

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
COORDINACIÓN DE ESTUDIOS DE POSTGRADO
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**“CONSTRUCCION DEL MODELO DE SIMULACIÓN DINAMICA DEL
TREN DE TURBOCOMPRESIÓN DE LA PLANTA COMPRESORA SANTA
ROSA II, USANDO LAS CURVAS OBTENIDAS EN LA PRUEBA DE
DESEMPEÑO DELA PRIMERA ETAPA DE COMPRESIÓN”**

REALIZADO POR:

ING. DANIEL ROJAS TOVAR

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO COMO REQUISITO
PARCIAL PARA OPTAR AL TÍTULO DE ESPECIALISTA EN

INGENIERÍA DE GAS

Barcelona, Abril de 2009

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
COORDINACIÓN DE ESTUDIOS DE POSTGRADO
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**“CONSTRUCCION DEL MODELO DE SIMULACIÓN DINAMICA DEL
TREN DE TURBOCOMPRESIÓN DE LA PLANTA COMPRESORA SANTA
ROSA II, USANDO LAS CURVAS OBTENIDAS EN LA PRUEBA DE
DESEMPEÑO DELA PRIMERA ETAPA DE COMPRESIÓN”**

ASESOR

Dr Anabelis Rodriguez

Asesor Académico

Barcelona, Abril de 2009

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
COORDINACIÓN DE ESTUDIOS DE POSTGRADO
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**“CONSTRUCCION DEL MODELO DE SIMULACIÓN DINAMICA DEL
TREN DE TURBOCOMPRESIÓN DE LA PLANTA COMPRESORA SANTA
ROSA II, USANDO LAS CURVAS OBTENIDAS EN LA PRUEBA DE
DESEMPEÑO DELA PRIMERA ETAPA DE COMPRESIÓN”**

Dr Anabelis Rodriguez

Asesor Académico

DSc. Johnny Martinez

Jurado Principal

D.Sc Jose E. Rengel

Jurado Principal

Barcelona, Abril de 2009

ARTÍCULO 41

DE ACUERDO AL ARTÍCULO 41 DEL REGLAMENTO DE TRABAJO DE GRADO:

“LOS TRABAJOS DE GRADO SON DE EXCLUSIVA PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DE ORIENTE Y SOLO PODRÁN SER UTILIZADOS A OTROS FINES CON EL CONSENTIMIENTO DEL CONSEJO DE NÚCLEO RESPECTIVO, QUIEN LO PARTICIPARÁ AL CONSEJO UNIVERSITARIO”.



DEDICATORIA

A...

Mi(s) hijo(s)

Mi esposa

Mis padres

AGRADECIMIENTOS

Este proyecto no hubiera sido posible sin la ayuda de las personas que estando cerca de mí me recordaban lo importante que es cerrar capítulos en la vida. En primer lugar quiero agradecer a mi esposa Rosa Farias, que cada día luego que terminé las materias me recordaba que debía terminar este trabajo, a mi hija Daniela Valentina Rojas que me motivó a terminar cuando me dijo ¿me ayudas a hacer mi tesis?. A mi tutora Anabelis Rodríguez que con su paciencia, a mis tantos viajes, me permitió que lo completara.

Durante el largo período en el cual estuve trabajando en escribir estas líneas hubieron personas que me ayudaron revisando de manera desinteresada lo que iba escribiendo en especial quiero agradecer al Msc. Argenis Mindiola por haber tomado parte de su tiempo para realizar esta actividad.

Quiero agradecer a mis compañeros de la V cohorte con los que compartí unos momentos inolvidables y a todos aquellos que de alguna forma estuvieron conmigo durante este tiempo.

RESUMEN

En la producción de gas natural se requieren diversos procesos para garantizar la obtención de los diferentes derivados. Entre estos procesos se encuentra la compresión del gas. Este es uno de los procesos más importantes debido a su alto costo capital y operacional. Los compresores siguen un comportamiento basado en la termodinámica, pero que en general este se debe comprobar en bancos de prueba usando un procedimiento (“PTC-10 Performance Test for Centrifugal compressor and Exhauster” [3]) normalizado por la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME), en el que se establecen las bases para la realización de la prueba y las ecuaciones que la rigen. El resultado de esta prueba se resume en las curvas de desempeño de los compresores las cuales relacionan los parámetros operacionales del mismo (potencia, presión, flujo, eficiencia). Con estas curvas y la ayuda de softwares especializados que permiten la simulación en estado no estacionario se modeló el tren de turbo compresión instalado en la planta compresora Santa Rosa II. Con esta simulación se observó el comportamiento a una perturbación de los parámetros de proceso del tren de compresión. La prueba de desempeño es uno de los procedimientos más importantes a la hora de describir el comportamiento de los compresores. El modelo de simulación elaborado para este tren de compresión permite predecir el comportamiento de las variables de campo con una desviación de más o menos 10%. Con el modelo construido se observó que los compresores son altamente dependientes de la velocidad de compresor, de la presión de succión, la temperatura de succión y la temperatura ambiente, las cuales afectan parámetros como la potencia requerida, el flujo manejado y el nivel de líquido en los depuradores.

CONTENIDO

ARTÍCULO 41	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTOS	vi
RESUMEN.....	vii
CONTENIDO	viii
LISTA DE TABLAS	x
LISTA DE FIGURAS.....	xi
CAPITULO I.....	1
INTRODUCCIÓN	1
1.1 Planteamiento del problema.....	2
1.2 Objetivos	4
1.2.1 Objetivo general.....	4
1.2.2 Objetivos específicos	4
CAPITULO II	6
MARCO TEÓRICO.....	6
2.1 Simulación dinámica.....	6
2.2 Antecedentes	8
2.3 Premisas consideradas en el proyecto.....	9
2.4 Descripción del alcance y reutilización de equipos	10
2.5 Descripción del proceso de la planta Santa Rosa II.....	14
2.6 Prueba de desempeño (ASME PTC 10 – 1997).....	16
2.7 Prueba desempeño compresor RECAT Santa Rosa II.....	18
2.8 Curvas características de compresores.....	21
CAPITULO III.....	30
METODOLOGÍA DEL TRABAJO	30
3.1 Modelo tren de compresión Santa Rosa.....	30
3.1.1 Comparación del modelo con los datos de campo.....	32

3.1.2 Sensibilidad del tren de compresión a variables operacionales.....	35
CAPITULO IV.....	37
ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	37
4.1 Comparación del modelo con los datos de campo.....	37
4.2 Sensibilidad del tren de compresión a variables operacionales.....	38
CAPITULO V.....	50
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	50
5.1. Conclusiones.....	50
5.2. Recomendaciones.....	51
BIBLIOGRAFÍA.....	52
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO.....	53

LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1. Turbocompresores del Proyecto ACAT.....	9
Tabla 2.2 Acciones para la Turbo maquinaria	12
Tabla 2.3 Acciones para los Equipos de Procesos	13
Tabla 2.4 Acciones para los Sistemas Auxiliares	13
Tabla 3.1 Comparación Flujo de Succión y Descarga	33
Tabla 3.2 Comparación Temperatura de Succión y Descarga	34
Tabla 3.3 Comparación Presión de Succión y Descarga.....	34
Tabla 3.4 Velocidad de la Turbina.....	34

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Esquema Compresión Santa Rosa / 250	1
Figura 2.2	Esquema Compresión San Joaquín / 450	1
Figura 2.3	Esquema de Compresión RECAT Santa Rosa.	14
Figura 2.4.	Distribución de puntos tomados para la prueba de desempeño [2]	19
Figura 2.5.	Esquema Prueba de desempeño compresor primera etapa proyecto RECAT [2]	19
Figura 2.6.	Comparación entre Curvas teóricas y prácticas del compresor D8R6S [2]	20
Figura 2.7.	Eficiencia en función del Flujo Actual (ACMM).....	26
Figura 2.8.	Cabezal Politrópico (m) en función del Flujo Actual (ACMM)	27
Figura 2.9.	P_2 / P_1 en función del Flujo Actual (ACMM) / P_1	28
Figura 2.10.	P_2 en función del Flujo Actual (ACMM)	29
Figura 3.1.	Esquema de Simulación Tren de Compresión RECAT Santa Rosa II....	31
Figura 4.1.	Flujo Molar (MMMCED) vs Velocidad de la Turbina (RPM)	38
Figura 4.2.	Presión (kPam) vs Velocidad de la Turbina (RPM)	39
Figura 4.3.	Potencia (kW) vs Velocidad de la Turbina (RPM).....	39
Figura 4.4.	Temperatura (°C) vs Velocidad de la Turbina (RPM)	40
Figura 4.5.	Flujo (MMMCED) vs Presión Succión (kPam)	41
Figura 4.6.	Temperatura (°C) vs Presión Succión (kPam).....	42
Figura 4.7.	Potencia (kW) vs Presión Succión (kPam).....	42
Figura 4.8.	Nivel (%) vs Temperatura Succión (°C)	43
Figura 4.9.	Temperatura Compresores (°C) vs Temperatura Succión (°C).....	44
Figura 4.10.	Presión (kPam) vs Temperatura Succión (°C).....	44
Figura 4.11.	Flujo (MMMCED) vs Temperatura Succión (°C).....	45
Figura 4.12.	Potencia (kW) vs Temperatura Succión (°C)	45
Figura 4.13.	Nivel (%) vs Temperatura Aire (°C)	47
Figura 4.14.	Potencia (kW) vs Temperatura Aire (°C)	47

Figura 4.15. Flujo Molar (MMMCED) vs Temperatura Aire (°C)..... 48

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

Actualmente en el diseño de ingeniería es común la utilización de simulaciones de procesos en estado estacionario. Estas simulaciones consideran la no variación de las propiedades, por ejemplo flujo, presión y temperatura, con respecto al tiempo. La idea fundamental de este trabajo consiste en inducir el uso de simulaciones en estado no permanente, con el objeto de que se tome en cuenta el efecto del tiempo a la hora de realizar los diseños de ingeniería.

Una simulación dinámica de proceso es el uso de un sistema de ecuaciones basado en la conservación de la masa y la energía que contabilizan los cambios que ocurren en el tiempo. Las ecuaciones utilizadas para los balances de materia, energía y composición incluyen adicionalmente el término de acumulación y la diferenciación con respecto al tiempo. Ecuaciones diferenciales no lineales pueden ser formuladas para aproximar los principios de conservación, sin embargo una solución analítica no existe.

En el caso que se plantea en este trabajo se va a modelar de un tren de compresores centrífugos accionados por una turbina a gas. Este se simulará utilizando la prueba de desempeño del compresor de primera etapa y un paquete comercial de simulación de procesos.

La prueba de desempeño consiste en la operación del compresor en un banco de pruebas en el cual se registran los datos de presión, flujo, temperatura, entre otros, para construir la curva característica de operación del compresor. Esta prueba está descrita y estandarizada por la American Society of Mechanical Engineer (ASME) en

el documento PTC10 Performance Test for Centrifugal compressor and Exhauster [3].

El PTC 10 establece las diferentes condiciones de operación, arreglos mecánicos, instrumentación, características del gas, etc. para la ejecución de la prueba. En esta prueba se determina básicamente el cabezal generado por el equipo, el rendimiento y el caudal manejado. Con estos datos y las condiciones de la prueba, se pueden extrapolar los resultados a las condiciones de operación de la planta.

1.1 Planteamiento del problema

A partir del año 2000, el Distrito Anaco pasó de ser un productor de crudo a productor de gas. Este cambio en el objetivo de producción generó una problemática en cuanto a la infraestructura de superficie existente para la producción.

Esta situación permitió que se revisara el diseño de la infraestructura, que en su mayoría tiene un promedio de 50 años de servicio, y está orientada a la producción de crudo.

El análisis de la infraestructura dio como resultado la ejecución de un proyecto mayor llamado Proyecto Gas Anaco que tiene como alcance la sustitución de toda la infraestructura actual, por una moderna orientada a la producción de gas.

Ahora bien, el Proyecto Gas Anaco no ha sido suficiente para cumplir con las metas de producción establecidas por la creciente necesidad de gas en el mercado interno, es por ello que ha surgido otra serie de proyectos que conforman parte de la etapa de transición. Entre estos se encuentra el proyecto “Reactivación de Compresión Áreas Tradicionales (RECAT)”.

El alcance del Proyecto RECAT es aumentar la capacidad de compresión de gas, en los campos Santa Rosa, 2,82 MMMCED (Millones de Metros Cúbicos Estándar día) (100 MMPCED) y San Joaquín, en 9,63 MMMCED (240 MMPCED), mediante la reactivación de tres trenes de turbo compresión conformados por una turbina MARS 100 y compresores DRESSER-RAND. Estos trenes de compresión serán instalados como sigue:

- A. Un tren en la planta compresora Santa Rosa II, para manejar 2,82 MMMCED (100 MMPCED) de gas desde 1723,69 kPam (250 psig) hasta 8273,71 kPam (1200 psig).
- B. Dos trenes en la planta compresora San Joaquín Booster para manejar 9,63 MMMCED (240 MMPCED) desde 3102,64 kPam (450 psig) hasta 8273,71 kPam (1200 psig) en cada tren.

Dada esta breve introducción sobre el proyecto de compresión en el cual se basará este estudio hay que hacerse una pregunta ¿Por qué un modelo dinámico?, la razón principal de introducir los modelos dinámicos al estudio de la ingeniería es la inclusión de la variable tiempo en los cálculos de diseño de las plantas, lo que permite realizar análisis de los procesos transitorios como: arranques y paradas de equipos, cambios en las condiciones ambientales, entre otros.

El objetivo es construir el modelo de simulación para el tren de turbo compresión de la planta compresora Santa Rosa II, del proyecto RECAT, usando los datos obtenidos en la prueba de desempeño del compresor DRESSER-RAND (D8R6S), con la finalidad de suministrar una herramienta que permita predecir el comportamiento del tren en el tiempo a partir de la variación de los parámetros operacionales.

Con este trabajo se pretende estudiar como se llega al estado estacionario del proceso de compresión luego de introducir un cambio en una de las variables de proceso, con la ayuda de un software comercial de simulación de procesos.

