



**UNIVERSITAT
JAUME·I**

UNIVERSITAT JAUME I

**ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA I CIÈNCIES
EXPERIMENTALS**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**PROYECTO DE RENOVACIÓN DE
INSTALACIONES DE BOMBEO EN
FUNCIONAMIENTO EN PARALELO DE LA
REFINERÍA DE PETRÓLEO BP OIL S.A. DE
CASTELLÓN**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

AUTOR:

MIGUEL CARRASCOSA LORENTE

DIRECTOR:

PEDRO ROSADO CASTELLANO

Castellón de la Plana, enero de 2022

ÍNDICE GENERAL

- I. MEMORIA**
- II. ANEXOS**
- III. PRESUPUESTOS**
- IV. PLIEGO DE CONDICIONES**
- V. PLANOS**

ÍNDICES COMPLEMENTARIOS

Índice de expresiones

Expresión 1: Cálculo del NPSHd	21
Expresión 2: Cálculo del incremento de temperatura	31
Expresión 3: Cálculo polos del motor en función velocidades y frecuencia	33
Expresión 4: leyes de afinidad manteniendo tamaño del impulsor constante.....	35
Expresión 5: leyes de afinidad manteniendo velocidad del motor constante.....	36
Expresión 6: Cálculo del VAN	58
Expresión 7: Ecuación de la energía de un fluido.....	63
Expresión 8: Ecuación de Bernoulli	64
Expresión 9: Ecuación de Bernoulli para sistema con bomba impulsora	64
Expresión 10: Ecuación de Darcy-Weisbach	65
Expresión 11: Cálculo de pérdidas de carga en una tubería	65
Expresión 12: Número de Reynolds	67
Expresión 13: Rugosidad Relativa	67
Expresión 14: Potencia hidráulica absorbida por un fluido en una bomba	84
Expresión 15: Potencia eléctrica consumida por el motor	84
Expresión 16: Cálculo MTBC equipo individual.....	87
Expresión 17: Cálculo MTBC unidad.....	88

Índice de ilustraciones

Ilustración 1: Ubicación de la refinería dentro de la provincia	12
Ilustración 2: Vista satélite de las instalaciones de la refinería	13
Ilustración 3: Vista aérea de las instalaciones de la refinería	13
Ilustración 4: Curvas de bomba y sistema simplificadas.....	17
Ilustración 5: Ejemplo de curva estable	18
Ilustración 6: Ejemplo de curva inestable	19
Ilustración 7: Daños por cavitación	20
Ilustración 8: Curva de una bomba afectada por cavitación.....	21
Ilustración 8.5: Curvas de NPSHr y NPSHd – Zonas de cavitación	22
Ilustración 9: Comparativa sistemas de impulsión Voluta VS Difusores.....	23
Ilustración 10: Partes de una bomba centrífuga.....	23
Ilustración 11: Ejemplo de sistema funcionando en paralelo	24
Ilustración 12: Ejemplo de curva combinada de funcionamiento en paralelo	25
Ilustración 13: Comparación de curvas de bomba en operación en paralelo	26

Ilustración 14: Incremento de caudal en paralelo para sistema de curva plana	26
Ilustración 15: Incremento de caudal en paralelo para sistema de curva empinada	27
Ilustración 16: Problemas asociados a operación en caudales bajos	28
Ilustración 17: Comparativa flujo BEP Vs Puntos alejados.....	29
Ilustración 18: Representación de fuerzas, empuje axial.	30
Ilustración 19: Representación de fuerzas. Empuje radial.....	31
Ilustración 20: Curva de incremento de temperatura	32
Ilustración 21: Explosión de bomba centrífuga por sobrecalentamiento.....	33
Ilustración 22: Curvas de afinidad	35
Ilustración 23: Comparación de control por velocidad en sistemas en paralelo.....	36
Ilustración 24: Curva resistiva P-509	38
Ilustración 25: Curva resistiva P-1275	39
Ilustración 26: Curva resistiva P-2310	39
Ilustración 27: Curva resistiva P-2407	40
Ilustración 28: Curva resistiva P-2453	40
Ilustración 29: Curva resistiva P-4110	41
Ilustración 30: Curva paralelo P-509	42
Ilustración 31: Curva paralelo P-1275	43
Ilustración 32: Curva paralelo P-2310	43
Ilustración 33: Curva paralelo P-2407	44
Ilustración 34: Curva paralelo P-2453	45
Ilustración 35: Curva paralelo P-4110	45
Ilustración 36: Curva bomba 2WDX C sustituyendo en P-509	48
Ilustración 37: Curva bomba 3WDXE C sustituyendo a P-1275	49
Ilustración 38: Curva bomba 3WDXE E sustituyendo a P-2310	49
Ilustración 39: Curva PVML35 sustituyendo a P-2407	50
Ilustración 40: Curva HED-13L sustituyendo a P-4110.....	50
Ilustración 41: Diagrama de Moody.....	67
Ilustración 42: Selección de equipo nuevo según Affinity, 1	79
Ilustración 43: Selección de equipo nuevo según Affinity, 2	80
Ilustración 44: Selección de equipo nuevo según Affinity, 3	81
Ilustración 45: Selección de equipo nuevo según Affinity, 4	81
Ilustración 46: Selección de equipo nuevo según Affinity, 5	82
Ilustración 47: Selección de equipo nuevo según Affinity, 6	82
Ilustración 48: Selección de equipo nuevo según Affinity, 7	83
Ilustración 49: Diagrama de potencias de Sankey	83

Índice de tablas

Tabla 1: Revoluciones por minuto en función del número de polos y la frecuencia	34
Tabla 5: Comparativa de caudales de diseño, requeridos y reales.....	48
Tabla 6: Comparativa de caudales tras aumento del impulsor.....	48
Tabla 7: Datos de los motores y coste de operación anual actuales	51
Tabla 8: Datos de los motores y coste de operación anual equipos sustitutos.....	52
Tabla 9: MTBC equipos y servicios antes del cambio.....	53
Tabla 10: MTBC equipos y servicios después del cambio	53
Tabla 12: Ahorro anual mantenimiento reactivo según nuevo MTBC.....	54
Tabla 13: Ahorro anual mantenimiento preventivo tras el cambio.....	55
Tabla 14.1: Costes de las soluciones	56
Tabla 14.2 Costes de la mano de obra	57
Tabla 15: Ahorro anual total	57
Tabla 16: Amortización.....	57
Tabla 2: Datos instalaciones actuales	66
Tabla 3: Coeficientes de fricción para cada equipo	68
Tabla 4: Puntos de la curva resistiva para cada instalación	69

MEMORIA

I: Memoria

1. Objeto.....	9
2. Antecedentes	10
2.1. Flowserve Corporation.....	10
2.2. B.P. Oil S.A.	10
2.3. Relación y acuerdos entre Flowserve y BP.....	11
2.4. Localización	12
3. Metodología y alcance	13
4. Normas	14
5. Glosario	15
6. Capacidad y funcionamiento de una bomba centrífuga	16
6.1. Introducción	16
6.2. Curvas y clasificación.....	17
6.3. NPSH.....	20
6.4. Partes de una bomba centrífuga.....	22
7. Operación monobomba VS Operación en paralelo	24
7.1. Daños por mal funcionamiento en paralelo. Velocidades bajas.....	27
8. Leyes de afinidad.....	33
8.1. Variadores de frecuencia.	33
8.2. Tamaño del impulsor.....	36
9. Estudio de la problemática actual y propuesta de soluciones.....	37
10. Selección de soluciones.....	47
11. Estudio económico.....	53
11.1. Mantenimiento reactivo.	54
11.2. Mantenimiento preventivo	54
11.3. Costes de las soluciones.....	56
11.4. Ahorro anual total	57
11.5. Amortización	57
12. Conclusiones.....	58
13. Bibliografía	59

1. Objeto

La fiabilidad de los equipos es un factor muy relevante ya que supone un grandísimo ahorro para la industria puesto que reduce las pérdidas por parada de la producción, la cantidad de mantenimiento reactivo y la mano de obra empleada en las reparaciones.

Por otra parte, el aumento de la fiabilidad conlleva una disminución del riesgo asociado a un accidente provocado por un fallo, evitando que se produzcan accidentes que puedan dañar a los trabajadores o causar un desastre medioambiental.

El motivo del desarrollo del presente proyecto es el estudio y selección de alternativas para el funcionamiento de estaciones de bombeo que actualmente se encuentran funcionando en condiciones perjudiciales para la salud y rendimiento de los equipos, así como el cálculo y la justificación de dichas soluciones.

Como resultado de este estudio se pretende obtener una solución que sea capaz de:

1. Reducir el Mean Time Between Changes/Failures (MTBC/F), los principales indicadores de fiabilidad de los equipos. Estos indicadores representan el tiempo medio que transcurre entre cada vez que un determinado equipo sufre un fallo o necesita una reparación.
2. Mejorar el rendimiento energético de las instalaciones. Esta mejora del rendimiento resultaría en un importante ahorro energético, disminuyendo el coste económico de la operación, así como contribuyendo a crear una industria más sostenible.

De las soluciones estudiadas, se escogerá aquella que proporcione el mejor equilibrio entre los parámetros mencionados y el coste económico.

La industria petrolera es de vital importancia en el modelo de producción actual, ya que se encarga de proporcionar combustible para alimentar los diversos medios de transporte que actúan como motor económico de la sociedad, así como de proveer con materia prima a las industrias dedicadas a la fabricación de plásticos, detergentes, lubricantes y asfaltos entre otros productos.

La producción en esta industria está sujeta a estrictas medidas de seguridad, puesto que se trabaja con sustancias que pueden ser tóxicas para los trabajadores y nocivas para el medio ambiente y sustancias volátiles y altamente inflamables que pueden desencadenar explosiones e incendios.

Como en cualquier industria dedicada a la producción es importante maximizar los beneficios y reducir los costes. Las soluciones propuestas en el proyecto buscarán aumentar los beneficios incrementando la producción por vía de un aumento de caudal bombeado, lo que se traduce en un aumento de la producción de barriles por día y reducir los costes asociados al mantenimiento de los equipos y la cantidad de energía empleada en su funcionamiento.

Con el fin de satisfacer los objetivos expuestos en este apartado, se procederá a la realización de un estudio que valore las diferentes soluciones que mejoren las condiciones en las que operan estas instalaciones de bombeo en paralelo para poder aumentar la fiabilidad (MTBC/F) y reducir el consumo.

2. Antecedentes

2.1. Flowserve Corporation

Flowserve Corporation es una empresa multinacional con sede en EE.UU. especializada en el diseño y fabricación de componentes destinados a la protección, el control y el funcionamiento de sistemas de flujo, así como un servicio post-venta encargado del mantenimiento de instalaciones relacionadas con dichos componentes.

La empresa data sus orígenes en 1997 tras la fusión de BW/IP y Durco International, dos empresas de control y movimiento de fluidos, aunque sus orígenes más primitivos se remontan hasta 1790 con Worthing Simpson, una de las empresas que más adelante formaría parte de BW/IP.

Desde la fusión en 1997, Flowserve ha continuado creciendo incorporando empresas del sector a su entidad y a día de hoy cuenta con contratos en más de 50 países.

Entre los productos que diseña, mantiene y manufactura se incluyen principalmente una gran variedad de bombas centrífugas y cierres mecánicos, así como aparatos de instrumentación y sistemas de apoyo. Todos estos productos están fabricados con índices de calidad altos y tolerancias estrechas y están principalmente diseñados para operar en procesos críticos donde es necesaria una fuerte seguridad y control de las condiciones de operación. Es por esto que entre sus principales clientes se encuentran empresas de la industria petrolera y química, así como otras de la industria farmacéutica o la gestión de aguas.

2.2. B.P. Oil S.A.

La empresa británica British Petroleum es una compañía del sector energético que principalmente comercia con gas natural y derivados del petróleo.

BP comenzó a operar en 1908 en Irán bajo el nombre de Anglo-Persian Oil Company y actualmente está formada por la fusión de varias compañías del sector.

Más concretamente, en la ciudad de Castellón de la Plana, BP cuenta con una refinería dedicada al procesamiento y destilación del crudo. La refinería produce unos 100.000

barriles Brent (barriles de 42 galones estadounidenses o 159 litros) lo que equivale aproximadamente a 6 millones de toneladas por año.

La refinería fue fundada en el año 1967 y está dividida en diferentes áreas dedicadas a la producción de un derivado concreto del crudo. Se organizan por una distribución en planta de la siguiente manera:

-Destilación: Área principal donde se realizan los primeros procesos de refinamiento del crudo y se extraen los subproductos menos pesados dedicados principalmente a la producción de combustibles para vehículos.

-Conversión: Área dedicada a procesar los productos pesados que resultan del proceso de destilación, entre las que se encuentran lubricantes, parafinas, brea o productos dedicados a la producción de plásticos.

-Coker: En esta zona se extraen los productos de la fracción más pesada del crudo, en estado sólido, como el asfalto, empleado en la construcción o el coque de petróleo comúnmente llamado "coker" empleado como combustible sólido o como electrodo en la industria de la fundición.

-Energías: Es la unidad que cubre las necesidades de funcionamiento del resto de zonas.

-Offsites: Es la zona más apartada de la refinería y está destinada principalmente al almacenamiento del crudo, así como de los productos ya acabados para su posterior distribución.

Podemos ver entonces que, en este tipo de industria, las instalaciones están formadas por varios centros de procesado en los que se transforma el crudo en sus diferentes derivados. Para poder transportar tanto el crudo como sus derivados de un lugar a otro se emplean estaciones de bombeo formadas por parejas de bombas. El correcto funcionamiento de las estaciones de bombeo es fundamental para este tipo de instalaciones y determinará el nivel de producción de la planta.

2.3. Relación y acuerdos entre Flowserve y BP

Las dos empresas mencionadas mantienen una relación de simbiosis mediante un contrato "Win-Win". Las empresas mantienen un contrato de mantenimiento en el que, a cambio de una cuota fija, Flowserve se encarga de proporcionar el apoyo logístico dentro de la refinería, así como de realizar las tareas de mantenimiento de los equipos.

Por otra parte, BP establece como proveedor principal de equipos y recambios a Flowserve, lo que supone ingresos adicionales a la cuota fija para Flowserve a la vez que permite a BP ahorrar en mantenimiento correctivo, es decir, el mantenimiento que se realiza cuando se produce una avería en un equipo con el objetivo de restaurarlo a su estado original.

Adicionalmente, los trabajadores de ambas empresas mantienen reuniones periódicas en las que se comparte información sobre el estado actual de las instalaciones y de los equipos, así como de las necesidades de inventario y los proyectos de optimización del funcionamiento.

El presente proyecto se ha realizado para BP en conjunción con el personal de Flowserve con el objetivo de optimizar una serie de estaciones de bombeo que en la actualidad se encuentran funcionando en operación en paralelo de manera no óptima, para reducir sus costes energético y de mantenimiento y aumentar su fiabilidad y vida útil. Dichos equipos constituyen a los pertenecientes a las estaciones de bombeo P-509, P-1275, P-2310, P-2407, P-2453 y P-4110. Se puede comprobar la ubicación de los mismos en el plano de ubicación en planta.

2.4. Localización

El proyecto se realiza conjuntamente con Flowserve España S.A. dentro de las instalaciones de la refinería de petróleo de Castellón propiedad de BP S.A., localizada en el polígono industrial “El Serrallo” s/n 12100 de Castellón como se muestra en las ilustraciones 1, 2 y 3:



Ilustración 1: Ubicación de la refinería dentro de la provincia



Ilustración 2: Vista satélite de las instalaciones de la refinería



Ilustración 3: Vista aérea de las instalaciones de la refinería

3. Metodología y alcance

El proceso para poder obtener los resultados que respalden el proyecto será el siguiente:

- Para empezar, se realizará un estudio comparativo entre servicios de bombeo funcionando en paralelo con aquellos funcionando con una sola bomba para un mismo servicio, así como las ventajas e inconvenientes de cada modelo. También se explicarán las consecuencias de trabajar con un sistema en paralelo en el que sus bombas operativas hayan sido diseñadas para funcionar en solitario.
- Posteriormente se realizará un estudio básico de los equipos en el que se expongan las variables que condicionan su funcionamiento y los valores de diseño recomendados de dichas variables. Se analizará el estado actual de las instalaciones y se plantearán soluciones que permitan corregir los problemas existentes.
- A continuación, se propondrán y analizarán las posibles soluciones para mejorar los problemas causados por el funcionamiento en paralelo en instalaciones no preparadas para ello. Se realizará un estudio comparativo entre las soluciones propuestas que valorará su rendimiento, fiabilidad, inversión inicial y coste de mantenimiento.
- Finalmente, una vez elegida la solución óptima, se presupuestará la instalación y mantenimiento de dicha solución.

Dentro de este proyecto se aplican conocimientos del área de Ingeniería Mecánica de asignaturas tales como:

EM-1016 Mecánica de Fluidos, EM-1025 Ingeniería Gráfica, EM-1028 Máquinas e Instalaciones de Fluidos, EM-1029 Tecnologías de Fabricación, EM-1030 Ingeniería de Materiales, EM-1031 Proyectos de Ingeniería, EM-1032 Máquinas e Instalaciones eléctricas y EM-1045 Instalaciones de Transporte de Fluidos

El presente proyecto, por tanto, se basará en obtener una solución que mejore las instalaciones desde el punto de vista hidráulico, así como realizar un análisis de la eficiencia energética y el mantenimiento de las instalaciones.

4. Normas

En este apartado, se exponen las normas que se han tenido en cuenta durante la realización del presente proyecto.

Estas normas incluyen las pertenecientes a territorio nacional, así como la normativa americana API ya que es la de mayor relevancia a nivel mundial en el sector de la industria petroquímica.

- **Normativa API 682 cuarta edición.** Establecen los requisitos de diseño de los sistemas de sellado entre las bombas y sus respectivos ejes.
- **Normativa API 610 / ISO 13709 undécima edición.** Establece los requisitos de funcionamiento para las bombas centrífugas que trabajan en servicios de proceso de la industria del petróleo, petroquímica y del gas.
- **UNE-157-001:** Establece los criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico.
- **UNE-157-001:2014:** Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico.
- **UNE-EN ISO 5457:2000:** Documentación técnica de producto. Formatos y presentación de elementos gráficos de las hojas de dibujo.
- **UNE-EN ISO 10209-2:2012:** Documentación técnica de producto. Vocabulario. Términos relacionados con los diseños técnicos, la definición de productos y productos relacionados.
- **UNE 1032:1982:** Dibujos técnicos. Principios generales de representación.
- **UNE-EN ISO 5455:1996:** Dibujos técnicos. Escalas.

5. Glosario

- **API:** “American Petroleum Institute”. Organización responsable de elaborar la normativa de referencia para los equipos de bombeo que trabajan en la industria petrolífera.
- **BEP:** Best Efficiency Point o punto de mayor eficiencia. Se refiere al punto de operación óptima de una bomba con respecto a su gráfica Presión-Caudal.
- **CFC:** “Constant Falling Curves” o curvas de caída constante. Se refiere a aquellas curvas de bombas en las que el valor máximo de la presión es aquél para el que el caudal vale 0 y constantemente “cae” en la gráfica según el caudal incrementa su valor.
- **EPI:** Equipo de Protección Individual. Se entiende toda aquella prenda, herramienta o accesorio cuyo propósito sea el de proteger al usuario de los posibles accidentes que puedan tener lugar en el entorno de trabajo.
- **MCSF:** “Minimum continuous stable flow” o Caudal Continuo Mínimo Adecuado. Se trata del caudal mínimo que ha de ser mantenido para evitar la recirculación en la aspiración del impulsor.
- **Micro-jets:** Ondas de choque causadas por la implosión de una burbuja que viaja de una zona de menor presión a una de mayor presión y que provocan el fenómeno conocido como cavitación.
- **MTBC/F:** Tiempo medio transcurrido entre cambios de piezas/fallos en el sistema. Es utilizado como principal indicador de la fiabilidad de los equipos.
- **NPSH:** Altura neta de aspiración positiva. Es el parámetro que se usa para medir la capacidad de aspiración de una bomba, así como para definir los

valores mínimos de presión de vapor en un sistema para prevenir la cavitación.

- **Número de Reynolds:** Número adimensional utilizado para caracterizar el movimiento de un fluido. El valor del número determina el comportamiento del flujo (Laminar o turbulento).
- **Run Out:** Punto final de la curva de una bomba. Representa el máximo caudal que una determinada bomba es capaz de trasegar.
- **Shut Off:** Punto inicial de la curva de una bomba. Representa la máxima altura que una bomba es capaz de entregar.
- **VAN:** Valor Actual Neto. Se trata de un parámetro indicador de la rentabilidad de un proyecto. Un proyecto rentable posee un $VAN > 0$ y su rentabilidad aumenta proporcionalmente con el incremento del VAN.
- **Wet End:** Partes de una bomba centrífuga que influyen en su rendimiento hidráulico.

6. Capacidad y funcionamiento de una bomba centrífuga

6.1. Introducción

Las bombas centrífugas están caracterizadas por unas gráficas de funcionamiento que indican sus capacidades de actuación en función de dos magnitudes primordiales, su presión de salida y su caudal trasegado. Estos dos parámetros permiten clasificar los diferentes modelos de bomba diseñados para un servicio en concreto, ayudando a elegir los modelos más capaces para satisfacer las necesidades de nuestra instalación.

En el funcionamiento de una instalación no solo influyen las gráficas relativas a las bombas, sino que también lo hacen las de las instalaciones o sistemas. Estas gráficas representan la resistencia al flujo que posee el sistema y dependen principalmente de la diferencia de alturas (tanto de presiones como de nivel) y de la fricción entre el sistema y el fluido. El equilibrio funcional de una instalación se encuentra en el punto en el que ambas curvas intersectan. A continuación, se muestra la *ilustración 4*, que representa el razonamiento anterior:

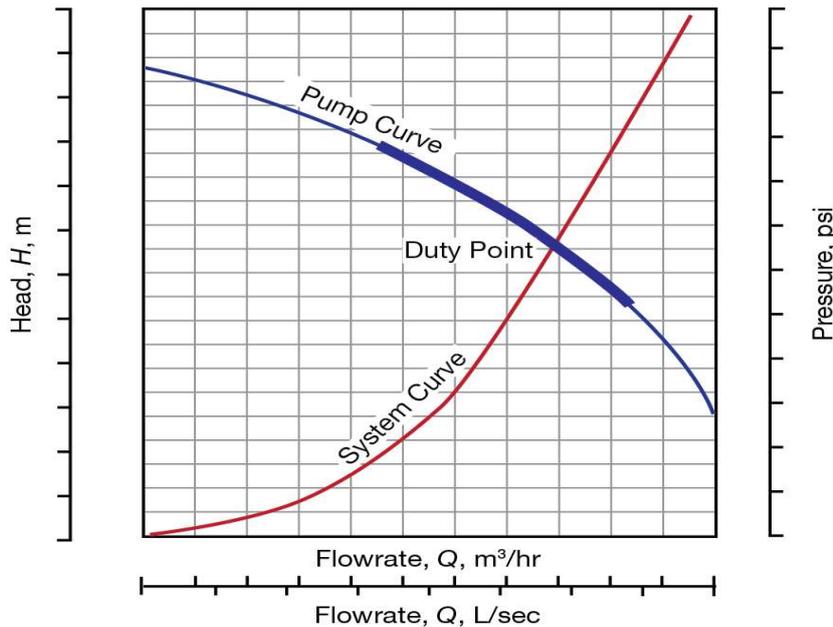


Ilustración 4: Curvas de bomba y sistema simplificadas

Sin embargo, existen variables adicionales al caudal y la presión, como por ejemplo el NPSH o “Net Positive Suction Head” del que hablaremos más adelante, así como variaciones en los métodos de operación que afectan al punto de funcionamiento de los sistemas de bombeo.

6.2. Curvas y clasificación

Como se ha expuesto anteriormente, la curva del sistema muestra la representación de la presión necesaria para trasegar un determinado caudal. Esta presión, también conocida como altura diferencial, es proporcionada por la bomba. No obstante, las características del sistema son las que determinan la altura diferencial en el punto de operación. Este parámetro está basado en 3 componentes:

- Diferencia de altura estática: La diferencia de nivel de alturas entre los puntos inicial y final de la operación.
- Diferencia de altura de presiones: La diferencia de presión estática entre los puntos inicial y final de la operación.
- Resistencia a la fricción: La (pérdida de) altura a causa de la resistencia del fluido al circular por el sistema

De los tres componentes, solamente la resistencia a la fricción cambia con el caudal. Si no existiese la fricción, la diferencia de altura de la bomba sería constante con el caudal y sería el resultado de la suma de la diferencia de altura y presión entre el punto inicial y el punto final del sistema. Este es el mínimo nivel de presión que debe aportar la bomba para prevenir el flujo de retorno o flujo inverso.

Esta resistencia al flujo en función del caudal es lo que se representa como la curva del sistema mencionada anteriormente y es la que controla el flujo de la bomba.

El sistema trabajará en el punto en el que la curva del sistema intersecte con la curva de la bomba, determinando los niveles de presión y caudal.

A su vez, es importante que la gráfica de la bomba se comporte de manera estable. Distinguimos las curvas de las bombas entre estables e inestables según su capacidad para operar en tan solo un punto de la gráfica, es decir, que solamente exista un punto de intersección entre ambas gráficas. A continuación, se muestran ejemplos de ambas situaciones en las *ilustraciones 5 y 6*:

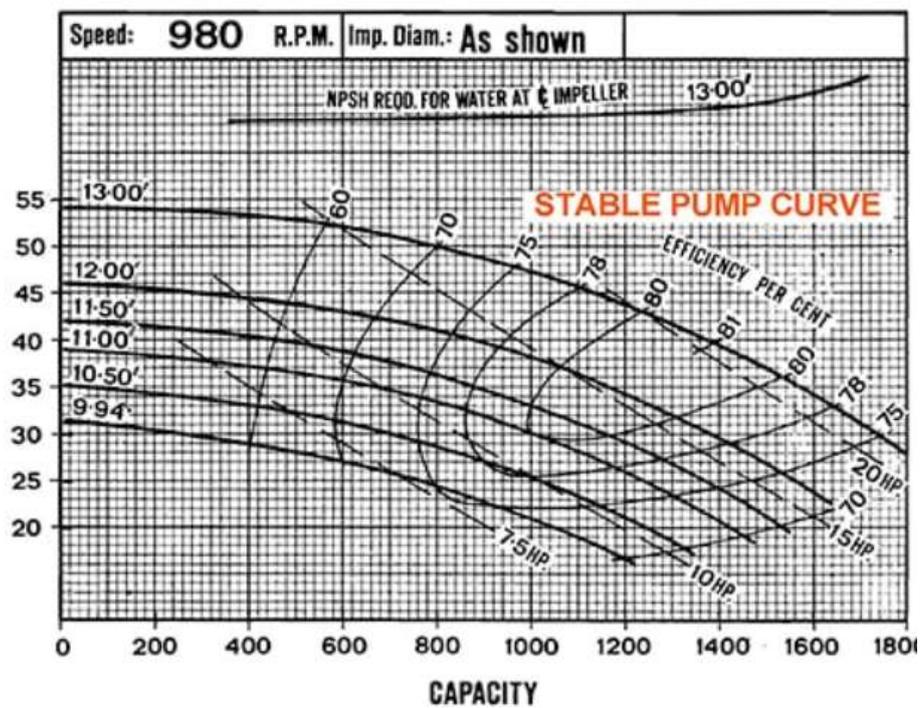


Ilustración 5: Ejemplo de curva estable

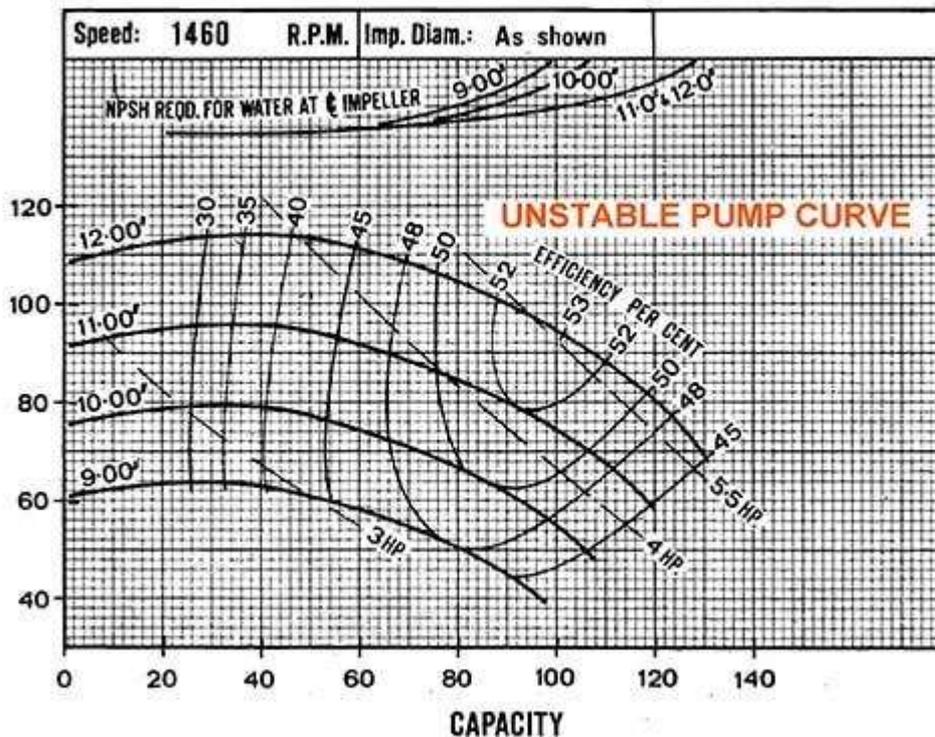


Ilustración 6: Ejemplo de curva inestable

El motivo de que una curva estable sea deseada frente a una inestable es evitar oscilaciones entre puntos del sistema. Estas oscilaciones pueden provocar problemas de vibraciones causados por cambios intermitentes en el nivel de caudal trasegado. Como podemos observar en la *ilustración 6*, para un determinado nivel de presión (110 pies) el sistema podría estar trasegando o bien 10 o bien 65 galones por minuto.

Otro criterio a la hora de clasificar estas curvas es su pendiente. Llamamos curvas planas a aquellas curvas en las que un pequeño cambio en la presión conllevará un cambio de caudal significativo. Por otra parte, llamamos curvas empinadas a aquellas que por el contrario no sufren cambios significativos de caudal al variar el nivel de presión. La elección del tipo de curva y en consecuencia del tipo de bomba a emplear depende en gran medida de los requisitos del sistema, así como del tipo de control que se quiera ejercer sobre el mismo.

En las *ilustraciones 5 y 6* podemos apreciar también unas líneas curvas que cortan a las curvas de la bomba. Estas líneas delimitan las regiones de eficiencia de la bomba. Resulta de interés a la hora de seleccionar una bomba que la curva del sistema en el que va a trabajar corte a la curva de la bomba en su región de mayor eficiencia. Esto supondrá un ahorro energético y por tanto del coste de operación y también extenderá la vida útil de la bomba.

6.3. NPSH.

El NPSH o “**Net Positive Suction Head**” es un parámetro de vital importancia para el diseño de una instalación de bombeo y es a su vez la manera más precisa y universal de calcular la capacidad de una bomba dado que es válido para cualquier tipo de fluido siempre y cuando la presión de vapor y la densidad del mismo sean conocidos.

Este parámetro define los valores mínimos de presión en cada punto del sistema con respecto al valor de la presión de vapor del fluido que circula dentro del mismo. Si en algún punto del circuito el NPSH posee un valor inferior a la presión de vapor el sistema se verá afectado por problemas de cavitación.

La cavitación es un fenómeno en el que se forman pequeñas burbujas a causa de un cambio de estado del fluido. Este cambio de estado se debe a un descenso de la presión a un valor inferior al de la presión de vapor en un punto determinado. Las burbujas formadas viajan a zonas de mayor presión e implosionan, provocando ondas de presión conocidas como “micro-jets” que impactan contra las diferentes superficies de la maquinaria del sistema. Sucesivos impactos de micro-jets en un punto concreto desgastan estructuralmente el material, produciendo una erosión del mismo, que a su vez crea una zona de mayores pérdidas de presión y repite el ciclo con mayor intensidad. Podemos observar daños por cavitación en un impulsor en la *ilustración 7*:



Ilustración 7: Daños por cavitación

Este fenómeno es tremendamente dañino para cualquier tipo de instalación. Los efectos de la cavitación se traducen en fuertes ruidos, en daño por picaduras en la maquinaria y en pérdida de capacidad de la bomba. Esto último podemos observarlo en la *ilustración 8*:

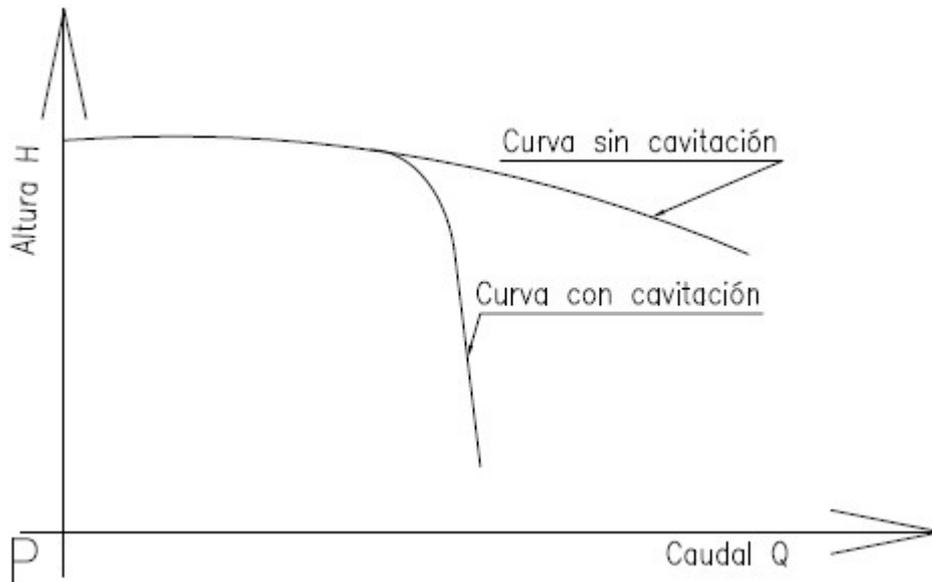


Ilustración 8: Curva de una bomba afectada por cavitación

Existen dos tipos de NPSH fundamentales a tener en cuenta:

- El NPSHa, NPSHd o disponible: Este valor es una función del sistema y debe ser calculado. Es el valor de presión a la entrada de la aspiración de la bomba y marca como de cerca se encuentra de cavitarse el fluido. Para calcularlo empleamos la fórmula mostrada en la *Expresión 1*:

$$\text{NPSH}_d = \frac{P_A}{\gamma} - Z_A - h_f - \frac{P_v}{\gamma}$$

Expresión 1: Cálculo del NPSHd

Donde:

P_A es la presión a la altura de aspiración de la bomba medida en pascales.

