



**Estudio térmico para el calentamiento del crudo a bombearse desde las Estaciones de Amazonas -
Cayagama de la Empresa OCP, en base a un estudio reológico y fluidodinámico, para reducir el
fenómeno de Surging en los turbocompresores**

García Villamil, Danilo Andrés y Villacreses Bravo, Esteban Xavier

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Trabajo de integración curricular, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Ing. Carrión Matamoros, Luis Miguel PhD.

01 de marzo de 2024



Plagiarism and AI Content Detection Report

Trabajo_Titulación_García_Villacreses...

Scan details

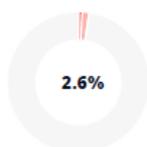
Scan time:
March 1th, 2024 at 16:31 UTC

Total Pages:
59

Total Words:
14552

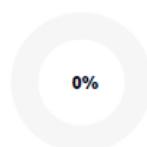


Plagiarism Detection



| Types of plagiarism | | Words |
|---------------------|------|-------|
| Identical | 0.9% | 128 |
| Minor Changes | 1.4% | 210 |
| Paraphrased | 0.2% | 30 |
| Omitted Words | 2.8% | 407 |

AI Content Detection



| Text coverage | | Words |
|---------------|------|-------|
| AI text | 0% | 0 |
| Human text | 100% | 14145 |

[Learn more](#)

🔍 Plagiarism Results: (14)

🌐 (PDF) Los sistemas SCADA en la automatización industrial 1.5%

https://www.researchgate.net/publication/287151597_los_sistemas_scada_en_la_automatizacion_industrial

Esteban Pérez-López

Home Butterflies SCADA ArticlePDF AvailableLos sistemas SCADA en la automatización industrial December 2015 Revista Tecnología en Mar...

🌐 Tecnología de los sistemas SCADA 1.4%

<https://www.e4e-soluciones.com/blog-eficiencia-energetica/tecnologia-scada>

Empresa ¿Quiénes somos? I+D+I Acreditacione...



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Certificación

Certifico que el trabajo de integración curricular: **“Estudio térmico para el calentamiento del crudo a bombearse desde las estaciones de Amazonas - Cayagama de la Empresa OCP, en base a un estudio reológico y fluidodinámico, para reducir el fenómeno de Surging en los turbocompresores”** fue realizado por los señores **García Villamil, Danilo Andrés y Villacreses Bravo, Esteban Xavier**, el mismo que cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, además fue revisado y analizada en su totalidad por la herramienta de prevención y/o verificación de similitud de contenidos; razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que se lo sustente públicamente.

Sangolquí, 19 febrero 2024



LUIS MIGUEL CARRION
MATAMOROS

.....
Ing. Carrión Matamoros, Luis Miguel PhD.

C. C. 1103574677



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Responsabilidad de Autoría

Nosotros, García Villamil, Danilo Andrés y Villacreses Bravo, Esteban Xavier, con cédulas de ciudadanía n°1004574800, y n°1718929639 declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de Integración curricular: **Estudio térmico para el calentamiento del crudo a bombearse desde las estaciones de Amazonas - Cayagama de la Empresa OCP**, en base a un estudio reológico y fluidodinámico, para reducir el fenómeno de Surging en los turbocompresores es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Sangolquí, 19 febrero 2024

García Villamil, Danilo Andrés

C.C.: 1004574800

Villacreses Bravo, Esteban Xavier

C.C.: 178929639



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Autorización de Publicación

Nosotros, García Villamil, Danilo Andrés y Villacreses Bravo, Esteban Xavier, con cédulas de ciudadanía n°1004574800, y n°1718929639 autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de integración curricular: **Estudio térmico para el calentamiento del crudo a bombearse desde las estaciones de Amazonas - Cayagama de la Empresa OCP, en base a un estudio reológico y fluidodinámico, para reducir el fenómeno de Surging en los turbocompresores en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.**

Sangolquí, 19 febrero 2024

García Villamil, Danilo Andrés

C.C.: 1004574800

Villacreses Bravo, Esteban Xavier

C.C.: 178929639

Dedicatoria

Este trabajo está dedicado a mi familia. A mis padres Tanya y Xavier, su confianza y apoyo incondicional es lo que me motiva a seguir adelante. Las palabras no bastan para expresar la gratitud que siento por todo lo que han hecho por mí. A mi hermano Mathias, a quien admiro mucho, gracias por alentar cada paso de este camino académico. A todos mis abuelitos por recordarme siempre la importancia de perseverar y nunca renunciar a mis sueños. Su ejemplo y enseñanzas me han permitido superarme en cada etapa de vida. A mi novia Madelane, quien siempre ha creído en mí y me ha alentado en los momentos difíciles. Gracias por ser un ejemplo de valentía, generosidad y cariño. A todos ustedes, gracias por ser mi inspiración y mi razón para seguir adelante. Este logro también es de ustedes.

-Esteban Villacreses-

El presente trabajo de titulación se lo dedico a mis padres Danilo Salvador García y Myriam Marina Villamil. Gracias, por ir plantando en el camino las semillas necesarias para mi desarrollo personal, padres pueden estar seguros de que han caído en tierra fértil; por cada consejo, cada regaño y cada sonrisa contada que hemos compartido en este viaje; en especial gracias por haber apostado en mí desde siempre. Este trabajo también va en honor de mis hermanos Nicolás y Eduarda, gracias por ser el motivo de seguir cuando ya no tenía ganas. Por último, pero no menos importante, esta investigación va para el niño Danilo Andrés García, mira que lejos hemos llegado.

-Danilo Andrés García-

Agradecimientos

Nos gustaría expresar nuestro más sincero agradecimiento a todas las personas que contribuyeron de manera significativa al desarrollo y culminación de este trabajo de titulación. En primer lugar, deseamos extender nuestra gratitud a la empresa OCP por su patrocinio y apoyo continuo durante todo este proceso. Agradecemos al ingeniero David Mafla, nuestro tutor empresarial, por su orientación, consejos y valiosos aportes desde la perspectiva práctica del mundo laboral. Su experiencia y conocimientos han enriquecido este trabajo y han contribuido de manera significativa a su calidad.

De igual forma, expresamos nuestro agradecimiento al Ing. Luis M. Carrión, nuestro tutor académico, cuya orientación y asesoría fueron cruciales en cada etapa de este proceso. Su respaldo y experiencia han sido fundamentales para llevar a cabo esta investigación y alcanzar los resultados obtenidos.

Además, queremos reconocer el respaldo brindado por la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad ESPE, por proporcionarnos las herramientas y conocimientos necesarios para llevar a cabo este proyecto de manera exitosa. También agradecemos al Laboratorio de Reología de la Universidad por su apoyo, capacitación y asesoría, los cuales fueron de gran ayuda para el desarrollo de este trabajo.

Una vez más, a todas estas personas e instituciones, nuestro más profundo agradecimiento por su colaboración y confianza en este proyecto. Sin su apoyo, este logro no habría sido posible.

Contenido

| | |
|--|----|
| COPYLEAKS..... | 2 |
| Certificado Director..... | 3 |
| Dedicatoria..... | 6 |
| Agradecimientos..... | 7 |
| Índice de tablas..... | 12 |
| Índice de figuras..... | 13 |
| Resumen | 16 |
| Abstract | 17 |
| Capítulo 1 Introducción..... | 18 |
| Estado del arte..... | 18 |
| Objetivos..... | 20 |
| Definición del problema..... | 21 |
| Justificación e importancia..... | 22 |
| Alcance..... | 23 |
| Capítulo 2 Marco teórico..... | 24 |
| Caracterización reológica de los fluidos..... | 24 |
| Viscosidad dinámica..... | 25 |
| Dependencia de la viscosidad en función de la temperatura..... | 26 |
| Presión..... | 27 |
| Dilatación térmica..... | 27 |
| Densidad..... | 28 |
| Tipos de fluidos..... | 29 |
| Fluidos Newtonianos..... | 29 |
| Fluidos no Newtonianos..... | 30 |
| Modelos matemáticos para los distintos fluidos..... | 31 |

| | |
|--|----|
| Flujo de fluidos en tuberías..... | 31 |
| Condición de no deslizamiento..... | 31 |
| Número de Reynolds..... | 32 |
| Operación del oleoducto de Crudos Pesados del Ecuador..... | 33 |
| Estaciones de bombeo..... | 33 |
| Estaciones reductoras de presión..... | 34 |
| Terminal marítimo..... | 35 |
| Funcionamiento de una estación de bombeo..... | 35 |
| <i>Recepción.</i> | 35 |
| Almacenamiento..... | 36 |
| Despacho..... | 37 |
| Capacidad operativa de O.C.P. | 38 |
| Sistema de bombeo..... | 38 |
| Bomba Sulzer MSD 6 STG..... | 38 |
| Motor Wärtsilä 12V32LN..... | 40 |
| Turbocompresor ABB VTR 354..... | 42 |
| Sistema SCADA..... | 43 |
| Inestabilidades de flujo..... | 45 |
| Modelado y Simulación CFD..... | 48 |
| Discretización de las ecuaciones fundamentales de flujo..... | 49 |
| Modelos de simulación CFD para flujo turbulento..... | 50 |
| Modelos de simulación CFD para flujo turbulento RANS..... | 51 |

| | |
|--|----|
| | 10 |
| Capítulo 3 Metodología | 52 |
| Estudio Reológico. | 52 |
| Obtención de la muestra de crudo. | 52 |
| Realización de los ensayos. | 52 |
| Ensayo rampa de temperatura. | 54 |
| Ensayo de flujo estacionario. | 55 |
| Curva de viscosidad absoluta vs temperatura. | 56 |
| Curvas de viscosidad vs tasa de corte. | 57 |
| Curvas de esfuerzo cortante vs tasa de corte. | 59 |
| Análisis del funcionamiento del sistema de bombeo..... | 60 |
| Recolección datos en campo..... | 60 |
| Operación promedio para las estaciones de bombeo. | 63 |
| Generación del modelo computacional de los impulsores de la bomba..... | 65 |
| Comprobación de las inestabilidades fluido dinámicas | 67 |
| Definición de los puntos de operación de los turbocompresores ABB VTR 354..... | 69 |
| Punto de operación PS1-Amazonas. | 70 |
| Punto de operación PS3-Sardinas. | 75 |
| Determinación del rango de calentamiento. | 77 |
| Esquema del sistema de bombeo parametrizado..... | 77 |
| Rpm óptimos en PS1-Amazonas según las ecuaciones del turbo..... | 77 |
| Rpm óptimas en PS1-Amazonas según protocolos de prueba. | 81 |
| Determinación de las temperaturas de entrada del crudo..... | 84 |

| | |
|--|----|
| Capítulo 4 Conclusiones..... | 86 |
| Conclusiones..... | 86 |
| Recomendaciones..... | 87 |
| Apéndices | 88 |
| 1. Curvas de eficiencia Turbocompresores ABB..... | 88 |
| 2. Protocolo de pruebas de OCP..... | 89 |
| 3. Esquema explicativo del sistema de bombeo. | 90 |
| Bibliografía | 91 |

Índice de tablas

| | |
|--|-----------|
| Tabla 1 <i>Parámetros físicos de un fluido</i> | 24 |
| Tabla 2 <i>Modelos matemáticos para la densidad.</i> | 29 |
| Tabla 3 <i>Ley de Newton</i> | 31 |
| Tabla 4 <i>Modelo matemático del número de Reynolds.</i> | 32 |
| Tabla 5 <i>Parámetros de funcionamiento de la bomba Sulzer</i> | 39 |
| Tabla 6 <i>Variables para medir de la bomba Sulzer MSD 6 STG</i> | 40 |
| Tabla 7 <i>Características del motor Wärtsilä 12V32LN</i> | 41 |
| Tabla 8 <i>Variables para medir del motor Wärtsilä 12V32LN</i> | 42 |
| Tabla 9 <i>Variables para medir del turbocompresor VTR 354</i> | 43 |
| Tabla 10 <i>Ecuaciones fundamentales de flujo.</i> | 49 |
| Tabla 11 <i>Parámetros configurados para el ensayo de rampa de temperatura</i> | 55 |
| Tabla 12 <i>Parámetros para el ensayo de rampa de temperatura</i> | 55 |
| Tabla 13 <i>Características del anemómetro digital</i> | 60 |
| Tabla 14 <i>Características del pirómetro digital</i> | 61 |
| Tabla 15 <i>Tiempo de duración y número de datos tomados en campo</i> | 63 |
| Tabla 16 <i>Operación Promedio PS1-Amazonas</i> | 64 |
| Tabla 17 <i>Operación Promedio PS2-Cayagama.</i> | 64 |
| Tabla 18 <i>Operación Promedio PS-3 Sardinias</i> | 65 |
| Tabla 19 <i>Variables dimensionales de los impulsores de la bomba</i> | 66 |
| Tabla 20 <i>Parámetro de operación en las estaciones PS-1 y PS-2</i> | 68 |
| Tabla 21 <i>Parámetros para determinar el punto de operación del turbocompresor</i> | 70 |
| Tabla 22 <i>Resultados para el punto de operación del compresor en la estación PS-1</i> | 72 |
| Tabla 23 <i>Parámetros corrección rpm turbo.</i> | 74 |
| Tabla 24 <i>Resultados para el punto de operación del compresor en la estación PS-1</i> | 76 |

Índice de figuras

| | |
|--|-----------|
| Figura 1 <i>Inestabilidades fluido dinámicas en los impulsores</i> | 19 |
| Figura 2 <i>Esquema general del sistema de bombeo</i> | 21 |
| Figura 3 <i>Bomba Sulzer MSD 6 stg</i> | 22 |
| Figura 4 <i>Movimiento de partículas de un cuerpo a diferentes temperaturas</i> | 25 |
| Figura 5 <i>Esquema de la mecánica de flujo de una sustancia</i> | 26 |
| Figura 6 <i>Curvas de viscosidad para aceites de transmisión</i> | 27 |
| Figura 7 <i>Dilatación térmica de un fluido</i> | 28 |
| Figura 8 <i>Curva reológica de un fluido Newtoniano.</i> | 29 |
| Figura 9 <i>Curvas reológicas de los fluidos no Newtonianos</i> | 30 |
| Figura 10 <i>Perfil de velocidades relativas de un flujo</i> | 32 |
| Figura 11 <i>Líneas de flujo para los regímenes laminar y turbulento</i> | 33 |
| Figura 12 <i>Distribución de las estaciones del oleoducto</i> | 34 |
| Figura 13 <i>Skid de medición</i> | 36 |
| Figura 14 <i>Tanques de almacenamiento en PS-1 Amazonas</i> | 36 |
| Figura 15 <i>Sistema de bombas Booster</i> | 37 |
| Figura 16 <i>Sistema de bombeo principal</i> | 37 |
| Figura 17 <i>Bomba Sulzer MSD 6 etapas</i> | 38 |
| Figura 18 <i>Fotografía del motor Wärtsilä 12V</i> | 40 |
| Figura 19 <i>Turbocompresor ABB VTR 354</i> | 42 |
| Figura 20 <i>Sección del turbo compresor y sus componentes</i> | 43 |
| Figura 21 <i>Interfaz gráfica de un sistema SCADA</i> | 45 |
| Figura 22 <i>Esquema del desarrollo del fenómeno de Jet-Wake</i> | 45 |
| Figura 23 <i>Líneas de flujo bajo el fenómeno de Jet-Wake</i> | 46 |
| Figura 24 <i>Esquema explicativo de la variación de presión en el turbo</i> | 47 |
| Figura 25 <i>Posibles daños en los álabes causados por surging</i> | 47 |

| | |
|---|-----------|
| Figura 26 <i>Simulación CFD de la bomba centrífuga</i> | 48 |
| Figura 27 <i>Elemento discretizado por método FEM</i> | 50 |
| Figura 28 <i>Porcentaje de solución para cada grupo de modelos CFD para flujo turbulento</i> | 51 |
| Figura 29 <i>Modelo de simulación CFD RANS</i> | 51 |
| Figura 30 <i>Muestra de crudo Napo</i> | 52 |
| Figura 31 <i>Fotografías del Reómetro</i> | 53 |
| Figura 32 <i>Realización de los ensayos</i> | 54 |
| Figura 33 <i>Curva de Viscosidad Absoluta (Pa.S) vs Temperatura (°C)</i> | 56 |
| Figura 34 <i>Curva promedio de Viscosidad absoluta vs. Temperatura</i> | 57 |
| Figura 35 <i>Curva de Viscosidad Absoluta (Pa.S) vs Tasa de corte (1/s)</i> | 57 |
| Figura 36 <i>Curva de Viscosidad Absoluta (Pa.S) vs Temperatura (°C)</i> | 58 |
| Figura 37 <i>Curva de Esfuerzo cortante (MPa) vs Tasa de corte (1/s)</i> | 59 |
| Figura 38 <i>Fotografía del anemómetro durante una prueba de operación</i> | 61 |
| Figura 39 <i>Fotografía del pirómetro</i> | 61 |
| Figura 40 <i>Fotografías de la colocación del medidor de velocidad</i> | 62 |
| Figura 41 <i>Anemómetro digital colocado para la adquisición de datos</i> | 62 |
| Figura 42 <i>Fotografía del proceso de registro de datos desde el cuarto de control</i> | 63 |
| Figura 43 <i>Configuración de los parámetros generales de bombeo</i> | 66 |
| Figura 44 <i>Configuración de los parámetros dimensionales de los impulsores</i> | 67 |
| Figura 45 <i>Modelo CAD 3D del impulsor</i> | 67 |
| Figura 46 <i>Inestabilidades fluido dinámicas en los impulsores de la bomba centrífuga</i> | 69 |
| Figura 47 <i>Zonas de operación del turbo en la curva de eficiencia</i> | 69 |
| Figura 48 <i>Datos recogidos del comportamiento del turbo</i> | 71 |
| Figura 49 <i>Datos de la velocidad de entrada del aire</i> | 71 |
| Figura 50 <i>Punto de Operación del turbo, estación PS-1 Amazonas</i> | 72 |
| Figura 51 <i>Punto de operación corregido para PS-1 Amazonas</i> | 74 |

| | |
|--|-----------|
| Figura 52 <i>Punto de operación para la estación PS-3 Sardinias</i> | 76 |
| Figura 53 <i>Esquema de entradas y salidas del sistema de bombeo</i> | 77 |
| Figura 54 <i>Gráfica de relación rpm turbo vs. eficiencia de la bomba</i> | 80 |
| Figura 55 <i>Gráfica de relación potencia del motor y rpm turbo</i> | 81 |
| Figura 56 <i>Gráfica de relación rpm turbo y eficiencia calculada</i> | 84 |
| Figura 57 <i>Relación de la eficiencia de la bomba vs. temperatura de entrada del crudo</i> | 85 |

Resumen

El presente trabajo investigativo pretende relacionar parámetros de funcionamiento del sistema Motor-Bomba en las estaciones de la empresa OCP, con el fin de reducir el impacto del fenómeno de Surging en los turbocompresores del motor. El estudio parte del análisis y comprobación de casos de estudio propuestos en un informe previo sobre el análisis de inestabilidades en el flujo de la bomba centrífuga. Se ha realizado una simulación del flujo de crudo y determinado la presencia de inestabilidades de flujo que provocan deslizamiento y una sobre revolución del eje de la bomba. Este problema se traslada al motor, el cual detecta un aumento en las revoluciones del eje y procede a limitar la entrada de aire y combustible, causando un flujo inverso de aire de carga, por la diferencia de presiones. La recolección de datos de funcionamiento del sistema y el análisis con el protocolo de prueba propio de la empresa se ha podido determinar la potencia, torque y rpm ideales para el turbocompresor. Se procede a relacionar las revoluciones por minuto de la rueda compresora con la temperatura de entrada del crudo, para identificar el rango de temperaturas a la cual se reducen, en medida de lo posible, las inestabilidades de flujo que provocan la pérdida de carga en la bomba y motor. Se concluye que estos eventos se pueden mitigar mediante el enfriamiento del crudo para disminuir la viscosidad de este.

Palabras clave: inestabilidades de flujo, turbocompresor, surging, sistema de bombeo.

Abstract

The present research aims to establish a correlation between operating parameters of the Motor-Pump system within OCP company stations, with the objective of mitigating the impact of surging phenomenon on the engine turbochargers. The study commences with an analysis and validation of case studies presented in a previous report focusing on flow instabilities within the centrifugal pump. A simulation of crude oil flow has been conducted, revealing the presence of flow instabilities leading to slippage and over-revolution of the pump shaft. Consequently, this issue transfers to the engine, resulting in an increase in shaft revolutions, prompting the restriction of air and fuel intake, consequently causing a reverse flow of charge air due to pressure differentials. Through the collection of operational data and analysis following the company's test protocol, optimal power, torque, and rpm for the turbocharger have been determined. Furthermore, the correlation between compressor wheel revolutions per minute and crude oil inlet temperature has been established to identify temperature ranges conducive to minimizing flow instabilities, thereby reducing pump and motor load loss. It is concluded that these occurrences can be alleviated by cooling the crude oil to decrease its viscosity.

Key words: flow instabilities, turbocharger, surging, pumping system.

