



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

OCP ECUADOR

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS -ESPE
DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

UNIDAD DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

Tutor académico: Ing. Carrión, Luis Miguel

Tutor empresarial: Ing. Mafla, David

Estudiantes: García Villamil, Danilo Andrés y Villacreses Bravo, Esteban Xavier

Título: 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



Contenidos

1. Objetivos
2. Introducción a OCP
 - a. Estación De Bombeo
3. Funcionamiento Del Sistema De Bombeo
 - a. Bomba
 - b. Motor
 - c. Turbo
 - d. Sistema SCADA
4. Efectos Observados Durante el Funcionamiento
5. Definición Del Problema
6. Inestabilidades De Flujo
7. Metodología
 - a. Estudio Reológico
 - b. Análisis De Funcionamiento Del Sistema De Bombeo
 - i. Recolección De Datos En Campo
 - ii. CFD Y Comprobación De Inestabilidades
 - c. Definición De Puntos De Operación
 - i. PS-3
 - ii. PS-1
8. Esquema Parametrizado Y Ejemplo De Cálculo
9. Determinación Del Rango De Temperatura



Objetivos

Objetivo General

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

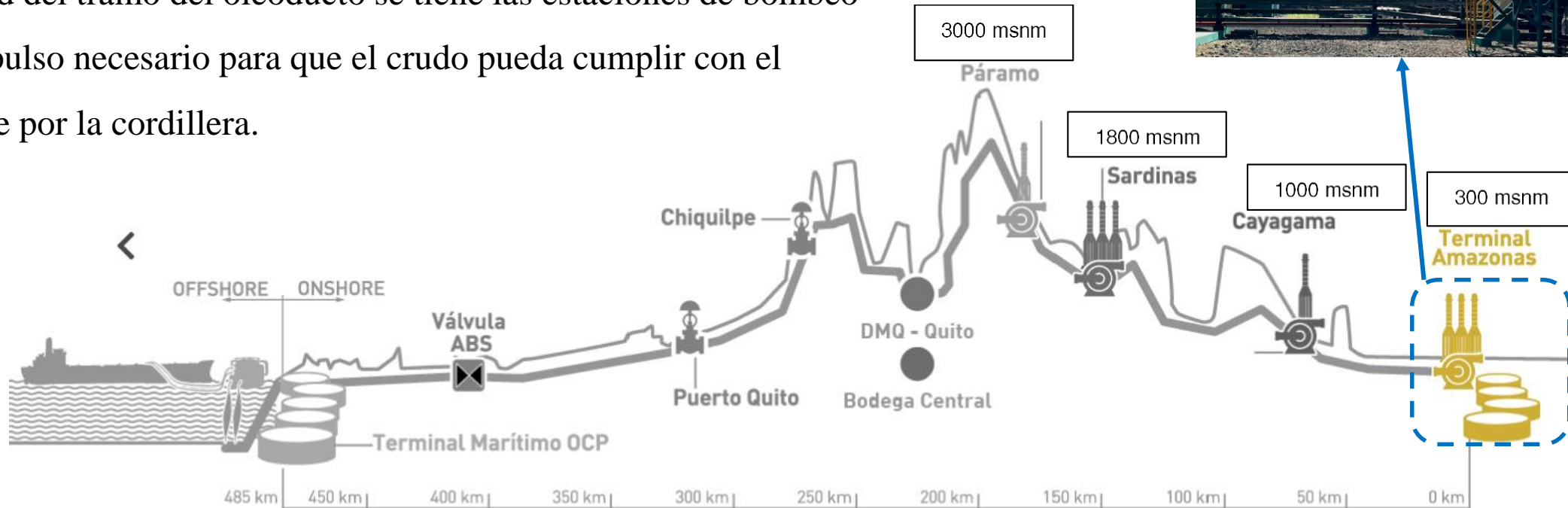
Objetivos Específicos

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

Oleoducto de Crudos Pesados del Ecuador



El transporte de crudo inicia con la llegada del hidrocarburo mediante camiones cisterna o por oleoductos secundarios que ingresan a la estación PS-1 Amazonas. En la primera mitad del tramo del oleoducto se tiene las estaciones de bombeo que proveen el impulso necesario para que el crudo pueda cumplir con el trayecto ascendente por la cordillera.



Funcionamiento del Sistema de Bombeo

Bomba Sulzer MSD 6 STG

Es accionada por un motor de combustión interna de 12 cilindros que utiliza crudo o diésel como combustible.

Succión: proviene de reservorios de crudo que ha pasado por un sistema *booster* que eleva la presión de 1 a 7 [bar]

Impulsores: cuenta con 6 impulsores en serie, elevando la presión del crudo en cada etapa.

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



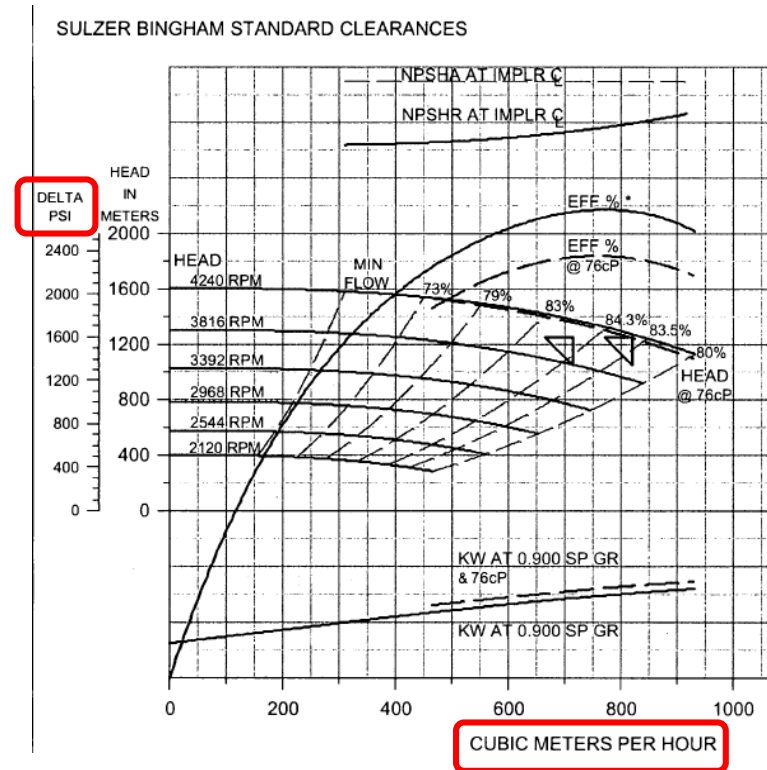
Parámetros de funcionamiento de la bomba Sulzer

	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]	

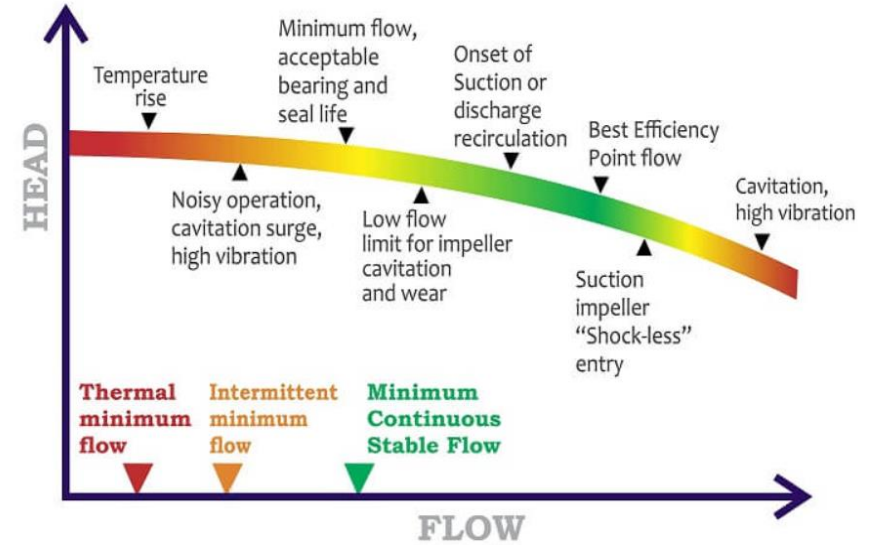
Nota. Datos de funcionamiento de la bomba, provistos por Sulzer (2023) MSD Bomba multietapa

Funcionamiento del Sistema de Bombeo

Bomba Sulzer MSD 6 STG



Curva del fabricante



La curva de una bomba muestra los distintos puntos de trabajo que puede alcanzar

Obtenido

de: https://www.northridgepumps.com/article-9_how-to-read-a-pump-curve



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Principio de funcionamiento de los sistemas

Motor Wärtsilä 12V32LN

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 suministro de energía mecánica para accionar bombas en el transporte de hidrocarburos.

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, provistos por Wärtsilä (2021) Wärtsilä 32 Product Guide



Figura 6: Fotografía motor Wärtsilä 12V32LN.

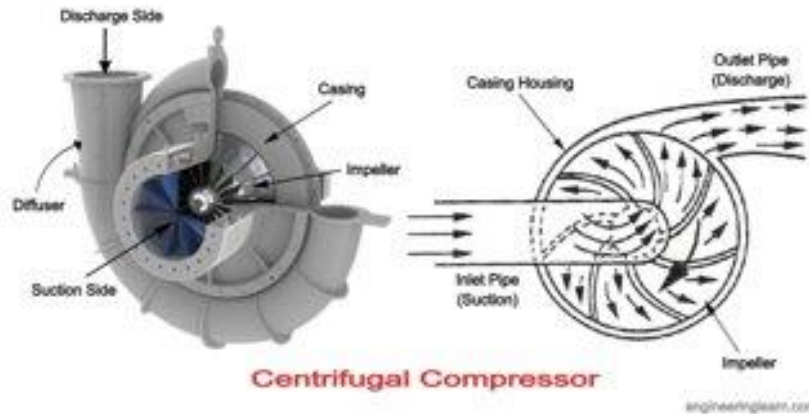
Obtenido de: Fuente Propia.

Principio de funcionamiento de los sistemas

Turbocompresor ABB VTR 354

Es un dispositivo que aumenta la presión del aire admitido en el sistema de combustión del motor.

Funciona aprovechando la energía de los gases de escape del motor para hacer girar una turbina, que a su vez impulsa un compresor



Las condiciones de trabajo del turbocompresor incluyen altas temperaturas y velocidades de rotación.

Requiere de un adecuado mantenimiento y lubricación para garantizar su durabilidad y rendimiento óptimo.



Figura 7: Fotografía del turbocompresor ABB VTR 354.

Obtenido de: Fuente Propia.

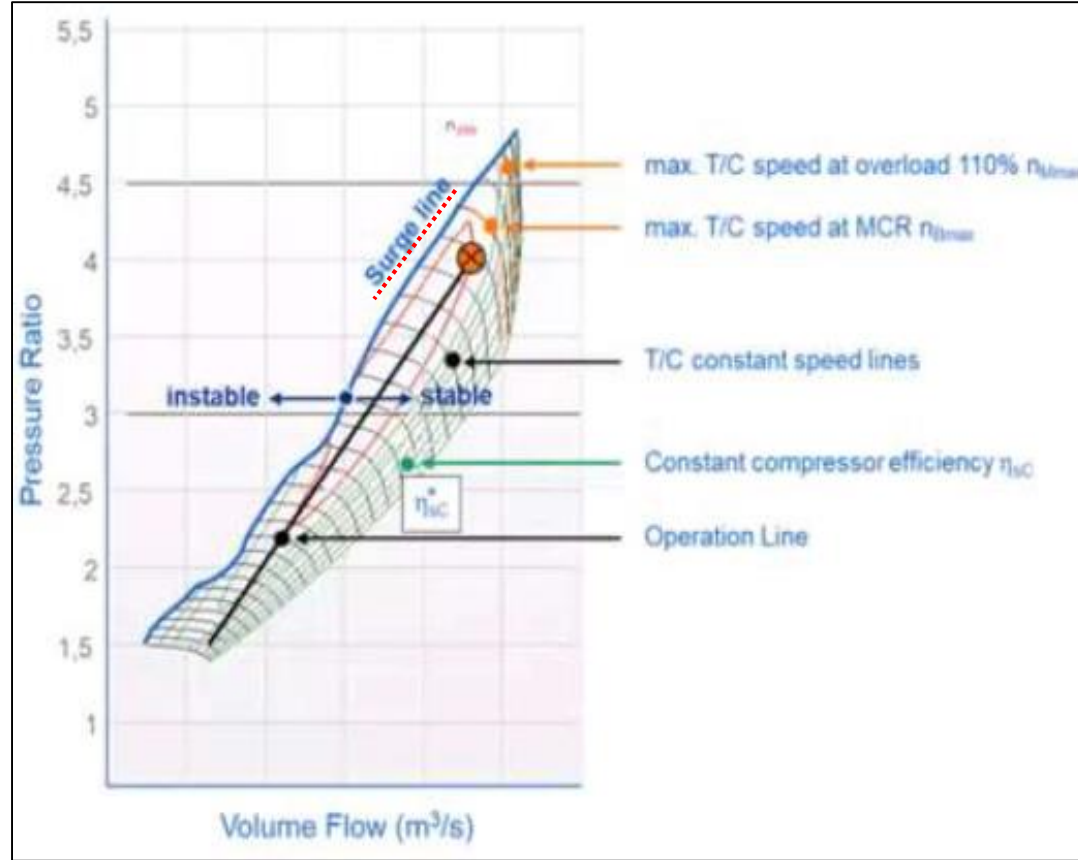
Variables para medir del turbocompresor VTR 354

Variable		Unidad
temperatura entrada aire	Tin aire	[°F]
temperatura salida gases	Tout gases	[°F]
velocidad angular turbo A	ω_A	rpm
velocidad angular turbo B	ω_B	rpm
presión entrada de aire	Pin 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	\dot{V} in aire	[m ³ /s]

Nota. Variables a medir con respecto al funcionamiento del turbocompresor ABB VTR354

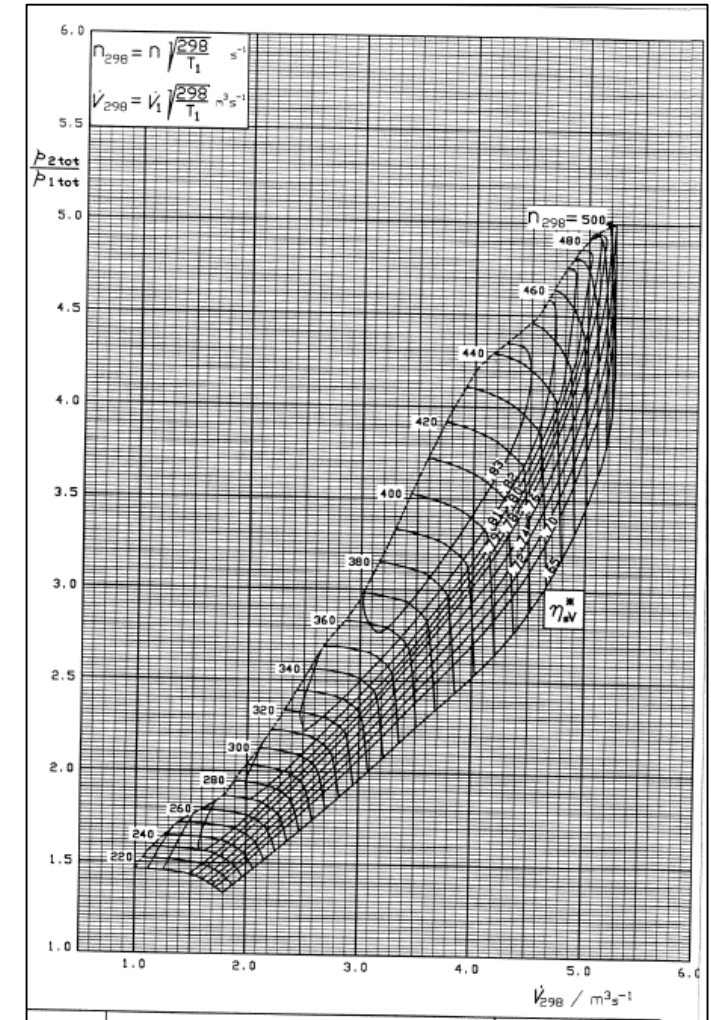
Principio de funcionamiento de los sistemas

Turbocompresor ABB VTR 354



Curva genérica de operación del turbocompresor

Curva de operación del fabricante



Principio de funcionamiento de los sistemas

Sistema SCADA Supervisión, Control y Adquisición de Datos.