P_v es la presión de vapor del fluido a la temperatura de trabajo medida en pascales.

Z_A es la altura geométrica de la aspiración medida en metros.

h_f es la pérdida de carga medida en la línea de aspiración medida en metros de columna de agua e incluye las pérdidas tanto por fricción como pérdidas localizadas a causa de accesorios en la línea de aspiración.

γ es el peso específico del fluido medido en Newtons por metro cúbico.

- El NPSHr o requerido: Es la presión mínima requerida en la aspiración para evitar la cavitación y viene dado por el fabricante de la bomba. Cuando menor sea su valor, mejor se comportará el impulsor. Puesto que el valor del NPSHr es creciente con el caudal es posible representar una curva característica que relacione ambos valores describiendo una parábola ascendente.

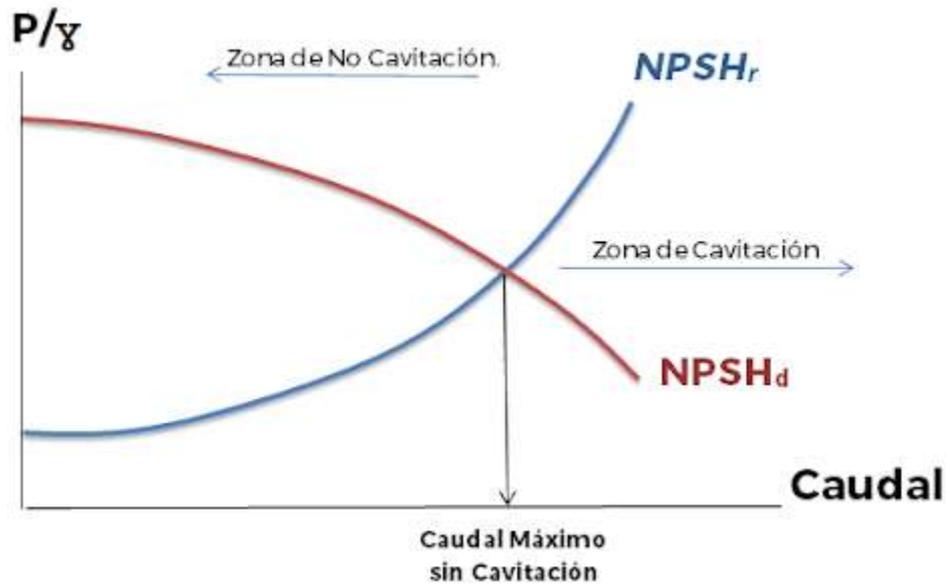


Ilustración 8.5: Curvas de NPSHr y NPSHa – Zonas de cavitación

Es requisito indispensable para un sistema que su NPSHa sea siempre mayor a su NPSHr.

6.4. Partes de una bomba centrífuga.

Una bomba centrífuga está compuesta principalmente por las siguientes partes.

- Carcasa: Es el componente que actúa como contenedor de la presión del fluido y que circula el flujo en su interior.
- Voluta: Parte de la carcasa en forma de embudo curvado que recibe el fluido impulsado por el rodete y decelera su flujo, transformando la energía cinética del fluido en presión según el Principio de Bernoulli. En ocasiones, se emplea un sistema con difusor y palas estáticas que actúa según el mismo principio a fin de mejorar la eficiencia. Podemos observar ambos en la *ilustración 9*:

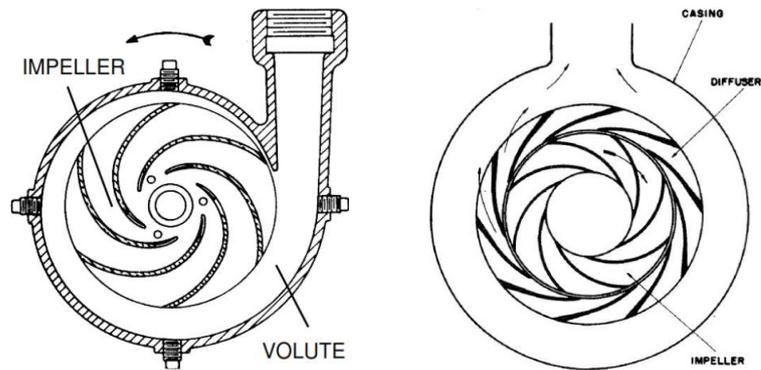


Ilustración 9: Comparativa sistemas de impulsión Voluta VS Difusores

- Rodete (Impulsor): Componente rotativo que se encarga de mover el fluido y aplicarle energía cinética en el interior de la carcasa.
- Eje: Elemento que transmite la energía desde su fuente (generalmente un motor eléctrico) hasta el rodete.
- Motor: Encargado de producir energía para hacer girar el rodete.
- Rodamientos: Se encargan de reducir la fricción entre las partes rotativas de la bomba, así como de minimizar el movimiento relativo del eje.
- Sello mecánico: Es la parte responsable de prevenir la fuga de líquido y mantener la presión en las zonas en las que el eje contacta con la carcasa.
- Bancada: Parte encargada de la absorción de vibraciones que actúa como base de todas las demás y ofrece un apoyo firme sobre el que la bomba pueda trabajar.

En la *ilustración 10* podemos observar las distintas partes descritas con la excepción de la bancada y el motor que se encontrarían justo debajo y al final del eje, respectivamente.

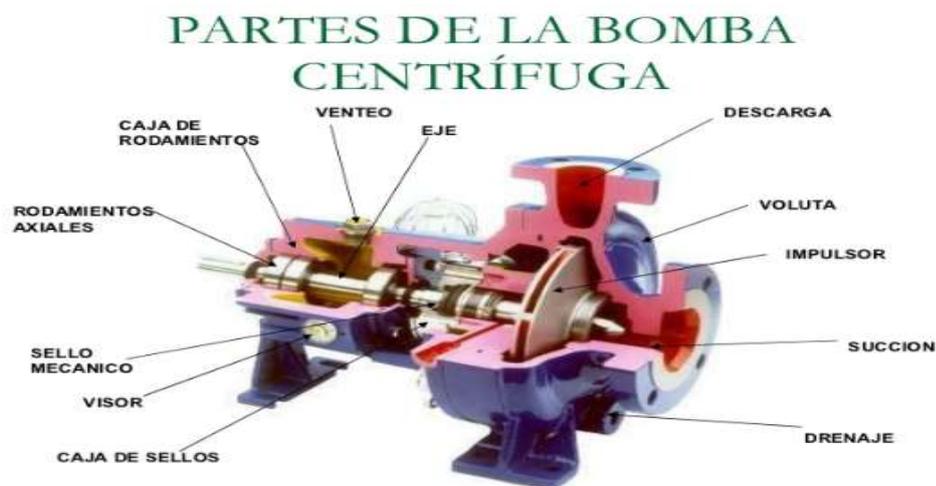


Ilustración 10: Partes de una bomba centrífuga

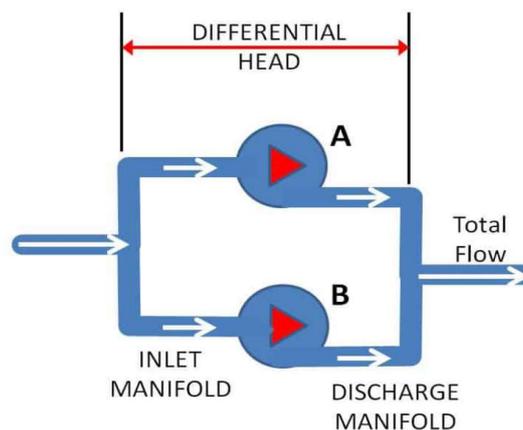
7. Operación monobomba VS Operación en paralelo

Las bombas centrífugas son comúnmente operadas en paralelo a fin de conseguir caudales de sistema más elevados, mejorar la flexibilidad del sistema o proveer de bombas redundantes para mejorar la disponibilidad del sistema. Sin embargo, colocar una o más bombas en paralelo simplemente, no ofrecerá los resultados esperados la mayoría de las veces.

Para empezar, definiremos lo que es la operación en paralelo y estableceremos reglas para predecir la capacidad del sistema cuando dos o más bombas son operadas en paralelo.

La operación en paralelo se refiere a dos o más bombas que operan con los mismos puntos de aspiración y de succión. Esto implica que cada bomba opera con la misma altura diferencial. El caudal total es la suma de los caudales individuales de cada bomba.

Podemos observar esto en la *ilustración 11*:



Both pumps see the same Differential Head.

Total Flow = Pump A + Pump B
(at the same Differential Head)

Ilustración 11: Ejemplo de sistema funcionando en paralelo

Para predecir la capacidad del sistema funcionando en paralelo se crea una nueva curva en común para todas las bombas como resultado de la suma de los caudales individuales de cada bomba a una altura común. El nuevo punto de operación será aquel en el que la nueva curva común intersekte a la curva del sistema.

Este razonamiento se aprecia en la *ilustración 12*:

BOTH PUMPS SEE THE SAME HEAD

**Add the Flows for each pump together
at the same head**

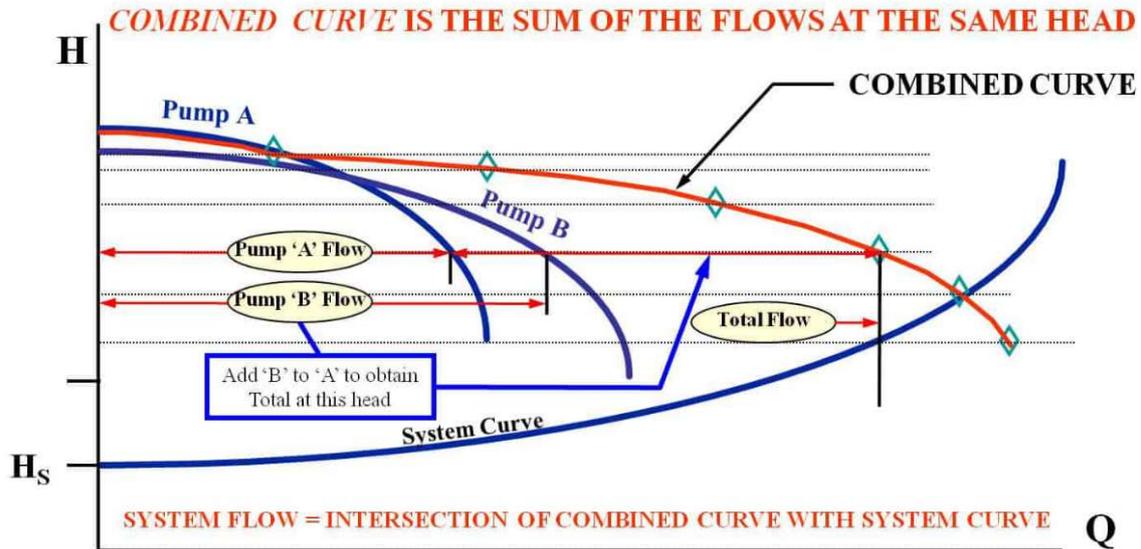
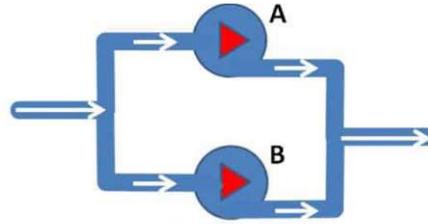


Ilustración 12: Ejemplo de curva combinada de funcionamiento en paralelo

En este ejemplo las curvas de las bombas no son idénticas. Esto resalta un problema de operación ya que al tener la bomba “A” una mayor altura a caudal 0, ésta se impondrá a la bomba “B” cuando el sistema funcione a caudales bajos. En este supuesto, la bomba con menor altura, la “B”, dejará de funcionar. Podemos apreciar esto observando la discontinuidad de la curva combinada en la *ilustración 12*. Esto tan solo es una de las consecuencias de operar en paralelo incorrectamente; existen variedad de problemas (Turbulencias, empujes, aumento de temperatura...) que pueden derivar de operar incorrectamente en paralelo un sistema.

Es importante conocer de antemano si la operación en paralelo es apropiada para el servicio en el que se trabaja, siendo el factor más importante la capacidad de las bombas para compartir la carga cuando éstas operan con caudales bajos, es decir, asegurarse de que las bombas tienen alturas coincidentes en caudal 0 y caudales bajos para prevenir el estancamiento o el bloqueo de alguna de las bombas.

El tipo de curva es también un factor determinante a la hora de valorar el funcionamiento en paralelo de un sistema. Las curvas inestables deben ser evitadas, en especial si existe la posibilidad de que el sistema opere en puntos cercanos al de estabilidad. Las bombas con curvas inestables presentan el riesgo de someter al sistema a oscilaciones graves al operar en paralelo. Por otra parte, las curvas empinadas son recomendables para operar en paralelo ya que favorecen el reparto de carga en caudales bajos. Las curvas de bombas demasiado planas en caudales bajos son propensas a experimentar grandes variaciones de caudal causadas por ligeros cambios en la presión y dificultan el reparto de carga entre las bombas.

Se puede observar esto último en la *ilustración 13*:

STEEPER PUMP CURVES ARE SAFER.

Steeper pump curves offer better low flow stability and better load sharing between pumps at low system flows.

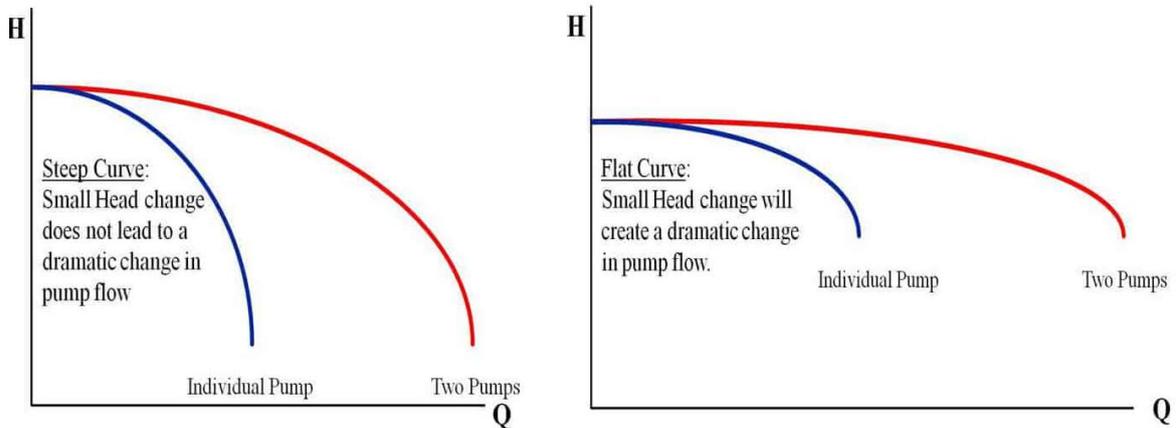


Ilustración 13: Comparación de curvas de bomba en operación en paralelo

No solamente se debe tener en cuenta el tipo de curva que posee la bomba que trabaja sino también ha de considerarse el tipo de curva que describe el sistema en el que trabaja. Cuando la curva del sistema es relativamente plana (no hay excesiva fricción), operar bombas adicionales en paralelo producirá un aumento útil de caudal. Incorrectamente, en ocasiones se espera que colocar dos bombas idénticas en paralelo permitirá duplicar el caudal trasegado. Esto no es posible, puesto que cuando trabajan juntas, la curva combinada resultante de las curvas originales interseca la curva del sistema en un punto a mayor a presión. Esto provoca que cada bomba opere a mayor presión y menor caudal de lo que normalmente trabajaría si estuviese funcionando sola.

Podemos observar lo expuesto en el párrafo anterior en la *ilustración 14*:

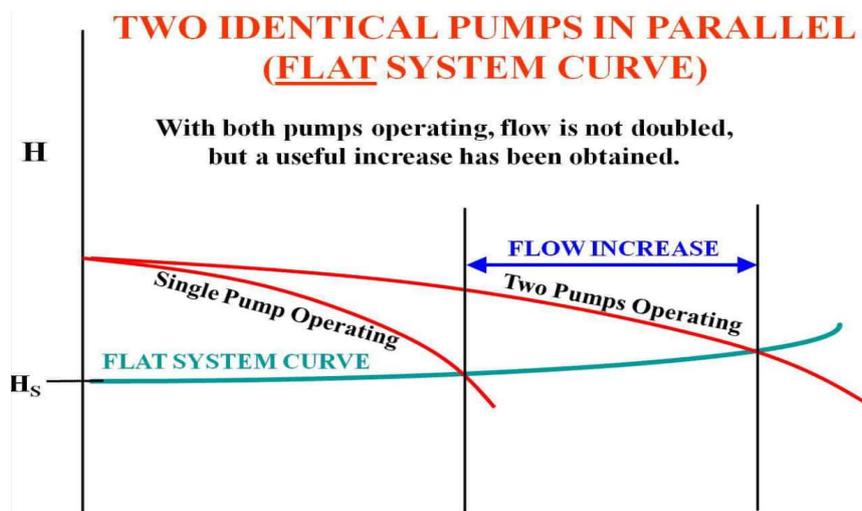


Ilustración 14: Incremento de caudal en paralelo para sistema de curva plana

Sin embargo, cuando el sistema posea una curva empinada (mucha fricción), la curva resultante de las originales intersecta la del sistema en un punto en el que cada bomba trabaja a un nivel de presión mucho mayor y en consecuencia a mucho menor caudal. En estas situaciones la operación en paralelo no es aconsejable, ya que se obtiene un incremento de caudal pequeño que no compensa el coste energético de la operación en paralelo.

Se puede apreciar esta afirmación en la *ilustración 15*:

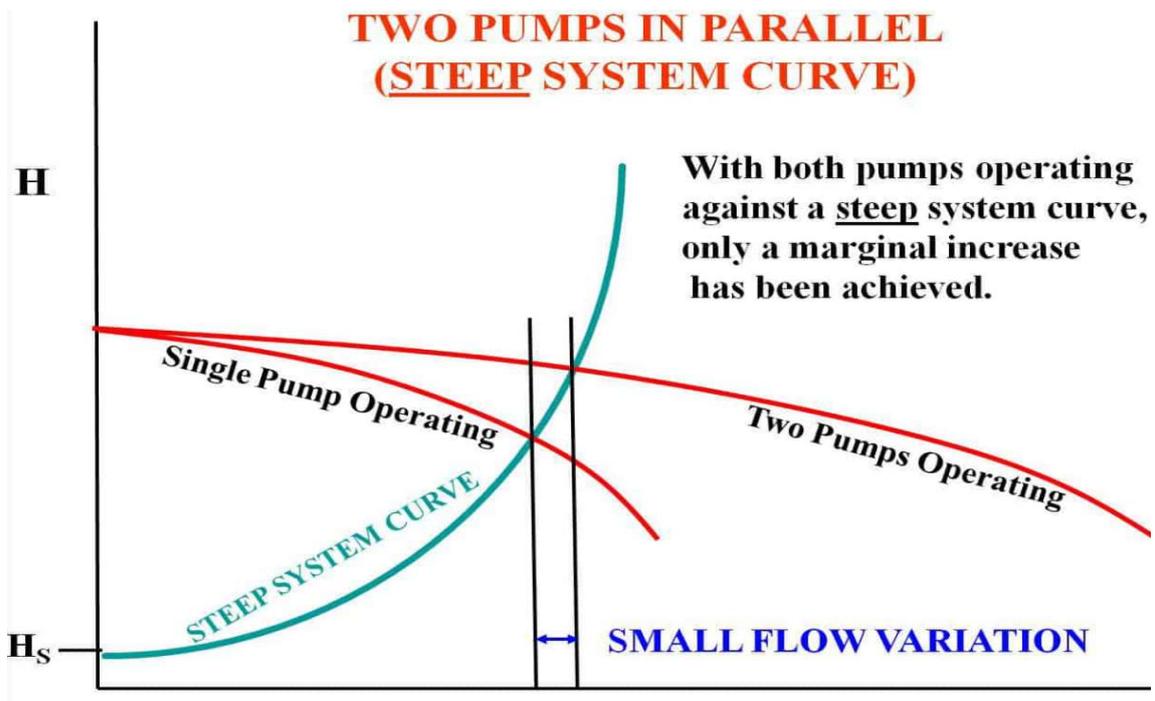


Ilustración 15: Incremento de caudal en paralelo para sistema de curva empinada

En resumen, la operación en paralelo debería cumplir las siguientes condiciones para poder ofrecer un aumento significativo del caudal de manera segura:

- A. Ambas bombas (o todas, en caso de haber más) deben poseer el mismo nivel de altura "shut off" para poder operar en paralelo.
- B. Las curvas inestables de bomba no son recomendables para la operación en paralelo.
- C. Las curvas empinadas de bomba son recomendables para la operación en paralelo.
- D. Los sistemas con curvas planas se benefician más de la operación en paralelo que los sistemas con curvas empinadas.

7.1. Daños por mal funcionamiento en paralelo. Velocidades bajas.

Anteriormente hemos hablado de una de las consecuencias que tiene operar en paralelo con 2 bombas con altura "shut off" diferente; es el estancamiento de la bomba con

menor presión inicial. Este es tan solo uno de los problemas que derivan de un funcionamiento en paralelo no preparado. El funcionamiento de una instalación con bombas en paralelo no preparadas para trabajar de esa manera, ocasiona que las bombas trabajen fuera de las zonas de la curva para las que habían sido diseñadas.

De manera general, provoca que la bomba no dominante funcione a un caudal más bajo de lo normal para poder alcanzar el nivel de presión que la bomba dominante le exige y genera una serie de problemas que se expondrán a continuación. En la *ilustración 16* podemos apreciar algunos de ellos:

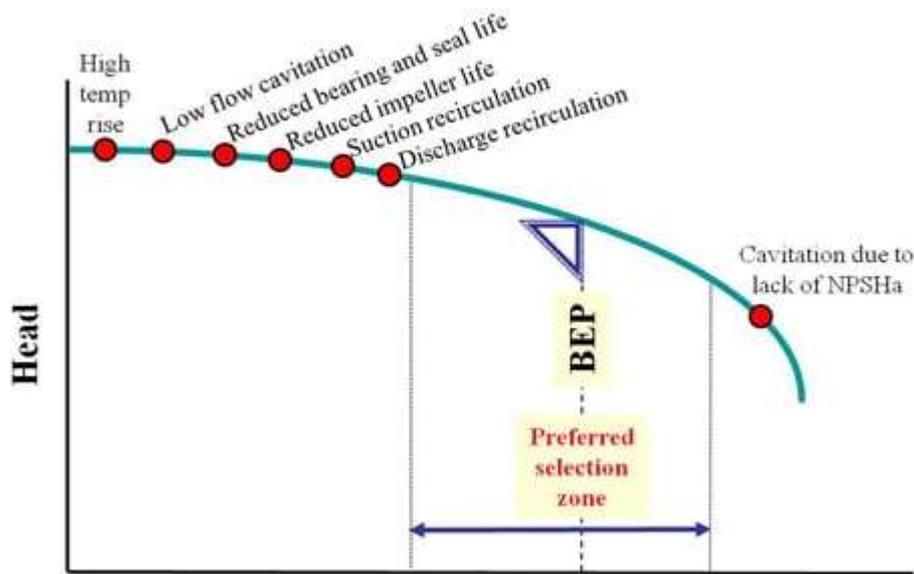


Ilustración 16: Problemas asociados a operación en caudales bajos

- **Turbulencias internas:** El BEP es el punto donde una bomba centrífuga trabaja óptimamente. En ese punto se encuentra el nivel de caudal para el que las velocidades del fluido se acoplan mejor a la geometría del impulsor y de la voluta y la distribución de presiones alrededor del impulsor es simétrica permitiendo una entrada y salida del fluido suave y continua.

Operar los equipos en puntos alejados del BEP distancia los perfiles de velocidad de los ideales, causando alteraciones en el caudal esperado, turbulencias y recirculación interna.

Una buena analogía para entender este concepto es el funcionamiento de un velero, donde la vela del barco sería el equivalente a las paletas del impulsor. Si funcionamos en el BEP, la vela del barco está perfectamente orientada para recibir el impulso del viento. Alejándose del BEP la vela ondulará y se agitará de manera proporcional al distanciamiento del BEP.

La *ilustración 17* ofrece una representación simplificada de flujo suave en el BEP contrastada con las perturbaciones que suceden al funcionar a caudales bajos.

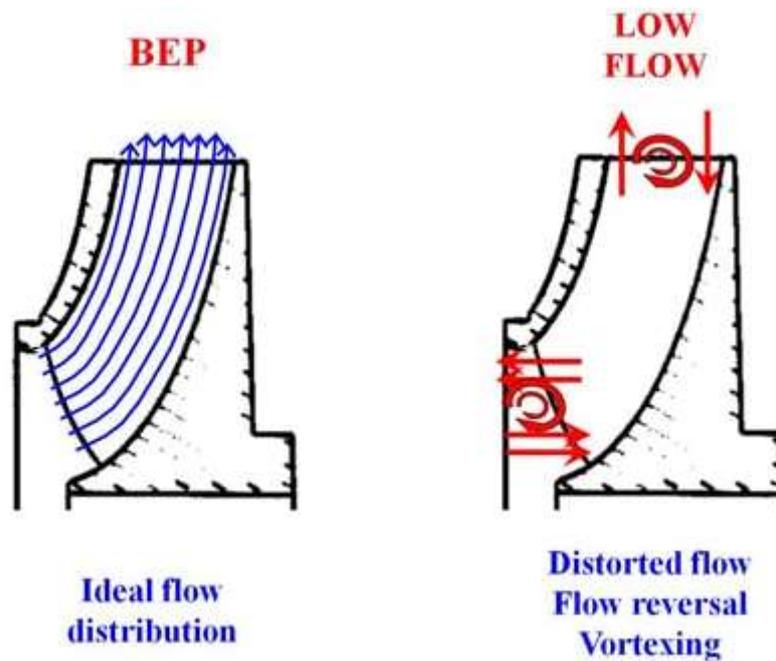


Ilustración 17: Comparativa flujo BEP Vs Puntos alejados

El grado de turbulencia y su asociada vibración y zarandeo depende del diseño hidráulico. Generalmente, los efectos son más severos para bombas que poseen impulsores con un diámetro de entrada grande. En las bombas de mayor tamaño la recirculación puede ser tan intensa que ocasiona problemas similares a la cavitación.

- **Empuje Axial:** Los propulsores hidráulicamente desequilibrados generan un impulso axial proporcional a la altura diferencial. A caudales bajos, la altura diferencial será mayor y el impulso axial generado crecerá. En el caso de las bombas multietapa, este impulso se compensa con la ayuda de un dispositivo que equilibra automáticamente o colocando los impulsores de manera que miren a extremos opuestos de la bomba.

Las bombas de una sola etapa que no estén hidráulicamente equilibradas y las bombas multietapa sin dispositivo compensador, como por ejemplo una bomba vertical de turbina, experimentarán impulsos axiales de mayor intensidad. Esta clase de impulsos provoca un desgaste prematuro de los rodamientos que termina por causar el fallo de la bomba.

La *ilustración 18* muestra un esquema del problema:

HYDRAULICALLY UNBALANCED IMPELLER

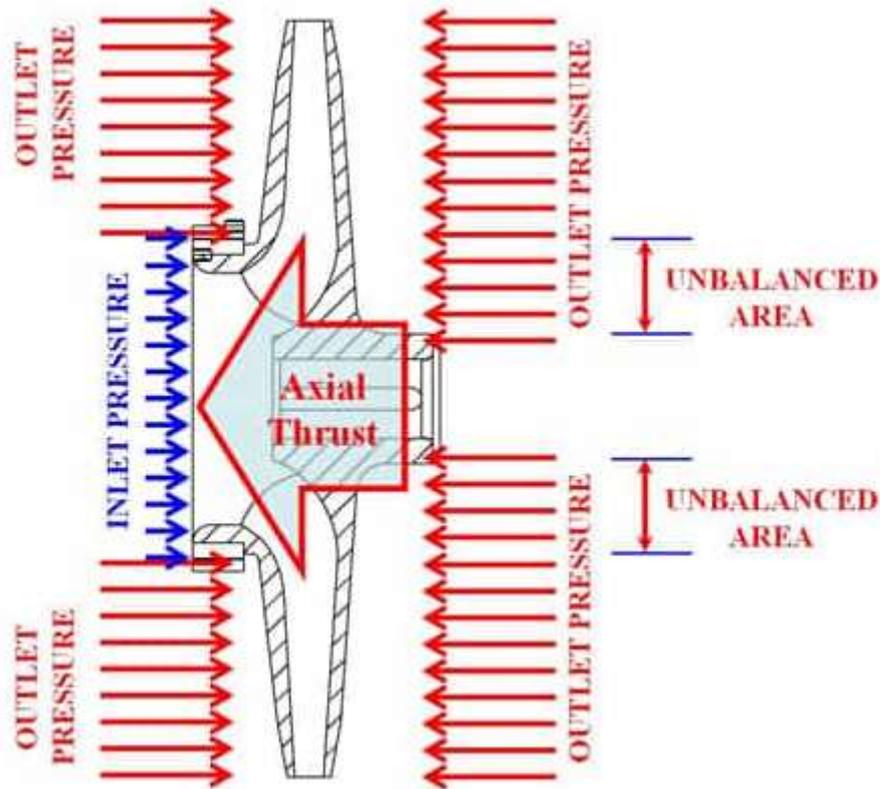


Ilustración 18: Representación de fuerzas, empuje axial.

- **Empuje Radial:** Todas las geometrías de flujo de la bomba están diseñadas para velocidades BEP. Cuando la bomba trabaja alejada del BEP, el perfil de velocidades se distorsiona. A caudales bajos, el impulsor sigue tratando de empujar el fluido a las velocidades de diseño. Sin embargo, conforme el fluido progresa alrededor de la voluta el perfil de velocidades debe decelerar para poder coincidir con el caudal de salida.

Esto resulta en un incremento de la distribución de presión cerca de la salida y en consecuencia una mayor presión media en esta región de la carcasa. Este fenómeno actúa en la periferia del impulsor y crea un empuje radial que, efectivamente, se transmite a través del impulsor hasta el eje y los rodamientos. Podemos apreciar esto en la *ilustración 19*:

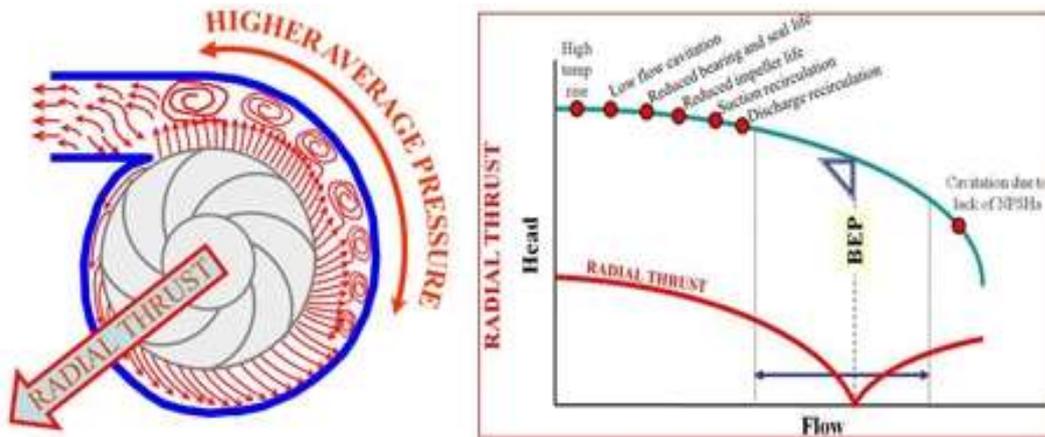


Ilustración 19: Representación de fuerzas. Empuje radial.

Este tipo de carga en el eje puede tener consecuencias severas para el eje y para los rodamientos e incluso ha llegado a provocar la rotura del mismo en bombas de construcción ligera. Algunas bombas de trabajos pesados que siguen la normativa API 610 requieren calcular la vida mínima de los rodamientos tanto a caudal “shut off” como a caudal de diseño por este motivo.

Para contrarrestar este problema se usan bombas de doble voluta o de voluta escalonada, pudiendo reducir este empuje radial hasta una cuarta parte de su valor para volutas únicas.

- **Incremento de temperatura:** Imaginemos que estamos trabajando con una bomba con un 80% de eficiencia. Esto significa que la bomba es capaz de convertir el 80 por ciento del empuje del eje en presión y caudal útil. ¿Qué sucede con el 20 por ciento restante? Sencillamente, se disipa en forma de calor, generalmente calentando el fluido de trabajo.