Capítulo 1 Introducción

Estado del arte

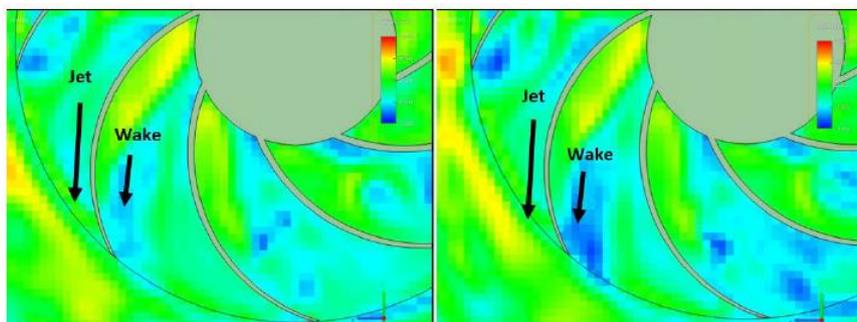
Uno de los estudios, en el que fue basado este trabajo de investigación, es el artículo científico denominado “Análisis del Momento de Torsión del Eje del Turbocompresor ABB Tipo VTR 354 Debido al Fenómeno de Surging” Este artículo presenta una definición muy acertada sobre el fenómeno de sobretensión (surging), en un turbocompresor de la misma serie que los utilizados en las estaciones de OCP. Se indica que “El surging es un fenómeno en el que el flujo de aire retrocede hacia el lado del compresor. Este caso es conocido por el ruido y vibración excesiva en el turbocompresor” **(Cahyono, Zuhdi, Istiqomah, & Semin, 2019)**. Hace referencia a que la causa principal del fenómeno de sobretensión se divide en dos tipos: el fallo durante el funcionamiento debido a los parámetros de operación y la selección inadecuada del turbocompresor por parte del diseñador.

Por ejemplo, “cuando un buque entra en el puerto, que inicialmente navega con cierta potencia y velocidad, de repente se necesita reducir la potencia del motor, apareciendo el fenómeno” **(Cahyono, Zuhdi, Istiqomah, & Semin, 2019)**. Esto hace que el turbocompresor se detenga durante un tiempo muy reducido como si estuviera frenado. Después de eso, el compresor volverá a girar a su velocidad de rotación normal. Cuando el fenómeno de sobretensión se produce con frecuencia en el turbocompresor, se espera que repercuta en la integridad de sus componentes principales. Por ejemplo, en algunos casos se ha informado de la rotura del eje del turbocompresor, desgaste en rodamientos, álabes y grietas en la carcasa.

Otro punto de partida para este trabajo de investigación es el informe denominado “Análisis de Problema de Inestabilidad Fluido dinámica dentro de las Bombas Multietapa de las Estaciones PS-1 (Amazonas) y PS-2 (Cayagama)”. En este informe se presenta que debido a “múltiples fenómenos que pueden aparecer en el interior de una bomba centrífuga, se puede dar lugar a una operación inestable de la misma”². Los fenómenos que se supone causan estas inestabilidades son dos: el primero es un deslizamiento causado por una corriente de fluido que no varía su momento cinético, según la rotación del impulsor, generando un flujo secundario. “Cuando el caudal de operación es pequeño, el flujo de desplazamiento puede hacerse dominante respecto al flujo principal” (ABAXFEM Simulación e Ingeniería, 2020) lo que genera vórtices en los extremos del impulsor que derivan en las inestabilidades mencionadas. El segundo fenómeno denominado como “Jet-Wake”, es una consecuencia debido a efectos viscosos del deslizamiento, los flujos secundarios mencionados anteriormente pueden llegar a tener una influencia sustancial en el desarrollo de las estelas de descarga de los impulsores. “Debido a las inestabilidades en la cara de succión, la velocidad del fluido a través de la superficie de descarga por el lado de la cara de succión es menor” como se observa en la figura 1. Esto deriva a que se genere un chorro (Jet) que en simultaneo genera una estela (Wake) lo que da como resultado las inestabilidades en cada impulsor de la bomba.

Figura 1

Inestabilidades fluido dinámicas en los impulsores



Nota. Captura de la simulación de condiciones de inestabilidad. Tomado de: Inestabilidades en la Fluidodinámica de Crudo dentro de la bomba. (ABAXFEM Simulación e Ingeniería, 2020)

El estudio señala que las inestabilidades generadas por los fenómenos descritos son correspondientes a los problemas que se presentan en los reportes de operación de las bombas en campo, y propone “reproducir los fenómenos observados en la operación de las bombas alterando ciertos parámetros de operación, como la presión de descarga y la temperatura del crudo, con el fin de generar o disipar las inestabilidades”. **(ABAXFEM Simulación e Ingeniería, 2020)**

Objetivos

Objetivo General

- Determinar un rango de temperaturas de calentamiento para el crudo bombeado por las estaciones Amazonas-Cayagama de OCP, en base estudio reológico y fluido dinámico, para reducir los efectos del fenómeno de surging en los turbocompresores.

Objetivos Específicos

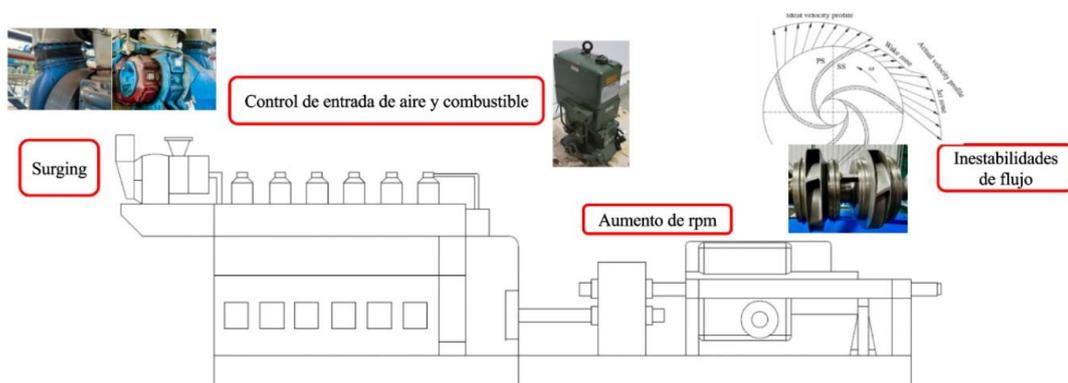
- Recolectar datos sobre los parámetros de operación en el sistema motor-bomba, durante el bombeo en condiciones normales, y en Surging.
- Desarrollar el estudio reológico del crudo que se bombea para determinar las propiedades fluido dinámicas del mismo.
- Realizar el análisis de datos experimentales para definir la tendencia de comportamiento y punto de operación de las bombas y turbocompresores.

Definición del problema

Con base en la información reportada por la empresa OCP, y las visitas a campo realizadas como parte de esta investigación, se pudo evidenciar como la vida útil de los alabes del lado compresor del turbo cargador se ha visto afectada debido a un problema de surging. Este es un fenómeno sistémico en el que intervienen varios subsistemas como se puede observar en la figura 2. Se genera por una pérdida de carga en el motor, esto provoca que el aire comprimido tome un flujo inverso por la diferencia de presión dentro del compresor, expresado en otras palabras el aire que ingresa por la succión es devuelto generando una respuesta violenta que se traduce en ruido, vibración, y una expansión abrupta de la camisa a la entrada del turbo.

Figura 2

Esquema general del sistema de bombeo



Nota. Esquema del sistema motor bomba.

La pérdida de carga en el motor se genera debido a que sus controladores detectan un aumento en las revoluciones del eje y debe disminuir la velocidad de giro, controlando la inyección de combustible y reduciendo la entrada de aire de combustión. Al tener turbocompresores que están sobredimensionados se dificulta la regulación de la entrada del aire a las cámaras de combustión. Por esta razón, ante cualquier variación los turbos reaccionan de una manera violenta. Todo esto sucede en una ventana temporal muy reducida.

El aumento en la velocidad de giro del eje parte de la bomba, mostrada en la figura 3, ocurre cuando el crudo a bombear disminuye su viscosidad por la temperatura que tiene al ingreso, dando

paso a inestabilidades fluido dinámicas generadas por los fenómenos descritos en el estado del arte del presente documento. Las inestabilidades mencionadas se pueden reducir determinando una temperatura ideal de bombeo en base a la viscosidad del crudo a bombear. Y asegurando una adecuada presión de descarga. Con esto se pretende que el motor trabaje de una manera más estable, reduciendo la probabilidad de desarrollar eventos de surging en el turbocompresor.

Figura 3

Bomba Sulzer MSD 6 STG



Nota. Fotografía de la bomba en estación PS-1 Amazonas.

Justificación e importancia

La justificación del presente estudio radica en realizar un análisis fundamentado tanto en componentes prácticos (desarrollo del estudio reológico del crudo y registro de datos durante el proceso de bombeo en las estaciones). Así como en componentes teóricos (evaluación de los puntos de operación de los turbocompresores y determinación de ecuaciones de gobierno del sistema de bombeo) con la finalidad de reducir el fenómeno de surging en los turbocompresores de las estaciones Amazonas (PS1) y Cayagama (PS2) de la empresa OCP. Entonces, la importancia del estudio será definir parámetros de bombeo adecuados para alargar el tiempo de vida útil de las ruedas compresoras, que se han visto afectados por este fenómeno, generando un ahorro de un millón de dólares al año resumido en la compra de repuestos, instalación y puesta en marcha del sistema de bombeo.

Alcance

Este trabajo se constituye por diferentes etapas que permiten definir una curva de calentamiento del crudo, basada en cálculos y tendencias definidas sobre datos experimentales recolectados. Incluye un estudio reológico del crudo, en el cual se define la curva de Viscosidad vs. Temperatura y Tasa de deformación vs. Tensión. Con esto se puede determinar que se trata de un fluido newtoniano. Posterior a esto, durante las visitas a campo se procede a tomar datos del funcionamiento del sistema de bombeo. Esto para registrar y graficar rpm del turbo vs. Tiempo y Velocidad de Entrada de Aire vs. Tiempo. Durante la visita se prevé definir las propiedades geométricas de los impulsores de la bomba, con el fin de generar el modelo físico y validar los escenarios de comprobación de inestabilidades del flujo utilizando software especializado en dinámica de fluidos. Igualmente, se usan gráficos teóricos de los fabricantes y protocolos de prueba, propios de la empresa OCP, para relacionar las variables más importantes del sistema de bombeo y generar curvas de calentamiento para el sistema según las propiedades del crudo a transportar.

Es de interés para la empresa OCP, tener una curva que relacione la temperatura adecuada del crudo a bombearse, sin generar inestabilidades de flujo para mantener a los componentes del turbocompresor en funcionamiento estable y asegurar su tiempo de vida útil.

El estudio no incluye la simulación del flujo en el turbocompresor. No se incluirán las curvas de eficiencia de la bomba, ni las curvas de consumo de combustible del motor. No incluye un modelo 3D conjunto de las 6 etapas de la bomba centrífuga.

Capítulo 2 Marco teórico

Caracterización reológica de los fluidos.

Se define como fluido a toda sustancia que presente fuerzas de atracción débiles entre las partículas de su composición a nivel microscópico, y puede presentarse a manera de gas, vapor, o líquido. Según (Domingo, 2013), analizar la interacción microscópica de las partículas en la sustancia es inmanejable, por lo cual el resultado promedio de la interacción de estas a nivel macroscópico puede presentar manifestaciones que pueden ser caracterizadas como parámetros físicos, bajo la suposición de que estas son el resultado de una distribución homogénea de materia denominada medio continuo. Los parámetros físicos en los que se refleja este fenómeno se detallan en la tabla a continuación.

Tabla 1

Parámetros físicos de un fluido

| Parámetro físico | Ecuación de gobierno. | Unidades |
|-------------------------|----------------------------------|-------------------------------|
| Temperatura. | - | [°C] |
| Viscosidad. | - | [Pa · S] |
| Densidad. | $\rho = \frac{m}{V}$ | $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ |
| Presión | $P = \frac{F}{A}$ | [Pa] |
| Compresibilidad | $k = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dp}$ | [Pa ⁻¹] |

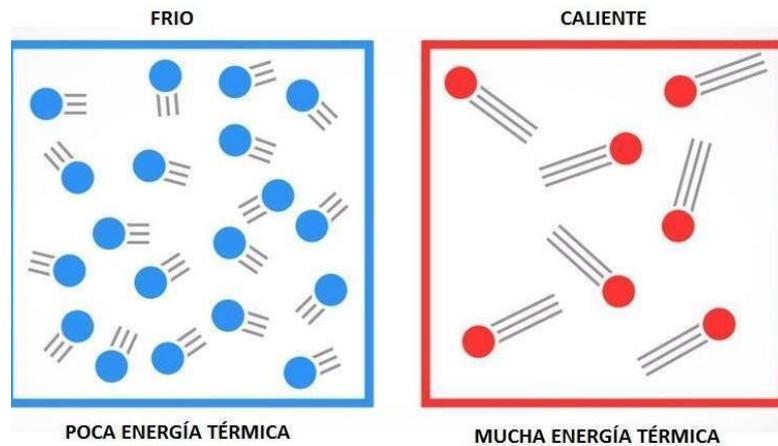
Nota. Ecuaciones para el cálculo numérico de parámetros físicos.

Temperatura.

La temperatura es una propiedad intensiva de la materia, es decir que no depende de la cantidad de materia de una sustancia, y se relaciona con configuración interna de una sustancia. Es específico la temperatura es una magnitud escalar que refleja el nivel de energía cinética interna de un cuerpo, entendiendo como energía cinética interna a la energía generada por el movimiento a una velocidad determinada de las partículas de un objeto, tal como se muestra en la figura 4.

Figura 4

Movimiento de partículas de un cuerpo a diferentes temperaturas



Nota. Representación del movimiento molecular microscópico en relación a la energía térmica.

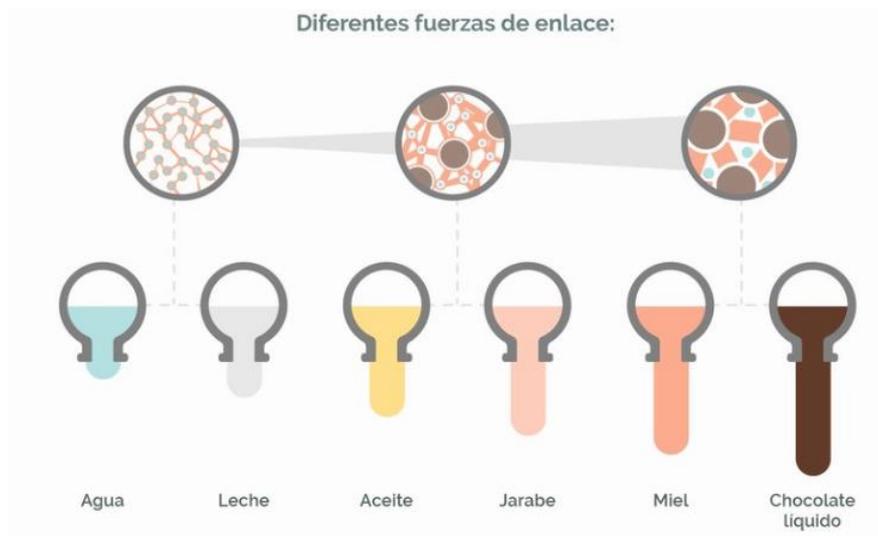
Tomado de: <https://slidetodoc.com/energa-calor-y-temperatura-delfi-gallardo-lpez-metodologa/>

Viscosidad dinámica.

La viscosidad dinámica o absoluta de un fluido según (Domingo, 2013) es la magnitud termo física fundamental que define la resistencia al movimiento o a presentar deformación de este, a causa de las fuerzas de cohesión molecular que presenta. La resistencia al flujo de un fluido se da debido a la fricción interna entre partículas que se genera a raíz de la aplicación de un esfuerzo, a este esfuerzo se lo conoce como esfuerzo de cizallamiento. La figura 5 a continuación nos presenta de qué manera la viscosidad actúa, haciendo un contraste entre distintas clases de fluidos.

Figura 5

Esquema de la mecánica de flujo de una sustancia



Nota. Representación del flujo de sustancias con baja y alta viscosidad. Tomado de:

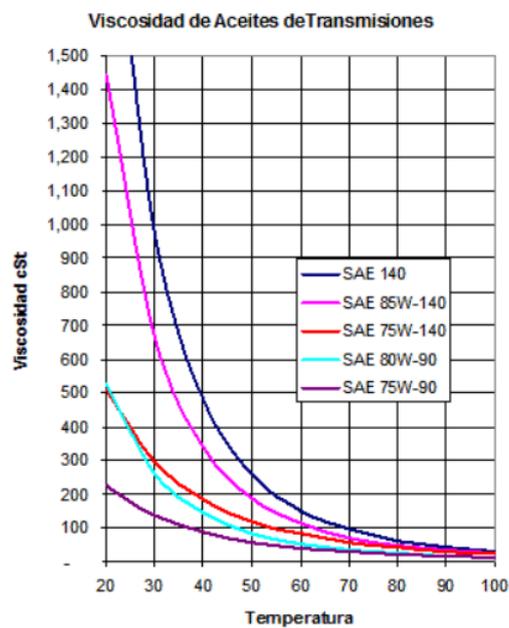
<https://autmix.com/en/blog/how-stress-shear-works-in-fluids>

Dependencia de la viscosidad en función de la temperatura.

La viscosidad de un fluido es un parámetro que viene relacionado de manera directa, pero de manera diferente, mientras que para un líquido la viscosidad disminuye en función del aumento de la temperatura, para un gas ocurre lo contrario. La relación entre estos dos parámetros, en un líquido, se da de esta manera debido a que el movimiento de las partículas es más restringido por la presencia considerable de las fuerzas de cohesión, las mismas que determinan la viscosidad en el fluido, ya que estas son las encargadas de frenar el movimiento del líquido entre capas. Al incrementar la temperatura la magnitud de las fuerzas de cohesión decrece y permite una mayor movilidad de las moléculas incrementando así su viscosidad (Domingo, 2013). La variación en la viscosidad en los aceites es el claro ejemplo de este comportamiento marcado en los fluidos, tal como se muestra en la figura 6 a continuación.

Figura 6

Curvas de viscosidad para aceites de transmisión



Nota. Variación de la viscosidad de aceites con respecto a la temperatura. Tomado de:

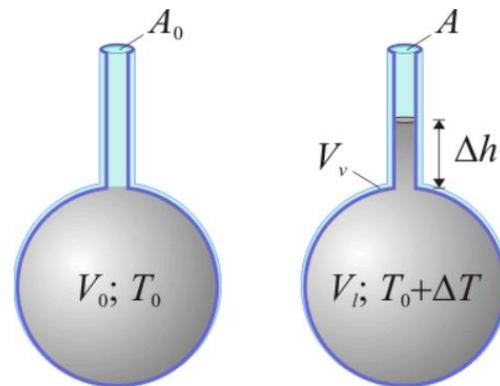
<https://www.widman.biz/boletines/36.php>

Presión.

Se define como presión a la magnitud que expresa la relación de una fuerza aplicada por unidad de superficie. (Domingo, 2013) señala que, para los fluidos en reposo, a diferencia de los sólidos, las fuerzas a ser aplicadas sobre la superficie deben ser exclusivamente perpendiculares, debido a que la existencia de una componente tangencial generaría que el fluido empiece a desplazarse, mientras que para fluidos en movimiento la aplicación de una presión generará fuerzas tangenciales de rozamiento entre las capas de este.

Dilatación térmica.

La dilatación térmica según (Domingo, 2013) se define como el aumento del volumen de un fluido en función del incremento de su temperatura, y viene definido en función de un coeficiente característico para cada fluido, la figura 7 mostrada a continuación nos presenta como este fenómeno se manifiesta en la realidad.

Figura 7*Dilatación térmica de un fluido*

Nota. Expansión térmica de un fluido. Tomado de:

<https://play.google.com/store/apps/details?id=com.GameCat.DilatacionTermica>

Compresibilidad.

(Domingo, 2013) define a la compresibilidad como el decremento de volumen de un fluido en respuesta de la presión aplicada hacia al mismo.

Densidad.

La densidad se puede definir como la relación entre cantidad de materia de un fluido con el volumen que este ocupa. (Domingo, 2013) indica que para un fluido homogéneo esta debería ser invariable entre los puntos del fluido, mientras que para fluidos no homogéneos esta depende de un punto a otro. Para fluidos incompresibles este parámetro no es dependiente ni de la temperatura ni de la presión aplicada, en flujos con una compresibilidad baja en cambio este es un parámetro que dependerá de la temperatura a la que se encuentre el fluido, y para fluidos compresibles esta dependerá tanto de la temperatura, como de la presión a la que el fluido se ve sometido. Los modelos matemáticos para cada tipo de fluido se detallan a continuación.

