

REPÚBLICA DE CUBA.
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR.
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS.
FACULTAD DE INGENIERÍA



TRABAJO DE DIPLOMA

TÍTULO:

**Evaluación del conjunto bomba-sistema de tuberías para el
traslado de turbocombustible de intermedio a
almacenamiento final en la Refinería de Petróleo “Camilo
Cienfuegos”**

AUTOR: Alejandro Elías Suárez

Tutores:

**MS.c Reinier Jiménez Borges
Esp. Alexis González Martínez**

“AÑO 61 DE LA REVOLUCIÓN.”

Cienfuegos, 2019

DEDICATORIA

AGRADECIMIENTOS



Refinería Cienfuegos S.A. Gerencia Refinación. Dirección Control de la Producción. Grupo Planeación y Control de la Producción.
Finca Carolina, Cienfuegos, Cuba. CP: 55100
Teléfonos: + (53) 43 543232. E-mail: bperez@cupetpetrol.cu

"Año 61 de la Revolución"
Cienfuegos, 15 de Enero de 2019.

A quien pueda interesar:

En el año 2016 en la Refinería Cienfuegos S.A presentamos problemas con la calidad del Turbo Combustible Jet A1 como producto terminado después de ser procesado en la Planta Merox. Al procesar dicha planta como materia prima, la fracción turbo de otros petróleos crudos hasta ese momento no corridos en nuestra organización, fue preciso certificar la calidad en tanques de proceso (Tk-40-1151, 1152, 1153, 1154), con capacidad operacional de 640 m³ y después enviar a tanques comerciales (Tk-25-1017, 1018, 1019, 1061). Para realizar el trasiego se habilitaron las bombas P-51-1011 y P-51-1011A con la necesidad de mantener un rate de bombeo por encima de 60 m³/h. Este régimen de trabajo se ha visto imposibilitado pues las bombas no han entregado el flujo previsto creando dificultades en la continuidad de trabajo de la Planta Merox.

Sería importante realizar un estudio del tema anteriormente mencionado para lograr que el flujo desde tanques de proceso hasta tanques comerciales se mantenga constante por encima de 60 m³/h en todo momento.

José Antonio Covas Rodríguez
Director de Control de la Producción.





Refinería Cienfuegos S.A. Gerencia de Refinación, Dirección Técnica, Grupo Ingeniería de Proceso.
Finca Carolina, Cienfuegos, Cuba. CP.55100
Teléfonos + (53) 43543165. Email: agmartinez@refcig.cu

Cienfuegos, 11 de abril del 2019,
"Año 61 de la Revolución"

A quien pueda interesar:

Mediante el presente hago constar que los datos ofrecidos al estudiante Alejandro Elías Suárez para el estudio de las bombas P-51-1011 y P-51-1011/A ubicadas en el Título 51 de la Refinería de Petróleo de Cienfuegos son reales, los mismos fueron tomados de mediciones y pruebas realizadas en el terreno y de documentos relacionados con el tema. Los resultados obtenidos dan respuesta a problemas reales que se están presentando en los equipos antes mencionados.

Se tendrá en cuenta la recomendación a partir de las conclusiones de su trabajo, de la sustitución en estas posiciones de las bombas HK 65/35-70 por HK 65/35-125, con el objetivo de lograr darle solución a los problemas antes mencionados de dichas bombas, por lo que la Refinería se encargará de buscar dicho equipamiento y ejecutar los cambios necesarios.

Esp. Alexis González Martínez
Tecnólogo "A" de Procesos Industriales.



RESUMEN

Entre los productos de la refinación en la refinería de Cienfuegos se encuentra el turbocombustible Jet A1, usado en varias terminales aéreas del país. Este producto se procesa en la planta y se almacena en tanques de intermedio, donde el fluido reposa luego de la refinación. Se tiene la necesidad de enviar el fluido desde los tanques de intermedio hasta los tanques de almacenamiento final a razón de $60 \text{ m}^3/\text{h}$ para mantener el flujo de producción. En teoría la maquinaria inicial instalada, la bomba HK 35-65-70 con la variante de impelente 1a es capaz de vencer la carga del sistema y entregar el flujo demandado, pero en la práctica el caudal fue mucho menor de 40 a $50 \text{ m}^3/\text{h}$. Se realizan ajustes en el sistema con la conexión de una segunda succión, logrando elevar el flujo hasta la demanda, pero bruscas caídas de presión en condiciones críticas, obligan a utilizar métodos de regulación ineficientes provocando caídas de flujo entre 42 a $47 \text{ m}^3/\text{h}$, mientras que en condiciones menos adversas se han alcanzado flujos de hasta $63 \text{ m}^3/\text{h}$. En el estudio queda demostrado que las caídas de presión en la succión están provocadas por el fenómeno de cavitación en esta condición crítica y que para satisfacer la demanda de la planta es necesario sustituir la bomba por la HK 35-65-125 con el impelente 1B con un motor de 40 kW de 3530 rpm además eliminar una de las succiones.

Palabras Claves:

Cavitación, sustitución, condición crítica, eficiencia.

SUMMARY

Among the products of the refinement in the refinery of Cienfuegos is the turbo fuel Jet A1, used in several air terminals of the country. This product is processed in the plant and it is stored in intermission tanks, where the fluid rests after the refinement. One has the necessity to send the fluid from the intermission tanks until the tanks of final storage to reason of $60 \text{ m}^3/\text{h}$ to maintain the production flow. In theory the installed initial machinery, the bomb HK 35-65-70 with the variant of forcing 1a are able to conquer the load of the system and to give the demanded flow, but in the practice the flow went a lot smaller than 40 to $50 \text{ m}^3/\text{h}$. they are carried out adjustments in the system with the connection of a second suction, being able to elevate the flow until the demand, but abrupt falls of pressure under critical conditions, they force to use inefficient regulation methods causing fallen of flow among 42 to $47 \text{ m}^3/\text{h}$, while under less adverse conditions flows have been reached of up to $63 \text{ m}^3/\text{h}$. In the study it is demonstrated that the falls of pressure in the suction are caused by the cavitation in this critical condition and that to satisfy the demand of the plant it is necessary to substitute the bomb for the HK 35-65-125 with the forcing one 1B with a motor of 40 kW of 3530 rpm also to eliminate one of the suctions.

Key words:

Cavitation, substitution, critical condition, efficiency.

INDICE DE CONTENIDOS

CAPÍTULO 1. ESTADO DEL ARTE SOBRE LOS SISTEMAS DE BOMBEO Y LA EFICIENCIA ENERGÉTICA3

Introducción del capítulo3

1.1. Equipos de bombeo. Eficiencia.....	3
1.2. Clasificación de las bombas.....	3
1.3. Bombas centrífugas.....	4
1.3.1. Partes y componentes básicos de una bomba centrífuga.....	5
1.4. Eficiencia en los sistemas de bombeo.....	7
1.4.1. Estudios y recomendaciones para el análisis del conjunto sistema de tuberías- equipos de bombeo.....	8
1.4.2. Problemas que se suelen presentarse en el manejo de fluidos.....	8
1.4.3. Obtención de los parámetros reales de las curvas del sistema.....	9
1.4.4. Métodos de regulación de flujo y eficiencia.....	10
1.4.5. Recomendaciones para aumentar la eficiencia en sistemas de bombeo.....	12
1.4.6. Reducción del consumo de energía en equipos de bombeo. Uso de la regulación para reducir consumo.....	13
1.5. La cavitación en los sistemas de bombeo.....	15
1.5.1. La relación entre el NPSH y la cavitación.....	15
1.6. Pérdidas por aumento de la fricción en tuberías.....	16
1.7. Sistema de tuberías-equipos de bombeo que traslada el turbocombustible Jet A1 desde intermedio hasta almacenamiento final.....	19
1.8. Sustitución de bombas HK en el Título 51 con el objetivo de satisfacer las demandas de la planta.....	19
1.9. Conclusiones parciales.....	22

CAPÍTULO 2. CÁLCULO TEÓRICO DEL IMPELENTE - SISTEMA DE BOMBEO CON UNA Y DOS SUCCIONES.23

Introducción del capítulo23

2.1. Parámetros geométricos de la variante de impelente 1a de la bomba HK35- 65-70. 23	23
2.1.1. Determinación de los triángulos de velocidad del impelente.....	23
2.1.2. Velocidades y parámetros de trabajo por métodos matemáticos, a partir del método gráfico.....	26
2.1.3. Resultados obtenidos del método analítico y geométrico de los parámetros del impelente.....	26

2.2.	Características del sistema que bombea el turbocombustible desde intermedio hasta almacenamiento final.....	29
2.3.	Características de la bomba HK 35-65-70 (1a).....	34
2.4.	Teoría de semejanza.....	36
2.5.	Curva característica del sistema de tuberías.....	37
2.6.	Metodología analística para la determinación del punto de operación BEP.....	41
2.7.	Propiedades del turbocombustible JetA1.....	42
2.8.	Parámetros del punto de operación para una y dos succiones.	43
2.9.	Conclusiones parciales.....	45
CAPÍTULO 3. DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA REAL DE LA BOMBA, LA RUGOSIDAD SUPERFICIAL Y LAS AFECTACIONES QUE PRODUCEN EN LA OPERACIÓN, A PARTIR DE DATOS REALES.....		46
	Introducción al capítulo.....	46
3.1.	Propuesta de análisis a partir de parámetros reales y datos del fabricante... ..	46
3.2.	Recopilación de datos eléctricos y mecánicos reales en el terreno.	50
3.3.	Parámetros en el punto de operación real.	51
3.4.	Evaluación estimada del vaciado del tanque de succión con la descarga al máximo para encontrar problemas en la operación, condición crítica.....	53
3.4.1.	Parámetros teóricos estimados del sistema actual.	54
3.5.	Comparación entre el uso de una y dos succiones.	55
3.6.	Comportamiento de los parámetros de trabajo del sistema en relación con los niveles de incrustación en el filtro.....	56
3.7.	Relación entre la presión que indica el manómetro en la succión y la cavitación	60
3.8.	Propuestas de sustitución de la bomba por la HK 35-65-125	61
3.9.	Cambio del sistema de tuberías con una succión.....	65
3.10.	Recuperación de la inversión luego de sustituir el sistema de tuberías y la bomba actual por la HK 35-65-125 1B.	67
3.11.	Conclusiones parciales.....	69
Conclusiones		70
Recomendaciones		71
Bibliografía		72
Anexos		74

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 posición de elementos básicos de una bomba centrífuga (Carter, 1968)	5
Figura 1.2 Variaciones en el punto de operación utilizando variadores de frecuencia y estrangulamiento. (Elaboración propia).....	9
Figura 1.3 Ejemplo de la variación del punto de operación del conjunto bomba-sistema de tuberías luego de años de explotación. (Elaboración propia)	10
Figura 1.4 NPSH disponible y requerido para un conjunto bomba-sistema de tuberías. (Elaboración propia)	16
Figura 2.1 Paralelogramos de velocidad a la entrada y la salida de los canales interálabes.	24
(White, 2003).....	24
Figura 2.2 Triángulo de velocidades a la entrada del impelente (Elaboración propia).	27
Figura 2.3 Triángulo de salida de velocidades del impelente (Elaboración propia)... ..	28
Figura 2.4 Imagen satelital del sistema de Jet A1 (Google) (Elaboración propia).	30
Figura 2.5 Simplificación de la imagen satelital del sistema de Jet A1 (Elaboración propia).	30
Figura 2.6 Niveles de los tanques para su análisis (Elaboración propia).	31
Figura 2.7 Bomba HK 35-65-70 con motor BAO-52-2T2 de fabricación soviéticas instalados en la posición P51-1011.	34
Figura 2.8 Curvas de la bomba HK 65-35-70 (ROSTOV, s.f.).	35
Figura 2.9 Diagrama de Moody (Streater, 2008).....	38
Figura 2.10 Diagrama de bloques para la obtención de los parámetros del punto de operación en hojas de cálculo de Excel. (Elaboración propia)	42
Figura 2.11 Punto de intercepción entre las curvas de la máquina y el sistema para una succión	44
(Punto de operación) (Elaboración propia).....	44
Figura 2.12 Punto de intercepción entre las curvas de la máquina y el sistema para dos succiones	44
(Punto de operación) (Elaboración propia).....	44
Figura 3.1 Diagrama de bloque para la obtención de la eficiencia real a la que se encuentra trabajando la bomba. (Elaboración propia)	47
Figura 3.2 Diagrama de bloque para la obtención de la curva real de carga contra flujo de la máquina. (Elaboración propia)	48
Figura 3.3 Diagrama de bloques para la obtención de la rugosidad superficial en la succión y la descarga (Elaboración propia)	49
Figura 3.4 Punto de operación del sistema real (Elaboración propia).	52
Figura 3.5 Comportamiento del flujo y el NPSH en función del vaciado del tanque de succión. (Elaboración propia)	55
Figura 3.6 Comparación de los parámetros básicos del uso de una y dos succiones (Elaboración propia)	56
Figura 3.7 Flujo contra % de incrustaciones en el filtro (Elaboración propia).....	58
Figura 3.8 Presión en la succión contra % de incrustaciones en el filtro (Elaboración propia).....	59



Figura 3.9 Presión en la descarga contra % de incrustaciones en el filtro (Elaboración propia).....	59
Figura 3.10 NPSH contra % de incrustaciones en el filtro (Elaboración propia).....	60
Figura 3.11 NPSH contra presión del manómetro en la succión (Elaboración propia)	61
Figura 3.12 Variantes de la impelente de la bomba HK 35-65-125 (ROSTOV, s.f.).	62
Figura 3.13 Recuperación de la inversión en años (Elaboración propia)	68

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Clasificaciones de los tipos de bombas (Volk, 2005), (Karassik, 2008)y (Nelik, 1999).	4
Tabla 1.2. Oportunidades de ahorro en sistemas existentes (Hydraulic Institute, 2006).	14
Tabla 1.3 Datos de los puntos de operación de las variantes de impelente seleccionadas (Documentación de la Empresa)	21
Tabla 2.1 Datos iniciales para aplicar la elaboración de los triángulos de velocidades del impelente (Elaboración propia).	23
Tabla 2.2 Parámetros iniciales para el cálculo (Elaboración propia).	27
Tabla 2.3 Resultado de las velocidades al aplicar ambos métodos (Elaboración propia).	28
Tabla 2.4 Resultado final (Elaboración propia).	29
Tabla 2.5 Accesorios de la sección de succión 1154 de diámetro 100 mm	31
Tabla 2.6 Sección de descarga común a la salida de la bomba (Diámetro 80mm)	32
Tabla 2.7 Accesorios de la sección 1110/3 (Diámetro 80mm):	32
Tabla 2.8 Accesorios de la sección 1150/1 (Diámetro 80mm):	32
Tabla 2.9 Accesorios de la descarga común 2 (Diámetro 150mm):	33
Tabla 2.10 Accesorios de la sección 1104/6 (Diámetro 80mm):	33
Tabla 2.11 Accesorios de la sección 1111/1 (Diámetro 80mm):	33
Tabla 2.12 Características de la bomba (Elaboración propia).	34
Tabla 2.13 Características del motor (Elaboración propia).	35
Tabla 2.14 Datos de la curva característica de la variante de impelente 1a de la bomba HK 35-65-70 (Elaboración propia).	36
Tabla 2.15 Curva característica de la variante de impelente 1a de la bomba HK 35-65-70 para 3530rpm y densidad 803 kg/m ³ . (Elaboración propia)	37
Tabla 2.16 Equivalencia de los accesorios para el método de longitud equivalente (Crane)	39
Tabla 2.17 Propiedades químicas asumidas del turbocombustible Jet A1	43
Tabla 2.18 Parámetros en el punto de operación estimados (Elaboración propia).	45
Tabla 3.1 Variación de alturas en el tanque de descarga en tiempo real; flujo real (Elaboración propia).	50
Tabla 3.2 Parámetros eléctricos reales (Elaboración propia)	50
Tabla 3.3 Presión real medida (Elaboración propia)	50
Tabla 3.4 Parámetros obtenidos de los datos reales (Elaboración propia)	50
Tabla 3.5 Parámetros estimados en el punto de operación por la simulación teórica estimada (Elaboración propia)	52
Tabla 3.6 Combinaciones de altura para simular el vaciado de la succión (en metros) (Elaboración propia)	53
Tabla 3.7 Parámetros obtenidos de la simulación teórica estimada del sistema actual (Elaboración propia).	54
Tabla 3.8 Parámetros del sistema obtenidos de variar la rugosidad superficial en la succión (Elaboración propia)	57



Tabla 3.9 Variantes para satisfacer la demanda de flujo y el sistema actual (Elaboración propia)	63
Tabla 3.10 Resultados obtenidos de los análisis de las variantes (Elaboración propia)	64
Tabla 3.11 Tiempo estimado en vaciar la succión y costos en USD de la energía eléctrica consumida con la existencia de la condición crítica 24 veces en un año.	64
Tabla 12 Precio en el mercado de secciones de tuberías de 12 metros y varios diámetros.....	65
Tabla 3.13 Precio en el mercado de los accesorios necesarios para la sección de 100 mm	66
Tabla 3.14 Precio en el mercado de los accesorios necesarios para la sección de 150 mm	66
Tabla 3.15 Precio en el mercado de los accesorios necesarios para la sección de 80 mm	66
Tabla 3.16 Datos necesarios para estimar el tiempo de recuperación de la inversión.	67



INTRODUCCIÓN

La Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos” es una de las grandes inversiones de la década del 80 con la colaboración de la desaparecida Unión Soviética. Su etapa de proyección transcurrió entre 1977 y 1983 luego de un período de construcción y montaje que duró desde 1983 hasta 1990. Con la caída del Campo Socialista, la inversión pasa a una etapa de conservación, período durante el cual se utilizan solo sus capacidades para almacenar combustibles. El 10 de abril del 2006 se constituye la Empresa Mixta, con el nombre de PDVCUPET S.A, tiempo después CUVENPETROL S.A (Petróleos Cuba y Venezuela), consolidándose como una empresa de gran prestigio en el área del Caribe. Desde agosto del 2018 la empresa pasó de capital mixto a cubano, hasta hoy esta continúa desempeñando sus funciones. Entre los productos refinados en la planta se encuentra el turbocombustible Jet A1, este producto es utilizado por las terminales aéreas del país y al ser utilizado en la aeronáutica se necesita calidad en todo proceso que se ejecute con el mismo. En el año 2015 con el fin de lograr enviar desde los tanques de intermedio, donde reposa el combustible refinado, hasta los tanques de almacenamiento final un caudal de $60 \text{ m}^3/\text{h}$ (Flujo de procesamiento) y aumentar la seguridad en el proceso (ya que hasta el momento existían dos bombas conectadas en paralelo y no había otra de respaldo), se tomó la decisión de sustituir por dos bombas HK 35-65-70, donde cada una entregaría el flujo demandado y mientras una trabajaba, la otra operaría en caso de emergencia. La bomba HK35-65-70 con la variante de impelente 1a, según las curvas del fabricante sería capaz de entregar el flujo y vencer la carga demandada. En la realidad esto no ocurrió así, la máquina operó con flujos entre 40 y $50 \text{ m}^3/\text{h}$, por lo que aprovechando una línea en desuso se decidió agregar una nueva succión. La nueva solución si llega a entregar el flujo demandado, pero bajo ciertas condiciones es necesario el estrangulamiento de sus valvulas, ya que la presión baja a niveles no recomendados en la descarga (6 kgf/cm^2) por lo que en esta condición cae el flujo por la estrangulación. Para la empresa es necesaria la evaluación del sistema del turbocombustible Jet A1 desde intermedio hasta almacenamiento final.



Problema

La bomba HK 35-65-70 con la variante de impelente (1a) y dos líneas de succión no logra satisfacer la demanda de flujo de $60 \text{ m}^3/\text{h}$ bajo determinadas condiciones.

Hipótesis

Es posible a partir del análisis al sistema en conjunto identificar las causas que impiden la entrega del flujo demandado por el proceso.

Objetivo general

Evaluar el conjunto equipo de bombeo-sistema de tuberías para las condiciones actuales de operación de la planta.

Objetivos específicos

1. Analizar estudios y documentos sobre las posibles causas y soluciones al problema que se presenta.
2. Evaluar el funcionamiento real del conjunto bomba-sistema de tuberías a partir de la teoría clásica de las máquinas de flujo.
3. Identificar las causas que impiden la entrega del flujo demandada por el proceso.
4. Proponer modificaciones que posibiliten la entrega del flujo demandado por el proceso.

CAPÍTULO 1. ESTADO DEL ARTE SOBRE LOS SISTEMAS DE BOMBEO Y LA EFICIENCIA ENERGÉTICA

Introducción del capítulo

En este capítulo se analiza la teoría relacionada con los equipos de bombeo y su eficiencia energética. Además, se caracterizan las particularidades de las máquinas centrífugas para el trasiego de diferentes fluidos. Finalmente se describe el fenómeno de cavitación en bombas y el aumento de las cargas provocada por la fricción en sistemas de tuberías con años de explotación.

1.1. Equipos de bombeo. Eficiencia.

Un equipo de bombeo es una máquina que absorbe energía mecánica que puede provenir de un motor eléctrico, térmico, u otra forma de energía mecánica, que transfiere a un fluido como energía hidráulica la cual permite que el fluido pueda ser transportado de un lugar a otro (Carter, 1968).

La eficiencia energética para equipos de bombeo, estaría en lograr aumentar el paso del fluido en un tiempo determinado, con el menor consumo de energía y esto se logra encontrando el punto de mayor desempeño. El desempeño óptimo del conjunto Sistema – Bomba se obtiene superponiendo la curva de operación del sistema sobre la curva de desempeño de la bomba” (Bachus y Custodio, 2003). El punto de mayor desempeño (BEP) es el indicador principal del uso eficiente de la bomba; “el BEP es la condición donde el fluido puede transitar por la bomba sin ningún problema de perturbación, generando así que la bomba tenga mínimas pérdidas del fluido y de desgaste mecánico de sus partes” (Tuzson, 2000).

1.2. Clasificación de las bombas.

Las bombas se clasifican en dos grandes grupos: Bombas de Desplazamiento Positivo y Bombas Cinéticas. (Nelik, 1999), (Volk, 2005).

Las bombas de desplazamiento positivo suministran energía a un volumen determinado por cada ciclo de operación (Girdhar, 2005). Pueden subdividirse en otras clasificaciones como las que se adjuntan en la tabla 1.1.

Las razones para utilizar una bomba de desplazamiento positivo son, entre otras: bombear líquidos viscosos, bombear líquidos dosificados (por ejemplo, en industrias químicas o farmacéuticas) y/o bombear fluidos de alta y baja presión (Bachus, 2003). Las bombas cinéticas se caracterizan por generar un aumento de la presión del fluido a bombear gracias a su componente dinámico principal (el impelente) y su componente estático principal (la voluta) convirtiendo la energía cinética en energía de fluido (Girdhar, 2005), también conocidas con el nombre de roto-dinámicas se dividen en: bombas centrífugas, bombas regenerativas y bombas de efectos especiales. Estas a su vez se subdividen en otras categorías las cuales se pueden observar en la tabla 1.1.

Tabla 1.1 Clasificaciones de los tipos de bombas (Volk, 2005), (Karassik, 2008) y (Nelk, 1999).			
Primer Nivel	Segundo Nivel	Tercer Nivel	Cuarto Nivel
Bombas de desplazamiento positivo	Reciprocantes	Operado por aire Vapor Potencia Volumen controlado	Diafragma/pistón Horizontal/vertical Horizontal/vertical Horizontal/vertical
	Rotatorias	Tipo engranaje Tipo lóbulos Tipo de paleta Tipo tornillo Tipo pistón Miembro flexible Pistón circunferencial	Interna/externo Sencillo/múltiple Álabes/Rodillos Sencillo/múltiple Axial/radial Tubo flexible/Paleta flexible Sencillo/múltiple
Bombas Cinéticas	Centrífugas	Impelente colgante Impelente entre cojinetes Tipo turbina	Acoples cerrados/separados Sencillo/múltiple Vertical/Axial o Mixto
	Turbina regenerativa	Impelente colgante Impelente entre cojinetes	Sencillo/dos etapas Sencillo/dos etapas
	Efecto especial		Centrífuga reversible Carcasa rotatoria

1.3. Bombas centrífugas.

Las bombas centrífugas se pueden definir como un conjunto de elementos mecánicos donde un fluido ingresa por el eje y sale siguiendo una trayectoria periférica por la tangente. Las bombas centrífugas, aunque no son el único tipo de bomba que es posible encontrar, se estima que el 90 % de las bombas instaladas en una industria son de este tipo (Bachus, 2003).

1.3.1. Partes y componentes básicos de una bomba centrífuga.

A continuación, se presentan los componentes principales que posee una bomba centrífuga y su funcionamiento en la misma. Las ubicaciones de cada uno de estos componentes se observan en la figura 1.1.

