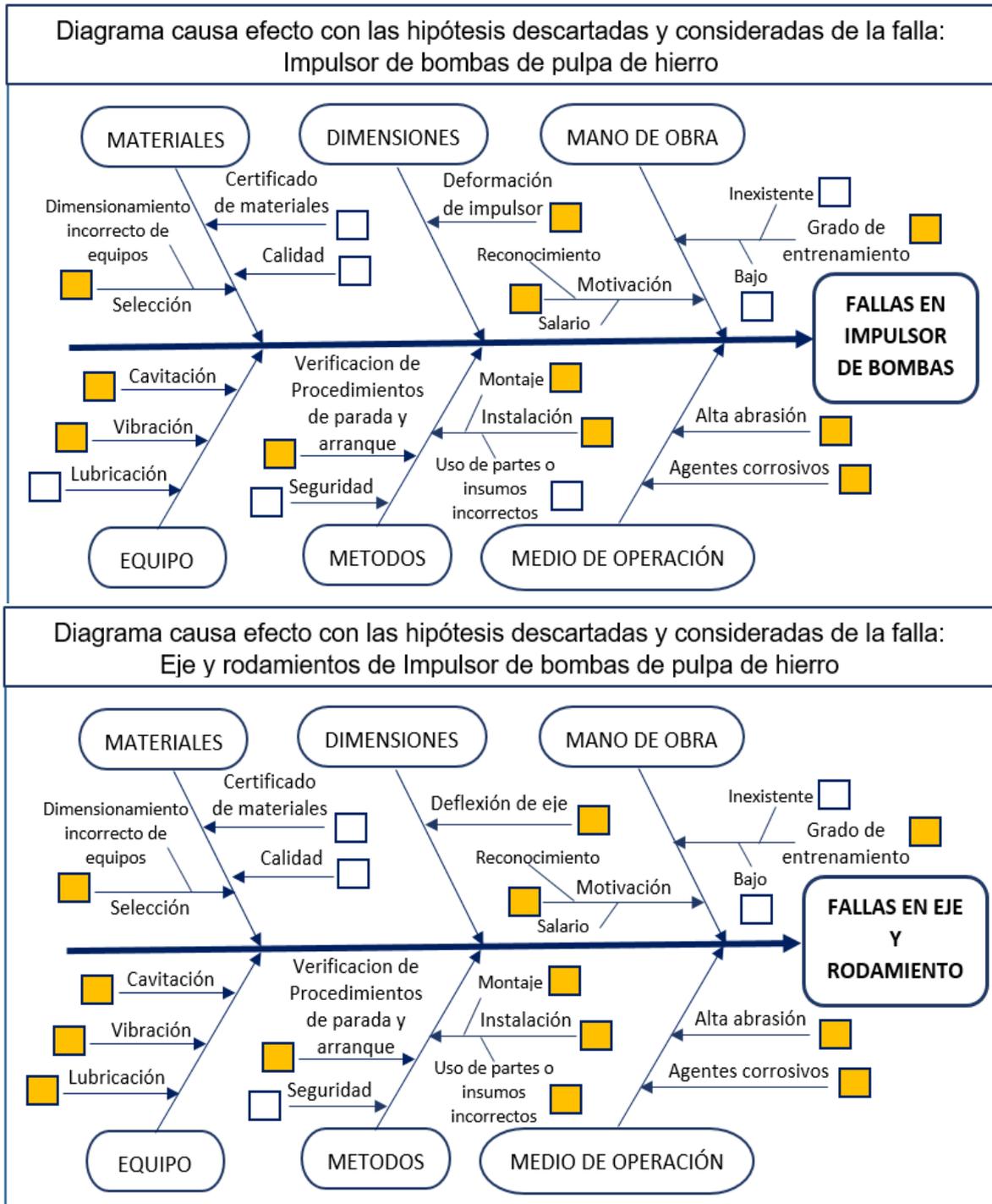


Diagrama de causa efecto con las hipótesis descartadas y consideradas de la Falla: Carcasa de bomba de pulpa de hierro



Fuente: Elaboración propia

Figura N° 97  
Diagrama causa-efecto (Ishikawa) Eje, impulsor y rodamientos



Fuente: Elaboración propia

El resumen en la evaluación técnica realizada a los 16 informes de fallas reportadas durante 12 meses de las 4 unidades que vienen operando actualmente fueron:

Tabla N° 34  
Resumen de análisis de informe de fallas

CARCAZA	FALLAS	CAUSA
	Desgaste y fractura en zona de salida de la carcasa.	Fallas por sobrecarga
	9 reportes presentan este tipo de incidencia de fallas	Es posible que la bomba este trabajando a la derecha del punto BEP, por aumento de carga dinámica
	Desgaste uniforme en zona de salida de la carcasa.	Falla por baja carga recirculación La bomba está trabajando a la izquierda del punto BEP, puede ser por cierre de alguna válvula, o mala operación
	7 reportes presentan este tipo de incidencia de fallas	
	Desgaste impulsor metálico en zona de salida de la carcasa	Sobre carga, desgaste en carcasa metálica
	4 reportes presentan este tipo de incidencia de fallas.	La presencia de un desgaste en esta zona de forma irregular indica que la bomba a venido trabajando fuera del punto de operación por un periodo de tiempo prolongado.
IMPULSOR	FALLAS	CAUSA
	Desgaste en zona inferior de ingreso de impulsor, con desprendimiento de material de recubrimiento.	Desgaste por sobre carga, cargas dinámicas altas en el interior de la bomba.
	11 reportes presentan este tipo de incidencia de fallas	La bomba está trabajando a la izquierda del punto BEP, puede ser por cierre de alguna válvula, o mala operación.
	Desgaste en zona inferior de ingreso de impulsor uniformemente.	Desgaste por carga baja, recirculación
	8 reportes presentan este tipo de incidencia de fallas	Se observa que es la única zona donde se ha producido mayor desgaste.

<b>RODAMIENTOS</b>	<b>FALLAS</b>	<b>CAUSA</b>
	Rodamientos con pistas dañadas se observa contaminación	Alta cargas radiales y axiales, por cabeza dinámica muy altas
	11 reportes presentan este tipo de incidencia de fallas	La bomba trabajo en el lado derecho del punto de máxima eficiencia para generar las cargas axiales y radiales excesivas
	Rodamiento con rodillos deteriorado	Fallas por contaminación y exceso de lubricación
	9 reportes presentan este tipo de incidencia de fallas	Mala operación en la lubricación de los rodamientos contaminándolos y obstruyéndolos por exceso
<b>EJE</b>	<b>FALLAS</b>	<b>CAUSA</b>
	Deflexión de eje	Por sobre carga durante la puesta en marcha o durante la operación.
	5 reportes presentan este tipo de incidencia de fallas	Posible mala operación durante los arranques de las bombas
	Desgaste de eje en zona de sellado	Falla del sello por contaminación, posible falla del sistema de enfriamiento y lubricación del sello de la bomba. Baja presión en la zona de sellado por cambio de régimen
	8 reportes presentan este tipo de incidencia de fallas	Eje de sello trabajo en contacto con partículas abrasivas.
<b>SELLOS</b>	<b>FALLAS</b>	<b>CAUSA</b>
	Camisa de eje con presencia de desgaste y ralladuras	Ajuste excesivo de los estopas sin refrigeración y contaminación
	13 reportes presentan este tipo de incidencia de fallas	Fallas por trabajar el sello sin refrigeración

	Anillo linterna desgastada y contaminada	Falta de lubricación de los sellos
	12 reportes presentan este tipo de incidencia de fallas	Presión de fluido de refrigerante bajo

La segunda etapa se dio durante la puesta en marcha, este análisis de fallas tuvo como objetivo verificar y ratificar las conclusiones llegadas en la primera etapa respecto a las posibles condiciones de fallas que se están presentando en la operación de estas bombas.

Para esta etapa se monitoreo el funcionamiento de los equipos evaluando los parámetros de operación de las bombas y se utilizaron un instrumento de vibración digital y termómetro laser para verificar las condiciones de operación de las principales componentes de la bomba.

Un estudio de Análisis de vibraciones está fuera del alcance de este trabajo, pero básicamente, consiste en determinar la frecuencia a la que ocurre el nivel máximo de vibración. El significado de la frecuencia con respecto a la fuente de vibración se muestra en la Tabla N° 27 y en la Tabla N° 28 las vibraciones máximas aceptables para una bomba; de las mediciones realizadas se tuvo:

Tabla N° 35  
Medidas de temperatura de rodamientos de bomba en operación

Numero de medidas	Temp. medidas (°C)	Temperaturas recomendadas por el fabricante
1	87	Por encima de 74 ° C: Controle las temperaturas continuamente
2	75	Por encima de 85 ° C: Pare la bomba y permita que el conjunto de cojinetes se enfríe
3	<b>67</b>	Por encima de 93 ° C; Pare la bomba y consulte a la fábrica.
4	<b>70</b>	

Fuente: Elaboración propia

Tabla N° 36  
Medidas de temperatura a la bomba en operación

Numero de medidas	Temp. medidas (°C)	Temperaturas recomendadas por el fabricante
1	35.4	Por encima de 85 ° C: Se debe tener cuidado con la cavitación por cambio de fase del líquido.
2	40.1	Por de 60°C a 85 ° C: Se debe tener consultar al fabricante del elastómero de los foros de recubrimiento.
3	<b>37.3</b>	Por debajo de 60 ° C: La bomba trabajara sin problemas de temperatura.
4	<b>39.4</b>	

Fuente: Elaboración propia

Tabla N° 37  
Medidas de vibración por deslizamiento a rodamientos de bomba en operación

Tomas de medición	Deslizamiento mils pico-pico	Velocidad de bomba (RPM)	Niveles permisibles mils pico-pico
1 (a 1200rpm)	2.08	3600	1.50
2 (a 1200rpm)	3.45	1800	2.50
3 (a 1200rpm)	2.45	<b>1200</b>	<b>3.75</b>

Fuente: Elaboración propia

### 3.1.3. Control de etapas

Tabla N° 38  
Control de etapas del proyecto

FASE 1: EVOLUCIÓN DEL PROYECTO	
ACTIVIDADES	CONTROL DEL PROCESO
<ul style="list-style-type: none"> <li>● Revisión de información                             <ul style="list-style-type: none"> <li>- Revisión de documento PSE-200153</li> </ul> </li> <li>● Valorización de la información                             <ul style="list-style-type: none"> <li>- Calificación del documento PSE-200152</li> <li>- Solicitud de visita técnica.</li> </ul> </li> <li>● Visita técnica a mina                             <ul style="list-style-type: none"> <li>- Reuniones con el área de Ingeniería, operaciones y mantenimiento.</li> </ul> </li> <li>● Levantamiento de información                             <ul style="list-style-type: none"> <li>- Verificación de instalaciones del área de filtrado en mina.</li> <li>- Verificación de equipos fuera de servicio en taller de mantenimiento</li> <li>- Recepción de información estadístico de reportes de fallas</li> <li>- Toma de datos adicionales para la propuesta técnica comercial.</li> </ul> </li> </ul>	<p><u>Responsables:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>● Ing. De ventas</li> <li>● Ing. Asesor técnico de bombas</li> </ul> <p><u>Documentación:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>● SI06-201578: informe de visita técnica.</li> <li>● SH06-201579: hoja de datos de validación del proyecto</li> </ul>
FASE 2: CALCULO HIDRÁULICO	
ACTIVIDADES	CONTROL DEL PROCESO
<ul style="list-style-type: none"> <li>● Memoria de cálculos                             <ul style="list-style-type: none"> <li>- Análisis gravimétrico de la pulpa</li> <li>- Identificación de clase de pulpa</li> <li>- Calculo de la velocidad critica</li> <li>- Calculo de diámetro de tubería</li> <li>- Calculo de la curva hidráulica</li> </ul> </li> <li>● Dimensionamiento                             <ul style="list-style-type: none"> <li>- Selección de la bomba</li> </ul> </li> <li>● Elaboración de la hoja técnica de datos de lo equipos</li> <li>● Presentación de plan de análisis de fallas</li> <li>● Creación de la oferta técnica</li> </ul>	<p><u>Responsables:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>● Jefe de ingeniería</li> <li>● Ing. Asesor técnico de bombas</li> </ul> <p><u>Documentación:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>● SAF06-201580: Plan de análisis de fallas.</li> <li>● SHT06-201581: Hoja técnica de datos del equipo (data Sheet)</li> <li>● SOT06-201582: Propuesta técnica.</li> </ul>
FASE 3: VALIDACIÓN DE DOCUMENTOS E INTEGRACIÓN DE EQUIPOS	
ACTIVIDADES	CONTROL DEL PROCESO

<ul style="list-style-type: none"> <li>• Certificación de planos</li> <li>• Validación de documentos</li> <li>• Elaboración de expediente técnico <ul style="list-style-type: none"> <li>- Generación de protocolos</li> </ul> </li> <li>• Evaluación de información para el análisis de fallas. <ul style="list-style-type: none"> <li>- Revisión de incidencias de fallas</li> <li>- Revisación de data de consumo de repuestos</li> </ul> </li> <li>• Evaluación de información para el análisis de fallas.</li> <li>• Integración de equipos <ul style="list-style-type: none"> <li>- Trabajos de maquinado</li> <li>- Ensamble</li> <li>- Verificación de montaje</li> <li>- Embalado</li> </ul> </li> </ul>	<p><u>Responsables:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Jefe de Taller</li> <li>• Ing. Asesor técnico de bombas</li> </ul> <p><u>Documentación:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• SIT06-201583: Informe de trabajos realizados en taller.</li> <li>• SET06-201584: Expediente técnico.</li> </ul>
<b>FASE 4: PUESTA EN MARCHA</b>	
<b>ACTIVIDADES</b>	<b>CONTROL DE PROCESO</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Revisión de instalación del sistema</li> <li>• Verificación de cumplimiento de protocolo de instalación</li> <li>• Correcciones en la instalación</li> <li>• Revisión de equipos <ul style="list-style-type: none"> <li>- Alineamiento</li> <li>- Giro de rotor</li> <li>- Acondicionamiento eléctrico</li> <li>- Niveles de fluido</li> </ul> </li> <li>• Arranque del equipo</li> <li>• Monitoreo del equipo <ul style="list-style-type: none"> <li>- Niveles de vibración</li> <li>- Niveles de ruido</li> <li>- Niveles de temperatura</li> <li>- Verificación de presiones</li> <li>- Verificación de caudal en la curva</li> <li>- Verificación de RPM</li> </ul> </li> </ul>	<p><u>Responsables:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Ing. Asesor técnico de bombas</li> </ul> <p><u>Documentación:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• SPI06-201585: Protocolo de Instalación.</li> <li>• SPO06-201586: Protocolo de arranque de equipo.</li> </ul>
<b>FASE 5: ANÁLISIS DE FALLAS</b>	
<b>ACTIVIDADES</b>	<b>CONTROL DEL PROCESO</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Validación del cumplimiento del protocolo de arranque.</li> <li>• Evolución e interpretación de resultados de monitoreo de equipos</li> <li>• Informe de análisis de fallas.</li> </ul>	<p><u>Responsables:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Ing. Asesor técnico de bombas</li> </ul> <p><u>Documentación:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• SIF06-201587: Informe de análisis de fallas.</li> </ul>

## **3.2. Evaluación técnica económica**

### **3.2.1. Propuesta técnica**

Atendiendo al requerimiento por parte de minera Shougang Hierro Perú S.A.A. y recogidas la información de operación y proceso, se presenta la propuesta técnica por el suministro de dos bombas centrífugas para manejo de pulpa de mineral modelo MPP12x10, de la marca RUHRPRMPEN, para el proyecto en referencia.

La oferta técnica contempla las consideraciones solicitadas por el área de ingeniería y operaciones de la minera, complementando a esta propuesta un análisis de falla en la puesta en marcha.

El estudio de fallas durante la puesta en marcha garantiza la operatividad del equipo para alcanzar que la vida útil de los equipos sea lo deseado, según el fabricante.

Dentro del alcance de suministro por los equipos está incluido:

- Pruebas hidrostáticas, pruebas de rendimiento, y certificaciones típicas de materiales, según detalle en el alcance de suministro del fabricante (Sección Técnica)
- Supervisión técnica para el montaje, comisionado y puesta en marcha de los equipos.
- Capacitación entrenamiento del personal operativo.
- Entrega de manuales de operación y mantenimiento
- Directivas de buenas practicas de operación y mantenimiento para reducir las fallas prematuras y aumentar el tiempo de vida útil de las nuevas bombas.

El detalle de la propuesta se describe en la Tabla N° 39.

Tabla N° 39  
Propuesta técnica

**PROPUESTA TÉCNICA**

**BOMBA PARA MANEJO DE PULPA DE MINERAL DE HIERRO DE LA  
MARCA RUHRPUMPEN**

PROCEDENCIA: EUROPEA

MODELO: MMP12X10-30

**CONDICIONES DE OPERACIÓN**

Producto: Pulpa mineral de Hierro

Temperatura de bombeo: 15 °C

PH: 4 - 9

Densidad: 5120 kg/m<sup>3</sup>

D50: 38µm

Caudal condición inicial: 3374 GPM a 40 mcp (766 m<sup>3</sup>/h)

Caudal condición final: nominal: 4147 GPM a 50 mcp (942 m<sup>3</sup>/h)

Cw %: 20 %

Tipo de Impulsor: Cerrado 5 alabes / 686 mm

Eficiencia: 66.1% / 75 %

NPSHr: 3.3 m

**MATERIAL DE FABRICACIÓN**

Carcasa: Hierro Fundido

Ejes: ASTM 4140

Impulsor: ASTM A 532 CLASE III

Sellado del eje: Sello húmedo de empaquetadura y prensa estopa con laberinto

Pintura: Gris RAL 7031 / estator verde B60G; plano n° 3

Prueba de performance: Ensayo estándar NDB 114

**MOTOR**

Marca: NIDEC- US MOTORS

Potencia: 300 HP

Voltaje: 460 V

Fase: Trifásico

Velocidad / Frecuencia: 1200 RPM / 60 Hz

Grado de protección: IP 55

Tipo: NEMA Premium con asilamiento Clase F

Bastidor: 449 T

**INCLUYE:**

Análisis de fallas en la puesta en marcha

Monitores de equipo

Medición de rango de vibración

Medición de rango de temperatura

Transmisión por fajas trapezoidales y poleas dimensionados en fábrica para las condiciones de operación solicitadas.

### **3.2.2. Propuesta Comercial**

Para obtener propuesta comercial del proyecto incluyendo el servicio de puesta en marcha y análisis de fallas, al precio de costo descritos en la Tabla N° 41, se le está considerando un porcentaje de incremento, que está determinado por: Los Gastos Generales (Planilla de personal administrativo, personal de seguridad; servicios de agua, energía eléctrica, teléfono; artículos de oficina, entre otros).

La Utilidad (Ganancia de la Empresa) y finalmente se le afectará por el I.G.V. (Impuesto General a las Ventas)

Los siguientes cuadros muestra los costos de materiales, repuestos, equipos y mano de obra estimada para el proyecto y un cuadro de costos por mantenimiento de las unidades que se están reparando actualmente con la finalidad de realizar el análisis económico del proyecto.