Es el conjunto de aplicaciones digitales diseñadas para supervisar procesos industriales, mediante la interconexión con instrumentación y lazos de control.

Permite monitorear la operación del oleoducto a través de una interfaz gráfica.

Brindan facilidad al usuario para gestionar la configuración de equipos en planta, modificando las variables de funcionamiento de acuerdo con las necesidades de operación.

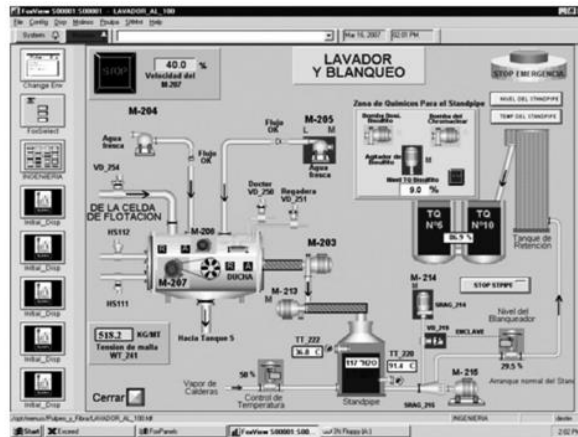


Figura 21: Interfaz gráfica de un sistema SCADA.

Obtenida de: Temas especiales de instrumentación y control (Gómez, 2008)

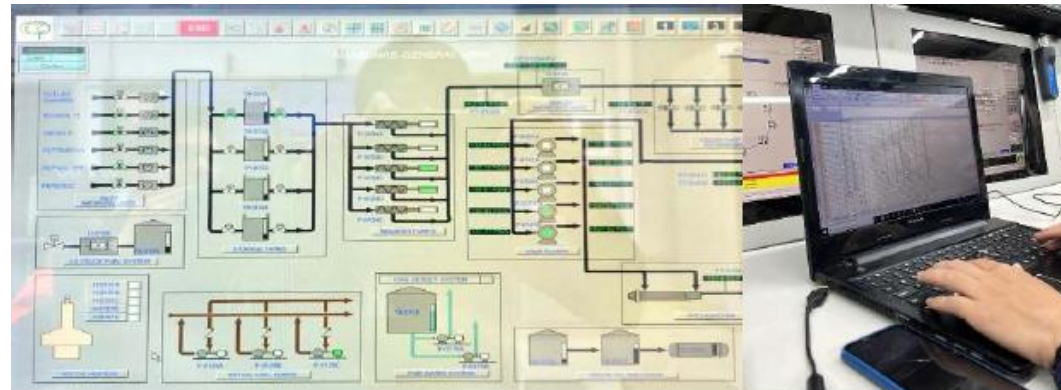


Figura 42: Fotografía del proceso de registro de datos desde el cuarto de control

Obtenida de: Fuente propia

Definición del problema

Necesidad de OCP



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Efectos observados durante el funcionamiento

Fenómenos físicos (turbocompresor)

De acuerdo con experiencia propia y reportes de operación en las estaciones PS-1 y PS-2, se pudo identificar manifestaciones de inestabilidad de flujo en los turbo compresores, específicamente Surging.

1. Ruido y vibraciones anormales durante periodos cortos de tiempo
2. Expansión de la camisa de entrada de aire al turbocompresor
3. Disminución o aumento brusco de las revoluciones del eje del turbocompresor
4. Reacciones violentas mientras se ejecuta la maniobra de limpieza por inyección de agua
5. Sonido de golpe causado por el flujo inverso del aire

Informes de mantenimiento correctivo a turbocompresores de la estación PS-1 revelan una disminución del espesor de los álabes por corrosión en la superficie y desgaste prematuro de rodamientos.

Efectos observados durante el funcionamiento

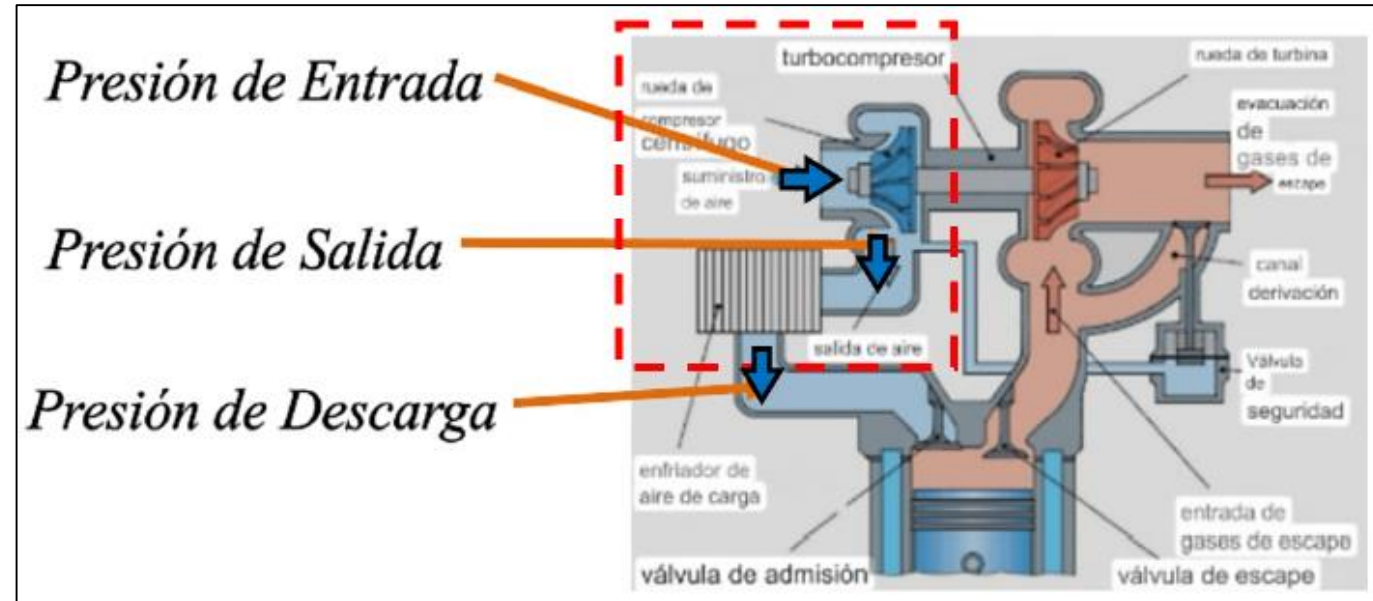
Fenómeno de Surging en el Turbocompresor

Ocurre cuando se reduce el caudal de entrada de aire en el compresor. La presión de salida es tan baja que no puede superar la presión en la descarga. Provocando una inversión del flujo de gas que disminuye la eficiencia y el rendimiento del compresor

Causas

Puede deberse a:

- Cambios en las condiciones del proceso
- Cambios en la composición o caudal de aire
- Cambios en las condiciones físicas del compresor (componentes sucios o dañados, y selección inadecuada del turbocompresor).



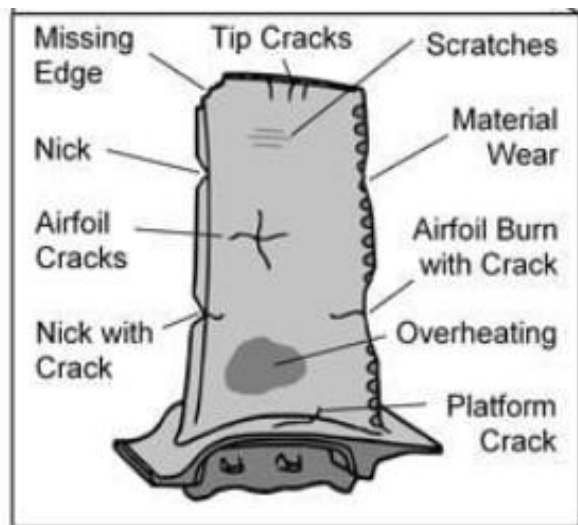
Efectos observados durante el funcionamiento

Fenómeno de Surging en el Turbocompresor

Efectos

Puede provocar:

- Vibración de la rueda compresora
- Ruido
- Daños en los rodamientos
- Genera desgaste prematuro en sus álabes.



Efectos en los álabes



*Desgaste de la
rueda compresora*

Hace que el compresor no funcione con normalidad.

Las consecuencias graves de una sobrecarga son de naturaleza mecánica, ya que las partes rotatorias se desgastan, pueden provocar fracturas en la rueda compresora y carcasa.



Monitoreo de Vibraciones

Inestabilidades de flujo

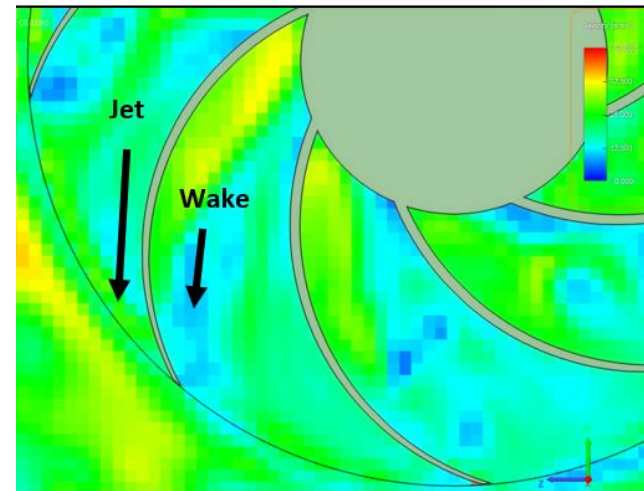
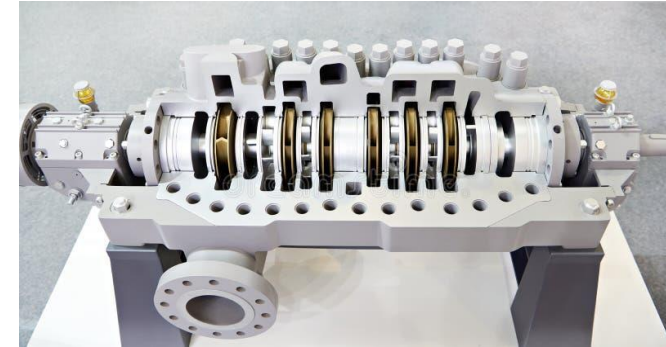
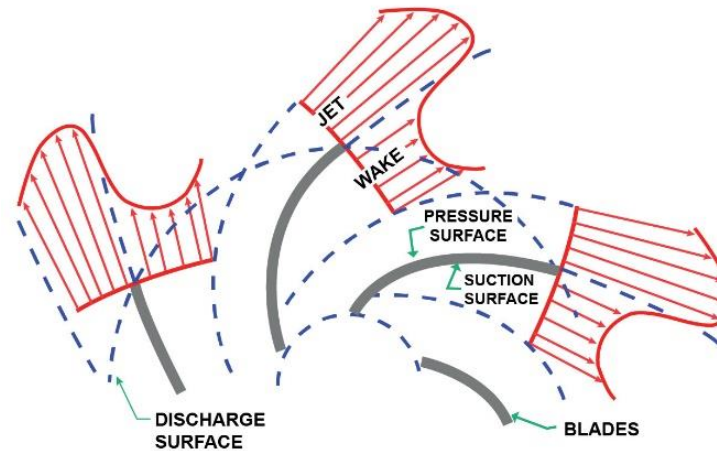
Fenómeno de Jet-Wake en la Bomba

Se produce cuando un chorro de fluido de alta velocidad se descarga en una región de fluido con menor velocidad, creando una región de estela detrás del chorro.

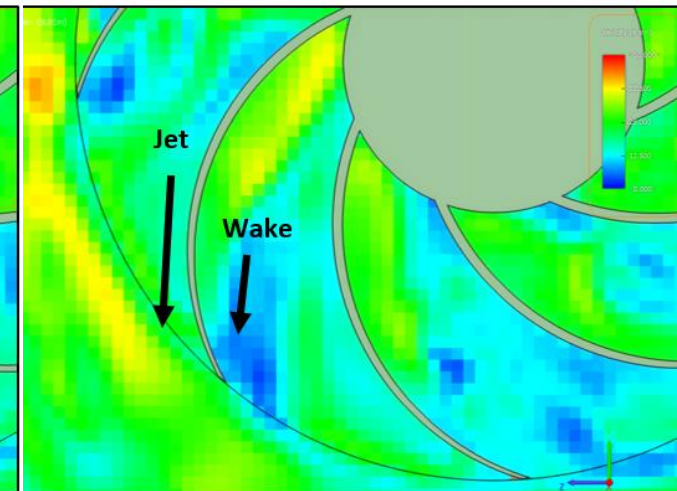
Provoca: turbulencias, fluctuaciones de presión, y **deslizamiento de los impulsores de la bomba.**

Estos efectos pueden ser especialmente pronunciados en condiciones de bajo caudal.

Campo de velocidades dentro del rodete
Obtenido de: Análisis de Problema de
Inestabilidad Fluidodinámica ABAXFEM



fenómeno leve



fenómeno agravado



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Metodología

1. Análisis de muestras de crudo, ensayo reológico y determinación de propiedades del crudo
2. Determinación de las propiedades geométricas de los impulsores de la bomba hidráulica de 6 etapas.
3. Desarrollo de la simulación del flujo en los impulsores de la bomba para evaluar las inestabilidades indicadas en el informe provisto por OCP.
4. Toma de datos en campo sobre el funcionamiento del sistema de bombeo, del motor y la entrada de aire usando un anemómetro digital (Estaciones PS-1; PS-2; PS-3)
5. Determinación del punto de operación del turbo compresor usando las curvas características del equipo provistas por el fabricante.
6. Determinación de eficiencia de la bomba en función de la operación del turbocompresor.
7. Determinación de eficiencia de la bomba en función de la potencia hidráulica de la bomba
8. Determinación del rango de temperaturas

Ensayo reológico y determinación de propiedades del crudo

En el laboratorio de Reología, se solicitó la capacitación para el uso del Reómetro Discovery H30 con una Placa Peltier y accesorio de placa plana D=40mm.

