



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**ESTUDIO DE LAS CONDICIONES MÁS FAVORABLES DE OPERACIÓN Y EL
AHORRO ENERGÉTICO EN LOS SISTEMAS DE BOMBEO DE UNA PLANTA
DE CRUDO**

AMADOR HUMBERTO
GUTIERREZ AMAIRI

VALENCIA, JUNIO DE 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**ESTUDIO DE LAS CONDICIONES MÁS FAVORABLES DE OPERACIÓN Y EL
AHORRO ENERGÉTICO EN LOS SISTEMAS DE BOMBEO DE UNA PLANTA
DE CRUDO**

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE
UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

AMADOR HUMBERTO
GUTIERREZ AMAIRI

VALENCIA, JUNIO DE 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECANICA



CONSTANCIA DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del jurado designado para estudiar el Trabajo Especial de Grado titulado: **“ESTUDIO DE LAS CONDICIONES MAS FAVORABLES DE OPERACIÓN Y EL AHORRO ENERGETICO EN LOS SISTEMAS DE BOMBEO DE UNA PLANTA DE CRUDO”**, realizado por las bachilleres Amador H. Humberto J., C.I. 17.172.256, Gutierrez G. Amairi V., C.I. 17.731.2141, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo y que no nos hacemos responsables de su contenido, pero lo encontramos correcto en su calidad y forma de presentación.

Ing. Fernando Aular
Presidente del Jurado

Ing. José Velasquez
Jurado

Ing. Edwin Peña
Jurado

Valencia, Junio de 2009



AGRADECIMIENTOS



En primer lugar quiero darle gracias a Dios, por siempre brindar esta luz en el camino cuando todo es oscuridad, y también por darnos todos los buenos y felices momentos. Señor eres el pilar principal de todo lo bueno en el mundo ¡todo lo bueno es gracias a ti!

A mis padres *Juan Carlos y Antonia* por dedicar su vida entera a sus hijas por siempre dar apoyo, las enseñanzas y consejos necesarios para cada ocasión, hoy soy lo que soy gracias a ustedes dos y por ello les estaré eternamente agradecida. A María José por siempre estar ahí, dispuesta a ayudar y apoyarme en todo, gracias hermanita. Ustedes son el pilar más importante no solo en este trabajo de grado si no en mi vida entera.

A *Humberto*, por haberse convertido en mi todo, por ser esa persona que complementa mi vida en todos los aspectos; Gracias por ser mi amigo y compañero, me da gusto habernos arriesgado a hacer este trabajo de grado juntos y haber pasado la prueba sin ningún tipo de problemas, y como me dijiste un día esta es la primera gran prueba de las tantísimas que nos esperan en esta vida juntos.

Al resto de mi familia y amigos, por siempre dar esas palabras de ánimo y aliento, estoy segura de que tantos deseos buenos hacia este trabajo de grado de parte, ayudaron a que el mismo se concretara.

Amairi Vanessa Gutiérrez Ginestre



AGRADECIMIENTOS



Ante todo a Dios todo poderoso por ser mi guía espiritual en todos los caminos de la vida que he recorrido.

A mi padre *Humberto Amador* por ser mi amigo, mi compañero y el ideal ejemplo como hombre a seguir, todas las noches me acuesto agradeciéndole al señor, por colocarte a ti como mi padre.

A mi madre *Sandra de Amador*, gracias por el cuidado, la dedicación, principios y valores para ser lo que soy hoy en día.

A Leida mi segunda madre por ser parte de mi vida y ayudarme a crecer.

Mis hermanas *Ana de Aristimuño* y *Silvia Amador*, por siempre ayudarme y estar conmigo en cada momento, ustedes son parte de mis logros.

Para mis familiares y amigos mil gracias por toda la ayuda prestada y nunca dejar de darme ánimos en los momentos difíciles de este trabajo especial de grado.

Para *Amairi Gutiérrez*, por ser mi compañera no solo en la tesis sino de la vida, sin ti este trabajo de grado no sería lo que es. Todos los días le doy gracias al señor por haberte colocado en mi camino.

Humberto José Amador Hernández



AGRADECIMIENTOS



A los integrantes de la *familia Casal Limonggi*, por demostrarnos que si existen los verdaderos amigos incondicionales, capaces de demostrar cariño y aprecio de manera espontánea y desinteresada. Un especial agradecimiento a *Juan Carlos* y al *Sr Juan* por tomar este trabajo de grado como si fuera suyo al luchar y persistir hasta culminarlo, son el cuarto pilar de este proyecto.

A nuestros tutores Franklin Acevedo y Fernando Aular, al Prof. Edwin Peña, Prof. Carlos Morales y muy en especial al Prof. José Velásquez, por brindarnos esa pequeña porción de sus conocimientos y suministrarnos tanto de la materia prima y maquinaria necesaria para llevar a cabo este trabajo de grado.

A todos nuestros compañeros de trabajo de la Refinería El Palito Johanna Valera, Carla Cárle, José Garrido, Julio Capote, el Guaro y a muchos otros, por siempre tendernos esa mano amiga y ayudarnos a cada uno de los problemas que se nos presentaban, llegamos a la Refinería solo esperando salir con un trabajo de grado y resultamos salir con un grupo de personas maravillosas como amigos, muchas gracias por todo.

A Luis Tovar por siempre brindarnos su ayuda y su amistad en todo este tiempo “Gracias Luis”

Amairi Gutiérrez y Humberto Amador



RESUMEN



Partiendo de la necesidad de un ahorro energético, se desarrolló el presente trabajo de grado en la unidad de CRUDO de la Refinería El Palito, el cual tiene como título “Estudio de las condiciones más favorables de operación y el ahorro energético en los sistemas de bombeo de una planta de Crudo”. Este trabajo de grado engloba un análisis detallado a nivel de eficiencia y funcionamiento tanto mecánico como operacional de un total de treinta bombas.

Para lograr desarrollar este trabajo de grado fue necesario seguir una metodología “Marco metodológico” la cual consta de una serie de etapas, fases y pasos en donde se describen todas las actividades realizadas y con las mismas obtener soluciones a la problemática planteada la cual dio como resultado una cantidad considerable de equipos a reemplazar.



Contenido	Pág.
AGRADECIMIENTOS.....	I
RESUMEN.....	II
ÍNDICE.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
NOMENCLATURA.....	XIV
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I. EL PROBLEMA.....	3
1.1-PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	3
1.2-OBJETIVOS.....	5
1.2.1-OBJETIVO GENERAL.....	5
1.2.2-OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	5
1.2.3-ALCANCE.....	5
1.2.4-JUSTIFICACIÓN.....	6
CAPÍTULO II. BASES TEÓRICAS.....	7
2.1- ANTECEDENTES.....	7
2.2- BASES TEORICAS.....	8
2.2.1- BOMBA CENTRÍFUGA.....	8
2.2.1.1- Componentes que conforman una bomba centrífuga.....	9
2.2.1.2- Estudio del intercambio de energía en bombas centrífugas.....	11
Pérdidas por fricción en tuberías.....	12
Número de Reynolds.....	13
Factor de fricción.....	13
2.2.1.3- Potencias y eficiencias asociadas a las bombas centrífugas.....	15
Potencias.....	15
Eficiencias.....	19
2.2.1.4- Curvas características de las bombas centrífugas.....	21
2.2.1.5- Comportamiento de la bomba con fluidos viscosos.....	22
2.2.1.6- Velocidad específica o número específico de revoluciones.....	23
2.2.1.7- Gráfica de rendimiento total en función de la velocidad específica y el caudal (curva de Wislicenus y carta actualizada).....	24
2.2.1.8- Cavitación clásica en bombas centrífugas.....	25
2.2.1.9- Recirculación interna.....	28



2.2.1.12- Zonas de funcionamiento de la bombas en la curvas de comportamiento.....	30
2.2.1.10- Estimación teórica de los valores del diámetro del eje, diámetro del cubo y ojo del impulsor, y ancho a la salida del impulsor.....	31
2.2.1.10.1 Estimación del diámetro del eje y cubo del impulsor.....	31
2.2.1.10.2 Estimación del diámetro del ojo del impulsor.....	33
2.2.1.10.3 Estimación del ancho a la salida del impulsor.....	33
2.2.1.11- Estimación teórica del tipo impulsor de una bomba centrífuga.....	34
2.2.1.12- Empuje radial y axial en bombas centrífugas.....	34
2.2.1.12.1- Empuje radial o fuerza radial.....	34
2.2.1.12.2- Empuje axial o fuerza axial en bombas centrífugas monoetapa de simple succión.....	36
2.2.1.12.3- Empuje axial o fuerza axial en bombas monoetapa de doble succión.....	40
2.3- ESTIMACIÓN DE LOS ESFUERZOS QUE ACTÚAN EN LOS ELEMENTOS TRANSMISORES DE POTENCIA.....	42
2.3.1- Deflexión a la cual está sometido el eje de transmisión de potencia.....	43
2.3.2- Fuerzas y momentos a los cuales está sometido un eje de transmisión de potencia.....	45
2.3.3. Teoría de fallas por fatiga.....	56
2.3.3.1. Mecanismo de falla por fatiga.....	56
2.3.3.2. Modelo de falla por fatiga.....	56
2.3.3.3. Cargas por fatiga.....	58
2.3.4- Muecas y concentradores de esfuerzos.....	61
2.3.5- Factor de concentración de esfuerzos a la fatiga (K_f), y Factor de concentración de esfuerzos medio a la fatiga (K_{fm}).....	63
2.3.6- Factor de concentración de esfuerzos cortantes a la fatiga (K_f s), y Factor de concentración de esfuerzos cortantes medio a la fatiga (K_{fsm}).....	65
2.3.7- Corrección de los esfuerzos axiales medio, alternante; esfuerzos cortantes medio y cortante alternante.....	66
2.3.8- Combinación de los esfuerzos medio y alternante por Von Mises.....	67
2.3.9- Límite de resistencia a la fatiga.....	68
2.3.10- Factores de corrección aplicables límite de resistencia a la fatiga.....	69
2.3.11- Corrección del límite de resistencia a la fatiga.....	70
2.3.12- Determinación del factor de seguridad a la fatiga.....	71



CAPÍTULO III. MÁRCO METODOLÓGICO.....	73
3.1- NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN.....	73
3.2- DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.....	73
3.2.1- Etapa N° 1.....	73
3.2.2- Etapa N° 2.....	74
3.2.3- Etapa N° 3.....	74
3.2.4- Etapa N° 4.....	74
3.2.5- Etapa N° 5.....	75
3.2.5- Etapa N° 6.....	75
3.2.5- Etapa N° 7.....	75
3.2.5- Etapa N° 8.....	75
3.2.5- Etapa N° 9.....	76
CAPÍTULO. IV DESARROLLO.....	77
4.1.- ETAPA N° 1: BÚSQUEDA DE LA INFORMACIÓN TÉCNICA.....	77
4.2.- ETAPA N° 2: TOMA DE LOS DATOS OPERACIONALES.....	78
4.3.- ETAPA N° 3: ESTIMACIÓN DE LOS PARÁMETROS NECESARIOS PARA EL ESTUDIO DE DISEÑO Y OPERACIÓN DE LAS BOMBAS.....	79
4.3.1.- Estimación de los parámetros necesarios para el estudio de diseño y operación de una bomba de una sólo etapa de simple succión.....	79
Fase N° 1: Estimación de los parámetros necesarios para el estudio en condiciones de diseño de la planta.....	80
Paso N° 1: Verificación de las condiciones de trabajo del fluido de operación de las bombas.....	80
Paso N° 2: Cálculo de la potencia útil, accionamiento, del motor y eléctrica en función del punto de diseño de la planta.....	81
Paso N° 3: Estudio de la eficiencia.....	82
Paso N° 4: Cálculo de la potencia de accionamiento, del motor y eléctrica en función de la eficiencia teórica.....	83
Paso N° 5: Estimación teórica del tipo de impulsor de la bomba.....	84
Paso N° 6: Cálculo de la fuerza radial y axial total.....	84
Paso N° 7: Cálculo de la deflexión a la cual está sometido el eje de transmisión de potencia.....	86
Paso N° 8: Determinación del factor de seguridad a la fatiga en el cojinete central.....	86



Paso N° 9: Determinación del factor de seguridad a la fatiga en el apoyo del impulsor.....	86
Fase N° 2 Estimación de los parámetros necesarios para el estudio en condiciones de operación de la planta.....	86
Paso N° 1: Cálculo de la altura de bombeo.....	86
Paso N° 2: Cálculo de la potencia útil, accionamiento, eléctrica y del motor eléctrico.....	89
Paso N° 3: Estudio de la eficiencia.....	89
Paso N° 4: Cálculo de la potencia de accionamiento, del motor y eléctrica en función de la eficiencia teórica.....	89
Paso N° 5: Caudal mínimo de operación de la bomba.....	90
Paso N° 6: Cálculo del caudal máximo de operación.....	90
Paso N° 7: Cálculo de la fuerza radial y axial total.....	91
Paso N° 8: Deflexión del eje.....	92
Paso N° 9: Factor de seguridad a la fatiga en el cojinete central.....	92
Paso N° 10: Factor de seguridad en el apoyo del impulsor.....	92
4.3.2- Estimación de los parámetros necesarios para el estudio de operación de una bomba una sola etapa de doble succión.....	93
Fase N° 1: Estimación de los parámetros necesarios para el estudio en condiciones de diseño de la planta.....	93
Paso N° 1: Verificación de las condiciones de trabajo del fluido de operación de las bombas.....	93
Paso N° 2: Potencia de útil, accionamiento, del motor y eléctrica en función del punto de diseño de la planta.....	93
Paso N° 3: Estudio de la eficiencia.....	94
Paso N° 4: Potencia de accionamiento, del motor y eléctrica en función de la eficiencia teórica.....	94
Paso N° 5: Estimación teórica del tipo de impulsor de la bomba.....	94
Paso N° 6: Cálculo de la fuerza radial y axial total.....	94
Paso N° 7: Deflexión del eje.....	95
Paso N° 8: Factor de seguridad a la fatiga en el cojinete central.....	96
Paso N° 9: Factor de seguridad en el apoyo del impulsor.....	96



Fase N° 2 Estimación de los parámetros necesarios para el estudio en condiciones de operación de la planta.....	96
Paso N° 1: Cálculo de la altura de bombeo.....	96
Paso N° 2: Potencia útil, accionamiento, eléctrica y del motor eléctrico.....	97
Paso N° 3: Estudio de la eficiencia.....	97
Paso N° 4: Potencia de accionamiento, del motor y eléctrica en función de la eficiencia teórica.....	97
Paso N° 5: Caudal mínimo de operación de la bomba.....	98
Paso N° 6: Cálculo del caudal máximo de operación.....	98
Paso N° 7: Cálculo de la fuerza radial y axial total.....	98
Paso N° 8: Deflexión del eje.....	99
Paso N° 9: Factor de seguridad a la fatiga en el punto de apoyo del impulsor.....	99
Paso N° 10: Factor de seguridad en el punto de apoyo en los cojinetes laterales.....	100
CAPÍTULO. V RESULTADOS ANALISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS.....	103
5.1.- RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADO DE LOS PARÁMETROS CALCULADOS EN CADA UNA DE LOS EQUIPOS ESTUDIADOS.....	103
5.2.- SOLUCIÓN PROPUESTA.....	147
CONCLUSIONES.....	163
RECOMENDCIÒNES.....	165
BIBLIOGRAFIA.....	167
APÉNDICE A.	
APÉNDICE B.	
APÉNDICE C.	
APÉNDICE D.	
ANEXOS	



Contenido	Pág.
Figura N° 4.1. Modelo del formato de recolección de datos de placa.....	77
Figura N° 4.2 Esquema representativo de la bomba en estudio.....	80
Figura 5.1 Representación de los distintos puntos de estudio.....	101
Figura 5.2 Distintas posibilidades de operación de cada uno de los equipos, (1) La bomba recircula operando en los dos puntos de estudio, (2) La bomba opera sin cavitación ni recirculación en los dos puntos en estudio, (3) La bomba cavita al operar bajo las dos condiciones planteadas, (4) La bomba recircula al operar en el punto de diseño y con el punto de operación actual opera sin problema, (5) La bomba cavita al operar en el punto de diseño y con el punto de operación actual opera sin problema, (6) La bomba cavita al operar en el punto de diseño y con el punto de operación actual cavita, (7) La bomba recircula al operar en el punto de operación actual y con el punto de diseño opera sin problema, (8) La bomba cavita al operar en el punto de operación actual y con el punto de diseño opera sin problema, (9) La bomba cavita al operar en el punto de diseño y con el punto de operación actual recircula.....	113
Figura 5.3 Desgaste de los anillos de desgaste producto de la deflexión.....	123



Contenido	Pág.
Tabla 2.01 Ecuaciones para calcular el factor de concentración de esfuerzo medio a la fatiga.....	64
Tabla 2.02 Ecuaciones para calcular el factor de concentración de esfuerzo cortante medio a la fatiga.....	64
Tabla 5.01 Características de las Equipos y del fluido de operación.....	104
Tabla 5.02 Punto de trabajo de los Equipos en las distintas condiciones de operación.....	107
Tabla 5.03 Estudio de Eficiencia de Diseño.....	110
Tabla 5.04 Estudio de Eficiencia de operación.....	111
Tabla 5.05 Estudio de potencias de las condiciones de Diseño.....	112
Tabla 5.06 Estudio de potencias de Operación.....	114
Tabla 5.07 Estudio de cavitación y recirculación con el punto de diseño de la planta.....	116
Tabla 5.08 Estudio de cavitación y recirculación con el punto de operación de la planta....	119
Tabla 5.09 Estudio de las fuerzas radiales y axiales actuantes sobre los ejes de cada equipo en las distintas condiciones de operación.....	122
Tabla 5.10 Valores de la deflexión a la que están sometidos los ejes de cada equipo en las distintas condiciones de operación.....	125
Tabla 5.11 Condición del eje en el punto de máximo momento (cojinete central-succión simple, apoyo del impulsor-succión doble.....	127
Tabla 5.12 Condición en el apoyo del impulsor en las bombas de succión simple y en los cojinetes en las bombas de succión doble.....	128
Tabla 5.13 Tabla indicativa del estado operativo de cada bomba.....	156
Tabla 5.14 Tabla comparativa de propiedades relevantes entre las bombas instaladas y las propuestas por reemplazo.....	158
Tabla 5.15 Rentabilidad de las recomendaciones.....	160
Tabla 5.16 Inversión inicial y tiempo de pago.....	161



INTRODUCCIÓN



Muchos de los procesos petroquímicos se realizan través de la conducción de fluidos por medios de tuberías y equipos de transferencia de calor para generar el producto final. Dicha conducción es gracias a las bombas centrífugas, la cual al pasar de los años se han perfeccionado para trasladar los fluidos con mayor eficiencia y con esto mejorar las condiciones de operación de las plantas en donde se realicen tales procesos.

Para mejorar la eficiencia y las condiciones de operación de las bombas se debe partir de la estimación del punto de trabajo, las fuerzas y esfuerzos que actúan en los ejes trasmisores de potencia, luego un estudio de los resultados arrojados por dicha estimación.

El motivo de la realización de este trabajo es generar una metodología para plantear soluciones a los problemas encontrados en las bombas de la planta de crudo de una refinería y con esto mejorar la eficiencia global de dicha planta. Siendo este trabajo de investigación dividido en los siguientes capítulos, los cuales se presentan a continuación.

En el capítulo I, se encuentra expresado el planteamiento del problema así como lo objetivos (general y específicos), el alcance y justificación de este trabajo de grado.

En el capítulo II se expresa toda la información teórica necesaria de bombas centrífugas así como la teoría necesaria para llevar a cabo el análisis de cada uno de los equipos a estudiar.

En el capítulo III se muestra toda la metodología utilizada para la realización del presente trabajo.

En el capítulo IV se muestra el cálculo tipo de los parámetros necesarios para el estudio de los dos casos presente, es decir, para las bombas centrífugas de simple y doble succión.

En el capítulo V está relacionado con el análisis de resultados, recomendaciones y conclusiones al problema que posee actualmente la planta.



1.1-PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

Petróleos de Venezuela, S.A. (“PDVSA”) empresa del Estado constituida en 1975 con motivo de la nacionalización de los hidrocarburos.

PDVSA está dividida en cuatro unidades de trabajo, según las funciones que realiza cada una, las cuales desarrollan operaciones de exploración, producción de crudo y gas natural en Venezuela, llevando a cabo operaciones de refinación, mercadeo, transporte de crudos y productos terminados. Por otro lado realizan procesamiento, mercadeo y transporte de gas natural, no solo en Venezuela, sino también en el Caribe, Norte América, Sur América y Europa, entre otras regiones.

Para llevar a cabo los procesos de transformación de los hidrocarburos en productos derivados, PDVSA cuenta con tres refinerías (refinería El Palito, refinería Puerto La Cruz y Centro de refinación Paraguaná).

La Refinería El Palito está ubicada en las costas del estado Carabobo y procesa actualmente un promedio de 130 mil barriles de crudo por día. Este complejo se encarga del suministro de combustible al centro occidente del país, entrega los productos requeridos por la Región Central, a través de un sistema de bombas y poliductos que cubre una extensión de más de 200 kilómetros.

Entre los procesos presentes en la refinería El Palito se encuentra la unidad de destilación atmosférica cuyo objetivo es refinar parte de los crudos producidos en los campos de Barinas, al Occidente del país, los cuales llegan a través del oleoducto Barinas-El Palito. Esta unidad contiene La Unidad de Crudo, Planta de Gasolinas y Planta de Tratamiento Cáustico de Kerosén. A su vez la Unidad de Crudo fracciona el petróleo crudo mediante el proceso de destilación simple, el cual consiste, en calentar el crudo hasta una temperatura lo suficiente alta para que se produzca la vaporización de las fracciones más livianas sin que se produzca el fenómeno de craqueo térmico, por medio del cual el crudo se descompone en carbón (coque) y gases. Una vez vaporizadas dichas fracciones livianas, se introducen en una columna de platos (y/o empaques) en donde se condensan por medio del enfriamiento que proporcionan los reflujos y recirculaciones de la torre. Debido a la diferencia existente entre los puntos de ebullición de las diversas



fracciones, los que tienen valores más altos condensan en primer lugar a medida que ascienden por la columna, mientras que los que poseen valores más bajos alcanzan el tope. La columna opera a una presión cercana a la atmósfera, por lo cual se denomina columna atmosférica. La misma posee varias salidas laterales para extraer la fracción condensada correspondiente y obtener el producto con una determinada calidad.

Para lograr el objetivo anterior, el crudo debe ser sometido a un proceso de calentamiento, aprovechando el calor contenido en las corrientes de productos, por lo cual es necesario el uso de intercambiadores de calor así como de hornos. Además se deben proteger los equipos de la corrosión debida a las sales que posee el crudo, para lo cual existen ciertos equipos que remueven sales y agua (desaladores).

Los productos que se obtienen de la columna son: Gases, gasolinas livianas y pesadas (o naftas), Kerosén, Gasóleos liviano y pesado y el residual atmosférico, el cual es el producto de fondo que no puede vaporizar a las condiciones de operación de dicha columna.

Para que sea posible el recorrido del fluido a través de La Unidad de Crudo se cuenta con un total de 37 bombas centrífugas, las cuales suministran la energía necesaria al fluido para lograr el transporte del mismo por toda la unidad, y poder lograr la transformación del crudo en los derivados anteriormente mencionados.

En el año 1960 entró en operación la Unidad De Crudo y para el momento se carecía de métodos que permitieran hallar los parámetros críticos de operación de equipos de bombeo de manera más exacta, como es el método de Frazer. En consecuencia se presume que los mismos están operando con eficiencias menores a las óptimas. Está diferencia entre la eficiencia óptima y la real de operación de cada equipo produce un exceso de potencia consumida, por ende de energía que se traduce en un gasto excesivo de dinero a la nación.

Además, al no ser esta selección la más favorable, trae consigo la existencia de fenómenos como la cavitación clásica y la recirculación, generando esta última grandes fuerzas radiales y axiales que podrían afectar a los elementos de transmisión de potencia.



En datos analizados anteriormente, tomados a ciertos equipos considerados críticos, revelaron el funcionamiento de dichos equipos fuera de zona segura de operación, es decir, estos operan fuera del rango establecido entre el caudal máximo y mínimo recomendado para cada equipo.

Con un análisis y solución de los problemas anteriormente planteado se obtendría una mayor confiabilidad del producto desarrollado en el proceso.

1.2- OBJETIVOS.

1.2.1- OBJETIVO GENERAL.

Estudiar las condiciones más favorables de operación y el ahorro energético de los sistemas de bombeo de una Planta De Crudo.

1.2.2- OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Estimar los parámetros de operación en los equipos de bombeos a estudiar.
- Comparar las condiciones operacionales con las condiciones óptimas de trabajo.
- Determinar el consumo en exceso de energía por parte de los equipos de bombeo.
- Estimar las fuerzas axiales y radiales para determinar los esfuerzos que actúan en los ejes de las bombas.
- Plantear soluciones factibles que conlleven al aumento de eficiencia de los sistemas de bombeo.
- Estudiar la factibilidad económica de la aplicación de soluciones a los sistemas de bombeo.

1.3- ALCANCE.

- El estudio se enfocará en la Unidad de Crudo, perteneciente a la Unidad De Destilación Atmosférica.
- Se realizará el estudio a un mínimo de treinta bombas.



- Los esfuerzos en los ejes de las bombas se analizarán de manera teórica.

1.4- JUSTIFICACIÓN.

La realización de este trabajo especial de grado, se fundamenta en el estudio de las condiciones más favorables de operación y el ahorro energético que las mismas proporcionarían a los sistemas de bombeos de una planta refinadora de hidrocarburos, con el fin de disminuir la potencia consumida por dichos equipos. Además introducir una metodología que permita la estimación de los esfuerzos que actúan sobre los ejes transmisores de potencia en cada equipo, para de esta manera evitar la concurrida reparación o reemplazo de los mismos.

La determinación del ahorro energético y la puesta en práctica de las condiciones más favorables de operación permite una disminución en los costos operacionales, haciendo posible la inversión en desarrollo de otras áreas de interés para la empresa.



2.1- ANTECEDENTES.

A continuación se presentan los tres antecedentes más relevantes a este trabajo de grado.

- En Valencia –Venezuela, marzo del 2001, Cosse´R. Carlos E. y Macerola Di G. Federico B., realizaron una auditoria a los procesos de intercambio de energía en una planta de alquilación de una industria petroquímica para su optimización, partiendo de un informe de auditoría energética basada en la detección del deterioro u obsolescencia de los equipos, lo cual se identificó como oportunidades de ahorro en el proceso, y cuyas soluciones se tendrían base en mejoras tecnológicas o proyectos, realizando evaluaciones y selecciones mediante un análisis térmico y económico. En esta auditoría se reflejan algunas teorías, las cuales son útiles en el estudio que se realiza en este trabajo de grado por lo cual se toma este trabajo como un antecedente.
- En Valencia-Venezuela, Marzo de 1999, Alejandro Sandoval, realizó un estudio enfocado a la determinación de los parámetros de evaluación de los sistemas de bombeo en la perforación de pozos. En este trabajo se destacó el comportamiento de las bombas centrífugas con el fin de compararlas y establecer hasta que punto se pueden emplear en sustitución de las bombas de desplazamiento positivo, convencionalmente utilizada en la perforación de pozos mediante un método de rotación hidráulico. Este estudio determinó que al emplear bombas centrífugas en sustitución de equipos de desplazamiento positivo, hay que sacrificar ciertas variables en el flujo, pero por otro lado el costo del equipo de bombeo centrífugo representa un 20% del valor de un equipo alternativo.
- En Valencia-Venezuela, Febrero de 2005, Fonseca Manuel F. y Mata E, Eddy E. realizaron un estudio en los efectos de la variación de caudal sobre la vida útil de los cojinetes de una bomba centrífuga. Para la realización del estudio establecieron una metodología que relaciona modelos matemáticos con las características de funcionamiento de la bomba y sus cojinetes para así poder establecer la vida útil de los



cojinetes de la bomba; de los modelos teóricos propuestos se validó el modelo correspondiente al de bomba de eje vertical con accionamiento desde la superficie, utilizando para ello tres bombas marca GOULDS modelo 28BHC y una bomba modelo 12MB marca PEERLESS, también se validó el modelo correspondiente al de bomba de eje horizontal de carcasa partida utilizando para ello una bomba marca GOULDS modelo 3410 y por último se validó los modelos teóricos correspondientes a bombas de eje horizontal con impulsor cerrado de simple succión utilizando para ello dos bombas marca SULZER modelo AZF-50-200 y el de bomba de eje horizontal con impulsor cerrado y orificios de alivio de simple succión utilizando para ellos dos bombas marca KSB modelo ETA 65-200. Analizando los resultados obtenidos se determinó que las fuerzas axiales generadas por el paso del fluido a través del impulsor de la bomba son las fuerzas que tienen mayor incidencia en la vida útil de los cojinetes de la bomba.

2.2- BASES TEORICAS.

2.2.1- BOMBA CENTRÍFUGA.

Las bombas centrífugas son turbomáquina hidráulicas, que transforma la energía mecánica que es suministrada a través de un eje, en energía cinética y potencial suministrada al fluido que atraviesa la bomba. Estas pertenece al grupo de las turbomáquina hidráulicas porque el fluido que circula por ella mantiene su densidad aproximadamente constante.

Las bombas centrífugas se pueden clasifican de las siguientes formas:

1. Según la dirección del flujo: Flujo radial y flujo mixto.
2. Según la posición del eje: Eje horizontal, eje vertical y eje inclinado.
3. Según la presión generada: De baja presión, de media presión y alta presión.



4. Según el número de flujo en la bomba: De aspiración simple (de un flujo) y de aspiración doble (de dos flujo).

5. Según el número de rodete: Bombas monoetapa (un rodete) y bombas multietapa (más de un rodete).

2.2.1.1- Componentes que conforman una bomba centrífuga.

Los componentes que conforman las bombas centrífugas son los siguientes:

- **Rodete.**

También llamado impulsor, es el elemento principal de la bomba el cual imparte energía al fluido por la acción de sus álabes y es el único componente de la bomba que suministra energía al líquido. Existen tres tipos de rodete: **Rodete cerrado**: Este tipo de rodete tiene una cara anterior y una cara posterior entre las cuales se encuentran los álabes; **Rodete semiabierto**: En este tiene una cara posterior en donde van dispuesto los alabes; **Rodete abierto**: En este caso no existen ninguna de las dos caras y los álabes están sujetos al cubo del rodete. En la figura G.01 (ver anexos) se muestran los tipos de rodete de una bomba centrífuga.

Las principales dimensiones de un rodete de una bomba centrífuga son las siguientes: Ancho a la salida del impulsor (b_2), diámetro mayor del impulsor (D_2), diámetro del cubo (D_C) y Diámetro del ojo (D_O), Diámetro menor del impulsor (D_1), las cuales se pueden observar en la figura G.02 (ver anexos).

- **Eje.**

Es el elemento transmisor de la potencia mecánica y con el cual gira solidario el rodete.



- **Sistema difusor.**

Es el encargado de transformar parte la energía dinámica suministrada por el rodete al fluido en energía de presión. Este sistema se encuentra compuesto por:

1. Voluta o caja espiral: Es el órgano fijo que está dispuesto en forma de caracol alrededor del rodete a su salida, de tal manera que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior, y va aumentando hasta que las partículas líquidas llegan al cono difusor. Su función es recoger el fluido que abandona el rodete a gran velocidad y cambiar la dirección de su movimiento.

2. Corona difusora: Es un elemento que esta a continuación del rodete, y existen diversos tipos de estas, como son las que no poseen álabes, de paredes paralelas, de paredes divergentes y con álabes directrices.

3. Cono difusor: Es el elemento que se encuentra ubicado a continuación de la voluta y se acopla a la brida de descarga.

- **Anillos de desgaste.**

Es el encargado de remover en aquellas partes en donde debido a las cerradas holguras entre el impulsor y la carcasa, el desgaste es casi seguro, evitando así la necesidad de cambiar estos elementos y quitar solo los anillos. Puede darse el caso que existan dos anillos de desgaste, uno que gira solidario con el impulsor y el otro fijo a la carcasa.

- **Dispositivos de estanqueidad.**

Son los encargados de minimizar las fugas internas y externas del fluido en la bomba. Existen dispositivos de estanqueidad internos o también llamados anillos de desgaste y externos los cuales son las empaquetaduras y sellos mecánicos. En la figura G.03 (ver anexos) se muestran las partes principales de una bomba centrífuga.



2.2.1.2- Estudio del intercambio de energía en bombas centrífugas.

En un sistema se puede conocer la disponibilidad o la altura que ofrece una bomba centrífuga si se conoce la energía que contiene el fluido a la entrada (antes o en la brida de succión) y a la salida de la misma (después o en la brida de descarga), en este caso se utiliza la ecuación de **Bernoulli**, siendo esta la cantidad total de energía que posee el elemento de fluido, esta energía está representada por las energías de presión, cinética y potencial.

Haciendo uso de la figura G.04, la cual se encuentra en los anexos y aplicando la ecuación de Bernoulli se obtiene el balance de energía aplicado desde la brida de succión hasta la brida de descarga, la cual se expresa con la ecuación 2.01.

En la figura G.04 (ver anexos) se muestra un esquema representativo de una bomba centrífuga en donde se muestra la energía total en la succión y descarga.

$$H_S + H_B = H_D \quad (\text{Ec 2.01})$$

Por tanto la energía que suministra la bomba centrífuga es la diferencia entre H_D y H_S , tal como se muestra en la ecuación 2.02.

$$H_B = H_D - H_S \quad (\text{Ec 2.02})$$

Donde:

- H_B : Energía suministrada por la bomba al fluido o altura de bombeo (*m.c.f*).
- H_S : Energía Total en la succión de la bomba (*m.c.f*).
- H_D : Energía total en la descarga de la bomba (*m.c.f*).

Se debe tener en cuenta al momento de obtener la altura de bombeo, en algunos casos no se posee la energía total del fluido en las bridas de succión y descarga de las bombas, en esto se realiza un balance de energía desde un punto de referencia antes de la brida de succión



y después de la brida de descarga considerando las pérdidas por fricción, tal como se muestra en la ecuación 2.03.

$$H_B = H_2 - H_1 + h_f \quad (\text{Ec 2.03})$$

Donde:

- H_B : Energía suministrada por la bomba al fluido o altura de bombeo (*m.c.f.*).
- H_1 : Energía total que posee el fluido en la entrada de un tramo de tubería o equipo (*m.c.f.*).
- H_2 : Energía total que posee el fluido en la salida de un tramo de tubería o equipo (*m.c.f.*).
- h_f : Pérdidas por fricción (*m.c.f.*).

En la figura G.05 (ver anexos) se muestra un esquema en donde se representa una bomba centrífuga con los tramos de tubería de succión y descarga, utilizado para demostrar el balance de energía desde los puntos de referencia.

- **Pérdidas por fricción en tuberías.**

Las pérdidas por fricción son originadas por la interacción entre el fluido y las paredes de una tubería de sección constante. Actualmente hay varias ecuaciones que permiten estimar la disponibilidad debido a la fricción, pero lo más utilizadas es la ecuación de **Darcy - Weisbach**, la cual se expresa con la ecuación 2.04.

$$h_f = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_F^2}{2 \times g} \quad (\text{Ec 2.04})$$

Donde:

- h_f : Pérdidas por fricción (*m.c.f.*).



- f : Factor de fricción (adimensional).
- L : Longitud del tramo de tubería y/o equivalente de accesorios (m).
- D : Diámetro interno de la tubería (m).
- g : Aceleración de la gravedad (m/s^2).
- V_F : Velocidad del fluido (m/s).

- **Número de Reynolds.**

El número de Reynolds es un valor adimensional utilizado para caracterizar el movimiento de un fluido y predecir en ciertos casos el régimen en el que se encuentra es decir, si el fluido está en régimen laminar ($Re < 2.100$), transitorio ($2.100 \leq Re \leq 4.000$) o turbulento ($Re > 4.000$).

El número de Reynolds se puede estimar a través de la ecuación 2. 05.

$$Re = \frac{V_F \times D}{\nu} \quad (\text{Ec 2.05})$$

Donde:

- Re : Número de Reynolds (adimensional).
- ν : Viscosidad cinemática del fluido (m^2/s).
- V_F : Velocidad del fluido (m/s).
- D : Diámetro interno de la tubería (m).

- **Factor de fricción.**

Es aquel valor adicional, conocido también como factor de pérdidas primaria, el cual se obtiene en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería, siendo



este factor estimado de diferente manera dependiendo del régimen en el que se encuentra el fluido.

1. Ecuación de **Hagen-Poiseuille** ($Re < 2.100$, régimen laminar), la cual es la ecuación 2.06.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (\text{Ec 2.06})$$

2. Ecuación de **Colebrook** ($Re > 2.100$), siendo la ecuación 2.07.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \times \sqrt{f}} \right) \quad (\text{Ec 2.07})$$

Donde:

- f : Factor de fricción (adimensional).
- ε/D : Rugosidad relativa (adimensional).
- Re : Número de Reynolds (adimensional).

Para el caso que en los tramos de tuberías posea accesorios se obtiene las pérdidas generadas por los mismos, con la longitud equivalente por tramo de tubería, la cual se extrae de la figura G.06 (ver anexos).

Haciendo uso de la ecuación 2.03 y sustituyendo los valores de peso específico, presión, velocidad, energía potencial, longitud del tramo y longitudes equivalentes, diámetro y factor de fricción, se obtiene la energía total suministrada por la bomba, tal como se muestra en la ecuación 2.08

$$H_B = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \times g} + Z_2 - Z_1 + (h_{fsucc} + h_{fdes}) \quad (\text{Ec 2.08})$$



Donde:

- P_1 : Presión del fluido a la entrada del tramo de tubería o equipo (Pa).
- P_2 : Presión del fluido a la salida del tramo de tubería o equipo (Pa).
- V_1 : Velocidad del fluido en la entrada del tramo de tubería o equipo (m/s).
- V_2 : Velocidad del fluido a la salida del tramo de tubería o equipo (m/s).
- Z_1 : Energía potencial del fluido en la entrada del tramo de tubería o equipo ($m.c.f$).
- Z_2 : Energía potencial del fluido a la salida del tramo de tubería o equipo ($m.c.f$).
- g : Aceleración de la gravedad (m/s^2).
- h_{fsucc} : Pérdidas por fricción el tramo de succión ($m.c.f$).
- h_{fdes} : Pérdidas por fricción el tramo de descarga ($m.c.f$).

2.2.1.3- Potencias y eficiencias asociadas a las bombas centrífugas.

- **Potencias.**

En las bombas centrífugas se puede considerar diferentes tipos potencias (consumida y suministrada por la bomba), las cuales se representa en la figura G.07 (ver anexos).

Entre las potencias suministrada y consumida por la bomba se tiene:

1. Potencia útil: Es la potencia efectiva que absorbe el fluido al pasar por el rodete, la cual se obtiene con la ecuación 2.09.

$$\dot{W}_u = \gamma \times Q \times H_B \quad (\text{Ec 2.09})$$

Donde:

- \dot{W}_u : Potencia útil (W).



- H_B : Energía suministrada por la bomba al fluido o altura de bombeo ($m.c.f$).
- Q : Caudal de operación (m^3/s).
- γ : Peso específico del fluido (N/m^3).

2. Potencia de accionamiento (\dot{W}_a) : Es la potencia que recibe directamente la bomba a través del eje, y se calcula con la ecuación 2.10.

$$\dot{W}_a = \dot{W}_e \times \eta_m \times \eta_a \quad (\text{Ec 2.10})$$

Donde:

- \dot{W}_a : Potencia de accionamiento (W).
- \dot{W}_e : Potencia eléctrica (W).
- η_m : Eficiencia del motor (%).
- η_a : Eficiencia del acople (%).

Otra forma de calcular la potencia de accionamiento es a través de la ecuación 2.11.

$$\dot{W}_a = \frac{\dot{W}_u}{\eta_t} \quad (\text{Ec 2.11})$$

Donde:

- \dot{W}_a : Potencia de accionamiento (W).
- \dot{W}_u : Potencia útil (W).
- η_t : Eficiencia total. (%) .



3. Potencia del motor (\dot{W}_m): Es la potencia entregada por el motor a la bomba, siendo determinada de dos maneras.

Una manera de obtener la potencia suministrada por el motor, es en función de la potencia eléctrica y la eficiencia del mismo, la cual se estima con la ecuación 2.12.

$$\dot{W}_m = \dot{W}_e \times \eta_m \quad (\text{Ec 2.12})$$

Donde:

- \dot{W}_m : Potencia del motor (W).
- \dot{W}_e : Potencia eléctrica (W).
- η_m : Eficiencia del motor (%).

Otra forma. En el caso que no se obtenga el valor de la potencia eléctrica se realiza el cálculo de la potencia del motor en función de la potencia de accionamiento con la ecuación 2.13.

$$\dot{W}_m = \frac{\dot{W}_a}{\eta_a} \quad (\text{Ec 2.13})$$

Donde:

- \dot{W}_m : Potencia del motor (W).
- \dot{W}_a : Potencia de accionamiento (W).
- η_a : Eficiencia del acople (%).



En muchos de los casos los fabricantes no suministran el dato de eficiencia del motor o no es visible en el placa del equipo, por tanto esta se puede extraer de la figura G.08 (ver anexos), la cual con el valor de potencia de accionamiento de la bomba para el punto de máxima eficiencia se corta la curva y se obtiene el un valor aproximado de eficiencia del motor.

4. Potencia Eléctrica (\dot{W}_e): Es la potencia absorbida de la red eléctrica y suministrada al motor eléctrico, calculada con los valores de voltaje y amperaje de dicha red, calculada con la ecuación 2.14.

$$\dot{W}_e = \sqrt{3} \times V \times I \times \cos \varphi \quad (\text{Ec 2.14})$$

Donde:

- \dot{W}_e : Potencia eléctrica (W) .
- V : Voltaje (V) .
- I : Intensidad de corriente (A) .
- $\cos \varphi$: Factor de potencia.

Otra forma de obtener la potencia eléctrica es en función de la potencia del motor, como se muestra en la ecuación 2.15.

$$\dot{W}_e = \frac{\dot{W}_m}{\eta_m} \quad (\text{Ec 2.15})$$

Donde:

- \dot{W}_e : Potencia eléctrica (W) .
- \dot{W}_m : Potencia del motor (W) .
- η_m : Eficiencia del motor (%).



- **Eficiencias.**

1. Eficiencia hidráulica: Esta eficiencia tiene en cuenta todas las pérdidas por superficie y forma. Se obtiene con la ecuación 2.16.

$$\eta_h = \frac{H_B}{H_i} \times 100 \quad (\text{Ec 2.16})$$

Donde:

- η_h : Eficiencia hidráulica (%).
- H_B : Energía suministrada por la bomba al fluido o altura de bombeo (*m.c.f*).
- H_i : Carga ideal (*m.c.f*).

2. Eficiencia volumétrica: Esta eficiencia considera todas las pérdidas volumétricas que ocurren en la bomba, y se determina con la ecuación 2.17.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q_e + q_i} \quad (\text{Ec 2.17})$$

Donde:

- Q : Caudal de operación (m^3 / s).
- η_v : Eficiencia volumétrica (%).
- $Q + q_e + q_i$: Caudal teórico (m^3 / s).

3. Eficiencia mecánica: Tiene en cuenta todas las pérdidas mecánicas y se calcula con la ecuación 2.18.



$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_a} \quad (\text{Ec 2.18})$$

Donde:

- η_{mec} : Eficiencia mecánica (%).

- \dot{W}_a : Potencia de accionamiento (W).

- \dot{W}_i : Potencia interna (W).

4. Eficiencia total: Es la eficiencia que toma en cuenta todas las pérdidas que ocurre en las bombas centrífugas. Se obtiene Ppor medio de la ecuación 2.19.

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_a} \quad (\text{Ec 2.19})$$

Otra forma de obtener la eficiencia total es a través del producto de las eficiencias hidráulicas, volumétricas y mecánicas, tal como se muestra de la ecuación 2.20.

$$\eta_t = \eta_h \times \eta_v \times \eta_{mec} \quad (\text{Ec 2.20})$$

Donde:

- η_t : Eficiencia total. (%).

- η_h : Eficiencia hidráulica (%).

- η_v : Eficiencia volumétrica (%).

- η_{mec} : Eficiencia mecánica (%).

- \dot{W}_u : Potencia útil (W).

- \dot{W}_a : Potencia de accionamiento (W).



2.2.1.4- Curvas características de las bombas centrífugas.

Las curvas características son las que representa de forma gráfica la relación que tiene la altura de bombeo, eficiencia, NPSH y potencia, con el caudal manejado por la bomba. Estas curvas son de gran utilidad ya que ellas permiten seleccionar y verificar el funcionamiento del equipo de bombeo.

Todas las curvas característica se obtiene a través de ensayos experimentales que se le realiza a la bomba en bancos de ensayos. Un ejemplo de estas curvas es la que se presenta en la figura G.09 (ver anexos).

Los puntos de mayor importancia en la curva de altura Vs caudal son los siguientes:

1. Punto nominal de funcionamiento: El punto nominal de funcionamiento es en donde la bomba posee el mayor rendimiento de trabajo.

2. Punto de trabajo: Es el punto en donde trabaja la bomba en correspondencia con las condiciones solicitadas por el sistema. Teóricamente este punto debe estar lo más cerca posible del punto de nominal de la bomba, es decir, veinte por ciento a la izquierda o diez por ciento a la derecha de dicho punto.

3. Altura de caudal nulo (shut-off): Corresponde a la intersección de la curva con el eje de altura, la cual representa la presión que ejerce el fluido de la bomba cuando éste se encuentre totalmente estrangulado. También es el punto de mayor disponibilidad suministrado por la bomba.

Los puntos de operación importante de operación de una bomba centrífuga se representan en la figura G.10 (ver anexos).



2.2.1.5- Comportamiento de la bomba con fluidos viscosos.

Como se mencionó anteriormente, las curvas de las bombas son construidas a través de ensayos con un mismo fluido (agua), pero en la práctica no todas las bombas trabajan con agua. Muchas de sus aplicaciones en la industria es con fluidos que poseen viscosidades mayores del agua, por tanto se han realizado esfuerzos para determinar el efecto de la viscosidad sobre la operación de bombas centrífugas.

Actualmente el instituto hidráulico (Hydraulic Institute), proporciona cartas que pueden usarse para predecir la operación de bombas manipulando líquidos de diferentes viscosidades a partir del conocimiento de la operación de la bomba en agua como se muestra en la figura G.11 (ver anexos), las cuales son validas bajo las siguientes condiciones:

1. Se debe usar sólo para bombas centrífugas monoetapa con voluta simple y con rodetes abiertos y cerrados.
2. No se debe usar para bombas de flujo mixto y flujo axial.
4. Se debe usar para viscosidades comprendidas entre 1 y 4.000×10^{-6} (m^2 / s) . Para viscosidades cinemáticas menores de 22×10^{-6} (m^2 / s) (20 veces la viscosidad del agua), las correcciones se desprecian.

En la figura G.11 (ver anexos), se muestra la gráfica para obtener los factores de corrección del punto de trabajo de una bomba de viscoso a agua, así como también para modificar la curva de comportamiento de la bomba de agua a un comportamiento en viscoso.

Como se puede evidenciar en la figura G.11 (ver anexos), la gráfica sólo puede dar transformaciones para los valores de caudal, altura de bombeo y eficiencia de la bomba. Para hacer la transformación del NPSH requerido de la bomba se emplea la gráfica que se muestra en la figura G.12 (ver anexos), en la cual se puede obtener el valor del NPSH requerido de la



bomba para ciertos fluidos viscosos a través de una reducción del NPSH que trae original la curva del fabricante.

Cabe destacar que la gráfica de la figura G.12 (ver anexos), es una corrección de NPSH requerido en agua para la aplicación en otros fluidos manejado por la bomba. Para el estudio realizado, se asumirá como valor del NPSH requerido por la bomba, el suministrado por el fabricante (el cual está basado en ensayos realizados mayormente en agua), debido a que la corrección teórica del NPSH requerido disminuirá el valor del mismo, esto hará más conservador los estudios realizados a las bombas.

2.2.1.6- Velocidad específica o número específico de revoluciones.

El término velocidad específica o número específico de revoluciones, relaciona los tres factores principales de las características de rendimiento de una bomba como son, capacidad, carga y velocidad de rotación, en una sólo ecuación.

A través de la velocidad específica se puede saber que tan rápida es la bomba, el tipo de rodete que debe tener la bomba y la máxima eficiencia a la que debe trabajar para ciertas condiciones de operación, siendo este número único para cada bomba.

La velocidad específica se expresa de la siguiente manera, mediante la ecuación 2.21.

$$N_s = \frac{N \times Q^{\frac{1}{2}}}{H_B^{3/4}} \quad (\text{Ec 2.21})$$

Donde:

- N_s : Velocidad específica.
- H_B : Energía suministrada por la bomba al fluido o altura de bombeo (*ft.c.f*).
- Q : Caudal de operación (*gpm*).



Como se puede apreciar la velocidad específica se calcula colocando cada uno de los parámetros en unidades inglesas, para obtener el valor de velocidad específica referido a los parámetros en unidades internacionales, se utiliza la ecuación 2.22 mostrada a continuación.

$$n_s = 3,65 \times \frac{N \times Q_n^{1/2}}{H_{Bn}^{3/4}} \quad (\text{Ec 2.22})$$

Donde:

- n_s : Velocidad específica en sistema internacional.
- H_{Bn} : Altura de bombeo nominal (*m.c.f*).
- Q_n : Caudal nominal o caudal de diseño (m^3 / s).

2.2.1.7- Rendimiento total en función de la velocidad específica y el caudal (curva de Wislicenus y carta actualizada).

Esta relación se obtiene a través de promedios estadísticos aproximados de los rendimientos de un gran número de bombas comerciales, en función de la velocidad específica y el caudal. En la práctica es usada muchas veces para preseleccionar bombas, es decir, con ella se puede saber el tipo de rodete o el tipo de bomba y la mejor eficiencia, con solo tener la velocidad de giro del equipo, la altura de bombeo y el caudal requerido.

Actualmente hay dos versiones de estas gráficas, la primera (figura G.13, ver anexos) conocida como la curva de Wislicenus, la cual permite evaluar bombas para valores de velocidad específica de 500 a 15.000 y para caudales de 100 a 10.000 galones por minutos. La otra versión de estas gráficas (figura G.14, ver anexos) conocida como la carta actualizada de Wislicenus, en esta versión es posible evaluar bombas con bajas velocidades específicas de 100 a 3.000 y de igual manera bajos caudales de 5 a 10.000 gpm.



2.2.1.8- Cavitación clásica en bombas centrífugas.

Es el efecto hidrodinámico que se produce cuando un fluido pasa a gran velocidad por el ojo del impulsor de la bomba, produciendo a su vez una descompresión del fluido, hasta llegar a la presión de vapor del mismo. Dicha descompresión formará burbujas generando un arranque del metal de la superficie en la que se origina este fenómeno es decir, en el rodete.

La cavitación clásica trae como consecuencia lo siguiente:

1. Reduce el rendimiento y la capacidad de la bomba.
2. Ocasiona daños estructurales como la erosión del rodete.
3. Consumo en exceso de energía.
4. Vibraciones en la bomba causando daños internos en la misma, como es el caso de los rodamientos, sistemas de sujeción del impulsor y sellos.
5. Desbalanceo en la bomba.

- **Carga neta positiva de succión.**

Es la energía mínima que el fluido necesita en la succión de la bomba, por arriba de la presión de vapor del líquido a fin de que la bomba entregue una capacidad a una velocidad dada. La carga neta positiva de succión es conocida por sus siglas en ingles NPSH, existiendo dos tipos de NPSH.

1.NPSH disponible ($NPSH_D$): Representa la energía que el sistema suministra a la bomba. El cual se estima restándole a la carga de succión o altura de aspiración al valor de la presión de saturación, siendo ésta dividida entre el peso específico del fluido manejado por el equipo, como se muestra en la ecuación 2.23.

$$NPSH_D = H_s - \frac{P_v}{\gamma} \quad (\text{Ec 2.23})$$



Donde:

- $NPSH_D$: Carga neta positiva de succión disponible (*m.c.f*).
- H_s : Energía Total en la succión de la bomba (*m.c.f*).
- γ : Peso específico del fluido ($N/(m)^3$).
- P_v : Presión de vapor (*Pa*).

Sustituyendo los valores de presión, velocidades y energía potencial del punto de referencia, así como también las pérdidas por fricción que ocurren desde el dicho punto hasta la succión de la bomba y la presión de vapor, quedando esto reflejado en la ecuación 2.24.

$$NPSH_D = \frac{P_1 - P_v}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2 \times g} \pm Z_1 - h_{fsucc} \quad (\text{Ec 2.24})$$

Donde:

- P_v : Presión de vapor (*Pa*).
- P_1 : Presión del fluido a la entrada del tramo de tubería o equipo (*Pa*).
- V_1 : Velocidad del fluido en la entrada del tramo de tubería o equipo (*m/s*).
- Z_1 : Energía potencial del fluido en la entrada del tramo de tubería o equipo (*mcf*).
- h_{fsucc} : Pérdidas por fricción el tramo de succión (*m.c.f*).
- γ : Peso específico del fluido ($N/(m)^3$).

En la expresión anterior se visualiza que el NPSH disponible solo depende de condiciones del sistema y del valor de la presión de saturación que tiene el fluido, es decir este valor es sensible a los cambios de temperatura ocurridos en el mismo.



2. NPSH requerido ($NPSH_R$): Representa la energía mínima requerida por la bomba para evitar el efecto de la cavitación clásica. Este valor es suministrado por el fabricante, el cual lo obtiene a través de ensayos que se le realizan al equipo.

- **Carga de succión y altura de aspiración.**

1. Carga de succión: Es cuando la carga estática en la tubería de succión, esta por encima del datum de la bomba, restándole todas las pérdidas por carga de fricción para la capacidad que se estudia, más cualquier presión (incluso presión de vacío) que haya en el suministro de succión. La carga de succión se expresa con la ecuación 2.25.

$$H_{CS} = \frac{P_{Succ}}{\gamma} + Z - h_{fsucc} \quad (\text{Ec 2.25})$$

Donde:

- H_{CS} : Carga de succión (*m.c.f*).
- P_{Succ} : Presión en la succión de la bomba (*Pa*).
- Z : Energía potencial del fluido (*m.c.f*).
- h_{fsucc} : Pérdidas por fricción el tramo de succión (*m.c.f*).
- γ : Peso específico del fluido ($N/(m)^3$).

2. Altura de aspiración: Es cuando la carga estática en la tubería de succión, esta por debajo del datum de la bomba, restándole todas las pérdidas por carga de fricción para la capacidad que se estudia, más cualquier presión (incluso presión de vacío) que haya en el suministro de succión. La altura de aspiración se obtiene con la ecuación 2.26.

$$H_{Aa} = \frac{P_S}{\gamma} - Z - h_{fsucc} \quad (\text{Ec 2.26})$$

Donde:



- H_{Aa} : Altura de aspiración (*m.c.f*).
- P_{Succ} : Presión en la succión de la bomba (*Pa*).
- Z : Energía potencial del fluido (*m.c.f*).
- h_{fsucc} : Pérdidas por fricción el tramo de succión (*m.c.f*).
- γ : Peso específico del fluido ($N/(m)^3$).

En la figura G.15 (ver anexos) se muestra la carga de succión y altura de succión, que ocurren en una bomba centrífuga.

- **Caudal máximo de operación.**

Representa el máximo caudal con que la bomba pueda trabajar en condiciones seguras, la cual se obtiene cuando los valores de NPSH disponibles es igual el NPSH requerido, haciendo esta igualación de manera gráfica (figura G.16 ver anexos) como se muestra a continuación en la ecuación 2.27.

$$NPSH_D = NPSH_R \quad (\text{Ec 2.27})$$

Donde:

- $NPSH_D$: Carga neta positiva de succión disponible (*m.c.f*).
- $NPSH_R$: Carga neta positiva de succión requerida (*m.c.f*).

2.2.1.9- Recirculación interna.

La recirculación interna es un fenómeno que ocurre en el interior de las bombas centrífugas la cual produce vórtices muy intensos con altas velocidades en sus centros, trayendo como consecuencia la disminución de la presión estática local, provocando formación considerable de vapor, en otras palabras se produce el fenómeno de la cavitación. Este fenómeno suele aparecer cuando la bomba opera con caudales muy por debajo del



caudal nominal, En la figura G.17 (ver anexos) se muestra el comportamiento del flujo manejado por la bomba, cuando las misma se encuentra bajo el fenómeno de la recirculación interna.

Al reducir el caudal cuando se estrangula el flujo a la descarga de la bomba, aparece un flujo secundario llamado **flujo de recirculación**.

La recirculación interna genera los siguientes problemas:

1. Calentamiento del fluido manejado por el equipo.
2. Fuertes pulsaciones de presión.
3. Ruido.
4. Aumento de la fuerza radial, afectado directamente el eje transmisor de potencia.

Estos problemas pueden afectar el funcionamiento de la bomba, hasta causar daños en los álabes del impulsor es decir, el efecto de la cavitación, siendo estos daños localizados sobre el lado de presión como se muestra en la figura G.18 (ver anexos).

Mediante ecuaciones se puede aproximar de manera muy cercana el valor del caudal crítico mínimo de operación, el cual es el menor valor de caudal teórico en el cual la bomba opera sin presencia del fenómeno de la recirculación.

Cuanto más grande sean la superficie del ojo y la superficie en la succión del impulsor, en relación con su tamaño total (siendo menor el (NPSH), capacidad y velocidad dadas), mayor será la capacidad a la cual ocurre la recirculación como porcentaje de la capacidad a la máxima eficiencia.



- **Velocidad específica de succión.**

La velocidad específica de succión es un indicador del grado de inestabilidad potencial de las bombas a cargas reducidas, y su valor describe las características de la succión de un impulsor dado. Por otra parte este parámetro sirve para hacer analogía de operación en bombas similares referido a la succión y se determina con la ecuación 2.28.

$$S = \frac{N \times Q_n^{1/2}}{NPSH_{Rn}^{3/4}} \quad (\text{Ec 2.28})$$

Donde:

- S : Velocidad específica de succión.
- $NPSH_{Rn}$: Altura neta se succión del punto nominal de la bomba (ft)
- Q_n : Caudal nominal o caudal de diseño (gpm).
- N : Velocidad de giro (rpm).

Para obtener el valor del porcentaje del caudal mínimo se debe calcular la velocidad específica de succión las unidades del sistema ingles y entrar a la gráfica de la figura G.19 (ver anexos).

2.2.1.12- Zonas de funcionamiento de la bombas en la curvas de comportamiento.

En las bombas centrífugas hay cuatro zonas importantes de funcionamiento, las cuales se describen a continuación:

- **Zona optima de operación:** Es la zona recomendable de operación, ya que se encuentra ubicado cerca del punto nominal de trabajo de la bomba, en la cual el equipo no estará sometido a los efectos de la cavitación clásica y la cavitación por recirculación.
- **Zona plana o de shut off:** Es el punto de mayor eficiencia en la bomba y es para el cual se hace el diseño de la bomba.



- **Zona de alto caudal:** Se encuentra situada a la derecha del punto nominal de funcionamiento. En esta zona la velocidad del flujo en el interior de la bomba es alta, lo que generaría vórtices, aumento de las pérdidas internas y el efecto de la cavitación clásica.
- **Zona de bajo caudal:** Esta zona está situada a la izquierda del punto nominal de funcionamiento. La velocidad del flujo en el interior de la bomba es baja, por ende, esto trae como consecuencia un aumento de temperatura del fluido, inestabilidad del fluido y la posibilidad de cavitación por recirculación.