La importancia de tener un modelo que prediga el comportamiento de las variables de procesos en una planta radica en que se puede establecer programas de mantenimiento, entrenamiento a operadores y sobretodo adelantarse a situaciones operacionales que pueden ocasionar pérdidas de producción, o accidentes que conlleven a pérdidas materiales o humanas.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Construir un modelo para la simulación dinámica del tren de turbo compresión de la planta compresora Santa Rosa II, usando las curvas obtenidas en la prueba de desempeño de la primera etapa de compresión.

1.2.2 Objetivos específicos

- Determinar las variables operacionales que se estudiarán en este trabajo.
- Analizar la prueba de desempeño del compresor de primera etapa (D8R6S) del tren de compresión.
- Elaborar las curvas de comportamiento a diferentes velocidades del compresor de primera etapa.
- Construir el modelo de simulación estático y dinámico del tren de compresión de la planta compresora Santa Rosa II.

- Realizar la validación de los resultados de la simulación con los datos reales del tren de turbo compresión.
- Establecer los escenarios a ser simulados con el modelo.
- Evaluar la influencia de los parámetros críticos de operación del tren (Presión, Temperatura, Caudal, velocidad del compresor en el eje).

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Simulación dinámica

Durante el diseño y operación de las plantas de procesos se requiere del modelado o simulación de cada uno de los procesos que en ellas ocurren. Generalmente en el diseño de ingeniería estas simulaciones o modelos se realizan considerando que no hay cambio de las variables de proceso con respecto al tiempo.

Esto implica que durante el cálculo realizado con el simulador la planta, se encuentra en estado estacionario. En general, para simular los efectos que se suceden en una planta debido a factores externos o internos, se cambian en el modelo una o más variables hasta obtener valores con las condiciones reales de la planta.

Algunos de los factores que influyen en variación del comportamiento de la planta con respecto al tiempo son: las condiciones de la alimentación y ambientales, factores de ensuciamiento en intercambiadores, entre otros.

Una manera de predecir el desempeño de una planta de procesos desde el momento del diseño es utilizando simulaciones dinámicas. La simulación dinámica consiste en la inclusión de la variable tiempo en los modelos fisicoquímicos y termodinámicos. Esta inclusión permite evaluar los diferentes parámetros que afectan el proceso, y así poder, desde el desarrollo de la ingeniería, visualizar y abordar aspectos relevantes como por ejemplo:

- Efecto de las variables ambientales en intercambiadores de calor, compresores y otros equipos

- Diseño de los sistemas de control
- Calibración (tunning) de controladores
- Estudio del efecto de ensuciamiento en intercambiadores de calor

En la actualidad existen softwares desarrollados por diferentes empresas especializadas en simulaciones dinámicas de procesos que permiten evaluar con complejos modelos matemáticos el comportamiento de los diferentes equipos presentes en las plantas de proceso. Entre estas empresas se encuentran:

- AspenTech (HYSYS).
- SimSci (DYN SIM).
- Chemstation (CHEMCAD).

El software utilizado en este proyecto es el HYSYS. HYSYS es un programa computacional desarrollado por la empresa HYPROTECH que luego fue comprada por ASPENTECH. En sus inicios este simulador comenzó modelando el comportamiento PVT, en diferentes procesos, usando la ecuación cúbica de PENG-ROBINSON como base matemática.

En las últimas versiones del HYSYS (HYSYS 2006), se puede modelar desde un proceso estacionario hasta procesos no permanentes y permite el cálculo de estimados de costo para ingenierías conceptuales.

HYSYS utiliza un modelo basado en el balance de masa y energía. Se fundamenta en teorías de acumulación y eficiencia que permiten convertir las ecuaciones no lineales en modelos que pueden ser estimados mediante métodos numéricos de cálculo.

Con las simulaciones dinámicas se puede estudiar fenómenos transitorios como: arranque y parada de un compresor, acumulación de líquidos en un recipiente por efecto de condensación, despresurización de una planta, etc.

2.2 Antecedentes

El proyecto “Alquiler de Compresión en Áreas Tradicionales (ACAT)” fue un proyecto de alquiler de compresión para gas de inyección a 24131,66 kPam. Este proyecto generó la adquisición/operación de las siguientes máquinas:

- 2 SKID de Compresión en Sta. Rosa (11186 kW ISO (15000 Hp ISO) para manejo de 2,832 MMMCED c/u (100 MMPCED)).
- 1 SKID de Compresión en Sta. Ana III (11186 kW ISO (15000 Hp ISO) para manejo de 1,416 MMMCED (50 MMPCED)).
- 2 SKID de Compresión en Mata R (11186 kW ISO c/u (15000 Hp ISO), una para manejo de 2,832 MMMCED (100 MMPCED) y otra para manejo de 1,416 MMPCED (50 MMPCED)).
- 1 SKID de Compresión en Oscurote (11186 kW ISO (15000 Hp ISO) para manejo de 1,416 MMMCED (50 MMPCED)), activo ubicado en el Dtto. San Tomé.
- El proyecto de alquiler contemplaba un contrato de operación y mantenimiento de 5 años, otorgado a Dresser-Rand, el cual se inició en abril de 1996.

Para la fecha del 23 de marzo de 2001, no se encontraban en operación los Equipos de Compresión Alquilada de Sta. Ana (C), Zapatos (E), Oscurote (D) y Mata R (F) siendo los únicos en servicio los de Sta. Rosa (A y B).

A continuación se muestra la identificación, fechas de entrega y las horas de operación acumuladas de las turbinas (Tabla 2.1).

Tabla 2.1. Turbocompresores del Proyecto ACAT.

Turbocompresores	Identificación	Fecha de Entrega a PDVSA	Horas de Operación de las Turbinas
SANTA ROSA	A	21/01/01	36401,0
SANTA ROSA	B	24/01/01	7181,3
SANTA ANA	C	28/02/01	30344,6
OSCUROTE	D	18/03/01	37998,8
ZAPATO	E	18/04/01	31501,8
MATA R	F	26/03/01	6401,5

2.3 Premisas consideradas en el proyecto

Las premisas con las cuales se consideró el proyecto de reactivación de los turbocompresores del proyecto ACAT fueron las siguientes:

- Reutilización de los turbocompresores en forma de patín, con el objeto de facilitar el traslado de los mismos desde su ubicación actual al sitio de requerimiento.
- Se consideró la máxima reutilización de los turbocompresores existentes, ello implica turbinas, compresores, y equipos periféricos como separadores y enfriadores entre etapas.
- Se estableció que estos turbocompresores operarían en forma continua para sustentar la compresión actual y la del 2005, como antesala a la puesta en marcha de los centros operativos del Proyecto de Gas Anaco, cuya capacidad de compresión sería de 62,30 MMMCED (2006) (2200 MMPCED),

aportando estos equipos una compresión adicional de 9,63 MMMCED de gas para obtener un total disponible 71,93 MMMCED (2540 MMPCED).

- Se estableció que los turbocompresores cubrirían los requerimientos en compresión en los niveles de 1723,69 kPam (250 psig), 3102,62 kPam (450 psig) en el Campo Sta. Rosa y 3102,62 kPam (450 psig) en el Campo San Joaquín, descargando a una presión de 8273,71 kPam (1200 psig).
- Se estableció que los turbocompresores del proyecto “ACAT” conservarían su turbina para el proyecto RECAT, estableciendo con base a su potencia las presiones de succión/descarga de los turbocompresores.
- Se estimó que en el campo Santa Rosa a partir del año 2007 no habría producción de gas al nivel de 3447,38 kPam (500 psig), por lo tanto se contempla que el turbocompresor de 3102,62 kPam (450 psig). sería trasladado al área de San Joaquín.

2.4 Descripción del alcance y reutilización de equipos

De acuerdo al Plan de Oportunidades PDO-2003-2022 y la capacidad operativa de compresión, se conceptualizó la ubicación de los turbocompresores del proyecto ACAT y las actividades a desarrollarse en cada uno de los alcances específicos:

Campo Santa Rosa:

Ejecutar la ingeniería, procura y construcción de las facilidades de compresión requeridas para la reactivación de un (1) turbocompresor existentes en la Planta Compresora Santa Rosa II (ver Fig. 2.1) para comprimir 2,832 MMMCED (100 MMPCED) a nivel de 1723,69 kPam (250 psig), esta actividad contempla lo siguiente:

Nivel de 1723,69 kPam (250 psig)

Ingeniería Básica y Detalle

Procura Compresor D8.

REVAMP Compresor 361B.

Overhaul de la Turbina Mars 100

Procura de dos depuradores

Equipos Auxiliares

Construcción del Proyecto

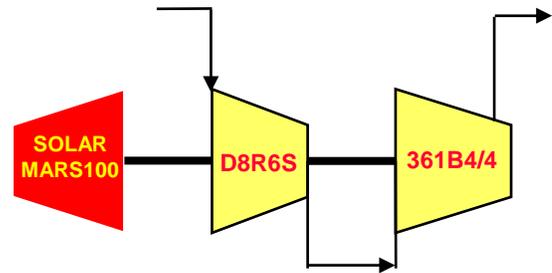


Figura 2.1 Esquema Compresión
Santa Rosa / 250

Campo San Joaquín

Ejecutar la ingeniería, procura y construcción de las facilidades de compresión requeridas para la reactivación de los dos (2) turbocompresores existentes en la Planta Santa Rosa II y la Planta Compresora Mata R, y trasladarlos a la Planta Compresora San Joaquín Booster (ver Fig. 2.2) para comprimir 3,40 MMPCED (120 MMPCED) adicionales a nivel de 3102,64 kPam (450 psig) cada uno, esta actividad contempla:

Nivel de 3102,64 kPam (450 psig)

Ingeniería Básica y Detalle

Procura Compresor D8.

Overhaul Compresor 361B

Overhaul Turbina Mars 100

Equipos Auxiliares

Preparación del Sitio

Traslado de los equipos de Mata R a Planta San Joaquín Booster.

Construcción del Proyecto.

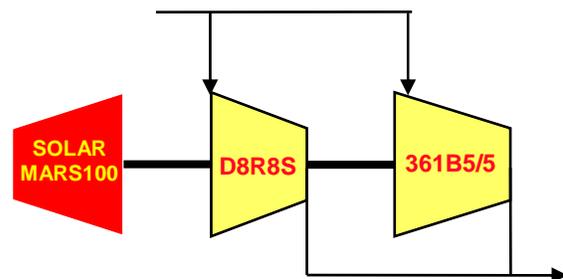


Figura 2.2 Esquema Compresión San
Joaquín / 450

Adicionalmente se consideró el traslado y adecuación de los equipos de procesos desde las plantas Mata R, Santa Ana, y Oscurote.

En las Tablas 2.2, 2.3 y 2.4 se muestran los alcances de las modificaciones que se hicieron para la instalación y puesta en marcha de las plantas de compresión “RECAT”.

Tabla 2.2 Acciones para la Turbo maquinaria

TURBOMAQUINARIA	
Turbinas	Compresores
Se realizó el mantenimiento mayor (overhaul) a las turbinas para llevarlas a 0 horas de operación:	Turbocompresor “A” de Sta. Rosa, instalado en la planta compresora San Joaquín Booster, Succión de 3102,62 kPag, Capacidad Diseño: 3,40 MMMCED. Los compresores existentes corresponden a 171B4/5 (primera etapa) y 361B5/5 (segunda etapa). Se debe cambiar el compresor existente 171B por un nuevo compresor Datum D8R8S, quedando la siguiente configuración: D8R8S y 361B5/5 con alimentación en paralelo.
Turbina del Turbocompresor "A" y "B" Sta. Rosa,	Turbocompresor “B” de Sta. Rosa, Succión 1723,69 kPag, Capacidad Diseño: 2,83 MMPCED. Los compresores existentes corresponden a 171B4/5 (primera etapa existente) y 361B5/5 (segunda etapa existente). Se debe reemplazar el compresor existente 171B4/5 por un compresor nuevo D8R6S. De igual forma, se debe efectuar REVAMP del compresor existente 361B5/5 quedando configurado como 361B4/4.
Turbina del Turbocompresor "E" Mata R.	Turbocompresor “E” de Zapatos, instalado en la planta San Joaquín Booster, Succión de 3102,62 kPag, Capacidad Diseño: 3,40 MMMCED. Los compresores existentes corresponden a 362B5/5 (primera etapa) y 171B5/5 (segunda etapa). Se debe cambiar el compresor existente 171B por un nuevo compresor Datum D8R8S, de igual forma, se debe reemplazar el 362B5/5 por un compresor 361B5/5 proveniente del turbocompresor “F” de Mata R, quedando la siguiente configuración: D8R8S y 361B5/5 con alimentación en paralelo.

Tabla 2.3 Acciones para los Equipos de Procesos

EQUIPOS DE PROCESO	
Separadores Entre Etapas	Enfriadores de Tiro Forzado (FIN-FAN) Entre Etapas
Los separadores entre etapas fueron evaluados encontrándose la necesidad de procurar nuevos equipos debido a que a las nuevas condiciones de operación, la velocidad obtenida en el recipiente supera el requerido según las normas y prácticas recomendadas para la operación de estos equipos.	Los enfriadores entre etapas fueron evaluados en la Ingeniería Conceptual, de esta evaluación se recomendó reutilizar los enfriadores entre etapas existentes agregando una bahía más en cada uno de los turbocompresores.
Slug Catcher	
Los Slug-Catcher fueron evaluados en la Ingeniería Conceptual obteniéndose como resultado la factibilidad de su reutilización.	

Tabla 2.4 Acciones para los Sistemas Auxiliares

SISTEMAS AUXILIARES	
Sistema de Control	Sistema de Mechurrio / Alivio / Despresurización
La evaluación del sistema de control dio como resultado el reemplazo por uno nuevo por razones de obsolescencia, permitiendo así actualizar el equipo de acuerdo con los nuevos estándares nacionales e internacionales.	Se determinó la recuperación de los equipos existentes en cada planta (Estaca, Tip Flare, KOD). Para la planta Santa Rosa solo se efectuó un mantenimiento mayor, en el caso de San Joaquín se instaló un nuevo sistema de alivio y venteo.
Sistema de Gas Combustible	
Para el sistema de gas combustible la evaluación determinó la factibilidad de reutilización luego de realizarse un mantenimiento mayor. Esto aplica para cada una de las plantas.	