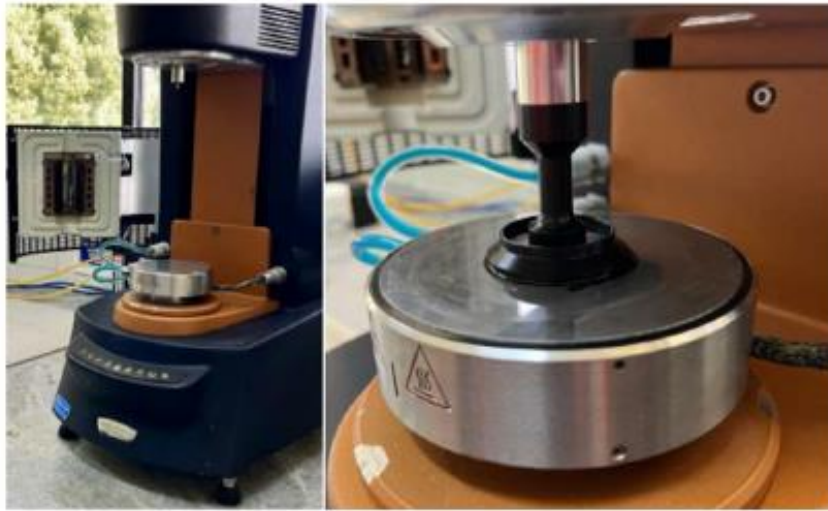


Figura 31: Fotografía de un ensayo reológico en plato Peltier y accesorio de placa plana D=40mm

Obtenido de: Fuente Propia



Figura 30: Muestra de crudo Napo.

Obtenida de: Fuente Propia.

El crudo tomado como muestra tenía grado API 17, y una viscosidad de 1000 cst a una temperatura de 39°C.

Ensayo reológico y determinación de propiedades del crudo

Fluido Newtoniano.

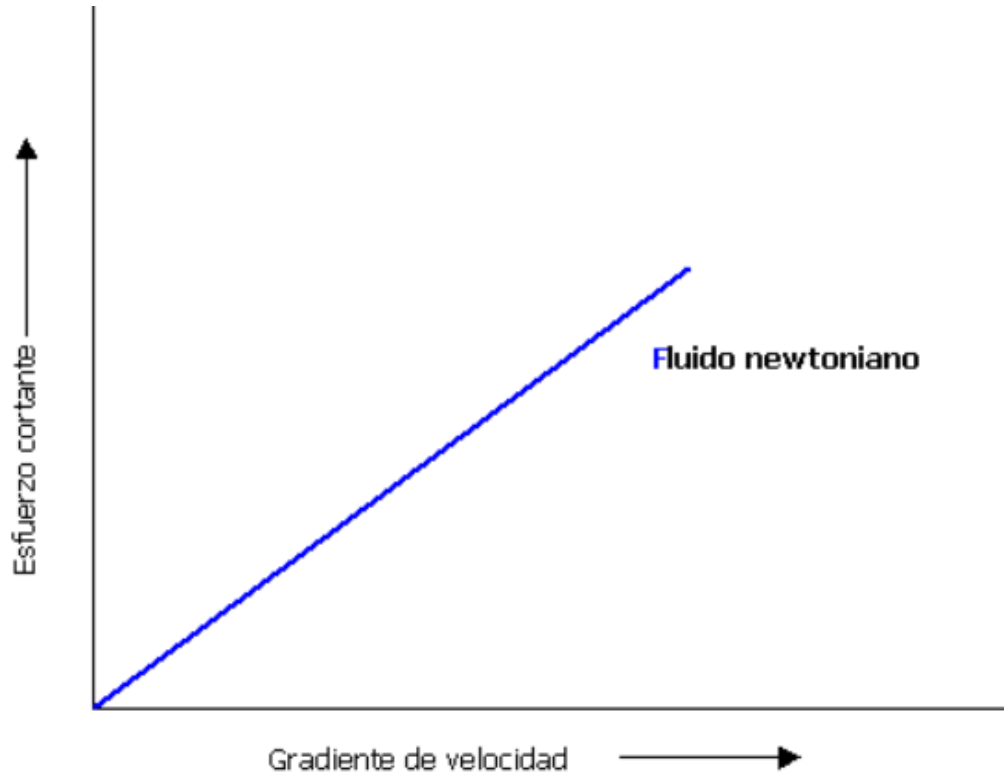


Figura 8: Curva reológica de un fluido Newtoniano.

Obtenida de: <https://biorreactores.tripod.com/C5RMF.htm>

Fluido No Newtoniano.



Figura 9: Curvas reológicas de los fluidos no newtonianos.

Obtenida de: <https://museodeciencias.unav.edu/documents/11140003/32632495/fluidos-no-newtonianos.pdf/4f1a7947-37d8-e757-7642-bfda793a4f62?t=1590063922000>

Ensayo reológico

Ensayo 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.

Curva de viscosidad absoluta vs temperatura.

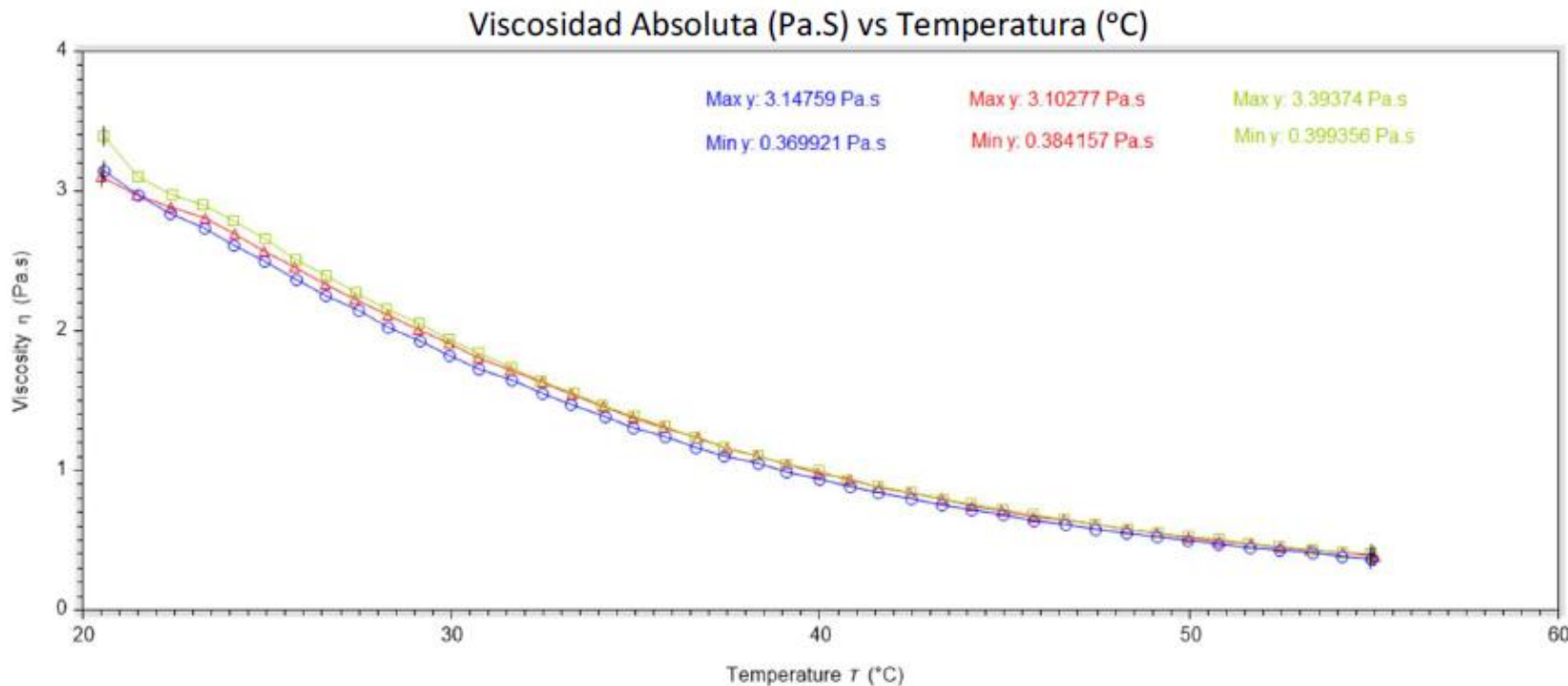


Figura 33: Curvas resultantes de los ensayos realizados de franja de temperatura realizados.

Obtenida de: Fuente propia.

- **Repetibilidad:** 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 arroja una variación en los datos del 5,15%.
- **Viscosidad máxima:** 3,14759 Pa.s
- **Viscosidad mínima:** 0,381457 Pa.s
- **Modelo de regression:**
$$y = 12,448e^{-0.064x}$$
- **Coefficiente de determinación:**
$$R^2 = 0,997$$

Ensayo reológico

Ensayo 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.

Curvas de viscosidad vs tasa de corte.

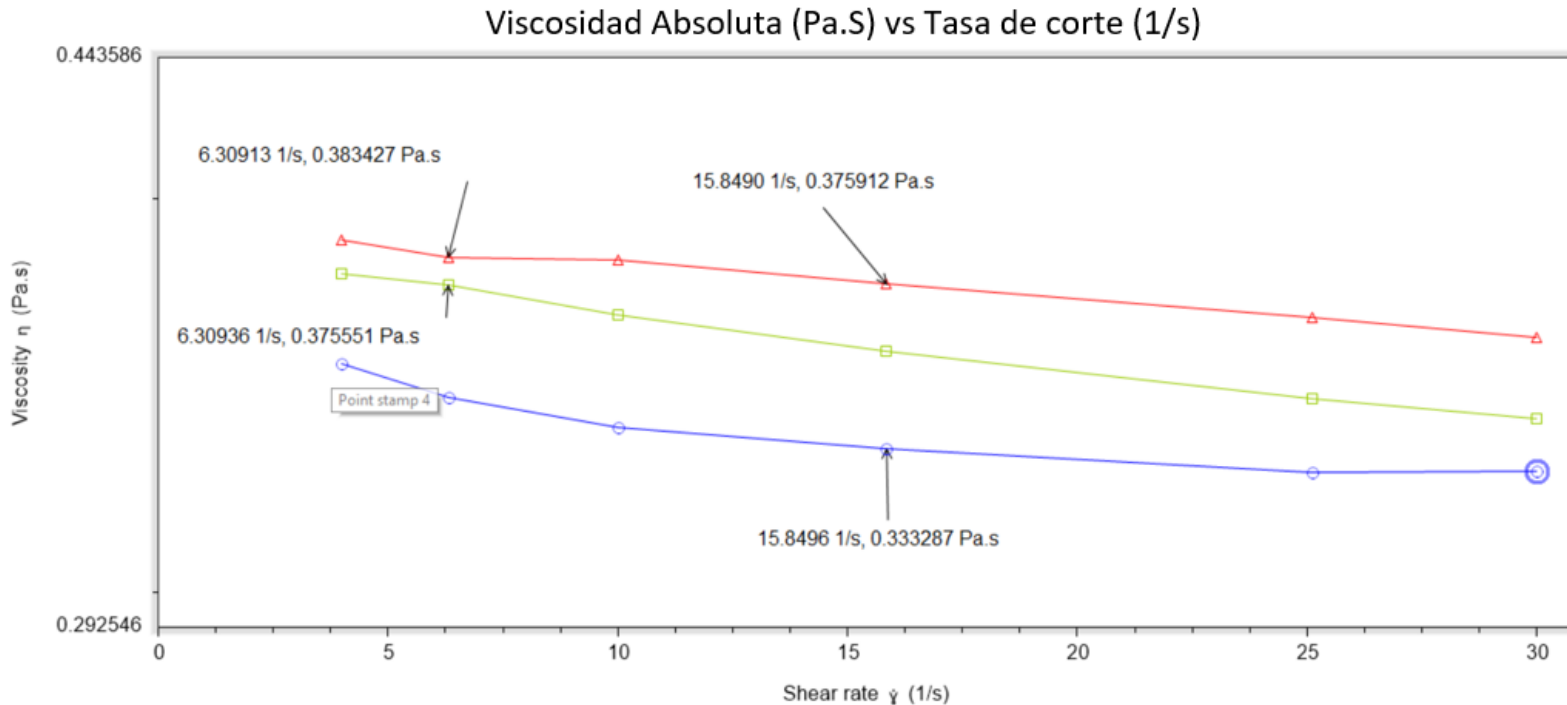


Figura 35: Repetibilidad de ensayos de viscosidad vs tasa de corte realizados.

Obtenida de: Fuente Propia.

- **Repetibilidad:** La repetibilidad de los datos no es evidente por la no convergencia de las. La variación mínima en los valores es del 2,06%, y la máxima es del 10,45%, lo que da como promedio una variación del **6,76%**.

Ensayo reológico

Ensayo 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.

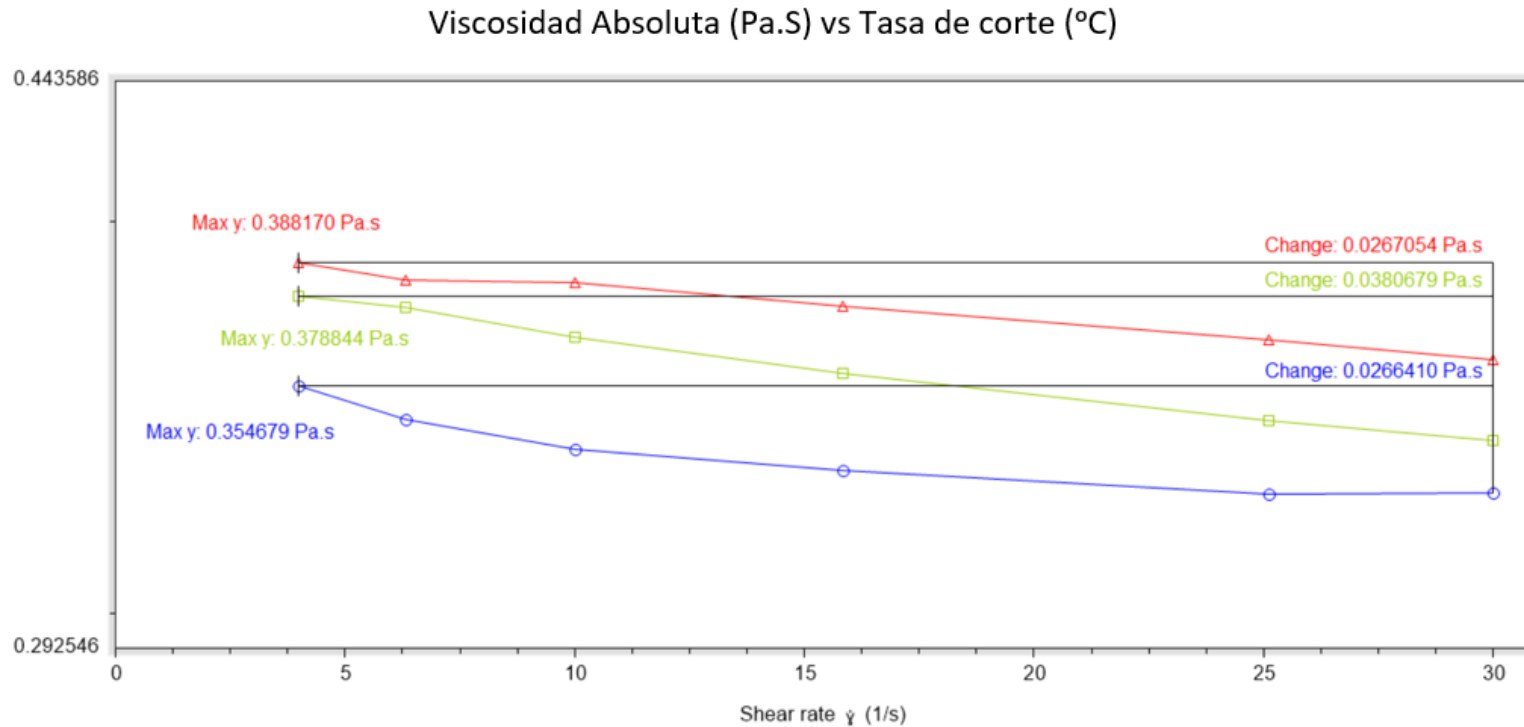


Figura 36: Máxima variación en la viscosidad absoluta.

