



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

PEMEX PETROQUÍMICA: COMPLEJO PETROQUÍMICO CANGREJERA

Proyecto:

***EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO GB-501
DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE LA PLANTA DE ETILENO.***

Presenta:

LÓPEZ LARA BRIAN ULISSES

Asesor interno:

ING. LEONARDO GÓMEZ GUTIÉRREZ

Asesor externo:

ING. ÁLVARO RAMÍREZ PAXTIAN

COATZACOALCOS, VERACRUZ A 7 DE DICIEMBRE DE 2012

CONTENIDO

	Pagina
1. INTRODUCCIÓN-----	8
1.1. Pemex petroquímica C.P. Cangrejera-----	9
1.1.1. Misión.-----	9
1.1.2. Política de seguridad, salud en el trabajo y protección ambiental.-----	9
1.1.2.1. Política.-----	9
1.1.2.2. Principios.-----	9
1.1.3. Antecedentes de la empresa.-----	10
1.1.3.1. Ubicación.-----	12
1.1.3.2. Nombre de las areas que conforman el Comprejo Petroquimico Cangrejera.-----	13
1.1.3.3. Productos que elabora el Complejo Petroquimico Cangrejera.-----	14
1.1.3.4. Productos y subproductos.-----	15
1.1.3.5. Distribución de los productos.-----	16
1.1.3.6. Diagrama de bloques de la Planta de Etileno.-----	17
2. JUSTIFICACIÓN -----	18

	Pagina
3. OBJETIVOS-----	21
3.1. General.-----	21
3.2. Especifico-----	21
4. CARACTERIZACIÓN DEL ÁREA EN QUE SE PARTICIPÓ-----	23
4.1. Superintendencia de Ingeniería de Procesos.-----	24
4.1.1. Misión.-----	24
4.1.2. Funciones.-----	24
4.2. Antecedentes de la problemática.-----	25
5. PROBLEMA A RESOLVER-----	26
5.1. Cronograma de actividades.-----	27
5.1.1. Descripción de las actividades.-----	28
6. ALCANCES Y LIMITACIONES-----	31
7. FUNDAMENTO TEÓRICO-----	32
7.1. Refrigerantes-----	35
7.1.1. Características-----	37
7.1.2. Volumen y densidad de los refrigerantes-----	39
7.1.3. Otros refrigerantes-----	40

7.2. Tipos de sistemas de refrigeración-----	41
7.2.1. Capacidad de refrigeración-----	42
7.3. Sistema de diseño y selección-----	42
7.3.1. Diseño-----	44
7.4. Ciclos de refrigeración-----	45
7.4.1. Ciclo inverso de Carnot-----	45
7.4.2. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor-----	48
7.4.3. Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor-----	51
7.4.4. Sistema de refrigeración en cascada-----	52
7.4.5. Sistema de refrigeración por compresión de vapor en múltiples etapas-----	54
7.5. Compresores-----	57
7.5.1. Estructura de los compresores-----	58
7.6. Clasificación de los compresores-----	59
7.6.1. Compresor alternativo o de embolo-----	59
7.6.2. Compresores rotativos o centrífugos-----	65
7.6.3. Compresores de paletas deslizantes-----	66
7.6.4. Compresores de pistón líquido-----	66
7.6.5. Compresores de lóbulos (Roots)-----	67
7.6.6. Compresores de tornillo-----	67
7.7. Compresores centrífugos-----	68
7.7.1. Funcionamiento-----	70

7.7.2. Ventajas-----	74
7.7.3. Desventajas-----	75
7.7.4. Componentes de un compresor centrifugo-----	76
7.7.5. Selección de compresores centrífugos-----	78
7.7.6. Compresor centrifugo de múltiples etapas-----	80
7.7.7. Control de los compresores centrífugos-----	82
7.8. Carga y caballaje del compresor-----	83
7.8.1. Concepto de <i>HEAD</i> (cabeza)-----	83
7.9. Empleo de las curvas de rendimiento-----	87
7.9.1. Curvas de rendimiento-----	89
7.9.2. Fenómeno <i>surge</i> -----	95
7.9.3. Descripción del <i>surge</i> -----	97
7.9.4. Control del <i>surge</i> en las curvas de rendimiento-----	98
7.9.5. Efecto de la composición del gas-----	99
7.9.6. Causas externas y los efectos del <i>surge</i> -----	100
7.9.7. Límite de estrangulamiento-----	100
7.9.8. Factores que afectan el funcionamiento del compresor-----	101
7.9.9. Compresor fuera del funcionamiento de diseño-----	102
7.10. Control de oscilaciones-----	103
7.10.1. Conceptos básicos sobre el control de oscilaciones -----	104
7.10.2. Características de las oscilaciones-----	104
7.10.3. Control mejorado de oscilaciones -----	106