Tabla 2

Modelos matemáticos para la densidad.

| Tipo de fluido | Ecuación de gobierno. | Unidades |
|-----------------------|------------------------------|-------------------------------|
| Incompresible. | $\rho = \frac{dm}{dV}$ | $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ |
| Poco compresible. | $\rho = \rho(T)$ | $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ |
| Compresible. | $\rho = \frac{Mp}{RT}$ | $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ |

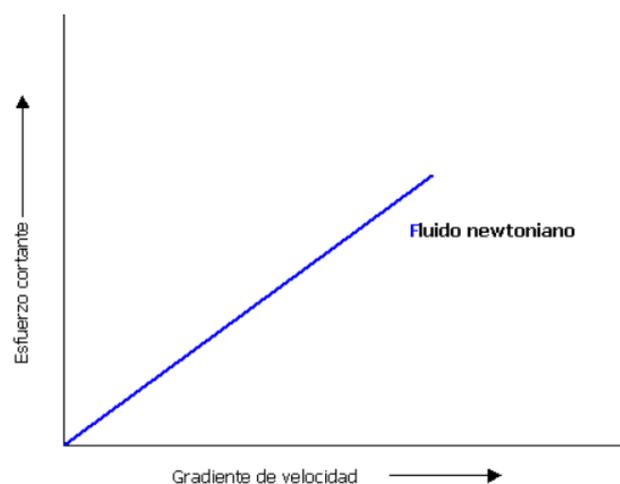
Tipos de fluidos.

Fluidos Newtonianos.

De acuerdo con (Domingo, 2013), un fluido Newtoniano es aquel en el que la viscosidad no se encuentra en función de la aplicación de un esfuerzo cortante, ni del tiempo. Por lo cual la viscosidad para este tipo de fluidos es una constante que solo dependería de las magnitudes de temperatura y presión aplicadas. Además, los fluidos newtonianos también cumplen con la existencia de una relación de dependencia estrictamente lineal entre el esfuerzo cortante, y su tasa de corte, tal como se muestra en la figura 8.

Figura 8

Curva reológica de un fluido Newtoniano.



Nota. Representación del comportamiento de un fluido Newtoniano. Tomado de: <https://bioreactores.tripod.com/C5RMF.htm>

Fluidos no Newtonianos.

Se denominan fluidos no Newtonianos a todos aquellos fluidos que no cumplen con la denominada ley de Newton, es decir que su viscosidad si se encuentra en función de variables mecánicas como el esfuerzo cortante al que se someten, y en algunos casos también puede llegar a depender del tiempo, si es el caso de existir esta dependencia se suele indicar que el fluido tiene “memoria”. Al no poder definir el comportamiento por medio de la ley de Newton, este suele ser definido en función de curvas reológicas como en la figura 9 a continuación.

Figura 9

Curvas reológicas de los fluidos no Newtonianos



Nota. Curvas reológicas de varios fluidos. Tomado de:

<https://dspace.uazuay.edu.ec/bitstream/datos/9496/1/15131.pdf>

Fluidos pseudoplásticos. Son aquellos que al aumentar la tasa de corte a la que se ven sometidos, el esfuerzo cortante incrementa en menor medida comparándolo con un fluido newtoniano. Las emulsiones son claros ejemplos de esta clase de fluidos.

Fluidos dilatantes. Son aquellos que al aumentar la tasa de corte a la que se ven sometidos, el esfuerzo cortante incrementa en mayor medida comparándolo con un fluido newtoniano. Las soluciones de almidón son claros ejemplos de esta clase de fluidos.

Fluidos viscoso-plásticos. Son aquellos que se comportan como un sólido si son sometidos a esfuerzos cortantes por debajo de un límite establecido, y cuando el esfuerzo aplicado supera este límite su comportamiento pasa a ser el de un fluido newtoniano. Fluidos como la grasa que se pone en los rodamientos de un elemento mecánico son un ejemplo de este tipo de comportamiento.

Modelos matemáticos para los distintos fluidos.

Tabla 3

Ley de Newton

| Denominación | Ecuación de gobierno. |
|---------------------------------------|---|
| Fluido Newtoniano (Ley de Newton). | $\tau = \mu \frac{\partial v}{\partial y}$ |
| Fluido Pseudoplástico. | $\tau = k \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^n ; n < 1$ |
| Fluido Dilatante. | $\tau = k \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^n ; n > 1$ |
| Fluido Viscoso-plástico. | $\tau = \tau_0 + \mu \frac{\partial v}{\partial y}$ |

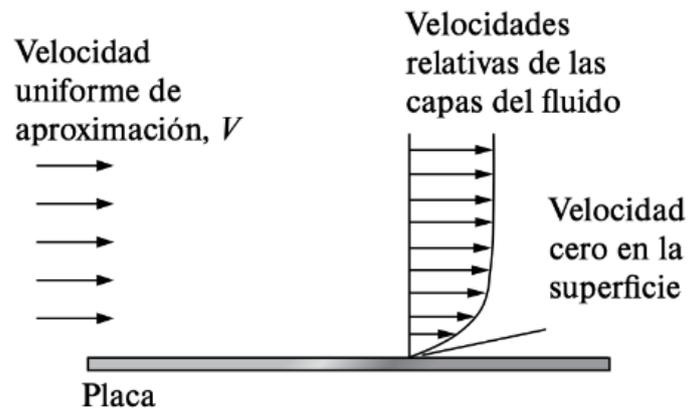
Flujo de fluidos en tuberías.

Condición de no deslizamiento.

Debido a las fuerzas de rozamiento generadas por la viscosidad de un fluido, el flujo de este no presentará una velocidad constante en toda la sección, llegando a obtener velocidades nulas en las regiones del fluido que están en contacto con las paredes según (Domingo, 2013). A este fenómeno se lo denomina condición de no deslizamiento y ocurre en todo fluido viscoso. La distribución de velocidades en función de este fenómeno se refleja en la figura 10 a continuación.

Figura 10

Perfil de velocidades relativas de un flujo



Nota. Tomado de: <https://infogram.com/fundamentos-de-la-conveccion-1hzj4o3o7r8734p>

Número de Reynolds.

Se define como número de Reynolds al parámetro adimensional que relaciona las fuerzas generadas por efectos inerciales sobre el fluido y las fuerzas resultantes por efectos viscosos aplicable netamente a fluidos newtonianos según (Domingo, 2013), y viene definido por la expresión presentada en la tabla 4 a continuación.

Tabla 4

Modelo matemático del número de Reynolds.

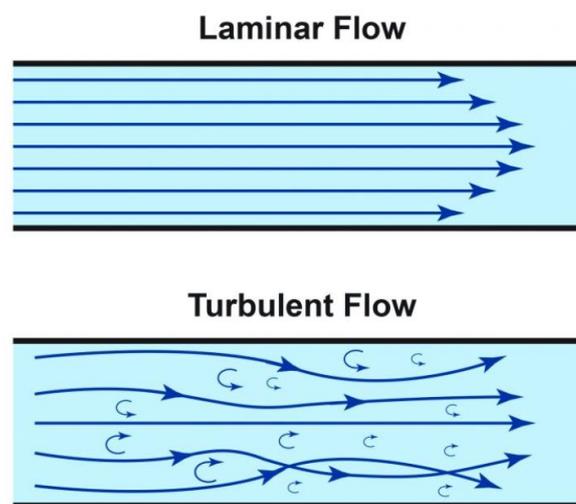
| $Re = \frac{\bar{v}D}{\nu}$ | |
|-----------------------------|-------------------------------------|
| \bar{v} | Velocidad media del fluido [m/s] |
| ν | Viscosidad Absoluta [Pa · S] |
| D | Diámetro de la tubería [m] |

Régimen laminar de flujo. Se define como régimen laminar de flujo a aquel en donde el movimiento de partículas se da de manera ordenada en líneas paralelas, sin ocasionar la combinación entre las distintas capas de fluido (referirse a la figura 11). Para que un flujo sea considerado como laminar su número de Reynolds debe ser menor a 2300 y las fuerzas de rozamiento por efectos viscosos predominan sobre las fuerzas inerciales.

Régimen turbulento de flujo. Se define como régimen turbulento de flujo a aquel en donde el caos predomina en el movimiento de partículas ocasionando la combinación entre las distintas capas de fluido (referirse a la figura 11). Para que un flujo sea considerado como laminar su número de Reynolds debe ser menor a 2300 y las fuerzas inerciales de rozamiento por efectos viscosos predominan sobre las fuerzas de rozamiento por efectos viscosos predominan.

Figura 11

Líneas de flujo para los regímenes laminar y turbulento



Nota. Representación de los tipos de flujo laminar y turbulento. Tomado de:

https://www.researchgate.net/figure/Laminar-versus-turbulent-flow-Turbulent-flow-which-occurs-at-high-Reynolds-numbers_fig2_337810582

Operación del oleoducto de Crudos Pesados del Ecuador

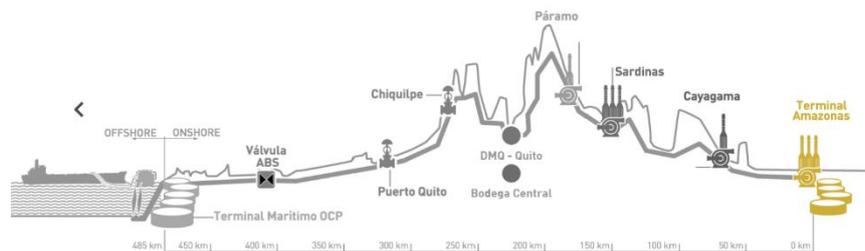
Estaciones de bombeo

El transporte de crudo del OCP, inicia con el arribo del hidrocarburo a transportar mediante camiones cisterna o por oleoductos secundarios. En la primera mitad del tramo del oleoducto el propósito de las estaciones de bombeo es brindar el impulso necesario al crudo para que pueda cumplir con el trayecto ascendente por la cordillera de nuestro país, esto inicia en la estación PS-1 Amazonas, ubicada a 5km de la ciudad de Nueva Loja. Como se puede apreciar en la figura 12, la

distancia que recorre el oleoducto desde la estación PS-1 Amazonas hasta PS-2 Cayagama es de 50 [km] desde PS-2 Cayagama hasta PS-3 Sardinas es de 70 [km] con una elevación de 700[m] en el primer tramo y 1700 [m] en el segundo tramo. Cuando el crudo este en la estación PS-4 Páramo, habrá llegado a su punto de elevación máxima por encima de los 3000 [msnm] y empezará su descenso.

Figura 12

Distribución de las estaciones del oleoducto



Nota. Ruta de las Estaciones. Tomado de:

<https://www.ocpecuador.com/funcionamiento/transporte-crudo-pesado/>

Estaciones reductoras de presión.

Una vez que el crudo en su trayecto haya alcanzado el punto de elevación máxima, continuará su trayecto de descenso por la cordillera, este tramo es correspondiente a la segunda mitad del oleoducto (referirse a la figura 12), en esta instancia ya no se necesita impulsar al fluido por medio de bombas, al contrario, por efectos de gravedad el crudo empezará a descender de manera acelerada, razón por la cual este debe ser frenado, en este punto ingresan a operar las estaciones reductoras de presión PS5-Chiquilpe, y PS6-Puerto Quito. La función de estas estaciones es generar un freno en el descenso acelerado por medio de la reducción de presión del crudo, basada en hacer circular el fluido por una serie de tuberías con configuraciones de laberinto de diámetros diferentes, las mismas que por principios físicos disipan la energía cinética con la que el crudo ingresa a manera de calor, y disminuirá su velocidad para su arribo a puerto.

Terminal marítimo.

El terminal marítimo de O.C.P es el punto final del oleoducto (referirse a la figura 12), aquí se lleva a cabo la carga del crudo transportado hacia los buques tanque. El proceso de embarque inicia con la designación de un equipo para realizar la conexión de las mangueras hacia los tanques, con el equipo asignado se procede a realizar la gestión con la autoridad marítima pertinente para realizar el amarre de la embarcación a la boya de OCP, una vez realizada esta actividad se emite la notificación hacia puerto de que el navío está listo para realizar la carga del crudo, con el buque asegurado se procede con la conexión entre el navío y la boya, para la posterior apertura manual de las válvulas del navío para el ingreso del crudo, mientras que el flujo de entrega se controla desde el cuarto de operaciones en puerto. Todo este proceso de carga tiene una duración aproximada de 24 horas.

Funcionamiento de una estación de bombeo.

La función principal de la estación de bombeo es la de brindar el impulso necesario para que el crudo tenga la presión suficiente para iniciar y mantener su recorrido por el oleoducto, por lo general un oleoducto consta de algunas estaciones de bombeo para asegurar el flujo de crudo en todo su trayecto.

En esta operación de bombeo se pueden identificar cuatro etapas del proceso, cada una con variables definidas de control, estas cuatro fases son:

Recepción.

Esta es la primera fase en la operación de bombeo y en la que el control del proceso cumple un papel importante, debido a que en esta etapa se asegura que el crudo que llega cumpla con los parámetros físicos y térmicos que debería tener para ser bombeado. Para asegurar esto, las estaciones de bombeo constan de “skids de medición” (referirse a la figura 13), que se encargan de verificar temperatura, presión y caudal de ingreso del crudo a la estación.

Figura 13

Skid de medición



Nota. Tomado de: <https://www.endress.com/en/events-training/online-seminars/Standardized-metering-skids>

Almacenamiento.

Una vez pasada la revisión al momento de la entrada del crudo a la estación estos son almacenados en tanques (referirse a la figura 14) que poseen una capacidad de almacenamiento de alrededor de 3 millones de barriles de crudo (126 millones de galones), entre los tanques de almacenamiento existe un sistema de recirculación que mantiene al crudo circulando, y se activa en base a un switch de nivel. Los parámetros de control en esta etapa son nivel, y presión.

Figura 14

Tanques de almacenamiento en PS-1 Amazonas



Despacho.

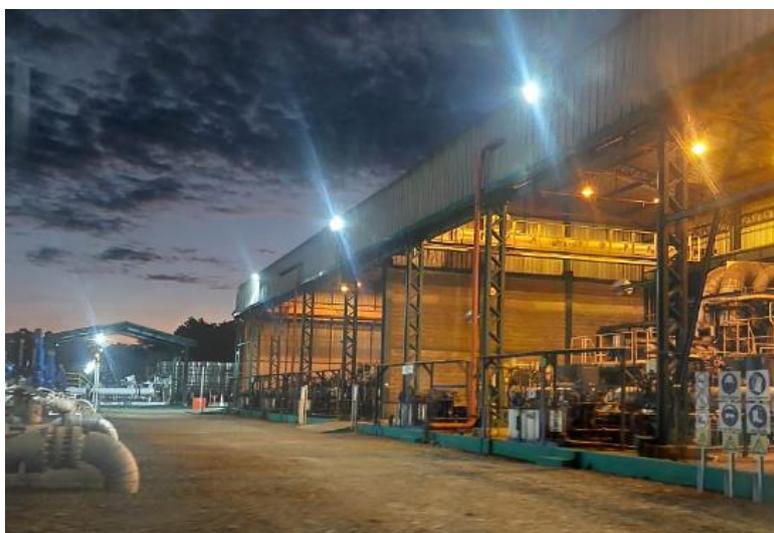
La salida del crudo de la estación consta de dos subprocesos, el primero es el paso del crudo por una serie de bombas denominadas booster (referirse a la figura 15), que se encargan de brindar el impulso al fluido para su paso por la estación, y el segundo el proceso de bombeo principal, el cual lo lleva a cabo el sistema de bombeo principal (referirse a la figura 16), el mismo que se encarga de inyectar la presión necesaria al fluido para su ascenso hasta la siguiente estación.

Figura 15

Sistema de bombas Booster

**Figura 16**

Sistema de bombeo principal



Capacidad operativa de O.C.P.

En promedio los oleoductos ecuatorianos transportaron 30.64 millones de barriles de petróleo, lo que equivale a un promedio diario de 336.68 miles de barriles y una utilización del 41.6% de la capacidad de transporte diario de crudo instalada en el país. El Sistema de Oleoducto Transecuatoriano SOTE transportó 19.95 millones de barriles de petróleo, lo que equivale a un promedio diario de 219.28 miles de barriles diarios, con una utilización del 60.9% de su capacidad. Por su parte, el Oleoducto de Crudos Pesados transportó 10.68 millones de barriles, con un promedio diario de 117.40 miles de barriles, utilizando el 26.1% de la capacidad total del oleoducto.

Sistema de bombeo.***Bomba Sulzer MSD 6 STG*****Figura 17*****Bomba Sulzer MSD 6 etapas***

Nota. Sulzer MSD Bomba Multietapa. Tomado de:

<https://www.sulzer.com/en/shared/products/msd-axially-split-multistage-pump>

Tabla 5*Parámetros de funcionamiento de la bomba Sulzer*

| | Hasta | |
|-----------------------|--------------------------|-------------|
| Caudal | 3200 [m ³ /h] | 14000 [gpm] |
| Altura | 2900 [m] | 9500 [ft] |
| Presión | 300 [bar] | 4400 [psi] |
| Temperatura | 205 [°C] | 400 [°F] |
| Tamaño de la succión | 305 [mm] | 12 [in] |
| Tamaño de la descarga | 254 [mm] | 10 [in] |
| Velocidad máxima | 6000 [rpm] | |

Nota. Datos de funcionamiento de la bomba. Tomado de: (Sulzer Ltd, 2023)

Fuente de energía. La bomba es accionada por un motor de combustión interna de 12 cilindros que utiliza crudo o diésel como combustible. El movimiento del eje pasa por una caja de engranes que cuadruplica la velocidad de giro.

Succión. La bomba succiona crudo que ha pasado por un sistema auxiliar de bombeo que eleva la presión del crudo de 1 a 7 [bar]

Impulsores. El sistema utiliza 6 impulsores en serie, elevando la presión del crudo en cada etapa. Se ha podido inspeccionar el eje en el que están montados los impulsores y se pudo determinar las características dimensionales y geométricas en de estos impulsores. Llegando a la conclusión que existe una simetría de espejo. Los impulsores del extremo del eje tienen diferentes dimensiones y que los demás impulsores son idénticos.

Descarga. El crudo se descarga hacia la tubería principal del oleoducto hacia la siguiente estación.

Tabla 6

VARIABLES PARA MEDIR DE LA BOMBA SULZER MSD 6 STG

| Variable | | Unidad |
|---------------------------------|-------------------|---------------------|
| temperatura entrada crudo | Tin crudo | [°F] |
| temperatura salida crudo | Tout crudo | [°F] |
| presión entrada crudo | Pin crudo | [psi] |
| presión salida crudo | Pout crudo | [psi] |
| velocidad angular bomba | ω_B | [rpm] |
| flujo másico de crudo | \dot{m} crudo | [kg/s] |
| flujo volumétrico crudo | ∇ in crudo | [bbl/h] |
| viscosidad cinemática del crudo | μ | [m ² /s] |
| viscosidad dinámica del crudo | ν | [Pa*s] |
| potencia bomba | Pb | [Hp] |
| torque bomba | Tb | [lb*ft] |

Nota. Variables a medir con respecto al funcionamiento de la bomba centrífuga multietapa.

Motor Wärtsilä 12V32LN

Figura 18

Fotografía del motor Wärtsilä 12V



Descripción. Es un motor de 4 tiempos, turbocargado, con intercooler. Estos motores se utilizan principalmente en aplicaciones como: propulsión de buques de gran tamaño, generación de energía eléctrica o suministrando energía mecánica para accionar bombas en el transporte de hidrocarburos.

Tabla 7*Características del motor Wärtsilä 12V32LN*

| Característica | Valor | Unidades |
|-----------------------------|------------------------|-----------------|
| Diámetro del cilindro | 320 | [mm] |
| Carrera del cilindro | 400 | [mm] |
| Desplazamiento del cilindro | 32.2 | [L/cilindro] |
| Número de válvulas | 2 | Entrada |
| | 2 | Escape |
| Configuración de cilindros | 12 | En V |
| Ángulo-V | 55° | |
| Dirección de la rotación | Horario o Anti horario | |
| Velocidad | 720 | [rpm] |
| Velocidad media del pistón | 9.6 | [m/s] |

Nota. Datos de funcionamiento del motor. Tomado de: (Wärtsilä, 2021)

Regulador o governor. Es un dispositivo que ayuda a controlar la velocidad del motor regulando la cantidad de combustible y aire que se suministra al motor. La función básica del regulador es mantener una velocidad fija para el motor. Para ello, supervisa la velocidad del motor, mediante un sensor que mide la velocidad de giro. Si la velocidad cae por debajo de la establecida, el regulador indicará al sistema de combustible que aumente la cantidad que se suministra al motor, lo que a su vez aumentará la velocidad del motor. Si la velocidad del motor supera la velocidad establecida, el regulador indicará al sistema de combustible que reduzca el suministro de combustible, lo que ralentizará el motor. El ajuste de la cremallera de combustible en la posición cero detiene la inyección de combustible. Para casos de emergencia, la cremallera de combustible de cada bomba de inyección está provista de un cilindro de parada.