El alcance de este trabajo de grado se limitará a la construcción y simulación del modelo para el tren de Turbo-compresión de la planta Santa Rosa II.

2.5 Descripción del proceso de la planta Santa Rosa II

La planta compresora Santa Rosa II está conformada por distintos tipos de compresores y tiene una capacidad nominal de compresión de 3,23 MMMCED (114 MMPCED) y con la adición del tren de turbo-compresión del proyecto RECAT aumenta su capacidad de manejo a 6,06 MMMCED (214 MMPCED).

El tren objeto de este estudio está conformado por una turbina Solar Mars 100 con una potencia de 11185 kW (15000 Hp ISO) que mueve dos compresores en serie para elevar la presión (nominal) desde 1723,69 kPam (250 psig) hasta 8273,71 kPam (1200 psig). El flujo nominal que maneja este tren es de 2,83 MMMCED (100 MMPCED).

En la fig. 3.3 se muestra el esquema de compresión que se diseñó para esta planta.

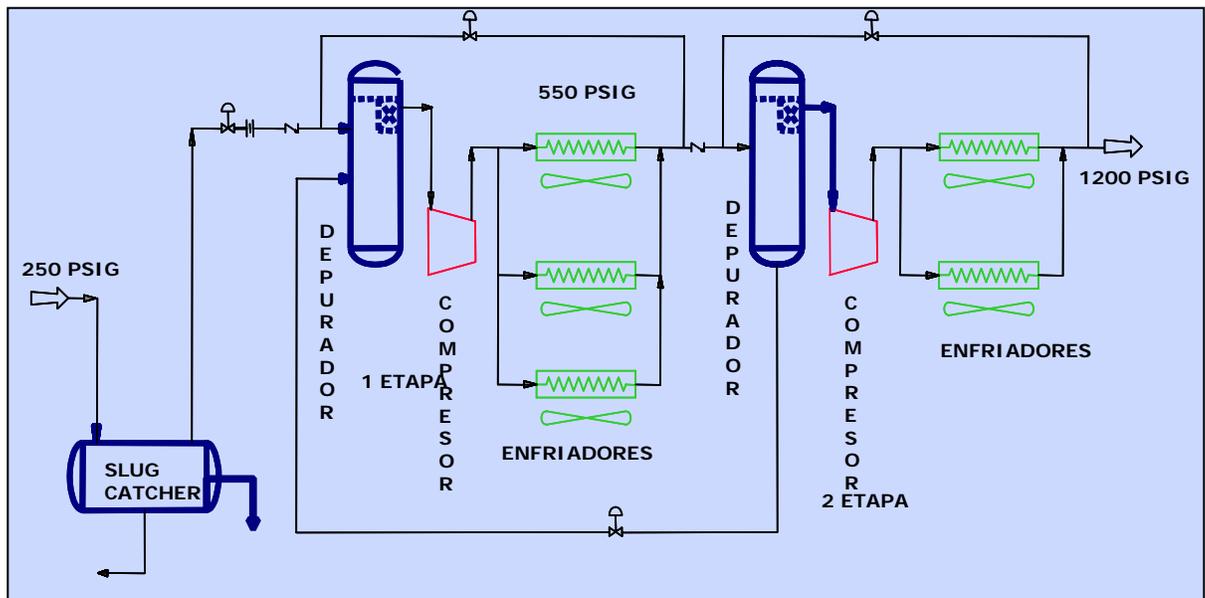


Figura 2.3 Esquema de Compresión RECAT Santa Rosa.

El tren de compresión instalado en Santa Rosa recibirá el gas del nivel de presión de 1723,69 kPam (250 psig) desde los pozos de producción, el cual es recolectado en seis estaciones de flujo y enviado al complejo Santa Rosa para ser separado del crudo.

El gas proveniente de los separadores de producción es recibido en la planta por un SLUG CATCHER el cual evita que se reciba líquido libre. La formación de líquidos puede generarse por una mala operación en las estaciones de producción o por condensación durante el transporte del gas.

Luego de pasar por este equipo el volumen de gas es sensado a través de un medidor de flujo y enviado al separador de la primera etapa de compresión, la función de este equipo es evitar que pequeñas gotas que no pueden ser retenidas por el SLUG CATCHER pasen a través de compresor y lo dañen.

Ya en el compresor de primera etapa el gas pasará de la presión de entrada (1723 kPam (235 psig) y 32,2 ° C (90 °F)) a una presión de 3829 kPam (540 psig) y una temperatura de 93,33 °C (200 °F). Este gas es enviado a un conjunto de tres aero-enfriadores donde es reducida la temperatura a 48,88 °C (120 °F) y sufre una caída de presión de 49 kPa (7 psi).

El gas enfriado es enviado al separador de la segunda etapa donde se recolecta el líquido producto de la condensación dentro del enfriador. Este gas ya depurado es enviado al compresor de segunda etapa donde se comprime desde 3780 kPam (533 psig) y una temperatura de 48,88 °C (120 °F) hasta 8273,71 kPam (1200 psig) y una temperatura de 100,6 °C (213 °F), la cual representa la presión requerida por el sistema de distribución de gas rico.

Previo a la entrega al sistema de recolección, el gas natural es enfriado, depurado y medido.

El gas combustible de la planta es tomado de la descarga de la segunda etapa de compresión y enviado a un sistema de tratamiento y acondicionamiento. Una vez obtenido el combustible dentro de las especificaciones, el mismo es utilizado para realizar la combustión en la turbina, aproximadamente 0,1133 MMMCED (4 MMPCED).

2.6 Prueba de desempeño (ASME PTC 10 – 1997)

Al seleccionar un compresor, siguiendo las especificaciones establecidas por el usuario, el fabricante presenta un grupo de curvas que representan el comportamiento teórico en base a los modelos matemáticos que describen la termodinámica del proceso dentro del equipo, y su relación con el diseño mecánico. Pero ahora entra la duda ¿El compresor se desempeñará de acuerdo a este modelo matemático cuando sea instalado en el campo?

Para responder a esta interrogante se deberían hacer pruebas que permitan verificar dicho comportamiento. Para ello la asociación americana de ingenieros mecánicos (ASME) creó un procedimiento estándar que está descrito en el documento “Performance Test Code on Compressor and Exhuasters (ASME PTC 10-1997)”.

El código de prueba ASME PTC 10 – 1997 tiene como objetivo proporcionar un procedimiento para determinar el desempeño termodinámico de compresores axiales, centrífugos y/o aspiradores que hagan trabajo sobre un gas conocido o de propiedades que puedan ser medidas bajo condiciones específicas.

La presente sección incluye las instrucciones para el arreglo de la instrumentación y tuberías a ser usadas, los procedimientos y métodos para la evaluación y reporte final de los resultados.

Este código está diseñado para probar esquemas de compresores axiales o centrífugos, de una o varias carcassas o una combinación de ambas, con una o varias etapas de compresión por carcassa. Los procedimientos para las pruebas de enfriadores instalados externamente y para los compresores con entrada y salidas laterales están también descritos.

Los cálculos descritos en el ASME PTC 10 – 1997 están basados en la compresión de gas en una sola fase. Estos no deben ser utilizados para gas con sólidos o líquidos suspendidos, cuando exista la posibilidad de formación de líquidos durante el proceso de compresión u ocurra una reacción química dentro del equipo.

Este tampoco podrá ser usado cuando las gotas de líquido formadas por el enfriamiento entre etapas no sean retiradas antes de ingresar a la siguiente etapa de compresión.

El ASME PTC 10 – 1997 establece dos tipos de prueba. La prueba Tipo 1 que se realiza con el gas específico y con una desviación limitada entre la prueba y las condiciones de operación. La prueba Tipo 2 permite que se use un gas sustituto y se extienden las desviaciones permitidas entre la prueba y las condiciones del campo.

Es importante notar que el procedimiento final de prueba es de mutuo acuerdo entre las partes involucradas, pero al menos deberá contener los aspectos mandatorios establecidos en el código de prueba.

2.7 Prueba desempeño compresor RECAT Santa Rosa II

El compresor objeto de este estudio fue probado según se describe en el ASME PTC 10 – 1997, tipo 2. La prueba fue realizada en un lazo cerrado y el gas utilizado fue dióxido de carbono (CO₂). El lazo incluye una válvula estranguladora a la descarga, un intercambiador de calor y un medidor de flujo tipo placa de orificio además de la instrumentación necesaria para monitorear en tiempo real los parámetros de presión y temperatura en la entrada y salida de cada subsistema.

Durante la ejecución de la prueba se tomaron como mínimo cinco puntos en estado de equilibrio desde la sobrecarga (Stone Wall) hasta el bombeo u oleaje (Surge) de compresor. El desempeño del compresor se calculó en base a las mediciones tomada cada 10 segundos por el sistema de adquisición de datos. Se monitoreó la eficiencia calculada, los niveles de vibración, presiones y temperatura con el objeto de asegurar la estabilización antes de hacer la lectura oficial de los datos.

En cada punto estabilizado se tomaron un grupo de cinco datos por lectura por variable. Este grupo de datos se promediaron y usaron para el cálculo de los resultados. Posteriormente la curva obtenida se dibujó sobre la curva de predicción (Fig. 2.6). Dos puntos adicionales fueron tomados, uno a 105 % y otro 90 % de la velocidad del compresor para determinar la tangente de la línea cabezal en función del bombeo (Surge) (ver Fig. 2.4).

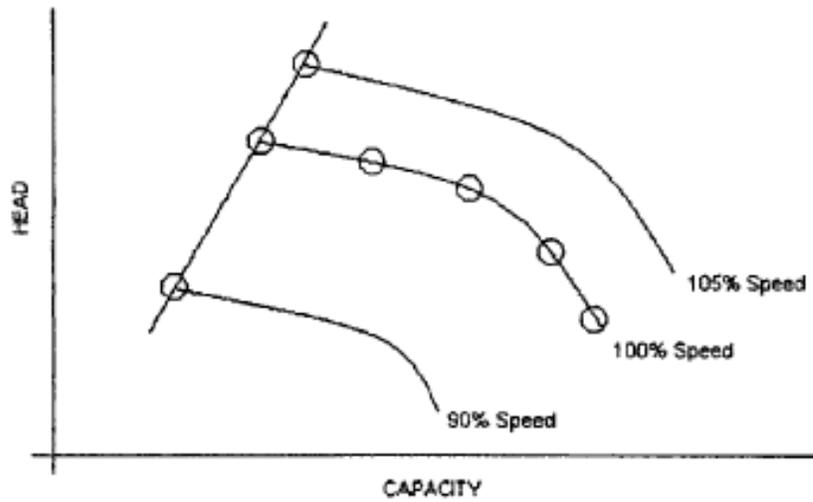


Figura 2.4. Distribución de puntos tomados para la prueba de desempeño [2]

En la Fig. 2.5. se presenta el esquema de los equipos para la ejecución de la prueba de desempeño.

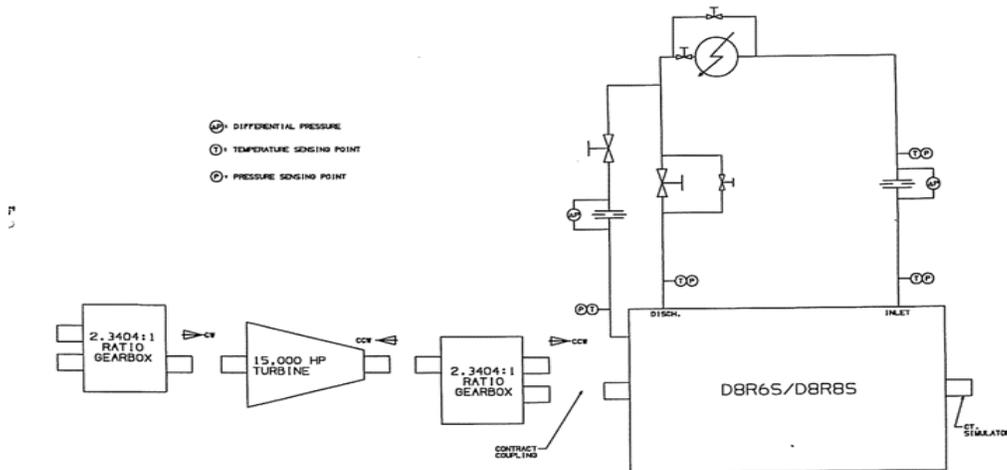


Figura 2.5. Esquema Prueba de desempeño compresor primera etapa proyecto

RECAT [2]

En la Fig. 2.6 se muestra el resultado obtenido de la prueba de desempeño. En esta figura se compara la curva calculada con base al modelo termodinámico y la generada con base a los datos tomados en el banco de pruebas.