7.10.4. Válvula y controlador anti- <i>surge</i> -----	109
8. PROCEDIMIENTO Y DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES REALIZADAS -----	110
9. RESULTADOS, PLANOS, GRÁFICOS, PROTOTIPOS Y PROGRAMAS-----	113
9.1. Tablas y graficas de los datos de diseño del compresor	
GB-501 de la planta de etileno.-----	114
9.1.1. Etapa-I-----	114
9.1.2. Etapa-II-----	119
9.1.3. Etapa-III-----	124
9.1.4. Etapa-IV-----	129
9.2. Datos y graficas de Hysys-----	134
9.2.1. Etapa-I-----	135
9.2.2. Etapa-II-----	136
9.2.3. Etapa-III-----	138
9.2.4. Etapa-IV-----	140
9.3. Resultados de Hysys con los datos reales-----	142
9.3.1. Etapa-I-----	144
9.3.2. Etapa-II-----	145
9.3.3. Etapa-III-----	147

	Pagina
9.3.4. Etapa-IV-----	148
10. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES-----	151
11. FUENTES DE INFORMACIÓN-----	153
12. ANEXO-----	154

1. INTRODUCCIÓN

El presente trabajo consiste en la elaboración de un Diseño de Simulación en Hysys para evaluar el desempeño del compresor centrífugo GB-501 de cuatro etapas de la planta de etileno del complejo petroquímico Cangrejera.

En la primera parte encontramos información acerca de la empresa Pemex Petroquímica C.P. Cangrejera; planos de distribución de la planta, los productos que elaboran, las cadenas de distribución.

Posteriormente trataremos temas sobre los refrigerantes, ciclos de refrigeración, aspectos básicos de la refrigeración, luego abordaremos temas básicos sobre compresores, características y clasificación, funcionamiento, y por último trataremos temas sobre compresores centrífugos, el control del fenómeno llamado *surge*, curvas de rendimiento, para culminar con la evaluación de dicho compresor con datos reales que se introducirán al programa.

1.1. PEMEX PETROQUÍMICA. C.P. CANGREJERA

1.1.1. MISIÓN

Somos una empresa que elabora, comercializa y distribuye productos petroquímicos selectos, en crecimiento continuo y maximizando su valor económico, con calidad, seguridad, respeto al medio ambiente, a su entorno social y promoviendo el desarrollo integral de su personal.

1.1.2. POLÍTICA DE SEGURIDAD, SALUD EN EL TRABAJO Y PROTECCIÓN AMBIENTAL:

1.1.2.1. Política.

Petróleos Mexicanos es una empresa que se distingue por el esfuerzo y compromiso de sus trabajadores con la Seguridad, la Salud en el trabajo y la Protección Ambiental.

1.1.2.2. Principios.

La Seguridad, Salud en el trabajo y Protección Ambiental son valores de la más alta prioridad para la producción, el transporte, las ventas, la calidad y los costos.

Todos los incidentes y lesiones se pueden prevenir.

La Seguridad, Salud en el trabajo y Protección Ambiental son responsabilidad de todos y condición de empleo.

En Petróleos Mexicanos, nos comprometemos a continuar con la protección y el mejoramiento del medio ambiente en beneficio de la comunidad.

Los trabajadores petroleros estamos convencidos de que La Seguridad, Salud en el trabajo y Protección Ambiental son un beneficio propio y nos motiva a participar en este esfuerzo.

1.1.3. ANTECEDENTES DE LA EMPRESA

La construcción del Complejo Petroquímico Cangrejera inició en 1973, y fue creado como centro de trabajo de Petróleos Mexicanos, con la finalidad de elaborar Productos Petroquímicos.

El decreto de la creación de Petroquímica Cangrejera se publicó el 28 de febrero de 1997 en el Diario Oficial de la Federación, como resultado de la "Nueva Estrategia para la Industria Petroquímica" propuesta por el Gobierno

Federal, con el fin de promover e impulsar el desarrollo del Sector Petroquímico.

Se dio inicio al plan con la creación de diez filiales como empresas de participación estatal mayoritaria, al menos en un 51 % y el resto de capital variable libre de suscripción. La compañía quedó constituida como filial el 28 de febrero de 1997, iniciando sus operaciones el 1° de julio del mismo año.