En la figura G.20 (ver anexos) se muestran las zonas de operación de una bomba centrífuga.

2.2.1.10- Estimación teórica de los valores del diámetro del eje, diámetro del cubo y ojo del impulsor, y ancho a la salida del impulsor.

2.2.1.10.1 Estimación del diámetro del eje y cubo del impulsor (D_{eje} , D_C).

Para estimar el diámetro del eje transmisor de potencia, se debe antes determinar el momento torsor generado por el mismo para las condiciones de máxima eficiencia de operación de la bomba, el cual se determina de la siguiente manera con la ecuación 2.29.

$$M_t = \frac{\overset{o}{W}_{an}}{N} \quad (\text{Ec 2.29})$$

Donde:

- M_t : Momento torsor ($N.m$).

- $\overset{o}{W}_{an}$: Potencia de accionamiento nominal (W).

- N : Velocidad de giro (rad / s).



El diámetro del eje se puede estimar a través de la ecuación 2.30, el eje de transmisión de potencia de una bomba posee diferentes diámetros, el estimado en este segmento es el diámetro en donde se apoya el impulsor.

$$D_{eje} = \sqrt[3]{\frac{16 \times M_t}{\pi \times \tau_C}} \quad (\text{Ec 2.30})$$

Donde:

- D_{eje} : Diámetro del eje transmisor de potencia (m).
- M_t : Momento torsor ($N.m$).
- τ_C : Resistencia del material a la torsión (N/m^2).

La resistencia a la torsión del material se obtiene a través de la ecuación 2.31.

$$\tau_C = 0,6 \times S_y \quad (\text{Ec 2.31})$$

Donde:

- τ_C : Resistencia del material a la torsión (N/m^2).
- S_y : Esfuerzo de fluencia del material (N/m^2).

Para obtener el diámetro del cubo del impulsor se debe multiplicar el diámetro del eje por 1,3 tal como se muestra en la ecuación 2.32.

$$D_C = 1,3 \times D_{eje} \quad (\text{Ec 2.32})$$

Donde:

- D_C : Diámetro del cubo (m).



- D_{eje} : Diámetro del eje transmisor de potencia (m).

2.2.1.10.2 Estimación del diámetro del ojo del impulsor (D_o).

Para estimar el diámetro del ojo del impulsor se debe calcular la velocidad específica de la bomba (definida en la sección 2.2.1.6).

Con el valor de velocidad específica se entra al gráfico de la figura G.21 (ver anexos) cortando la curva D_2 / D_o , y con el diámetro mayor del impulsor se estima el valor del diámetro del ojo del mismo, utilizando la ecuación 2.33.

$$D_o = \frac{D_{2imp}}{a} \quad (\text{Ec 2.33})$$

Donde:

- D_o : Diámetro del ojo del impulsor (m).

- D_{2imp} : Diámetro mayor del impulsor (m).

- a : Factor extraído de la figura G.21 (ver anexos) (adimensional).

2.2.1.10.3 Estimación del ancho a la salida del impulsor (b_2).

Para determinar el ancho a la salida del impulsor, se debe calcular la velocidad específica de la bomba en sistema internacional (definida en la sección 2.2.1.6). Luego con dicho valor se entra a la figura G.22 (ver anexos) cortando la curva b_2 / d_2 y con el diámetro mayor del impulsor se obtiene el valor del ancho a la salida del mismo, con la ecuación 2.34.

$$b_2 = d_2 \times c \quad (\text{Ec 2.34})$$

Donde:



- b_2 : Ancho del impulsor (m) .
- d_2 : Diámetro a la salida del impulsor (m) .
- c : Factor extraído de la figura G.20 (ver anexos).

2.2.1.11- Estimación teórica del tipo impulsor de una bomba centrífuga.

El impulsor de una bomba centrífuga se debe adaptar de manera que para los valores de caudal y disponibilidad requerida por un sistema se obtenga el mayor rendimiento. Por tal motivo los tipos de rodets van cambiando dependiendo del valor de la velocidad específica requerida en unidades internacionales (definida en la sección 2.2.1.6).

Para obtener el tipo de impulsor con el cual esta trabajando la bomba se entra a la gráfica de la figura G.23 (ver anexos) en la cual se muestran los tipos de rodets con que la bomba centrífuga puede trabajar en las condiciones óptimas en función de la velocidad específica calculada a partir de los parámetros en unidades internacionales.

2.2.1.12- Empuje radial y axial en bombas centrífugas.

2.2.1.12.1- Empuje radial o fuerza radial.

En las bombas centrífugas la distribución de la presión en la descarga del rodete, alrededor de toda su periferia raramente es uniforme, independientemente del diseño de la voluta o difusor, generando con esto un empuje radial o una fuerza radial. Este empuje radial involucra las fuerzas radiales hidráulicas por la interacción entre el rotor y la carcasa o el difusor de la bomba. Esto causa una deflexión en el eje de las bombas de eje horizontal, sumado a esto la que se produce por el peso muerto de los elementos montados sobre el eje. Todo esto trae como consecuencia lo siguiente:

1. Rápido desgaste en los cojinetes.



2. Daño en el anillo de desgaste por el roce entre el móvil y el fijo.
3. Fugas a través de los sellos.
4. Falla por fatiga en el eje.

Las bombas centrífugas de voluta simple en un rango de velocidad específica comprendida entre 500 y 3.000 se pueden diseñar para que sobre el impulsor actúen presiones uniformes cuando la bomba opere con un caudal de diseño, que coincide con el de su máxima eficiencia. En el caso que la bomba opere con un caudal diferente al nominal, la presión alrededor del impulsor no es uniforme, generándose una fuerza resultante.

Para cualquier condición de operación de la bomba, es decir que en ella generan el empuje o fuerza radial, el valor de ella se puede obtener por medio de la ecuación 2.35, la cual está en función de las dimensiones del impulsor, condiciones del fluido y las condiciones de operación de la bomba es decir, altura de bombeo y caudal; y en la figura G.24 (ver anexos), se puede observar la fuerza radial resultante cuando el caudal de operación es distinto al nominal.

$$F_R = 9790 \times K_r \times SG \times H_B \times d_2 \times b_2 \quad (\text{Ec 2.35})$$

Donde:

- F_R : Empuje radial o fuerza radial (N).
- K_r : Coeficiente experimental (adimensional).
- SG : Gravedad específica del fluido de operación de la bomba (adimensional).
- H_B : Energía suministrada por la bomba al fluido o altura de bombeo (m).
- d_2 : Diámetro a la salida del impulsor (m).
- b_2 : Ancho del impulsor (m).



El coeficiente adimensional (K_r) se extrae de la gráfica de la figura G.25 (ver anexos), en la cual se entra con el valor de Q/Q_n y la velocidad específica de la bomba calculada para el punto nominal de operación de la misma.

2.2.1.12.2- Empuje axial o fuerza axial en bombas centrífugas monoetapa de simple succión.

Las presiones generadas por una bomba centrífuga ejercen fuerzas tanto en sus partes estacionarias como en las partes giratorias. El diseño de estas partes equilibra algunas de estas fuerzas, pero se pueden requerir de otros medios para contrarrestar las otras.

Los impulsores que tienen succión por un sólo lado, como es el caso de las bombas monoetapa, están sujetos a un empuje axial, debido a que el área del ojo del impulsor está sometida a la presión de succión, mientras que la parte posterior está sometida a la presión de descarga.

El empuje axial o fuerza axial en bombas monoetapa de simple succión es la resultante de cuatro fuerzas, siendo la más pequeña de estas, la generada por la variación de la cantidad de movimiento del fluido que entra al impulsor a través del ojo del mismo y la mayor es la que se forma en la parte posterior del impulsor. Estas cuatro fuerzas son las siguientes:

1. Empuje axial producido por el perfil de presiones en la corona anterior del impulsor (F_1).

La reacción producida por el perfil de presiones en la corona anterior del impulsor, afecta toda la superficie que va desde el anillo desgate móvil hasta al diámetro mayor del rodete. Dicha reacción se estima con la ecuación 2.36.

$$F_1 = \frac{\pi}{4} \times (D_{2imp}^2 - D_{anillo}^2) \times \left[P_{Des} - \frac{\gamma \times K^2}{4 \times g} \times (U_2^2 - U_{anillo}^2) \right] \quad (\text{Ec 2.36})$$



Donde:

- F_1 : Empuje axial producido por el perfil de presiones en la corona anterior del impulsor (N).
- D_{anillo} : Diámetro del anillo de desgaste (m).
- D_{2imp} : Diámetro mayor del impulsor (m).
- P_{Des} : Presión a la descarga de la bomba (Pa).
- g : Aceleración de la gravedad (m/s^2).
- γ : Peso específico del fluido (N/m^3).
- K : Relación de giro del fluido entre impulsor y carcasa al giro del impulsor (adimensional).
- U_2 : Velocidad tangencial a la salida del impulsor (m/s).
- U_{anillo} : Velocidad tangencial del anillo de desgaste (m/s).

La relación de giro entre el impulsor y la carcasa al giro del impulsor, la mayoría de los casos se asume como la mitad de la velocidad angular del impulsor, por lo que $K = 0,5$. Pero este factor también se puede estimar con la ecuación 2.37, la cual está en función del diámetro mayor del impulsor y el espacio axial S_D entre el rotor y la carcasa.

$$K = \frac{1}{1 + 2,39 \times \left(0,17 + \frac{2 \times S_D}{D_{2imp}} \right)^{4/7}} \quad (\text{Ec 2.37})$$

Donde:

- S_D : Espacio axial entre el rotor y la carcasa (m).
- D_{2imp} : Diámetro mayor del impulsor (m).



2. Empuje axial producido por el perfil de presiones sobre la corona posterior del impulsor (F_2).

La reacción producida por el perfil de presiones sobre la corona posterior del impulsor, afecta toda la superficie que se encuentra entre los diámetros del eje y mayor del impulsor. Dicha reacción se estima con la ecuación 2.38.

$$F_2 = \frac{\pi}{4} \times (D_{2imp}^2 - D_{eje}^2) \times \left[P_{Des} - \frac{\gamma \times K^2}{4 \times g} \times (U_2^2 - U_{eje}^2) \right] \quad (\text{Ec 2.38})$$

Donde:

- F_2 : Empuje axial producido por el perfil de presiones en la corona posterior del impulsor (N).
- D_{2imp} : Diámetro mayor del impulsor (m).
- D_{eje} : Diámetro del eje transmisor de potencia (m).
- P_{Des} : Presión a la descarga de la bomba (Pa).
- U_2 : Velocidad tangencial a la salida del impulsor (m/s).
- U_{eje} : Velocidad tangencial del eje (m/s).
- g : Aceleración de la gravedad (m/s^2).
- γ : Peso específico del fluido (N/m^3).

3. Fuerza en el ojo del impulsor (F_3).

El empuje axial es el generado por la variación de la cantidad de movimiento del fluido que entra al impulsor a través del ojo, la cual tiende a desplazar al rodete hacia el lado opuesto de la succión, actuando sobre la superficie limitada por el diámetro del ojo del impulsor. Dicho empuje se obtiene con la ecuación 2.39.



$$F_3 = \rho \times Q \times V_o \quad (\text{Ec 2.39})$$

Donde:

- F_3 : Fuerza en ojo del impulsor para bombas de simple succión (N).
- Q : Caudal de operación (m^3 / s).
- ρ : Densidad del fluido de trabajo (Kg / m^3).
- V_o : Velocidad en el ojo del impulsor (m / s).

La velocidad en el ojo del impulsor se calcula a través de la ecuación 2.40.

$$V_o = \frac{Q}{\frac{\pi \times D_o^2}{4}} \quad (\text{Ec 2.40})$$

4. Empuje generado por la presión de succión (F_4).

El empuje generado por la presión de succión, incide sobre la superficie que se encuentra entre los diámetros del eje transmisor de potencia y del ojo del impulsor, el cual se obtiene a través de la ecuación 2.41.

$$F_4 = \frac{P_{Succ} \times \pi \times D_o^2}{4} - \frac{P_{atm} \times \pi \times D_{eje}^2}{4} \quad (\text{Ec 2.41})$$

Donde:

- F_4 : Empuje generado por la presión de succión (N).
- P_{Succ} : Presión en la succión de la bomba (Pa).
- P_{atm} : Presión atmosférica (Pa).
- D_o : Diámetro del ojo del impulsor (m).
- D_{eje} : Diámetro del eje transmisor de potencia (m).



El empuje axial o fuerza axial total es la resultante de las cuatro de las fuerzas que actúan sobre el impulsor, dicha resultante se obtiene por medio de la ecuación 2.42.

$$F_{TSS} = F_2 - F_1 - F_3 - F_4 \quad (\text{Ec 2.42})$$

Donde:

- F_{TSS} : Empuje axial o fuerza axial total en bombas de simple succión (N).

En la figura G.26 (ver anexos), se muestra como las cuatro fuerzas actúan en el impulsor de una bomba centrífuga monoetapa de simple succión.

2.2.1.12.3- Empuje axial o fuerza axial en bombas monoetapa de doble succión.

Los impulsores de doble succión a igual a los de simple succión están sometidos a un empuje axial, siendo en este caso las fuerzas actuantes ya definidas anteriormente: **1.** Empuje axial producido por el perfil de presiones en la corona anterior del impulsor (F_1); **2.** Fuerza en el ojo del impulsor (F_3); Empuje generado por la presión de succión (F_4).

Para el cálculo de la fuerza en el ojo del impulsor, se debe tener en cuenta que tanto en caudal para obtener la velocidad en el ojo del impulsor y el caudal de operación (parámetro de la ecuación de la fuerza), debe ser la mitad del caudal total con el que trabaja la bomba.

Por tanto la velocidad en el ojo del impulsor se obtiene con la ecuación 2.43.

$$V_0 = \frac{Q/2}{\frac{\pi \times D_o^2}{4}} \quad (\text{Ec 2.43})$$

La fuerza en el ojo del impulsor para el caso de las bombas centrífugas de doble succión, se calcula con la ecuación 2.44.



$$F_{3D} = \rho \times \frac{Q}{2} \times V_o \quad (\text{Ec 2.44})$$

Donde:

- F_{3D} : Fuerza en ojo del impulsor para bombas de doble succión (N).
- D_o : Diámetro del ojo del impulsor (m).
- V_o : Velocidad en el ojo del impulsor (m/s).
- ρ : Densidad del fluido de trabajo (kg/m^3).

En la figura G.27 (ver anexos), se muestra como las tres fuerzas actúan en el impulsor de una bomba centrífuga monoetapa de doble succión.

Al ser el estudio teórico del empuje axial total en una etapa de doble succión, se observa que las fuerzas se anulan, pero para un estudio de los esfuerzos en el eje transmisor de potencia se toma el total de las tres fuerzas, es decir las fuerzas que actúan de un lado del impulsor, por tanto el empuje axial total se calcula con la ecuación 2.45. [Ver referencia bibliográfica # 9]

$$F_{TSS} = F_1 + F_{3D} + F_4 \quad (\text{Ec 2.45})$$

Donde:

- F_{TDS} : Empuje axial o fuerza axial total en bombas de doble succión.
- F_1 : Empuje axial producido por el perfil de presiones en la corona anterior del impulsor (N).
- F_{3D} : Fuerza en ojo del impulsor para bombas de doble succión (N).
- F_4 : Empuje generado por la presión de succión (N).



2.3- ESTIMACIÓN DE LOS ESFUERZOS QUE ACTÚAN EN LOS ELEMENTOS TRANSMISORES DE POTENCIA.

Los materiales según la mecánica teórica se considera cuerpos indeformables ya que se encuentran en estado de movimiento o de reposo, más en el fondo es solo una consideración que se toma ya que no corresponde en la realidad con material alguno. Cabe destacar que en un gran número de casos se obtienen buenas aproximaciones de lo que realmente ocurre, pero si se avanza en el estudio de la mecánica aplicada, se observa experimentalmente que las fuerzas que actúan sobre determinado cuerpo que posee unas características físicas y geométricas propias, no pueden ser arbitrariamente grandes puesto que el cuerpo se deforma y rompe, como es el caso de los **sólidos verdaderos**, siendo este considerado deformable antes los esfuerzos a los que está sometido y falta de isotropía, homogeneidad y continuidad.

Tal cual como se mencionó anteriormente todo los materiales son considerados sólidos verdaderos, por tanto el someterlos a fuerzas externas conlleva a deformaciones, deflexiones y posibles rupturas del mismo.

Los elementos transmisores de potencia están sometidos a fuerzas, y en el caso específico de este trabajo de grado (ejes de transmisión de potencia de bombas centrífugas monoetapa), los mismos soportan fuerzas radiales, axiales, reacciones debido a los rodamientos cuya función principal es absorción de cargas y permitir que el sistema de transmisión de potencia se encuentre en equilibrio.

Para lograr llevar a cabo la metodología de estimación de los esfuerzos que actúan sobre los elementos transmisores de potencia en las bombas centrífugas, se debe y tomar en cuenta todos los parámetros necesarios para lograr dicho objetivo.

En las figura G.28 y G.29 (ver anexos), se muestran la representación del peso del impulsor, distancia entre apoyos, distancia del cojinete central al punto de apoyo al impulsor, y peso del eje trasmisor de potencia una bomba centrífuga de simple y doble succión respectivamente.



Las deformaciones se definen como el cambio en la forma o en el tamaño del cuerpo, referido a su forma o tamaño original, por otro lado más en específico existe la deformación lineal, la cual es el cambio por unidad de longitud de una dimensión lineal. Cuando el termino deformación se utiliza solo, generalmente se refiere a la deformación lineal en la dirección del esfuerzo aplicado.

2.3.1- Deflexión a la cual está sometido el eje de transmisión de potencia.

Se entiende por deflexión aquella deformación que sufre un elemento por el efecto de las flexiones internas, consecuencia que corresponde, a una acción de cargas aplicadas.

La deflexión hace referencia al grado en el que un elemento estructural se desplaza bajo la aplicación de una fuerza.

Los ejes transmisores de potencias de bombas centrífugas, sufren desplazamiento vertical del eje centroidal y longitudinal del mismo, es decir están sometidos a una deflexión debido a la presencia de cargas. En la figura G.30 (ver anexos), se muestra el eje trasmisor de potencia de una bomba centrífuga de succión simple sin carga, y con carga la cual genera la deflexión.

El valor de la deflexión generada en un eje de transmisión de potencia para el caso de una bomba de simple succión se obtiene aplicando la ecuación 2.46 ya para la de doble succión se calcula con la ecuación 2.47, la cual las dos ecuaciones anteriores depende del momento de inercia, siendo estimada con la ecuación 2.48. [Ver referencia bibliográfica # 7]. En la figura G.31 (ver anexos), se muestra el eje trasmisor de potencia de una bomba centrífuga de doble succión sin carga, y con carga la cual genera la deflexión.

La deflexión solo toma en cuenta para su cálculo las fuerzas que actúan radial al eje, por tanto la fuerza axial no se considera para este parámetro aun sabiendo que al deflectar el eje aparece una componente radial de la fuerza axial, mas esta no se toma en cuenta para el cálculo de la deflexión ya que es despreciable comparada con la fuerza radial.



La inercia de un objeto a la rotación está determinada por su momento de inercia, que no es más que la resistencia que un cuerpo en rotación opone al cambio de su velocidad de giro. El momento de inercia está en función del menor diámetro en el punto de estudio y de esta manera obtener un valor un poco conservador.

$$d_{yS} = \frac{(F_R - P_e - P_i) \times v^2}{3 \times E \times I} \times (u + v) \quad (\text{Ec 2.46})$$

$$d_{yD} = \frac{8 \times z^3 [(F_R - P_e - P_i) / 2]}{24 \times E \times I} \quad (\text{Ec 2.47})$$

$$I = \frac{\pi \times D^4}{64} \quad (\text{Ec 2.48})$$

Donde:

- d_{yS} : Deflexión del eje para bombas de simple succión (mm).
- d_{yD} : Deflexión del eje para bombas de doble succión (mm).
- F_R : Fuerza radial (N).
- P_i : Peso del impulsor (N).
- P_e : Peso del eje (N).
- u : Distancia entre apoyos (mm).
- v : Distancia en voladizo (mm).
- z : Distancia entre apoyos (mm).
- E : Modulo de Young (MPa).
- I : Momento de inercia (mm^4).

El módulo de Young, es un parámetro característico de cada material que indica la relación existente (en la zona de comportamiento elástico de dicho material) entre los



incrementos de tensión aplicados en el ensayo de tracción y los incrementos de deformación producidos ver ecuación 2.49.

$$E = \frac{d\sigma}{d\varepsilon} \quad (\text{Ec 2.49})$$

Donde:

- E : Módulo de Young (MPa).
- $d\sigma$: Diferencial de tensión (N/mm^2).
- $d\varepsilon$: Diferencial de deformación (mm/mm).

Equivale a la tangente en cada punto de la zona elástica en la gráfica tensión-deformación (s-e) obtenida del ensayo de tracción (ver en anexos figura G.32).

El módulo de Young del acero con la resistencia más elevada es el mismo que el que tiene la resistencia más baja la cual es aproximadamente igual a $207 MPa$ ($30 Mpsi$).

El valor resultante de la deflexión se compara con los valores de la tabla G.01 (ver anexos), en la cual se expresa la holgura permitida por los distintos diámetros. Esta comparación se realiza de la siguiente manera:

Si el valor de la deflexión es menor que 80% de la holgura permitida se puede decir que existe una condición segura, si el valor de la deflexión está comprendido entre el 80% y el 100% de la holgura permitida se concluye que existe una condición crítica y por ultimo si la deflexión es mayor al 100% de la holgura permitida el anillo se desgasta. Lo anterior mente fue descrito tomando en cuenta la incertidumbre que siempre se encuentra presente en los caso en condiciones reales, tomando en cuenta un factor de seguridad.

2.3.2- Fuerzas y momentos a los cuales está sometido un eje de transmisión de potencia.



- **Fuerza normal.**

Se define como la acción de halar (o empujar) el sólido en el que se encuentre produciendo el alargamiento o compresión del mismo. Esta fuerza se denomina fuerza de tracción o compresión dependiendo del efecto que produzca en el sólido.

- **Fuerza cortante.**

Es el antagonismo entre fuerzas que actúan en una misma dirección pero en sentido contrario produciendo fuerzas cortantes en la sección transversal del eje transmisor de potencia.

- **Momento torsionante.**

Es la resistencia de torsión del sólido en estudio.

- **Momento flexionante.**

Es la resistencia del cuerpo a curvarse o flexionarse con respecto a un sistema de coordenadas determinado.

Para obtener el valor de cada una de las fuerzas presentes en los sólidos a estudiar, se hace uso de la mecánica Newtoniana es decir se hace la sumatoria de las magnitudes de todas las fuerzas presentes e igualarlas a cero, ya que se asume que el sólido se encuentra en equilibrio, igualmente hacer sumatoria de los momentos producidos por cada una de las fuerzas e igualarlos a cero.

En el caso específico de los ejes de transmisión de potencia se realiza el cálculo de la siguiente manera.

- Para el caso de las bombas de simple succión se realiza el diagrama de cuerpo libre del eje, como se observa en la figura G.33 (ver anexos).



Se asume que el peso del eje se distribuye entre el punto de apoyo del impulsor y el cojinete ubicado en el punto “y” ver figura G.28 (en anexos), al igual que se asume despreciable el cambio de diámetro por tanto el peso como carga distribuida equivale a una fuerza puntual resultante de multiplicar el valor de la fuerza distribuida por la suma de las distancias (u+v) y se ubica en el centro entre el punto de apoyo del impulsor y el cojinete “y”, tal como se muestra en la figura G.34 (ver anexos), por último se asume que el peso del impulsor coincide linealmente con la componente de la fuerza radial para hacer el estudio mas conservador.

Para obtener los valores de las reacciones producidas por los cojinetes, se realiza sumatoria de fuerzas tanto en el eje de las abscisas como el de las ordenadas adicionalmente sumatoria de momentos.

Nota: En la sección pasada se puede observar que la fuerza radial resultante tiene una dirección y sentido distinto al que se plantea en esta sección, esto con el objetivo final de hacer el sistema de fuerzas más conservador ya que si se descompone en sus dos componentes, la radial sería menor a la asumida.

En primer lugar se realiza sumatoria de momentos, en “y” ver figura G.28 para determinar el valor de la reacción $R_{x,y}$ haciendo uso de la ecuación 2.50 presentada a continuación.

$$\sum M_y = 0$$

$$R_{x,y} = \frac{(v+u) \times F_R - (v+u) \times P_i - \left(\frac{v+u}{2}\right) \times P_e}{u} \quad (\text{Ec 2.50})$$

Donde:

- $R_{x,y}$: Reacción vertical ubicada en el cojinete central (N) .

- u : Distancia entre apoyos (m) .



- v : Distancia en voladizo (m).

- F_R : Fuerza radial (N).

- P_i : Peso del impulsor (N).

- P_e : Peso del eje (N).

Una vez obtenido el valor de la reacción se realiza una sumatoria de fuerzas en el eje de las ordenadas, ecuación 2.51, y de esta manera se obtiene el valor de R_y .

$$\sum F_{ordenadas} = 0$$

$$R_y = (R_{x,y} + P_i + P_e) - F_R \quad (\text{Ec 2.51})$$

Donde:

- R_y : Reacción vertical ubicada en el extremo en voladizo del eje (N).

De igual manera que con las fuerzas en el eje de las ordenadas, con las fuerzas del eje de las abscisas también se hace una sumatoria para obtener el valor de la reacción $R_{x,x}$, y se realiza por medio de la ecuación 2.52 mostrada a continuación.

$$\sum F_{horizontales} = 0$$

$$R_{x,x} = F_a \quad (\text{Ec 2.52})$$

Donde:

- $R_{x,x}$: Reacción horizontal ubicada en el cojinete central (N).

- F_a : Fuerza axial que axial sobre el eje total (N).

- Para el caso de las bombas de doble succión se realiza el diagrama de cuerpo libre del eje, como se observa en la figura G.35 (ver anexos).



Teniendo en cuenta que el peso del eje y del impulsor, se ubican de manera puntual el centro de los dos apoyos, tal como se muestra en figura G.36 (ver anexos).

Para obtener los valores de las reacciones producidas por los cojinetes, se realiza sumatoria de fuerzas tanto en el eje de las abscisas como el de las ordenadas adicionalmente sumatoria de momentos.

Se realiza sumatoria de momentos, en “y” para determinar el valor de la reacción $R_{x,y}$ haciendo uso de la ecuación 2.53 presentada a continuación.

$$\sum M_y = 0$$

$$R_{x,y} = \frac{z_1 \times (F_R - P_e - P_i)}{z} \quad (\text{Ec 2.53})$$

Donde:

- $R_{x,y}$: Reacción vertical ubicada en el cojinete central (N).
- z_1 : Distancia del impulsor hacia la reacción derecha del eje (mm).
- z : Distancia entre apoyos (mm).
- P_i : Peso del impulsor (N).
- P_e : Peso del eje (N).

En la figura G.35 (ver anexos), se puede observar el diagrama de cuerpo libre de un eje de transmisión de potencia de una bomba de doble succión.

Una vez obtenido el valor de la reacción se realiza una sumatoria de fuerzas en el eje de las ordenadas, ecuación 2.54, y de esta manera se obtiene el valor de R_y .

$$\sum F_{ordenadas} = 0$$



$$R_y = F_R - P_i - P_e - R_{x,y} \quad (\text{Ec 2.54})$$

Donde:

- R_y : Reacción vertical ubicada en el extremo en voladizo del eje (N).

En la figura G.36 (ver anexos) se puede observar el diagrama de cuerpo libre de un eje de transmisión de potencia de una bomba de doble succión con la totalidad de las fuerzas puntuales.

En el eje de las abscisas para el caso de las bombas de doble succión, no se generan reacciones.

Para la representación del despeje de las reacciones se asumió un sentido de las mismas, pero estas pueden variar dependiendo del valor de la fuerza radial.

Una vez obtenidos los valores de las reacciones y en conjunto con las fuerzas que actúan sobre el eje transmisor de potencia se pueden expresar en diagramas de corte, momento y fuerza axial. En los diagramas nombrados anteriormente la línea de las abscisas representa el eje de transmisión de potencia y es donde están aplicadas las fuerzas presentes en el mismo, representándose en el eje de las ordenadas los valores de corte, momento flector y fuerza axial soportados.

En el diagrama de corte (figura G.37 y G.38, para simple y doble succión respectivamente, ver anexos) las cargas concentradas se representan por líneas verticales, mientras que las cargas distribuidas se representan por líneas rectas con pendiente, en toda la longitud de trabajo. Los espacios sin carga se unen por líneas horizontales. En estos diagramas los valores positivos se ubican en la parte superior de la línea base y los valores negativos en la parte de abajo (se asume esa convención de signos). Donde los valores



cambian de signo se conocen como puntos de corte nulo y son los sitios de la viga donde se produce el máximo momento.

En el diagrama de momentos flectores (figura G.39 para simple y doble succión, ver anexos) los valores de momento producidos por cargas concentradas se unen mediante líneas rectas, mientras que los producidos por cargas distribuidas se unen por líneas curvas parabólicas, de actuar ambos tipos de carga sobre un mismo tramo, predominará la forma parabólica.

El valor del momento en el cualquier punto es el resultante de calcular el área bajo la curva comprendida entre valor de abscisa igual a cero hasta el punto donde se requiera saber el valor de momento, del diagrama de corte.

El valor del momento máximo, el cual está señalado en el diagrama de la figura G.39 (ver anexos) con un círculo rojo, se determina para el caso de las bombas de simple succión con la ecuación 2.55, y para las de doble succión con la ecuación 2.56.

$$M_c = \left[(F_R - P_i) \times v - \left(P_e \times \frac{v^2}{2 \times (v + u)} \right) \right] \quad (\text{Ec 2.55})$$

$$M_c = \left[(R_{x,y} \times z_2) + \left(P_e \times \frac{z_2^2}{2 \times (z_1 + z_2)} \right) \right] \quad (\text{Ec 2.56})$$

Donde:

- M_c : Momento aplicado en el cojinete central $N.mm$.
- z_1 : Distancia del impulsor hacia la reacción derecha del eje (mm) .
- z_2 : Distancia del impulsor hacia la reacción izquierda del eje (mm) .
- v : Distancia en voladizo (mm) .
- u : Distancia entre apoyos (mm) .



- P_i : Peso del impulsor (N).
- P_e : Peso del eje (N).
- $R_{x,y}$: Reacción vertical ubicada en el cojinete central (N).
- F_R : Empuje radial o fuerza radial (N).

Los valores de carga axial se pueden representar en un diagrama (figura G.40, ver anexos), y la manera de representar el efecto de tracción o compresión que existe en el sólido en estudio es la zona en que se dibuje la carga, es decir si se dibuja en la zona superior el sólido está sometido a tracción y si el mismo está sometido a compresión se dibuja en la zona inferior.

Al momento de realizar un diseño, uno de los parámetros a seleccionar es el material con el cual se construirá el eje transmisor de potencia, el cual debe ser el más apropiado y debe dimensionarse correctamente de manera que permita que el mismo trabaje con mayor eficacia. Para ello es necesario determinar la resistencia, rigidez y otras propiedades del material a seleccionar.

De igual manera para el correcto dimensionamiento del eje es necesario conocer el valor fuerza por unidad de área que debe soportar el material este valor es mejor conocido como esfuerzo simple el cual se denomina y calcula con la ecuación 2.57.

$$\sigma = \frac{F}{A_c} \quad (\text{Ec 2.57})$$

Donde:

- σ : Esfuerzo simple (MPa).
- F : Fuerza actuante (N).
- A_c : Área de la sección transversal del eje en cualquier punto (mm^2).



Nota: Las unidades que se le asigna al valor del esfuerzo son en unidades internacionales (MPa) y en unidades inglesas (Psi).

En un elemento sujeto, los esfuerzos se distribuyen como una función continuamente variable dentro del material. Cada elemento infinitesimal (cubo) en el material puede experimentar esfuerzos distintos al mismo tiempo, tales como lo son los esfuerzos normales, esfuerzos cortantes y esfuerzos debido a momento flector.

- **Esfuerzos axiales.**

Actúan de manera perpendicular (es decir normal) a la cara del cubo y tienen tendencia a tirar del cubo o empujar al mismo, este se calcula con la ecuación 2.58 la cual pertenece a elementos cilíndricos únicamente.

$$\sigma_{ax} = \frac{4 \times F_a}{3 \times A_c} \quad (\text{Ec 2.58})$$

Donde:

- σ_{ax} : Esfuerzo axial (MPa).
- A_c : Área de la sección transversal del eje en cualquier punto (mm^2).
- F_a : Fuerza axial que axial sobre el eje total (N).

El valor del área transversal en cualquier punto del eje se calcula con la ecuación 2.59 mostrada a continuación.

$$A_c = \frac{\pi \times D_{eje}^2}{4} \quad (\text{Ec 2.59})$$



- **Esfuerzos debidos a momento flector.**

Para los esfuerzos axial y flector, el punto “C” representa cualquier punto donde se requiera realizar el estudio, y los esfuerzos en dicho punto son definidos por la ecuación 2.60.

$$\sigma_f = \frac{M_c \times r_c}{I_x} \quad (\text{Ec 2.60})$$

Donde:

- σ_f : Esfuerzo flector (*MPa*).
- r_c : Radio del eje en cualquier punto (*mm*).
- M_c : Momento aplicado en el cojinete central *N.mm*.

Nota: Como medida de seguridad para todos los cálculos donde se requiera el diámetro (como es el caso de la inercia y el área) se utilizara el menor de los diámetros en el punto de estudio (el punto de localización de los concentradores de esfuerzos).

- **Esfuerzos cortantes.**

Actúan paralelos a las caras de los cubos, en pares sobre cargas opuestas, lo que tiende a distorsionar el cubo de forma romboidal, para los casos en estudio existen dos fuentes que producen esfuerzo cortante, los cuales son la carga transversal y el momento torsor, siendo obtenidos con las ecuaciones, 2.61 y 2.62 respectivamente.

$$\tau_c = \frac{4 \times V_c}{3 \times A_c} \quad (\text{Ec 2.61})$$

Donde:

- τ_c : Esfuerzo cortante por carga transversal (*MPa*).



- V_c : Valor del corte por carga transversal en un punto cualquiera (N).
- A_c : Área de la sección transversal del eje en cualquier punto (mm^2).

$$M_t = \frac{W_{an}^o}{N} \quad (\text{Ec 2.62})$$

Donde:

- M_t : Momento torsor ($N.m$).
- N : Velocidad de giro (rad / s).
- W_{an} : Potencia de accionamiento nominal (W).

El esfuerzo cortante por momento torsor solo se tomara en cuenta cuando exista desgaste del anillo de desgaste, ya que el que ejerce el roce del fluido con el impulsor se asume despreciable, por tanto el esfuerzo cortante por momento torsor se calcula con la ecuación 2.63

$$\tau_{m-torsor} = \frac{M_t \times r_{a-desgaste}}{J_c} \quad (\text{Ec 2.63})$$

Donde:

- $\tau_{m-torsor}$: Esfuerzo cortante por torsión (MPa).
- $r_{a-desgaste}$: Radio del eje, este es el radio del eje en el punto de contacto con el anillo de desgaste (mm).
- M_t : Momento torsor ($N.m$).
- J_c : Inercia polar del eje en cualquier punto (m^4).

El esfuerzo definido anteriormente depende de un factor llamado momento de inercia polar el cual se calcula con la siguiente ecuación 2.64.



$$J_c = \frac{\pi \times d_{a-\text{desgaste}}^4}{32} \quad (\text{Ec 2.64})$$

Donde:

- J_c : Inercia polar del eje en cualquier punto (m^4).

- $d_{a-\text{desgaste}}$: Diámetro del eje, este es el Diámetro del eje en el punto de contacto con el anillo de desgaste (mm).

2.3.3. Teoría de fallas por fatiga.

Los ejes transmisores de potencia de los equipos en estudio se encuentran sometidos a fatiga debido al deterioro progresivo de los metales que conlleva a romper el mismo, producto de aplicar esfuerzos repetitivos.

2.3.3.1. Mecanismo de falla por fatiga.

Se ha demostrado que casi todos los elementos estructurales poseen discontinuidades bien sea micrométricas o macrométricas (muescas), las cuales en muchos casos son la grieta que inician el proceso de fatiga, el cual se divide en tres etapas, como son etapa de iniciación de las grietas, etapa de propagación de la grieta y fractura.

2.3.3.2. Modelo de falla por fatiga.

Existen en la actualidad tres modelos de fallas por fatiga los cuales se clasifican basados en el número de ciclos o de deformación que va a sufrir la pieza durante su vida útil, los modelos de falla son nombrados y descritos a continuación:



- **Procedimiento deformación vida.**

Este procedimiento se aplica más a menudo a problemas de fatiga de bajo ciclaje, de vida finita donde los esfuerzos cíclicos son lo bastante elevados para causar la fluencias plásticas local, este modelo da una imagen exacta de la etapa de iniciación de la grieta, también puede tomarse en consideración el daño acumulado de variaciones de la carga cíclica a lo largo de la vida útil de la pieza. Este modelo requiere de soluciones por computadora, por tanto es el modelo más complicado.

- **Procedimiento de la mecánica de fractura elásticas lineales.**

Este método se aplica a problemas de fatiga de bajo ciclaje (vida finita) Donde se sabe que los esfuerzos cíclicos son los bastante elevados para causar la formación de grietas, y es muy útil para predecir la vida útil de las piezas agrietadas ya en servicio. Esta teoría proporciona el mejor modelo de la etapa de propagación de grietas de proceso.

- **Procedimiento esfuerzo-vida.**

Es un modelo basado en esfuerzo, que busca determinar una resistencia a la fatiga y/o un límite de resistencia a la fatiga para un determinado material, de manera tal que los esfuerzos cíclicos se puedan mantener por debajo de este nivel y evitar que falle durante el número de ciclos requerido. Este es el más antiguo de los tres modelos y es el más utilizado en aplicaciones de alto ciclaje donde se espera que el conjunto deba durar 10^3 ciclos. Por ser el modelo más antiguo existen gran cantidad de datos de resistencia pero a su vez es el método mas empírico y menos preciso de los tres.

Nota: Debido a que los ejes de transición de potencia son de alto ciclaje el modelo de falla seleccionado es el **procedimiento esfuerzo-vida**.



2.3.3.3. Cargas por fatiga.

Cualquier carga que varíe con el tiempo puede causar falla por fatiga, en las máquinas rotativas tal cual es el caso planteado, las cargas tienden a ser de amplitud uniforme a lo largo del tiempo y a repetirse con alguna frecuencia.

- **Cargas rotativas.**

Las funciones típicas esfuerzo-tiempo experimentadas por máquinas rotativas se pueden modelar con ondas senoidales, y se dividen en tres casos mostrados a continuación.

1. Esfuerzos **totalmente alternantes** tal como se ilustra en la figura G.41 (ver anexos), en el cual el valor medio es igual a cero.
2. Esfuerzo **repetido** tal como se muestra en la figura G.42 (ver anexos), en el cual la onda va desde cero hasta un máximo, con un valor medio al componente alterno.
3. Esfuerzo **fluctuantes** tal como se muestra en la figura G.43 (ver anexos), en donde todos los valores de las componentes son distintas de cero.

El esfuerzo máximo que soporta un eje de transmisión de potencia ocurre cuando los esfuerzos axial y flector poseen la misma dirección y el esfuerzo mínimo cuando los esfuerzos poseen direcciones contrarias como se muestra en las ecuaciones 2.65 y 2.66.

$$\sigma_{Max} = |\sigma_F| + |\sigma_a| \quad (\text{Ec 2.65})$$

$$\sigma_{Min} = |\sigma_F| - |\sigma_a| \quad (\text{Ec 2.66})$$

Donde:



- σ_{Max} : Esfuerzo máximo a que está sometido el eje (*MPa*) .

- σ_{Min} : Esfuerzo mínimo a que está sometido el eje (*MPa*) .

El rango de esfuerzos se calcula utilizando la ecuación 2.67 mostrada a continuación.

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (\text{Ec 2.67})$$

El componente alternante se determina a partir de la ecuación subsiguiente 2.68.

$$\sigma_a^* = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (\text{Ec 2.68})$$

Donde:

- σ_a^* : Esfuerzo alternante sin corregir (*MPa*) .

El componente medio se obtiene a partir de la ecuación 2.69.

$$\sigma_m^* = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (\text{Ec 2.69})$$

- σ_m^* : Esfuerzo medio sin corregir (*MPa*) .

Nota: Los componentes alternantes y medio mencionados anteriormente son valores nominales y para obtener los valores corregidos es necesario multiplicarlos por el factor de concentración de esfuerzos a la fatiga (K_f) y por factor de concentrador de esfuerzos medio a la fatiga K_{fm} respectivamente, las ecuaciones de cálculo de dichos factores se muestran más adelante.



- Esfuerzos cortantes máximo y mínimo.

En el eje la carga transversal se mantiene constante por tanto hace variar al esfuerzo cortante de forma cíclica dependiendo únicamente de la posición de la sección transversal, y se calculan con las ecuaciones 2.70 y 2.71.

$$\tau_{Max} = |\tau_c| \quad (\text{Ec 2.70})$$

$$\tau_{Min} = -|\tau_c| \quad (\text{Ec 2.71})$$

Donde:

- τ_{Max} : Esfuerzo cortante por carga transversal máximo (MPa) .

- τ_{Min} : Esfuerzo cortante por carga transversal mínimo (MPa) .

El esfuerzo por carga transversal es cíclico el valor del esfuerzo medio es igual a cero y por otro lado el esfuerzo alternante es la amplitud de la fluctuación del esfuerzo, tal como se muestra en las ecuaciones 2.72 y 2.73.

$$\tau_a^* = \frac{\tau_{Max} - \tau_{Min}}{2} = \tau_c \quad (\text{Ec 2.72})$$

$$\tau_m^* = \frac{\tau_{Max} + \tau_{Min}}{2} = 0 \quad (\text{Ec 2.73})$$

Donde:

- τ_a^* : Esfuerzo cortante por carga transversal alternante sin corregir (MPa) .

- τ_m^* : Esfuerzo cortante por carga transversal medio sin corregir (MPa) .

La corrección de los esfuerzos medios y alternantes, será diferente con respecto al esfuerzo torsor debido a que poseen concentradores de esfuerzos diferentes, conservando sus



valores nominales iguales debido a que se mantienen constante por toda la sección transversal del eje. Para relacionar el efecto cortante con el torsional se utilizan las ecuaciones 2.74 y 2.75.

$$\tau_a^{**} = \tau_a^* + \tau_{m-torsor} \quad (\text{Ec 2.74})$$

$$\tau_m^{**} = \tau_{m-torsor} \quad (\text{Ec 2.75})$$

Donde:

- τ_a^{**} : Esfuerzo cortante alternante sin corregir (*MPa*).
- τ_m^{**} : Esfuerzo cortante medio sin corregir (*MPa*).

Nota: Los componentes alternantes y medio mencionados anteriormente son valores nominales y para obtener los valores corregidos es necesario multiplicarlos por el factor de concentración de esfuerzos de corte a la fatiga (K_{fs}) y por Factor de concentrador de esfuerzos cortantes medio a la fatiga K_{fsm} respectivamente, las ecuaciones de cálculo de dichos factores se muestran más adelante.

2.3.4- Muecas y concentradores de esfuerzos.

- **Muesa.**

Término genérico que se refiere a cualquier contorno geométrico que pone un obstáculo al flujo de la fuerza a través de la pieza, y tal como se indico anteriormente la muesca es el factor principal por el cual ocurre la falla por fatiga ya que de ella nace la grieta que al propagarse produce la falla. Una muesca crea un **concentrador de esfuerzo**, los cuales elevan los esfuerzos locales, e incluso puede causar fluencia plástica local. Pero no solamente las muescas son las responsables de causar concentradores de esfuerzos, también lo son las roscas, las chavetas y los cambios de diámetros presentes en los elementos en estudio los cuales se representan en la figura G.44 (ver anexos).



- **Concentrador de esfuerzo por rosca.**

En las figuras G.45, G.46, G.47, G.48, G.49, G.50 (ver anexos), se pueden observar las gráficas en donde se plasman el valor del concentrador de esfuerzo contra el valor del diámetro nominal de la rosca, tanto a tracción como torsión, de los tres tipos de roscas que se pueden presentar en los ejes de transición de potencia, estos tipos de roscas son las métricas, UNC Y UNF.

- **Concentración de esfuerzos por chaveta.**

Se denomina **chaveta** a una pieza de sección rectangular o cuadrada que se inserta entre dos elementos que deben ser solidarios entre sí para evitar que se produzcan deslizamientos de una pieza sobre la otra.

En la figura G.51 (ver anexos), se encuentra reflejados los valores de concentración de esfuerzo dependiendo del tipo de chaveta (semicircular o filete) con respecto a la relación entre el momento flector y el momento torsor o viceversa, debido a que la gráfica solo admite valores de la relación anteriormente nombrada menor a cero.

- **Concentración de esfuerzos por reducción de diámetro o ranura.**

En las figuras G.52 y G.53 (ver anexos), se muestran los valores de concentradores de esfuerzos para los dos tipos de reducciones de diámetros sometidos a flexión.

En las figuras G.54 y G.55 (ver anexos), se muestran los valores de concentradores de esfuerzos para los dos tipos de reducciones de diámetros sometidos a torsión.

- **Sensibilidad a la muesca.**

Cada material tiene una diferente sensibilidad a las concentraciones de esfuerzos, la cual se conoce como sensibilidad a las muescas. En general mientras más dúctil sea el material, menos sensible a la muesca será y por contrario en los materiales frágiles son los



más sensibles. La sensibilidad a la muesca también depende del radio de la misma, y se calcula con la ecuación 2.76, mostrada a continuación.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (\text{Ec 2.76})$$

Donde:

- q : Sensibilidad a las muescas (adimensional).
- \sqrt{a} : Constante de Neuber ($in^{0.5}$).
- r : Radio de la muesca (in).

Para obtener el valor de \sqrt{a} se entra a la tabla G.02 (ver anexos), con el valor del S_{ut} del material del eje.

2.3.5- Factor de concentración de esfuerzos a la fatiga (K_f), y Factor de concentración de esfuerzos medio a la fatiga (K_{fm}).

Tanto el factor de concentración de esfuerzos a la fatiga y el factor de concentración de esfuerzo medio a la fatiga, son valores que permiten la corrección de los componentes alternantes y medios, como se menciono anteriormente y para la obtención de dicho valor es necesario calcular el valor del factor de concentración de esfuerzo teórico mediante la ecuación 2.77.

$$K_t = K_{t-Rosca} \times K_{tChaveta} \times K_{tRanura} \times K_{tReducción} \quad (\text{Ec 2.77})$$

Donde:

- K_t : Factor de concentración de esfuerzos a flexión general (adimensional).



- K_{tRosca} : Factor de concentración de esfuerzos debido a la rosca (adimensional).
- $K_{tChaveta}$: Factor de concentración de esfuerzos debido a la chaveta (adimensional).
- $K_{tRanura}$: Factor de concentración de esfuerzos debido a la ranura (adimensional).
- $K_{tReducción}$: Factor de concentrador de esfuerzos debido a la reducción (adimensional).

Una vez obtenido el valor de concentración de esfuerzo teórico se calcula mediante la ecuación 2.78 el factor de concentración de esfuerzo a fatiga.

$$K_f = 1 + q \times (K_t - 1) \quad (\text{Ec 2.78})$$

Donde:

- K_f : Factor de concentración de esfuerzos a fatiga (adimensional).

El factor de concentración de esfuerzo medio a la fatiga depende del valor del esfuerzo a la fluencia del material, y del valor resultante entre la multiplicación del factor de concentración de esfuerzo a la fatiga K_f por el modulo del esfuerzo máximo, lo cual se puede observar en la tabla 2.03.

En la tabla 2.03 se encuentra las ecuaciones para obtener el factor de concentración de esfuerzo medio a la fatiga.

Tabla 2.01 Ecuaciones para calcular el factor de concentración de esfuerzo medio a la fatiga.

$K_f \times \sigma_{\max} < S_y$	$K_{fm} = K_f$
$K_f \times \sigma_{\max} > S_y$	$K_{fm} = (S_y - K_f \times \sigma_{anom}) / \sigma_{mnom} $
$K_f \times \sigma_{\max} - \sigma_{\min} > 2 \times S_y$	$K_{fm} = 0$



Donde:

- K_{fm} : Factor de concentrador de esfuerzos medio a la fatiga (adimensional).

2.3.6- Factor de concentración de esfuerzos cortantes a la fatiga (K_{fs}), y Factor de concentración de esfuerzos cortantes medio a la fatiga (K_{fsm}).

Tanto el factor de concentración de esfuerzos cortantes a la fatiga (se calcula con la ecuación 2.80) y el factor de concentración de esfuerzo cortantes medio a la fatiga (se calcula en con la tabla 2.4), son valores que permiten la corrección de los componentes del corte alternante y medio, pero antes de realizar el cálculo de dicho factor es necesario conocer el factor de concentración de esfuerzo cortante el cual se calcula con la siguiente ecuación 2.79.

$$K_{ts} = K_{tsRosca} \times K_{tsChaveta} \times K_{tsRanura} \times K_{tsReducción} \quad (\text{Ec 2.79})$$

Donde:

- K_{ts} : Factor de concentración de esfuerzos cortantes a la fatiga (adimensional).

- $K_{tsRosca}$: Factor de concentración de esfuerzos cortantes debido a la rosca (adimensional).

- $K_{tsChaveta}$: Factor de concentración de esfuerzos cortantes debido a la chaveta (adimensional).

- $K_{tsRanura}$: Factor de concentración de esfuerzos cortantes debido a la ranura (adimensional).

- $K_{tsReducción}$: Factor de concentrador de esfuerzos cortantes debido a la reducción (adimensional).

$$K_{fs} = 1 + q \times (K_{ts} - 1) \quad (\text{Ec 2.80})$$

Donde:

- K_{fs} : Factor de concentración de esfuerzos cortantes a la fatiga (adimensional).



En la tabla 2.04 se encuentran las ecuaciones para obtener el valor de concentración de esfuerzo cortante medio a la fatiga.

Tabla 2.02 Ecuaciones para calcular el factor de concentración de esfuerzo cortante medio a la fatiga.

$K_f \times \zeta_{\max} < S_y$	$K_{fsm} = K_f$
$K_f \times \zeta_{\max} > S_y$	$K_{fsm} = (S_y - K_f \times \sigma_{anom}) / \sigma_{mnom} $
$K_f \times \zeta_{\max} - \zeta_{\min} > 2 \times S_y$	$K_{fsm} = 0$

Donde:

- K_{fsm} : Factor de concentrador de esfuerzos cortantes medio a la fatiga (adimensional).

2.3.7- Corrección de los esfuerzos axiales medio, alternante; esfuerzos cortantes medio y cortante alternante.

El esfuerzo real por definición, es el esfuerzo nominal al cual está sometido el eje multiplicado por el concentrador de esfuerzos, como se muestran en las subsiguientes ecuaciones 2.81 y 2.82.

$$\sigma_a = K_f \times \sigma_a^* \quad (\text{Ec 2.81})$$

$$\sigma_m = K_{fm} \times \sigma_m^* \quad (\text{Ec 2.82})$$

Donde:

- σ_a : Esfuerzo alternante corregido (MPa).

- σ_m : Esfuerzo medio corregido (MPa).



El esfuerzo real por definición, es el esfuerzo nominal al cual está sometido el eje multiplicado por el concentrador de esfuerzos, tal como se muestra en las ecuaciones 2.83 y 2.84.

$$\tau_a = K_{fs} \times \tau_a^{**} \quad (\text{Ec 2.83})$$

$$\tau_m = K_{fsm} \times \tau_m^{**} \quad (\text{Ec 2.84})$$

Donde:

- τ_a : Esfuerzo cortante alternante corregido (MPa) .
- τ_m : Esfuerzo cortante medio corregido (MPa) .

2.3.8- Combinación de los esfuerzos medio y alternante por Von Mises.

El criterio de Von Mises, también llamado criterio de la máxima energía de distorsión, es un criterio de resistencia estática, aplicado a materiales dúctiles, según el cual, el material no fluirá en el punto analizado siempre que la energía de distorsión por unidad de volumen en el punto no supere la energía de distorsión por unidad de volumen que se da en el momento de la fluencia en el ensayo de tracción. El esfuerzo de Von Mises es una combinación única del esfuerzo principal alternante y del esfuerzo principal medio, los cuales se pueden comparar en forma directa con el esfuerzo de fluencia del material, y de esta manera predecir la falla por fluencia del material, en las ecuaciones 2.85 y 2.86 puede observar cómo se calculan los esfuerzos necesarios predecir la falla del material.

$$\sigma_{a-t} = \sqrt{\sigma_a^2 + \tau_a^2} \quad (\text{Ec 2.85})$$

$$\sigma_{m-t} = \sqrt{\sigma_m^2 + \tau_m^2} \quad (\text{Ec 2.86})$$



Donde:

- σ_{a-t} : Esfuerzo alternante total (MPa).

- σ_{m-t} : Esfuerzo medio total (MPa).

2.3.9- Límite de resistencia a la fatiga.

Este parámetro se obtiene al realizarle una **prueba en viga rotativa** a una muestra del material a utilizar (esta prueba es utilizada como **criterio de medición de falla por fatiga**).

Las pruebas de vigas rotatorias consiste en someter a un espécimen altamente pulido de 0,3 pulgadas de diámetro, la cual se monta en un dispositivo en donde se le aplica momento flector puro, y al mismo tiempo se hace girar a 1.725 RPM, lo cual genera un esfuerzo a flexión totalmente alternante en cualquier punto de la superficie del espécimen. La prueba se realiza hasta que ocurre la falla registrando esfuerzo aplicado y el número de ciclos que resistió.

La resistencia a la fatiga se representa uniformemente de manera lineal (en coordenadas log- log) como una función del número de ciclos, hasta llegar a un codo entre 10^6 y 10^7 ciclos, el cual define el límite de resistencia a la fátiga S_e , para el material ensayado y el mismo es el valor de máximo de esfuerzo en el cual se puede alternar sin que se produzca la falla.

En la figura G.56 (ver anexos), se muestra el resultado de varias pruebas de vigas rotatorias de aceros con su esfuerzo último menores a 1.400 MPa .

El límite de resistencia a la fatiga por debajo de la banda de dispersión en los aceros se calcula con la ecuación 2.87 mostrada a continuación, esta ecuación se utiliza cuando el $S_{UT} < 1400MPa$.

$$S_e^* \cong 0,5 \times S_{ut} \quad (\text{Ec 2.87})$$



Donde:

- S_e^* : Límite de resistencia a la fatiga sin corregir (MPa).

Más allá de este nivel, el límite de resistencia a la fatiga de los aceros de alta resistencia se reduce, y el procedimiento usual es suponer que la resistencia a la fatiga del acero nunca excederá del 50% de 1.400 MPa tal como se refleja en la ecuación 2.88.

$$S_e^* \cong 700 \quad (\text{Ec 2.88})$$

2.3.10- Factores de corrección aplicables límite de resistencia a la fatiga.

Hay que tomar en cuenta ciertos factores para corregir el valor del límite de resistencia a la fatiga debido a que es obtenido a partir de especímenes de prueba a la fatiga estándar donde no se consideran las diferencias físicas entre el mismo y la pieza real. Son cuatro factores de corrección los cuales se mencionaran y explicaran a continuación.

- **Coefficiente de carga.**

Este coeficiente depende única mente de la existencia de carga axial en el arreglo, por tanto el valor del coeficiente se define en las ecuaciones subsiguientes 2.89, 2.90.

$$\text{Sin carga axial} \longrightarrow C_{Carga} = 1 \quad (\text{Ec 2.89})$$

$$\text{Con carga axial} \longrightarrow C_{Carga} = 0,7 \quad (\text{Ec 2.90})$$

- **Coefficiente de Tamaño.**

El coeficiente de tamaño depende únicamente del diámetro del eje, por tanto en valor de dicho coeficiente lo definen las siguientes ecuaciones 2.91, 2.92, 2.93.

$$(\text{Ec 2.91})$$



$$d_{\text{eje}} \leq 8 \text{ (mm)} \longrightarrow C_{\text{Tamaño}} = 1$$

$$8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ (mm)} \longrightarrow C_{\text{Tamaño}} = 1,189 \times d^{-0,097} \quad (\text{Ec 2.92})$$

$$d_{\text{eje}} > 250 \text{ (mm)} \longrightarrow C_{\text{Tamaño}} = 0,6 \quad (\text{Ec 2.93})$$

- **Coefficiente de superficie.**

El coeficiente de superficie depende del acabado superficial del eje, en los casos en que el fluido sea corrosivo se toma el coeficiente de superficie de acuerdo a la figura G.57 (ver anexos), de lo contrario se calcula con la siguiente ecuación 2.94.

$$C_{\text{Superficie}} = A \times (S_{\text{ut}})^b \quad (\text{Ec 2.94})$$

Nota: Las constantes A y b se consiguen en la tabla (G.05) (ver anexos).

- **Coefficiente de temperatura.**

El coeficiente de temperatura depende de la temperatura de trabajo del eje, el cual se asume es la misma del fluido que maneja la bomba y se calcula con las ecuaciones 2.95 y 2.96 dependiendo del valor de la temperatura.

$$T \leq 450^{\circ} \text{C} \longrightarrow C_{\text{Temperatura}} = 1 \quad (\text{Ec 2.95})$$

$$450^{\circ} \text{C} < T \leq 550^{\circ} \text{C} \rightarrow C_{\text{Temperatura}} = 1 - 0.0058 \times (T - 450) \quad (\text{Ec 2.96})$$

2.3.11- Corrección del límite de resistencia a la fatiga.

Por definición el límite de resistencia a la fatiga se corrige con la multiplicación de los coeficientes de carga, tamaño, superficie y temperatura, como se muestra en la ecuación 2.97.



$$S_e = S_e \times (C_{Carga} \times C_{Tamaño} \times C_{Superficie} \times C_{Temperatura}) \quad (\text{Ec 2.97})$$

Donde:

- S_e : Limite de resistencia a la fatiga (MPa).

2.3.12- Determinación del factor de seguridad a la fatiga.

El factor de seguridad a fatiga predice si la estructura fallará debido a cargas cíclicas. El se calcula primero identificando todos los ciclos de carga (tensiones medias y tensiones alterantes) y seguidamente mediante el diagrama de Goodman se obtienen los ciclos más desfavorables, y el factor de seguridad se calcula haciendo uso de la siguiente ecuación 2.98.

$$N_f = \frac{S_{ut} \times S_e}{S_{ut} \times \sigma_{a-t} + S_e \times \sigma_{m-t}} \quad (\text{Ec 2.98})$$

Donde:

- N_f : Factor de seguridad a la fatiga (adimensional).

El criterio que se utiliza para diagnosticar la condición del eje de transmisión de potencia es la siguiente expresada en las ecuaciones 2.99, 2.100 y 2.101 y se toma en cuenta este criterio, debido a que en calculo no se toma en cuenta el valor de incertidumbre que le añade el hecho de que el estudio se le aplique a casos reales.

$$N_f \leq 1 \longrightarrow \text{Ruptura del eje.} \quad (\text{Ec 2.99})$$

$$1 < N_f \leq 2 \longrightarrow \text{Condición Crítica.} \quad (\text{Ec 2.100})$$

$$N_f > 2 \longrightarrow \text{Condición Segura.} \quad (\text{Ec 2.101})$$



3.1- NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN.

En la investigación que se presenta, se realizará un estudio de una problemática en los sistemas de bombeo de la unidad de crudo de la refinería el Palito. Siendo ésta de tipo descriptiva, ya que se interpretará y analizará las condiciones de operación en la cual estén trabajando cada una de las bombas, para finalmente proponer soluciones factibles a los problemas presentes en ellas.

3.2- DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.