Tabla 8

Variables para medir del motor Wärtsilä 12V32LN

| Variable | | Unidad |
|---------------------------------|-------------------|-----------|
| temperatura entrada aire | Tin aire | [°F] |
| presión aire de carga | Pc aire | [psi] |
| temperatura entrada combustible | Tin combustible | [°C] |
| flujo másico de combustible | ṁ in combustible | [g/Bhp h] |
| velocidad angular motor | wM | [rpm] |
| Potencia del motor | Pm | [Hp] |
| Potencia del motor | Pm | [kW] |
| Torque del motor | Tm | [lb*ft] |

Nota. Variables a medir con respecto al funcionamiento del motor Wärtsilä 12V32LN.

Turbocompresor ABB VTR 354

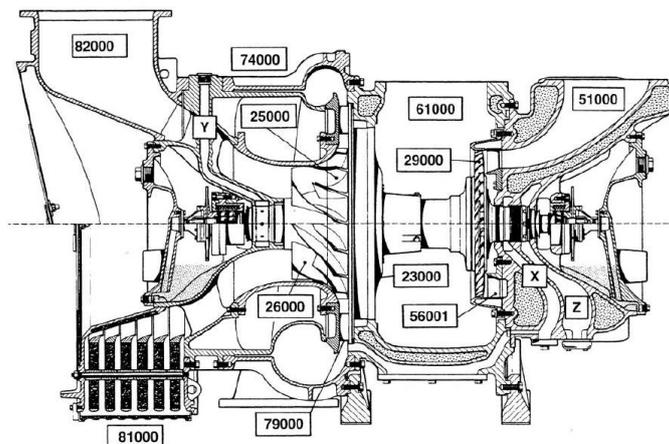
Figura 19 Turbocompresor ABB VTR 354



Descripción. El turbocompresor consta de dos máquinas, una turbina y un compresor que están montados sobre un eje común. Los gases de escape del motor fluyen a través de la carcasa de entrada de gases (51000) y el anillo de toberas (56001). Los gases de escape son conducidos al aire libre a través de la carcasa de salida de gases (61000) y los tubos de escape. La turbina (29000) utiliza la energía contenida en los gases de escape para accionar el compresor. El sistema aspira aire fresco, pasa a través del ramal de aspiración (82000). A continuación, pasa por la rueda compresora (25000) y por el difusor (79000). Abandona el turbocompresor a través de la voluta de la carcasa de salida de aire (74000) y lo dirige hacia la cámara de combustión. Referirse a la figura 20.

Figura 20

Sección del turbo compresor y sus componentes



Nota. VTR 184-354 ABB Turbo Systems. Tomado de: (Ltd, ABB Turbo Systems, 2000)

Limpieza de Notturbocompresores. Todos los motores están provistos de dispositivos para la limpieza mediante inyección de agua a la turbina y el compresor. La limpieza se realiza durante el funcionamiento del motor.

Tabla 9

Variables para medir del turbocompresor VTR 354

| Variable | | Unidad |
|---------------------------|------------------------|---------------------|
| temperatura entrada aire | T _{in} aire | [°F] |
| temperatura salida gases | T _{out} gases | [°F] |
| velocidad angular turbo A | ω_A | rpm |
| velocidad angular turbo B | ω_B | rpm |
| presión entrada de aire | P _{in} aire | atm |
| velocidad de entrada aire | v _{in} aire | [m/s] |
| flujo másico de aire | \dot{m} in aire | [kg/s] |
| flujo volumétrico de aire | ∇ in aire | [m ³ /s] |

Sistema SCADA

Un sistema SCADA “Supervisory Control and Data Acquisition”, traducido al español como control supervisor y adquisición de datos, es aquel conglomerado de aplicaciones digitales diseñadas para supervisar procesos de fabricación de bienes o prestación de servicios, que mediante la interconexión con instrumentación y lazos de control permite manejar la operación a través de una interfaz gráfica (referirse a la figura 21), en la cual se presentan las variables de funcionamiento del

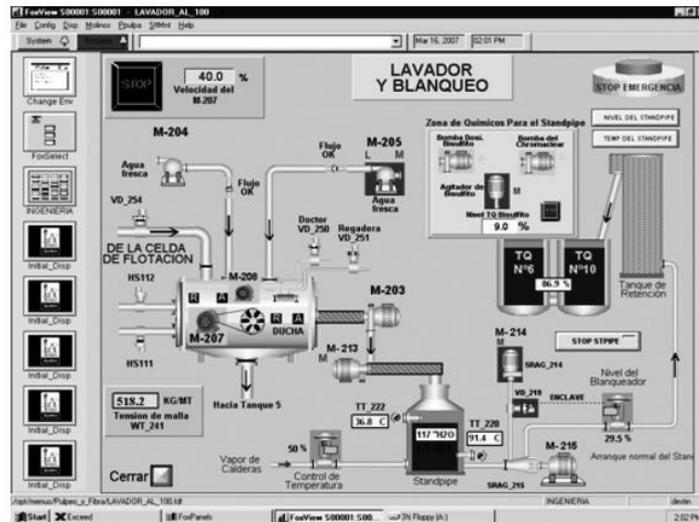
proceso, todo esto mediante el uso de un equipo computacional (Rodríguez, 2008). Estos sistemas brindan la facilidad al usuario de gestionar las configuraciones de equipos en planta, modificando las variables de funcionamiento de acuerdo con las necesidades presentadas.

(Gómez, 2008) presenta las siguientes características de un sistema SCADA.

- Adquisición y almacenado de datos para recoger, procesar y almacenar la información recibida en forma continua y confiable.
- Representación gráfica y animada de variables de proceso y su monitorización por medio de alarmas.
- Ejecutar acciones de control para modificar la evolución del proceso, actuando ya sea sobre los reguladores autónomos básicos (consignas, alarmas, menús, etc.) o directamente sobre el proceso mediante las salidas conectadas.
- Arquitectura abierta y flexible con capacidad de ampliación y adaptación.
- Conectividad con otras aplicaciones y bases de datos, locales o distribuidas en redes de comunicación.
- Supervisión, para observar desde un monitor la evolución de las variables de control. • Transmisión de información con dispositivos de campo y otros PC.
- Base de datos, gestión de datos con bajos tiempos de acceso.
- Presentación, representación gráfica de los datos. Interfaz del Operador o HMI.
- Explotación de los datos adquiridos para gestión de la calidad, control estadístico, gestión de la producción y gestión administrativa y financiera.
- Alertar al operador sobre cambios detectados en la planta, tanto aquellos que no se consideren normales (alarmas) como los que se produzcan en su operación diaria (eventos). Estos cambios son almacenados en el sistema para su posterior análisis.

Figura 21

Interfaz gráfica de un sistema SCADA



Nota. Tomado de: Temas especiales de instrumentación y control (Gómez, 2008)

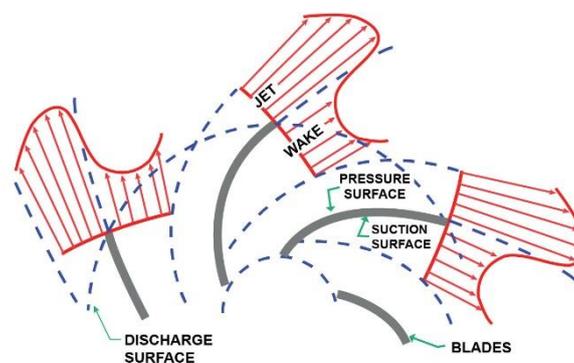
Inestabilidades de flujo

Jet-Wake

En mecánica de fluidos, el "Jet-Wake" se refiere al patrón de flujo que se produce cuando un chorro de fluido de alta velocidad se descarga en una región de fluido de movimiento más lento, creando una región de estela detrás del chorro, este comportamiento se puede observar en la figura 22 a continuación.

Figura 22

Esquema del desarrollo del fenómeno de Jet-Wake



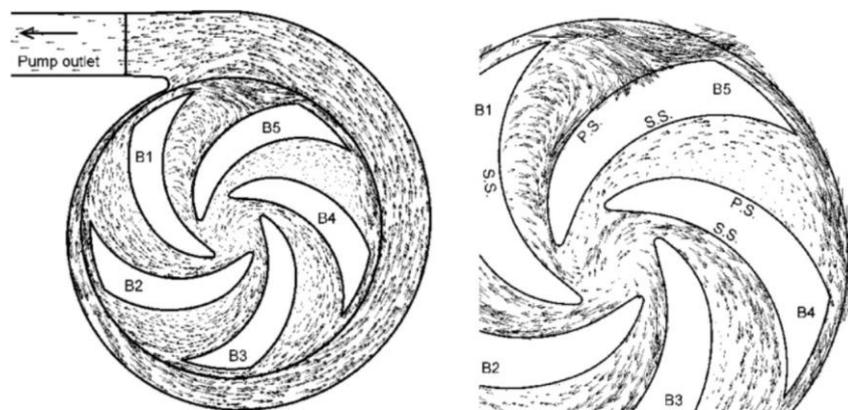
Efectos Sobre el Sistema. La presencia de un patrón de flujo de estela y chorro puede provocar varios problemas, como inestabilidad del flujo, turbulencias y fluctuaciones de presión. Estos efectos pueden

ser especialmente pronunciados en condiciones de bajo caudal, donde el patrón de flujo Jet-Wake puede ser más pronunciado.

Mitigación De Daños. Para mitigar los efectos del patrón de flujo Jet-Wake, las bombas se diseñan con características como difusores o volutas, que ayudan a ralentizar la corriente de fluido de alta velocidad y promueven un flujo más uniforme. Además, se debe procurar que las bombas funcionen a caudales más altos o con cambios más graduales en el caudal, esto puede ayudar a minimizar el impacto del flujo Jet-Wake.

Figura 23

Líneas de flujo bajo el fenómeno de Jet-Wake



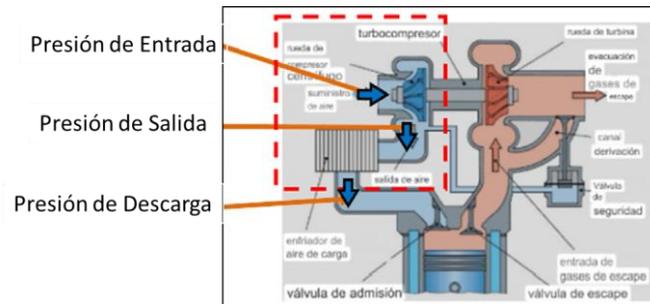
Nota. Tomado de: <https://www.researchgate.net/figure/elocity-vectors-inside-the-pump>

Surging

La sobrecarga o surging, es un fenómeno que puede producirse en los compresores centrífugos cuando se interrumpe el flujo de gas a través del compresor. Se produce en situaciones en las que se reduce el caudal de entrada de aire al motor de combustión interna. La figura 24 muestra como la presión de salida del compresor puede ser tan baja que no supera la presión en la descarga del compresor. Provocando una inversión del flujo de gas que disminuye la eficiencia y el rendimiento del compresor.

Figura 24

Esquema explicativo de la variación de presión en el turbo

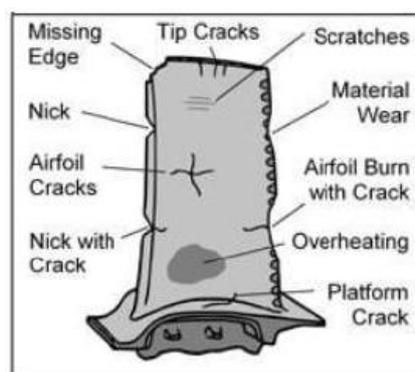


Causas. Esto puede deberse a cambios en las condiciones del proceso, cambios en la composición del gas, en el caudal o cambios en las condiciones de funcionamiento del compresor.

Efectos Sobre el Sistema. Una masa de flujo de aire puede provocar vibración de la rueda compresora. Causando, ruido y posibles daños en los cojinetes, juntas y generar desgaste prematuro en sus álabes como se muestra en la figura 12, lo que hace que el compresor no funcione con normalidad. La sobretensión en un compresor centrífugo se considera un fenómeno muy peligroso y perjudicial. Las consecuencias de una sobrecarga del compresor son de naturaleza mecánica, ya que las partes rotatorias se desgastan y, a veces, dependiendo de la intensidad de las fuerzas de sobrecarga del compresor, provocan fracturas en las piezas de la maquinaria.

Figura 25

Posibles daños en los álabes causados por surging



Nota. Tomado de: <https://www.research-app.com/paper/2884574>

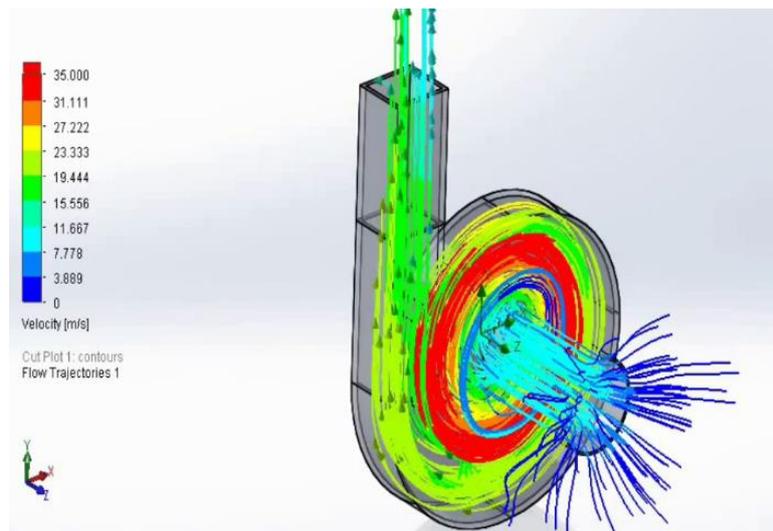
Mitigación De Daños. Para evitar las sobretensiones, se utilizan sensores y controladores para supervisar y ajustar las condiciones de funcionamiento del compresor. Estos sistemas pueden ajustar la velocidad del compresor o la posición de los álabes de entrada para mantener un caudal estable y evitar las sobretensiones.

Modelado y Simulación CFD

CFD son las siglas correspondientes para lo que hoy conocemos como dinámica de fluidos computacional. Esta herramienta de simulación se basa en la solución de las ecuaciones fundamentales de gobierno del flujo de un fluido (referirse a la tabla 10), apoyada de la aplicación de métodos numéricos. La utilización de esta herramienta para simular fenómenos reales en un ambiente digital ha llevado a obtener soluciones a problemáticas complejas en tiempos relativamente cortos, en contraste con los métodos de ensayo tradicionales, razón por la cual la utilización de modelos de simulación de este tipo se ha vuelto común en el campo de la ingeniería según (Ojeda Escoto Pedro A., 2009). La figura 26 a continuación presenta un ejemplo de lo que se puede lograr dándole un uso adecuado a este tipo de tecnología.

Figura 26

Simulación CFD de la bomba centrífuga



Nota. Tomado de <https://i.ytimg.com/vi/dB9Teilmxkw/maxresdefault.jpg>

Tabla 10*Ecuaciones fundamentales de flujo.*

| Denominación | Ecuación de gobierno. |
|---------------------------------------|--|
| Ley de la conservación de la masa. | $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0$ |
| Ley de la conservación del momento. | $\rho \frac{\partial v}{\partial t} + (\rho v) \cdot \nabla v + \nabla \cdot \tau + \nabla p - \rho g = 0$ |
| Ley de la conservación de la energía. | $dQ = dW + dU$ |

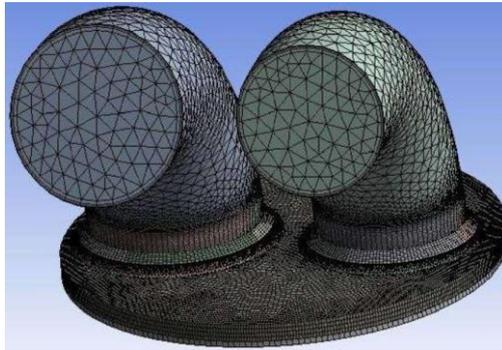
Discretización de las ecuaciones fundamentales de flujo

Resolver las ecuaciones fundamentales del flujo de un fluido siempre ha representado un reto para la resolución de problemas relevantes para la mecánica de fluidos, la simulación CFD resuelve estas ecuaciones sustituyéndolas por elementos diferenciales (referirse a la figura 27) del flujo y poder resolver la ecuación elemento por elemento con la ayuda de un equipo computacional, a este proceso de fragmentación de lo conoce como discretización (Ojeda Escoto Pedro A., 2009). Existen algunos métodos de discretización, entre los más usados tenemos:

- Método de diferencias finitas FDM.
- Método del volumen finito FVM.
- Método del elemento finito FEM.
- Método del elemento de frontera BEM.

Figura 27

Elemento discretizado por método FEM



Nota. Tomado de: https://www.researchgate.net/figure/Malla-utilizada-en-las-simulaciones-CFD-en-el-PMS_fig3_369971660

Modelos de simulación CFD para flujo turbulento.

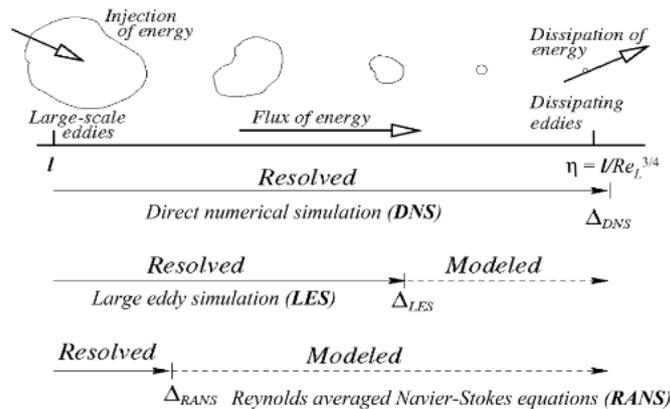
Debido a que solucionar la ecuación de Navier-Stokes para flujos turbulentos es una labor prácticamente imposible, generar modelos que traten de predecir el comportamiento de un flujo turbulento se ha convertido en un desafío para la ingeniería moderna. La generación de estos modelos se basa en la discretización del flujo en elementos que sean más fáciles de predecir (Turbulence Modeling in CFD simulations, n.d.). Estos modelos están clasificados en tres grandes grupos que son:

- Modelado completo del flujo RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes).
- Modelado parcial del flujo LES (Large Eddy Simulation).
- Resolución completa del flujo sin modelado DNS (Direct Numerical Simulation).

Cada método es propicio para cierto tipo de aplicaciones, los requisitos computacionales de procesamiento también varían de acuerdo con esto. Los modelos más simples de procesamiento son los modelos RANS, seguidos por los modelos LES, y los modelos de simulación que requiere de un mayor recurso tecnológico, son los modelos DNS. La figura 28 explica de mejor manera porque existe esta diferencia de recursos entre cada grupo de modelos, mientras que el modelo DNS genera una solución numérica completa, los otros modelos sustituyen esta resolución por el modelado de los fenómenos, siendo los modelos RANS los que menor porcentaje de solución numérica generan.

Figura 28

Porcentaje de solución para cada grupo de modelos CFD para flujo turbulento



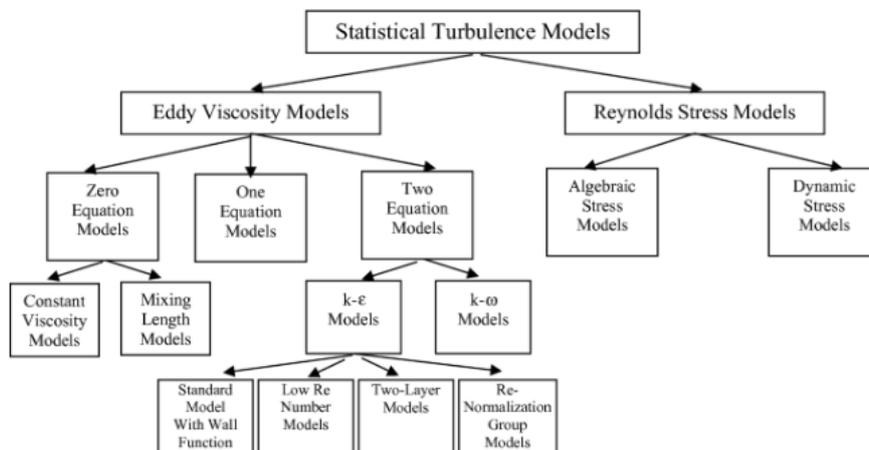
Nota. Tomado de: https://www.researchgate.net/figure/Holistic-framework-of-DNS-RANS-and-LES-turbulence-approaches-Sodja-2007_fig2_354254911

Modelos de simulación CFD para flujo turbulento RANS.

Al ser los modelos que menor recursos tecnológicos requieren son los más ocupados para aplicaciones de ingeniería básicas, estos modelos se basan en la solución de ecuaciones promediadas por el tiempo, asumiendo que las fluctuaciones turbulentas pueden ser modeladas de manera independiente, la figura a continuación presenta los modelos RANS más ocupados.

Figura 29

Modelo de simulación CFD RANS



Nota. Tomado de: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-981-32-9820-0_4

Capítulo 3 Metodología

Estudio Reológico.

Obtención de la muestra de crudo.