Este complejo, el mayor de su tipo en Latinoamérica, cuenta con plantas cuya capacidad de producción se ubica a la altura de las más grandes del mundo.

El Complejo Petroquímico Cangrejera fue construido con la finalidad de alcanzar la autosuficiencia en la producción de Productos Petroquímicos básicos y evitar así la fuga de divisas al exterior. Significa uno de los más ambiciosos proyectos que, dentro de la industria petroquímica, ha logrado cristalizar hasta la fecha el gobierno de la Nación a través de Petróleos Mexicanos.

1.1.3.1. Ubicación.

La zona industrial donde opera el Complejo Petroquímico Cangrejera es denominada “El Emporio Petroquímico de Latinoamérica”, se ubica al sur del Estado de Veracruz en la cuenca del Istmo de Tehuantepec a $18^{\circ} 09'$ latitud Norte y $94^{\circ} 26'$ longitud Oeste, al Este de la ciudad de Coatzacoalcos, a 10 metros de altura sobre el nivel del mar. Tiene una producción de 25,130 barriles por día. La Planta inicio a operar el 25 de noviembre de 1981.

FIG. 1.1.



Figura 1.1 Localización del área de las instalaciones.

1.1.3.2. Nombre de las áreas que conforman el Complejo Petroquímico Cangrejera.

Las áreas del Complejo están distribuidos de la siguiente manera FIG. 1.2.