La metodología de esta investigación estará basada en una serie de etapas, las cuales estarán relacionadas cada una entre si, tal como se muestra a continuación.

3.2.1- Etapa N° 1: Búsqueda de información técnica.

En esta etapa de la investigación, se realizará el levantamiento de la información técnica y los datos especificados en las placas de cada una de las bombas y motores de accionamiento de las mismas, siendo esta información la siguiente:

- Información técnica de la bomba: Marca, tipo, modelo, número de etapa, tipo de succión, Curvas de comportamiento (altura de bombeo, potencia, NPSH requerido y eficiencia Vs caudal) y planos.
- Punto de trabajo de la bomba para la cual fue diseñada la planta.
- Datos del motor como son: Velocidad de giro en la cual opera, voltaje, corriente, eficiencia y potencia nominal.
- Datos de los tramos de tubería de succión y descarga: Número de cédula (Schedule), diámetro y longitud de las tuberías, de igual manera altura de los puntos de referencia con respecto al Datum de la bomba y por último los accesorios en el tramo de tubería de la succión y de la descarga de cada bomba a estudiar.



3.2.2- Etapa N° 2: Toma de los datos operacionales.

Después de obtener toda la información técnica referente a cada bomba, se procederá a hacer la toma de datos operacionales de los equipos, los cuales son:

- Características del fluido de trabajo de cada bomba en condiciones de diseño, como lo son: Tipo de fluido, temperatura, gravedad específica, viscosidad, presión de vapor.
- Caudal manejado por la bomba.
- Las presiones en la descarga y la succión en cada bomba o en los puntos de referencia.
- Voltaje y corriente consumida por el motor.

3.2.3- Etapa N° 3: Estimación de los parámetros necesarios para el estudio de operación de las bombas.

Luego de la toma de los datos operacionales, se estimarán todos los parámetros necesarios para el análisis y comparación de las condiciones de diseño y operación de las bombas, como son: Altura de bombeo, caudal máximo de operación segura de la bomba, velocidad específica, velocidad específica de succión, caudal mínimo de operación segura, tipo de impulsor, potencia útil, potencia de accionamiento, potencia del motor, potencia eléctrica.

3.2.4- Etapa N° 4: Análisis y comparación de los parámetros reales con los teóricos.

Luego de estimar cada uno de los parámetros necesarios, se realizará un análisis y comparación de dichos parámetros con los teóricos de operación es decir, se verificara si las bombas a estudiar se encuentran bajo los fenómenos de la cavitación clásica o recirculación.



Este análisis y comparación se aplicará para las condiciones de diseño de la planta y de operación de la misma.

3.2.5- Etapa N° 5: Determinación del consumo en exceso de energía por parte de los equipos de bombeo.

En esta etapa, con los puntos de trabajo de diseño y operación de la planta se calculan las velocidades específicas y con la ayuda de la curva actualizada de Wislicenus, se obtiene la eficiencia en la cual deberían estar operando los equipos de bombeo para dichos puntos de trabajos.

Después se recalculan las potencias de accionamiento, del motor y eléctrica en función de la eficiencia obtenida de la carta actualizada, para así estimar el exceso de consumo de energía por parte de las bombas.

3.2.6- Etapa N° 6: Estimación de las fuerzas axiales y radiales que actúan en los ejes de las bombas.

En esta etapa se estimarán las fuerzas radiales y axiales que actúan en los ejes transmisores de potencia, para las condiciones de diseño de la planta y para las condiciones de operación de la misma.

3.2.7- Etapa N° 7: Estimación de los esfuerzo ocurridos en los ejes de las bombas.

Con las fuerzas radiales y axiales obtenidas en la etapa anterior, se estiman los esfuerzos generados en los ejes de las bombas, para de esta manera determinar si dichos ejes se encuentran en condición insegura de falla por ruptura debido a los efectos de la fatiga.

3.2.8- Etapa N° 8: Diagnostico de operación de las bombas.

Después de realizar lo anteriormente mencionado, se hará un diagnostico de operación de cada bomba, para así saber cuáles de las bombas de estudio se encuentra o



no en estado crítico, sumado a esto se verificará si las bombas fueron bien seleccionadas con respecto a eficiencia y condiciones de operación.

3.2.9- Etapa N° 9: Plantear soluciones factibles y factibilidad económica.

Finalmente en esta etapa se planteará soluciones a los problemas encontrados en cada bomba, para luego estudiar la factibilidad económica de las soluciones planteadas.



4.1.- ETAPA N° 1: BÚSQUEDA DE LA INFORMACIÓN TÉCNICA.

La primera fuente a la que se recurrió para obtener información sobre las bombas, fue la placa de datos que los equipos traen consigo, la cual proporciona información útil y necesaria para su identificación y evaluación.

La información recolectada de cada una de las placas se puede observar en la figura N° 4.1.

NOMBRE _____		FECHA: _____		OPERATIVA _____		NO OPERATIVA _____	
BOMBA							
MARCA:		MODEL:		SIZE:			
GPM:		HEAD (Ft)		MODELO			
RPM:		SERIAL:					
MOTOR							
MARCA:		FRAME:		HP:			
MODEL:		VOLT:		AMP:			
RPM:		EFICIENCIA		TYPE:			
OBSERVACIONES							

Figura N° 4.1. Modelo del formato de recolección de datos de placa.

Recolectar toda esta información, posteriormente resultó de mucha utilidad, ya que la misma es la base de toda la información necesaria con respecto al equipo, es decir, con los datos de placa se puede saber que marca, modelo y tamaño (size) con los cuales se ubicaron las respectivas hojas de datos y planos de cada bomba.

Las hojas de datos son formatos en donde se especifican tanto los puntos de diseño para la cual fue diseñada la planta, como de operación de cada equipo en ese momento. Igualmente contiene datos teóricos del fluido como son: el tipo de fluido, temperatura, gravedad específica, viscosidad, presión de vapor, bajo las condiciones de diseño.



Anexo a la hoja de datos está la curva de la bomba proporcionada por el fabricante, en la cual se observa el valor de altura, eficiencia, $NPSH_R$ y potencia de accionamiento, V_s caudal, además de indicar el diámetro original y el actual del impulsor de cada bomba.

Con respecto a la información necesaria del motor, se ubicó al igual que para las bombas en los datos de placa, en la cual se refleja valores de gran importancia para el estudio como lo son las revoluciones por minuto a las que gira, el voltaje y amperaje nominal que consume, la potencia nominal, la eficiencia que posee y el número de fases de cada motor.

Una vez ubicada y organizada toda la información técnica, se tomaron datos del sistema específicamente de las tuberías a las cuales están conectadas las bombas, datos como son longitudes de tubería desde la brida de succión de la bomba hasta el punto de la tubería donde está conectado el manómetro que indica la presión de succión, igualmente tomar el diferencial de altura del punto de la tubería donde se conecta el manómetro de succión con respecto al Datum de la bomba.

Por último, observar si existen accesorios en el tramo de tubería en estudio y tener que cuantificarlos y clasificarlos para después realizar el cálculo de la pérdida que generan dichos accesorios. Lo descrito anteriormente, se cumple completamente para el tramo de succión y descarga.

4.2.- ETAPA N° 2: TOMA DE LOS DATOS OPERACIONALES.

Los datos operacionales casi en su totalidad fueron tomados en campo con excepción de las características de los fluidos manejados por los equipos en condiciones operacionales, específicamente gravedad específica, viscosidad y presión de vapor, los cuales fueron suministrados por el departamento de proceso de la refinería. Del resto de los datos se recolectaron en su totalidad en campo es decir:



- **Temperatura de operación:** Este valor es tomado en el proceso por un medidor de temperatura el cual envía su señal a través de un transmisor a la consola de la unidad en donde se visualiza fácilmente dicho valor.
- **Caudal de operación:** Este valor fue medido por placas orificios que conectadas a medidores de presión, que a su vez están conectados a convertidores de señal y por último conectados a transmisores, enviando la señal a la consola de la unidad en donde se puede observar el valor deseado.
- **Presión de succión y de descarga de operación:** en la tubería de succión y en la tubería de descarga de cada equipo se encuentran conectados manómetros, los cuales marcan los valores de presión a los cuales está operando el proceso.
- **Voltaje y Amperaje de operación:** existe una sala en la unidad en donde se encuentran las gavetas que contiene los cables que suministran la energía a cada equipo, por tanto, para tomar los valores de voltaje y amperaje, se acceso a dicha sala y con voltímetro y amperímetro se tomaron los datos requeridos, cabe destacar que en algunos de los casos no fue necesario abrir la gaveta ya que se contaba con indicadores digitales en los cuales se observaban los valores deseados.

4.3.- ETAPA N° 3: ESTIMACIÓN DE LOS PARÁMETROS NECESARIOS PARA EL ESTUDIO DE DISEÑO Y OPERACIÓN DE LAS BOMBAS.

En este trabajo de investigación, se realizó el estudio a dos tipos de bombas centrífugas, siendo las siguientes: bomba centrífuga de una sólo etapa de succión simple y bomba centrífuga de una sólo etapa de doble succión, para las cuales se realizan de distinta manera el cálculo de la velocidad específica de succión, fuerza axial total y los esfuerzos en los ejes transmisores de potencia.

4.3.1.- Estimación de los parámetros necesarios para el estudio de diseño y operación de una bomba de una sólo etapa de simple succión.

El estudio se realizará utilizando los datos de la bomba **B-11**. Ver Apéndice A

En la figura N° 4.2 se muestra un esquema representativo de la bomba en estudio, en la cual se muestra las longitudes de los tramos de succión y descarga, así como también las alturas necesarias para determinar la altura de bombeo y la disponibilidad en la brida de descarga.

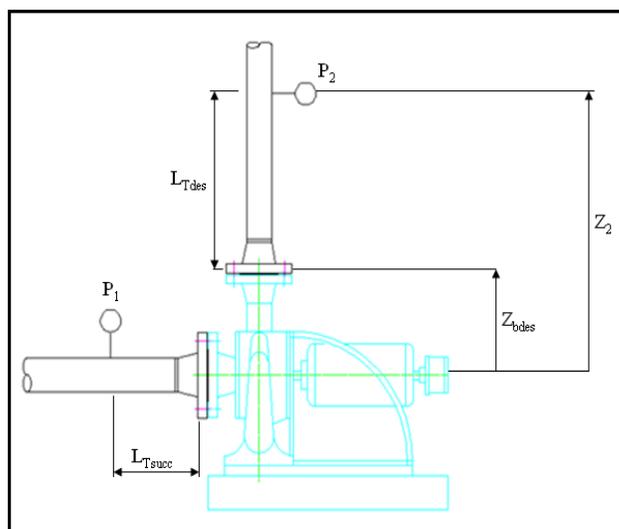


Figura N° 4.2 Esquema representativo de la bomba en estudio

Fase N° 1: Estimación de los parámetros necesarios para el estudio en condiciones de diseño de la planta.

Paso N° 1: Verificación de las condiciones de trabajo del fluido de operación de las bombas.

Para verificar si la bomba trabaja con un fluido viscoso se debe comparar la viscosidad del fluido de operación de la bomba con la viscosidad del agua de la siguiente manera:



Con la viscosidad del agua multiplicada por 20 veces su valor ($\nu_{AGUA} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$), se compara con la viscosidad del fluido $\nu_{FLUIDO} = 1,33459 \cdot 10^{-07} \text{ m}^2 / \text{s}$ y tomando en cuenta lo explicado en la sección **2.2.1.5**, se asume que la bomba se puede trabajar como si su fluido de operación es agua.

Paso N° 2: Cálculo de la potencia útil, accionamiento, del motor y eléctrica en función del punto de diseño de la planta.

Para el cálculo de las potencias, se parte del punto de trabajo de la bomba en condiciones de diseño de la planta, obteniendo primero la potencia útil, seguido por la potencia de accionamiento y del motor, para finalmente estimar la potencia eléctrica que el motor consume.

Todos los detalles de cálculo, se pueden visualizar en el Apéndice B

1. Potencia útil.

Con los datos para la condiciones de diseño de la planta, se obtiene con la ecuación 2.09.

$$\dot{W}_{ud} = 15.282,6564 \text{ W}$$

2. Potencia de accionamiento.

Con la eficiencia extraída de la curva del fabricante para las condiciones de diseño (ver Apéndice A) y la potencia útil anteriormente estimada, se obtiene utilizando la ecuación 2.11.

$$\dot{W}_{ad} = 29.389,72 \text{ W}$$



3. Potencia del motor.

Para la potencia del motor se toma igual que la potencia de accionamiento ya que las pérdidas de energía en el acople son despreciable, por tanto $\eta_a = 100$ % (eficiencia del acople).

Entonces:

$$\dot{W}_{md} = \dot{W}_{ad} = 29.389,72 \text{ W}$$

4. Potencia eléctrica.

Para este caso el fabricante no suministró la eficiencia del motor, por tanto se hace uso de la gráfica de la figura G.8, en la cual se entra con el valor de potencia de accionamiento del punto nominal de la bomba.

Con la potencia de accionamiento del punto nominal $\dot{W}_{an} = 37.284,993 \text{ W}$ se entra al gráfico y se obtiene la eficiencia del motor $\eta_m = 90$ (%).

Sustituyendo los valores en la ecuación 2.15, se obtiene:

$$\dot{W}_{ed} = 32.655,24 \text{ W}$$

Paso N° 3: Estudio de la eficiencia.

Para este estudio se realiza una comparación entre la eficiencia total de la bomba para las condiciones de diseño de la planta, con una eficiencia teórica. Para obtener a tal eficiencia se entra a la gráfica de la figura G.14, con la velocidad específica calculada con el punto de trabajo de la bomba en condiciones de diseño de



la planta y el caudal en unidades del sistema ingles, siendo obtenida con la ecuación 2.21.

$$Ns = \frac{3.550 \times 310^{1/2}}{436,0039^{3/4}} = 655,0755 ; \eta_{td \max} = 66,4436 (\%).$$

Paso N° 4: Cálculo de la potencia de accionamiento, del motor y eléctrica en función de la eficiencia teórica.

Después de haber obtenido la eficiencia teórica se recalculan las potencias de accionamiento, del motor y eléctrica para así poder estimar la potencia que se podría ahorrarse si la bomba estuviera trabajando con dicha eficiencia.

1. Potencia de accionamiento. $\dot{W}_{ad \max} = 23.002,19 \text{ W}$

2. Potencia del motor. $\dot{W}_{md \max} = \dot{W}_{ad \max} = 23.002,19 \text{ W}$

3. Potencia eléctrica. $\dot{W}_{ed \max} = 25.558,31 \text{ W}$

Luego de obtener la potencia eléctrica en función de la eficiencia teórica, se estima el ahorro energético que pudiera haber si la bomba trabajara con dicha eficiencia.

$$\dot{W}_{edhorrada} = 7.096,93 \text{ W}$$



Paso N° 5: Estimación teórica del tipo de impulsor de la bomba.

Para la estimación del tipo de impulsor de la bomba, se calcula la velocidad específica en sistema internacional con los valores de caudal y altura de bombeo del punto nominal de la bomba.

$$n_s = 73,7469 ;$$

Con la figura G.23 y la velocidad específica se determina tipo de impulsor, siendo este **RADIAL LENTO**.

Paso N° 6: Cálculo de la fuerza radial y axial total.

Este caso la bomba es de succión simple (eje en voladizo).

1. Cálculo de la fuerza radial.

Con los valores del ancho a la salida del impulsor, gravedad específica, altura de bombeo en condiciones de diseño de la planta (ver Apéndice A), diámetro mayor del impulsor (ver Apéndice B) y el coeficiente experimental, se obtiene la fuerza radial, con la ayuda de la ecuación 2.35:

$$F_{r_d} = 212,382 \text{ N} .$$

2. Cálculo de la fuerza axial total.

A. Fuerza 1. (Perfil de presiones en la corona anterior del impulsor).

Para la estimación de dicha fuerza se obtiene los parámetros, los cuales son, diámetro del anillo desgaste, relación de giro del fluido entre impulsor y carcaza al giro del impulsor y la velocidad tangencial del fluido a la salida del



impulsor y del anillo de desgastes. Ver detalle de cálculo en el Apéndice B. Por tanto la fuerza 1 se estima con la ecuación 2.36.

$$F_{1d} = 54.825,589 \text{ N}$$

B. Fuerza 2. (Perfil de presiones en la corona posterior del impulsor).

La fuerza 2 se obtiene con la ecuación 2.38, en la cual se mantiene constante los valores velocidad tangencial a la salida del impulsor, relación de giro entre el impulsor y la carcasa, así como también presión de descarga y peso específico,

$$F_{2d} = 66.896,3074 \text{ N}$$

C. Fuerza 3. (Empuje axial generado por la variación de la cantidad de movimiento del fluido).

Con la velocidad en el ojo del impulsor, el caudal en condiciones de diseño de la planta y la densidad del fluido, se obtiene la fuerza 3 con la ecuación 2.39.

$$F_{3d} = 25,687 \text{ N}$$

D. Fuerza 4. (Empuje generado por la presión de succión).

Para obtener la fuerza 4 se utilizó la ecuación 2.41 y se tomó la presión atmosférica $P_{atm} = 101,325 \text{ kPa}$, siendo el valor de esta el siguiente:

$$F_{4d} = 4.732,591 \text{ (N)}$$



Luego de obtener las cuatros fuerzas, se obtiene la fuerza total resultante, haciendo uso de la ecuación 2.42

$$F_{TSSd} = 7.312,438 \text{ N}$$

Paso N° 7: Cálculo de la deflexión a la cual está sometido el eje de transmisión de potencia.

Para realizar el cálculo de la deflexión es necesario conocer el valor de la inercia y las dimensiones de los ejes, las cuales se extrajeron de planos suministrado por el fabricante (Ver detalle de cálculo en el Apéndice C).

$$d_y = 0,23 \text{ mm}$$

Comparando este valor de deflexión con lo establecido por la norma, se determina que hay condición segura.

Paso N° 8: Determinación del factor de seguridad a la fatiga en el cojinete central (Detalle de calculo Apéndice C).

Para determinar el factor de seguridad a fatiga, es necesario calcular el límite de fluencia a la fatiga del material y la combinación de los esfuerzos medios y alternantes (Ver detalle de cálculo en el Apéndice C), para el cálculo del factor de seguridad a la fatiga se utiliza la ecuación 2.98.

$$N_f = \frac{655 \times 172,175}{655 \times 17,299 + 172,175 \times 25,325} \longrightarrow N_f = 7,18$$

Debido a que el factor de seguridad resultó ser mayor a 2 se utiliza la ecuación 2.101 y se concluye que el eje opera bajo una condición segura.



Paso N° 9: Determinación del factor de seguridad a la fatiga en el apoyo del impulsor (Detalle de calculo Apéndice C).

$$N_f = 0,763$$

Debido a que el factor de seguridad resultó ser menor a 1 se utiliza la ecuación 2.99 y se concluye que existe ruptura del eje en esta condición.

Fase N° 2: Estimación de los parámetros necesarios para el estudio en condiciones de operación de la planta.

Para las condiciones de operación de la planta se tomarán las propiedades del fluido igual a las utilizadas en condiciones de diseño ya que el valor de temperatura no varía considerablemente. Por tanto los valores de gravedad específica, viscosidad y presión de vapor se mantienen constantes para los dos casos.

Paso N° 1: Cálculo de la altura de bombeo.

Para determinar la altura de bombeo, se estudiaron los tramos de succión (desde el punto de referencia de presión hasta la brida de succión) y descarga (desde la brida de descarga hasta el punto de referencia de presión). Por tanto se consideraron las pérdidas hidráulicas ocurridas en cada uno de los tramos anteriormente mencionado.

1. Cálculo de pérdidas en los tramos de succión y descarga.

Tramo de succión.

Con la viscosidad del fluido, velocidad del fluido y el diámetro interno de la tubería, se obtiene el número de Reynolds con la ecuación 2.05.



$Re = 1.641.172,3945 > 2100$ (El fluido se desplaza en régimen turbulento).

Luego se calcula el factor de fricción con la ecuación 2.07.

$$f_{succ} = 0,0153294$$

Para este caso el tramo de estudio de succión no posee accesorios.

Finalmente con la longitud del tramo calculan las pérdidas, utilizando la ecuación 2.04.

$$h_{fsucc} = 2,96891 * 10^{-3} \text{ m.c.f}$$

Tramo de descarga.

$Re = 3.244.332,979 > 2.100$ (El fluido se desplaza en régimen turbulento).

Luego se calcula el factor de fricción con la ecuación 2.07.

$$f_{des} = 0,017461353$$

Finalmente se obtiene las pérdidas en el tramo de descarga con la ecuación 2.04.

$$h_{fdes} = 0,10211 \text{ m.c.f}$$

Con las pérdidas en los dos tramos (succión y descarga), y con los datos en condiciones de operación de la bomba, se estima la altura de bombeo con la ecuación 2.08.



$$H_{Bop} = 127,6411 \text{ m.c.f}$$

El punto de trabajo de bomba en condiciones de operación se muestra en la tabla N° 4.01.

Tabla N° 4.01 Punto de trabajo de la bomba en condiciones de operación.

$Q_{op} \text{ m}^3 / \text{s} / \text{gpm}$	0,02681133 / 425
$H_{Bop} \text{ m.c.f} / \text{ft.c.f}$	127,6411 / 418,0121
$\eta_{top} \%$	62

Paso N° 2: Cálculo de la potencia útil, accionamiento, eléctrica y del motor eléctrico.

En este paso se aplicó la misma metodología de cálculo, utilizada para las condiciones de diseño de la planta (ver detalle de cálculo en el Apéndice B)

1. Potencia útil. $\dot{W}_{uop} = 20.122,417 \text{ W}$

2. Potencia de accionamiento. $\dot{W}_{aop} = 32.455,51 \text{ W}$

3. Potencia del motor. $\dot{W}_{mop} = \dot{W}_{aop} = 32.455,51 \text{ W}$

4. Potencia Eléctrica. $\dot{W}_{eop} = 33.684,9241 \text{ W}$

Paso N° 3: Estudio de la eficiencia.

$$Ns = 790,5714 ; \eta_{top\max} = 71,33 (\%).$$



Paso N° 4: Cálculo de la potencia de accionamiento, del motor y eléctrica en función de la eficiencia teórica.

Después de haber obtenido la eficiencia teórica, se recalculan las potencias de accionamiento, del motor y eléctrica para así poder estimar la potencia que se podría ahorrarse si la bomba estuviera trabajando con dicha eficiencia.

1. Potencia de accionamiento. $\dot{W}_{aop\max} = 28.210,31 \text{ W}$

2. Potencia del motor. $\dot{W}_{mop\max} = \dot{W}_{aop\max} = 28.210,31 \text{ W}$

3. Potencia eléctrica. $\dot{W}_{eop\max} = 31.344,78 \text{ W}$

Por tanto el ahorro energético es el siguiente.

$$\dot{W}_{eophorrada} = 2.340.14 \text{ W}$$

Paso N° 5: Caudal mínimo de operación de la bomba.

Para determinar el caudal mínimo de operación, se debe obtener antes la velocidad específica de succión en unidades del sistema ingles, haciendo uso de la ecuación 2.28, siendo los valores de caudal y carga neta positiva de succión requerida (NPSHr) para el punto de máxima eficiencia de la bomba.

$$S = 13.925,1674$$

Donde el porcentaje de recirculación es $R_i = 88 \%$



Por tanto el caudal mínimo de operación es

$$Q_{\min} = 528 \text{ gpm} = 3,331162 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 / \text{s} .$$

Paso N° 6: Cálculo del caudal máximo de operación.

Para obtener el caudal máximo de operación se construye la curva del NPSH disponible, para lo cual los valores correspondiente al 20%, 40%, 60%, 80%, 100% y 120% del caudal nominal de la bomba. Ver detalle de cálculo en el Apéndice B

Se asume que el caudal máximo de operación, es el mayor caudal entregado por la bomba, ya que no hay corte entre las curvas del NPSH disponible NPSH requerido.

Paso N° 7: Cálculo de la fuerza radial y axial total.

La estimación de las fuerzas radial y axial total, se realiza aplicando la misma metodología de cálculo utilizada para las condiciones de diseño, ver detalle de cálculo en el Apéndice B

1. Fuerza radial.

$$F_{rd} = 311,0908 \text{ N}$$

2. Cálculo de la fuerza axial total.

A. Fuerza 1. (Perfil de presiones en la corona anterior del impulsor).

$$F_{1op} = 53.253,43 \text{ N}$$



B. Fuerza 2. (Perfil de presiones en la corona posterior del impulsor).

$$F_{2op} = 65.011,6855 \text{ N}$$

C. Fuerza 3. (Empuje axial generado por la variación de la cantidad de movimiento del fluido).

$$F_{3op} = 48,2089 \text{ N}$$

D. Fuerza 4. (Empuje generado por la presión de succión).

$$F_{4op} = 4.732,5916 \text{ N}$$

Luego de obtener las cuatros fuerzas, se obtiene la fuerza total resultante,

$$F_{TSSop} = 6.977,4537 \text{ N}$$

Paso N° 8: Deflexión del eje (Detalle de cálculo Apéndice C).

$$d_y = 0,2178 \text{ mm}$$

Comparada con la norma con este valor de deflexión hay condición segura.

Paso N° 9: Factor de seguridad a la fatiga en el cojinete central (Detalle de cálculo Apéndice C).

$$N_f = 7,4136$$



Paso N° 10: Factor de seguridad en el apoyo del impulsor (Detalle de cálculo Apéndice C).

$$N_f = 0,8315$$

Con estos factores de seguridad se asegura que el eje no esta en riesgo de romperse en el cojinete central mas en el apoyo del impulsor si hay riesgo de ruptura.

4.3.2- Estimación de los parámetros necesarios para el estudio de operación de una bomba una sola etapa de doble succión.

Para la estimación de los parámetros necesarios en el caso de las bombas de doble succión se realiza de la misma manera que las de simple succión, por tanto sólo se representará el cálculo del caudal mínimo de operación segura, las fuerzas radiales y axiales, y los esfuerzos ocurridos en el eje, para los otros cálculos sólo se representaran los valores, ver detalle de cálculo en el Apéndice B.

Fase N° 1: Estimación de los parámetros necesarios para el estudio en condiciones de diseño de la planta.

Paso N° 1: Verificación de las condiciones de trabajo del fluido de operación de las bombas.

Con la viscosidad del agua multiplicada por 20 veces su valor ($\nu_{AGUA} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$), se compara con la viscosidad del fluido ($\nu_{FLUIDO} = 3,22537 \cdot 10^{-07} \text{ m}^2 / \text{s}$) y tomando en cuenta lo explicado en la sección **2.2.1.5**, se asume que la bomba se puede trabajar como si su fluido de operación es agua.



Paso N° 2: Potencia de útil, accionamiento, del motor y eléctrica en función del punto de diseño de la planta.

1. Potencia útil. $\dot{W}_{ud} = 93.757,217 \text{ W}$.

2. Potencia de accionamiento. $\dot{W}_{ad} = 109.019,978 \text{ W}$.

3. Potencia del motor. $\dot{W}_{md} = \dot{W}_{ad} = 109.019,978 \text{ W}$.

4. Potencia eléctrica. $\eta_m = 90,5\%$; $\dot{W}_{ed} = 120.464,0857 \text{ W}$.

La eficiencia del motor se obtiene de la misma manera como en el caso de la bomba de simple succión.

Paso N° 3: Estudio de la eficiencia. $N_s = 2.385,049863$; $\eta_{td\max} = 86,632$

(%). Esta eficiencia se compara con la eficiencia total de la bomba en condiciones de diseño de la planta.

Paso N° 4: Potencia de accionamiento, del motor y eléctrica en función de la eficiencia teórica.

1. Potencia de accionamiento. $\dot{W}_{ad\max} = 145,131 \text{ W}$.

2. Potencia del motor. $\dot{W}_{md\max} = \dot{W}_{ad\max} = 145,131 \text{ W}$.

3. Potencia eléctrica. $\dot{W}_{ed\max} = 160,366 \text{ W}$.



Luego estima el ahorro energético que pudiera haber si la bomba trabajara con dicha eficiencia.

$$\dot{W}_{edhorrada} = 1,178 \text{ W}$$

Paso N° 5: Estimación teórica del tipo de impulsor de la bomba.

$$n_s = 185,685; \text{ Tipo de Impulsor: RADIAL RÁPIDO.}$$

Paso N° 6: Cálculo de la fuerza radial y axial total.

1. Cálculo de la fuerza radial.

$$F_{rd} = 1.409,566238 \text{ N .}$$

2. Cálculo de la fuerza axial total.

A. Fuerza 1. (Perfil de presiones en la corona anterior del impulsor).

$$F_{1d} = 116.147,134 \text{ N}$$

B. Fuerza 3. (Empuje axial generado por la variación de la cantidad de movimiento del fluido).

Ver detalle de cálculo en el Apéndice B.

$$F_{3d} = 321,729 \text{ N}$$

C. Fuerza 4. (Empuje generado por la presión de succión).

Ver detalle de cálculo en el Apéndice B.



$$F_{4d} = 49.337,772 \text{ N}$$

Luego de obtener las tres fuerzas, se obtiene la fuerza total resultante, utilizando la ecuación 2.45.

$$F_{TDSd} = 116.147,134 + 321,729 + 49.337,772 = 165.806,635 \text{ N}$$

Paso N° 8: Deflexión del eje (Detalle de cálculo Apéndice C).

$$d_{yD} = 0,2231 \text{ mm}$$

Comparada con la norma con este valor de deflexión hay condición segura.

Paso N° 9: Factor de seguridad a la fatiga en el cojinete central (Detalle de cálculo Apéndice C).

$$N_f = 2,13$$

Paso N° 10: Factor de seguridad en el apoyo del impulsor (Detalle de cálculo Apéndice C).

$$N_f = 2,36$$

Con estos factores de seguridad se asegura que el eje no esta en riesgo de romperse en ninguno de los dos casos estudiados.

Fase N° 2: Estimación de los parámetros necesarios para el estudio en condiciones de operación de la planta.

Paso N° 1: Cálculo de la altura de bombeo.



1. Cálculo de pérdidas en los tramos de succión y descarga.

- **Tramo de succión.** $V_1 = 0,69949 \text{ m/s}$; $Re = 929.627,35$; $f_{succ} = 0,013624692$; $h_{fsucc} = 0,00410353 \text{ m.c.f.}$
- **Tramo de descarga.** $V_2 = 1,39785383 \text{ m/s}$; $Re = 1.314.155,747$; $f_{des} = 0,013880294$; $h_{fdes} = 0,011094483 \text{ m.c.f.}$

Por tanto la altura de bombeo para las condiciones de operación es.

$$H_{Bop} = 55,937976 \text{ m.c.f.}$$

Por tanto el punto de trabajo de bomba en condiciones de operación se muestra en la tabla N° 4.03.

Tabla N° 4.03 Punto de trabajo de la bomba en condiciones de operación.

$Q_{op} \text{ m}^3/\text{s} / \text{gpm}$	0,100944314 / 1.600
$H_{Bop} \text{ m.c.f} / \text{ft.c.f}$	46,93977 / 154,00187
$\eta_{top} \%$	63,5

Paso N° 2: Potencia útil, accionamiento, eléctrica y del motor eléctrico.

1. Potencia útil. $\dot{W}_{uop} = 51.518,2393 \text{ W}$

2. Potencia de accionamiento. $\dot{W}_{aop} = 81.131,0274 \text{ W}$

3. Potencia del motor. $\dot{W}_{mop} = \dot{W}_{aop} = 81.131,0274 \text{ W}$



4. Potencia Eléctrica. $\dot{W}_{eop} = 104.970,9032 \text{ W}$

Paso N° 3: Estudio de la eficiencia. $N_s = 1.419,934$; $\eta_{top\max} = 82,645 \text{ (\%)}$. Esta eficiencia se compara con la eficiencia total de la bomba en condiciones de operación.

Paso N° 4: Potencia de accionamiento, del motor y eléctrica en función de la eficiencia teórica.

1. Potencia de accionamiento. $\dot{W}_{aop\max} = 62.336,706 \text{ W}$.

2. Potencia del motor. $\dot{W}_{mop\max} = \dot{W}_{aop\max} = 62.336,706 \text{ W}$.

3. Potencia eléctrica. $\dot{W}_{eop\max} = 68.880,297 \text{ W}$.

Luego estima el ahorro energético que pudiera haber si la bomba trabajara con dicha eficiencia.

$$\dot{W}_{eophorrada} = 36.090,531 \text{ W}$$

Paso N° 5: Caudal mínimo de operación de la bomba.

Ver detalle de cálculo en el Apéndice B.

$$S = 9.122,6162$$

$$Q_{\min} = 2.640 \text{ gpm} = 0,166558 \text{ m}^3 / \text{s}$$



Paso N° 6: Cálculo del caudal máximo de operación.

Para el estudio de esta bomba no hay corte entre la curva del NPSH requerido ni el disponible, por tanto se asume que el caudal máximo de operación, es el mayor caudal entregado por la bomba. Ver Apéndice B

Paso N° 7: Cálculo de la fuerza radial y axial total.

1. Fuerza radial.

$$F_{rop} = 1.679,775616 \text{ N}$$

2. Cálculo de la fuerza axial total.

A. Fuerza 1. (Perfil de presiones en la corona anterior del impulsor).

$$F_{1op} = 121.229,719 \text{ N}$$

B. Fuerza 3. (Empuje axial generado por la variación de la cantidad de movimiento del fluido).

$$F_{3op} = 68,402 \text{ N}$$

C. Fuerza 4. (Empuje generado por la presión de succión).

$$F_{4op} = 49.339,069 \text{ N}$$

Luego de obtener las tres fuerzas, se obtiene la fuerza total resultante.

$$F_{TDSop} = 121.229,719 + 273,608 + 49.339,069 = 170.842,398 \text{ N}$$



Paso N° 8: Deflexión del eje (Detalle de cálculo Apéndice C)..

$$d_y = 0,2708 \text{ mm}$$

Comparada con la norma con este valor de deflexión hay condición segura.

Paso N° 9: Factor de seguridad a la fatiga en el punto de apoyo del impulsor (Detalle de cálculo Apéndice C).

$$N_f = 2,1406$$

Paso N° 10: Factor de seguridad en el punto de apoyo en los cojinetes laterales (Detalle de cálculo Apéndice C).

$$N_f = 2,5517$$

Con estos factores de seguridad se asegura que el eje no esta en riesgo de romperse en ninguno de los dos casos estudiados.

4.4.- SELECCIÓN DE LOS NUEVOS EQUIPOS DE BOMBEO.

La selección de los nuevos equipos bombeo se realiza a través de un programa suministrado por la empresa (FLOWSERVE Pumps Division), llamado PROS+, el cual posee almacenada en su base de dato un número considerable de bombas que actualmente se encuentren en el mercado.

A través del punto de trabajo y las propiedades del fluido se puede seleccionar una bomba con una mejor eficiencia que la actual y condiciones de operación del punto de vista mecánico deseables. Ver detalle de la selección en apéndice D, en el caso específico de la



CAPÍTULO IV: DESARROLLO



bomba B-11 la inversión inicial requerida para la compra del equipo nuevo se recuperara al cabo de 10 años, ver detalle de factibilidad económica en el apéndice E.



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS



Tabla 5.02 Punto de trabajo de los Equipos en las distintas condiciones de operación.

Equipo.	Altura De Bombeo De Diseño (mcf).	Caudal De Diseño (m^3 / s).	Caudal De Diseño (gpm)	Altura De Bombeo De Operación (mcf).	Caudal De Operación (m^3 / s).	Caudal De Operación (gpm)	Altura Nominal (mcf).	Caudal Nominal (m^3 / s).	Caudal Nominal (gpm).
B-01	128,01	0,00445	705	128,45	0,00445	705	105,46	0,00694	1100
B-02	128,01	0,00445	705	135,23	0,00189	300	110,20	0,00694	1100
B-03	131,06	0,00473	750	128,02	0,00505	800	110,20	0,00694	1100
B-04	79,24	0,01319	2090	85,35	0,00946	1500	79,25	0,01161	1840
B-05	178,31	0,00252	400	173,80	0,00268	424	176,79	0,00419	664
B-06	246,90	0,00505	800	262,18	0,00347	550	231,65	0,00612	970
B-07	234,70	0,00114	180	239,36	0,00095	150	204,22	0,00379	600
B-08	180,44	0,0008	127	181,967	0,00063	100	156,97	0,00209	332
B-09	48,15	0,0029	459	50,229	0,00252	400	40,54	0,0038	602,88
B-10	147,82	0,00196	310	167,814	0,00126	200	157,09	0,00208	329,6
B-11	132,90	0,00196	310	127,716	0,00268	425	110,95	0,00379	600
B-12	73,15	0,0135	2140	59,519	0,01735	2750	75,97	0,01735	2750



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS



Tabla 5.02 Punto de trabajo de los Equipos en las distintas condiciones de operación (continuación).

Equipo.	Altura De Bombeo De Diseño (mcf).	Caudal De Diseño (m^3 / s).	Caudal De Diseño (gpm)	Altura De Bombeo De Operación (mcf).	Caudal De Operación (m^3 / s).	Caudal De Operación (gpm)	Altura Nominal (mcf).	Caudal Nominal (m^3 / s).	Caudal Nominal (gpm).
B-13	79,55	0,00479	760	85,466	0,0041	650	247,00	0,00512	811,35
B-14	51,8	0,00066	105	59,630	0,00033	52	76,60	0,00098	155,14
B-15	78,3	0,00019	30	58,749	0,00039	62,5	77,00	0,00039	61,315
B-16	125,57912	0,01763	2795	123,689	0,01893	3000	112,78	0,02461	3900
B-17	64	0,00118	187	65,328	0,0008	126,8016	73,00	0,00225	356,6295
B-18	451,414	0,00026	41	497,03	0,00014	21,5	429,77	0,00028	45
B-19	344,428	0,00016	25	378,012	0,00013	20	338,33	0,00016	26
B-20	35,662	0,00025	38,833	42,586	0,00008	12,68016	43,00	0,0003	47,5506
B-21	112	0,00165	262	119,881	0,0014	221,9028	102,50	0,002	317,004
B-22	176,5	0,00183	290	187,239	0,0013	206,0526	176,00	0,00225	356,6295
B-23	78	0,00112	178	80,766	0,0008	126,8016	68,50	0,0025	396,255
B-24	46,939	0,02189	3470	55,937	0,01009	1600	41,45	0,02776	4400



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS



Tabla 5.02 Punto de trabajo de los Equipos en las distintas condiciones de operación (continuación).

Equipo.	Altura De Bombeo De Diseño (mcf).	Caudal De Diseño (m^3 / s).	Caudal De Diseño (gpm)	Altura De Bombeo De Operación (mcf).	Caudal De Operación (m^3 / s).	Caudal De Operación (gpm)	Altura Nominal (mcf).	Caudal Nominal (m^3 / s).	Caudal Nominal (gpm).
B-25	179,834	0,00061	96	180,018	0,00063	100	131,07	0,00141	224
B-26	128,931	0,00032	50	130,747	0,00025	40	112,78	0,00107	170
B-27	53,645	0,00445	705	46,019	0,00568	900	56,08	0,00505	800
B-28	316,995	0,00435	690	317,225	0,00435	690	311,20	0,00858	1360
B-29	107	0,00173	275	120,965	0,00088	140	113	0,00192	305
B-30	61	0,00142	224,53	73,46	0,00058	92,4595	58	0,00155	245,6781



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS



Tabla 5.07 Estudio de cavitación y recirculación con el punto de diseño de la planta.

Equipo	Caudal De Diseño (m^3 / s).	Caudal De Diseño (gpm).	Caudal máximo (m^3 / s).	Caudal máximo (gpm).	Caudal mínimo (m^3 / s).	Caudal mínimo (gpm).	¿La Bomba Cavita?	¿La Bomba Recircula?
B-01	0,044	705	0,082	1300	0,0347	550	NO	NO
B-02	0,044	705	0,082	1300	0,0347	550	NO	NO
B-03	0,047	750	0,075	1189	0,0347	550	NO	NO
B-04	0,131	2090	0,138	2187	0,1102	1748	NO	NO
B-05	0,025	400	0,031	491	0,0219	349	NO	NO
B-06	0,050	800	0,065	1030	0,0535	849	NO	SI
B-07	0,011	180	0,044	697	0,0325	516	NO	SI
B-08	0,008	127	0,025	396	0,0130	207	NO	SI
B-09	0,029	459	0,044	697	0,0304	482	NO	SI
B-10	0,019	310	0,019	301	0,0137	218	NO	NO
B-11	0,019	310	0,045	713	0,0333	528	NO	SI
B-12	0,135	2140	0,211	3344	0,1145	1815	NO	NO



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS



Tabla 5.07 Estudio de cavitación y recirculación con el punto de diseño de la planta (continuación).

Equipo	Caudal De Diseño (m^3 / s).	Caudal De Diseño (gpm).	Caudal máximo (m^3 / s).	Caudal máximo (gpm).	Caudal mínimo (m^3 / s).	Caudal mínimo (gpm).	¿La Bomba Cavita?	¿La Bomba Recircula?
B-13	0,048	760	0,06	951	0,035	555	NO	NO
B-14	0,0066	105	0,011	174	0,004	63,4	NO	NO
B-15	0,0018	30	0,004	63,4	0,002	31,7	NO	SI
B-16	0,176	2795	0,283	4486	0,147	2330	NO	NO
B-17	0,011	187	0,019	301	0,011	174	NO	NO
B-18	0,0025	41	0,003	47,6	0,001	15,9	NO	NO
B-19	0,0015	25	0,001	15,9	0,0006	9,51	NO	NO
B-20	0,0024	38,83	0,003	47,6	0,001	15,9	NO	NO
B-21	0,016	262	0,024	380	0,013	206	NO	NO
B-22	0,018	290	0,024	380	0,015	238	NO	NO
B-23	0,011	178	0,023	365	0,012	190	NO	SI



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS



Tabla 5.07 Estudio de cavitación y recirculación con el punto de diseño de la planta (continuación).

Equipo	Caudal De Diseño (m^3 / s).	Caudal De Diseño (gpm).	Caudal máximo (m^3 / s).	Caudal máximo (gpm).	Caudal mínimo (m^3 / s).	Caudal mínimo (gpm).	¿La Bomba Cavita?	¿La Bomba Recircula?
B-24	0,219	3470	0,334	5294	0,166	2631	NO	NO
B-25	0,0060	96	0,017	269	0,009	143	NO	NO
B-26	0,0031	50	0,013	206	0,006	95,1	NO	SI
B-27	0,044	705	0,063	999	0,035	555	NO	NO
B-28	0,0435	690	0,103	1633	0,043	682	NO	NO
B-29	0,0173	275	0,023	365	0,012	190	NO	NO
B-30	0,0141	224,5	0,019	301	0,007	111	NO	NO



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS



Tabla 5.08 Estudio de cavitación y recirculación con el punto de operación de la planta.

Equipo	Caudal De operación (m^3 / s).	Caudal De operación (gpm).	Caudal máximo (m^3 / s).	Caudal máximo (gpm).	Caudal mínimo (m^3 / s).	Caudal mínimo (gpm).	¿La Bomba Cavita?	¿La Bomba Recircula?
B-01	0,444	705	0,082	1300	0,0347	550	NO	NO
B-02	0,019	300	0,082	1300	0,0347	550	NO	SI
B-03	0,05	800	0,075	1189	0,0347	550	NO	NO
B-04	0,094	1500	0,138	2187	0,1102	1748	NO	SI
B-05	0,026	424	0,031	491	0,0219	349	NO	NO
B-06	0,034	550	0,065	1030	0,0535	849	NO	SI
B-07	0,009	150	0,044	697	0,0325	516	NO	SI
B-08	0,006	100	0,025	396	0,0130	207	NO	SI
B-09	0,025	400	0,044	697	0,0304	482	NO	SI
B-10	0,012	200	0,019	301	0,0137	218	NO	SI
B-11	0,026	425	0,045	713	0,0333	528	NO	SI
B-12	0,173	2750	0,211	3344	0,1145	1815	NO	NO



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS



Tabla 5.08 Estudio de cavitación y recirculación con el punto de operación de la planta (continuación).

Equipo	Caudal De operación (m^3 / s).	Caudal De operación (gpm).	Caudal máximo (m^3 / s).	Caudal máximo (gpm).	Caudal mínimo (m^3 / s).	Caudal mínimo (gpm).	¿La Bomba Cavita?	¿La Bomba Recircula?
B-13	0,041	650	0,06	951	0,035	555	NO	NO
B-14	0,003	52	0,011	174	0,004	63,4	NO	SI
B-15	0,004	62,5	0,004	63,4	0,002	31,7	NO	NO
B-16	0,190	3000	0,283	4486	0,147	2330	NO	NO
B-17	0,008	126,8	0,019	301	0,011	174	NO	SI
B-18	0,0013	21,5	0,003	47,6	0,001	15,9	NO	NO
B-19	0,0012	20	0,001	15,9	0,0006	9,51	NO	NO
B-20	0,0008	12,68	0,003	47,6	0,001	15,9	NO	SI
B-21	0,014	221,9	0,024	380	0,013	206	NO	NO
B-22	0,013	206,05	0,024	380	0,015	238	NO	SI
B-23	0,008	126,8	0,023	365	0,012	190	NO	SI
B-24	0,1009	1600	0,334	5294	0,166	2631	NO	SI



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS



Tabla 5.08 Estudio de cavitación y recirculación con el punto de operación de la planta (continuación).

Equipo	Caudal De operación (m^3 / s).	Caudal De operación (gpm).	Caudal máximo (m^3 / s).	Caudal máximo (gpm).	Caudal mínimo (m^3 / s).	Caudal mínimo (gpm).	¿La Bomba Cavita?	¿La Bomba Recircula?
B-25	0,006	100	0,017	269	0,009	143	NO	SI
B-26	0,002	40	0,013	206	0,006	95,1	NO	SI
B-27	0,056	900	0,063	999	0,035	555	NO	NO
B-28	0,043	690	0,103	1633	0,043	682	NO	NO
B-29	0,008	140	0,023	365	0,012	190	NO	SI
B-30	0,00583	92,45	0,019	301	0,007	111	NO	SI



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS



Tabla 5.13 Tabla indicativa del estado operativo de cada bomba.

Equipo	Q op (m ³ /s)	Q op (gpm)	¿Cavita?	¿Recircula?	Rup Max Momento	Rup Max concentrador K	Deflexión
B-01	0,0045	705	NO	NO	Segura	Falla	Critica
B-02	0,0019	300	NO	SI	Segura	Insegura	Segura
B-03	0,0051	800	NO	NO	Segura	Segura	Segura
B-04	0,0095	1500	NO	SI	Segura	Segura	Segura
B-05	0,0027	424	NO	NO	Segura	Falla	Segura
B-06	0,0035	550	NO	SI	Insegura	Falla	Segura
B-07	0,001	150	NO	SI	Segura	Segura	Segura
B-08	0,0006	100	NO	SI	Segura	Segura	Segura
B-09	0,0025	400	NO	SI	Segura	Insegura	Segura
B-10	0,0013	200	NO	SI	Segura	Falla	Segura
B-11	0,0027	425	NO	SI	Segura	Falla	Segura
B-12	0,0174	2750	NO	NO	Segura	Segura	Segura
B-13	0,0041	650	NO	NO	Segura	Segura	Segura
B-14	0,0003	52	NO	SI	Segura	Insegura	Segura
B-15	0,0004	62,5	NO	NO	Segura	Segura	Segura

Donde Q op: caudal de operación, Rup Max Momento: Condición en la que se encuentra el eje debido al máximo momento soportado (cojinete central simple succión, apoyo del impulsor succión doble, Rup Max concentrador K: Condición en la que se encuentra el eje debido a la mayor concentración de esfuerzos (apoyo del impulsor simple succión, cojinete central doble succión).



Tabla 5.13 Tabla indicativa del estado operativo de cada bomba (continuación).

Equipo	Q op (m ³ /s)	Q op (gpm)	¿Cavita?	¿Recircula?	Rup Max Momento	Rup Max concentrador K	Deflexión
B-16	0,0189	3000	NO	NO	Insegura	Segura	Segura
B-17	0,0008	126,8	NO	SI	Segura	Insegura	Segura
B-18	0,0001	21,5	NO	NO	Segura	Insegura	Segura
B-19	0,0001	20	NO	NO	Segura	Insegura	Segura
B-20	8E-05	12,68	NO	SI	Segura	Insegura	Segura
B-21	0,0014	221,9	NO	NO	Segura	Falla	Segura
B-22	0,0013	206,05	NO	SI	Segura	Falla	Segura
B-23	0,0008	126,8	NO	SI	Segura	Critica	Segura
B-24	0,0101	1600	NO	SI	Insegura	Segura	Segura
B-25	0,0006	100	NO	SI	Falla	Falla	Desgaste
B-26	0,0003	40	NO	SI	Segura	Insegura	Segura
B-27	0,0057	900	NO	NO	Segura	Segura	Segura
B-28	0,0044	690	NO	NO	Segura	Falla	Segura
B-29	0,0009	140	NO	SI	Segura	Critica	Segura
B-30	0,0006	92,45	NO	SI	Segura	Falla	Desgaste

Donde Q op: caudal de operación, Rup Max Momento: Condición en la que se encuentra el eje debido al máximo momento soportado (cojinete central simple succión, apoyo del impulsor succión doble, Rup Max concentrador K: Condición en la que se encuentra el eje debido a la mayor concentración de esfuerzos (apoyo del impulsor simple succión, cojinete central doble succión).



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS



Tabla 5.14 Tabla comparativa de propiedades relevantes entre las bombas instaladas y las propuestas por reemplazo.

Equipo	Altura De Bombeo (mcf)	Q op (gpm)	Q nominal instalada (gpm)	Q nominal nueva (gpm)	$\Delta\%$ de la bomba instalada	$\Delta\%$ de la bomba nueva	P op (W)	P n (W)	ΔP (W)	η op	η n	$\Delta\eta$
B-01	128,45	705	1100	680	35.9	3.67	63234	60960	1134	67,00	69,50	2,50
B-02	135,23	300	1100	630	72.72	52.38	50416	31304	19111	38,00	61,20	23,20
B-04	85,35	1500	1840	2000	18.47	25	77178	76456	722	74,00	74,70	0,70
B-05	173,80	424	664	450	36.14	5.77	59577	63905	N/A	60,50	56,40	N/A
B-06	262,18	550	970	720	43.29	23.61	118312	118934	N/A	57,50	57,20	N/A
B-07	239,36	150	600	230	75	34.78	43724	35279	8445	33,00	40,90	7,90
B-08	181,967	100	332	110	69.87	9.09	17764	18909	N/A	38,00	35,70	N/A
B-09	50,229	400	602.88	500	33.65	20	13114	11905	1209	65,00	71,60	6,60
B-10	167,814	200	329.6	280	39.32	28.57	25296	26169	N/A	54,00	52,20	N/A
B-11	127,716	425	600	480	29.16	11.45	36085	34741	1344	62,00	64,40	2,40
B-12	59,519	2750	2750	2800	0	1.78	95439	90126	5314	79,70	84,40	4,70
B-13	85,466	650	811.35	840	19.88	22.61	33874	32866	1007	75,00	77,30	2,30
B-14	59,630	52	155.14	92	66.48	43.47	6235	5303	931	41,00	48,20	7,20
B-15	58,749	62.5	61	110	1.93	43.18	7028	5819	1210	38,00	45,90	7,90
B-17	65,328	126.8	357	180	64.44	29.56	9676	424	1134	48,00	50,20	2,20
B-20	42,586	12.68	476	17	97.33	25.41	1719	1688	31	20,00	20,10	0,10
B-21	119,881	221.9	317	320	30	30.65	25895	23461	2434	53,00	58,50	5,50
B-22	187,239	206.05	357	280	42.22	26.41	39937	33535	6402	44,00	52,40	8,40
B-23	80,766	126.8	396	190	68	33.26	11368	10658	710	48,00	51,20	3,20

Q nominal instalada: Caudal nominal de la bomba instalada, Q nominal nueva: Caudal nominal de la bomba nueva propuesta, $\Delta\%$ de la bomba instalada: variación porcentual del caudal de operación con respecto al caudal nominal de la bomba instalada, $\Delta\%$ de la bomba nueva: variación porcentual del caudal de operación con respecto al caudal nominal de la bomba nueva propuesta, P op: Potencia operacional, P n: potencia de la bomba nueva propuesta, ΔP : Variación de la potencia al cambiar la bomba instalada por la nueva propuesta, η op: eficiencia de la bomba operando con el caudal de operación en la bomba instalada, η n: Eficiencia de la bomba nueva propuesta operando con el caudal de operación, $\Delta\eta$: variación de eficiencias.



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS



Tabla 5.14 Tabla comparativa de propiedades relevantes entre las bombas instaladas y las propuestas por reemplazo.

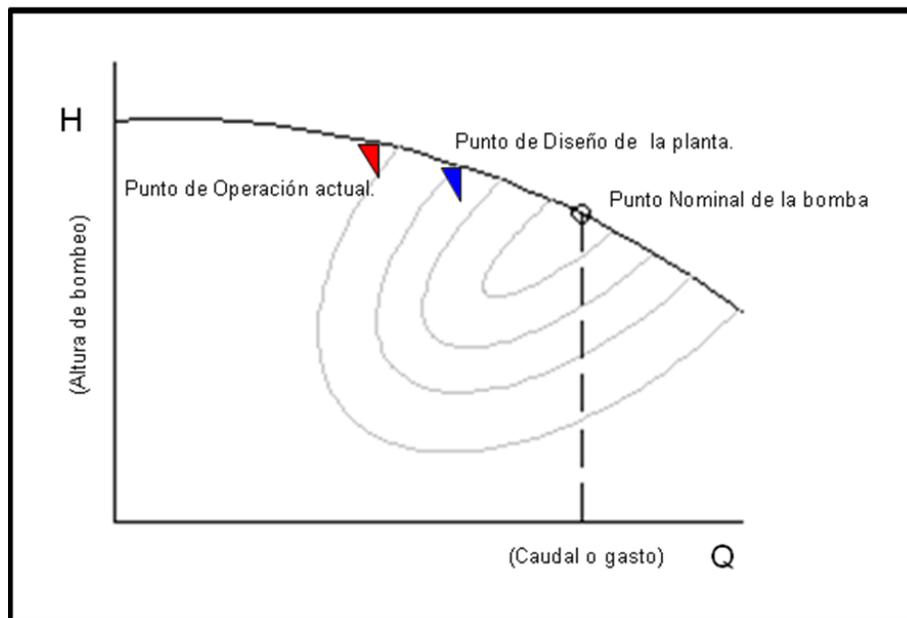
Equipo	Altura De Bombeo (mcf)	Q op (gpm)	Q nominal instalada (gpm)	Q nominal nueva (gpm)	$\Delta\%$ de la bomba instalada	$\Delta\%$ de la bomba nueva	P op (W)	P n (W)	ΔP (W)	η op	η n	$\Delta\eta$
B-24	55,937	1600	4400	1700	63.63	5.88	89646	71158	18489	63,50	80,00	16,50
B-25	180,018	100	224	120	55.35	16.66	24479	19769	4709	34,00	42,10	8,10
B-26	130,747	40	170	52	76.47	23.07	16263	11599	4664	21,00	29,40	8,40
B-27	46,019	900	800	970	12.5	7.21	41730	40023	1707	75,00	78,20	3,20
B-28	317,225	690	1360	1300	49.26	46.92	133875	135458	N/A	60,00	59,30	N/A
B-29	120,965	140	305	200	54.09	30	26593	22917	3677	43,00	49,90	6,90
B-30	73,46	92.45	246	104	62.36	11.1	11745	8199	3546	40,00	57,30	17,30

Q nominal instalada: Caudal nominal de la bomba instalada, Q nominal nueva: Caudal nominal de la bomba nueva propuesta, $\Delta\%$ de la bomba instalada: variación porcentual del caudal de operación con respecto al caudal nominal de la bomba instalada, $\Delta\%$ de la bomba nueva: variación porcentual del caudal de operación con respecto al caudal nominal de la bomba nueva propuesta, P op: Potencia operacional, P n: potencia de la bomba nueva propuesta, ΔP : Variación de la potencia al cambiar la bomba instalada por la nueva propuesta, η op: eficiencia de la bomba operando con el caudal de operación en la bomba instalada, η n: Eficiencia de la bomba nueva propuesta operando con el caudal de operación, $\Delta\eta$: variación de eficiencias.

La variación porcentual del caudal de operación con respecto a los caudales nominales tanto de la bomba instalada como la nueva propuesta es un factor determinante ya que con éste se evidencia que en la gran mayoría de los casos, el caudal de operación está más cercano al punto nominal de las nuevas bombas propuestas, con lo cual se evitaban las fallas mecánicas discutidas en este trabajo.

5.1.- RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADO DE LOS PARÁMETROS CALCULADOS EN CADA UNA DE LOS EQUIPOS ESTUDIADOS.

A continuación se presenta todos los resultados del estudio de cada uno de los Equipos, los cuales se plantean desde distintos puntos de operación específicos, como son el punto de Diseño de la planta, el punto de Operación actual (el cual se llamará en este capítulo Punto de operación), en algunos casos se hace referencia al punto nominal y para el estudio energético se toma un punto teórico, el cual se explica más adelante en este capítulo. En la figura N° 5.01, se visualiza los distintos puntos de operación mencionados anteriormente.



**Figura 5.01 Representación de los distintos puntos de estudio.
Fuente: Propia.**

En la tabla 5.01 se muestra la especificación general de cada uno de los equipos, en la que se puede observar datos como: tipo de succión (simple o doble succión), marca, modelo - tamaño, fluido de operación y gravedad específica del mismo.



Tabla 5.01 Características de los Equipos y del fluido de operación.

Equipo	Tipo de Succión.	Marca.	Modelo / Tamaño.	Fluido.	Gravedad específica.
B-01	Simple	PACIFIC PUMPS	SVC / 4"S	Gasoil	0,695
B-02	Simple	PACIFIC PUMPS	SVC / 4"S	Gasoil	0,695
B-03	Simple	PACIFIC PUMPS	SVC / 4"S	Kerosene	0,657
B-04	Simple	Byron Jackson	SCE / 6X10X17H	Gasoil pesado	0,671
B-05	Simple	PACIFIC PUMPS	SVC / 4 1/2L	H/C	0,712
B-06	Simple	Byron Jackson	SJA / 4X6X15L	Hidrocarburo	0,702
B-07	Simple	PACIFIC PUMPS	SVCN / 3X15	Hidrocarburo	0,520
B-08	Simple	PACIFIC PUMPS	SVC / 1 1/2" L	Reflujo estabilizador	0,528
B-09	Simple	PACIFIC PUMPS	SVC2 / 4"X	Nafta	0,597
B-10	Simple	PACIFIC PUMPS	SVC / 1 1/2 L	Lt.sr. gasoline	0,576
B-11	Simple	PACIFIC PUMPS	SVC2 / 3"S	Lt sr gaso	0,600
B-12	Simple	PACIFIC PUMPS	SVC2 / 3"L	Hidrocarburo	0,684
B-13	Simple	PSCIFIC PUMPS	SVC / 4"x	Kerosene	0,662
B-14	Simple	Sulzer	ZE 40-2200 / 40-200	Soda cáustica	1,160
B-15	Simple	Sulzer	ZE-25-0200 / 25-0200	Agua	1,000
B-16	Doble	UNITED PUMPS	DVSHF / F-10X23	Reduced crude	0,735
B-17	Simple	K.S.B	RPK /50-200	Tolueno + Xileno	0,798
B-18	Simple	INGERSOLL-RAND	HSP / 5150	Aromatic HC	0,800
B-19	Simple	INGERSOLL-RAND	HSP / 5150	Aromatic HC	0,860
B-20	Simple	K.S.B	RPK / 25-160	Benceno + Tolueno	0,860
B-21	Simple	K.S.B	RPK / 50-315	Xileno	0,751
B-22	Simple	K.S.B	RPK-50-315	Xileno	0,663
B-23	Simple	K.S.B	RPK / 50-200	Ortoxileno	0,767
B-24	Doble	PACIFIC PUMPS	HVC / 10X14	HF Acid	0,931



Tabla 5.01 Características de los Equipos y del fluido de operación (Continuación).