Obtenida de: Fuente Propia.

- **Variabilidad de la viscosidad:**
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%**

Ensayo reológico

Ensayo 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.

Curvas de esfuerzo cortante vs tasa de corte.

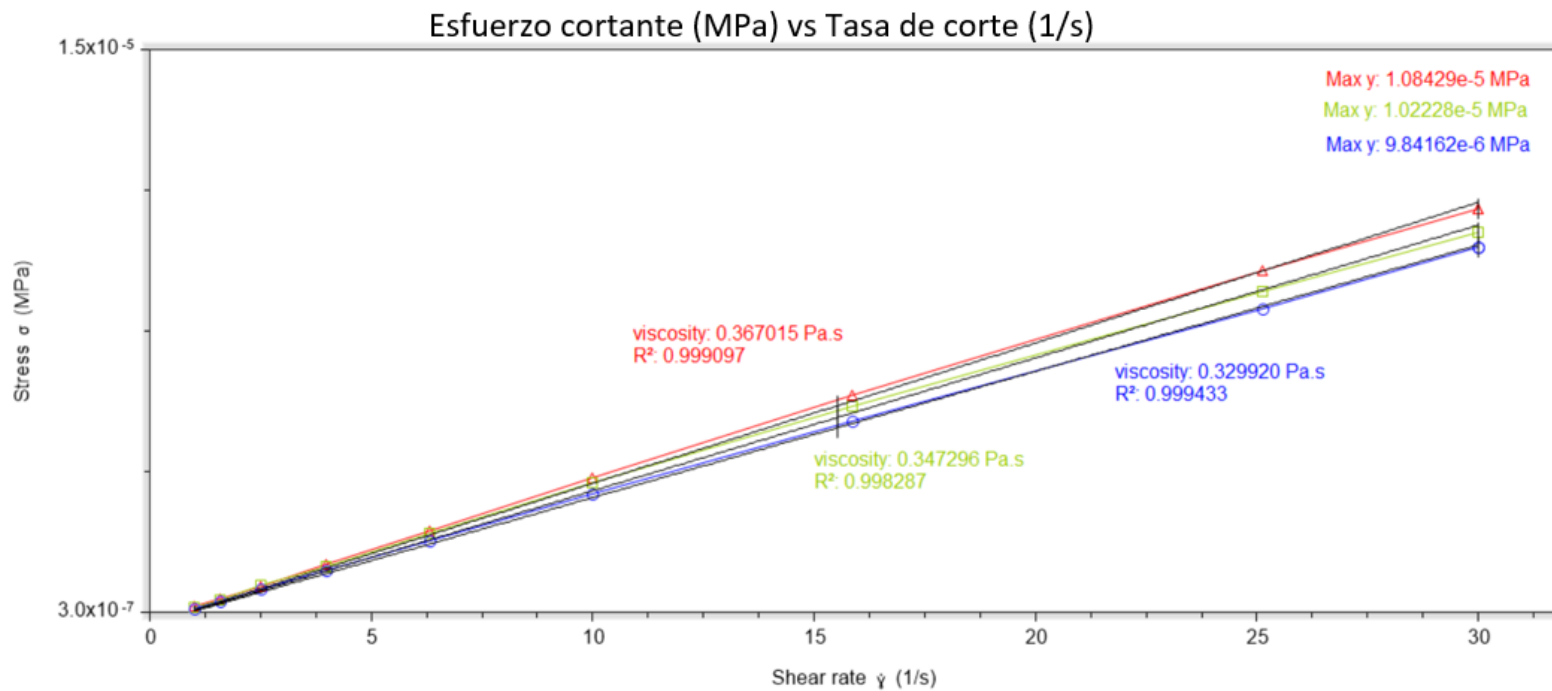


Figura 37: Curvas de esfuerzo cortante vs tasa de corte arrojadas como resultado.

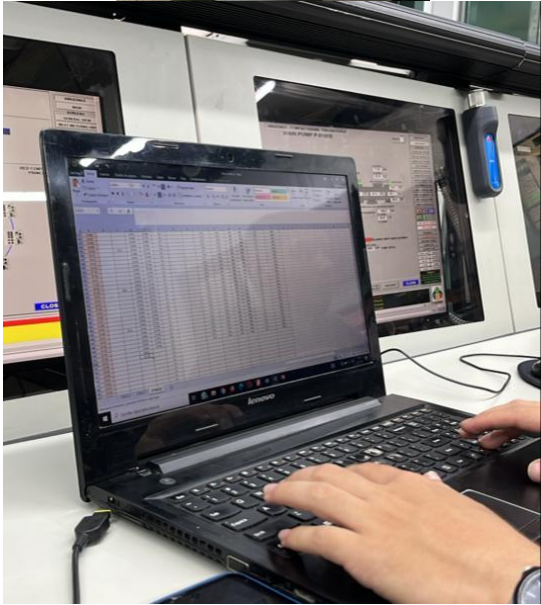
Obtenida de: Fuente Propia.

- **Repetibilidad:** . 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%.
- **Viscosidad absoluta Promedio:** 0.348 Pa.s
- **Coeficiente de determinación:** $R^2 = 0,999$

Análisis del funcionamiento del sistema de compresión

Recolección de datos en campo

PS-1 Amazonas



PS-2 Cayagama



Análisis del funcionamiento del sistema de compresión

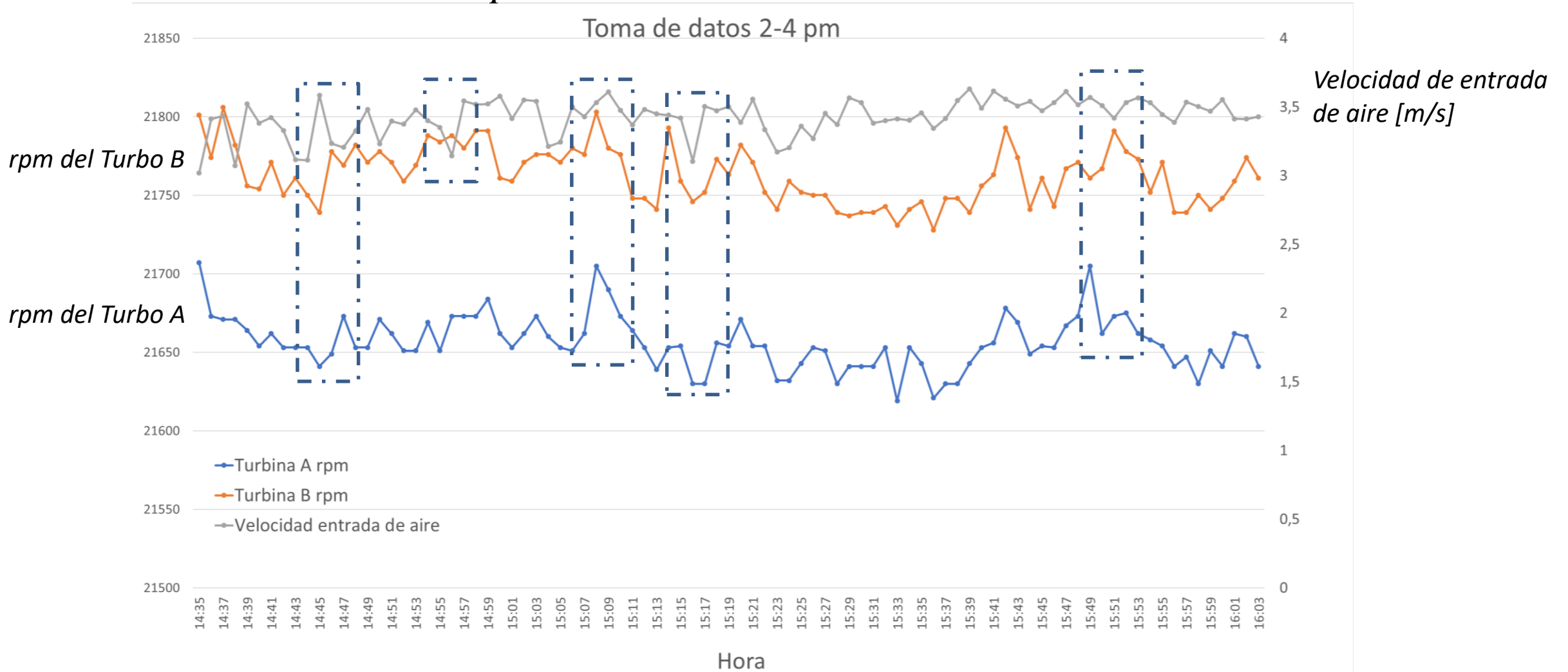
Recolección de datos en campo

PS-3 Sardinias



Análisis del funcionamiento del sistema de compresión

Recolección de datos en campo

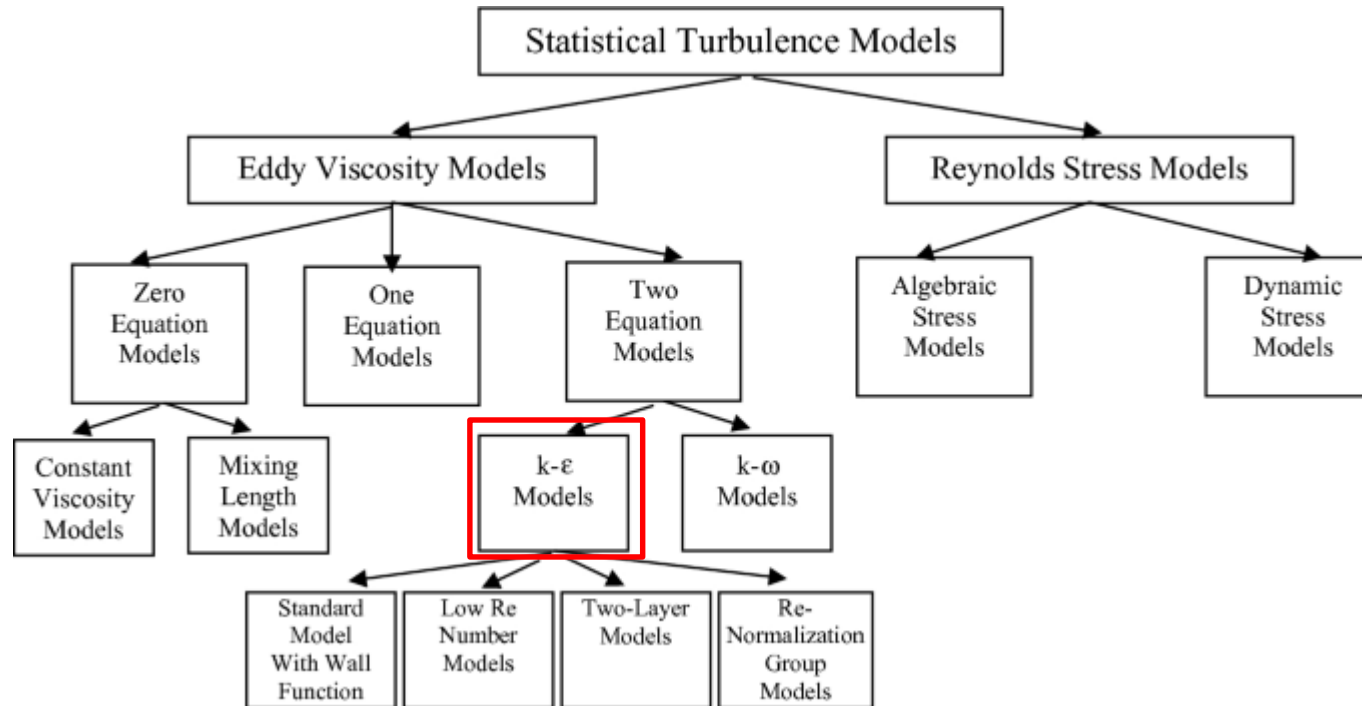


Análisis del funcionamiento del sistema de bombeo

Modelos de simulación CFD para flujo turbulento

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).



Análisis del funcionamiento del sistema de bombeo

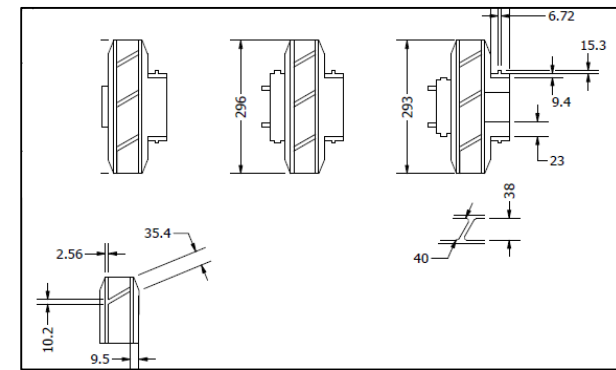
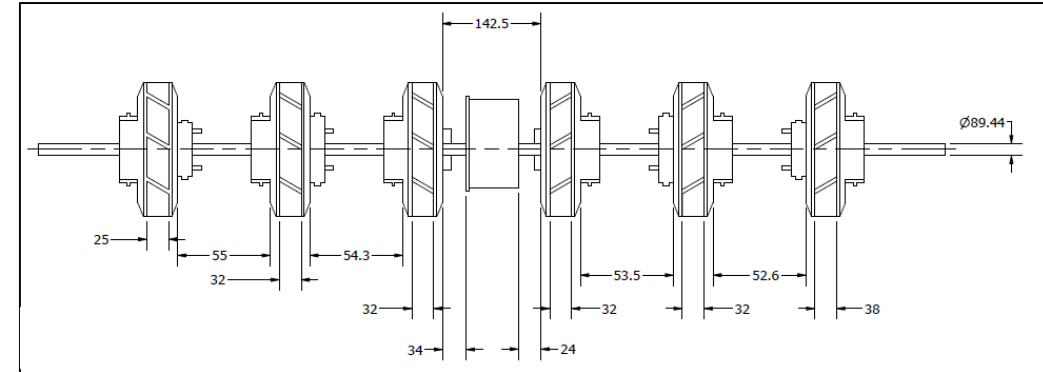
Desarrollo del modelo CAD

En la estación PS1-Amazonas se encuentra almacenado, por motivo de mantenimiento, el eje con los impulsores de la Bomba SULZER MSD 6STG.