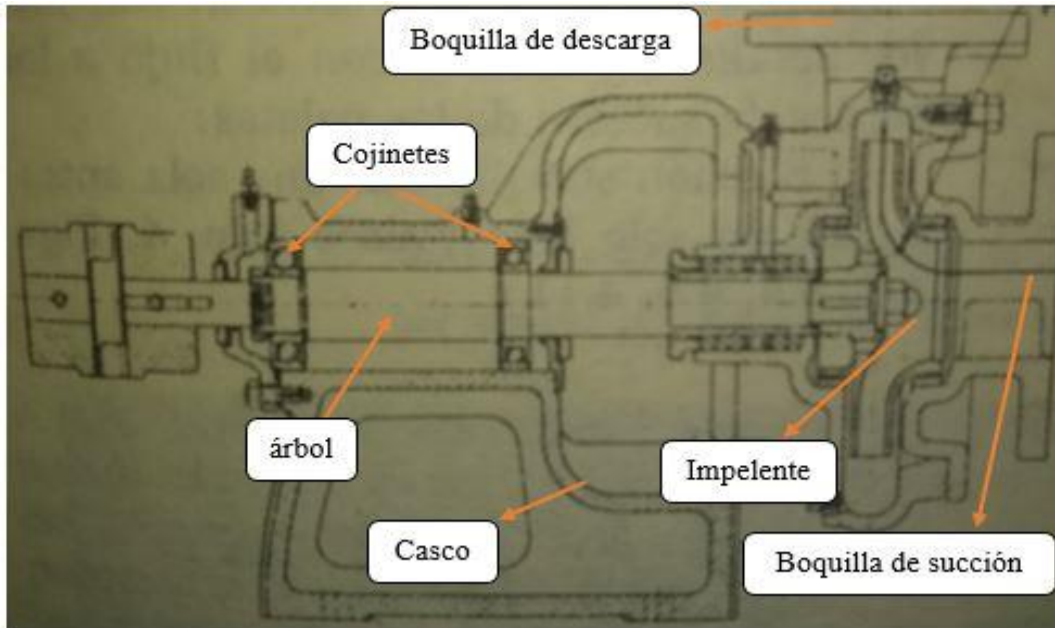


Figura 1.1 posición de elementos básicos de una bomba centrífuga (Carter, 1968)

Elementos y funciones de una bomba centrífuga:

- **Casco**: Guía el líquido hacia el impulsor o impelente, recoge al líquido del impulsor y reduce su velocidad transformando parte de ella en presión. Los cascos pueden ser clasificados en dos tipos, de voluta y circular.
- **Voluta**: Los cascos de voluta proporcionan una mayor presión en la bomba. La voluta es un túnel circular que aumenta su área hacia la zona de descarga. Como el área de la sección transversal aumenta, la voluta disminuye la velocidad del líquido y aumenta su presión.
- **Casco circular**: Se usan para bajas presiones y altas capacidades. Los cascos de esta clase tienen paletas estacionarias alrededor de la periferia del impulsor denominadas difusores que convierten la energía cinética a energía de presión. Convencionalmente los difusores son aplicados a bombas de múltiples etapas. En

muchos casos se acondiciona un difusor a la salida de la bomba para ayudar a aumentar la presión.

- Difusor: Porción de tubería que recoge al líquido que sale del impulsor, que conserva alta velocidad y puede resultar en alta fricción, pero debido al aumento de diámetro de esta porción de tubería (difusor) se reduce la velocidad del líquido.
- Empaquetaduras: Evitan las fugas del líquido.
- Cubierta: Cubre al casco y sostiene a los cojinetes.
- Árbol de transmisión: Mueve y sostiene al impulsor.
- Cojinetes: Soportan al rotor, impulsor y árbol de transmisión.
- Impulsor o Impelente: Entrega la energía al líquido por la acción de sus álabes es el único componente de la bomba que suministra energía al líquido.

Los impulsores son clasificados de diferentes maneras:

1. Basándose en la principal dirección del flujo con referencia al eje de rotación:
 - Flujo Radial
 - Flujo Axial
 - Flujo Mixto
2. Basado en el tipo de succión:
 - Simple succión: El líquido entra por un solo lado.
 - Doble succión: El líquido entra al impulsor simétricamente por los dos lados (lateral izquierdo y lateral derecho).
3. Basado en la construcción mecánica.
 - Cerrado: Placas que encierran las paletas.
 - Abierto
 - Semiabierto (tipo vortex)

1.4. Eficiencia en los sistemas de bombeo.

El diseño de un sistema de bombeo eficiente depende de la relación entre el caudal del fluido, el trazado de la tubería, la metodología de control y la selección de la bomba. El desempeño del conjunto Sistema de tuberías – Equipo de bombeo se obtiene superponiendo la curva de operación del sistema sobre la curva de desempeño de la bomba (Bachus, 2003).

El rendimiento total de una bomba centrífuga es definido por el caudal (Q), la carga (H) y la eficiencia (η). La curva característica de la bomba, identifica el comportamiento de la bomba en función del caudal, es recomendable el uso de la misma para identificar el punto donde la carga, el caudal entregado y la potencia consumida genera la mayor eficiencia que la bomba pueda entregar (Gülich, 2008)

Uno de los inconvenientes ocurridos en la industria es que las bombas trabajan por fuera de la zona BEP ocasionando muchas complicaciones tales como:

- Separación del flujo en los álabes, el difusor y la voluta lo cual causa recirculación.
- Deterioro de la eficiencia debido al desgaste de las piezas mecánicas, fuga de líquido y alto consumo eléctrico.
- Cavitación.
- Vibración excesiva.
- Oscilación resonante crecientes (en algunas ocasiones).
- Reducción de la vida de la bomba.

Esto ocurre a partir del cálculo de la velocidad específica; los valores numéricos de la velocidad específica son muy razonables y pueden ser necesarios para el diseño de parámetros para todos los tipos de bombas (Lobanoff, 1992).

Las relaciones de los parámetros de trabajo de la bomba y la velocidad son:

El caudal Q se incrementa proporcionalmente a la velocidad del eje n (Tuzson, 2000).

$$Q \propto n$$

La carga H se incrementa al cuadrado de la velocidad del eje n (Tuzson, 2000).

$$H \propto n^2$$

En otras palabras, si aumentamos la velocidad del eje de una bomba ($2n$), esta entregaría el doble del flujo ($2Q$) y cuatro veces su carga ($4H$).

1.4.1. Estudios y recomendaciones para el análisis del conjunto sistema de tuberías-equipos de bombeo.

Numerosas empresas apuestan por mejorar la eficiencia en instalaciones que transportan fluidos (Efinética, 2014).

En todos los edificios y plantas industriales de diferentes sectores y actividades se encuentran casi siempre circuitos e instalaciones de fluidos. Dichos circuitos tienen un considerable consumo eléctrico, lo que se traduce en costes energéticos y su correspondiente contaminación. La importancia que reciben dichas instalaciones debería ser la misma que cualquier otra y, por lo tanto, aplicar la “eficiencia energética” y darle solución de la mejor manera posible, con análisis exhaustivos, estudios de funcionamiento particulares en instalaciones, ideando propuestas de mejora e incorporando desarrollos propios (Efinética, 2014).

La disminución del consumo energético en estas instalaciones se considera que puede realizarse mediante dos aspectos:

- Por la disminución de consumos de agua como consecuencia de un mejor conocimiento de las necesidades de la instalación y los procesos.
- Por la correcta adecuación del sistema de recirculación de agua, y por la reestructuración, rediseño o modernización del sistema de bombeo.

1.4.2. Problemas que se suelen presentarse en el manejo de fluidos.

Lo más habitual en una instalación hidráulica o de cualquier otro sistema, es tener el sistema de bombeo trabajando en un punto de operación inadecuado, trabajando de manera ineficiente. En general se utilizan válvulas para regular el caudal o, en el mejor de los casos, variadores de frecuencia. La figura 1.2 muestra la diferencia en cuanto a potencia demandada al utilizar variadores de frecuencia o el método de estrangulamiento. En la figura antes mencionada, se observa como con el

estrangulamiento se modifica la curva del sistema aumentando la carga en el mismo, mientras que la regulación de la velocidad provoca cambios en la curva de la máquina y mantiene la del sistema.

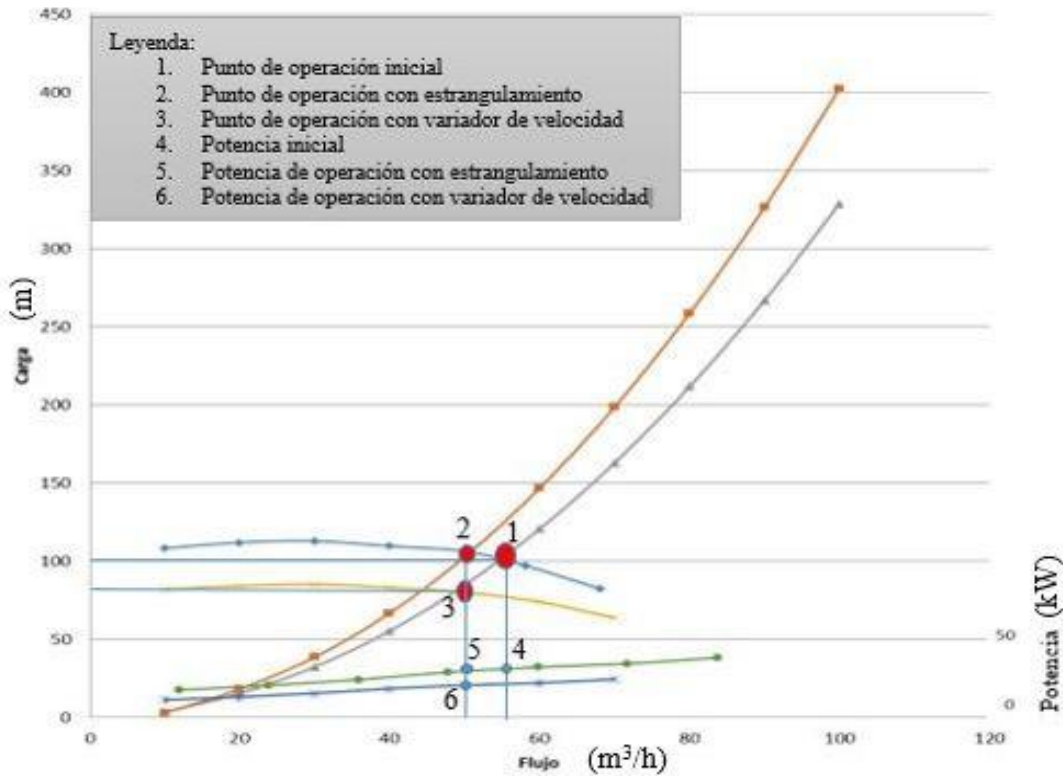


Figura 1.2 Variaciones en el punto de operación utilizando variadores de frecuencia y estrangulamiento. (Elaboración propia)

1.4.3. Obtención de los parámetros reales de las curvas del sistema.

Para la obtención de los parámetros reales de la curva del sistema es necesario conocer el punto de operación actual de la bomba analizada y de la instalación hidráulica, así como el método que se utiliza actualmente para regular el caudal. Mediante el uso de un manómetro/barómetro, situado antes y después de la bomba, y un caudalímetro se podría obtener la curva de la misma (Efinética, 2019). Un ejemplo de la aplicación de este método es la figura 1.3, la misma muestra un punto de operación donde se considera que la bomba está al 100% de sus propiedades (datos del fabricante) al mismo tiempo que el sistema de tuberías está en perfectas condiciones (rugosidad superficial 0,000046m para acero comercial), el segundo

punto de operación es un ejemplo de cuanto podrían variar los parámetros del fabricante y las curvas del sistema con el tiempo.

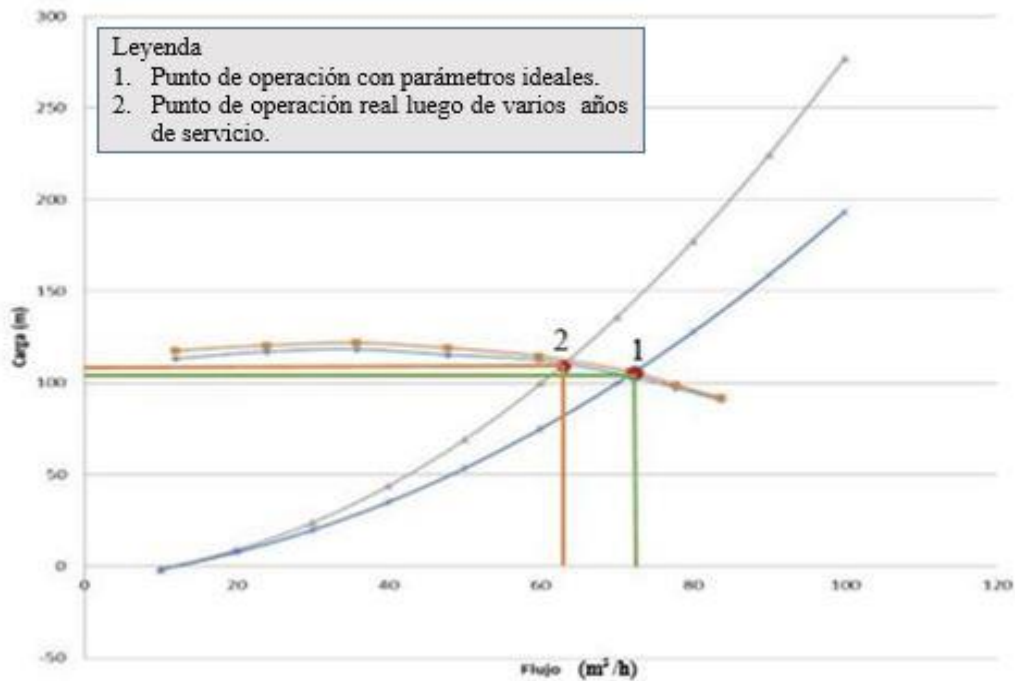


Figura 1.3 Ejemplo de la variación del punto de operación del conjunto bomba-sistema de tuberías luego de años de explotación. (Elaboración propia)

1.4.4. Métodos de regulación de flujo y eficiencia.

El método más habitual de regulación de caudal se realiza mediante la manipulación de válvulas en la instalación. Este método conlleva una grave penalización, ya que cuando se cierra una válvula esta provoca una marcada pérdida de presión, que se traduce en pérdidas energéticas.

Para mejorar la eficiencia respecto al punto anterior, normalmente se procede a la colocación de variadores de frecuencia en el sistema de bombeo. Un variador de frecuencia es un dispositivo electrónico que modifica la velocidad del motor asincrónico que mueve los álabes de la bomba con la finalidad de adecuar la velocidad a la necesidad mayor o menor de caudal. Cabe la posibilidad de variar la frecuencia manualmente para ajustar el punto de operación deseado, o bien, implementando un autómata que, mediante realimentación en lazo cerrado, varíe la velocidad en función de los requerimientos. La primera posibilidad es eficaz en

instalaciones con un caudal fijo, la segunda sería la más óptima en instalaciones con caudal variable (Efinétika, 2019).

La utilización de variadores de frecuencia es un método muy eficiente ya que no se regula a base de pérdidas, sino a partir de la potencia entregada al motor de la bomba. No obstante, se debe trabajar en un rango de rendimientos similares al punto de operación inicial. Dicho punto de operación habitualmente se encuentra desplazado respecto al de rendimiento óptimo (Efinétika, 2019).

Esta desviación puede tener diversos motivos, como el desgaste de la bomba, la modificación de la instalación, la adición de nuevos puntos de consumo, etc.

Otras formas de regulación de flujo menos utilizadas pero que también se pueden llevar a cabo, por poseer una serie de ventajas con ciertos inconvenientes, por lo que se recomiendan para casos muy concretos son las siguientes:

1. En algunas instalaciones se utilizan *prerrotadores* para redireccionar el flujo aportándole cierta angulación en la entrada para una mejor adaptación con los álabes del impelente. Siempre será mucho más eficiente un variador de frecuencia (aunque más costoso). Los prerrotadores son una solución más eficiente que las válvulas y con respecto a un variador se podría decir que es una solución de bajo costo (Efinétika, 2019).
2. El *recorte del impelente* reduce mucho más la salida de la presión que el caudal. Sin embargo, la resistencia del sistema interactúa con la presión de la bomba para determinar el caudal actual del sistema. Teniendo en cuenta que la reducción del diámetro no es excesiva, las pérdidas por eficiencia son moderadas y la reducción de la potencia de la bomba es sustancial (Wulfinghoff, 1999).
3. *Las válvulas de estrangulamiento en la descarga* de la bomba, este método es menos eficiente que el recorte del impelente, sin embargo, es más sencillo y es reversible. La mayor desventaja de este método es que ofrece un ahorro energético relativamente pequeño. En una situación dada el recorte del impelente ahorra mucha más energía (Wulfinghoff, 1999).

1.4.5. Recomendaciones para aumentar la eficiencia en sistemas de bombeo.

En el caso de la regulación por válvulas, se recomienda en primer lugar colocar un variador de frecuencia que sustituya la válvula, de esta manera evitar las grandes pérdidas en la relación flujo potencia que provoca esta. Ahora, si se quiere adecuar el funcionamiento de la bomba al punto de operación de mayor rendimiento, se deben estudiar la curva de la instalación y clasificarla (Efinétika, 2019).

En una instalación, cuanto más fuerte es la relación entre presión/altura y el caudal, se dice que la instalación tiene un mayor grado de resistividad.

Si la curva de la instalación es fuertemente resistiva se debe analizar la modificación de la curva de la bomba para desplazarla a la izquierda hacia el punto de operación más eficiente, si, al contrario, es poco resistiva, se debe modificar de cara a un desplazamiento hacia la derecha, de nuevo el punto de mayor rendimiento de la bomba.

Esta solución se puede llevar a cabo con la colocación de una bomba auxiliar, ya sea en serie o en paralelo (según el caso), con la bomba principal. La bomba auxiliar será aproximadamente entre 3 y 6 veces más pequeña que la bomba principal (Efinétika, 2019).

El ahorro energético con una bomba auxiliar puede oscilar, según el estado de la instalación y del sistema de bombeo, desde apenas nada hasta un 20-25% en casos extremos donde este muy alejado del funcionamiento óptimo. Este ahorro se sumará (en gran parte) al conseguido por un variador de frecuencia (20-50%) dependiendo del estado de la instalación (Efinétika, 2019).

En conclusión, si se dispone de una instalación, ya sea de fluidos como de gases, y se quiere ahorrar tanto en agua como en energía eléctrica, se debe estudiar el acoplamiento de un variador de frecuencia. Si, además, la instalación lleva varios años en funcionamiento y/o se han realizado modificaciones en ella, una buena forma de optimizarla es añadir una bomba auxiliar para llevarla al punto de operación maximizando el ahorro energético y además reducir el esfuerzo que realiza la bomba principal, aumentando así su tiempo de vida útil.

1.4.6. Reducción del consumo de energía en equipos de bombeo. Uso de la regulación para reducir consumo.

Los sistemas de bombeo representan el 20% de la energía mundial consumida por motores eléctricos y entre el 25% y el 50% de la energía total usada en la industria. Existen oportunidades significantes para reducir el consumo energético de los sistemas de bombeo a través de diseños inteligentes, adaptaciones y prácticas operacionales. Particularmente muchas aplicaciones de bombeo con requerimientos de servicio variable ofrecen grandes ahorros. Los ahorros pueden incluir mejoramientos en el desempeño, en la confiabilidad y reducir el ciclo de costo de vida (Hydraulic Institute, 2004).

De acuerdo con Kaya (2008), se puede ahorrar hasta un 30% de la energía consumida por la bomba, dependiendo del diseño y la selección de la misma. A partir de esta información se han desarrollado diferentes análisis para calcular sistemas más eficientes tanto en la producción como en la operación de la bomba. El tema de la eficiencia energética ha llegado inclusive a ser parte de las leyes gubernamentales en muchos países, por ejemplo, en Estados Unidos existe la necesidad de etiquetar toda bomba que consuma una potencia mayor que 2.5 kW. Las bombas construidas en Alemania tienen la obligación de ser etiquetadas con una letra; indicando la eficiencia energética de la misma (Kaya, 2008).

Lo anteriormente expuesto indica una fuerte tendencia hacia el ahorro de energía a nivel mundial causando que los usuarios de bombas solo adquieran equipos de alta eficiencia y que el mercado sea dirigido hacia la eficiencia energética. Las mayores oportunidades de ahorro en los sistemas de bombeo se presentan en la tabla 1.2. Por lo general implican cambios en el control del sistema o de la bomba o inclusive ambos. Sin embargo, realizar cambios significativos al sistema de tubería y otros equipos en los sistemas existentes en la actualidad no es viable económicamente.

Tabla 1.2. Oportunidades de ahorro en sistemas existentes (Hydraulic Institute, 2006).	
Medidas de eficiencia	Rango de ahorros (% de energía del sistema)
Reducir los requerimientos globales del sistema	5-20
Igualar el tamaño de la bomba con la carga	10-30
Reducir o controlar la velocidad de la bomba	5-50
Comprar componentes	1-3
Operación y mantenimiento	1-5

Si todas las industrias de EE.UU. implementaran estas medidas, los ahorros obtenidos podrían equivaler sobre una base promedio de 28 000 GWh/año. Este potencial de ahorro energético es de gran significancia en los costos de las plantas industriales para sus dueños/operadores.

Para maximizar la eficiencia del sistema de bombeo, la bomba debe estar operando en su punto de mejor desempeño o BEP según (Hydraulic Institute, 2006). Teniendo en cuenta que la mayoría de las bombas son sobredimensionadas por el diseñador, se recomienda que el punto de operación de una bomba debe estar lo más cercano posible hacia el lado izquierdo de su punto de máxima eficiencia (BEP) en la curva de la bomba (Volk, 2005).

(Hydraulic Institute, 2008) recomienda minimizar el consumo energético de los sistemas de bombeo al seleccionar una bomba tal, que la curva del sistema intercepte la curva de la bomba dentro de un 20% de su BEP, además se debe elegir un impelente de rango medio de tal forma que pueda ser recortado o reemplazado en caso de presentarse requerimientos de flujos mayores o menores. Por otra parte, una propuesta para un nuevo diseño del sistema de bombeo es igualmente importante y a menudo pasada por alto.

Una aplicación incorrecta de las bombas afecta directamente el costo operativo de los sistemas de bombeo. Una bomba forzada a operar más lejos de su BEP incrementa los costos de la energía y mantenimiento y acorta su vida útil.

1.5. La cavitación en los sistemas de bombeo.

La cavitación está dada principalmente por un parámetro del fluido, que es la presión de vapor (P_{vp}), esta es la presión a la cual un fluido comienza a evaporarse para una temperatura determinada. Por lo que, cuando en alguna región del sistema, la presión estática cae por debajo de la presión de vapor, se forman burbujas de vapor como resultado de la evaporación parcial del líquido. Cuando estas burbujas o cavidades llenas de vapor viajen a zonas de la bomba con presiones más altas que la presión de vapor, se producirá la condensación instantánea del vapor contenido en la burbuja.

Como resultado de este proceso, las burbujas implosionan violentamente y se producen una serie de ondas de presión con efectos adversos sobre la bomba. Entre las consecuencias negativas de este fenómeno llamado cavitación están: la aparición de ruido y vibraciones, el bloqueo del flujo, la erosión y rotura de los elementos de bombeo.

1.5.1. La relación entre el NPSH y la cavitación.

Para que no ocurra la cavitación es necesario que la presión estática en cualquier zona del interior de la bomba sea superior a la presión de vapor. Todo ello está muy relacionado con el concepto de *NPSH* que se define a continuación.

La palabra NPSH proviene de las iniciales en Inglés de Net Positive Suction Head (Altura Neta Positiva de Aspiración). Para estudiar el NPSH se utilizan dos puntos de vista: el de la bomba y el del sistema de tuberías. A continuación, se definen los dos conceptos, es decir el del NPSH disponible ($NPSH_A$) en el sistema y el del NPSH requerido por la bomba $NPSH_R$.

Se define al NPSH requerido ($NPSH_R$) como el valor mínimo de NPSH, dado por el fabricante, que tiene que haber en la succión de la bomba para que no ocurra la cavitación. De lo anterior se deduce que, para evitar que aparezca la cavitación, el $NPSH_A$ deberá ser siempre mayor que el $NPSH_R$. La figura 1.4 muestra el $NPSH_R$ y el $NPSH_A$ de un sistema. En este caso existe cavitación para flujos mayores a 70 m^3/h , ya que en este momento el $NPSH_A$ se hace menor que el $NPSH_R$.