Tabla N° 40  
Costo de repuestos recomendados

<b>COSTO DE REPUESTOS PARA UN AÑO DE BOMBA MPP12X10</b>				
<b>Item</b>	<b>Cant</b>	<b>Descripcion</b>	<b>Precio Unitario</b>	<b>Precio Total</b>
1	2.00	IMPULSOR METALICO	\$ 5,925.00	\$ 11,850.00
2	2.00	IMPULSOR EN CAUCHO	\$ 3,560.00	\$ 7,120.00
3	2.00	LINER LADO DESCARGA	\$ 1,521.00	\$ 3,042.00
4	2.00	LINER LADO SUCCION	\$ 1,784.00	\$ 3,568.00
5	2.00	LINER DE VOLUTA	\$ 2,650.00	\$ 5,300.00
6	2.00	KIT DE SELLO	\$ 2,356.00	\$ 4,712.00
7	2.00	KIT DE AROS DE OPTURACION Y ORINES	\$ 1,356.00	\$ 2,712.00
<b>TOTAL NETO ( En dólares no incluye el I.G.V.)</b>				<b>\$ 38,304.00</b>
<b>TOTAL CON I.G.V.</b>				<b>\$ 45,198.72</b>

Fuente: Elaboración propia

Tabla N° 41  
Costos del Proyecto

ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	P.UNITARIO	P. TOTAL
<b>EQUIPOS</b>					<b>90,884.00</b>
1	MOTOR MARCA / MODELO: NIDEC / US MOTOR POTENCIA: 300 HP	PZA	2	15500	31,000.00
2	BOMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL MARCA: RUHRPUMPEN MODELO: MP12X10-F POLEAS Y FAJAS DE TRANSMISIÓN PLACA BASE Y PERNOS DE ANCLAJE	PZA	2	29942	59,884.00
<b>ENSAMBLAJE</b>					<b>4,080.27</b>
3	soldadura de tapa PT100	PZA	1	38.67	38.67
4	empalme de líneas sensor PT100	PZA	1	40	40.00
5	calzas de guarda	PZA	2	50	100.00
6	fabricación de chavetas x2 bbas	PZA	2	175	350.00
7	rectificado de agujeros x2 bbas	PZA	2	175	350.00
8	mano de obra bomba 1	HH	48	33.35	1,600.80
9	mano de obra bomba 2	HH	48	33.35	1,600.80
<b>EMBALAJE</b>					<b>1,692.00</b>
10	material embalaje 1	PZA	1	336	336.00
11	material embalaje 2	PZA	1	336	336.00
12	montacargas de 5TN	HM	8	55	440.00
13	montacargas de 3.5TN	HM	8	55	440.00
14	montacargas de 15TN	HM	4	35	140.00
<b>SERVICIO DE PUESTA EN MARCHA Y ANÁLISIS DE FALLA</b>					<b>2,190.00</b>
Mano de Obra:					
15	Monitoreo de obra bomba 1	HH	8	60	480.00
16	Monitoreo de obra bomba 2	HH	8	60	480.00
Equipos					
17	Analizador de vibración digital	HM	16	30	480.00
18	Alineador láser	HM	4	35	140.00
19	Tacómetro digital	HM	4	20	80.00
20	Termómetro láser	HM	2	20	40.00
Pasajes					
21	Supervisor	UNI	1	50	50.00
22	Técnico	UNI	1	50	50.00
Viáticos					
23	Alojamiento supervisor	UNI	3	35	105.00
24	Alimentación supervisor	UNI	3	35	105.00
25	Alojamiento técnico	UNI	3	30	90.00
26	Alojamiento supervisor	UNI	3	30	90.00
SUB TOTAL USD					98,846.27
GASTOS GENERALES (10%) USD					9,884.63
SUB TOTAL SIN UTILIDAD USD					108,730.90
UTILIDAD (25%) USD					27,182.72
SUB TOTAL SIN I.G.V. USD					135,913.62
I.G.V. (18%) USD					24,464.45
<b>TOTAL USD</b>					<b>160,378.07</b>

Fuente: Elaboración propia

### 3.2.3. Evaluación de Costos por Mantenimiento

#### ANALISIS DE COSTOS DE MANTENIMIENTO ANUAL DE BOMBAS DE PULPA DE HIERRO

**CLIENTE :** SHOUGANG HIERRO PERU S.A.A.  
**MOTIVO :** MANTTO DE BOMBAS DE PULPA DE HIERRO  
**RESPONSABLE :** DEPARTAMENTO DE INGENIERIA

#### COSTO MANO DE OBRA POR EQUIPO REPARADO

Item	Cant	Part Description	Precio Lista	Tiempo de entrega (días)	Precio Total Venta \$
1	1	HORAS MAQUINA (TORNO Y OPERARIO)	\$ 120.00	2	\$ 240.00
2	2	TECNICO MECANICO	\$ 52.00	7	\$ 728.00
3	1	COSUMIBLES	\$ 52.00	7	\$ 364.00
4	1	SUPERVISOR	\$ 84.00	7	\$ 588.00
5	1	TALLER, HERRAMIENTAS	\$ 120.00	7	\$ 840.00

**TOTAL NETO (En dólares americanos, no Incluyen I.G.V.)**

**\$ 2,760.00**

#### COSTOS DE REPUESTOS DE MAYOR CONSUMO POR BOMBA CADA DOS MESES

Item	Cant	Part Description	Precio Lista	Tiempo de entrega (días)	Precio Total Venta \$
6	1	IMPULSOR METALICO	\$ 5,850.00	28-42	\$ 5,850.00
7	1	IMPULSOR EN CAUCHO	\$ 3,580.00	28-42	\$ 3,580.00
8	1	LINER LADO DESCARGA	\$ 1,316.00	20-42	\$ 1,316.00
9	1	LINER LADO SUCCION	\$ 1,984.00	20-42	\$ 1,984.00
	1	SELLOS	\$ 3,250.00	14.42	\$ 3,250.00
10	1	LINER DE VOLUTA	\$ 2,570.00	20-42	\$ 2,570.00
11	1	KIT DE SELLO	\$ 2,280.00	14-42	\$ 2,280.00
12	1	KIT DE AROS DE OPTURACION Y ORINES	\$ 1,270.00	14-42	\$ 1,270.00

**TOTAL NETO ( En dólares no incluye el I.G.V.)**

**\$ 22,100.00**

#### COSTOS DE REPUESTOS DE CONSUMO MEDIO CADA 6 A 8 MESES

Item	Cant	Part Description	Precio Lista	Tiempo de entrega (días)	Precio Total Venta \$
13	1	EJE	\$ 11,851.00	28-42	\$ 11,851.00
14	1	CAMISA DE EJE	\$ 1,234.00	14-42	\$ 1,234.00
15	1	RODAMIENTOS	\$ 190.00	14-42	\$ 190.00
16	1	CAJA DE SELLOS	\$ 1,345.00	14-42	\$ 1,345.00
17	2	FAJAS	\$ 120.00	14-42	\$ 240.00

**TOTAL NETO ( En dólares no incluye el I.G.V.)**

**\$ 14,860.00**

#### COSTOS DE OPERACION

Item	Cant	Part Description	Precio por día	Tiempo de parada (días)	Precio Total Venta \$
18	1.00	Equipo en mantenimiento	\$ 150.00	25	\$ 3,750.00

**TOTAL NETO ( En dólares no incluye el I.G.V.)**

**\$ 3,750.00**

#### COSTO DE MANTENIMIENTO A UN AÑO

Item	Cant	Part Description	Precio al año	Total x equipo
1	4.00	COSTO DE MANO DE OBRA POR EQUIPO	\$ 2,760.00	\$ 11,040.00
2	4.00	COSTO DE REPUESTOS FRECUENTES	\$ 22,100.00	\$ 88,400.00
2	2.00	COSTO DE REPUESTOS NO FRECUENTES	\$ 14,860.00	\$ 29,720.00
3	14.50	COSTO DE EQUIPO FUERA DE SERVICIO	\$ 3,750.00	\$ 54,375.00

**TOTAL BRUTO ( En dólares no incluye el I.G.V.)**

**\$ 183,535.00**

### 3.2.4. Resumen de Costos

El presente cuadro compara el costo de la inversión inicial con referencia al costo de mantenimiento de un equipo durante un año, se debe tener en cuenta que el sistema cuenta con 4 unidades actualmente operativas y cuya frecuencia de reparación en promedio es de dos unidades cada 3 meses, indicando que las horas de operación de los equipos son bajas, la propuesta es de seleccionar y dimensionar dos unidades cuyas horas de operación supere en un 50% a las actuales, es decir que los equipos deben de trabajar continuamente sin ninguna reparación en un tiempo no menor a 6 meses.

Tabla N° 42  
Resumen de Costos

COSTO ANUAL DE REPARACIÓN DE LOS EQUIPOS		COSTO DE INVERSIÓN DE PROYECTO EN OPERACIÓN POR 1 AÑO	
DESCRIPCIÓN	MONTO	DESCRIPCIÓN	MONTO
COSTO DE MANTENIMIENTO SIN INCLUIR EL COSTO DE PERDIDA DE PRODUCCIÓN	\$ 110,131.76	COSTO DE EQUIPOS + SERV. DE PUESTA EN MARCHA	\$ 160,378.07
COSTOS DE QUIPO FUERA DE PRODUCCIÓN	\$ 100,000.00	COSTO DE REPUESTOS	\$ 45,198.72
COSTO DE MANTENIMIENTO SIN INCLUIR EL COSTO DE PERDIDA DE PRODUCCIÓN	\$ 110,131.76		
COSTOS DE QUIPO FUERA DE PRODUCCIÓN	\$ 100,000.00		
COSTO TOTAL SIN COSTO DE PERDIDA POR PRODUCCIÓN	\$ 220,263.52		
COSTO TOTAL INCLUYENTE COSTO DE PERDIDA POR PRODUCCIÓN	\$ 420,263.52		\$ 205,576.79

Fuente: Elaboración propia

### 3.3. Análisis de resultados.

Los resultados obtenidos en la selección de la bomba cumplen con el requerimiento solicitado por el cliente para trabajar en dos escenarios y condiciones diferentes, bajo las siguientes consideraciones:

Impulsor metálico para el primer escenario debido a que la velocidad periférica del impulsor a 706 RPM supera el máximo recomendado por la NORMA ANSI/HI-12.1-12.6 generando un desgaste prematuro para en un impulsor recubierto en caucho.

Impulsor recubierto en caucho para el segundo escenario debido a que a 644 RPM la velocidad periférica máxima del impulsor se encuentra dentro del rango permisible.

La alternativa de propuesta, es para una pulpa con comportamiento newtoniano; es decir, sedimentable, aun cuando la concentración y el tamaño de partículas indica que existe la posibilidad de que pueda ser no sedimentable, con comportamiento no newtoniano, de darse el caso, la selección de las bombas y los motores pueden verse afectados, para ese comportamiento de la pulpa el estudio y análisis seria materia de otra investigación y se necesitarían más datos, debido a que el transporte de una pulpa no newtoniana por bombas centrífugas con frecuencia tienen un comportamiento poco predecible, cuando se opera en un punto menor al punto de mayor eficiencia.

El diagnóstico del análisis de fallas realizado pudo identificar condiciones de una operación incorrecta de los equipos y un mantenimiento precario en la parte de los sellos, que se pudo verificar durante la operación de las bombas por el personal a cargo de estas unidades durante la puesta en marcha de los equipos nuevos

Las condiciones de operación durante la puesta en marcha una vez realizado el protocolo de instalación y operación, fueron los esperados.

Los resultados del análisis de costo por mantenimiento de las unidades realizadas en la actualidad es muy alto a diferencia de la propuesta técnica económica presentada, identificando que el costo más importante es el costo por parada de producción que estas unidades generan durante el tiempo que demoran los mantenimientos.

## IV. CONCLUSIONES Y DISCUSIONES

### 4.1. Conclusiones

- Para conseguir los requerimientos de operación del proyecto, se tendrá que operar en el primer escenario con un impulsor en metal y en el segundo escenario con impulsor en caucho, esto debido a las RPM (706 y 644) calculadas para las condiciones de operación de caudal y cabeza solicitadas y según el diagrama de clase de servicio de la NORMA ANSI 12.1-12.6 de IH, concluyendo que los cálculos y la selección realizada garantizan la vida útil de los equipos, alcanzando el objetivo trazado.
- La eficiencia en el punto BEP (punto de máxima eficiencia) de la bomba MPP12x10-30 es de 79%, de los cálculos realizados las eficiencias para las dos condiciones de operación solicitado son:  
66.1% para  $Q = 766 \text{ m}^3/\text{h}$  a un ADT = 50 m  
75.0% para  $Q = 942 \text{ m}^3/\text{h}$  a un ADT = 40 m  
Concluyendo que el dimensionamiento realizado es el más favorable para las dos condiciones de operación requeridas, siendo el segundo escenario el que se encuentra más cerca al punto BEP, desarrollando bajas cargas dinámicas en el impulsor, consiguiendo el objetivo deseado.
- Se concluye que, con el desarrollo del protocolo de instalación y su ejecución antes de la puesta en marcha, se evalúa las condiciones idóneas de instalación y operación del sistema, garantizando que los árboles de succión y descarga operen en sincronía con la bomba centrífuga cumpliendo las recomendaciones del fabricante y las normas del instituto hidráulico, ayudando que los equipos se arranquen sin fallas que podrían reducir su tiempo de vida durante el arranque.
- La propuesta técnica comercial con las bombas RUHRPUMPEN modelo MPP12x10-30, cumple con las expectativas deseadas por el área de ingeniería de la minera Shougang, según las exigencias solicitadas en las tres condiciones dadas:
  - Desarrollo de protocolos, con la elaboración de los protocolos de instalación y protocolo de arranque o puesta en marcha de equipos.

- Dos escenarios de operación con condiciones de flujo y cabeza diferente, con las memorias de cálculo y las curvas desarrolladas y presentadas para los dos escenarios solicitados (actual y a futuro).
  - La propuesta técnica de solución debe cumplir con el requerimiento de alcanzar un tiempo de vida útil de los equipos mayor a los que actualmente vienen operando, esto se cumple con el desarrollo del análisis de fallas de los equipos que vienen operando actualmente identificando la causa raíz de las fallas y las recomendaciones presentadas en el informe de buenas prácticas de operación y mantenimiento para su implementación en los nuevos equipos, y durante la puesta en marcha de las unidades nuevas, con el monitoreo y análisis de los parámetros de operación, cumpliendo el protocolo de arranque que garantiza una correcta operación y arranque de las bombas eliminando la posibilidad de reducir su tiempo de vida útil durante la puesta en marcha.
- Del análisis de costos podemos concluir que el costo de inversión para la implementación de las dos unidades nuevas de bombas es aproximadamente la mitad que el costo por mantenimiento anual de las bombas operando actualmente, considerando favorable el proyecto de inversión con un retorno en el tiempo por el aumento de producción por más horas maquinas operando y menor número de mantenimiento no programado al año.

#### **4.2. Discusiones**

- El caucho es bueno para absorber impacto y desgaste por deslizamiento hasta una cierta velocidad periférica del impulsor según la NORMA ANSI 12.1-12.6, su limitación es la forma de la partícula, cuando son particular uniformes y redondas funcionan bien pero cuando las partículas tienen aristas y son irregulares el impacto desgarran el caucho, son buenos para el manejo del PH, pero no son buenos para el manejo de hidrocarburos.
- Los impulsores en metal son buenos para la abrasión por deslizamiento y para el impacto teniendo la capacidad de resistir a los golpes de partículas

de sobre tamaño, pero su limitante es el ataque químico, la mayoría de los aceros blancos con las que están hechas las partes húmedas de las bombas para pulpa pueden trabajar con 2.5 de pH como máximo por ser aceros a alto cromo, por debajo de ese valor el metal absorbe el fluido y empieza el ataque químico.

- Los diseños de Bombas de lodos se seleccionan y proveen de acuerdo a las condiciones de desgaste (altamente abrasivo, abrasivo y medianamente abrasivo) determinado por la geometría del sólido, para este trabajo las características de las particular fueron uniformes, en caso la geometría de las partículas hubieran sido diferentes se estaría realizando el análisis bajo otras consideraciones técnicas, obteniendo otros resultados en la selección de los materiales de la bomba y por lo tanto cambiando los parámetros de operación de las mismas.
- La evaluación y análisis de cauda – efecto realizados en base a los reportes de fallas y evidencias fotográficas proporcionadas por el cliente, identifican que la mayoría de las partes donde tuvieron mayor desgaste y fallas fueron en la zona de admisión del impulsor y en el extremo de la carcasa de la bomba, propios de bombas que trabajan a carga baja recirculando la pulpa y a la derecha del punto de mayor eficiencia generando altas cargas dinámicas.

## **V. RECOMENDACIONES**

- Para poder incrementar el tiempo de vida útil de los equipos según lo esperado se debe de poner en ejecución las recomendaciones realizadas en el informe de buenas prácticas de operación y mantenimiento desarrollado durante la propuesta técnica para estos equipos.
- Uno de los puntos importantes a considerar para la operación de estos nuevos equipos es que el personal de operaciones y mantenimiento se actualicen y capacite en el manejo de los sistemas de sellado para bombas de pulpa debido al alto consumo de estas partes y siendo la causa raíz de las fallas que actualmente vienen presentando estos equipos.

- La implementación del programa de mantenimiento preventivo y predictivo desarrollado para estas bombas como parte de las recomendaciones dadas en el informe de buenas prácticas de operación y mantenimiento, ayudaran a evitar pérdidas por paradas no programadas de mantenimiento en los equipos nuevos.
- Un programa de entrenamiento en temas de manejo de pulpa de mineral para el personal de operaciones ayudaría a entender lo importe de mantener ciertos márgenes de condición de flujo y concentración en la pulpa, que ayudarían a tener los equipos operando muy cerca al punto de máxima eficiencia a la que se ha calculado para estas bombas alargando la vida útil de las partes de desgaste.

## VI. BIBLIOGRAFÍAS

- Abulnaga, Baha E. (2002). *Slurry Systems Handbook*, New York: McGraw-Hill
- Weir Slurry Group, Inc (2009). *Slurry Pump Handbook*. Quinta Edición. UK: Weir.
- Metso Minerals (Sweden) AB (2011). *Conceptos Básicos en Bombas de Pulpa*. Tercera Edición. Suecia: Metso.
- KSB Bombas hidráulicas S/A (2002). *Manual de entrenamiento: Selección y aplicación de bombas centrífugas*. Brasil.
- WEIR GROUP PLC, (2002). *Slurry Pumping Manual*. Primera Edición, New York
- TOYO PUMPS, (2003). *Teoría Básica sobre bombas centrifugas*, Vancouver -Canadá.
- Flowserve Corporación, (2002). *Cameron Hydraulic Data*, Taneytown U.S.A.
- Lopez, Joel (2014). *Tesis: "Diseño Hidráulico de un Sistema Gravimétrico para Relaves Mineros con un Caudal de 202 m<sup>3</sup>/h y 220 m de Desnivel"*, Lima-Perú.
- Flowserve Corporación (2009), *Manual del Ingeniería de Bombas*. Memphis TN, U.S.A.
- WEIR MINERALS – VULCO (2010). *Proyecto Mantenibilidad y Confiabilidad Bombas de Pulpa*, Santiago – Chile.
- WARMAN INTERNATIONAL LTD (2000), *Slurry Pumping Handbook*. Australia
- Flygt - Xylem (2013). *Slurry handbook*. Nueva York – U.S.A.

# ANEXOS

## Anexo 1. Formato FSE Ingreso de requerimiento de bomba

<b>PROYECTO:</b> AMPLIACION DE LINEA DE FILTRADO	<b>APLICACION:</b> Bombeo de pulpa de mineral de hierro
<b>EMPRESA:</b> SHOUGANG HIERRO PERU S.A.A.	<b>N° FSE:</b> 20125      A <input type="checkbox"/> F <input checked="" type="checkbox"/>
<b>CONTACTO:</b> Ing. Jimmie Tristan	<b>TELF:</b> (056) 525005 <b>CORREO:</b> <a href="mailto:jtristan@shp.pe">jtristan@shp.pe</a>

<b>CANTIDAD:</b> 2	<b>EN SERVICIO:</b> 1	<b>EN RESERVA:</b> 1
--------------------	-----------------------	----------------------

<b>TIPO DE BOMBA:</b> <input type="checkbox"/> BOMBA SUMERGIBLE      CON AGITADOR <input type="checkbox"/> CON CORTADOR <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> BOMBA VERTICAL MOTOR: TRANSMISION: <input type="checkbox"/> Acople directo <input type="checkbox"/> Fajas y poleas ARREGLO: <input type="checkbox"/> Abajo y al lado <input type="checkbox"/> Arriba y al lado <input type="checkbox"/> Arriba y directo <input checked="" type="checkbox"/> BOMBA HORIZONTAL MOTOR TIPO: <input checked="" type="checkbox"/> Electrico <input type="checkbox"/> Diesel /Gas TRANSMISION: <input type="checkbox"/> Acople directo <input checked="" type="checkbox"/> Fajas y poleas <input type="checkbox"/> Caja reductora ARREGLO: <input type="checkbox"/> En linea <input type="checkbox"/> Lado a lado <input type="checkbox"/> Superior encima <input type="checkbox"/> Superior invertido TIPO DE SELLADO:      SUCCION: 4 <input type="checkbox"/> Empaquetaduras      Positivo <input checked="" type="checkbox"/> metros <input checked="" type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> Sello mecanico      Negativo <input type="checkbox"/> pies <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> Sello dinamico      Otros: _____      pulgadas <input type="checkbox"/>	<b>DATOS DEL PROCESO:</b> Caudal (Q): 3650 <input type="checkbox"/> m3/h <input checked="" type="checkbox"/> GPM ADT: 42 <input checked="" type="checkbox"/> metros <input type="checkbox"/> pies Altura estatica: _____ <input type="checkbox"/> metros <input type="checkbox"/> pies PH: _____ Cloro (ppm): _____ NPSHr: _____ <input type="checkbox"/> metros <input type="checkbox"/> pies Viscosidad (cp): _____ Operación h/dia: _____ Elevacion (altura sobre el mar): _____ <input type="checkbox"/> metros <input type="checkbox"/> pies
---	--

**DESCRIPCION DEL FLUIDO Y LA APLICACIÓN:**  
 Fluido: Pulpade mineral de Hierro, densidad del solido 4850 KG/M3, liquido: agua de mar, densidad 1000 KG/M3, temperatura: 15°C.