En una de las visitas se logró dimensionar los impulsores correspondientes a cada una de las seis etapas de la bomba

Tabla 19. Variables dimensionales de los impulsores de la bomba

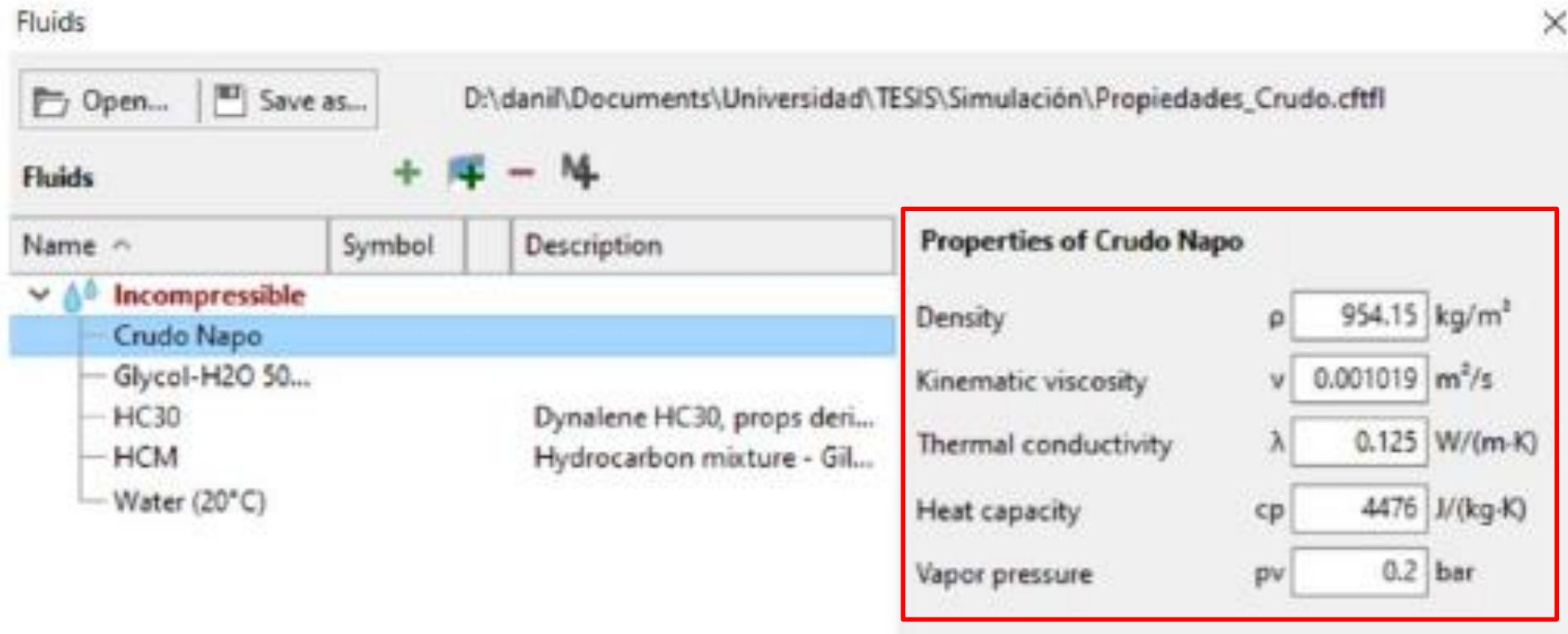
Variable dimensional	Impulsor entrada	Impulsor intermedio	Impulsor descarga	Unidades
Diámetro externo del impulsor.	293	296	300	mm (in)
Diámetro de succión del impulsor.	230.8	222.8	227.6	mm (in)
Diámetro del eje de la bomba.	89.44	89.44	89.44	mm (in)
Ancho del impulsor.	38	32	25	mm (in)
Número de palas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



Análisis del funcionamiento del sistema de bombeo

Desarrollo del modelo CAD

1.- Seteo de las propiedades termodinámicas del fluido a bombearse.



The screenshot shows the 'Fluids' software interface. On the left, a tree view under 'Incompressible' lists fluids: 'Crudo Napo' (selected), 'Glycol-H2O 50...', 'HC30', 'HCM', and 'Water (20°C)'. The 'Crudo Napo' entry is highlighted in blue. On the right, a red-bordered box titled 'Properties of Crudo Napo' displays the following values:

Property	Symbol	Value	Unit
Density	ρ	954.15	kg/m ³
Kinematic viscosity	ν	0.001019	m ² /s
Thermal conductivity	λ	0.125	W/(m·K)
Heat capacity	c_p	4476	J/(kg·K)
Vapor pressure	p_v	0.2	bar

Figura 43: configuracion de los datos de bombeo

Análisis del funcionamiento del sistema de bombeo

Desarrollo del modelo CAD

2.- Seteo de los parámetros de bombeo del fluido impulsado por los alabes del impeller. $Q=3300$ bph

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 (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

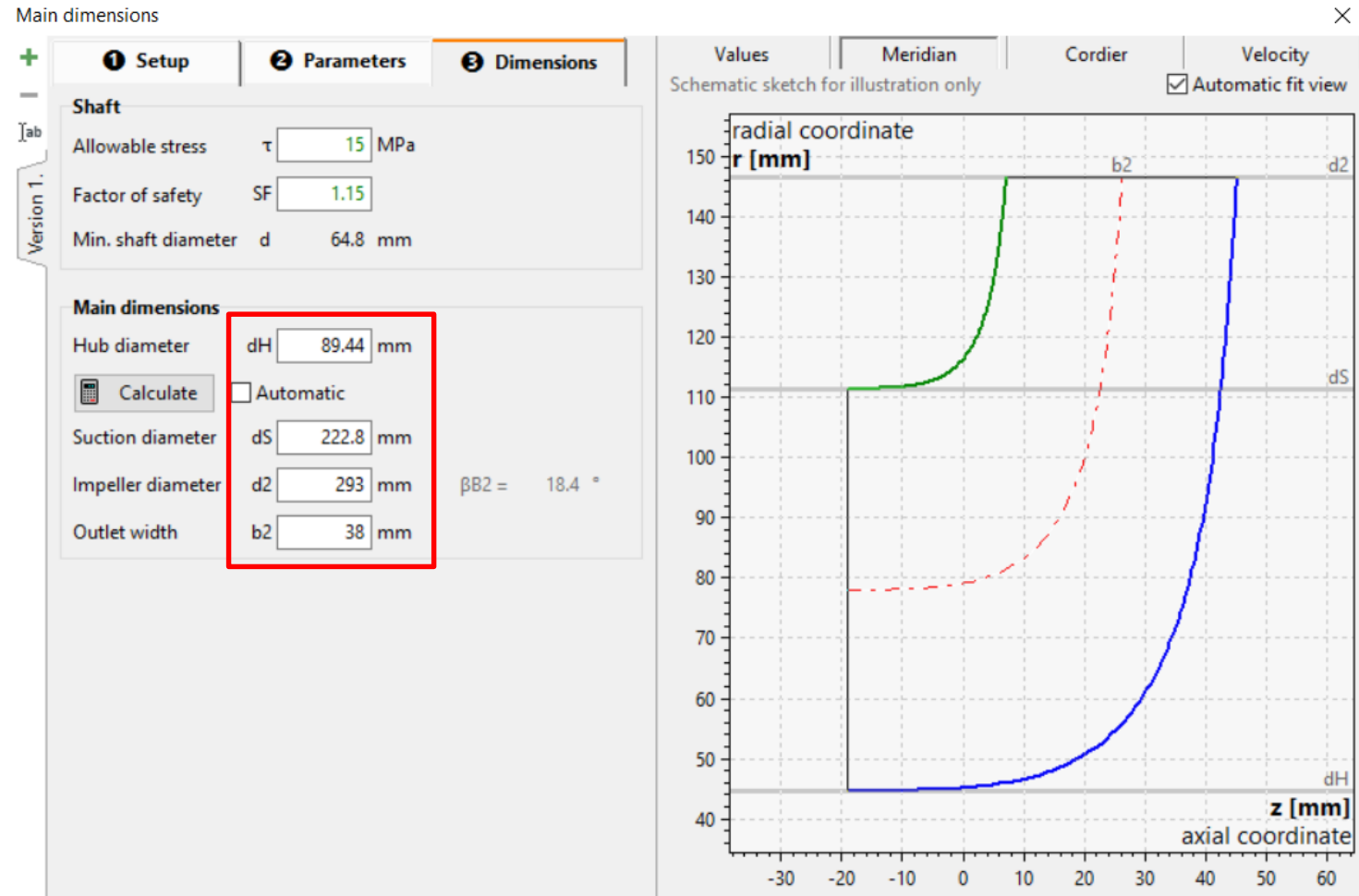
Figura 44: configuración de los parámetros dimensionales de los impulsores

Análisis del funcionamiento del sistema de bombeo

Desarrollo del modelo CAD

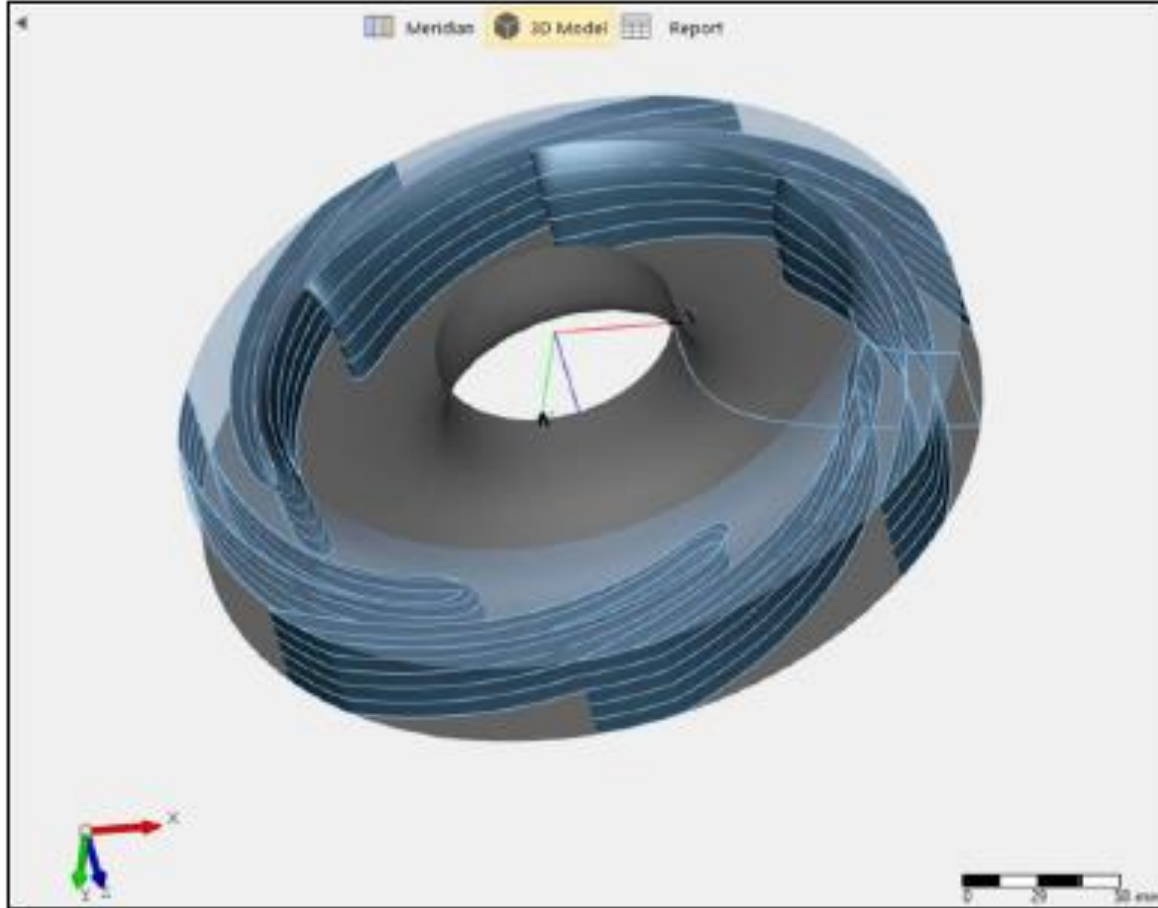
3.- Seteo de los parámetros dimensionales del impeller:

- Diámetro del eje.
- Diámetro de succión.
- Ancho del impeller (descarga).



Análisis del funcionamiento del sistema de bombeo

Desarrollo del modelo CAD



Modelo CAD del Impulsor

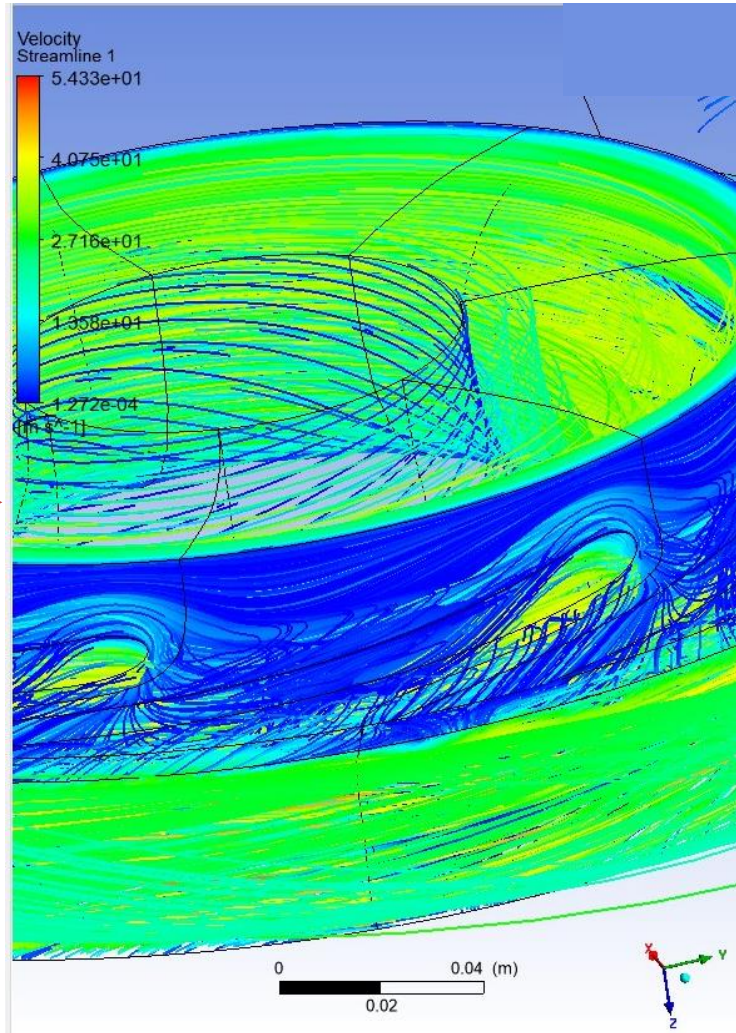


Fotografía del Impulsor

Análisis del funcionamiento del sistema de bombeo

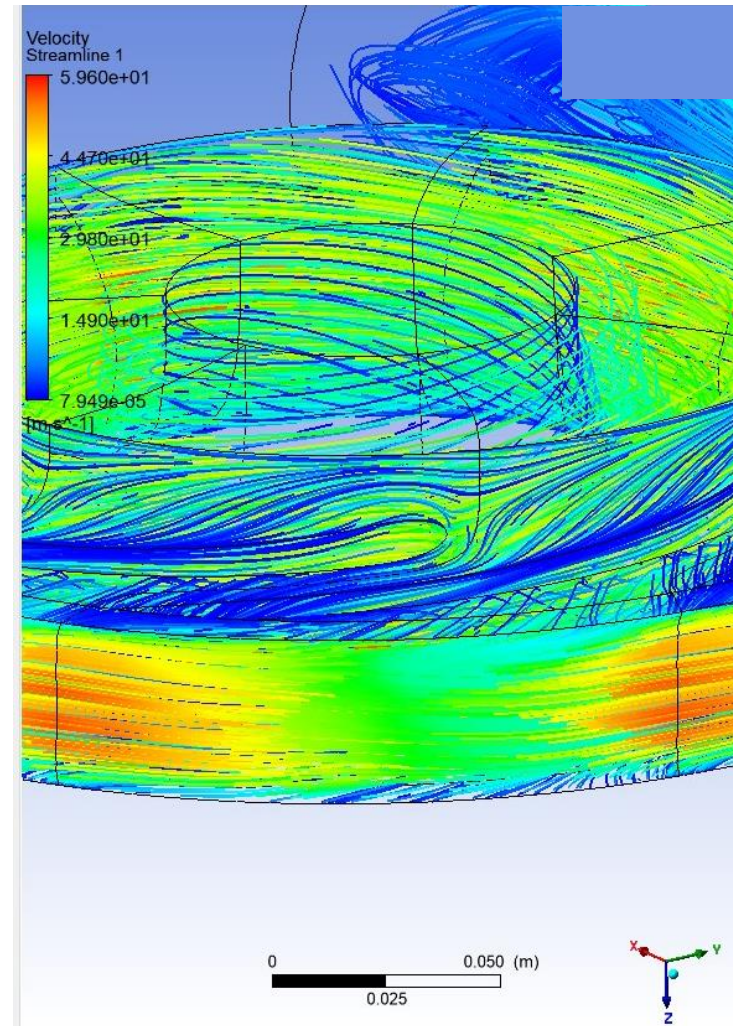
Comprobación de inestabilidades

Simulación bombeo
del crudo bomba
P-101D



- Velocidad de descarga baja.
- Gran cantidad de fluido con velocidades casi nulas en las paredes del impeller.