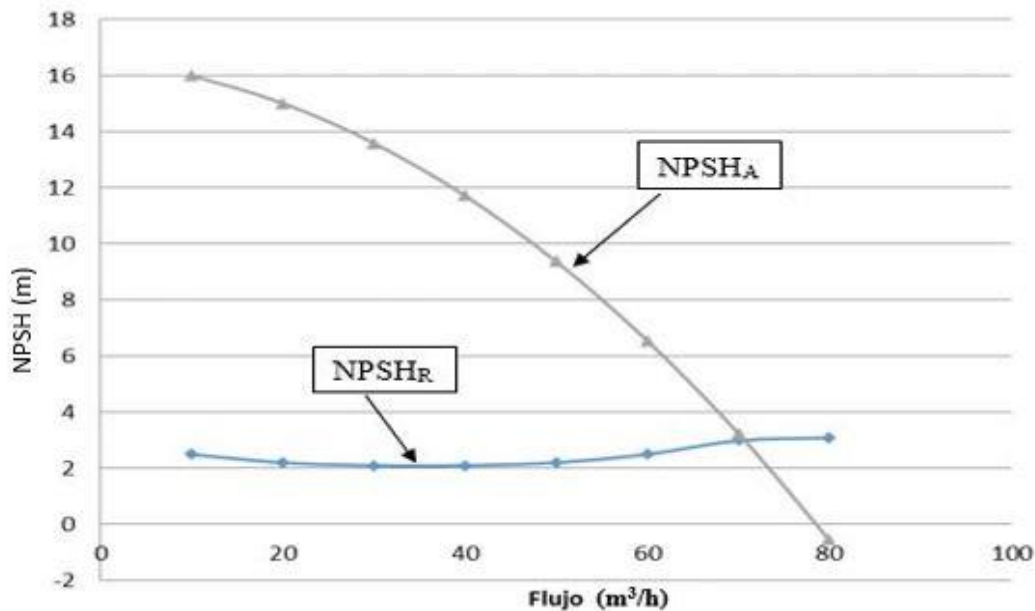


Figura 1.4 NPSH disponible y requerido para un conjunto bomba-sistema de tuberías.
(Elaboración propia)

1.6. Pérdidas por aumento de la fricción en tuberías.

Las características del flujo de un líquido en una tubería varían con la velocidad. Cuando la velocidad es muy lenta el flujo es viscoso. En estas condiciones, el efecto es el de cilindros concéntricos de líquido cizallando unos a través de otros en forma ordenada. La mayor velocidad es en el centro de la tubería; la velocidad cae a cero en las paredes de la tubería. Con agua, el flujo viscoso ocurre cuando la velocidad promedio es muy baja. En consecuencia, el flujo viscoso con agua raras veces se encuentra en aplicaciones normales. Al aumentar la velocidad promedio del líquido, el flujo se vuelve turbulento. En condiciones de flujo turbulento, la velocidad axial medida a través del diámetro del tubo es más uniforme que en el flujo viscoso; el flujo es viscoso en un área adyacente a las paredes del tubo. La velocidad promedio a la que cambia el flujo de viscoso a turbulento no es absoluta; hay un margen crítico en el que el carácter del flujo puede ser de cualquiera de los dos tipos. (Carter, 1968)

El flujo de cualquier líquido está acompañado de dos tipos de fricción: Fricción interna causada por el frotamiento de las partículas del fluido unas contra otras; y la fricción externa causada por el frotamiento de las partículas de fluido contra las

paredes del tubo o contra la capa estática del líquido adherido a las paredes. Se tiene que gastar energía para vencer esta fricción. (Carter, 1968)

Si el flujo es turbulento, la fricción desarrollada dependerá en parte de la rugosidad de las paredes. Debido a que las superficies interiores de los tubos del mismo material son prácticamente las mismas cualquiera que sea el diámetro, las tuberías más pequeñas son relativamente más ásperas que las grandes. Así, para velocidades iguales, mientras mayor sea la tubería menor será la pérdida por fricción. La rugosidad de la pared del tubo también dependerá del material del que está hecho el tubo y, después que éste ha estado en servicio, de cualquier cambio que ocurre en la superficie interior. (Carter, 1968)

Se han hecho numerosos estudios y experimentos de fricción en tuberías y se cuenta con gran número de tablas y cartas. Las tablas de Williams y Hazen son de las primeras normas para agua y se han encontrado especialmente verídicas para tuberías de hierro colado de diámetro de 7,2 cm o más grande. Estas tablas están basadas en una forma empírica que puede modificarse a la siguiente forma:

$$h_f = 82.7 * \left(\frac{Q}{C}\right)^{1.852} * \left(\frac{L}{d}\right)^{4.87} * L \quad \text{Ec1.1}$$

Donde:

h_f = pérdida de altura de elevación para la longitud L en m de agua.

Q = flujo en l/min.

d = diámetro interior de la tubería en cm

C = coeficiente de lisura

L = longitud de la tubería en metros.

El coeficiente C es un índice de lisura de la superficie interior del tubo (mientras más lisa sea la superficie interior de la tubería, más alto será el valor de C), y la selección del valor apropiado de este coeficiente determinará la precisión de la pérdida de altura de elevación calculada para cualquier problema. Para tubería de hierro fundido nueva sin forro, una C de 130 es el valor común, pero se han encontrado algunas tuberías nuevas en las que las pérdidas de altura de elevación por fricción indican valores de C de 140 o más altos. Las tuberías cubiertas en el interior para dar una superficie más lisa, naturalmente tienen un valor C más alto. También hay registros de tuberías

hecha con lámina metálica y de cemento muy liso que tienen valores de C de 145 a 150 o más altos. (Carter, 1968)

La mayoría de las tuberías se deterioran con el tiempo y, por lo tanto, los valores de C se vuelven más bajos. Esta disminución en el valor de C o aumento en la pérdida de altura de elevación por fricción, depende del material de la tubería, del recubrimiento de ella (si se usa), y del carácter del agua. Por lo tanto, cualquier valor de C seleccionada para la tubería usada representa una pura adivinanza. (Carter, 1968)

Cuando se hace necesario definir las pérdidas de altura de elevación por fricción en esas tuberías, se deberá hacer una prueba, si es posible, para encontrar la pérdida por fricción a alguna capacidad conocida, para poder aproximar el coeficiente. Si no se puede hacer esa prueba, es conveniente alguna guía para indicar el cambio promedio de C con el tiempo. El Anexo 1 muestra una carta técnica de los coeficientes que podrían esperarse para tuberías de hierro colado que manejan agua dulce y limpia sin filtrar.

Se ha encontrado que las tuberías que llevan agua que ha sido filtrada pero que no se ha tratado químicamente, se deterioran menos rápidamente que las que manejan agua sin filtrar. Las aguas tratadas químicamente algunas veces se ha encontrado que producen más corrosión en la tubería que las aguas sin tratar. El agua estancada o salobre generalmente produce un aumento de tuberculización. Se ha encontrado que algunas aguas moderadamente duras causan un deterioro lento.

Por otra parte, también pueden depositar carbonato de calcio en el interior de la tubería, reduciendo así su tamaño y aumentando su rugosidad. Las tuberías de cemento liso y las recubiertas con cemento se ha visto que conservan un alto valor de C durante muchos años. (Carter, 1968)

Todas estas posibilidades hacen difícil seleccionar, con cierta seguridad de precisión, el coeficiente apropiado, por lo que cualquier guía debe usarse con reservas.

En estudios importantes con frecuencia se puede localizar una instalación similar y usar las pérdidas de altura de elevación obtenidas en esa instalación como guía.

1.7. Sistema de tuberías-equipo de bombeo que traslada el turbocombustible Jet A1 desde intermedio hasta almacenamiento final.

El sistema cuenta con tuberías de succión que van desde título TK 40 (Anexo 2) donde se encuentran dos depósitos de 700 m³ (Anexo 3) que almacenan el combustible recién procesado. De estos depósitos se extrae el combustible por medio de una bomba de fabricación soviética HK-35-65-70 (Anexo 4) con impelente del tipo 1a (Anexo 5), la cual posee un respaldo con similares características; las bombas se encuentran ubicadas en el título 51 (T 51) (Anexo 6) y su posición se conoce como P51-1011 y P51-1011A (Anexo 7). Estas bombas extraen el fluido y lo envían a la posición título TK25 (Anexo 8) donde se encuentran los tanques de almacenamiento final de 5 000 m³ (Anexo 9). El sistema actualmente posee más de 30 años en explotación por lo que se debe analizar detalladamente el sistema utilizando como guía los datos del fabricante para la máquina y los estándares internacionales para tuberías teniendo en cuenta que ambos pueden estar modificados.

1.8. Sustitución de bombas HK en el Título 51 con el objetivo de satisfacer las demandas de la planta.

La situación que se presenta a continuación está documentada en la empresa, con fecha del 23 de mayo del 2007, este es una recomendación realizada por el tecnólogo del área, donde el mismo luego de un análisis propone la sustitución de la bomba HK 35-65-70 de impelente 1a ubicada en la posición P51-1005 por la HK 35-65-125 con el impelente 1B (Anexo 10); ya que la primera no entregaba la presión requerida.

En las corridas llevadas a cabo en la Refinería donde trabajó la sección 200 (desde 1993 hasta el 1995) se presentaron dificultades con el inyector de la fracción 70 -180⁰ al hidrofinador por la baja presión con que llegaba el inyector al tambor D-01-201 (Anexo 11), lo cual provocaba operar el tambor a 2 kg/cm² para poder mantener un alto suministro de materia prima a la planta, constituyendo esto una violación de la carta tecnológica para esta instalación y llevando poco a poco a una parada por emergencia por daños mecánicos a la P-01-201 (Anexo 12) porque ésta viene diseñada para una presión de succión de 5 kg/cm².

La P-51-1005 y P-51-1005A poseen una bomba HK 35-65-70 con un motor acoplado marca BAO 72 - 2 de 3530 rpm y una potencia de 30 kW.

Para tener más argumentos el documento refiere que se realizó una evaluación del sistema de tuberías para calcular la carga del sistema a las siguientes condiciones que son las más severas:

1. Inyecta máximo al hidrofinador de 65 m³/h.
2. Nivel de 8 metros de altura y presión de 5 kg/cm² en el D-01-201.
3. Densidad de 768 kg/m³ (aproximadamente la de la fracción 70-180⁰ con crudo merey-16 y mesa-30 según el simulador).
4. Nivel en tanques de Título 37 (succión de las bombas) (Anexo 13) de 1 metro de líquido.

Luego de obtenida la carga total del sistema a diferentes flujos para los anteriores requisitos se graficó la curva de carga contra flujo del sistema. Después utilizando las curvas del fabricante se obtuvo el punto de operación para la bomba que se encontraba instalada y se determinó lo siguiente:

$Q=26 \text{ m}^3/\text{h}$, $H=85 \text{ m}$, $N=15.5 \text{ kW}$, $\eta=40\%$.

Estas cifras eran insuficientes ya que ese proceso necesita una bomba que entregue un flujo de 65 m³/h y vencer una carga de 135 m.

Al llegar a esta conclusión y utilizando el catálogo de bombas HK se realiza el procedimiento anterior para la bomba inmediata superior de la serie: la HK 35-65-125.

El fabricante suministra las curvas para tres tipos de impelentes: 1B ($D_2 = 288\text{mm}$), 1B ($D_2 = 272\text{mm}$) y 1Γ ($D_2 = 252\text{mm}$), pero para 2 950 rpm (50 ciclos) y debemos transformar los valores de flujo, carga y potencia para 3530 rpm (60 ciclos), los números de η se mantienen iguales para los puntos homólogos, esta operación para cada tipo de impelente (1B, 1B y 1Γ), además de calcular la potencia consumida por la bomba operando con gasolina y no con agua.

Con las curvas carga contra flujo, potencia contra flujo y eficiencia contra flujo para las variantes de impelente antes mencionadas se obtienen los puntos de operación de la bomba como si estuviera trabajando con cada uno de los impelentes según detalla

la tabla 1.3:

Tabla 1.3 Datos de los puntos de operación de las variantes de impelente seleccionadas (Documentación de la Empresa)				
TIPO DE IMPELENTE	PUNTO DE OPERACIÓN DE LA BOMBA			
	Q (m ³ /h)	H (m)	N (kW)	η (%)
1B(D ₂ =288mm)	75	154	45	52
1B(D ₂ =272mm)	65	135	34.8	50
1Γ(D ₂ =252mm)	55	119	27	50

El documento termina con las siguientes recomendaciones y conclusiones:

- La bomba y el motor actual son insuficientes para entregar el flujo y la carga necesarios para cumplir con los requerimientos de succión de la P-01-201(Inyector al hidrofinador).
- El impelente de la bomba actual es del tipo 1a con diámetro 245 mm y ancho del canal 11.82 mm, el cual ofrece mayor flujo y carga para la bomba instalada en estos momentos por lo que se sugiere otra bomba para esta posición.
- Se propone montar dos bombas del tipo HK 35-65- 125.
- Se aconseja montar en cada HK 35-65-125 un impelente de tipo 1B (D₂ =272mm) ya que es el adecuado tanto para el flujo como para la carga pedida, además, con este impelente el consumo de potencia del motor eléctrico es inferior a 40 kW y no se tendrá que cambiar el cable y los dispositivos eléctricos en el cuarto de control de motores (CCM) según los especialistas eléctricos consultados. El impelente 1B (D₂ =288mm) provoca un consumo mayor y entonces lleva un motor de 55 kW. El otro, el 1Γ (D₂ =252mm) presenta un flujo y carga insuficiente (no es el apropiado).
- Impelentes del tipo 1B (D₂ =272mm) se puede tomar de los siguientes equipos: De la P-51-1010 o 1010 A tomar un impelente 1B (D₂ =288mm) y rebajarlo hasta las dimensiones del B, para el otro impelente, tomar el de la P-56-1051/A (se desmontó para colocar una bomba de tornillo) que es también 1B (D₂ =288mm) y reducirlo hasta 1B (D₂ =272mm).
- Como se ha explicado anteriormente el motor eléctrico indicado para

acoplarse a estas bombas es el BAO 81-2 de 3530 rpm, $\eta=0.89$ y consumo de 40 kW.

La recomendación de sustituir la bomba por la HK-35-65-125 con el impelente 1B se encuentra funcionando en estos momentos en la fábrica, y no cumple con las demandas de la misma ya que la presión en la entrada del tambor para satisfacer la demanda de flujo alcanza valores entre 3 kgf/cm² con flujo de 63m³/h a pesar de que la condición no es crítica. Una posible respuesta a que no se logró satisfacer la carga demandada es la suposición de que las cargas por fricción en las tuberías han aumentado solamente un 10 por ciento cuando existe la posibilidad de que este sea mucho mayor.

1.9. Conclusiones parciales.

- Se debe analizar el uso de métodos de regulación en el sistema, ya que en caso de ser necesario se podría realizar un análisis costo-beneficio del método más eficiente.
- Las caídas de flujo vinculada con caídas de presión podrían estar dadas por el fenómeno de la cavitación, por lo que analizar con profundidad el tema de la cavitación podría dar respuesta a la problemática actual.
- Los años de explotación de las tuberías podrían estar provocando cargas por fricción adicionales al sistema.
- La sustitución de la bomba por una de mayor capacidad podría ser la solución al problema planteado como demuestra el estudio realizado a las P 51-1005 y P 51-1005A.

CAPÍTULO 2. CÁLCULO TEÓRICO DEL IMPELENTE - SISTEMA DE BOMBEO CON UNA Y DOS SUCCIONES.

Introducción del capítulo

En este capítulo se calcularán los parámetros del impelente que se encuentra actualmente operando en la bomba, a partir de los parámetros geométricos dados por el fabricante en los planos. Con las características de la bomba obtenidas de las curvas del fabricante y con las del sistema obtenidas a partir del análisis real de la instalación se determinará el punto de operación, para una y dos tuberías de succión.

2.1. Parámetros geométricos de la variante de impelente 1a de la bomba HK35-65-70.

El anexo 5 presenta los parámetros geométricos de los impelentes de la variante de rotor 1 (impelente 1) de la bomba HK 35-65-70, entre ellos el 1a. La tabla 2.1 resume los diámetros de entrada y salida, el ancho del canal, el flujo entregado y las revoluciones reales de la máquina.

Tabla 2.1 Datos iniciales para aplicar la elaboración de los triángulos de velocidades del impelente (Elaboración propia).	
Caudal Q (m ³ /h)	60
D_2 Diámetro de salida (m)	0,245
D_1 Diámetro de entrada (m)	0,11
ancho del canal B (m)	0,012
Revoluciones de trabajo (rpm)	3530

2.1.1. Determinación de los triángulos de velocidad del impelente.

A partir del flujo, velocidad de rotación de la máquina, diámetros y los planos del impelente se elabora un diagrama de velocidades, según lo indicado en la figura 2.1.

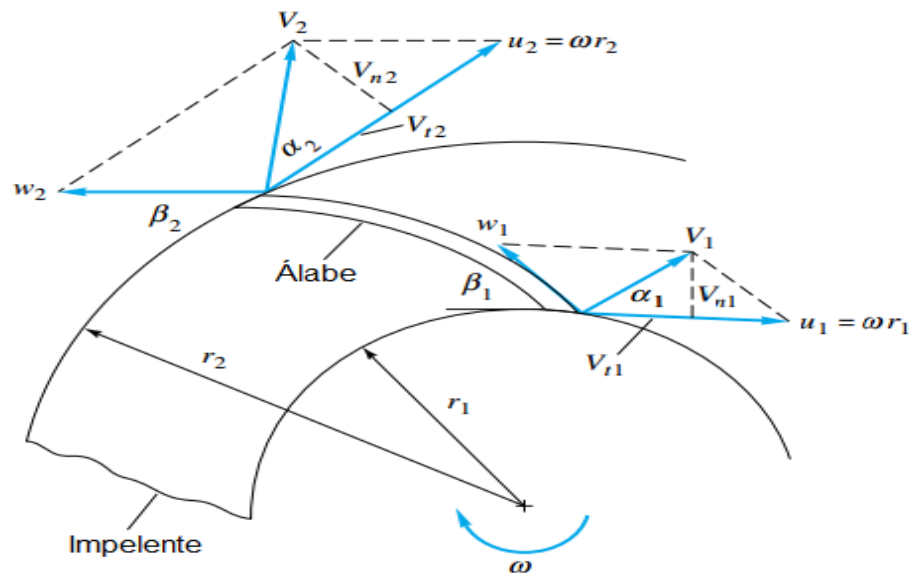


Figura 2.1 Paralelogramos de velocidad a la entrada y la salida de los canales interálabe.
(White, 2003)

Donde:

w : Velocidad angular.

u_1 : Velocidad tangencial del impelente.

w_1 : Velocidad relativa a la superficie del álabe.

$V_1 = C_1$: Velocidad absoluta del fluido.

$V_{n1} = C_{r1}$: Componente radial de la velocidad absoluta.

$V_{t1} = C_{1u}$: Componente tangencial de la velocidad absoluta.

β_1 : Ángulo comprendido entre W y u_1 .

α_1 : Ángulo comprendido entre C y u_1 .

*Nota aclaratoria*¹

¹ El número 1 corresponde a los parámetros de entrada del impelente y 2 a los de salida.

Para la metodología de cálculo, se debe plantear la determinación de la componente radial de la velocidad absoluta (C_{2r}) mediante la Ec 2.1:

$$C_{2r} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} \quad \text{Ec 2.1}$$

$$u_2 = \frac{\pi * \text{rpm} * D_2}{60} \quad \text{Ec 2.2}$$

$$w_2 = C_{2r} / (\text{Seno}(\beta_2)) \quad \text{Ec 2.3}$$

$$C_{2u} = u_2 - C_{2r} \cot \beta_2 \quad \text{Ec 2.4}$$

Con los valores de estas dimensiones se calcula la carga teórica infinita $H_{t\infty}$:

$$H_{t\infty} = \frac{u_2 C_{2u} - u_1 C_{1u}}{g} \quad \text{Ec 2.5}$$

Donde:

g : Gravedad (m/s^2)

Luego se calcula la carga real:

$$H_r = \eta_h \cdot \mu \cdot H_{t\infty} \quad \text{Ec 2.6}$$

Donde η_h : es el rendimiento hidráulico que se estima entre 0.7 y 0.8 y μ : coeficiente que toma en cuenta el número finito de álabes, este último puede ser determinado por la Ec 2.7.

$$\mu = \frac{1}{1 + (2 * \frac{\psi}{Z * (1 - (\frac{D_2}{D_1})^2)})} \quad \text{Ec 2.7}$$

$$\psi = 0.55 + 0.6 * \text{seno}(\beta_2) \quad \text{Ec2.8}$$

Con la carga real se calcula la potencia real (N):

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 * \eta_b} \quad \text{Ec 2.9}$$

η_b : eficiencia de la bomba al flujo de trabajo.

La potencia calculada es la potencia mecánica, por lo que si se quiere comprobar si el motor puede satisfacer esta potencia eléctricamente es necesario tener en cuenta la eficiencia del motor eléctrico η_m . Utilizando la Ec 2.10 se puede obtener la potencia eléctrica demandada por el motor.

$$N_m = \frac{N}{\eta_m} \quad \text{Ec2.10}$$

2.1.2. Velocidades y parámetros de trabajo por métodos matemáticos, a partir del método gráfico.

A partir de las ecuaciones Ec 2.1 y Ec 2.2 se calculan los valores de C_{2r} y u_2 , del anexo 5 se conocen las características de los álabes, conocido esto se modela geométricamente, utilizando como herramienta Autocad 2016 se busca el ángulo β_2 el cual se emplea para calcular w_2 por medio de la ecuación Ec 2.3 y C_{2u} por la ecuación Ec 2.4.

Para evitar errores en este método se utilizaron dos vías, el método gráfico que consiste en representar a escala real los triángulos de velocidad y utilizando la herramienta Excel, la trigonometría, ángulos del método gráfico y los datos ofrecidos en la tabla 2.1 se obtuvo un método analítico.

Luego se utilizan las ecuaciones Ec2.5, Ec2.6, Ec2.7, Ec2.8 y Ec2.9, estas dependen directamente de los valores ya calculados y otros datos como son la densidad del fluido, eficiencia del equipo de bombeo (η_b), ancho del canal (B), número de álabes y se asumirá un rendimiento hidráulico (η_h), con el objetivo final de determinar la potencia mecánica requerida y la carga.

2.1.3. Resultados obtenidos del método analítico y geométrico de los parámetros del impelente.

La tabla 2.2 muestra los parámetros iniciales a utilizar, tanto para el método analítico, como para el gráfico. La densidad utilizada en este cálculo para el turbocombustible Jet A1 es la mayor que puede alcanzar el fluido y mantenerse en los estándares de calidad.

Tabla 2.2 Parámetros iniciales para el cálculo (Elaboración propia).	
Flujo Q (m ³ /h)	60
D ₂ Diámetro de salida (m)	0.245
D ₁ Diámetro de entrada (m)	0.107
Densidad (kg/m ³)	840
Eficiencia al flujo deseado	0.55
ancho del canal B (m)	0.01182
Velocidad de la máquina (rpm)	3 530
Z (Número de alabes)	8
Rendimiento hidráulico (n _h)	0.8

La figura 2.2 muestra los valores finales de la conformación del triángulo de velocidad a la entrada del impelente, mientras que la figura 2.3 muestra este mismo triángulo a la salida.

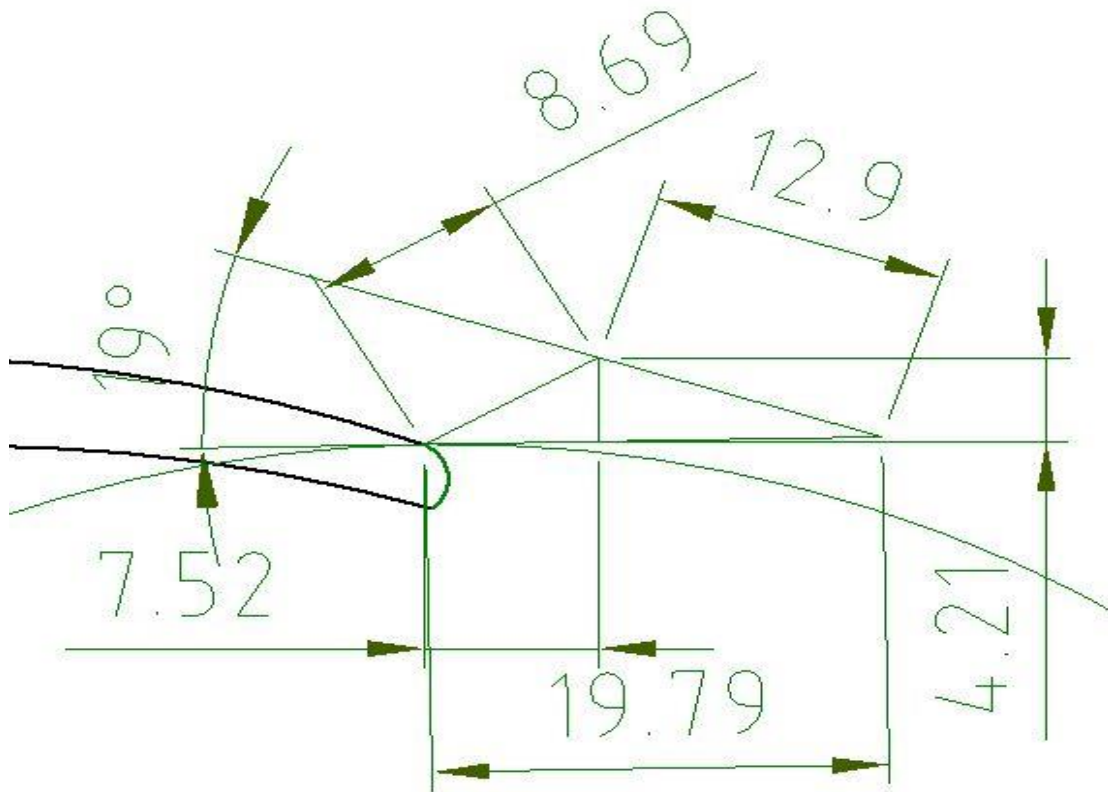


Figura 2.2 Triángulo de velocidades a la entrada del impelente (Elaboración propia).