Como punto de partida para el estudio reológico del crudo bombeado se realizó una visita a la estación PS4-Páramo ubicada en la comunidad de Papallacta, para realizar la toma de muestra (figura 30) correspondiente para el ensayo, esta muestra fue obtenida de una de las válvulas conectada a la tubería principal. La muestra fue entregada por el personal operativo en un envase hermético sellado de volumen de un litro tal como se muestra en la figura a continuación. El crudo tomado como muestra tenía grado API 17, y una viscosidad de 1000 cst a una temperatura de 39°C.

Figura 30

Muestra de crudo Napo



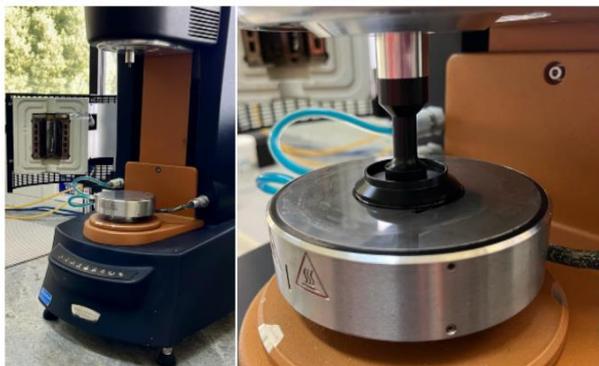
Realización de los ensayos.

El análisis fluido dinámico comienza con el ensayo reológico de la muestra tomada en la estación PS4-Páramo de OCP. La muestra, extraída en la estación PS-4 Páramo contenía crudo Napo. La muestra se llevó al laboratorio de Mecánica de Fluidos, de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Donde se solicitó el uso del Reómetro Discovery H30 con una Placa Peltier como sistema de calentamiento de la muestra, y el accesorio de placa plana de D=40mm como se muestra en la figura

31. Se utilizaron materiales como: alcohol, palos de helado, papel de cocina, franelas y guantes para manipular la muestra y limpiar la placa Peltier antes del inicio de cada ensayo.

Figura 31

Fotografías del Reómetro



Nota. Se utilizó el plato Peltier y accesorio de placa plana D=40 mm.

Dentro del laboratorio se realizaron dos tipos de ensayos para poder caracterizar el crudo entregado como muestra por OCP. El primero denominado rampa de calentamiento, y el segundo ensayo denominado barrido de. Por último, se realizó el cálculo de la densidad el crudo para poder determinar el grado API experimental del crudo en estudio, para comparar este valor con el estimado por OCP. Para la realización de los dos ensayos en el Reómetro Discovery H30 se llevó a cabo el siguiente procedimiento experimental:

- Calibración de la máquina, inercia del spindle.
- Calibración inercia de la geometría 40mm parallel plate Peltier 111900.
- Calibración de la compensación del GAP debido a la temperatura.
- Encerado del gap.
- Colocación de la muestra.
- Verificar cantidad y distribución.
- Correr el ensayo
- Verificación de resultados
- Limpieza de la geometría

Este proceso se repitió 3 veces por cada ensayo para garantizar la repetibilidad de los resultados arrojados en los ensayos.

Figura 32

Realización de los ensayos



Ensayo rampa de temperatura.

El ensayo de rampa de temperatura se basa en el calentamiento del crudo en un rango de temperaturas determinado, para encontrar la viscosidad correspondiente para el fluido a cada temperatura dada. Para el presente estudio el rango de temperaturas de calentamiento estuvo definido entre [20-50] °C que va desde la temperatura ambiente, hasta la temperatura máxima de calentamiento que se ha registrado en el funcionamiento del oleoducto para las estaciones de PS1 y PS2. La configuración del estudio para el presente ensayo vino dada por los parámetros presentados en la tabla 11 a continuación:

Tabla 11

Parámetros configurados para el ensayo de rampa de temperatura.

| Variable | | Unidad |
|---|----------|-----------------|
| Grado API crudo Napo | 17 | - |
| Temperatura inicial | 20 (68) | °C (°F) |
| Temperatura final | 55 (130) | °C (°F) |
| Tasa de calentamiento | 5 (41) | °C/min (°F/min) |
| Tasa de corte. | 12 | s^{-1} |
| Intervalo de muestreo | 10 | s/dato |
| Diámetro del accesorio (placa placa) | 40 | mm |

Ensayo de flujo estacionario.

El ensayo reológico de flujo estacionario se basa en la variación de la tasa de corte a la que se ve sometido el fluido, arrojando como resultado los valores de viscosidad cinemática y esfuerzo cortante. El rango de variación para la tasa de corte en este estudio fue tomado de acuerdo con lo indicado por (Beloglazov, Morenov, Leusheva, & Gudmestad, 2021), este intervalo y los otros parámetros de configuración para el estudio son detallados en la tabla 12 a continuación.

Tabla 12

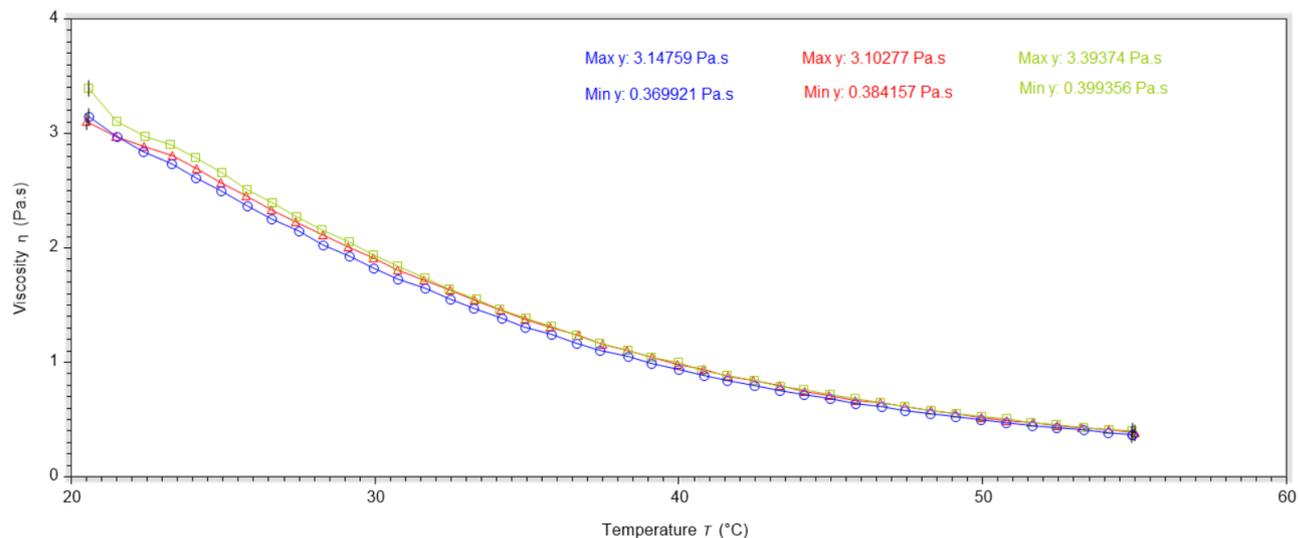
Parámetros para el ensayo de rampa de temperatura.

| Variable | | Unidad |
|---|----------|----------|
| Grado API crudo Napo | 17 | - |
| Temperatura del ensayo | 55 (130) | °C (°F) |
| Tasa de corte. | [0-30] | s^{-1} |
| Duración del ensayo. | 560 | s |
| Diámetro del accesorio (placa placa) | 40 | mm |

Curva de viscosidad absoluta vs temperatura.

Figura 33

Curva de Viscosidad Absoluta (Pa.S) vs Temperatura (°C)



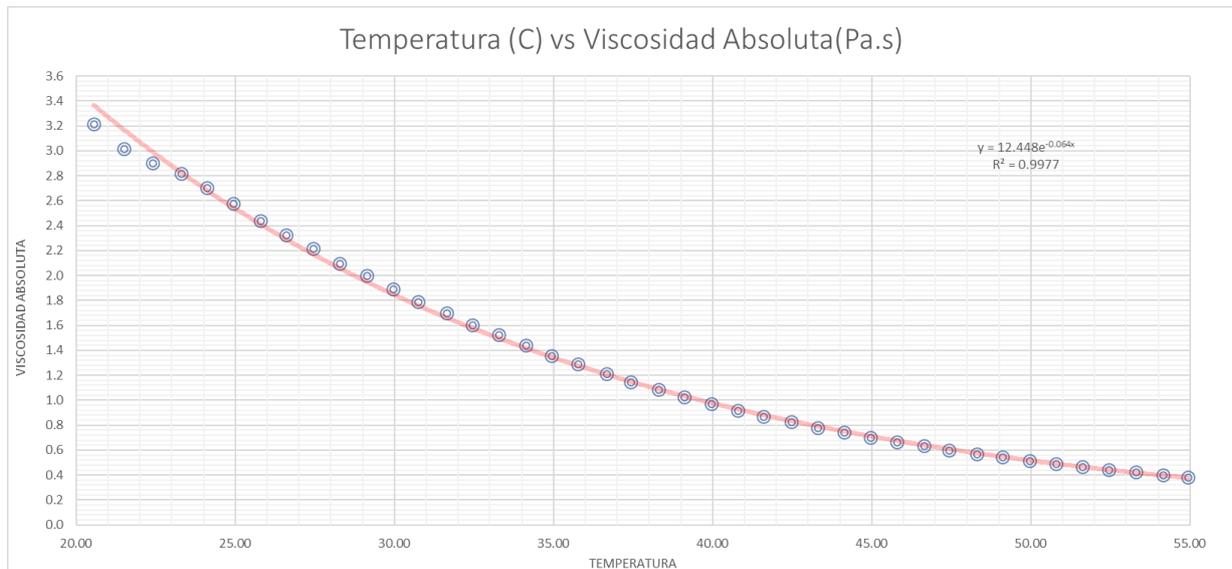
Nota. Curvas resultantes de los ensayos realizados de rampa de temperatura realizados.

La figura 33 presenta los resultados arrojados por el reómetro Discovery H30, en esta se puede apreciar la convergencia de los resultados, obteniendo una variación máxima del 7,25%, y una mínima del 3,05%, lo que en promedio nos da una variación en los datos del 5,15%. A la vez los resultados nos arrojan que dentro de un rango de [20-50] °C, la viscosidad absoluta máxima obtenida es de 3,14759 Pa.s, y la mínima es de 0,381457 Pa.s.

La figura 34 muestra una curva obtenida de los ensayos en la cual se puede apreciar una relación exponencial de creciente de la viscosidad en función de la temperatura con un modelo de regresión definido por la ecuación $y = 12,448e^{-0.064x}$, con un coeficiente de determinación $R^2 = 0,997$, lo que determina que la curva se ajusta a los datos obtenidos como resultados de los ensayos.

Figura 34

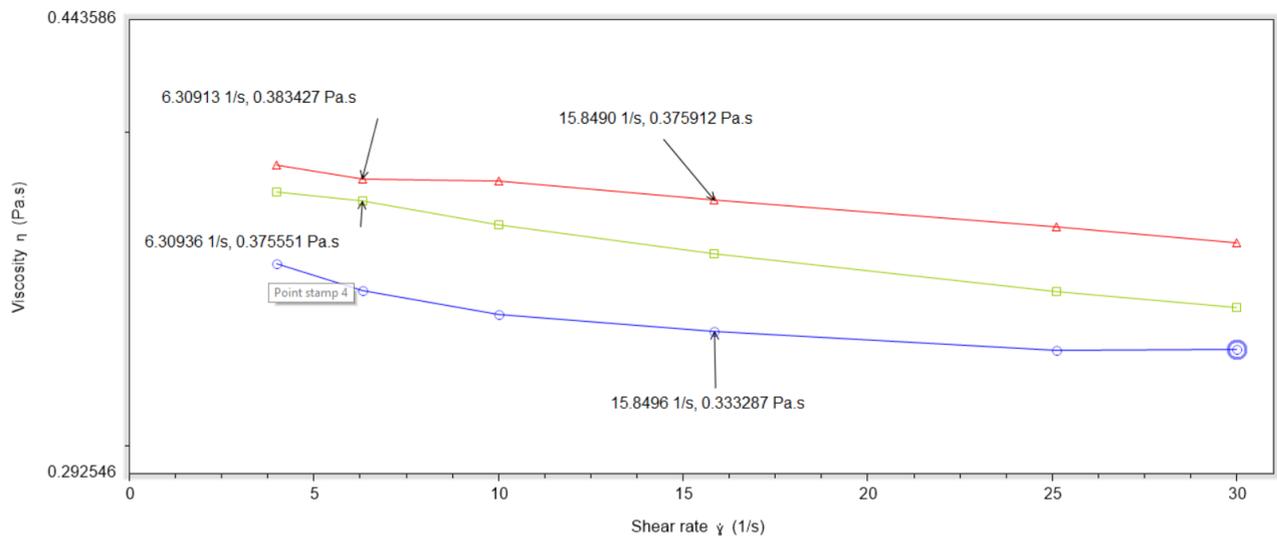
Curva promedio de Viscosidad absoluta vs. Temperatura



Curvas de viscosidad vs tasa de corte.

Figura 35

Curva de Viscosidad Absoluta (Pa.S) vs Tasa de corte (1/s)



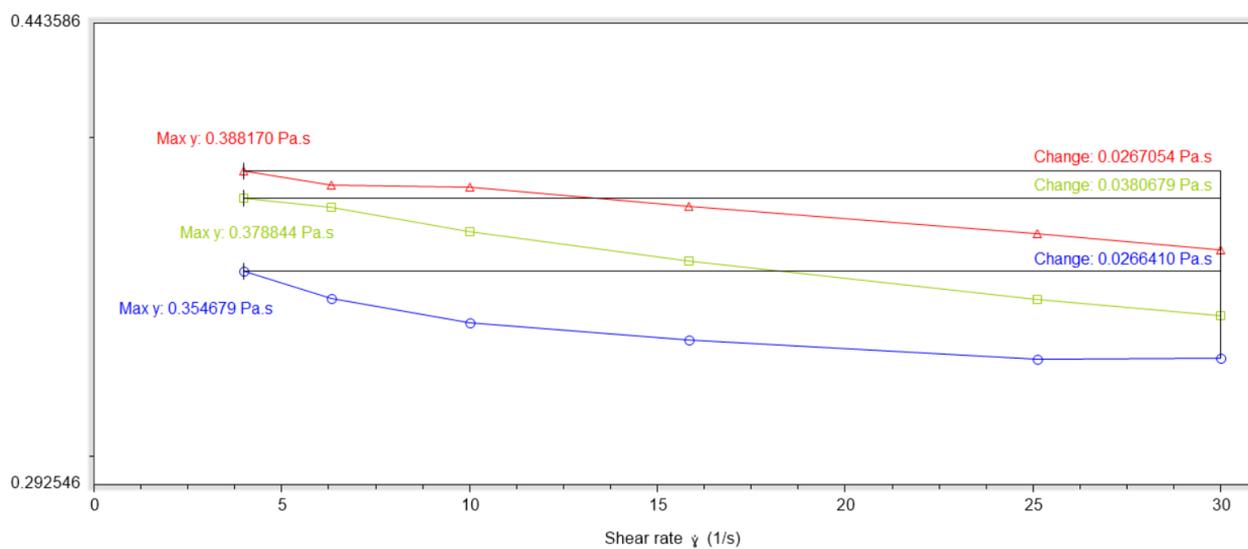
Nota. Repetibilidad de ensayos de viscosidad vs. tasa de corte realizados.

La figura 35 nos muestra los resultados arrojados por los tres ensayos realizados, en esta se puede apreciar que la repetibilidad de los datos no es evidente por la no convergencia de las curvas, esto puede darse debido a la evaporación del fluido durante la realización del estudio. Sin embargo,

la variación mínima en los valores es del 2,06%, y la máxima es del 1,45%, lo que da como promedio una variación del 6,76%.

Figura 36

Curva de Viscosidad Absoluta (Pa.S) vs Temperatura (°C)



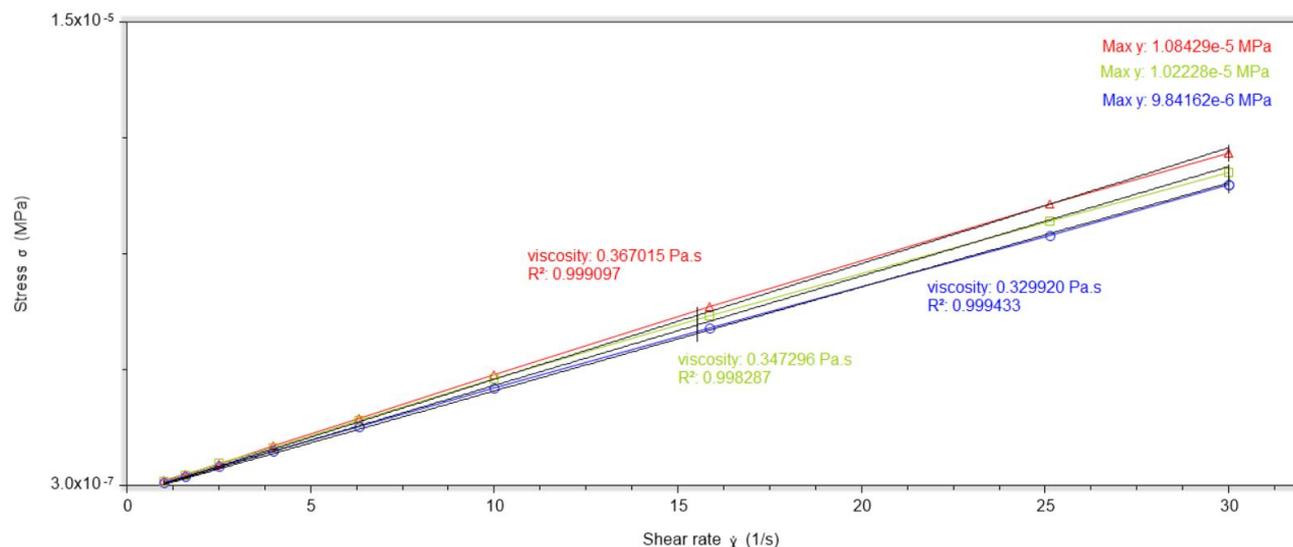
Nota. Máxima variación en la viscosidad absoluta.

La figura 36 analiza la variación máxima de la viscosidad absoluta de un crudo grado API 17 a 55 °C en los resultados arrojados, arrojando valores de: 0,0267054 Pa.s, 0,0380679 Pa.s, y 0,0266410 Pa.s. Expresado en términos de porcentaje estas variaciones corresponden al: 6,80%, 10,11%, 7.51%. La variación promedio obtenida es de 8.14%, al tener una variación promedio menor al 10% podemos afirmar que el crudo a estas condiciones se comporta como un fluido Newtoniano, para comprobar esta hipótesis es necesario corroborar su comportamiento en función de la curva de esfuerzo cortante vs tasa de corte.

Curvas de esfuerzo cortante vs tasa de corte.

Figura 37

Curva de Esfuerzo cortante (MPa) vs Tasa de corte (1/s)



La figura 37 analiza los resultados arrojados para la curva de esfuerzo cortante vs deformación. La variación máxima de los valores es del 9.23%, mientras que la variación mínima es del 3.27%, lo que nos arroja una variación promedio del 6.25%. Los resultados además comprueban de manera definitiva que el crudo API grado 17 a 55 °C se comporta como un fluido netamente newtoniano, debido a que se rige por la ley de Newton para fluidos que dicta, que todo fluido newtoniano tendrá una tendencia directamente proporcional entre el esfuerzo cortante y la tasa de corte, con una pendiente equivalente a la viscosidad a la temperatura del fluido. Además, el coeficiente de determinación promedio obtenido es de 0.999 lo que apunta a un ajuste casi perfecto de la ley de Newton, con una viscosidad absoluta promedio como pendiente de 0.348 Pa.s. Si analizamos esta viscosidad en función de la que se debería obtener con el modelo matemático arrojado por el ensayo de rampa de temperatura (referirse a la figura 34) equivalente a 0.368 Pa.s, obtenemos un error del 3.84% entre las viscosidades arrojadas por los dos ensayos.

Análisis del funcionamiento del sistema de bombeo.

Recolección datos en campo.

Como punto de partida para determinar el estado de la operación actual del oleoducto se llevaron a cabo tres visitas estación para tomar datos de los parámetros de operación de las estaciones. Estas visitas se realizaron en orden ascendente de las estaciones de bombeo del oleoducto, empezando desde la estación PS1-Amazonas, hasta la estación PS3-Sardinas. Las visitas se realizaron con el propósito de evidenciar el fenómeno de Surging en los turbocompresores, presenciando los efectos que se dan sobre el sistema de bombeo. El método con el cual se realizó toma de datos se dividió en dos actividades principales, las cuales son:

- Toma de datos en sitio.
- Registro de datos en el cuarto de operaciones de la estación.