La eficiencia disminuye dramáticamente a caudales bajos. Si en el ejemplo anterior, nuestra bomba con un 80% de eficiencia operase con 10 kilovatios, en realidad estaríamos trabajando con una bomba de 8 kilovatios y un calentador de 2. Existen dispositivos que miden de manera precisa la diferencia de temperaturas entre la aspiración y la impulsión de una bomba para determinar su eficiencia. La fórmula para calcular el incremento de temperatura a lo largo de la bomba es la mostrada en la expresión 2:

$$\Delta T = \frac{g * H}{1000 * C_p} * \left(\frac{1}{n} - 1 \right)$$

Expresión 2: Cálculo del incremento de temperatura

Donde:

- ΔT es la diferencia de temperatura medida en Kelvin.
- g es la aceleración de la gravedad medida en m/s^2 .
- H es la diferencia de altura medida que la bomba debe vencer en metros.
- C_p es el calor específico del fluido de trabajo medido en $kJ/(kg \cdot K)$
- n es el coeficiente de eficiencia decimal

A continuación, se muestra una gráfica en la *ilustración 20* que detalla el incremento de temperatura a caudales bajos.

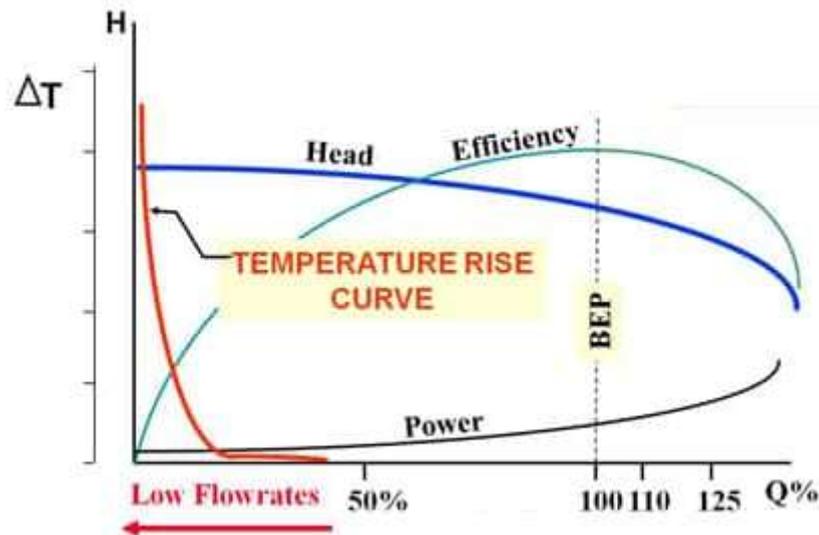


Ilustración 20: Curva de incremento de temperatura

En la práctica, cuando nos aproximamos al “shut off” de la bomba, la n de la expresión anterior se convierte en un número muy próximo a cero. Esto provoca que el aumento de temperatura crezca de forma exponencial, teóricamente hasta el infinito. Esto tiene consecuencias desastrosas para el equipo, provocando que se caliente intensamente en muy poco tiempo. Esto puede dar lugar a explosiones fuertes que atenten contra la seguridad de los trabajadores y que por supuesto, destruyen los equipos sin posibilidad de reparación. Un ejemplo de este accidente se puede apreciar en la *ilustración 21*:

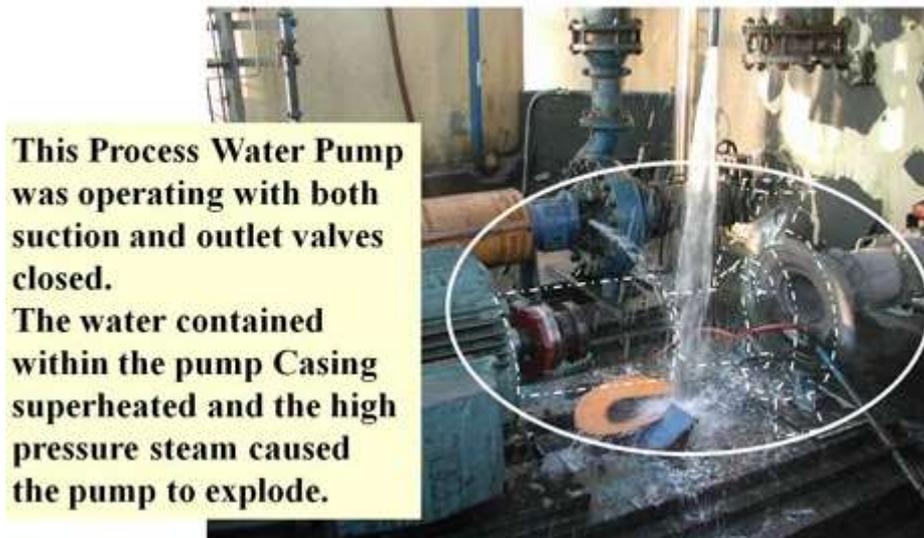


Ilustración 21: Explosión de bomba centrífuga por sobrecalentamiento

8. Leyes de afinidad.

8.1. Variadores de frecuencia.

La gran mayoría de bombas centrífugas están accionadas por un motor eléctrico de inducción, típicamente de jaula de ardilla, que les proporciona la energía necesaria para funcionar. La velocidad de giro de estos motores depende del número de polos que posean. Los polos son el número de juegos de bobinados electromagnéticos del motor. Para calcular el número de polos de un motor debemos fijarnos en la placa del motor, donde encontraremos una lista con las velocidades del motor en función del número de polos. Conociendo la frecuencia del sistema, podemos calcular el número de polos con la *expresión 3* que se muestra a continuación:

$$P = \frac{(120 * f)}{n}$$

Expresión 3: Cálculo polos del motor en función velocidades y frecuencia

De donde:

- **P** es el número de polos del motor
- **f** es la frecuencia de suministro de la electricidad medida en Hz
- **n** es la velocidad de funcionamiento del motor medida en RPM

Habitualmente esta expresión devuelve un número no entero, ya que la placa de identificación del motor muestra un número ligeramente inferior a su velocidad

síncrona nominal. Puesto que las redes eléctricas funcionan a 50 o a 60 Hz según el país en el que nos encontremos, los motores funcionarán como muestra la *tabla 1*:

	<u>Pump Running Speed – RPM</u> (assuming 20 RPM slip)	
<u>Number of Poles</u>	<u>50Hz supply frequency</u>	<u>60Hz supply frequency</u>
2	2980	3580
4	1480	1780
6	980	1180
8	730	880
10	580	700

Tabla 1: Revoluciones por minuto en función del número de polos y la frecuencia

Como se ha comentado, una bomba centrífuga opera en el punto en el que su curva interseca a la curva del sistema. La curva de la bomba no cambia a no ser que ésta sufra algún tipo de daño o esté excesivamente gastada. Sin embargo, la curva del sistema cambia constantemente. Las tuberías pueden corroerse, los filtros y los intercambiadores de calor pueden obstruirse, los niveles de los tanques pueden cambiar y la demanda de la planta puede variar. La bomba es esclava del proceso. Los cambios del sistema pueden causar estragos con el punto de operación de la bomba y es posible que el sistema tenga que ser estrangulado para mantener bajo control el punto de operación o los caudales que necesite el proceso.

Cuando estrangulamos un sistema, generalmente con válvulas de control, la curva del sistema cambia drásticamente, ya que lo que realmente estamos haciendo es aumentar la fricción. La pérdida de presión en la válvula es también una pérdida de energía. La estrangulación suele ser un método efectivo para controlar el caudal, pero no es en absoluto eficiente. No obstante, existen métodos de control mucho más eficientes que nos permiten controlar la curva de la bomba en vez de la del sistema. Entre ellos destacan los variadores de frecuencia.

Los variadores de frecuencia son unos dispositivos que permiten controlar la velocidad y el par del motor eléctrico modificando la frecuencia de entrada. En este caso, modificar la velocidad a la que gira el motor afectará directamente a la curva de la bomba.

Para poder predecir cómo afectarán los cambios de velocidad a la curva de la bomba primero hemos de entender el concepto de “leyes de afinidad”.

Las leyes de afinidad son unas expresiones matemáticas que permiten conocer como variará la capacidad de la bomba si modificamos su velocidad de giro o el tamaño de su impulsor. A continuación, se muestran las expresiones en función de la velocidad:

Para cambios en la velocidad de N_1 a N_2

$$\text{Nuevo caudal } Q_2 = Q_1 * \frac{N_2}{N_1}$$

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

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

Expresión 4: leyes de afinidad manteniendo tamaño del impulsor constante

Estas expresiones derivan en un grupo de curvas llamadas “curvas de afinidad”, donde unas líneas imaginarias (líneas de afinidad) atraviesan los puntos equivalentes de las diferentes curvas de velocidad. Podemos observar esto en la *ilustración 22*:

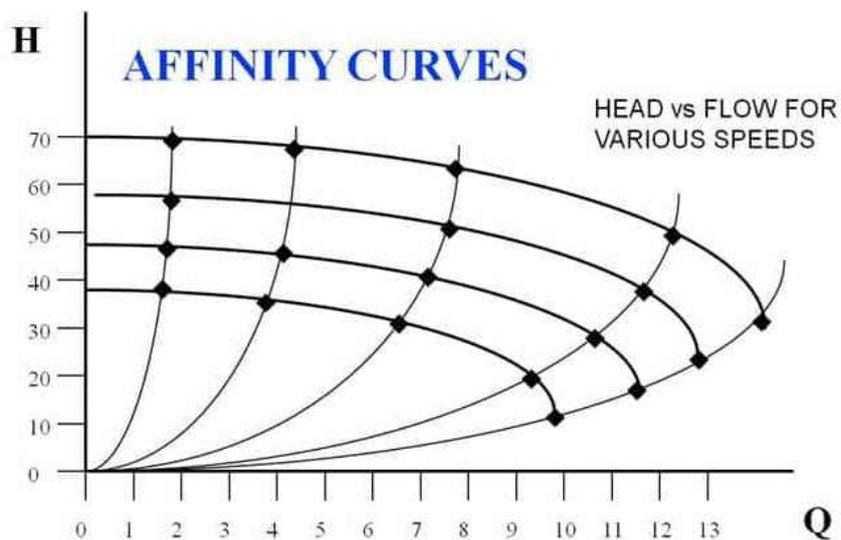


Ilustración 22: Curvas de afinidad

Podemos utilizar estas curvas para predecir de manera precisa el cambio en la capacidad de la bomba provocado por el cambio de velocidad. Esto nos permite ajustar la curva de la bomba en función de las necesidades del sistema, controlándolo de manera más eficiente que usando el estrangulamiento.

Además, aporta diversas ventajas como eliminar el intenso ruido producido por el estrangulamiento o ahorrar costes en energía a largo plazo.

El ahorro eléctrico se puede calcular comparando el consumo a plena carga con el consumo necesario en el nuevo punto de operación, teniendo en cuenta la ineficiencia y pérdidas eléctricas en el variador, aunque generalmente, son pequeños en relación al total del consumo del motor.

También cabe mencionar que, en el caso de estar funcionando con un sistema en paralelo, una curva de sistema empinada facilitará el control de la curva de la bomba ya que los cambios en el caudal producidos por el variador serán progresivos y seguirán a las curvas de afinidad. Por el contrario, si la curva del sistema es plana, un pequeño cambio en la velocidad provocará un cambio dramático en el caudal, dificultando el control. Podemos apreciar esto en la *ilustración 23*:

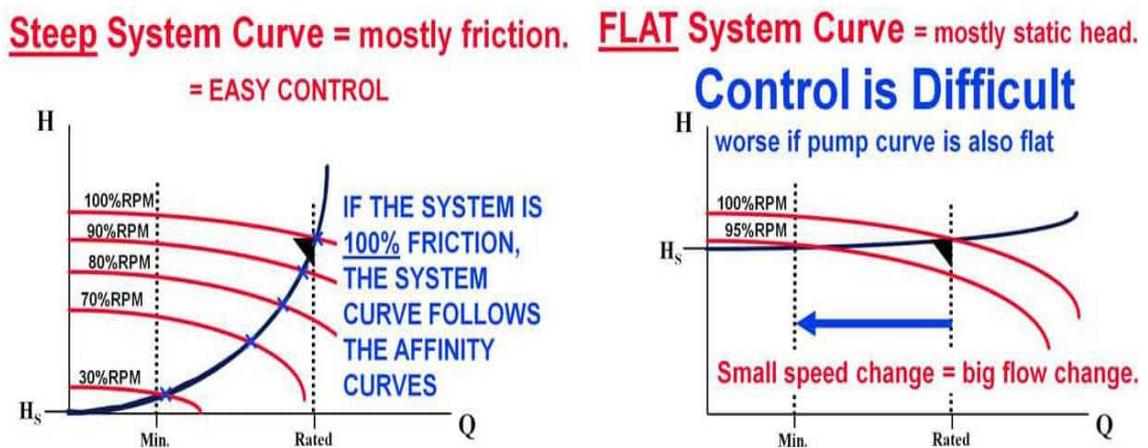


Ilustración 23: Comparación de control por velocidad en sistemas en paralelo

8.2. Tamaño del impulsor.

Así como la *expresión 4* explica las ecuaciones que definen las variaciones de caudal, presión y potencia en función de la velocidad del motor manteniendo el tamaño del impulsor constante, existen unas ecuaciones para definir dichas variaciones en función del tamaño del impulsor manteniendo la velocidad constante. Se muestran a continuación en la *expresión 5*:

Para cambios en el diámetro de D1 a D2

$$\text{Nuevo caudal } Q_2 = Q_1 * \frac{D_2}{D_1}$$

$$\text{Nueva presión } H_2 = H_1 * \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$$

$$\text{Nueva potencia } P_2 = P_1 * \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$$

Expresión 5: leyes de afinidad manteniendo velocidad del motor constante

El tamaño del impulsor está condicionado al tamaño de la voluta, con unos valores mínimo y máximo establecidos por el fabricante. Al igual que en la imagen 21, existen varias curvas de bomba paralelas entre sí que muestran de manera gráfica las variaciones en los parámetros de la bomba en función del tamaño del impulsor.

9. Estudio de la problemática actual y propuesta de soluciones.

Como se ha explicado, el objetivo de este proyecto es lograr una mejora tanto en la eficiencia energética como en la cadencia de mantenimiento de los equipos. El hecho de utilizar dos bombas funcionando en paralelo en estas instalaciones, como ya hemos comentado, conlleva una serie de efectos secundarios perjudiciales para los equipos, entre los que destacan una pobre eficiencia energética y una alta proporción de averías, así como un aumento del gasto energético al tener funcionando ambos equipos a la vez en lugar de uno.

Para poder visualizar gráficamente este problema, obtendremos la curva resistiva para cada uno de los sistemas y la intersectaremos con las gráficas de funcionamiento de cada una de las bombas para obtener el punto de operación real y saber cuáles son los valores de caudal reales que la bomba puede trasegar operando dentro de dicho sistema.

A continuación, se muestran las curvas resistivas (rojo) de los sistemas de estudio superpuestas a las curvas de las bombas:

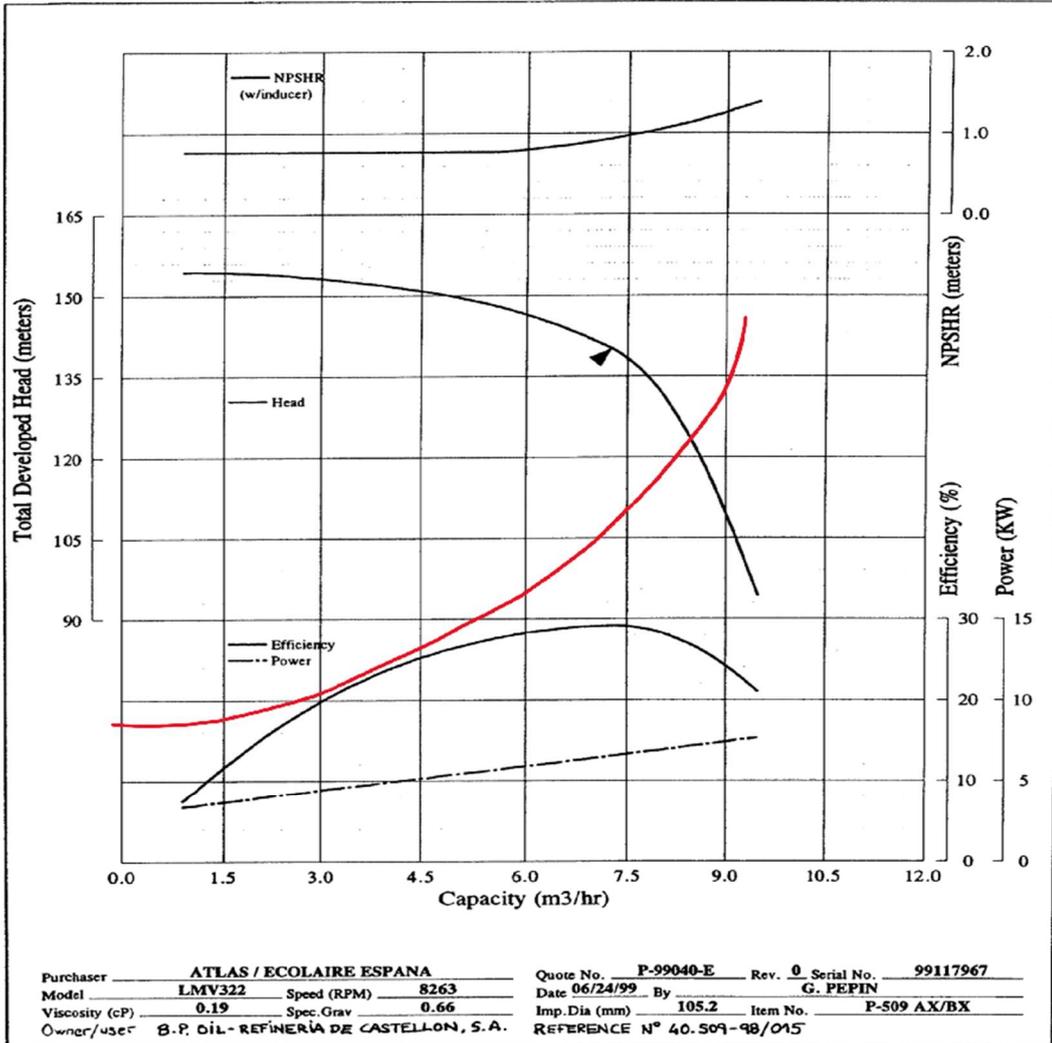


Ilustración 24: Curva resistiva P-509

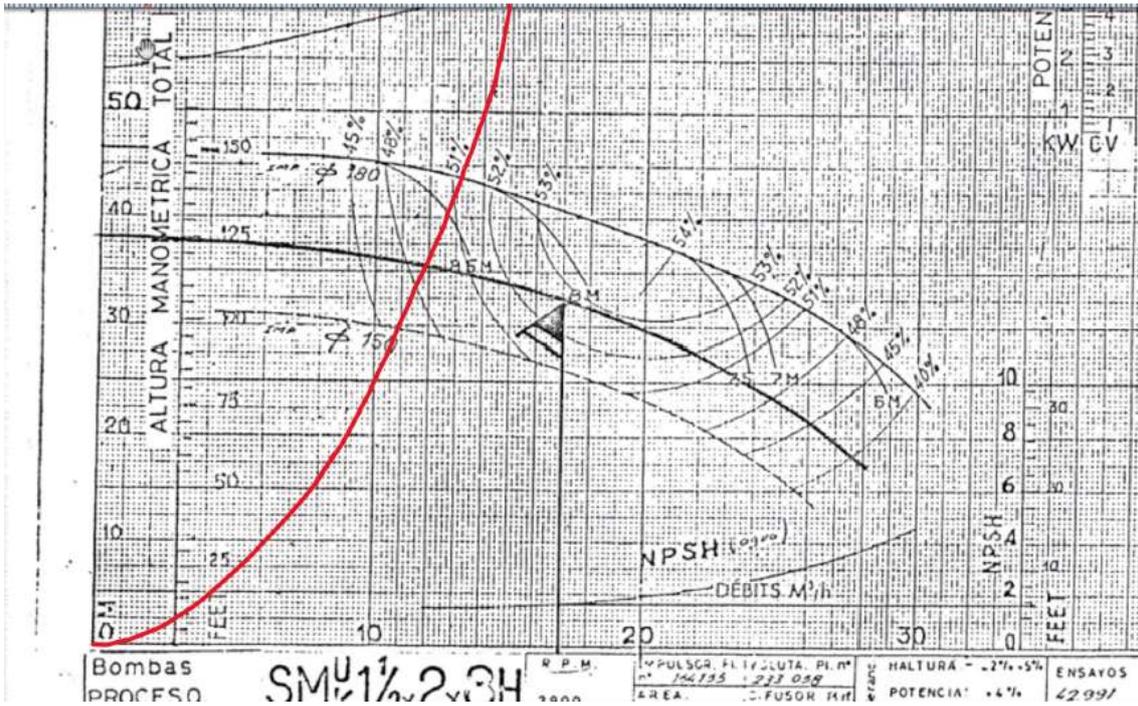


Ilustración 25: Curva resistiva P-1275

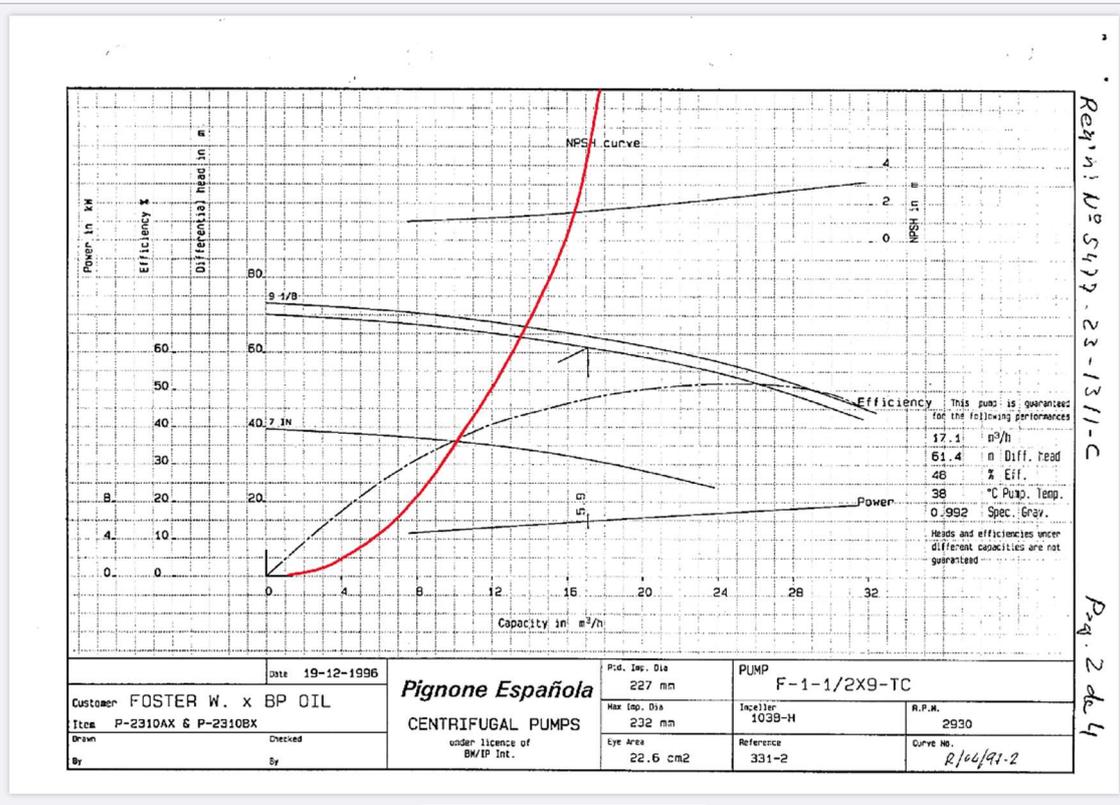


Ilustración 26: Curva resistiva P-2310

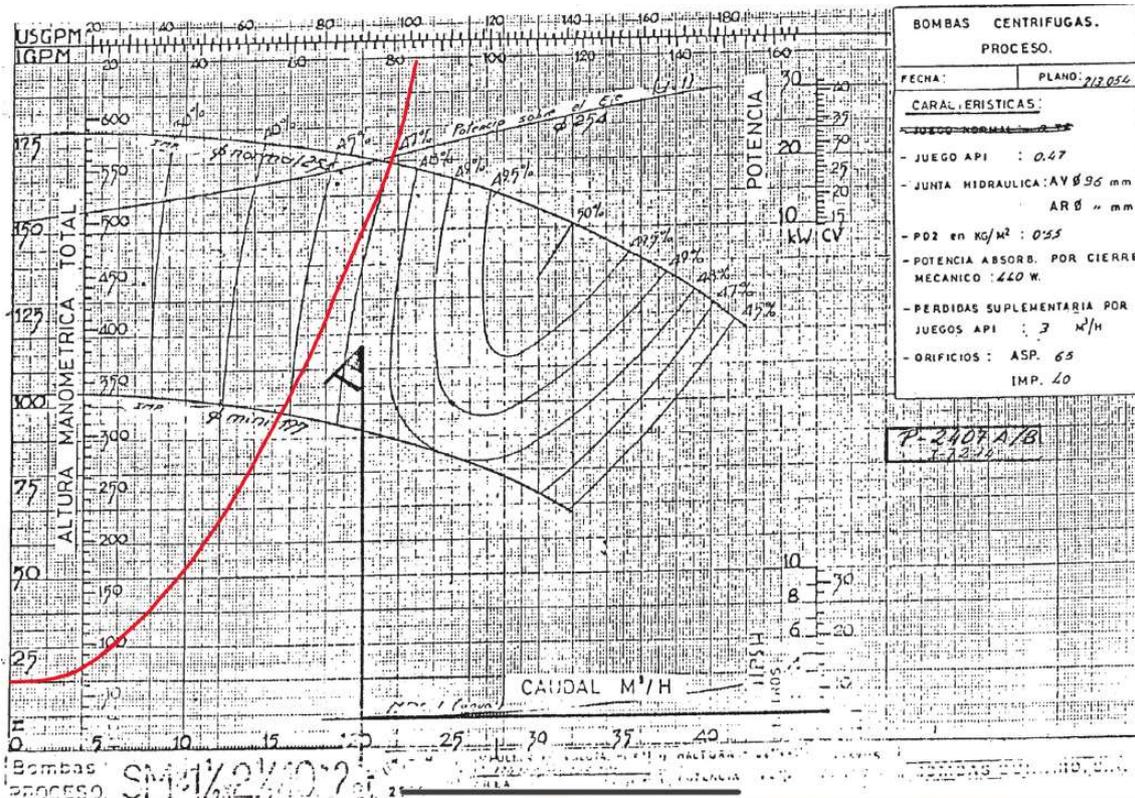


Ilustración 27: Curva resistiva P-2407

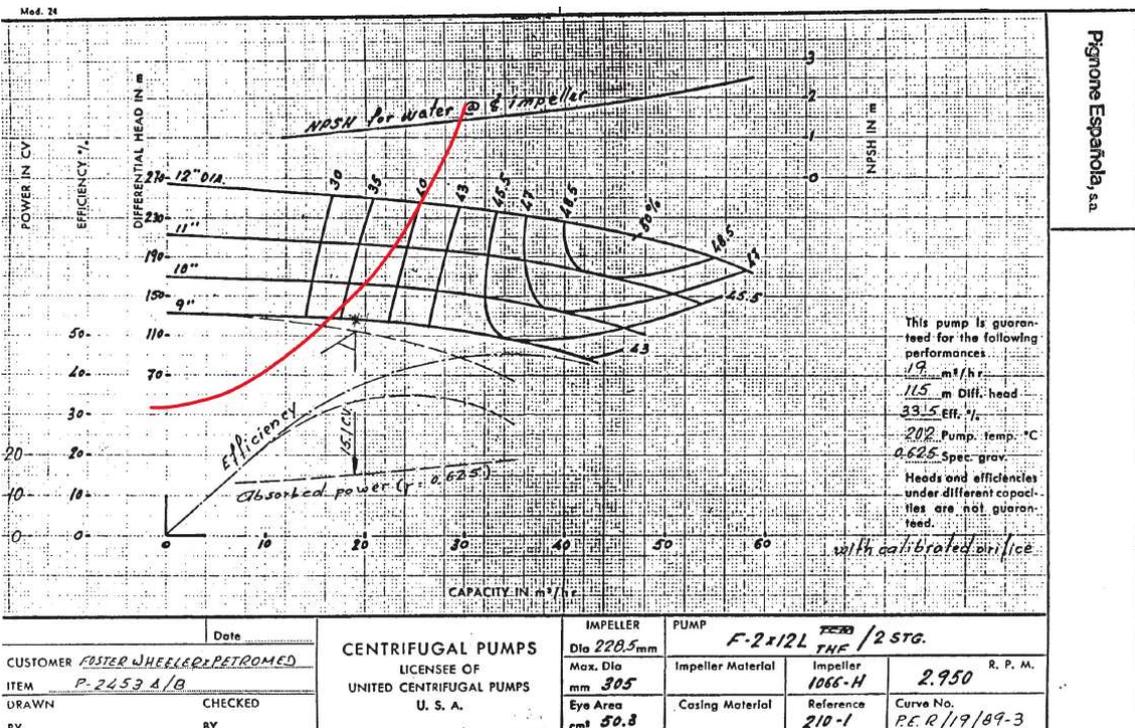


Ilustración 28: Curva resistiva P-2453

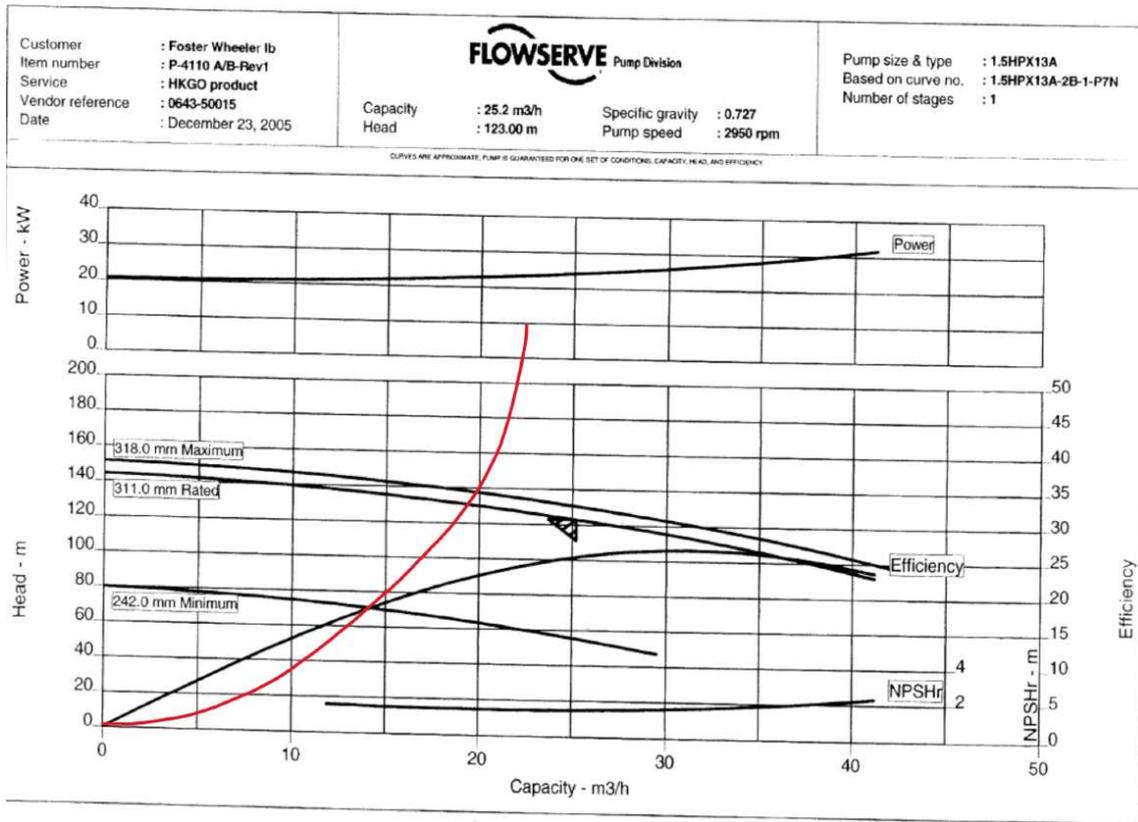


Ilustración 29: Curva resistiva P-4110

Puesto que el sistema se encuentra actualmente funcionando con sus dos bombas en paralelo, obtendremos el punto real de funcionamiento en paralelo con la intersección de la curva resistiva con la curva de funcionamiento en paralelo. A continuación, se muestra la intersección con las curvas de funcionamiento en paralelo (azul):

Sundstrand Fluid Handling Corporation



A Subsidiary of Sundstrand Corporation
 14845 West 64th Ave, Arvada CO 80007
 Tel: (303) 425-0800 Fax: (303) 425-0896