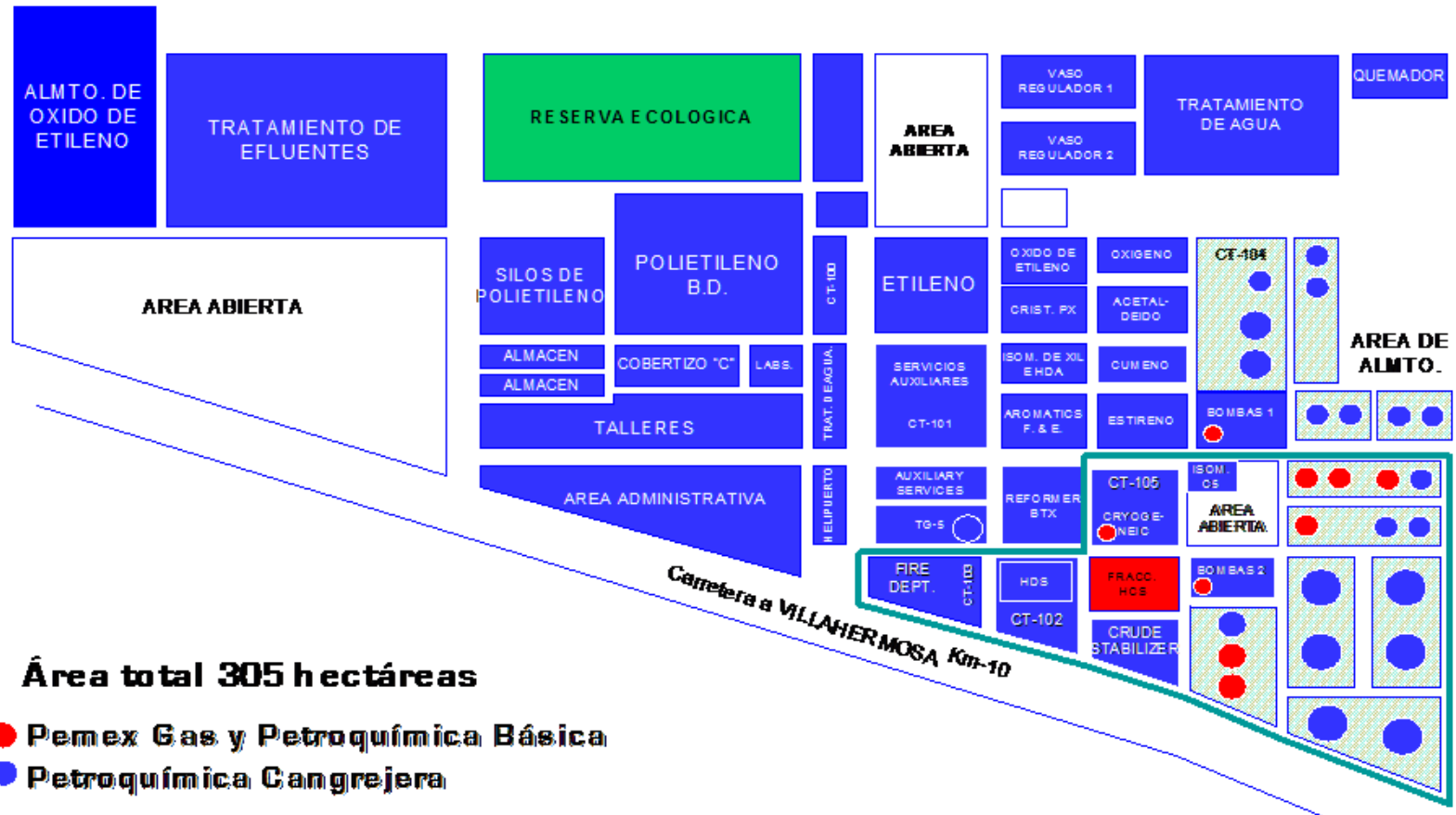
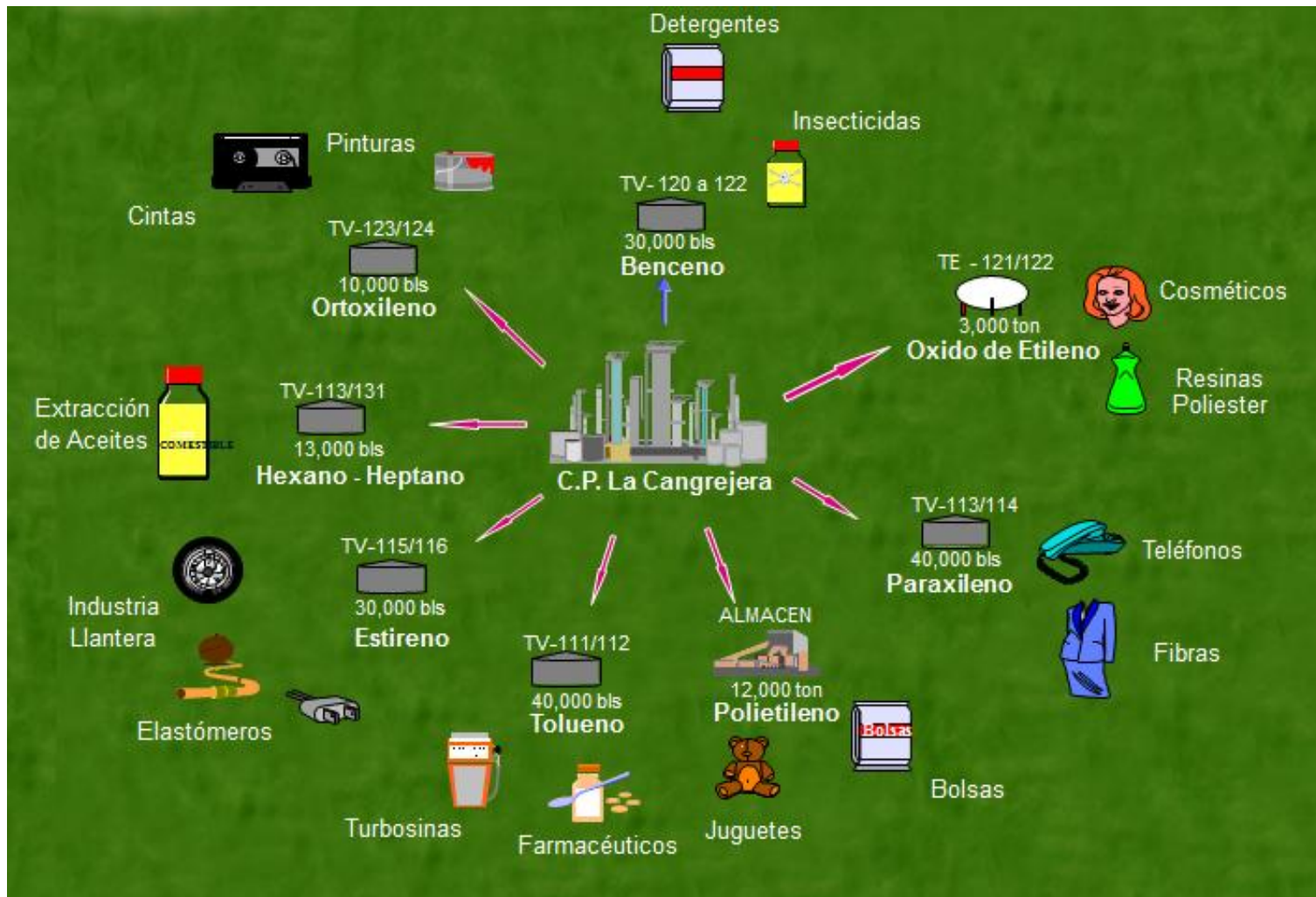


Figura 1.2 Localización de las instalaciones.