Simulación bombeo
del crudo bomba
P-401F

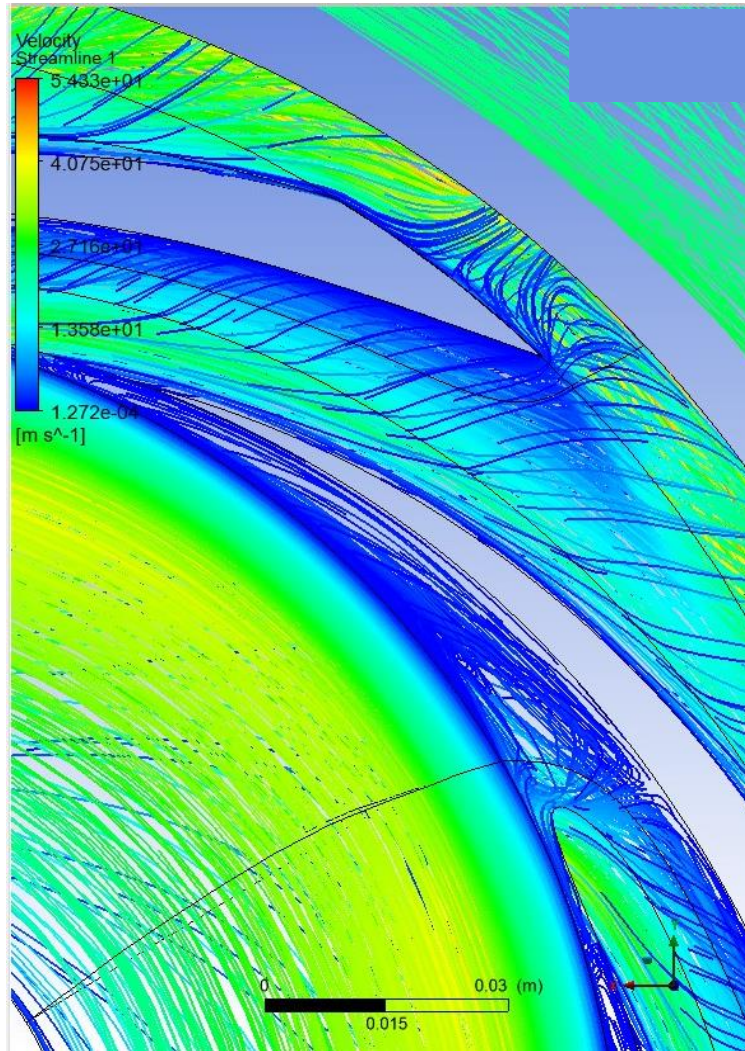


- Velocidad de descarga alta.
- Poco fluido con velocidades casi nulas en las paredes del impeller.

Análisis del funcionamiento del sistema de bombeo

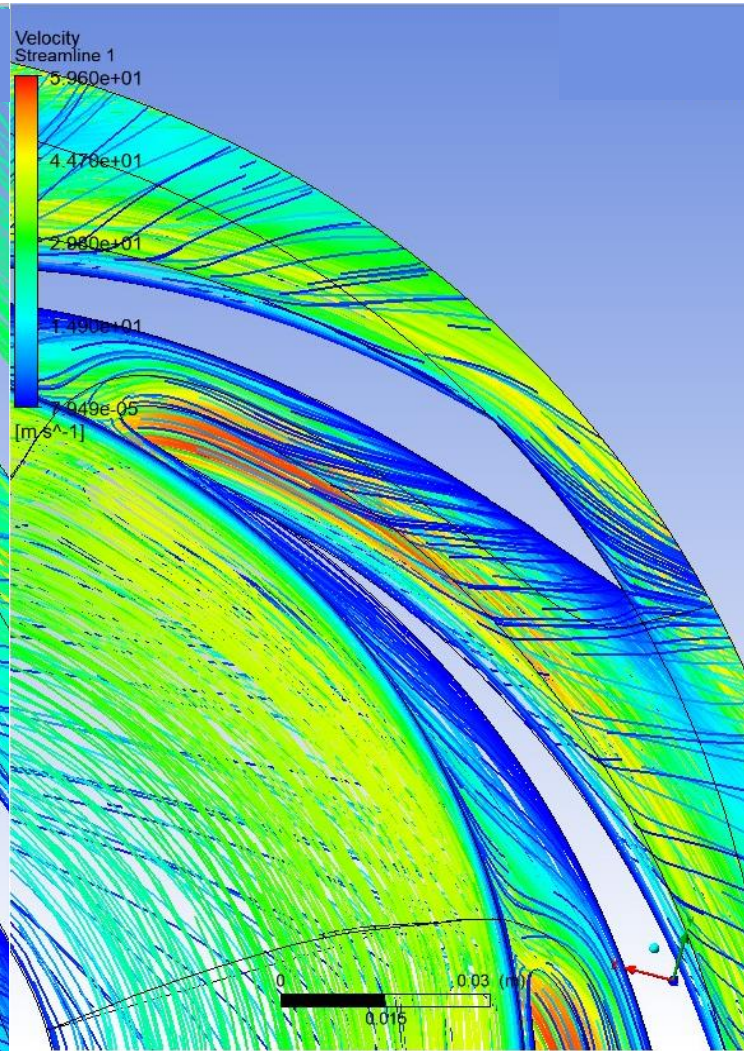
Comprobación de inestabilidades

Simulación bombeo
del crudo bomba
P-101D



-Presencia de
inestabilidades
fluidodinámicas
(jet/wake flow).

Simulación bombeo
del crudo bomba
P-401F

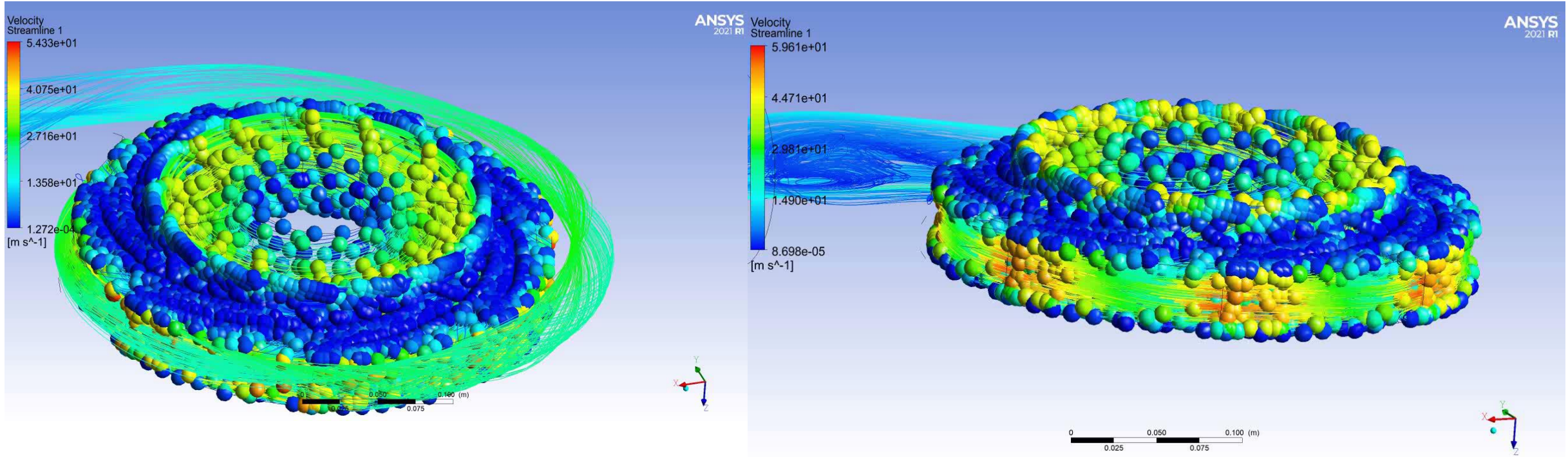


-No se evidencia
presencia de
inestabilidades
fluidodinámicas
(jet/wake flow).



Análisis del funcionamiento del sistema de bombeo

Comprobación de inestabilidades

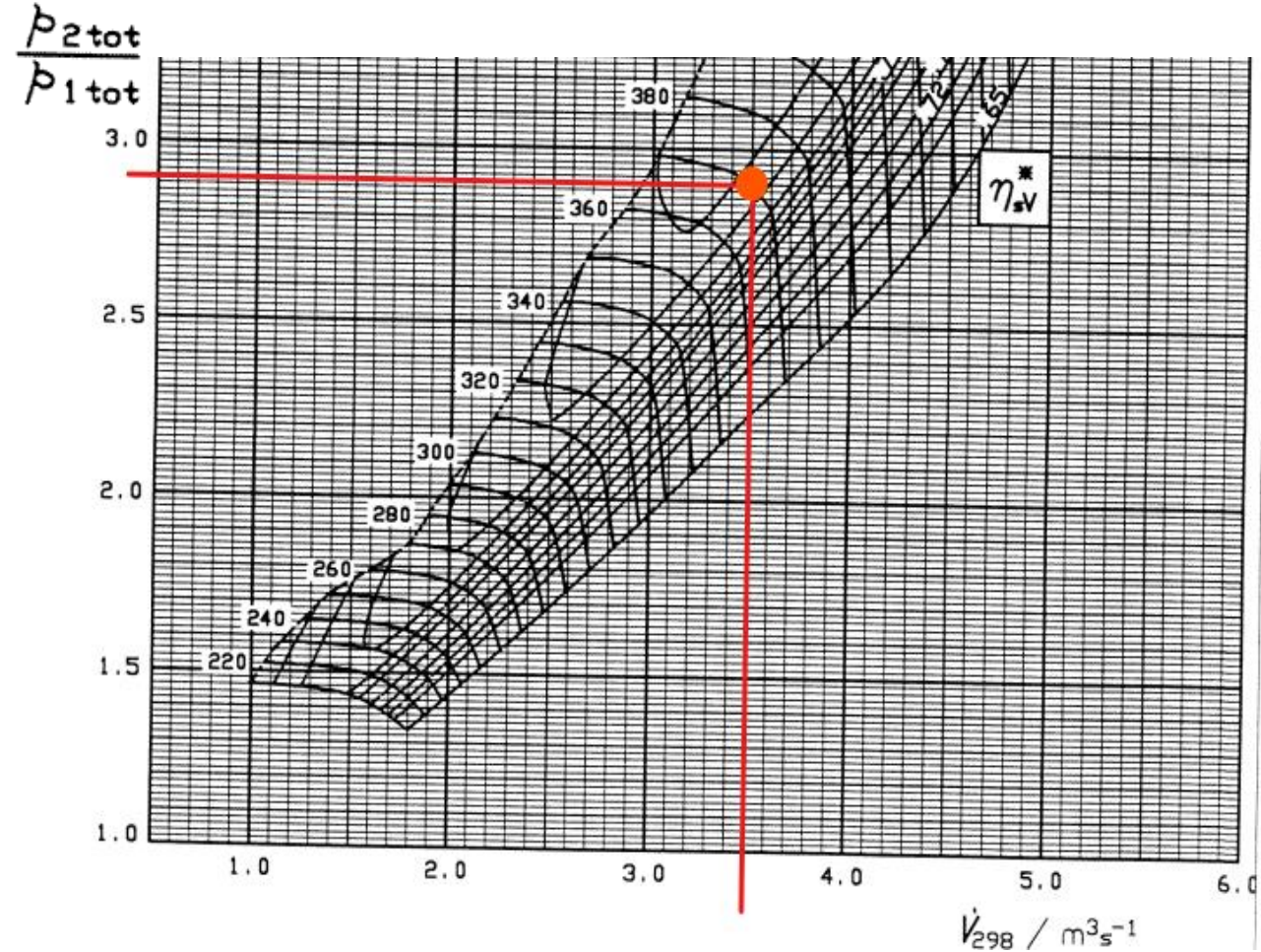


Análisis del funcionamiento del sistema de bombeo

Definición de puntos de Operación PS-3 Sardinias

Tabla 24. Resultados para el punto de operación del compresor en la estación PS-3

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	—



Puntos Operación P301D

09/01/24

$$n_{298} = n \sqrt{\frac{298}{T_1}} \quad s^{-1}$$

$$\dot{V}_{298} = \dot{V}_1 \sqrt{\frac{298}{T_1}} \quad m^3 s^{-1}$$

$T_1 = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$

$P_1 = 1,027197 \text{ atm}$

$P_2 = 2,9792 \text{ atm}$



Análisis del funcionamiento del sistema de bombeo

Definición de puntos de Operación PS-1 Amazonas

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	-

$$n_{298} = n \sqrt{\frac{298}{T_1}} \text{ s}^{-1}$$

$$\dot{V}_{298} = \dot{V}_1 \sqrt{\frac{298}{T_1}} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

$$V_{prom} = 2,552$$

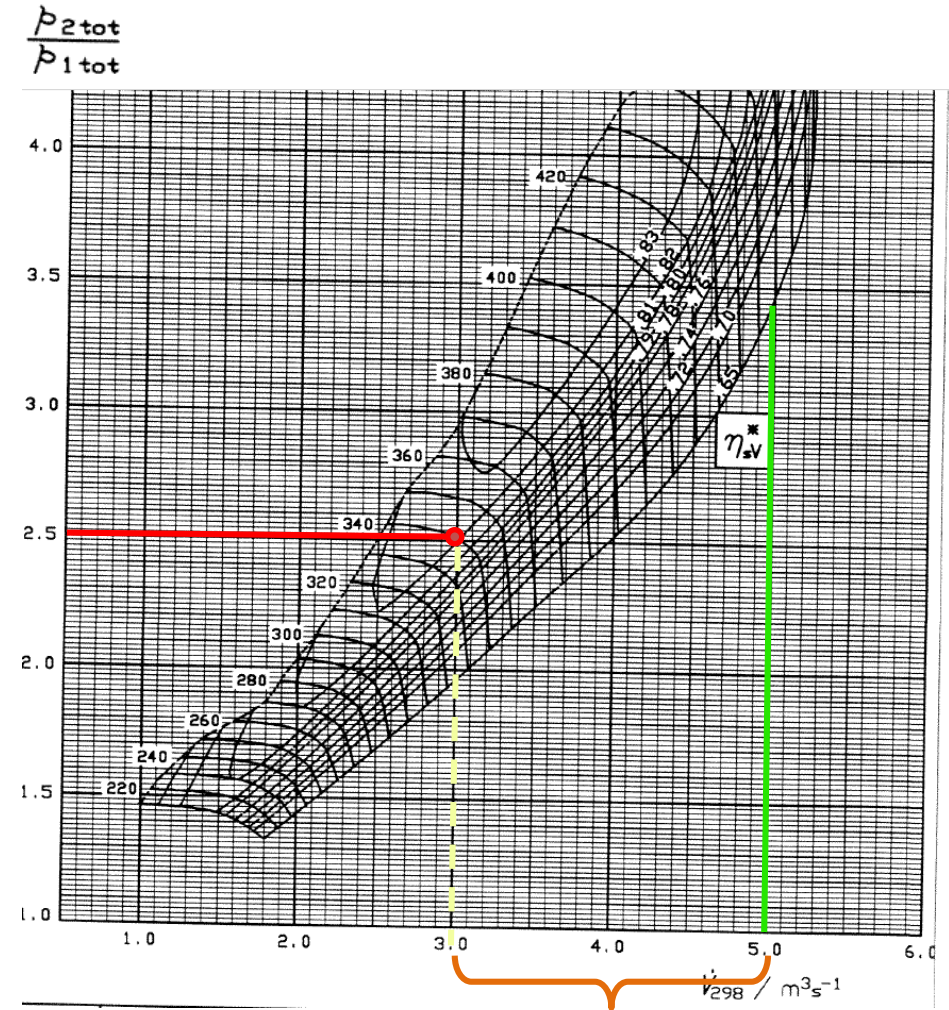
$$T_1 = 90^\circ\text{C}$$

Puntos Operación P101D 20/04/23
(IDEAL)

Flujo másico en exceso = 2.55 kg/s

Como se aprecia, la línea verde señala el flujo volumétrico actual que ingresa a los turbocompresores, y las líneas en rojo indican el comportamiento óptimo que debería tener el turbocompresor.