**ANALISIS DE MALLA (opcional)**

Malla	+1/2"	+1/4"	+4"	+6"	+8"	+10"	+14"	+20"	+28"	+35"	+48"	+65"	+100"	+150"	+200"	+270"	+400"
mm																	
%																	

**MOTOR:**  
 208V       380V       460V       575V       50Hz       60Hz       TEFC      IP 66       A PRUEBA DE EXPLOSION

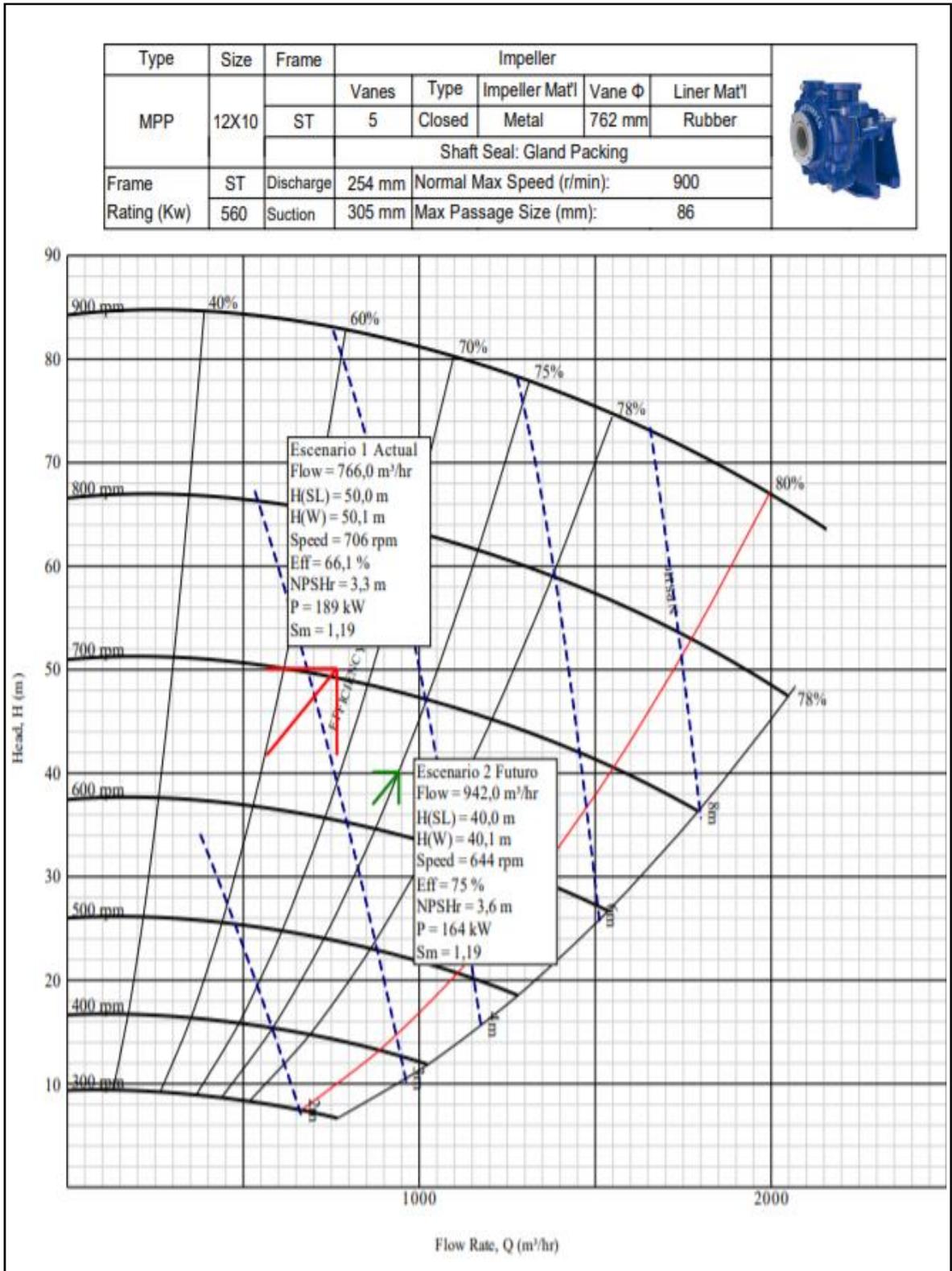
**DATOS DE SUMIDERO:**  
 Profundidad: \_\_\_\_\_ Ancho: \_\_\_\_\_ Largo: \_\_\_\_\_ Nivel de inicio: \_\_\_\_\_ Nivel de parada: \_\_\_\_\_  
 pies       metros

**DATOS DE LAGUNA (Adjuntar un dibujo de esquema):**  
 1 SOLIDOS:  Arena       Minerales       Barro       Limo       Gravilla       Otros:  
 2 PISO:  Flojo y muy mezclable       Compacto pero mezclable       Duro y dificil de mezclar       in-mezclable

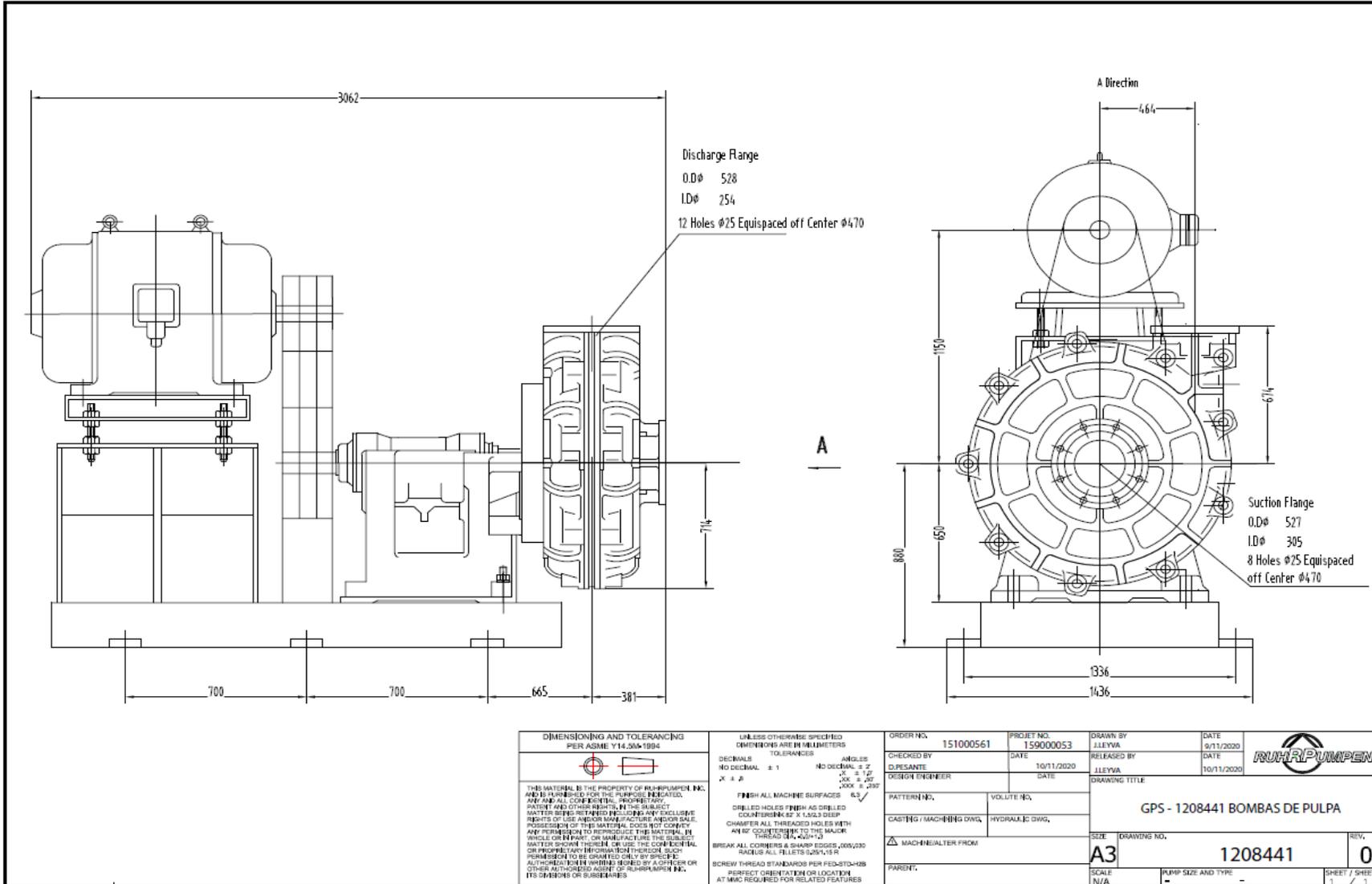
**RAZON DE LA COMPRA:**  
 Nueva instalacion       Reemplazo de bombas existentes  
 Fabricante: \_\_\_\_\_ Material: \_\_\_\_\_ Modelo: \_\_\_\_\_ RPM: \_\_\_\_\_ BHP: \_\_\_\_\_  
 Caudal: \_\_\_\_\_ ADT: \_\_\_\_\_

**NOTAS ADICIONALES:**  
 Las bombas actuales que vienen operando en el área de filtrado tienen un promedio de fallas y paradas de operación 2 a 3 meses, para la nueva línea a implementarse requieren de una bomba que mejore su disponibilidad en un 50% como mínimo

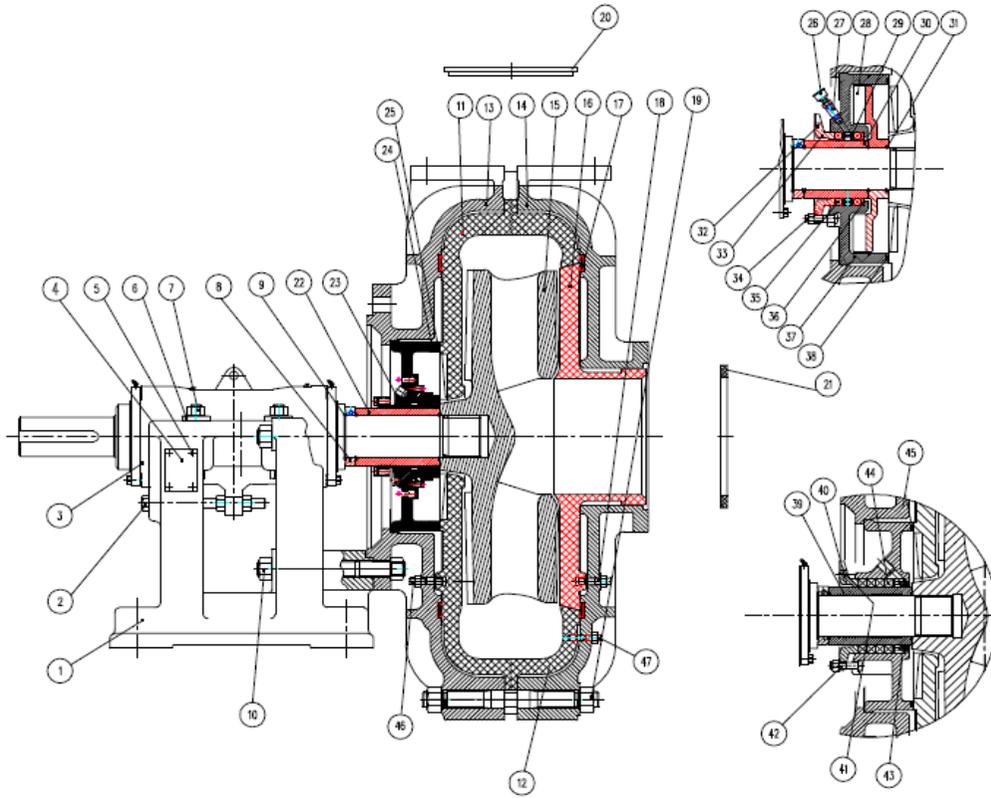
## Anexo 2. Curva de Bomba MPP12x10x30



### Anexo 3. Plano Dimensional de la Bomba MPP12x10x30



### Anexo 4. Plano de lista de partes de la Bomba MPP12x10

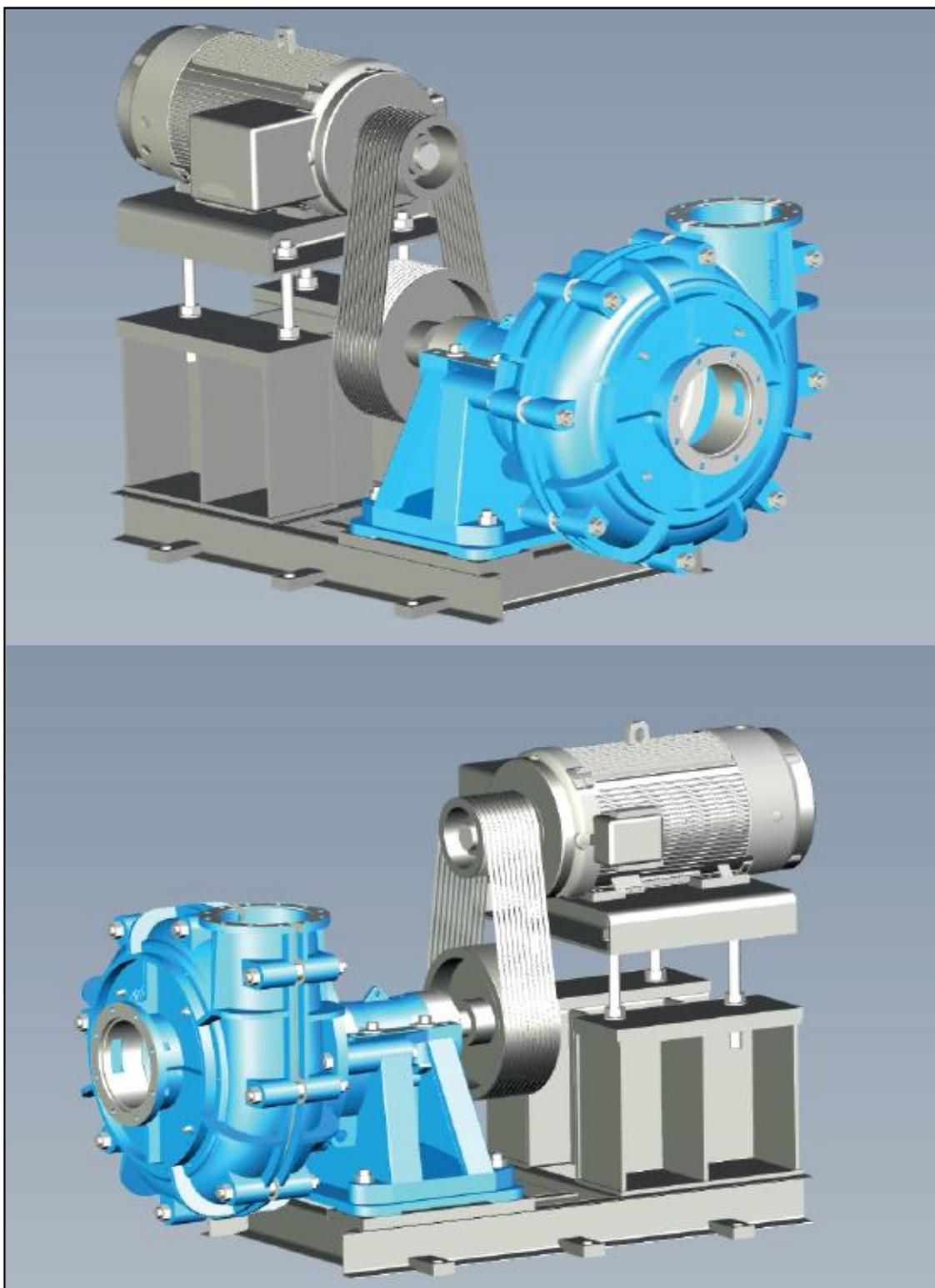


46	Frame Plate Liner Stud M20X70	6	R, R	Galvanized		
45	Stuffing Box G076	1		Grey Iron		
44	Packing G111	4		PTFE		
43	Lantern Restraint G118	1		AINI5C20C2		
	Nut M16	2		R, R	Galvanized	
	Gland Bolt G045M M16X100	4		R, R	Galvanized	
42	Kit of Gland Bolt	2				
	Washer 20	4		10HV Galvanized		
	Nut M20	4		R	Galvanized	
	Gland Clamp Bolt M20X85	4		45	Galvanized	
41	Kit of Gland Clamp Bolt	4				
40	Gland Assembly G044	1		Grey Iron		
39	Long Shaft Sleeve SH076	1		C21		
	Parts for Packing Seal					
38	Expeller Ring Seal G122	1		NBR		
37	Expeller Ring G029	1		A05		
36	Neck Ring G067	1		TD18N011		
35	Gland Packing G111	2		PTFE		
	Washers 20	4		10HV Galvanized		
	Nuts M20	4		R	Galvanized	
	Gland Bolt G045M M20X85	4		Carbon Steel		
34	Kit of Gland Bolt	4				
33	Gland Assembly G044	1		Grey Iron		
	Nuts M16	2		R, R	Galvanized	
	Gland Clamp Bolt M16X100	2		R, R	Galvanized	
32	Kit of Gland Clamp Bolts	2				
31	Short Sleeve O-Ring CS210	1		NBR		
30	Short Sleeve SH076	1		C21		
29	Lantern Ring G063	1				
28	Expeller SH028	1		A05		
27	Grease Cup Adaptor G136	1		20		
26	Grease Cup A-16	1				
25	Expeller Ring Seal G122	1		NBR		
	Parts for Mechanical Seal					
24	Mechanical Seal Stuffing Box G076M	1		Cast Iron		
23	Mechanical Seal Z010150	1		Silicon Carbide		
22	Long Shaft Sleeve SH076	1		C21		
	Parts for Mechanical Seal					
21	Intake Joint G1060	1		R55		
20	Discharge Joint SH03202	1		R55		
	Nuts M16	16		R	Galvanized	
19	Cover Plate Bolt G1005M	8		45	Galvanized	
	Kit of Cover Plate Bolt	8				
	Nut M20	8		R	Galvanized	
	Stud M20X76	8		R, R	Galvanized	
18	Kit of Through Stud	8				
17	Valve Liner Seal G10124	2		R45		
16	Through Stud G1005	2		R45		
15	Impeller G10147	1		A05		
14	Cover Plate G10013	1		Ductile Iron		
13	Frame Plate G10032	1		Ductile Iron		
12	Cover Plate Liner G10018	1		R55		
11	Frame Plate Liner G10036	1		R55		
	Nut M16	8		R	Galvanized	
	Frame Plate Stud G039M M16X95	8		R	Galvanized	
10	Kit of Frame Plate Stud	3				
9	Shaft Sleeve O-Ring CS210	3		NBR		
	Washers 10	3		65Mn		
	Screw M10X40	3		R, R	Galvanized	
	Impeller Release Collar G219M	1		C21		
8	Kit of Impeller Release Collar	1				
	Nut M10	14		R	Galvanized	
	Clamp Bolt F012M M30X200	4		R, R	Galvanized	
7	Kit of Clamp Bolt	4				
6	Clamp Washer F011	4		Carbon Steel		
5	Rivet 3X5	4		M2		
4	Nameplate 90X131	1		SS316		
3	Bearing Assembly SH005M	2		A3		
	Washers 30	5		R	Galvanized	
	Nut M30	5		R	Galvanized	
	Adjusting Screw S001M M30X345	1		Carbon Steel		
2	Kit of Adjusting Screw	1				
1	Base S1003M	1		Ductile Iron		
No.	Description	Qty.	Material	LINK	LINK	LINK

47 Cover Plate Liner Stud M1223-452L 6

SH/250ST  
Slurry Pump  
Sectional Drawing  
CNSME Company

Anexo 5. Plano en 3D de Bomba MPP12x10



## Anexo 6. Data Shett de la Bomba MPP12x10

		Global Proposal System 20.3.1	
<b>Alcance de suministro</b>			
Cliente	WORTEC S.A.	Tamaño / Etapas	MPP 10x8F / -
Número de artículo	591-41-74701	Velocidad de la bomba	792 rpm
Referencia cliente	SHP QUOTE A-41747 WETS	Número de cotización	1208441 - Rev 2

<b>Alcance de suministro</b>	
Cant.	Descripción
2	<b>MPP 10x8F</b> <b>Bomba Horizontal</b> Bomba
2	Bomba Centrífuga Horizontal apta para fluidos altamente abrasivos. CONDICIONES OPERATIVAS: - Caudal: 767 / 943 m3/h - Altura: 50 / 40 m.c.p. - Altura: 51. 4 / 41.1 m.c.w. - Eficiencia: 66.3 / 75.6% - NPSHr: < 8 m - Sm: 1.19 - Ss: 5120kg/m3 - Sólidos (%w): 20 - D50: 38 µm - Temperatura máxima fluido: 15 °C DISEÑO: - Impulsor cerrado de 5 alabes. - Paso máximo de sólidos 76 mm - Diámetro Impulsor: 686mm - Velocidad Nominal: 792rpm - Carcaza: en Hierro Fundido. - Liner: Natura Rubber - Impulsor: Natura Rubber - Eje: ASTM 4140 - Camisa de eje: 3Cr13 Sello de flecha
2	Gland Packing, *Empaquetadura.
2	Motor
2	Motor no provisto por Ruhrpumpen.
2	Base
2	- Se incluye el juego de Poleas y Correas por reducción de velocidad.
2	- Montaje sobre Base estándar de acero y chapa plegada
2	Pruebas
2	Prueba hidrostática estándar de carcasa y cubierta (10 minutos por ANSI) , incluye carta de certificación No Atestiguada
1	Prueba de desempeño para Nivel 2B del Instituto Hidráulico, (Fluido agua), No Atestiguada.
1	Actual mill material certificates to EN 10204 / 3.1 for case, cover, impeller and shaft
2	Pintura
2	Pintura estándar Ruhrpumpen

## Anexo 7. Certificaciones de pruebas de laboratorio de la Bomba

### PUMP HYDROSTATIC TEST REPORT

PO No.: <u>151007709</u>		Pump Type: <u>SH/250ST</u>	Serial No.: <u>SMEA08</u>
1. Pump Performance			
Item	Description	Unit	Data
1	Capacity	m <sup>3</sup> /hr	943
2	Head	m	40
3	Shaft Power	Kw	165
4	Efficiency	%	75.1
5	NPSH	m	3.6
2. Hydrostatic Test			
Method: Test the pump with the pump suction and discharge both blocked, inject water with 3.5Kgf/cm <sup>2</sup> into the closed pump chamber, and hold this pressure for 5 minutes.			
Result: No water running out, no sweat and no leakage found. Pls refer to the two videos			





SHIJIAZHUANG MINERALS EQUIPMENT CO., LTD  
 260#, West Huai'an Road, Shijiazhuang, Hebei, 050000, China.  
 Tel: +86.311.66692398  
 Web: slurrypump.co

### Shaft (45# Steel) Material Report

Smelter Batch No.	Material Code (Φ/mm)	Specification	Weight (Ton)	Chemical Components (%)										Microstructure	Generally Loose	Center Porosity	Grain Size
				C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu	Mo	Al				
Z21901503	45#	Φ115	52.62	0.440	0.190	0.550	0.023	0.009	0.040	0.030	0.030	0.000	0.006	Spherical body+Ferrite	1.0	1.0	6.3
Z21901502	45#	Φ115		0.460	0.200	0.540	0.021	0.008	0.060	0.030	0.030	0.000	0.004	Spherical body+Ferrite	1.0	1.0	6.3

### Impeller (High Chrome A05) Material Report

Smelter Batch No.	Material Code (Φ/mm)	Specification	Weight (Ton)	Chemical Components (%)										Ti	Nb	Fe
				C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu	Mo	V			
801201014	A05 Hi-Chrome			2.893	0.655	1.019	0.034	0.032	26.500	0.650	<0.06	<0.1	0.100	0.029	<0.1	66.788
801201015	A05 Hi-Chrome			2.902	0.648	1.016	0.034	0.031	27.020	0.649	<0.06	<0.1	0.099	0.028	<0.1	66.716