Toma de datos en sitio. La toma de datos en sitio se realizó con el propósito de registrar las velocidades de flujo de aire de entrada al turbo compresor con las temperaturas de entrada correspondientes, variables fundamentales para el presente estudio. Para la recolección de los valores de estos parámetros se utilizaron dos equipos de medición, el primero un anemómetro digital (figura 38), y el segundo un pirómetro digital (figura 39), las especificaciones de estos equipos se presentan en las tablas a continuación.

Tabla 13

Características del anemómetro digital

| Parámetro. | Rango | Unidades |
|-----------------------------|---------|----------|
| Marca | AIOMEST | - |
| Velocidad de flujo de aire. | 0-45 | [m/s] |
| Rango de toma de datos. | 600 | - |
| Tiempo mínimo de muestreo. | 1 | [s] |
| Tiempo máximo de muestreo. | 60 | [s] |

Figura 38

Fotografía del anemómetro durante una prueba de operación

**Tabla 14**

Características del pirómetro digital

| Parámetro. | Rango | Unidades |
|------------------------|-------------------------|----------|
| Marca | BTMETER | - |
| Temperatura. | [-50:1360] ([-58:2480]) | °C (°F) |
| Distancia de medición. | 750 | [mm] |
| Rango de emisividad | 0.1-1 | - |

Figura 39

Fotografía del pirómetro



Nota. Utilizado para medir la temperatura de superficies externas del turbocompresor.

El registro de los de datos se realizó en la toma de aire de entrada de succión de los turbocompresores. Debido a que el anemómetro con el que se tomaron los valores de velocidad de

aire brindaba la facilidad de contar con un accesorio desmontable (ventilador), este pudo ubicarse al interior de la carcasa de la toma de aire después de los filtros como se muestra en la figura 40, la decisión de colocar este elemento en esa ubicación se la realizó en función de eliminar variaciones en los datos tomados del flujo de aire que se podrían haber presentado debido a anomalías en el filtro.

Figura 40

Fotografías de la colocación del medidor de velocidad



Nota. Colocación del ventilador a la entrada de aire a los turbocompresores.

Una vez colocado el accesorio de medición, se procedió a ubicar el resto del equipo por fuera de la carcasa de la toma de aire, asegurándolo para evitar su caída a causa de la vibración generada por el equipo de bombeo, y resguardándolo de la lluvia. El equipo de medición completamente instalado se puede apreciar en la figura 41 a continuación, a la par la configuración del equipo para el registro de las velocidades de flujo de aire a la entrada del turbocompresor se detalla en la tabla 15.

Figura 41

Anemómetro digital colocado para la adquisición de datos



Tabla 15

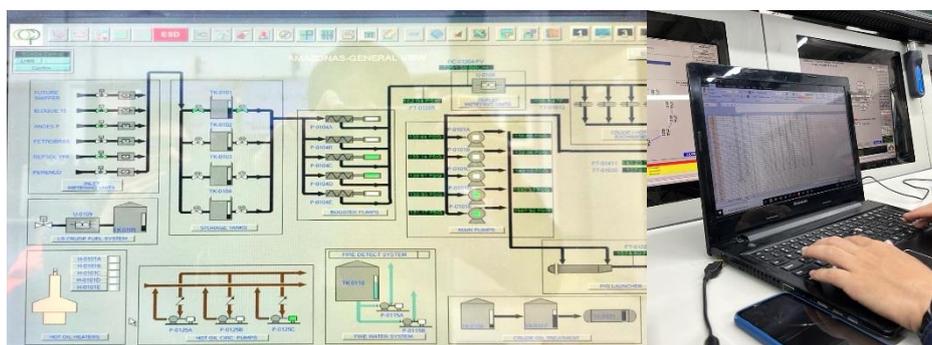
Tiempo de duración y número de datos tomados en campo.

| Parámetro. | Rango | Unidades |
|--|-------|--------------------|
| Días de toma de datos. | 6 | - |
| Horas de duración de la toma de datos. | 6 | [h/día] |
| Intervalo de registro de datos del equipo. | 60 | [s ⁻¹] |
| Datos tomados por día. | 360 | - |

Registro de datos en el cuarto de control. La toma de datos se realizó desde el cuarto de control de las estaciones de bombeo, mostrado en la figura 42. Se registró los parámetros de operación del motor Wärtsilä 12V32LN, y de la bomba Sulzer MSD 6STG, arrojados por el sistema SCADA de manera manual en un intervalo de registro igual al configurado para el equipo ubicado en la toma de aire de carga del turbocompresor ABB VTR 354.

Figura 42

Fotografía del proceso de registro de datos desde el cuarto de control



Operación promedio para las estaciones de bombeo.

Los datos obtenidos con las mediciones realizadas en campo sirvieron para generar un registro de operación actual de las estaciones de bombeo del oleoducto. Las tablas 16, 17, 18 presentadas a continuación, resumen este registro presentando los valores promedio de los parámetros de funcionamiento.

Tabla 16*Operación Promedio PS1-Amazonas.*

| Parámetro de operación. | Valor | Unidades |
|--|--------------|----------|
| Velocidad angular bomba. | 3846 | [rpm] |
| Velocidad angular motor. | 679 | [rpm] |
| Velocidad angular turbo. | 21875 | [rpm] |
| Velocidad de entrada de aire de carga. | 2.6 | [m/s] |
| Presión de succión del crudo. | 8.9 | [bar] |
| Presión de descarga del crudo. | 110.1 | [bar] |
| Presión de entrada aire de carga. | 1.06 | [bar] |
| Presión de descarga aire de carga. | 1.6 | [bar] |
| Temperatura de entrada de crudo. | 39.8 (103.6) | °C (°F) |
| Temperatura de descarga de crudo | 45.9(114.6) | °C (°F) |
| Temperatura de entrada de aire de carga. | 23.9(75.02) | °C (°F) |
| Temperatura de salida de aire de carga. | 90(194) | °C (°F) |

Tabla 17*Operación Promedio PS2-Cayagama.*

| Parámetro de operación. | Valor | Unidades |
|--|---------------|----------|
| Velocidad angular bomba. | 3817 | [rpm] |
| Velocidad angular motor. | 674 | [rpm] |
| Velocidad angular turbo. | 22445 | [rpm] |
| Velocidad de entrada de aire de carga. | 3.3 | [m/s] |
| Presión de succión crudo. | 20 | [bar] |
| Presión de descarga del crudo. | 114.8 | [bar] |
| Presión de entrada aire de carga. | 1.01 | [bar] |
| Presión de descarga aire de carga. | 1.78 | [bar] |
| Temperatura de entrada de crudo. | 39.4(103) | °C (°F) |
| Temperatura de descarga de crudo | 44.76(112.57) | °C (°F) |
| Temperatura de entrada de aire de carga. | 23.5(74.3) | °C (°F) |
| Temperatura de salida de aire de carga. | 90(194) | °C (°F) |

Tabla 18*Operación Promedio PS-3 Sardinias*

| Parámetro de operación. | Valor | Unidades |
|--|---------------|----------|
| Velocidad angular bomba. | 3979 | rpm |
| Velocidad angular motor. | 703 | rpm |
| Velocidad angular turbo. | 24556 | rpm |
| Velocidad de entrada de aire de carga. | 1.8 | [m/s] |
| Presión de succión crudo. | 8.87 | [bar] |
| Presión de descarga del crudo. | 110.12 | [bar] |
| Presión de entrada aire de carga. | 1.014 | [bar] |
| Presión de descarga aire de carga. | 1.92 | [bar] |
| Temperatura de entrada de crudo. | 43.38(110.08) | °C (°F) |
| Temperatura de descarga de crudo | 49.58(121.24) | °C (°F) |
| Temperatura de entrada de aire de carga. | 20(68) | °C (°F) |
| Temperatura de salida de aire de carga. | 90(194) | °C (°F) |

Con base en la tendencia de comportamiento de los distintos parámetros medidos, y la observación en sitio del proceso de bombeo de las estaciones, se pudo identificar lo siguiente:

- Las velocidades angulares de los turbos para las estaciones PS1-Amazonas y PS2-Cayagama, son menores con relación a las velocidades en PS3-Sardinias.
- Las temperaturas de entrada del crudo a las bombas para las estaciones PS1-Amazonas y PS2-Cayagama, son menores con relación a las temperaturas en PS3-Sardinias.
- La relación de compresión para el aire de carga que ingresa a las cámaras de combustión del motor Wärtsilä 12V32LN para las estaciones PS1-Amazonas y PS2-Cayagama, es menor con relación a la relación de compresión en PS3-Sardinias.

Generación del modelo computacional de los impulsores de la bomba.

En la bodega de la estación PS1-Amazonas del oleoducto se encuentra almacenado, por motivo de mantenimiento, el eje con los impulsores ensamblados correspondientes a la Bomba SULZER MSD 6STG. En una de las visitas realizadas a la estación se logró dimensionar los impulsores correspondientes a cada una de las seis etapas de la bomba, al momento de realizar el dimensionamiento se logró identificar tres configuraciones dimensionales diferentes para los impulsores, la primera para el impulsor correspondiente a la succión de la bomba, la segunda para los

impulsores de las etapas intermedias, y la última para la etapa de descarga. La diferencia sustancial en las configuraciones radica en el diámetro y ancho de cada impulsor, las tabla a continuación detallan esto de manera resumida.

Tabla 19

Variables dimensionales de los impulsores de la bomba

| Variable dimensional | Impulsor entrada | Impulsor intermedio | Impulsor descarga | Unidades |
|-----------------------------------|------------------|---------------------|-------------------|----------|
| Diámetro externo del impulsor. | 293 | 296 | 300 | mm (in) |
| Diámetro de succión del impulsor. | 230.8 | 222.8 | 227.6 | mm (in) |
| Diámetro del eje de la bomba. | 89.44 | 89.44 | 89.44 | mm (in) |
| Ancho del impulsor. | 38 | 32 | 25 | mm (in) |
| Número de palas del impulsor. | 7 | 5 | 7 | - |

Las distintas configuraciones dimensionales de los impulsores, y los parámetros de bombeo de las estaciones. Sirvieron como puntos de partida para la generación del modelo CAD 3D, tal y como se muestra en las figuras a continuación (43 y 44). El modelo computacional generado se muestra en la figura 45.

Figura 43

Configuración de los parámetros generales de bombeo

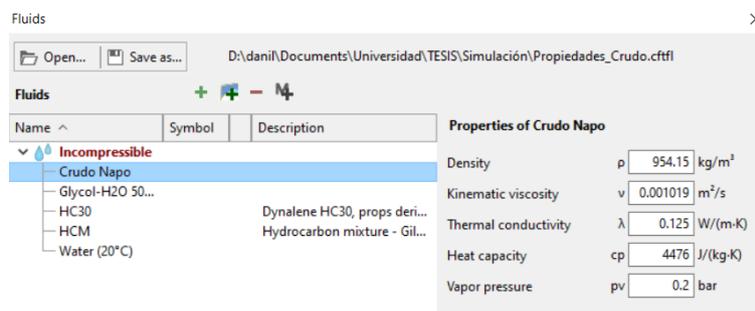


Figura 44

Configuración de los parámetros dimensionales de los impulsores

Global setup

Design point ⓘ

Flow rate Q 516.85 m³/h

Total pressure difference Δp_t 17 bar

Revolutions n 3849 /min

* can be adapted for each impeller separately

Fluid

Name Crudo Sacha

Inlet conditions

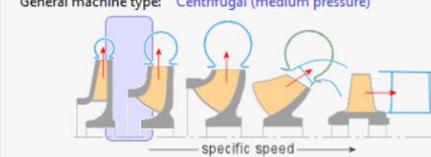
Pressure (total) p_t 8.77 bar

Temperature T 39.8 °C

Optional

Values Cordier

General machine type: Centrifugal (medium pressure)

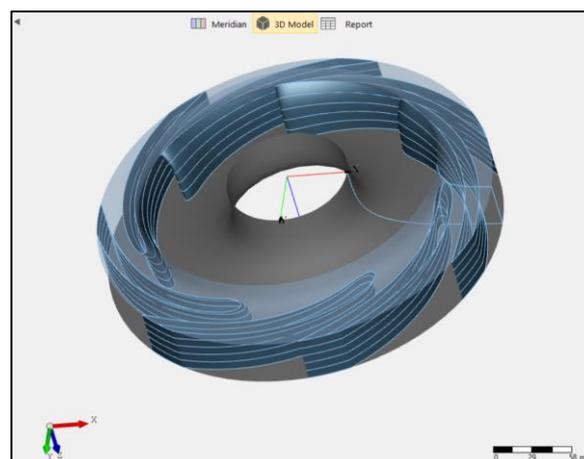


specific speed

| | | |
|---------------------|----|---------------------------------------|
| Specific speed (EU) | nq | 29 |
| Specific work | Y | 1781.7 m ² /s ² |
| Power output | PQ | 244.1 kW |
| Mass flow | m | 136.99 kg/s |
| Head | H | 181.68 m |

Figura 45

Modelo CAD 3D del impulsor



Comprobación de las inestabilidades fluido dinámicas

Una de las hipótesis para que se dé el fenómeno de surging dentro de los turbocompresores es la presencia de inestabilidades fluido dinámicas en la bomba, que se originan en función de la viscosidad del crudo bombeado, la misma que depende de la temperatura a la que se encuentra el fluido. Esta suposición también apunta a que mientras menos viscoso sea un fluido que se comporta como Newtoniano, va a tener mayor probabilidad de presentar Jet-Wake en los impulsores, debido al bajo porcentaje de carga al que se somete la bomba.

El presente estudio se apoyó de un software computacional CAE, con el cual se buscó simular el paso del crudo por cada uno de los impulsores, para determinar si bajo las condiciones de bombeo actuales la estación PS1-Amazonas presenta inestabilidades fluido dinámicas (Jet-Wake) que generan el fenómeno de Surging en los turbocompresores, y contrastarlo con la operación simulada de la estación PS4-Páramo la cual no presenta esta eventualidad en su funcionamiento. La configuración de la simulación se detalla en las tablas a continuación.

Tabla 20

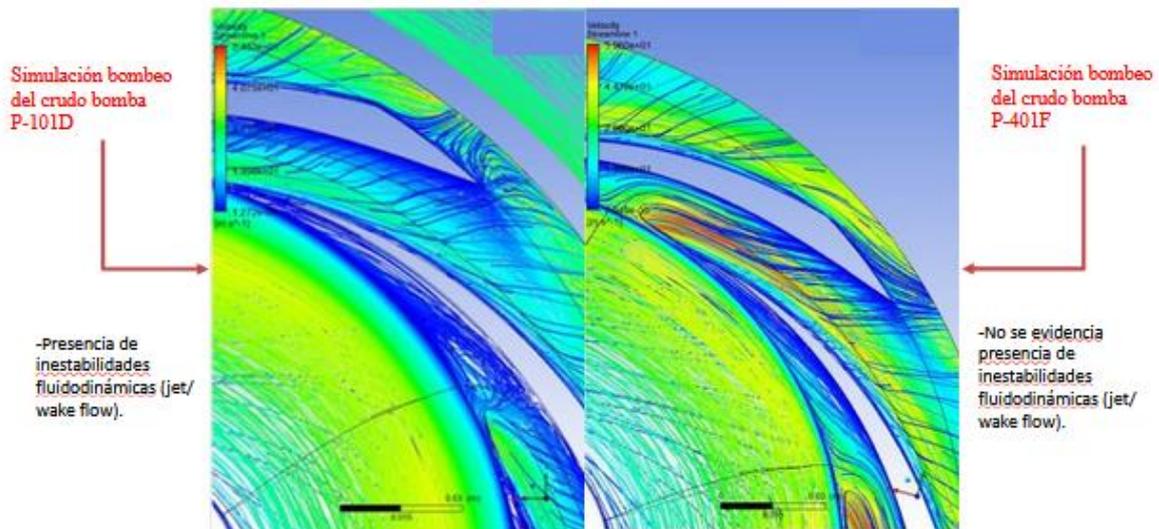
Parámetro de operación en las estaciones PS-1 y PS-2

| Parámetro de operación. | PS-1 Amazonas | PS-4 Páramo | Unidades |
|--------------------------------------|------------------|----------------|----------|
| Velocidad angular impulsor. | 3846 | 3848 | rpm |
| Presión de carga crudo. | 128.5 | 175 | psi |
| Presión de succión del impulsor. | 1596.86 | 1663 | psi |
| Diferencial de presión del impulsor. | 1468 | 1488 | psi |
| Temperatura de entrada de crudo. | 39.8(103.64) | 28.17 | °C (°F) |
| Viscosidad del crudo. | 1000 | 847.82 | [cst] |
| Flujo másico de crudo | 3000 | 3251 | [bbl/h] |

La figura 46 presentada a continuación detalla una comparación de los resultados obtenidos en la simulación. Para llegar a estos se utilizó un modelo de simulación CFD RANS, en específico el modelo k-omega, debido a la buena convergencia en los datos que posee, y la posibilidad de utilizar la función de paredes, que para el caso de la simulación del impulsor es adecuado. El impulsor de la derecha corresponde a la simulación de los parámetros de operación para la estación PS4-Páramo, y como se puede apreciar no hay presencia de inestabilidades a la descarga del fluido, mientras que ocurre todo lo contrario con el impulsor de la bomba en PS1-Amazonas, aquí si se pueden apreciar las inestabilidades, además que las velocidades de descarga son menores en comparación.

Figura 46

Inestabilidades fluido dinámicas en los impulsores de la bomba centrífuga

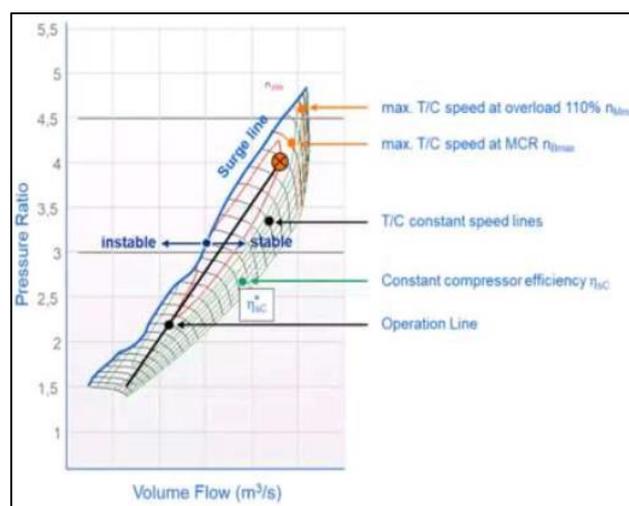


Definición de los puntos de operación de los turbocompresores ABB VTR 354.

Determinar el estado de operación de los turbocompresores bajo los parámetros de funcionamiento actuales, es uno de los puntos clave de análisis para el presente estudio. Según el manual del fabricante (Ltd, ABB Turbo Systems, 2000), los turbos están diseñados para funcionar bajo determinadas condiciones de trabajo.

Figura 47

Zonas de operación del turbo en la curva de eficiencia



Nota. Tomado del documento “Surging en los Turbocargadores de los Motores Warsila” provisto por la empresa OCP.

La figura 47 nos muestra la zona en la que se debe ubicar un equipo que trabaja en condiciones de operación óptimas, a la par señala la ubicación del punto de operación del turbo sobre el cual empieza a trabajar bajo condiciones de Surging, el manejo de esta curva se basa en la intersección de tres parámetros de funcionamiento del turbo corregidos por un factor del fabricante, tal y como se muestra en la tabla a continuación.