SUNDYNE PUMP

Predicted Performance

Metric Units

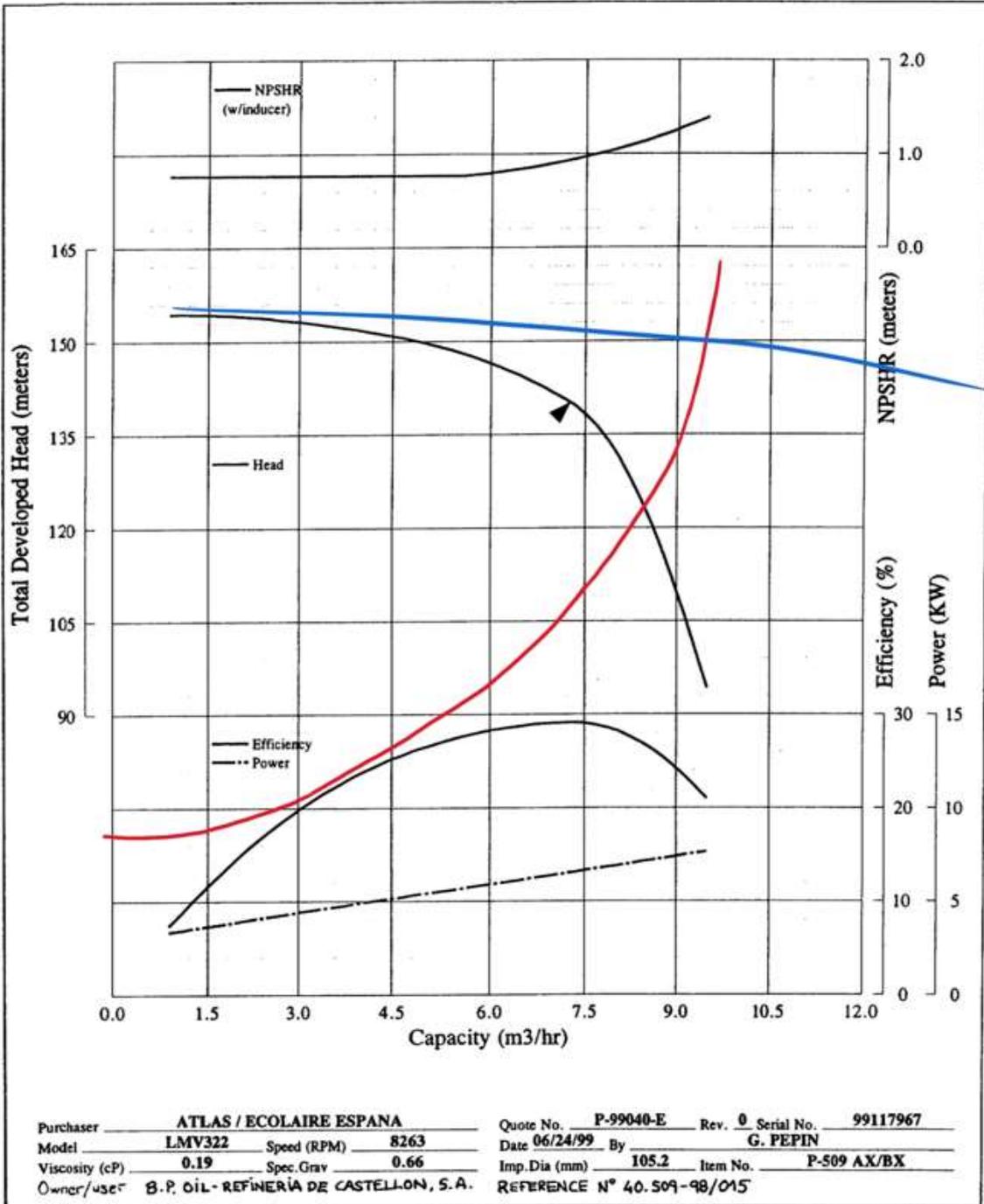


Ilustración 30: Curva paralelo P-509

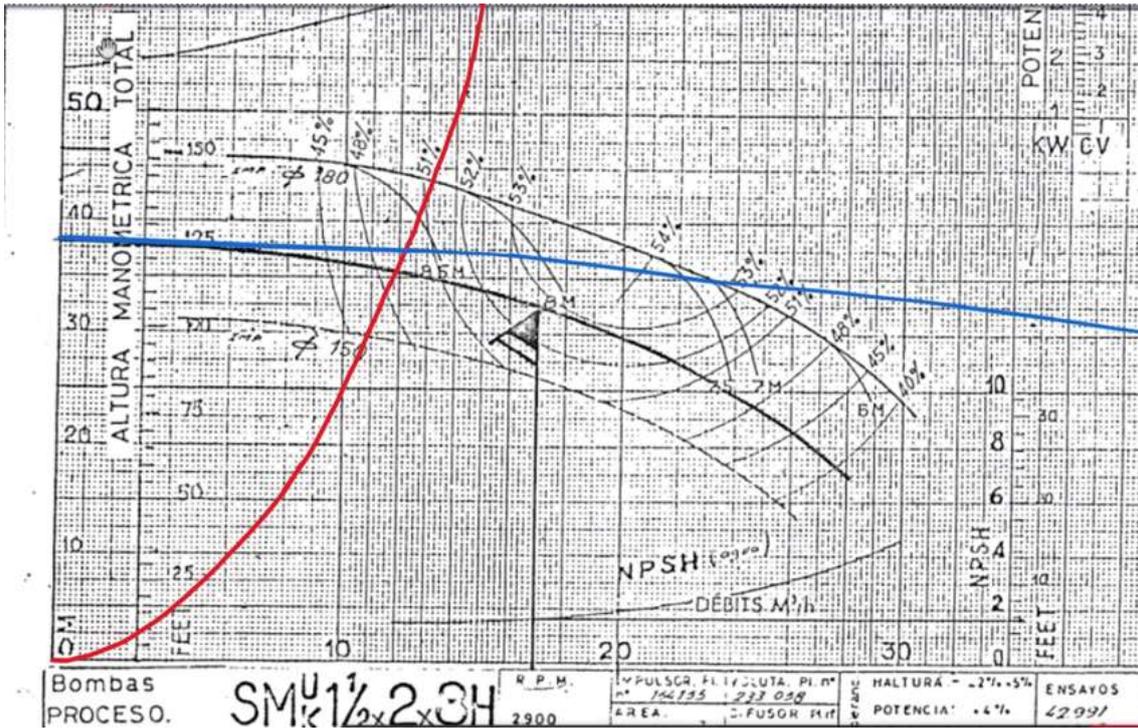


Ilustración 31: Curva paralelo P-1275

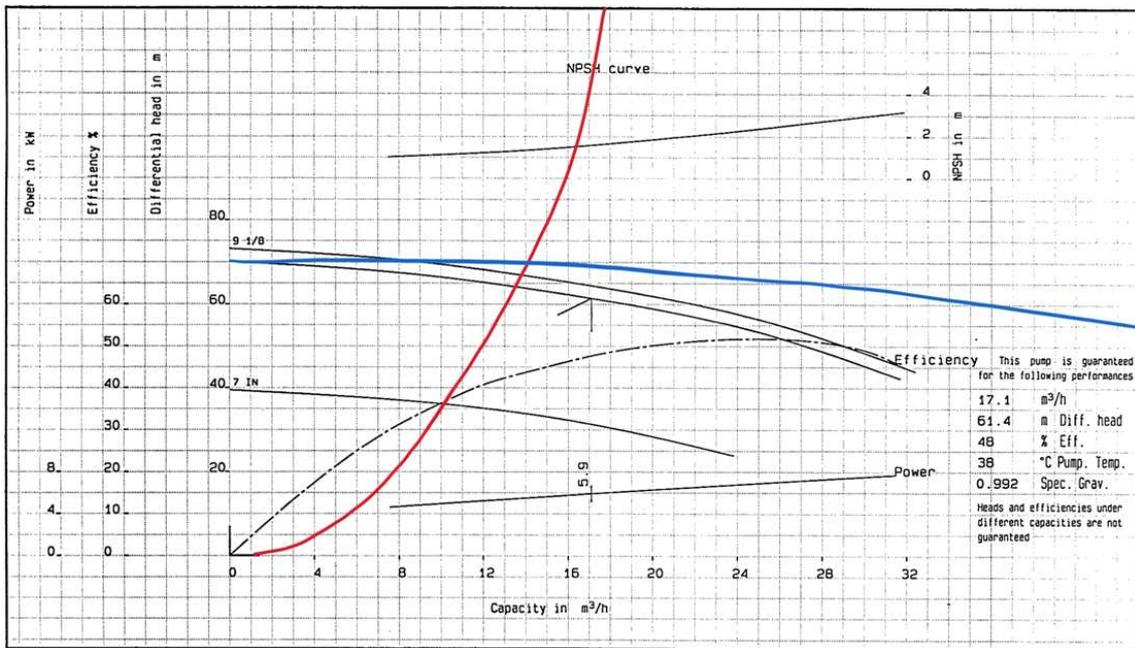


Ilustración 32: Curva paralelo P-2310

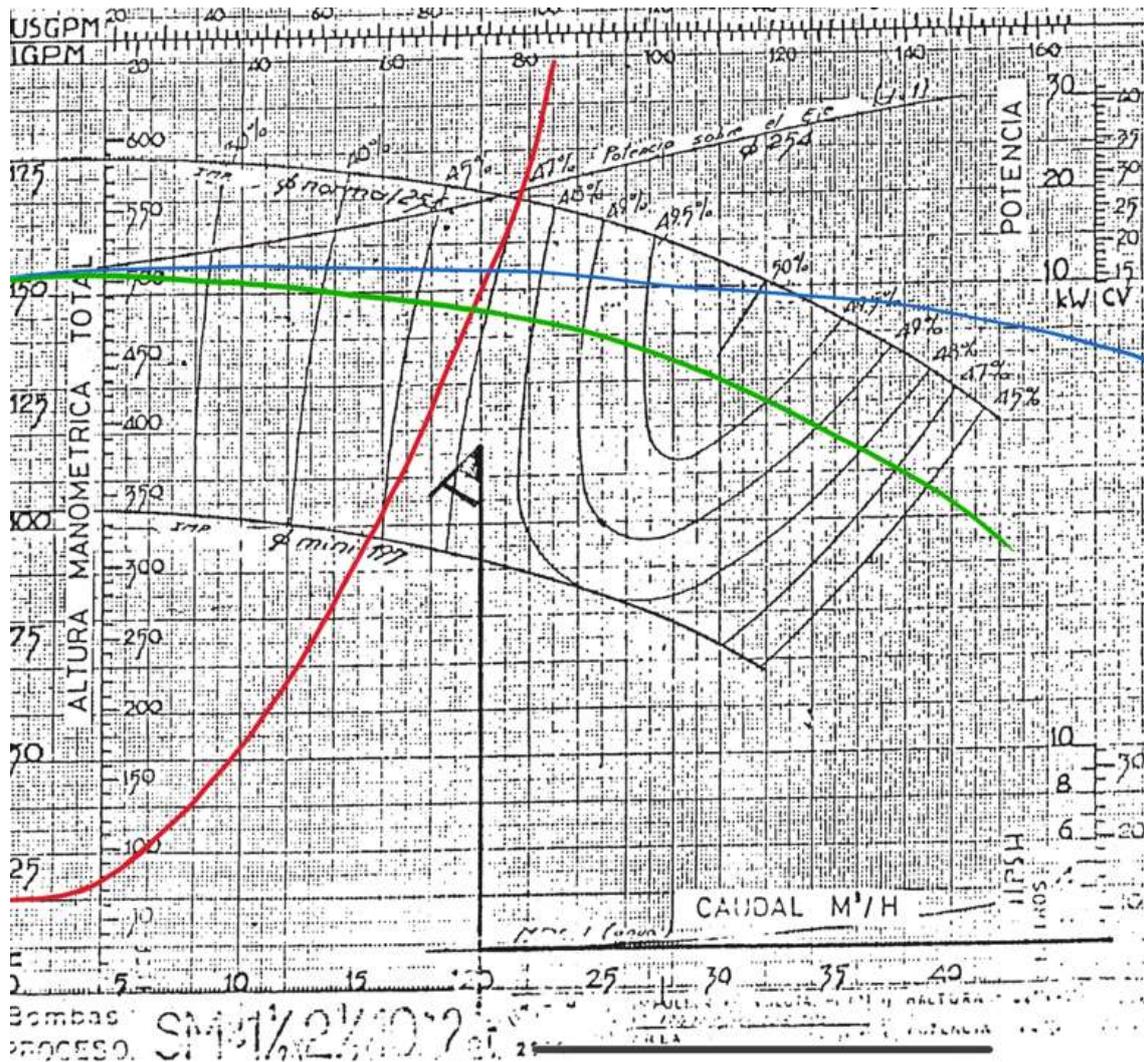


Ilustración 33: Curva paralelo P-2407

(La curva verde representa la curva para el tamaño de impulsor actual)

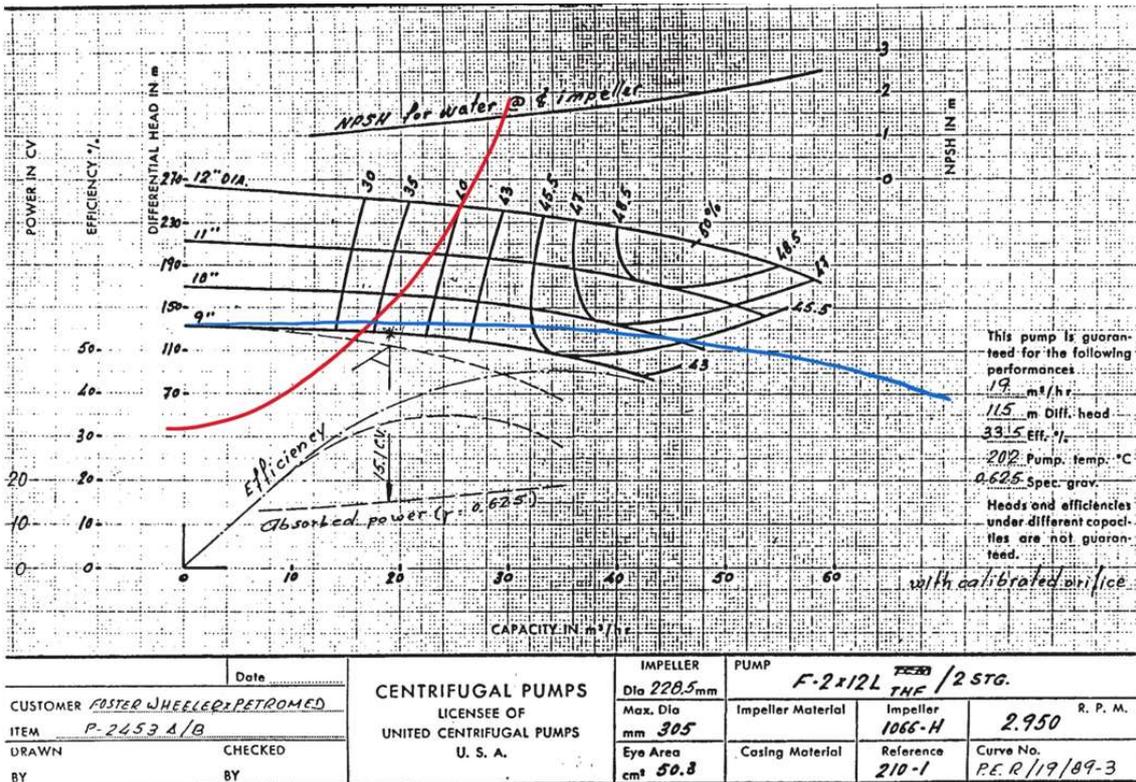


Ilustración 34: Curva paralelo P-2453

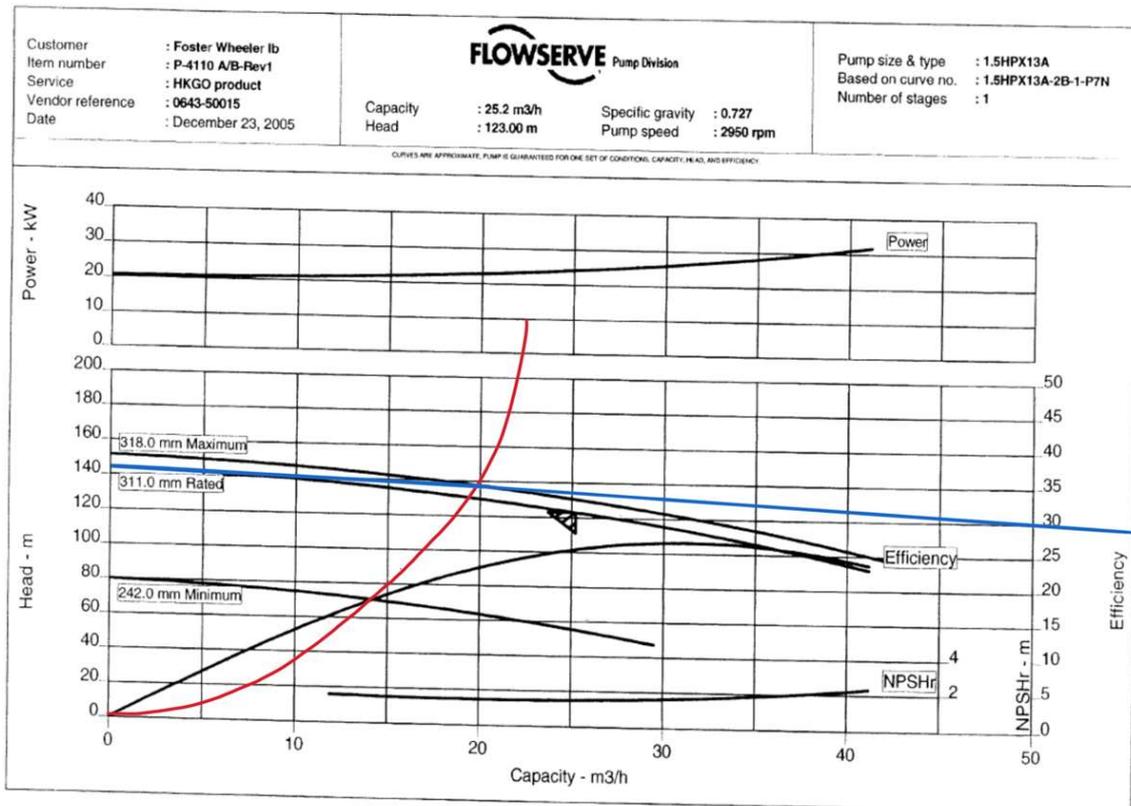


Ilustración 35: Curva paralelo P-4110

El motivo del uso de los dos equipos en paralelo por parte de BP fue el deseo de obtener un aumento de caudal. Hemos comprobado que esta práctica no resulta eficiente ni segura en las instalaciones de estudio para cumplir el objetivo deseado.

Así pues, se plantean como alternativas posibles para corregir los problemas y obtener el deseado aumento de caudal las siguientes opciones:

- Aumentar el tamaño del impulsor de los equipos. Al incrementar el diámetro del impulsor, gráficamente nos desplazamos por una curva de la bomba paralela a la original pero que se encuentra dibujada por encima. Esto implica que cuando la curva del sistema intersece con la nueva curva de diámetro aumentado, lo hará en un punto más a la derecha y más arriba en la gráfica como hemos podido observar en la explicación de las leyes de afinidad. Esta solución solamente es factible cuando el aumento de caudal deseado se puede alcanzar con un impulsor de un tamaño admisible por la voluta, ya que, aunque consiguiéramos un tamaño de impulsor que pudiera proporcionar el caudal deseado, si éste fuera de un tamaño superior a la voluta, no encajaría a la hora de montarlo.

- Obtener un equipo nuevo. Consiguiendo una nueva bomba que se ajuste a las necesidades actuales es posible realizar una selección precisa de los atributos deseables del equipo para poder obtener el aumento de caudal deseado. Esta solución es por lo general la más interesante para solucionar el problema planteado, si bien supone un coste alto al requerir de la compra de un nuevo equipo, frente al aumento del tamaño del impulsor, cuyo coste es mucho más económico. Se intentará primero realizar un aumento del tamaño del impulsor en todas las bombas y en aquellas en las que no fuera posible se procederá a la selección de una nueva bomba mediante la herramienta de selección *Affinity*™ de Flowserve.

Para seleccionar la solución óptima en cada caso, seguiremos el siguiente proceso:

1. En primer lugar, se considerarán las dimensiones de los rodets actuales y se obtendrá el punto de funcionamiento real para la instalación mientras funciona con las 2 bombas originales en paralelo. Se comparará dicho punto con el punto de funcionamiento virtual que tendría el impulsor de máximo tamaño posible para dicha bomba (limitado por el tamaño de la voluta) mientras solo haya una bomba funcionando a la vez. Dicho punto de funcionamiento virtual deberá poder alcanzar un valor de caudal satisfactorio (caudal objetivo) para la demanda de la planta. En caso de hacerlo, se procederá a sustituir el impulsor por el de mayor tamaño para ambas bombas de la unidad y se procederá a funcionar de manera estándar, abandonando el funcionamiento en paralelo. Para poder

visualizar los valores de los puntos, se emplearán las curvas resistivas calculadas en base a los datos del sistema y para obtener el punto virtual se emplearán las leyes de afinidad.

2. En caso de no ser posible instalar un impulsor de mayor tamaño que sea capaz de alcanzar las cuotas de caudal deseadas, se procederá a seleccionar un equipo nuevo que trabaje en las condiciones deseadas. Se asignarán los valores de presión y caudal en la herramienta de selección, valores de altura y fricción del sistema, así como datos del fluido de trabajo tales como gravedad específica, temperatura de trabajo, viscosidad a la temperatura de trabajo, presión de vapor, etc...y la herramienta remitirá una selección de bombas capaces de satisfacer dichas condiciones de trabajo. Para escoger de entre las diferentes opciones proporcionadas, se usará como parámetro determinante la eficiencia energética de la bomba.
3. Una vez sustituido el impulsor o escogida la nueva bomba, se procederá a realizar un cálculo de consumos para determinar si además de alcanzar las nuevas cuotas de caudal, la bomba consigue hacerlo consumiendo una menor cantidad de energía que las dos bombas originales funcionando a la vez. De esta manera se podrá comprobar no solamente la efectividad de la solución, sino también el ahorro que supondría implementarla.
4. Finalmente, se realizará una comparativa de fiabilidad de las nuevas soluciones, comparando los valores de fiabilidad esperados tras las mejoras según Flowserve con los valores de fiabilidad registrados hasta el momento para dichas unidades. Un mayor tiempo entre fallos supone un ahorro del mantenimiento reactivo, así como una mayor capacidad de previsión para evitar las situaciones donde el mantenimiento reactivo sea necesario.

10. Selección de soluciones

Tras haber realizado el procedimiento de selección se han obtenido las siguientes soluciones:

- De los 6 equipos estudiados, solamente la bomba P-2453 es capaz de incorporar un rodete de tamaño aumentado que satisfaga la demanda de caudal sin exceder el tamaño de su voluta. Esta unidad, por tanto, optará por adquirir dicho impulsor agrandado en ambas bombas y pasará a funcionar de manera estándar. Podemos observar los valores de trabajo del punto virtual en las *tablas 5 y 6*, donde se comparan los valores de caudal y altura actuales y requeridos:

Description	P-509	P-1275	P-2310	P-2407	P-2453	P-4110
Imp.Dia.(mm)	105,16	206	232	222	228,5	311
Imp.Dia.(mm) Min	102,5	149	177	197	228,5	242
Imp.Dia.(mm) Max	107,75	212	232	254	305	318
Qdes (m ³ /h)	7,26	21	17,1	20	19	20,1
Qreq 2020 (m³/h)	10	19,7	18,5	24,6	21,4	25,2
Qact (m³/h)	8,5	11,9	13,5	19,7	16,4	18,8
Hact (m)	125	35	64	147	126	129
Qact paral (m³/h)	9,5	12,4	14,2	20,4	17,5	20
Hact paral (m)	150	37,5	69	154	126	138

Tabla 5: Comparativa de caudales de diseño, requeridos y reales

Description	P-509	P-1275	P-2310	P-2407	P-2453	P-4110
Qact (m³/h)	8,5	11,9	13,5	19,7	16,4	18,8
Q2 (m³/h)	8,709	12,247	13,500	22,540	21,891	19,223
Qreq 2020 (m³/h)	10	19,7	18,5	24,6	21,4	25,2

Tabla 6: Comparativa de caudales tras aumento del impulsor

- Para los 5 equipos restantes, se han obtenido a través de la herramienta de selección diversas bombas sustitutas capaces de satisfacer las nuevas condiciones de trabajo. De entre ellas se ha seleccionado la bomba más eficiente para cada sistema. Se muestran a continuación las curvas de los equipos sustitutos:



Ilustración 36: Curva bomba 2WDX C sustituyendo en P-509

Pump Type: 3WDXE C Curve Number: 5991776B Stages: 6

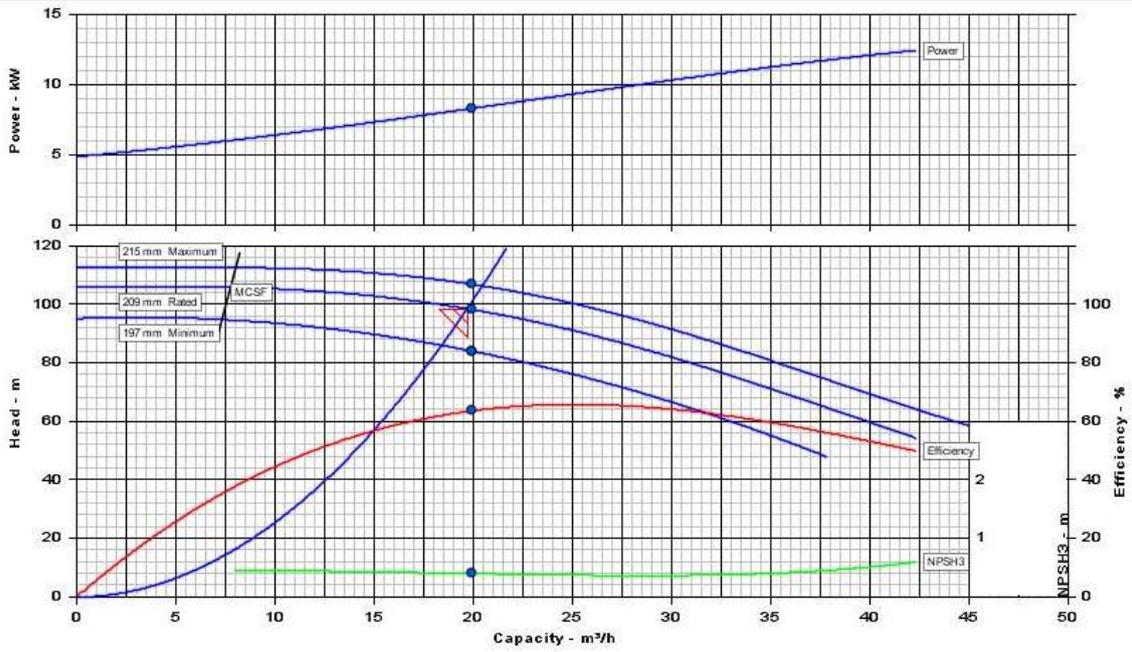


Ilustración 37: Curva bomba 3WDXE C sustituyendo a P-1275

Pump Type: 3WDXE C Curve Number: 5991776B Stages: 7

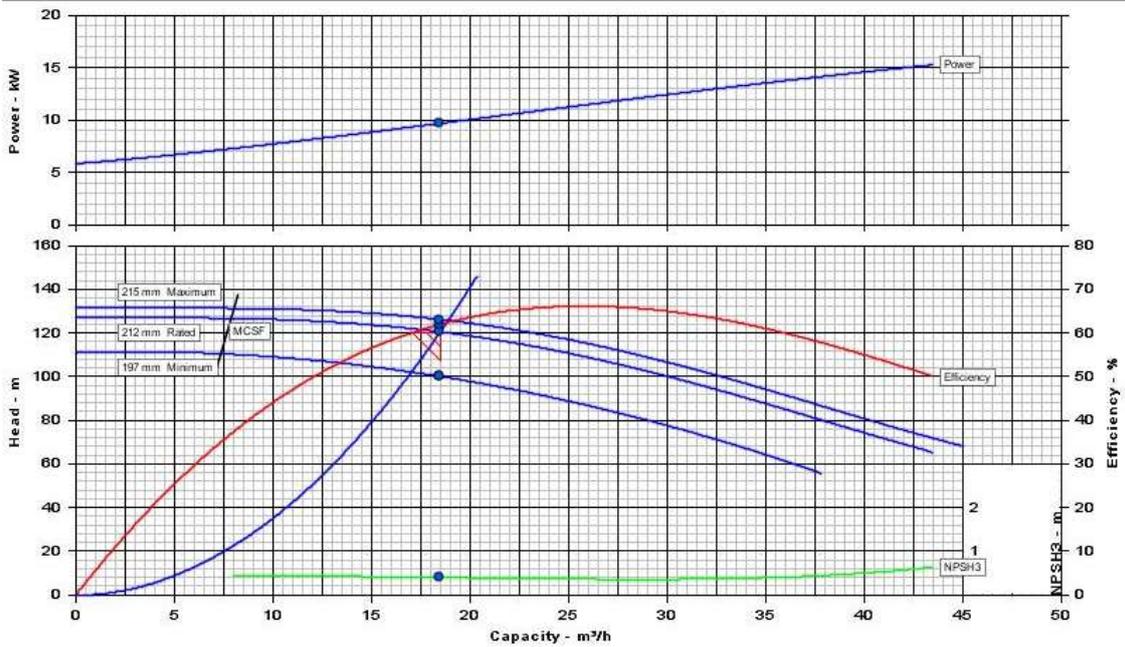


Ilustración 38: Curva bomba 3WDXE E sustituyendo a P-2310

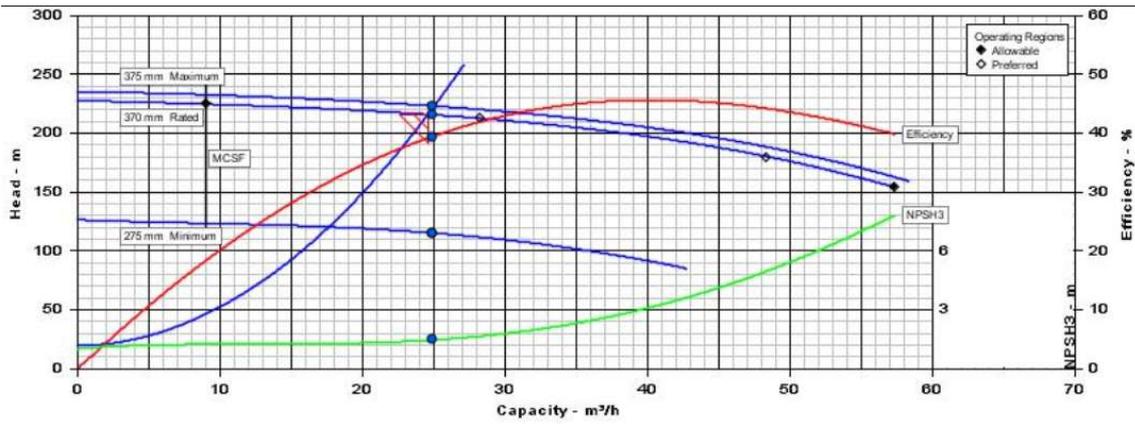


Ilustración 39: Curva PVML35 sustituyendo a P-2407

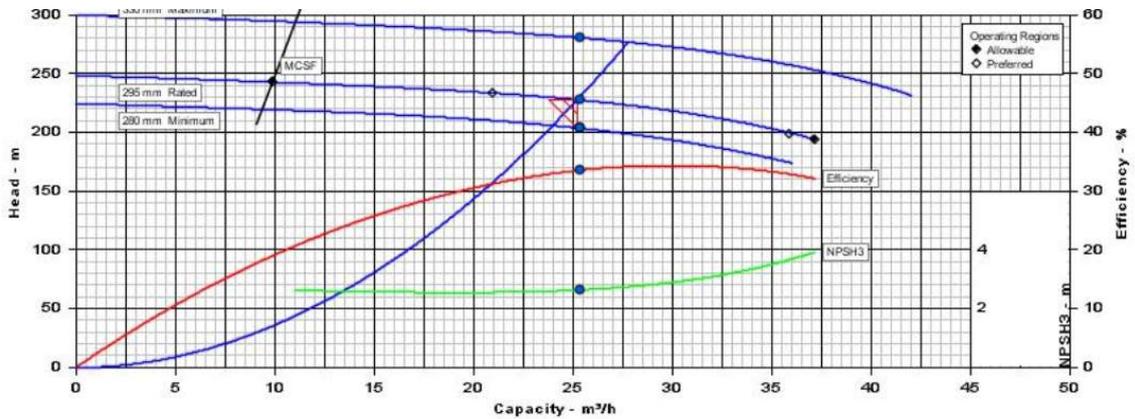


Ilustración 40: Curva HED-13L sustituyendo a P-4110

Como se observa en las curvas, todos los equipos son capaces de entregar el nuevo caudal demandado en los sistemas de trabajo actuales abandonando el funcionamiento en paralelo y trabajando de manera estándar.