### Case & Cover (Ductile Iron) Material Report

Smelter Batch No.	Material Code (Φ/mm)	Specification	Weight (Ton)	Chemical Components (%)										Ti	Re	Mg
				C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu	Mo	V			
19031712	D21 Ductile Iron			3.460	2.310	0.430	0.031	0.021							0.021	0.028



1.3.0i

Ruhrpumpen, Argentina  
Le Corbusier 240  
Pablo Nogués , 1616  
Argentina

**PUMP TEST SHEET**

Date : 3/01/2021  
Page : 1/4  
Test Nr : MPP 12X10

PUMP DATA

Customer : RUHRPUMPEN PERU  
Pump Type : MPP 12X10  
Customer PO Nr :  
Item Nr :  
Project Nr :  
Press. Gauge at Suc. : MA-11.5K-002  
Press. Gauge at Disch. : MA-0160M-001  
Flow Measurement : CAUDALIMETRO 12"  
Speed Measurement : 14/T Tacometro  
Pump Stages : 1

Pipe Diameter at Suction Side : 304.8 mm  
Pipe Diameter at Discharge Side : 254 mm  
Elevation Difference Between:  
Suction and Discharge Gauges : 1.32 m  
NPSH Ref. Level and Impeller Centerline : 0 m  
Special Action: PERFORMANCE TEST

MOTOR DATA

Motor Nr : 250 KW  
Manufacturer : Rhelnische Raektro  
Serial Nr : 147834  
Speed : 1480 rpm  
Voltage : 380 V  
Frequency : 50 Hz

Motor Type : V/H  
Power : 250 kW  
Efficiency : 94.4%  
Current Intensity : 450 A  
Power Factor : 0.9

GUARANTEE POINTS

Number of Guarantee Points : 1

Guarantee Point	Speed n rpm	Dens. p kg/m <sup>3</sup>	Visc. v cSt	Flow Q m <sup>3</sup> /hr	TDH H m	Pump Eff. η <sub>p</sub> %	Pump Power P <sub>p</sub> kW
1	706	1190	1	766	50.1	66.1	189



1.3.0i

Ruhrpumpen, Argentina  
Le Corbusier 240  
Pablo Nogués , 1616  
Argentina

**PUMP TEST SHEET**

Date : 3/01/2021  
Page : 2/4  
Test Nr : MPP 12X10

MEASURED VALUES

Density : 1 kg/dm<sup>3</sup>  
Viscosity : 1.0 cSt

Nr	Speed n rpm	Flow Q m <sup>3</sup> /hr	Suct. Press. p <sub>s</sub> kg/cm <sup>2</sup>	Disch. Press. p <sub>d</sub> kg/cm <sup>2</sup>	Elevation Head z m	Veloc Head $\frac{c_d^2 - c_s^2}{2g}$ m	TDH H m	Motor Eff. η <sub>M</sub> %	Motor Power P <sub>M</sub> kW	Pump Eff. η <sub>P</sub> %	Pump Power P <sub>P</sub> kW
2	643	237.00	-0.200	4.00	1.32	0.04	43.36	94.40	101.65	29.18	95.96
3	643	456.00	-0.200	3.90	1.32	0.17	42.49	94.40	109.14	51.24	103.03
4	644	687.00	-0.200	3.80	1.32	0.37	41.69	94.40	128.40	64.39	121.21
5	644	949.00	-0.200	3.70	1.32	0.71	41.03	94.40	151.94	73.98	143.43
1	643	0.00	-0.200	4.20	1.32	0.00	45.32	94.40	81.32	0.00	76.77
6	644	1120.00	-0.200	3.55	1.32	1.00	39.82	94.40	166.92	77.11	157.57

REMARKS

Duration of Test: 1 hr



1.3.0i

Ruhrpumpen, Argentina  
 Le Corbusier 240  
 Pablo Nogués , 1616  
 Argentina

**PUMP TEST SHEET**

Date : 3/01/2021  
 Page : 3/4

Test Nr : MPP 12X10

RESULTS AT SPECIFIED DUTY

Speed : 706 rpm  
 Density : 1190 kg/m<sup>3</sup>  
 Viscosity : 1 cSt

Nr	Speed n rpm	Flow Q m <sup>3</sup> /hr	TDH H m	Pump Eff. $\eta_p$ %	Pump Power P <sub>p</sub> kW
1	706	0.00	54.64	0.00	120.92
2	706	260.22	52.28	29.18	151.15
3	706	500.68	51.22	51.24	162.29
4	706	753.14	50.11	64.39	190.04
5	706	1040.36	49.32	73.98	224.88
6	706	1227.83	47.85	77.11	247.05

COMPARISON OF GUARANTEE POINTS

Tolerance Std. : HI 2B Standard 2016

Q At Intersection : 767.75 m<sup>3</sup>/hr

	Rated Values	Tolerance		Limits		Measured Values	Values in Tolerance
		Min	Max	Min	Max		
Q	766.00 m <sup>3</sup> /	-8.0 %	8.00	704.72 m <sup>3</sup>	827.28	808.59 m <sup>3</sup> /	5.56% Yes
H	50.10 m	-5.0 %	5.00	47.60 m	52.61	50.22 m	0.24% Yes
P <sub>p</sub>	189.00 kW	%	8.00	kW	204.12	189.60 kW	0.32% Yes
$\eta_p$	66.10 %	-5.0 %		62.80 %		65.93 %	-0.25% Yes





1.3.0

Ruhrpumpen, Argentina  
Le Corbusier 240  
Pablo Nogués , 1616  
Argentina

**PUMP TEST SHEET**

Date : 3/01/2021  
Page : 1/4

Test Nr : MPP 12X10

PUMP DATA

Customer : RUHRPUMPEN PERU  
Pump Type : MPP 12X10  
Customer PO Nr :  
Item Nr :  
Project Nr :  
Press. Gauge at Suc. : MA-11.5K-002  
Press. Gauge at Disch. : MA-0160M-001  
Flow Measurement : CAUDALIMETRO 12"  
Speed Measurement : 14/T Tacometro  
Pump Stages : 1

Pipe Diameter at Suction Side : 304.8 mm  
Pipe Diameter at Discharge Side : 254 mm  
Elevation Difference Between:  
Suction and Discharge Gauges : 1.32 m  
NPSH Ref. Level and Impeller Centerline : 0 m

Special Action: PERFORMANCE TEST

MOTOR DATA

Motor Nr : 250 KW  
Manufacturer : Rhelnische Raektro  
Serial Nr : 147834  
Speed : 1480 rpm  
Voltage : 380 V  
Frequency : 50 Hz

Motor Type : V/H  
Power : 250 kW  
Efficiency : 94.4%  
Current Intensity : 450 A  
Power Factor : 0.9

GUARANTEE POINTS

Number of Guarantee Points : 1

Guarantee Point	Speed n rpm	Dens. $\rho$ kg/m <sup>3</sup>	Visc. $\nu$ cSt	Flow Q m <sup>3</sup> /hr	TDH H m	Pump Eff. $\eta_P$ %	Pump Power P <sub>P</sub> kW
1	644	1190	1	942	40.1	75	164



1.3.0

Ruhrpumpen, Argentina  
Le Corbusier 240  
Pablo Nogués , 1616  
Argentina

**PUMP TEST SHEET**

Date : 3/01/2021  
Page : 2/4

Test Nr : MPP 12X10

MEASURED VALUES

Density : 1 kg/dm<sup>3</sup>  
Viscosity : 1.0 cSt

Nr	Speed n rpm	Flow Q m <sup>3</sup> /hr	Suct. Press. p <sub>s</sub> kg/cm <sup>2</sup>	Disch. Press. p <sub>d</sub> kg/cm <sup>2</sup>	Elevation Head z m	Veloc Head $\frac{c_d^2 - c_s^2}{2g}$ m	TDH H m	Motor Eff. $\eta_M$ %	Motor Power P <sub>M</sub> kW	Pump Eff. $\eta_P$ %	Pump Power P <sub>P</sub> kW
2	643	237.00	-0.200	4.00	1.32	0.04	43.36	94.40	101.65	29.18	95.96
3	643	456.00	-0.200	3.90	1.32	0.17	42.49	94.40	109.14	51.24	103.03
4	644	687.00	-0.200	3.80	1.32	0.37	41.69	94.40	128.40	64.39	121.21
5	644	949.00	-0.200	3.70	1.32	0.71	41.03	94.40	151.94	73.98	143.43
1	643	0.00	-0.200	4.20	1.32	0.00	45.32	94.40	81.32	0.00	76.77
6	644	1120.00	-0.200	3.55	1.32	1.00	39.82	94.40	166.92	77.11	157.57

REMARKS

Duration of Test: 1 hr



1.3.0i

Ruhrpumpen, Argentina  
 Le Corbusier 240  
 Pablo Nogués , 1616  
 Argentina

**PUMP TEST SHEET**

Date : 3/01/2021  
 Page : 3/4

Test Nr : MPP 12X10

RESULTS AT SPECIFIED DUTY

Speed : 644 rpm  
 Density : 1190 kg/m<sup>3</sup>  
 Viscosity : 1 cSt

Nr	Speed	Flow	TDH	Pump Eff.	Pump Power
	n	Q	H	$\eta_p$	$P_p$
	rpm	m <sup>3</sup> /hr	m	%	kW
1	644	0.00	45.46	0.00	91.78
2	644	237.37	43.50	29.18	114.72
3	644	456.71	42.62	51.24	123.18
4	644	687.00	41.69	64.39	144.24
5	644	949.00	41.03	73.98	170.68
6	644	1120.00	39.82	77.11	187.51

COMPARISON OF GUARANTEE POINTS

Tolerance Std. : HI 2B Standard 2016

Q At Intersection : 961.06 m<sup>3</sup>/hr

	Rated Values	Tolerance		Limits		Measured Values	Values in Tolerance
		Min	Max	Min	Max		
Q	942.00 m <sup>3</sup> /	-8.0 %	8.00	866.64 m <sup>3</sup>	1017.36	1088.88 m <sup>3</sup> /	15.59% No
H	40.10 m	-5.0 %	5.00	38.10 m	42.11	41.00 m	2.25% Yes
$P_p$	164.00 kW	%	8.00	kW	177.12	172.91 kW	5.43% Yes
$\eta_p$	75.00 %	-5.0 %		71.25 %		73.73 %	-1.69% Yes



1.3.0

Ruhrpumpen, Argentina  
Le Corbusier 240  
Pablo Nogués , 1616  
Argentina

### PUMP TEST SHEET

Date : 3/01/2021  
Page : 4/4

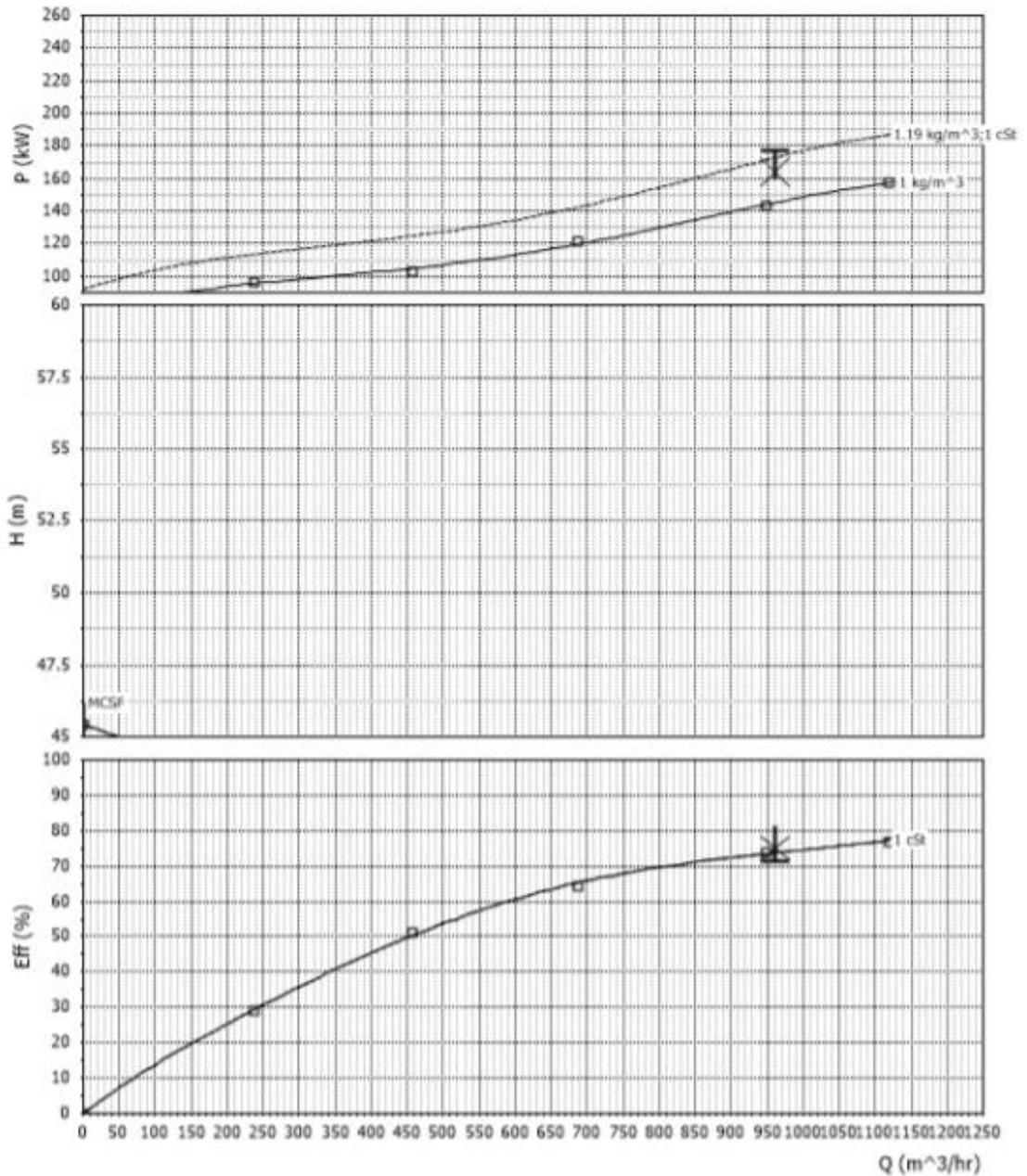
Test Nr : MPP 12X10

Project Nr

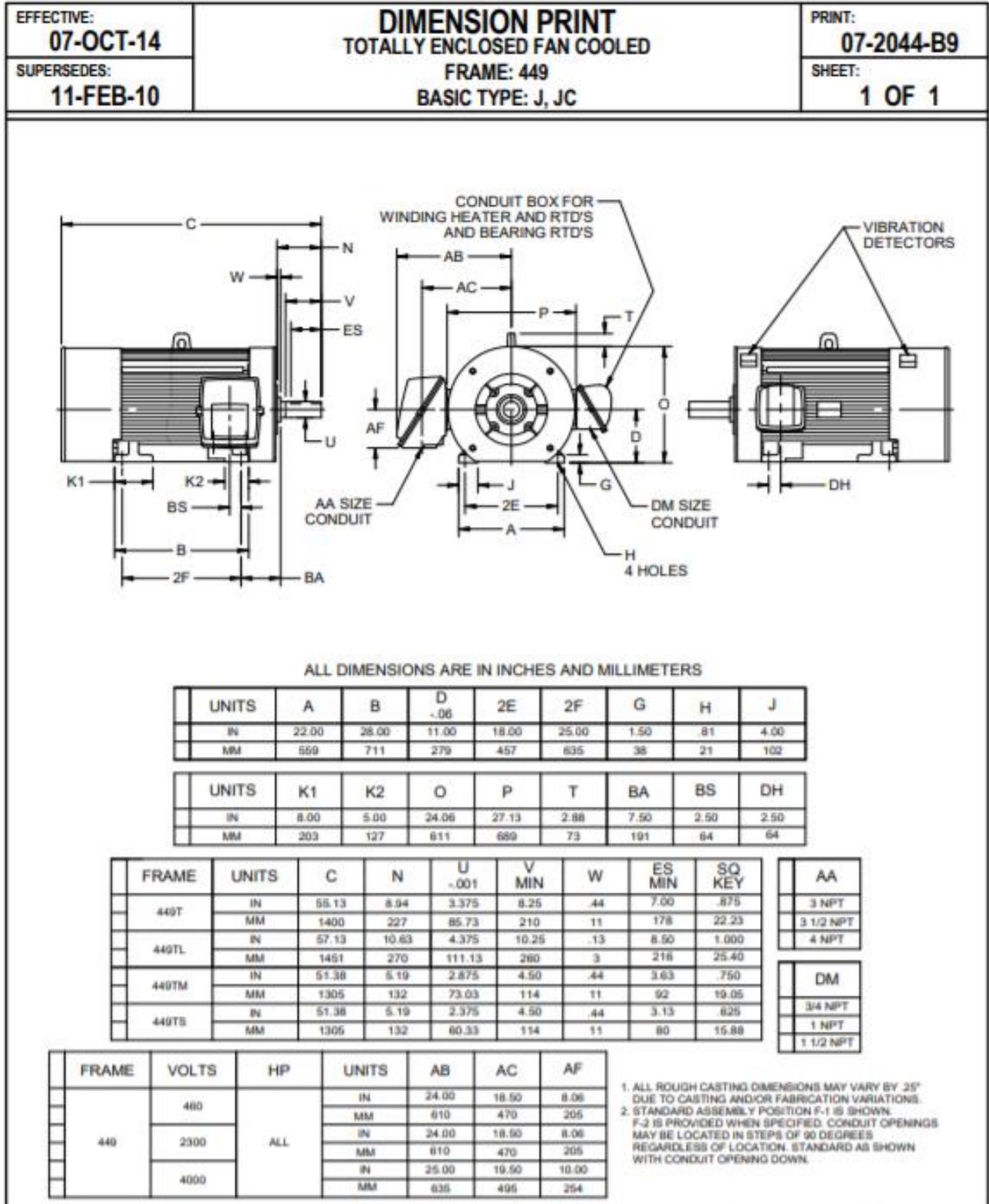
Item Nr

Pump Type  
MPP 12X10

Speed: 644 rpm



## Anexo 8. Dimensiones y datos del motor eléctrico



07-2044/G

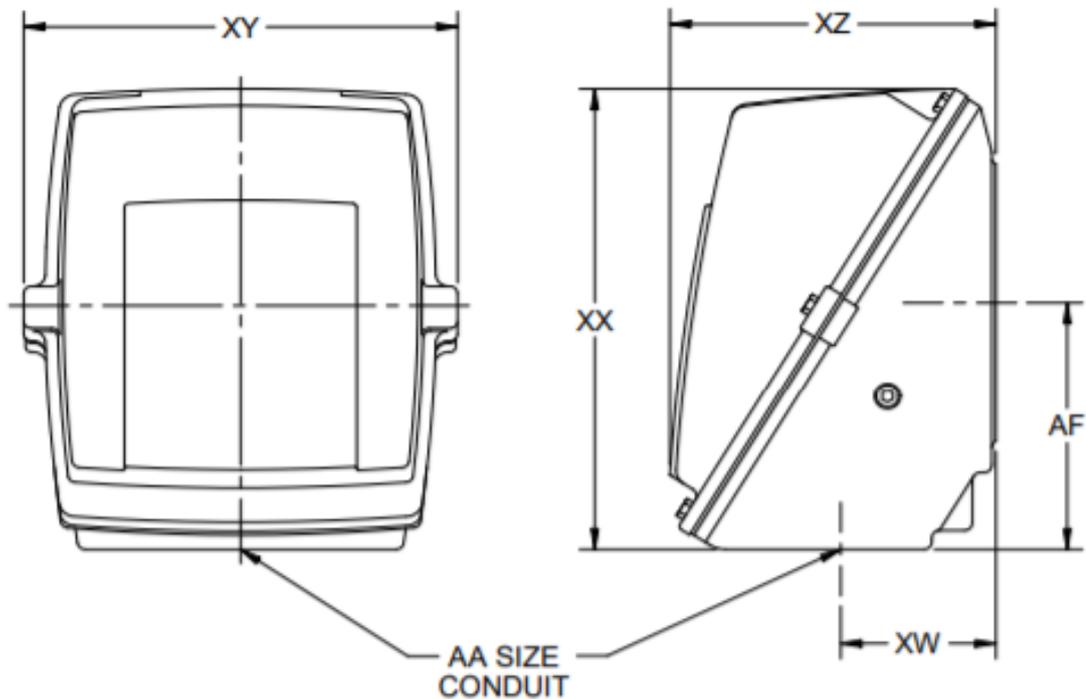
**Nidec Motor Corporation**  
 St. Louis, Missouri

INFORMATION DISCLOSED ON THIS DOCUMENT IS CONSIDERED PROPRIETARY AND SHALL NOT BE REPRODUCED OR DISCLOSED WITHOUT WRITTEN CONSENT OF NIDEC MOTOR CORPORATION



ISSUED BY	J. RIOS
APPROVED BY	G. GARCIA

EFFECTIVE: <b>06-JAN-15</b>	<b>DIMENSION PRINT</b> SIZE #2 MAIN OUTLET BOX	PRINT: <b>189735-DP</b>
SUPERSEDES: <b>17-DEC-14</b>		SHEET: <b>1 OF 1</b>
MIN. USABLE VOLUME = 1300 CU. IN.		