Equipo	Tipo de Succión.	Marca.	Modelo / Tamaño.	Fluido.	Gravedad específica.
B-25	Simple	UNITED PUMPS	TC HF / L-1 1/2X13	HF Acid	0,673
B-26	Simple	UNITED PUMPS	K1 / 1/2 11	HF Acid	0,940
B-27	Simple	PACIFIC PUMPS	SVCN / 4X8 1/2	Koh circulating	1,100
B-28	Simple	GOULDS	4X6 - 16	Hidrocarburo	0,552
B-29	Simple	K.S.B	50 - 250	Agua	0,972
B-30	Simple	K.S.B	RPK / 50-200	Agua agria	0,990

En la tabla 5.02 se observan valores de caudal y altura de bombeo de cada uno de los equipos, trabajando bajo las condiciones de diseño de la planta, condiciones de operación actual e igualmente se tabulan dichos parámetros referidos al punto nominal de cada equipo. La tabla 5.02 permite comparar los parámetros tabulados, en la cual se demuestra que en la mayoría de los casos, los caudales se encuentran distanciados entre sí.

Se puede observar igualmente que en mucho de los casos, el caudal de operación no corresponde con el de diseño, lo cual evidencia los cambios que se han realizado en la planta, por otro lado existe una gran cantidad de casos en los que ni el caudal de diseño ni el de operación coinciden con el nominal, lo cual crea la presunción de que no se seleccionó la opción más eficiente.

En las tablas 5.03 y 5.04 se plasman los resultados del estudio a nivel de eficiencia de cada equipo, en ésta se tabulan los valores de eficiencia extraídas de las curvas de funcionamiento de cada una de los equipos tanto para el punto de diseño, como el punto de operación, los cuales se comparan con la máxima eficiencia con la que pueden operar los mismos en cada una de las condiciones planteadas, es decir trabajando con el punto de diseño y el punto de operación, resultando veintiocho y treinta equipos respectivamente con un



porcentaje de eficiencia desperdiciado. Al realizar un análisis teórico mediante la carta de Wislisenus, utilizando las dos condiciones planteadas, se obtiene el valor de la máxima eficiencia teórica para cada uno de los casos, con los cuales se corrobora que la selección de los equipos que actualmente están operando en la planta en estudio, no resulta ser la más eficiente y por otro lado ese valor de eficiencia teórica representa a otra bomba capaz de sustituir a la actual y operar con los valores requeridos por el sistema con mayor eficiencia. Por último se calcula y tabula la variación de la eficiencia, al comparar la eficiencia de cada bomba trabajando en las condiciones estudiadas con su respectivo valor de eficiencia teórica.

En las tablas 5.05 y 5.06 se tabulan los valores de las potencias tanto de accionamiento como eléctricas consumidas por los equipos en estudio en las condiciones planteadas. De igual manera se expresan los valores de las potencias eléctricas teóricas que consumirían los equipos si operaran con sus eficiencias máximas teóricas además del ahorro de potencia teórico posible. Al estudiar las bombas operando en condiciones de diseño, se obtiene un ahorro total de las treinta bombas, igual a $151.965,51 (W)$ y al utilizar para el estudio las condiciones de operación se obtiene un total de $204.550,39 (W)$ potencia ahorrada.

Las tablas 5.07 y 5.08 muestran cómo trabajan los equipos en estudio bajo la condiciones planteadas a nivel de cavitación y recirculación, cabe destacar que en cada uno de los casos existe la posibilidad de que los puntos de diseño y de operación se encuentre en cualquiera de las zonas definidas en la figura G.20, generando nueve posibilidades, las cuales se muestran en la figura N° 5.02.



Tabla 5.02 Punto de trabajo de los Equipos en las distintas condiciones de operación.



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS





CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS





Tabla 5.03 Estudio de Eficiencia de Diseño.

Equipo	Eficiencia De Diseño (%).	Eficiencia Nominal (%).	Eficiencia teórica (%).	Diferencia entre las eficiencias (%).
B-01	67,00	76,15	77,1	10,1
B-02	68,00	76,15	77,1	9,1
B-03	69,00	76,15	77,5	8,5
B-04	75,00	76,50	82,4	7,4
B-05	59,00	68,00	66,00	7,00
B-06	66,00	68,00	71,00	5,00
B-07	38,50	65,00	46,44	7,94
B-08	42,00	61,00	44,62	2,6
B-09	69,00	72,50	79,20	10,20
B-10	61,00	61,00	64,77	3,77
B-11	52,00	70,00	66,44	14,44
B-12	77,00	81,00	83,20	6,20
B-13	76,00	77,00	80,68	4,68
B-14	54,50	59,00	63,00	8,50
B-15	29,50	41,00	31,83	2,33
B-16	79,00	84,00	81,71	2,71
B-17	57,00	71,12	67,80	10,80
B-18	29,00	30,00	44,24	15,24
B-19	22,00	23,00	36,18	14,18
B-20	34,00	38,50	49,46	15,46
B-21	55,00	57,50	66,05	11,05
B-22	50,00	51,79	60,82	10,82
B-23	59,00	70,29	64,65	5,65
B-24	86,00	90,00	86,63	0,63
B-25	33,00	48,00	38,00	5,00



Tabla 5.03 Estudio de eficiencia de diseño (Continuación).

Equipo	Eficiencia De Diseño (%).	Eficiencia Nominal (%).	Eficiencia teórica (%).	Diferencia entre las eficiencias (%).
B-26	25,00	49,00	31,70	6,70
B-27	75,00	76,00	81,30	6,30
B-28	60,00	72,00	65,20	5,20
B-29	56,50	57,00	67,20	10,70
B-30	61,00	61,00	70,61	9,61

Tabla 5.04 Estudio de Eficiencia de operación.

Equipo	Eficiencia De Operación (%).	Eficiencia Nominal (%).	Eficiencia De Wisslisenus (%).	Incremento de eficiencia (%).
B-01	67	76,15	77,08	10,08
B-02	38	76,15	65,85	27,85
B-03	71	76,15	78,34	7,34
B-04	74	76,50	79,17	5,17
B-05	60,5	68,00	67,30	6,80
B-06	57,5	68,00	65,08	7,58
B-07	33	65,00	41,29	8,29
B-08	38	61,00	38,63	0,63
B-09	65	72,50	77,94	12,94
B-10	54	61,00	56,87	2,87
B-11	62	70,00	71,32	9,32
B-12	79,7	81,00	85,52	5,82
B-13	75	77,00	79,24	4,24
B-14	41	59,00	47,84	6,84
B-15	38	41,00	51,32	13,32



Tabla 5.04 Estudio de Eficiencia de operación (Continuación).

Equipo	Eficiencia De Operación (%)	Eficiencia Nominal (%)	Eficiencia De Wislisenus (%)	Incremento de eficiencia (%)
B-16	81	84,00	82,56	1,56
B-17	48	71,12	62,24	14,24
B-18	20	30,00	29,40	9,40
B-19	21	23,00	30,00	9,00
B-20	20	38,50	26,49	6,49
B-21	53	57,50	62,39	9,39
B-22	44	51,79	55,11	11,11
B-23	48	70,29	59,18	11,18
B-24	63,5	90,00	82,64	19,14
B-25	34	48,00	38,90	4,90
B-26	21	49,00	27,18	6,18
B-27	75	76,00	82,72	7,72
B-28	60	72,00	65,19	5,19
B-29	43	57,00	55,15	12,15
B-30	40	61,00	55,50	15,50

Tabla 5.05 Estudio de potencias de las condiciones de Diseño.

Equipo.	Potencia de accionamiento (W).	Potencia Eléctrica Consumida (W).	Potencia eléctrica teórica (W).	Potencia eléctrica ahorrada (W).
B-01	57.882,52	63.121,62	54.849,65	8.271,97
B-02	57.031,31	62.671,78	55.271,57	7.400,20
B-03	57.868,88	63.106,74	56.177,43	6.929,30
B-04	91.617,82	98.513,79	89.648,36	8.865,43
B-05	53.216,08	59.128,99	52.834,48	6.294,50



Tabla 5.05 Estudio de potencias de las condiciones de Diseño (Continuación).

Equipo.	Potencia de accionamiento (W).	Potencia Eléctrica Consumida (W).	Potencia eléctrica teórica (W).	Potencia eléctrica ahorrada (W).
B-06	129.887,47	141.182,03	131.117,07	10.064,95
B-07	35.278,08	44.097,60	36.553,70	7.543,89
B-08	17.811,85	20.240,74	19.052,60	1.188,15
B-09	11.824,80	13.591,73	11.841,74	1.750,00
B-10	26.754,40	30.576,45	28.793,08	1.783,37
B-11	29.389,70	32.655,22	25.555,74	7.099,48
B-12	85.978,42	94.481,78	87.462,03	7.019,75
B-13	32.560,00	36.381,00	34.267,05	2.113,93
B-14	7.157,46	8.226,97	7.117,80	1.109,16
B-15	4.923,11	5.791,89	5.366,44	425,45
B-16	201.900,95	217.097,80	209.892,12	7.205,68
B-17	10.359,25	11.771,87	9.896,68	1.875,19
B-18	31.566,75	35.074,17	22.988,67	12.085,50
B-19	20.811,01	23.383,16	14.218,90	9.164,26
B-20	2.165,73	2.593,70	1.782,86	810,82
B-21	24.772,81	27.525,35	22.918,71	4.606,63
B-22	41.962,86	46.625,40	38.327,02	8.298,37
B-23	11.159,30	12.538,53	11.441,50	1.097,04
B-24	109.018,58	120.462,51	119.583,64	878,87
B-25	21.768,24	24.186,94	21.010,01	3.176,92
B-26	14.986,40	16.838,65	13.283,28	3.555,36
B-27	34.295,11	38.105,68	35.149,11	2.956,57
B-28	124.414,02	133.778,52	123.100,46	10.678,05
B-29	31.297,75	35.166,01	29.562,98	5.603,02
B-30	13.743,45	15.529,33	13.415,75	2.113,57



Tabla 5.06 Estudio de potencias de Operación.

Equipo	Potencia de accionamiento (W).	Potencia Eléctrica Consumida (W).	Potencia eléctrica teórica (W).	Potencia eléctrica ahorrada (W).
B-01	57.985,73	63.234,04	54.958,58	10.732,02
B-02	45.878,15	50.415,55	29.090,63	25.087,18
B-03	58.594,50	63.898,04	57.908,60	7.782,01
B-04	71.775,45	77.177,90	72.129,86	4.396,30
B-05	53.618,88	59.576,54	53.554,51	7.666,42
B-06	108.847,28	118.312,27	104.529,03	10.598,84
B-07	34.979,28	43.724,11	34.939,30	7.048,51
B-08	15.632,29	17.763,97	17.471,51	3.522,40
B-09	11.409,19	13.114,01	10.935,80	1.931,43
B-10	22.134,31	25.296,36	24.015,55	1.718,91
B-11	32.476,90	36.085,44	31.368,15	2.316,31
B-12	86.849,87	95.439,41	88.941,57	14.538,06
B-13	30.316,92	33.873,66	32.057,76	3.157,82
B-14	5.424,06	6.234,55	5.342,71	1.835,84
B-15	5.974,14	7.028,40	5.204,05	1.974,50
B-16	208.178,06	223.847,37	219.606,38	4.548,46
B-17	8.514,66	9.675,75	7.460,98	2.697,36
B-18	26.427,76	29.364,18	19.971,11	7.456,40
B-19	19.142,27	21.508,17	1.505,51	4.585,94
B-20	1.435,62	1.719,30	1.297,96	733,70
B-21	23.305,49	25.894,98	2.996,31	2.383,70
B-22	35.943,01	39.936,67	31.885,48	7.393,43
B-23	10.117,90	11.368,42	9.219,37	2.293,41
B-24	81.130,01	89.646,42	68.879,42	36.090,10
B-25	22.030,88	24.478,76	21.389,86	4.050,15

Tabla 5.06 Estudio de potencias de Operación (Continuación).

Equipo	Potencia de accionamiento (W).	Potencia Eléctrica Consumida (W).	Potencia eléctrica teórica (W).	Potencia eléctrica ahorrada (W).
B-26	14.473,76	16.262,65	12.560,54	3.692,80
B-27	37.557,32	41.730,36	37.833,66	4.566,37
B-28	124.504,13	133.875,41	123.211,05	10.349,05
B-29	23.668,16	26.593,44	20.734,57	5.677,11
B-30	10.394,00	11.744,63	8.464,27	3.725,73

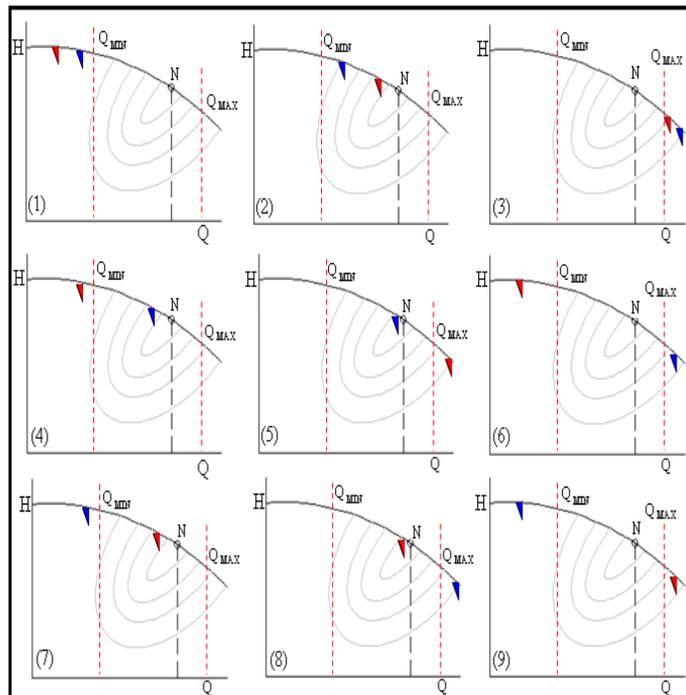


Figura 5.2 Distintas posibilidades de operación de cada uno de los equipos, (1) La bomba recircula operando en los dos puntos de estudio, (2) La bomba opera sin cavitación ni recirculación en los dos puntos en estudio, (3) La bomba cavita al operar bajo las dos condiciones planteadas, (4) La bomba recircula al operar en el punto de diseño y con el punto de operación actual opera sin problema, (5) La bomba cavita al operar en el punto de diseño y con el punto de operación actual opera sin problema, (6) La bomba cavita al operar en el punto de diseño y con el punto de operación actual cavita, (7) La bomba recircula al operar en el punto de operación actual y con el punto de diseño opera sin problema, (8) La bomba cavita al operar en el punto de operación actual y con el punto de diseño opera sin problema, (9) La bomba cavita al operar en el punto de diseño y con el punto de operación actual recircula.

Fuente: Propia.



Tabla 5.07 Estudio de cavitación y recirculación con el punto de diseño de la planta.



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS





Tabla 5.08 Estudio de cavitación y recirculación con el punto de operación de la planta.



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS







CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS





La tabla 5.07 revela que sólo ocho bombas recirculan operando bajo los puntos de diseño, y ninguna bomba cavita bajo esta condición. La tabla 5.08 revela que dieciocho bombas recirculan operando bajo los puntos de operación actual, y ninguna bomba cavita bajo esta condición.

Con los resultados obtenidos en la tablas 5.07 y 5.08 se determina que la operación de las bombas está representada por las posibilidades (1) (2) (4) y (7) planteadas en la figura 5.2.

En la tabla 5.09 se observan los valores resultantes del cálculo de las fuerzas radiales y axiales tanto para las bombas operando en el punto de diseño como operando en el punto de operación actual. De igual manera se tabulan los valores de las fuerzas radiales y axiales con las bombas operando en los puntos nominales, esto con la finalidad de obtener un punto con el cual comparar el aumento de los valores cuando la bomba opera en puntos distintos al nominal.

Tabla 5.09 Estudio de las fuerzas radiales y axiales actuantes sobre los ejes de cada equipo en las distintas condiciones de operación.

Equipo	Operando con el punto de Diseño		Operando con el punto de Operación		Operando con el punto Nominal	
	F_{radial} (N)	F_{axial} (N)	F_{radial} (N)	F_{axial} (N)	F_{radial} (N)	F_{axial} (N)
B-01	467,44	6.537,97	468,28	6.550,12	70,35	6.550,12
B-02	424,95	6.355,41	89,78	6.954,64	73,27	6.954,64
B-03	502,20	6.309,35	49,05	6.103,06	77,15	6.103,06
B-04	70,25	16.551,46	151,32	19.642,42	70,04	19.642,42
B-05	324,50	13.768,86	316,29	13.276,18	80,27	13.276,18
B-06	959,53	90.174,16	2.037,95	97.823,54	450,64	97.823,54



Tabla 5.09 Estudio de las fuerzas radiales y axiales actuantes sobre los ejes de cada equipo en las distintas condiciones de operación (Continuación).

Equipo	Operando con el punto de Diseño		Operando con el punto de Operación		Operando con el punto Nominal	
	F _{radial} (N)	F _{axial} (N)	F _{radial} (N)	F _{axial} (N)	F _{radial} (N)	F _{axial} (N)
B-07	736,91	66.100,54	751,54	66.863,08	160,47	66.863,08
B-08	629,70	13.052,72	635,01	13.146,21	67,90	13.146,21
B-09	146,92	967,34	153,24	1.081,63	16,84	1.081,63
B-10	61,77	6.230,10	280,48	7.234,44	65,63	7.234,44
B-11	324,04	6.681,00	311,42	6.314,28	77,06	6.314,28
B-12	650,86	6.536,56	48,14	4.607,53	61,41	4.607,53
B-13	19,24	2.759,64	20,67	3.087,91	59,82	3.087,91
B-14	45,90	5.255,65	52,84	6.006,64	16,93	6.006,64
B-15	62,09	7.109,68	12,59	5.125,53	16,59	5.125,53
B-16	261,18	188.498,59	257,25	186.821,98	234,85	186.821,98
B-17	132,71	5.729,14	135,46	5.770,02	25,25	5.770,02
B-18	16,97	4.094,79	74,76	4.609,01	16,16	4.609,01
B-19	19,19	3.208,53	84,27	3.602,97	18,85	3.602,97
B-20	32,35	6.307,11	96,60	6.822,71	9,77	6.822,70
B-21	257,81	20.990,07	275,96	22.132,23	58,87	22.132,20
B-22	601,56	44.473,63	638,17	46.772,55	150,02	46.772,50
B-23	208,61	7.114,49	216,02	7.249,18	45,71	7.249,18
B-24	1.409,56	166.771,14	1.679,77	170.842,25	247,30	170.842,25
B-25	8.259,63	53.153,80	8.268,10	53.058,68	1.513,19	53.058,68
B-26	349,76	35.324,27	354,68	35.669,51	76,46	35.669,26
B-27	29,33	6.754,01	25,16	5.175,18	30,72	5.175,18
B-28	315,75	12.463,62	252,78	12.473,08	62,08	12.473,08
B-29	94,51	10.496,18	213,70	12.356,40	50,23	12.356,40
B-30	354,43	6.466,71	1.707,43	8.540,05	455,14	8.540,05



Al estudiar detenidamente los resultados tabulados anteriormente se puede apreciar la notable diferencia de los valores de las fuerzas radiales al operar la bomba en puntos alejados del punto nominal comparados con el mismo. Esto se debe a que el valor de la fuerza radial depende de un parámetro extraído de la figura G.25 que a su vez depende de la relación entre el caudal que se tomó como el de operación y el caudal nominal, y mientras más cerca estén esos valores menor será el parámetro K. existen bombas que están operando cercano del punto de nominal y el valor de fuerza radial resulta ser mayor que el manejado por la bomba en el punto nominal, esto se debe a que en mucho de los casos la altura de bombeo nominal es mayor que la altura de bombeo en diseño y en operación actual, sabiendo que la altura de bombeo es un valor necesario para realizar el cálculo del valor de la fuerza radial.

En la tabla 5.10 se observan los resultados de la deflexión de los ejes de las bombas en estudio, los cuales al compararse con los valores permisibles, es decir al compararse con la holgura permitida, se llega a la conclusión de si existe o no presencia de riesgo de desgaste del anillo. Los intervalos de valores para cada condición, se observan a continuación:

Si Deflexión \geq valor permitido \longrightarrow Condición = Segura.

Si $0,8 * \text{valor permitido} < \text{Deflexión} > \text{valor permitido}$ \longrightarrow Condición = Insegura.

Si Deflexión $< 0,8 * \text{valor permitido}$ \longrightarrow Condición = Desgaste del anillo.

Bajo las condiciones de Diseño existen cuatro casos en condición crítica y un caso en el cual se desgasta el anillo, por otro lado en operación existe una bomba en condición crítica y dos casos en el cual se desgasta el anillo.

En los casos en que la deflexión supere la holgura permitida se está corriendo el riesgo de desgaste no uniforme, por tanto puede llegar a colisionar el impulsor con el anillo fijo, lo anteriormente descrito se observa en la figura 5.3, mostrada a continuación.

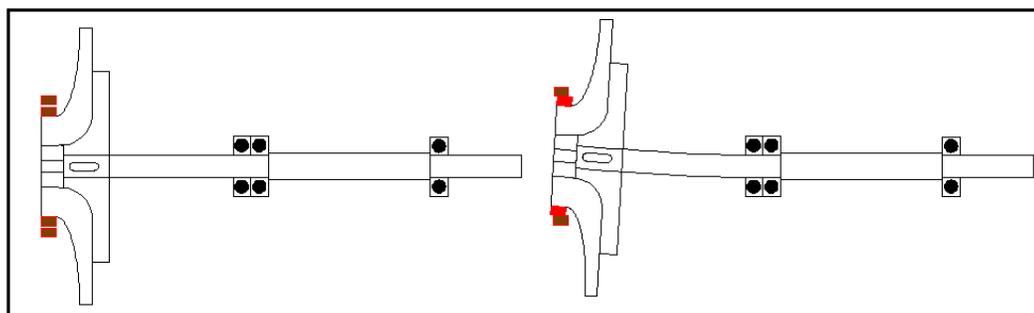


Figura 5.3 Rozamiento de los anillos de desgaste producto de la deflexión.

Tabla 5.10 Valores de la deflexión a la que está sometido el eje de cada equipo en las distintas condiciones de operación.

Equipo	Holgura Permitida	Deflexión De Diseño(mm)	Condición	Deflexión De Operación (mm)	Condición
B-01	0,4	0,35	Condición critica	0,35	Condición critica
B-02	0,4	0,33	Condición critica	0,01	Condición segura
B-03	0,4	0,39	Condición critica	0,07	Condición segura
B-04	0,48	0,007	Condición segura	0,001	Condición segura
B-05	0,38	0,15	Condición segura	0,14	Condición segura
B-06	0,43	0,15	Condición segura	0,34	Condición segura
B-07	0,4	0,15	Condición segura	0,15	Condición segura
B-08	0,35	0,18	Condición segura	0,18	Condición segura
B-09	0,35	0,04	Condición segura	0,05	Condición segura
B-10	0,35	0,04	Condición segura	0,18	Condición segura
B-11	0,38	0,23	Condición segura	0,21	Condición segura
B-12	0,45	0,36	Condición critica	0,05	Condición segura
B-13	0,3	0,07	Condición segura	0,07	Condición segura
B-14	0,3	0,05	Condición segura	0,04	Condición segura
B-15	0,28	0,003	Condición segura	0,01	Condición segura
B-16	0,53	0,01	Condición segura	0,01	Condición segura



Tabla 5.10 Valores de la deflexión a la que está sometido el eje de cada equipo en las distintas condiciones de operación (Continuación).

Equipo	Holgura Permitida	Deflexión De Diseño(mm)	Condición	Deflexión De Operación (mm)	Condición
B-17	0,33	0,01	Condición segura	0,01	Condición segura
B-18	0,25	0,04	Condición segura	0,02	Condición segura
B-19	0,25	0,04	Condición segura	0,02	Condición segura
B-20	0,28	0,02	Condición segura	0,001	Condición segura
B-21	0,35	0,08	Condición segura	0,09	Condición segura
B-22	0,35	0,14	Condición segura	0,15	Condición segura
B-23	0,33	0,03	Condición segura	0,04	Condición segura
B-24	0,5	0,22	Condición segura	0,27	Condición segura
B-25	0,33	3,45	Desgaste del anillo	3,45	Desgaste del anillo
B-26	0,33	0,03	Condición segura	0,03	Condición segura
B-27	0,38	0,008	Condición segura	0,007	Condición segura
B-28	0,43	0,03	Condición segura	0,03	Condición segura
B-29	0,33	0,004	Condición segura	0,03	Condición segura
B-30	0,3	0,08	Condición segura	0,55	Desgaste del anillo

En las tablas 5.11 y 5.12 se divisan los resultados de los factores de seguridad a fatiga de los ejes en los puntos más relevantes para realizar el estudio como lo son el punto de máximo momento (cojinete central-succión simple, apoyo del impulsor-succión doble) y el punto de mayor concentración de esfuerzos del eje, el cual es el apoyo del impulsor en las bombas de succión simple y en los cojinetes en las bombas de succión doble.

El criterio establecido para determinar si existe condición segura, crítica, insegura o ruptura del eje es el siguiente:



- Si $N_f \geq 2 \rightarrow$ Condición = Segura.
- Si $1,1 \leq N_f < 2 \rightarrow$ Condición = Insegura.
- Si $0,9 \leq N_f < 1,1 \rightarrow$ Condición = Crítica.
- Si $N_f \leq 0,9 \rightarrow$ Condición = Ruptura del eje.

Bajo las condiciones de Diseño en el punto de máximo momento, existen sólo dos casos de condición insegura, y en el punto de máxima concentración de esfuerzo, existen ocho casos inseguros, dos casos críticos y nueve fallas de eje, por otro lado en condición de operación existen para el punto de máximo momento, tres casos inseguros y una ruptura del eje, y en el punto de máxima concentración de esfuerzo, existen ocho casos inseguros, dos casos críticos y diez casos donde falla el eje.

Tabla 5.11 Condición del eje en el punto de máximo momento (cojinete central-succión simple, apoyo del impulsor-succión doble).

Equipo	N_f Diseño	Condición	N_f Operación	Condición
B-01	7,08	Condición segura	5,74	Condición segura
B-02	7,45	Condición segura	23,22	Condición segura
B-03	6,94	Condición segura	22,28	Condición segura
B-04	81,08	Condición segura	53,16	Condición segura
B-05	6,44	Condición segura	5,07	Condición segura
B-06	4,21	Condición segura	1,86	Condición insegura
B-07	5,66	Condición segura	4,60	Condición segura
B-08	5,93	Condición segura	4,70	Condición segura
B-09	29,53	Condición segura	22,16	Condición segura
B-10	49,08	Condición segura	6,33	Condición segura
B-11	6,60	Condición segura	7,41	Condición segura
B-12	12,04	Condición segura	50,74	Condición segura



Tabla 5.11 Condición del eje en el punto de máximo momento (cojinete central-succión simple, apoyo del impulsor-succión doble. (Continuación)

Equipo	N _r Diseño	Condición	N _r Operación	Condición
B-13	4,22	Condición segura	3,17	Condición segura
B-14	15,44	Condición segura	14,45	Condición segura
B-15	14,50	Condición segura	13,44	Condición segura
B-16	1,67	Condición insegura	1,64	Condición insegura
B-17	14,74	Condición segura	11,11	Condición segura
B-18	18,10	Condición segura	31,52	Condición segura
B-19	20,30	Condición segura	27,53	Condición segura
B-20	17,80	Condición segura	14,47	Condición segura
B-21	5,60	Condición segura	4,13	Condición segura
B-22	3,68	Condición segura	2,76	Condición segura
B-23	8,73	Condición segura	6,26	Condición segura
B-24	2,13	Condición segura	2,14	Condición insegura
B-25	1,01	Condición insegura	0,86	Falla del eje
B-26	10,70	Condición segura	8,66	Condición segura
B-27	35,41	Condición segura	37,35	Condición segura
B-28	15,75	Condición segura	14,87	Condición segura
B-29	16,11	Condición segura	5,93	Condición segura
B-30	6,28	Condición segura	2,06	Condición segura

Tabla 5.12 Condición del eje en el apoyo del impulsor en las bombas de succión simple y en los cojinetes en las bombas de succión doble.

Equipo	N _r Diseño	Condición	N _r Operación	Condición
B-01	0,31	Falla del eje	0,22	Falla del eje
B-02	0,32	Falla del eje	1,80	Condición insegura
B-03	0,32	Falla del eje	2,16	Condición segura



Tabla 5.12 Condición del eje en el apoyo del impulsor en las bombas de succión simple y en los cojinetes en las bombas de succión doble (Continuación).

Equipo	N _f Diseño	Condición	N _f Operación	Condición
B-04	3,76	Condición segura	2,23	Condición segura
B-05	0,10	Condición critica	0,84	Falla del eje
B-06	0,72	Falla del eje	0,34	Falla del eje
B-07	2,47	Condición segura	2,18	Condición segura
B-08	3,16	Condición segura	2,48	Condición segura
B-09	2,33	Condición segura	1,60	Condición insegura
B-10	3,10	Condición segura	0,72	Falla del eje
B-11	0,80	Falla del eje	0,83	Falla del eje
B-12	0,58	Falla del eje	6,01	Condición segura
B-13	2,66	Condición segura	2,13	Condición segura
B-14	1,52	Condición insegura	1,44	Condición insegura
B-15	2,45	Condición segura	3,55	Condición segura
B-16	2,42	Condición segura	2,44	Condición segura
B-17	1,85	Condición insegura	1,56	Condición insegura
B-18	1,40	Condición insegura	1,35	Condición insegura
B-19	1,62	Condición insegura	1,25	Condición insegura
B-20	2,30	Condición segura	1,85	Condición insegura
B-21	0,93	Condición critica	0,74	Falla del eje
B-22	0,82	Falla del eje	0,63	Falla del eje
B-23	1,15	Condición insegura	0,90	Condición critica
B-24	2,36	Condición segura	2,55	Condición segura
B-25	0,14	Falla del eje	0,10	Falla del eje
B-26	1,41	Condición insegura	1,27	Condición insegura
B-27	8,90	Condición segura	10,74	Condición segura
B-28	0,67	Falla del eje	0,61	Falla del eje



Tabla 5.12 Condiciones del eje en el apoyo del impulsor en las bombas de succión simple y en los cojinetes en las bombas de succión doble (Continuación).

Equipo	N _f Diseño	Condición	N _f Operación	Condición
B-29	1,38	Condición insegura	0,90	Condición crítica
B-30	1,71	Condición insegura	0,23	Falla del eje

Al observar cada uno de los casos por separado y verificar el valor que toma cada una de las propiedades y estados tabulados anteriormente, se procede a resumir el estado de operación de cada equipo a continuación:

Equipo B-01

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 10,10%* y en *operación 10,09%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 8.271,97 W y en operación 10.732,03 W*. Por otro lado se observa que los *caudales tanto en diseño como en operación están en la zona de buen funcionamiento del equipo, lo cual ratifica que la bomba no cavita ni recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia, se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy cercano al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición crítica*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura tanto operando en diseño como operación*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se predice una falla tanto para diseño como operación*.

Equipo B-02

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 9,10%* y en



operación 27,86 %, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 7.400,20 W y en operación 25.087,19 W. Por otro lado se observa que el caudal de diseño se encuentra en la zona de buen funcionamiento, mas el caudal de operación es menor al caudal mínimo, lo cual ratifica que la bomba no cavita ni recircula en diseño pero en operación recircula. Con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que para diseño el valor de la deflexión es muy cercano al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición crítica y para operación el valor de deflexión está muy por debajo del valor de holgura permitido por tanto se considera condición segura, al observar cojinete central, se garantiza que hay una condición segura tanto operando en diseño como en operación, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, se predice una falla en diseño y en operación se observa una condición insegura.

Equipo B-03

Este equipo opera con una eficiencia menor a su eficiencia nominal tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta diferencia en diseño es de 8,51% y en operación 7,34%, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 6.929,31 W y en operación 7.782,01 W. Por otro lado se observa que los caudales tanto en diseño como en operación están en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba no cavita ni recircula, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que para diseño el valor de la deflexión es muy cercano al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición crítica y para operación el valor de deflexión está muy por debajo del valor de holgura permitido por tanto se considera condición segura, al observar cojinete central, se garantiza que hay una condición segura tanto operando en diseño como operación, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, se predice una falla en diseño y por el contrario en operación existe condición segura.



Equipo B-04

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 7,42%* y en *operación 5,18%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 8.865,431 W y en operación 4.396,31 W*. Por otro lado se observa que el caudal de diseño se encuentra en la zona de buen funcionamiento, mas el caudal de operación es menor al caudal mínimo lo cual ratifica que la bomba *no cavita ni recircula en diseño pero en operación recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura tanto operando en diseño como operación*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se garantiza que hay una condición segura tanto para diseño como operación*.

Equipo B-05

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 7,03%* y en *operación 6,80%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 6.294,5 W y en operación 7.666,42 W*. Por otro lado se observa que los caudales tanto en diseño como en operación están en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba *no cavita ni recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura tanto operando en diseño como*



operación, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, se observa una condición crítica en diseño y se predice una falla en operación.

Equipo B-06

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 5,07%* y en *operación 7,58%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 10.064,96 W y en operación 10.598,84 W*. Por otro lado se observa que los caudales tanto en diseño como en operación *son menores al caudal mínimo por tanto para diseño y para operación la bomba recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura en diseño pero por el contrario en operación la condición es insegura*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se predice una falla tanto para diseño como operación.*

Equipo B-07

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 7,95%* y en *operación 8,3%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 7.543,89 W y en operación 7.048,51 W*. Por otro lado se observa que los caudales tanto en diseño como en operación *son menores al caudal mínimo por tanto para diseño y para operación la bomba recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se*



garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación.

Equipo B-08

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 2,62%* y *en operación 0,63%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 1.188,15 W y en operación 3.522,39 W*. Por otro lado se observa que los caudales tanto en diseño como en operación *son menores al caudal mínimo por tanto para diseño y para operación la bomba recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación.*

Equipo B-09

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 10,2%* y *en operación 12,95%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 1.749,99 W y en operación 1.931,43 W*. Por otro lado se observa que los caudales tanto en diseño como en operación *son menores al caudal mínimo por tanto para diseño y para operación la bomba recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de*



la holgura permitida por tanto se considera condición segura, al observar cojinete central, se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, se observa que en diseño existe una condición segura mas en operación hay condición insegura.

Equipo B-10

Este equipo opera con su *eficiencia nominal* en el punto de diseño y en el punto de operación opera con una eficiencia menor a la nominal, y aparte el mismo opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 3,78% y en operación 2,88%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 1.783,37 W y en operación 1.718,91 W*. Por otro lado se observa que el *caudal de diseño está en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba no cavita ni recircula en diseño pero en operación el caudal es menor al caudal mínimo por tanto para operación la bomba recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se garantiza que hay una condición segura en diseño más en operación se predice una falla.*

Equipo B-11

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 14,45% y en operación 9,32%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 7.099,48 W y en operación 2.316,32 W*. Por otro lado se observa que los caudales tanto en diseño como en operación *son menores al caudal mínimo por tanto para diseño y para*



operación la bomba recircula en las dos condiciones, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura, al observar cojinete central, se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, se predice falla tanto en diseño como operación.

Equipo B-12

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 6,18%* y en *operación 5,82%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 7.019,75 W y en operación 14.538,06 W*. Por otro lado se observa que los caudales tanto en diseño como en operación están en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba *no cavita ni recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que para *diseño el valor de la deflexión es muy cercano al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición crítica y por otro lado en operación el valor de deflexión está muy por debajo del valor de holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura tanto operando en diseño como operación*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se predice una falla en diseño más en operación se garantiza una condición segura.*

Equipo B-13

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 4,69%* y en *operación 4,25%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño*



2.113,94 W y en operación 3.157,82 W. Por otro lado se observa que los caudales tanto en diseño como en operación están en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba *no cavita ni recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que para diseño el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida tanto para diseño como para operación por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación*.

Equipo B-14

Este equipo opera con su *eficiencia nominal* en el punto de diseño y en el punto de operación opera con una eficiencia menor a la nominal, y aparte el mismo opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 8,49% y en operación 6,84%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 1.109,17 W y en operación 1.835,85 W*. Por otro lado se observa que el *caudal de diseño está en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba no cavita ni recircula en diseño pero en operación el caudal es menor al caudal mínimo por tanto para operación la bomba recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se observa una condición insegura tanto en diseño como en operación*.

Equipo B-15

Este equipo opera con su *eficiencia nominal* en el punto de diseño y en el punto de operación opera con una eficiencia menor a la nominal, y aparte el mismo opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en*



diseño es de 2,34% y en operación 13,32%, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 425,46 W y en operación 1.974,51 W. Por otro lado se observa que el caudal de diseño es menor al caudal mínimo por tanto para diseño la bomba recircula en diseño más en operación la bomba se encuentra en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba no cavita ni recircula en operación, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura, al observar cojinete central, se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, se garantiza una condición segura tanto en diseño como en operación.

Equipo B-16

Este equipo opera con su *eficiencia nominal* en el punto de diseño y en el punto de operación opera con una eficiencia menor a la nominal, y aparte el mismo opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 2,71% y en operación 1,56%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 7.205,68 W y en operación 4.548,47 W*. Por otro lado se observa que *tanto el caudal de diseño como el de operación están en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba no cavita ni recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar el apoyo del impulsor, *se observa una condición insegura tanto en diseño como operación*, por último tomando en cuenta el apoyo de los cojinetes *se garantiza que hay una condición segura en tanto en diseño como en operación.*



Equipo B-17

Este equipo opera con su *eficiencia nominal* en el punto de diseño y en el punto de operación opera con una eficiencia menor a la nominal, y aparte el mismo opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 10,8% y en operación 14,25%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 1.875,19 W y en operación 2.697,36 W*. Por otro lado se observa que el *caudal de diseño está en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba no cavita ni recircula en diseño pero en operación el caudal es menor al caudal mínimo por tanto para operación la bomba recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se observa una condición insegura tanto en diseño como en operación*.

Equipo B-18

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 15,25% y en operación 9,41%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 12.085,51 W y en operación 7.456,41 W*. Por otro lado se observa que los caudales tanto en diseño como en operación están en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba *no cavita ni recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura tanto operando en diseño como operación*, por



último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se observa una condición insegura tanto para diseño como operación.*

Equipo B-19

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 14,18%* y en *operación 9,00%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 9.164,27 W y en operación 4.585,95 W.* Por otro lado se observa que los caudales tanto en diseño como en operación están en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba *no cavita ni recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se observa una condición insegura tanto para diseño como operación.*

Equipo B-20

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y aparte el mismo opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 15,46%* y en *operación 6,49%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 810,83 W y en operación 733,71 W.* Por otro lado se observa que el *caudal de diseño está en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba no cavita ni recircula en diseño pero en operación el caudal es menor al caudal mínimo por tanto para operación la bomba recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la*



holgura permitida por tanto se considera condición segura, al observar cojinete central, se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, se observa una condición segura en diseño e insegura en operación.

Equipo B-21

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 11,06%* y en *operación 9,39%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 4.606,64 W y en operación 2.383,71 W*. Por otro lado se observa que los caudales tanto en diseño como en operación están en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba *no cavita ni recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para *diseño como operación el valor de la deflexión es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se observa una condición crítica en diseño y se predice una falla en operación.*

Equipo B-22

Este equipo opera con su *eficiencia nominal* en el punto de diseño y en el punto de operación opera con una eficiencia menor a la nominal, y aparte el mismo opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 10,83%* y en *operación 11,11%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 8.298,38 W y en operación 7.393,43 W*. Por otro lado se observa que el *caudal de diseño está en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba no cavita ni recircula en diseño pero en operación el caudal es menor*



al caudal mínimo por tanto para operación la bomba recircula, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura, al observar cojinete central, se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, se predice falla tanto en diseño como en operación.

Equipo B-23

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 5,66%* y en *operación 11,19%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 1.097,04 W y en operación 2.293,41 W*. Por otro lado se observa que los caudales tanto en diseño como en operación son menores al caudal mínimo del equipo lo cual ratifica que la bomba *recircula en las dos condiciones*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se observa una condición insegura en diseño y condición crítica en operación.*

Equipo B-24

Este equipo opera con su *eficiencia nominal* en el punto de diseño y en el punto de operación opera con una eficiencia menor a la nominal, y aparte el mismo opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 0,63%* y en *operación 19,15%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 878,88 W y en operación 36.090,10 W*. Por otro lado se



observa que el *caudal de diseño está en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba no cavita ni recircula en diseño pero en operación el caudal es menor al caudal mínimo por tanto para operación la bomba recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar el apoyo del impulsor, *se garantiza que hay una condición segura en diseño más en operación existe una condición insegura*, por último tomando en cuenta el cojinete central, *se garantiza una condición segura tanto en diseño como en operación*.

Equipo B-25

Este equipo opera con su *eficiencia nominal* en el punto de diseño y en el punto de operación opera con una eficiencia menor a la nominal, y aparte el mismo opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 4,99% y en operación 4,91%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 3.176,92 W y en operación 4.050,16 W*. Por otro lado se observa que el *caudal de diseño está en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba no cavita ni recircula en diseño pero en operación el caudal es menor al caudal mínimo por tanto para operación la bomba recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es mayor al valor de la holgura permitida por tanto se predice el desgaste del anillo tanto para la condición de diseño como para operación*, al observar cojinete central, *se observa una condición insegura en diseño e en operación se predice una falla*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se predice falla tanto en diseño como en operación*.



Equipo B-26

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 6,69%* y en *operación 6,19%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 3.555,37 W y en operación 3.692,80 W*. Por otro lado se observa que *los caudales tanto en diseño como en operación son menores al caudal mínimo del equipo lo cual ratifica que la bomba recircula en las dos condiciones*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se observa una condición insegura tanto en diseño como en operación*.

Equipo B-27

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 6,308%* y en *operación 7,724%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 2956,573245 W y en operación 4566,371885 W*. Por otro lado se observa que los caudales tanto en diseño como en operación están en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba *no cavita ni recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se garantiza una condición segura tanto en diseño como en operación*.



Equipo B-28

Este equipo opera con una eficiencia *menor a su eficiencia nominal* tanto en el punto de diseño como el punto de operación, y de igual manera opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 5,204%* y *en operación 5,193%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 10678,05893 W y en operación 10349,05474 W*. Por otro lado se observa que los caudales tanto en diseño como en operación están en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba *no cavita ni recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es muy por debajo al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza que hay una condición segura tanto en diseño como operación*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se predice falla tanto en diseño como en operación*.

Equipo B-29

Este equipo opera con su *eficiencia nominal* en el punto de diseño y en el punto de operación opera con una eficiencia menor a la nominal, y aparte el mismo opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 10,708%* y *en operación 12,150%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 5603,026168 W y en operación 5677,11628 W*. Por otro lado se observa que el *caudal de diseño está en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba no cavita ni recircula en diseño pero en operación el caudal es menor al caudal mínimo por tanto para operación la bomba recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que tanto para diseño como operación el valor de la deflexión *es mucho menor al valor de la holgura permitida por tanto se considera condición segura*, al observar cojinete central, *se garantiza una condición segura tanto en diseño como*



en operación, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, se observa una condición insegura en diseño, y en operación una condición crítica.

Equipo B-30

Este equipo opera con la *eficiencia nominal* en el punto de diseño en el punto de operación opera con una eficiencia menor a la nominal, y aparte el mismo opera con una eficiencia menor a la eficiencia teórica que le corresponde al mismo, esta *diferencia en diseño es de 9,610% y en operación 15,502%*, en un supuesto caso de que se operara con un equipo con la eficiencia igual a la máxima teórica, se apreciaría un *ahorro en la potencia eléctrica consumida de, en diseño 2113,572 W y en operación 3725,736 W*. Por otro lado se observa que el *caudal de diseño está en la zona de buen funcionamiento del equipo lo cual ratifica que la bomba no cavita ni recircula en diseño pero en operación el caudal es menor al caudal mínimo por tanto para operación la bomba recircula*, con respecto al eje de transmisión de potencia se observa que para *diseño el valor de deflexión es mucho menor a la holgura permitida por tanto existe condición segura pero en operación el valor de la deflexión es mayor al valor de la holgura permitida por tanto se predice el desgaste del anillo*, al observar cojinete central, *se garantiza una condición segura tanto en diseño como en operación*, por último tomando en cuenta el apoyo del impulsor, *se observa una condición insegura en diseño y se predice falla tanto en operación.*



5.2.- SOLUCIÓN PROPUESTA.

De acuerdo con los resultados anteriormente tabulados y analizados, se observa que en ninguno de los casos el equipo instalado opera con su máxima eficiencia teórica, y en muchos de los casos la eficiencia con la que operan no es la eficiencia nominal del equipo, por esta razón, para evitar fallas mecánicas en los equipos y lograr una mejor operatividad, se hace la selección de los nuevos equipos bombeo, a través de un programa suministrado por la empresa (FLOWSERVE Pumps Division), llamado PROS+, el cual posee almacenada en su base de dato un número considerable de bombas que actualmente se encuentren en el mercado. (Ver detalle de la selección en el apéndice E), por tanto se recomienda el reemplazo de los siguientes equipos:

Equipo B-01

La eficiencia del Equipo B-01 *instalado es de 67%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 69,5%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 60.960,31 W* lo cual generará *un ahorro en la potencia consumida de 1.134,10 W*, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita fallas mecánicas.

Equipo B-02

La eficiencia del Equipo B-02 *instalado es de 38%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 61,2%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 31.304,19 W* lo cual generará *un ahorro significativo en la potencia consumida de 19.111,36 W*, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita el fenómeno de la recirculación y fallas mecánicas.



Equipo B-04

La eficiencia del Equipo B-04 *instalado es de 74%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 74,7%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 76.455,71 W* lo cual generará *un ahorro en la potencia consumida de 722,19 W*, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra alejado del caudal mínimo lo cual ratifica que la bomba no recirculará, evitando fallas mecánicas.

Equipo B-07

La eficiencia del Equipo B-07 *instalado es de 33%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 40,9%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 35.279,10 W* lo cual generará *un ahorro en la potencia consumida 8.445,02 W*, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra alejado del caudal mínimo lo cual ratifica que la bomba no recirculará evitando fallas mecánicas.

Equipo B-09

La eficiencia del Equipo B-09 *instalado es de 65%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 71,6%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 11.905,34 W* lo cual generará *un ahorro en la potencia consumida de 1.208,67 W*, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita fallas mecánicas al igual que la recirculación.

Equipo B-11

La eficiencia del Equipo B-11 *instalado es de 62%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 64,4%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá*



una potencia igual a 34.741,11 W lo cual generará un ahorro en la potencia consumida de 1.344,33 W, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita fallas mecánicas al igual que la recirculación.

Equipo B-12

La eficiencia del Equipo B-12 instalado es de 79,7% y se recomienda reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 84,4%, al realizar este reemplazo el nuevo equipo consumirá una potencia igual a 90.125,87 W lo cual generará un ahorro en la potencia consumida de 5.313,55 W, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita fallas mecánicas.

Equipo B-13

La eficiencia del Equipo B-13 instalado es de 75% y se recomienda reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 77,3%, al realizar este reemplazo el nuevo equipo consumirá una potencia igual a 32.866,22 W lo cual generará un ahorro en la potencia consumida de 1.007,44 W, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita fallas mecánicas.

Equipo B-14

La eficiencia del Equipo B-14 instalado es de 41% y se recomienda reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 48,2%, al realizar este reemplazo el nuevo equipo consumirá una potencia igual a 5.303,32 W lo cual generará un ahorro en la potencia consumida de 931,23 W, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita el fenómeno de la recirculación y fallas mecánicas.



Equipo B-15

La eficiencia del Equipo B-15 *instalado es de 38%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 45,9%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 5.818,80 W* lo cual generará *un ahorro en la potencia significativo 1.209,60 W*, en el equipo nuevo el caudal de operación se encuentra alejado del caudal mínimo lo cual evitara fallas mecánicas al igual que el fenómeno de la recirculación.

Equipo B-17

La eficiencia del Equipo B-17 *instalado es de 48%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 50,2%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 423,91 W* lo cual generará *un ahorro en la potencia consumida de 1.134,10 W*, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita fallas mecánicas al igual que el fenómeno de la recirculación.

Equipo B-20

La eficiencia del Equipo B-20 *instalado es de 20%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 20,1%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 1.688,36 W* lo cual generará *un ahorro en la potencia consumida de 30,95 W*, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita fallas mecánicas al igual que la recirculación.

Equipo B-21

La eficiencia del Equipo B-21 *instalado es de 53%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 58,5%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 23.460,73 W* lo cual generará *un ahorro en la potencia consumida de*



2.434,26 W, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el caudal de operación se encuentra alejado del caudal mínima, lo cual evita el fenómeno de la recirculación y fallas mecánicas.

Equipo B-22

La eficiencia del Equipo B-22 *instalado es de 44%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 52,4%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 33.535,06 W* lo cual generará *un ahorro en la potencia consumida de 6.401,61 W*, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita el fenómeno de la recirculación y fallas mecánicas.

Equipo B-23

La eficiencia del Equipo B-23 *instalado es de 48%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 51,2%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 10.658,05 W* lo cual generará *un ahorro en la potencia consumida de 710,38 W*, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra cercano al nominal del mismo, lo cual evita fallas mecánicas y el fenómeno de recirculación.

Equipo B-24

La eficiencia del Equipo B-24 *instalado es de 63,5%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 80%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 71.157,80 W* lo cual generará *un ahorro significativo en la potencia consumida de 18.488,62 W*, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita el fenómeno de la recirculación y fallas mecánicas.



Equipo B-25

La eficiencia del Equipo B-25 *instalado es de 34%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 42,1%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 19.769,34 W* lo cual generará *un ahorro en la potencia consumida de 4.709,43 W*, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita fallas mecánicas y recirculación interna.

Equipo B-26

La eficiencia del Equipo B-26 *instalado es de 21%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 29,4%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 11.599,02 W* lo cual generará *un ahorro en la potencia consumida de 4.663,63 W*, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita la recirculación interna y fallas mecánicas.

Equipo B-27

La eficiencia del Equipo B-27 *instalado es de 75%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 78,2%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 40.023,26 W* lo cual generará *un ahorro en la potencia consumida de 1.707,10 W*, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita fallas mecánicas.

Equipo B-29

La eficiencia del Equipo B-29 *instalado es de 43%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 49,9%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá*



una potencia igual a 22.916,50 W lo cual generará un ahorro en la potencia consumida de 3.676,94 W, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita fallas mecánicas y problemas de recirculación.

Equipo B-30

La eficiencia del Equipo B-30 instalado es de 40% y se recomienda reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 57,3%, al realizar este reemplazo el nuevo equipo consumirá una potencia igual a 8.198,81 W lo cual generará un ahorro en la potencia consumida de 3.545,83 W, a pesar de no apreciarse un ahorro de potencia muy significativo, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita fallas mecánicas y el fenómeno de la recirculación.

Tal como se pudo apreciar, no todos los equipos fueron propuestos para reemplazo anteriormente, la lista de equipos propuestos a continuación tienen un común denominador de no poseer una eficiencia de operación mayor a la del equipo instalado, pero con estos equipos recomendados se garantiza que el punto de operación de la bomba está más cercano al nominal de la bomba recomendada evitando el fenómeno de recirculación y fallas mecánicas, es decir en este segmento de equipos recomendados se evitan los mismos problemas descritos en el segmento anterior más no se percibe ningún ahorro en la potencia consumida.

Equipo B-05

La eficiencia del Equipo B-05 instalado es de 60,5% y se recomienda reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 56,4%, al realizar este reemplazo el nuevo equipo consumirá una potencia igual a 63.904,55 W, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita fallas mecánicas y el fenómeno de la recirculación.

Equipo B-06



La eficiencia del Equipo B-06 *instalado es de 57,5%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 57,2%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 118.934,38 W*, en el equipo nuevo el caudal operación se encuentra alejado del caudal mínimo del equipo, lo cual evita fallas mecánicas y el fenómeno de la recirculación.

Equipo B-08

La eficiencia del Equipo B-08 *instalado es de 38%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 35,7%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 18.908,69 W*, en el equipo nuevo el punto de operación se encuentra muy cercano al nominal del mismo, lo cual evita fallas mecánicas y el fenómeno de la recirculación.

Equipo B-10

La eficiencia del Equipo B-08 *instalado es de 54%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 52,2%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 26.169,00 W*, en el equipo nuevo el caudal operación se encuentra alejado del caudal mínimo del equipo, lo cual evita fallas mecánicas y el fenómeno de la recirculación.

Equipo B-28

La eficiencia del Equipo B-28 *instalado es de 60%* y se recomienda *reemplazarlo por otro equipo con eficiencia de 59,3%*, al realizar este reemplazo el nuevo equipo *consumirá una potencia igual a 135.457,55 W*, en el equipo nuevo el caudal operación se encuentra alejado del caudal mínimo del equipo, lo cual evita fallas mecánicas y el fenómeno de la recirculación.



Por último se encuentran un grupo reducido de equipos, los cuales se considera que no es necesario reemplazarlos debido a que, en primer lugar los mismo operan sin los problemas descritos anteriormente, por otro lado no se consiguió equipos que cumplieran con los puntos de trabajos y con eficiencia mayores a la de los equipos instalados actualmente estos equipos son: 03, 16, 18 y 19.

A continuación se muestran dos tablas globales (tabla 5.13 y 5.14) en donde reflejan los estados operativos de cada bomba y la comparación de las bombas instaladas con las nuevas propuestas a nivel de propiedades de cada equipo.

5.2.1 Factibilidad económica de las bombas nuevas a reemplazar las instaladas.

En la tabla 5.13 se observan los valores de los equivalentes anuales de todos los equipos, tanto los instalados como los propuestos, excepto los equipos que se decidió no reemplazar; con la comparación de los equivalentes anual del equipo instalado con el propuesto se determina si el reemplazo es rentable o no, resultando en todos los casos propuestos rentable.

En la tabla que se muestra a continuación (5.14) se puede observar la inversión inicial requerida para la compra de los equipos propuestos para llevar a cabo el reemplazo y el tiempo en que cada uno de esos equipos se pagarán por si solos.

Para llevar a cabo todo el reemplazo de todos los equipos es necesario realizar una inversión inicial de $1.150.787,72 \text{ Bf}$ generando un ahorro solamente en potencia consumida de $44.515,74 \text{ W}$, lo que se traduce en $37.435,96 \text{ Bf}$ anual y el ahorro que se generaría con el reemplazo al evitar paradas de planta no planificadas es muy significativo, más el cálculo del mismo no está contemplado en este trabajo de grado.



Tabla 5.13 Tabla indicativa del estado operativo de cada bomba.



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS





Tabla 5.14 Tabla comparativa de propiedades relevantes entre las bombas instaladas y las propuestas por reemplazo.



CAPÍTULO V: RESULTADOS, ANÁLISIS DE RESULTADOS Y SOLUCIONES PROPUESTAS





Tabla 5.15 Rentabilidad de las recomendaciones.

Equipo	Equivalente anual del equipo instalado	Equivalente anual del equipo nuevo	Diferencia entre los equivalentes anuales (EAinstalado - EAnuevo)	Rentabilidad
B-01	74.413,34	67.682,13	6.731,21	RENTABLE
B-02	50.619,44	36.213,19	14.406,25	RENTABLE
B-04	118.060,17	103.708,71	14.351,46	RENTABLE
B-05	67.922,37	65.395,90	2.526,46	RENTABLE
B-06	128.934,44	121.239,74	7.694,70	RENTABLE
B-07	50.472,20	38.287,00	12.185,19	RENTABLE
B-08	36.938,22	30.215,51	6.722,71	RENTABLE
B-09	27.822,00	22.873,25	4.948,75	RENTABLE
B-10	42.678,62	36.029,34	6.649,28	RENTABLE
B-11	41.484,10	38.798,67	2.685,43	RENTABLE
B-12	190.448,86	153.396,16	37.052,70	RENTABLE
B-13	45.622,70	39.873,66	5.749,04	RENTABLE
B-14	20.695,91	17.307,44	3.388,47	RENTABLE
B-15	5.909,91	4.836,07	1.073,84	RENTABLE
B-17	24.703,55	19.933,26	4.770,30	RENTABLE
B-20	17.540,32	12.841,13	4.699,19	RENTABLE
B-21	21.787,46	19.958,54	1.828,92	RENTABLE
B-22	50.946,86	42.704,45	8.242,41	RENTABLE
B-23	9.572,53	9.072,98	499,55	RENTABLE
B-24	106.228,66	87.426,38	18.802,28	RENTABLE
B-25	45.310,62	38.287,29	7.023,32	RENTABLE
B-26	26.635,49	22.611,29	4.024,20	RENTABLE
B-27	55.354,25	48.460,01	6.894,24	RENTABLE
B-28	136.915,24	132.645,41	4.269,84	RENTABLE
B-29	37.571,97	31.542,69	6.029,28	RENTABLE
B-30	22.552,13	19.673,33	2.878,80	RENTABLE



Tabla 5.16 Inversión inicial y tiempo de pago.

Bomba	Inversión inicial (Bf)	Tiempo de pago (años)
B-01	39828,965	6
B-02	23978,735	2
B-04	96988,65	7
B-05	30028,405	12
B-06	48948,405	7
B-07	30742,635	3
B-08	37371,73	6
B-09	33443,465	7
B-10	37395,38	6
B-11	24697,695	10
B-12	198879,945	6
B-13	31922,77	6
B-14	32840,39	10
B-15	16923,94	8
B-17	31314,965	7
B-20	29266,875	7
B-21	32530,575	6
B-22	37395,38	5
B-23	31314,965	7
B-24	70233,405	4
B-25	55352,825	8
B-26	32840,39	9
B-27	38308,27	6
B-28	43475,795	11
B-29	31922,77	6
B-30	32840,39	12



5.1.- RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADO DE LOS PARÁMETROS CALCULADOS EN CADA UNA DE LOS EQUIPOS ESTUDIADOS.	103
5.2.- RECOMENDACIONES.	147
5.2.1 Factibilidad económica de las bombas nuevas a reemplazar las instaladas.	155

Índice de figuras

Figura 5.1 Distintos puntos de estudio para cada uno de los equipos.	103
Figura 5.2 Distintas posibilidades de operación de cada uno de los equipos, (1) La bomba recircula operando en los dos puntos de estudio, (2) La bomba opera sin cavitación ni recirculación en los dos puntos en estudio, (3) La bomba cavita al operar bajo las dos condiciones planteadas, (4) La bomba recircula al operar en el punto de diseño y con el punto de operación actual opera sin problema, (5) La bomba cavita al operar en el punto de diseño y con el punto de operación actual opera sin problema, (6) La bomba cavita al operar en el punto de diseño y con el punto de operación actual cavita, (7) La bomba recircula al operar en el punto de operación actual y con el punto de diseño opera sin problema, (8) La bomba cavita al operar en el punto de operación actual y con el punto de diseño opera sin problema, (9) La bomba cavita al operar en el punto de diseño y con el punto de operación actual recircula.	115
Figura 5.3 Desgaste de los anillos de desgaste producto de la deflexión.	125

Índice de tablas

Tabla 5.01 Características de las Equipos y del fluido de operación.	104
Tabla 5.02 Punto de trabajo de los Equipos en las distintas condiciones de operación.	107
Tabla 5.03 Estudio de Eficiencia de Diseño.	110
Tabla 5.04 Estudio de Eficiencia de operación.	111



Tabla 5.05 Estudio de potencias de las condiciones de Diseño.	112
Tabla 5.06 Estudio de potencias de Operación.	114
Tabla 5.07 Estudio de cavitación y recirculación con el punto de diseño de la planta.	116
Tabla 5.08 Estudio de cavitación y recirculación con el punto de operación de la planta.	118
Tabla 5.09 Estudio de las fuerzas radiales y axiales actuantes sobre los ejes de cada equipo en las distintas condiciones de operación.....	122
Tabla 5.10 Estudio de la deflexión a la que están sometidos los ejes de cada equipo en las distintas condiciones de operación.	125
Tabla 5.11 Estudio de la Falla del eje en el punto de máximo momento (cojinete central-succión simple, apoyo del impulsor-succión doble.	127
Tabla 5.12 Estudio de la Falla del eje en el apoyo del impulsor en las bombas de succión simple y en los cojinetes en las bombas de succión doble.....	128
Tabla 5.13 Tabla indicativa del estado operativo de cada bomba.....	156
Tabla 5.14 Tabla comparativa de propiedades relevantes entre las bombas instaladas y las propuestas por reemplazo.	158
Tabla 5.15 Rentabilidad de las recomendaciones.	160
Tabla 5.16 Inversión inicial y tiempo de pago.....	161



Equipo: B-11.