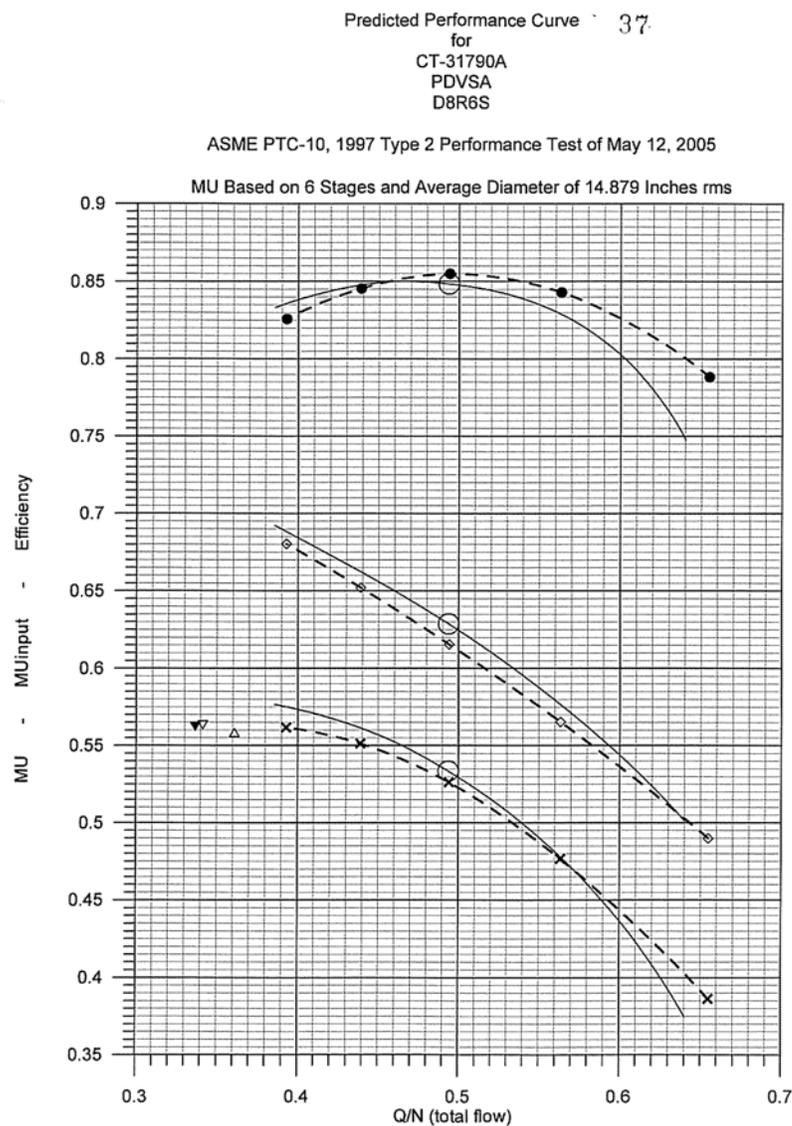


Figura 2.6. Comparación entre Curvas teóricas y prácticas del compresor D8R6S [2]

2.8 Curvas características de compresores

El desempeño de compresores centrífugos depende de varios factores, los más importantes son la composición y las características fisicoquímicas del gas a comprimir. Por lo general, en la industria, se utilizan las siguientes curvas para hacer los estudios de comportamiento de compresores:

- Potencia (Cabezal) en función del Flujo Actual o Estándar.
- P_2/P_1 en función del Flujo Actual o Standard / P_1 .
- Eficiencia en función del Flujo actual o Estándar.
- P_2 en función del Flujo actual o Estándar.

Para la elaboración de las curvas antes mencionadas se utilizaron los datos provenientes de la prueba de desempeño y las ecuaciones termodinámicas válidas para los rangos de temperatura y presión para estas ecuaciones son: de 216,63 K a 1000 K y de 10,132504 kPa a 50.669,60 kPa. Este método fue tomado del Reporte de Prueba para PDVSA Santa Rosa 250#, elaborado por la empresa Dresser Rand[2].

Simbología y unidades de medición:

P = Presión (psia)

v = Volumen específico ($\text{pie}^3 / \text{lbm.}$)

H = Entalpía (Btu/lbm.)

γ = Relación de calores específicos (C_p / C_v)

Y = Función de compresibilidad

Y_0 = Factor de expansión para orificios in flujo subcrítico.

K = Coeficiente de Flujo

F_a = Factor de Área

d = Diámetro del orificio (pulg)

β = Relación diámetro de orificio / diámetro interno de la tubería.

ΔP = Presión diferencial en el orificio (psi)

P = presión aguas arriba del orificio (psia)

ρ = Densidad (Lb / pie³)

D = Diámetro de la tubería (pulg)

R_D = Número de Reynolds usando D .

M = Flujo másico (lbm / s)

μ = Viscosidad del Fluido (lb / pie-s) o coeficiente de trabajo poli trópico.

K_0 = Límite del valor de k para cualquier valor de D o β cuando R_D es infinitamente grande.

Subíndices:

1: Entrada o aguas arribas.

2: Descarga o aguas abajo.

3, s: Isentrópico.

a. Exponente Politrópico (η):

$$\eta = \frac{\log\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\log\left(\frac{V_1}{V_2}\right)} \quad (2.1)$$

b. Exponente de Volumen Isentrópico (η_s):

$$\eta_s = \frac{\log\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\log\left(\frac{V_1}{V_3}\right)} \quad (2.2)$$

c. Factor de Trabajo Politrópico (f): Se refiere a la desviación entre el proceso ideal o isentrópico y el real politrópico.

$$f = \frac{(H_3 - H_1) \times 778,16}{\left(\frac{\eta_s}{\eta_s - 1}\right) \times (P_3 V_3 - P_1 V_1) \times 144} \quad (2.3)$$

d. Trabajo Politrópico (W_p) (pie.Lbf/Lbm): Se refiere al cabezal requerido para elevar la presión.

$$W_p = C f \left(\frac{N}{N-1}\right) \times (P_2 V_2 - P_1 V_1) \times 144 \quad (2.4)$$

C = 1 sistema Ingles

C = $8,31 \times 10^{-7}$ sistema internacional

e. Potencia Gas (P_G): Es la cantidad de energía que se requiere para comprimir el gas.

$$P_G = C \frac{WF \times (H_2 - H_1)}{42,408} \quad (2.5)$$

C = 1 sistema Ingles

C = 0,7457 sistema internacional

f. Volumen Reducido (V_r):

$$V_r = \frac{V_1}{V_2} \quad (2.6)$$

g. Relación Velocidad – Velocidad Sónica:

$$N/A_0 = \frac{RPM}{\sqrt{\left(\frac{\gamma_1}{Y_1}\right) \times P_1 \times V_1 \times 144 \times 32,174}} \quad (2.7)$$

h. Flujo Másico (Lb / min):

$$WF = 31,501CKY_0 d^2 F_a \sqrt{\rho_1 \Delta P} \quad (2.8)$$

C = 1 sistema Ingles

C = 0,4536 sistema internacional

Donde el factor de expansión (Y_0) es igual a:

$$Y_0 = \left[1 - (0,410 + 0,350 \times \beta^4) \times \left(\frac{\Delta P}{P_1 \times \gamma} \right) \right] \quad (2.9)$$

i. Relación Volumen – Velocidad (Q/N):

$$\frac{QC}{N} = \frac{WF \times V_1}{RPM} \quad (2.10)$$

C = 1 sistema Ingles

C = 0,2823 sistema internacional

j. Eficiencia Politrópica (η):

$$\eta = \frac{Wp}{(H_2 - H_1)778,16} \quad (2.11)$$

k. Coeficiente de Trabajo Politrópico:

$$\mu \cdot p = \frac{32,174W_p}{\sum \left(\frac{3,141539D \cdot RPM}{720} \right)^2} \quad (2.12)$$

l. Calculo del coeficiente de flujo (K):

$$K = K_0 + b\lambda \quad (2.13)$$

donde:

$$\lambda = \frac{1000}{\sqrt{R_D}} \quad , \quad R_D = \frac{48 \times m}{\pi \times D \times \mu} \quad (2.14)$$

y

$$K_0 = \left(0,6014 - 0,01352 \times D^{-1/4}\right) + \left(3,1760 + 0,7257 \times D^{-1/4}\right) \times \left(\frac{0,00025}{D^2 \times \beta^2 + 0,0025 \times D} + \beta^4 + 1,5 \times \beta^{16}\right) \quad (2.15)$$

y

$$b = \left(0,0002 + \frac{0,0011}{D}\right) + \left(0,0038 + \frac{0,0004}{D}\right) \left[\beta^2 + (16,5 + 5 \times D) \times \beta^{16}\right] \quad (2.16)$$

En el Apéndice se muestra la Fig. A.1, donde se relaciona la temperatura con el tipo de material y así poder obtener el valor correspondiente al factor de área (Fa).

En las Figs. 2.7, 2.8, 2.9 y 2.10 se muestran las curvas obtenidas para el compresor de primera etapa usando la data de la prueba de desempeño.

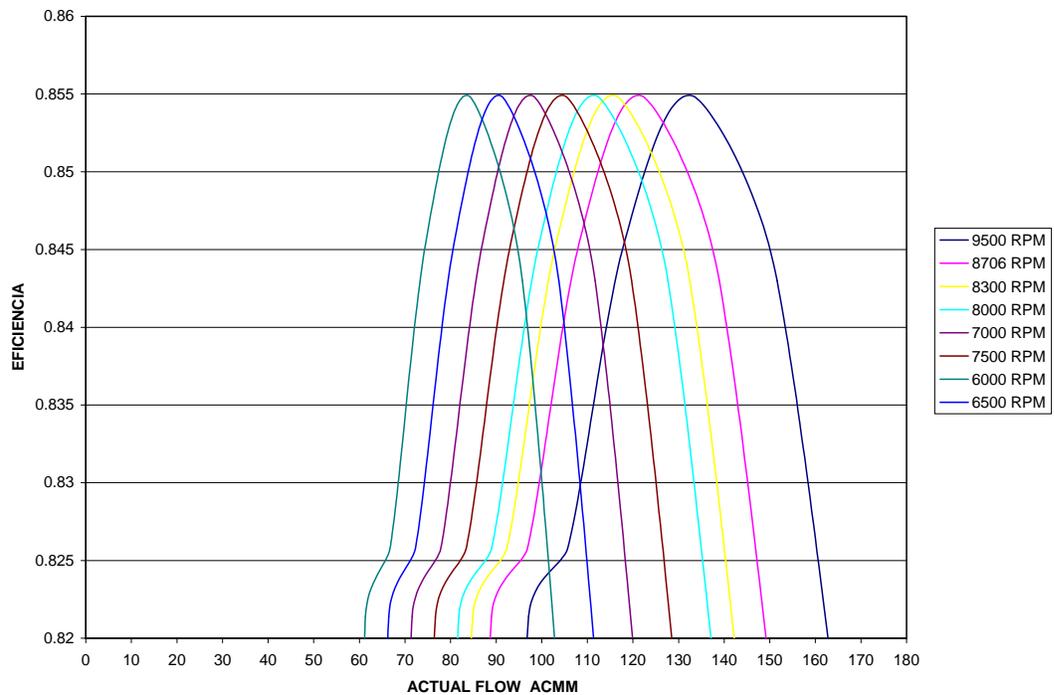


Figura 2.7. Eficiencia en función del Flujo Actual (ACMM)

En el conjunto de curvas se puede observar como varia la eficiencia del compresor a medida que el flujo a través del mismo cambia. Como es de esperar se tiene el mismo comportamiento para cada velocidad del compresor, pero la misma se desplaza de acuerdo al flujo que puede manejar. Entre los parámetros que se introducen en el simulador se encuentra esta relación, eficiencia – flujo actual, ya que con ella se puede predecir que tan eficiente es el proceso y por lo tanto cuanta energía se requiere.

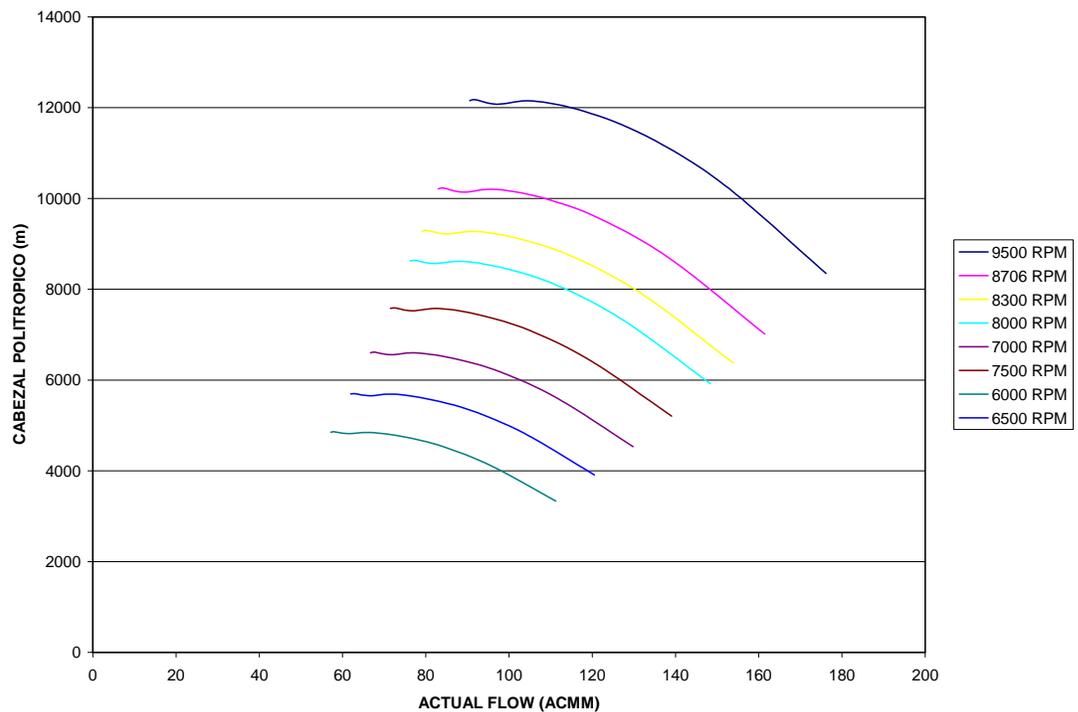


Figura 2.8. Cabezal Politrópico (m) en función del Flujo Actual (ACMM)

Si bien con las curvas anteriores (ver Fig. 2.7) se puede determinar la eficiencia del proceso de compresión, con la fig. 2.8 se puede estimar el cabezal

requerido de acuerdo al flujo a ser manejado. En este conjunto de curvas se puede observar como el cabezal aumenta a medida que la velocidad del compresor aumenta manteniendo un flujo constante en el compresor, y a su vez si se mantiene un cabezal constante el flujo disminuye a medida que la velocidad del mismo disminuye. Este es otro de los parámetros que se utiliza en el simulador.