AA <sup>2</sup>	QTY OF CONDUIT	AF	XW <sup>4</sup>	INTERIOR			EXTERIOR		
				XX	XY	XZ <sup>4</sup>	XX	XY	XZ
3 1/2 NPT	1	8.06	5	15	14	10.53	13.5	11.5	9.5

NOTES:

1. BOX MATERIAL IS CAST IRON.
2. AA IS A NPT (NATIONAL PIPE THREAD).
3. BOX IS NORMALLY ROTATABLE IN STEPS OF 90 DEGREES.
4. DOES NOT INCLUDE GASKET MATERIAL THICKNESS.
5. STANDARD CONDUIT SIZE SHOWN, CONFIRM ACTUAL VALUES ON THE DIMENSION PRINT AND SUBMITTAL COVER LETTER.
6. DIMENSIONS ARE IN INCHES EXCEPT NPT THREAD (AA).
7. DIMENSIONS MAY VARY UP TO .25" DUE TO CASTING VARIATIONS.

(BASE # 189735, COVER # 189734)

80-2449

**Nidec Motor Corporation**  
St. Louis, Missouri

INFORMATION DISCLOSED ON THIS DOCUMENT IS CONSIDERED PROPRIETARY AND SHALL NOT BE REPRODUCED OR DISCLOSED WITHOUT WRITTEN CONSENT OF NIDEC MOTOR CORPORATION



ISSUED BY <b>K. FRIEDMAN</b>
APPROVED BY <b>J. O'BRIEN</b>

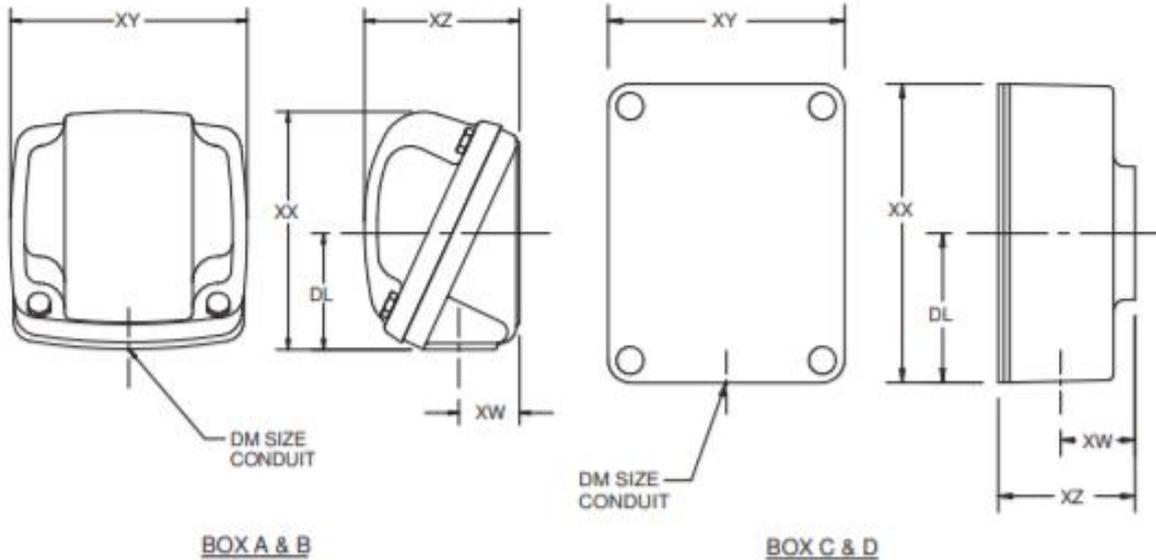
EFFECTIVE:  
**21-APR-11**

SUPERSEDES:  
**09-JAN-09**

**DIMENSIONS**  
ACCESSORY CONDUIT BOXES

PRINT:  
**80-203**

SHEET:  
**1 OF 1**



BOX SIZE	OUTLET BOX DIMENSIONS					
	DL	DM	XW *	XX *	XY	XZ *
A	1.81	.75	1.00	4.00	3.75	3.00
B	2.63	1.50	1.75	5.88	5.25	4.63
C	3.38	1.00	1.68	6.75	6.75	3.13
D	5.00	1.25	1.93	10.00	8.00	3.75



NOTE:

1. ALL BOXES ARE CAST IRON, BOX C & D HAVE STEEL COVERS.
2. DM IS A NPT THREAD.
3. BOXES ARE NORMALLY ROTATABLE IN STEPS OF 90°.
4. DOES NOT INCLUDE GASKET MATERIAL THICKNESS.
5. STANDARD CONDUIT SIZE SHOWN, CONFIRM ACTUAL VALUES ON THE DIMENSION PRINT AND SUBMITTAL COVER LETTER.

**Nidec Motor Corporation**  
St. Louis, Missouri

INFORMATION DISCLOSED ON THIS DOCUMENT IS CONSIDERED PROPRIETARY AND SHALL NOT BE REPRODUCED OR DISCLOSED WITHOUT WRITTEN CONSENT OF NIDEC MOTOR CORPORATION



ISSUED BY  
**R. KING**  
APPROVED BY  
**K. POTTER**

## NAMEPLATE DATA

CATALOG NUMBER: _____		NAMEPLATE PART #: <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">422699-006</span>	
MODEL _____	FR <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">449TL</span>	TYPE <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">JEI</span>	ENCL <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">TEFC</span>
SHAFT END BRG <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">NU226-J/C3 - QTY 1</span>		OPP END BRG <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">6315-J/C3 - QTY 1</span>	
PH <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">3</span>	MAX AMB <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">40 C</span>	ID# <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">(ref: Order#: 20201122, Type: SO, Line#: 100)</span>	
INSUL CLASS <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">F</span>	Asm. Pos. <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">F1</span>	DUTY <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">CONT</span>	
HP <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">300</span> _____	RPM <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">1190</span> _____	HP _____	RPM _____
VOLTS <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">460</span> _____	_____	VOLTS _____	_____
FL AMPS <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">351.0</span> _____	_____	FL AMPS _____	_____
SF AMPS <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">402.0</span> _____	_____	SF AMPS _____	_____
SF <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">1.15</span>	DESIGN <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">A</span>	CODE <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">J</span>	_____
NEMA NOM EFFICIENCY <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">95.8</span>	NOM PF <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">83.6</span>	KiloWatt <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">223.80</span>	NEMA NOM EFFICIENCY _____
GUARANTEED EFFICIENCY <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">95.0</span>	MAX KVAR _____	HZ <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">60</span>	GUARANTEED EFFICIENCY _____

**HAZARDOUS LOCATION DATA (IF APPLICABLE):**

DIVISION _____	CLASS I _____	GROUP I _____
TEMP CODE _____	CLASS II _____	GROUP II _____



**VFD DATA (IF APPLICABLE):**

VOLTS <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">460</span> _____	AMPS <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">368.6</span> _____
TORQUE 1 <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">1325.40LB-FT</span>	TORQUE 2 _____
VFD LOAD TYPE 1 <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">VT/PWM</span>	VFD LOAD TYPE 2 _____
VFD HERTZ RANGE 1 <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">6-60</span>	VFD HERTZ RANGE 2 _____
VFD SPEED RANGE 1 <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">120-1200</span>	VFD SPEED RANGE 2 _____
SERVICE FACTOR <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">1.00</span>	FL SLIP _____
NO. POLES _____	MAGNETIZING AMPS _____
VECTOR MAX RPM _____	Encoder PPR _____
Radians / Seconds _____	Encoder Volts _____

**TEAO DATA (IF APPLICABLE):**

HP (AIR OVER) _____	HP (AIR OVER M/S) _____	RPM (AIR OVER) _____	RPM (AIR OVER M/S) _____
FPM AIR VELOCITY _____	FPM AIR VELOCITY M/S _____	FPM AIR VELOCITY SEC _____	_____

## MOTOR PERFORMANCE

MODEL NO.	CATALOG NO.	PHASE	TYPE	FRAME
NA	NA	3	JEI	449TL
<b>ORDER NO.</b>		20201122	<b>LINE NO.</b>	
			100	
MPI:				170011
HP:				300
POLES:				6
VOLTS:				460
HZ:				60
SERVICE FACTOR:				1.15
EFFICIENCY (%):				
				S.F.
				95.4
				FULL
				95.8
				3/4
				95.9
				1/2
				95.3
				1/4
				92.4
POWER FACTOR (%):				
				S.F.
				84.2
				FULL
				83.6
				3/4
				80.7
				1/2
				72.9
				1/4
				52.1
				NO LOAD
				4.2
				LOCKED ROTOR
				27
AMPS:				
				S.F.
				402
				FULL
				351
				3/4
				272
				1/2
				202
				1/4
				146
				NO LOAD
				119.7
				LOCKED ROTOR
				2709
NEMA CODE LETTER				J
NEMA DESIGN LETTER				A
FULL LOAD RPM				1190
NEMA NOMINAL / EFFICIENCY (%)				95.8
GUARANTEED EFFICIENCY (%)				95
MAX KVAR				81.1
AMBIENT (°C)				40
ALTITUDE (FASL)				3300
SAFE STALL TIME-HOT (SEC)				25
SOUND PRESSURE (DBA @ 1M)				82
TORQUES:				
				BREAKDOWN(% F.L.)
				210
				LOCKED ROTOR(% F.L.)
				160
				FULL LOAD(LB-FT)
				1325.4

NEMA Nominal and Guaranteed Efficiencies are up to 3,300 feet above sea level and 25 ° C ambient.

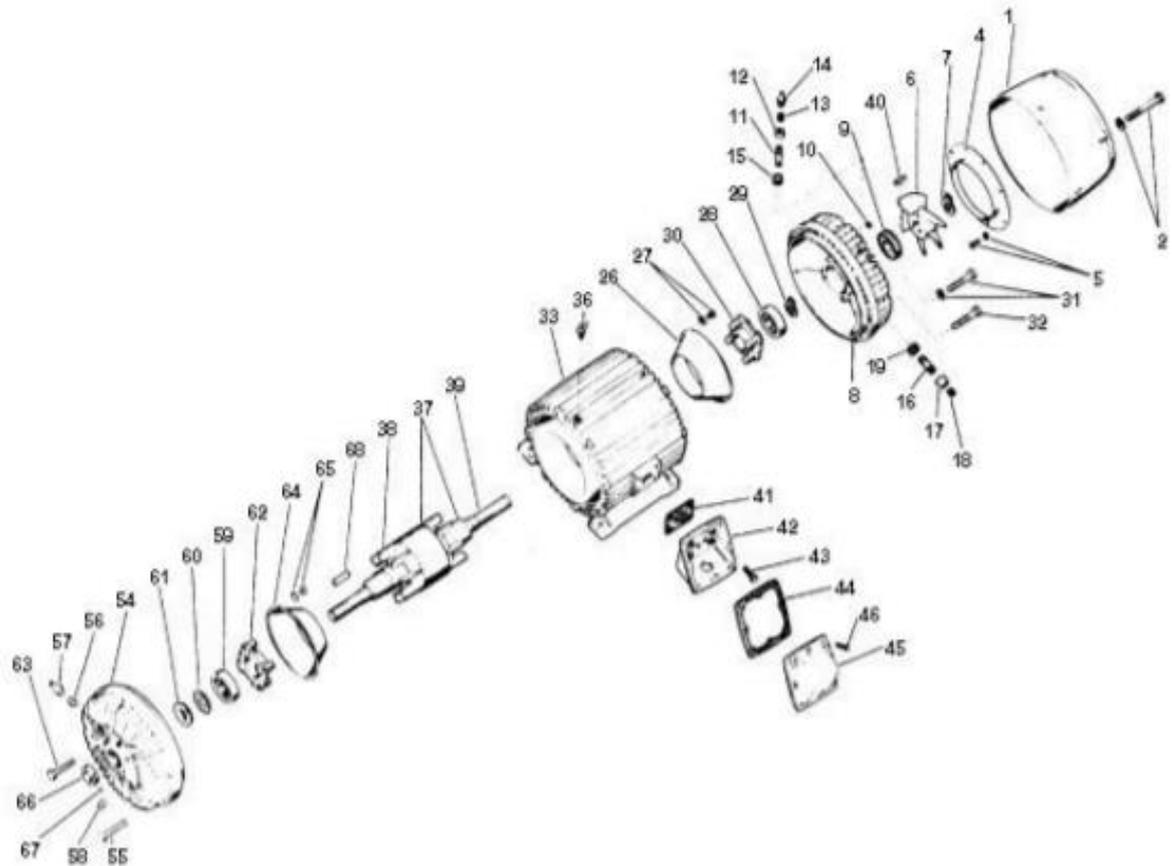
The Above Data Is Typical, Sinewave Power Unless Noted Otherwise

**NIDEC MOTOR CORPORATION**  
ST. LOUIS, MO



## RENEWAL PARTS

FRAMES 449, 5004 THRU 5811 - TOTALLY ENCLOSED AND EXPLOSION PROOF MOTORS  
 TYPES: E, EC, ECEI, EEI, J, JAD, JADF, JADI, JC, JCE, JCEF, JCEI, JCI, JDE, JDEI, JDI, JE, JEI, JF, JI, JNI, NC, NCE



ITEM NO.	QTY	NAME OF PART
1	1	Fan Cover Guard
2	4	Hex Head Cap Screw & Lockwasher (Fan Cover to Bracket)
3	1	Air Deflector (Fan Cover) (Used on 6 Poles) (Not Illustrated)
4	1	Fan Shroud Assembly (Fan Cover) (Used on 2 Pole)
5	8	Self Tapping Screw & Lockwasher (Air Deflector or Fan Shroud)

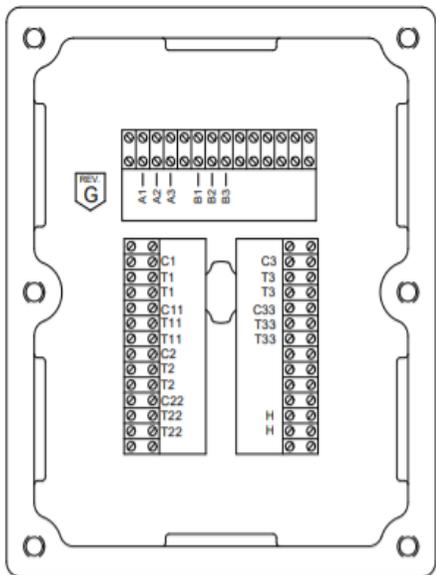
ITEM NO.	QTY	NAME OF PART
6	1	Propeller Fan (Used on 2 Pole) Sirocco Fan (Used on 4 Pole) Fan Assembly (Used on all others)
7	1	Retaining Snap Ring (Fan) (Used on 2 and 4 Pole)
8	1	Bracket (Short End)

**WARNING:**  
 Any disassembly or repair work on explosionproof motors will void the Underwriters Laboratories, Inc. label unless done by the manufacturer, or a facility approved by the Underwriters Laboratories, Inc. Refer to your nearest sales office for assistance.

**BEARINGS:**  
 Refer to motor nameplate for the bearing numbers.

**PRICES:**  
 Parts stocking distributors: refer to renewal parts numerical index. All Others: refer to your nearest parts distributor.

reference: Renewal Parts Section 700, Pages 29 & 30



1. THERE ARE QTY-6 RESISTANCE TYPE TEMPERATURE DETECTORS (RTD) INSTALLED IN THE STATOR WINDING. REFER TO NAMEPLATE ATTACHED TO THE MOTOR ADJACENT TO ACCESSORY OUTLET BOX FOR RATING OF THE RTD'S.

2. DETECTORS ARE INSTALLED IN PHASES AS SHOWN:

PHASE	A	B	C
RTD NO.	1, 11	2, 22	3, 33

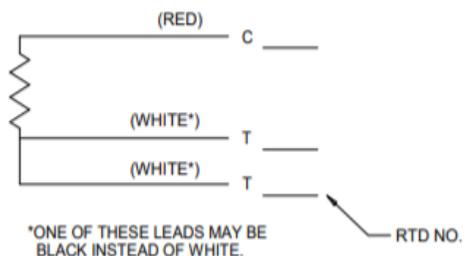
3. IF THERE ARE ANTI-CONDENSATION SPACE HEATERS INSTALLED IN THE MOTOR, REFER TO NAMEPLATE ATTACHED TO THE MOTOR ADJACENT TO ACCESSORY OUTLET BOX FOR HEATER VOLTS AND WATTS.

4. HEATERS SHOULD BE WIRED SUCH THAT THEY ARE ENERGIZED WHEN MOTOR IS NOT RUNNING.

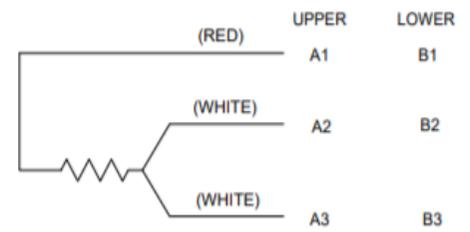
5. THERE ARE QTY-2 BEARING RTD'S INSTALLED, ONE PER BEARING. RTD RATING IS ON NAMEPLATE ATTACHED TO MOTOR ADJACENT TO ACCESSORY OUTLET BOX.

A - UPPER BEARING (VERTICAL MOTORS) OR OPPOSITE SHAFT END (HORIZONTAL).  
 B - LOWER BEARING (VERTICAL MOTORS) OR SHAFT END (HORIZONTAL).

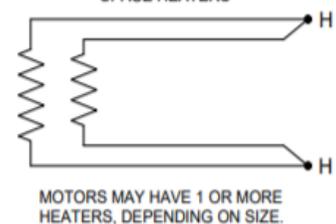
WINDING RTD'S



BEARING RTD'S



SPACE HEATERS



ACCESSORY LISTING
QTY-6 3-LEAD RTD'S
QTY-2 3-LEAD BRG. RTD'S
SPACE HEATERS

REVISION DESCRIPTION FOR: <b>MISC</b>	SCALE: <b>NONE</b>	UNITS: <b>IN</b>	CSTG NO.:	PART NO.:	FRAME:	TYPE:
STL0620 - UPDATED TERMINAL STRIP.	TOLERANCES ON DIMENSIONS (UNLESS OTHERWISE SPECIFIED):		<b>CUSTOMER CONNECTION DIAGRAM</b>		<b>NIDEC MOTOR CORPORATION</b>	
	<b>INCHES</b>	<b>mm</b>				
MATERIAL:	ANGLES X° = ±1°		REVISED BY: <b>K. FRIEDMAN</b> APPROVED BY: <b>J. O'BRIEN</b>		REVISION DATE: <b>24-JUN-20</b>	
***			DWSG NO.: <b>0844891</b>	REV: <b>G</b>	SHEET NUMBER: <b>1 OF 1</b>	DWG SIZE: <b>B</b>