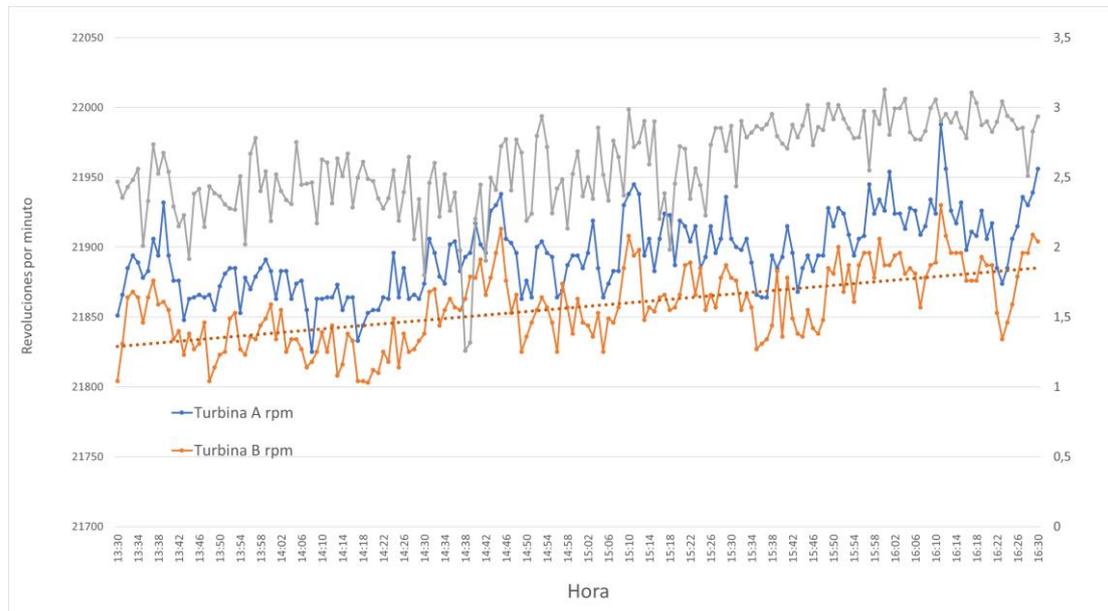
Tabla 21

Parámetros para determinar el punto de operación del turbocompresor

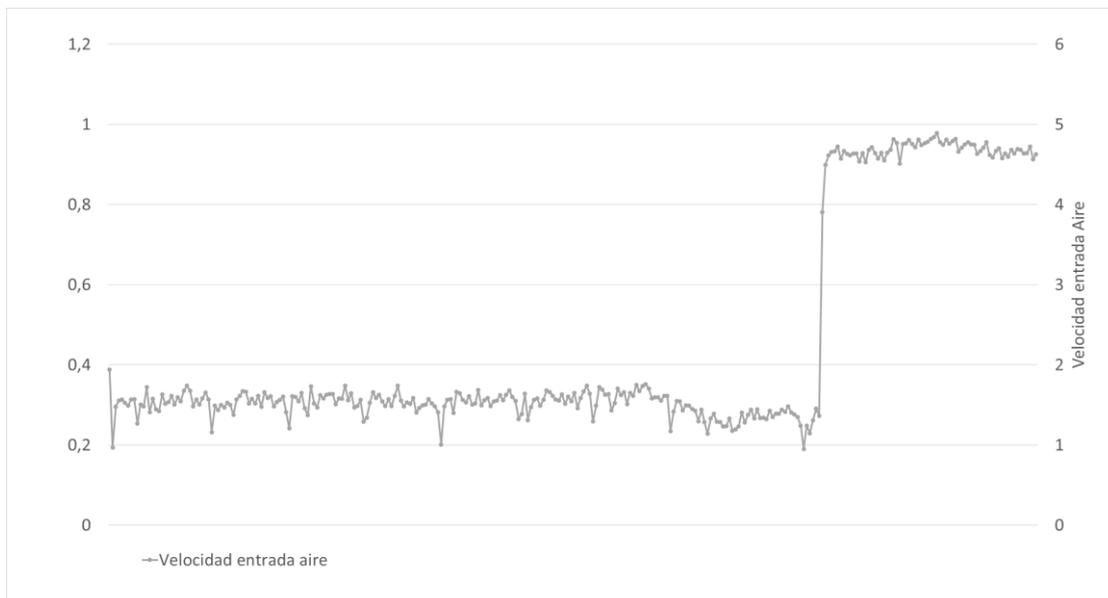
| Parámetro de operación. | Denominación en la curva. | Factor de corrección. | Unidades |
|---------------------------------------|---------------------------|---|---|
| Flujo volumétrico de entrada de aire. | V_{298} | $V_{298} = V \sqrt{\frac{298}{T_1}}$ | T_1 [K] $V \left[\frac{m^3}{s} \right]$ |
| Velocidad angular del turbo. | n_{298} | $n_{298} = n \sqrt{\frac{298}{T_1}}$ | T_1 [K] n [rps] |
| Relación presiones de entrada. | $\frac{P_2}{P_1}$ | $\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{carga} + P_{atm} + P_{loss}}{P_{atm} - P_{loss}}$ | P [atm] |

Punto de operación PS1-Amazonas.

Encontrar el punto de operación en el que se encuentra funcionando el turbo en la estación PS1-Amazonas, es una parte vital del presente estudio. Se parte de la recolección de datos, específicamente de la variación de rpm de los turbocompresores en el tiempo. Tal como se muestra en las figuras 48 y 49.

Figura 48*Datos recogidos del comportamiento del turbo*

Nota. Variación de las rpm de turbocompresores A y B durante 3 horas.

Figura 49*Datos de la velocidad de entrada del aire*

Nota. Anomalía encontrada. Aumento súbito de la velocidad de entrada del aire.

En función de los valores de la tabla Nro. 19 aplicados a las ecuaciones presentadas en la tabla Nro. 21, se lograron encontrar los valores con los cuales se ingresa a las curvas de eficiencia de los turbos. El punto de operación encontrado, se encuentran a continuación, en la tabla 22 y figura 50.

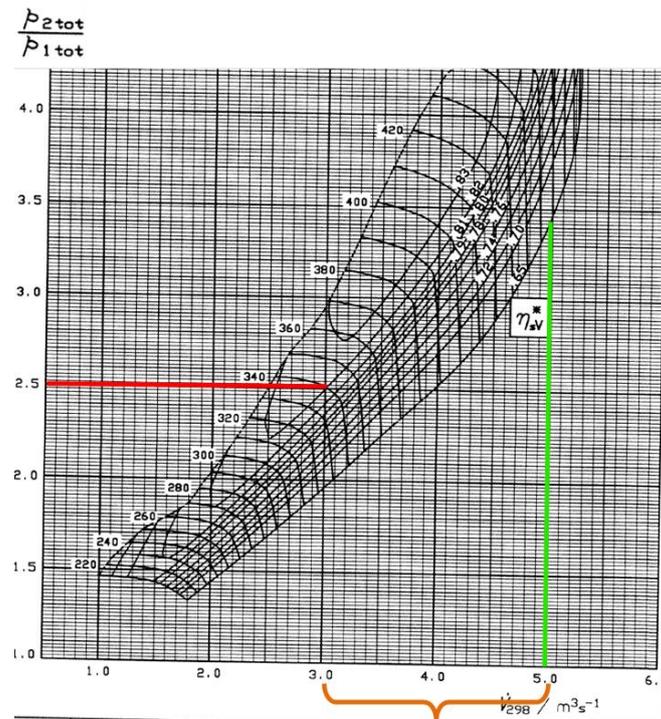
Tabla 22

Resultados para el punto de operación del compresor en la estación PS-1

| Parámetro de la curva. | Valor obtenido. | Unidades |
|------------------------|-----------------|--------------------------------|
| V_{298} | 5.1 | $\left[\frac{m^3}{s} \right]$ |
| n_{298} | 330 | [rps] |
| $\frac{P_2}{P_1}$ | 2.54 | — |

Figura 50

Punto de Operación del turbo, estación PS-1 Amazonas



Nota. La llave en naranja representa el flujo másico en exceso.

Como se aprecia en la figura, la línea de color verde señala el flujo volumétrico actual que ingresa a los turbocompresores, y las líneas en rojo indican el comportamiento óptimo que deberían tener estos equipos. El manual de los turbos ABB VTR 354 indica que “no todo el aire que succiona el turbo ingresa a la cámara de combustión” (Ltd, ABB Turbo Systems, 2000), razón por la cual se puede identificar al exceso en el flujo que genera la sobrecarga. En función de la diferencia del flujo volumétrico de las dos franjas y la densidad del aire a la temperatura ambiente registrada, se calculó que el flujo másico en exceso que ingreso fue de 2,55 kg/s, concluyendo de esta manera que el turbo para la estación de PS1-Amazonas está sobredimensionado. Si bien la figura indica esta anomalía, no es suficiente para encontrar el punto de operación en el que se encuentran, para lograr esto es necesario realizar una corrección a los valores calculados.

Corrección por derating para PS1-Amazonas. Se define como derating al fenómeno por el cual la eficiencia de un equipo, que funciona con base en parámetros ambientales, disminuye a causa de la variación en la altura, humedad, o temperatura en la que se encuentra operando. Para el caso de PS1-Amazonas, este fenómeno se da por condiciones de altura. Con base en las ecuaciones presentadas por (Cahyono, Zuhdi, Istiqomah, & Semin, 2019), se calculará la eficiencia real del turbo, factor por el cual se debe multiplicar al parámetro V_{298} de la tabla Nro. 23, de manera que se pueda obtener de manera real el punto de operación de los turbos. A continuación, se detalla el cálculo realizado.

Tabla 23

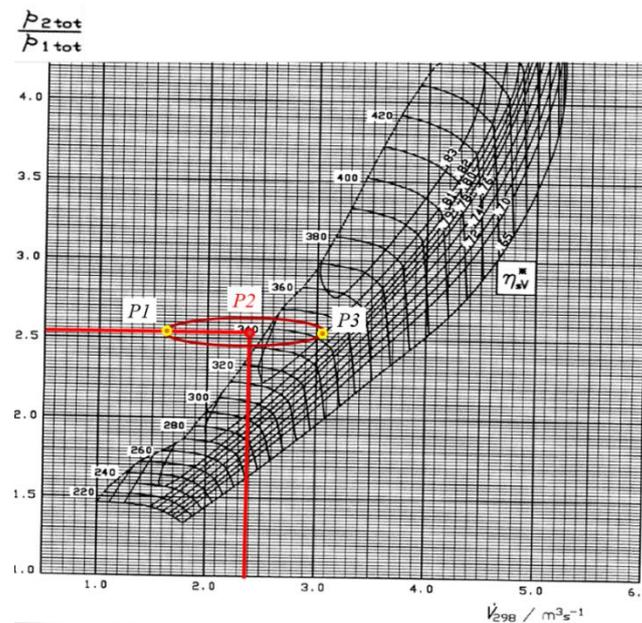
Parámetros corrección rpm turbo.

| Cálculo de la eficiencia del turbocompresor. | | | |
|--|--------------------------------------|--|-----|
| | | $n_c = \frac{\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_{out}}{T_{in}} - 1}$ | |
| n_c | Eficiencia del turbo | 0.47 | — |
| π_c | Relación de compresión | 2.54 | — |
| T_{in} | Temperatura de entrada aire de carga | 296.9 | [K] |
| T_{out} | Temperatura de salida aire de carga. | 363.3 | [K] |
| k | Relación de calores específicos | 1.325 | — |

El punto de operación corregido para PS1-Amazonas se detalla a continuación.

Figura 51

Punto de operación corregido para PS-1 Amazonas



Nota. P1: punto crítico en surging; P2: punto promedio muy cerca de la línea de surging; P3 punto de mayor estabilidad.

La figura 51 indica la presencia de tres puntos de operación encontrados durante la operación del turbocompresor en la toma de datos realizada en campo, y los contrasta con el punto de operación óptimo según la curva del fabricante de acuerdo con la relación de presiones que se obtuvo del registro de variables en sitio. La caracterización de estos puntos se explica a continuación.

- El punto P1 refleja la ocurrencia del fenómeno de surging durante el lavado de turbos del sistema de bombeo, como se muestra en la figura 51, el punto se desplaza de manera abrupta hacia la izquierda lo que demuestra una afectación considerable en el turbocompresor. Este fenómeno sucede durante este proceso debido que la limpieza de los turbos genera la disminución del turbo de forma brusca, generando sobrepresiones.
- El punto P2 refleja el punto de operación promedio del turbocompresor durante la toma de datos en sitio. Con esto podemos comprobar que los turbos en la estación de PS1-Amazonas con los parámetros de bombeo actuales, trabajan al borde de la línea de surging, motivo por el cual cualquier anomalía en el funcionamiento, podría desembocar en la afectación del elemento.
- El Punto P3 refleja el comportamiento más cercano al punto óptimo encontrado. Debido a condiciones climáticas favorables (disminución presión ambiental) durante el periodo de tiempo en el que se registró este dato, el punto de operación se desplazó hacia la derecha, pero el tiempo de duración en esa zona del turbo no fue mayor a 5 minutos.

Punto de operación PS3-Sardinas.

Para la estación PS3-Sardinas se realizó un proceso idéntico para identificar el punto de operación en el que se encuentran funcionando los turbocompresores. La diferencia en esta estación es que no es necesario realizar la corrección como para PS1-Amazonas. Los valores de ingreso a la curva se detallan a la par con el punto de operación ubicado en las curvas de eficiencia del fabricante a continuación.

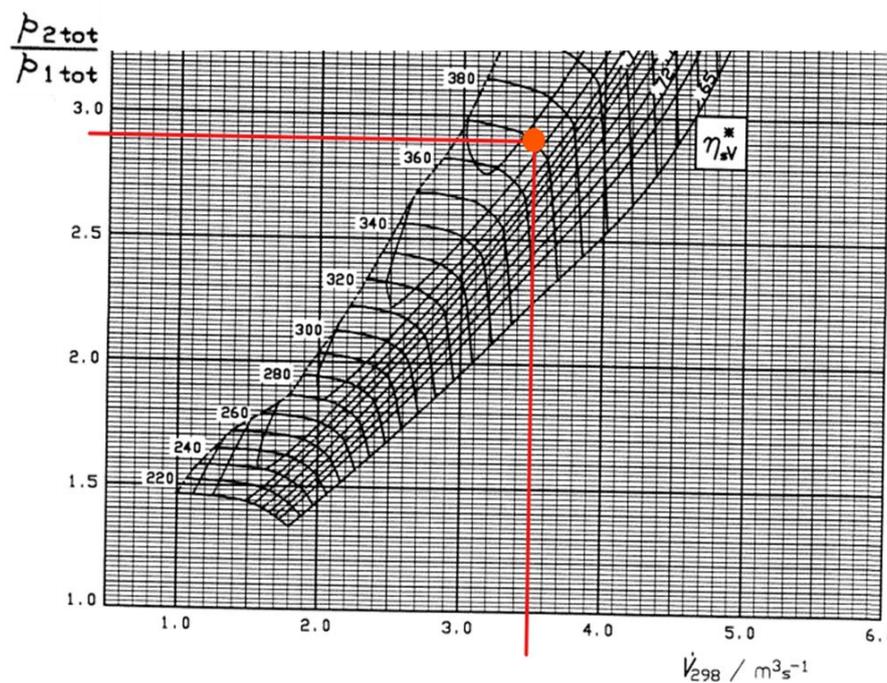
Tabla 24

Resultados para el punto de operación del compresor en la estación PS-1

| Parámetro de la curva. | Valor obtenido. | Unidades |
|------------------------|-----------------|------------------------------|
| V_{298} | 3.52 | $\left[\frac{m^3}{s}\right]$ |
| n_{298} | 370 | [rps] |
| $\frac{P_2}{P_1}$ | 2.90 | — |

Figura 52

Punto de operación para la estación PS-3 Sardinias



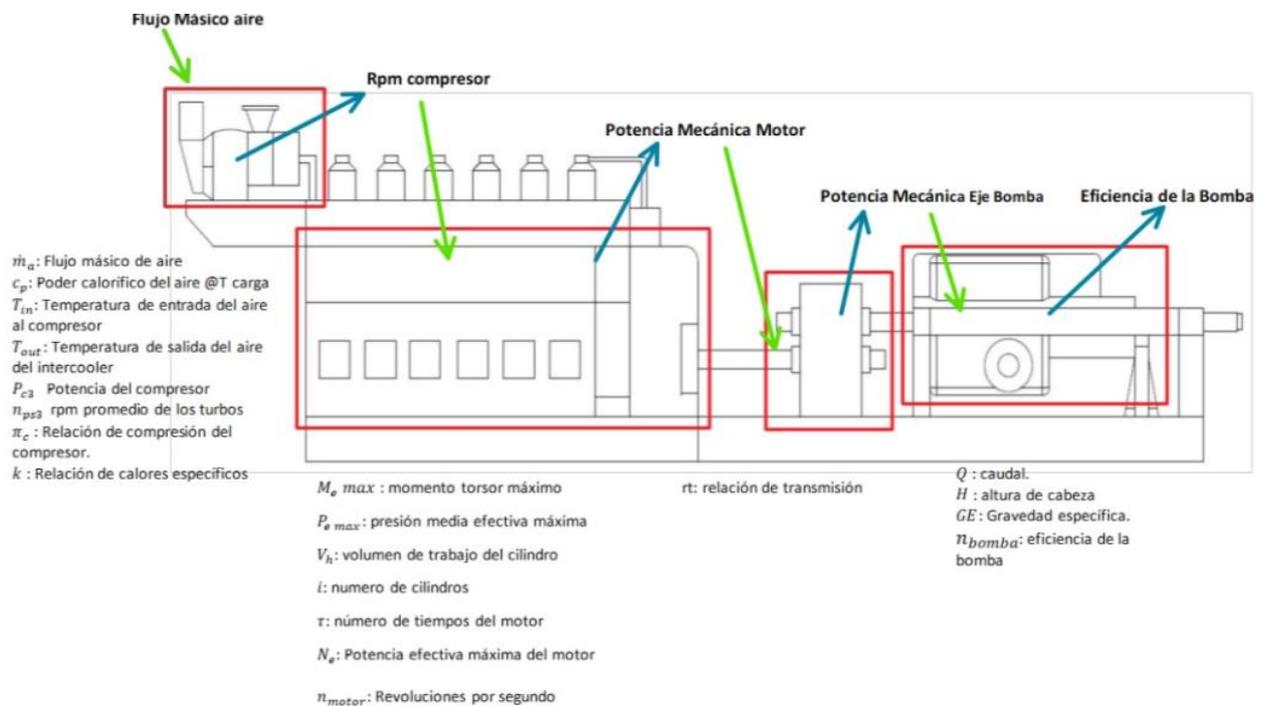
La figura 52 refleja el punto de operación para el turbo en la estación PS3-Sardinias del oleoducto bajo las condiciones de operación registradas, como se puede apreciar este elemento se encuentra trabajando en un punto óptimo dentro de la curva, a diferencia de la estación PS1-Amazona. Con esto podemos afirmar que el turbo del sistema de bombeo para la estación PS3-Sardinias funciona de manera adecuada.

Determinación del rango de calentamiento.

Esquema del sistema de bombeo parametrizado.

Figura 53

Esquema de entradas y salidas del sistema de bombeo



El esquema presentado en la figura 53 refleja de qué manera se relacionan los parámetros de operación del sistema de bombeo entre sus componentes, las flechas de color azul representan las variables que serán tomadas como salidas, mientras que las de color verde son las entradas, para realizar el proceso de cálculo para determinar el rango de temperaturas de calentamiento del crudo

Rpm óptimos en PS1-Amazonas según las ecuaciones del turbo.

Como primer paso para obtener la temperatura a la que debería ingresar el crudo al sistema de bombeo, se debe encontrar el adecuado número de RPM sobre las cuales debe operar el turbocompresor, el proceso para encontrar este valor se detalla a continuación.

Determinación eficiencia turbocompresor PS3-Sardinas.

$$n_c = \frac{\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_{out}}{T_{in}} - 1}$$

Donde:

$\pi_c = 1.893$: Relación de compresión del compresor.

$k = 1.325$: Relación de calores específicos

$T_{in} = 293 [K]$: Temperatura de entrada del aire al compresor

$T_{out} = 363.3 [K]$: Temperatura de salida del aire del intercooler

$$n_{cPS3} = 70.63\%$$

Determinación de la potencia del turbocompresor PS3-Sardinas.

$$P_c = \frac{\dot{m}_a * c_p * T_{in} * \left(\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{n_c}$$

Donde:

$\dot{m}_a = 4.681 [kg/s]$: Flujo másico de aire

$c_p = 1.007 [kJ/kg^\circ K]$: Poder calorífico del aire @T carga

$T_{in} = 293 [K]$: Temperatura de entrada del aire al compresor

$T_{out} = 263.3 [K]$: Temperatura de salida del aire del intercooler

$$P_c = 331.388 kW$$

Determinación del torque del compresos PS3-Sardinas (óptimo).

$$\tau_{cPS3} = \frac{P_c}{2\pi * n}$$

Donde:

$P_c = 331.88 [kW]$: Potencia del compresor

$n_{compresor} = 24486 [rpm]$: Revoluciones por minuto

$$\tau_{cPS3} = 2.154 [Nm]$$

Determinación de la eficiencia del turbocompresor para PS1-Amazonas.

$$n_c = \frac{\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_{out}}{T_{in}} - 1}$$

Donde:

$\pi_c = 1.509$: Relación de compresión del compresor.