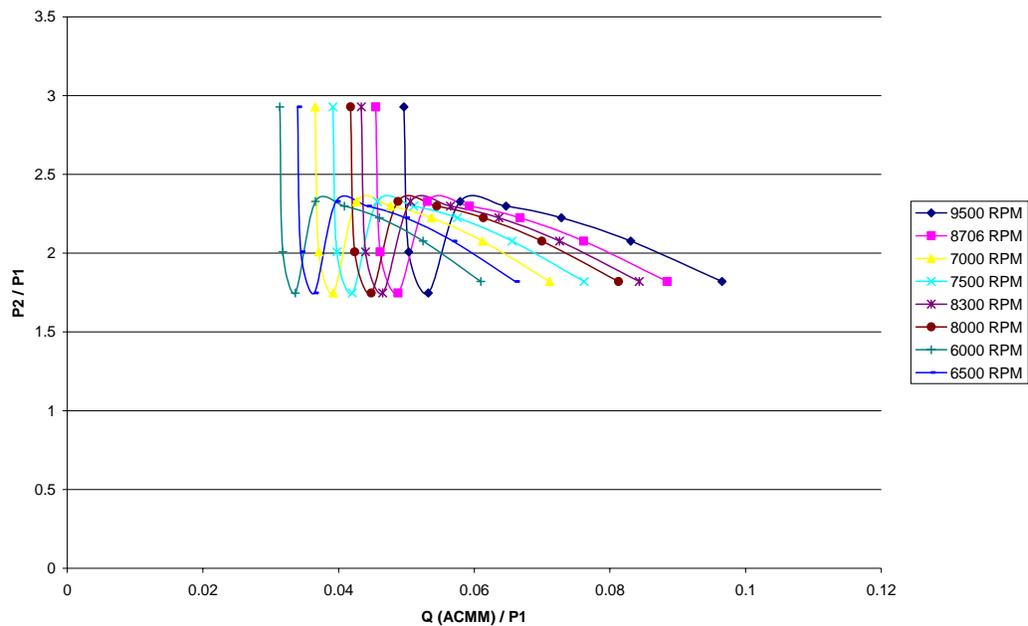


Figura 2.9. P_2 / P_1 en función del Flujo Actual (ACMM) / P_1

Las Figs. 2.9 y 2.10 son de mucha utilidad práctica, y con frecuencia son usadas en el análisis técnico y en campo debido a que a través de ellas se puede estimar en forma rápida las variables de proceso que se suelen medir en la planta, presión y caudal. En estas se puede observar un mínimo en cada una de las curvas, este representa el momento en el cual el compresor entra en bombeo. Este es el fenómeno en el cual, por efecto fluido dinámico, el gas se devuelve en el impulsor generando fuerzas que hacen que el compresor se mueva a tal punto que puede ocurrir su destrucción.

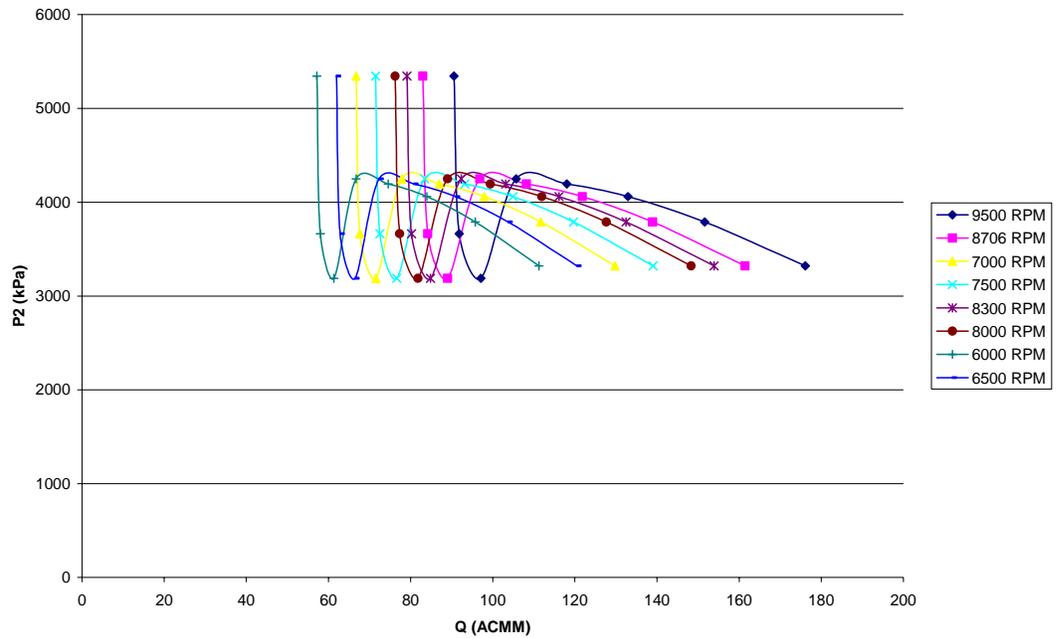


Figura 2.10. P_2 en función del Flujo Actual (ACMM)

En el apéndice se muestran la hoja de datos (Figs. A.2, A.3, A.4, A.5, A.6, A.7, A.8, A.9, A.10, y A.11) del compresor de primera etapa del tren de turbo compresión RECAT Santa Rosa, el cual fue sujeto a esta prueba de desempeño.

CAPITULO III

METODOLOGÍA DEL TRABAJO

3.1 Modelo tren de compresión Santa Rosa

Para cumplir con los objetivos establecidos en este trabajo, se construyó usando el programa HYSYS el modelo de compresión para el tren “A” del proyecto RECAT Santa Rosa. Para ello se utilizaron los diagramas de flujo de proceso.

El modelo está construido en base a un tren de compresores centrífugos en serie. El compresor de baja presión (D8R6S) tiene como función elevar en una primera etapa desde 1723,69 kPam (250 psig) hasta aproximadamente 3447,38 kPam (500 psig). Para este compresor se dispone de la prueba de desempeño la cual fue incluida en el modelo de simulación.

El compresor de alta presión (361B44) tiene como función elevar la presión desde 3447,38 kPam (500 psig) hasta la presión de descarga hacia el sistema de distribución de gas de las plantas de procesamiento, aproximadamente 8273,71 kPam (1200 psig). Para este compresor no se dispone de la prueba de desempeño ya que este fue reutilizado con una modificación en los impulsores, debido a esta situación se asumió que la eficiencia es de 75 % adiabática. Este es un valor típico de eficiencia para compresores centrífugos que manejan gas natural en el rango de presión y temperatura que opera esta planta. En la Fig. 3.1 se muestra el esquema de la simulación.

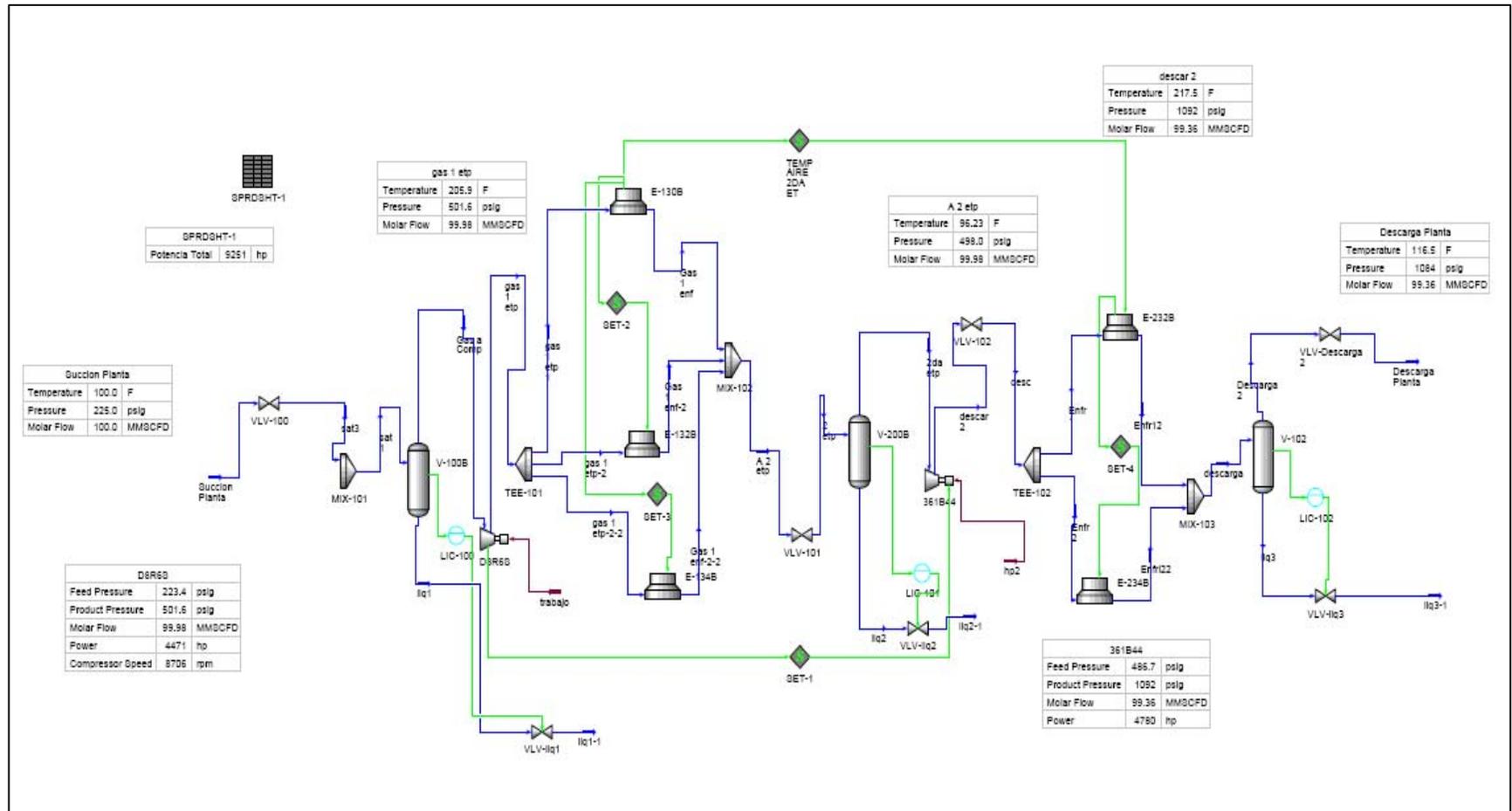


Figura 3.1. Esquema de Simulación Tren de Compresión RECAT Santa Rosa II.

Adicional a los compresores en la simulación se incluyen todos los equipos necesarios para la correcta operación del tren con sus respectivas variables reales de campo. Entre los equipos que conforman este tren se encuentran:

1. Depurador de Succión
2. Enfriadores de Primera Etapa
3. Depurador de Segunda Etapa
4. Enfriador de Segunda Etapa
5. Depurador de Descarga de la planta

Adicionalmente se incluyó el control de nivel de los depuradores con el objeto de observar el comportamiento de esta variable del sistema.

3.1.1 Comparación del modelo con los datos de campo

Luego de construido el modelo, se procedió a realizar la calibración de los parámetros operacionales con datos de campo, el cual se recolectó del sistema de control del tren de compresión. Estas medidas se realizaron en el período comprendido entre enero y mayo del año 2006.

La recolección de la data se hizo con la siguiente metodología:

- Se recolectaron 18 días de datos, durante los meses antes mencionados.
- Cada día se seleccionaron 60 puntos durante el día y 60 puntos durante la noche.
- Se escogieron los días de forma aleatoria durante el período de recolección.

Con esta data se procedió a determinar la incertidumbre del modelo, es decir, cual es la desviación entre el simulador y la data recolectada en campo. Para realizar

esta comparación se tomó el promedio de los datos recolectados por cada día para las siguientes variables:

1. Presión (Succión, Descarga e Inter-etapa).
2. Temperatura (Succión, Descarga e Inter-etapa).
3. Velocidad de la turbina (Productor de Gas y Turbina de Potencia).
4. Flujo (Succión y Descarga).

Para la comparación entre el modelo y la data de campo se fijaron la velocidad de la turbina de potencia (esta es la velocidad en el eje y es la misma a la que gira el compresor), temperatura de descarga de la segunda etapa, la presión de descarga de la segunda etapa y la presión de succión de la primera etapa en el simulador para cada uno de los meses. Adicionalmente, se ajustó la eficiencia adiabática del compresor de la segunda etapa (69 %), con el objeto de obtener los valores del modelo de simulación lo más cercano posible a los de campo, esta variable puede ser modificada ya que no se tiene información suficiente para estimar el desempeño de este compresor. A continuación se muestran los resultados obtenidos (Tablas 3.1 a 3.4):

Tabla 3.1 Comparación Flujo de Succión y Descarga

	Flujo Succión (m ³)			Flujo Descarga (m ³)			Velocidad Turbina (RPM)		
	Data de Campo	Simulacion	Desviacion	Data de Campo	Simulacion	Desviacion	Data de Campo	Simulacion	Desviacion
Enero	3.01	3.0	-1.10%	2.92	2.9	1.13%	8,515	8,515	0%
Febrero	3.06	3.0	-0.76%	3.03	3.0	-0.70%	8,759	8,759	0%
Marzo	3.04	3.1	1.61%	2.91	3.1	5.32%	8,825	8,825	0%
Abril	3.27	2.9	-11.59%	3.05	2.9	-5.79%	8,534	8,534	0%
Mayo	2.98	2.9	-3.71%	2.91	2.8	-2.01%	8,533	8,533	0%

Tabla 3.2 Comparación Temperatura de Succión y Descarga

	Temperatura Descarga 1 Etapa (C)			Temperatura Succión 1 Etapa (C)			Temperatura Descarga 2 Etapa (C)			Temperatura Succión 2 Etapa (C)		
	Data de Campo	Simulacion	Desviacion	Data de Campo	Simulacion	Desviacion	Data de Campo	Simulacion	Desviacion	Data de Campo	Simulacion	Desviacion
Enero	213.00	90.0	-8.92%	29.26	29	0%	100.00	95.2	-4.06%	32.16	32.5	0.70%
Febrero	213.04	94.7	-4.95%	31.55	32	0%	105.52	94.1	-9.30%	35.44	32.7	-5.21%
Marzo	226.53	95.6	-9.95%	31.83	32	0%	108.35	93.2	-11.99%	36.29	32.7	-6.56%
Abril	225.39	93.1	-11.44%	32.07	32	0%	105.44	96.2	-7.52%	36.24	32.5	-6.90%
Mayo	226.69	91.9	-12.88%	30.57	31	0%	102.50	97.1	-4.53%	32.42	32.5	0.10%

Tabla 3.3 Comparación Presión de Succión y Descarga

	Presion Descarga 1 Etapa (kPa)			Presion Succión 1 Etapa (kPa)			Presion Descarga 2 Etapa (kPa)			Presion Succión 2 Etapa (kPa)		
	Data de Campo	Simulacion	Desviacion	Data de Campo	Simulacion	Desviacion	Data de Campo	Simulacion	Desviacion	Data de Campo	Simulacion	Desviacion
Enero	3,677.77	3961.0	7.70%	1,749.10	1,749	0%	7,358.05	7,358	0%	3,636.53	3907.9	7.46%
Febrero	3,721.81	4072.0	9.41%	1,737.65	1,738	0%	7,485.75	7,486	0%	3,676.23	4019.6	9.34%
Marzo	3,747.87	4097.6	9.33%	1,736.92	1,737	0%	7,464.81	7,465	0%	3,709.72	4046.5	9.08%
Abril	3,525.97	3956.9	12.22%	1,745.91	1,746	0%	7,488.62	7,489	0%	3,481.23	3910.0	12.32%
Mayo	3,559.14	3944.5	10.83%	1,732.74	1,733	0%	7,496.14	7,496	0%	3,504.23	3898.3	11.25%

Tabla 3.4 Velocidad de la Turbina

	Velocidad Turbina (RPM)		
	Data de Campo	Simulacion	Desviacion
Enero	8,515	8,515	0%
Febrero	8,759	8,759	0%
Marzo	8,825	8,825	0%
Abril	8,534	8,534	0%
Mayo	8,533	8,533	0%

El color amarillo representa los datos fijados en el simulador, el anaranjado representa los valores obtenidos con el simulador y el morado los que superan el 10 %.