NIDEC CONFIDENTIAL  
 NIDEC MOTOR CORPORATION 24-Jun-20

MUST BE COMPLIANT TO RoHS DIRECTIVE EU 2002/95/EC AND REGULATION EC 1907/2006 (REACH) AS AMENDED



DATE: 10/2/20

Customer: WORTEC S A

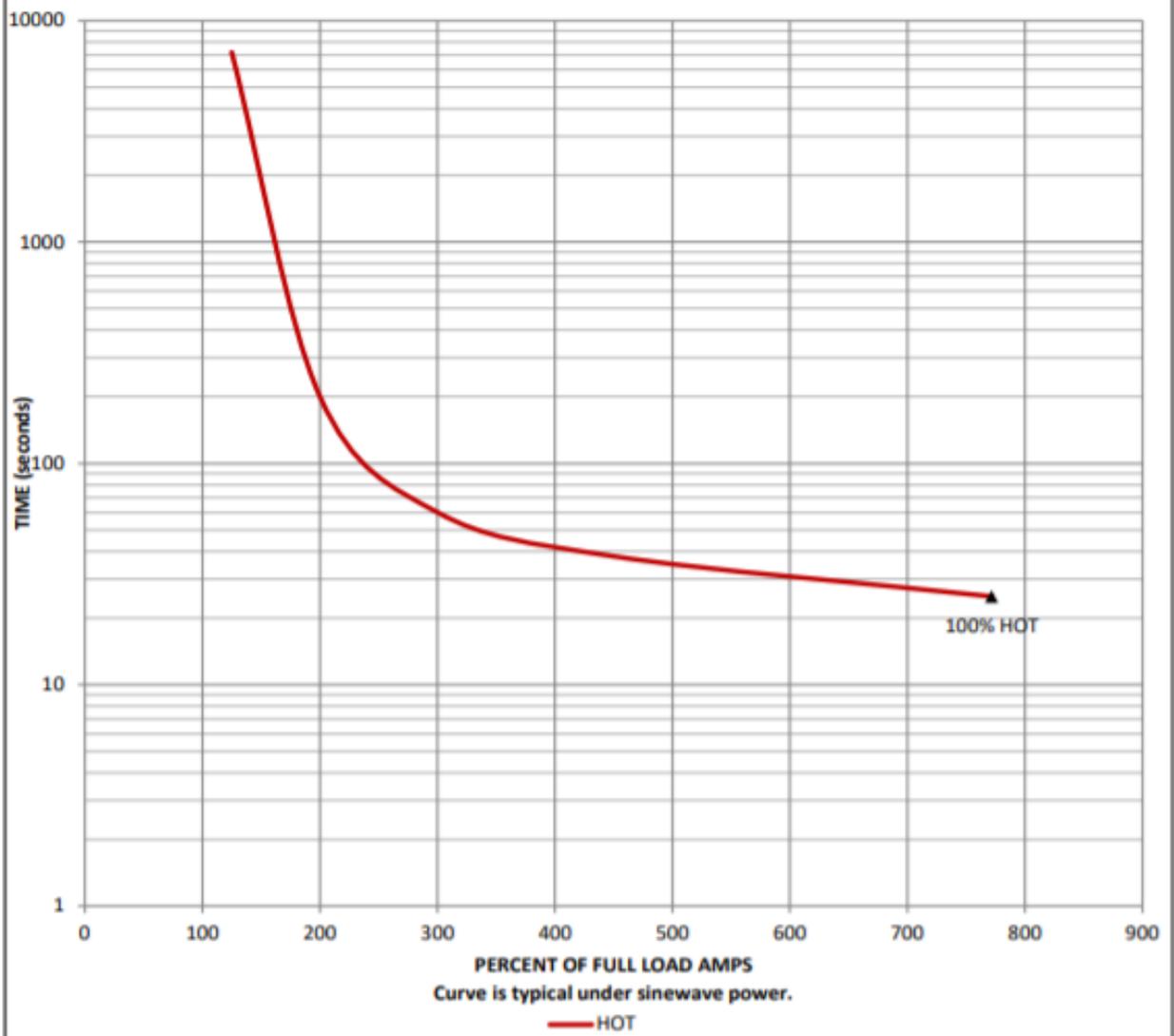
Order No.: 20201122-100

HP: 300  
Poles: 6  
MPI: 170011

Frequency: 60  
FL Amps: 351  
Frame: 449TL

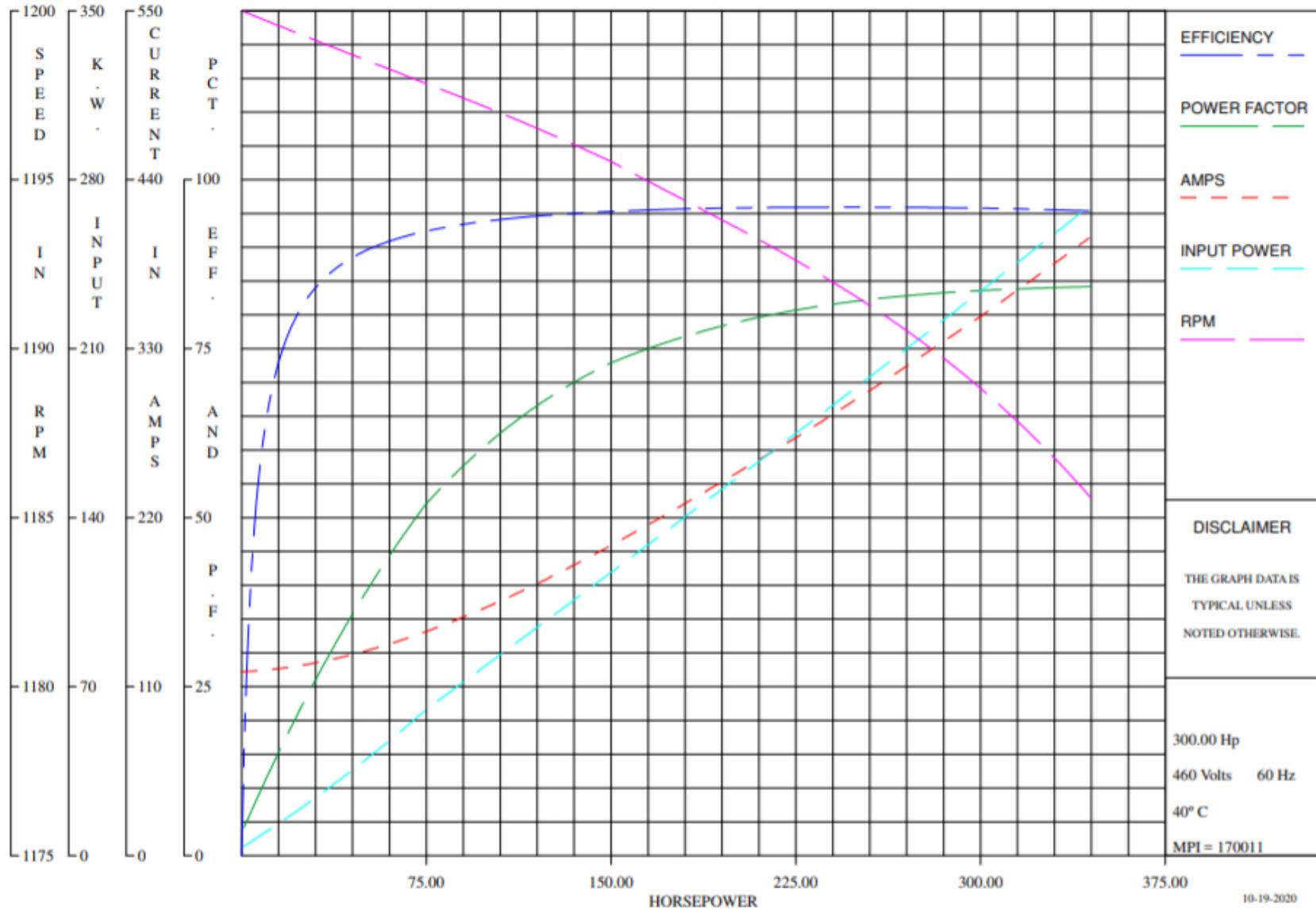
Volts: 460  
FL RPM: 1190  
Type: JEI

### SAFE STALL TIME (HOT) / THERMAL LIMIT CURVE



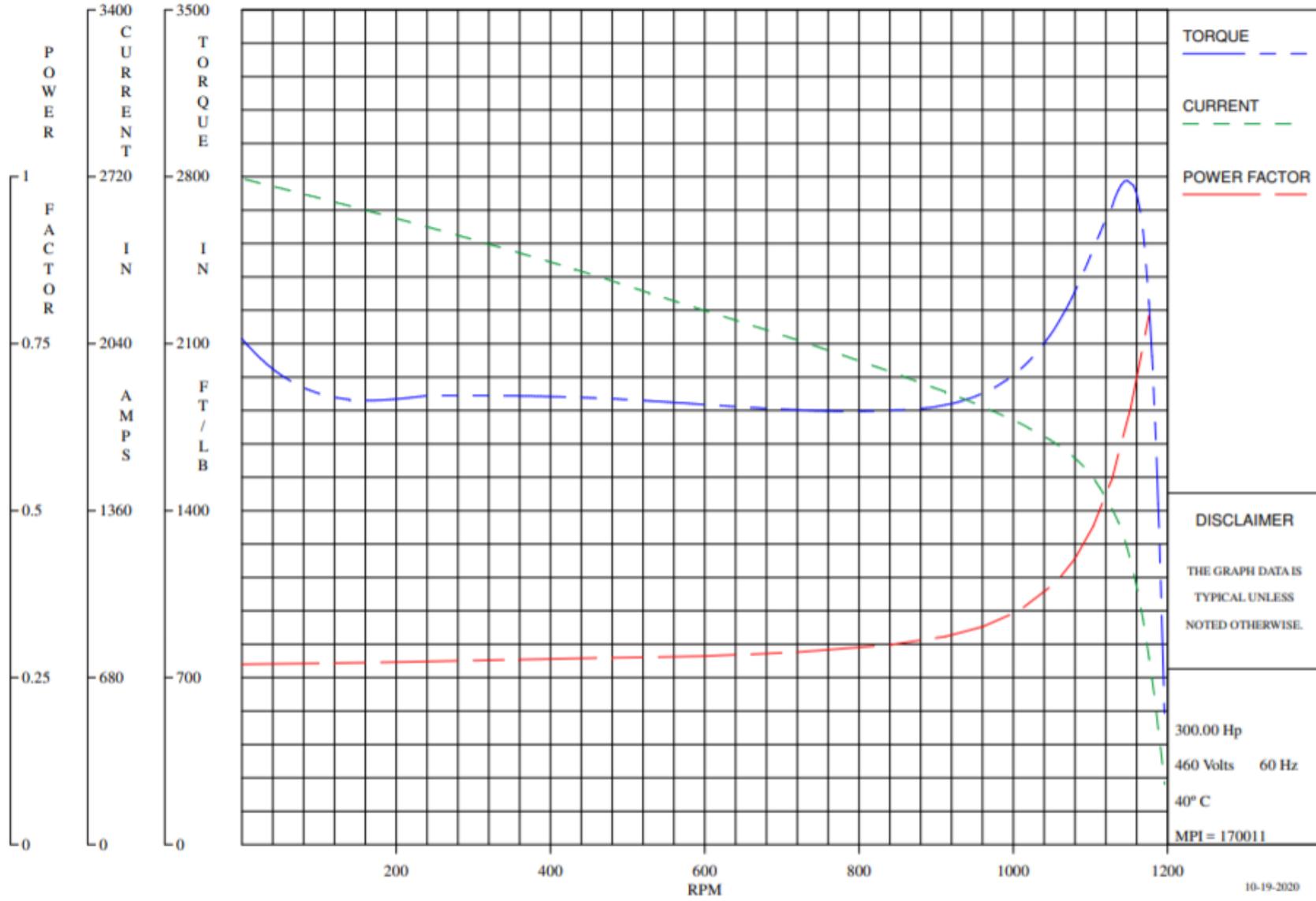


Performance vs Horsepower





Torque, Current, PF vs RPM



## Anexo 9. Protocolo de arranque de bombas

REFERENCIA:		NOMBRE DEL CLIENTE:	
NOMBRE Y UBICACIÓN DE LA INSTALACIÓN:			
TIPO Y MODELO DE BOMBA:		N° DE SERIE:	
MOTOR, TIPO Y MODELO	POTENCIA HP:	N° DE SERIE:	
TIPO DE ACOPLAMIENTO:		OTRO	
TIPO Y MODELO:		N° DE SERIE:	
DATOS DE LA BOMBA ADT:	USGPM:	FLUIDO Y TEMPERATURA:	
TIPO DE CIERRE DE EJE:	SELLO MECÁNICO:	EMPAQUETADURA:	
TIPO FLUSHING:	LIQUIDO:	PRESIÓN:	
LUBRICACIÓN DE RODAMIENTO:	GRASA:	ACEITE:	

**ANTES DE REALIZAR CUALQUIER TRABAJO LEER LOS MANUALES DE OPERACIÓN E INSTALACIÓN.**

### **COMPROBACIONES PREVIAS AL ARRANQUE:**

SI	NO	
		1) Bases instaladas niveladas y cementadas correctamente
		2) Verificar el sentido de rotación del motor y la bomba antes de colocar el acoplamiento.
		<b>3) Proceder a alinear la bomba y el motor, según tolerancias indicadas en ambos manuales (bomba y motor)</b>
		4) Comprobar si las tuberías no transmiten esfuerzos en las bridas de succión y descarga de la bomba.
		5) Hay soportes adecuados para la tubería.
		6) Verificar instalación de filtros (sombbrero de bruja) para el arranque de prueba
		7) Comprobar que las válvulas hayan sido instaladas correctamente.
		8) Verificar si hay líneas de by-pass o de calentamiento utilizados en el sistema (de requerirse).
		9) Verificar la lubricación de toda bomba, motor, engranajes, ejes, etc.
		10) Verificar calibración de la válvula reguladora (golpe de ariete)
		11) Calibración de los tableros y/o variadores de frecuencia
		12) sistemas de automatización de válvulas, bomba etc.

**ARRANQUE:****Fecha:**

<b>SI</b>	<b>NO</b>	
		1) Abrir la válvula de succión.
		2) Disponer la apertura de la válvula de descarga lentamente a fin de que se adecue al sistema.
		3) Cebiar la bomba. Nunca operarla en seco. Podría necesitarse precalentamiento.
		4) Asegurarse que hay fluido de sellado a la presión adecuada.
		5) Todo el equipo auxiliar de enfriamiento o precalentamiento está operativo.
		6) Abrir las válvulas de los manómetros.
		7) Arrancar el motor y chequear de inmediato el manómetro de descarga. Determinar si la bomba está entregando. Puede ser necesario ajustar las válvulas y/o cerrar los by-pass ahora.
		8) Algunos tipos de bombas requieren que se les lleve a la presión de operación lentamente.
		9) Regular y ajustar la empaquetadura de acuerdo a lo necesario.
		10) Apuntar todos los datos durante el arranque y luego durante las primeras cuatro horas de operación: <ul style="list-style-type: none"><li>• Presión de succión</li><li>• Temperatura de rodamientos</li><li>• Presión de aceite</li><li>• Vibración</li><li>• Potencia tomada (amperaje)</li></ul>
		11) De ser requerido, realinear en caliente

## Anexo 10. Protocolo de Instalación de las bombas

### PROTOCOLO DE INSTALACION DE BOMBAS

**CLIENTE:**

**REFERENCIA:**

#### NOMBRE Y UBICACIÓN DE LA INSTALACION

<b>DATOS DE LA BOMBA:</b>	Marca	Caudal
	Modelo	H.D.T.
	Tag	
	Nº de serie	

<b>SISTEMA DE SUCCION:</b>	Positiva
	Negativa
	Diámetro de tubería
	Longitud de tubería
	Nº de accesorios
	Tipo de filtro

<b>MEDIDAS:</b>	De brida bomba a válvula check	
	De válvula check a válvula de control	

<b>SISTEMA DE DESCARGA:</b>	Diámetro de tubería
	Longitud de tubería
	Nº de accesorios

<b>MEDIDAS:</b>	De brida bomba a válvula check	
	De válvula check a válvula de control	

<b>FUNDAMENTOS (bases)</b>	
	Grouting
	Nivelación

<b>COMENTARIOS:</b>

## Anexo 11. Lista de chequeo en instalación de Bomba Horizontal

CLIENTE		PROYECTO/AREA	
MARCA DE BOMBA		SERIE DE BOMBA	
MODELO DE BOMBA		SERIE DE MOTOR	
TAMAÑO DE BOMBA		POTENCIA NOMINAL	
NUMERO DE ETAPAS		VOLTAJE NOMINAL	
TIPO DE ACOPLER		AMPERAJE NOMINAL	

II CHEQUEO DEL EQUIPO SISTEMA E INSTALACIÓN		CHEK
1	Revise visualmente toda la superficie visible del equipo (Bomba, Motor y Sistema de Lubricación) con el objeto de determinar si el mismo sufrió algún daño durante el transporte o la instalación. Verificar números de serie de bomba, motor y elementos auxiliares, especialmente cuando la bomba no fue enviada totalmente ensamblada.	
2	Verificar que la nivelación de la base tenga 0.005"/ft. (0.416 mm/m), asimismo el desnivel no debe exceder de 1/32" (0.031" o 0.79 mm) de un extremo al otro de la base. Bombas ANSI requieren nivelación de 0.002"/ft (0.167 mm/m), ante la duda revise el IOM de la bomba. Bombas API se requieren que la nivelación no exceda 0.002"/ft (0.167 mm/m), el desnivel no debe exceder de 0.015" (0.38 mm) de un extremo al otro de la base.	
3	Inspeccionar que la base esta adecuadamente diseñada para soportar el peso y la carga de la bomba. Como regla general, para las bombas centrifugas el peso de la base debe ser tres veces el peso de la bomba. Nota: Ruhrpumpen no diseña las fundaciones y no es responsable de las deficiencias que presenten, sin embargo, debe tomarse en cuenta que la vida del equipo se verá afectada si la fundación instalada no es la adecuada.	
4	Asegurarse que el grouting aplicado sea de buena calidad y este uniforme en toda el área, esto puede ser verificado a través de golpes en el grouting para garantizar que no existan vacíos dentro de la superficie.	
5	Asegurarse que los tornillos de anclaje, tenga el torque adecuado según el diámetro y el material utilizado. Usar tabla de torque.	
6	Verifique que la alineación se encuentre dentro de las especificaciones. Adicionalmente garantizar que no existan tornillos de fijación de la bomba y el motor flojos. Dejar registros de los valores de Alineación.	

Radial/Paralelismo		Axial/Angular		Observaciones
In/mm	Angulo	In/mm	Angulo	
	0		0	
	90		90	
	180		180	
	270		270	

III VERIFICACION DE TUBERÍAS		CHEK
7	Verificar las conexiones y tensión en las tuberías	
8	Si es posible, verifique la limpieza de la tubería y del fluido que será bombeado. Si Usted está durante la instalación de la tubería, asegúrese que estén limpias, igualmente se debe colocar en la tubería de succión, filtros que minimicen la entrada de sólidos en suspensión.	
9	La distancia entre las bridas no debe ser mayor de 1/32" (0.031") más el espesor de la empaquetadura.	
10	El paralelismo entre las bridas debe ser 0.002" por pulgada del diámetro de la tubería, hasta un máximo de 0.030" independientemente del diámetro de la tubería.	
11	Concentricidad: todos los tornillos de fijación de las bridas deben poder ser instalados con la mano.	

TABLA 2 ALINEACIÓN DE LAS BRIDAS DE TUBERÍA	
TIPO	criterio
Axial	Espesor de la junta de la brida + o – 0.03 pulg. (0.79 mm).
Paralelo	0.001 pulg/pulg (0.001 mm/mm) de diámetro de la brida a un máximo de 0.03 pulg. (0.79 mm).
concéntrico	Los pernos dela brida deben instalarse fácilmente a mano

Radial/Paralelismo		Axial/Angular		Observaciones
In/mm	Angulo	In/mm	Angulo	
	0		0	
	90		90	
	180		180	
	270		270	

III VERIFICACION DE TUBERÍAS		CHEK
12	Verificar nuevamente la alineación correspondiente al punto 11. Dejar registro del valor de alineación.	
13	Asegurarse que están instaladas las válvulas Check en las tuberías de descarga de las bombas.	
14	Asegurarse que todas las válvulas operen libremente y que estén instaladas apropiadamente para la dirección del fluido. También Verificar que tenga la clasificación de presión adecuada.	
15	Verificar la presencia de filtros en la succión (excepto bombas de lodos). Verificar mesh Nota: Asegurarse que en el caso de bombas verticales el filtro o colador del equipo haya sido instalado.	
16	En conjunto con el representante del cliente, verificar que el sistema esté totalmente lleno y adecuado para realizar el arranque del equipo. NOTA: Es responsabilidad del cliente, suministrar el fluido y la fuente de poder, adicionalmente el cliente debe corregir de encontrarse algún error en el sistema o en el suministro eléctrico.	
17	Verificar que durante la prueba del equipo exista suficiente líquido a bombear. Es muy importante que la prueba inicial dure por lo menos 10 minutos para garantizar que todo esté bien. También se debe verificar las presiones, temperatura y velocidad:	

IV INSPECCIÓN, CHEQUEO DE BOMBA Y PRE-ARRANQUE		CHEK
18	Verificar la bomba y motor (motor eléctrico, turbinas, cabezales de engranaje, etc.) estén apropiadamente lubricados (grasa o Aceite) antes del arranque. La información de la lubricación (tipo y cantidad) puede encontrarse en el Manual de Instalación y Mantenimiento de cada equipo. Bombas con sello mecánico doble, verificar el nivel de fluido barrera.	
19	Bombas con anillos de lubricación: Verificar anillos estén correctamente instalados.	
20	Bombas con lubricación forzada: Verificar que todas las válvulas estén abiertas.	
21	Asegurarse que los cables que llevan el suministro eléctrico al motor se encuentran en buenos estados físicos y empalmados adecuadamente.	
22	Verificar que los cables de Potencia del Motor eléctrico no se encuentren enrollados formando espiras, estos debe estar extendidos a lo largo de su recorrido.	
23	Verificar que la base de la bomba esta aterrada.	
24	Determine cuantos arranques en frío y en caliente son disponible para el motor, esta información la suministra el fabricante del mismo. Es muy importante saber esta información para la primera puesta en marcha. La regla general es dos arranques en frío y uno en caliente por hora. De ser posible megar el motor y/o pedir registró registro: .....	
25	Antes de acoplar la bomba con el motor, verificar la correcta rotación de la bomba y luego garantizar que el motor gire en el mismo sentido que girara la bomba. Cuando este probando el motor (motor desacoplado), verifique que no existan ruidos extraños y que gire sin problemas. Nota: Si el cliente se niega a verificar la rotación del motor sin desacoplarlo de la bomba, haga una notificación en la última hoja de este formato y que el cliente lo firme.	
26	Asegúrese el giro suave y sin rozamiento de la bomba haciéndola girar manualmente.	
27	Cuando son motores verticales, igualmente se debe desacoplar y verificar el sentido de giro.	