1.1.3.3. Productos que elabora el Complejo Petroquímico Cangrejera.



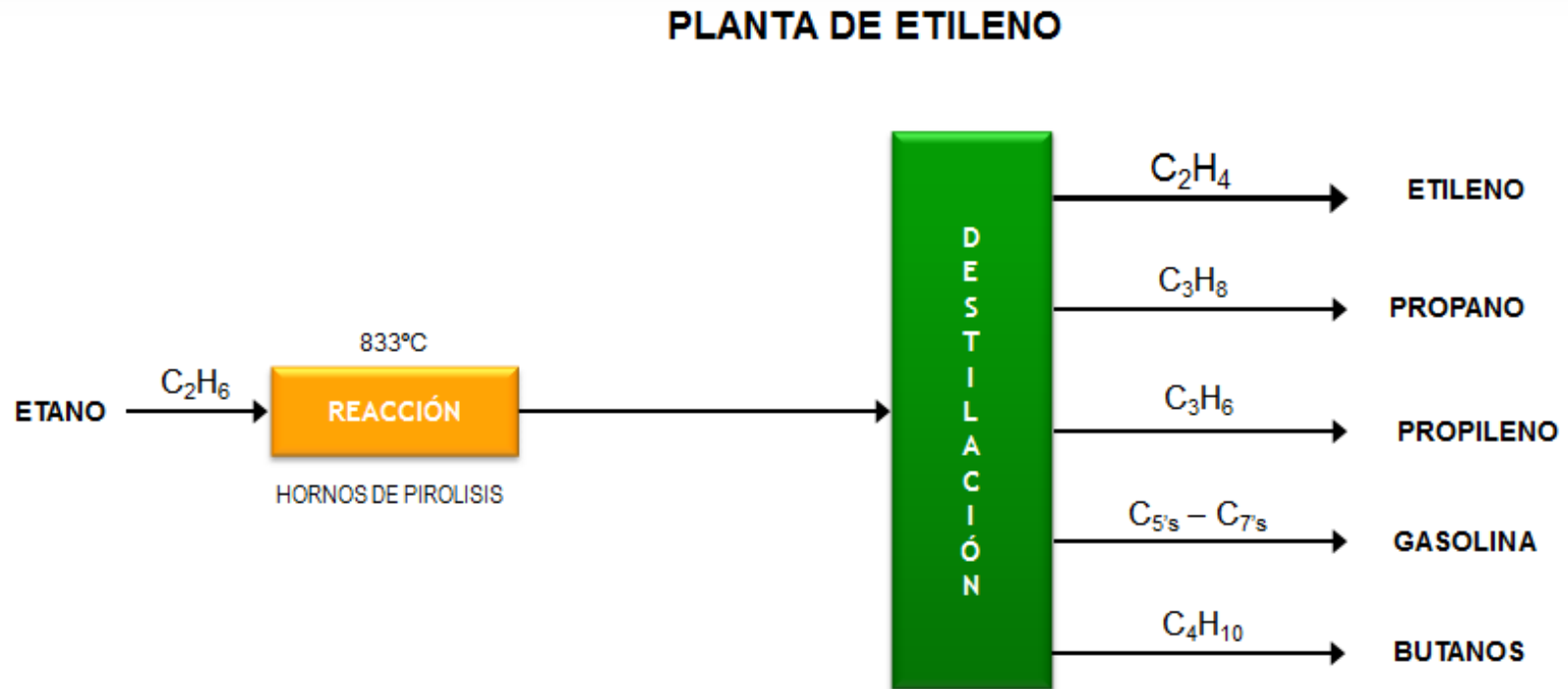
1.1.3.4. Productos y subproductos.