3.1.2 Sensibilidad del tren de compresión a variables operacionales.

Como parte de este estudio se hicieron modificaciones a variables operacionales con el objeto de observar como afecta el desempeño del tren la variación de éstas. Para cumplir con este objetivo se seleccionaron los siguientes parámetros:

1. Velocidad de la turbina de potencia
2. Presión de succión
3. Temperatura de succión
4. Temperatura ambiente

La selección de estas variables obedeció principalmente a que tienen una influencia directa sobre el desempeño del tren de compresión y las respuestas que se obtienen son rápidas, por lo cual el tiempo consumido en los cálculos es corto.

Para este análisis se variaron los parámetros de la siguiente manera:

- **Velocidad de la Turbina de Potencia.** Se cambió la velocidad de la turbina de potencia desde 7000 rpm hasta 9500 rpm. Estas velocidades es equivalente a la velocidad a la que gira el compresor.
- **Presión de Succión.** Se estableció el siguiente rango de análisis, 1678,83 kPam (230 psig) hasta 2189,78 kPam (300 psig)), basado en la variación típica que se puede esperar en el campo de producción.
- **Temperatura de Succión y Temperatura Ambiente** La base que se tomó para generar las Figs de estos dos casos son los datos meteorológicos de la zona y la experiencia en proyectos previos. El rango que se estableció fue entre 20 °C (68

°F) y 43 °C (109,4 °F). Con estas variables se espera ver el efecto en el flujo manejado, la formación de líquidos en los depuradores y el comportamiento de los enfriadores por el cambio de la temperatura ambiente.

CAPITULO IV

ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1 Comparación del modelo con los datos de campo

Como se puede observar en las Tablas 3.1, 3.2, 3.3 y 3.4, las desviaciones entre el modelo y la data de campo durante los dos primeros meses es inferior al 10 %. Es importante mencionar que este tren de compresión arrancó en diciembre de 2005, por lo tanto se espera que en este período las desviaciones no sean pronunciadas ya que los factores externos, tales como la suciedad en los equipos sea dominante en la lectura de campo, adicionalmente no se tenia datos de las curvas del compresor de segunda etapa por lo cual se ajusto su eficiencia en 69 %.

En los meses posteriores se observó que existe una desviación superior al 10 % (ver Tabla 3.1); para el caso del flujo ésta se presentó durante el mes de abril, por lo cual se procedió a verificar los datos recolectados en campo y en la misma se detectó que los valores obtenidos en las mediciones tenían una variación del 22 %, por lo cual esta serie de datos debería ser descartada, de hecho si se comparan estos datos con el flujo de descarga donde la diferencia entre el valor calculado y el medido es de 5 %, se puede inferir que hubo errores en la medición que se propagaron al promedio mensual.

Al revisar los resultados obtenidos para la temperatura, (ver Tabla 3.6), se encontró una desviación ligeramente encima del diez por ciento solo en tres de los casos. La incertidumbre que se aceptó para este modelo es del 10 % y se debe principalmente por: la calibración de los instrumentos, ensuciamiento y el mantenimiento de los mismos, por esta razón estos no fueron despreciados.

Con respecto a la presión se nota que en los meses de abril y mayo tanto la presión de succión de la segunda etapa como la de descarga de la primera etapa, tienen misma variación (ver Tabla 3.3). Esto puede ser atribuido a problemas en la instrumentación o ensuciamiento debido a que ésta es estable. Si se calcula el promedio de la desviación descartando el valor correspondiente al mes de enero se tiene que para la primera etapa ésta es de 10,5 % y para la segunda etapa es de 10,4 % por lo tanto esta desviación puede ser atribuida a variables no controlables, tales como el clima y el mantenimiento.

4.2 Sensibilidad del tren de compresión a variables operacionales

En las Figs 4.1, 4.2, 4.3 y 4.4 que se muestran a continuación se observa el comportamiento obtenido cuando se varió la velocidad del compresor. Esta variación es equivalente a un cambio en la velocidad de la turbina de potencia.

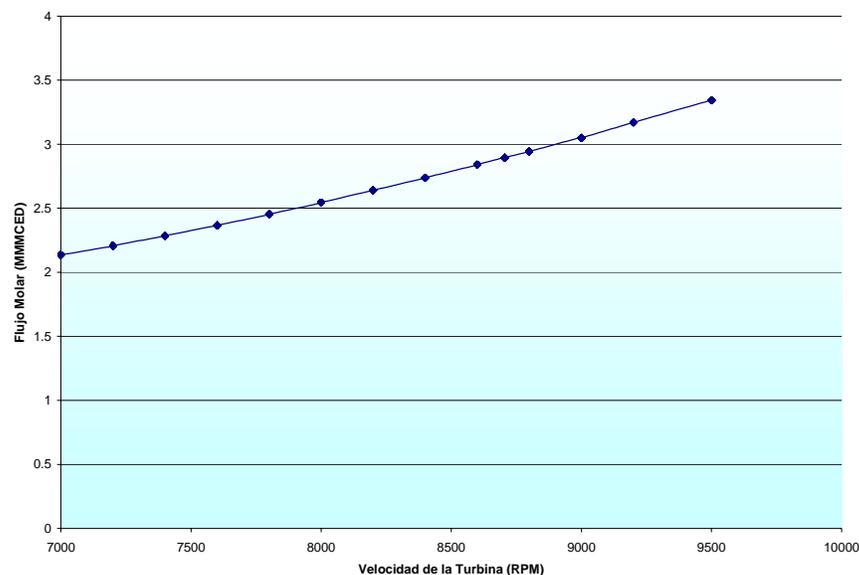


Figura 4.1. Flujo Molar (MMMCED) vs Velocidad de la Turbina (RPM)

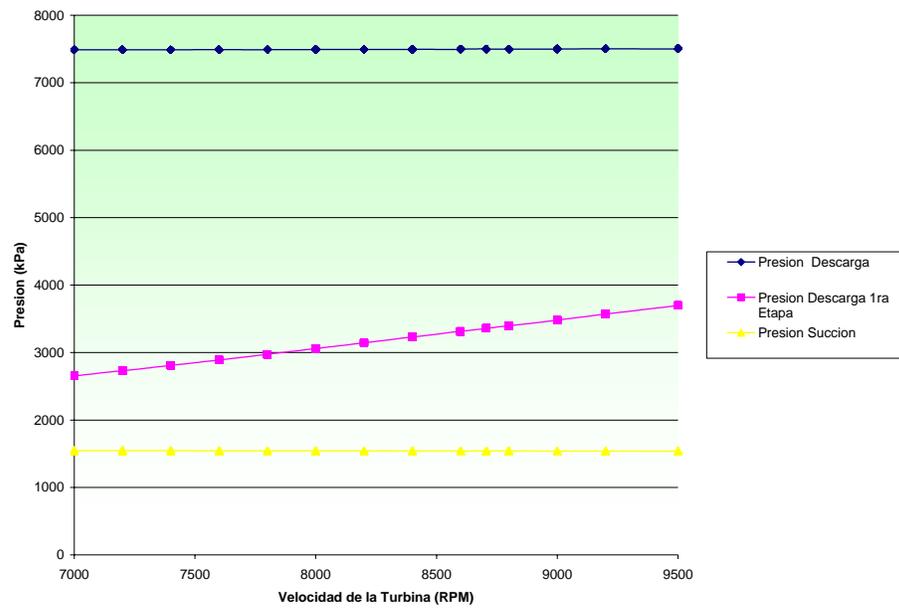


Figura 4.2. Presión (kPa) vs Velocidad de la Turbina (RPM)

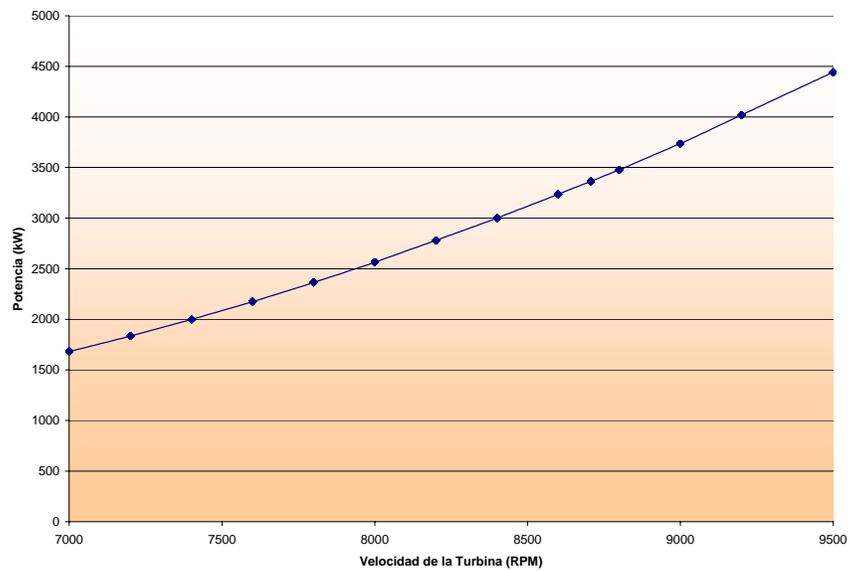


Figura 4.3. Potencia (kW) vs Velocidad de la Turbina (RPM)

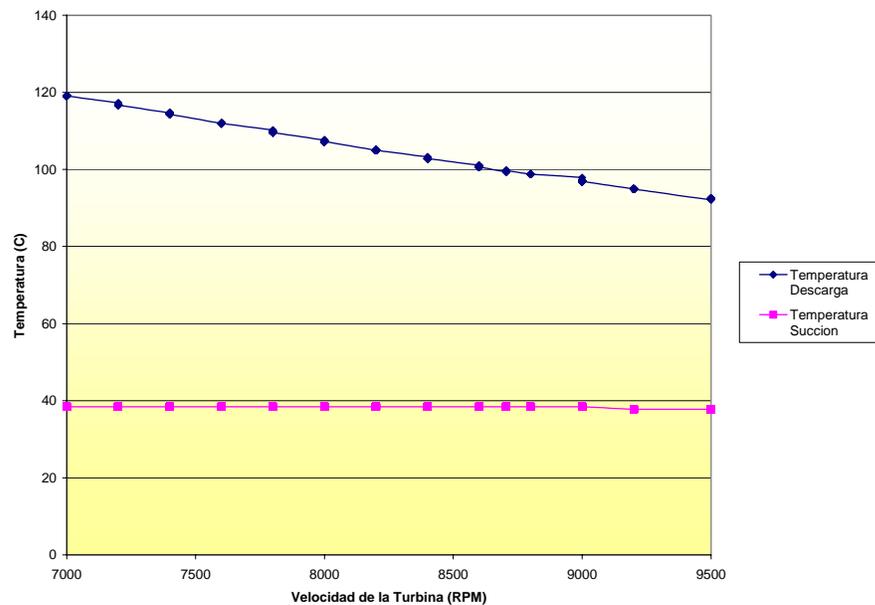


Figura 4.4. Temperatura (°C) vs Velocidad de la Turbina (RPM)

La velocidad de la turbina fue el primer parámetro que se estudió, para lo cual se mantuvo la presión de succión y descarga constante. En las Figs. 4.1 y 4.3 se observa la relación que existe entre el flujo manejado, la potencia requerida y la velocidad del compresor. En estas curvas se ve representado el aumento en el flujo y la potencia a medida que se incrementa la velocidad de la máquina. En las Figs. 4.2 y 4.4 se muestra el efecto que se obtiene con respecto a la presión inter-etapa y la temperatura de descarga. Debido a la configuración de este tren de compresión y las variables que se fijaron se tiene que el sistema tiende a aumentar la presión de descarga de la primera etapa y a su vez a disminuir la temperatura de la descarga del tren lo que permite equilibrar las cargas entre ambos compresores.

Las Figs 4.5, 4.6 y 4.7 muestran el comportamiento de la simulación del proceso obtenido para la variación en la presión de succión.