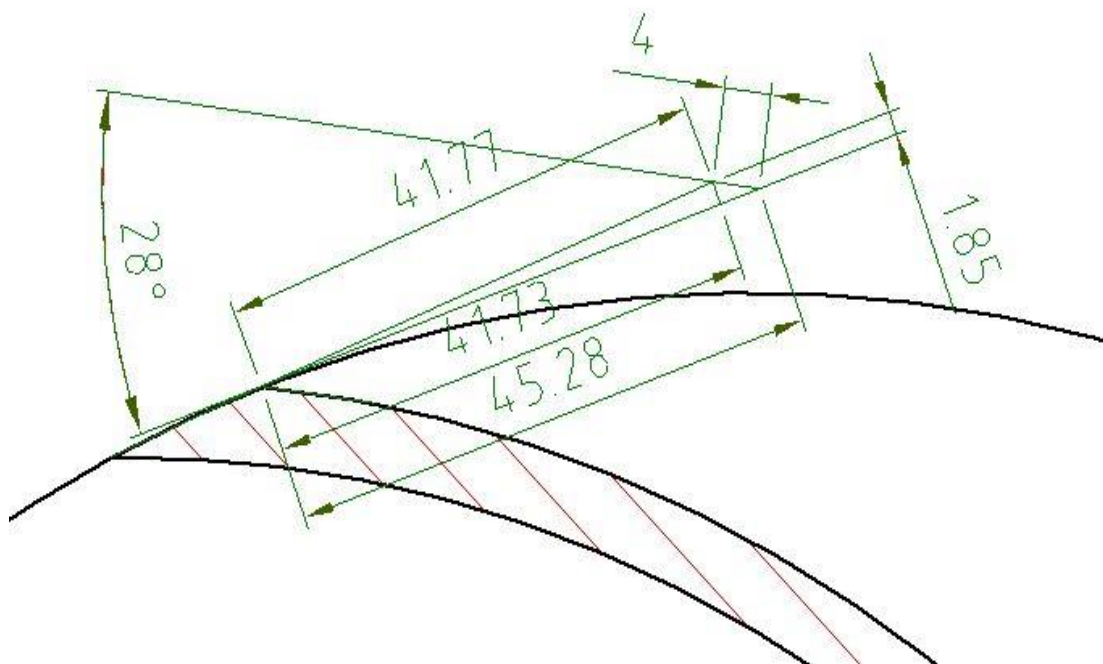


Figura 2.3 Triángulo de salida de velocidades del impelente (Elaboración propia).
La tabla 2.3 muestra la comparación entre los resultados de las velocidades obtenidas al aplicar el método gráfico y el método analítico.

Tabla 2.3 Resultado de las velocidades al aplicar ambos métodos (Elaboración propia).		
Parámetro de velocidad	Resultado por el método analítico	Resultado por el método gráfico
C_{1r} m/s	4,19	4,21
C_{2r} m/s	1,83	1,85
U_1 m/s	19,79	19,79
U_2 m/s	45,26	45,28
β_2 Grados	28	28
β_1 Grados	19	19
W_1 m/s	11,68	12,9
W_2 m/s	3,90	4
C_{2u} m/s	41,81	41,73
C_{1u} m/s	8,74	7,52
C_2 m/s	41,85	41,77
C_1 m/s	9,70	8,69
α_1 m/s	24,77	24
α_2 m/s	2,51	2

Como se puede observar los resultados de ambos métodos no difieren demasiado, por lo que podría ser utilizado el método analítico en caso de ser necesario para elaborar curvas de la máquina conociendo la potencia real, presión en la succión real, presión en la descarga real y flujo real; ya que este método analítico depende solamente de los parámetros flujo Q (m^3/h), D_2 diámetro de salida (m), densidad (kg/m^3), eficiencia, ancho del canal B (m), velocidad (rpm), número de alabes (Z) y rendimiento hidráulico (η_h). Los parámetros variables serán los únicos que son imposibles de medir en la realidad, para las tuberías la rugosidad superficial y para la bomba el rendimiento hidráulico y el rendimiento total.

El resultado final del análisis se encuentra en la tabla 2.4

Tabla 2.4 Resultado final (Elaboración propia).	
Potencia mecánica necesaria N (kW)	31,03
Carga teórica infinita (m)	177,56
Carga real permisible del impelente (m)	113

2.2. Características del sistema que bombea el turbocombustible desde intermedio hasta almacenamiento final.

La figura 2.4 muestra una imagen satelital de la ubicación de los tanques de succión (Posición TK 40), descarga (Posición TK 25) y la posición de la bomba (P51-1011 y 1011A en el título 51).

El mecanismo de circulación es que desde la posición de tanques TK40, donde el turbocombustible reposa luego de la refinación, envía el fluido por medio de la bomba P51 1011 que es la encargada de succionar el fluido desde el tanque TK 40 hasta los tanques de almacenamiento de TK25. Según la imagen satelital se estima que la succión del sistema es de aproximadamente 393 m y 1 040 m a la descarga, aunque esto no es preciso ya que la planta se encuentra sobre una pendiente y existen ramificaciones que no son visibles en la imagen, por eso fue necesario medir en el terreno.

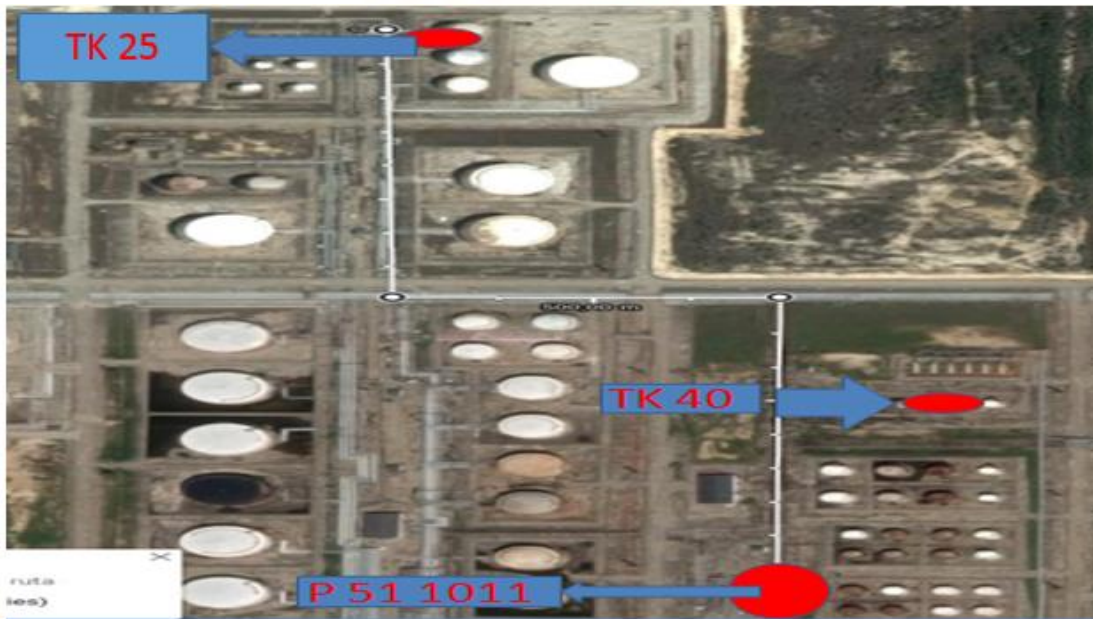


Figura 2.4 Imagen satelital del sistema de Jet A1 (Google) (Elaboración propia).

Esta imagen satelital queda simplificada a la figura 2.5 para un mejor análisis. En esta se encuentran simplificados los códigos de las tuberías tanto de succión como descarga, de los tanques y la posición de la bomba.



Figura 2.5 Simplificación de la imagen satelital del sistema de Jet A1 (Elaboración propia).

También se conoce que para el tanque de descarga la altura máxima de llenado es 10,6 m y que se encuentra a 4,21 m sobre el nivel de la estación de bombas, mientras

que la succión se vacía hasta 0,5 m con un nivel de 7,05 m sobre la estación de bombas. La figura 2.6 muestra un esquema simplificado de lo antes mencionado, donde Z_1 es la succión, Z_2 la descarga y Z_0 el nivel de la estación de bombas.



Figura 2.6 Niveles de los tanques para su análisis (Elaboración propia).

Como en los años de explotación de la planta se han realizado modificaciones, se decidió hacer un recorrido y cuantificar realmente los tipos y cantidades de accesorios por cada sección, así como rectificar longitudes y diámetros.

Para la zona de succión:

Del tanque TK40 a la P51 1011 A, se encuentra la sección de tubería 1154, esta posee una longitud de 400 m y cuenta con un diámetro de 100 mm y los accesorios referidos en la tabla 2.5. Esta sección fue repetida exactamente para agregar dos succiones al sistema.

Tabla 2.5 Accesorios de la sección de succión 1154 de diámetro 100 mm		
Tipo de Accesorio	Cantidad	Longitud (m)
Acoplamientos	3	-
Codos de 90° de radio largo	8	-
Codos de 45° de radio corto	6	-
Tees con flujo en un solo sentido	3	-
Válvulas de compuerta	3	-
Tramos rectos	-	400

De la bomba P51 1011 hasta el primer brinco existe una tubería de descarga común de 80 mm que cuenta con los accesorios de la tabla 2.6.

Tabla 2.6 Sección de descarga común a la salida de la bomba (Diámetro 80mm)		
Tipo de Accesorio	Cantidad	Longitud (m)
Válvula Cheque	1	-
Acoplamientos	1	-
Codos de 90	3	-
Tramos rectos	-	5

De esta descarga común de 80 mm parten dos tuberías de 80 mm, o sea el primer brinco, este se divide como se muestra en la tabla 2.7 y 2.8 en, sección 1110/3 y sección 1150/1.

Tabla 2.7 Accesorios de la sección 1110/3 (Diámetro 80mm):		
Tipo de Accesorio	Cantidad	Longitud (m)
Tees	2	-
Válvulas de compuerta	2	-
Codos de 90	7	-
Tramos rectos	-	220

Tabla 2.8 Accesorios de la sección 1150/1 (Diámetro 80mm):		
Tipo de Accesorio	Cantidad	Longitud (m)
Tees	3	-
Válvulas de compuerta	2	-
Codos de 45 grados radio corto	2	-
Codos de 90	6	-
Tramos rectos	-	220

De este brinco parte una sección de 465 metros y diámetro 150 mm, que sería la descarga común dos, cuenta con los accesorios de la tabla 2.9.

Tabla 2.9 Accesorios de la descarga común 2 (Diámetro 150mm):		
Tipo de Accesorio	Cantidad	Longitud (m)
Válvulas de compuerta	1	-
Codos de 90	25	-
Tramos rectos	-	465

De esta sección de descarga común parte un segundo brinco hasta TK25, la tabla 2.10 muestra los accesorios de la sección 1104/6 y la tabla 2.11 la sección 1111/1, ambas de diámetro 80 mm.

Tabla 2.10 Accesorios de la sección 1104/6 (Diámetro 80mm):		
Tipo de Accesorio	Cantidad	Longitud (m)
Válvulas de compuerta	5	-
Codos de 90	24	-
Codos de 45	4	-
Tees	5	-
Tramos rectos	-	535

Tabla 2.11 Accesorios de la sección 1111/1 (Diámetro 80mm):		
Tipo de Accesorio	Cantidad	Longitud (m)
Válvulas de compuerta	5	-
Codos de 90	22	-
Codos de 45	1	-
Tees	3	-
Tramos rectos	-	535

Además, se debe considerar como accesorios los reducidos para los cambios de diámetro.

2.3. Características de la bomba HK 35-65-70 (1a).

Las bombas HK, son bombas de fabricación soviética, estas son parte de la estructura original de la planta, la HK 35-65-70 es el modelo más pequeño. Normalmente la planta acompaña estas bombas de un motor BAO también de fabricación soviética. La figura 2.7 muestra el conjunto bomba-motor instalados en la posición P51-1011. La tabla 2.12 muestra las características de la bomba, como se puede observar el flujo es desconocido porque originalmente estas bombas no estaban diseñadas para este sistema. La tabla 2.13 muestra las características del motor eléctrico.



Figura 2.7 Bomba HK 35-65-70 con motor BAO-52-2T2 de fabricación soviéticas instalados en la posición P51-1011.

Tabla 2.12 Características de la bomba (Elaboración propia).					
Código	Marca	Producto	Temperatura de trabajo(°C)	Presión de descarga (kgf/cm ²)	Q m3/h
P-51-1011	HK-65/ 35-70-1a	RT	50	5,9	-
P-51-1011/A	HK-65/ 35-70-1a	RT	50	5,9	-

Tabla 2.13 Características del motor (Elaboración propia).								
(MARCA)	VOLT.	N(kW)	rpm	I(Amp.)	Prot.	EF%	AISL.	FP
BAO-52-2T2	440	30	3530	49	IP 54	89	F	0,91
BAO-52-2T2	440	30	3530	49	IP 54	89	F	0,91

En la marca de la bomba la simbología 1a se refiere a la clase de impelente, esto ocurre por la gran intercambiabilidad que existe entre todos los elementos de las bombas.

Las curvas ofrecidas por el fabricante para cualquier tipo de impelente de la variante HK 35-65-70 se encuentra en la figura 2.8.

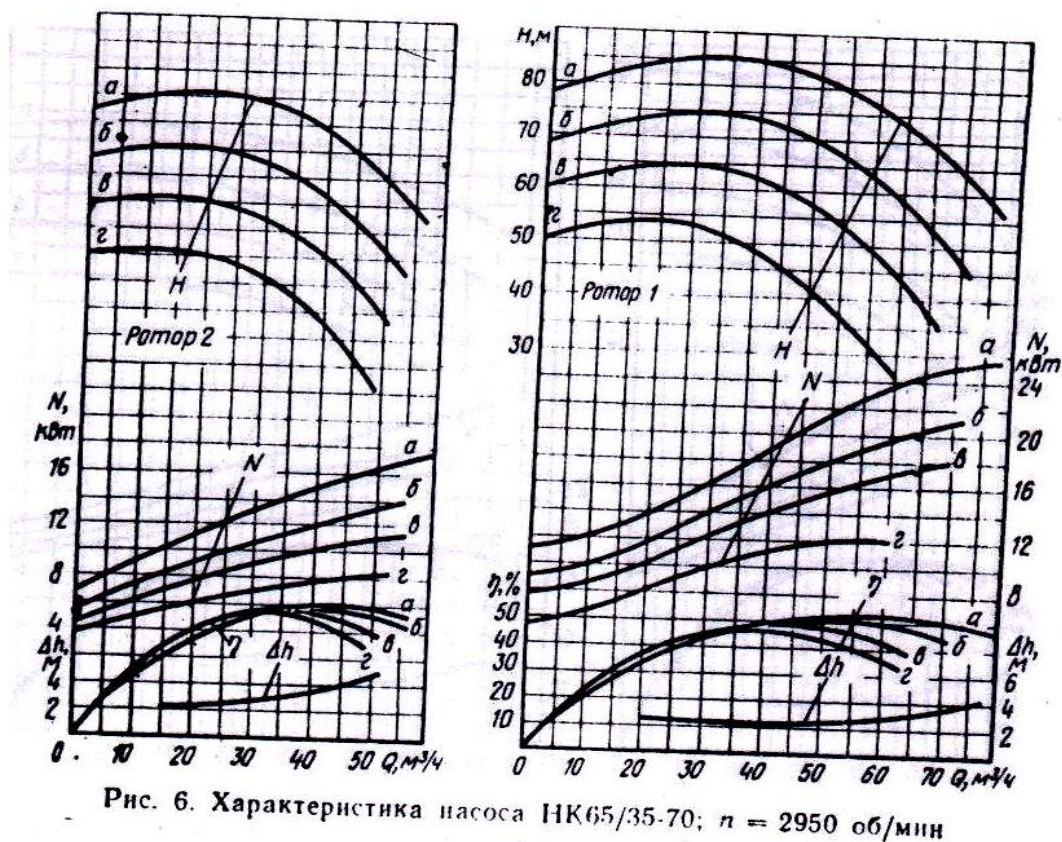


Figura 2.8 Curvas de la bomba HK 65-35-70 (ROSTOV, s.f.).

Fuente: <http://ngt-rostov.ru/tehnicheskij-katalog/pererabotka/nasosyi-neftyanyie-tipa-nk-nkv-nps.html>

La tabla 2.14 muestra los datos originales de la variante de impelente 1a de la bomba HK 35-65-70. También se muestra los parámetros a los que se hicieron estas pruebas, como son la densidad y las revoluciones de trabajo.

Tabla 2.14 Datos de la curva característica de la variante de impelente 1a de la bomba HK 35-65-70 (Elaboración propia)			
	Densidad kg/m ³	rpm	
Máquina Original	1000	2950	
Flujo (m ³ /h)	Potencia (kW)	Eficiencia	Carga (m)
10	11,17	0,2	82
20	13,08	0,35	84
30	15,44	0,45	85
40	18,46	0,49	83
50	20,57	0,53	80
60	22	0,55	74
70	24,42	0,5	64

2.4. Teoría de semejanza

La teoría de semejanza en equipos de bombeo puede ser aplicada cuando el fabricante brinda las curvas características de sus máquinas a parámetros distintos a los que se emplearan realmente como podrían ser la velocidad o el fluido que se maneja. Entre las ecuaciones que se aplican en estos casos están las siguientes:

Para calcular el flujo y la carga en la máquina modificada:

$$Q_{m.modificada} = \frac{(Q_{m.original} * rpm_{m.modificada})}{rpm_{m.original}} \quad Ec 2.11$$

$$H_{m.modificada} = \frac{(H_{m.original} * (rpm_{m.modificada}^2))}{rpm_{m.original}^2} \quad Ec 2.12$$

Donde *m. modificada* representa los valores de la máquina operando en la industria y *m. original* los valores a los que el fabricante elabora las curvas características de la máquina.

Con el flujo, carga, eficiencia de la bomba y conociendo la densidad del fluido se puede calcular la potencia por la ecuación Ec2.9. La tabla 2.15 muestra los parámetros de la curva de carga contra el flujo de la máquina luego de aplicada la semejanza.

Tabla 2.15 Curva característica de la variante de impelente 1a de la bomba HK 35-65-70 para 3530rpm y densidad 803 kg/m³. (Elaboración propia)			
	Densidad kg/m ³	rpm	
Máquina Original	803	3530	
Flujo (m ³ /h)	Potencia (kW)	Eficiencia	Carga (m)
11,97	15,37	0,20	117,41
23,93	18,00	0,35	120,28
35,90	21,25	0,45	121,71
47,86	25,40	0,49	118,85
59,83	28,30	0,53	114,55
71,80	30,27	0,55	105,96
83,76	33,59	0,50	91,64

2.5. Curva característica del sistema de tuberías.

La ecuación básica para iniciar los cálculos en el sistema de tuberías es la ecuación de Bernoulli la que plantea lo siguiente:

$$\frac{P_1}{\rho * g} + Z_1 + \alpha \frac{v_1^2}{2g} + \Delta h = \frac{P_2}{\rho * g} + Z_2 + \alpha \frac{v_2^2}{2g} + h_f \quad \text{Ec2.13}$$

Donde:

Z_1 : Altura de la succión en metros.

P_1 : Presión de la succión en Pa.

v_1^2 : Velocidad media del fluido en la toma de succión, m/s.

α : Coeficiente de Coriolis y depende del tipo de flujo que se produzca. ²

h_f : Pérdidas de presión por rozamiento en la conducción en metros.

Δh : Carga de la bomba en metros.

ρ : Densidad del fluido (kg/m³)

g : Aceleración de la gravedad (9.81 m/s²)

² Es igual a 1/2 si el flujo es laminar ($Re \leq 2000$) y vale 1 para flujo turbulento ($Re \geq 4000$)

Para obtener un valor de h_f es necesario conocer el número de Reynolds (Re) y determinar si el régimen es laminar o turbulento.

$$Re = \frac{\rho * v * D}{\mu} \quad \text{Ec2.14}$$

Donde v es la velocidad en m/s y se determina a partir de que:

$$v = \frac{Q}{A} \quad \text{Ec2.15}$$

A : Área de la sección interior de la tubería en m^2

Q : Flujo que circula en el sistema en m^3/s

μ : Viscosidad dinámica del fluido ($Pa \cdot s$)

A partir del diagrama de Moody (Figura 2.9) se puede conocer un estimado del factor de fricción (f) del sistema.

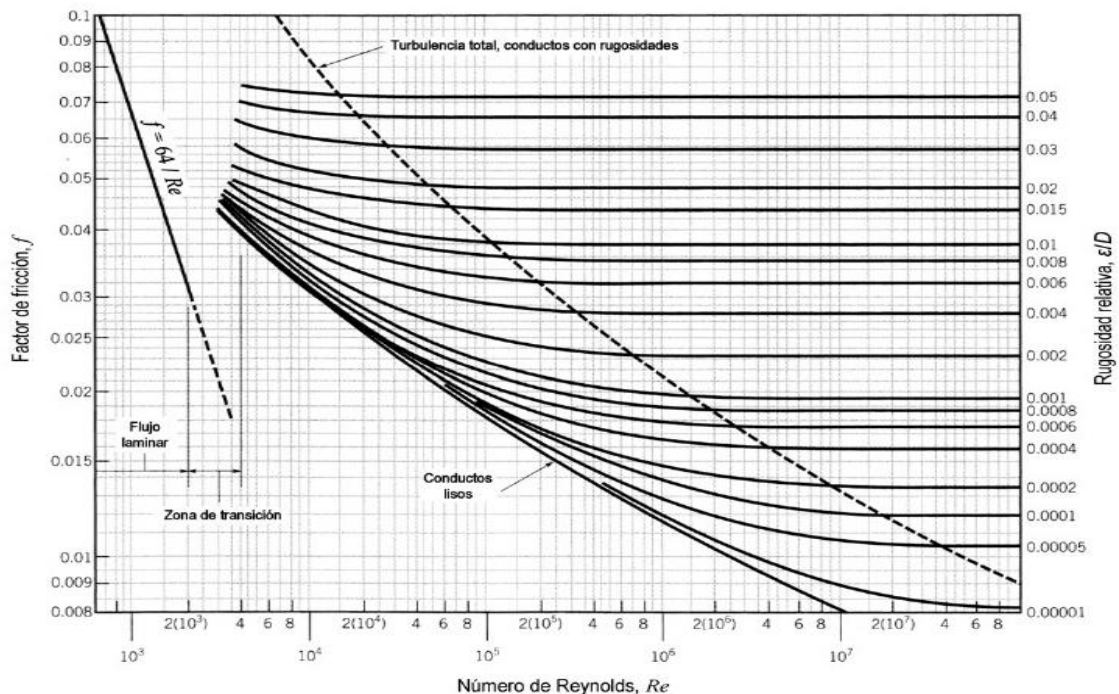


Figura 2.9 Diagrama de Moody (Streater, 2008)

Otra vía de estimar este factor es mediante la ecuación Ec 2.16:

$$f = \frac{1.325}{\left(\ln\left(\frac{\epsilon}{3.7 \cdot D}\right) + \left(\frac{5.74}{R^{0.9}}\right)\right)^2} \quad \text{Ec2.16}$$

$\frac{\epsilon}{D}$: Rugosidad relativa.

Otro elemento fundamental es el cálculo de la potencia mecánica, el cual se determinará por la Ec 2.17:

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta_b} \quad \text{Ec2.17}$$

η_b : Eficiencia de la bomba al flujo de trabajo.

La potencia calculada es la conocida potencia mecánica, por lo que si se quiere comprobar si el motor puede satisfacer esta potencia con su potencia eléctrica es necesario tener en cuenta la eficiencia del motor eléctrico η_m .

$$N_e = \frac{N}{\eta_m} \quad \text{Ec2.18}$$

Para los accesorios se utilizará el método conocido como longitud equivalente, el cual considera los accesorios a secciones de tramos rectos de tubería, para esto se utilizará la tabla 2.16.

Tabla 2.16 Equivalencia de los accesorios para el método de longitud equivalente (Crane)	
Tipo de accesorio	Longitud equivalente en diámetros de conducto, L_e / D
Válvula de globo – completamente abierta	340
Válvula de ángulo – completamente abierta	150
Válvula de compuerta – completamente abierta	8
– $\frac{3}{4}$ abierta	35
– $\frac{1}{2}$ abierta	160
– $\frac{1}{4}$ abierta	900

Válvula de verificación – tipo giratorio	100
Válvula de verificación – tipo de bola	150
Válvula de mariposa – completamente abierta	45
Codo estándar de 90°	30
Codo de radio largo de 90°	20
Codo de calle de 90°	50
Codo estándar de 45°	16
Codo de calle de 45°	26
Codo de devolución cerrada	50
Te estándar – con flujo a través de un tramo	20
Te estándar – con flujo a través de una rama	60
Uniones y acoplamientos	2.0

$$\frac{L_e}{D} = \text{valor del accesorio} \quad \text{Ec2.19}$$

Por último para las secciones que poseen dos tuberías en paralelo, en las cuales también es necesario realizar cálculos se debe tener en cuenta lo planteado por (Mott, 2008).