El equipo con rodete aumentado, así como todos los nuevos equipos, salvo el equipo sustituto de la P-1275, han logrado obtener un menor consumo de energía como se muestra en las Tablas 7 y 8:

Descripción	P-509	P-1275	P-2310	P-2407	P-2453	P-4110
Potencia motor (kW)	11	11	7,5	11	15	30
RPM	2920	3000	3000	3000	3000	3000
Tensión (V)	500	500	500	500	500	500
Fases	3	3	3	3	3	3
Frecuencia (Hz)	50	50	50	50	50	50
Factor de servicio	1	1	1	1	1	1
Eficiencia motor al 100% de carga	0,901	0,901	0,867	0,901	0,907	0,912
Cos ϕ	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89
Q act paral (m^3/h)	9,5	12,4	14,2	20,4	17,5	20
H act paral (m)	150	37,5	69	154	126	138
Densidad @ I.T. (Kg/m^3)	660	991	992	711	625	727
Potencia hidráulica	2,698	1,256	2,649	6,087	3,755	5,468
Potencia eléctrica	10,289	3,334	8,324	14,847	12,360	23,604
Eficiencia de la bomba	0,291	0,418	0,367	0,455	0,335	0,254
Tiempo de uso diario medio (h/día)	16	16	16	16	16	16
Número de bombas en funcionamiento	2	2	2	2	2	2
Coste medio energía (€/kW*h)	0,1452	0,1452	0,1452	0,1452	0,1452	0,1452
Coste anual operación (€/año)	17449,92	5654,59	14116,92	25180,26	20961,02	40030,49
Coste anual operación total (€/año)	122520,71					

Tabla 7: Datos de los motores y coste de operación anual actuales

Descripción	P-509	P-1275	P-2310	P-2407	P-2453	P-4110
Potencia motor (kW)	11	11	7,5	11	15	30
RPM	2920	3000	3000	3000	3000	3000
Tensión (V)	500	500	500	500	500	500
Fases	3	3	3	3	3	3
Frecuencia (Hz)	50	50	50	50	50	50
Factor de servicio	1	1	1	1	1	1
Eficiencia motor al 100% de carga	0,901	0,901	0,867	0,901	0,907	0,912
Cos ϕ	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89
Q objetivo (m^3)	10	19,7	18,5	24,6	21,4	25,2
H objetivo (m)	145,75	98,5	120	216,2	187	228
Densidad @ I.T. (Kg/m^3)	660	991	992	711	625	727
Potencia hidráulica	2,621	5,240	6,001	10,304	6,816	11,382
Potencia eléctrica	5,877	9,173	11,164	29,175	22,431	37,256
Eficiencia de la bomba	0,495	0,634	0,62	0,392	0,335	0,335
Tiempo de uso diario medio (h/día)	16	16	16	16	16	16
Número de bombas en funcionamiento	1	1	1	1	1	1
Coste medio energía (€/kW*h))	0,1452	0,1452	0,1452	0,1452	0,1452	0,1452
Coste anual operación (€/año)	4983,89	7778,72	9466,73	24739,76	19020,82	31591,93
Coste anual operación total (€/año)	97581,85					

Tabla 8: Datos de los motores y coste de operación anual equipos sustitutos

Finalmente, utilizando las referencias a la durabilidad de Flowserve para estos equipos, se ha comprobado que también son capaces de incrementar la fiabilidad de las instalaciones como se muestra en las *Tablas 9 y 10*:

BOMBA	SERVICIO	FECHA INICIO OPERACIÓN	FECHA ESTUDIO	Nº MESES EN ACTIVO	Nº REPARACIONES	MTBC INDIVIDUAL	Nº REPARACIONES DEL SERVICIO	MTBC SERVICIO
P-509/A	P-509	31/12/2008	1/6/2020	149	7	21,29	12	12,42
P-509/B		31/12/2008	1/6/2020	149	5	29,80		
P-1275/A	P-1275	31/12/2008	1/6/2020	149	6	24,83	10	14,90
P-1275/B		31/12/2008	1/6/2020	149	4	37,25		
P-2310/A	P-2310	31/12/2008	1/6/2020	149	5	29,80	9	16,56
P-2310/B		31/12/2008	1/6/2020	149	4	37,25		
P-2407/A	P-2407	31/12/2008	1/6/2020	149	6	24,83	9	16,56
P-2407/B		31/12/2008	1/6/2020	149	3	49,67		
P-2453/A	P-2453	31/12/2008	1/6/2020	149	6	24,83	10	14,90
P-2453/B		31/12/2008	1/6/2020	149	4	37,25		
P-4110/A	P-4110	31/12/2008	1/6/2020	149	11	13,55	20	7,45
P-4110/B		31/12/2008	1/6/2020	149	9	16,56		

Tabla 9: MTBC equipos y servicios antes del cambio

BOMBA	SERVICIO	FECHA INICIO OPERACIÓN	FECHA ESTUDIO	Nº MESES EN ACTIVO	Nº REPARACIONES ESPERADAS	MTBC INDIVIDUAL ESPERADO	Nº REPARACIONES DEL SERVICIO ESPERADAS	MTBC SERVICIO ESPERADO
P-509/A	P-509	31/12/2021	-	149	3,1	48,06	6,2	48,06
P-509/B		31/12/2021	-	149	3,1	48,06		
P-1275/A	P-1275	31/12/2021	-	149	2,48	60,08	4,96	60,08
P-1275/B		31/12/2021	-	149	2,48	60,08		
P-2310/A	P-2310	31/12/2021	-	149	2,48	60,08	4,96	60,08
P-2310/B		31/12/2021	-	149	2,48	60,08		
P-2407/A	P-2407	31/12/2021	-	149	2,48	60,08	4,96	60,08
P-2407/B		31/12/2021	-	149	2,48	60,08		
P-2453/A	P-2453	31/12/2021	-	149	2,48	60,08	4,96	60,08
P-2453/B		31/12/2021	-	149	2,48	60,08		
P-4110/A	P-4110	31/12/2021	-	149	4,13	36,08	8,26	36,08
P-4110/B		31/12/2021	-	149	4,13	36,08		

Tabla 10: MTBC equipos y servicios después del cambio

11. Estudio económico.

Una vez seleccionadas las soluciones, en este apartado se procederá a calcular el coste total del proyecto y a evaluar su viabilidad económica y rentabilidad.

11.1. Mantenimiento reactivo.

Para poder estimar el ahorro en las tareas de mantenimiento reactivo, debemos comparar el número de reparaciones estimadas antes y después del cambio según lo mostrado en las *Tablas 9 y 10*.

Teniendo en cuenta que de acuerdo a los historiales de Flowserve una reparación de las bombas cuesta aproximadamente entre 5.000 y 7.000€ según el tipo de sello mecánico y la gravedad del fallo, calcularemos el coste de las reparaciones realizadas hasta el momento y el de las que cabría esperar en base al nuevo MTBC. Tomaremos como valor de referencia del coste de la reparación el más caro, 7.000€.

Veremos más adelante, como además del coste de la reparación, las averías generaban unas pérdidas de producción a causa de tener que parar la actividad de la unidad.

Se tiene entonces la *Tabla 12*:

SERVICIO	COSTE REPARACIÓN	REPARACIONES POR AÑO SEGÚN MTBC ACTUAL	REPARACIONES POR AÑO SEGÚN MTBC ESPERADO	COSTE ANUAL REPARACIONES ACTUALES	COSTE ANUAL REPARACIONES ESPERADO
P-509	7.000€	0,97	0,249	6.790€	1.743€
P-1275	7.000€	0,8	0,199	5.600€	1.393€
P-2310	7.000€	0,724	0,199	5.068€	1.393€
P-2407	7.000€	0,724	0,199	5.068€	1.393€
P-2453	7.000€	0,8	0,199	5.600€	1.393€
P-4110	7.000€	1,61	0,332	11.270€	2.324€
Costes totales	-	-	-	39.396€	9.639€
Ahorro anual	29.757€				

Tabla 12: Ahorro anual mantenimiento reactivo según nuevo MTBC

11.2. Mantenimiento preventivo

Los equipos tienen unos costes asociados al mantenimiento preventivo. Actualmente hay establecidos unos protocolos de mantenimiento que establecen que las bombas deberán ser revisadas anualmente para comprobar el estado de sus componentes mecánicos y además deberán realizarse unas tareas de recarga del fluido barrera del sello mecánico mensualmente.

La revisión anual conlleva unos costes medios asociados de 1.200€ y el coste de rellenado del fluido barrera es de 60€ por mes. El total de costes de mantenimiento actual es de 1.920€ al año por bomba.

Hay que tener en cuenta que, tras la implementación de las soluciones, solamente estará funcionando una bomba de cada pareja en un momento dado. Las tareas de mantenimiento

preventivo anteriormente mencionadas se llevan a cabo en los equipos en activo. Esto quiere decir que, al abandonar el funcionamiento en paralelo, podemos reducir los costes de mantenimiento preventivo a la mitad.

Adicionalmente, mientras se realiza el mantenimiento preventivo, la segunda bomba empezará a trabajar y la instalación seguirá funcionando de manera normal. Con el funcionamiento en paralelo, la aplicación de mantenimiento preventivo obligaba a parar la instalación, lo cual acarrea pérdidas de producción.

Estas pérdidas no solo resultaban perjudiciales económicamente para la empresa, sino que también ejercían una presión importante sobre los operarios de mantenimiento para que realizasen las revisiones de la manera más rápida posible, lo que, en ocasiones, derivaba en problemas que terminaban convirtiéndose en avería.

Se muestra a continuación en la *Tabla 13* que permite observar la reducción de costes en el mantenimiento preventivo:

SERVICIO	COSTE ANUAL MANTENIMIENTO	NÚMERO DE BOMBAS EN LA UNIDAD	COSTE MANTENIMIENTO ANUAL	COSTE MANTENIMIENTO ANUAL TRAS MEJORA
P-509	1.920€	2	3.840€	1.920€
P-1275	1.920€	2	3.840€	1.920€
P-2310	1.920€	2	3.840€	1.920€
P-2407	1.920€	2	3.840€	1.920€
P-2453	1.920€	2	3.840€	1.920€
P-4110	1.920€	2	3.840€	1.920€
Costes totales	23.040€			11.520€
Ahorro anual	11.520€			

Tabla 13: Ahorro anual mantenimiento preventivo tras el cambio

11.3. Pérdidas de producción

Como hemos comentado en los apartados anteriores, al realizar las tareas de mantenimiento o sufrir una avería, la actividad de la unidad debía detenerse por realizar un funcionamiento en paralelo. Este cese de actividad suponía unas pérdidas económicas que se incrementaban con la duración de la parada y generaba la necesidad de solventarlas a la mayor brevedad posible, ejerciendo presión sobre los operarios de mantenimiento.

Al cambiar a funcionamiento estándar, cuando se sufra una avería o se realicen las tareas de mantenimiento programadas, no se generarán pérdidas, consiguiendo un ahorro adicional.

Estimando el coste medio para pérdidas por parada para cada unidad según el historial de Flowserve, se calcula el ahorro de las pérdidas. Para calcular dicho ahorro, se utilizará el número de averías previsto según el viejo MTBC, ya que son las que existirán hasta la ejecución

del proyecto y que tras la ejecución del mismo y para el nuevo MTBC, dichas pérdidas no existirán al funcionar de manera estándar.

Observamos el ahorro de las pérdidas en la *tabla 14*:

SERVICIO	PÉRDIDAS POR PARADA	PARADAS POR AVERÍAS POR AÑO SEGÚN MTBC ACTUAL	PARADAS PARA MANTENIMIENTO ANUAL	PÉRDIDAS POR PARADA ANUALES
P-509	1.022€	0,97	1	2.013€
P-1275	354€	0,8	1	637€
P-2310	403€	0,724	1	695€
P-2407	1.458€	0,724	1	2.514€
P-2453	1.674€	0,8	1	3.013€
P-4110	1.986€	1,61	1	5.183€
Ahorro anual	14.056€			

Tabla 14: Ahorro de pérdidas de producción anual

11.4. Costes de las soluciones

Las soluciones seleccionadas tienen los costes reflejados en las *Tabla 15.1* y *15.2*, como se ha calculado en el apartado de Presupuestos:

ÍTEM	DESCUENTO	COSTE UNITARIO SIN DESCUENTO	COSTE CON DESCUENTO UNITARIO (€)	CANTIDAD	TOTAL (€)
Bomba 2WDX C	25%	14212,5	11370	2	22740
Bomba 3WDXE C	25%	18237,5	14590	4	58360
Bomba PVML 35	25%	30400	24320	2	48640
Bomba 13H-L	25%	43300	34640	2	69280
Nuevo impulsor P-2453	25%	1796,25	1437	2	2874
Variador de frecuencia	25%	582,5	466	12	5592
Total sin IVA (€)	207486				
Total con IVA (€)	251058,06				

Tabla 15.1: Costes de las soluciones

	PRECIO POR HORA (€)	HORAS	TOTAL (€)
INGENIERO DE PROYECTO	23	150	3450
TÉCNICO DE MANTENIMIENTO I	18	44	792
TÉCNICO DE MANTENIMIENTO II	18	44	792
			5034

Tabla 15.2 Costes de la mano de obra

11.5. Ahorro anual total

Según lo visto en los apartados anteriores, el ahorro anual total se muestra en la *Tabla 15*:

TIPO	CANTIDAD
Ahorro mantenimiento reactivo	29.757€
Ahorro mantenimiento preventivo	11.520€
Ahorro energético	24.668,86€
Ahorro pérdidas de producción	14.056€
Ahorro anual total	80.001,86€

Tabla 16: Ahorro anual total

11.6. Amortización

Queda por tanto que, el periodo de amortización del presente proyecto será el resultante de dividir el total de los costes entre el ahorro por año. El tiempo que tardará en recuperarse la inversión es el mostrado en la *Tabla 16*:

COSTE TOTAL DEL PROYECTO	256.092,06 €
AHORRO ANUAL TOTAL	80.001,42 €
AÑOS PARA AMORTIZAR	3,20

Tabla 17: Amortización

11.7. Valor Actual Neto

En este apartado se calculará el Valor Actual Neto o VAN para el proyecto. Este parámetro es un indicador de la rentabilidad del proyecto. Para que el proyecto sea rentable, su valor ha de ser igual o superior a 0, y será más rentable cuanto mayor sea dicho valor.

Para calcular el VAN del proyecto emplearemos la *expresión 6*:

$$VAN = -I_o + \sum_{n=0}^N \frac{FC_n}{(1 + i_r)^n}$$

Expresión 6: Cálculo del VAN

Donde:

- **VAN**: Valor Actual Neto. Es el indicador de rentabilidad que estamos calculando
- **I_o** : Es el importe de la inversión inicial necesaria para la ejecución del proyecto.
- **N, n** : Número de años que la inversión tarda en recuperarse.
- **FC_n** : Es el valor del flujo de caja para un año concreto. Es la diferencia entre los beneficios y los gastos que genera la inversión para un año concreto. En nuestro caso es equivalente al ahorro anual que generan las nuevas unidades.
- **i_r** : Es el tipo de descuento en porcentaje. Es un indicador comparativo del coste de oportunidad. Representa la comparativa de la inversión frente a una inversión con un interés determinado en el mercado de valores.

Así pues, tenemos que el coste de la inversión inicial para nuestro proyecto es de 256.092,06€, que el ahorro generado cada año 80001,42€ y que nuestra inversión tarda aproximadamente 4 años en recuperarse. Asumiendo un i_r del 3%, el VAN para nuestro proyecto es el siguiente:

$$VAN = -256092,06 + \frac{80001,42}{(1+0,03)^1} + \frac{80001,42}{(1+0,03)^2} + \frac{80001,42}{(1+0,03)^3} + \frac{80001,42}{(1+0,03)^4} = \mathbf{41281,11€}$$

Este resultado nos indica que la inversión es rentable.

12. Conclusiones

Como se ha observado en el estudio económico, las soluciones seleccionadas resultan económicamente viables al retornar la inversión en un período de tiempo razonable.

Tanto las 5 bombas nuevas como el rodete de tamaño aumentado han logrado alcanzar las nuevas cuotas objetivo de caudal y también han conseguido hacerlo reduciendo el gasto energético y en mantenimiento.

Cabe mencionar que de entre las bombas nuevas, la P-1275 tiene un mayor consumo energético a pesar de funcionar de manera estándar y no en paralelo. Esto se debe a que el incremento en la cuota de caudal para esta unidad era muy exigente: se pretendía incrementar el caudal de $12,4 \frac{m^3}{h}$ a $19,7 \frac{m^3}{h}$. Este aumento de caudal va ligado a un inevitable aumento del consumo, que, en este caso, ha imposibilitado el ahorro energético para este equipo al ser tan elevado. No obstante, la solución seleccionada para esta unidad, consigue reducir los gastos en mantenimiento y evitar las pérdidas de producción, consiguiendo que el ahorro obtenido en

mantenimiento supere al incremento de gasto energético, resultando en una solución económicamente viable.

Se ha logrado evitar las pérdidas de producción al pasar a funcionar de manera estándar, permitiendo que mientras una bomba es reparada, su compañera continúe trabajando. Esto también consigue que los operarios de mantenimiento puedan trabajar de manera más cómoda y atenta, ya que no existe la presión de tener que terminar el trabajo lo antes posible para evitar las pérdidas de producción.

Puesto que las curvas de sistema con las que se ha trabajado durante el proyecto tenían una pendiente considerable, la implementación de los variadores de frecuencia resulta atractiva y permite un control estable, ya que en situaciones donde no sea necesario funcionar a máxima carga, lograrán reducir de forma controlada el consumo de las unidades. Si bien no es posible cuantificar dicho ahorro ya que no es posible determinar la cantidad de momentos en los que se utilizarán de manera exacta, es seguro que, durante el período de uso de las soluciones, conseguirán ahorrar una cantidad de dinero superior a la de su coste, ya que su precio es muy barato en comparación al del resto del equipamiento.

En conclusión, se demuestra que las soluciones seleccionadas para el presente proyecto son efectivas, eficientes y viables.

13. Bibliografía

- Aula Virtual UJI, Mecánica de Fluidos (EM-1016)
- Aula Virtual UJI, Máquinas e instalaciones de Fluidos (EM-1028)
- Aula Virtual UJI, Instalaciones de Transporte de Fluidos (EM-1045)
- Aula Virtual UJI, Proyectos de Ingeniería (EM-1031)
- Aula Virtual UJI, Máquinas e instalaciones eléctricas (EM-1032)

- Información sobre curvas de bomba, sistemas en paralelo y funcionamiento de bombas según Pump Industry Australia:

<https://www.pumpindustry.com.au/understanding-pump-curves>

<https://www.pumpindustry.com.au/understanding-pump-curves-2-stable-unstable-curves>

<https://www.pumpindustry.com.au/understanding-pump-curves-3-centrifugal-pumps-in-parallel>

<https://www.pumpindustry.com.au/understanding-pump-curves-4-variable-speed-the-answer-to-all-your-prayers>

<https://www.pumpindustry.com.au/understanding-pump-curves-5-minimum-flow-part-one>

<https://www.pumpindustry.com.au/understanding-pump-curves-6-minimum-flow>

<https://www.pumpindustry.com.au/understanding-pump-curves-7-are-your-pumps-running-too-slowly>

<https://www.pumpindustry.com.au/understanding-pump-curves-8-are-your-pumps-running-too-slowly-part-two>

<https://www.pumpindustry.com.au/understanding-pump-curves-9-where-are-the-8-pole-curves>

<https://www.pumpindustry.com.au/ask-an-expert-why-valveless-flow-control-with-progressive-cavity-pumps-is-useful-in-oil-and-gas-application>

- Información sobre curvas de bomba, sistemas en paralelo y funcionamiento de bombas según Intro to Pumps:

<https://www.introtopumps.com/pumps-101/what-is-a-centrifugal-pump/>

<https://www.introtopumps.com/pumps-101/volutes-casings-impellers/>

<https://www.introtopumps.com/pumps-101/centrifugal-pump-parts/>

<https://www.introtopumps.com/pumps-101/centrifugal-pump-designs/>

<https://www.introtopumps.com/pumps-101/read-pump-curve/>

<https://www.introtopumps.com/pumps-101/make-pump-selection/>

<https://www.introtopumps.com/pumps-101/npsh-pump-selection/>

<https://www.introtopumps.com/pumps-101/size-electric-motor-use-centrifugal-pump/>

<https://www.introtopumps.com/pumps-101/centrifugal-pump-vfd/>

<https://www.introtopumps.com/pumps-101/centrifugal-pump-vfd/>

<https://www.introtopumps.com/pumps-101/custom-engineered-standard-material-centrifugal-pumps/>

<https://www.introtopumps.com/pumps-101/custom-engineered-standard-material-centrifugal-pumps/>

<https://www.introtopumps.com/pumps-101/centrifugal-pump-system-installation/>

<https://www.introtopumps.com/pumps-101/centrifugal-pump-system-installation/>

- Flowserve Engineer Training Book, capítulos 1-9
- Documentación interna de Flowserve sobre la refinería BP Oil Castellón

ANEXOS

II: Anexos

1. Cálculo de las curvas resistivas de los sistemas	63
2. Viabilidad del aumento del tamaño de los impulsores.....	78
3. Selección de las nuevas bombas	79
4. Cálculo y comparativa de consumos	83
5. Cálculo de mejoras en la fiabilidad según el MTBC/F de los equipos.	87

1. Cálculo de las curvas resistivas de los sistemas

Hemos hablado previamente sobre las curvas resistivas de los sistemas y sobre cómo nos permiten conocer el punto real de operación de una bomba dentro de cada sistema. A continuación, vamos a explicar el procedimiento para poder calcularlas y representarlas.

En primer lugar, hemos de hablar de la ecuación de la energía de un fluido. Del temario de la asignatura EM_1016 Mecánica de fluidos, conocemos que, en base a la primera Ley de la Termodinámica y el Teorema de Arrastre de Reynolds se obtiene la expresión inicial de la ecuación de la energía de un fluido, que es la *expresión 7*:

$$\dot{Q}_{Sis} + \dot{W}_{aje} = \frac{d}{dt} \int_{VC} e * \rho * dV + \int_{SC} \left(\frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} + g * z + u \right) * \rho * \vec{v} * d\vec{A}$$

Expresión 7: Ecuación de la energía de un fluido

Donde:

- \dot{Q}_{Sis} es el calor transferido al sistema a través del tiempo
- \dot{W}_{aje} es el trabajo realizado a través del tiempo
- ρ es la densidad del fluido
- v es la velocidad del fluido
- g es la fuerza de la gravedad
- z es la cota de altura
- u es la viscosidad del fluido
- e es equivalente a $\frac{v^2}{2} + g * z + u$
- SC se refiere a la superficie de control
- VC se refiere al volumen de control
- dV y $d\vec{A}$ se refieren al volumen de control y la superficie de control, respectivamente.

Asumiendo las siguientes condiciones, igualando la ecuación para 2 puntos del sistema y dividiéndola por la fuerza de la gravedad, podemos obtener una simplificación de la ecuación de la energía del fluido dentro de un sistema. Las condiciones asumidas son:

- Existe un flujo estacionario que no experimenta variaciones a lo largo del tiempo
- La velocidad, la presión y la densidad son constantes en cualquier sección transversal
- El flujo es unidimensional, es decir, tiene una entrada y una salida al seguir sus líneas de corriente y no puede escapar a través de los laterales de la superficie de control.

La ecuación de la energía simplificada se conoce como la Ecuación de Bernoulli y nos permite comparar la energía del fluido en dos puntos del sistema a nivel de alturas:

$$H = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_{media,1}^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_{media,2}^2}{2g} + z_2 = cte$$

Expresión 8: Ecuación de Bernoulli

Donde:

- **H** es la *altura total* del sistema
- $\frac{P}{\gamma}$ es la presión dividida por el peso específico del fluido y se conoce como *altura de presión*
- $\frac{v_{media}^2}{2g}$ es el cuadrado de la velocidad media dividido por 2 veces la fuerza de la gravedad y se conoce como *altura cinética*
- **z** es la cota en metros del fluido con respecto al origen y se conoce como *altura geométrica*

Adicionalmente, hemos de añadir la energía que una turbomáquina, que en nuestro caso es una bomba centrífuga, proporciona o sustrae al sistema, así como la energía que el fluido pierde a lo largo del sistema a causa de la fricción y los elementos del sistema.

Teniendo en cuenta esto último, la ecuación se puede reescribir de la siguiente manera:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_{media,1}^2}{2g} + z_1 + h_{bomba} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_{media,2}^2}{2g} + z_2 + h_{pérdidas}$$

Expresión 9: Ecuación de Bernoulli para sistema con bomba impulsora

Donde:

- **h_{bomba}** es la cantidad de energía que la bomba añade al fluido representada en metros.
- **$h_{pérdidas}$** es la cantidad de energía que el fluido pierde a través de su recorrido por el sistema. Se divide en “pérdidas por longitud” o h_l , es decir las pérdidas que el fluido experimenta a causa de su fricción con la tubería y en “pérdidas menores” o h_m , que son las ocasionadas por elementos del sistema al provocar que el fluido cambie su trayectoria, como por ejemplo un codo o una válvula.

Asumiendo unas condiciones concretas, en adición a las ya asumidas en el planteamiento de la ecuación de la energía, es posible simplificar aún más la ecuación anterior. Cabe mencionar que los equipos de bombeo estudiados en este trabajo, tan solo se encargan de transportar el fluido de un tanque a otro sin someterlo a transformaciones durante dicho transporte.

- Estando ambos en reposo, el término de velocidades de la ecuación se puede despreciar.
- Si ambos puntos, inicial y final, se encuentran a la misma presión, el término de presiones se cancela
- Dentro de $h_{pérdidas}$, el término de $\sum h_m$ o sumatorio de las pérdidas menores puede despreciarse, teniendo en cuenta que para un sistema relativamente grande, como es nuestro caso, las pérdidas menores no son lo suficientemente grandes en comparación al resto de pérdidas como para afectar de manera

significativa el resultado. En caso de querer tenerlas en cuenta, puesto que no poseemos información sobre el número de elementos (codos, válvulas, etc) ni tampoco información sobre los coeficientes k_v de los mismos, podemos asumir que el valor de dichas pérdidas supondrá un 10% del total de las pérdidas por fricción.

Puesto que el objetivo del desarrollo de esta ecuación es conocer la cantidad de energía que la bomba ha de ser capaz de aportar en función de las pérdidas por fricción, reescribiremos la ecuación para despejar ese término.

$$h_{bomba} = z_2 - z_1 + h_{pérdidas}$$

Con respecto al cálculo del término de pérdidas, existen multitud de ecuaciones planteadas que intentan conocer de manera precisa el valor de las pérdidas por fricción dentro de un sistema. Para el desarrollo de este proyecto utilizaremos la Ecuación de Darcy-Weisbach que es la mostrada a continuación:

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

Expresión 10: Ecuación de Darcy-Weisbach

Donde:

- f es el factor de fricción de Darcy, un coeficiente cuyo valor está determinado por el comportamiento del flujo (laminar o turbulento). Existen varias ecuaciones para despejar su valor en función del número de Reynolds.
- L es la longitud de la tubería medida en metros.
- D es el diámetro de la tubería medido en metros.
- V es el término de velocidad del fluido medido en m/s.
- g es la acción de la gravedad medida en m/s².

Podemos reescribir la ecuación teniendo en cuenta que la velocidad del fluido dentro de la tubería es equivalente al caudal dividido por la sección de paso.

$$h_{pérdidas} = f * \frac{L}{D} * \frac{Q^2}{2 * g * A^2}$$

Expresión 11: Cálculo de pérdidas de carga en una tubería

Con esta ecuación es posible determinar las pérdidas que el sistema tiene que vencer en función de sus dimensiones, su caudal trasegado y su factor de fricción.

Conociendo todos los valores invariables del sistema y asignando valores al caudal, es posible crear una tabla de valores que permita obtener la altura necesaria a proporcionar al sistema en función del caudal que se desee trasegar.

De esta manera, representando gráficamente los valores de dicha tabla en una gráfica de rendimiento de una bomba, podemos observar la curva resistiva del sistema y

encontrar en la intersección de ambas el punto de operación de la bomba dentro de dicho sistema.

A continuación, aplicaremos el procedimiento anterior a nuestros datos reales para poder observar las curvas resistivas de los sistemas de estudio.

En primer lugar, necesitamos conocer los datos de partida de nuestro sistema. Estos datos son los que se muestran en la siguiente tabla:

Descripción	P-509	P-1275	P-2310	P-2407	P-2453	P-4110
Fluido	HC+BENC.	Sour Water	Sour Water	HC	HC	HKGO Product
Densidad @I.T. (kg/m ³)	660	991	992	711	625	727
Viscosidad @ I.T. (Pa*s)	0,00019	0,000583	0,00068	0,00055	0,00015	0,000261
Altura diferencial(m)	140,2	49,5	63	116	115	123
NPSHa (m)	3,8	19,81	7,6	7,62	3,9	4,2
NPSHr,water (m)	0,9	1,5	1,6	1,9	1,2	1,5
Longitud sistema (m)	126	44	49,5	92,8	98,7	106,4
Diámetro tuberías (m)	0,0508	0,0381	0,0381	0,0381	0,0508	0,0381
Área tuberías (m ²)	0,002026	0,001140	0,001140	0,001140	0,002026	0,001140
Velocidad fluido (m/s)	1,6	1,2	1,4	1,6	1,5	1,1
Diferencia Alturas (m)	70	0	0	20	40	0

Tabla 2: Datos instalaciones actuales

Con esta información de partida, lo único que resta obtener para poder continuar es el valor del coeficiente fricción. Existen varias fórmulas empíricas que permiten calcular su valor de manera aproximada. Sin embargo, para el desarrollo del presente proyecto, se utilizará el “Ábaco de Moody”, un gráfico que permite obtener el valor del coeficiente de fricción en función del Número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la tubería.

A continuación, se muestra el Ábaco de Moody:

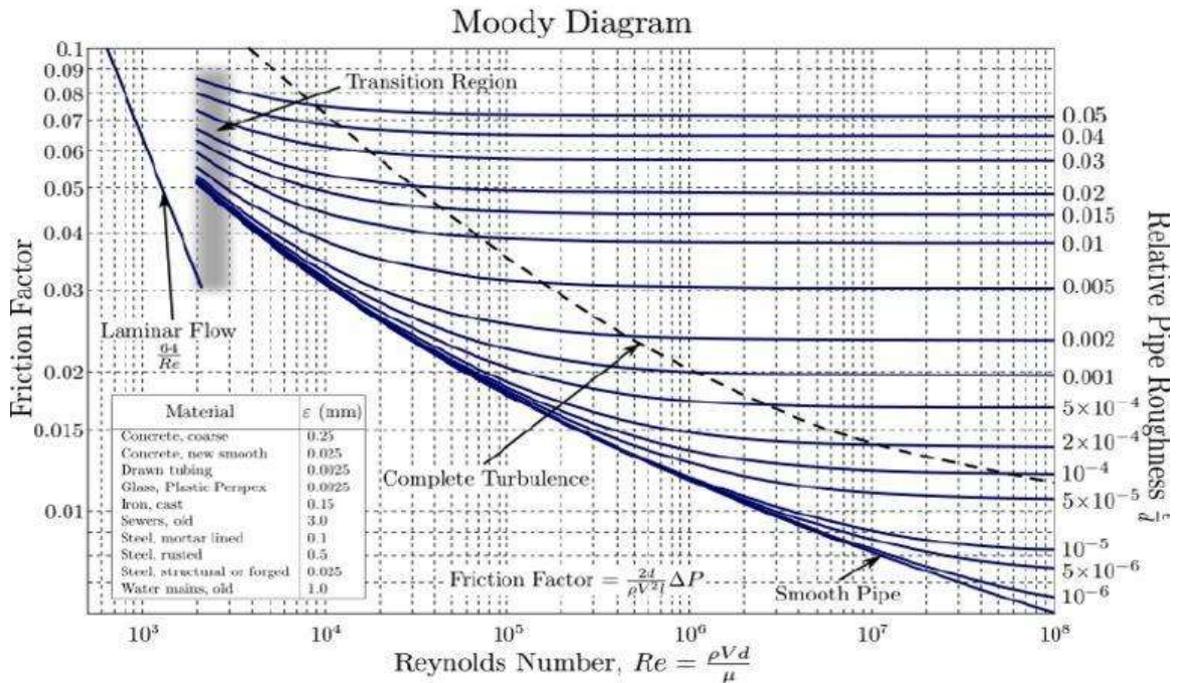


Ilustración 41: Diagrama de Moody

Para obtener el valor del coeficiente de fricción primero hemos de calcular el valor del número de Reynolds, así como el de la rugosidad relativa de la tubería. Para obtener el valor del número de Reynolds utilizamos la fórmula que nos indica el ábaco:

$$Re = \frac{\rho * V * d}{\mu}$$

Expresión 12: Número de Reynolds

Donde:

- ρ es la densidad del fluido a la temperatura de trabajo
- V es la velocidad característica del fluido
- d es el diámetro de la tubería
- μ es la viscosidad dinámica del fluido a la temperatura de trabajo

Del mismo modo, para obtener la rugosidad relativa de la tubería empleamos la ecuación que nos indica el ábaco:

$$Rr = \frac{\epsilon}{d}$$

Expresión 13: Rugosidad Relativa

Donde:

- ϵ es la rugosidad absoluta del material de la tubería según la tabla adjunta al ábaco.
- d es el diámetro de la tubería.

De este modo, siendo el material de la tubería acero forjado (rugosidad absoluta de 0,025 mm), hallamos el valor del coeficiente de fricción con el siguiente método:

- 1º: Nos situamos en el eje de abscisas en el punto cuyo valor coincida con el valor del número de Reynolds calculado y trazamos una línea imaginaria paralela al eje de ordenadas
- 2º: Nos situamos en el eje de ordenadas y seguimos una de las líneas azules que convergen hacia la parte superior izquierda. En caso de no existir una para nuestro valor, interpolamos con los valores de las inmediatamente siguientes y anteriores para trazarla.
- 3º: Observamos el punto de intersección entre ambas líneas y trazamos una línea paralela al eje de abscisas hasta alcanzar la parte izquierda del ábaco. Esto nos indicará el valor del coeficiente de fricción para un Reynolds y una rugosidad relativa concreta.

De esta manera, siguiendo el procedimiento explicado, obtenemos el valor del coeficiente de fricción para nuestras 6 instalaciones:

	P-509	P-1275	P-2310	P-2407	P-2453	P-4110
Reynolds	282341,05	77716,15	77813,64	78804,65	317500	116737,81
Rugosidad relativa	4,92E-04	6,56E-04	6,56E-04	6,56E-04	4,92E-04	6,56E-04
Rugosidad material (mm)	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
Diámetro tuberías (mm)	50,8	38,1	38,1	38,1	50,8	38,1
Factor Fricción	0,01675	0,01775	0,01775	0,01775	0,01675	0,01675

Tabla 3: Coeficientes de fricción para cada equipo

Conociendo el valor del factor de fricción, ya podemos obtener un valor para las pérdidas cuando el sistema trasiega un caudal determinado. Utilizando la ecuación de la energía que hemos simplificado anteriormente, podemos establecer la energía mínima que la bomba ha de proporcionar para vencer las pérdidas del sistema.

De esta manera, estableciendo sucesivos valores para el caudal, podemos crear una tabla de valores con la que representar varios puntos caudal-altura. Uniendo dichos puntos obtendremos lo que se denomina como curva resistiva del sistema.