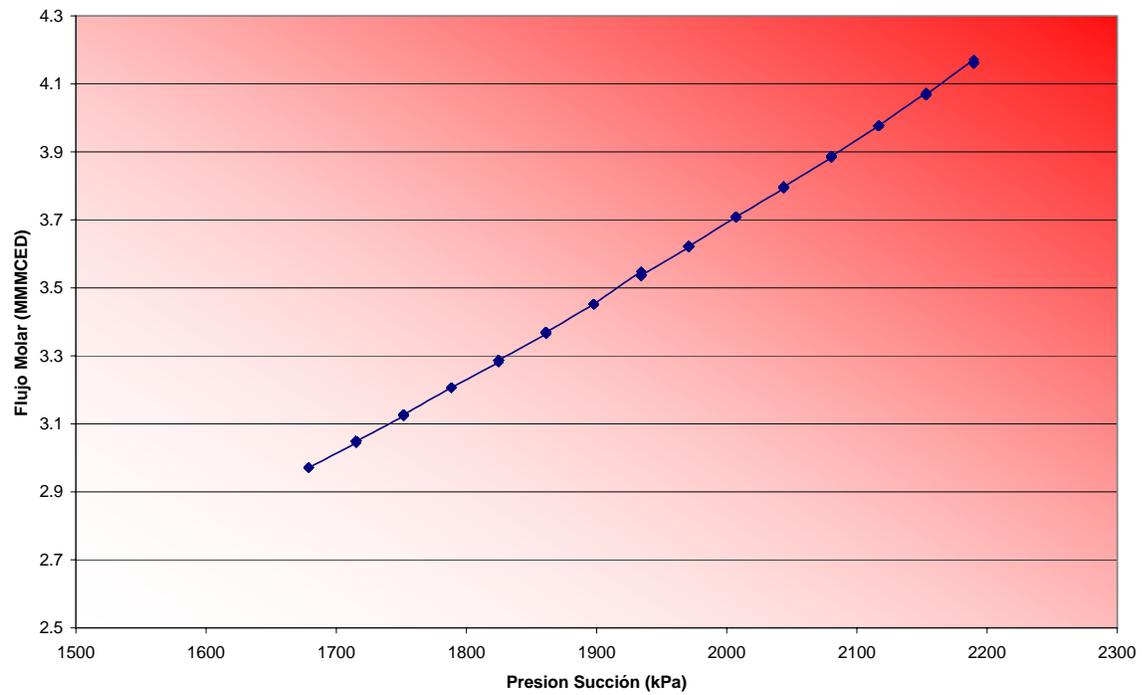


Figura 4.5. Flujo (MMMCED) vs Presión Succión (kPam)

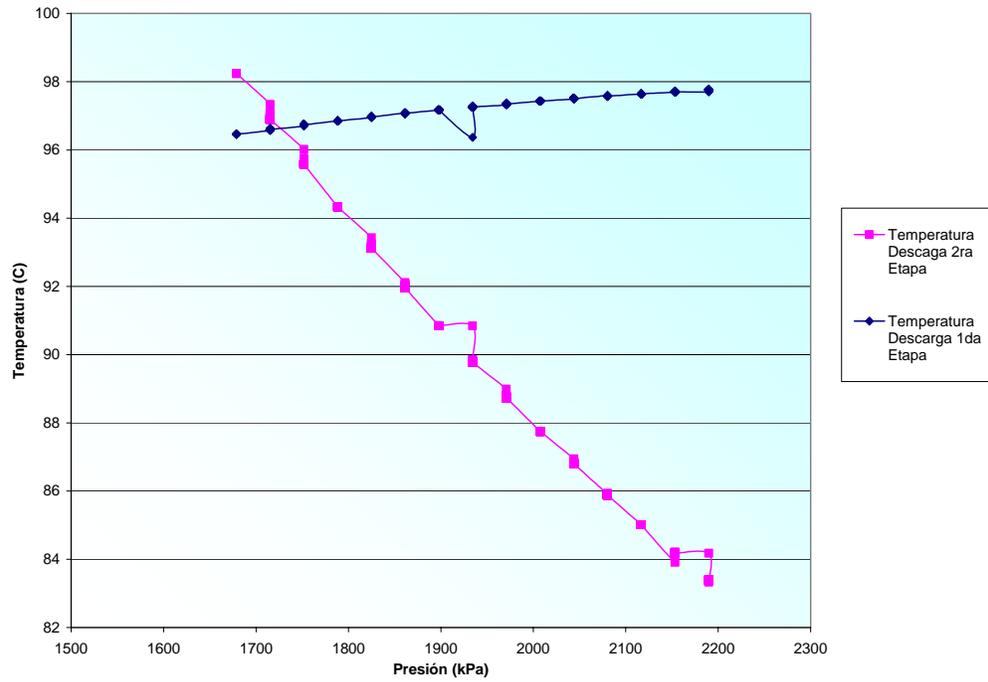


Figura 4.6. Temperatura (°C) vs Presión Succión (kPam)

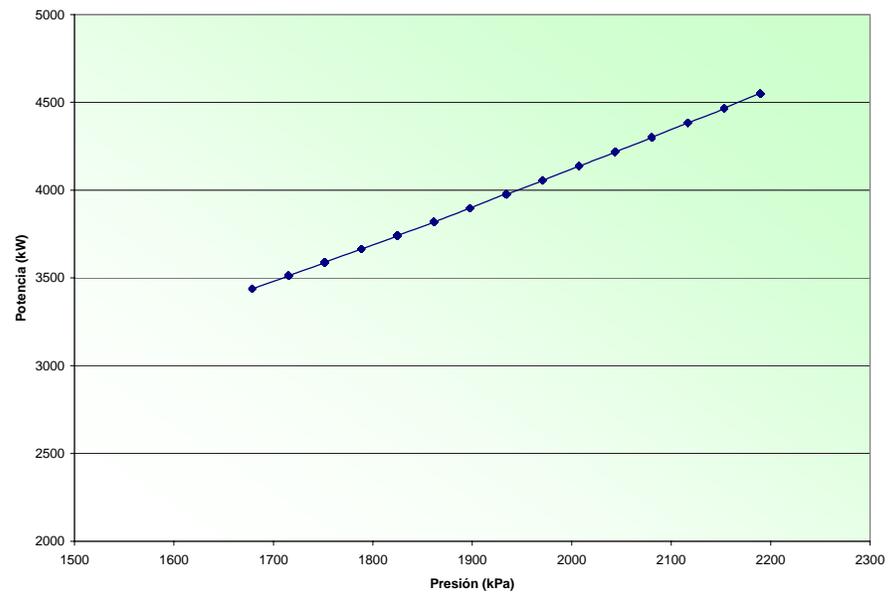


Figura 4.7. Potencia (kW) vs Presión Succión (kPam)

Como segundo caso se varió la presión de succión del tren desde 1678,83 kPam (230 psig) hasta 2189,78 kPam (300 psig)), manteniendo la velocidad del compresor en 8706 RPM. Como se puede observar en las Figs. 4.5 a 4.7 a medida que la presión de succión aumenta, el flujo manejado por el compresor también se incrementa, mientras que la temperatura de descarga de la segunda etapa disminuye, esto es debido a que se asumió un trabajo constante para el compresor de segunda etapa.

La Figs 4.8, 4.9, 4.10, 4.11 y 4.12 reflejan los cambios en el nivel, potencia, flujo, presión y temperatura de descarga luego de realizar la simulación variando la temperatura de succión del compresor de primera etapa.

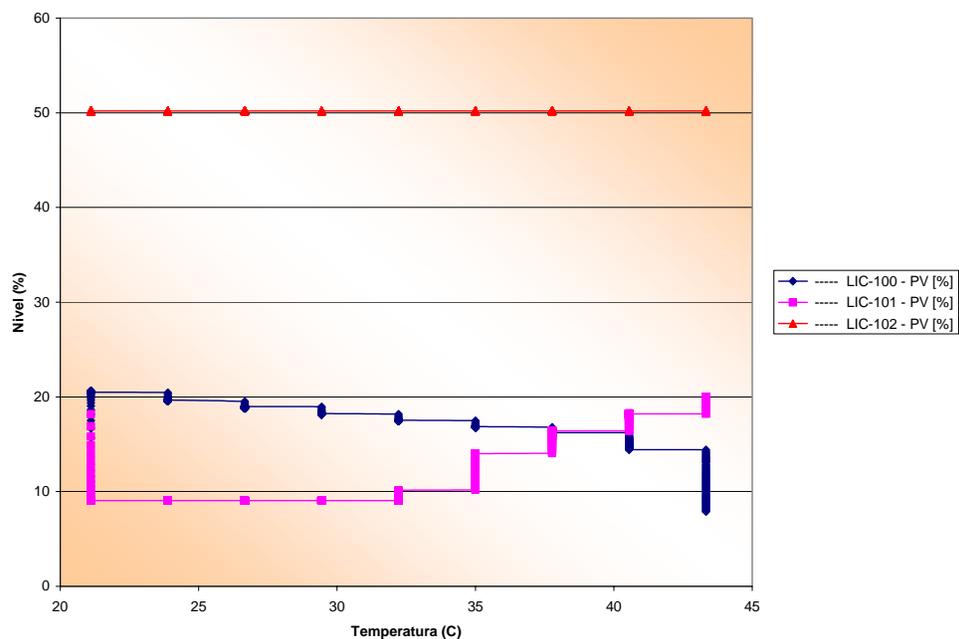


Figura 4.8. Nivel (%) vs Temperatura Succión (°C)

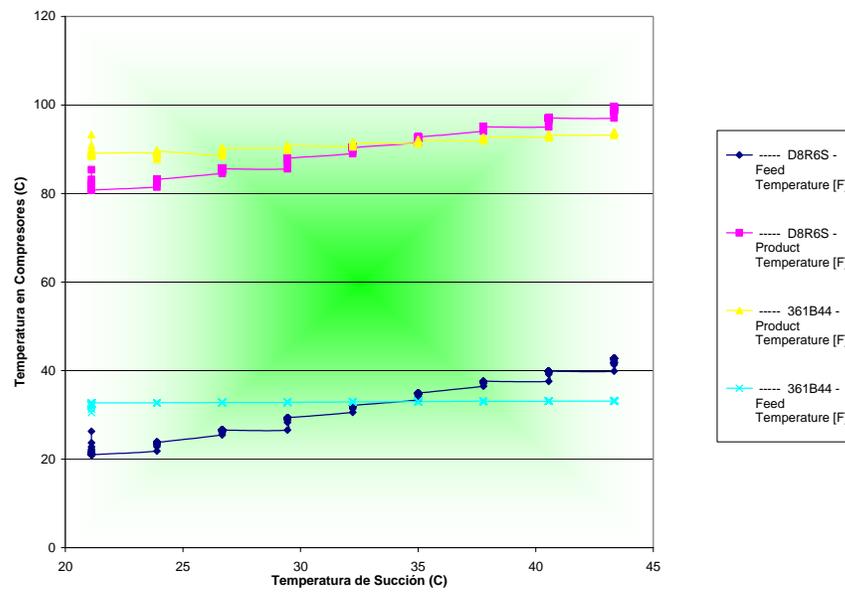


Figura 4.9. Temperatura Compresores (°C) vs Temperatura Succión (°C)

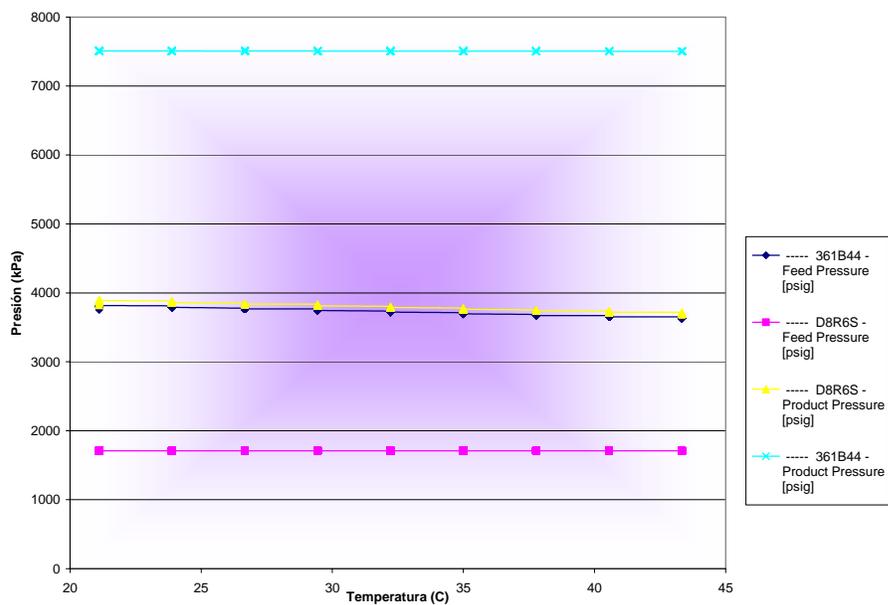


Figura 4.10. Presión (kPam) vs Temperatura Succión (°C)

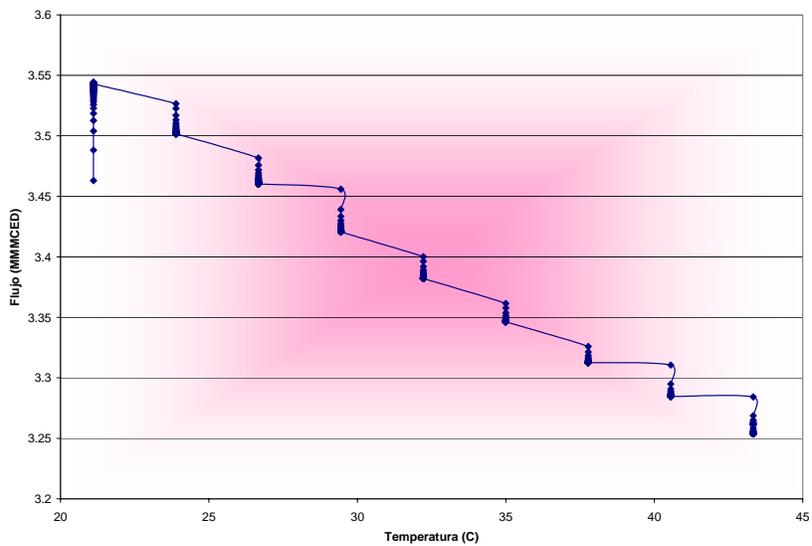


Figura 4.11. Flujo (MMMCD) vs Temperatura Succión (°C)

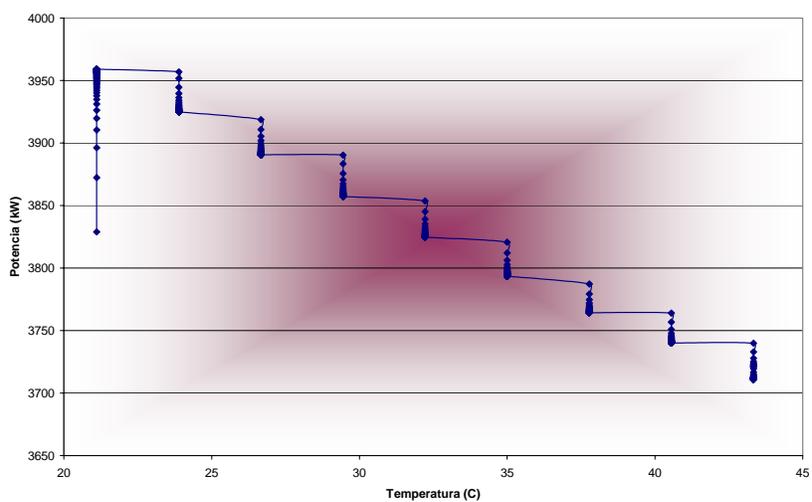


Figura 4.12. Potencia (kW) vs Temperatura Succión (°C)

El tercer caso consistió en modificar la temperatura de succión al compresor, este escenario se planteó para determinar el comportamiento del nivel de líquido en los depuradores ocasionado por la diferencia en el contenido de líquidos en las corrientes de proceso. En la fig. 4.8 se puede ver que a medida que la temperatura aumenta se acumula menos líquido en el separador de succión de la primera etapa, mientras que el líquido en el separador inter-etapa aumenta, esto se debe a que hay un mayor contenido de componentes pesados y agua que se dirigen hacia el compresor.