Si el flujo que entra es igual al que sale y se quiere conocer que flujo pasa por cada una de las secciones de tubería, se plantea que los flujos de las tuberías en paralelo están dados por la cantidad de accesorios que posea cada sección, ya que, aunque los flujos no son iguales si lo son las cargas, esto queda mejor explicado matemáticamente:

$$Q_1 = Q_a + Q_b \quad \text{Ec 2.20}$$

Q_1 el flujo que llega, Q_a y Q_b son los flujos en paralelo en los que se comparte Q_1

$$hf_a = hf_{ab} \quad \text{Ec2.21}$$

hf_a y hf_b pérdidas por fricción en cada uno de los tramos en paralelo.

$$hf_a = f_a * \left(\frac{Leq}{D} * \frac{V^2}{2 * g} \right) \quad Ec2.22$$

Si se conoce f_a por la ecuación Ec2.16 y el resto de los parámetros del análisis del sistema, se podrá determinar el flujo real que circula en tuberías en paralelo, siempre tener en cuenta que la sección con más Leq es la que posee el menor paso de flujo³.

La presión también podrá ser calculada conociendo la carga y la densidad por la Ec2.23.

$$P = \rho * g * H \quad Ec2.23$$

Conociendo esta presión a la entrada de la bomba (P_e) y la del vapor (P_v) del líquido se puede determinar el NPSH disponible del sistema mediante Ec2.24.

$$NPSH_D = \left(\frac{P_e - P_v}{\rho g} \right) \quad Ec2.24$$

La potencia eléctrica para un motor trifásico se calcula como refiere la ecuación Ec2.25.

$$N_e = V * I * \cos\theta * \sqrt{3} \quad Ec2.25$$

Donde:

V: Voltaje (V)

I: Intensidad (A)

$\cos\theta$: Factor de potencia

$\sqrt{3}$: Se utiliza para motores trifásicos

2.6. Metodología analítica para la determinación del punto de operación BEP.

La figura 2.10 muestra un diagrama de bloques donde se aprecia la secuencia para obtener el punto de operación BEP a partir de una hoja de cálculo en Excel. El mismo depende de los datos de la máquina, los cuales son proporcionados por el fabricante y

³ Las ecuaciones planteadas con subíndice a indican que se analiza una de las dos secciones de tubería, las mismas se cumplen para si existieran dos o más secciones.

los del sistema que se obtienen a partir de la documentación ofrecida por la empresa y los recorridos al sistema de tuberías.

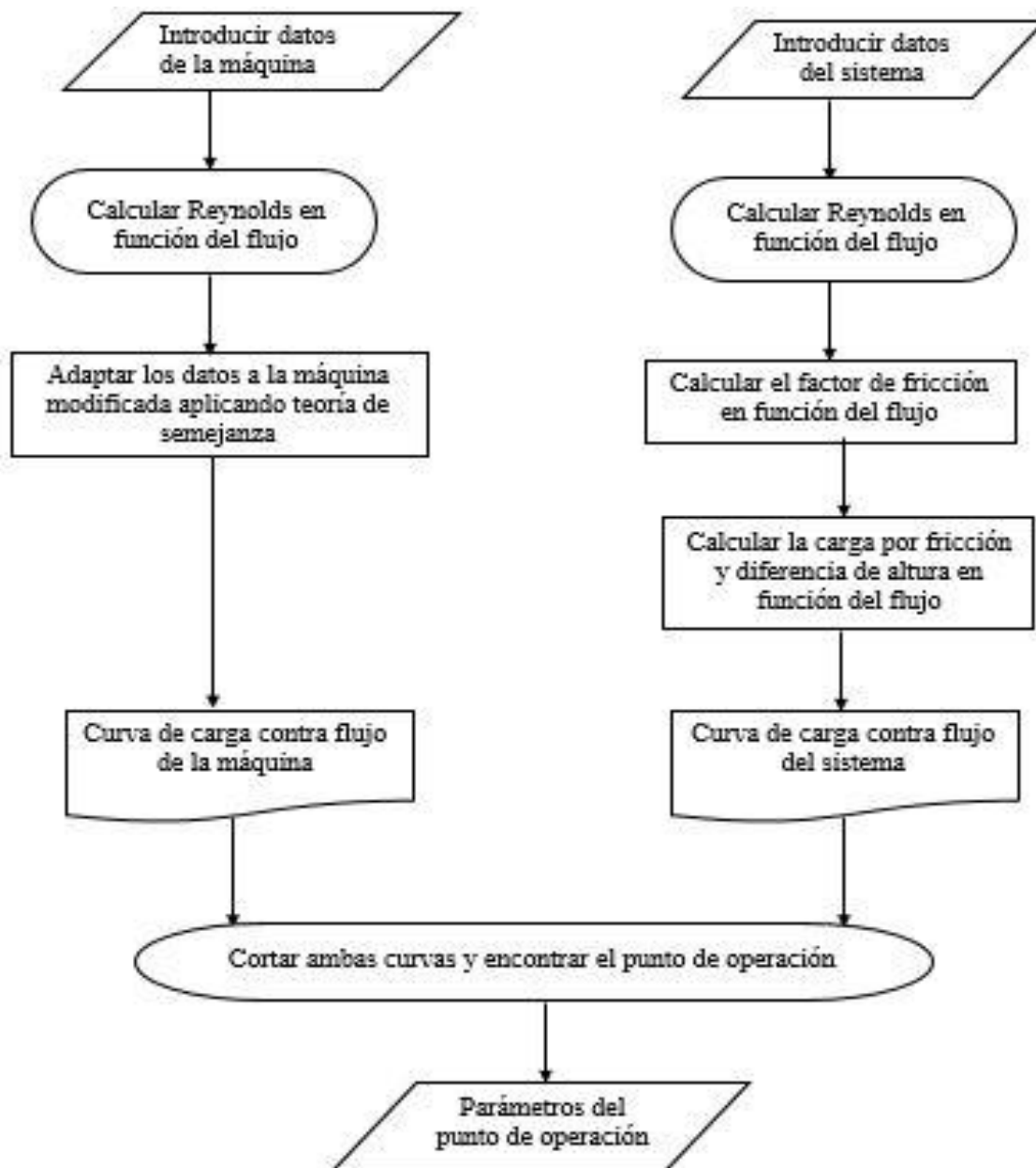


Figura 2.10 Diagrama de bloques para la obtención de los parámetros del punto de operación en hojas de cálculo de Excel. (Elaboración propia)

2.7. Propiedades del turbocombustible Jet A1.

El turbocombustible del tipo Jet A1 es una variedad de las existentes en los combustibles de aviación. Su densidad varía entre 775kg/m^3 y 840kg/m^3 , en el

estudio se utilizará 803kg/m^3 ya que es la densidad media del que se encuentra almacenado en los tanques actualmente. Se tomará una viscosidad de $0.00109\text{Pa}\cdot\text{s}$ ya que es un valor medio de la que posee el producto. La presión de vapor varía en el rango entre 14 kPa y 21 kPa a altas temperaturas este intervalo es conocido por la empresa, para este caso se trabajará con 21 kPa ya que las pruebas que se realizan al producto para determinar este parámetro es a una temperatura de 15°C . La tabla 2.17 resume las propiedades químicas con las que se trabajará el fluido en el estudio.

Tabla 2.17 Propiedades químicas asumidas del turbocombustible Jet A1			
Producto	Viscosidad $\text{Pa}\cdot\text{seg}$	Presión del vapor a 30°C bar	Densidad kg/m^3
Turbocombustible Jet A1	0,00109	0,21	803

2.8. Parámetros del punto de operación para una y dos succiones.

A partir de las ecuaciones de los acápites anteriores y el método analítico propuesto que se obtuvo a partir del diagrama de bloque, tomando como alturas de los tanques las críticas (succión con 0,5 m y descarga 10,6 m), se tomaron estas alturas ya que los problemas mayores del sistema se evidencian cuando la succión está baja y la descarga se acerca al máximo. El punto de operación se muestra en la figura 2.11 en el caso de una succión y 2.12 para el caso de dos succiones. La tabla 2.18 resume los parámetros de ambos puntos de operación y da una idea de la diferencia entre el uso de una succión o dos en el sistema. La principal diferencia se observa en la carga de la succión, ya que en el caso de dos succiones se observa que provoca baja presión y la cavitación en el sistema ya que el fabricante para este flujo de trabajo recomienda un NPSH de 3 m aproximadamente. También se observa que en el caso de una succión no existe inconveniente que evite la entrega del flujo demandado ($60\text{ m}^3/\text{h}$).

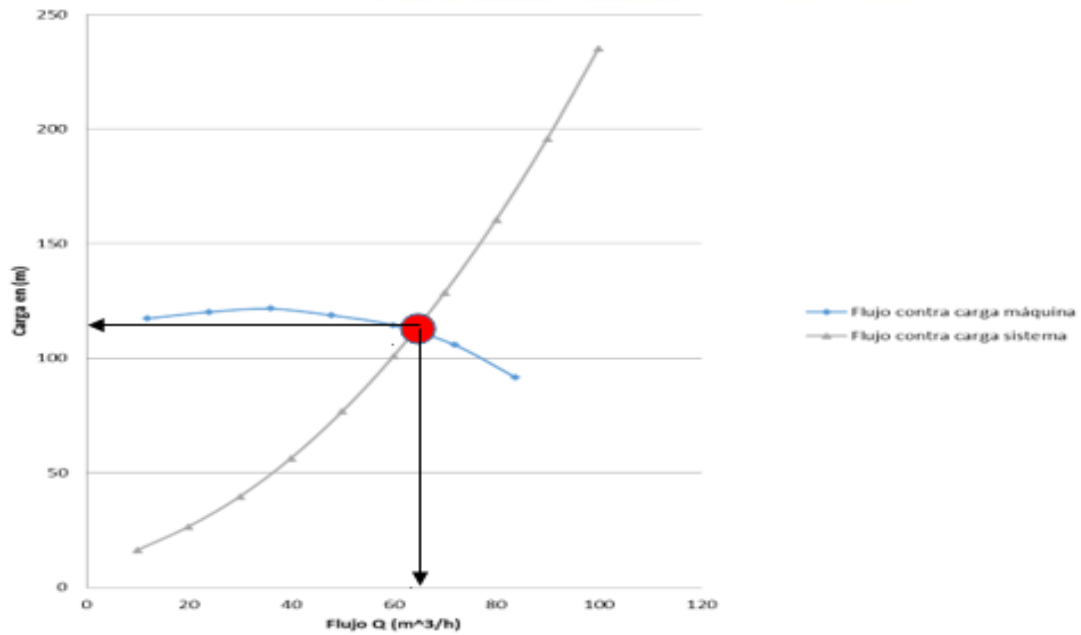


Figura 2.11 Punto de intercepción entre las curvas de la máquina y el sistema para una succión (Punto de operación) (Elaboración propia).

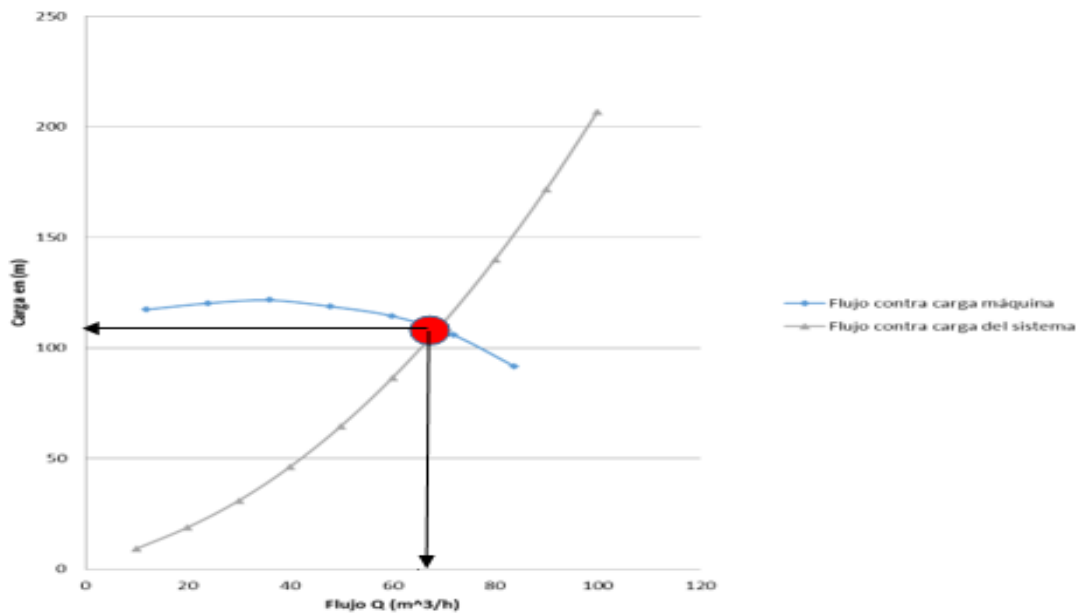


Figura 2.12 Punto de intercepción entre las curvas de la máquina y el sistema para dos succiones (Punto de operación) (Elaboración propia).

Tabla 2.18 Parámetros en el punto de operación estimados (Elaboración propia).	Una succión	Dos succiones
Presión en succión del manómetro (kgf/cm^3)	-0,11	-0,69
Presión en descarga del manómetro (kgf/cm^3)	6,89	7,84
NPSH (m)	8,63	1,35
Flujo (m^3/h)	62,70	68,00
Eficiencia	0,47	0,47
Potencia (kW)	32,88	34,35
Carga en la succión (m)	11,55	4,27
Carga en la descarga (m)	98,69	110,46

2.9. Conclusiones parciales.

1. La potencia mecánica requerida por este impelente para mover $60\text{m}^3/\text{h}$ y un fluido con densidad 803 kg/m^3 (Densidad real del turbo refinado en la planta) es de 31.03 kW aproximadamente, si se toma como referencia que posee un motor BAO de 30kW el cual por sus características constructivas alcanza su 5% de sobrecarga en 31.05kW por tanto; el impelente seleccionado, al igual que el motor poseen las propiedades necesarias para entregar un flujo de $60\text{ m}^3/\text{h}$, por lo que tendría que ser analizado el punto de operación entre la máquina y el sistema, con esto se comprobaría si la carga u otros parámetros en este punto son los que están provocando los problemas presentados.
2. Los parámetros del punto de operación teórico calculado para una succión indican que no existe ningún problema para entregar más de $60\text{ m}^3/\text{h}$, mientras que el NPSH del sistema para dos succiones indica una posible cavitación con un NPSH de $1,35\text{ m}$, por debajo de los 3 m que exige la máquina al flujo que operaría en este caso.
3. Al comparar los valores obtenidos con la realidad práctica se observa que no existe concordancia, ya que el flujo en el caso de una succión no alcanzo valores mayores de $54\text{ m}^3/\text{h}$ y llegó a operar incluso en valores cercanos a los $35\text{ m}^3/\text{h}$. Mientras que actualmente con dos succiones se logra operar con flujo de $65\text{ m}^3/\text{h}$ que en algunos casos disminuye a valores cercanos a los $45\text{ m}^3/\text{h}$.

CAPÍTULO 3. DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA REAL DE LA BOMBA, LA RUGOSIDAD SUPERFICIAL Y LAS AFECTACIONES QUE PRODUCEN EN LA OPERACIÓN, A PARTIR DE DATOS REALES.

Introducción al capítulo.

En este capítulo serán elaborados diagramas de bloque para estimar el valor real de eficiencia de la bomba, el rendimiento hidráulico real y la carga por fricción provocada por cambios en la rugosidad superficial de las tuberías, el objetivo fundamental es modificar la curva de la máquina dada por el fabricante, conocer la curva de carga contra flujo real del sistema de tuberías y encontrar el punto de operación actual del conjunto equipo de bombeo-sistema de tuberías. Como segundo objetivo, conocer la curva del sistema para seleccionar de manera eficiente un equipo de bombeo en caso de ser necesario. También se estimarán las consecuencias del aumento del nivel de incrustaciones en el filtro en cuanto a flujo, NPSH, presión en la succión y presión en la descarga. Se obtendrá un valor mínimo de presión en la succión para operar el turbocombustible Jet A1 con el objetivo de evitar la cavitación de la bomba. Debido a los años de explotación del sistema de tuberías se realizará un análisis sobre si es factible o no la sustitución del sistema en su totalidad.

3.1.Propuesta de análisis a partir de parámetros reales y datos del fabricante

En este epígrafe se elaboraron diagramas de bloque para con ayuda de Excel poder estimar el valor real de eficiencia de la bomba, el rendimiento hidráulico real y la carga por fricción provocada por cambios en la rugosidad superficial de las tuberías. Todo este análisis tiene como objetivo fundamental modificar la curva de la máquina dada por el fabricante, conocer la curva de carga contra flujo real del sistema de tuberías y encontrar el punto de operación actual del conjunto equipo de bombeo-sistema de tuberías. También como segundo objetivo estaría que al conocer la curva del sistema se podría seleccionar de manera eficiente un equipo de bombeo de manera correcta en caso de ser necesario.

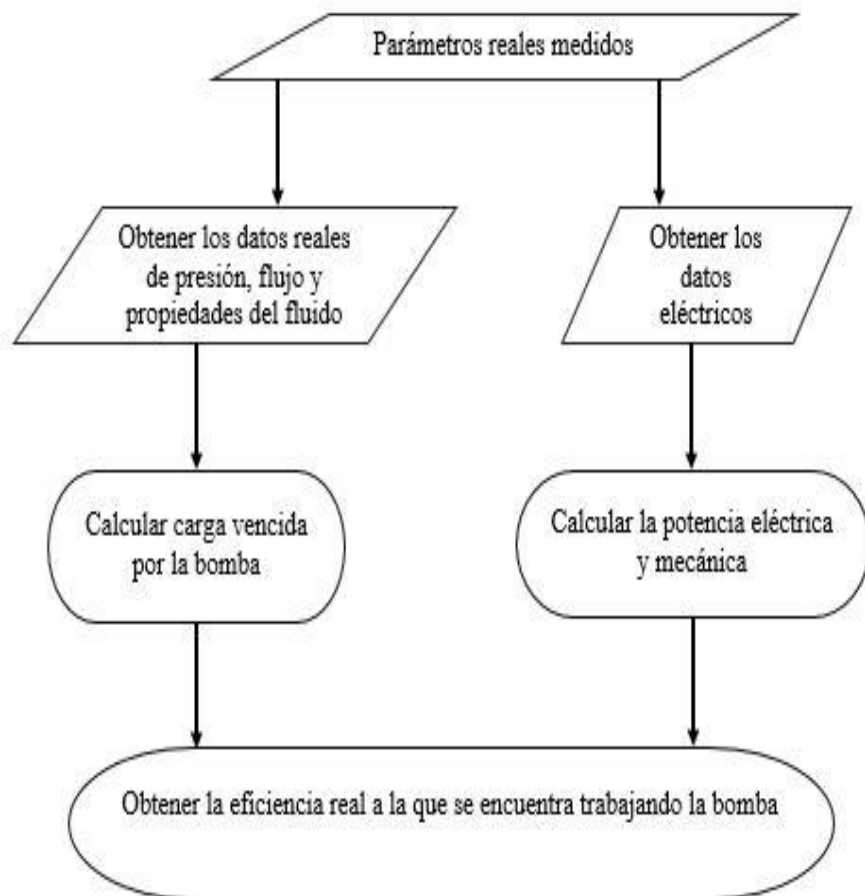


Figura 3.1 Diagrama de bloque para la obtención de la eficiencia real a la que se encuentra trabajando la bomba. (Elaboración propia)

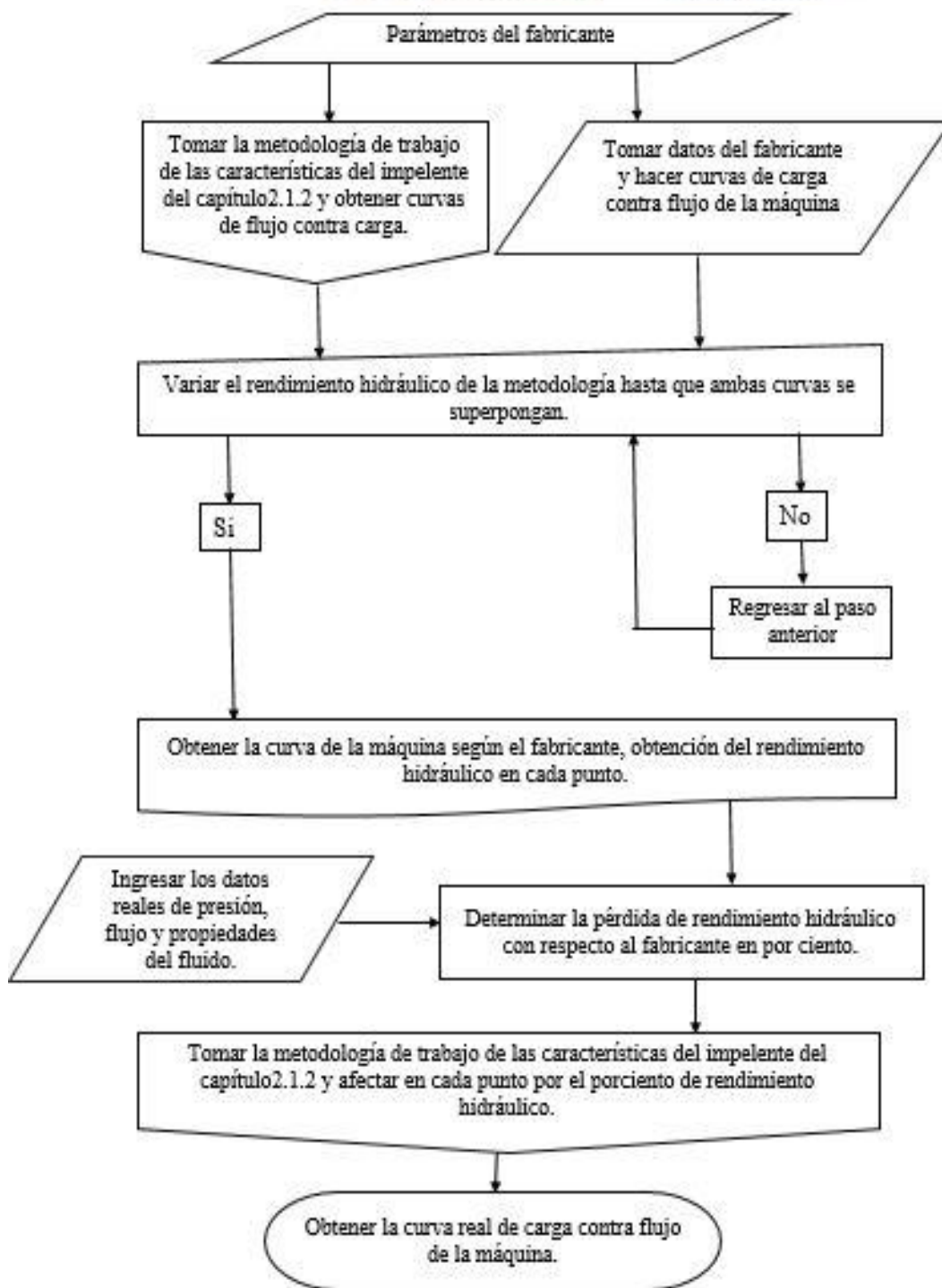


Figura 3.2 Diagrama de bloque para la obtención de la curva real de carga contra flujo de la máquina. (Elaboración propia)

Con la nueva curva de la máquina, variando la rugosidad superficial y con esta el factor de fricción, utilizando el Excel elaborado del capítulo 2.5 se busca el punto de operación, el cual debe poseer parámetros lo más cercano posible a los reales medidos.

La figura 3.3 representa un diagrama de bloque con la secuencia para obtener la rugosidad superficial media. La veracidad del valor obtenido depende principalmente de la correcta medición de los datos a introducir, ya que el valor de rugosidad obtenido corrige los errores de medición al igualar las cargas tanto en succión como en descarga al punto donde se encuentra trabajando la máquina. Este valor servirá no solo para conocer el desgaste que han sufrido las tuberías por la explotación, también permite la elaboración de cálculos teóricos.