A continuación, se muestra la tabla de valores de altura frente a valores de caudal para los sistemas de estudio:

			P-509	P-1275	P-2310	P-2407	P-2453	P-4110
Caudal Q (m ³ /h)	Caudal Q (m ³ /s)	Factor Fricción	0,01675	0,01775	0,01775	0,01775	0,01775	0,01675
1,5	0,00042	Hp Bomba (m)	71,705	0,571	0,793	20,729	40,723	0,808
3	0,00083	Hp Bomba (m)	76,818	2,284	3,172	22,918	42,890	3,232
4,5	0,00125	Hp Bomba (m)	85,341	5,138	7,136	26,565	46,503	7,273
6	0,00167	Hp Bomba (m)	97,273	9,134	12,686	31,671	51,560	12,929
7,5	0,00208	Hp Bomba (m)	112,613	14,272	19,822	38,236	58,063	20,202
9	0,00250	Hp Bomba (m)	131,363	20,552	28,544	46,260	66,011	29,091
10	0,00278	Hp Bomba (m)	145,757	25,372	35,239	52,420	72,112	35,915
15	0,00417	Hp Bomba (m)	240,454	57,088	79,289	92,946	112,252	80,808
20	0,00556	Hp Bomba (m)	373,029	101,490	140,958	149,681	168,448	143,658

Tabla 4: Puntos de la curva resistiva para cada instalación

Trazando una línea que una los puntos calculados, podemos obtener una representación gráfica de la curva resistiva. El punto de corte entre esta línea y la curva de la bomba es el llamado punto de funcionamiento de la bomba y determina la altura y presión en las que dicha bomba operará dentro del sistema estudiado.

A continuación, se muestran las curvas resistivas de los sistemas de estudio representadas sobre las curvas de las bombas.

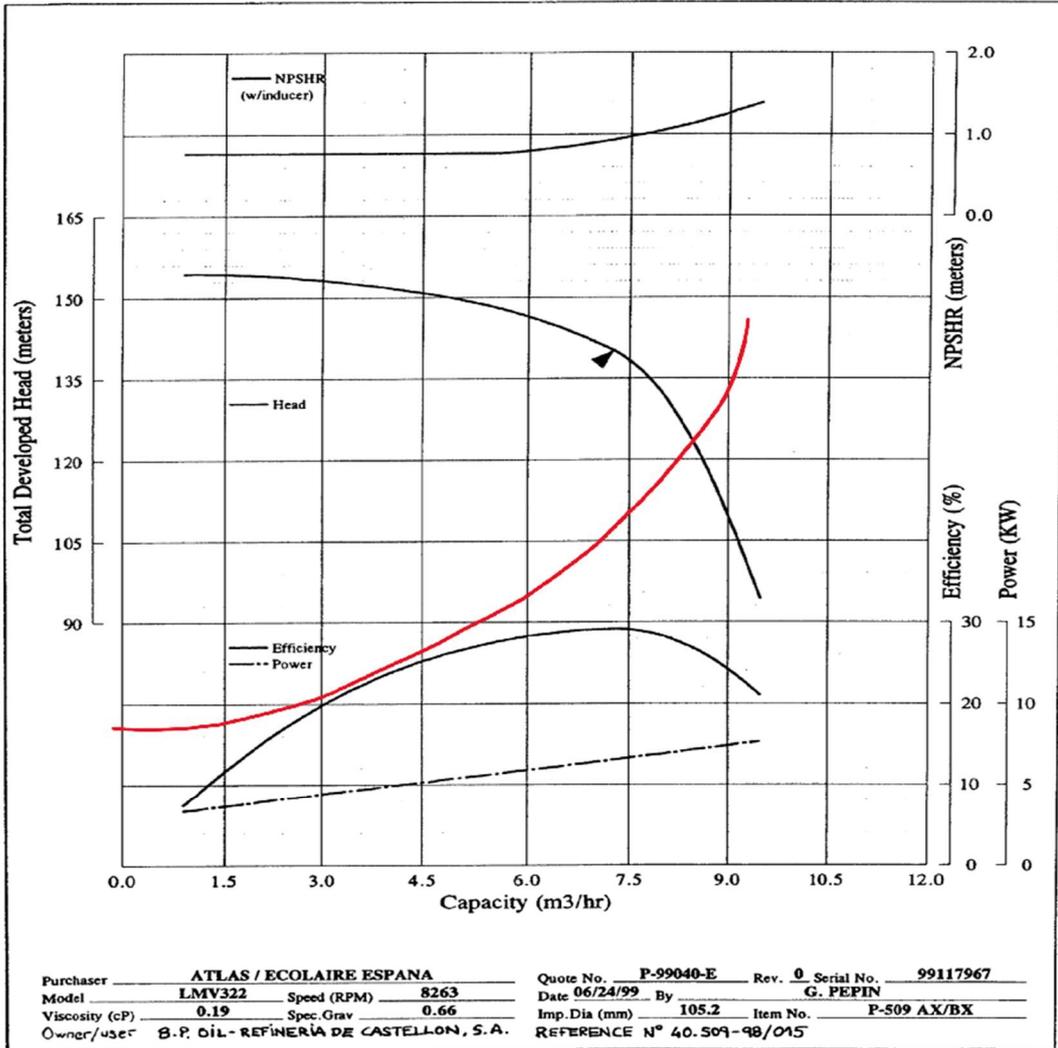


Ilustración 24: Curva resistiva P-509

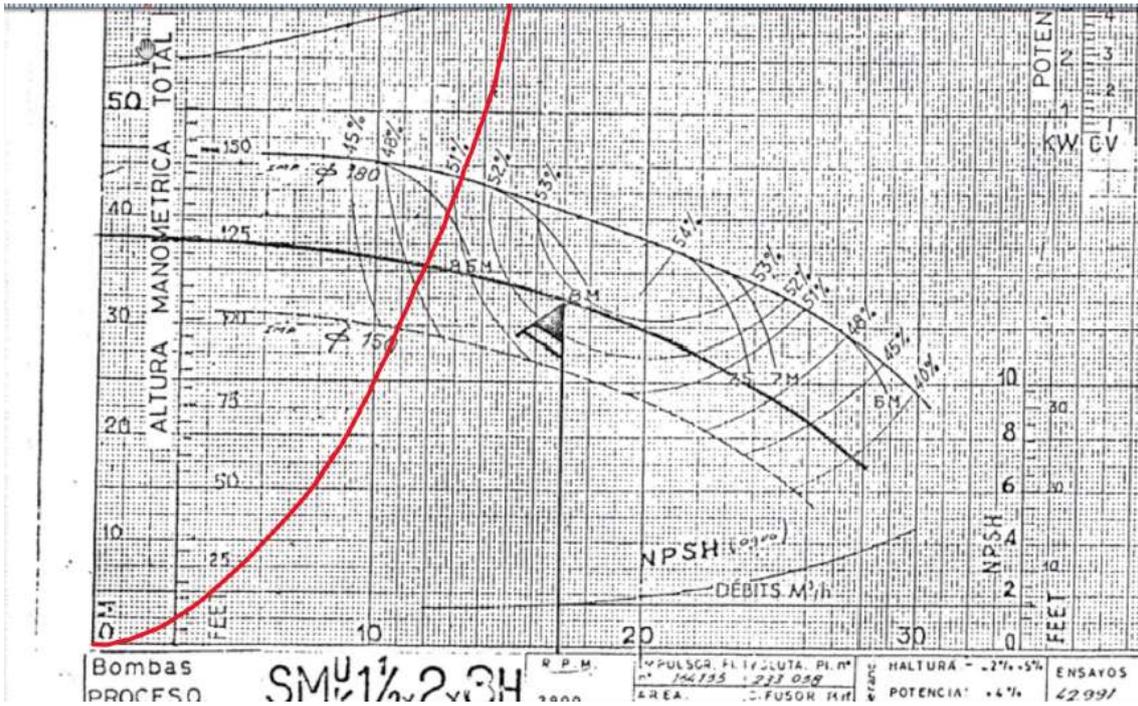


Ilustración 25: Curva resistiva P-1275

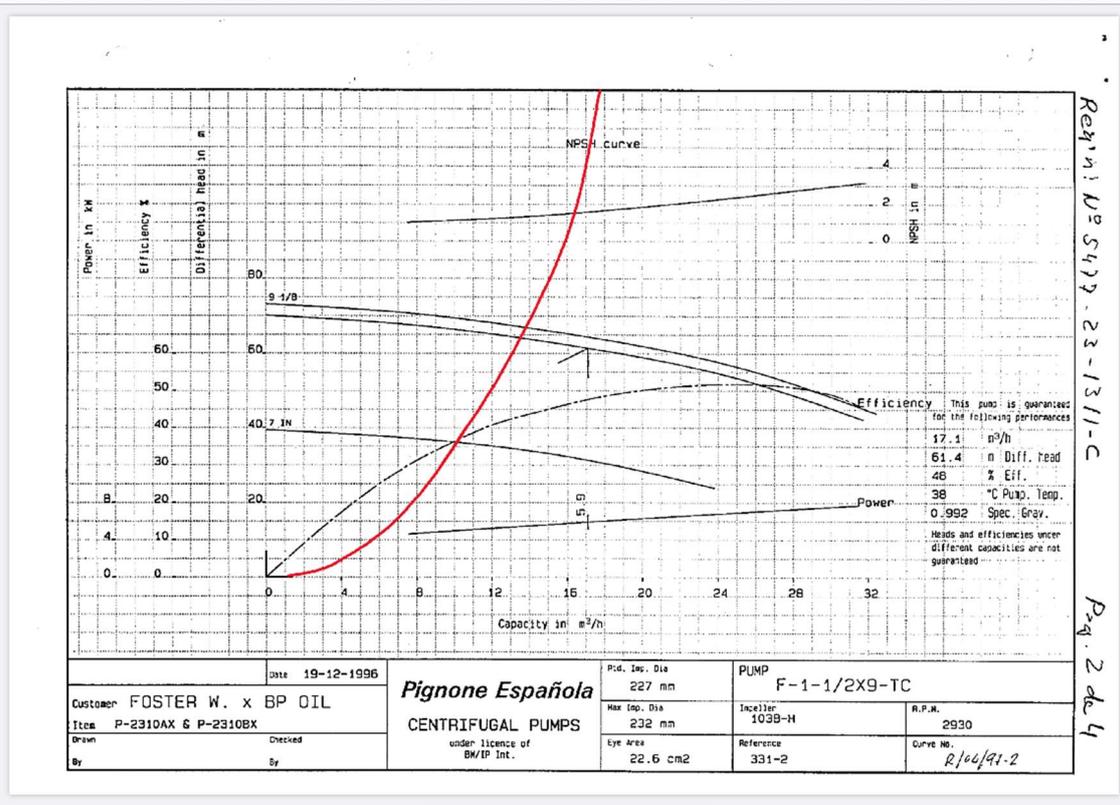


Ilustración 26: Curva resistiva P-2310

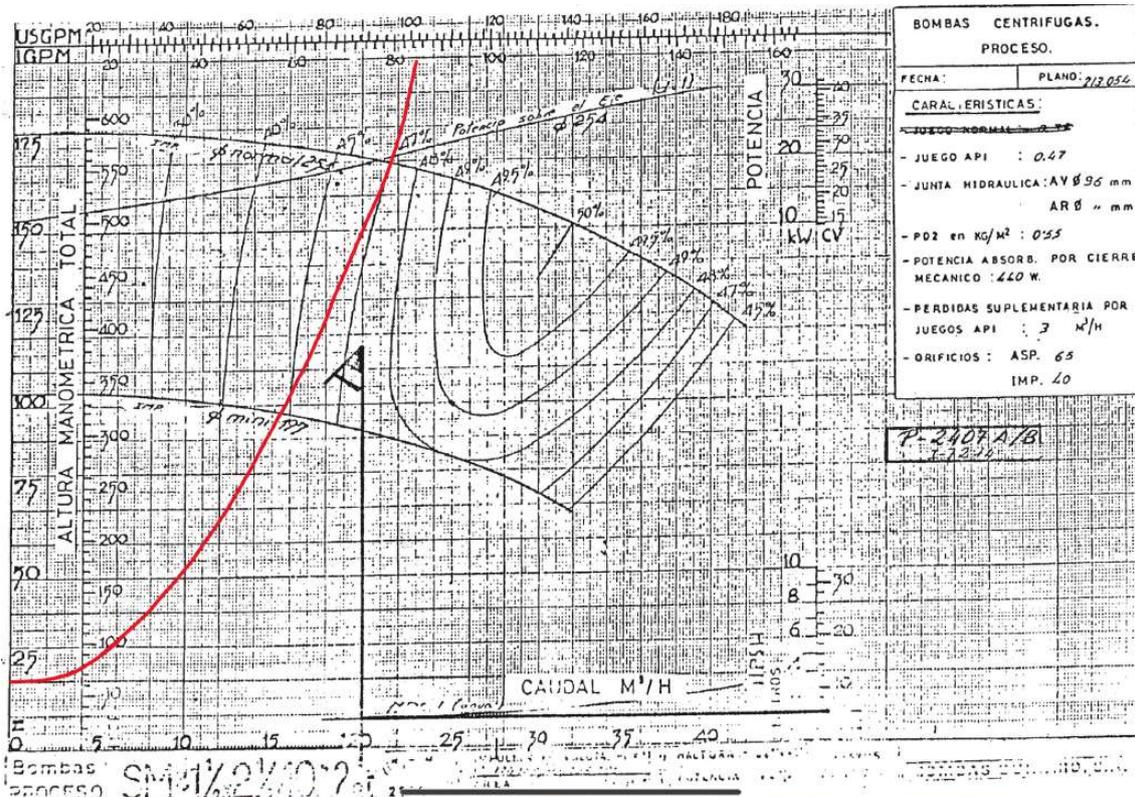


Ilustración 27: Curva resistiva P-2407

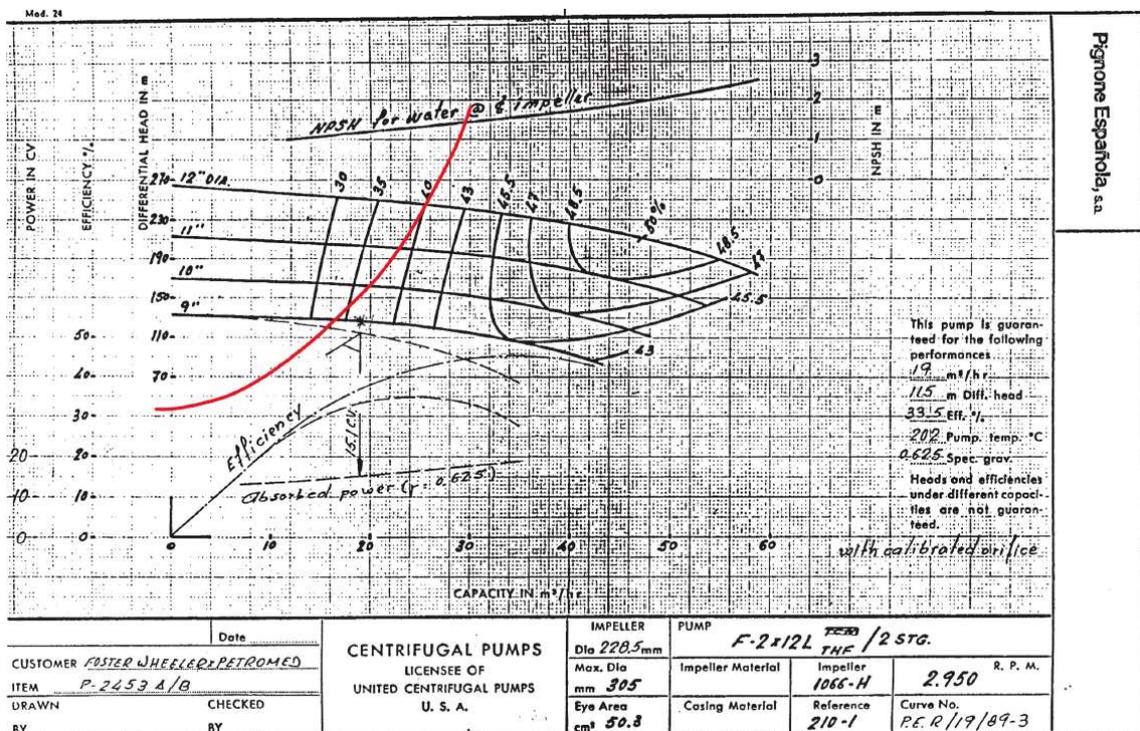


Ilustración 28: Curva resistiva P-2453

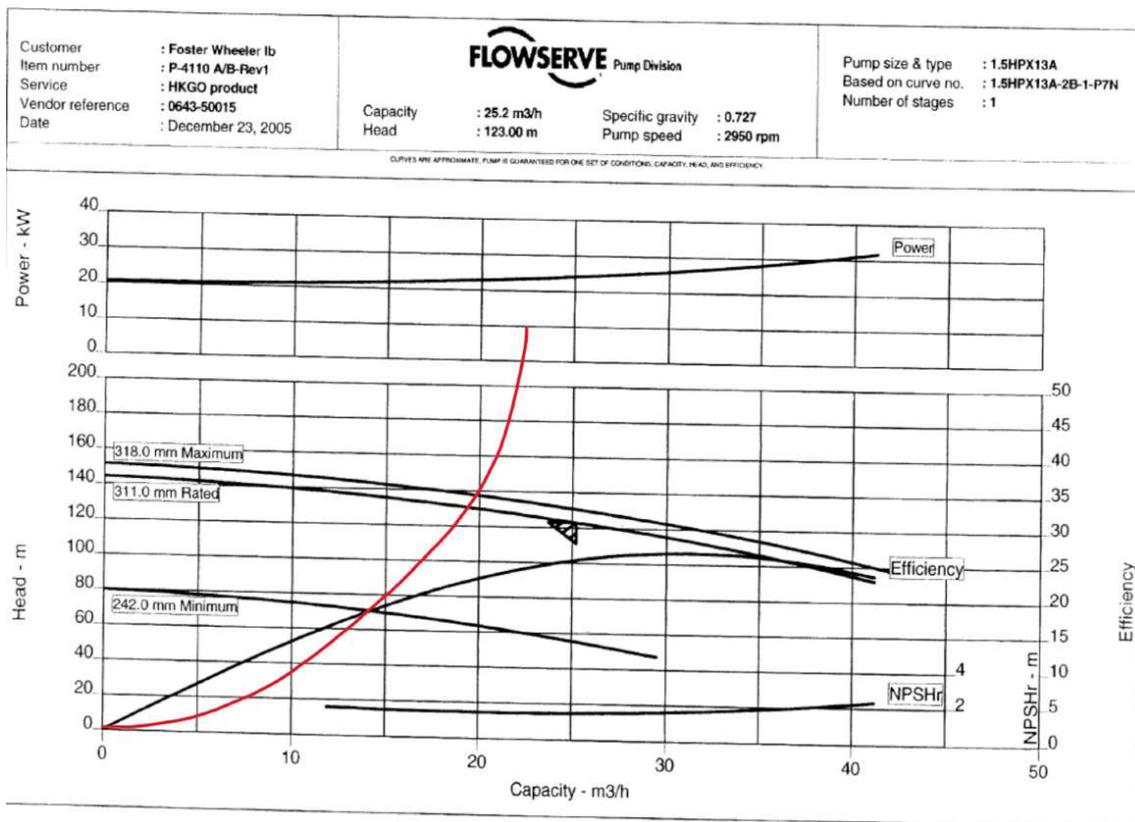


Ilustración 29: Curva resistiva P-4110

Con esto podemos conocer el punto de funcionamiento real observando el punto de corte entre la curva resistiva y la curva de la bomba. Sin embargo, puesto que en nuestro caso ambas bombas de cada unidad se encuentran funcionando en paralelo, el punto real de funcionamiento se encontrará en la intersección de la curva resistiva con la curva de funcionamiento en paralelo.

Para poder visualizar la curva de funcionamiento en paralelo, tomaremos los valores de caudal para cada altura de la curva de cada bomba y duplicaremos dicho valor de caudal manteniendo su altura constante. El resultado es una curva más alargada de menor pendiente. A continuación, se muestran las curvas en paralelo (azul) junto a las curvas resistivas (rojo):

Sundstrand Fluid Handling Corporation



A Subsidiary of Sundstrand Corporation
 14845 West 64th Ave, Arvada CO 80007
 Tel: (303) 425-0800 Fax: (303) 425-0896

SUNDYNE PUMP

Predicted Performance

Metric Units

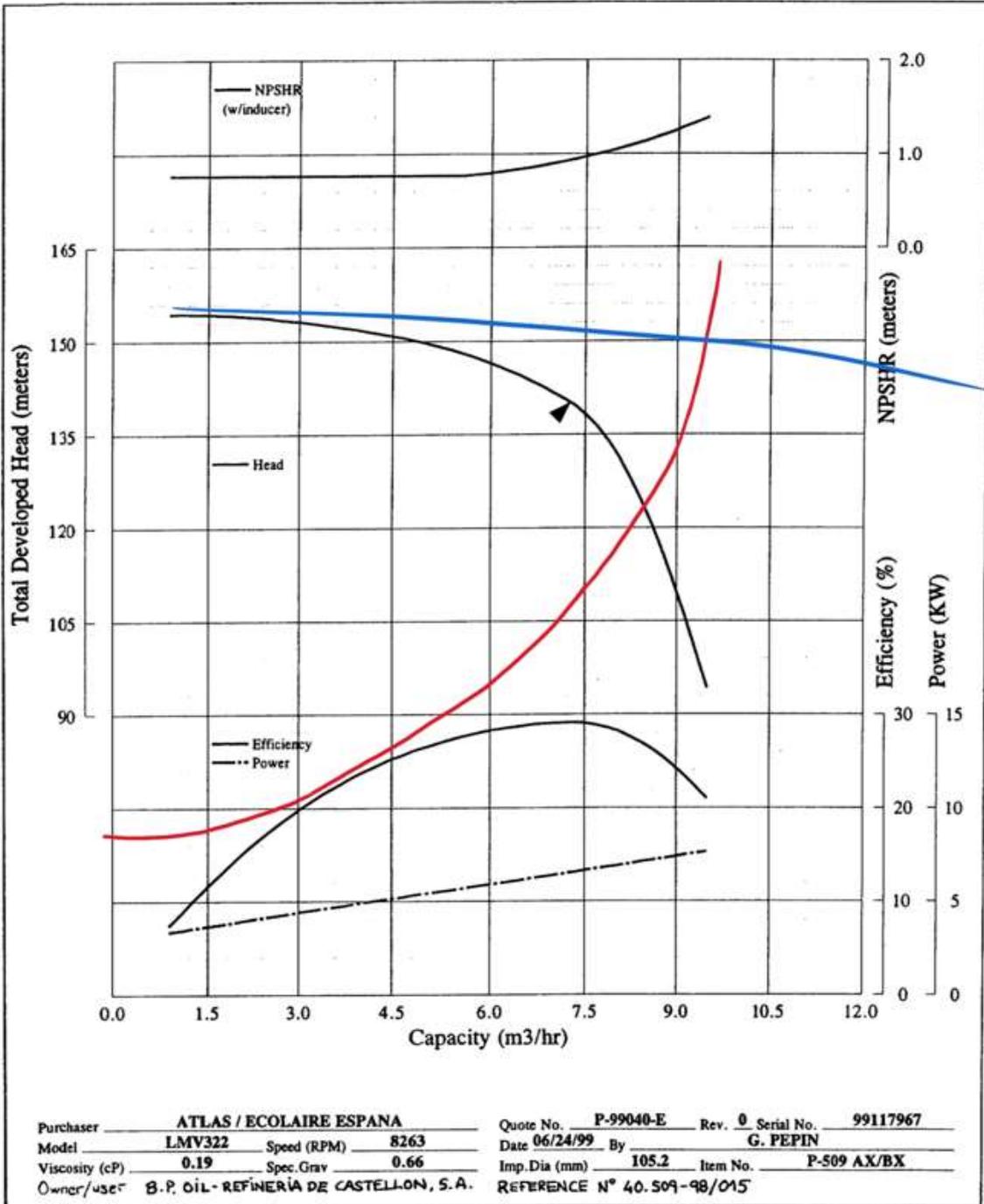


Ilustración 30: Curva paralelo P-509

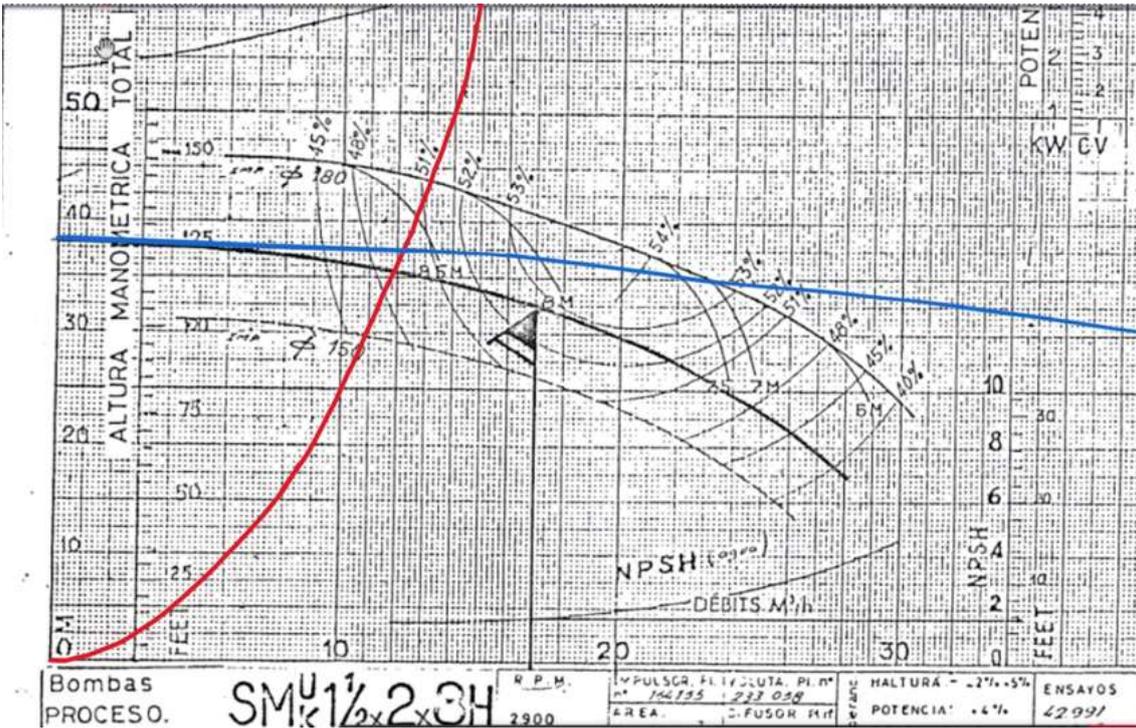


Ilustración 31: Curva paralelo P-1275

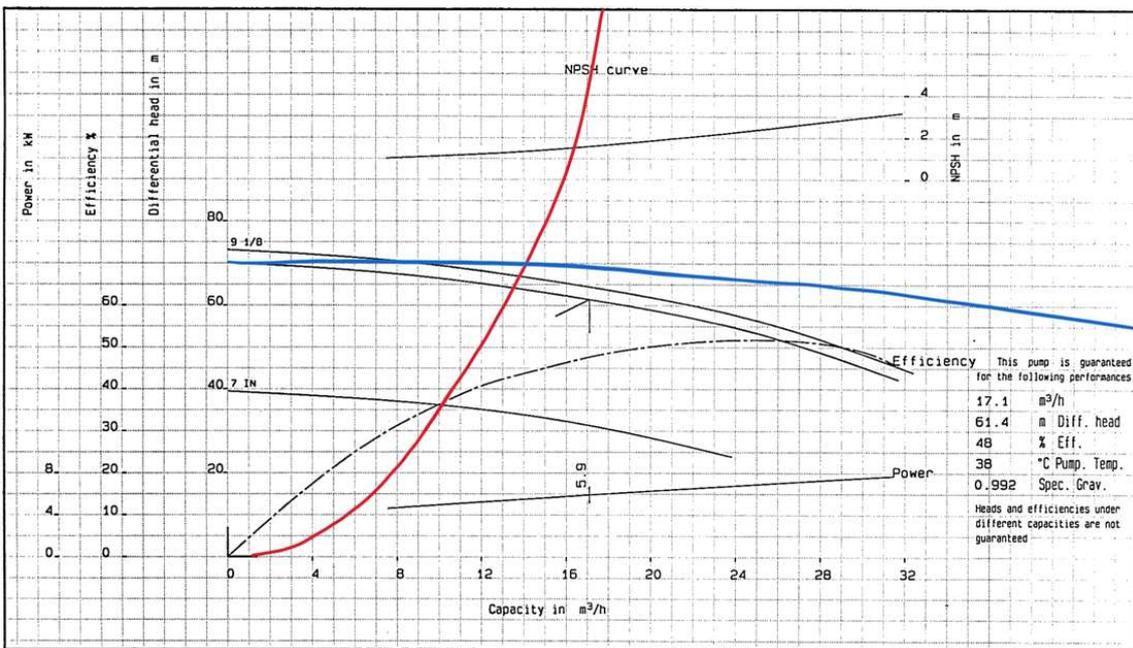


Ilustración 32: Curva paralelo P-2310

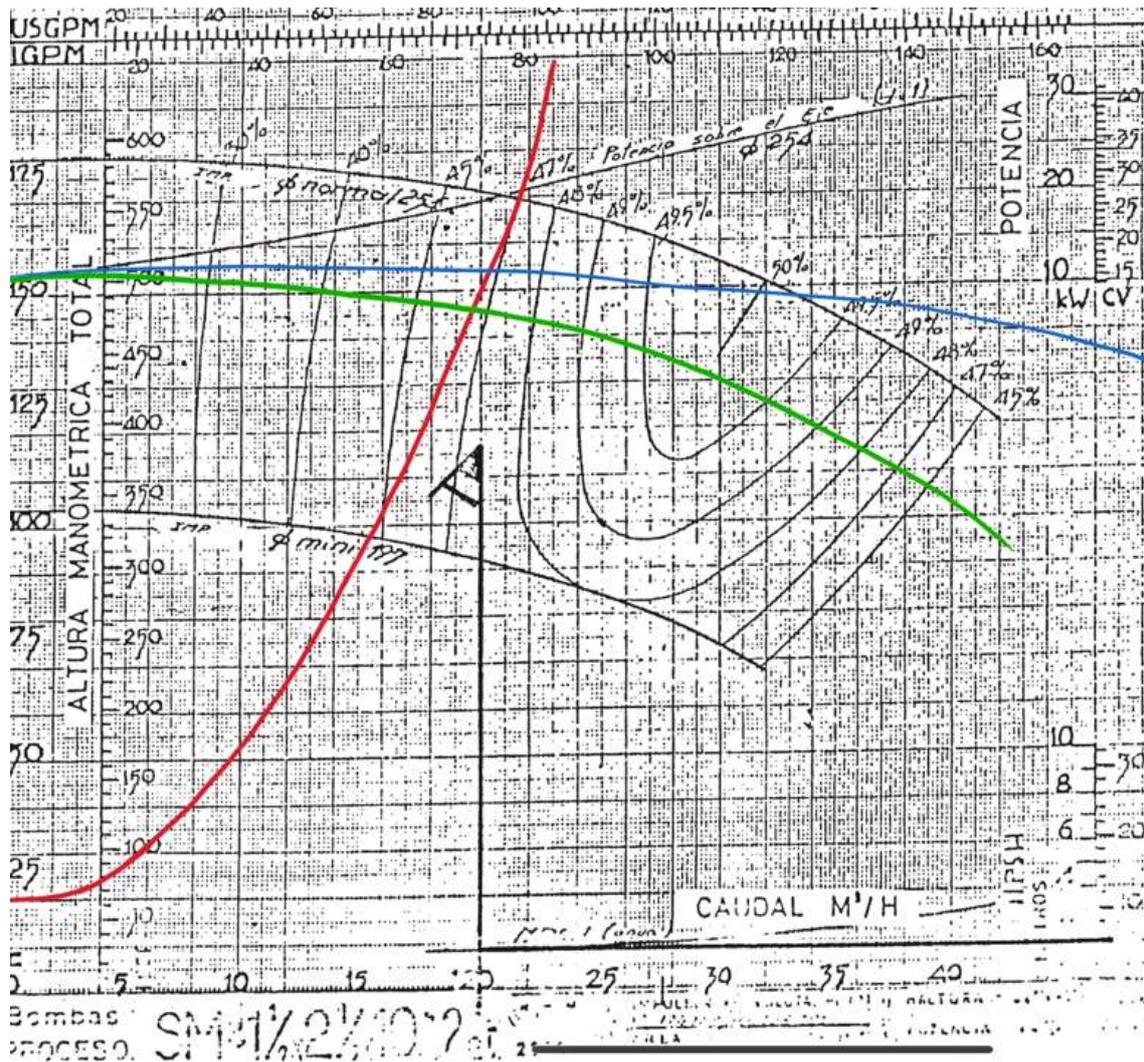


Ilustración 33: Curva paralelo P-2407

(La curva verde representa la curva para el tamaño de impulsor actual)

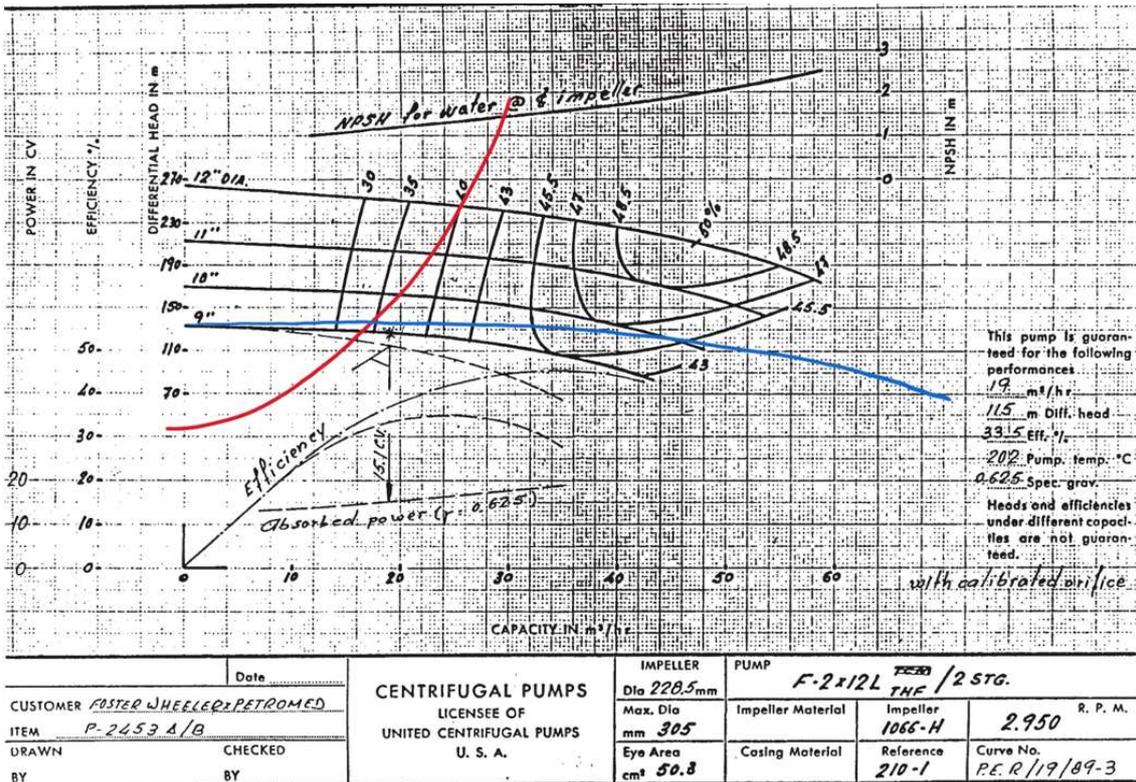


Ilustración 34: Curva paralelo P-2453

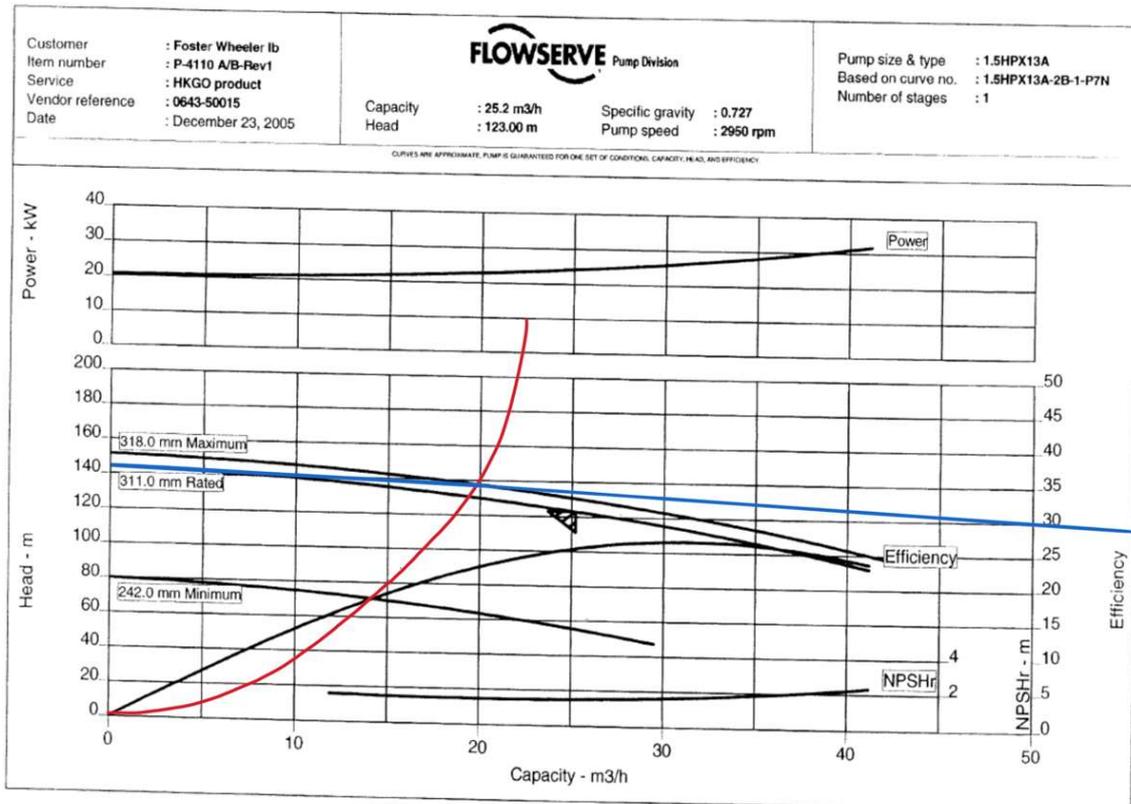


Ilustración 35: Curva paralelo P-4110

La intersección entre la curva resistiva (rojo) y la curva de funcionamiento en paralelo (azul) nos permite conocer el punto de funcionamiento actual de los equipos y obtener a partir de él los valores de caudal y presión utilizados en los cálculos comparativos de consumo energético.