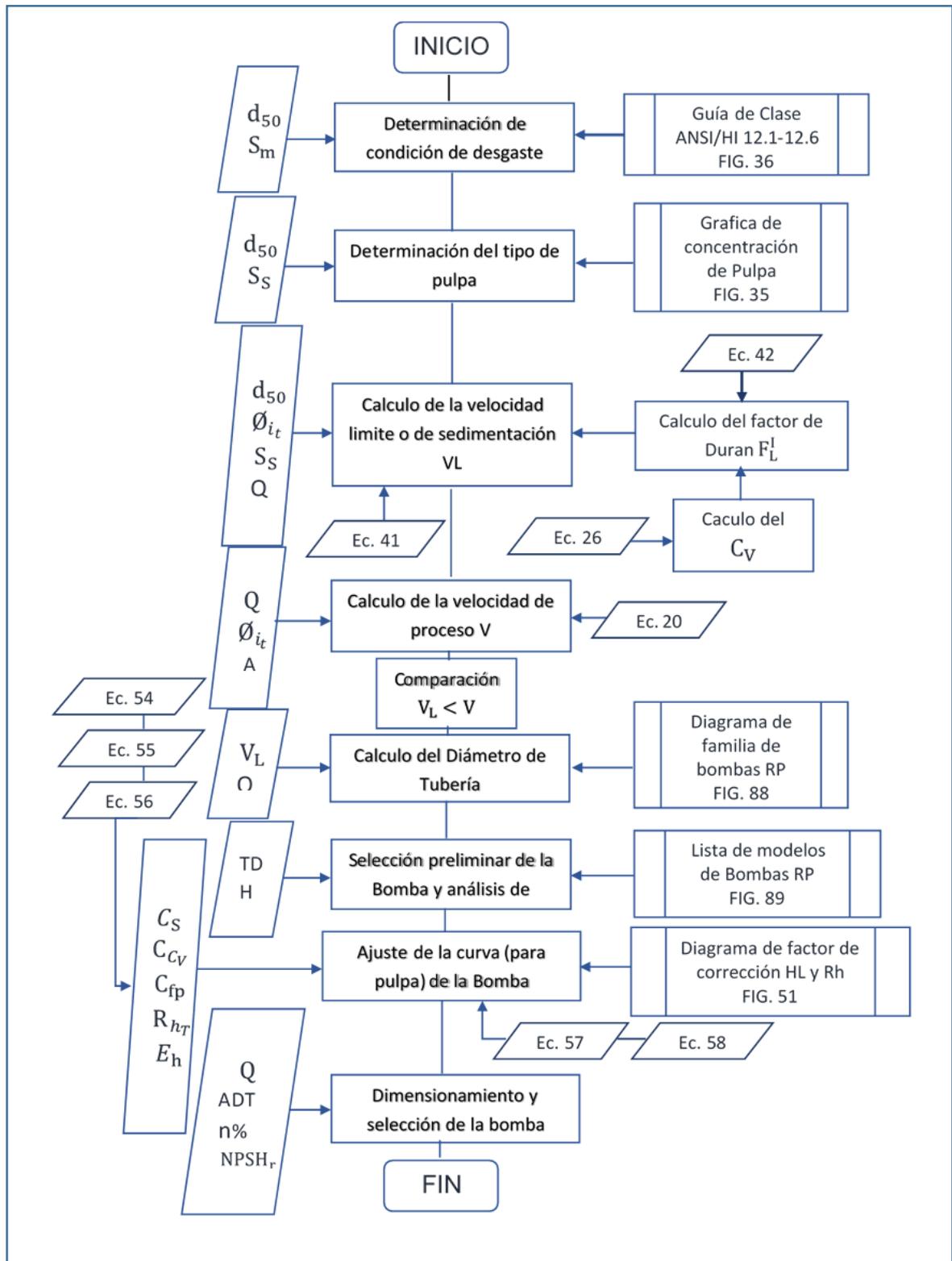
28	De ser posible realice la prueba del motor en vacío, en algunos casos esta prueba ya ha sido realizada por el cliente, si este es el caso, solicite los registros respectivos de dichas pruebas. Nota: Tenga en cuenta que para el caso de bombas verticales, algunos motores no pueden operar por tiempos prolongados sin carga hidráulica (Downthrust).	
----	---	--

PRUEBAS DE MOTOR EN VACÍO					
Temperatura (°C)	Min 20	Min 30	Min 40	Min 60	Observaciones
1					
2					
3					
4					
Vibración (mm/seg)	Min 20	Min 30	Min 40	Min 60	Observación
1H					
1V					
1A					
2H					
2V					
2A					

IV INSPECCIÓN, CHEQUEO DE BOMBA Y PRE-ARRANQUE		CHEK
29	De ser necesario verifique la tolerancia entre el Impulsor y la voluta en Bombas Horizontales que así lo requieran (Impulsores Abiertos). Ante la duda consulte el manual de la bomba	
30	Solo después de que se ha verificado la correcta rotación del motor, proceda con el acoplamiento de la bomba y el motor. Si es requerido lubrique el espaciador del acople.	
31	Para bombas Verticales: Para motores verticales con eje hueco (VHS), una vez acoplada la bomba con el motor, ajuste la altura del impulsor usando la tuerca de ajuste del motor. Para motores verticales con eje sólido (VSS), ajuste la altura del impulsor con la tuerca del acople y luego acople la bomba con el motor.	
32	Sellado con Empaquetadura; No apriete el prensa-estopas excesivamente, ya que cuando arranque el equipo, se debe ajustar para que en promedio se tengan 60 gotas por minuto	
33	Sellado con Sello Mecánico, debe asegurarse e inspeccionar lo siguiente:	
34	Las tuberías del sello auxiliar estén correctamente conectadas y que todas las líneas de retorno, drenaje y limpieza estén abiertas.	
35	Remover los espaciadores de calibración, previo a esto se tienen que ajustar los prisioneros al collar del sello, retirar los puentes solo cuando el sello mecánico sea del tipo cartucho. Nota: estos puentes deben de guardarse y entregarse a la gente de Mantenimiento, los van a necesitar en caso de hacer una intervención.	
36	Verificar que gira libremente y que no existan roces ni ruidos extraños.	
37	Sellos Mecánicos Dobles: Verifique componentes auxiliares como son tanques con fluido barrera, intercambiadores de calor, separadores ciclónicos e instrumentación asociada.	
38	En las bombas donde el sistema de sellado no aplique usar sello mecánico, asegurarse que todos los controles ambientales estén conectados y en funcionamiento.	
39	Identifique el medio de Parada de Emergencia del equipo en caso de que una anomalía ocurra y se requiera el Paro Inmediato.	
40	Reinstale las Guarda de Protección de las partes rotativas, antes del arranque del equipo	

**Nota Si los dispositivos de monitoreo (switches por baja presión, medidores flujo, RTD, Sensores de temperatura, etc.) no están conectados, es necesario dejarlo por escrito, ya que, estos son dispositivos que aseguran el control de los equipos y que las bombas no funcionen en seco.**

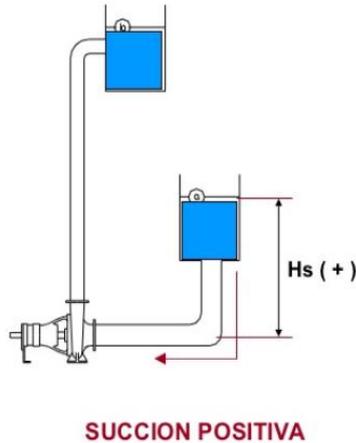
## Anexo 12. Diagrama de secuencia de selección y dimensionamiento de la Bomba Horizontal



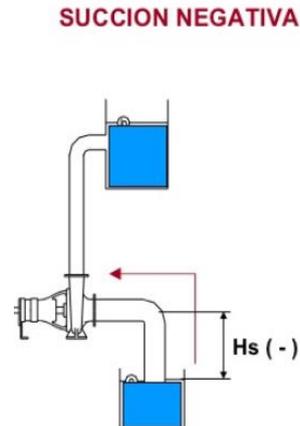
## Anexo 13. Memoria de cálculo para el NPSHd

### Cálculo de la altura neta de succión disponible del sistema o NPSHd

Para el cálculo de debe de emplear dependiendo del tipo de succión las siguientes ecuaciones



$$\text{NPSHd} = \frac{P_{atm} - P_v}{S} + H_{suc} - H_f$$



$$\text{NPSHd} = \frac{P_{atm} - P_v}{S} - H_{suc} - H_f$$

Donde:

Patm : Presión atmosférica (m)

Pv : Presión de vapor del líquido a la

T : temperatura de bombeo

S : Gravedad específica del líquido bombeado

Hs : Altura de succión ( + o - ) (m)

Hf : Pérdidas por fricción en la tubería de succión (m).

Para el presente trabajo se cuenta con una succión positiva y los datos:

DATOS DE PROCESO	CONDICIONES DEL DATO
Hs: 4.5 m	Dato proporcionado en campo
Patm: 10.33 m	Se encuentra a 45 metros de altitud de tabla N°4
Pv: 0.062 m	Según tabla N° 4
S = Sm: 1.19	Gravedad especifica de la pulpa (dato)
Hf = Hp1 +Hp2	Suma de perdidas distribuidas + las pedidas focalizadas ( a calcular)
C: 130	De tabla N° 13
Q: 0,26167 m3 /s.	Dato del proceso
Tubería: Hierro Fundido	Dato proporcionado en campo
L: 2 m	Dato asumido
1 válvula cuchilla	Datos asumido
1 curva a 90° R/D 1 ½"	Dato asumido

Para el cálculo de las pérdidas distribuidas (Hp1) en la succión usaremos la ecuación de la fórmula de **HAZEN – WILLIAMS**:

$$J = \frac{H_P}{L} = 10,643 \cdot Q^{1.85} \cdot C^{-1.85} \cdot D^{-4.87}$$

Consideramos lo siguiente: t = 20° C; Material = hierro fundido

D (diámetro de tubería) = 300 mm = 0.300 m

C = 130

Q = 0,26167 m<sup>3</sup> /s.

L = 2 m

Por lo Tanto: Hp = 10.643 x 0.26167<sup>1.85</sup> x 130<sup>-1.85</sup> x 0.305<sup>-4.87</sup> x 2

Hp1 = 0.07 m

Para el cálculo de las pérdidas de carga localizada podemos hallarlo por la siguiente formula:  $H_p = K \cdot \frac{v^2}{2g}$ ,  $Q = V \times A$ ,  $V = \frac{0.26167}{\pi \times \frac{0.300^2}{4}} = 3.7$  m/s

Para valvula de cuchilla el K= 0.20 de tabla N° 17 tenemos:

$$H_{pc} = 0.20 \times \frac{3.7^2}{2 \times 9.81} = 0.14 \text{ m}$$

Para un codo a 90°: K = 0.40

$$H_{pcd} = 0.40 \times \frac{3.7^2}{2 \times 9.81} = 0.28 \text{ m}$$

Por lo tanto: Hp2 = Hpc + Hpcd = 0.14 + 0.28 = 0.42 m

Hp = Hp1 + Hp2 = 0.07 + 0.42 = 0.49 m

Con los valores obtenidos podemos calcular el NPSHd según la fórmula:

$$NPSHd = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho \cdot g} + H_{suc} - H_f$$

$$NPSHd = \frac{10.33 - 0.062}{1.19} + 4.5 - 0.49 = 12.5 \text{ m}$$

NPSHd = 12.5 m

Podemos concluir indicando que se debe cumplir la siguiente relación para que no se produzca cavitación:  $NPSHd > NPSHr + 0.5$

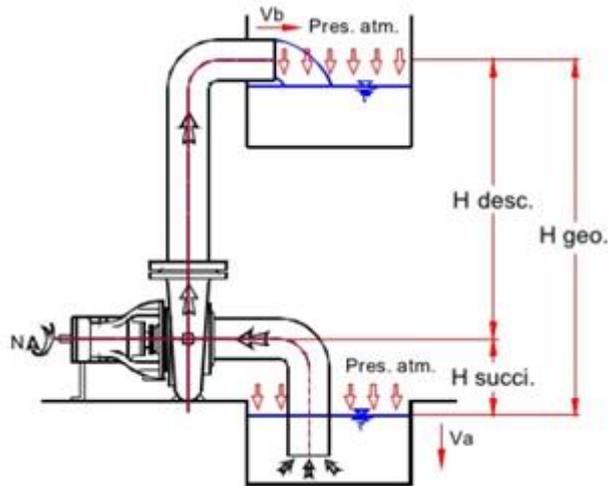
Según data sheet de la bomba el NPSHr < 8m información del fabricante.

Por lo tanto 12.5 > 8.5, y no se presentaría la una cavitación.

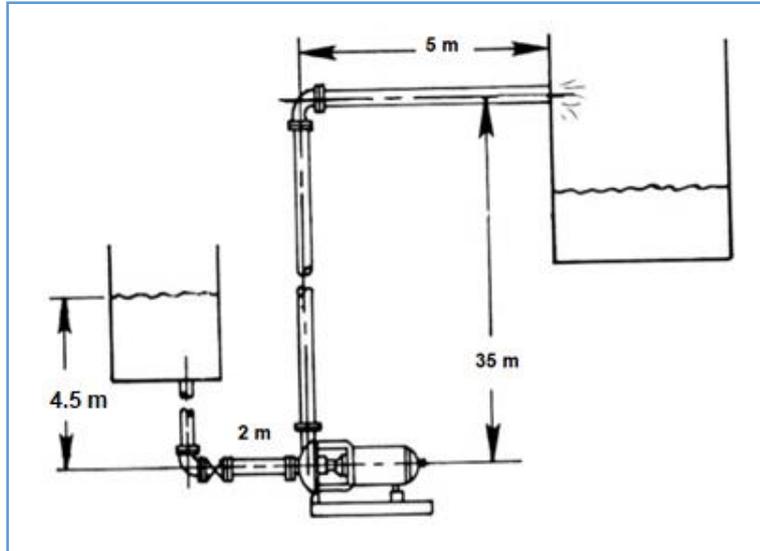
## Anexo 14. Memoria de cálculo de la altura dinámica del sistema TDH

Para este cálculo de la altura dinámica total (TDH) aplicaremos la ecuación N°72 y se tiene:

$$TDH = H_{geom} + \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} + H_{perdidas} \quad ; \text{ donde:}$$



Para el presente trabajo se tiene el siguiente sistema:



$$TDH = H_{geom} + H_{presion} + H_{perdidas}$$

Para un sistema de tanques abiertos se tendrá:

$$TDH = H_{geom} + H_{perdidas}$$

Los datos de procesos y asumidos son según la tabla:

DATOS DE PROCESO	CONDICIONES DEL DATO
Caudal Q: 766 m <sup>3</sup> /h / 942 m <sup>3</sup> /h	Dato del proceso
Gravedad específica de pulpa Sm: 1.19	Dato del proceso
Gravedad específica del sólido S: 4.85	Dato del proceso
Concentración de sólidos en peso Cw: 20%	Dato del proceso
Tamaño medio de partícula d50: 0.038 mm	Dato del proceso
Temperatura del fluido: 15°C a 20°C	Dato del proceso
Altura geodésica Geo: 35 m	Dato recopilado en campo no oficial
Altura de succión positiva Hs: 4.5 m	Dato recopilado en campo no oficial
Diámetro de tubería de descarga Dad: 10 pulga	Dato del área de ingeniería de la minera
Diámetro de tubería de succión Dos: 12 pulga	Dato del área de ingeniería de la minera
<b>LÍNEA DE SUCCIÓN</b>	
Accesorios: 1 válvula de cuchilla de 12" 1 curva a 90° R/D 1 ½" de 12"	Dato recopilado en campo no oficial
Tubería de succión: Fierro Fundido	Dato del proceso
Longitud Ls: 2 m	Dato recopilado en campo no oficial
Succión: de cajón de recepción de concentrado	Dato del proceso
<b>LÍNEA DE DESCARGA</b>	
Accesorios: 2 válvula de cuchilla de 10 " 2 válvula Pinch de 10" 1 válvula check de 10" 1 Junta desser de 10 " 2 curvas de 90 R/D 1 ½ de 10"	Dato recopilado en campo no oficial
Tubería de descarga: HDP-SDR 21	Dato del área de ingeniería de la minera
Longitud Ld: 40 m	Dato recopilado en campo no oficial
Descarga: Cajón de abierto a la atmosfera	Dato del proceso

$$TDH = H_{geom} + H_{perdidas}$$

$$H_{geom} = 35 - 4.5 = 31.5 \text{ m}$$

$$H_{perdida} = H_{ps} + H_{pd}$$

$$H_{ps} = 0.61 \text{ m (calculado anteriormente en el NPSHd)}$$

H<sub>pd</sub>: Se aplicará el mismo método:

$$H_{pd} = H_{p1} + H_{p2}$$

Para el cálculo de las pérdidas distribuidas (H<sub>p1</sub>) en la descarga usaremos la ecuación de la fórmula de **HAZEN – WILLIAMS**:

$$J = \frac{H_p}{L} = 10,643 \cdot Q^{1.85} \cdot C^{-1.85} \cdot D^{-4.87}$$

Material = HDP-SDR 21

D de tubería = 250 mm = 0.250 m

C = 130

Q = 0,26167 m<sup>3</sup> /s.

L = 40 m

Por lo Tanto:  $H_{p1} = 10.643 \times 0.26167^{1.85} \times 130^{-1.85} \times 0.305^{-4.87} \times 40$

$H_{p1} = 1.42$  m

Calculo de la velocidad según la ecuación  $Q = V \times A$

$$V = \frac{0.26167}{\pi \times \frac{0.250^2}{4}} = 5.3 \text{ m/s}$$

Para el cálculo de las perdidas distribuidas ( $H_{p2}$ ) en la descarga usaremos la

fórmula:  $H_p = K \cdot \frac{v^2}{2g}$

Para válvula de cuchilla el  $K = 0.20$  de tabla N° 17 tenemos:

$$H_{pc} = 0.20 \times \frac{5.3^2}{2 \times 9.81} = 0.29 \text{ m}$$

Para un codo a 90°:  $K = 0.40$

$$H_{pcd} = 0.40 \times \frac{5.3^2}{2 \times 9.81} = 0.36 \text{ m}$$

Para una válvula Pinch de 10";  $K = 2.5$

$$H_{pp} = 2.5 \times \frac{5.3^2}{2 \times 9.81} = 3.58 \text{ m}$$

Para una válvula check de 10":  $K = 2.50$

$$H_{pch} = 2.5 \times \frac{5.3^2}{2 \times 9.81} = 3.58 \text{ m}$$

Para una junta dresser:  $K = 0.4$

$$H_{pch} = 0.4 \times \frac{5.3^2}{2 \times 9.81} = 0.57 \text{ m}$$

Para entra libre a tanque:  $K = 1$

$$H_{pch} = 1 \times \frac{5.3^2}{2 \times 9.81} = 1.43 \text{ m}$$

$$H_{p2} = 2 \times (0.29) + 2 \times (0.36) + 2 \times (3.58) + 3.58 + 0.57 + 1.43 = 14.04 \text{ m}$$

$$H_{pd} = H_{p1} + H_{p2} = 1.42 + 14.04 = 15.46 \text{ m}$$

Por lo tanto:  $H_{perdida} = H_{ps} + H_{pd}$

Reemplazando tenemos:

$$H_{\text{perdida}} = 0.61 + 15.46 = 16.07 \text{ m}$$

Por lo tanto, el TDH será:

$$\text{TDH} = H_{\text{geom}} + H_{\text{perdidas}}$$

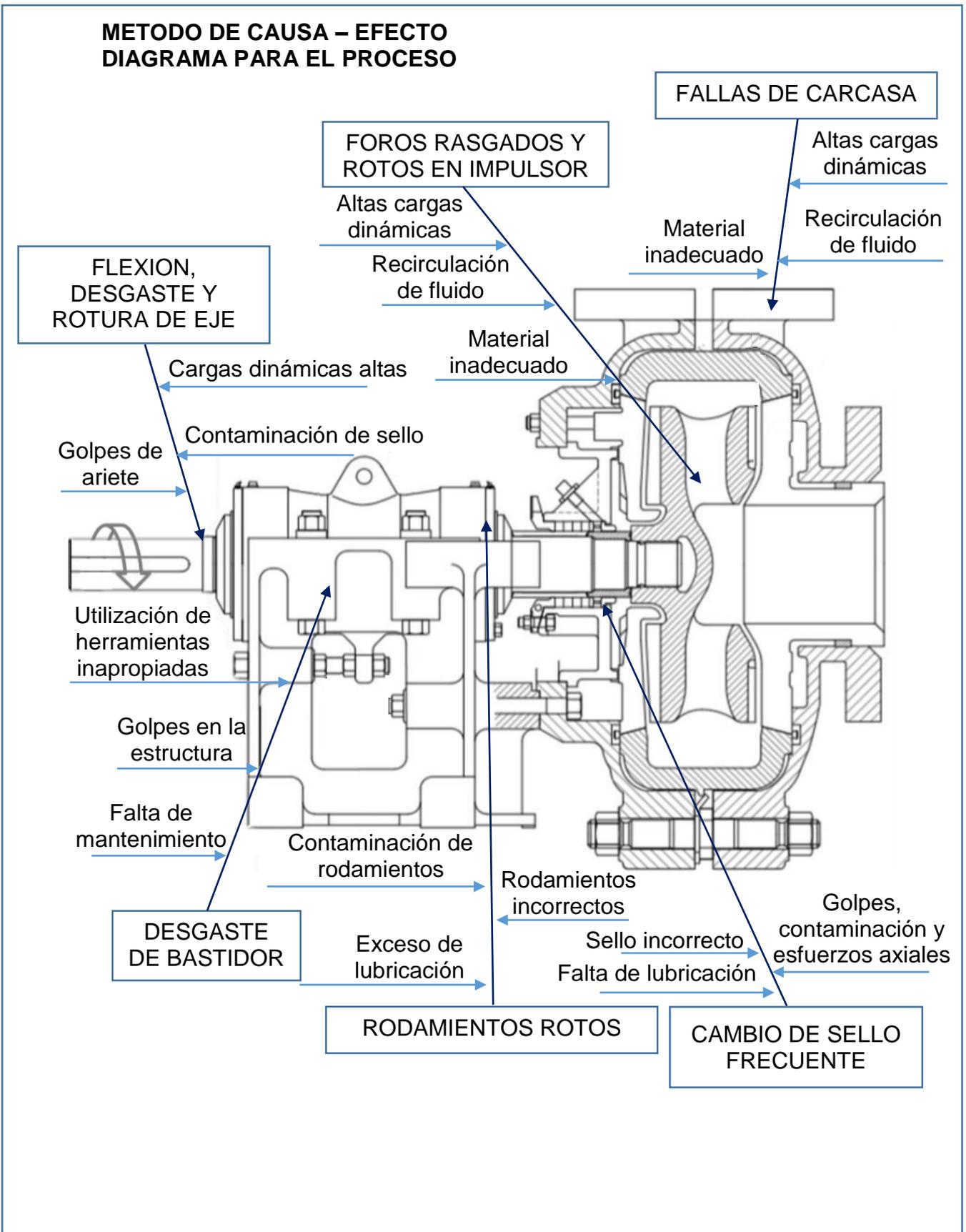
$$\text{TDH} = 31.5 + 16.07 = 48 \text{ m}$$

$$\text{TDH} = 48 \text{ m}$$

**Nota: La bomba estaría procesando en el primer escenario 182 Ton/h de mineral de hierro y en el segundo escenario 224 Ton/h de mineral de hierro**