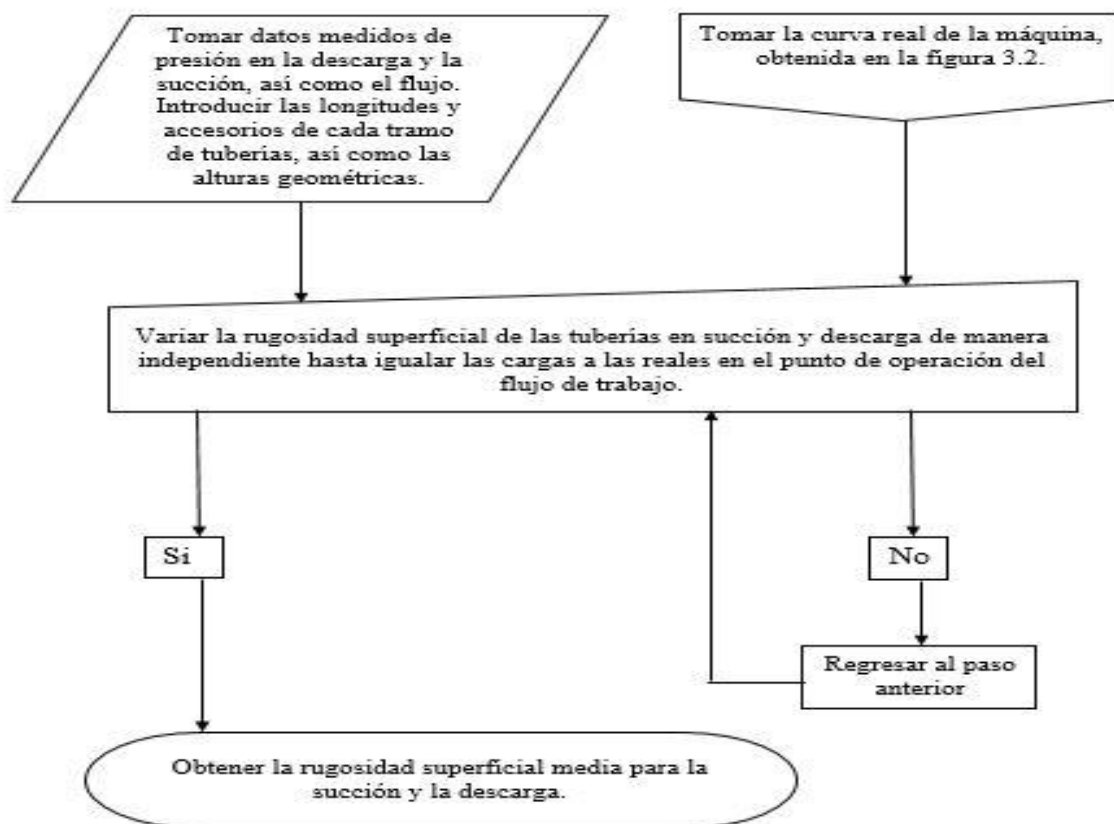


Figura 3.3 Diagrama de bloques para la obtención de la rugosidad superficial en la succión y la descarga (Elaboración propia)

3.2. Recopilación de datos eléctricos y mecánicos reales en el terreno.

Con las mediciones efectuadas del flujo, presiones y parámetros eléctricos se elaboraron las tablas 3.1 (diferencia de altura en el tiempo), tabla 3.2 (parámetros eléctricos) y la tabla 3.3 (presiones en succión y descarga). A las 11:37 fueron abiertas completamente las válvulas, se comenzaron las mediciones eléctricas y de presión. La densidad del fluido es de 803 kg/m^3 , la viscosidad de $0,00109 \text{ Pa}\cdot\text{seg}$ y la presión de vapor a 30° C es de $0,21 \text{ bar}$ como se mencionó en el capítulo anterior.

Tabla 3.1 Variación de alturas en el tanque de descarga en tiempo real; flujo real (Elaboración propia).		
Altura en mm	Hora	(FV= $0.408 \text{ m}^3 \cdot \text{mm}$)
3 879	25/01/2019 09:24	$57,528 \text{ m}^3/\text{h}$
4 021	25/01/2019 10:24	$57,936 \text{ m}^3/\text{h}$
4 163	25/01/2019 11:24	$58 \text{ m}^3/\text{h}$
4 332	25/01/2019 12:24	$63 \text{ m}^3/\text{h}$

Tabla 3.2 Parámetros eléctricos reales (Elaboración propia)	
Voltaje (V)	470
Intensidad (A)	49

Tabla 3.3 Presión real medida (Elaboración propia)	
Presión en succión kgf/cm^2	-0,35
Presión en descarga kgf/cm^2	8,5

A partir de los parámetros anteriores puede ser calculada la carga del sistema, así como otros parámetros de interés, los mismos pueden ser consultados en la tabla 3.4.

Tabla 3.4 Parámetros obtenidos de los datos reales (Elaboración propia)	Succión	Descarga
Altura del líquido (m)	5,40	4,16
Altura del tanque con respecto a Z_0 (m)	7,05	4,21
Carga por altura (m)	19,50	12,58
Carga generada por presión (m)	8,51	118,67
Pérdidas por fricción (m)	10,99	106,09
Pérdidas por fricción totales (m)	129,67	
Carga a vencer por la bomba (m)	110,17	

Al calcular la potencia se estimó que eléctricamente el motor exige 37,03 kW, lo que a 0.89 de eficiencia (eficiencia del motor eléctrico) se traduce en una demanda de potencia mecánica de 32,96 kW. El problema está en que, al determinar la potencia mecánica según las cargas, esta se calcula a una eficiencia de 0.54 (54%) según el flujo medio de $63 \text{ m}^3/\text{h}$ que se está entregando al sistema, por lo que la potencia mecánica sería realmente de 28,12 kW y al corregir esta eficiencia hasta 0,46 (46%) se logró alcanzar un valor próximo al real que está entregando el motor eléctrico (33,01kW). Esta pérdida de eficiencia está dada principalmente por una caída del rendimiento hidráulico en un 3% provocada por el funcionamiento propio de la máquina que causa la pérdida de la capacidad de carga original. El anexo 11 muestra un impelente desgastado luego de varios años de explotación.

El segundo problema detectado es el aumento de las cargas en la succión provocado por el aumento de la fricción en las tuberías debido a los años de explotación, para la succión se determinó un valor aproximado de rugosidad superficial de 0,00019 m y en la descarga 0,00033 m. Un valor bajo de rugosidad superficial en la succión está dado en este caso por presentar el filtro de succión su estado óptimo, con su menor valor de rugosidad superficial ya que una semana antes de la prueba fue necesario un mantenimiento de este elemento lo cual provocó la parada de la P51-1011A. Otra razón para un menor valor de rugosidad superficial en la succión estaría en las velocidades del fluido, ya que las tuberías de descarga son de diámetro 150 mm por lo que suponiendo un flujo de $60 \text{ m}^3/\text{h}$ la velocidad en el interior de estas sería de 0,94 m/s, mientras que la succión cuenta con tuberías de 100 mm por donde con la relación de flujo antes mencionada la velocidad del fluido sería de 2,12 m/s por lo que la succión tendría mejores posibilidades de arrastrar las irregularidades de las tuberías.

3.3. Parámetros en el punto de operación real.

La figura 3.4 muestra el punto de operación obtenido de la intersección de las curvas de la máquina y del sistema. Como se mencionó anteriormente, la eficiencia de la máquina debe haber descendido un 14% para que el punto de operación llegara a este

nivel de flujo, además la rugosidad superficial de la tubería de succión tendría que alcanzar valores de 0,00019 m y la de descarga 0,00033 m. A partir de este momento se asumirán estos valores de rugosidad superficial y se variará la eficiencia un 14% en cada uno de los puntos de flujo contra carga en la curva modificada de la máquina y el rendimiento hidráulico un 3% para acerca a la realidad el modelo planteado en Excel.

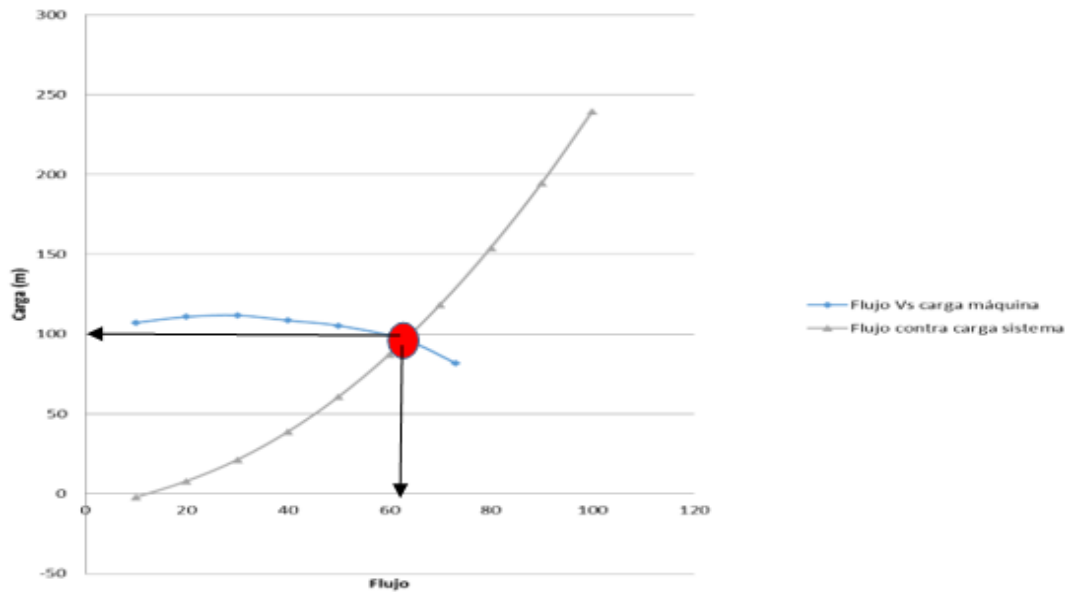


Figura 3.4 Punto de operación del sistema real (Elaboración propia).

La tabla 3.5 muestra los parámetros estimados en el nuevo punto de operación, como se muestra en la tabla los parámetros estimados son muy similares a los reales medidos.

Tabla 3.5 Parámetros estimados en el punto de operación por la simulación teórica estimada (Elaboración propia)	
Presión en succión del manómetro (kgf/cm ²)	-0,35
Presión en descarga del manómetro (kgf/cm ²)	8,54
NPSH (m)	5,57
Flujo (m ³ /h)	63,00
Eficiencia	0,47
Potencia (kW)	33,16
Carga en la succión (m)	8,49
Carga en la descarga (m)	119,12

3.4. Evaluación estimada del vaciado del tanque de succión con la descarga al máximo para encontrar problemas en la operación, condición crítica.

Aquí se pretende comparar que ocurre a partir del vaciado del tanque en la succión con la descarga al máximo. Por medio de los operadores de la bomba se conoce que en una condición de cierta altura en la succión por debajo de 5 metros y descarga casi a tope es necesario estrangular el sistema para evitar bruscas caídas de presión, en esta operación también desciende el flujo hasta cerca de los 42 m³/h. El filtro de la bomba tenía un nivel de suciedad mínimo por un mantenimiento realizado días anteriores.

Utilizando los métodos propuestos; se cambiarán las alturas geométricas de los tanques y se obtendrán nuevos puntos de operación, para así poder analizar qué ocurriría en este proceso realmente al obtener los parámetros en cada punto y comprobar si se relaciona con lo antes mencionado por el operador. La tabla 3.6 muestra las combinaciones de altura seleccionadas, esta condición ocurre cuando ambos tanques están a su máximo llenado, y mientras la succión tiene una caída de altura a razón de 1,4 m la descarga aumenta 0,28 m. Se seleccionaron estas alturas ya que es donde según los operadores ocurren las mayores caídas de presión, por lo que facilitaría encontrar el problema que se está buscando.

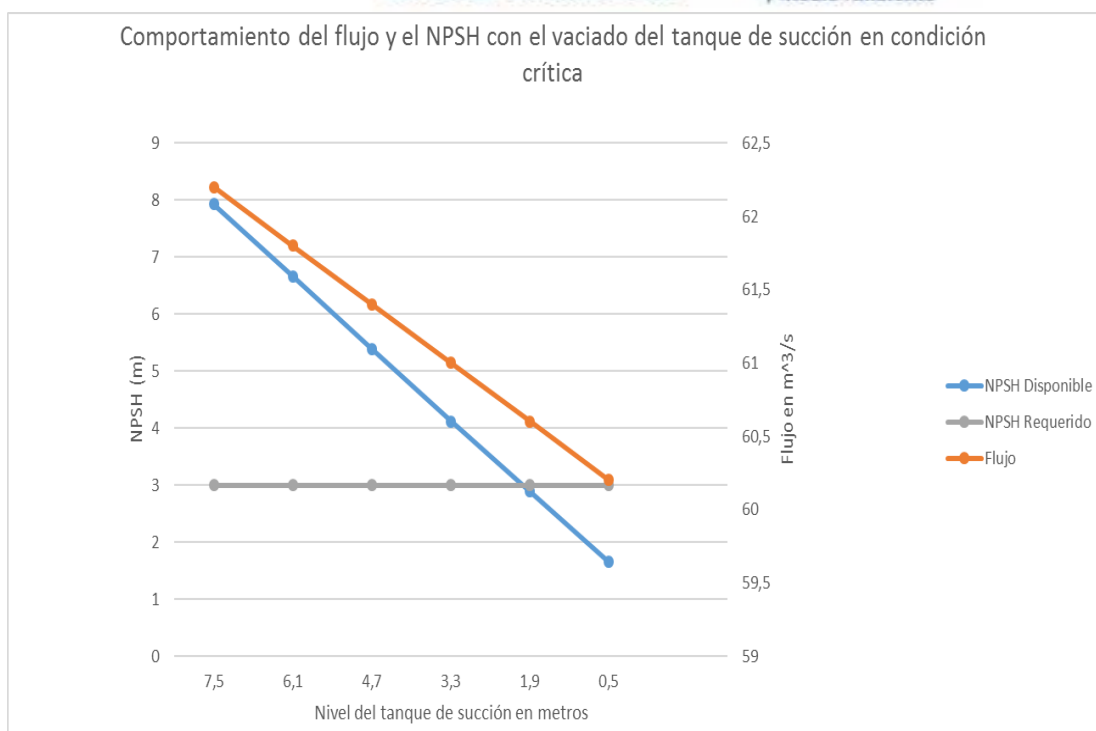
Tabla 3.6 Combinaciones de altura para simular el vaciado de la succión (en metros) (Elaboración propia)	
Altura de descarga (m)	Altura de succión (m)
9,2	7,5
9,48	6,1
9,76	4,7
10,04	3,3
10,32	1,9
10,6	0,5

3.4.1. Parámetros teóricos estimados del sistema actual.

En este acápite se evaluará el sistema con dos succiones, con la eficiencia de la bomba al 86% y la fricción estimada con anterioridad, con el objetivo de obtener puntos críticos en función de la variación de la altura de succión. Los parámetros tomados al variar las alturas en el sistema adaptado a la realidad que se busca obtener, se encuentran en la tabla 3.7. Esta tabla muestra una caída de presión muy brusca, con la caída del nivel del tanque de succión, al mismo tiempo el NPSH disponible del sistema toma niveles que al compararlos con los requeridos por el fabricante evidencia cavitación ya que para este flujo se exige aproximadamente 3 m de $NPSH_R$. También se evidencia la relación directa que existe entre la presión en la succión, el NPSH del sistema y la carga en la succión.

Tabla 3.7 Parámetros obtenidos de la simulación teórica estimada del sistema actual (Elaboración propia).						
S= Altura del tanque de succión	S=7,5	S=6,1	S=4,7	S=3,3	S=1,9	S=0,5
D=Altura del tanque de descarga	D=9,2	D=9,48	D=9,76	D=10,04	D=10,32	D=10,6
Presión en succión del manómetro (kgf/cm ²)	-0,16	-0,26	-0,37	-0,47	-0,57	-0,67
Presión en descarga del manómetro (kgf/cm ²)	8,73	8,65	8,56	8,48	8,40	8,32
NPSH (m)	7,93	6,66	5,39	4,12	2,89	1,65
Flujo (m ³ /h)	62,20	61,80	61,40	61,00	60,60	60,20
Eficiencia	0,47	0,47	0,47	0,47	0,47	0,47
Potencia (kW)	32,75	32,61	32,47	32,33	32,18	32,04
Carga en la succión (m)	10,85	9,58	8,31	7,04	5,78	4,51
Carga en la descarga (m)	121,54	120,51	119,48	118,45	117,41	116,38

La caída del NPSH disponible con respecto al vaciado del tanque se puede observar en la figura 3.5, esta muestra evidencia de lo descrito por el operador, ya que a una altura menor a 1.9 metros se refleja como el NPSH toma valores por debajo de lo requerido, lo que obligaría a utilizar la estrangulación para evitar el fenómeno. Esta situación podría darse en ocasiones, a mayor nivel del tanque de succión debido a un aumento de las incrustaciones del filtro.



**Figura 3.5 Comportamiento del flujo y el NPSH en función del vaciado del tanque de succión.
(Elaboración propia)**

3.5.Comparación entre el uso de una y dos succiones.

Desde la instalación de la segunda succión los operadores refieren que ha existido un aumento de flujo, objetivo que se perseguía, pero al mismo tiempo han surgido problemas frecuentes de caída de presión, hecho que no ocurría con anterioridad.

La figura 3.6 muestra en forma de gráfico un resumen de los datos obtenidos de la evaluación de los parámetros básicos para una y dos succiones en condición crítica (succión a 1 metro y descarga a 10.6)

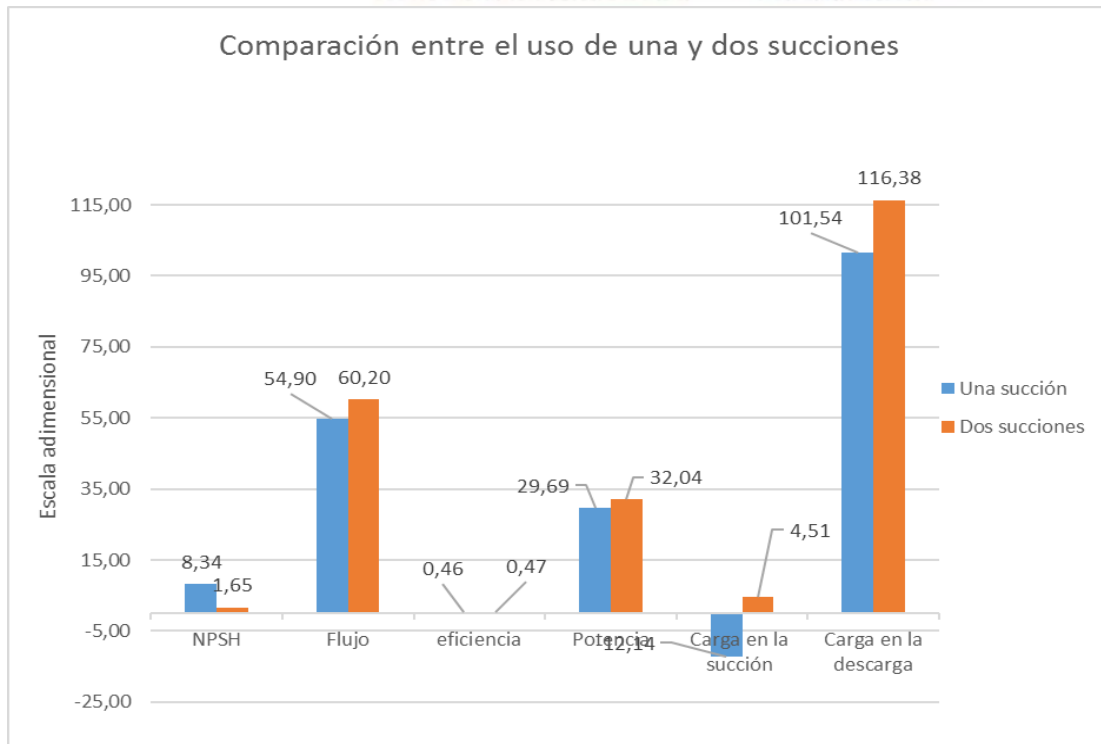


Figura 3.6 Comparación de los parámetros básicos del uso de una y dos succiones (Elaboración propia)

Lo primero es la carga, se puede observar que la carga a vencer en la descarga es mucho mayor cuando existen dos succiones esto se debe a que la segunda succión genera una carga adicional que minimiza las cargas en succión haciendo posible que la bomba pueda emplear más de su capacidad de carga en la descarga. Esto trae como consecuencia un aumento de $6 \text{ m}^3/\text{h}$ de flujo, pero por otro lado la baja carga en la succión provoca la caída del NPSH y la cavitación, por lo que todo el flujo aumentado no será aprovechable.

3.6.Comportamiento de los parámetros de trabajo del sistema en relación con los niveles de incrustación en el filtro.

Aquí se analizarán la relación entre NPSH, presión en la succión, presión en la descarga, y flujo con respecto a los niveles de incrustación en el filtro. Para esto se utilizará el resultado de la rugosidad superficial estimada en la succión como valor mínimo de carga generada por incrustaciones en el filtro y se incrementará el valor de rugosidad superficial para determinar con cada uno que ocurre con los parámetros de

los nuevos puntos de operación. Se asume como valor mínimo el calculado debido a que en un mantenimiento realizado días antes, se determinó que el filtro estaba provocando pérdidas de presión en la descarga, aumento de la presión en la succión y caída del flujo por lo que fue necesario un mantenimiento general a este elemento. El resto de los parámetros como los niveles de los tanques son tomados de la prueba realizada anteriormente que se encuentran en los epígrafes 3.2 y 3.3. La tabla 3.8 muestra los parámetros obtenidos al variar la rugosidad superficial en la succión, lo que sería el mismo efecto de un aumento de niveles de incrustación del filtro, ya que ambos aumentan los niveles de carga. En la tabla 3.8 se aprecia el efecto de la rugosidad con la presión en la succión, la descarga, el NPSH, el flujo y tomando como referencia que al inicio de la prueba el filtro está lo más limpio posible se observa en por ciento el aumento de los niveles de rugosidad superficial.

Tabla 3.8 Parámetros del sistema obtenidos de variar la rugosidad superficial en la succión (Elaboración propia)					
Rugosidad (m)	Presión en la succión (kgf/cm ²)	Presión en la descarga (kgf/cm ²)	NPSH (m)	Flujo (m ³ /h)	% del incremento
0,00031	-0,35	8,54	5,57	63	0
0,0004	-0,49	8,38	3,86	62,4	52,5
0,0005	-0,55	8,35	3,22	62,3	62
0,0006	-0,59	8,3	2,99	62,1	68,33
0,0007	-0,64	8,27	2,71	62	72,85
0,0008	-0,68	8,22	2,43	61,8	76,25
0,0009	-0,71	8,19	2	61,7	78,88
0,001	-0,73	8,17	1,48	61,6	81
0,0014	-0,82	8,06	0,38	61,2	86,42
0,0018	-0,92	7,98	-1,99	60,9	89,44
0,0025	-0,9	7,82	-1,63	60,3	92,4
0,003	-0,79	7,75	0,07	60	93,66
0,004	-0,59	7,57	2,81	59,2	95,25
0,005	-0,44	7,43	5,23	58,6	96,2
0,006	-0,3	7,3	6,72	58	96,83
0,01	0,19	6,83	12,31	55,9	98,1
0,015	0,69	6,38	18,53	53,9	98,73
0,02	1,11	6	23,82	52,2	99,05
0,025	1,47	5,65	28,3	50,6	99,24

La figura 3.7 muestra el comportamiento del flujo en función del nivel de incrustaciones del filtro y al mismo tiempo el flujo mínimo demandado por la planta.

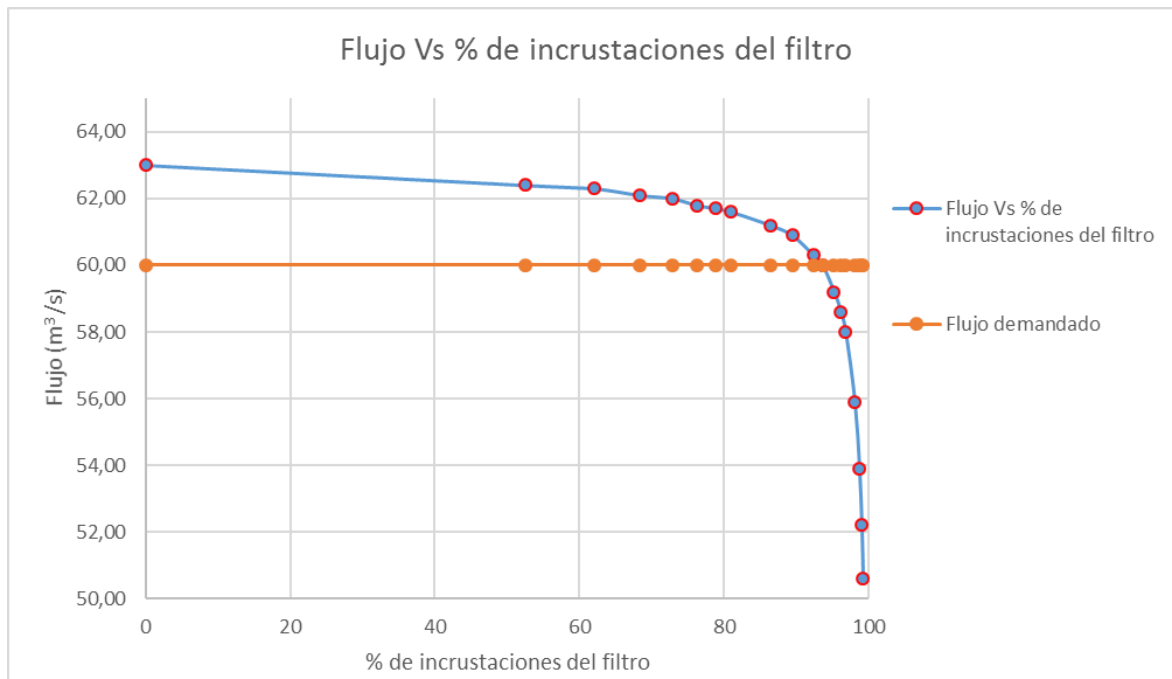


Figura 3.7 Flujo contra % de incrustaciones en el filtro (Elaboración propia)

En la figura anterior se observa claramente como el aumento de las incrustaciones provoca que el flujo que se encuentra en $63 \text{ m}^3/\text{h}$ en el punto inicial, $3 \text{ m}^3/\text{h}$ por encima de lo demandado por la planta cae por debajo de la demanda a partir del 80% hasta valores cercanos a los $50 \text{ m}^3/\text{h}$ a pesar de que los niveles a los que se realiza el análisis no es el más crítico ya que la succión se encuentra a 5,40 m y la descarga a 4,16 m, es decir que podrían aparecer flujos mucho menores ya que la descarga puede aumentar hasta 10,6 metros y la succión descender hasta 1 metro.