Productos	<ul style="list-style-type: none">• Etileno• Polietileno de B.D.• Oxido de etileno• Propileno• Oxigeno• Estireno• Ortoxileno• Benceno• Reformado Pesado• Tolueno• Aromina 100• Xilenos• Hexano• Paraxileno• Aromáticos Pesados• Hidrocarburos de Alto Octano• Heptano• Isohexano• Pentanos Isomerizados• Crudo despuntado	Subproductos	<ul style="list-style-type: none">• Butadieno Crudo• Líquidos de Pirolisis• Hidrógeno• Metano• Glicoles• Nitrógeno• Gas nafta• Etilbenceno• Flux oil• Gasolina amorfa• Butanos
------------------	--	---------------------	--

1.1.3.5. Distribución de los productos.

Producto	Distribución	Destino
• Etileno	• Ducto (Anillo de Etileno) • Buquetanque	• Plantas de Cangrejera • Celanese • Terminal Refrigerada Pajaritos
• Polietileno de Baja Densidad	• Carro Tolva (granel) • Camión (Sacos, supersacos) • Ferrotolvas	• Clientes Nacionales
• Óxido de Etileno	• Carrotanque	• Clientes Nacionales
• Benceno	• Autotanque	• Clientes Nacionales
• Tolueno	• Autotanque	• Clientes Nacionales
• Ortóxileno	• Autotanque	• Clientes Nacionales
• Estireno	• Autotanque • Ducto • Buquetanque	• Clientes Nacionales • Resirene • Exportación
• Paraxileno	• Ducto	• Petrotemex
• Hidrocarburos Alto Octano y Gasolina	• Ducto	• Terminal Marítima Pajaritos

1.1.3.6. Diagrama de bloques de la Planta de Etileno.



CAPACIDADES:

C.P. CANGREJERA	600,000 TMA
C.P. MORELOS	600,000 TMA
C.P. PAJARITOS	182,000 TMA

2. JUSTIFICACIÓN

La mejor forma de prevenir los problemas del compresor, es iniciar un plan de mantenimiento preventivo que incluya el registro rutinario de las condiciones de funcionamiento del sistema, el registro diario de las presiones, de las temperaturas, sobrecalentamiento, subenfriamiento, etc. de funcionamiento del equipamiento, provee un medio de acompañar el desempeño del sistema durante todo el año.

Con ese tipo de datos se pueden detectar, las tendencias que pueden hacer que las condiciones de funcionamiento se desvíen de los límites aceptables.

El registro de los datos de desempeño del sistema no sólo provee un medio para detectar problemas inminentes, sino que además, en caso de falla esas informaciones podrán ser usadas para reconstruir la serie de sucesos que lo ocasionaron.

Uno de los problemas que se presentan en el funcionamiento de los compresores es el llamado “**Surge**” o “Punto de oscilación” que se define como:

Condición que se produce en los compresores cuando la cantidad de gas que están tratando de comprimir es insuficiente para la velocidad del compresor y las palas de la turbina pierden su impulso hacia adelante, causando un movimiento inverso en el eje.

Se refiere a la cantidad mínima límite de aire que este puede comprimir en un determinado porcentaje de velocidad.

El funcionamiento del compresor se vuelve inestable si el flujo está por debajo de este caudal mínimo. Esta condición hará que la vibración del compresor y dañe el compresor.

Existe otra condición conocido como:

***Stonewall** es lo contrario del Surge para un compresor centrífugo. Es la condición del estrangulador del compresor. Es el flujo de gas mayor que el impulsor puede manejar hasta el punto de que no es posible el flujo.*

Ambas condiciones nos llevan a un mal funcionamiento del compresor provocando daños muy severos. De ahí que lo que se pretende es controlar estas condiciones.

Esta condición puede tener efectos catastróficos en la máquina, por lo que los fabricantes de compresores incluyen válvulas anti-sobretensiones que reciclan el gas de la gestión de la succión cuando un flujo bajo se detecta. Por lo general, estas válvulas están diseñadas para ser abiertas sólo en el arranque.