$k = 1.325$: Relación de calores específicos

$T_{in} = 296.9$ [K]: Temperatura de entrada del aire al compresor

$T_{out} = 363.3$ [K]: Temperatura de salida del aire del intercooler

$$n_{c \text{ PS1 real}} = 47.53\%$$

Cálculo eficiencia turbocompresor PS1-Amazonas corregida.

$$n_{c \text{ PS1 corregida}} = \frac{n_{c \text{ PS3}} * 100}{n_{c \text{ PS1 real}}}$$

$$n_{c \text{ PS1 corregida}} = 67.27\%$$

Determinación de la potencia del turbocompresor PS1-Amazonas.

$$P_c = \frac{\dot{m}_a * c_p * T_{in} * \left(\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{n_c}$$

Donde:

$\dot{m}_a = 6.62$ [kg/s]: Flujo másico de aire

$c_p = 1.007$ [kJ/kg°K]: Poder calorífico del aire @T carga

$T_{in} = 296.9$ [K]: Temperatura de entrada del aire al compresor

$T_{out} = 263.3$ [K] : Temperatura de salida del aire del intercooler

$$P_c = 312.66 \text{ kW}$$

Determinación de las rpm del compresor PS1-Amazonas (óptimo).

$$\tau_{cPS3} = \frac{P_c}{2\pi * n}$$

$$n = \frac{P_c}{2\pi * \tau_{cPS3}}$$

Donde:

$P_c = 312.66 [kW]$: Potencia del compresor

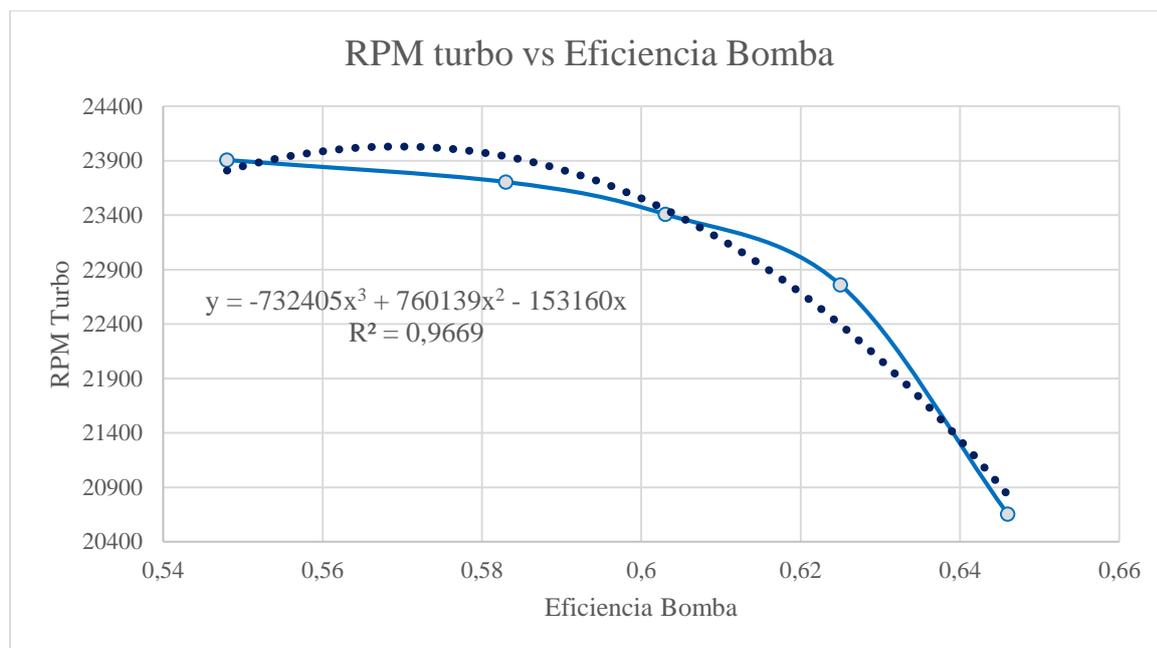
$n_{compresor} = 2.154 [rpm]$: Revoluciones por minuto

$$n_{turbo1} = 23102 [rpm]$$

Eficiencia obtenida de la bomba en función de las rpm calculadas.

Figura 54

Gráfica de relación rpm turbo vs. eficiencia de la bomba



$$y = -732405x^3 + 760139x^2 - 153160x [rpm]$$

Donde:

$y = 23102 [rpm]$: Velocidad angular del turbo

$$n_{bomba1} = 0.61$$

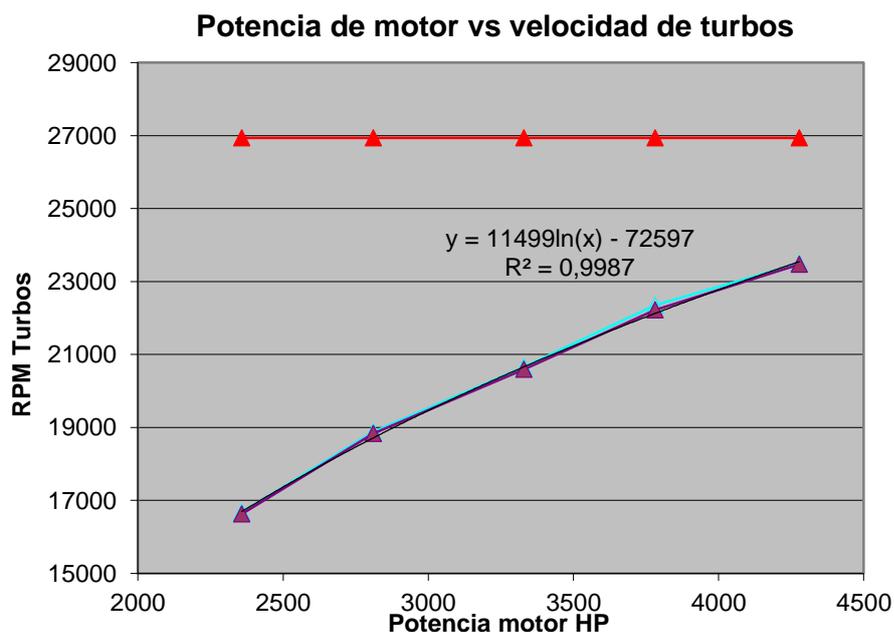
Rpm óptimas en PS1-Amazonas según protocolos de prueba.

El sistema de bombeo funciona de manera que el cambio en los parámetros de operación en un elemento de este se verá reflejado en otro, debido a esto es necesario obtener una velocidad angular óptima a la que trabajan los turbos en función de los protocolos de prueba entregados por OCP (adjuntos en anexos), los cuales sirvieron de base para poder realizar los cálculos del presente estudio. Estos informes son un reflejo del comportamiento sincronizado del sistema de bombeo, y como se relacionan sus parámetros de funcionamiento entre sí. El proceso de cálculo para esta velocidad angular se detalla a continuación.

Determinación Potencia Motor PS1-Amazonas.

Figura 55

Gráfica de relación potencia del motor y rpm turbo



$$y = 11499 \ln(x) - 72597 \text{ [rpm]}$$

$$x = e^{\frac{y+72597}{11499}} \text{ [HP]}$$

Donde:

$y = 21 \text{ [rpm]}$: Velocidad angular turbocompresor

$x = 4114.92 \text{ [HP]} = 3069.73 \text{ kW}$: Potencia del motor.

Torque Eje Motor.

Determinación presión media efectiva.

$$P_e = \frac{\tau * N_e}{(V_h)(i)(n)(2)}$$

Donde:

$V_h = 0.0004 \text{ m}^3$: Volumen de trabajo del cilindro

$i = 12$: Número de cilindros

$N_e = 3069.73 \text{ kW}$: Potencia efectiva máxima

$n_{motor} = 11.32 \text{ [rps]}$: Revoluciones por segundo

$\tau = 4$: Número de tiempos del motor

$$P_e = 0.1007 \times 10^9 \text{ [kPa]}$$

Determinación del torque del eje del motor.

$$M_{e \max} = \frac{P_{e \max}}{\pi * \tau} * V_h * i$$

Donde:

$P_{e \max} = 2292.81 \text{ [kW]}$: Presión media efectiva máxima

$V_h = 0.0004$: Volumen de trabajo del cilindro

$i = 12$: Número de cilindros

$\tau = 4$: Número de tiempos del motor

$$M_{e \max} = 38472.33 \text{ [Nm]}$$

Torque Eje bomba

$$M_{bomba} = \frac{M_{e \max}}{i}$$

Donde:

$M_{e \max} = 38472.33 \text{ [Nm]}$: Torque del eje motor.

$i = 6$: Relación de transmisión

$$M_{bomba} = 6412.06 \text{ [Nm]}$$

Potencia mecánica transmitida al eje Bomba.

$$Pm_{bomba} = M_{bomba}(n_{bomba})$$

Donde:

$$M_{bomba} = 6412.06 [Nm]: \text{Torque del eje motor.}$$

$$n_{bomba} = 402.75 \left[\frac{rad}{s} \right]: \text{Velocidad angular bomba.}$$

$$Pm_{bomba} = 2582.47 [kW] = 3463.09 [BHP]$$

Potencia hidráulica Bomba.

$$Ph_{bomba} = \frac{Q(H)(GE)}{3960}$$

Donde:

$$Q = 2543.1 \left[\frac{gal}{min} \right] : \text{Torque del eje motor.}$$

$$H = 3553.76 [ft] : \text{Velocidad angular bomba.}$$

$$H = 0.9541: \text{Gravedad específica.}$$

$$Ph_{bomba} = 2177.46 [BHP] = 1624.39 [kW]$$

Determinación Eficiencia Bomba.

$$n_{bomba} = \frac{Ph_{bomba}}{Pm_{bomba}}$$

$$Ph_{bomba} = 2177.46 BHP : \text{Potencia hidráulica de bomba.}$$

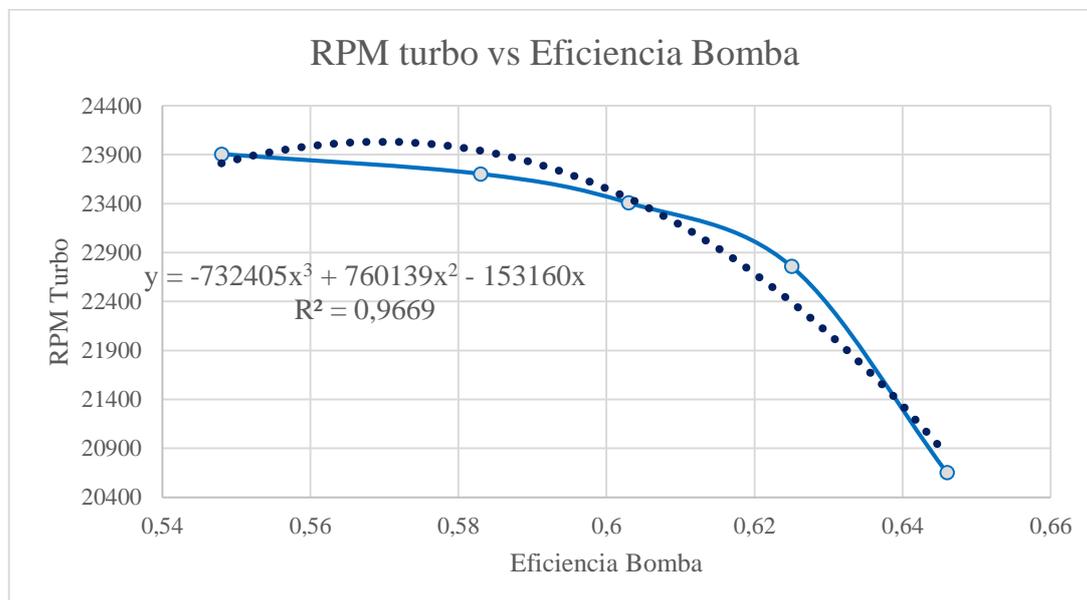
$$Pm_{bomba} = 3463.09 BHP : \text{Potencia mecánica de bomba.}$$

$$n_{bomba2} = 0.6287 = 62.87\%$$

Determinación rpm turbocompresor en función de la eficiencia calculada.

Figura 56

Gráfica de relación rpm turbo y eficiencia calculada



$$y = -732405x^3 + 760139x^2 - 153160x [rpm]$$

Donde:

$y = 0.627$: Eficiencia del turbo

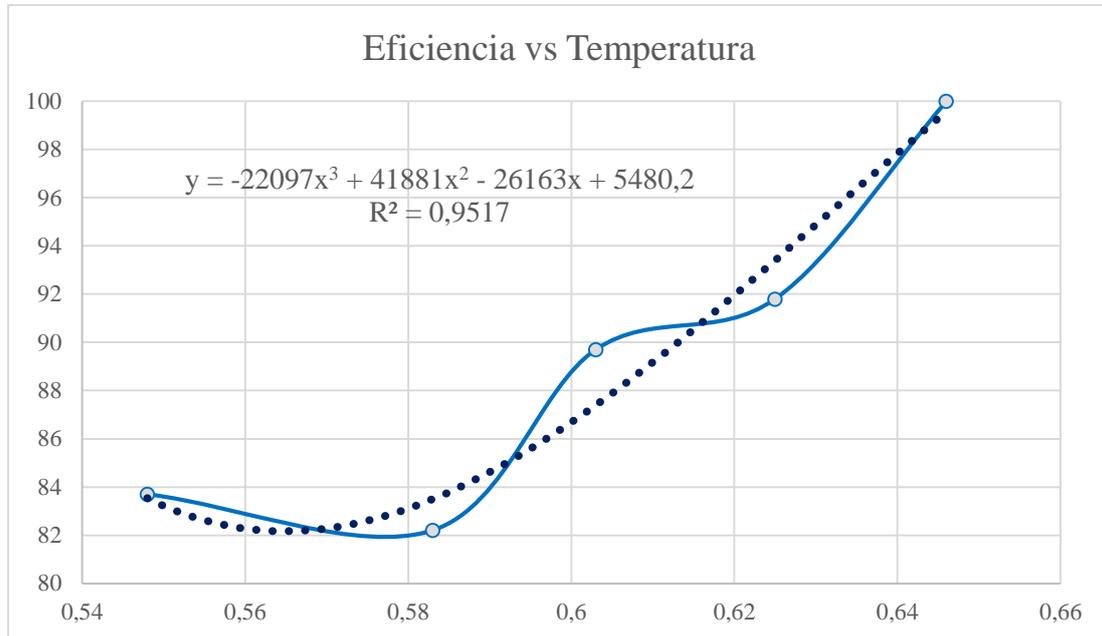
$$n_{turbo2} = 22269 [rpm]$$

Determinación de las temperaturas de entrada del crudo.

Con base en el análisis de los protocolos de prueba de los sistemas de bombeo del oleoducto se logró identificar una tendencia de comportamiento que relaciona la eficiencia de la bomba con la temperatura de entrada de crudo a la misma. En función de las eficiencias de bomba calculadas anteriormente y la curva generada, se logró identificar el siguiente rango de temperaturas.

Figura 57

Relación de la eficiencia de la bomba vs. temperatura de entrada del crudo



$$y = -22097x^3 + 41881x^2 - 26163x + 5480.2[{}^{\circ}\text{F}]$$

Donde:

$x_1 = 0.611$: Eficiencia del turbo

$x_2 = 0.627$: Eficiencia del turbo

$$T_1 = 89.36(31.87) [{}^{\circ}\text{F}](^{\circ}\text{C})$$

$$T_2 = 93.4(34.11) [{}^{\circ}\text{F}](^{\circ}\text{C})$$

Capítulo 4 Conclusiones

Conclusiones

- Los equipos elegidos para supervisar el funcionamiento de las bombas, en las visitas a las estaciones PS1 y PS2, fueron seleccionados de manera que pudieron reflejar de manera precisa el comportamiento del sistema de bombeo.
- Se observó una correlación entre los valores de las rpm de los turbocompresores del sistema de bombeo y los valores de velocidad de entrada de aire de succión en los mismos. Esta relación reveló claramente la presencia del fenómeno de surging en las estaciones PS1 y PS2.
- Durante la recopilación de datos, se pudo observar los efectos físicos del fenómeno de surging en el sistema, y como estos se destacaron significativamente durante la ejecución del proceso de limpieza de turbocompresores.
- La temperatura máxima de bombeo del crudo del oleoducto garantiza un comportamiento newtoniano del fluido, como se corroboró en el ensayo de flujo estacionario realizado en el estudio reológico.
- Se verificó que la viscosidad cinemática del crudo Napo, con un grado API de 17 a 105 °F, corresponde a un valor de viscosidad aproximado a 1000 cst.
- Según las curvas proporcionadas por los fabricantes y en base a los datos recopilados durante las visitas a la estación, se constató que los turbocompresores en la estación PS1 están operando cerca de la zona de surging.
- A partir del análisis de los datos experimentales, se identificó una tendencia decreciente entre las rpm de los turbocompresores y la temperatura de entrada del crudo a las bombas.
- Se estableció para la estación PS1 que, para un crudo de grado API 17, la temperatura de entrada a las bombas debe estar [89.36-93.4]°F.

Recomendaciones

- Se recomienda poner en observación al equipo P0201C en la estación PS2, debido a un comportamiento anormal registrado en la toma de datos realizada en sitio.
- En base a los resultados del presente estudio se recomienda no calentar el crudo a bombearse en las estaciones PS1 y PS2 del Oleoducto de Crudos Pesados del Ecuador S.A, para reducir el fenómeno de Surging.
- Se recomienda actualizar las curvas de potencia de los sistemas de bombeo del oleoducto según la operación, para ampliar la curva de temperaturas presente en este estudio.
- Se recomienda interpolar la curva de calentamiento en función de las horas en operación de los turbocompresores.

Apéndices

1. Curvas de eficiencia Turbocompresores ABB

2. *Protocolo de pruebas de OCP.*

3. Esquema explicativo del sistema de bombeo.

Bibliografía

- Wärtsilä. (2002). *Governor service*. Vaasa: wärtsilä .
- Abaxfem simulación e ingeniería. (2020). *Inestabilidades en la fluidodinámica del crudo dentro de la bomba*. Quito.
- Anderson, a. (1995). *Sagejournals*. Obtenido de simple first-order models for surging in pump and compressor systems:
https://journals.sagepub.com/doi/abs/10.1243/pime_proc_1995_209_138_02
- Beloglazov, i., morenov, v., leusheva, e., & gudmestad, o. (11 de january de 2021). *Modeling of heavy-oil flow with regard to their rheological properties*. Obtenido de mpdi:
<https://www.mdpi.com/1996-1073/14/2/359>
- Cadena morales, d. (2018). *Reología del petróleo : análisis y evaluación del sistema crudo/agentes reductores de fricción y agua*. Obtenido de repositorio uniandes:
<https://repositorio.uniandes.edu.co/entities/publication/ed0987c9-567c-4c49-bb94-b054a32366f2>
- Cahyono, b., zuhdi, a., istiqomah, & semin. (29 de 09 de 2019). *Shaft twist moment analysis of turbocharger abb type vtr 354 due to surging phenomenon*. Obtenido de international journal of marine engineering innovation and research:
<http://iptek.its.ac.id/index.php/ijmeir/article/view/2825>
- Cengel, y. A., & cimbala, j. M. (2018). *Fluid mechanics*. New york: mcgraw-hill education.
- Domingo, a. M. (2013). *Apuntes de mecánica de fluidos*. Madrid: universidad politécnica de madrid.
- Elder, r. L., & gill, m. E. (04 de 1985). *Asme j. Eng. Gas turbines power*. Obtenido de a discussion of the factors affecting surge in centrifugal compressors:
<https://asmedigitalcollection.asme.org/gasturbinespower/article-abstract/107/2/499/407798/a-discussion-of-the-factors-affecting-surge-in>
- Gómez, j. R. (2008). *Temas especiales de instrumentación y contro*. Cuba: editorial félix varela.

- Jara, g. (03 de 2018). *Surging turbocompresores*. Obtenido de scribd:
<https://es.scribd.com/document/375581216/surging-turbocargadores>
- Ltd, abb turbo systems. (2000). *Vtr-184-354*. Abb turbo systems ltd.
- Mercedes y, r. M. (2014). *Caracterización de un motor de combustión interna con dos tipos de combustible*. Queretaro: instituto mexicano del transporte.
- Ojeda escoto pedro a., l. P. (2009). *Cfd como una herramienta para diseño de productos*. México df: universidad nacional autónoma de méxico.
- Rodríguez reyes, m., & mejillón yturburo, a. (08 de 06 de 2022). *Modelo matemático para predecir la viscosidad del petróleo muerto en pozos petroleros de la cuenca oriente del ecuador*. Obtenido de repositorio universidad estatal península de santa elena:
<https://repositorio.upse.edu.ec/handle/46000/7733>
- Rodriguez, a. (2008). *Sistemas scada. 2 ed*. Barcelona: editorial marcombo.
- Rodriguez, j., ortiz, a., figuera, r., orfila, l., molina, j. W., molina, j. D., & molina, f. (2020). *Caracterización de la viscosidad y su comportamiento*. Obtenido de nakasawa resources:
<https://www.nakasawaresources.com/wp-content/uploads/2020/07/2020-012-viscosidad-thermal-recovery.pdf>
- Romero piedrahita, c. A., & carranza sánchez, y. A. (04 de 2005). *Leyes de semejanza de los motores diesel modernos*. Obtenido de scientia et technica:
<https://www.redalyc.org/pdf/849/84911698028.pdf>
- Semlitsch, b., & mihai . (29 de 03 de 2016). *Flow phenomena leading to surge in a centrifugal compressor*. Obtenido de sciencedirect:
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544216302766>
- Sulzer ltd. (2023). *Msd bomba multietapa partida axialmente*. Obtenido de sulzer:
<https://www.sulzer.com/es-es/spain/shared/products/msd-axially-split-multistage-pump>
- Sulzer pumps inc. (2000). *Sulzer pumps installation, operation, and maintenance manual*. Portland: sulzer pumps inc.

Turbulence modeling in cfd simulations. (s.f.). Obtenido de cfd flow engineering:

<https://cfdflowengineering.com/turbulence-modeling-in-cfd-simulations/>

Wärtsilä. (2021). *Wärtsilä 32 product guide.* Obtenido de wärtsilä:

<https://www.wartsila.com/docs/default-source/product-files/engines/ms-engine/product-guide-o-e-w32.pdf>