Concluyendo que el turbo para la estación PS1-Amazonas está sobredimensionado



Análisis del funcionamiento del sistema de bombeo

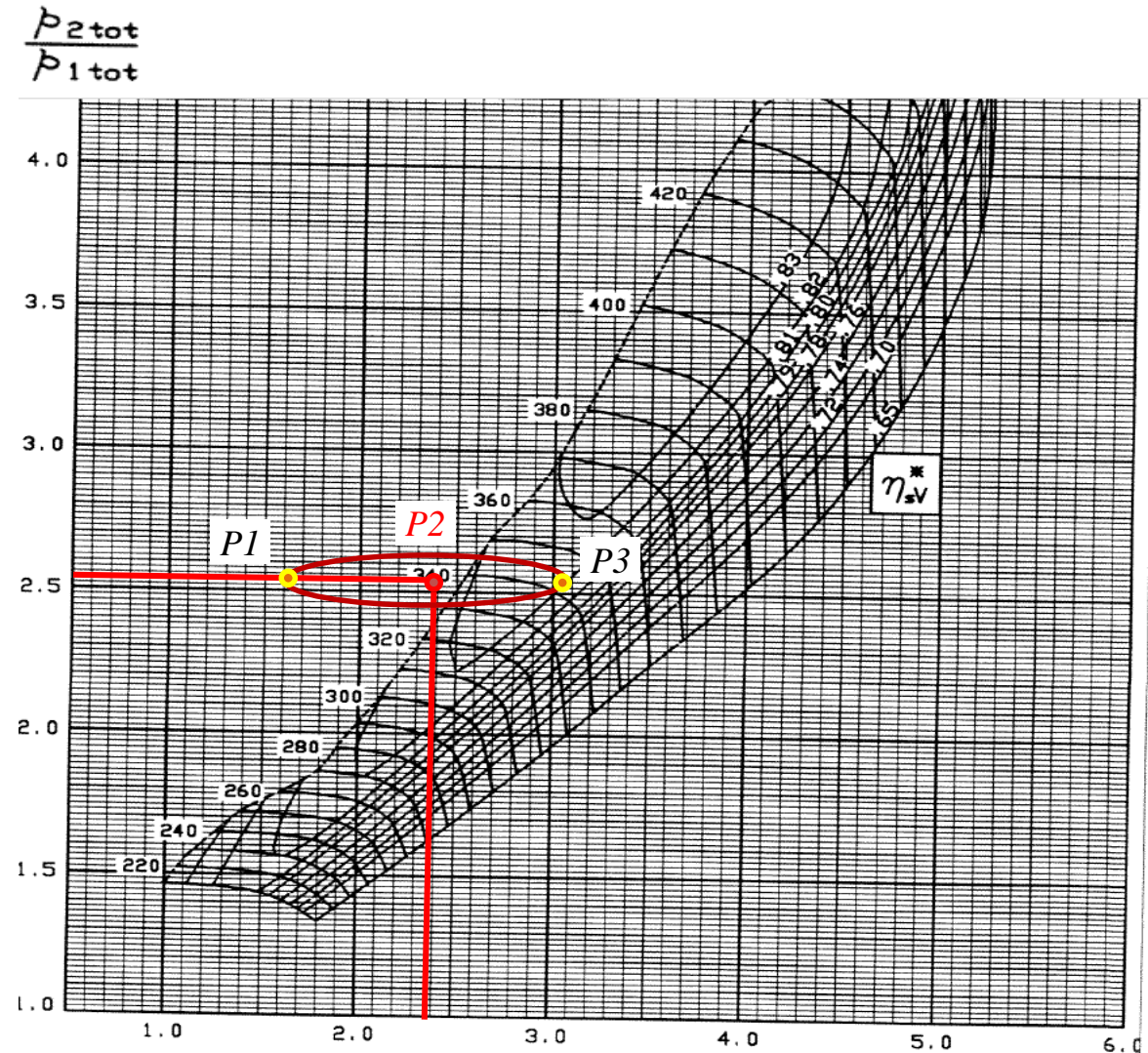
*Corrección por derating para
PS1-Amazonas*

*Puntos calculados en base a datos recolectados
en campo 20/04/23*

P1: Punto crítico en Surging

*P2: Punto promedio muy cerca de la línea
de surging*

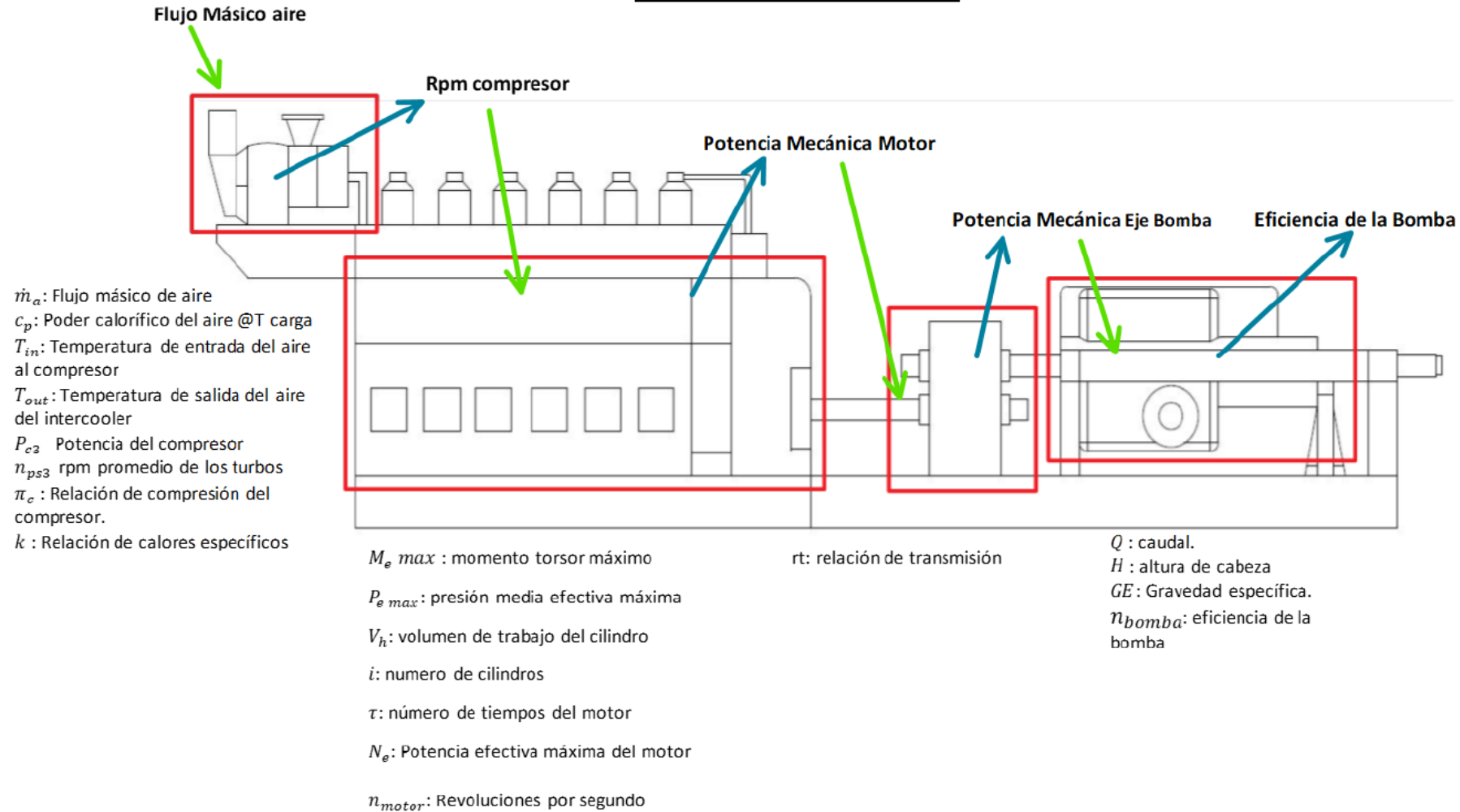
P3: Punto de mayor estabilidad



Análisis del funcionamiento del sistema de bombeo

Esquema del sistema de bombeo parametrizado.

Variables en cada Subsistema



Determinación del rango de calentamiento.

Antecedentes al cálculo

Protocolo de Prueba de OCP

TEST	cSt @ °F		RPM		FLUJO	PSI BOMBA		DELTA PRESION	HP				TEMP Y VISCOSIDAD			TURBO RPM		Tf-To		
	100	120	MOTOR	BOMBA	BOMBA bbl/h	IN	OUT		MOTOR	BOMBA EJE	BOMBA HIDR	EFICIENCIA BOMBA	BOMBA lb-ft	MOTOR lb-ft	sCt	IN °F TT-0X410	OUT °F		A	B
	1	470,3	231,1	640	3625,2	1746	179		1663	1484	2255,0	2209,9	1058,0	0,479	3200,4	18498,0	707,63		88,5	100,0
2	470,3	231,1	660	3736,6	2807	177	1664	1487	2793,0	2737,1	1704,4	0,623	3845,7	22217,0	702,62	88,7	96,0	22148	22281	7,3
3	470,3	231,1	680	3849,4	3171	156	1686	1530	3353,0	3285,9	1981,1	0,603	4481,5	25887,1	678,10	89,7	98,0	23408	23578	8,3
4	470,3	231,1	700	3961,4	3771	155	1691	1536	3764,0	3688,7	2365,2	0,641	4888,6	28230,0	663,79	90,3	96,0	24821	24983	5,7
5	470,3	231,1	720	4072,8	4442	165	1695	1530	4268	4182,6	2775,2	0,6635	5391,6	31121	571,79	94,5	100	26038	26278	5,5
6	470,3	231,1	725	4103,6	4486	171	1722	1551	4425,0	4336,5	2841,2	0,655	5548,0	32043,1	559,73	95,1	100,0	26188	26443	4,9

rpm motor	rpm bomba	Caudal	Presión diferenc	Eficiencia	Torque nominal	Torque dinámico	Torque medido	Torque total	Potencia motor	Torque motor	sfc	Turbo umbral	TurboA rpm	Turbo B rpm	Aire de carga presión	Aire de carga temperatura	Gases esc temperatura
640	3625	1746	1484	47,9%	4850	379	3200,4	3579,4	2255	18498,0	176,3	26940	19378	19508			662
660	3737	2807	1487	62,3%	5100	379	3845,7	4224,7	2793	22217,0	181,8	26940	22148	22281			696
680	3849	3171	1530	60,3%	5450	379	4481,5	4860,5	3353	25887,1	182,9	26940	23408	23578			720
700	3961	3771	1536	64,1%	5800	379	4888,6	5267,6	3764	28230,0	162,9	26940	24821	24983			734
720	4073	4442	1530	0,6635	6150	379	5391,6	5770,6	4268	31121	195,4	26940	26038	26278			763
725	4104	4486	1551	65,5%	6350	379	5548,0	5927,0	4425	32043,1	171,8	26940	26188	26443			766

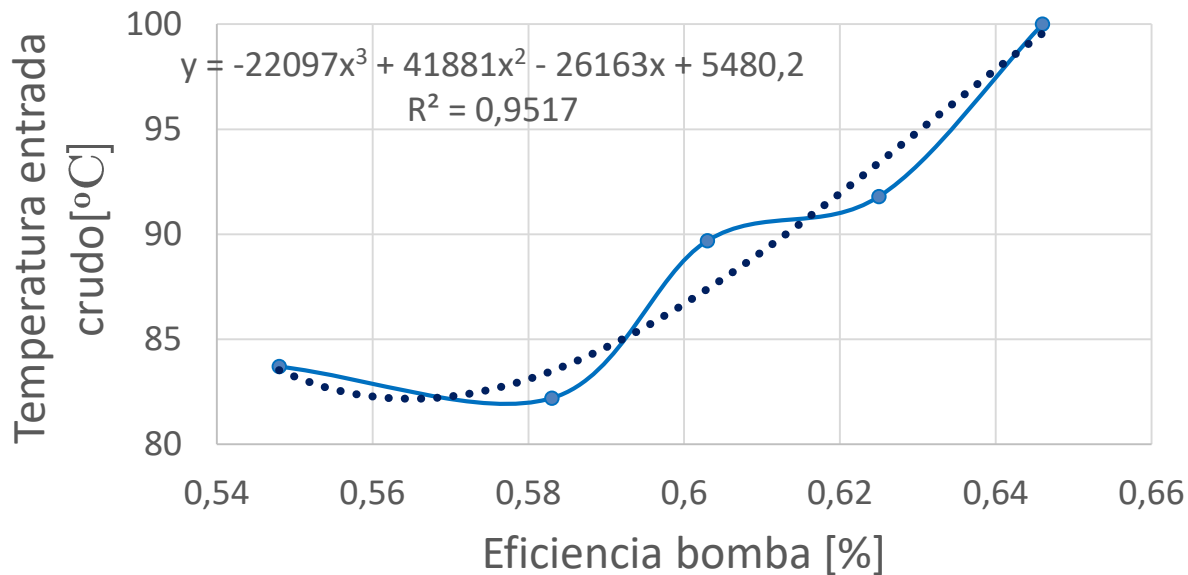


Determinación del rango de calentamiento.