• **Datos de la bomba.**

1. Marca: PACIFIC PUMPS.
2. Modelo: SVC2.
3. Tamaño: 3"S.
4. $N = 371,76 \text{ rad} / s = 3.550 \text{ rpm} .$
5. $D_{2imp} = 0,2667 \text{ m} .$
6. $P_i = 50 \text{ N} .$

• **Datos del eje de la bomba.**

1. Material del eje: AISI 4140.
 - ✓ $S_y = 421 \text{ MPa} .$
 - ✓ $S_{ut} = 655 \text{ MPa} .$
 - ✓ $E = 206.800 \text{ MPa} .$
2. $P_e = 50 \text{ N} .$
3. $D_{mayor.c} = 56,837 \text{ mm} .$
4. $d_{menor.c} = 39,349 \text{ mm} .$
5. $r = 1 \text{ mm} .$

• **Datos del motor.**

1. Marca: Westinghouse.
2. Modelo: ABFC.
3. $V_n = 440 \text{ V} .$
4. $I_n = 90 \text{ A} .$
5. $\dot{W}_{mn} = 55.927,49 \text{ W} .$



- **Punto nominal de la bomba:**

1. $H_{Bn} = 110,948 \text{ m}$.
2. $Q_n = 0,0378541 \text{ m}^3 / \text{s} = 600 \text{ gpm}$.
3. $\dot{W}_{an} = 37.284,993 \text{ W}$.
4. $NPSH_m = 3,505 \text{ m}$.

- **Condiciones de diseño de la planta:**

Propiedades del fluido.

1. Fluido de operación: LT SR GASO
2. $T_d = 196,111 \text{ }^\circ\text{C}$.
3. $SG_d = 0,6$.
4. $\gamma_d = 5.879,9178 \text{ N} / \text{m}^3$.
5. $\mu_d = 0,08 \text{ cp}$.
6. $\nu_d = 1,33459 \cdot 10^{-07} \text{ m}^2 / \text{s}$.
7. $P_{vd} = 466,775 \text{ kPa}$.

Punto de trabajo de la bomba.

1. $P_{Succd} = 530,896 \text{ kPa}$.
2. $P_{Desd} = 1.305 \text{ kPa}$.
3. $H_{Bd} = 132,894 \text{ m.c.f} = 436,0039 \text{ ft.c.f}$.
4. $Q_d = 310 \text{ gpm} = 0,0195579 \text{ m}^3 / \text{s}$.
5. $\eta_{td} = 52 \%$.



- **Condiciones de operación de la bomba:**

Propiedades del fluido.

1. Fluido de operación: LT SR GASO
2. $= 196,111^{\circ} C$.
3. $= 0,6$.
4. $\gamma_{op} = 5.879,918 N / m^3$.
5. $\mu_{op} = 0,08 cp$.
6. $\nu_{op} = 1,33459 * 10^{-07} m^2 / s$.
7. $P_{Vop} = 466,775 kPa$.

Punto de trabajo de la bomba.

1. $P_1 = 530,896 kPa$.
2. $P_2 = 1.270 kPa$.
3. $Q_{op} = 425 gpm = 0,02681133 m^3 / s$.
4. $Z_1 = 0 m$.
5. $Z_2 = 0,4 m$.

Datos de operación del motor.

1. $V = 440 V$.
2. $I = 52 A$.

- **Datos de los tramos de tubería.**

Tramo de succión.

1. Número de cédula (Schedule) = 40, $\varepsilon / D = 0,000293$.



2. $D_1 = 0,1558705 \text{ m} \longrightarrow D_{\text{Nominal/succ}} = 6 \text{ in} .$

3. $L_{T_{\text{succ}}} = 0,3 \text{ m} .$

4. Accesorios asociados al tramo: En este estudio el tramo no posee accesorio asociado.

Tramo de descarga.

1. Número de cédula (Schedule) = 40, $\varepsilon / D = 0,000293$.

2. $D_2 = 0,0788476 \text{ m} \longrightarrow D_{\text{Nominal/des}} = 3 \text{ in}$

3. $L_{T_{\text{des}}} = 0,3 \text{ m} .$

4. Accesorios asociados al tramo: En este estudio el tramo no posee accesorio asociado.

Equipo: B-24.

• **Datos de la bomba.**

1. Marca: PACIFIC PUMPS.
2. Modelo: HVC.
3. Tamaño: 10X14.
4. $N = 185,35 \text{ rad} / \text{s} = 1.770 \text{ rpm} .$
5. $D_{2_{\text{imp}}} = 0,33 \text{ m} .$
6. $P_i = 75 \text{ N} .$

• **Datos del eje de la bomba.**

1. Material del eje: AISI 4140.
 - ✓ $S_y = 421 \text{ MPa} .$
 - ✓ $S_{ut} = 655 \text{ MPa} .$
 - ✓ $E = 206.800 \text{ MPa} .$



2. $P_e = 69 \text{ N}$.

3. $D_{\text{mayor,central,eje}} = 67,441 \text{ mm}$

4. $d_{\text{menor,central,eje}} = 61,310 \text{ mm}$.

5. $r = 1 \text{ mm}$.

• **Datos del motor.**

1. Marca: S-ALLIS.

2. $\dot{W}_{mn} = 149.139,97 \text{ W} = 200 \text{ hp}$.

• **Punto nominal de la bomba:**

1. $H_{Bn} = 41,4533 \text{ m.c.f}$.

2. $Q_n = 0,277596 \text{ m}^3 / \text{s} = 4.400 \text{ gpm}$.

3. $\dot{W}_{an} = 119.311,9794 \text{ W}$.

4. $NPSH_{mn} = 5,79127 \text{ m.c.f}$.

• **Condiciones de diseño de la planta:**

Propiedades del fluido.

1. Fluido de operación: HF ACID

2. $T_d = 37,78^\circ \text{C}$.

3. $SG_d = 0,931$.

4. $\gamma_d = 9.123,6727 \text{ N} / \text{m}^3$.

5. $\mu_d = 0,3 \text{ cp}$.

6. $\nu_d = 3,22537 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 / \text{s}$.

7. $P_{vd} = 121,3477 \text{ kPa}$.



Punto de trabajo de la bomba.

1. $P_{Succd} = 1.434,109 \text{ kPa}$.
2. $P_{Desd} = 1.861,58439 \text{ kPa}$.
3. $H_{Bd} = 46,939 \text{ m.c.f} = 141,8288 \text{ ft.c.f}$
4. $Q_d = 0,218922 \text{ m}^3 / \text{s} = 3.470 \text{ gpm}$
5. $\eta_{td} = 86 \%$.

• **Condiciones de operación de la bomba:**

Propiedades del fluido.

1. Fluido de operación:
2. $T_{op} = 37,78 \text{ }^\circ \text{C}$.
3. $SG_{op} = 0,931$.
4. $\gamma_{op} = 9.123,6727 \text{ N} / \text{m}^3$.
5. $\mu_{op} = 0,3 \text{ cp}$.
6. $\nu_{op} = 3,22537 * 10^{-07} \text{ m}^2 / \text{s}$.
7. $P_{Vop} = 121,347 \text{ kPa}$.

Punto de trabajo de la bomba.

1. $P_1 = 1.434,109 \text{ kPa}$.
2. $P_2 = 1.940 \text{ kPa}$.
3. $Q_{op} = 0,100944 \text{ m}^3 / \text{s} = 1.600 \text{ gpm}$.
4. $Z_1 = 0 \text{ m}$.
5. $Z_2 = 0,4 \text{ m}$.



Datos de operación del motor.

1. $V = 460 V$.

2. $I = 155 A$.

- **Datos de los tramos de tubería.**

Tramo de succión.

1. Número de cédula (Schedule) = 40, $\varepsilon / D = 0,000107$.

2. $D_1 = 0,4286504 m \longrightarrow D_{Nominalsucc} = 18 in$

3. $L_{Tsucc} = 0,3 m$.

4. Accesorios asociados al tramo: reducción 18x12 $L_{Eqsucc} = 4,8768 m$.

Tramo de descarga.

1. Número de cédula (Schedule) = 40, $\varepsilon / D = 0,000151$.

2. $D_2 = 0,3032252 m \longrightarrow D_{Nominaldes} = 12 in$

3. $L_{Tdes} = 0,3 m$.

4. Accesorios asociados al tramo: Ampliación 10x12 $L_{Eqdes} = 2,1336 m$.



Equipo B-11.

Fase N° 1: Estimación de los parámetros necesarios para el estudio en condiciones de diseño de la planta.

Paso N°1: Cálculo de la potencia útil, accionamiento, del motor y eléctrica en función del punto de diseño de la planta.

Dicho cálculo se realiza de la siguiente manera.

1. Potencia útil.

La potencia útil se obtiene utilizando la ecuación 2.09.

$$\dot{W}_{ud} = 5.879,918 \times 132,894 \times 0,0195579 = 15.282,6564 \text{ W}$$

2. Potencia de accionamiento.

La potencia de accionamiento se calcula con la ecuación N° 2.12

$$\dot{W}_{ad} = \frac{15.282,6564}{0,52} = 29.389,72 \text{ W}$$

3. Potencia del motor.

$$\dot{W}_{md} = \dot{W}_{ad} = 29.389,72 \text{ W}$$



4. Potencia eléctrica.

Por tanto la potencia eléctrica se obtiene con la ecuación 2.15 y la eficiencia del motor $\eta_m = 90$ (%).

$$\dot{W}_{ed} = \frac{29.389,72}{0.9} = 32.655,24 \text{ W}$$

Paso N° 2: Estudio de la eficiencia.

Para el cálculo de la velocidad específica se utiliza la ecuación 2.21, en la cual se sustituye los valores de caudal y altura de bombeo en unidades del sistema ingles.

$$N_s = \frac{3.550 \times 310^{1/2}}{436,0039^{3/4}} = 655,0755$$

Paso N° 3: Cálculo de la potencia de accionamiento, del motor y eléctrica en función de la eficiencia teórica.

Después de haber obtenido la eficiencia teórica se recalculan las potencias de accionamiento, del motor y eléctrica para así poder estimar la potencia que se podría ahorrarse si la bomba estuviera trabajando con dicha eficiencia.

1. Potencia de accionamiento.

Se calcula la nueva potencia de accionamiento con la ecuación 2.11.

$$\dot{W}_{ad \max} = \frac{15.282,6564}{0,6644} = 23.002,19 \text{ W}$$



2. Potencia del motor.

Considerando la eficiencia del acople $\eta_a = 100 \%$.

$$\dot{W}_{md\max} = \dot{W}_{ad\max} = 23.002,19 \text{ W}$$

3. Potencia eléctrica.

La potencia eléctrica utilizando la ecuación 2.15.

$$\dot{W}_{ed\max} = \frac{23.002,4772}{0,9} = 25.558,31 \text{ W}$$

Luego de obtener la potencia eléctrica en función de la eficiencia teórica, se estima el ahorro energético que pudiera haber si la bomba trabajara con dicha eficiencia.

$$\dot{W}_{edhorrada} = \dot{W}_{ed} - \dot{W}_{ed\max} = 32.655,24 - 25.558,31 = 7.096,93 \text{ W}$$

Paso N° 4: Estimación teórica del tipo de impulsor de la bomba.

Haciendo uso de la ecuación 2.22.

$$n_s = 3,65 \times \frac{3.550 \times 0,0378541^{1/2}}{110,948^{3/4}} = 73,7469$$

Luego con este valor de n_s se entra a la figura G.23 y se obtiene con el tipo de impulsor con que debería estar trabajando la bomba. Para este caso la bomba posee un impulsor **RADIAL LENTO**.



Paso N° 5: Cálculo de la fuerza radial y axial total.

Este caso la bomba es de succión simple (eje en voladizo), por tanto el cálculo de las fuerzas se realiza de la siguiente forma.

1. Cálculo de la fuerza radial.

Para estimar la fuerza radial que actúa en el eje de la bomba se utiliza la ecuación 2.35, pero antes se debe tener en cuentas las siguientes consideraciones:

- El valor el valor de coeficiente experimental K_r , se obtiene entrando al gráfico figura G.25 con el valor de velocidad específica calculada con el punto nominal de la bomba (en unidades del sistema ingles) y la relación del caudal de diseño y nominal. Tales valores son los siguientes:

Con la ecuación 2.21.

$$N_s = \frac{3.550 \times 600^{1/2}}{364^{3/4}} = 1.043,465$$

La relación del caudal de diseño y nominal es $\frac{Q_d}{Q_n} = \frac{0,0195579}{0,0378541} = 0,516$

Entonces con los valores de velocidad específica y relación de los caudales se obtiene el coeficiente experimental $K_{rd} = 0,07$.

- La gravedad específica se asume igual a la del agua, es decir $SG_d = 1$, para que el valor de la fuerza sea mayor siendo el caso más crítico.



- El diámetro mayor del impulsor se extrae de la curva del fabricante, el cual es $D_{2imp} = 0,2667 \text{ m}$.

- Para determinar el ancho a la salida del rodete se realizó de dos maneras:

✓ La primera es buscando una escala entre una medida real de la bomba y una medida del plano, en este caso la medida real que se consideró fue el diámetro del impulsor. Obteniendo como resultado $b_2 = 0,008744 \text{ (m)}$.

✓ La segunda es a través de una estimación teórica, la cual se realizó de la siguiente forma: Con la velocidad específica para el punto de mayor eficiencia en sistema internacional calculada con la ecuación 2.22, se entra a la figura G.22 y se extrae el valor de la relación b_2 / D_2 , para luego con el valor del diámetro mayor del impulsor se obtiene el valor del ancho a la salida del rodete.

Con la ecuación 2.34.

$$n_s = \frac{3.550 \times 0,0378541^{1/2}}{110,948^{3/4}} = 20,2043$$

Entrando al gráfico de la figura G.22 se extrae.

$$\frac{b_2}{D_{2imp}} = 0,05$$

Con el diámetro mayor del impulsor se estima el valor del ancho del impulsor.

$$b_2 = 0,05 \times 0,2667 = 0,013335 \text{ m}$$



Por poseer el plano del equipo se tomará el ancho de la salida del impulsor, estimado de la primera manera.

Ahora bien para la estimación de la fuerza radial para las condiciones de diseño se hace con la ecuación 2.35.

$$F_{r_d} = 9.790 \times 0,07 \times 1 \times 132,894 \times 0,2667 \times 0,008744 = 212,382 \text{ N} .$$

2. Cálculo de la fuerza axial total.

A.Fuerza 1. (Perfil de presiones en la corona anterior del impulsor).

La fuerza 1 se obtiene con la ecuación 2.36, para la resolución de dicha fuerza se obtiene los parámetros, los cuales son.

- La relación de giro entre el impulsor y la carcasa se calcula con la ecuación 2.37. Para este cálculo, el espacio axial (S_D) se puede obtener de dos maneras:

- ✓ Se extrajo del plano de la bomba con una relación de escala de una medida real con una del plano, obteniendo S_D (m).
- ✓ La otra forma se obtuvo el valor de espacio axial de la norma API 610 (novena edición) página 75 Tabla #12, el cual es $S_D = 0,007 \text{ in} = 0,0001778 \text{ m}$.

Para el cálculo de la fuerza se toma el valor de la norma por ser el más conservador.

Luego con el diámetro mayor del impulsor y el espacio axial seleccionado, se obtiene la relación de giro.



$$K = \frac{1}{1 + 2,39 \left(0,17 + \frac{2 \times 0,0001778}{0,2667} \right)^{4/7}} = 0,53414$$

- El diámetro del anillo de desgaste se obtiene con una relación de escala (calculada de la misma forma del ancho del impulsor y espacio axial) obteniendo $D_{anillo} = 0,118047 \text{ m}$.

- Las velocidades tangenciales a la salida del impulsor y la del diámetro del anillo de desgastes se obtiene a través de la ecuación B.01.

$$U = \frac{\pi \times N}{60} \times D \quad (\text{Ec B.01})$$

Dónde.

- U : Velocidad tangencial m/s .

- N : Velocidad de giro rpm .

- D : Diámetro de giro m .

Aplicando la ecuación B.01 se determinan las velocidades tangenciales a la salida del impulsor y a la del diámetro del anillo de desgaste.

$$U_2 = \frac{\pi \times 3550}{60} \times 0,2667 = 49,5735 \text{ m/s}$$

$$U_{anillo} = \frac{\pi \times 3550}{60} \times 0,118047 = 21,9422 \text{ m/s}$$

- La presión de descarga y peso específico se toman para las condiciones de diseño de la planta.



Por tanto la **fuerza 1** da como resultado.

$$F_{1d} = \frac{\pi}{4} \times (0,2667^2 - 0,11804^2) \times \left[1.305.000 - \frac{5.879,918 \times 0,53414^2}{4 \times 9,81} \times (49,5735^2 - 21,9422^2) \right]$$

$$F_{1d} = 54.825,589 \text{ N}$$

B. Fuerza 2. (Perfil de presiones en la corona posterior del impulsor).

La fuerza 2 se obtiene por medio de la ecuación 2.38.

El diámetro del eje se obtiene de la siguiente forma:

- Se calcula el momento torsor con la ecuación 2.29, utilizando la potencia de accionamiento nominal y la velocidad de giro de la bomba.

$$Mt = \frac{37.284,993}{371,7555} = 100,2944 \text{ N.m}$$

- Luego se estima el diámetro del eje con la ecuación 2.30, para el cálculo de la resistencia del material a la torsión se obtiene con la ecuación 2.31 y tomando el valor del esfuerzo de fluencia del material de los datos.

$$S_y = 421 \text{ MPa} = 421.000.000 \text{ N/m}^2.$$

$$\tau_c = 0,6 \times 421.000.000 = 252.600.000 \text{ N/m}^2$$

Por tanto el diámetro del eje es.



$$D_{eje} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 100,2904}{\pi \times 252.600.000}} = 0,012646 \text{ m}$$

Luego se obtiene la velocidad tangencial del eje aplicando la ecuación 4.01

$$U_{eje} = \frac{\pi \times 3.550}{60} \times 0,012646 = 2,3506 \text{ m/s}$$

Finalmente se obtiene la **fuerza 2**.

$$F_{2d} = \frac{\pi}{4} \times (0,27^2 - 0,013^2) \times \left[1.305.000 - \frac{5.879,9 \times 0,53^2}{4 \times 9,81} \times (49,57^2 - 2,35^2) \right]$$

$$F_{2d} = 66.896,3074 \text{ N}$$

C. Fuerza 3. (Empuje axial generado por la variación de la cantidad de movimiento del fluido).

La fuerza tres se estima con la ecuación 2.39, obteniendo los parámetros de dicha ecuación de la siguiente manera:

- Con la ecuación 2.43 se calcula la velocidad del fluido en el ojo del impulsor, pero antes se debe estimar el diámetro de dicho ojo.

El diámetro del ojo del impulsor se estima con ayuda de la gráfica de la figura N° 2.21, en la cual se entra con la velocidad específica calculada con el punto nominal (estimada en el cálculo de la fuerza radial) de la bomba, se corta la curva representada por la relación de los diámetros mayor del impulsor y del ojo del mismo y se extrae dicho valor.



$$\frac{D_{2imp}}{D_o} = 2,5$$

Con la relación obtenida anteriormente y el diámetro mayor del impulsor, se calcula el diámetro del ojo utilizando la ecuación 2.33.

$$D_o = \frac{0,2667}{2,5} = 0,10668 \text{ m}$$

Luego se calcula la velocidad en el ojo del impulsor, con el caudal de diseño y diámetro del ojo anteriormente estimado.

$$V_o = \frac{0,0195579}{\frac{\pi \times 0,1066^2}{4}} = 2,1913 \text{ m/s}$$

- El cálculo de la fuerza se realiza con la densidad en condiciones de diseño y se obtiene.

$$\rho_d = \frac{\gamma_d}{9,81} \longrightarrow \rho_d = \frac{5.879,9179}{9,81} = 599,38 \text{ kg/m}^3$$

Finalmente se obtiene la **fuerza 3**.

$$F_{3d} = 599,38 \times 0,0195579 \times 2,1913 = 25,687 \text{ N}$$

D. Fuerza 4. (Empuje generado por la presión de succión).

La fuerza 4 se estima con la ecuación 2.41, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:



- La presión en el ojo del impulsor es la misma presión de succión en condiciones de diseño de la planta.
- Los diámetros del ojo y el eje son iguales a los calculados anteriormente.

Por tanto la **fuerza 4**

$$F_{4d} = \frac{530.896 \times \pi \times 0,10668^2}{4} - \frac{101.325 \times \pi \times 0,012646^2}{4}$$

$$F_{4d} = 4.732,591 \text{ (N)}$$

Luego de obtener las cuatros fuerzas, se obtiene la fuerza total resultante, utilizando la ecuación 2.42.

$$F_{TSSd} = 66.896,307 - 54.825,589 - 25,687 - 4.732,591 = 7.312,438 \text{ N}$$

Fase N° 2: Estimación de los parámetros necesarios para el estudio en condiciones de operación de la planta.

Paso N° 1: Cálculo de la altura de bombeo.

1. Cálculo de pérdidas en los tramos de succión y descarga.

Tramo de succión.

La estimación de las pérdidas en el tramo de succión se realiza con la ecuación 2.04, determinando los parámetros de la ecuación de la siguiente forma.



Con el caudal de operación y con el diámetro interno de la tubería, se obtiene la velocidad del fluido.

$$V_1 = \frac{Q_{op}}{\frac{\pi \times D_{int\ succ}^2}{4}} \longrightarrow V_1 = \frac{0,02681133}{\frac{\pi \times 0,1558705^2}{4}} = 1,4051 \text{ m/s}$$

Con la viscosidad del fluido y el diámetro interno de la tubería, se obtiene el número de Reynolds con la ecuación 2.05.

$$Re = \frac{1,4052 \times 0,1558705}{1,33459 \times 10^{-7}} = 1.641.172,3945 > 2100 \text{ (El fluido se deslaza en}$$

régimen turbulento).

Luego se calcula el factor de fricción con la ecuación 2.07.

$$\frac{1}{\sqrt{f_{succ}}} = -2 \times \log \left(\frac{0,000293}{3,7} + \frac{2,51}{1.641.172,3945 \times \sqrt{f_{succ}}} \right)$$

Despejando se obtiene $f_{succ} = 0,0153294$

Para este caso el tramo de estudio de succión no posee accesorios.

Finalmente con la longitud del tramo y la ecuación 2.04 se calculan las pérdidas.

$$h_{fsucc} = 0,0153294 \times \frac{0,3}{0,1558705} \times \frac{1,4051^2}{2 \times 9,81} = 2,96891 \times 10^{-3} \text{ m.c.f}$$



Tramo de descarga.

Para el tramo de descarga se aplica la misma metodología de cálculo del tramo anterior.

Con el caudal de operación y el diámetro interno de la tubería del tramo de descarga, se obtiene la velocidad del fluido.

$$V_2 = \frac{Q_{op}}{\frac{\pi \times D_{int\ des}^2}{4}} \longrightarrow V_2 = \frac{0,02681133}{\frac{\pi \times 0,0788476}{4}} = 5,4914 \text{ m/s}$$

Con la viscosidad del fluido en condiciones de operación, se obtiene el número de Reynolds con la ecuación 2.05.

$$Re = \frac{5,4914 \times 0,0788476}{1,33459 \times 10^{-7}} = 3.244.332,979 > 2.100$$
 (El fluido se desplaza en régimen turbulento).

Luego se calcula el factor de fricción con la ecuación 2.07.

$$\frac{1}{\sqrt{f_{des}}} = -2 \times \log \left(\frac{0,000293}{3,7} + \frac{2,51}{3.244.332,979 \times \sqrt{f_{des}}} \right)$$

Despejando $f_{des} = 0,017461353$

Finalmente se obtiene las pérdidas en el tramo de descarga con la ecuación 2.04.

$$h_{fdes} = 0,017461353 \times \frac{0,3}{0,0788476} \times \frac{5,4914^2}{2 \times 9,81} = 0,10211 \text{ m.c.f}$$



APÉNDICE B: CÁLCULO HIDRÁULICO



Con las pérdidas en los dos tramos (succión y descarga), y con los datos en condiciones de operación de la bomba estima la altura de bombeo, utilizando la ecuación 2.08.

$$H_{Bop} = \frac{1.270.000 - 530.896}{5.879,9178} + \frac{5,4914 - 1,4051}{2 \times 9,81} + 0,4 - 0 + (0,10211 + 2,96891 \times 10^{-3})$$

$$H_{Bop} = 127,6411 \text{ m.c.f}$$

Después de obtener la altura de bombeo y con el caudal de operación, se entra a la gráfica suministrada por el fabricante y se intersecta la curva del diámetro del rodete correspondiente, se extrae la eficiencia de la bomba tal como se muestra en la figura B.01.

En la figura B.01 se muestra la curva de funcionamiento de la bomba en estudio.

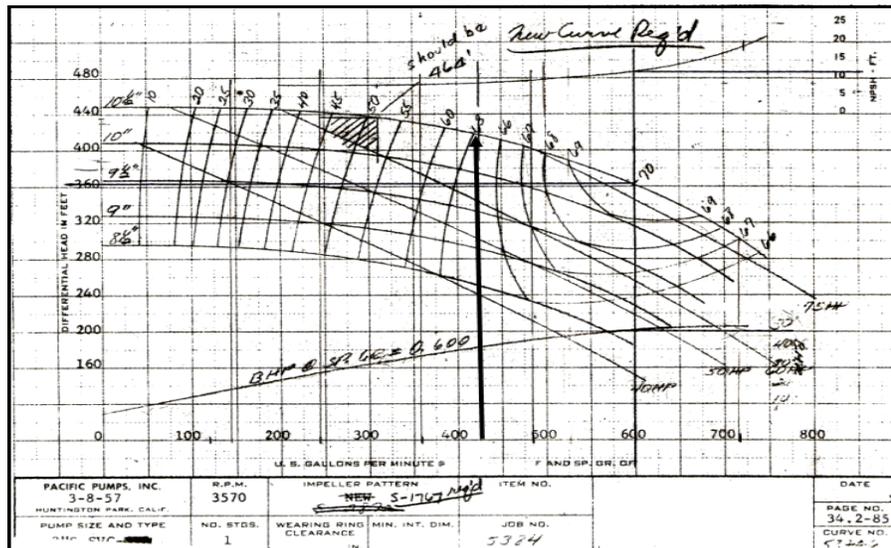


Figura B.01 Curva de funcionamiento de la bomba G-11Crudo.
Fuente: PACIFIC PUMPS.



Paso N° 2: Cálculo de la potencia útil, accionamiento, eléctrica y del motor eléctrico.

1. Potencia útil.

La potencia útil se obtiene utilizando la ecuación 2.09 y el punto de trabajo de la bomba para las condiciones de operación de la planta.

$$\dot{W}_{uop} = 5.879,9178 \times 127,6411 \times 0,02681133 = 20.122,417 \text{ W}$$

2. Potencia de accionamiento.

La potencia de accionamiento se calcula con la eficiencia extraída de la curva del fabricante y la potencia útil, utilizando la ecuación 2.11.

$$\dot{W}_{aop} = \frac{20.122,417}{0,62} = 32.455,51 \text{ W}$$

3. Potencia del motor.

Para el cálculo de la potencia del motor se considera la máxima eficiencia del acople ($\eta_a = 100 \%$) debido a que los equipos no presentan problemas de alineación, es decir no hay pérdidas en este punto, por tanto la potencia del motor es igual a la potencia de accionamiento.

$$\dot{W}_{mop} = \dot{W}_{aop} = 32.455,51 \text{ W}$$

4. Potencia Eléctrica.

Con los valores de corriente y voltaje tomados en campo, se calcula la potencia eléctrica consumida por el motor asociado a la bomba con la ecuación 2.14.



El valor de factor de potencia para el cálculo fue suministrado por el personal de la empresa, el cual es igual 0,85.

$$\dot{W}_{ep} = \sqrt{3} \times 440 \times 52 \times 0,85 = 33.684,9241 \text{ W}$$

Paso N° 3: Estudio de la eficiencia.

El estudio de la eficiencia para las condiciones de operación de la planta se realiza de igual manera que para las condiciones de diseño de la planta.

Se la calcula velocidad específica con la ecuación 2.21, sustituyendo los valores de caudal y altura de bombeo en unidades del sistema inglés.

$$N_s = \frac{3.550 \times 425^{1/2}}{418,77^{3/4}} = 790,5714$$

Luego con el caudal de operación se extrae de la gráfica la eficiencia máxima total con la cual podría estar operando la bomba $\eta_{top\max} = 71,33$ (%). Esta eficiencia se compara con la eficiencia total de la bomba en condiciones de operación.

Paso N° 4: Cálculo de la potencia de accionamiento, del motor y eléctrica en función de la eficiencia teórica.

Después de haber obtenido la eficiencia teórica se recalculan las potencias de accionamiento, del motor y eléctrica para así poder estimar la potencia que se podría ahorrarse si la bomba estuviera trabajando con dicha eficiencia.

1. Potencia de accionamiento.

Con la potencia útil en condiciones de operación obtenida anteriormente y la eficiencia teórica, se calcula la nueva potencia de accionamiento con la ecuación 2.11.



$$\dot{W}_{aop\max} = \frac{20.122,417}{0,7133} = 28.210,31 \text{ W}$$

2. Potencia del motor.

Como fue mencionado anteriormente se considera la eficiencia del acople $\eta_a = 100$ %, por tanto:

$$\dot{W}_{mop\max} = \dot{W}_{aop\max} = 28.210,31 \text{ W} .$$

3. Potencia eléctrica.

Con la nueva potencia de accionamiento y la eficiencia del motor anteriormente obtenida, se obtiene la potencia eléctrica utilizando la ecuación 2.15.

$$\dot{W}_{eop\max} = \frac{28.210,31}{0,9} = 31.344,78 \text{ W}$$

Luego de obtener la potencia eléctrica en función de la eficiencia teórica, se estima el ahorro energético que pudiera haber si la bomba trabajara con dicha eficiencia.

$$\dot{W}_{eophorrada} = \dot{W}_{eop} - \dot{W}_{eop\max} = 33.684,9241 - 31.344,78 = 2.340.14 \text{ W}$$

Paso N° 5: Caudal mínimo de operación de la bomba.

Con la ecuación 2.28, siendo los valores de caudal y carga neta positiva de succión requerida (NPSHr) para el punto de máxima eficiencia de la bomba, los siguientes.

- $NPSH_{Rn} = 3,505 \text{ m} = 11,4993 \text{ ft} .$



$$S = \frac{3.550 \times 600^{1/2}}{11,4993^{3/4}} = 13.925,1674$$

Luego con la velocidad específica de succión y la relación de los diámetros del cubo y ojo igual a cero (ya que en este caso el equipo no posee cubo por ser una bomba de eje libre), se entra a la gráfica de la figura G.19 y se corta la curva correspondiente a dicho valor, para así extraer el porcentaje de recirculación, dando como resultado el siguiente.

$$R_i = 88 \%$$

Con este valor finalmente se estima el caudal mínimo de operación de la siguiente manera.

$$Q_{\min} = R_i \times Q_n = 0,88 \times 600 = 528 \text{ gpm} = 3,331162 \times 10^{-2} \text{ m}^3 / \text{s} .$$

Paso N° 6: Cálculo del caudal máximo de operación.

Para obtener el caudal máximo de operación se construye la curva del NPSH disponible con la ecuación 2.24.

A continuación se presenta al cálculo para un porcentaje de caudal del 20 % del nominal.

- $Q = 0,2 \times Q_n = 0,2 \times 600 = 120 \text{ gpm} = 0,00757082 \text{ m}^3 / \text{s} .$

Las pérdidas en el tramo se estiman aplicando la metodología anteriormente utilizada para estimar las pérdidas en los tramos de succión y descarga en el cálculo de la altura de bombeo, por tanto se obtiene lo siguiente.



$$\left\{ \begin{array}{l} V_{20\% Q_n} = 0,3967 \text{ m/s} \\ \\ \text{Re} = 463385,3371 \\ \\ f_{20\% Q_n} = 0,01631 \\ \\ h_{f20\% Q_n} = 0,0002518 \text{ m.c.f} \end{array} \right.$$

Con los datos en condiciones de operación de la bomba y las pérdidas estimadas anteriormente, se obtiene el NPSH disponible.

$$NPSH_{D20\% Q_n} = \frac{(530.896 + 101.320) - 466.775}{5.879,9178} + \frac{0,3967^2}{2 \times 9,81} + 0 - 0,0002518$$

$$NPSH_{D20\% Q_n} = 28,1443 \text{ m.c.f}$$

Tabla B.01 Valores de NPSH disponible y requerido para los distintos porcentajes de caudal.

Porcentajes	$Q \text{ gpm} / \text{m}^3 / \text{s}$	$h_f \text{ m.c.f}$	$NPSH_D \text{ m.c.f}$	$NPSH_R \text{ m.c.f}$
20% Q_n	120 / 0,00757082	0,00025186	27,94	2,286027798
40% Q_n	240 / 0,01514647	0,00096688	27,94	2,286027798
60% Q_n	360 / 0,02274707	0,00214137	27,90	2,438429651
80% Q_n	480 / 0,03028329	0,00377502	27,87	2,743233358
100% Q_n	600 / 0,03785411	0,0058677	27,82	3,505242624
120% Q_n	720 / 0,04542494	0,00841954	27,70	5.486466715



En la tabla B.01 se muestra los valores de NPSH disponible y requerido para los distintos porcentajes de caudal, así como también las pérdidas hidráulicas generadas para cada caudal en el tramo de succión.

Paso N° 7: Cálculo de la fuerza radial y axial total.

1. Fuerza radial.

La fuerza radial se estima con la ecuación 2.35 y con los parámetros obtenidos anteriormente.

- Con la relación de caudales $\frac{Q_{op}}{Q_n} = \frac{0,02681133}{0,0378541} = 0,7082$ y la velocidad específica, se

entra a la Figura G.25 y se extrae el valor del coeficiente experimental $K_{rop} = 0,07$.

- $H_{Bop} = 127,6411 \text{ m}$.

$$F_{rd} = 9.790 \times 0,07 \times 1 \times 127,6411 \times 0,2667 \times 0,013335 = 311,0908 \text{ N}$$

2. Cálculo de la fuerza axial total.

A. Fuerza 1. (Perfil de presiones en la corona anterior del impulsor).

Con los datos ya determinados.

Utilizando la ecuación 2.36 se obtiene la fuerza 1.

$$F_{1op} = \frac{\pi}{4} \times (0,26^2 - 0,11^2) \times \left[1.270.000 - \frac{5.879,91 \times 0,53^2}{4 \times 9,81} \times (49,57^2 - 21,94^2) \right]$$



$$F_{1op} = 53.253,43 \text{ N}$$

B. Fuerza 2. (Perfil de presiones en la corona posterior del impulsor).

Con los datos ya determinados.

- La presión en la brida de descarga se obtiene aplicando un Bernoulli desde el punto de referencia de donde se tomo el dato de presión hasta la brida de descarga de la bomba. Dicho cálculo se realiza utilizando la ecuación 2.23.

$$H_2 = H_{bdes} - h_f$$

Despejando al disponibilidad en la brida de descarga.

$$H_{bdes} = H_2 - h_f$$

Desglosando las disponibilidades en los puntos y sustituyendo los valores de presión, velocidad, y energía potencial. Se despeja la presión en la brida descarga, para así obtener la presión en dicho punto.

$$P_{bdes} = \gamma_{op} \times \left[\frac{P_2}{\gamma_{op}} + (Z_2 - Z_{bdes}) + h_{fdes} \right]$$

$$P_{bdes} = 5.879,9178 \times \left[\frac{1.270.000}{5.879,9178} + (0,4 - 0,3) + 0,10211 \right]$$

$$P_{bdes} = 1.271.188,3901 \text{ Pa}$$



Luego con la ecuación 2.38 se obtiene la fuerza 2.

$$F_{2op} = \frac{\pi}{4} \times (0,26^2 - 0,012^2) \times \left[1.271.188,39 - \frac{5.879,91 \times 0,53^2}{4 \times 9,81} \times (49,57^2 - 2,35^2) \right]$$

$$F_{2op} = 65.011,6855 \text{ N}$$

C. Fuerza 3. (Empuje axial generado por la variación de la cantidad de movimiento del fluido).

Con el caudal de la bomba en condiciones de operación de la planta y el diámetro del ojo del impulsor se calcula la velocidad en el ojo del impulsor.

$$V_o = \frac{Q_{op}}{\frac{\pi \times D_{ojo}^2}{4}} = \frac{0,02681133}{\frac{\pi \times 0,10668^2}{4}} = 2,9999 \text{ m/s}$$

- $\rho_{op} = 599,38 \text{ kg/m}^3$.

Luego con la ecuación 2.39 se obtiene la fuerza 3.

$$F_{3op} = 599,38 \times 0,02681133 \times 2,9999 = 48,2089 \text{ N}$$

D. Fuerza 4. (Empuje generado por la presión de succión).

Con la ecuación 2.41 se obtiene la fuerza 4.

$$F_{4op} = \frac{530.896 \times \pi \times 0,10668^2}{4} - \frac{101.325 \times \pi \times 0,012646^2}{4}$$



$$F_{4op} = 4.732,5916 \text{ N}$$

Luego de obtener las cuatros fuerzas, se obtiene la fuerza total resultante, utilizando la ecuación 2.42.

$$F_{TSSop} = 65.011,6855 - 53.253,4313 - 48,2089 - 4.732,5916 = 6.977,4537 \text{ N}$$

Equipo B-24.

B. Fuerza 3. (Empuje axial generado por la variación de la cantidad de movimiento del fluido).

- $N_s = 2.948,12180$; $D_{2imp} / D_o = 1,7$; $D_o = 0,21 \text{ m}$.
- $\rho_d = 930,038 \text{ kg / m}^3$.
- La velocidad en el ojo del impulsor se obtiene utilizando la ecuación 2.43

$$V_0 = \frac{Q/2}{\frac{\pi \times D_o^2}{4}} = \frac{0,218922/2}{\frac{\pi \times 0,21^2}{4}} = 3,160319 \text{ m/s}$$

Finalmente se obtiene la **fuerza 3** con la evacuación 2.39.

$$F_{3d} = 321,729 \text{ N}$$

C. Fuerza 4. (Empuje generado por la presión de succión).

- $P_{1p} = 13.434,1094 \text{ kPa}$.
- $P_{atm} = 101,325 \text{ kPa}$.
- Se determina el diámetro del eje



$$Mt = 643,698 \text{ N.m .}$$

$$S_y = 421 \text{ MPa} = 421.000.000 \text{ N / m}^2 .$$

$$\tau_c = 252.600.000 \text{ N / m}^2 .$$

$$D_{eje} = 0,0674413 \text{ m .}$$

Por tanto la **fuerza 4**

$$F_{4d} = 49.337,772 \text{ N}$$

Luego de obtener las tres fuerzas, se obtiene la fuerza total resultante, utilizando la ecuación 2.45.

Fase N° 3: Estimación de los parámetros necesarios para el estudio en condiciones de operación de la planta.

Paso N° 1: Cálculo de la altura de bombeo.

1. Cálculo de pérdidas en los tramos de succión y descarga.

- **Tramo de succión.** $V_1 = 0,69949 \text{ m / s}$; $Re = 929.627,35$; $f_{succ} = 0,013624692$;

$$h_{fsucc} = 0,00410353 \text{ m.c.f .}$$

- **Tramo de descarga.** $V_2 = 1,39785383 \text{ m / s}$; $Re = 1.314.155,747$; $f_{des} =$

$$0,013880294$$
; $h_{fdes} = 0,011094483 \text{ m.c.f .}$

Por tanto la altura de bombeo para las condiciones de operación es.

$$H_{Bop} = 55,937976 \text{ m.c.f}$$



APÉNDICE B: CÁLCULO HIDRÁULICO



Nota: Para las alturas (Z), se toma como referencia el Datum de la bomba.

Después de obtener la altura de bombeo y con el caudal de operación, se entra a la gráfica suministrada por el fabricante y se interceptan con la curva del diámetro del rodete correspondiente, se extrae la eficiencia de la bomba tal como se muestra en la figura N° 4.4.

En la figura B.02 se muestra la curva de funcionamiento de la bomba en estudio.

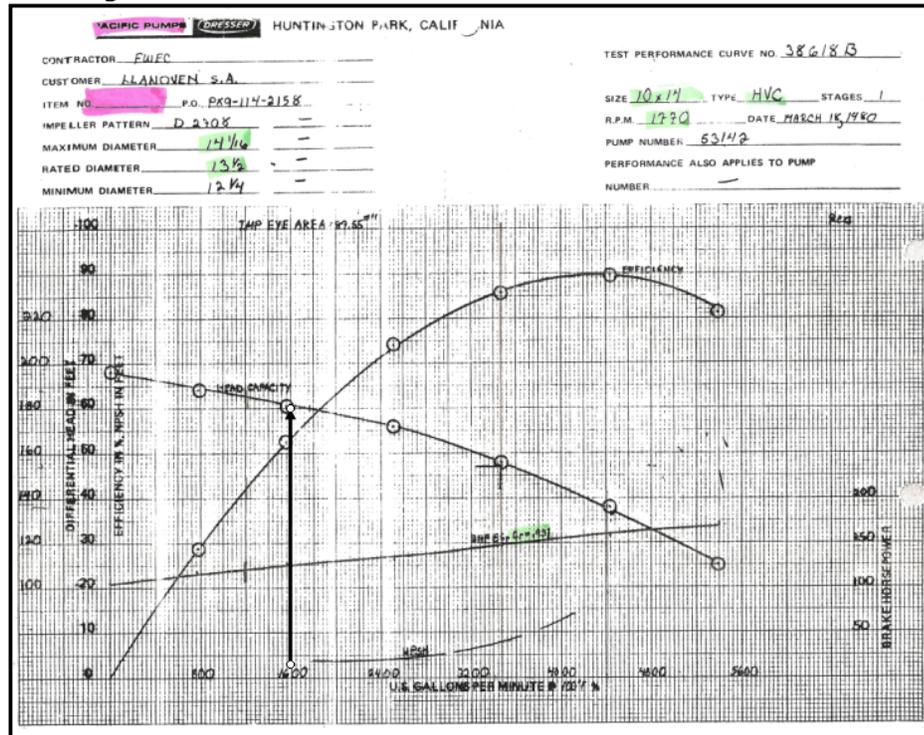


Figura B.02. Curva de funcionamiento de la bomba G-24Crudo.
Fuente: PACIFIC PUMPS.

Por tanto el punto de trabajo de bomba en condiciones de operación se muestra en la tabla B.02.

Tabla B.02 Punto de trabajo de la bomba en condiciones de operación.

Q_{op} m^3/s / gpm	0,100944314 / 1.600
H_{Bop} $m.c.f$ / $ft.c.f$	46,93977 / 154,00187
η_{top} %	63,5



Paso N° 5: Caudal mínimo de operación de la bomba.

Para determinar el caudal mínimo de operación se debe obtener la velocidad específica de succión, en la cual para el caso de las bombas de doble succión se debe realizar dicho calculo con la mitad del caudal nominal de la bomba.

- $NPSH_{Rn} = 5,79127 \text{ m.c.f} = 19 \text{ ft.c.f} .$
- $(Q_n / 2) = 2.200 \text{ gpm} .$

El cálculo de la velocidad específica se hace en unidades del sistema ingles, utilizando la ecuación 2.28.

$$S = \frac{1.770 \times 2.200^{1/2}}{19^{3/4}} = 9.122,6162$$

En el caso de las bombas de doble succión ellas poseen cubo, por tanto para determinar el diámetro del cubo se realiza con la ecuación 2.32.

$$D_c = 1,3 \times 0,0674413 = 0,08767 \text{ m}$$

Luego con la relación de los diámetros del cubo y el ojo, y la velocidad específica de succión, se entra la figura G.21 , cortando la curva correspondiente a dicho valores. Obtenemos lo siguiente.

- $D_c / D_o = 0,417.$

$$R_i = 60 \%$$



Con este valor finalmente se estima el caudal mínimo de operación segura de la bomba.

$$Q_{\min} = 0,6 \times 4.400 = 2.640 \text{ gpm} = 0,166558 \text{ m}^3 / \text{s} .$$

Paso N° 6: Cálculo del caudal máximo de operación.

Se obtiene los valores de NPSH disponible y requerido para los distintos porcentajes del caudal nominal de la bomba tal como se muestra en la tabla B.03

Tabla B.03: Valores de NPSH disponible y requerido para los distintos porcentajes de caudal.

Porcentajes	$Q \text{ gpm} / \text{m}^3 / \text{s}$	$h_f \text{ m.c.f}$	$NPSH_D \text{ m.c.f}$	$NPSH_R \text{ m.c.f}$
20% Q_n	880 / 0,055519	0,001318	154,99663	1,21921
40% Q_n	1.760 / 0,1110387	0,004926	155,01565	1,21921
60% Q_n	2.640 / 0,166558	0,010761	155,04754	1,28018
80% Q_n	3.520 / 0,222077	0,018816	155,09229	2,43843
100% Q_n	4.400 / 0,277596	0,029085	155,14992	2,43843
120% Q_n	5.280 / 0,333116	0,041567	155,22042	2,43843

Con los valores se NPSH disponible y requerido para los diferentes caudales, se construye la gráfica para así determinar el caudal máximo de operación segura de la bomba.

En la figura B.03 se muestra el gráfico para determinar el caudal máximo de operación segura de la bomba. Siendo este caudal el punto de corte entre las dos curva.

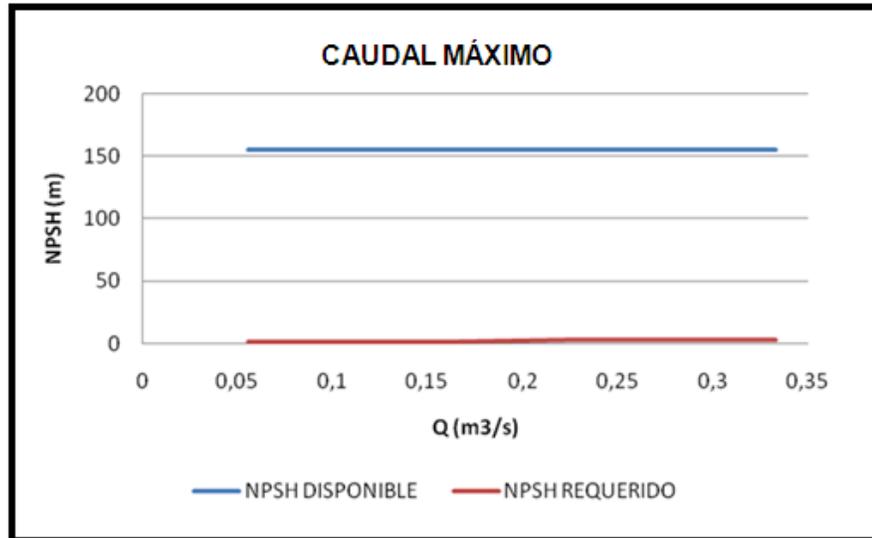


Figura B.03 Gráfica utilizada para determinar el caudal máximo de operación segura de la bomba.

Para el estudio de esta bomba no hay corte entre la curva del NPSH requerido ni el disponible, por tanto se asume que el caudal máximo de operación, es el mayor caudal entregado por la bomba.



Fase N° 1: Deflexión a la cual está sometido el eje de transmisión de potencia de bomba de simple succión.

En la figura C.01 se esquematizan los parámetros necesarios, ubicados en una representación general de un eje de transmisión de potencia de una bomba centrífuga de succión simple.

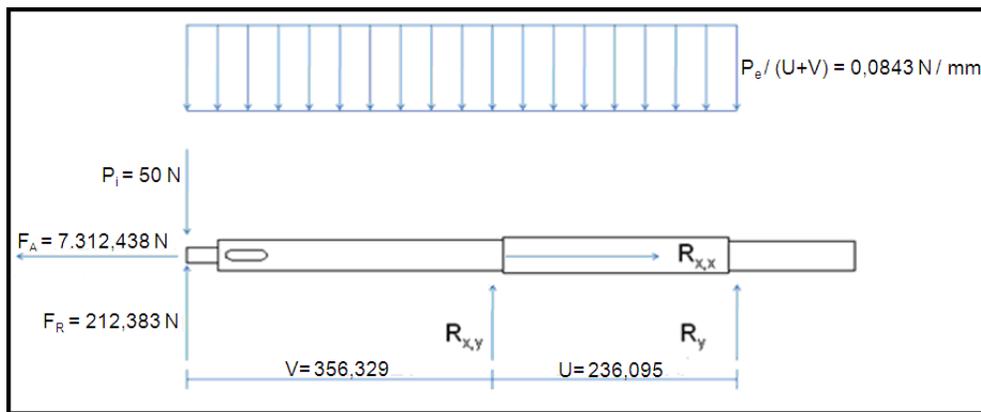


Figura C.01 Esquema de distribución de fuerzas y distancias en el eje de la bomba.

Las dimensiones de los ejes se extrajeron de planos suministrado por el fabricante, haciendo una escala entre una dimensión real y la de dicho plano, para este caso se usó la del diámetro mayor del impulsor.

Por otra parte es necesario conocer el valor de la inercia para el cálculo de la deflexión, con la ecuación 2.48.

$$I = \frac{\pi \times (39,349)^4}{64} \longrightarrow I = 117.683,651 \text{ mm}^4$$

Nota: El diámetro utilizado para calcular la inercia, es el menor diámetro de la reducción en el cojinete central.

Al sustituir los valores anteriores en la ecuación 2.46, se obtiene el valor de la deflexión que sufre el eje.



$$d_y = \frac{(212,382 - 50 - 50) \times (356,329)^2}{3 \times 206.800 \times 117.683,651} \times (236,095 + 356,329)$$

$$d_y = 0,115 \text{ mm}$$

FASE N°2: Cálculo de los esfuerzos y factores de seguridad a la fatiga.

PASO N°1: Cálculo de las reacciones en los cojinetes.

Con la ayuda del diagrama de cuerpo libre de la figura C.01, se hace sumatoria de momento en el punto “y” utilizando de esta manera la ecuación 2.50.

$$R_{x,y} = \frac{(356,329 + 236,095) \times 212,382 - (356,329 + 236,095) \times 50 - \left(\frac{356,329 + 236,095}{2} \right) \times 50}{236,329}$$

$$R_{x,y} = 344,385 \text{ N}$$

Una vez calculada la reacción $R_{x,y}$, se realiza una sumatoria de fuerzas verticales utilizando la ecuación 2.51 para obtener el valor de la reacción R_y .

$$R_y = (344,385 + 50 + 50) - 212,382$$

$$R_y = 232,003 \text{ N}$$

Con los valores de las fuerzas y las reacciones se construye el diagrama de corte.

Culminando con el cálculo de reacciones al realizar una sumatoria de fuerzas horizontales se obtiene, lo siguiente.

$$R_{x,x} = F_a = 7.312,438 \text{ N}$$



En la figura C.02, se muestra el diagrama de corte para el caso de estudio (bomba de eje libre o succión simple).

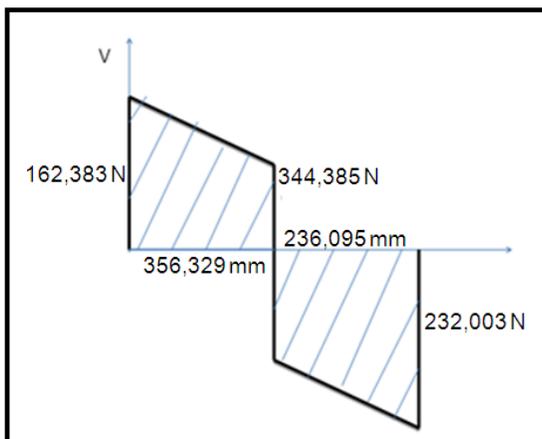


Figura C.02 Diagrama de corte del eje.

En la figura C.03 se muestra el diagrama de corte de la fuerza axial.

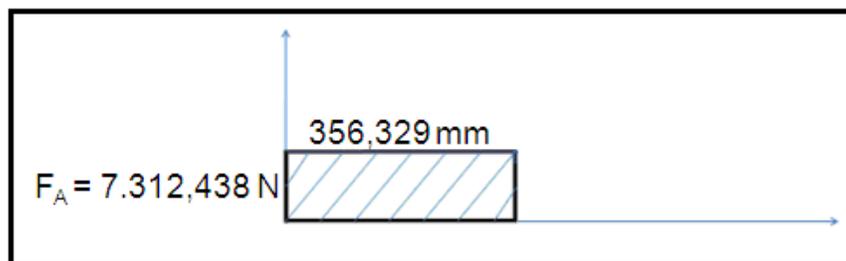


Figura C.03 Diagrama de fuerza axial del eje.

Paso N° 2: Estudio en el cojinete central.

1. Cálculo del momento en el cojinete central.

Haciendo uso de la ecuación 2.55, se obtiene el valor del momento en la posición del eje donde se encuentra el cojinete central punto “x”, y se expresa en el diagrama de momento en la figura C.04.



$$M_c = \left[212,382 \times 356,329 - \left(50 \times \frac{356,329^2}{2 \times (356,329 + 236,095)} \right) \right]$$

$$M_c = 70.319,779 \text{ N.mm}$$

En la figura C.04 se muestra el diagrama de momento para el caso de estudio (bomba centrífuga de simple succión).

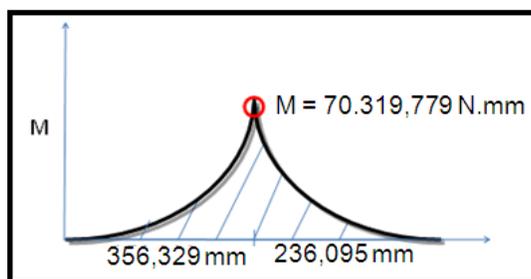


Figura C.04 Diagrama de momento de la bomba en estudio.

2. Cálculo del esfuerzo axial.

Para el cálculo del esfuerzo axial es necesario el valor del área de la sección transversal del eje en el cojinete central, la cual se obtiene con la ecuación 2.59.

Nota: En este caso se utilizó el diámetro menor de la reducción, esto por resultar un valor más conservador.

$$A_c = \frac{\pi \times 39,349^2}{4} = 1.216,09 \text{ mm}^2$$

Con el valor del área transversal y la fuerza axial en el cojinete central se calcula el esfuerzo axial, utilizando la ecuación 2.58.

$$\sigma_a = \frac{4 \times 7.312,4384}{3 \times 1.216,085} = 8,02 \text{ MPa}$$



En el estudio se descarta la posibilidad de que el eje pandee debido a que el mismo esta sometido a tracción y los rodamientos están bien seleccionados.

3. Cálculo del esfuerzo debido al momento flector.

Para el cálculo del esfuerzo debido al momento flector es necesario el valor del radio del eje en el cojinete central, el cual es el siguiente.

$$r_c = \frac{d_{menor,c}}{2} = \frac{39,349}{2} = 19,6745 \text{ mm}$$

Con el valor del radio y el momento en el cojinete central se calcula el esfuerzo debido a momento flector, utilizando la ecuación 2.60.

$$\sigma_f = \frac{70.319,779 \times 19,674}{117.683,651} = 11,75 \text{ MPa}$$

4. Cálculo del esfuerzo cortante por carga transversal.

Para el cálculo de este esfuerzo solo es necesario saber el valor del corte (ver diagrama de corte) en el cojinete central y hacer uso de la ecuación 2.61.

$$V_c = 344,385 \text{ N .}$$

$$\tau_c = \frac{4 \times 344,382}{3 \times 1.216,085} = 0,377 \text{ MPa}$$

A. Cálculo del momento torsor del eje

- ✓ Se estima la aceleración angular del impulsor asumiendo que el arranque del motor ocurre en aproximadamente cinco (5) segundos, este valor es aceptable



debido a que la bomba es impulsada por un motor eléctrico cuyo arranque es casi instantáneo, esto según la ecuación C.01.

$$\alpha = \frac{n}{t_a} \quad (C.01)$$

Donde

α = Aceleración angular del eje (rad/s^2)

t_a = Tiempo de arranque del motor (s)

Sustituyendo valores en la ecuación anterior, se obtiene.

$$\alpha = \frac{3550 \times 60}{5} = 42600 \frac{rad}{s^2}$$

- ✓ Se estima la inercia de masa del impulsor, para simplificar los cálculos, se asume al impulsor como un disco macizo de diámetro igual al diámetro máximo del impulsor y de espesor igual al ancho del alabe b_2 , de tal manera que la inercia de masa se puede estimar por medio de la ecuación C.02.

$$I_m = \frac{1}{4} m_{imp} r_{imp}^2 + \frac{1}{12} m_{imp} b_2^2 \quad (C.02)$$

Donde

I_m = Inercia de masa del impulsor ($kg.m^2$)

m_{imp} = Masa del impulsor (kg)

r_{imp} = Radio del impulsor (m)



Sustituyendo valores en la ecuación anterior, se obtiene.

$$I_m = \frac{5}{4}(0,133)^2 + \frac{5}{12}(0,00665)^2 = 0,022kg.m^2$$

B. Se estima el momento torsor en el eje utilizando la ecuación C.03.

$$Mt_m = \alpha I_m \quad (C.03)$$

Donde

Mt_m = Momento torsor debido a la inercia de masa del impulsor ($kg.m^2$)

Sustituyendo valores en la ecuación anterior, se obtiene.

$$Mt_m = 42600 \times 0,0222 = 1080,68 \frac{kg.m}{s^2} m = 0,94kN.m$$

C. Se estima el esfuerzo torsor en el eje debido a la inercia de masa por medio de la ecuación C.04.

$$T_m = \frac{Mt_m r_{imp}}{J} \quad C.04$$

Donde:

✓ T_m = Esfuerzo torsor debido a la inercia de masa del impulsor (Pa)



$$J = \frac{\pi \times (0,266)^4}{32} = 4,49^{-4} m^4$$

Sustituyendo valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$T_m = \frac{0,94 \times 0,266}{4,49^{-4}} = 556,41 kPa = 0,55 MPa$$

Debido a que en este caso el anillo de desgaste no llega a desgastarse el momento torsor es despreciable, por tanto al usar las ecuaciones 2.62 y 2.63 resulta lo siguiente:

$$M_t = 0$$

$$\tau_{m-torsor} = 0$$

Para los esfuerzos medio y alternante, sólo se tomarán en cuenta los esfuerzos cortantes, el esfuerzo torsor será nulo debido a que se concluyó que la deflexión del eje es segura, esto gracias a que su valor no supera la deflexión máxima permitida por el claro que existe entre el anillo de desgaste fijo y el anillo de desgaste móvil, como lo indican las ecuaciones 2.78 y 2.79, por tanto:

$$\tau_{anom} = \tau_a^* = 0,44 MPa$$

$$\tau_{mnom} = 0$$

5. Teoría de fallas por fatiga.

A. Cálculo de los esfuerzos alternante, medio y el esfuerzo de corte alternante y medio.



✓ **Cálculo del los esfuerzos máximos y mínimos**

Los esfuerzos máximos y mínimos se calculan utilizando las ecuaciones 2.65, 2.66 respectivamente, con los valores de esfuerzo axial y esfuerzo debido al momento flector anteriormente calculado.

$$\sigma_{Max} = |11,75| + |8,02| \longrightarrow \sigma_{Max} = 19,77 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Min} = |11,75| - |8,02| \longrightarrow \sigma_{Min} = 3,73 \text{ MPa}$$

✓ **Componentes alternantes y medio.**

Los esfuerzos alternantes y medios sin corregir, se obtiene utilizando las ecuaciones 2.68, 2.69 respectivamente.

$$\sigma_a^* = \frac{23,447 - 7,413}{2} \longrightarrow \sigma_a^* = 8,017 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m^* = \frac{23,447 + 7,413}{2} \longrightarrow \sigma_m^* = 15,43 \text{ MPa}$$

✓ **Cálculo de los esfuerzos cortantes máximo y mínimo.**

El esfuerzo cortante máximo y mínimo se obtienen utilizando las ecuaciones 2.70 y 2.71 respectivamente.

$$\tau_{Max} = 0,377 \text{ MPa}$$

$$\tau_{Min} = -0,377 \text{ MPa}$$



✓ **Componentes del esfuerzo de corte alternante y medio.**

Los esfuerzos de corte alternante y medio se calculan utilizando las ecuaciones 2.72, 2.73 respectivamente.

$$\tau_a^* = \frac{0,377 - (-0,377)}{2} \longrightarrow \tau_a^* = 0,377 \text{ MPa}$$
$$\tau_m^* = 0$$

Como fue mencionado anteriormente el esfuerzo por momento torsor no se toma en cuenta en este caso, por tanto al utilizarse las ecuaciones 2.74 y 2.75 se obtiene lo siguiente.

$$\tau_a^{**} = 0,377 \text{ MPa}$$

$$\tau_m^{**} = 0 \text{ MPa}$$

B. Corrección de los esfuerzos axiales alternante, medio y esfuerzo de corte alternante y medio.

Antes de obtener la corrección de los esfuerzos axiales y cortantes, se debe determinar los factores necesarios de para las corrección de dichos esfuerzos. Los cuales se presenta a continuación.