**Anexo 15. Resumen de analisis de fallas de la Bombas de pulpa**

**METODO DE CAUSA – EFECTO  
DIAGRAMA PARA EL PROCESO**



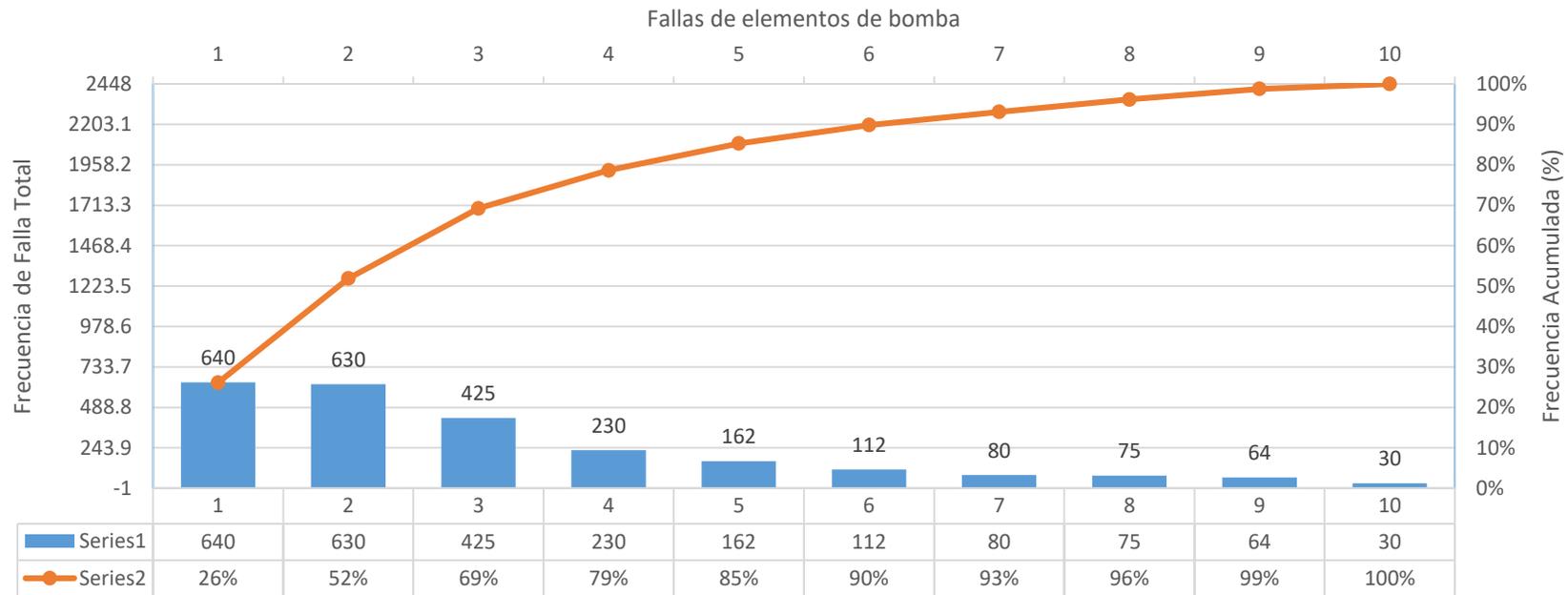
## CUADRO DE EVALUACIÓN DE LA CAUSA RAÍZ DE LAS FALLAS EN LA BOMBA DE PULPA

### ANÁLISIS DE FALLA DE BOMBA DE PULPA

CAUSAS	SOLUCIONES	CRITERIOS						TOTALES
		Factor	Causa Directa	Solución	Factible	Medible	Bajo Costo	
<b>FALLAS DE CARCASA</b>	<b>Solución</b>							40
Altas cargas dinámicas	Capacitación sobre manejo de pulpas	3	3	2	3	3	1	15
Material inadecuado	Hacer un control de calidad	2	2	3	2	2	2	13
Recirculación de fluido	Capacitación sobre manejo de pulpas	2	1	2	3	3	1	12
<b>FOROS RASGADOS Y ROTOS EN IMPULSOR</b>	<b>Solución</b>							40
Altas cargas dinámicas	Capacitación sobre manejo de pulpas	3	3	2	3	3	1	15
Material inadecuado	Hacer un control de calidad	2	2	3	2	2	2	13
Recirculación de fluido	Capacitación sobre manejo de pulpas	2	1	2	3	3	1	12
<b>FLEXIÓN, DESGASTE Y ROTURA DE EJE</b>	<b>Solución</b>							38
Cargas dinámicas altas	Evaluar el dimensionamiento del equipo	3	2	2	2	2	3	14
Golpes de ariete	Cambiar válvulas de regulación	2	1	2	2	1	1	9
Contaminación de sello	Hacer un plan de mantenimiento preventivo	2	2	3	3	3	2	15
<b>RODAMIENTOS ROTOS</b>	<b>Solución</b>							41
Contaminación de rodamientos	Hacer un plan de mantenimiento preventivo	2	3	2	3	3	2	15
Exceso de lubricación	Capacitar al personal	1	2	3	3	3	1	13
Rodamientos incorrectos	Hacer un control de inventario y catalogarlos	2	3	2	2	1	3	13
<b>CAMBIO DE SELLO FRECUENTE</b>	<b>Solución</b>							45
Sello incorrecto	Capacitación al personal en sellos	2	3	3	3	3	1	15
Falta de lubricación	Hacer un plan de mantenimiento preventivo	3	3	3	3	3	2	17
Golpes, contaminación y esfuerzos axiales	Evaluar el dimensionamiento del equipo	2	1	2	3	2	3	13
<b>DESGASTE DE BASTIDOR</b>	<b>Solución</b>							32
Utilización de herramientas inapropiadas	Comprar herramientas adecuadas	2	2	3	2	1	1	11
Golpes en la estructura	Capacitar al personal	1	1	1	3	2	1	9
Falta de mantenimiento	Hacer un plan de mantenimiento preventivo	2	1	2	3	2	2	12

Del análisis se puede concluir que las partes de mayor consumo y fallas son en los sellos y rodamientos, generados por una falta de lubricación y contaminación como primera causa raíz y segunda causa raíz las altas cargas dinámicas en las partes húmedas de la bomba (impulsor y carcasa).

### GRAFICA DE PARETO DE FALLAS DE BOMBAS DE PULPA



### Fallas de elementos de bomba

Fallas de elementos de bomba	Frecuencia de Falla	Tiempo por unidad de Bombeo (hr)	Frecuencia de Falla Total	%	Frecuencia Acumulada	Frecuencia Acumulada (%)
Falta de lubricación de los sellos	16	40	640	26%	640	26%
Falla del sello por contaminación, posible falla del sistema de enfriamiento y lubricación de la bomba	18	35	630	26%	1270	52%
Ajuste excesivo de los estopas sin refrigeración y contaminación en sello	17	25	425	17%	1695	69%
Falla por baja carga recirculación en carcasa	10	23	230	9%	1925	79%
Fallas por sobrecarga en carcasa	9	18	162	7%	2087	85%
Por sobre carga durante la puerta en marcha o durante la operación en eje.	7	16	112	5%	2199	90%
Fallas por contaminación y exceso de lubricación en rodamientos	4	20	80	3%	2279	93%
Desgaste por sobre carga en impulsor	5	15	75	3%	2354	96%
Desgaste por carga baja, recirculación en impulsor	8	8	64	3%	2418	99%
Alta cargas radiales y axiales, por cabeza dinámica muy altas en rodamientos	6	5	30	1%	2448	100%
<b>TOTAL</b>			<b>2448</b>	<b>100%</b>		

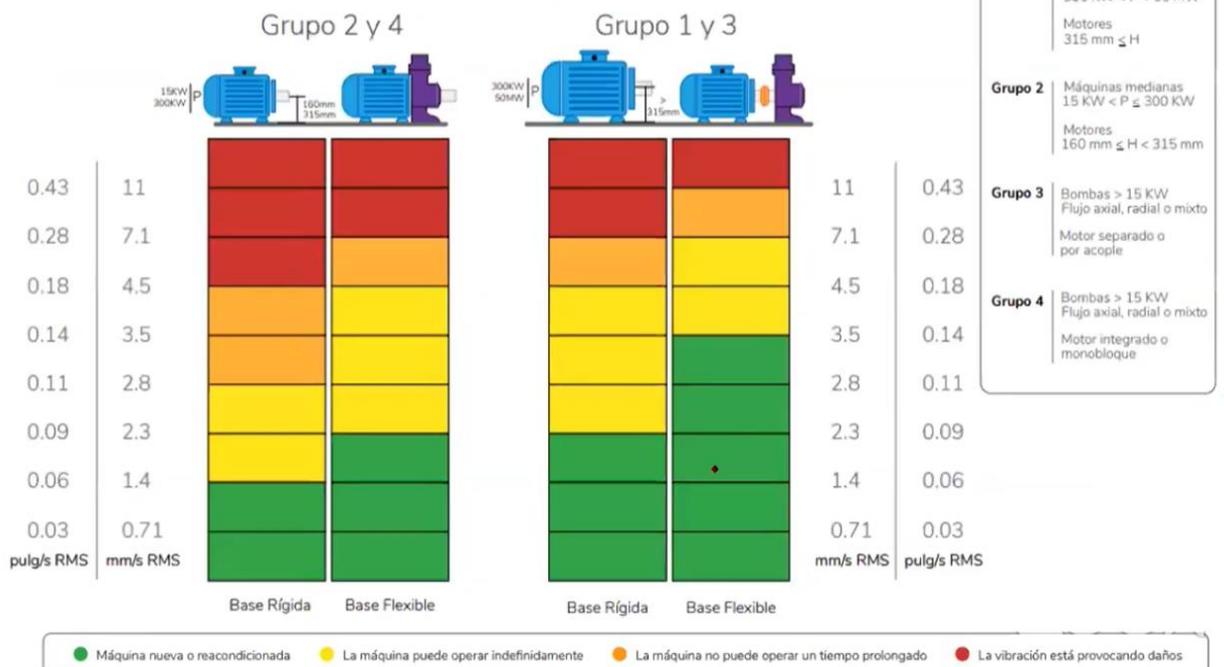
Anexo 16. Límites de permisibilidad de velocidad según la NORMA ISO10816-3

## Límites para Velocidad [ISO 10816-3]

								11	0.44	Velocidad 10 - 1000 Hz, r > 600 RPM 2 - 1000 Hz, r > 120 RPM
								7,1	0.28	
								4,5	0.18	
								3,5	0.11	
								2,8	0.07	
								2,3	0.04	
								1,4	0.03	
								0,71	0.02	
		mm/s rms	inch/s rms							
rigido	flexible	rigido	flexible	rigido	flexible	rigido	flexible			<b>Fundamento</b>
bombas > 15 kW				Máquinas medianas		Máquinas grandes				<b>Tipo Máquina</b>
radial, axial, mixed flow				15 kW < P ≤ 300 kW		300 kW < P < 50 MW				
Impulsor integrado		Impulsor externo		Motores		Motores				
		□		160 mm ≤ H < 315 mm		315 mm ≤ H				
Grupo 4		Grupo 3		Grupo 2		Grupo 1				<b>Grupo</b>

- A** máquina nueva
- B** Operación a largo plazo no restringida
- C** Operación a largo plazo restringida
- D** Vibración causa daños

## LÍMITES PERMISIBLES SEGÚN NORMA ISO 10816-3



## Anexo 17. Ficha Técnica del equipo de monitoreo de parámetros de la puesta en marcha

Captación de vibración: **Sensor de aceleración piezoeléctrico**

Rango de velocidad: 0.7 a 65.00 mm/s

(RMS), 0.04 a 3.60

IPS (pico equivalente)

ISO 10816

Rango de aceleración con envolvente: de 0.2 gE a 50 gE

+/- 10%

Banda de aceleración con envolvente: SKF Band 3:

500 Hz a 10 kHz

Rango de frecuencia de velocidad: 10 Hz a 1,000 Hz (ISO 2954)

Rango de temperatura infrarroja: de -20° C a +200° C

de -4° F a +392° F

Presion de temperatura infrarroja: +/- 2° C (+/-3.6° F)

Distancia de medicion detemperatura infrarroja: 10 cm (4 in.) de distancia desde el

máximo del objetivo.

Rango de temperatura de funcionamiento: *En Uso*: de -10° C a +60° C

de 14° F a 140° F

*Minetras se carga*: de 0° C a +40° C

de +32° F a +104° F

El indicador de estado de la máquina SKF mide simultáneamente señales de vibración y temperatura para indicar el estado de la máquina o daños en los rodamientos y es ideal para tareas de mantenimiento o personal de operaciones

Atributo	Valor
Parámetros de Medición	Aceleración, temperatura, velocidad
Aceleración Máxima	50g
Aceleración Mínima	0.2g
Velocidad Máxima	65mm/s
Velocidad Mínima	0.7mm/s
Temperatura Máxima de Funcionamiento	+60°C
Temperatura Mínima de Funcionamiento	-10°C
Tipo de Display	LCD
Número de Modelo p	CMAS 100-SL

## EQUIPO CMAS 100-SL



**Anexo 18. Plan de mantenimiento preventivo y predictivo de la bomba  
MPP12x10x-30**

**PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PARA BOMBAS MPP12X10**

**PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO Y PREDICTIVO PARA BOMBAS  
MPP12X10**

**Medidas básicas a considerar para mejorar la eficiencia antes de realizar el  
check list para el mantenimiento preventivo de bombas centrífugas:**

Los datos a verificar para estructurar una evaluación comparativa son los siguientes:

1. La presión de la cabeza, medida por los medidores de succión y descarga.
2. Caudal de la bomba centrífuga.
3. Drenaje del amplificador.
4. Forma de vibración de la bomba.

Con estas medidas podrá controlar y mejorar la eficiencia de las bombas centrífugas, así podrá iniciar el check list para el mantenimiento preventivo y predictivo de bombas centrífugas, de acuerdo a los períodos establecidos (diaria, semanal, trimestral, semestral y anualmente).

**Actividades Frecuentes**

Actividades Operación, Mantenimiento:

- Agua de Sello, verificación de parámetros
- Lubricación del portarodamiento
- Control de parámetros operacionales
- Inspección del equipo y entorno

Actividades de Mantención

- Regulación del Impulsor, ajuste del gap
- Alineamiento, poleas y/o acoplamientos
- Cambio de Componentes
- Registro de Vida útil de componentes
- Registro de patrones de desgaste

## PLAN DE MANTENIMIENTO

**CORRECTIVO**  
**PREVENTIVO**  
**PREDICTIVO**



ACTIVIDADES	FRECUENCIA								
	DIARIA	SEMANAL	MESES	TRIMESTRAL	SEMESTRAL	CADA 8 MESES	ANUAL	CADA 2 AÑOS	MAS DE 2 AÑOS
<b>CONTROL DE PARAMETROS</b>									
Temperatura de rodamientos									
Vibración de rodamientos									
Medición de Flujo									
Medición de Presión de descarga									
Medición de Amperaje									
Medición de RPM									
Presión de agua de sello									
Nivel del Cajón de alimentación									
Nivel del Cajón de descarga									
<b>INSPECCION</b>									
Inspección Visual de cada componente de la bomba.									
Detectar zonas de mayor desgaste									
Medir espesor de zona de mayor desgaste									
Hacer grafico de Tendencia de Desgaste									
Cambiar los componentes cuando la vida remanente sea menor que el periodo de servicio.									
<b>REGISTRO DE PATRONES DE DESGASTE</b>									
Anotar número del equipo, horas de operación, y tonelaje.									
Almacenar de modo que puedan ser inspeccionadas, fotografiadas y medidos sus desgastes									
<b>REGISTRO DE VIDA UTIL</b>									
Por componentes									
* Impulsor									
* Carcasa (Rev. prensa, succión)									
* Discos									
* Camisa									
* Empaquetaduras									
<b>Agua de Sello</b>									
Revisar lubricacion del sello, en caso sea grasa									
Engrasar sello mecanico									
Revisar el flujo del refrigerante en el sello.									
Revisar la presión de agua de sello, 10 a 15 psi mayor que la presión de descarga de la bomba.									
<b>Sello de empaquetaduras.</b>									
Revisar lubricacion de las empaquetaduras, por la prensa debe salir agua limpia									
Revisar la presión de agua de sello, 10 a 15 psi mayor que la presión de descarga de la bomba.									
Revisar la concentración de partículas, inferior a 200 partes por millón.									
Revisar el flujo del refrigerante en el sello.									
Cambio de kit de sello									

PLAN DE MANTENIMIENTO

CORRECTIVO  
PREVENTIVO  
PREDICTIVO



ACTIVIDADES	FRECUENCIA								
	DIARIA	SEMANAL	MENSUAL	TRIMESTRAL	SEMESTRAL	CADA 8 MESES	ANUAL	CADA 2 AÑOS	MAS DE 2 AÑOS
<b>Lubricación Porta Rodamientos</b>									
Lubricar de porta rodamiento, según lo especificado en la hoja de lubricación del Manual.		■							
Portarodamiento: Ajuste Impulsor Bombas Horizontales			■						
Cambio de rodamientos								■	
<b>Correas</b>									
Revisar Alineamiento		■							
Tensión de Correas			■		■				
Cambio de correas						■			
<b>Impulsor</b>									
Regulación del Impulsor			■						
* Cuando el consumo de energía aumente		■							
* Cuando se intervenga la bomba				■					
Cambio de impulsor						■			
<b>Forros de desgaste</b>									
Revisión de plato de desgaste				■					
Revisión de Forro de succión				■					
Revisión de forro de descarga				■					
Revisión de forro de voluta				■					
Cambio de forros						■			
<b>Carcasa</b>									
Limpieza de carcasa exterior	■								
Revisión de desgaste de carcasa				■					
Cambio de carcasa								■	
<b>Eje</b>									
revisión de eje					■				
Cambio de eje								■	
<b>Bastidor</b>									
Limpieza de bastidor	■								
Limpieza de perno de regulación	■								
Limpieza de pernos de regulación de base de motor	■								
Cambio de bastidor									■

## Check list para el Mantenimiento Preventivo de Bombas Centrífugas

ACTIVIDADES DIARIAS	SI	NO
<p><b>Monitorizar las temperaturas de los cojinetes</b>, el nivel de lubricante y la vibración.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Para comprobar la verificación el lubricante debe ser transparente y sin signos de formación de espuma.</li> </ul>		
<p>Los <b>sellos mecánicos</b> no deberían mostrar signos de fugas visibles para los sellos húmedos con sistema externo de lubricación.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Algunas fugas en el empaque son normales, pero esto no debe exceder una tasa de aproximadamente 40 a 60 gotas por minuto.</li> </ul>		
<p>Revise el sistema de enfriamiento para una operación efectiva, si es necesario desarme y limpie.</p>		
<p>Observar si hay vibración en la bomba, ya que si es excesiva puede ser el resultado de un cambio en la <b><u>alineación de la bomba</u></b> o resonancias de cavitación entre la bomba, su base o las válvulas ubicadas en las líneas de succión y / o descarga</p>		
<p>Diariamente Verifique la temperatura generado, debido al trabajo que se está realizando con la bomba.</p>		
<p>Monitorizar los cambios en el nivel de presión, ya que una disminución gradual en la presión de cabeza desarrollada de la bomba puede indicar que la holgura del impulsor se ha ampliado.</p>		

## Check list para el Mantenimiento Preventivo de Bombas Centrífugas

ACTIVIDADES MENSUALES	SI	NO
<p>Mensualmente verifique el aceite en los depósitos de cojinetes, agregue si es necesario y asegúrese de que el nivel de aceite esté a la distancia correcta de la línea central del eje.</p> <p>Para el caso de cojinetes con grasa en la bomba, engrase los cojinetes de acuerdo con las instrucciones del fabricante, esto también se realiza trimestralmente</p>		
<p>Verificar mensualmente el estado de los soportes del cojinete y limpie la suciedad si es necesario. El orificio de drenaje debe estar abierto.</p>		
<p>De forma trimestral Verifique la integridad de la base de la bomba y verifique que los pernos de sujeción que no estén apretados.</p>		
<p>Trimestralmente para las bombas lubricadas con aceite, cambie el aceite después de las primeras 200 horas de funcionamiento para una bomba nueva, y luego cada tres meses o 2.000 horas de funcionamiento, lo que ocurra primero.</p>		
<p>Engrase los cojinetes del motor de acuerdo con las instrucciones del fabricante, esto también se realiza trimestralmente.</p>		
<p>Semestralmente aplique una capa ligera de producto antioxidante para exponer las superficies maquinadas y así evitar la oxidación y corrosión.</p>		
<p>Una vez al año, el rendimiento de la bomba debe verificarse y registrarse en detalle. Se deben establecer puntos de referencia de rendimiento para una bomba nueva durante las primeras etapas de la operación de una bomba, cuando los ajustes de instalación son correctos.</p>		

## FORMATOS DE TOMA DE DATOS PARA MANTENIMIENTO PREDICTIVO

### Bombas Centrifugas de Pulpa de Mineral de Hierro MPP12x10-30

Todos los Martes dejando una Semana

Niveles de Alarma			
Acceptable	Normal	<b>Alert</b>	Azul
<b>Warning</b>	Negro Negri	<b>Danger</b>	Rojo

#### ANALISIS VIBRACIONAL

EQUIPO	Punto critico de medicion	Pocision	Monitoreo						
			06-Jul	20-Jul	03-Ago	17-Ago	31-Ago	14-Set	28-Set
<b>Bomba de Linea de Filtros Prensa</b>	MOT 01	Horizontal							
		Vertical							
		Axial							
	MOT 02	Horizontal							
		Vertical							
		Axial							
	BOM 01	Horizontal							
		Vertical							
		Axial							
	BOM 02	Horizontal							
		Vertical							
		Axial							

## Bombas Centrifugas MPP12x10-30

Todos los Martes y jueves de cadaSemana

EQUIPO	Punto critico de medicion	Temperatura (°C)					
		06-Jul	08-Jul	13-Jul	15-Jul	20-Jul	22-Jul
Bomba de filtro 01	ROD MOT 01						
	ROD MOT 02						
	ROD BOM 03						
	ROD BOM 04						
Bomba de filtro 02	ROD MOT 01						
	ROD MOT 02						
	ROD BOM 03						
	ROD BOM 04						
Bomba de filtro 01	DESCARGA						
	SUCCION						
	VOLUTA						
Bomba de filtro 02	DESCARGA						
	SUCCION						
	VOLUTA						