3. OBJETIVOS

3.1. OBJETIVO GENERAL

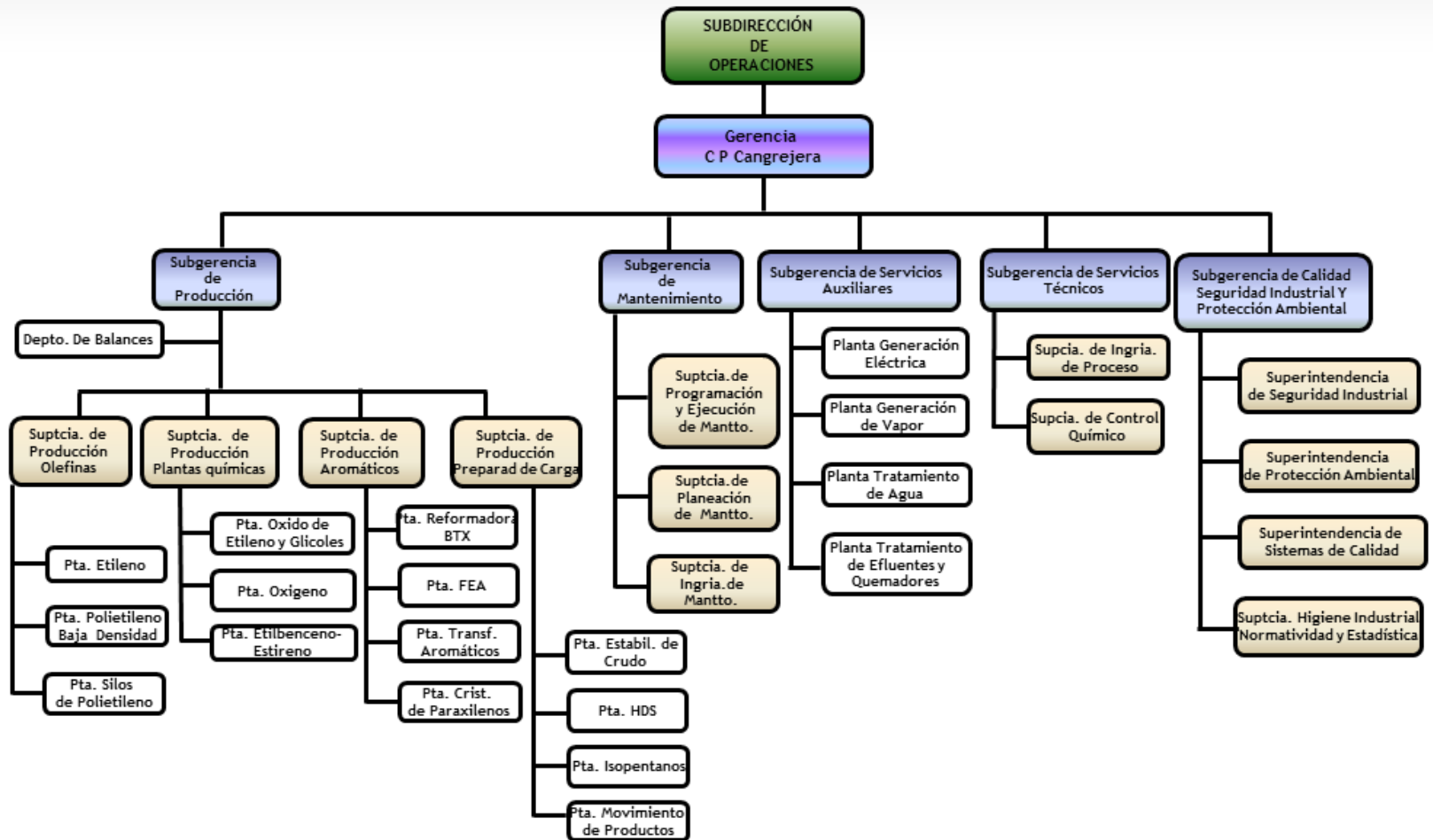
- REALIZAR UN MODELO DE SIMULACIÓN EN HYSYS PARA EVALUAR EL DESEMPEÑO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO GB-501 UTILIZADO EN EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE LA PLANTA DE ETILENO.

3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ❖ CONOCER LOS PRINCIPIOS DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN.
- ❖ CONOCER LOS PRINCIPIOS DEL FUNCIONAMIENTO DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO.
- ❖ CONOCER LOS EFECTOS QUE TIENEN EL CAMBIO DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN EN EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

- ❖ CONOCER LOS EFECTOS QUE TIENEN EL CAMBIO DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN EN EL SISTEMA DE COMPRESIÓN.

4. CARACTERIZACIÓN DEL ÁREA EN QUE SE PARTICIPO



Organigrama funcional del complejo petroquímico cangrejera

4.1. SUPERINTENDENCIA DE INGENIERÍA DE PROCESOS

4.1.1. MISIÓN:

Asegurar que el desarrollo de la ingeniería de proceso cumpla con los estándares de calidad para obtener mejoras en la optimización de procesos de cogeneración eléctrica, servicios auxiliares, sistemas de medición para balances de materia y energía y de ahorro de energía que beneficien al organismo.

4.1.2. FUNCIONES:

- ❖ Elaborar y desarrollar los planes maestros de control distribuido y control avanzado, optimización de procesos, cogeneración eléctrica, servicios auxiliares, sistemas de medición para balances de materia y energía y de ahorro de energía.