✓ **Sensibilidad a la muesca.**

El valor de la sensibilidad a la muesca se calcula con la ecuación 2.76 y depende tanto del material como a los siguientes parámetros.

- $\sqrt{a} = 0,066 \text{ (in}^{0,5}\text{)}$.
- $r = 0,0393 \text{ in}$ (valor muy conservador).



Utilizando la ecuación 2.76 se obtiene.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0,066}{0,198}} \longrightarrow q = 0,7503$$

✓ **Factor de concentración de esfuerzo por reducción de diámetro.**

Es necesario saber los siguientes valores para poder obtener el valor del concentrador de esfuerzo por reducción de diámetro.

- $D_{mayor,c} = 56,837 \text{ mm} .$
- $d_{menor,c} = 39,349 \text{ mm} .$
- $r = 1 \text{ mm} .$

$$\frac{D_{mayor,c}}{d_{menor,c}} = 1,44 \quad \text{y} \quad \frac{r}{d_{menor,c}} = 0,0254$$

Una vez calculados los parámetros requeridos se entra al gráfico de la figura G.52 y G.55 se extrae el valor del concentrador de esfuerzo por reducción de diámetro sometido a flexión y a corte respectivamente.

$$K_{t \text{ Reducción}} = 2,54$$

$$K_{ts \text{ Reducción}} = 2,1$$

✓ **Factor de concentración de esfuerzos a fatiga y factor de concentración de esfuerzos cortantes a fatiga.**

Para realizar el cálculo del factor de concentración de esfuerzos a fatiga y del factor de concentración de esfuerzo cortante a fatiga es necesario saber el factor de



concentración de esfuerzo global y el factor de concentración de esfuerzos a corte global respectivamente, los cuales se calculan con las ecuaciones 2.54 y 2.55.

$$K_t = 1 \times 1 \times 1 \times 2,54 \longrightarrow K_t = 2,54$$

$$K_{ts} = 1 \times 1 \times 1 \times 2,1 \longrightarrow K_{ts} = 2,1$$

Una vez que se obtienen los factores anteriormente calculados, se utilizan las ecuaciones 2.78, 2.80 y las tablas 2.03 y 2.04 para la obtención de los factores de concentración de esfuerzos a fatiga y de corte a fatiga.

$$K_f = 1 + 0,7503 \times (2,54 - 1) \longrightarrow K_f = 2,1554$$

$$50,537 \text{ MPa} < S_y \longrightarrow K_{fm} = 2,1554$$

$$K_{fs} = 1 + 0,7503 \times (2,1 - 1) \longrightarrow K_{fs} = 1,825$$

$$1,25 \text{ MPa} < S_y \longrightarrow K_{fsm} = 1,825$$

Para la corrección de los valores de esfuerzos medios y alternantes es necesario multiplicar los mismos por cada uno de los factores de concentración de esfuerzos a fatiga respectivos tal como se muestra a continuación al utilizar las ecuaciones 2.81, 2.82, 2.83 y 2.84.

$$\sigma_a = 2,1554 \times 8,02 \longrightarrow \sigma_a = 17,28 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 2,1554 \times 11,75 \longrightarrow \sigma_m = 25,325 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = 1,825 \times 0,377 \longrightarrow \tau_a = 0,688 \text{ MPa}$$



$$\tau_m = 0 \text{ MPa}$$

C. Combinación de los esfuerzos medio y alternante por Von Mises.

Esta combinación de esfuerzos se realiza aplicando las ecuaciones 2.85 y 2.86.

$$\sigma_{a-t} = \sqrt{17,28^2 + 0,688^2} \longrightarrow \sigma_{a-combinado} = 17,299 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m-t} = \sqrt{25,325^2 + 0^2} \longrightarrow \sigma_{m-t} = 25,325 \text{ MPa}$$

D. Límite de resistencia a la fatiga.

Como se indica en el capítulo II este límite de resistencia a la fatiga es un valor sin corregir, y se calcula con la ecuación 2.87.

$$S'_e \cong 0,5 \times 655 \longrightarrow S'_e \cong 327,5 \text{ (MPa)}$$

Para lograr la corrección del límite de resistencia a la fatiga es necesario calcular cuatro factores de corrección, los cuales se presentan a continuación.

✓ Coeficiente de carga.

Posee el valor que indica la ecuación 2.90, debido a que existe carga axial.

$$C_{Carga} = 0,7$$

✓ Coeficiente de tamaño.



Este valor depende el diámetro del eje, el cual en este caso se tomó el diámetro del eje estimado y utilizado para el cálculo del ojo $d = 12,646 \text{ mm}$, por tanto el coeficiente se rige por la ecuación 2.92.

$$C_{\text{Tamaño}} = 1,189 \times 12,646^{-0,097} \longrightarrow C_{\text{Tamaño}} = 0,9295$$

✓ **Coeficiente de superficie.**

En este caso el coeficiente de superficie depende de método de fabricación del eje, el cual corresponde con “maquinado”, por tanto los valores de los factores necesarios para ser utilizados en la ecuación 2.94, se toman de la tabla 2.5.

- $A = 4,51$
- $b = -0,265$

$$C_{\text{Superficie}} = 4,51 \times (655)^{-0,265} \longrightarrow C_{\text{Superficie}} = 0,808$$

✓ **Coeficiente de temperatura.**

Debido a que la temperatura a la que está expuesto el eje es la misma temperatura que la del fluido es decir $196,11^{\circ}\text{C}$, por tanto el valor del coeficiente se obtiene con la ecuación 2.95.

$$C_{\text{Temperatura}} = 1$$

Después de obtener los cuatro factores de corrección del límite a la fatiga, se estima la corrección del límite de la fatiga con la ecuación 2.97.

$$S_e = 327,5 \times (0,7 \times 0,9295 \times 0,808 \times 1) \longrightarrow S_e = 172,175 \text{ MPa}$$

6. Determinación del factor de seguridad a la fatiga.



APÉNDICE C: CÁLCULO DE DEFLEXIÓN, ESFUERZOS Y FACTOR DE SEGURIDAD A FATIGA



Para determinar el factor de seguridad a fatiga, se utiliza la ecuación 2.98.

$$N_f = \frac{655 \times 172,175}{655 \times 17,299 + 172,175 \times 25,325} \longrightarrow N_f = 7,18$$

Debido a que el factor de seguridad resultó ser mayor a 2 se utiliza la ecuación 2.101 y se concluye que el eje opera bajo una condición segura.

Este cálculo tipo de la **determinación del factor de seguridad a fatiga** del eje de la bomba es únicamente en el cojinete central, cabe destacar que a lo largo de cada uno de los casos estudiados se determinó el factor de seguridad a fatiga en los dos puntos críticos, los cuales son el cojinete central (por ser el máximo momento) y el voladizo del eje (por tener mayor concentradores de esfuerzos).

Para la determinación del factor de seguridad a la fatiga en el punto de voladizo del eje, se utiliza la misma metodología expresada anteriormente en la determinación del factor de seguridad a la fatiga del punto de mayor momento, con la excepción del calculo de los concentradores de esfuerzos, en el cual se agregan los concentradores de rosca y de chaveta.

La determinación del concentrador de esfuerzos por rosca sigue la metodología expresada en el capítulo II la cual indica que se debe ingresar en las figuras G.45, G.46, G.47, G.48, G.49, G.50 con los valores de D/d y r/d y el tipo de rosca (UNF, UNC o métrica), para determinar dicho concentrador de esfuerzo.

Para el concentrador de esfuerzo por chaveta, se entra a la figura G.51 con el valor de m/t, t/m y el tipo de chaveta ya sea chaveta circular o de filete.

A partir de esto se determina el concentrador de esfuerzo resultante, luego de esto se continúa con la metodología expresada en el caso anterior.



Por tanto el factor de seguridad a la fatiga en el punto de eje libre es el siguiente.

$$N_f = 0,763$$

Fase N° 3: Estimación de los parámetros necesarios para el estudio en condiciones de operación de la planta.

Para las condiciones de operación de la planta se tomarán las propiedades del fluido igual a las utilizadas en condiciones de diseño ya que el valor de temperatura no varía considerablemente. Por tanto los valores de gravedad específica, viscosidad y presión de vapor se mantienen constantes para los dos casos.

Paso N° 1: Deflexión del eje.

$$d_y = 0,2178 \text{ mm}$$

Paso N° 2: Factor de seguridad a la fatiga en el cojinete central.

$$N_f = 7,4136$$

Paso N° 3: Factor de seguridad en el apoyo del impulsor.

$$N_f = 0,8315$$

Fase 4: Deflexión ha la cual está sometido el eje de transmisión de potencia de una bomba de doble succión.

En la figura C.05 se esquematizan los parámetros necesarios, ubicados en una representación general de un eje de transmisión de potencia de una bomba centrífuga de doble succión.

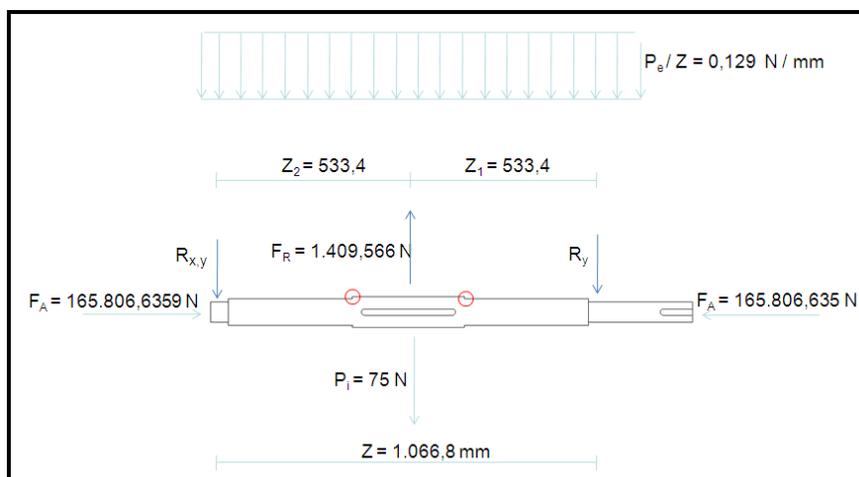


Figura C.05 Esquema de distribución de fuerzas y distancias en el eje de la bomba.

Las dimensiones de los ejes se extrajeron de planos suministrado por el fabricante, haciendo una escala entre una dimensión real y la de dicho plano, para este caso se uso la del diámetro del impulsor.

Para el estudio se consideró que las reducciones que se están encerradas en un círculo rojo, se encuentran en el centro los más cercanos al centro eje, para ser más conservador el cálculo.

El valor de la inercia para el cálculo de la deflexión, se obtiene con la ecuación 2.48.

$$I = \frac{\pi \times (61,3103)^4}{64} \longrightarrow I = 693.591,3423 \text{ mm}^4$$

Nota: El diámetro utilizado para calcular la inercia, es el menor diámetro de la reducción.

Al combinar los valores anteriormente nombrados en la ecuación 2.47, se obtiene el valor de la deflexión que sufre el eje.



$$d_{yD} = \frac{8 \times 533,4^3 [(1.409,566 - 69 - 75) / 2]}{24 \times 206.800 \times 693.591,342}$$

$$d_{yD} = 0,2231 \text{ mm}$$

FASE 5: Cálculo de las reacciones en los cojinetes.

Con la ayuda del diagrama de cuerpo libre de la figura C.05, se hace sumatoria de momento en el punto “y” utilizando de esta manera la ecuación 2.53.

$$R_{x,y} = \frac{533,4 \times (1.409,566 - 69 - 75)}{1.066,8}$$

$$R_{x,y} = 632,78 \text{ N}$$

Una vez calculada la reacción $R_{x,y}$, se realiza una sumatoria de fuerzas verticales utilizando la ecuación 2.54 para obtener el valor de la reacción R_y .

$$R_y = 1.409,566 - 75 - 69 - 632,78$$

$$R_y = 632,78 \text{ N}$$

Con los valores de las fuerzas y las reacciones se construye el diagrama de corte.

En la figura C.06, se muestra el diagrama de corte para el caso de estudio (bomba de doble succión).

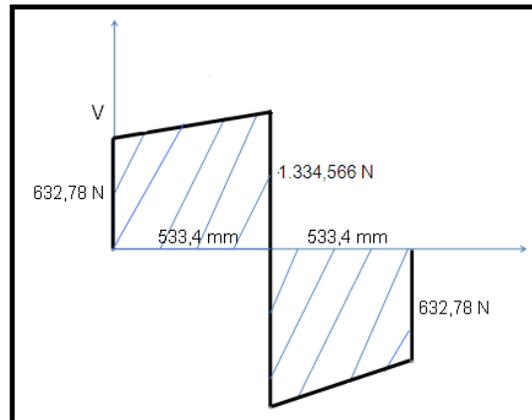


Figura C.06 Diagrama de corte del eje.

Paso N° 1: Estudio en el punto de apoyo del impulsor.

Para el estudio del punto de apoyo del impulsor se aplicó la misma metodología de cálculo que para el caso de la bomba de simple succión.

1. Cálculo del momento en el punto de apoyo del impulsor.

Con la ecuación 2.56, se obtiene el valor del momento en el centro del eje, y se expresa en el diagrama de momento en la figura C.07.

$$M_c = \left[(632,78 \times 533,4) + \left(69 \times \frac{533,4^2}{2 \times (533,4 + 533,4)} \right) \right]$$

$$M_c = 346.726,002 \text{ N.mm}$$

En la figura C.07 se muestra el diagrama de momento generado por las reacciones del caso estudiado.

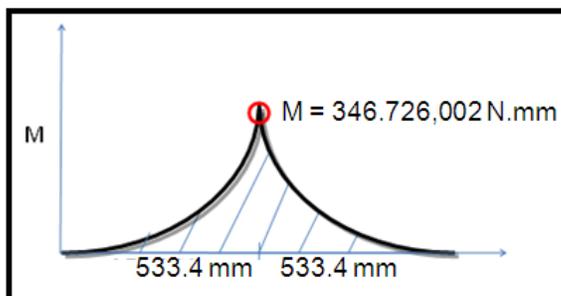


Figura C.07 Diagrama de fuerza axial del eje.

2. Cálculo del esfuerzo axial.

Para el cálculo del esfuerzo axial es necesario el valor del área de la sección transversal del eje en el cojinete central, la cual se obtiene con la ecuación 2.59.

$$A_c = 2.952,274 \text{ mm}^2$$

Con el valor del área transversal y la fuerza axial, se calcula el esfuerzo axial, utilizando la ecuación 2.58.

$$\sigma_a = 74,883 \text{ MPa}$$

3. Cálculo del esfuerzo debido al momento flector.

Para el cálculo del esfuerzo debido al momento flector es necesario el valor del radio del eje en el cojinete central el cual es el siguiente.

$$r_c = \frac{d_{\text{menor,central,eje}}}{2} = \frac{61,3103}{2} = 30,6551 \text{ mm}$$

El esfuerzo debido a momento flector, se obtiene con la ecuación 2.60.

$$\sigma_f = 15,324 \text{ MPa}$$



4. Cálculo del esfuerzo cortante por carga transversal.

Para el cálculo de este esfuerzo solo es necesario saber el valor del corte (ver diagrama de corte) en el punto de apoyo del impulsor y hacer uso de la ecuación 2.61.

$$\tau_c = 0,6027 \text{ MPa}$$

Debido a que en este caso el anillo de desgaste no llega a desgastarse el momento torsor es nulo por tanto al usar las ecuaciones 2.62 y 2.63 resulta lo siguiente.

$$M_t = 0$$

$$\tau_{m-torsor} = 0$$

5. Teoría de fallas por fatiga.

A. Cálculo de los esfuerzos alternante, medio y el esfuerzo de corte alternante y medio.

✓ Cálculo de los esfuerzos máximos y mínimos.

Los esfuerzos máximo y mínimo se calculan utilizando las ecuaciones 2.65, 2.66.

$$\sigma_{Max} = 90,2074 \text{ (MPa)} \quad \sigma_{Min} = 59,5586 \text{ (MPa)}$$

✓ Componentes alternantes y medio.

Los esfuerzos alternante y medio sin corregir, se obtiene utilizando las ecuaciones 2.68, 2.69.



$$\sigma_a^* = 15,3244 \text{ MPa} \quad \sigma_m^* = 74,883 \text{ MPa}$$

✓ **Cálculo de los esfuerzos cortantes máximo y mínimo.**

El esfuerzo cortante máximo y mínimo se obtienen utilizando las ecuaciones 2.70 y 2.71 respectivamente.

$$\tau_{Max} = 0,6027 \text{ MPa}$$

$$\tau_{Min} = -0,6027 \text{ MPa}$$

✓ **Componentes del esfuerzo de corte alternante y medio.**

Los esfuerzos de corte alternante y medio se calculan utilizando las ecuaciones 2.72, 2.73 respectivamente.

$$\tau_a^* = 0,6027 \text{ MPa} \quad \tau_m^* = 0$$

Como fue mencionado anteriormente el esfuerzo por momento torsor no se toma en cuenta en este caso por tanto al utilizarse las ecuaciones 2.74 y 2.75 se obtiene lo siguiente.

$$\tau_a^{**} = 0,6027 \text{ MPa} \quad \tau_m^{**} = 0 \text{ MPa}$$

B. Corrección de los esfuerzos axiales alternante, medio y esfuerzo de corte alternante y medio.

✓ **Sensibilidad a la muesca.**

Con la ecuación 2.76 se obtiene la sensibilidad a la muesca.



- $\sqrt{a} = 0,066 \text{ (in}^{0,5}\text{)}$.
- $r = 0,0393 \text{ in}$ (valor muy conservador).

$$q = 0,7503$$

✓ **Factor de concentración de esfuerzo por reducción de diámetro.**

Es necesario saber los siguientes valores para poder obtener el valor del concentrador de esfuerzo por reducción de diámetro.

- $D_{\text{mayor,central,eje}} = 67,4413 \text{ mm}$
- $d_{\text{menor,central,eje}} = 61,3103 \text{ mm}$
- $r = 1 \text{ mm}$

$$\frac{D_{\text{mayor,c}}}{d_{\text{menor,c}}} = 1,099 \quad \text{y} \quad \frac{r}{d_{\text{menor,c}}} = 0,0163$$

Se entra al gráfico de la figura G.52 y G.55 se extrae el valor del concentrador de esfuerzo por reducción de diámetro sometido a flexión y a corte respectivamente.

$$K_{t\text{Reducción}} = 2,5216$$

$$K_{ts\text{Reducción}} = 1,56$$

✓ **Factor de concentración de esfuerzos a fatiga y factor de concentración de esfuerzos cortantes a fatiga.**

El factor de concentración de esfuerzo global de flexión y corte se obtiene con las ecuaciones 2.77 y 2.79 respectivamente.



$$K_t = K_{t\text{Reducción}} = 2,5216$$

$$K_{ts} = K_{ts\text{Reducción}} = 1,56$$

Con las ecuaciones 2.78, 2.80 y las tablas 2.3 y 2.4, se obtiene los factores de concentración de esfuerzos a fatiga y de corte a fatiga.

$$K_f = 2,1416 \longrightarrow K_{fm} = 2,1416$$

$$K_{fs} = 1,4201 \longrightarrow K_{fsm} = 1,4201$$

La corrección de los valores de esfuerzos medios y alternantes, se estiman con las ecuaciones 2.81, 2.82, 2.83 y 2.84.

$$\sigma_a = 32,8187 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 160,3694 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = 0,8558 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = 0 \text{ MPa}$$

C. Combinación de los esfuerzos medio y alternante por Von Mises.

Esta combinación de esfuerzos se realiza aplicando las ecuaciones 2.85 y 2.86.

$$\sigma_{a-t} = 32,8298 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m-t} = 160,3694 \text{ MPa}$$



D. Límite de resistencia a la fatiga.

El límite de resistencia a la fatiga sin corregir, se calcula con la ecuación 2.87.

$$S'_e \cong 327,5 \text{ MPa}$$

✓ **Coefficiente de carga.**

Posee el valor que indica la ecuación 2.90, debido a que existe carga axial.

$$C_{Carga} = 0,7$$

✓ **Coefficiente de tamaño.**

Este valor depende el diámetro del eje el cual en este caso se tomó el diámetro del eje estimado y utilizado para el cálculo del ojo $d = 67,4413 \text{ mm}$, por tanto el coeficiente se rige por la ecuación 2.92.

$$C_{Tamaño} = 0,7902$$

✓ **Coefficiente de superficie.**

En este caso el mismo depende de método de fabricación del eje el cual corresponde con “maquinado” por tanto los valores de los factores necesarios para ser utilizados en la ecuación 2.94, se toman de la tabla 2.5.

$$C_{Superficie} = 0,808$$

✓ **Coefficiente de temperatura.**



Temperatura de operación es 37,78 °C, por tanto el coeficiente de temperatura es el siguiente.

$$C_{Temperatura} = 1$$

Después de obtener los cuatro factores de corrección del límite a la fatiga, se estima la corrección del límite de la fatiga con la ecuación 1.97.

$$S_e = 146,371 \text{ MPa}$$

6. Determinación del factor de seguridad a la fatiga.

Para determinar el factor de seguridad a fatiga, se utiliza la ecuación 2.98.

$$N_f = \frac{655 \times 146,371}{655 \times 32,8298 + 146,371 \times 160,3694} \longrightarrow N_f = 2,13$$

Debido a que el factor de seguridad resultó ser mayor a 2 se utiliza la ecuación 2.101 y se concluye que el eje opera bajo una condición segura.

Este cálculo tipo de la **determinación del factor de seguridad a fatiga** del eje de la bomba es únicamente en el punto de apoyo del impulsor. Para el caso de las bombas de doble succión se determino el factor de seguridad a fatiga en dos puntos críticos los cuales son el punto de apoyo del impulsor y en los cojinetes laterales.

El factor de seguridad a la fatiga en los cojinetes laterales es el siguiente.

$$N_f = 2,36$$

Fase N° 6: Estimación de los parámetros necesarios para el estudio en condiciones de operación de la planta.



Para las condiciones de operación de la planta se tomarán las propiedades del fluido igual a las utilizadas en condiciones de diseño ya que el valor de temperatura no varía considerablemente. Por tanto los valores de gravedad específica, viscosidad y presión de vapor se mantienen constantes para los dos casos.

Paso N°1: Deflexión del eje.

$$d_y = 0,2708 \text{ mm}$$

Paso N°2: Factor de seguridad a la fatiga en el punto de apoyo del impulsor.

$$N_f = 2,1406$$

Paso N° 3: Factor de seguridad en el punto de apoyo en los cojinetes laterales.

$$N_f = 2,5517$$



APÉNDICE D: SELECCIÓN DE LOS NUEVOS EQUIPOS DE BOMBEO



La selección de los nuevos equipos bombeo se realiza a través de un programa suministrado por la empresa (FLOWSERVE Pumps Division), llamado PROS+, el cual posee almacenada en su base de dato un número considerable de bombas que actualmente se encuentren en el mercado.

A través del punto de trabajo y las propiedades del fluido se puede seleccionar una bomba con una mejor eficiencia que la actual y condiciones de operación del punto de vista mecánico deseables.

A continuación se presenta los pasos necesarios para la selección de las bombas, a través de un ejemplo de selección en este caso es el de la bomba B-11, la cual fue utilizada para representar el cálculo tipo de este trabajo.

En la figura D.01 se presenta la ventana principal del software suministrado por la empresa.



Figura D.01 Ventana principal del software.
Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

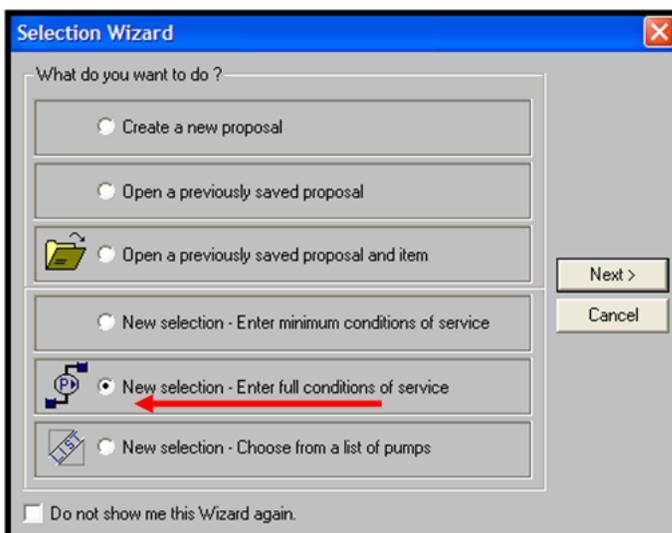
Al presionar el botón indicado en la figura D.01, se ingresa a un menú de opciones del programa, el cual permite seleccionar en que condiciones de servicio se desea que opere la nueva bomba, en nuestro caso se escoge la opción de la máxima condiciones de servicio (full conditions of service), tal como se muestra en la figura D.02.



APÉNDICE D: SELECCIÓN DE LOS NUEVOS EQUIPOS DE BOMBEO



En la figura D.02 se muestra el menú de opciones del programa para la selección de la nueva bomba.



**Figura D.02 Menú de opciones del programa.
Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.**

Una vez seleccionadas las condiciones de trabajo, se presiona el botón “NEXT”, para pasar a la siguiente ventana, en donde se establecen las unidades y normas bajo las cuales se van introducir los datos de la bomba y así como también las unidades en las que se obtendrán los resultados, dicha ventana se muestra en la figura D.03.

Para la selección de la bomba se establecieron las unidades en sistema internacional excepto el flujo de operación que es en sistema inglés. Con respecto a la norma se escogió API-610 10th Edición.



APÉNDICE D: SELECCIÓN DE LOS NUEVOS EQUIPOS DE BOMBEO



The screenshot shows a 'Duty Conditions' dialog box with the following fields and values:

Rated flow:	0	USgpm	Customer item no.:		
Rated head:	0	m	Frequency:	60	
Rated NPSH:	Ample	m	Quantity of pumps:	1	
Rated viscosity:	1	cP	Service:		
Specific gravity:	1		Liquid description:		
Max suction press:	0	kPa.g	Liquid type:	Other	
Rated suction press:	0	kPa.g	<input type="checkbox"/> Flam	<input type="checkbox"/> Toxic	<input type="checkbox"/> H2S
Max temperature:	15.56	°C			
Vapor pressure:	0	kPa.a			
Hydraulic sel'n:	No specification		Test tolerances:	API-610 10th Edition	
Construction:	No specification				

Buttons at the bottom: Units, Less Data, OK, Cancel, < Back, Next >

Figura D.03 Ventana de datos de operación de la bomba.

Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

Una vez ya especificadas las normas y las unidades en la cual se realizará la selección, se introducen los valores de todos los parámetros necesarios, tal como se muestra en la figura D.04 Estos parámetros son los siguientes:

- Caudal de operación; 425 *gpm* .
- Altura de bombeo; 127,71 *m.c.f* .
- Viscosidad del fluido; 0,1 *cp* .
- NPSH disponible; 28,21 *m.c.f* .
- Gravedad específica; 0,6
- Presión de succión; 530,896 *kPa* .
- Temperatura; 196,11 °C .
- Presión de vapor del fluido, 466,77 *kPa* .
- Servicio; LT SR GASO.
- Tipo de fluido; Hidrocarburo.



APÉNDICE D: SELECCIÓN DE LOS NUEVOS EQUIPOS DE BOMBEO



Parameter	Value	Unit	Parameter	Value	
Rated flow:	425	USgpm	Customer item no.:	B-11	
Rated head:	127.71	m	Frequency:	60	
Rated NPSH _a :	28.21	m	Quantity of pumps:	1	
Rated viscosity:	0.1	cP	Service:	LT SR GASO	
Specific gravity:	0.6		Liquid description:		
Max suction press:	530.896	kPa.g	Liquid type:	Hydrocarbon	
Rated suction press:	530.896	kPa.g	<input type="checkbox"/> Flam	<input type="checkbox"/> Toxic	<input type="checkbox"/> H2S
Max temperature:	196.11	°C			
Vapor pressure:	466.77	kPa.a			
Hydraulic sel'n:	API-610 10th Edition		Test tolerances:	API-610 10th Edition	
Construction:	API-610 10th Edition				

Figura D.04 Ventana con los datos de operación de la bomba B-11
Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

Al introducir todos los valores requeridos y presionar el botón “NEXT”, se abre una nueva ventana, en la cual muestra todas las bombas que tiene disponible el software que sean compatible con el sistema o las condiciones de servicio.

En la figura D.05 se representa la ventana del programa en la cual muestra todas las líneas de bombas.

Market	Pump line classification	Orientation
All	All	All

Available Pump Lines		Your Chosen Pump Lines		
Pump Line	Asst.	Pump Line	Mat'l	Packager
DMX Centerline Mtd.				
ECPI Wet Pit				
ERPNI Centerline Mtd.				
HDO&B/HO&B Barrel				
HDX Centerline Mtd.				
HED 2 Stage API 610				
HPX (API OH2) Proces				
HwX In-Line				
PvXM In-Line				
WNC Barrel				

Figura D.05 Ventana del programa con el grupo de bombas disponibles.
Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.



APÉNDICE D: SELECCIÓN DE LOS NUEVOS EQUIPOS DE BOMBEO



Luego se selecciona en los menús desplegables, el tipo de proceso al que va estar sometido la bomba y el tipo de bomba es decir eje horizontal o vertical. Para el caso de la bomba B-11, se escogieron las opciones de proceso de hidrocarburos y bomba de eje horizontal, como se muestra en la figura D.06.

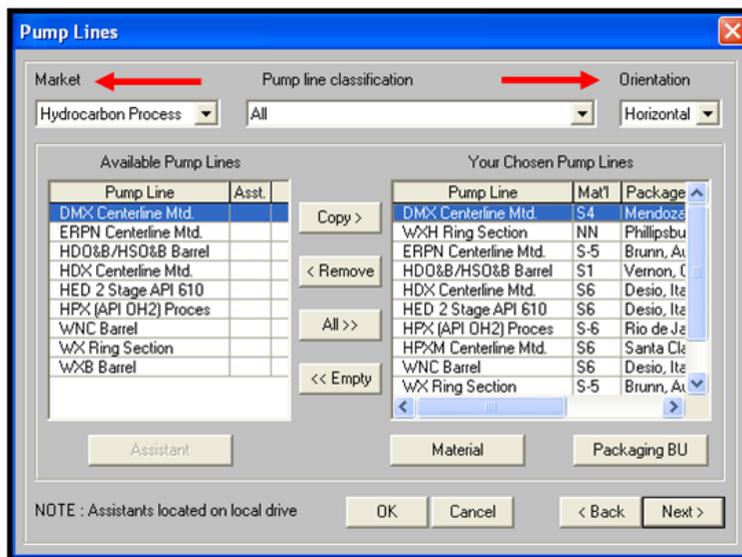


Figura D.06 Ventana del programa con el grupo de bombas disponibles para las condiciones de operación de la bomba B-11.

Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

Después del paso anterior, se seleccionan las líneas de bombas disponibles para las dos opciones anteriores, presionando el botón “COPY”, para finalmente presionar el botón “NEXT”. Por tanto, el programa muestra una ventana con todas las bombas disponibles en el mercado para las condiciones requeridas, en donde se refleja valores importantes como velocidad de giro, NPSH requerido, eficiencias nominal y la del punto de operación, así como también el precio del equipo.

Adicionalmente dicha ventana muestra a través de un símbolo de color verde, las bombas que garantizan el buen desempeño para las condiciones de operación requeridas.

En la figura D.07 se muestra la ventana con todas las bombas disponibles por el programa para las condiciones de servicio del sistema.



APÉNDICE D: SELECCIÓN DE LOS NUEVOS EQUIPOS DE
BOMBEO



Pump Type	Stg	RPM	% BEP	NPSH	Eff'y	Max kW	% Max Ø	Price	Reason
3HPX11A	1	3540	67.1	3.8	65.0	40.90	100.0	14141	Hd/HdMax
ERP 65-250	1	3540	91.8	3.8	64.4	36.80	93.3	10443	
ERP 65-250 -I	1	3540	93.2	2.3	63.8	36.50	92.9	12734	
4 HED 16	2	1770	77.1	1.9	63.3	39.00	92.6	79215	API - flow
4 HED 16	2	1770	63.6	1.7	63.3	42.20	91.9	79215	API - flow
3HPX11A-IND	1	3540	67.1	2.3	63.2	42.10	100.0	18383	Hd/HdMax
3HPX13A	1	3540	68.3	3.5	62.5	43.20	82.5	16841	API - flow
3HPX12A	1	3540	76.2	2.5	62.1	43.50	93.4	15684	API - flow
3HPX12A	1	3540	76.2	3.0	62.1	43.50	93.4	15684	API - flow
3HPX13A-IND	1	3540	68.0	3.4	60.6	44.40	82.5	21726	MCSF
3 HED 16 DS	2	1770	96.4	1.6	59.3	39.70	89.1	78749	
3 HED 16	2	1770	114.5	5.5	58.5	38.40	100.3	76186	Dia Lim
3 HED 16 DS	2	1770	108.7	2.5	57.6	41.90	95.7	78749	
4 HED 16 DS	2	1770	60.9	1.2	57.5	47.70	91.1	85739	API - flow
ERP 80-250 -I	1	3540	65.5	1.8	57.1	48.60	93.3	13675	API - flow
ERP 80-250	1	3540	65.2	3.1	57.0	48.60	93.3	10904	API - flow
4 HED 16 DS	2	1770	52.4	1.1	55.2	53.10	90.0	85739	API - flow
2HPX13A	1	3540	105.6	4.3	54.9	37.60	86.3	15812	

Figura N° D.07 Ventana con todas las bombas disponibles para las condiciones del servicio del sistema.

Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

Luego se selecciona la bomba en este caso la que tiene mayor eficiencia y se presiona el botón “NEXT”, tal como se muestra en la figura D.08.

Pump Type	Stg	RPM	% BEP	NPSH	Eff'y	Max kW	% Max Ø	Price	Reason
3HPX11A	1	3540	67.1	3.8	65.0	40.90	100.0	14141	Hd/HdMax
ERP 65-250	1	3540	91.8	3.8	64.4	36.80	93.3	10443	
ERP 65-250 -I	1	3540	93.2	2.3	63.8	36.50	92.9	12734	
4 HED 16	2	1770	77.1	1.9	63.3	39.00	92.6	79215	API - flow
4 HED 16	2	1770	63.6	1.7	63.3	42.20	91.9	79215	API - flow
3HPX11A-IND	1	3540	67.1	2.3	63.2	42.10	100.0	18383	Hd/HdMax
3HPX13A	1	3540	68.3	3.5	62.5	43.20	82.5	16841	API - flow
3HPX12A	1	3540	76.2	2.5	62.1	43.50	93.4	15684	API - flow
3HPX12A	1	3540	76.2	3.0	62.1	43.50	93.4	15684	API - flow
3HPX13A-IND	1	3540	68.0	3.4	60.6	44.40	82.5	21726	MCSF
3 HED 16 DS	2	1770	96.4	1.6	59.3	39.70	89.1	78749	
3 HED 16	2	1770	114.5	5.5	58.5	38.40	100.3	76186	Dia Lim
3 HED 16 DS	2	1770	108.7	2.5	57.6	41.90	95.7	78749	
4 HED 16 DS	2	1770	60.9	1.2	57.5	47.70	91.1	85739	API - flow
ERP 80-250 -I	1	3540	65.5	1.8	57.1	48.60	93.3	13675	API - flow
ERP 80-250	1	3540	65.2	3.1	57.0	48.60	93.3	10904	API - flow
4 HED 16 DS	2	1770	52.4	1.1	55.2	53.10	90.0	85739	API - flow
2HPX13A	1	3540	105.6	4.3	54.9	37.60	86.3	15812	

Figura D.08 Ventana con todas las bombas disponibles y la bomba ya seleccionada para las condiciones de servicio de la planta.

Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

Luego se selecciona tal como se muestra en la figura D.09, la opción de ver los detalles básicos de la selección (view Basic selection details) y se presiona el botón “NEXT”.



APÉNDICE D: SELECCIÓN DE LOS NUEVOS EQUIPOS DE BOMBEO

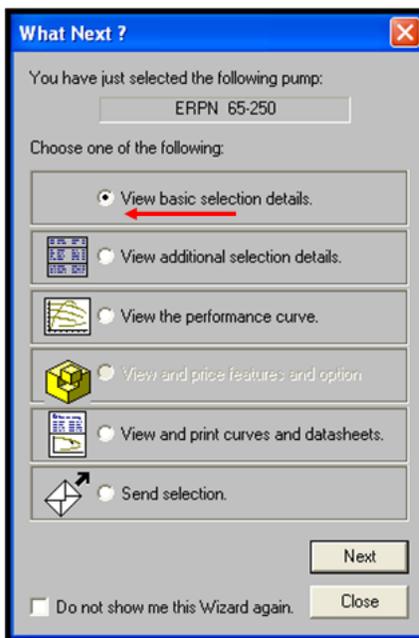


Figura D.09 Ventana de opciones para ver los detalles de la selección de la bomba.
Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

En la figura D.10 se muestra la ventana con los detalles de selección de la bomba.

9999-W0000 : B-11					
Duty Conditions					
Flow:	425.0 USgpm	Liquid type:	Hydrocarbon	Service:	LT SR GASD
Head:	127.71 m	Temperature:	196.1 °C	Frequency:	60 Hz
NPSHa:	28.2 m	Spec gravity:	0.600	Requested material:	S-5
Suct pressure:	530.9 kPa.g	Viscosity:	0.1 cP	Selected material:	S-5
Pump ref:	55	Type:	ERP 65-250	Curve:	WE 2022-8/21
				Stages:	1
Performance					
Hydraulic power:	20.1 kW	Casing/Bowl press.:	1429 kPa.g	Max head:	145.6 m
Speed:	3540	(based on shut off @ cut dia)		Flow BEP:	463.0 USgpm
Overall efficiency:	64.4 %	Allowed disch.:	4000 kPa.g	Flow as % BEP:	91.8 %
NPSHr:	3.8 m	Allowed suction:	4000 kPa.g		
Rated power:	31.3 kW	Casing/Bowl hydro.:	6000 kPa.g	Cut/Max dia:	93.3 %
Max power:	36.8 kW	Impeller diameters:		Head rise to SD:	14.0 %
Motor rating:	37.0 kW / 49.6 hp	Rated:	250.0 mm	Hd cut/Hd max:	83.7 %
Nss:	10408.0 US units	Maximum:	268.0 mm		
MCSF:	77.6 USgpm	Minimum:	210.0 mm	Selection:	ACCEPTABLE
Ref. price:	US \$ 10443	Multiplier:	1.430	Ex rate:	1.48588
				BU:	Brunn, Austria

Figura D.10 Ventana de detalles de selección de la bomba.
Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

En la figura D.11 se muestra la curva de funcionamiento de la bomba seleccionada, donde se representa la curva de altura de bombeo, potencia, NPSH requerido y eficiencia Vs caudal; Diámetros mínimo, máximo y promedio del rodete, así como también el caudal mínimo de operación segura.



APÉNDICE D: SELECCIÓN DE LOS NUEVOS EQUIPOS DE BOMBEO

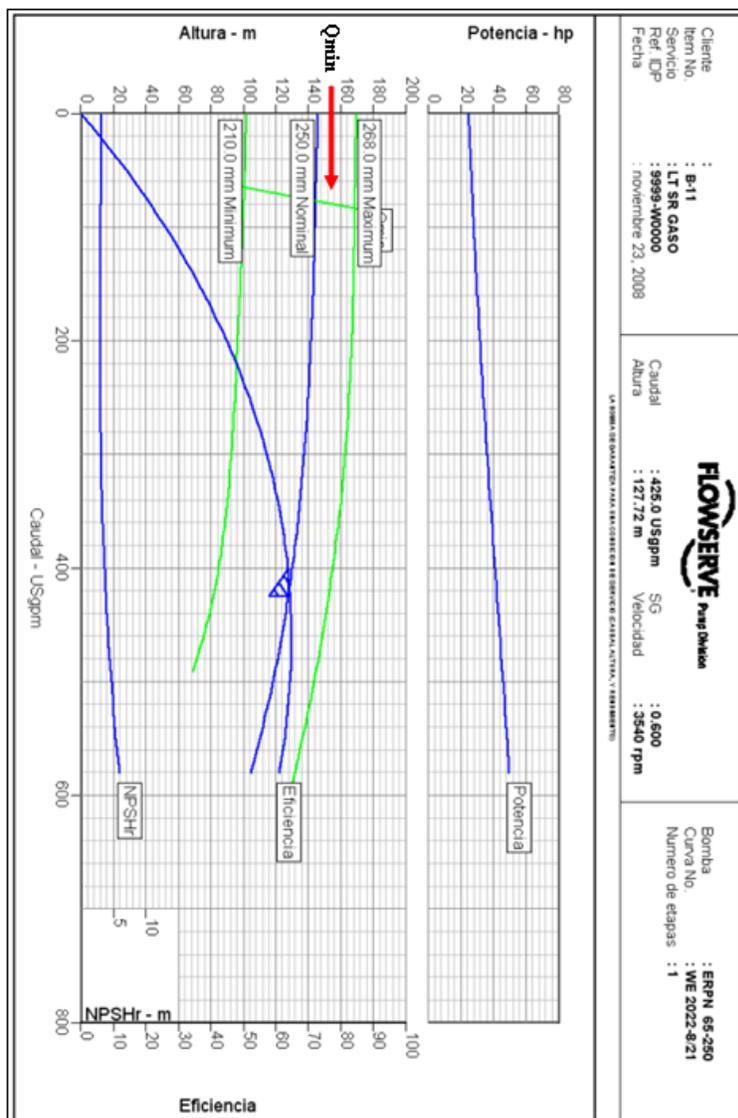


Figura D.11 Curva funcionamiento de la bomba seleccionada.
Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

En las figuras D.12 y D.13 se muestra las hojas de datos de las bomba seleccionadas.



APÉNDICE D: SELECCIÓN DE LOS NUEVOS EQUIPOS DE
BOMBEO



CONDICIONES DE SERVICIO		MATERIALES / SPECIFICATION	
Caudal	: 425.0 USgpm	Código de materiales	: S-5
Caudal (agua) (CQ=1.00)	: -	Pump specification	:
Caudal normal	: -	Otros requisitos	
Altura	: 127.72 m	Construction	: API-610 10th Edition
Altura (agua) (CH=1.00)	: -	Test tolerance	: API-610 10th Edition
NPSH disponible (NPSHa)	: 28.3 m	Driver Sizing	: Max Power(MCSF to EOC)with SF
NPSHa menos margen NPSH	: -		
Maxima presion succion	: 530.9 kPa.g		
Liquido			
Liquidado	: Hydrocarbon		
Temperatura / SG	: 196 °C / 0.800		
Solid Size - Actual / Limit	: - / 0.00 mm		
Viscosidad / Vapor pressure	: 0.1 cP / 466.78 kPa.a		
Datos de funcionamiento			
Potencia hidraulica	: 27.0 hp	Diametro impulsor	
Velocidad	: 3540 rpm	Nominal	: 250.0 mm
Eficiencia (CE=1.00)	: 64.4 %	Maximum	: 268.0 mm
		Minimum	: 210.0 mm
NPSH requerido (NPSHr)	: 3.8 m	Velocidad especifica succion	: 10408 US units
Potencia nominal	: 41.9 hp	Caudal minimo continuo	: 77.6 USgpm
Potencia maxima	: 49.3 hp	Maxima altura @ dia nominal	: 145.6 m
Potencia motor	: 50.0 hp / 37.3 kW	Caudal de max. Eficiencia (BEP)	: 463.0 USgpm
Presion de trabajo de carcasa	: 1429.3 kPa.g	Caudal nominal en % BEP	: 91.8 %
(based on shut off @ cut dia)		Eficiencia a caudal normal	: -
Maxima admisible	: 4000.1 kPa.g	Relacion dia. imp. (nom/max)	: 93.3 %
Presion de trabajo de carcasa	: 6000.1 kPa.g	Rel. alturas (caudal nulo/nom.)	: 14.0 %
Est. rated seal chamb. press.	: -	Rel. alturas (dia max/nom)	: 83.7 %

Figura D.12 Hoja de datos de la bomba seleccionada N° 1.
Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.



APÉNDICE D: SELECCIÓN DE LOS NUEVOS EQUIPOS DE



BOMBEO

					Hoja de datos	
Cliente : Referencia del Cliente : Item No. : B-11 Servicio : LT SR GASO			Pump / Stages : ERPN 65-250 / 1 Curva No. : WE 2022-8/21 Ref. IDP : 9999-W0000 Fecha : noviembre 23, 2008			
Construction					Driver Information	
Nozzles	Size	Rating	Face	Pos'n	Manufacturer	-
Suction	-	-	-	End	Power	50.0 hp / 37.3 kW
Discharge	-	-	-	Top	Service factor (req'st / act)	1.00 / -
Casing mounting : Center-line Casing split : Radial Impeller type : Closed Bearing Type (Rad/Thr) : Roller / 2 Ball Bearing lubrication : Flood Rotation (view from cplg) : CW per Hyd. Institute					Speed	3600 rpm
Materials					Orientation / Mounting	Horizontal / -
Casing	: 1.0619 / A216WCB				Driver Type	-
Impeller	: 1.0619 / A216WCB				Frame-size / material	- / -
Case wear ring	: 1.4021 / A278-420				Enclosure	-
Impeller wear ring	: 1.4021 / A278-420				Hazardous area class	-
Inducer	:-				Explosion 'T' rating	-
Shaft	: 1.7225 / A322Gr 4140				Volts / Phase / Hz	- / - / -
Sleeve	: 1.4436 / A278-318Ti				Amps-full load/locked rotor	- / -
Baseplate, Coupling and Guard					Motor starting	Direct on line (DOL)
Baseplate type	:-				Insulation	-
Baseplate material	:-				Temperature rise	-
Coupling manufacturer	:-				Motor mounted by	-
Coupling size	:-				Seal, Gland and Piping	
Coupling / Shaft guard	:-				Arrangement	-
Weights (Approx.)					Size	40 mm 1)
Bareshaft pump(net)	: 150.0 kg				Manufacturer / Type	- / -
Baseplate(net)	:-				Material code (Man't/API)	- / -
Driver(net)	:-				Internal neck bushing	-
Shipping gross weight/vol.	: 180.0 kg / -				Gland material	Stainless
					Flush	1/2" NPT
					Vent	-
					Drain	-
					Auxiliary sealing device	Refer
					Seal flush plan	-
					Seal flush material	-
					Aux seal flush plan	-
					Aux seal flush material	-

Figura D.13 Hoja de datos de la bomba seleccionada N° 2.
Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.



ESTUDIO DE FACTIBILIDAD ECONÓMICA.

El cálculo del estudio de la factibilidad económica, se realizará a través del método de remplazo de equipo, el cual será aplicado al caso de la bomba “B-11” (estudiada anteriormente).

A continuación se determinará la vida económica de la bomba que actualmente se encuentra operando en la planta.

- El capital fijo (CF), en este caso el precio de la bomba fue suministrado por la empresa que vende los equipos. Por tanto el $CF = 21.615,71273 \text{ BsF}$.
- El valor residual (VR), del equipo se tomo igual a un 10% del precio de venta $VR = 0,1 \times CF$

$$VR = 0,1 \times 21.615,712 = 2.161,571 \text{ BsF}$$

- El número de años que aproximadamente el equipo lleva operando es de diez $n = 20$ años (dato suministrado por la empresa).
- La vida útil de cada equipo es de cuarenta años $N_u = 40$ años (dato suministrado por la empresa).
- Los costos operacionales por mantenimiento, considera los costos por mantenimiento preventivo, rutinario, mayor, lo cual equivale el 45 % del precio del equipo. Por tanto $Cop_{\text{mantenimiento}} = 0,45 \times 21.615,71273 = 9.727,0707 \text{ BsF}$.
- El costo por energía, por ser un dato confidencial de la empresa, se tomó el valor del costo de la energía de la empresa privada, $Costo/kW = 0,096 \text{ BsF}/kW \times h$.
- El incremento anual debido al deterioro del equipo es igual a un 2 % del valor de venta del quipo. Por tanto $g_{dv} = 0,02 \times CF = 0,02 \times 21.615,71273 = 432,3142 \text{ BsF} / \text{año}$.
- La potencia eléctrica consumida por el equipo es $\dot{W}_{eop} = 33,684 \text{ kW}$.
- Se toma como taza minima de rendimiento 15 % , $i = 15 \%$



APÉNDICE E: FACTIBILIDAD ECONÓMICA DE LA SELECCIÓN



El valor neto realizable representa el valor de la inversión en capital fijo del equipo instalado y se estima de su valor de venta, el cual se obtiene con la ecuación E.01

$$VNR = P_v - C_v \quad (\text{Ec E.01})$$

Dónde.

- VNR : Valor neto realizable BsF .
- P_v : Precio de venta del equipo BsF .
- C_v : Costo de desinstalación y venta BsF .

Como los equipos instalados presentan deterioro, el precio de venta de los mismos se ve afectado por la depreciación del equipo, como se muestra en la ecuación E.02.

$$P_{v_n} = CF - Dt \times n \quad (\text{Ec E.02})$$

Dónde.

- P_{v_n} : Precio de venta en un año en específico BsF .
- Dt : Depreciación del equipo $BsF / \text{año}$.
- n : Periodo de estudio años .

Para la depreciación del equipo de estudio, se toma el modelo de depreciación lineal, el cual supone que el valor del activo fijo disminuye en la misma cantidad todos los años, es decir, decrece a una rata constante y se obtiene con la ecuación E.03.

$$Dt = \frac{CF - VR}{N_u} \quad (\text{Ec E.03})$$

Dónde.

- Dt : Depreciación del equipo $BsF / \text{año}$.
- CF : Inversión en capital fijo BsF .



APÉNDICE E: FACTIBILIDAD ECONÓMICA DE LA SELECCIÓN



- VR : Valor residual BsF .
- N_u : Vida útil del equipo $años$.

Haciendo uso de la ecuación E.02 y E.03 se obtiene el precio de venta del equipo.

$$Pv_n = 21.615,71273 - \frac{21.615,71273 - 2.161,5712}{40} \times 20 = 11.888,6419 \text{ BsF}$$

El costo por venta se tomó un 10 % del precio de venta del equipo.

$$Cv = 0,1 \times Pv_n = 0,1 \times 11.888,6418 = 1.188,8641 \text{ BsF}$$

Con el precio de venta y el costo por desinstalación se obtiene el valor neto realizable con la ecuación E.01.

$$VNR = 11.888,6419 - 1.188,8641 = 10.699,7778 \text{ BsF}$$

El costo debido al consumo eléctrico representa el gasto por parte de la potencia eléctrica consumida por el motor de la bomba, dicho gasto se estima a través de la ecuación E.04.

$$\text{Costo/año} = W_e \times \frac{BsF}{kW \times h} \times \frac{h}{año} \quad (\text{Ec E.04})$$

Entonces haciendo uso de la ecuación 4.04, se obtiene el costo por consumo eléctrico.

$$\text{Costo/año} = 33,684 \times 0,096 \times 8.760 = 28.326,8966 \text{ BsF / año}$$

Con el valor del costo total por mantenimiento y costo de potencia eléctrica se obtiene el costo total de operación.



APÉNDICE E: FACTIBILIDAD ECONÓMICA DE LA SELECCIÓN



$$Cop = 9.727,0707 + 28.326,8966 = 38.053,9673 \text{ BsF / año}$$

Luego de obtener los costos operacionales, se determina el equivalente anual, el cual representa el beneficio o la pérdida equivalente en forma de una serie anual uniforme y se obtiene con la ecuación E.05.

$$EA(i) = CF \times (R/P_{i,n}) - VR \times (R/S_{i,n}) + Cop + g_{dv} \times (R/g_{i,n}) \quad (\text{Ec E.05})$$

Con la ecuación E.05 se calcula el valor del equivalente anual para el primer año.

$$(R/P_{15\%,1}) = 1,15$$

$$(R/S_{15\%,1}) = 1$$

$$(R/g_{15\%,1}) = 0$$

$$EA_{EI,n=1}(15\%) = 10699,778 \times (1,15) - 2161,5712 \times (1) + 38053,9673 + 432,3142 \times (0)$$

$$EA_{EI,n=1}(15\%) = 48.197,1408 \text{ BsF / año}$$

Luego se aplica el mismo procedimiento anterior, para determinar los valores de equivalente anual para los siguientes años, hasta el año final de vida económica del equipo. Los resultados son los siguientes.

$$EA_{EI,n=2}(15\%) = 43.832 \text{ BsF / año}; EA_{EI,n=3}(15\%) = 42.511 \text{ BsF / año};$$

$$EA_{EI,n=4}(15\%) = 41.943 \text{ BsF / año}; EA_{EI,n=5}(15\%) = 41.671 \text{ BsF / año};$$

$$EA_{EI,n=6}(15\%) = 41.542 \text{ BsF / año}; EA_{EI,n=7}(15\%) = 41.490 \text{ BsF / año};$$

$$EA_{EI,n=8}(15\%) = 41.484 \text{ BsF / año}; EA_{EI,n=9}(15\%) = 41.505 \text{ BsF / año}.$$

Por tanto el equipo tiene una vida económica es de ocho años ($n = 8$).



APÉNDICE E: FACTIBILIDAD ECONÓMICA DE LA SELECCIÓN



Una vez determinada la vida económica del equipo actual, se procede a determinar la vida económica de la bomba seleccionada para remplazar la actual, aplicando la misma metodología del equipo anterior.

- El precio de compra del equipo es el siguiente $P_c = 22.452,45 \text{ BsF}$.
- Inversión inicial (II), en este caso es la suma del precio de compra del equipo y costo de la compra $II = P_c + C_c = 22.452,45 + 2.245,24 = 24.697,695 \text{ BsF}$, siendo el costo por compra el 10 % de precio de compra del equipo.
- El valor residual (VR), del equipo se tomó igual a un 10% del precio de compra $VR = 2.245,245 \text{ BsF}$.
- Los costos operacionales por mantenimiento, considera los costos por mantenimiento preventivo, rutinario, mayor, lo cual equivale el 15% del precio del equipo. Por tanto $Cop_{\text{mantenimiento}} = 0,15 \times 22.452,45 = 3.367,8675 \text{ BsF}$.
- El costo por energía por $Costo/kW = 0,096 \text{ BsF}/kW \times h$.
- La potencia eléctrica consumida por el equipo es $\dot{W}_{eop} = 34,7375 \text{ kW}$.
- El incremento anula debido al deterioro del equipo es igual a un 2 % del valor de compra del equipo. Por tanto $g_{dv} = 449,049 \text{ BsF} / \text{año}$.

El costo por potencia consumida es determinado con la ecuación E.04.

$$Costo/año = 34,7375 \times 0,096 \times 8.760 = 29.212,848 \text{ BsF} / \text{año}$$

El costo total operacional es la suma de los costos por mantenimiento y por consumo de energía eléctrica.

$$Cop = 3.367,8675 + 29.212,848 = 32.580,7155 \text{ BsF} / \text{año}$$

Con la ecuación E.05 se calcula el valor del equivalente anual para el primer año.



APÉNDICE E: FACTIBILIDAD ECONÓMICA DE LA SELECCIÓN



$$(R/P_{15\%,1}) = 1,15$$

$$(R/S_{15\%,1}) = 1$$

$$(R/g_{15\%,1}) = 0$$

$$EA_{EN,n=1}(15\%) = 24.697,695 \times (1,15) - 2.245,245 \times (1) + 32.580,7155 + 449,049 \times (0)$$

$$EA_{EN,n=1}(15\%) = 58.737,81975 \text{ BsF / año}$$

Luego se aplica el mismo procedimiento anterior, para determinar los valores de equivalente anual para los siguientes años, hasta el año final de vida económica del equipo. Los resultados son los siguientes:

$$EA_{EN,n=2}(15\%) = 46.937 \text{ BsF / año}; EA_{EN,n=3}(15\%) = 43.159 \text{ BsF / año};$$

$$EA_{EN,n=4}(15\%) = 41.378 \text{ BsF / año}; EA_{EN,n=5}(15\%) = 40.389 \text{ BsF / año};$$

$$EA_{EN,n=6}(15\%) = 39.792 \text{ BsF / año}; EA_{EN,n=7}(15\%) = 39.414 \text{ BsF / año};$$

$$EA_{EN,n=8}(15\%) = 39.170 \text{ BsF / año}; EA_{EN,n=9}(15\%) = 39.011 \text{ BsF / año}.$$

$$EA_{EN,n=10}(15\%) = 38.910 \text{ BsF / año}; EA_{EN,n=11}(15\%) = 38.849 \text{ BsF / año}.$$

$$EA_{EN,n=12}(15\%) = 38.815 \text{ BsF / año}; EA_{EN,n=13}(15\%) = 38.800 \text{ BsF / año}.$$

$$EA_{EN,n=14}(15\%) = 38.799 \text{ BsF / año}; EA_{EN,n=15}(15\%) = 38.807 \text{ BsF / año}.$$

Por tanto equipo tiene una vida económica es de catorce años ($n = 14$).

Después de obtener la vida económica de cada unos de los equipos se comparan los equivalentes anuales para verificar la rentabilidad.

$$EA_{EI,n=8}(15\%) = 41.484,103 \text{ BsF / año} > EA_{EN,n=14}(15\%) = 38.798,672 \text{ BsF / año}$$

Por tanto es rentable instalar este nuevo equipo.