2. Viabilidad del aumento del tamaño de los impulsores.

Para comprobar si es posible obtener el aumento de caudal deseado mediante un aumento del diámetro del impulsor, debemos utilizar las leyes de afinidad para comprobar si existe un tamaño de impulsor menor al máximo admisible para el que el caudal bombeado sea igual al caudal deseado.

Observamos a continuación, en la tabla 5, los tamaños de impulsor actuales, mínimos y máximos, así como el caudal de diseño de los equipos originales, el caudal real de los equipos sin actualizar en el sistema y el caudal deseado:

Description	P-509	P-1275	P-2310	P-2407	P-2453	P-4110
Imp.Dia.(mm)	105,16	206	232	222	228,5	311
Imp.Dia.(mm) Min	102,5	149	177	197	228,5	242
Imp.Dia.(mm) Max	107,75	212	232	254	305	318
Qdes (m ³ /h)	7,26	21	17,1	20	19	20,1
Qreq 2020 (m³/h)	10	19,7	18,5	24,6	21,4	25,2
Qact (m³/h)	8,5	11,9	13,5	19,7	16,4	18,8
Hact (m)	125	35	64	147	126	129
Qact paral (m³/h)	9,5	12,4	14,2	20,4	17,5	20
Hact paral (m)	150	37,5	69	154	126	138

Tabla 5: Comparativa de caudales de diseño, requeridos y reales

Utilizando las leyes de afinidad, podemos obtener una aproximación del valor del caudal resultante del nuevo tamaño del impulsor. El valor real siempre será el resultante del punto de corte entre ambas curvas.

$$\text{Nuevo caudal } Q_2 = Q_1 * \frac{D_2}{D_1}$$

Description	P-509	P-1275	P-2310	P-2407	P-2453	P-4110
Qact (m³/h)	8,5	11,9	13,5	19,7	16,4	18,8
Q2 (m³/h)	8,709	12,247	13,5	22,540	21,891	19,223
Qreq 2020 (m³/h)	10	19,7	18,5	24,6	21,4	25,2

Tabla 6: Comparativa de caudales tras aumento del impulsor

Aplicando la ecuación anterior para cada una de las bombas y aumentando el tamaño de su impulsor actual hasta el máximo admisible por la voluta, obtenemos la tabla 6. Para el caso de la P-2310 no observamos ningún incremento de caudal ya que tenía instalado el impulsor con el máximo tamaño posible. Comparando los valores del nuevo caudal con el impulsor aumentado, Q2, con los valores del caudal requerido tras el cambio, Qreq 2020, observamos que solamente la P-2453 consigue que Q2 sea mayor que Qreq 2020.

El valor obtenido a través de las expresiones de las leyes de afinidad es una aproximación bastante precisa, pero cabe mencionar que para obtener el valor real del caudal tras sustituir el impulsor por uno de mayor tamaño se ha de comprobar el punto de intersección de ambas curvas en la gráfica.

Por tanto, se concluye que el aumento del tamaño del impulsor solamente es viable para la P-2453. Para el resto de los equipos, será necesario realizar la selección de una nueva bomba que se adapte a las nuevas condiciones de caudal requeridas.

3. Selección de las nuevas bombas

Para seleccionar los equipos que sustituirán a los actualmente instalados se empleará la herramienta de selección *Affinity TM* de Flowserve.

Aportando valores numéricos de las condiciones de trabajo, la herramienta devuelve posibles opciones que satisfagan dichas condiciones. De entre estas opciones seleccionaremos aquella que posea el mejor rendimiento.

Primero, accedemos a la herramienta y escogemos la selección mediante condiciones de trabajo.

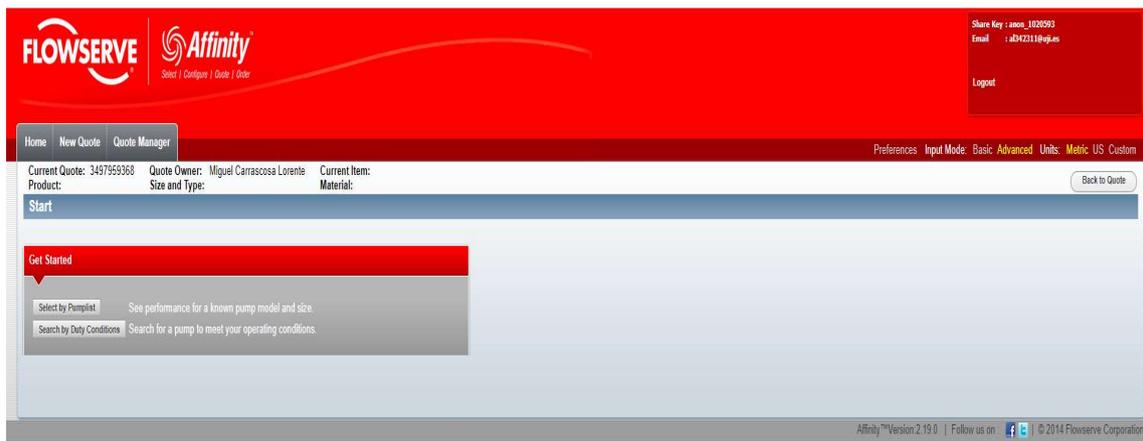


Ilustración 42: Selección de equipo nuevo según Affinity, 1

A continuación, introducimos los valores de las condiciones de trabajo:

Ilustración 43: Selección de equipo nuevo según Affinity, 2

En las condiciones de trabajo especificaremos:

- Altura
- Caudal
- Gravedad específica del fluido a la temperatura de trabajo
- Viscosidad a la temperatura de trabajo
- Altura estática
- Temperaturas de trabajo máxima y mínima del fluido
- Presión de aspiración
- Presión de vapor
- NPSHa

Una vez introducidas las condiciones de trabajo, el sistema remite las familias de bombas que fabrica la empresa, de entre las que seleccionaremos aquellas que sean compatibles con nuestras condiciones:

Home New Quote Quote Manager Preferences Input Mode: Basic Advanced Units: Metric US Custom

Current Quote: 3497959368 Quote Owner: Miguel Carrascosa Lorente Current Item: Material: Back to Quote

Start Duty Conditions Products Additional Duty Conditions Hydr./Driver Constraints Product Constraints Search Results Result Details Output

Filters Industry: All Classification: All Orientation: All

Product Lines Please select one or more product lines. Click on the product line name to view detailed product line information. Hover over 'red x' to view unavailability information.

Group	Product Line	Max Flow (m³/h)	Max Head (m)	Min Temp. (°C)	Max Temp. (°C)	Max Viscosity (cP)	Max Suction Press. (kPa)
<input type="checkbox"/>	MENBLOC Foot Mounted	700.0	100.00	-10	110	150.00	1,000.0
<input type="checkbox"/>	MF Solids Handling	2,271.2	99.06	0	63	150.00	517.1
<input type="checkbox"/>	MN Solids Handling	20,441.2	76.20	0	63	150.00	517.1
<input type="checkbox"/>	MS Ring Section	450.0	1,600.00	-10	180	20.00	2,501.0
<input type="checkbox"/>	MSX Dry Pit Submersible	5,678.1	106.68	4	40	150.00	344.7
<input type="checkbox"/>	MSX Wet Pit Submersible	5,678.1	106.68	4	40	150.00	344.7
<input type="checkbox"/>	MXV Solids Handling	17,034.4	42.67	-18	63	1,000.00	0.0
<input type="checkbox"/>	NM Ring Section	3,000.0	600.00	-10	140	150.00	1,600.0
<input type="checkbox"/>	PHL Cast-Iron Mtd.	1,000.0	500.00	-150	350	500.00	8,000.0
<input type="checkbox"/>	Polychem GRP ANSI	1,226.5	149.35	-46	121	2,000.00	1,723.7
<input type="checkbox"/>	PolyChem Sealed ANSI	318.0	231.65	-29	149	1,000.00	1,930.5
<input type="checkbox"/>	PVWL In-Line	1,000.0	400.00	-60	251	500.00	8,000.0
<input type="checkbox"/>	PVXM In-Line	800.0	400.00	-50	250	500.00	8,000.0
<input type="checkbox"/>	QL Canned Double Suction Vertical	40,000.0	1,000.00	-100	250	1,500.00	4,500.0
<input type="checkbox"/>	QL Industrial Wet Pit Vertical	9,085.0	213.36	-29	149	900.00	1,379.0
<input type="checkbox"/>	QL Wet Pit Double Suction	40,000.0	1,000.00	-100	250	1,500.00	4,500.0
<input type="checkbox"/>	R Rubber Lined	6,813.7	60.96	0	121	2,000.00	758.4

Selected Product Lines: No product lines selected

Add Add with Comparisons Remove Remove All

Affinity™ Version 2.19.0 | Follow us on Facebook Twitter LinkedIn | © 2014 Flowserve Corporation

Ilustración 44: Selección de equipo nuevo según Affinity, 3

Tras haber seleccionado las familias, proporcionamos información sobre la red eléctrica y el motor, así como los materiales de montaje:

Home New Quote Quote Manager Preferences Input Mode: Basic Advanced Units: Metric US Custom

Current Quote: 3497959368 Quote Owner: Miguel Carrascosa Lorente Current Item: Material: Back to Quote

Start Duty Conditions Products Additional Duty Conditions Hydr./Driver Constraints Product Constraints Search Results Result Details Output

Hydraulic Constraints

Normal flow: N/A m³/h
 Min head rise to Shut Off (%): N/A
 Max head ratio (%): N/A
 Min diameter ratio (% min dia): N/A
 Max diameter ratio (% max dia): N/A m
 Maximum flow (% of BEP): N/A
 Minimum efficiency (%): N/A
 Max diameter (% dia range): N/A
 Head at shut off not to exceed: N/A m
 Max power not to exceed: N/A kW
 MCF not to exceed: N/A m³/h
 Max flow must exceed: N/A m³/h
 MAWP basis max SG: N/A
 MAWP basis max impeller dia:
 Possible Vacuum Service or Exposure:
 Continuously Rising Head Curve:

Alternate Hydraulic Conditions

Driver Constraints

Driver sourced by: FFD
 Site voltage: 190
 Motor starting method: Direct on line (DOL)
 Orientation: Product Default (horizontal or vertical)
 Driver design: NEMA motor
 Sizing spec: Max Power (MCSF to EOC) using SF
 Service factor: 1.0
 Speed criteria: Standard speed
 Variable Frequency Driver:

Affinity™ Version 2.19.0 | Follow us on Facebook Twitter LinkedIn | © 2014 Flowserve Corporation

Ilustración 45: Selección de equipo nuevo según Affinity, 4



Ilustración 46: Selección de equipo nuevo según Affinity, 5

Posteriormente, el sistema remite las bombas de las familias escogidas anteriormente que satisfacen los criterios de material, eléctricos y mecánicos:

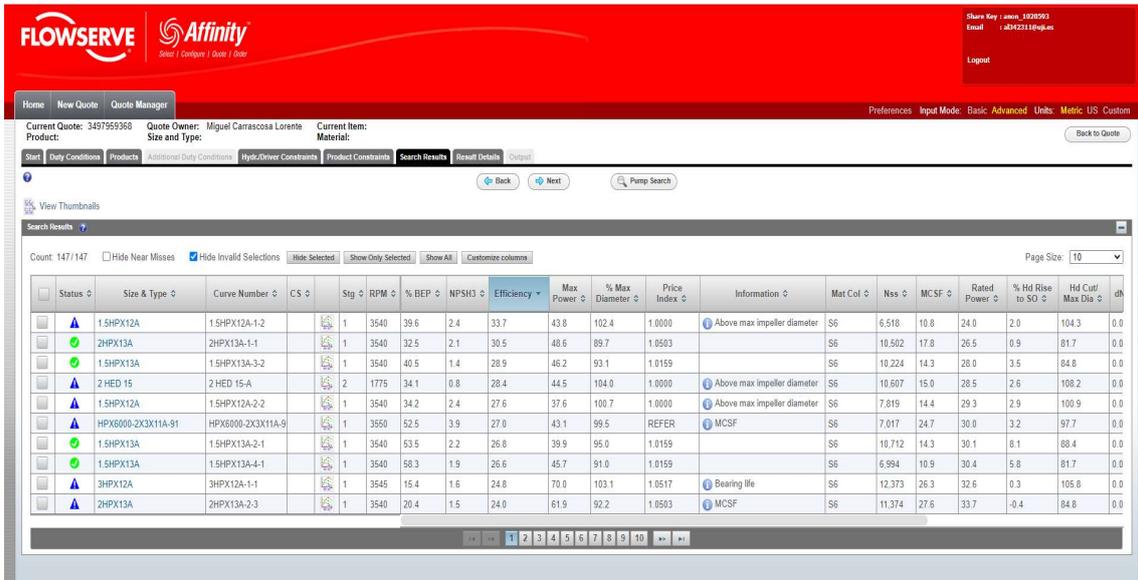


Ilustración 47: Selección de equipo nuevo según Affinity, 6

Para seleccionar una bomba de entre las posibles opciones, escogeremos la eficiencia como parámetro determinante. Finalmente, tras haber escogido una bomba, el sistema proporciona los detalles sobre las condiciones de trabajo, la curva de la bomba, el motor y genera un documento PDF en el que recoge toda la información:

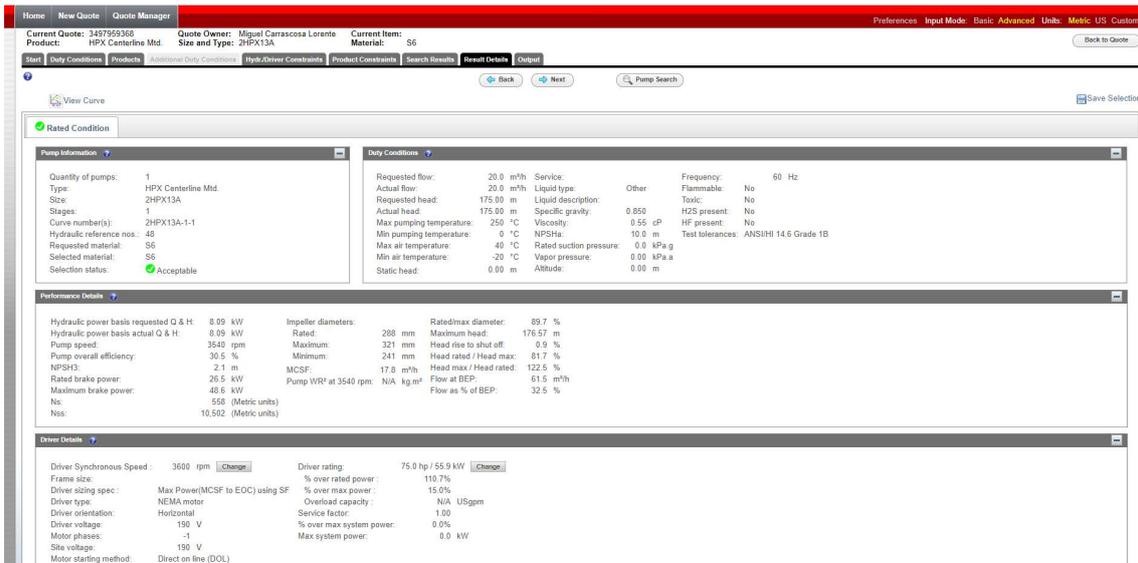


Ilustración 48: Selección de equipo nuevo según Affinity, 7

De esta manera, obtenemos los documentos técnicos que proporcionan la información necesaria para realizar una comparación que justifique la selección de los nuevos equipos. Como se ha comentado en puntos anteriores, se prestará especial atención a los consumos energéticos y al MTBC/F, el principal indicador de fiabilidad de los equipos.

4. Cálculo y comparativa de consumos

Para conocer los consumos de los equipos es necesario calcular en primer lugar las potencias de trabajo de la instalación.

En primer lugar, hemos de hacer una distinción de las diferentes potencias que participan en la transmisión para entender cómo se transforma la energía de una parte a otra del equipo. Se muestra a continuación el diagrama Sankey de potencias y pérdidas en la transmisión de energía en una bomba centrífuga:

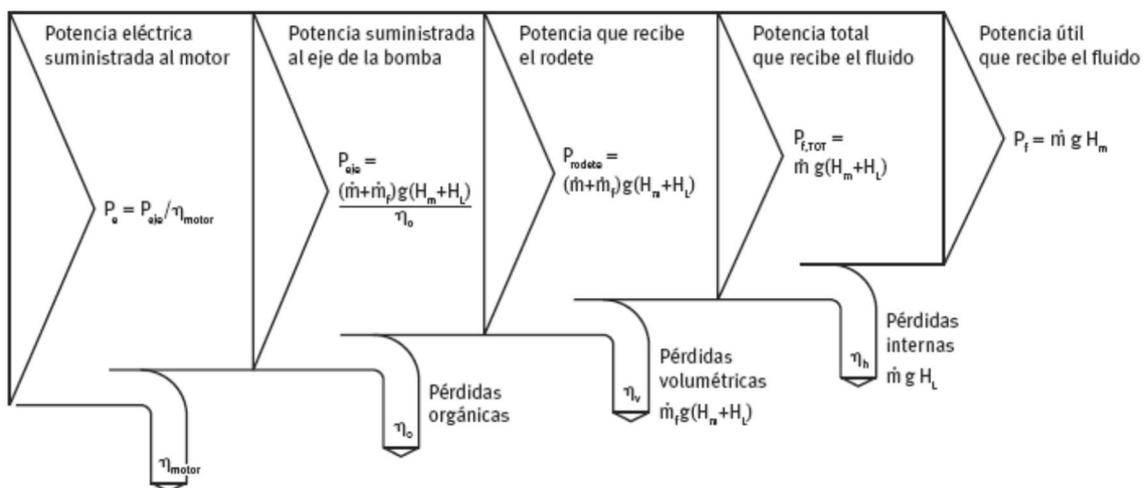


Ilustración 49: Diagrama de potencias de Sankey

Comenzamos en el motor eléctrico, que se encarga de absorber energía eléctrica y transformarla en mecánica para poder transmitirla a través del eje. El motor, como todas las máquinas tiene un rendimiento y parte de la energía se disipa en forma de calor. La energía restante es transmitida al eje y éste se la transmite a su vez al impulsor de la bomba.

Continuamos en la unión del eje al impulsor. En este punto existen pérdidas causadas por la fricción entre los elementos mecánicos, así como pérdidas por fugas en las uniones.

Posteriormente, dentro de la voluta, existen pérdidas por fricción del fluido con el impulsor, así como pérdidas por recirculación, donde el fluido a la salida de la bomba se encuentra a mayor presión y éste impide que la totalidad del volumen de impulsión salga por la salida, ocasionando pequeñas recirculaciones de fluido dentro de la voluta.

Finalmente hablamos de la potencia hidráulica, que es aquella que el fluido absorbe para poder ser transportado desde el punto inicial hasta el punto final. Ésta depende del caudal de fluido, de la altura manométrica y de la densidad en el punto de trabajo.

Se tiene que:

$$P_{abs} = \frac{\rho * g * h * q}{3,6 * 10^6}$$

Expresión 14: Potencia hidráulica absorbida por un fluido en una bomba

Donde:

- P_{abs} es la potencia hidráulica (absorbida) por el fluido (kW)
- q es el caudal trasegado (m^3/h)
- ρ es la densidad del fluido a la temperatura de trabajo (kg/m^3)
- g es la aceleración de la gravedad (m/s^2)
- h es la altura diferencial (m)

Conociendo lo anterior, deducimos que para poder satisfacer la demanda de potencia hidráulica que el fluido requiere para ser transportado en las condiciones deseadas, la potencia eléctrica que el motor ha de absorber de la red ha de ser necesariamente superior a la hidráulica. Podemos aunar las pérdidas anteriores en función de los rendimientos del motor y de la bomba, obteniendo entonces la expresión:

$$P_{Elect} = \frac{P_{abs}}{\eta_{bomba} * \eta_{motor}}$$

Expresión 15: Potencia eléctrica consumida por el motor

Para calcular la potencia eléctrica consumida y, en consecuencia, el coste de operación de los equipos, debemos calcular la potencia hidráulica que consumen los equipos en las condiciones de trabajo. Realizando una comparativa entre el coste de operación en

las condiciones de funcionamiento actuales en contraste con las condiciones esperadas tras la aplicación de medidas, podremos observar cuál es el ahorro energético y económico que suponen dichas medidas. Se muestra a continuación la tabla 7:

Descripción	P-509	P-1275	P-2310	P-2407	P-2453	P-4110
Potencia motor (kW)	11	11	7,5	11	15	30
RPM	2920	3000	3000	3000	3000	3000
Tensión (V)	500	500	500	500	500	500
Fases	3	3	3	3	3	3
Frecuencia (Hz)	50	50	50	50	50	50
Factor de servicio	1	1	1	1	1	1
Eficiencia motor al 100% de carga	0,901	0,901	0,867	0,901	0,907	0,912
Cos ϕ	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89
Q act paral (m^3/h)	9,5	12,4	14,2	20,4	17,5	20
H act paral (m)	150	37,5	69	154	126	138
Densidad @ I.T. (Kg/m^3)	660	991	992	711	625	727
Potencia hidráulica	2,698	1,256	2,649	6,087	3,755	5,468
Potencia eléctrica	10,289	3,334	8,324	14,847	12,360	23,604
Eficiencia de la bomba	0,291	0,418	0,367	0,455	0,335	0,254
Tiempo de uso diario medio (h/día)	16	16	16	16	16	16
Número de bombas en funcionamiento	2	2	2	2	2	2
Coste medio energía (€/kW*h))	0,1452	0,1452	0,1452	0,1452	0,1452	0,1452
Coste anual operación (€/año)	17449,92	5654,59	14116,92	25180,26	20961,02	40030,49
Coste anual operación total (€/año)	122520,71					

Tabla 7: Datos de los motores y coste de operación anual actuales

En esta tabla se recogen los valores de los parámetros de funcionamiento de los equipos actuales, así como de sus condiciones de funcionamiento reales, obtenidas como resultado del punto de corte entre la curva de la bomba y la curva del sistema.

Cabe mencionar que, en las condiciones actuales, se encuentran funcionando ambas bombas de cada pareja de equipos, por lo que el coste de funcionamiento se duplica.

A continuación, en la tabla 8, se muestran los valores equivalentes para los nuevos equipos seleccionados:

Descripción	P-509	P-1275	P-2310	P-2407	P-2453	P-4110
Potencia motor (kW)	11	11	7,5	11	15	30
RPM	2920	3000	3000	3000	3000	3000
Tensión (V)	500	500	500	500	500	500
Fases	3	3	3	3	3	3
Frecuencia (Hz)	50	50	50	50	50	50
Factor de servicio	1	1	1	1	1	1
Eficiencia motor al 100% de carga	0,901	0,901	0,867	0,901	0,907	0,912
Cos ϕ	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89
Q objetivo (m^3)	10	19,7	18,5	24,6	21,4	25,2
H objetivo (m)	145,75	98,5	120	216,2	187	228
Densidad @ I.T. (Kg/m^3)	660	991	992	711	625	727
Potencia hidráulica	2,621	5,240	6,001	10,304	6,816	11,382
Potencia eléctrica	5,877	9,173	11,164	29,175	22,431	37,256
Eficiencia de la bomba	0,495	0,634	0,62	0,392	0,335	0,335
Tiempo de uso diario medio (h/día)	16	16	16	16	16	16
Número de bombas en funcionamiento	1	1	1	1	1	1
Coste medio energía (€/kW*h))	0,1452	0,1452	0,1452	0,1452	0,1452	0,1452
Coste anual operación (€/año)	4983,89	7778,72	9466,73	24739,76	19020,82	31591,93
Coste anual operación total (€/año)	97581,85					

Tabla 8: Datos de los motores y coste de operación anual equipos sustitutos

Con los nuevos equipos podemos observar 2 mejoras importantes:

- El caudal de trabajo se ha incrementado hasta un valor satisfactorio para la producción. Los equipos antiguos no alcanzaban los valores de caudal mínimos esperados para la producción incluso utilizando ambos equipos dentro de una misma unidad. Con las nuevas bombas se puede trasegar más caudal utilizando solamente uno de los dos equipos de la unidad.
- El coste de operación anual se ha reducido considerablemente. Los nuevos equipos no solamente permiten bombear más caudal, sino que además lo hacen de forma más eficiente y económica. Adicionalmente, sólo se utiliza una de las dos bombas de una unidad en todo momento, por lo que, en caso de avería, se reducen las pérdidas de producción y, por otra parte, permite una mejor gestión del mantenimiento preventivo, consiguiendo obtener un mayor ahorro en mantenimiento reactivo, el cuál veremos más adelante.

Otro detalle a mencionar que los equipos de bombeo nuevos tendrán implantados variadores de frecuencia en los motores eléctricos para permitir una regulación del consumo en aquellos periodos de tiempo en los que el sistema no necesite trabajar a plena carga. Las fluctuaciones en la demanda en este tipo de instalaciones vienen derivadas por la cantidad de crudo que se comercialice con la refinería en un mes

concreto. Este tipo de variación en la necesidad del sistema es respaldado por la variación de frecuencia, que resulta en un método efectivo de regulación gracias a la empinada curva de sistema como hemos comentado en apartados anteriores. El uso de los variadores supondrá un mayor ahorro en el consumo eléctrico, permitiendo funcionar al sistema por debajo de su capacidad total cuando sea necesario.

5. Cálculo de mejoras en la fiabilidad según el MTBC/F de los equipos.

Anteriormente hemos hablado del parámetro MTBC/F, acrónimo inglés utilizado para referirse al “**Mean Time Between Changes/Failures**” o tiempo medio entre cambios/averías.

Es el principal parámetro utilizado para medir la fiabilidad de equipos o sistemas y, en consecuencia, poder planificar de manera efectiva el mantenimiento de una instalación.

Existe pues, un MTBC relativo a cada equipo y por otra parte otro MTBC para la unidad formada por ambas bombas. Normalmente, como ya hemos comentado, solamente una de las 2 bombas de cada unidad funciona en un momento dado. Mientras una trabaja la otra se mantiene en parada y se pone a funcionar cuando la primera deja de estar operativa.

No obstante, en este estudio se ha de tener en cuenta que ambas bombas de cada unidad se encuentran funcionando en todo momento. Esto provoca que un fallo en una de las dos bombas pueda suponer un fallo del servicio, ya que, aunque la producción no se detenga, ésta no alcanzará los valores deseados.

El procedimiento para calcular el MTBC de una unidad es el que muestra la *expresión EE*:

$$MTBC = \frac{t}{nb}$$

Expresión 16: Cálculo MTBC equipo individual

Donde:

- **MTBC** es el tiempo medio entre cambios medido en meses.
- **t** es el tiempo de funcionamiento acumulado del equipo.
- **nb** es el número de reparaciones efectuadas en el equipo durante el tiempo t.

En caso de que una bomba no haya sido reparada en su periodo de funcionamiento, es decir, nb=0, se establecerá el MTBC como el número de meses que la bomba lleve en funcionamiento.

Por otra parte, el procedimiento para calcular el MTBC es el que muestra la *expresión FF*:

$$MTBCs = \frac{\sum t}{\sum nb}$$

Expresión 17: Cálculo MTBC unidad

Donde:

- **MTBCs** es el tiempo medio entre cambios de la unidad medido en meses.
- **$\sum t$** es el sumatorio de tiempos de funcionamiento acumulados en los equipos de la unidad.
- **$\sum nb$** es el sumatorio del número de reparaciones efectuadas en los equipos de la unidad durante el tiempo t.

En caso de que ningún equipo de la unidad haya fallado durante el tiempo de funcionamiento, es decir, $\sum nb=0$, el MTBCs será igual a la suma de los meses que llevan en funcionamiento todos los equipos de la unidad.

Para poder reflejar el funcionamiento en paralelo de los equipos antiguos antes del cambio y, por tanto, que un fallo en un equipo supone un fallo en la unidad, se establece que el sumatorio de tiempos de dicha unidad será igual al mayor de todos los tiempos de funcionamiento de los equipos que la forman:

Basándonos en lo razonamientos anteriores, obtenemos la *Tabla 9*:

BOMBA	SERVICIO	FECHA INICIO OPERACIÓN	FECHA ESTUDIO	Nº MESES EN ACTIVO	Nº REPARACIONES	MTBC INDIVIDUAL	Nº REPARACIONES DEL SERVICIO	MTBC SERVICIO
P-509/A	P-509	31/12/2008	1/6/2020	149	7	21,29	12	12,42
P-509/B		31/12/2008	1/6/2020	149	5	29,80		
P-1275/A	P-1275	31/12/2008	1/6/2020	149	6	24,83	10	14,90
P-1275/B		31/12/2008	1/6/2020	149	4	37,25		
P-2310/A	P-2310	31/12/2008	1/6/2020	149	5	29,80	9	16,56
P-2310/B		31/12/2008	1/6/2020	149	4	37,25		
P-2407/A	P-2407	31/12/2008	1/6/2020	149	6	24,83	9	16,56
P-2407/B		31/12/2008	1/6/2020	149	3	49,67		
P-2453/A	P-2453	31/12/2008	1/6/2020	149	6	24,83	10	14,90
P-2453/B		31/12/2008	1/6/2020	149	4	37,25		
P-4110/A	P-4110	31/12/2008	1/6/2020	149	11	13,55	20	7,45
P-4110/B		31/12/2008	1/6/2020	149	9	16,56		

Tabla 9: MTBC equipos y servicios antes del cambio

Con los nuevos equipos seleccionados, trabajando en las condiciones favorables y realizando revisiones periódicas, Flowserve establece un periodo de funcionamiento sin necesidad de cambios de 60 meses para los equipos de las unidades P-1275, P-2310, P-2407 y P-2453, de 48 meses para la unidad P-509 y de 36 meses para la unidad P-4110. Adicionalmente, al dejar de funcionar en paralelo, las nuevas bombas permitirán efectuar tareas de mantenimiento sin detener el servicio. Por este motivo, un fallo en

uno de los equipos no supondrá un fallo en el servicio y se evitarán pérdidas de la producción.