La figura 3.8 muestra el comportamiento de la presión en la succión con respecto a los niveles de incrustación del filtro, además de la presión máxima permisible (no recomendada).

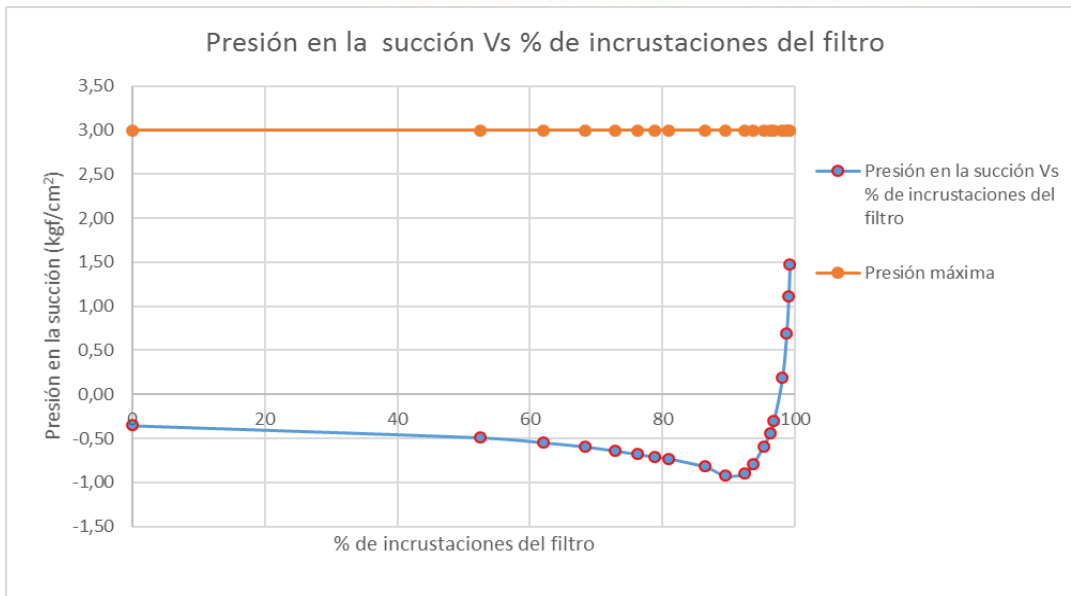


Figura 3.8 Presión en la succión contra % de incrustaciones en el filtro (Elaboración propia)

En la figura 3.8 se observa como la presión cae y en un punto cercano al 80% del nivel de incrustaciones comienza a incrementar.

La figura 3.9 muestra la relación entre el por ciento de incrustaciones del filtro y la presión en la descarga. Aquí se observa como en un punto por encima del 95% alcanza el valor mínimo 6 kgf/cm², el cual no debe ser alcanzado según el operador.

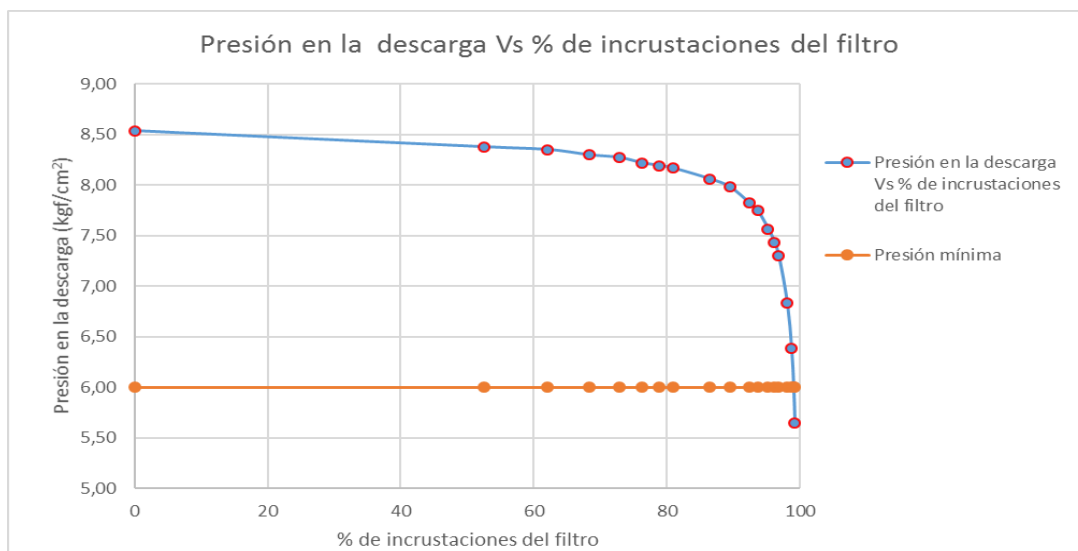


Figura 3.9 Presión en la descarga contra % de incrustaciones en el filtro (Elaboración propia)

La figura 3.10 presenta como el aumento de las incrustaciones en el filtro provoca la cavitación para puntos entre el 60 y el 90% y para más del 90% del nivel de incrustaciones toma valores elevados de NPSH por lo que no existiría cavitación.

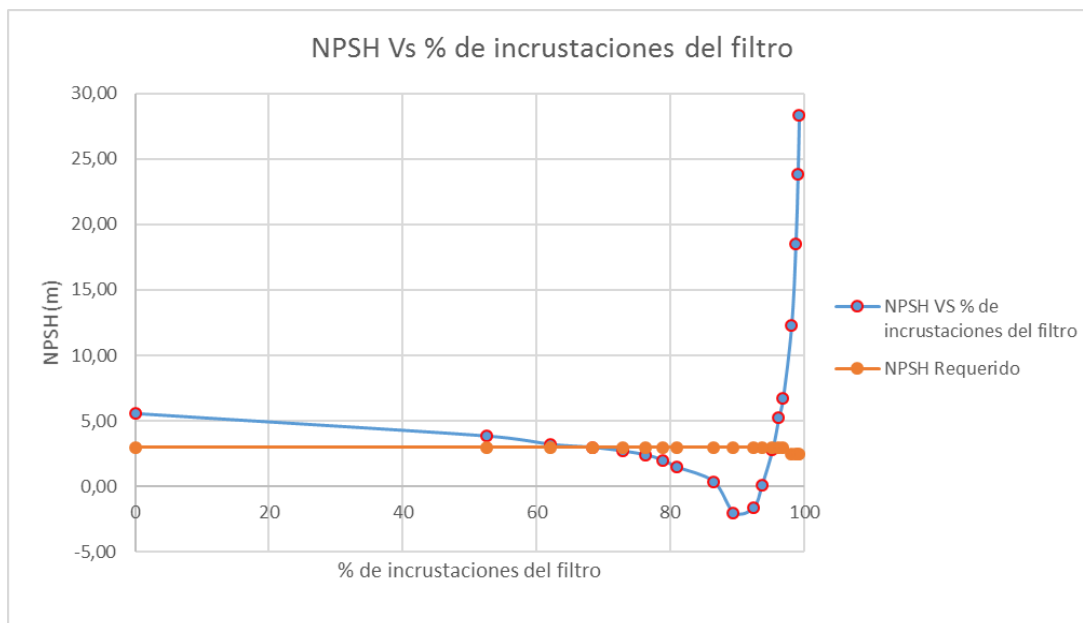


Figura 3.10 NPSH contra % de incrustaciones en el filtro (Elaboración propia)

Lo anteriormente analizado concuerda con los factores que provocaron la limpieza inicial en el filtro; el operador detecta que la bomba tiene baja presión en la descarga e intenta la estrangulación, sin lograr presiones por encima de 6 kgf/cm^2 por lo que se realizan las mediciones necesarias para descartar elementos fuera de parámetros que puedan causar esto como es la cavitación. Los equipos de medición detectan que todos los parámetros son correctos. En el manómetro de succión se observan valores por encima de la presión a la que habitualmente trabaja la máquina. Por lo que se llega a la conclusión de la necesidad de limpiar el filtro y luego de esta acción se retoman los parámetros habituales.

3.7. Relación entre la presión que indica el manómetro en la succión y la cavitación

Con el objetivo de recomendar a los operadores la presión manométrica mínima a la que pueden trabajar el turbocombustible se calculó el NPSH para valores de presión manométrica entre 0 y -1 kgf/cm^2 y se comparó con el recomendado por el fabricante para un flujo de $60 \text{ m}^3/\text{h}$, la figura 3.11 muestra los resultados obtenidos.

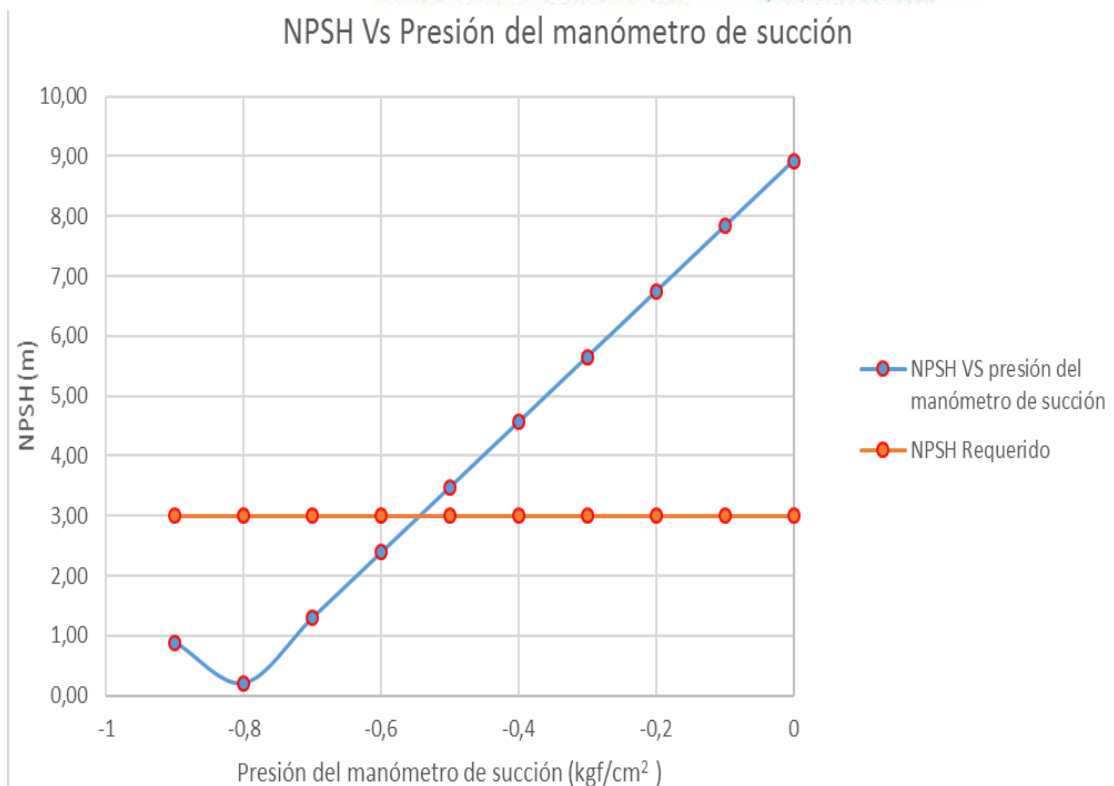


Figura 3.11 NPSH contra presión del manómetro en la succión (Elaboración propia)

En la figura 3.11 se observa como el fabricante para 60 m³/h y la presión de vapor de este fluido (turbocombustible) recomienda una presión en la succión no menor de - 0.55 kgf/cm², por lo que operar con valores más bajos de presión esta máquina con este fluido provoca la cavitación.

3.8.Propuestas de sustitución de la bomba por la HK 35-65-125

Se realizará un análisis de la posible sustitución de la bomba Hk35-65-70 por la HK 35-65-125 con las variantes de impelente 1B, 1a y 1M. La figura 3.12 muestra las curvas que ofrece el fabricante para esta bomba y sus variantes de impelente.

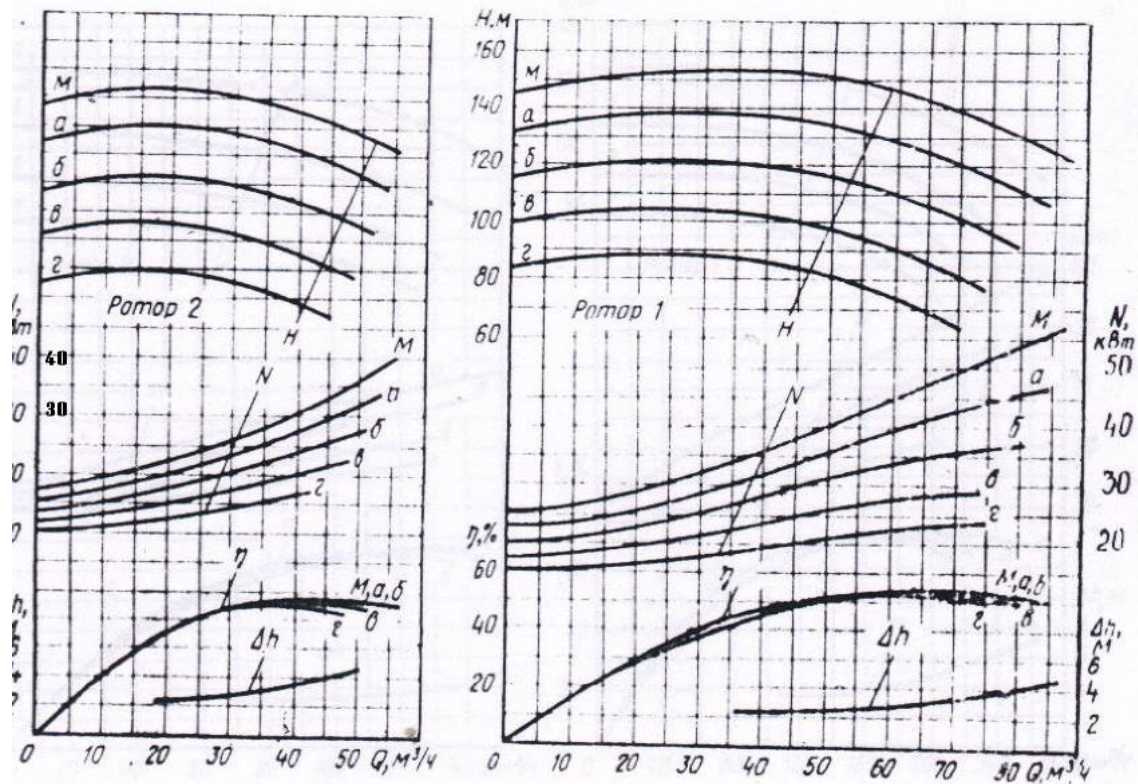


Рис. 7. Характеристика насоса НК65/35-125; $n \rightarrow 2950$ об/мин

Figura 3.12 Variantes de la impelente de la bomba HK 35-65-125 (ROSTOV, s.f.)

Cada propuesta fue analizada, la variante de impelente 2 fue descartada ya que ninguna alcanza a satisfacer la demanda, mientras que de la variante 1 solo los tres modelos de impelente más grandes satisfacen o entregan más de lo demandado. Par el análisis se utilizaron las mismas herramientas empleadas con anterioridad para la bomba HK 35-65-70 y teniendo en cuenta que el problema principal es bajo la condición del tanque de succión a mínima capacidad y la descarga al máximo el estudio se realizará para una succión con 0,5 metros y la descarga de 10,6 metros.

Las posibles variantes para satisfacer la demanda de flujo y el sistema actual se encuentran en la tabla 3.9. La primera es la que se encuentra actualmente y no satisface las necesidades de la fábrica, en esta variante se tiene en cuenta el estrangulamiento necesario para mantener el traslado, aunque a menor flujo. La segunda consiste en abrir completamente las válvulas en el sistema actual dejando en funcionamiento una sola succión, mientras que la tercera es utilizando las dos

succiones. La cuarta, quinta y sexta variantes consisten en sustituir por la bomba HK 35-65-125 y la variante de impelente 1B con motores de 3530 revoluciones, las dos primeras utilizando una succión, mientras que la variante 4 considera que la bomba está al 100% de su capacidad la variante 5 considera que la bomba está a un 86% de su eficiencia y el rendimiento hidráulico a un 98% de los valores del fabricante la tercera variante de esta bomba es utilizando dos succiones. Las variantes 7 y 8 utilizan dos succiones, pero variando las revoluciones de trabajo de 3530rpm a 3330rpm. La variante 9 toma las dos succiones y el impelente 1M el de mayor capacidad de este modelo de bomba.

Tabla 3.9 Variantes para satisfacer la demanda de flujo y el sistema actual (Elaboración propia)	
Número de la variante	Variante
1	Actual
2	Todo abierto una succión HK 35-65-70 1A
3	Todo abierto dos succiones HK 35-65-70 1a (NPSH de cavitación)
4	HK 35-65-125 1B Con una succión (3530rpm) (Eficiencia 100%)
5	HK 35-65-125 1B Con una succión (Eficiencia= 86%) ($n_h=98\%$)
6	HK 35-65-125 1B Con dos succión (NPSH Cavitación) (3530rpm)
7	HK 35-65-125 1a (3530rpm) Con dos succión (NPSH Cavitación)
8	HK 35-65-125 1a (3300rpm) Con dos succión (NPSH Cavitación)
9	HK 35-65-125 1M Con dos succión

La tabla 3.10 muestra los resultados obtenidos en cuanto a flujo, potencia y la relación entre el flujo y la potencia. Esta relación da una idea de cuanta potencia sería necesaria para mover un m^3/h de fluido si lo ideal es consumir la menor potencia posible es evidente que las mejores correlaciones se encuentran entre la variante 2 y la 6, descartando las variantes 3,6,7 y 8 que presentan cavitación bajo esta condición. Mientras que las variantes 1 y 2 no entregan el flujo demandado. Las variantes 1 (actualmente en funcionamiento y con estrangulamiento),2,3 y 6 quedan descartadas ya que o no es posible trabajar con ellas o no satisfacen la demanda de flujo.

Tabla 3.10 Resultados obtenidos de los análisis de las variantes (Elaboración propia)			
Número de la variante	Potencia media kW	Flujo medio m ³ /h	Relación flujo potencia
1	30	43	0,70
2	29,69	54,9	0,54
3	32	60,2	0,53
4	35,24	61,7	0,57
5	39,68	61,2	0,65
6	37,05	63,3	0,59
7	61,24	75	0,82
8	50	70	0,71
9	69,01	82,70	0,83

Luego de descartar las variantes que no cumplían con algún requisito se prosigue a comparar de las variantes que respondían a estas condiciones (que no exista cavitación y satisfaga el flujo demandado) el tiempo que tardan en vaciar la succión y el costo que supondría su uso si la condición crítica se presentará 24 veces en un año ya que no se sabe exactamente la cantidad de veces que se llenaran los tanques de almacenamiento final en TK 25 en un año y como meta de comparación se utilizó el sistema actual (variante 1). La comparación se realiza en condición crítica ya que en esta es donde se presentan los mayores problemas de la planta con flujos hasta 20 m³/h por debajo de lo necesario. Para esto se toma que el kWh consumido equivale a 0.294 USD. La tabla 3.11 muestra los resultados obtenidos por variantes.

Tabla 3.11 Tiempo estimado en vaciar la succión y costos en USD de la energía eléctrica consumida con la existencia de la condición crítica 24 veces en un año.					
Número de la variante	Tiempo medio para vaciar la succión	Potencia eléctrica con un motor de 0,89 de eficiencia	Costo energía	Diferencia con el actual	Ganancia anual
4	11,35	443,78	130,5	28,90	693,7
5	11,44	503,78	148,1	11,26	270,3
9	8,46	648,38	190,62	-31,25	-749,94

La tabla 3.11 muestra que, aunque la variante 9 tienen un tiempo medio de vaciado menor el costo energético en comparación con el sistema actual indica que existirían

perdidas, mientras que las variantes 4 y 5 aunque mínimas evidencian ganancias con respecto al actual.

Por lo que si se toman los resultados de la tabla 3.10 y la tabla 3.11 se llega a la conclusión de que la sustitución de la bomba HK 35-65-70 1a por la HK 35-65-125 1B es la solución que además de entregar el flujo de $60\text{m}^3/\text{h}$ le daría beneficios a la empresa ya que genera ganancias al poseer una baja demanda de potencia respecto al flujo entregado. De la tabla 3.11 también se puede decir que un mantenimiento general a la bomba, que posea como objetivo principal el cambio de impelente en caso de que este se encuentre deteriorado generaría mayores beneficios.

De los motores existentes en la empresa el BAO 81-2 posee las características necesarias de 3530 rpm, eficiencia de 0.89 y potencia 40 kW.

3.9. Cambio del sistema de tuberías con una succión

Se analiza el costo de invertir en sustituir el sistema de tuberías de turbocombustible Jet A1 para comprobar si es factible esta inversión. Los precios que se brindan son los ofrecidos por la Gerencia de Compras de la fábrica. Como las compras se realizan en euros y la energía eléctrica se factura en USD se utilizará como factor de conversión el precio de estas monedas el día 16 de noviembre de 2018 (1 Euro=1.14USD).

La tabla 3.12 brinda el precio de venta para secciones de tubería con 12 metros de longitud, la necesidad o demanda y el precio final en euros.

Tabla 12 Precio en el mercado de secciones de tuberías de 12 metros y varios diámetros.			
	Precio de 12 metros	Necesario (m)	Precio final
Tuberías de 100 mm	20.39	400	693.26
Tuberías de 150 mm	35.84	465	1397.76
Tuberías de 80 mm	15.55	1515	1974.85

La tabla 3.13 muestra el precio de cada uno de los accesorios necesarios para la sección de 100 milímetros de diámetro.

Tabla 3.13 Precio en el mercado de los accesorios necesarios para la sección de 100 mm			
Accesorios de 100mm	Precio de la unidad	Cantidad de unidades	Precio final
Codo 90	8.54	8	68.32
Codo 45	5.15	6	30.9
Válvula de compuerta	283	3	849
Reducidos	3.58	1	3.58

La tabla 3.14 muestra los precios de cada accesorio de diámetro 150 milímetros y el precio final de los que se necesitan.

Tabla 3.14 Precio en el mercado de los accesorios necesarios para la sección de 150 mm			
Accesorios de 150 mm	Precio de la unidad	Cantidad de unidades	Precio final
Codo 90	21.49	25	537.25
Válvula de compuerta	378	1	378

La tabla 3.15 muestra los precios de cada accesorio de diámetro 80mm y el precio final para la cantidad solicitada.

Tabla 3.15 Precio en el mercado de los accesorios necesarios para la sección de 80 mm			
Accesorios de 80mm	Precio de la unidad	Cantidad de unidades	Precio final
Codo 90	5.25	59	309.75
Codo 45	3.03	7	21.21
Válvula de compuerta	240	14	3360
Válvula cheque	135	1	135

El precio final de esta inversión en euros es de 9 758.88 euros y al precio actual del dólar es de 11 125.12 USD, esto sin tener en cuenta el precio de los electrodos y de los salarios de los trabajadores. Se necesitarán aproximadamente 205 cordones de soldadura, se estima que se necesiten 75 cajas de electrodos (Lincoln 7018-1), con un precio de 19 euros cada caja, por lo que el precio final será de 1 425 euros (1 624

USD). Teniendo en cuenta todo esto el precio final de la inversión será de 12 749.12 USD.