Determinación del tiempo de pago de los equipos.

A continuación se presenta el cálculo del tiempo de pago de la bomba anteriormente selección, siendo este un modelo de evaluación que mide el tiempo, en años, requerido para que los flujos monetarios netos recuperen la inversión inicial a una tasa mínima de rendimiento igual a cero.

El tiempo de pago se obtiene con la ecuación D.06.

$$-II + (EA_{EI} - EA_{EN}) \times Tp = 0 \quad (\text{Ec E.06})$$

El cálculo del tiempo de pago se realiza de la siguiente manera.

- Inversión inicial $II = 24.697,695 \text{ BsF}$.
- Equivalente anual del equipo instalado, para el año de su vida económica $EA_{EI,n=8}(15\%) = 41.484,103 \text{ BsF} / \text{año}$.
- Equivalente anual del equipo instalado, para el año de su vida económica $EA_{EN,n=14}(15\%) = 38.798,672 \text{ BsF} / \text{año}$.

Con la ecuación 4.06, se obtiene de tiempo de pago de de nueva bomba.

$$Tp = \frac{24.697,695}{41.484,103 - 38.798,672} = 9,1969 \approx 10 \text{ años}$$



1. Diez, Pedro F. **Bombas Centrífugas y Volumétricas**. Universidad de Cantabria, Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética.
2. Mataix, Claudio. (1985). **Mecánica del fluidos y maquinas hidráulicas**. Segunda edición, Alfaomega-Oxford.
3. Karassik, Igor; Messina, Joseph P; Cooper, Paul; Heald, Charles C. **Pump Handbook**. Tercera edición, Editorial McGraw-Hill.
4. Kenneth, J. (1998). **Bombas, selección, uso y mantenimiento**. Editorial McGraw-Hill.
5. American Petroleum Institute (2003). **TANDARD 610**. Novena edición.
6. Laya, Armando. **Manejo de fluidos**. Universidad de Carabobo. Escuela de Ingeniería Mecánica.
7. Shygley, Joseph E; Mischke, Charles R. **Diseño en ingeniería mecánica**. Sexta edición, Editorial McGraw-Hill.
8. Norton, Robert L. (1999). **Diseño de maquinas**. Primera edición, Editorial Pearson-Prentice Hall.
9. Fonseca Manuel F. y Mata E, Hedí. (2005). **Determinación del efecto de la variación del caudal sobre la vida útil de los rodamientos de una bomba centrífuga**. Universidad de Carabobo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica.



10. Flowserve Pump Division. **Global Service and Technical Support**. (2007), Vol. 7, No. 2., pp. 23-31.
11. Morales, C. **Tesis de grado**. Universidad de Carabobo. Escuela de Ingeniería Mecánica.
12. Peña, E. **Trabajo De Acenso**. Universidad de Carabobo. Escuela de Ingeniería Mecánica.
13. Peterson, R., **Strss Concentration Factor**.
14. Shyglye, J., Mischke, C. **Diseño en Ingeniería Mecánica**. (6ta edición), Editorial McGraw-Hill.
15. Sandoval, A., (1999). **Evaluación de sistemas de bombes de posos petroleros**. Universidad de Carabobo. Escuela de Ingeniería Mecánica.
16. Cosse R, C., Macerola, D., (2001). **Tesis de auditoría energética**. Universidad de Carabobo. Escuela de Ingeniería Mecánica.
17. Nascimbeni, Mauro. **Aspecto generales y constructivos de la bombas centrífugas**. Universidad de Carabobo. Escuela de Ingeniería Mecánica.



- Al estimar los parámetros se obtuvieron cada uno de los valores necesarios para poder determinar el consumo en exceso de energía y el porcentaje de eficiencia con que teóricamente podría operar una bomba en ese punto del proceso.
- Al comparar la eficiencia tanto de diseño como de operación de cada uno de los equipos con respecto a la eficiencia máxima teórica, se obtuvo que en todos los casos existe un posible aumento de eficiencia teórico presentándose en los siguientes rangos porcentuales, para diseño, el equipo con menor diferencia dio 0,63% y 15,46% el equipo con mayor diferencia de eficiencia; por otro lado para operación, el equipo con menor diferencia dio 0,63 y 19,14 el equipo con mayor diferencia.
- Con las diferencias de eficiencias obtenidas se calculó el ahorro de energía teórico que se podría lograr si se colocara una bomba que manejara esa eficiencia teórica, logrando un ahorro en diseño de 114.203,98W y en operación 204.550,26W.
- Al realizar la estimación de las fuerzas radiales y axiales actuantes se concluye que hay una relación muy dependiente entre el caudal operacional, caudal nominal y la fuerza radial ya que mientras menor sea el caudal de operación con respecto al nominal la fuerza radial es mayor.
- El aumento de las fuerzas traen consigo el aumento de la deflexión del eje, por tanto en alguno de los casos se diagnostica un deterioro del anillo de desgaste produciendo consigo la inclusión del momento torsor, haciendo aumentar los esfuerzos contantes alternante y medio, lo cual se traduce en la disminución del factor de seguridad a fatiga.
- Se propone el reemplazo de 26 equipos, con lo cual se garantiza el buen funcionamiento de los mismos, disminuyendo considerablemente el



riesgo de ruptura del eje, ya que los caudales de operación se encuentran alejados de los caudales mínimos seguros, y se garantiza igualmente que no cavitan. La operación de estos equipos en zonas seguras garantizan un funcionamiento libre de fallas mecánicas.

- La toma de datos operacionales se realizó cuando la planta se encontraba completamente operativa, es decir, a su máxima producción, por tanto la selección de los nuevos equipos hizo a partir de esta condición de operación de la planta.
- La selección propuesta resulta rentable con unos tiempos de pago en el intervalo de 2 y 12 años.



- Extender este estudio a los sistemas de bombeo que se encuentren en las otras plantas de la Refinería El Palito, para aumentar la eficiencia global, y disminuir el consumo de potencia del centro refinador.
- Realizar un estudio similar al resto de los equipos rotativos del centro refinador, como es el caso de las turbinas y compresores, para darle mejora a los mismos y disminuir el consumo energético.
- Aplicar las soluciones propuestas en este trabajo de grado ya que esto trae tanto una disminución del consumo energético, como una mejora en las condiciones operacionales, así como también una modernización de los sistemas de bombeo de la planta.



- a : Factor extraído de la figura G.21 (adimensional).
- A : Área de la sección transversal de la tubería (m^2).
- A_c : Área de la sección transversal del eje en cualquier punto (mm^2).
- b_2 : Ancho del impulsor (m).
- c : Factor extraído de la figura N° 2.24.
- CF : Inversión en capital fijo (Bsf).
- Cop : Costos operacionales (Bsf).
- $Costo/año$: Costo del consumo eléctrico por año (Bsf).
- $\cos \varphi$: Factor de potencia (adimensional).
- Cv : Costo de desinstalación y venta (Bsf).
- D : Diámetro interno de la tubería / Diámetro de giro (m).
- D_{anillo} : Diámetro del anillo de desgastes (m).
- D_C : Diámetro del cubo (m).
- D_c : Diámetro del eje (mm).
- $D_{mayor,central,eje}$: Diámetro mayor central del eje (mm).
- D_{eje} : Diámetro del eje transmisor de potencia (m).
- D_{imp} : Diámetro del impulsor (m).
- $D_{Nominal/des}$: Diámetro nominal de la tubería del tramo de descarga de la bomba (in).
- $D_{Nominal/succ}$: Diámetro nominal de la tubería del tramo de succión de la bomba (in).
- D_O : Diámetro del ojo del impulsor (m).
- Dt : Depreciación del equipo (Bsf).
- D_1 : Diámetro interno de la tubería en el punto de referencia antes de la succión de la bomba (m).
- D_2 : Diámetro interno de la tubería en el punto de referencia después de la descarga de la bomba (m).
- D_{2imp} : Diámetro mayor del impulsor (m).



- $d_{a-\text{desgaste}}$: Diámetro del eje, este es el Diámetro del eje en el punto de contacto con el anillo de desgaste (mm).
- $d_{\text{menor,central,eje}}$: Diámetro menor central eje (mm).
- d_{yS} : Deflexión del eje para bombas de simple succión (mm).
- d_{yD} : Deflexión del eje para bombas de doble succión (mm).
- d_2 : Diámetro a la salida del impulsor (m).
- $d\sigma$: Diferencial de tensión (adimensional).
- $d\xi$: Diferencial de deformación (adimensional).
- E : Módulo de Young (MPa).
- $EA(i)$: Equivalente anual ($Bsf / \text{año}$).
- $EA_{EI}(i)^*$: Equivalente anual del equipo instalado para su vida económica ($Bsf / \text{año}$).
- $EA_{EN}(i)^*$: Equivalente anual del equipo nuevo para su vida económica ($Bsf / \text{año}$).
- E_C : Energía cinética (m).
- E_P : Energía de presión (m).
- E_Z : Energía potencial (m).
- F : Fuerza actuante (N).
- F_a : Fuerza axial que axial sobre el eje (N).
- F_R : Empuje radial o fuerza radial (N).
- F_{Rd} : Empuje radial o fuerza radial en condiciones de diseño de la planta (N).
- F_{Rop} : Empuje radial o fuerza radial en condiciones de operación de la planta (N).
- F_{TDSd} : Empuje axial o fuerza axial total en bombas de doble succión en condiciones de diseño de la planta (N).
- F_{TDSop} : Empuje axial o fuerza axial total en bombas de doble succión en condiciones de operación de la planta (N).
- F_{TSS} : Empuje axial o fuerza axial total en bombas de simple succión (N).
- F_{TDS} : Empuje axial o fuerza axial total en bombas de doble succión (N).



- F_{TSSd} : Empuje axial o fuerza axial total en bombas de simple succión en condiciones de diseño de la planta (N).
- F_{TSSop} : Empuje axial o fuerza axial total en bombas de simple succión en condiciones de operación de la planta (N).
- F_1 : Empuje axial producido por el perfil de presiones en la corona anterior del impulsor (N).
- F_{1d} : Empuje axial producido por el perfil de presiones en la corona anterior del impulsor en condiciones de diseño de la planta (N).
- F_{1op} : Empuje axial producido por el perfil de presiones en la corona anterior del impulsor en condiciones de operación de la planta (N).
- F_2 : Empuje axial producido por el perfil de presiones en la corona posterior del impulsor (N).
- F_{2d} : Empuje axial producido por el perfil de presiones en la corona posterior del impulsor en condiciones de diseño de la planta (N).
- F_{2op} : Empuje axial producido por el perfil de presiones en la corona posterior del impulsor en condiciones de operación de la planta (N).
- F_3 : Fuerza en ojo del impulsor para bombas de simple succión (N).
- F_{3D} : Fuerza en ojo del impulsor para bombas de doble succión (N).
- F_{3d} : Fuerza en ojo del impulsor en condiciones de diseño de la planta (N).
- F_{3op} : Fuerza en ojo del impulsor en condiciones de operación de la planta (N).
- F_4 : Empuje generado por la presión de succión (N).
- F_{4d} : Empuje generado por la presión de succión en condiciones de diseño de la planta (N).
- F_{4op} : Empuje generado por la presión de succión en condiciones de operaciones de la planta (N).
- f : Factor de fricción (adimensional).
- f_{des} : Factor de fricción del fluido en el tramo de descarga de la bomba (adimensional).



- f_{succ} : Factor de fricción del fluido en el tramo de succión de la bomba (adimensional).
- $f_{20\%Q_n}$: Factor de fricción del fluido al 20 % del caudal nominal de la bomba (adimensional).
- g : Aceleración de la gravedad (m/s^2).
- g_{dv} : Incremento anual de los costos operacionales debido al deterioro (depende de la variable).
- H : Energía total que posee el fluido ($m.c.f$).
- H_{Aa} : Altura de aspiración ($m.c.f$).
- H_B : Energía suministrada por la bomba al fluido o altura de bombeo ($m.c.f$).
- H_{Bd} : Altura de bombeo en condiciones de diseño de la planta ($m.c.f$).
- H_{Bn} : Altura de bombeo nominal ($m.c.f$).
- H_{Bop} : Altura de bombeo en condiciones de operación de la planta ($m.c.f$).
- H_{bdes} : Disponibilidad en la brida de descarga de la bomba ($m.c.f$).
- H_{CS} : Carga de succión ($m.c.f$).
- H_D : Energía total en la descarga de la bomba ($m.c.f$).
- H_S : Energía Total en la succión de la bomba ($m.c.f$).
- H_1 : Energía total que posee el fluido en la entrada de un tramo de tubería o equipo ($m.c.f$).
- H_2 : Energía total que posee el fluido en la salida de un tramo de tubería o equipo ($m.c.f$).
- h_f : Pérdidas por fricción ($m.c.f$).
- h_{fdes} : Pérdidas por fricción el tramo de descarga ($m.c.f$).
- h_{fsucc} : Pérdidas por fricción el tramo de succión ($m.c.f$).
- $h_{f20\%Q_n}$: Pérdida por fricción al veinte por ciento del caudal nominal de la bomba ($m.c.f$).
- h_1 : Pérdida por fricción ($m.c.f$).
- h_2 : Pérdida por fricción ($m.c.f$).



- I : Intensidad de corriente (A), momento de inercia (mm^4).
- II : Inversión inicial (Bsf).
- I_n : Intensidad de corriente nominal del motor (amp).
- i : Taza mínima de rendimiento (%) .
- J_c : Inercia polar del eje en cualquier punto (mm^4).
- K : Relación de giro del fluido entre impulsor y carcaza al giro del impulsor (adimensional).
- K_{cr} : Coeficiente de resistencia. Depende del tipo de accesorio, del número de Reynolds, de la rugosidad relativa y de la configuración de la corriente del accesorio (adimensional).
- K_{fm} : Factor de concentrador de esfuerzos medio a la fatiga (adimensional).
- K_{fs} : Factor de concentración de esfuerzos cortantes a la fatiga (adimensional).
- K_{fsm} : Factor de concentrador de esfuerzos cortantes medio a la fatiga (adimensional).
- K_r : Coeficiente experimental (adimensional).
- K_{rd} : Coeficiente experimental en condiciones de diseño de la planta (adimensional).
- K_{rop} : Coeficiente experimental en condiciones de operación de la planta (adimensional).
- K_t : Factor de concentración de esfuerzos a flexión general (adimensional).
- $K_{tChaveta}$: Factor de concentración de esfuerzos debido a la chaveta (adimensional).
- $K_{tRanura}$: Factor de concentración de esfuerzos debido a la ranura (adimensional).
- $K_{tReducción}$: Factor de concentrador de esfuerzos debido a la reducción (adimensional).
- K_{tRosca} : Factor de concentración de esfuerzos debido a la rosca (adimensional).
- K_{ts} : Factor de concentración de esfuerzos cortantes a la fatiga (adimensional).
- $K_{tsChaveta}$: Factor de concentración de esfuerzos cortantes debido a la chaveta (adimensional).
- $K_{tsRanura}$: Factor de concentración de esfuerzos cortantes debido a la ranura (adimensional).
- $K_{tsReducción}$: Factor de concentrador de esfuerzos cortantes debido a la reducción (adimensional).



- $K_{tsRosca}$: Factor de concentración de esfuerzos cortantes debido a la rosca (adimensional).
- K_1 : Constante que depende del material y rugosidad (s/m^5).
- K_2 : Constante de forma (s/m^5).
- L : Longitud del tramo de tubería y/o equivalente de accesorios (m).
- L_{EQ} : Longitud total equivalentes de los accesorios (m).
- L_{Eqsucc} : Longitud equivalente total de los accesorios del tramo de succión de la bomba (m).
- L_{Eqdes} : Longitud equivalente total de los accesorios del tramo de descarga de la bomba (m).
- L_{Tdes} : Longitud del tramo de tubería de la descarga de la bomba (m).
- L_{Tsuc} : Longitud del tramo de tubería de la succión de la bomba (m).
- M_c : Momento aplicado en el cojinete central ($N.m$).
- M_t : Momento torsor ($N.m$).
- N : Velocidad de giro (rad/s), $[rpm]$.
- n : Periodo de estudio ($años$).
- N_f : Factor de seguridad a la fatiga (adimensional).
- $NPSH_D$: Carga neta positiva de succión disponible ($m.c.f$).
- $NPSH_{D20\%Qn}$: Carga neta positiva de succión disponible a 20 % del caudal nominal de la bomba ($m.c.f$).
- $NPSH_R$: Carga neta positiva de succión requerida ($m.c.f$).
- $NPSH_{Rn}$: Altura neta se succión del punto nominal de la bomba ($m.c.f$).
- N_s : Velocidad específica (adimensional).
- N_u : Vida útil del equipo ($año$).
- n_s : Velocidad específica en sistema internacional (adimensional).
- P : Presión del fluido (Pa).
- P_{atm} : Presión atmosférica (kPa).



- P_{bdes} : Presión en la brida descarga de la bomba (kPa).
- P_{Des} : Presión a la descarga de la bomba (Pa).
- P_{Desd} : Presión de descarga de la bomba en condiciones de diseño (kPa).
- P_e : Peso del eje (N).
- P_h : Pérdidas de potencia hidráulica (W).
- P_i : Peso del impulsor (N).
- P_m : Pérdidas de potencia mecánicas (W).
- P_{Succ} : Presión en la succión de la bomba (Pa).
- P_{Succd} : Presión de succión de la bomba en condiciones de diseño (kPa).
- P_v : Pérdidas de potencia volumétrica (W).
- P_V : Presión de vapor (Pa).
- P_{Vd} : Presión de vapor del fluido a la temperatura de diseño de la planta (kPa).
- P_{Vn} : Precio de venta en un año en específico (Bsf).
- P_{Vop} : Presión de vapor del fluido a la temperatura de operación de la planta (kPa).
- P_V : Precio de venta del equipo (Bsf).
- P_1 : Presión del fluido a la entrada del tramo de tubería o equipo (Pa).
- P_2 : Presión del fluido a la salida del tramo de tubería o equipo (Pa).
- Q : Caudal de operación (m^3 / s).
- Q_d : Caudal de diseño de la planta (m^3 / s).
- Q_{min} : Caudal mínimo de operación segura (m^3 / s).
- Q_n : Caudal nominal o caudal de diseño (m^3 / s).
- Q_{op} : Caudal de operación de la planta (m^3 / s).
- q : Sensibilidad a las muescas (adimensional).
- Re : Numero de Reynolds (adimensional).
- R_i : Porcentaje de recirculación (%).
- $R_{x,x}$: Reacción horizontal ubicada en el cojinete central (N).



- $R_{x,y}$: Reacción vertical ubicada en el cojinete central (N).
- R_y : Reacción vertical ubicada en el extremo en voladizo del eje (N).
- $(R / g_{i,n})$: Factor de serie aritmética (adimensional).
- $(R / P_{i,n})$: Factor de recuperación de capital (adimensional).
- $(R / S_{i,n})$: Factor de fondo de amortización (adimensional).
- r : Radio de la muesca (in).
- $r_{a-desgaste}$: Radio del eje, este es el radio del eje en el punto de contacto con el anillo de desgaste (mm).
- r_c : Radio del eje en cualquier punto (mm).
- S : Velocidad específica de succión (adimensional).
- SD : Espacio axial entre el rotor y la carcaza (m).
- S_e : Límite de resistencia a la fatiga (MPa).
- S_e^* : Límite de resistencia a la fatiga sin corregir (MPa).
- SG : Gravedad específica del fluido de operación de la bomba (adimensional).
- SG_d : Gravedad específica del fluido a la temperatura de diseño de la planta (adimensional).
- SG_{op} : Gravedad específica del fluido a la temperatura de operación de la planta (adimensional).
- S_y : Esfuerzo de fluencia del material (MPa).
- T : Torque ($N \times m$).
- T_d : Temperatura del fluido en condiciones de diseño de la planta ($^{\circ}C$).
- T_{op} : Temperatura del fluido en condiciones de operación de la planta ($^{\circ}C$).
- Tp : Tiempo de pago ($años$).
- $Tp_{critico}$: Tiempo de pago ($años$).
- u : Distancia entre apoyos (mm).
- U_{anillo} : Velocidad tangencial del anillo de desgastes (m / s).
- U_{eje} : Velocidad tangencial del eje (m / s).



- U_2 : Velocidad tangencial a la salida del impulsor (m/s).
- V : Voltaje (V).
- v : Distancia en voladizo (mm).
- V_c : Valor del corte por carga transversal en un punto cualquiera (N).
- V_D : Velocidad del fluido a la descarga de la bomba (m/s).
- V_F : Velocidad del fluido (m/s).
- V_n : Voltaje nominal del motor (V).
- V_o : Velocidad en el ojo del impulsor (m/s).
- V_S : Velocidad del fluido en la succión de la bomba (m/s).
- VNR : Valor neto realizable (Bsf).
- VR : Taza mínima de rendimiento (Bsf).
- V_1 : Velocidad del fluido en la entrada del tramo de tubería o equipo (m/s).
- V_2 : Velocidad del fluido a la salida del tramo de tubería o equipo (m/s).
- $V_{20\%Q_n}$: Velocidad del fluido a 20 % del caudal nominal de la bomba (m/s).
- W : Potencia (W).
- \dot{W}_a : Potencia de accionamiento (W).
- \dot{W}_{ad} : Potencia de accionamiento en condiciones de diseño de la planta (W).
- $\dot{W}_{ad\max}$: Potencia de accionamiento a la eficiencia teórica en condiciones de diseño de la planta (W).
- W_{an} : Potencia de accionamiento nominal (W).
- \dot{W}_{aop} : Potencia de accionamiento en condiciones de operación de la planta (W).
- $\dot{W}_{aop\max}$: Potencia de accionamiento a la eficiencia teórica en condiciones de operación de la planta (W).
- \dot{W}_e : Potencia eléctrica (W).
- \dot{W}_{ed} : Potencia eléctrica en condiciones de diseño de la planta (W).



- $\dot{W}_{edahorrada}$: Potencia ahorrada en condiciones de diseño de la planta (W) .
- $\dot{W}_{ed\max}$: Potencia eléctrica a la eficiencia teórica en condiciones de diseño de la planta ($watts$) .
- $\dot{W}_{eopahorrada}$: Potencia ahorrada en condiciones de operación de la planta (W) .
- \dot{W}_{eop} : Potencia eléctrica en condiciones de operación de la planta (W) .
- $\dot{W}_{eop\max}$: Potencia eléctrica a la eficiencia teórica en condiciones de operación de la planta (W) .
- \dot{W}_i : Potencia interna (W) .
- $\dot{W}_{md\max}$: Potencia del motor a la eficiencia teórica en condiciones de diseño de la planta (W) .
- \dot{W}_m : Potencia del motor (W) .
- \dot{W}_{mn} : potencia nominal del motor (W) .
- \dot{W}_{mop} : Potencia del motor en condiciones de operación de la planta (W) .
- $\dot{W}_{mop\max}$: Potencia del motor a la eficiencia teórica en condiciones de operación de la planta (W) .
- \dot{W}_u : Potencia útil (W) .
- \dot{W}_{ud} : Potencia útil en condiciones de diseño de la planta (W) .
- \dot{W}_{uop} : Potencia útil en condiciones de operación de la planta (W) .
- Z : Energía potencial del fluido (m) .
- z : Distancia entre apoyos (mm) .
- Z_{bdes} : Energía potencial del fluido en la brida de descarga de la bomba (m) .
- Z_D : Energía potencial del fluido a la descarga de la bomba (m) .
- Z_S : Energía potencial del fluido en la succión de la bomba (m) .



- Z_1 : Energía potencial del fluido en la entrada del tramo de tubería o equipo (m).
- Z_2 : Energía potencial del fluido a la salida del tramo de tubería o equipo (m).
- z_1 : Distancia del impulsor hacia la reacción derecha del eje (mm).
- z_2 : Distancia del impulsor hacia la reacción izquierda del eje (mm).
- η_a : Eficiencia del acople (%).
- η_h : Eficiencia hidráulica (%).
- η_m : Eficiencia del motor (%).
- η_{mec} : Eficiencia mecánica (%).
- η_t : Eficiencia total. (%).
- $\eta_{t\text{agua}}$: Eficiencia total de la bomba en agua (%).
- $\eta_{t\text{viscoso}}$: Eficiencia total de la bomba en viscoso (%).
- η_{td} : Eficiencia total de la bomba en condiciones de diseño de la planta (%).
- $\eta_{td\text{max}}$: Eficiencia teórica de la bomba para las condiciones de diseño de la planta (%).
- η_{top} : Eficiencia total de la bomba en condiciones de operación de la planta (%).
- $\eta_{top\text{max}}$: Eficiencia teórica de la bomba para las condiciones de operación de la planta (%).
- η_v : Eficiencia volumétrica (%).
- $\sum_{t=0}^r Ft$: Sumatoria de los flujos monetarios ($Bsf / \text{año}$).
- γ : Peso específico del fluido (N / m^3).
- γ_d : Peso específico del fluido a la temperatura de diseño de la planta (N / m^3).
- γ_{op} : Peso específico del fluido a la temperatura de operación de la planta (N / m^3).
- μ_d : Viscosidad dinámica del fluido a la temperatura de diseño de la planta (Cp).
- μ_{op} : Viscosidad dinámica del fluido a la temperatura de operación de la planta (Cp).
- ν : Viscosidad cinemática del fluido (m^2 / s).



- ν_{op} : Viscosidad cinemática del fluido a la temperatura de operación de la planta (m^2 / s).
- ν_d : Viscosidad cinemática del fluido a la temperatura de diseño de la planta (m^2 / s).
- ρ : Densidad del fluido de trabajo (kg / m^3).
- ρ_d : Densidad del fluido a la temperatura de diseño de la planta (kg / m^3).
- ρ_{op} : Densidad del fluido a la temperatura de operación de la planta (kg / m^3).
- τ_a : Esfuerzo cortante alternante corregido (MPa).
- τ_a^* : Esfuerzo cortante por carga transversal alternante sin corregir (MPa).
- τ_{anom} : Esfuerzo cortante alternante sin corregir (MPa).
- τ_c : Resistencia del material a la torsión ($N.m^2$).
- τ_c : Esfuerzo cortante por carga transversal (MPa).
- τ_{Max} : Esfuerzo cortante por carga transversal máximo (MPa).
- τ_{Mim} : Esfuerzo cortante por carga transversal mínimo (MPa).
- τ_m : Esfuerzo cortante medio corregido (MPa).
- τ_m^* : Esfuerzo cortante por carga transversal medio sin corregir (MPa).
- τ_{mnom} : Esfuerzo cortante medio sin corregir (MPa).
- $\tau_{m-torsor}$: Esfuerzo cortante por torsión (MPa).
- σ : Esfuerzo simple (MPa).
- σ_a : Esfuerzo alternante corregido (MPa).
- σ_a^* : Esfuerzo alternante sin corregir (MPa).
- σ_{a-t} : Esfuerzo alternante total (MPa).
- σ_{ax} : Esfuerzo axial (MPa).
- σ_f : Esfuerzo flector (MPa).
- σ_{Max} : Esfuerzo máximo a que está sometido el eje (MPa).
- σ_{Mim} : Esfuerzo mínimo a que está sometido el eje (MPa).
- σ_m^* : Esfuerzo medio sin corregir (MPa).



NOMENCLATURA



- σ_m : Esfuerzo medio corregido (*MPa*).
- σ_{m-t} : Esfuerzo medio total (*MPa*).
- ε / D : Rugosidad relativa de la tubería.
- \sqrt{a} : Constante de Neuber (*in^{0.5}*).

UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
COORDINACIÓN DE PROYECTOS DE GRADO

SINOPSIS DEL PROYECTO DE GRADO

TITULO DEL TRABAJO:

ESTUDIO DE LAS CONDICIONES MAS FAVORABLES DE OPERACIÓN EN LOS SISTEMAS DE BOMBEO DE UNA PLANTA DE CRUDO

FECHA DE INICIO DEL TRABAJO: 2/2007

FECHA DE EX. FINAL: 1/2009

FECHA DE ENTREGA DE EJEMPLARES DEFINITIVOS A DIRECCIÓN DE ESCUELA:

SINOPSIS:

El desarrollo del presente trabajo, constituye una evaluación las condiciones en las que se encuentran operando los equipos de bombeo de la unidad de crudo de la refinería el palito, con el objetivo de evidenciar los problemas en este sistema y presentar propuestas que permitan una mejora en el funcionamiento de los equipos asegurando un ahorro de energía que minimice los gastos innecesarios, tanto por reducción de los gastos de mantenimiento, así como la disminución de la potencia global consumida por la planta. El estudio se realizó a una grupo de treinta (30) bombas, entre las conclusiones más relevantes se tiene que dieciocho (18) equipos presentaron riesgo de recirculación, tres (3) equipos presentaron riesgo de pérdida de espesor del anillo de desgaste, veinte (20) equipos presentaron riesgo de ruptura de eje y veintiseis (26) equipos resultaron reentables económicamente para su reemplazo, de los cuales veintiseis (26) equipos fueron recomendados para reemplazo inmediato.

CEDULA DE
IDENTIDAD

ESTUDIANTES
NOMBRE

FIRMA

17.172.256
17.731.141

AMADOR HUMBERTO
GUTIERREZ AMAIRI

FIRMA

PROFESOR GUÍA:
JURADO:
JURADO:

FERNANDO AULAR
JOSÉ VELÁSQUEZ
EDWIN PEÑA

FERNANDO AULAR

UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
COORDINACIÓN DE PROYECTOS DE GRADO

SINOPSIS DEL PROYECTO DE GRADO

TITULO DEL TRABAJO:

ESTUDIO DE LAS CONDICIONES MAS FAVORABLES DE OPERACIÓN Y EL AHORRO ENERGÉTICO EN LOS SISTEMAS DE BOMBEO DE UNA PLANTA DE CRUDO

FECHA DE INICIO DEL TRABAJO: 2/2007

FECHA DE EX. FINAL: 1/2009

FECHA DE ENTREGA DE EJEMPLARES DEFINITIVOS A DIRECCIÓN DE ESCUELA:

SINOPSIS:

EL DESARROLLO DEL PRESENTE TRABAJO, CONSTITUYE UNA EVALUACIÓN LAS CONDICIONES EN LAS QUE SE ENCUENTRAN OPERANDO LOS EQUIPOS DE BOMBEO DE LA UNIDAD DE CRUDO DE LA REFINERÍA EL PALITO, CON EL OBJETIVO DE EVIDENCIAR LOS PROBLEMAS EN ESTE SISTEMA Y PRESENTAR PROPUESTAS QUE PERMITAN UNA MEJORA EN EL FUNCIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS ASEGURANDO UN AHORRO DE ENERGÍA QUE MINIMICE LOS GASTOS INNECESARIOS, TANTO POR REDUCCIÓN DE LOS GASTOS DE MANTENIMIENTO, ASÍ COMO LA DISMINUCIÓN DE LA POTENCIA GLOBAL CONSUMIDA POR LA PLANTA. EL ESTUDIO SE REALIZO A UNA GRUPO DE TREINTA (30) BOMBAS, ENTRE LAS CONCLUSIONES MÁS RELEVANTES SE TIENE QUE DIECIOCHO (18) EQUIPOS PRESENTARON RIESGO DE RECIRCULACIÓN, TRES (3) EQUIPOS PRESENTARON RIESGO DE PÉRDIDA DE ESPESOR DEL ANILLO DE DESGASTE, VEINTE (20) EQUIPOS PRESENTARON RIESGO DE RUPTURA DE EJE Y VEINTISÉIS (26) EQUIPOS RESULTARON REENTABLES ECONÓMICAMENTE PARA SU REEMPLAZO, DE LOS CUALES VEINTISÉIS (26) EQUIPOS FUERON RECOMENDADOS PARA REEMPLAZO INMEDIATO.

CEDULA DE
IDENTIDAD

ESTUDIANTES
NOMBRE

FIRMA

17.731.141
17.172.256

GUTIERREZ AMAIRI
AMADOR HUMBERTO

FIRMA

PROFESOR GUÍA:
JURADO:
JURADO:

FERNANDO AULAR
JOSÉ VELÁSQUEZ
EDWIN PEÑA

- En la figura G.01 se muestran los tipos de rodete de una bomba centrífuga.

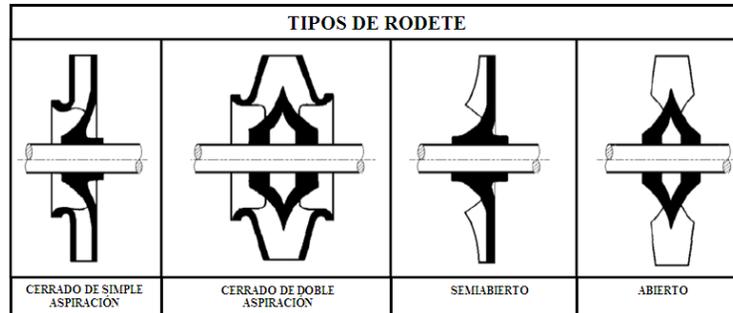


Figura G.01 Tipos de rodete de una bomba centrífuga.
Fuente: <http://personales.ya.com/universal/TermoWeb>.

- En la figura G.02 se muestran las principales dimensiones de un rodete de una bomba centrífuga.

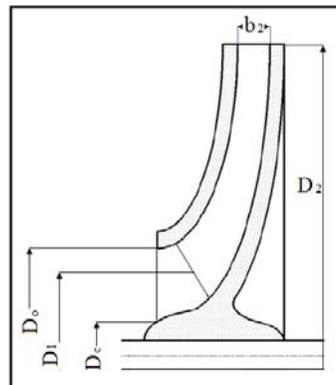


Figura G.02 Dimensiones principales del rodete de una bomba centrífuga.
Fuente: <http://personales.ya.com/universal/TermoWeb>.

- En la figura G.03 se muestran las partes principales de una bomba centrífuga.

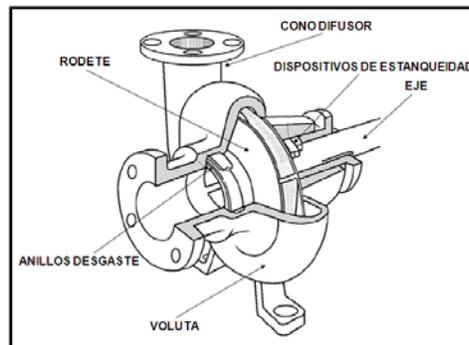


Figura G.03 Partes principales de una bomba centrífuga.
Fuente: <http://personales.ya.com/universal/TermoWeb>.



- En la figura G.04 se muestra un esquema representativo de una bomba centrífuga en dónde se observa la energía total en la succión y descarga.

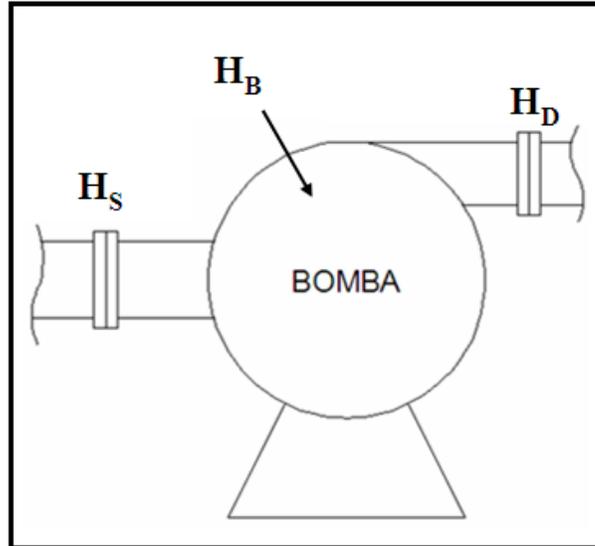


Figura G.04 Esquema externo de una bomba centrífuga.

- En la figura G.05 se muestra un esquema en dónde se representa una bomba centrífuga con los tramos de tubería de succión y descarga, utilizado para demostrar el balance de energía desde los puntos de referencia.

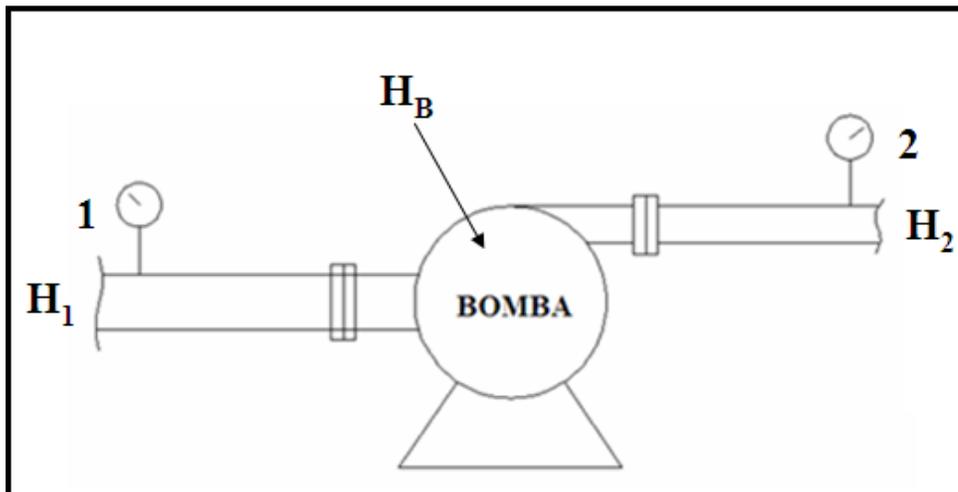


Figura G.05 Esquema utilizado para la demostración de la ecuación de Bernoulli en sistema de tubería con una bomba incorporada.



- En la figura G.06 se puede apreciar la longitud equivalente de cada accesorio.

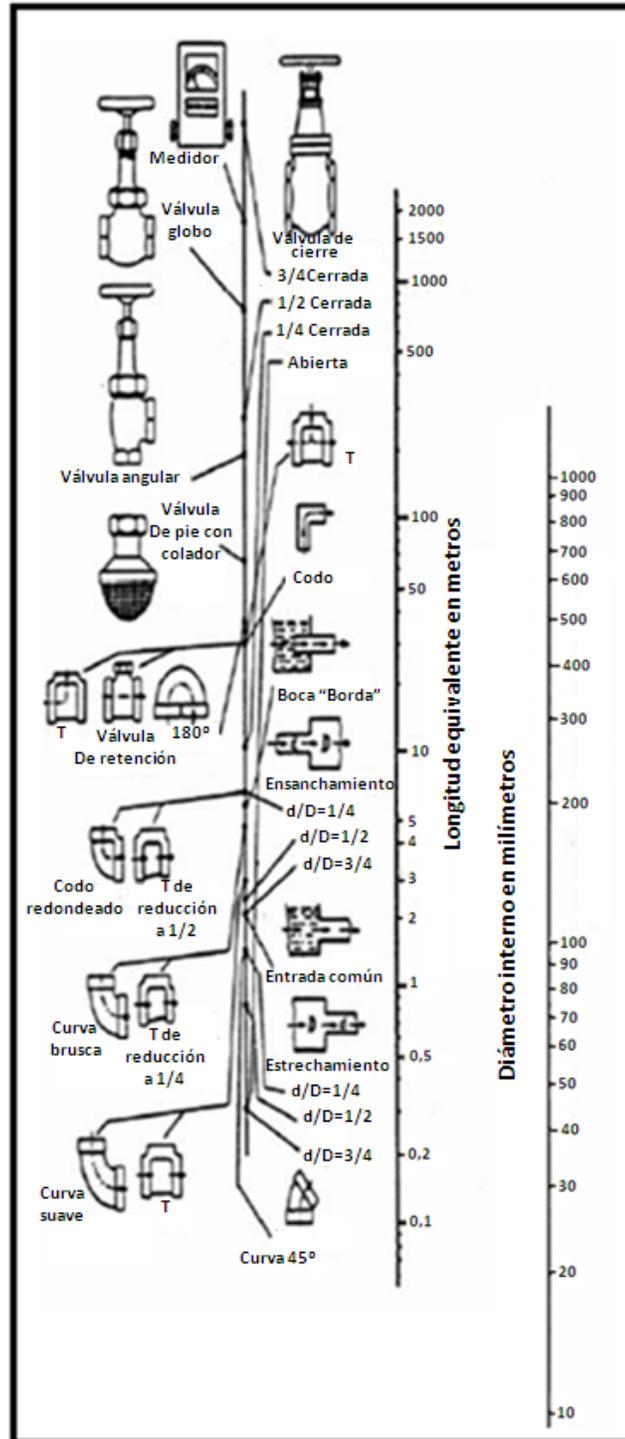


Figura G.06 Diagrama utilizado para extraer las longitudes equivalentes de los accesorios.
Fuente: Mataix, Claudio; (1985).

- En la figura G.07 se muestran las diferentes potencias que se puede considerar en una bomba centrífuga (consumida y suministrada por la bomba).

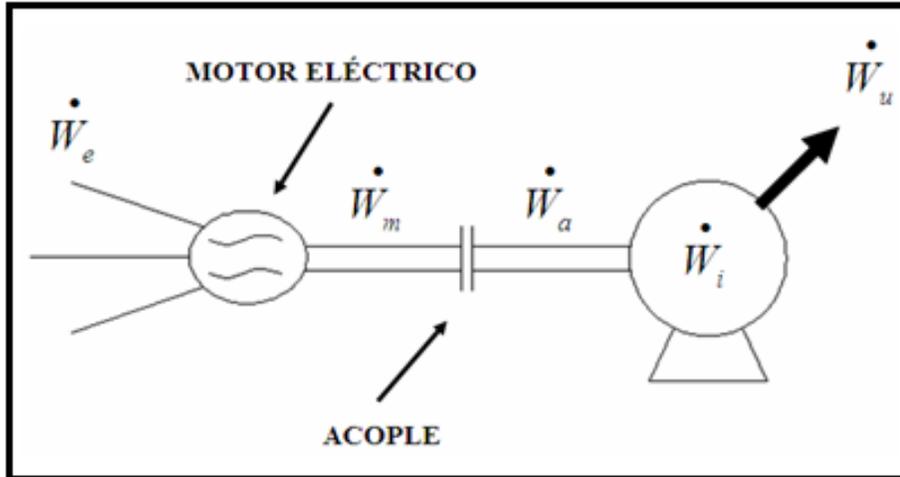


Figura G.07 Esquema representativo de las potencias en una bomba centrífuga.

- La eficiencia teórica con la cual pueda trabajar un motor eléctrico se muestra en la figura G.08.

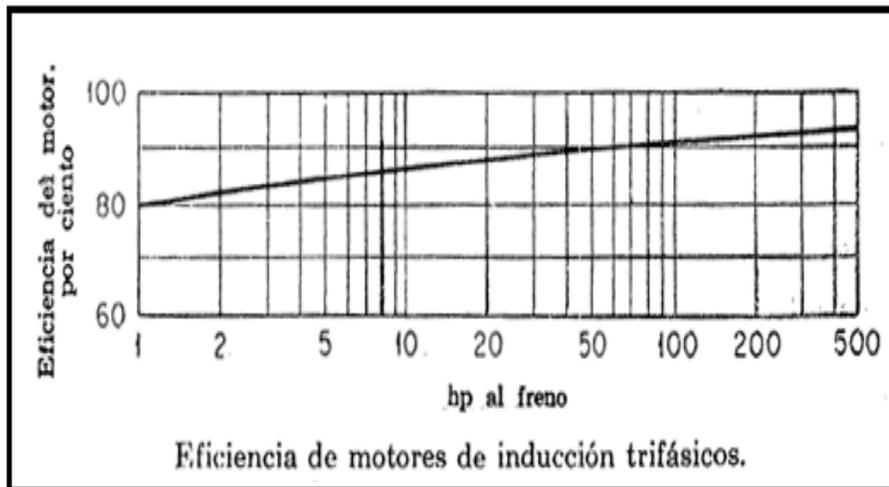


Figura G .08 Gráfica para obtener la eficiencia teórica de un motor eléctrico.
Fuente: Nacinbeni. M



- En la figura G.09 se muestra las curvas características generalizada de una bomba centrífuga.

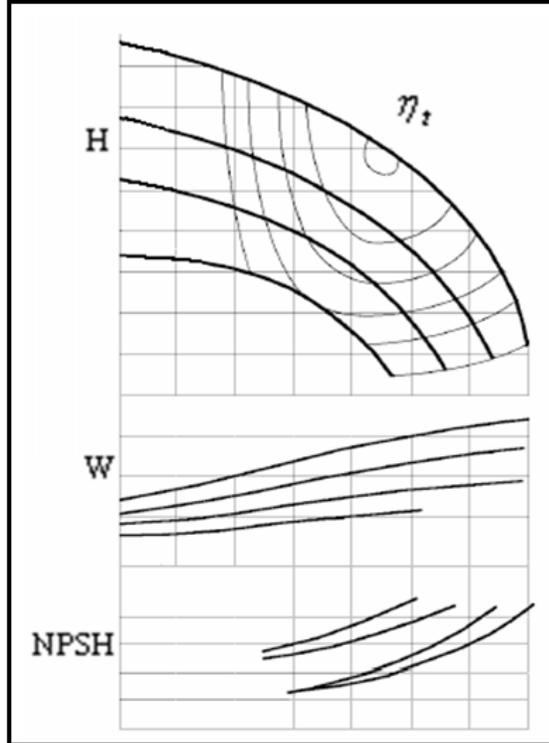


Figura G.09 Gráficas de la altura, eficiencia, potencia y NPSH Vs. caudal manejados por una bomba centrífuga.

- En la figura G.10 se muestran los puntos de operación de importancia de una bomba centrífuga.

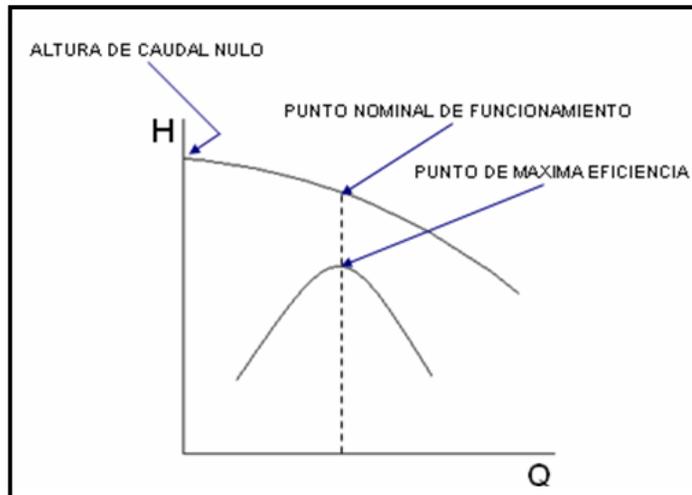


Figura G.10 Puntos de mayor importancia en la curva altura Vs. caudal.



- En la figura G.11 se muestra la gráfica para obtener los factores de corrección del punto de trabajo de una bomba de viscoso a agua, así como también para modificar la curva de comportamiento de la bomba de agua a un comportamiento en viscoso.

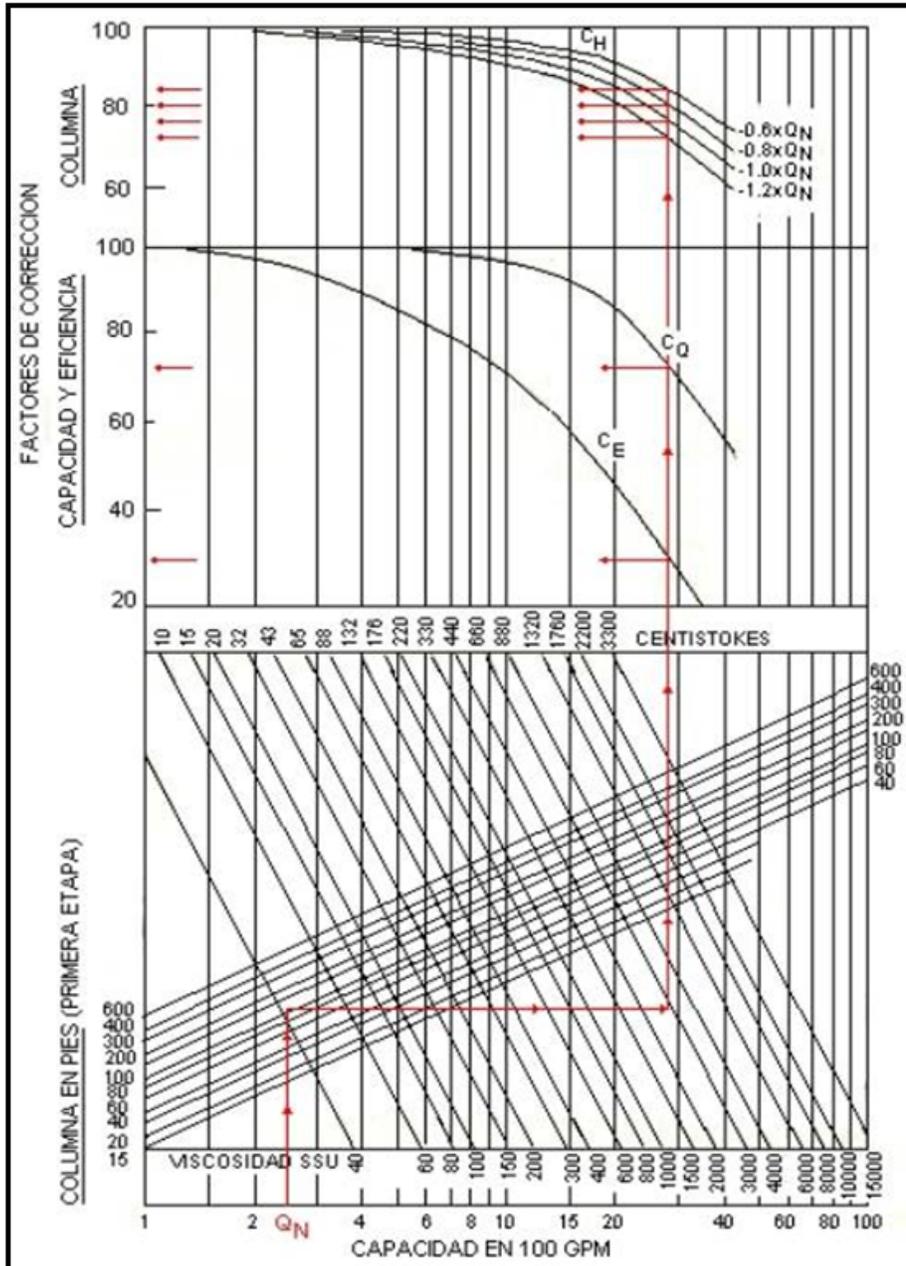


Figura G.11 Gráfica para obtener los factores de corrección para fluidos viscosos.
Fuente: <http://plantasquimicas.iespana.es>.



- En la figura G.12 se muestra la gráfica que permite obtener el factor de transformación del NPSH requerido de la bomba en agua a fluidos viscosos.

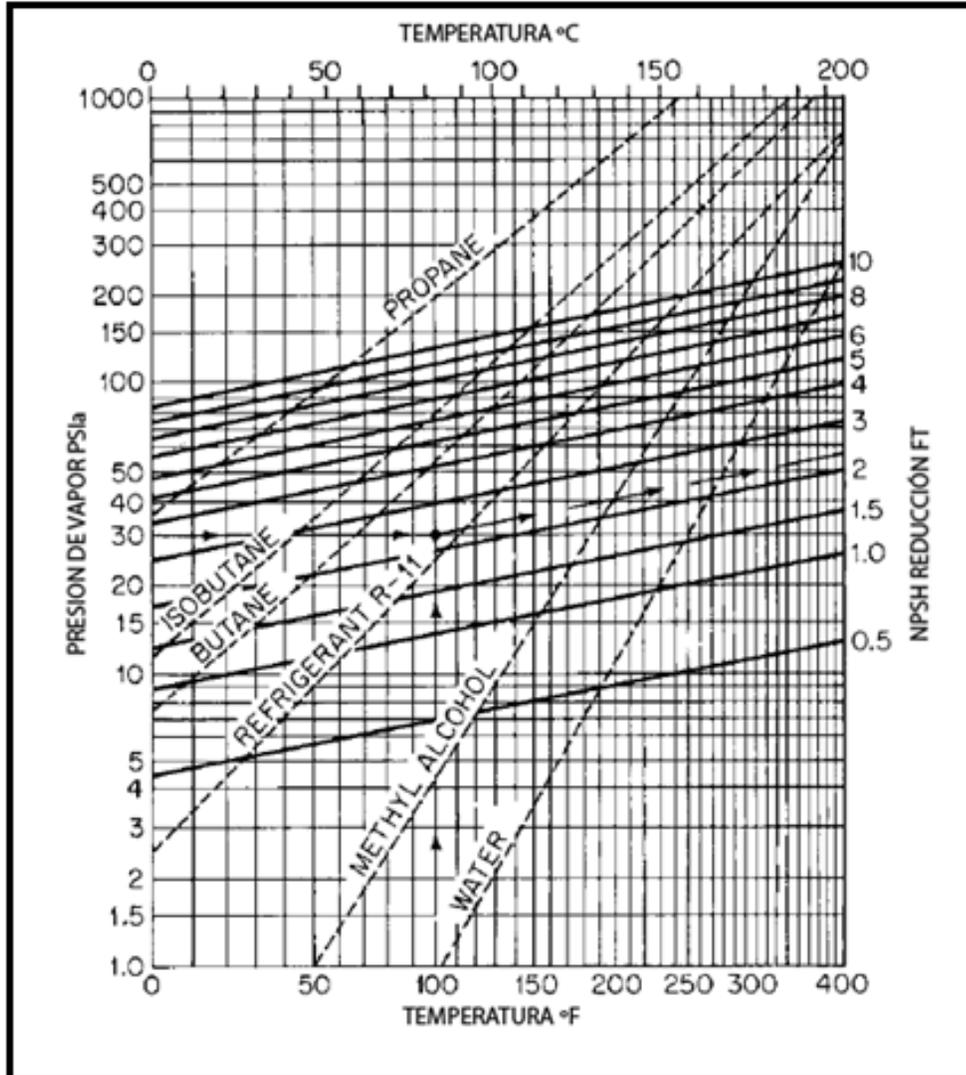


Figura G.12 Gráfica para obtener el factor de corrección del NPSH requerido para fluidos viscosos.

Fuente: Karassik, I; 3ra edición.

- En la figura G.13 se representa la curva de Wislicenus, en la cual la eficiencia teórica de una bomba centrífuga está en función del caudal de operación y la velocidad específica de la misma.

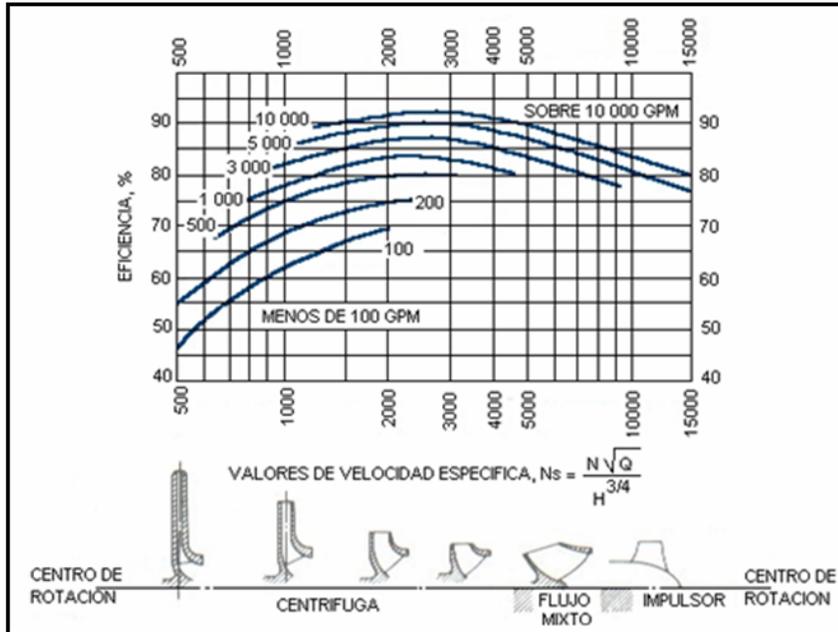


Figura G.13 Curva de Wislicenus.
Fuente: <http://plantasquimicas.iespana.es>.

- En La figura G.14 se representa la curvas atualizadas de Wislicenus.

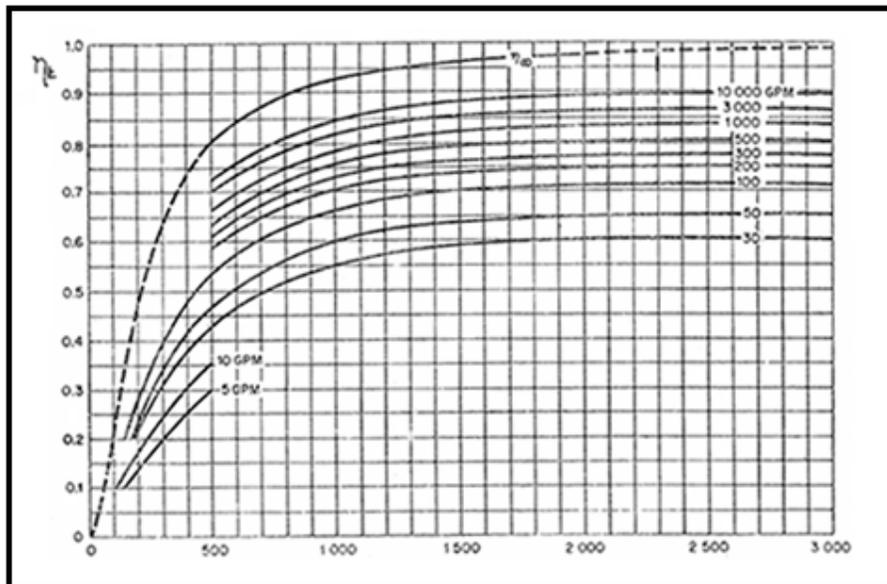


Figura G.14 Carta actualizada de Wislicenus.
Fuente: Morales. C



- En la figura G.15 se muestra la forma de cómo colocar la bomba en: carga de succión, altura de succión.

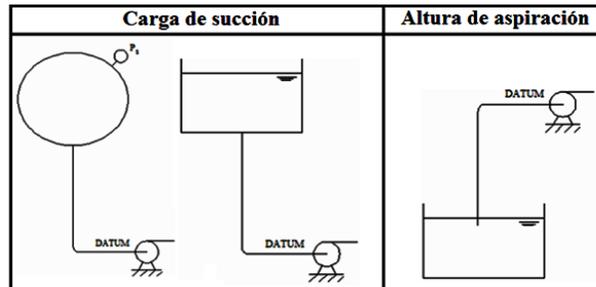


Figura G.15 Carga de succión y altura de aspiración respectivamente.

- En la figura G.16 se muestra la intersección de las curvas del NPSH requerido con la del NPSH disponible.

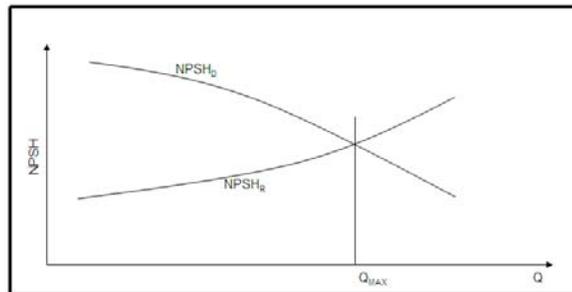


Figura G.16 NPSH requerido Vs. NPSH disponible.

- En la figura G.17 se muestra el comportamiento del flujo manejado por la bomba, cuando las misma se encuentra bajo el fenómeno de la recirculación interna.