Como se puede notar en la Fig. 4.9 la temperatura de succión afecta directamente el volumen de gas, la presión de descarga y la potencia requerida en la primera etapa de compresión. La perturbación ocasionada por esta variable se ve disminuida en el compresor de segunda etapa debido a la existencia de un enfriador Inter.-etapa el cual estabiliza la temperatura de succión del mismo. En la Fig. 4.10 se destaca que la temperatura no afecta en gran medida la presión en los compresores, esto debido a las condiciones que se fijaron en la simulación (velocidad del compresor, presión de succión y descarga del tren).

Al aumentar la temperatura de succión hacia el tren de compresión se observa una disminución en la potencia requerida para comprimir el gas (ver Fig. 4.12). Esto se debe a que la velocidad a la cual gira el compresor se mantuvo constante, por lo tanto el flujo manejado por el tren se ve afectado en la misma proporción que la potencia requerida, como se muestra en la Fig. 4.11

En las Figs. 4.13, 4.14 y 4.15, se muestran los resultados obtenidos de la simulación luego de variar la temperatura del aire (ambiente) en el tren de compresión de la planta compresora RECAT Santa Rosa.

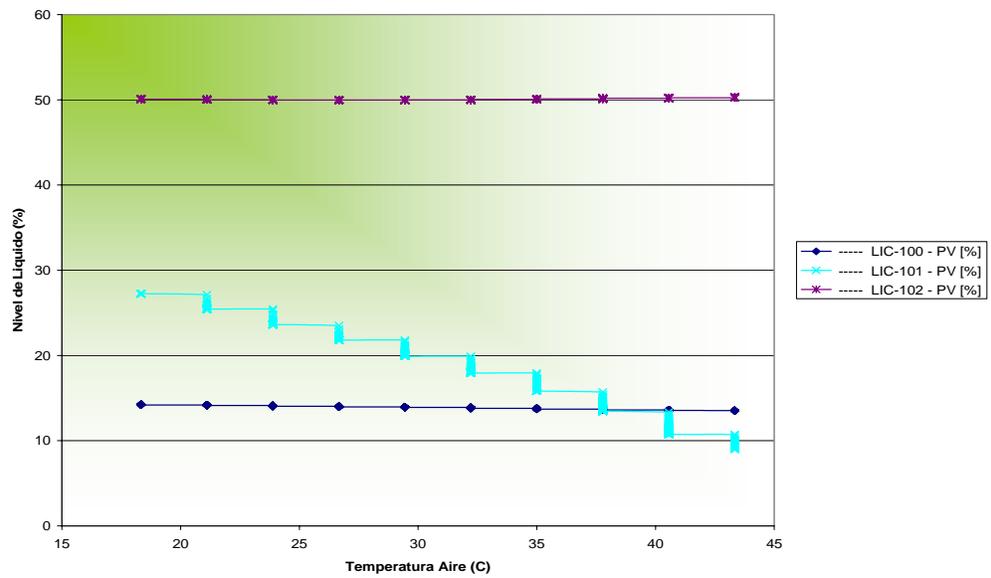


Figura 4.13. Nivel (%) vs Temperatura Aire (°C)

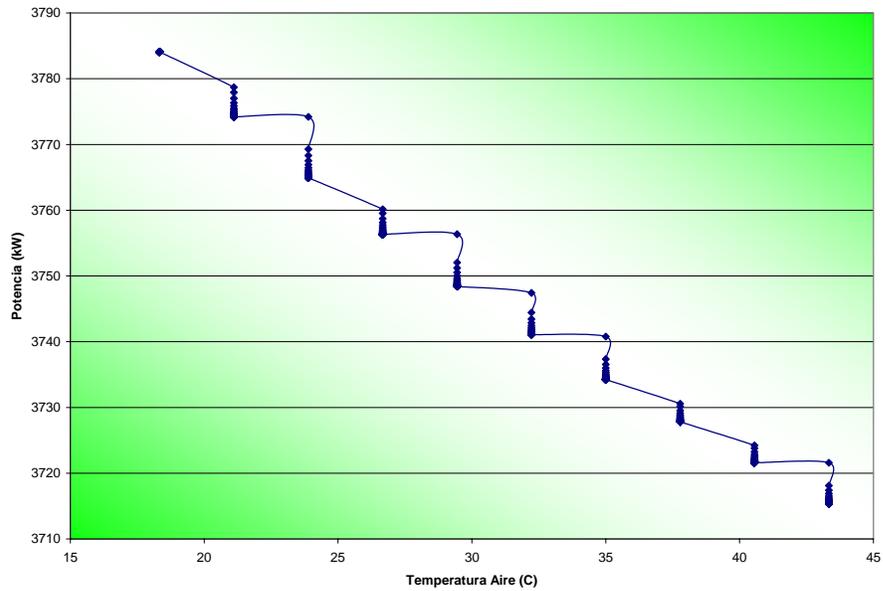


Figura 4.14. Potencia (kW) vs Temperatura Aire (°C)

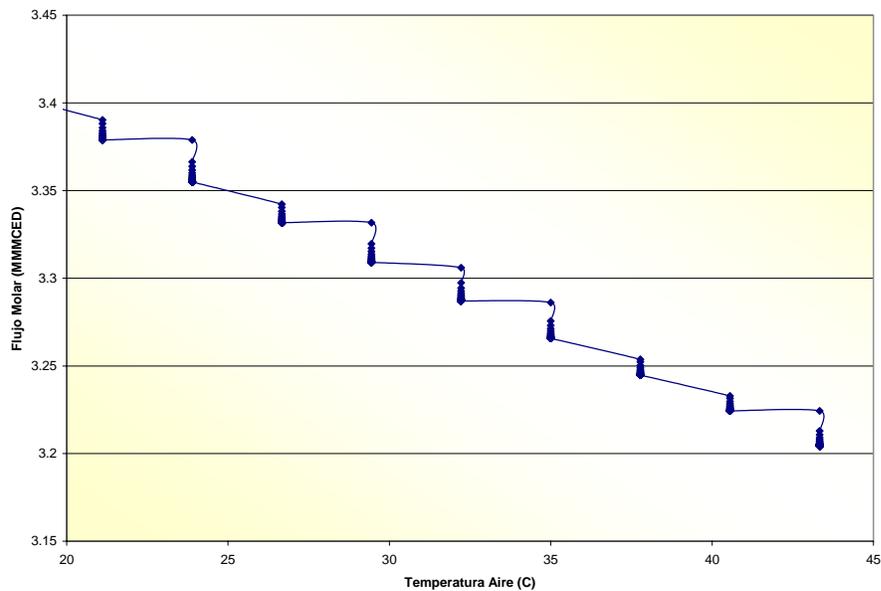


Figura 4.15. Flujo Molar (MMMCED) vs Temperatura Aire (°C)

Como último caso se modificó la temperatura del aire (ambiente) con el objeto de evaluar el comportamiento de la condensación producto del enfriamiento. En la Fig. 4.13 se muestra como varió el nivel en los depuradores de succión (V-100), interetapa (V-101) y descarga (V-102). El depurador V-101 es el que presentó la mayor variación en el nivel, esto se debió fundamentalmente a que hubo un cambio en el punto de saturación del gas debido al aumento de presión y posteriormente fue enfriado por aire, al variar la temperatura del aire la cantidad de líquidos que se forma dentro de los tubos cambiara de acuerdo a la capacidad que tenga la masa de aire para absorber este flujo de calor. Durante el arranque de esta planta se cambió la válvula de control de nivel debido a que en las noches se experimentaban paradas por alto nivel de líquido.

En las Figs. 4.14 y 4.15 se observan los efectos de la temperatura ambiente tanto en la potencia (ver Fig. 4.14) como en para el flujo (ver Fig. 4.15), en ambos casos se nota que la potencia y el flujo disminuyen a medida que la temperatura aumenta. Este comportamiento también se observó en la variación de la temperatura de succión.

CAPITULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

- Las curvas entregadas por el fabricante de los compresores describen con precisión el desempeño del compresor D8R6S instalado en la planta Santa Rosa II, como parte del alcance del proyecto RECAT.
- El modelo de simulación elaborado para este tren de compresión permite predecir el comportamiento de las variables de campo con una desviación de más o menos 10 %.
- Con el modelo construido se observó que los compresores son altamente dependientes de la velocidad de la turbina, de la presión de succión, la temperatura de succión y la temperatura ambiente, las cuales afectan parámetros como la potencia requerida, el flujo manejado y el nivel de líquido en los depuradores.

5.2. Recomendaciones

- Continuar con el desarrollo de este modelo para el cálculo y estudio de los sistemas de control asociados tales como “antisurge”, verificación de las válvulas de control y sistemas de medición de flujo.

BIBLIOGRAFÍA

1. Ingeniería de Proyecto RECAT, Cálculos de Procesos, Diagramas de Instrumentación y Tuberías, 2004.
2. Performance Test, Datos de la prueba de desempeño del compresor, 2004.
3. ASME PTC-10, Código de pruebas de desempeño para compresores centrífugos del ASME.
4. API 617, Estándar para la manufactura de compresores centrífugos.
5. Manual del HYSYS, Simulador de Procesos.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO

TÍTULO	“Construcción del modelo de simulación dinámica del tren de turbocompresión de la planta compresora Santa Rosa II, usando las curvas obtenidas en la prueba de desempeño de la primera etapa de compresión”
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CVLAC / E MAIL
Rojas Tovar, Daniel	CVLAC: 11.306.404 EMAIL: drtgas@gmail.com

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Construcción

Simulación

Compresión

Turbocompresión

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÁREA	SUB ÁREA
Ingeniería y Ciencias Aplicadas	Ingeniería de gas

RESUMEN (ABSTRACT):

Los compresores siguen un comportamiento basado en la termodinámica, pero que en general este se debe comprobar en bancos de prueba usando un procedimiento (“PTC-10 Performance Test for Centrifugal compressor and Exhauster” [3]) normalizado por la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME), en el que se establecen las bases para la realización de la prueba y las ecuaciones que la rigen. El resultado de esta prueba se resume en las curvas de desempeño de los compresores las cuales relacionan los parámetros operacionales del mismo (potencia, presión, flujo, eficiencia). Con estas curvas y la ayuda de softwares especializados que permiten la simulación en estado no estacionario se modeló el tren de turbo compresión instalado en la planta compresora Santa Rosa II. Con esta simulación se observó el comportamiento a una perturbación de los parámetros de proceso del tren de compresión. La prueba de desempeño es uno de los procedimientos más importantes a la hora de describir el comportamiento de los compresores. El modelo de simulación elaborado para este tren de compresión permite predecir el comportamiento de las variables de campo con una desviación de más o menos 10%. Con el modelo construido se observó que los compresores son altamente dependientes de la velocidad de compresor, de la presión de succión, la temperatura de succión y la temperatura ambiente, las cuales afectan parámetros como la potencia requerida, el flujo manejado y el nivel de líquido en los depuradores.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E-MAIL				
	ROL	CA	AS (X)	TU	JU
Rodriguez, Anabelis	CVLAC:	V- 8.229.759			
	e-mail:	anabelism@gmail.com			
	ROL	CA	AS	TU	JU(X)
Martinez, Johnny Jesús	CVLAC:	V-8.340.871			
	e-mail:	johnnymartiner@gmail.com			
	ROL	CA	AS	TU	JU(X)
Rengel Hernandez, José Eduardo	CVLAC:	V- 9.278.475			
	e-mail:	rengel66@gmail.com			
	ROL	CA	AS	TU	JU(X)

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2009	04	23
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
Tesis.Simulación_turbocompresión_SantaRosa.doc	Aplicación/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I J K L M N O P Q
R S T U V W X Y Z . a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z . 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 .

ALCANCE

ESPACIAL: PDVSA (OPCIONAL)

TEMPORAL: _____ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero en gas

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Postgrado

ÁREA DE ESTUDIO:

Programa de especialización de ingeniería en gas

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente Núcleo de Anzoátegui

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De acuerdo al artículo 41 del Reglamento de Trabajo de Grado:

“Los Trabajos de Grado son exclusiva propiedad de la Universidad y solo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario”

Daniel Rojas Tovar

AUTOR

Anabelis Rodriguez

TUTOR

Johnny Jesús Martínez

JURADO

José Rengel

JURADO

Anabelis Rodríguez

Coordinadora PEIG (Postgrado Especialización en Ingeniería de Gas)