Asumiendo un nuevo periodo de 149 meses para realizar la comparativa y bajo las suposiciones anteriores, obtenemos la *Tabla 10*:

BOMBA	SERVICIO	FECHA INICIO OPERACIÓN	FECHA ESTUDIO	Nº MESES EN ACTIVO	Nº REPARACIONES ESPERADAS	MTBC INDIVIDUAL ESPERADO	Nº REPARACIONES DEL SERVICIO ESPERADAS	MTBC SERVICIO ESPERADO
P-509/A	P-509	31/12/2021	-	149	3,1	48,06	6,2	48,06
P-509/B		31/12/2021	-	149	3,1	48,06		
P-1275/A	P-1275	31/12/2021	-	149	2,48	60,08	4,96	60,08
P-1275/B		31/12/2021	-	149	2,48	60,08		
P-2310/A	P-2310	31/12/2021	-	149	2,48	60,08	4,96	60,08
P-2310/B		31/12/2021	-	149	2,48	60,08		
P-2407/A	P-2407	31/12/2021	-	149	2,48	60,08	4,96	60,08
P-2407/B		31/12/2021	-	149	2,48	60,08		
P-2453/A	P-2453	31/12/2021	-	149	2,48	60,08	4,96	60,08
P-2453/B		31/12/2021	-	149	2,48	60,08		
P-4110/A	P-4110	31/12/2021	-	149	4,13	36,08	8,26	36,08
P-4110/B		31/12/2021	-	149	4,13	36,08		

Tabla 10: MTBC equipos y servicios esperado tras el cambio

Observamos un incremento sustancial de la fiabilidad al poder trabajar en condiciones favorables y eliminar el funcionamiento en paralelo. Si bien estos valores solo representan una estimación de la mejora, es innegable que la fiabilidad de los equipos aumentará y permitirá reducir los costes de mantenimiento reactivo en gran medida a la vez que eliminará las pérdidas de producción por fallo del servicio.

PRESUPUESTOS

III: Presupuestos

1. Cálculo de costes de las soluciones seleccionadas.	92
2. Cálculo de costes mano de obra	92
3. Resumen de presupuestos	93

1. Cálculo de costes de las soluciones seleccionadas.

Flowserve ofrece a BP un descuento de 25% en todos los materiales y equipos destinados a la renovación, instalación y mantenimiento de las instalaciones.

Se muestra a continuación en la *Tabla 14.1* el resumen de costes referentes a la adquisición de material necesaria para la ejecución del proyecto:

ÍTEM	DESCUENTO	COSTE UNITARIO SIN DESCUENTO	COSTE CON DESCUENTO UNITARIO (€)	CANTIDAD	TOTAL (€)
Bomba 2WDX C	25%	14212,5	11370	2	22740
Bomba 3WDXE C	25%	18237,5	14590	4	58360
Bomba PVML 35	25%	30400	24320	2	48640
Bomba 13H-L	25%	43300	34640	2	69280
Nuevo impulsor P-2453	25%	1796,25	1437	2	2874
Variador de frecuencia	25%	582,5	466	12	5592
Total sin IVA (€)			207486		
Total con IVA (€)			251058,06		

Tabla 15.1: Costes de las soluciones

2. Cálculo de costes mano de obra

A continuación, en la *Tabla 14.2* se muestra el resumen de costes referentes a la mano de obra necesaria para la ejecución del proyecto:

	PRECIO POR HORA (€)	HORAS	TOTAL (€)
INGENIERO DE PROYECTO	23	150	3450
TÉCNICO DE MANTENIMIENTO I	18	44	792
TÉCNICO DE MANTENIMIENTO II	18	44	792
			5034

Tabla 15.2: Costes de la mano de obra

El desarrollo del presente proyecto ha supuesto una duración estimada de 150h y se espera que las tareas de sustitución se realicen en 8h por unidad de bombas nuevas y 4 h para la unidad de rodete aumentado.

3. Resumen de presupuestos

De tal forma, la suma de ambos costes nos devuelve el total del presupuesto final necesario para la ejecución del proyecto con el IVA incluido, siendo éste de:

**DOS CIENTOS CINCUENTA Y SEIS MIL
NOVENTA Y DOS EUROS CON SEIS
CÉNTIMOS**

PLIEGO DE CONDICIONES

IV: Pliego de condiciones

1.	Objeto del pliego.....	96
2.	Condiciones generales.....	96
2.1	Condiciones legales.....	96
2.2	Condiciones facultativas.....	97
2.2.1	Ingeniero técnico director de la ejecución del proyecto.....	97
2.2.2	Responsabilidad.....	97
2.2.3	Cualificación.....	97
2.2.4	Subcontratación.....	97
2.3	Condiciones económicas.....	98
2.3.1	Valoración económica del proyecto.....	98
2.3.2	Pagos, recisiones, fianzas y cláusulas.....	98
3.	Condiciones particulares.....	98
3.1	Condiciones de los materiales y los equipos.....	98
3.2	Normas de seguridad en planta.....	99
3.2.1	Acceso a la planta de BP Oil en Castellón.....	99
3.2.2	Entrada de vehículos a la planta.....	99
3.2.3	Peatones y uso de bicicletas.....	99
3.2.4	Objetos no permitidos.....	100
3.2.5	Equipos y trabajos en planta.....	100
3.2.6	Fumar.....	100
3.2.7	Penalizaciones.....	100
4.	Plazos y fechas de ejecución.....	101

1. Objeto del pliego.

El objeto del presente documento es recoger las relaciones entre las entidades involucradas en la ejecución del presente proyecto, con el propósito de respetar y cumplir todos los derechos, las responsabilidades, las garantías y obligaciones, así como, recoger todas las normas, especificaciones y condiciones de seguridad e higiene en el trabajo, para alcanzar la correcta ejecución del proyecto.

2. Condiciones generales.

2.1 Condiciones legales

A continuación, se exponen todas las normativas relacionadas con el presente Proyecto. En el caso de coincidir dos o más normas para un mismo ámbito, se aplicará aquella que sea más restrictiva. Listado con la normativa aplicable para la realización del presente Proyecto:

- REAL DECRETO 773/1997, 30 de mayo para la utilización de equipos de protección individual.
- REAL DECRETO 486/1997, de 14 de abril de Seguridad en el Lugar de Trabajo.
- REAL DECRETO 39/1997, de 17 de enero para la prevención de riesgos laborales
- REAL DECRETO 614/2001, de 8 de junio para la protección de riesgos eléctricos.
- HSE-POL-0014 Política de Calidad de BP Oil Refinería de Castellón.
- REAL DECRETO 1435/1992, de 27 de noviembre de la Seguridad de Máquinas.
- REAL DECRETO 2060/2008 en el cual se establecen los requisitos para las inspecciones periódicas de los equipos a presión, con presión máxima admisible superior a 0,5 bares, entendiéndose como tales los aparatos, equipos a presión, conjuntos, tuberías, recipientes a presión simple o transportables.
- Normativa API682 cuarta edición. Establecen los requisitos de los sistemas de sellado entre las bombas centrífugas y rotativas y sus respectivos ejes.

- Normativa API610 / ISO 13709 undécima edición. Establece los requisitos para las bombas centrífugas en voladizo, biapoyadas y verticales que trabajan en servicios de proceso de la industria del petróleo, petroquímica y gas.
- Normativa interna de Flowserve Corporation.

2.2 Condiciones facultativas.

2.2.1 Ingeniero técnico director de la ejecución del proyecto.

El propósito del ingeniero técnico director es ser capaz de interpretar y ejecutar correctamente el contenido del proyecto. Será el máximo responsable de la ejecución del Proyecto y además, será el encargado de dar soluciones a cuestiones o dudas relacionadas con problemas que puedan surgir mientras se ejecuta el proyecto.

2.2.2 Responsabilidad.

La responsabilidad relacionada con la selección de las nuevas bombas, así como de los nuevos impulsores será del ingeniero técnico, y cualquier error durante su selección será responsabilidad suya.

La responsabilidad relacionada con el montaje de los nuevos equipos e impulsores, recaerá sobre la empresa contratista para la realización de dichas tareas.

2.2.3 Cualificación.

El personal encargado del montaje de los nuevos equipos e impulsores deberá estar en posesión de un título igual, superior o similar al título de técnico superior de mantenimiento.

2.2.4 Subcontratación.

La responsabilidad de la subcontratación, para realizar las tareas de montaje y desmontaje de bombas recaerá sobre BP Oil. La empresa subcontratada deberá precisar de una homologación de seguridad emitida por BP Oil España S.A.U.

El contratista es responsable del conocimiento y cumplimiento de las normas de seguridad por parte de todo su personal y subcontratas, debiéndose ajustar a las disposiciones legales vigentes, así como a las particulares de BP Oil España S.A.U.

En el centro de trabajo se dispondrá del correspondiente "Libro de Subcontratación" en el que se recogerán los datos y trabajos realizados por cada subcontrata interviniente en la obra.

2.3 Condiciones económicas.

2.3.1 Valoración económica del proyecto.

La valoración económica del presente proyecto se encuentra en el apartado de presupuestos.

2.3.2 Pagos, rescisiones, fianzas y cláusulas.

Todos los datos relacionados con los pagos del presente Proyecto, así como, las pertinentes rescisiones y cláusulas como posibles fianzas, quedan establecidas en el contrato privado y vigente, entre Flowserve España S.A.U. y BP Oil España S.A.U.

3. Condiciones particulares.

3.1 Condiciones de los materiales y los equipos

- Todos los materiales usados en los equipos sustitutos serán nuevos y poseerán sus correspondientes certificados de calidad.
- En caso de existir materiales defectuosos y/o equipos o que resulten averiados en el transcurso de la obra, serán sustituidos o reparados de forma satisfactoria para la dirección de la obra.
- La manipulación de los equipos se realizará con el mayor cuidado posible y solamente por los operarios autorizados. Además, no serán desembalados antes el instante antes de su instalación y/o comprobación para evitar posibles daños, así como la entrada de suciedad dentro del sistema.

3.2 Normas de seguridad en planta.

3.2.1 Acceso a la planta de BP Oil en Castellón

Es imprescindible para poder acceder a la planta de la refinería, tanto para los trabajadores de la empresa contratada como para los de las empresas subcontratadas, el cumplimiento de los puntos expuestos a continuación:

- La empresa subcontratada debe poseer un contrato en vigor con autorización escrita de BP.
- Haber realizado el curso de Inducción de Seguridad impartido por BP, para todos aquellos trabajadores que aún no lo posean.
- Aportar la siguiente documentación, con una antelación mínima de 72 horas, previo al curso de Inducción de Seguridad, realizado por BP:
 - Listado de personal que realizará los trabajos.
 - Documentación personal en vigor de todos los empleados que realicen los trabajos.
 - Certificado Médico en vigor y positivo.
- Disponer de la Homologación de Seguridad por parte de BP Oil España S.A.U.

3.2.2 Entrada de vehículos a la planta

La entrada de vehículos a la planta de la refinería de BP Oil queda restringida, pudiendo entrar solamente aquellos que posean la autorización pertinente expedida por BP Oil España S.A.U.

3.2.3 Peatones y uso de bicicletas

Todos los peatones que realicen tareas en planta deberán:

- Portar los equipos de protección individuales (EPI) requeridos siempre que se salga a la planta.
- No correr sin motivo de alarma.
- Circular siempre que sea posible por los arcones de las calles
- Será posible hacer uso de bicicletas, siempre y cuando se pida permiso de antemano a BP y se respeten las normas y señalizaciones internas de la refinería

3.2.4 Objetos no permitidos

Está prohibido introducir a la planta de la refinería dispositivos electrónicos que no cumplan la normativa ATEX (atmósfera de gas explosivo), a excepción de obtener un permiso especial de BP Oil. Además, queda prohibido tomar fotografías o vídeos sin la autorización pertinente por parte de BP Oil.

3.2.5 Equipos y trabajos en planta

- Queda terminante prohibida la manipulación de equipos que componen las instalaciones, sin autorización de BP Oil.
- Para la realización de cualquier trabajo en planta, se deberá pedir el permiso de trabajo pertinente y éste deberá ser firmado por el supervisor de actividades.
- Cualquier anomalía, observada en la planta, debe ser avisada inmediatamente al jefe de operación de la zona.

3.2.6 Fumar

Queda terminantemente prohibido fumar en planta, salvo en los lugares específicamente designados para ello.

3.2.7 Penalizaciones

En caso de no cumplir con las obligaciones de seguridad estipuladas por BP Oil, se podrá sancionar a los responsables tanto de manera económica como judicial.

4. Plazos y fechas de ejecución

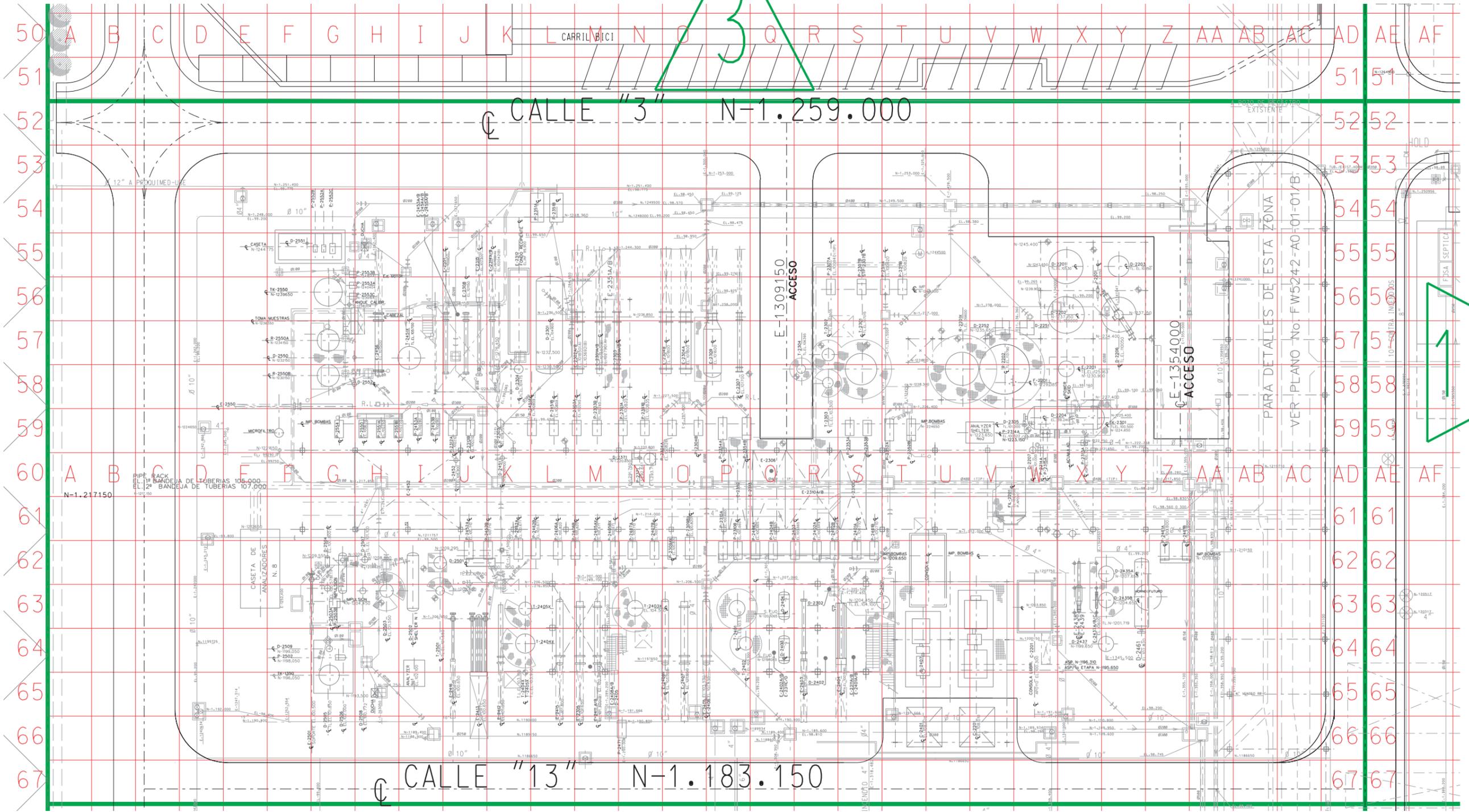
Los plazos para la ejecución del presente proyecto serán los establecidos por el coordinador de mantenimiento de BP Oil, adecuándose a las necesidades del contrato con Flowserve.

No obstante, los plazos pueden sufrir modificaciones en función de las necesidades y recursos disponibles en el momento de la ejecución, a criterio del Director de Proyectos de BP Oil.

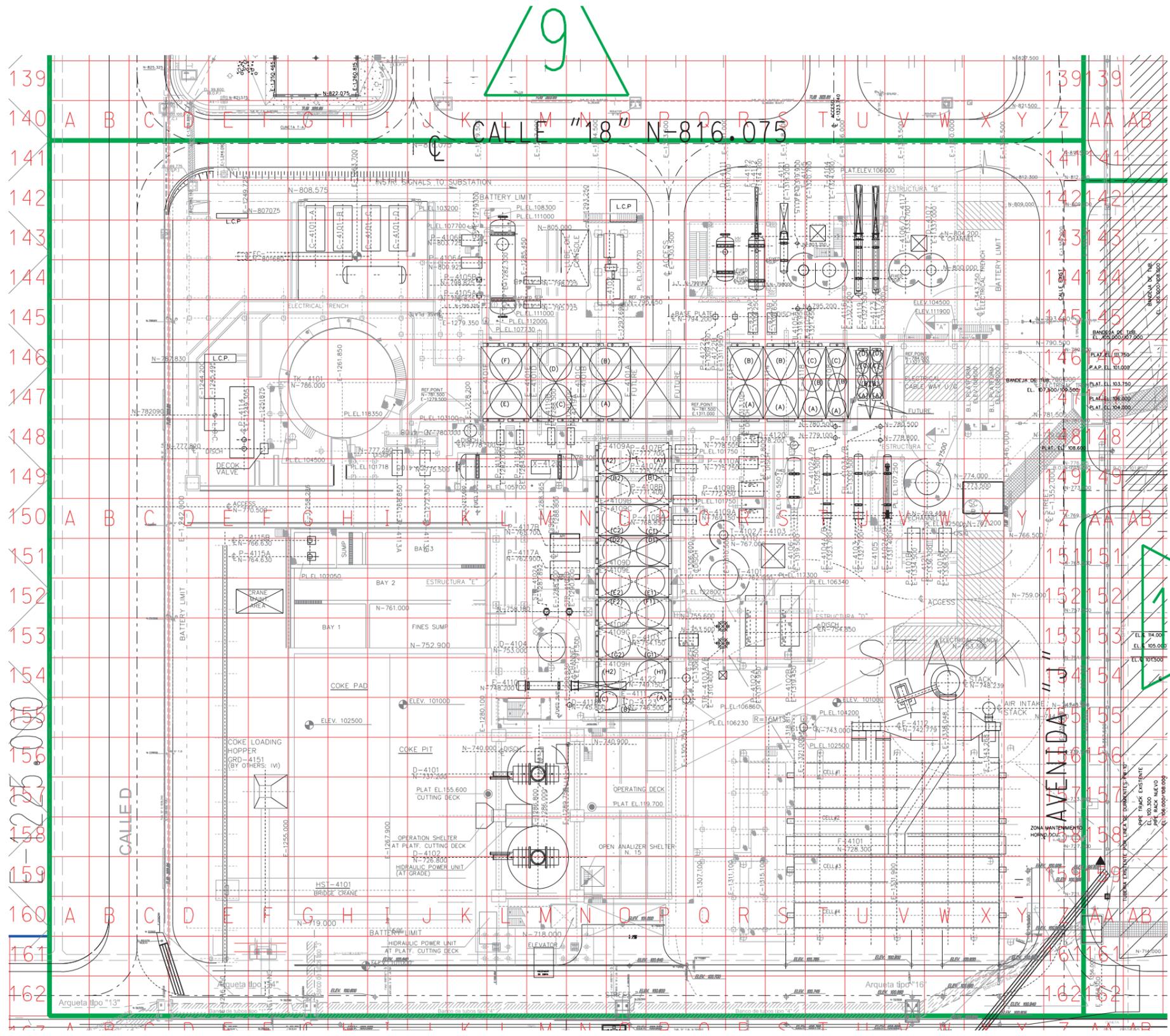
PLANOS

V: Planos

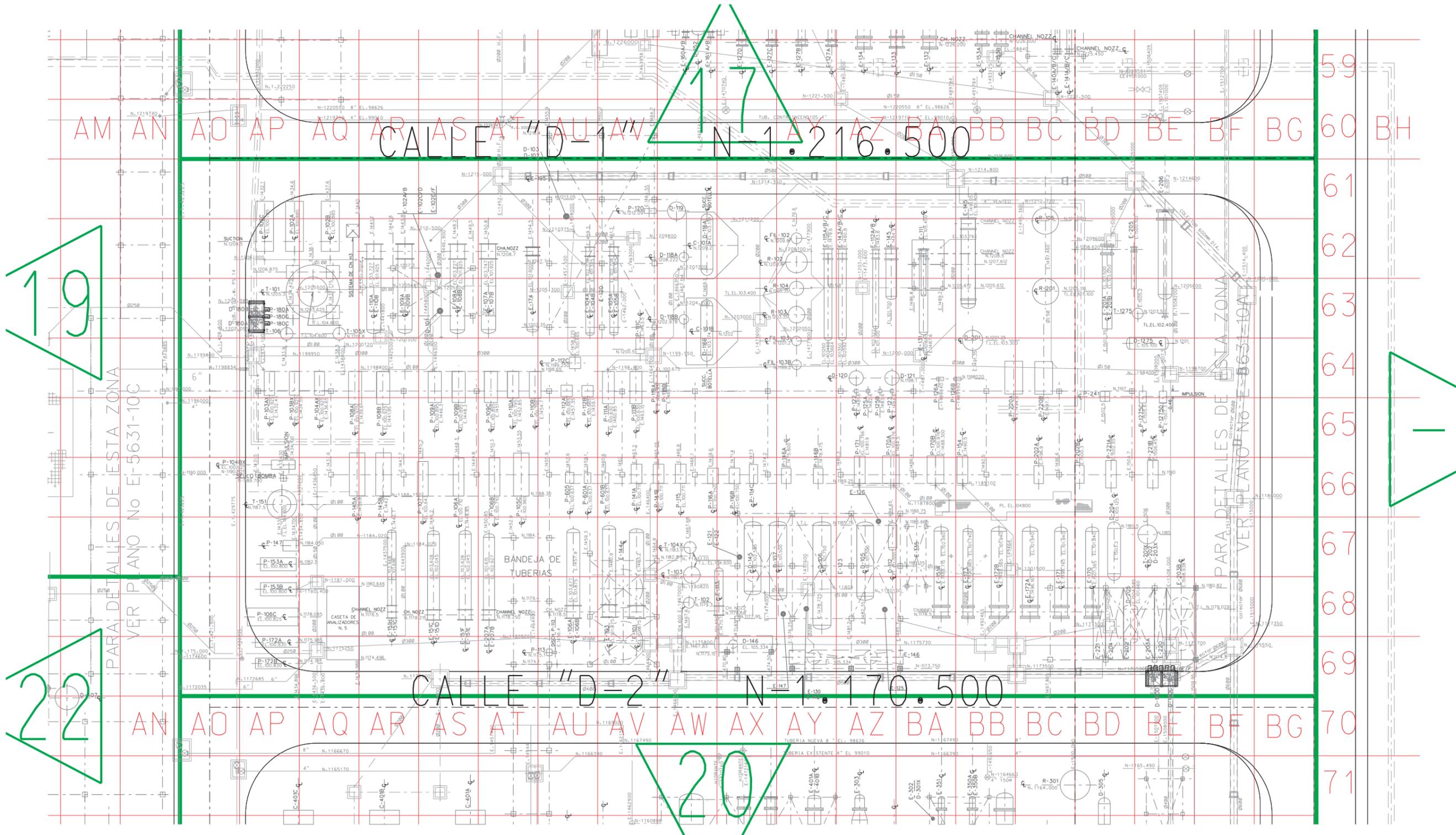
1. Plano de ubicación nº4.....	104
2. Plano de ubicación nº10.....	105
3. Plano de ubicación nº18.....	106
4. Plano de ubicación nº24.....	107
5. Plano de carcasa de 3WDXE C.....	108



ESCALA E 1:100	SISTEMA 	UNIDADES mm	DENOMINACIÓN PLANO DE UBICACIÓN Nº4	
FECHA 29/12/2021	ENTIDAD Universitat Jaume I		DIBUJADO POR B.P. OIL S.A.	
		REVISADO POR Pedro Rosado Castellano		FORMATO UNE A-3
				Nº PLANO 1/5



ESCALA E 1:500	SISTEMA 	UNIDADES mm	DENOMINACIÓN PLANO DE UBICACIÓN N°10	
FECHA 29/12/2021	ENTIDAD Universitat Jaume I		DIBUJADO POR B.P. OIL S.A.	
			REVISADO POR Pedro Rosado Castellano	FORMATO UNE A-3
			Nº PLANO 2/5	



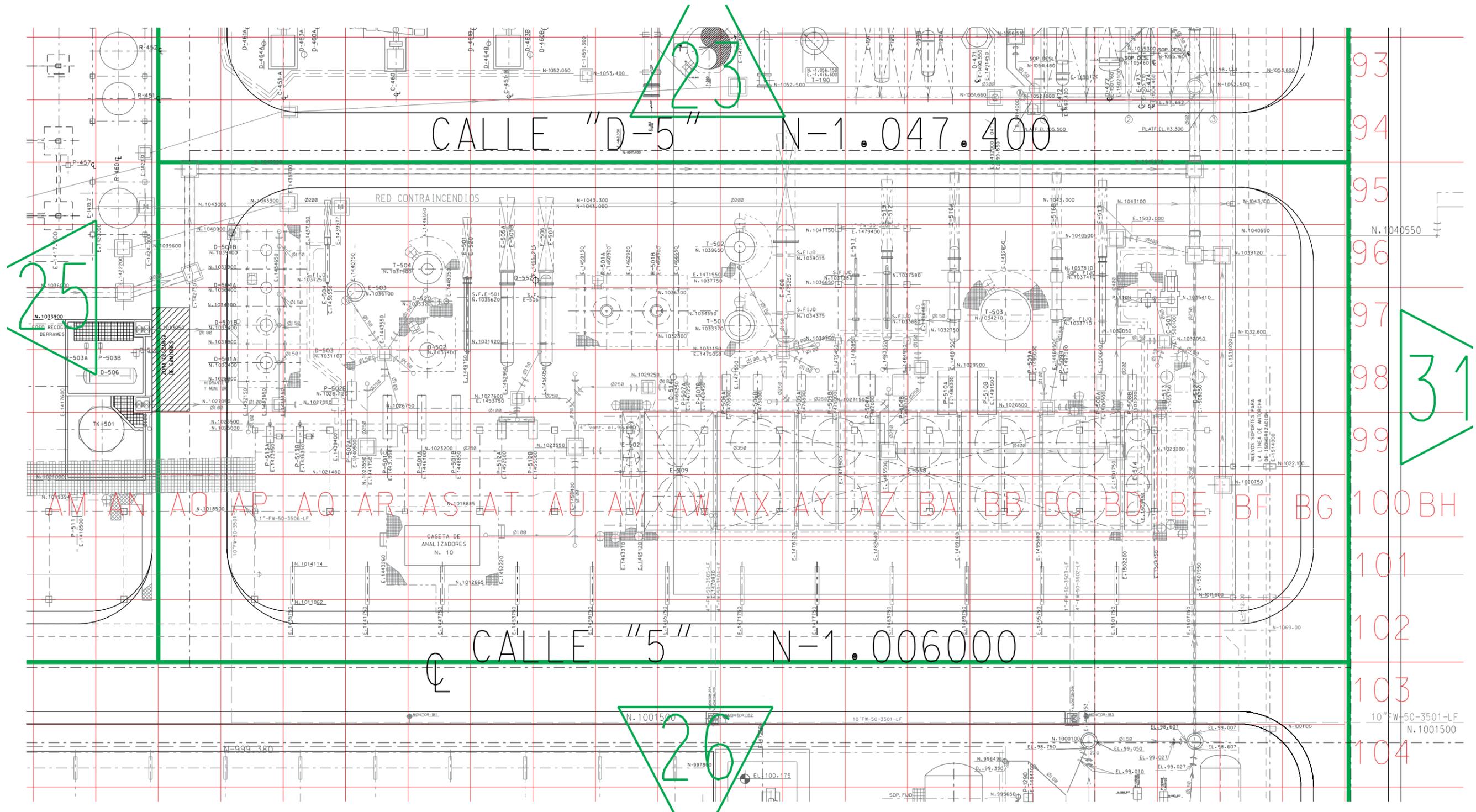
19

22

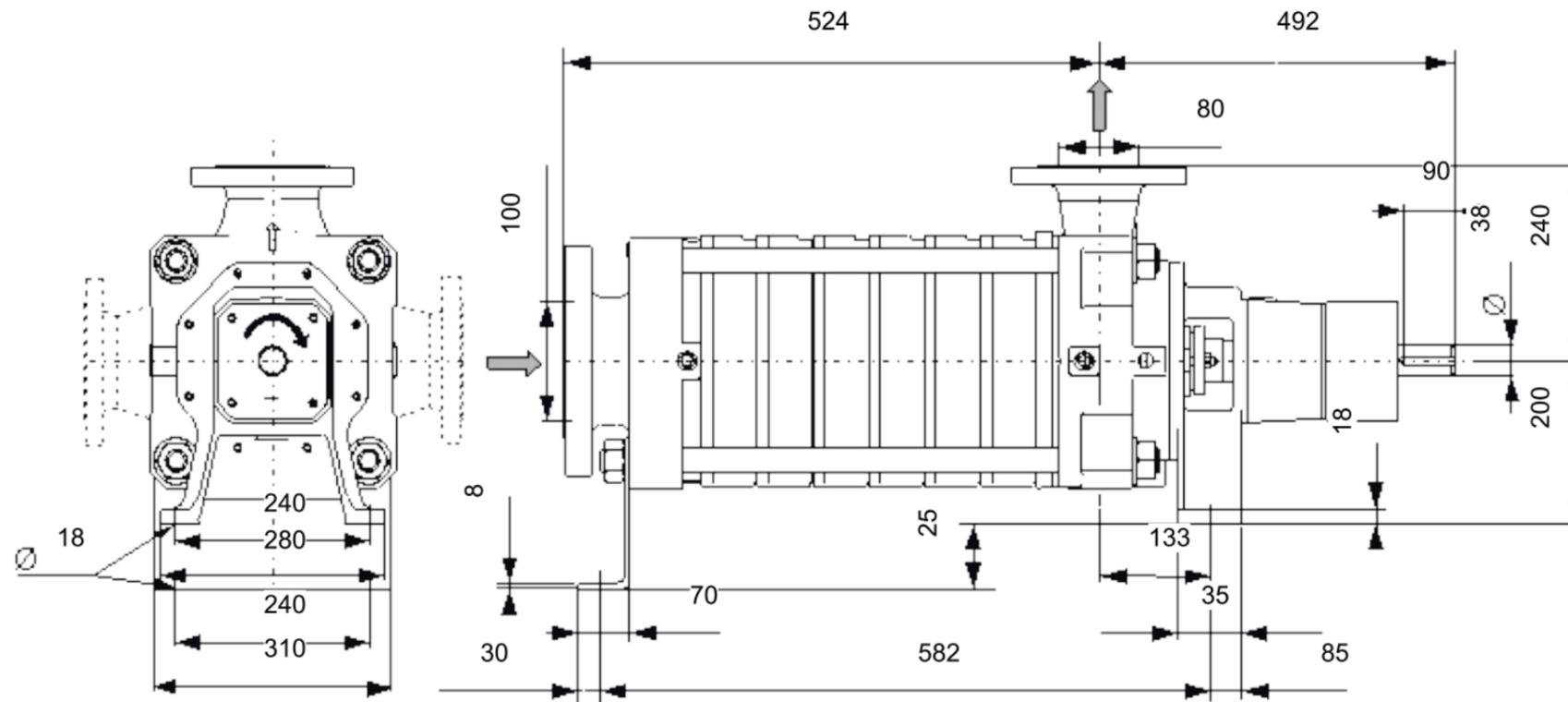
PARA DETALLES DE ESTA ZONA
VER PLANO No E-5631-10C

PARA DETALLES DE ESTA ZONA
VER PLANO No E-663-10A

ESCALA E 1:500	SISTEMA 	UNIDADES mm	DENOMINACIÓN PLANO DE UBICACIÓN Nº18	
FECHA 29/12/2021	DIBUJADO POR B.P. OIL S.A.		FORMATO UNE A-3	Nº PLANO 3/5
ENTIDAD Universitat Jaume I	 UNIVERSITAT JAUME I		REVISADO POR Pedro Rosado Castellano	



ESCALA E 1:500	SISTEMA 	UNIDADES mm	DENOMINACIÓN PLANO DE UBICACIÓN Nº24	
FECHA 29/12/2021	DIBUJADO POR B.P. OIL S.A.		FORMATO UNE A-3	Nº PLANO 4/5
ENTIDAD Universitat Jaume I			REVISADO POR Pedro Rosado Castellano	



ESCALA E 1:10	SISTEMA 	UNIDADES mm	DENOMINACIÓN CARCASA 3WDXE C	
FECHA 29/12/2021	DIBUJADO POR Miguel Carrascosa Lorente		FORMATO UNE A-3	Nº PLANO 5/5
ENTIDAD Universitat Jaume I			REVISADO POR Pedro Rosado Castellano	