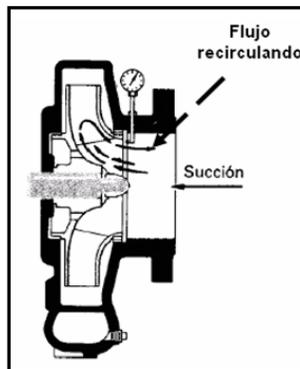


Figura G.17 Recirculación interna.
Fuente: Nasinvenni. M



- En la figura G.18 se muestra la zona donde ocurren los daños en los alabes del impulsor de una bomba centrífuga, conocido como potencial de área de cavitación.

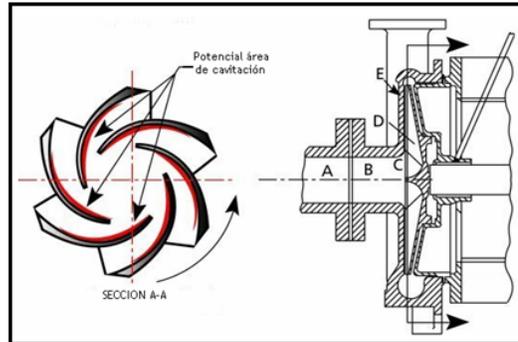


Figura G.18 Potencial área de cavitación.

Fuente: Kenneth, J. (1998).

- En la figura G.19 se muestra la gráfica de Frazer, la cual permite obtener el caudal mínimo de operación segura de la bomba.

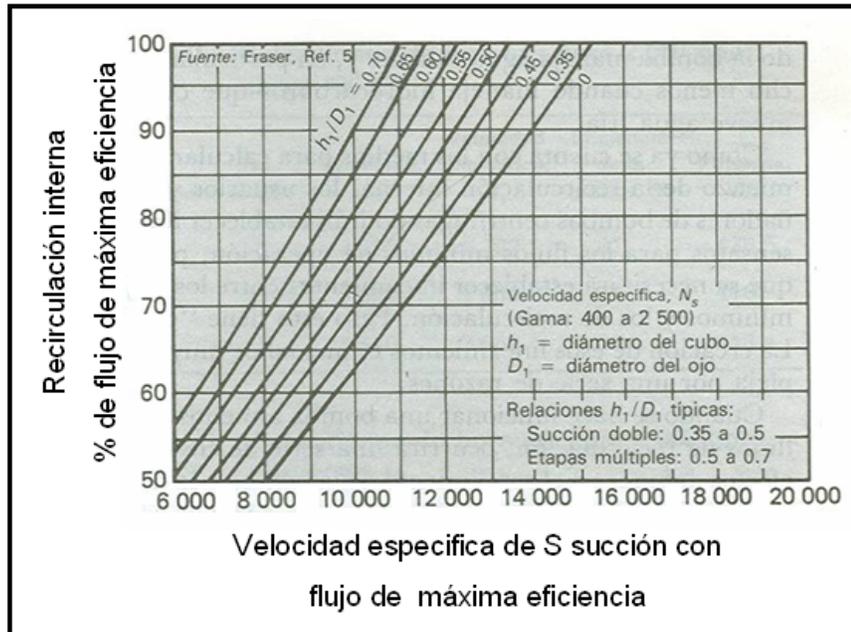


Figura G.19 Gráfico recirculación interna Vs. Velocidad específica de succión.

Fuente: Kenneth, J. (1998).



- En la figura G.20 se muestran las zonas de operación de una bomba centrífuga.

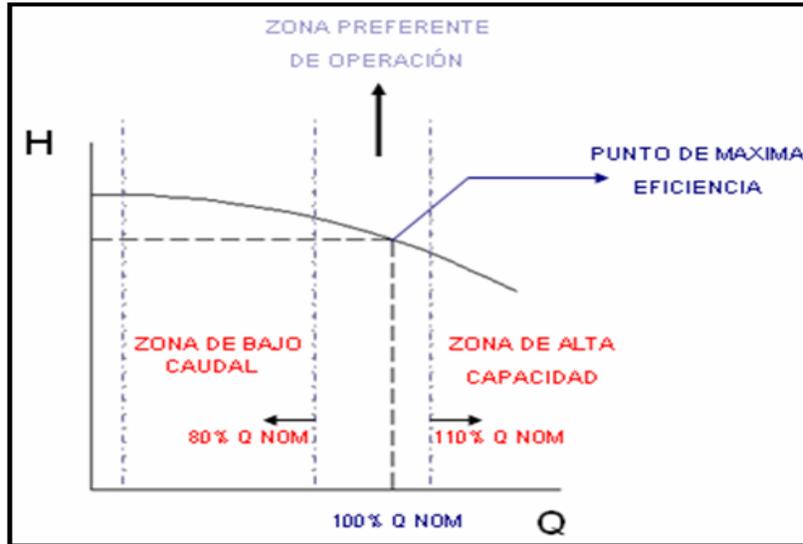


Figura G.20 Zonas de operación de una bomba centrífuga.

- En la figura G.21 se muestra la gráfica para determinar el diámetro del ojo del impulsor.

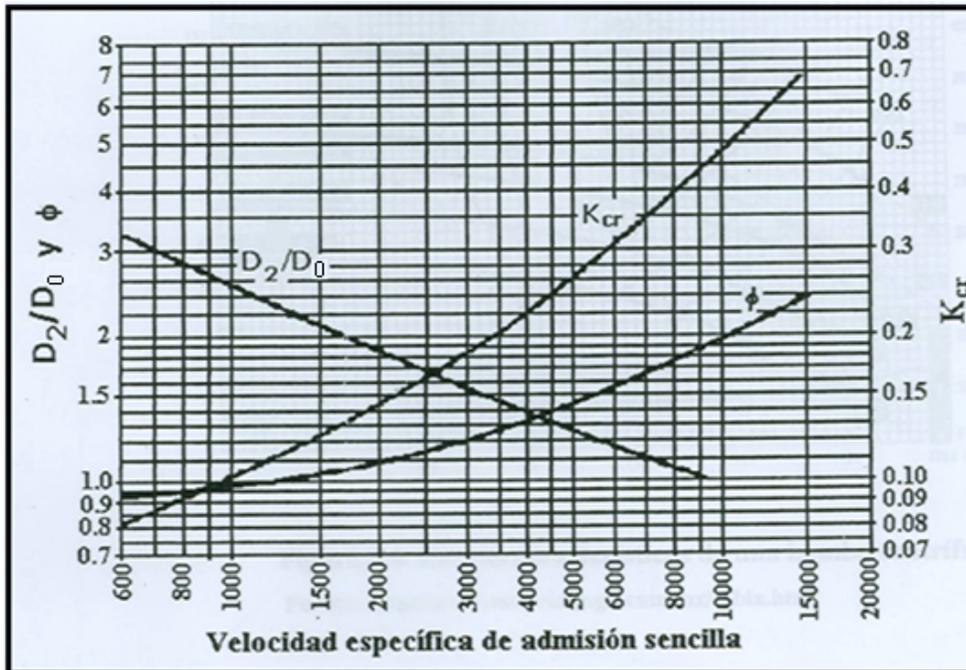


Figura G.21 Velocidad específica de succión Vs. Diámetro del ojo.
Fuente: Karassik, I; 3ra edición.

- Figura G.22 se muestra el diagrama utilizado para determinar las dimensiones principales del impulsor.

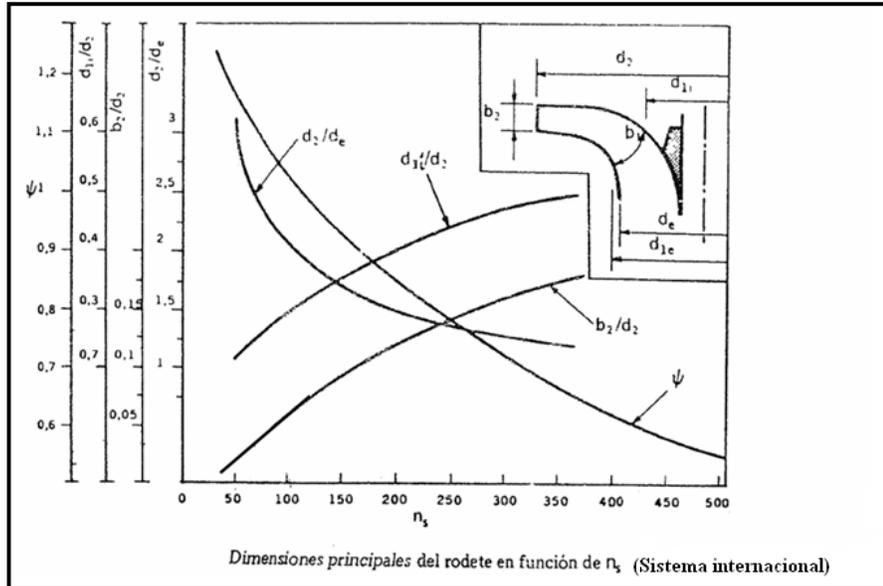


Figura G.22 Diagrama utilizado para determinar las dimensiones principales del impulsor.
Fuente: Mataix, Claudio

- En la figura G.23 se muestra los tipos de rodetes con que una bomba centrífuga puede trabajar.

$n_s = 40-80$	$n_s = 80-140$	$n_s = 140-300$	$n_s = 300-600$	$n_s = 600-1800$
B. Radiales lentas.	B. Radiales normales.	B. Radiales rápidas.	B. Diagonales.	B. Axiales.

Figura G.23 Distintos tipos de impulsores que debe manejar una bomba centrífuga en función de la velocidad específica.

Fuente: Diez, Pedro F.

- En la figura G.24 se muestra la fuerza radial resultante cuando la bomba opera para un caudal distinto al nominal.

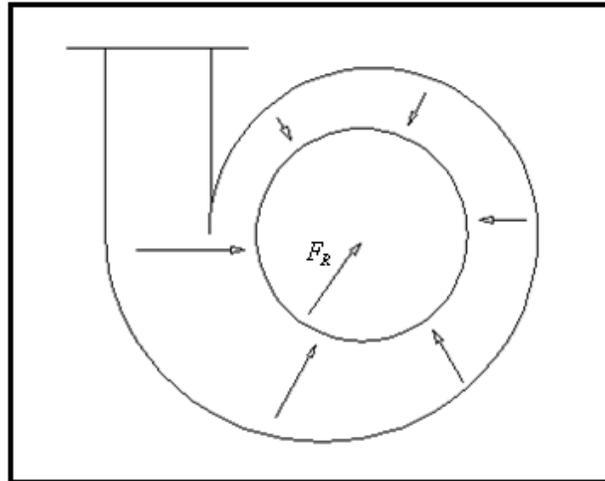


Figura G.24 Fuerza radial resultante para los caudales de operación distintos al nominal.
Fuente: Nasinvenni. M

- En la figura G.25 se muestra el gráfico con las curvas para extraer el valor del coeficiente adimensional.

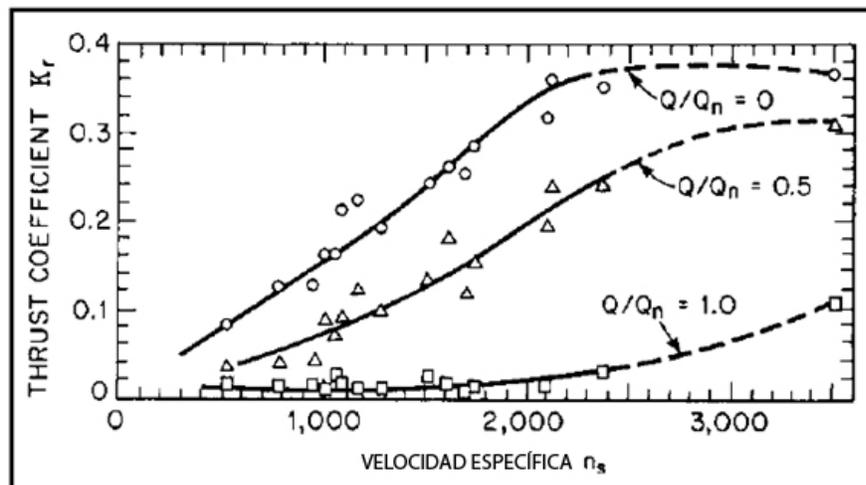


Figura G.25 Gráfica utilizada para obtener el valor de K_r , en función de la velocidad específica y los caudales de operación y nominal.
Fuente: Karassik, I; 3ra edición.

- En la figura G.26 se muestra como las cuatro fuerzas actúan en el impulsor de una bomba centrífuga monoetapa de simple succión.

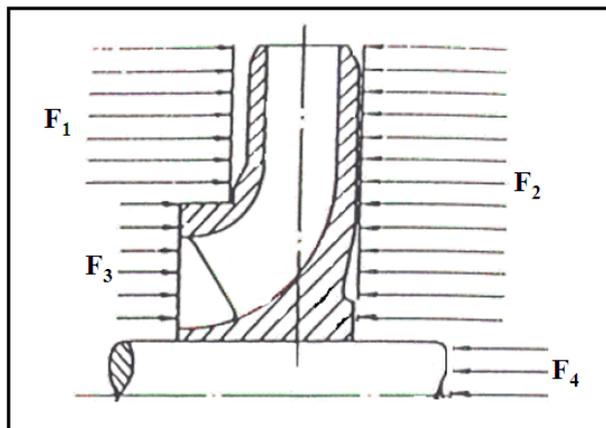


Figura G.26 Esquema representativo de las fuerzas axiales que actúan sobre el impulsor de una bomba centrífuga de una sola etapa de simple succión.
Fuente: Karassik, I; 3ra edición.

- En la figura G.27 se muestra como las tres fuerzas actúan en el impulsor de una bomba centrífuga monoetapa de doble succión.

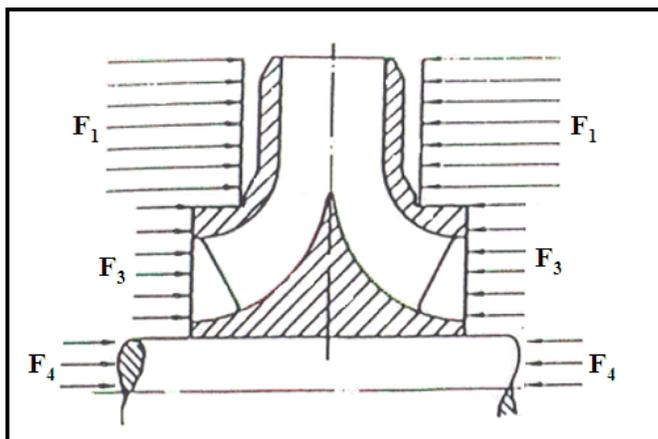


Figura G.27 Esquema representativo de las fuerzas axiales que actúan sobre el impulsor de una bomba centrífuga de una sola etapa de doble succión [3].
Fuente: Karassik, I; 3ra edición.

- En la figura G.28 se muestra la representación del peso del impulsor, distancia entre los dos cojinetes, y peso del eje transmisor de potencia de una bomba centrífuga de SIMPLE succión.

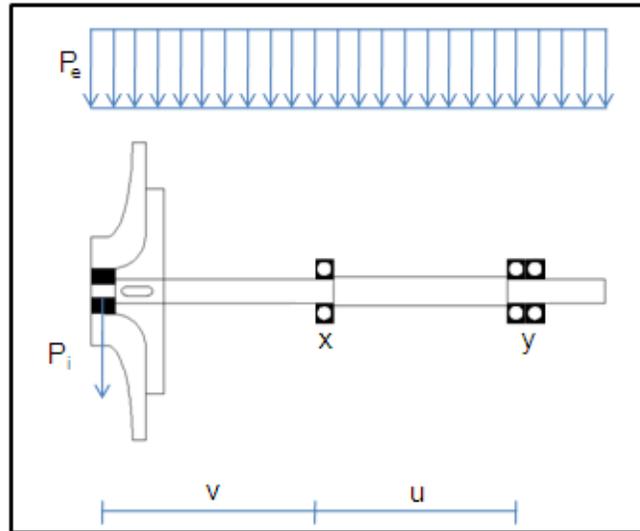


Figura G.28 Representación del peso del eje y del peso del impulsor sobre el eje, distancia del rodamiento central al punto de apoyo del impulsor en el eje, distancia entre apoyos.

- En la figura G.29 se muestra la representación del peso del impulsor, distancia entre los dos cojinetes, y peso del eje transmisor de potencia de una bomba centrífuga de doble succión.

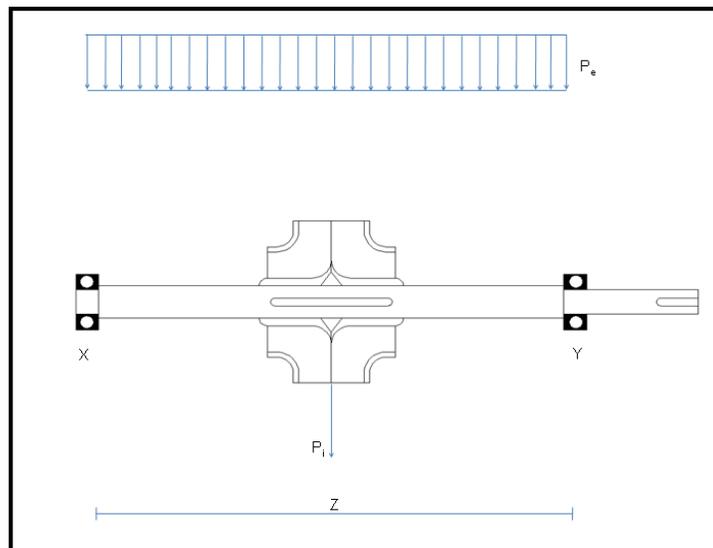


Figura G.29 Representación del peso del eje y del peso del impulsor sobre el eje, distancia entre rodamientos.

- En la figura G.30, se muestra el eje transmisor de potencia de una bomba centrífuga de succión simple sin carga, y con carga la cual genera la deflexión.

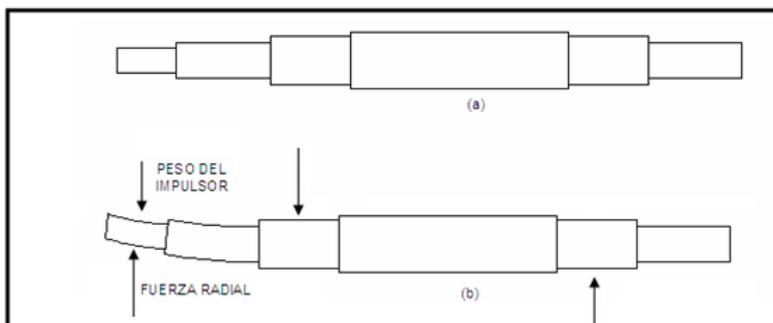


Figura G.30 Eje transmisor de potencia de bomba centrífuga succión simple, (a) Sin cargas, (b) Con cargas y deflexión.

- En la figura G.31, se muestra el eje trasmisor de potencia de una bomba centrífuga de doble succión sin carga, y con carga la cual genera la deflexión.

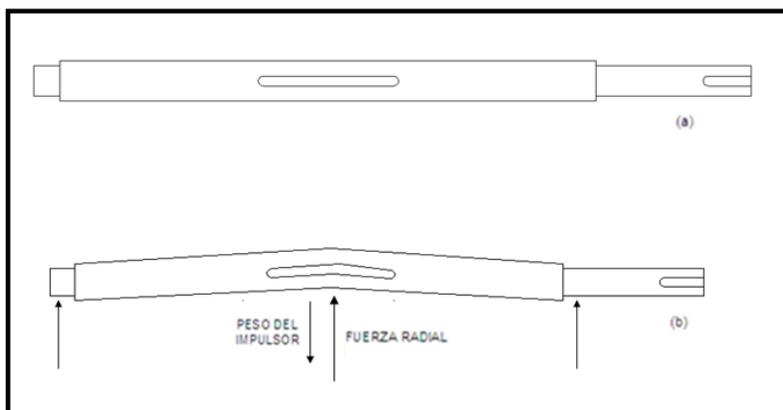


Figura G.31 Eje transmisor de potencia de bomba centrífuga de doble succión, (a) Sin cargas, (b) Con cargas y deflexión.

- En la figura G.32 se muestra el módulo de Young, el cual es un parámetro característico de cada material.

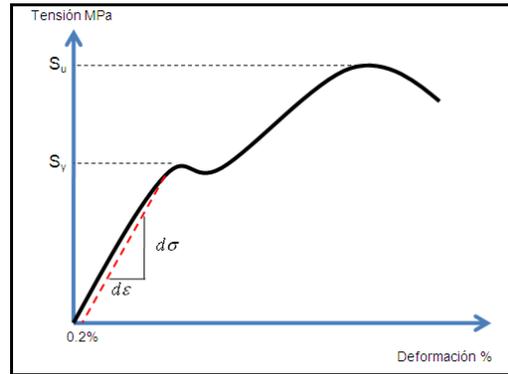


Figura G.32 Gráfica tensión deformación.

- En la tabla G.01 se muestra las holguras permitidas entre el anillo de desgastes fijo y el móvil, según la norma API 610 10ma edición.

Tabla G.01 Holgura permitida entre el anillo de desgaste fijo y el móvil.

Diameter of rotating member at clearance mm	Minimum diametral clearance mm	Diameter of rotating member at clearance (in)	Minimum diametral clearance (in)
< 50	0,25	< 2,000	0,010
50 to 64,99	0,28	2,000 to 2,499	0,011
65 to 79,99	0,30	2,500 to 2,999	0,012
80 to 89,99	0,33	3,000 to 3,499	0,013
90 to 99,99	0,35	3,500 to 3,999	0,014
100 to 114,99	0,38	4,000 to 4,499	0,015
115 to 124,99	0,40	4,500 to 4,999	0,016
125 to 149,99	0,43	5,000 to 5,999	0,017
150 to 174,99	0,45	6,000 to 6,999	0,018
175 to 199,99	0,48	7,000 to 7,999	0,019
200 to 224,99	0,50	8,000 to 8,999	0,020
225 to 249,99	0,53	9,000 to 9,999	0,021
250 to 274,99	0,55	10,000 to 10,999	0,022
275 to 299,99	0,58	11,000 to 11,999	0,023
300 to 324,99	0,60	12,000 to 12,999	0,024
325 to 349,99	0,63	13,000 to 13,999	0,025
350 to 374,99	0,65	14,000 to 14,999	0,026
375 to 399,99	0,68	15,000 to 15,999	0,027
400 to 424,99	0,70	16,000 to 16,999	0,028
425 to 449,99	0,73	17,000 to 17,999	0,029
450 to 474,99	0,75	18,000 to 18,999	0,030
475 to 499,99	0,78	19,000 to 19,999	0,031
500 to 524,99	0,80	20,000 to 20,999	0,032
525 to 549,99	0,83	21,000 to 21,999	0,033
550 to 574,99	0,85	22,000 to 22,999	0,034
575 to 599,99	0,88	23,000 to 23,999	0,035
600 to 624,99	0,90	24,000 to 24,999	0,036
625 to 649,99	0,95	25,000 to 25,999	0,037

NOTE For diameters greater than 649,99 mm (25,999 in) the minimum diametral clearances shall be 0,95 mm (0,037 in) plus 1 μm for each additional 1 mm of diameter or fraction thereof (0,001 in for each additional 1 in).

Fuente: American Petroleum Institute; (2003).

- En la figura G.33 se muestra el diagrama de cuerpo libre del eje de bomba de simple succión.

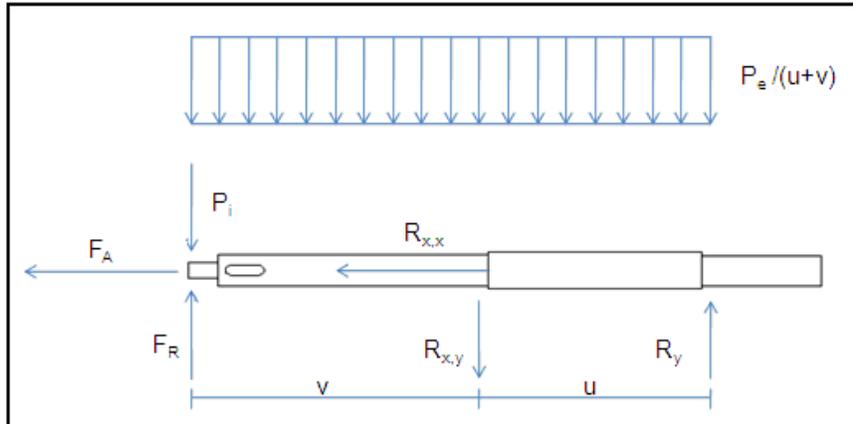


Figura G.33 Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión de potencia.

- En la figura G.34 se puede observar el diagrama de cuerpo libre de un eje de transmisión de potencia de una bomba de simple succión con la totalidad de las fuerzas puntuales.

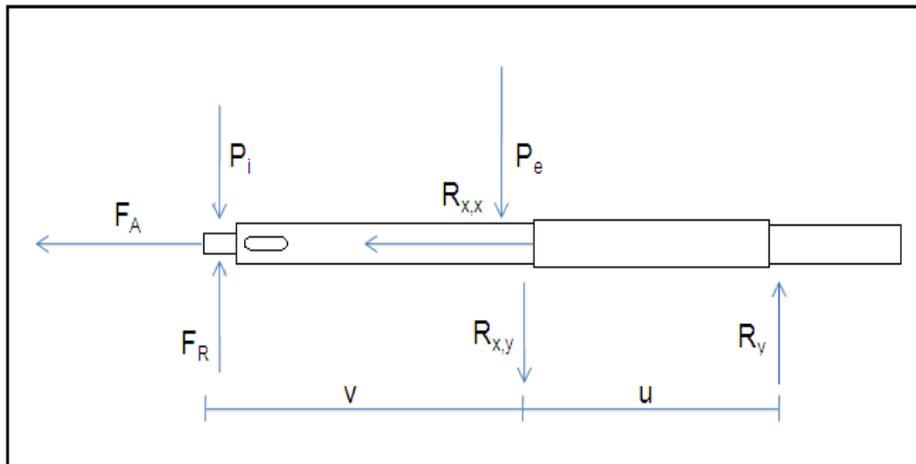


Figura G.34 Diagrama de cuerpo libre del eje con la totalidad de fuerzas puntuales.

- En la figura G.35 se puede observar el diagrama de cuerpo libre del eje de bomba de doble succión.

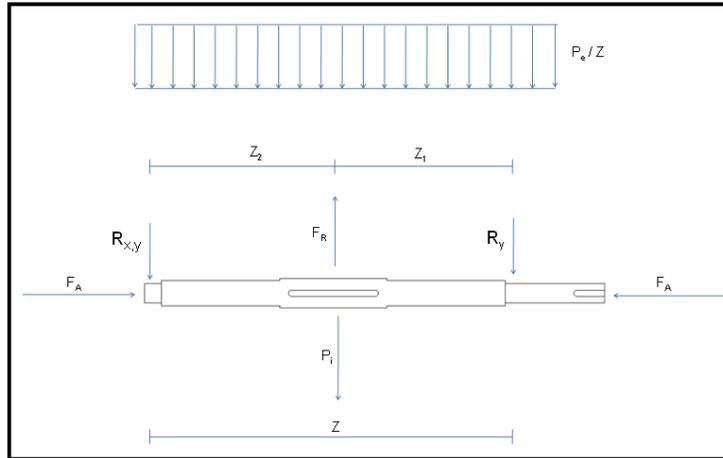


Figura G.35 Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión de potencia de una bomba de doble succión.

- En la figura G.36 se puede observar el diagrama de cuerpo libre de un eje de transmisión de potencia de una bomba de doble succión con la totalidad de las fuerzas puntuales.

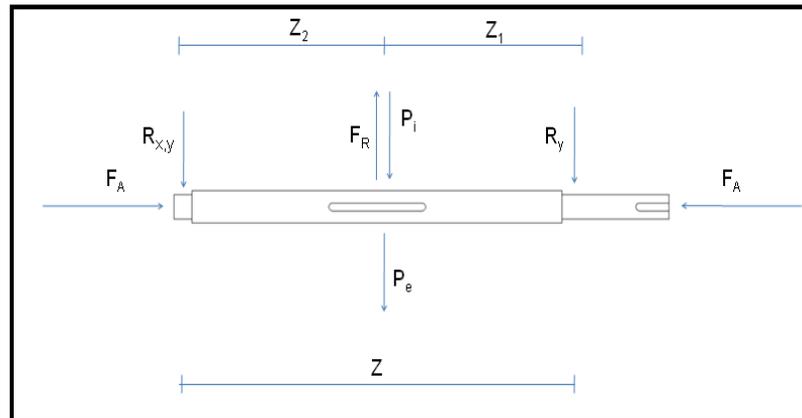


Figura G.36 Diagrama de cuerpo libre del eje con la totalidad de fuerzas puntuales.

- En la figura G.37 se representa el diagrama de corte de las cargas presente en el eje de transmisión de potencia para el caso de las bombas centrífugas de simple succión.

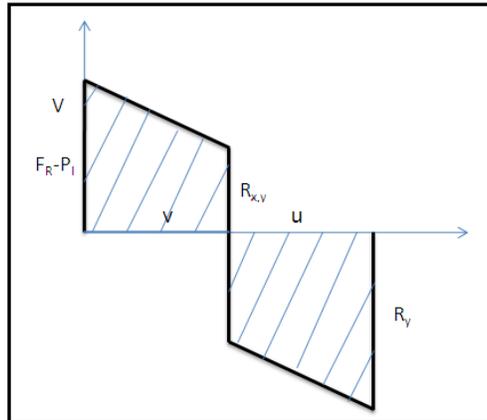


Figura G.37 Representación general del diagrama de corte del caso de simple succión.

- En la figura G.38 se representa el diagrama de corte de las cargas presente en el eje de transmisión de potencia para el caso de las bombas centrífugas de doble succión.

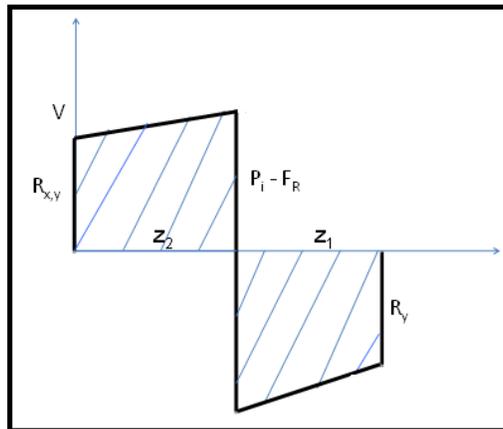


Figura G.38 Representación general del diagrama de corte del caso de doble succión.

- En las figuras G.39 se puede observar el diagrama de momento para los casos de simple y doble succión.

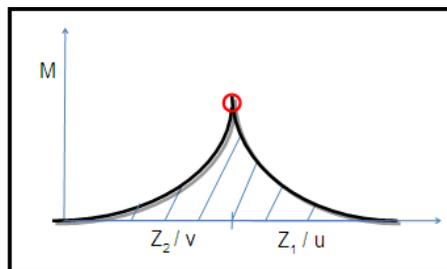


Figura G.39 Representación general del diagrama de momento del caso de simple y doble succión.

- En la figura G.40 se muestra un esquema del diagrama de carga axial para el caso de las bombas centrífugas de simple succión.

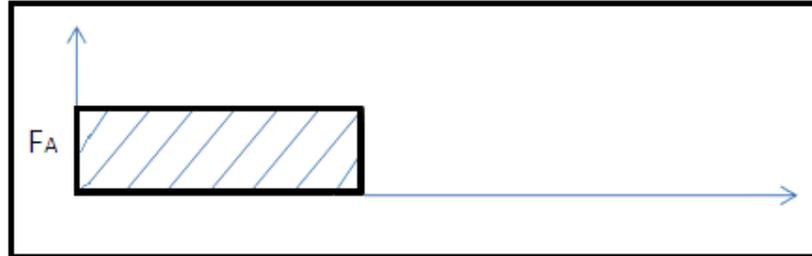


Figura G.40 Esquema del diagrama de carga axial para el caso de las bombas centrífugas de simple succión.

- En la figura G.41 se muestran esfuerzos totalmente alternantes.

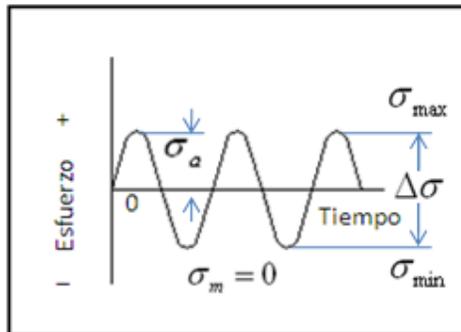


Figura G.41 Esfuerzos totalmente alternantes.

- En la figura G.42 se muestran esfuerzos repetidos.

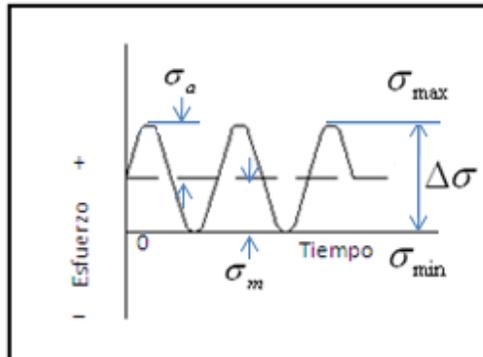


Figura G.42 Esfuerzos repetidos.



- En la figura G.43 se muestran esfuerzos totalmente alternantes.

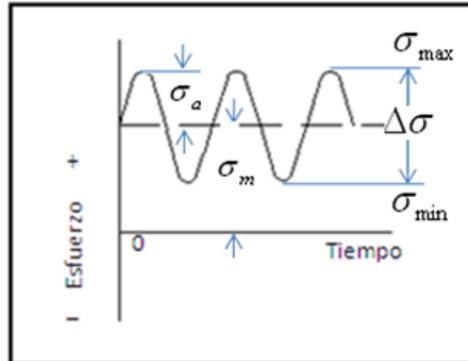


Figura G.43 Esfuerzos fluctuantes.

- En la figura G.44 se muestra un esquema representativo de los distintos concentradores de esfuerzos en los ejes de transmisión de potencia.

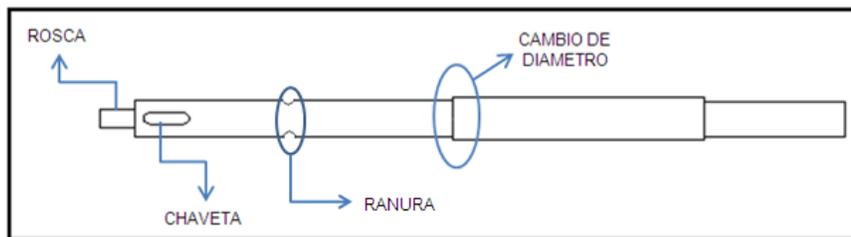


Figura G.44 Esquema representativo de los distintos concentradores de esfuerzo en los ejes de transmisión de potencia.

- En las figuras G.45, G.46, G.47, G.48, G.49, G.50 se muestran los concentradores de esfuerzo por rosca dependiendo del diámetro nominal y del tipo de rosca.



Kt vs Diametro Nominal de Tornillos Metricos a Traccion

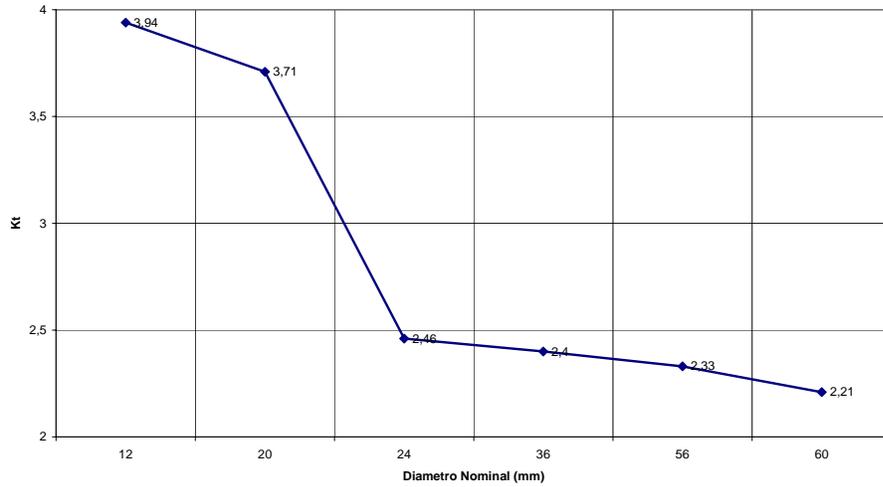


Figura G.45 Kt para tornillos métricos sometido a tracción.
Fuente: Peña, E.

Kt vs Diametro Nominal de Tornillos UNC a Traccion

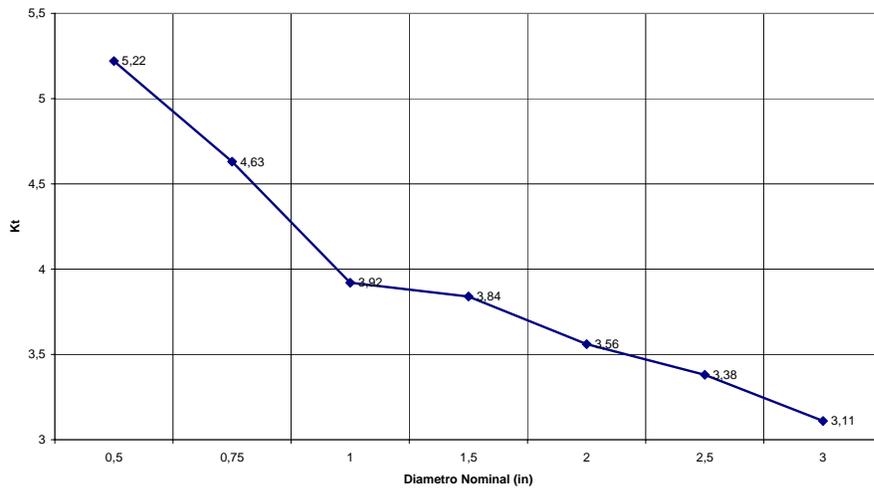
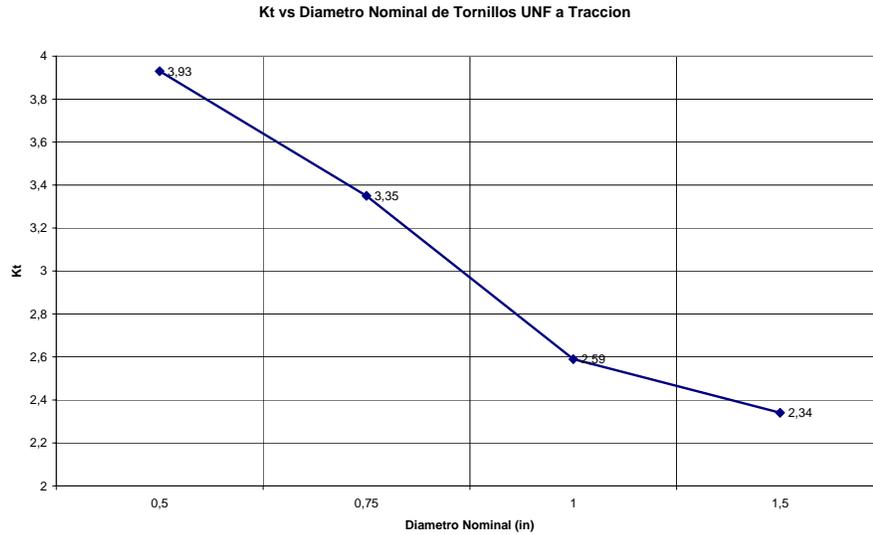
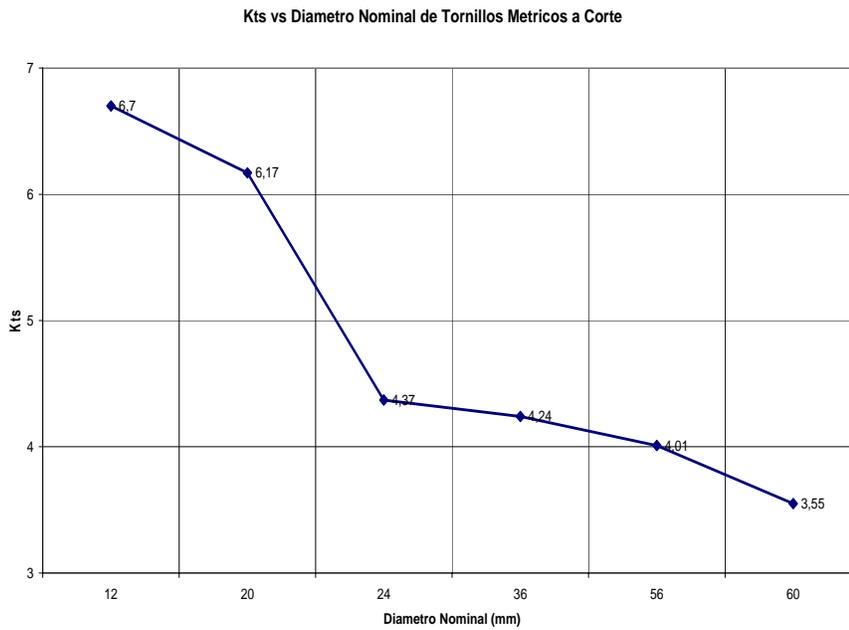


Figura G.46 Kt para tornillos UNC sometido a tracción.
Fuente: Peña, E.



**Figura G.47 Kt para tornillos UNF sometido a tracción.
Fuente: Peña, E.**



**Figura G.48 Kt para tornillos métricos sometido a corte.
Fuente: Peña, E.**



Kts vs Diametro Nominal de Tornillos UNC a Corte

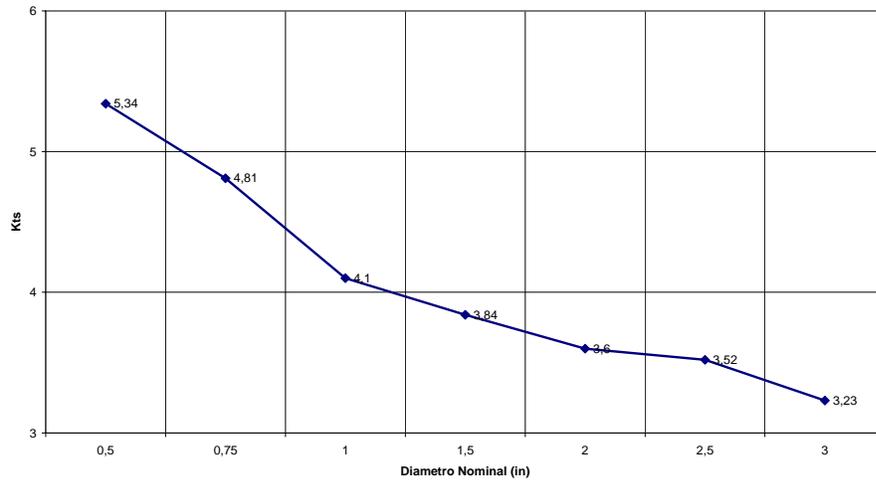


Figura G.49 Kt para tornillos UNC sometido a corte.
Fuente: Peña, E.

Kts vs Diametro Nominal de Tornillos UNF a Corte

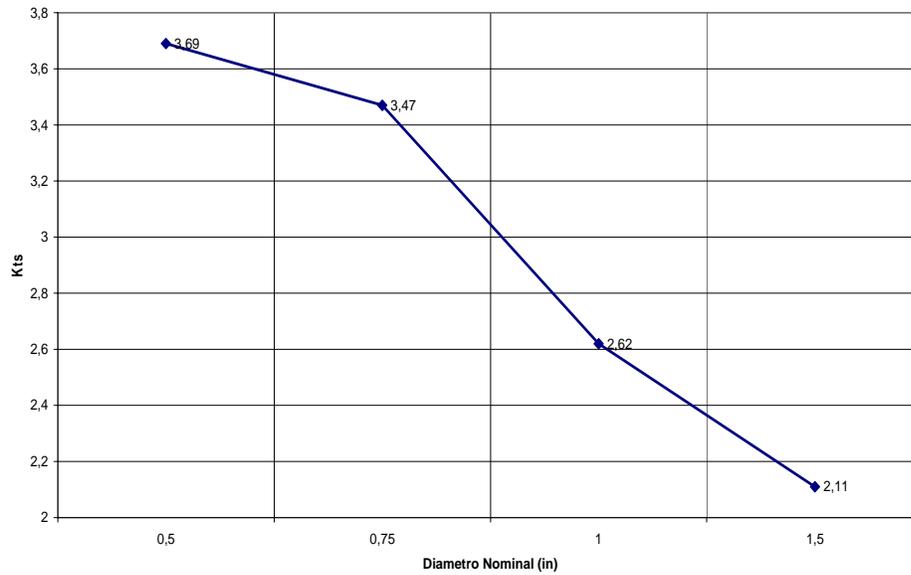


Figura G.50 Kt para tornillos UNF sometido a corte.
Fuente: Peña, E.

- En la figura G.51 se muestra la grafica para obtener el valor de concentración de esfuerzos por chaveta.

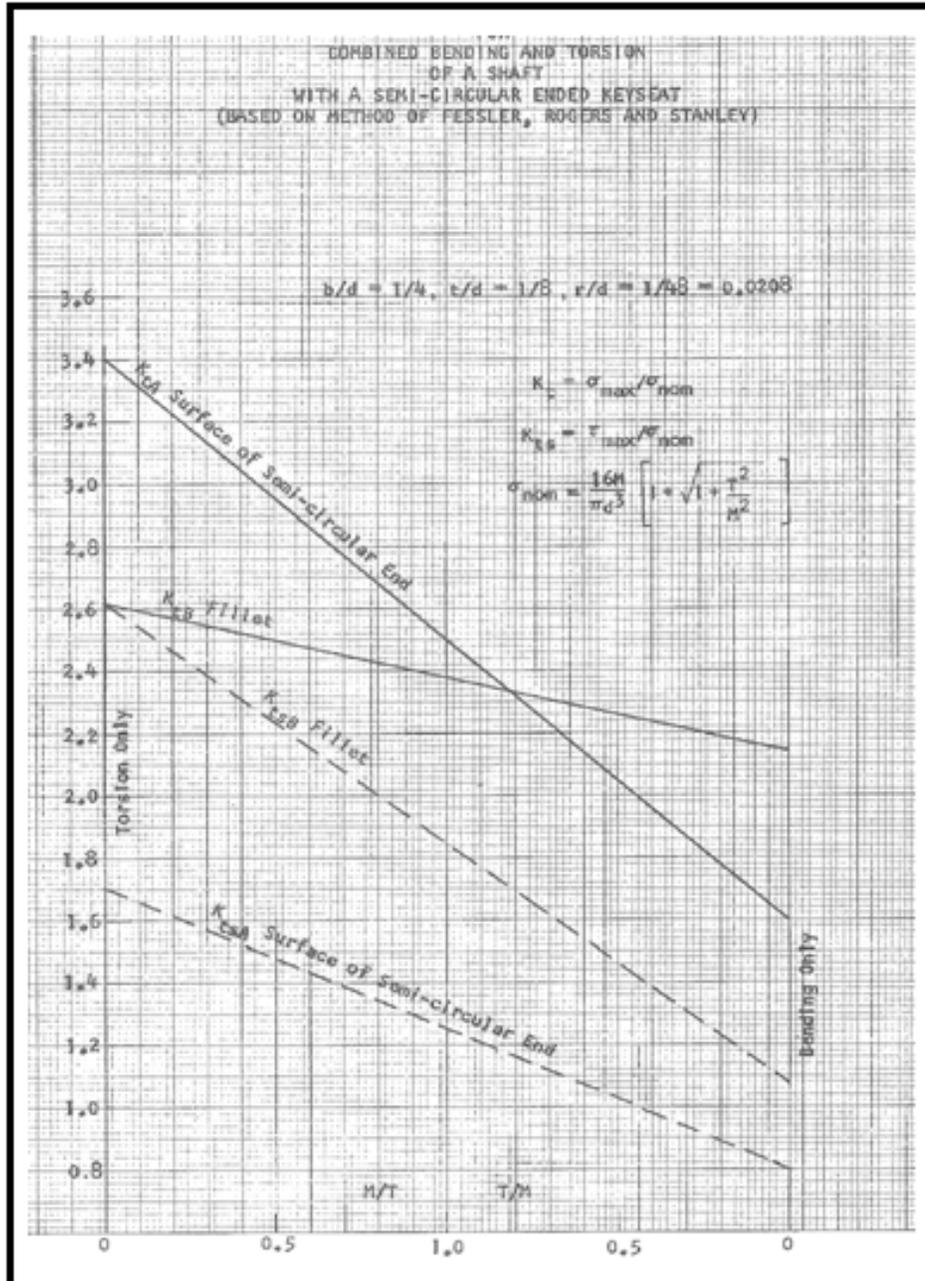


Figura G.51 Gráfica para obtener los valores de concentrador de esfuerzo para chavetas semicircular o filete.

Fuente: R. E. Peterson



- En las figuras G.52, G.53, G.54, G.55, se muestran los concentradores de esfuerzo por reducción de diámetro o ranura.

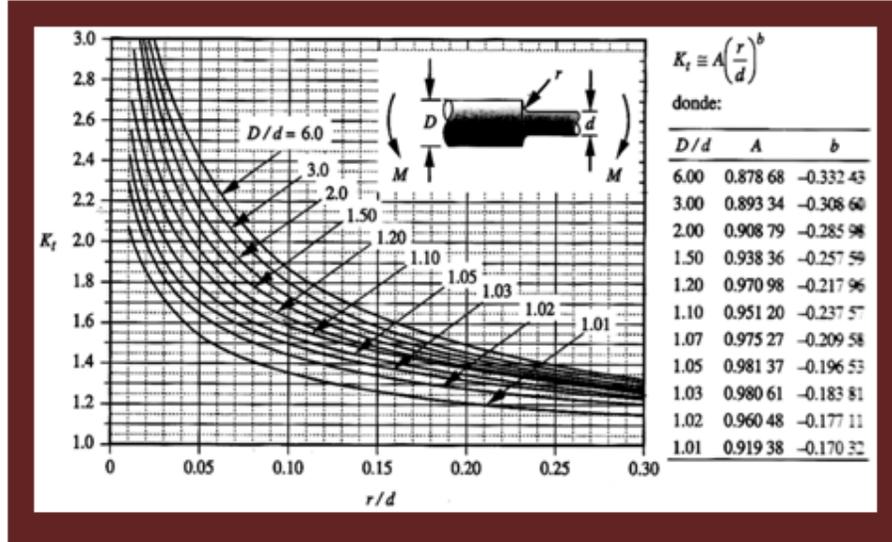


Figura G.52 Kt para reducción de diámetro sometido a flexión.
Fuente: Norton, Robert L; (1999).

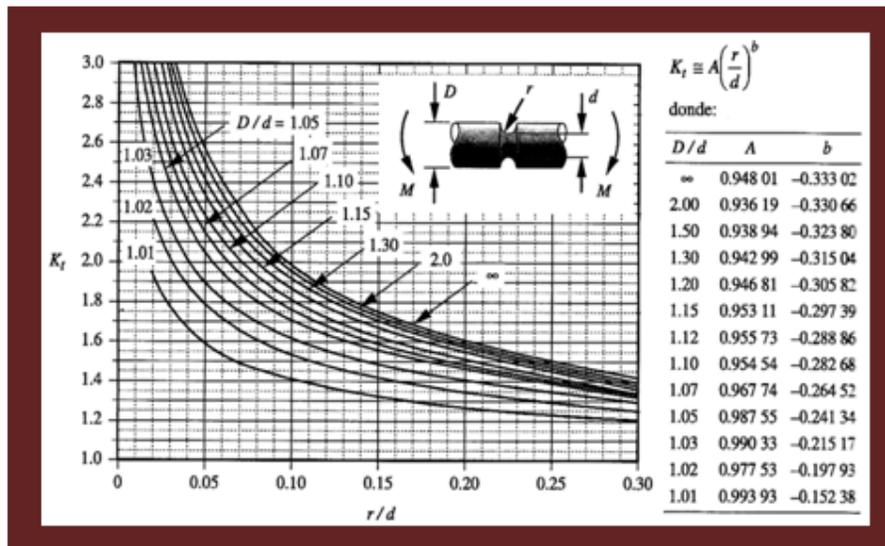


Figura G.53 Kt para reducción de diámetro sometido a flexión.
Fuente: Norton, Robert L; (1999).

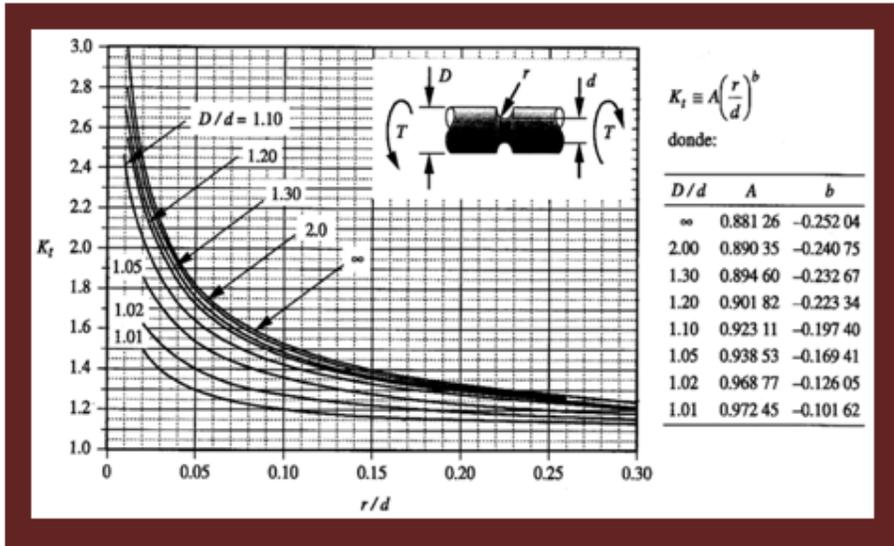


Figura G.54 K_t para ranura sometida a torsión.
Fuente: Norton, Robert L; (1999).

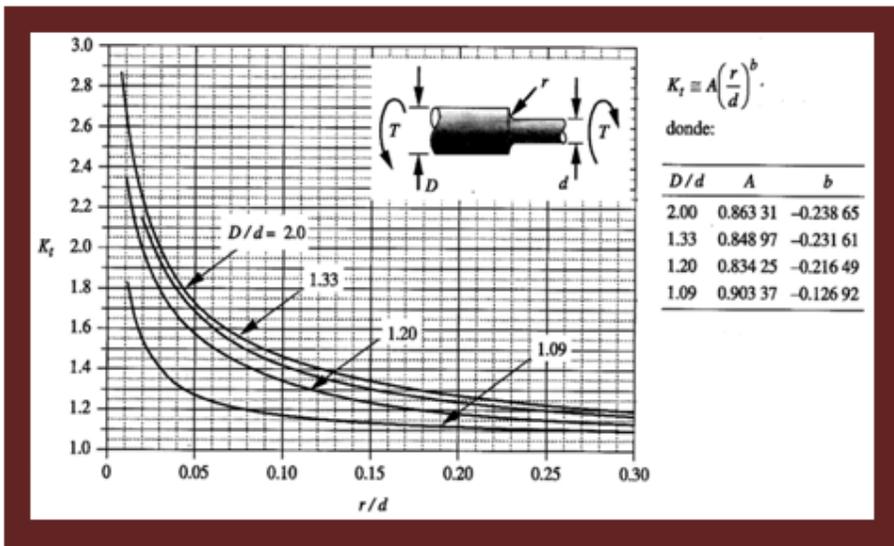


Figura G.55 K_t para reducción de diámetro sometido a torsión.
Fuente: Norton, Robert L; (1999).

Nota: Se utiliza este gráfico tanto para corte como torsión.



- En la tabla G.02 se obtiene el valor de \sqrt{a} al entrar a la misma con el valor del S_{ut} del material del eje.

Tabla G.02 Constante de Neuber para aceros.

$S_{ut} (ksi)$	$\sqrt{a} (in^{0.5})$
50	0,13
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,08
90	0,07
100	0,062
110	0,055
120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

Fuente: Norton, Robert L; (1999).

- En la figura G.56 se muestra el resultado de varias pruebas de vigas rotatorias de aceros con su esfuerzo último menores a 1.400 MPa .

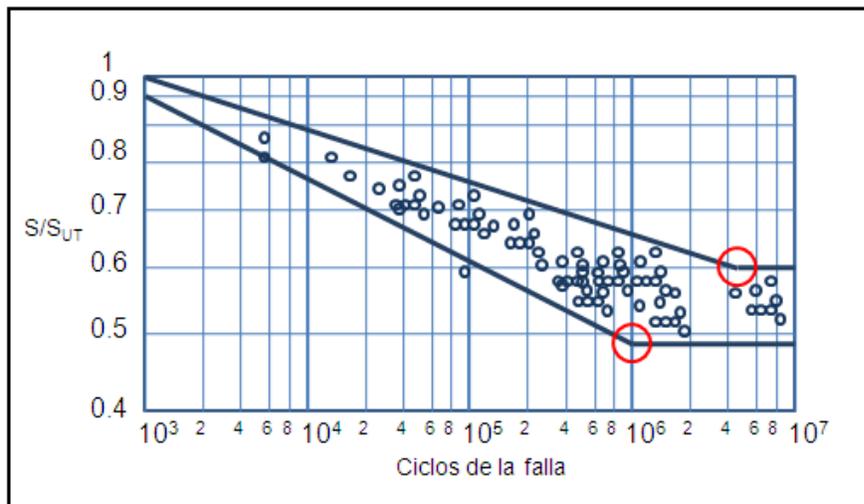


Figura G.56 Resultado de varias pruebas de viga rotatoria de aceros con S_{ut} menores a 1400 (MPa) .

Fuente: Norton, Robert L; (1999).



- En la figura G.57 se muestra el coeficiente de superficie.

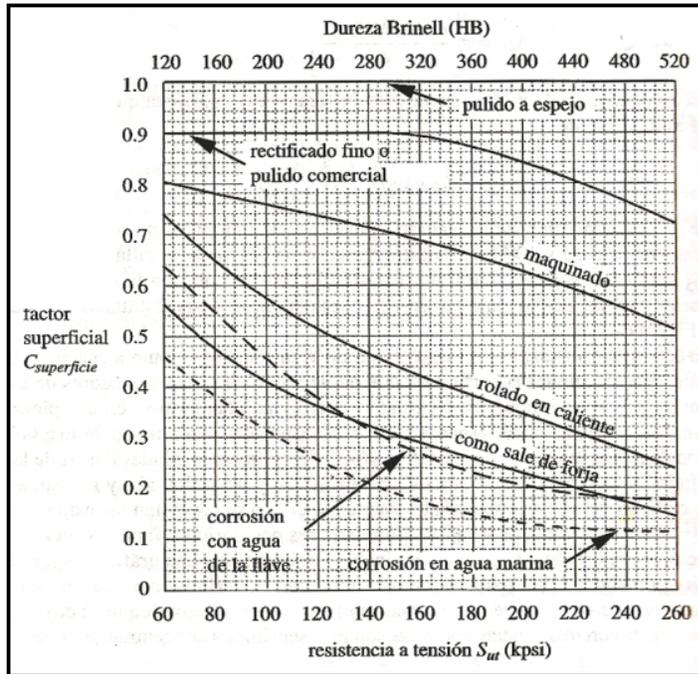


Figura G.57 Coeficiente de de superficie que depende del acabado superficial.
Fuente: Norton, Robert L; (1999).

- En la tabla G.03 se obtiene el valor del coeficiente para la ecuación de factor superficial.

Tabla G.03 coeficientes para la ecuación de factor superficial.

Acabado superficial	MPa		ksi	
	A	b	A	b
Rectificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Maquinado o estirado en frío	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Rolado en Caliente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

Fuente: Norton, Robert L; (1999).