3.10. Recuperación de la inversión luego de sustituir el sistema de tuberías y la bomba actual por la HK 35-65-125 1B.

Par determinar la ganancia que genera la sustitución del sistema se determinó primeramente la potencia media (43 kW) demandada y el flujo (69,8 m³/h) que entregaría el sistema si la rugosidad superficial tomará los valores de una tubería nueva de acero comercial (0.000046m), todo esto bajo condición crítica, succión al mínimo y descarga al máximo. Se tomó para determinar el tiempo de trabajo cuantas horas demoraría a este flujo vaciar un tanque de 700m³, capacidad que poseen los tanques de succión y este tiempo se multiplica por la potencia demandada. La diferencia entre el consumo actual estimado (31 kW) por la cantidad de horas necesarias para vaciar el mismo tanque que estaría en función del flujo medio que entrega el sistema actualmente en condición crítica (48 m³/h). Para calcular la ganancia actual se estimó que anualmente esta condición crítica ocurra 24 veces si el flujo de operación de la planta se mantiene como en hasta hoy. El resultado final es una ganancia de 340,20 USD. La tabla 3.16 resume los datos utilizados para estimar la recuperación de la inversión, además de los ingresos y el costo de la inversión ya mencionados es necesario tener en cuenta los gastos medios en mantenimiento del sistema anuales y los impuestos del banco para estas inversiones.

Tabla 3.16 Datos necesarios para estimar el tiempo de recuperación de la inversión.	
Ingresos (USD)	340,22
Gastos (USD)	180
Costo inversión (USD)	12749,12
Tasa de descuento (%)	7
Tasa de inflación (%)	2
Margen de riesgo (%)	2
Tasa de impuesto (%)	20
Vida útil estimada (años)	10

La figura 3.13 muestra bajo las condiciones antes mencionadas cuantos años tardaría en recuperarse la inversión, aquí se puede apreciar que en 31 años la inversión aún no ha sido recuperada.

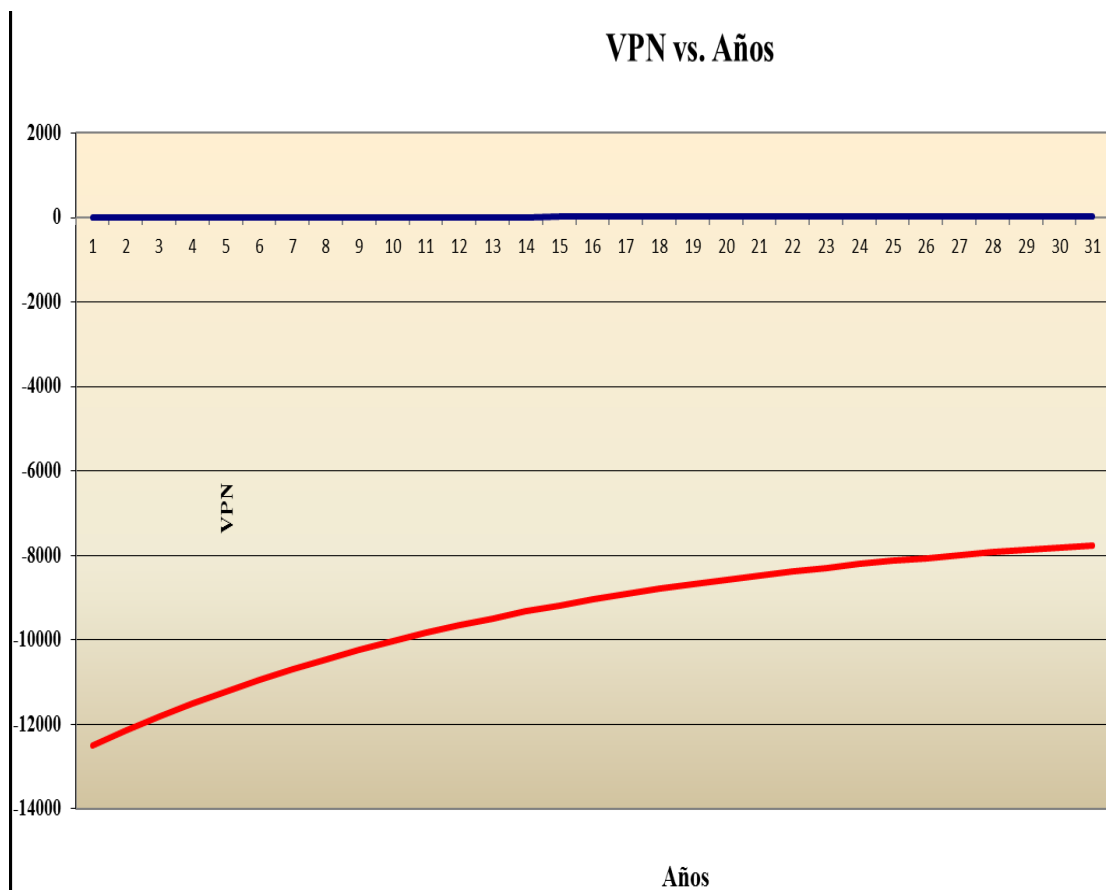


Figura 3.13 Recuperación de la inversión en años (Elaboración propia)

3.11. Conclusiones parciales.

1. La segunda succión aumenta el flujo de 54,9 a 60,2 m³/h en condición crítica con todas las válvulas abiertas, pero este aumento no es aprovechable ya que disminuye el NPSH disponible a valores de cavitación (NPSH de 1,65 m) menor que lo demandado por las curvas del fabricante (NPSH de 3 m).
2. Las incrustaciones en el filtro hacen caer la presión en la descarga a niveles no recomendados por el fabricante y provocan un aumento de la presión en la succión. También causan la cavitación en este sistema, aunque al seguir aumentando las altas presiones en la succión provocan que la misma desaparezca nuevamente.
3. La presión en el manómetro de la succión no debe alcanzar valores menores de -0,55 kgf/cm² ya que esto implicaría valores cercanos a la presión del vapor del turbocombustible Jet A1 y el fenómeno de cavitación.
4. La sustitución de la bomba HK 35-65-70 1a por la HK 35-65-125 1B con motor BAO 81-2 de 40kW y 3530 rpm eliminando la segunda línea de succión es la respuesta más eficiente de las existentes en la empresa para satisfacer la demanda de 60m³/h bajo cualquier condición en las alturas de tanques, ya que, aunque aumenta la potencia necesaria de 31kW a 39,68 kW el flujo entregado siempre será el demandado por la planta ya que en la condición crítica actualmente se entregan menos de 50 m³/h y la propuesta bajo esta misma condición alcanzaría 61,2 m³/h.
5. La sustitución del sistema de tuberías para aumentar la eficiencia energética no es factible, ya que si se compara con el sistema que se encuentra actualmente en funcionamiento la inversión se recuperaría en más de 30 años, el mismo tiempo que lleva en funcionamiento el sistema actual, por lo que las secciones de tuberías solo deben cambiarse de ser mecánicamente necesario (por roturas, desgaste u otra razón de extrema necesidad).

Conclusiones

1. El impelente actualmente instalado permite mover 60 m³/h y un fluido con densidad 840 kg/m³ (Densidad máxima real del turbo Jet A1) con el motor instalado BAO de 30 kW.
2. La eficiencia de la bomba disminuye un 15%, esto hace que la misma no trabaje según las curvas del fabricante tanto en carga como en potencia. Además, el rendimiento hidráulico disminuyó un 3% lo que provoca que el impelente no pueda vencer toda la carga de diseño.
3. La fricción en las tuberías ha aumentado en la succión a 0,00019 metros y la de descarga a 0,00033 si se considera que inicialmente las tuberías de acero comercial poseen una rugosidad de 0,000046 metros.
4. Las incrustaciones en el filtro hacen caer la presión en la descarga a niveles no recomendados por el fabricante y provocan un aumento de la presión en la succión. También causan la cavitación en este sistema, aunque al seguir aumentando las altas presiones en la succión provocan que la misma desaparezca nuevamente.
5. La segunda succión genera inestabilidad en el sistema al provocar que la presión en la succión alcance valores cercanos a la presión del vapor del turbocombustible Jet A1 y la cavitación.

Recomendaciones

- La presión en el manómetro de la succión no debe alcanzar valores menores de $-0,55 \text{ kgf/cm}^2$ ya que esto implicaría valores cercanos a la presión del vapor del turbocombustible Jet A1 y el fenómeno de cavitación.
- La sustitución de la bomba HK 35-65-70 1a por la HK 35-65-125 1B con un motor BAO 81-2 de 40 kW y 3530 rpm, eliminando la segunda línea de succión es la respuesta más eficiente de las existentes en la empresa para satisfacer la demanda de $60 \text{ m}^3/\text{h}$ bajo cualquier condición en las alturas de tanques, ya que, aunque aumenta la potencia necesaria de 31kW a 39,68 kW el flujo entregado siempre será el demandado por la planta ya que en la condición crítica actualmente se entregan menos de $50 \text{ m}^3/\text{h}$ y la propuesta bajo esta misma condición alcanzaría $61,2 \text{ m}^3/\text{h}$.
- Al ser instalado el nuevo sistema es necesario tomar los valores de presión (en succión y descarga), el flujo entregado y la potencia eléctrica demandada para indicar bajo que valores es necesario indicar un mantenimiento o la limpieza del filtro. Para tomar estas medidas correctamente antes de la instalación se debe realizar un mantenimiento general.



Bibliografía

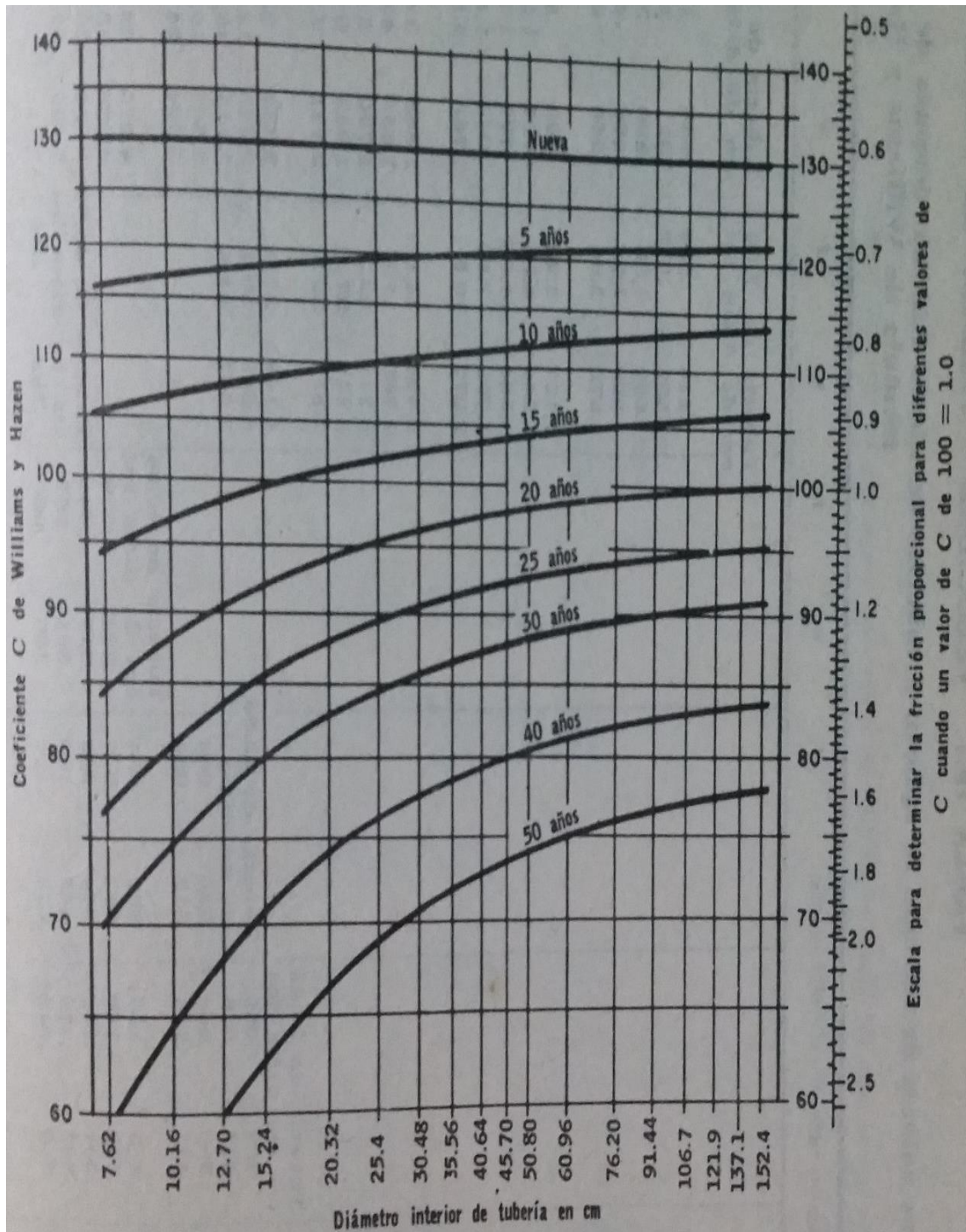
- Bachus, L. y. (2003). *Know and Understand Centrifugal Pump*. United State: Elsevier Ltd.
- Carter, I. K. (1968). *Bombas Centrífugas selección, operación y mantenimiento*. La Habana, Cuba: Instituto del libro.
- Cherkasski, V. (1986). *Bombas, ventiladores, compresores*. Moscú : Editorial Mir.
- Dfleiderer, C. (1960). *Bombas centrífugas y turbocompresores*. España: Editorial Labor. S.A.
- Efinétika. (2014). Recuperado de www.efinetika.com
- Efinétika. (2019). Recuperado de www.efinetika.com
- Girdhar. (2005). *Practical Centrifugal Pumps Design, Operation and Maintenance*. United State: Elsevier.
- Gulich, J. F. (2008). *Centrifugal pumps*. United State: Springer-Verlad.
- Hydraulic Institue. (2009). *A brief history of Pumps*. *World Pumps Magazine*. United State
- Hydraulic Institute. (2004). Variable Speed Pumping: A guide to successful applications. *United State*
- Hydraulic Institute. (2006). Pumps systems matter part 1. En *World Pumps Magazine* pp. 44-46. *United State*
- Hydraulic Institute. (2008). Pumps selection considerations. En *World Pumps Magazine* pp. 38-39. *United State*
- Hydraulic Institute. (2008). Select an energy efficient centrifugal pump. En *World Pumps Magazine* pp. 38-39. *United State*
- Karassik, I. (2008). *Pump Handbook 4th edition*. United State: Mc Graw Hill. *United State*: Elsevier.
- Kaya. (2008). *Energy Efficiency in pumps*. *Energy Conversion and Management*. *United State*: Elsevier.



- Lobanoff, R. R. (1992). *Centrifugal Pumps Design & Application*. United State: Gulf Professional Publishing an Imprint of Butterworth-Heinemann.
- Mott, R. L. (2008). *Mecánica de fluidos*. Mexico: Pearson Educación.
- Nekrasov, B. (1968). *Hidráulica*. Moscú: Mir.
- Nelik. (1999). *Centrifugal y Rotary Pumps: Fundamentals with applications*. United State: CRC Press.
- ROSTOV. (2018) Recuperado de <http://ngt-rostov.ru/tehnicheskij-katalog/pererabotka/nasosyi-neftyanyie-tipa-nk-nkv-nps.html>
- Streater, V. L. (2008). *Mecanica de fluidos*. La Habana: Felix Varela.
- Tuzson. (2000). *Centrifugal pump design*. United State: John Wiley y Sons.
- Varios. (2015). *Monografia de mecánica de los fluidos*. Cienfuegos: Universo Sur.
- Volk, T. (2005). *Pumps Characteristics and Applications 2nd Edition*. United State: Group CRC Press.
- White. (2003). *Fluid Mechanics*. United State: Elsevier.
- Wulfinghoff. (1999). Pump Energy Consumption. In *Energy Efficiency Manual*. United State: Energy Institute Press.

Anexos

Anexo 1 Cambios en el coeficiente C de Williams y Hazen con los años de servicio, para tuberías de hierro colado que manejan agua limpia y suave sin filtrar.



Anexo 2 Depósitos de 700 m³ de TK 40



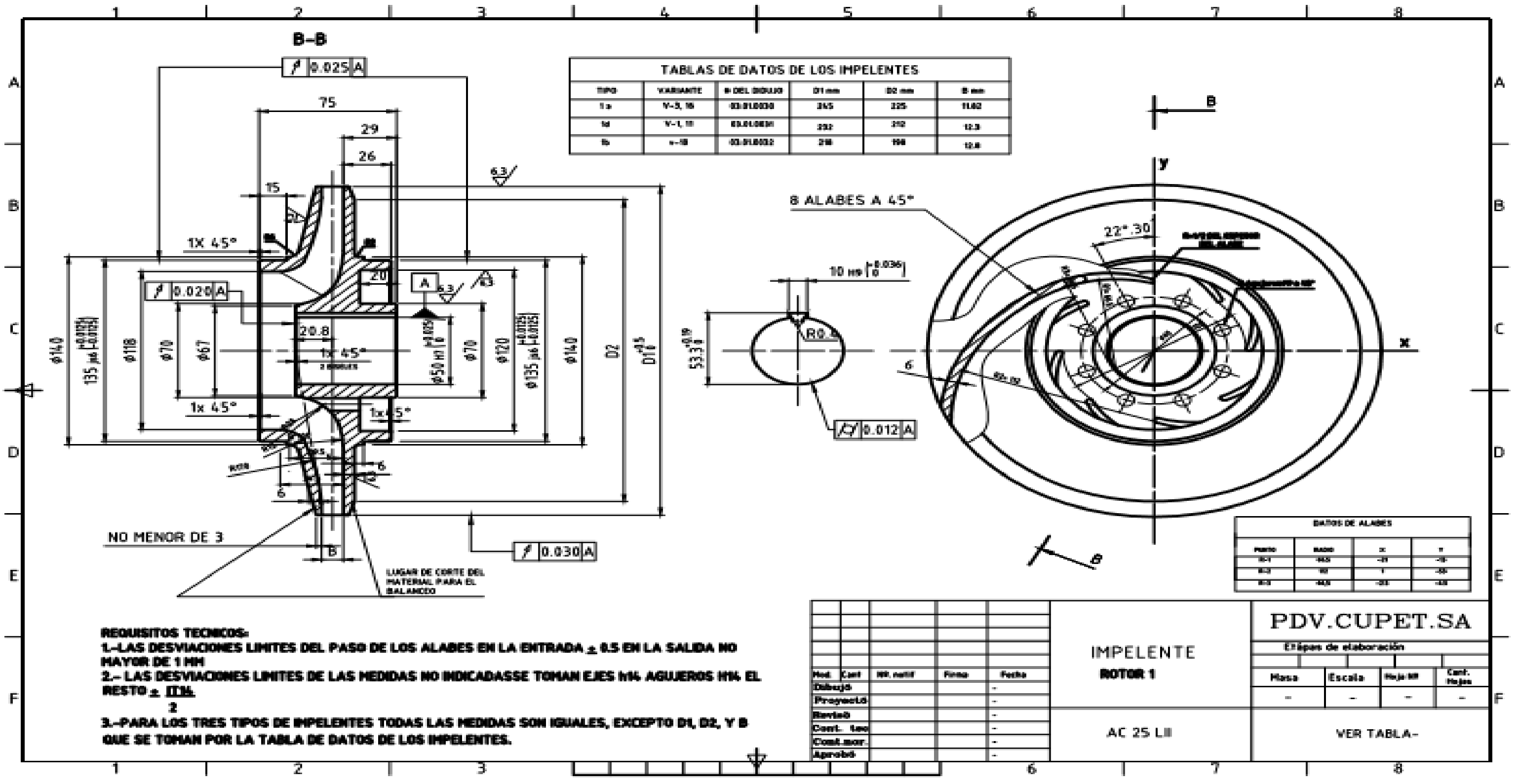
Anexo 3 Depósitos de 700m³ Tanque 1153 y a la izquierda 1154



Technical drawing of a mechanical assembly, likely a pump or valve, showing a cross-section with numbered parts (1-20). The drawing is oriented horizontally. A table at the bottom right contains technical specifications and a date stamp '03-01-0000'.

HK 65/35 - 70		03-01-0000	
03-01-0000		03-01-0000	

Anexo 5 Variante de impelente 1a de la bomba HK 35-65-70



Anexo 6 Titulo 51



Anexo 7 Bombas P51 1011 y P51 1011A



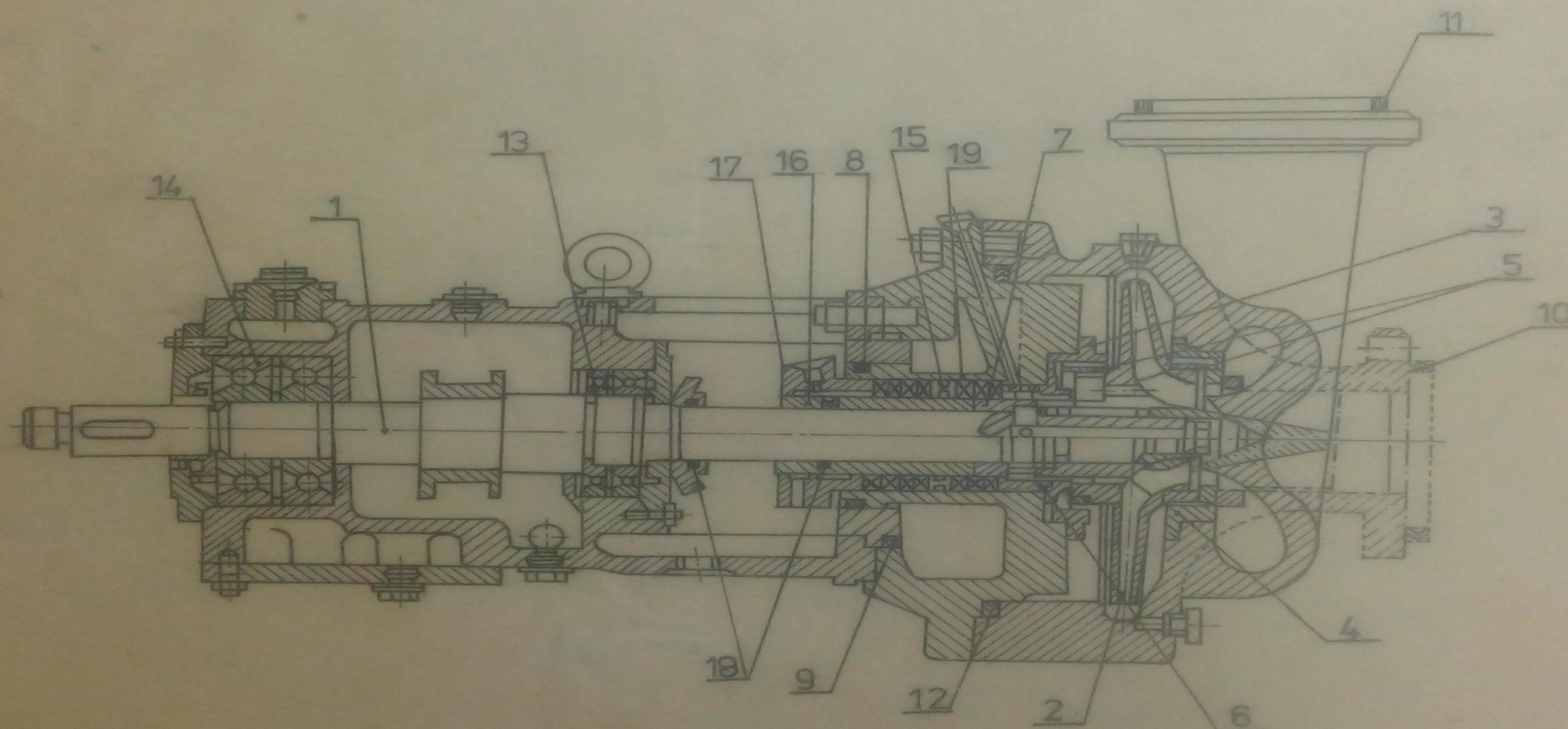
Anexo 8 Tanques de 5000m³ de TK 25



Anexo 9 Tanque de almacenamiento final 1017



Anexo 10 Plano de la bomba HK 65/35-125



EMPRESA PRODUCTORA DE DERIVADOS DEL PETRÓLEO CUBOS			
ETAPA DE ELABORACIÓN			
MAQUINA	ESCALA	NOVA	Nº DE HOJA
	5/6		
03-02-0000			

MOD. CAT.	N. NOTIF.	FIRMA	FECHA
DIB.	YAMILA	<i>[Signature]</i>	2-2-88
PROY.			
REV.	ALUJAS	<i>[Signature]</i>	18-12-89
C. TEC.	ALUJAS	<i>[Signature]</i>	19-XII-90
C. NOR.			
APROB.		<i>[Signature]</i>	19-12-90

Anexo 11 Tambor D 01-201 del Título 200



Anexo 12 Bomba P 01-201 del título 200



Anexo 13 Tanques de succión de la P 51-1005 y la P 51-1005 A (Título 37)



Anexo 14 Impelente extraído de una bomba con varios años de explotación