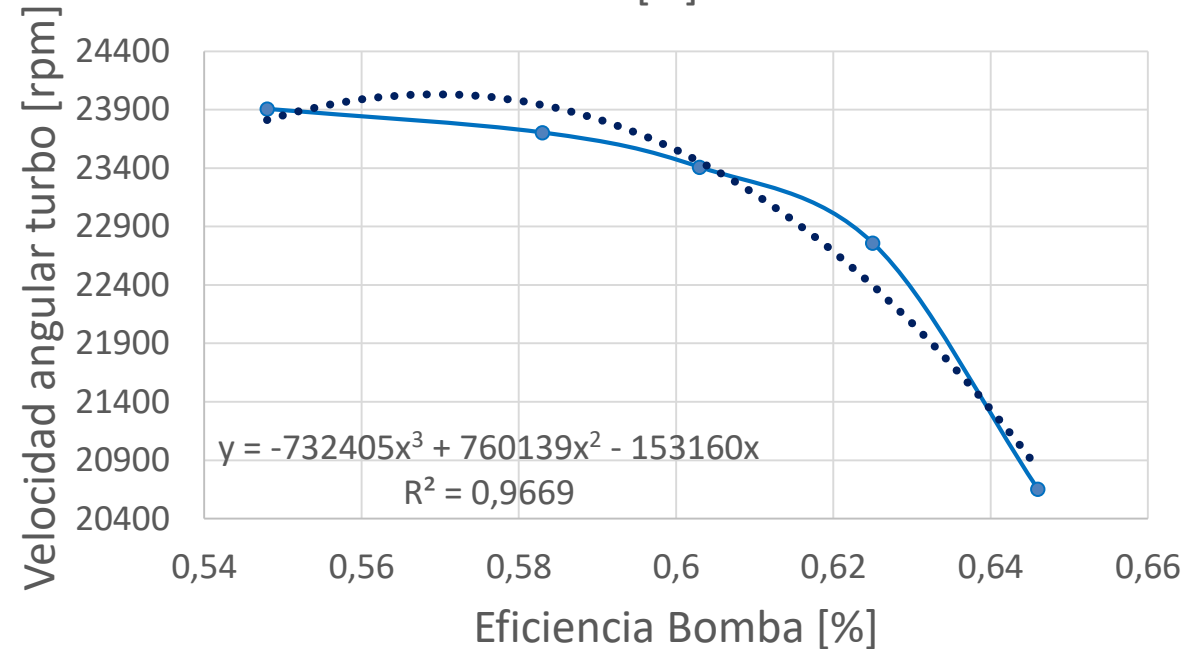
Antecedentes al cálculo

Curvas generadas con base en los protocolos de prueba

Temperatura entrada crudo [°C] Vs Eficiencia bomba [%]



Velocidad angular turbo [rpm] vs Eficiencia Bomba [%]



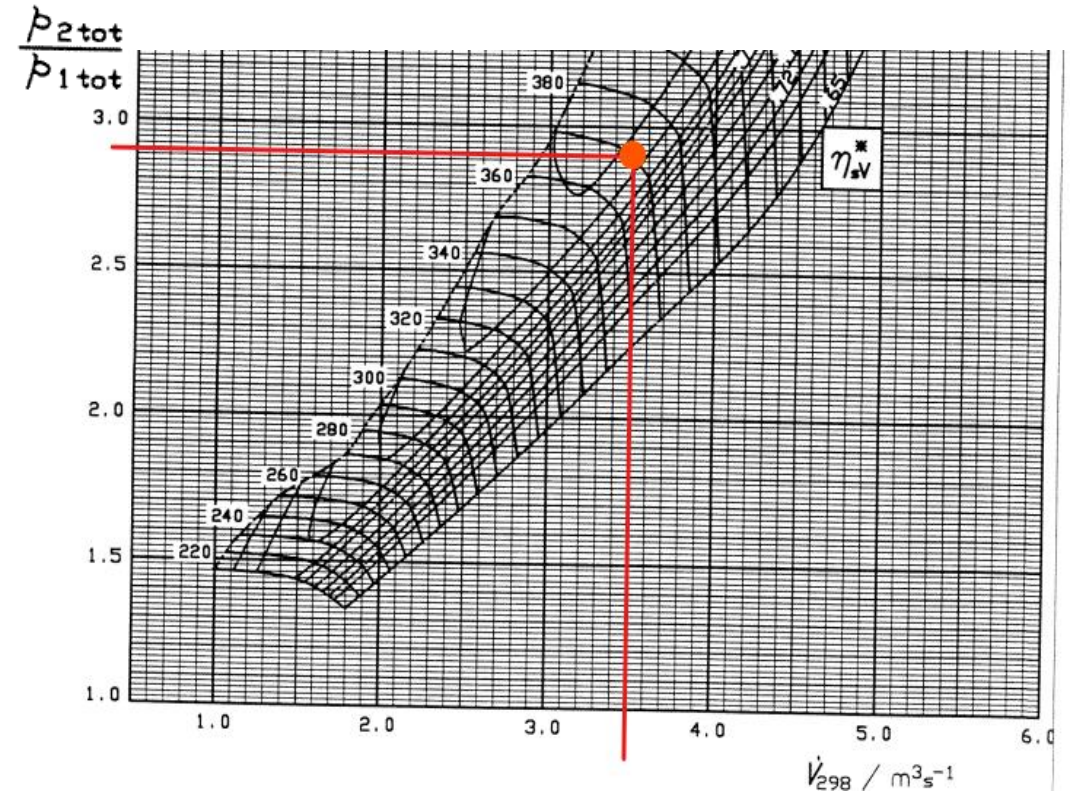
Análisis de las gráficas: Las curvas mostradas en la parte superior son el resultado del análisis de 31 protocolos de prueba entregados por OCP, ambas poseen un modelo polinomial de tercer grado con un coeficiente de determinación mayor a 0,95 lo que implica que los modelos seleccionados convergen en el rango de datos de trabajo.

Determinación del rango de calentamiento.

Ejemplo de Cálculo

i. Punto de operación óptimo del compresor

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]



Determinación del rango de calentamiento.

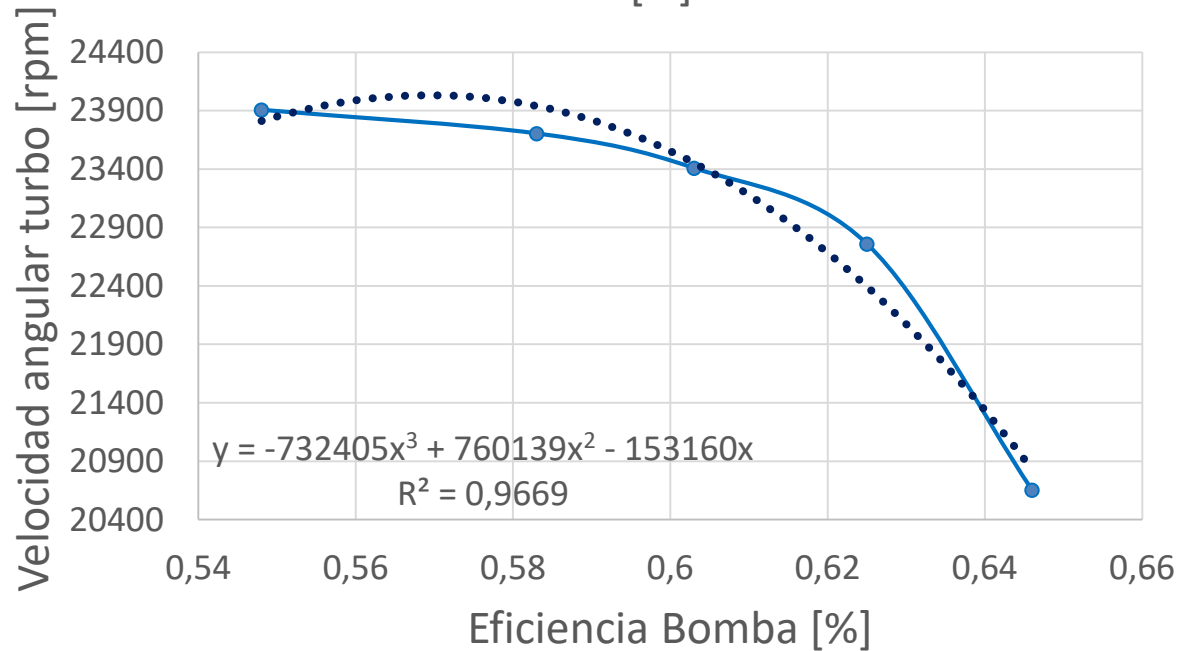
Ejemplo de Cálculo

ii. Cálculo de Eficiencia de la Bomba

a) En función del estado de operación del turbo y su eficiencia

n_{bomba1} En función del estado de operación del turbo y su eficiencia

Velocidad angular turbo [rpm] vs Eficiencia Bomba [%]



$$x_{optimo} = \frac{P_{c1}}{2\pi * \tau_{cPS3}}$$

$$\tau_{cPS3} = \frac{P_{c3}}{2\pi * n_{ps3}}$$

$$P_{c1} = \frac{\dot{m}_a * c_p * T_{in} * \left(\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{n_{cPS1 \text{ corregida}}}$$

$$P_{c3} = \frac{\dot{m}_a * c_p * T_{in} * \left(\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{n_{cPS3}}$$

$$n_{c \text{ PS1 corregida}} = \frac{n_{c \text{ PS1 real}} * 100}{n_{cPS3}}$$

$$n_{cPS3} = \frac{\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_{out}}{T_{in}} - 1}$$

$$n_{cPS1 \text{ real}} = \frac{\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_{out}}{T_{in}} - 1}$$

$$y = -732405x^3 + 760139x^2 - 153160x \text{ [rpm]}$$

Para: $y = 23102 \text{ [rpm]}$

$n_{bomba1} = 61,19 \text{ [%]}$



Determinación del rango de calentamiento.

Ejemplo de Cálculo

ii. Cálculo de Eficiencia de la Bomba

b) En función de la potencia mecánica suministrada a la bomba y la potencia hidráulica entregada por la misma

$$n_{bomba2} = \frac{Ph_{bomba}}{Pm_{bomba}}$$

Potencia hidráulica de la Bomba.

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

Potencia mecánica transmitida al eje de la Bomba.

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

Determinación del torque de la bomba

$$M_{bomba} = \frac{M_e \max}{rt}$$

Determinación del Momento torsor del eje del motor

$$M_e \max = \frac{P_e \max}{\pi * \tau} * V_h * i$$

Determinación presión media efectiva.

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

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

$x = Ne$ Potencia del motor

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

$$y = n_{optimo} = \frac{P_{c1}}{2\pi * \tau_{cPS3}}$$

$$n_{bomba2} = 62.87 \text{ [%]}$$



Determinación del rango de calentamiento.

Ejemplo de Cálculo

Nomenclatura

P_{c1} Potencia del compresor en PS-1
 τ_{cPS3} Torque del compresor en PS-3
 \dot{m}_a : Flujo másico de aire
 c_p : Poder calorífico del aire @T carga
 T_{in} : Temperatura de entrada del aire al compresor
 T_{out} : Temperatura de salida del aire del intercooler
 P_{c3} Potencia del compresor en PS-3
 n_{ps3} Revoluciones por minuto promedio de los turbos en PS-3
 π_c : Relación de compresión del compresor.
 k : Relación de calores específicos
 Q : caudal.
 H : altura de cabeza
 GE : Gravedad específica.

M_{bomba} : Torque del eje de la bomba.
 n_{bomba} : Velocidad angular bomba.
 $M_e \text{ max}$: momento torsor máximo

rt: relación de transmisión

$P_{e \text{ max}}$: presión media efectiva máxima

V_h : volumen de trabajo del cilindro

i: numero de cilindros

τ : número de tiempos del motor

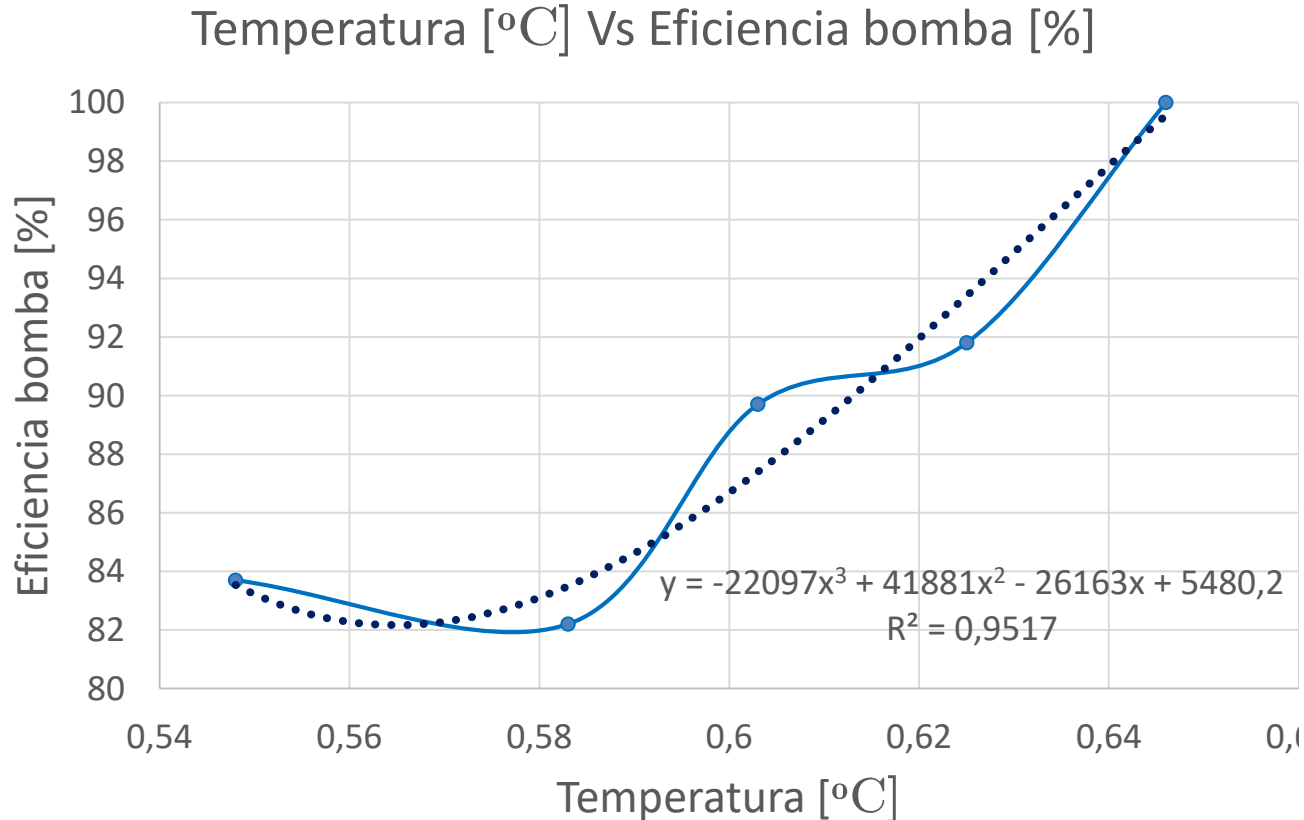
N_e : Potencia efectiva máxima del motor

n_{motor} : Revoluciones por segundo

Determinación del rango de calentamiento.

Ejemplo de Cálculo

iii. Determinación de la temperatura de entrada de crudo



Donde:

$$x_1 = 0.611 : n_{bomba1}$$

$$x_2 = 0.627 : n_{bomba2}$$

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

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



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.

Conclusiones.

- 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 con base en 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. Actualmente se está bombeando a 105 °F

Recomendaciones.

- Con base en los resultados del presente estudio se recomienda no sobrecalentar el crudo a bombearse desde 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.

Recomendaciones.

- Se recomienda ampliar el rango de la tasa de corte para el ensayo reológico de flujo estacionario, para evidenciar de mejor manera la convergencia de los datos en la curva de viscosidad absoluta vs tasa de corte.
- Se recomienda poner en observación al equipo P 0201C en la estación PS2, debido a un comportamiento anormal registrado en la toma de datos realizada en sitio.

Gracias



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

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 Mpidi: <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.



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.

Dedicatoria

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 mi 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 García

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-