- ❖ Determinar y establecer los métodos, sistemas y procedimientos de control químico y analítico de los procesos y productos de la planta industrial, fiscalizando la calidad de las materias primas, reactivos, catalizadores y productos finales.

- ❖ Determinar los estándares de consumo de materias primas y energéticas para calificar y dar seguimiento diario al desempeño operativo.
- ❖ Identificar oportunidades para mejorar la eficiencia de los procesos, monitoreando los indicadores de capacidad de producción, rendimiento, costos de producción, energía, materiales y equipos.

4.2. Antecedentes de la problemática.

Los compresores, al igual que todo el equipo importante para procesos, se deben controlar con la mayor eficacia posible para tener un funcionamiento eficiente de la planta.

Si el caudal (es decir, la capacidad) del compresor se reduce por una restricción en su sistema de entrada o de descarga, aumentará la relación de compresión, **P_d/P_s** , del gas.

Si la restricción es lo bastante grande, disminuirá el flujo, y la relación (razón) de compresión aumentará hasta un punto en que ocurre un flujo inverso momentáneo dentro del compresor, *surge*, la cual se suele notar por un estampido fuerte, vibraciones en las tuberías y pulsaciones en la presión.

La oscilación suave, por lo general no dañará el compresor, pero hay que evitar que éste funcione en esas condiciones. La oscilación violenta puede ocasionar falla en los cojinetes de empuje lo que, a su vez, provocará roce y daños serios en los componentes internos. El sobrecalentamiento debido a oscilación prolongada también ocasiona daños.

5. PROBLEMAS A RESOLVER

El problema que se tiene es que no se cuenta con un programa para evaluar el compresor Centrífugo GB-501 de la planta de etileno que consta de 4 etapas y no se sabe cuál es la eficiencia y estado de su funcionamiento.

El modelo de simulación nos permitirá saber la eficiencia y en qué estado está funcionando el compresor al variar los datos de presión y temperatura en la succión y descarga de cada una de las etapas del compresor, y hacer una evaluación completa del compresor.

El programa nos señalará el punto de operación de cada una de las etapas en las curvas características que se harán con los datos de diseño.

5.1. CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES.

Actividad	Julio				Agosto				Septiembre				Octubre				Noviembre			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Lectura de los principios de Refrigeración	■	■	■	■																
Lectura de los principios de Compresión					■	■	■	■												
Practicar simulación en hysys			■	■	■	■	■	■	■											
Simulación del Sistema de Refrigeración con datos reales									■	■	■									
Practica Simulación de compresores											■	■								
Análisis de datos de diseño del compresor												■	■	■						
Elaboración de las curvas del compresor en Hysys-Diseño													■	■	■	■				
Apoyo administrativo					■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Construcción de reporte final																	■	■	■	■

5.1.1. DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES:

- 1. Lectura de los principios de Refrigeración:** Se comenzó con la búsqueda de información sobre los Principios fundamentales de un Sistema de Refrigeración, así como las etapas que lo conforman, para esta actividad se requirieron cuatro semanas para reunir la información y darle lectura, y así tener una idea del funcionamiento del este Sistema, la información se obtuvo de la Web y los algunos libros como: Working Guide to Process Equipment 3rd Ed - McGrawHill (2008) ; Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants.

- 2. Lectura de los principios de Compresión:** Esta actividad se enfocó a conocer los principios de funcionamiento de un compresor, aspectos como clasificación y tipos de compresores, aspectos generales sobre el diseño de los mismo y la parte principal, el estudio de un Compresor Centrifugo que es la parte del sistema de refrigeración que se estudiará. Para el compresor centrífugo la investigación se centró en el manejo y construcción de las curvas características, las relaciones de compresión para etapas múltiples, temas sobre eficiencias adiabáticas y politrópicas, cálculo de “cabeza” y relaciones entre la capacidad de flujo de entrada y las relaciones de compresión.

Esta actividad tomo cuatro semanas para la obtención de la información y la lectura, los libros utilizados fueron: Richard W Greene. Compresores; A_Practical_Guide_to_Compressor_Technology; Working Guide to Process Equipment 3rd Ed - McGraw Hill (2008); Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants; y páginas Web.

- 3. Practicar simulación en Hysys:** Esta actividad tiene como objetivo aprender a manejar el entorno de simulación de Hysys para poder realizar el proyecto y cumplir con el objetivo general, se realizó búsqueda de tutoriales para simulación en donde proporcionaban ejercicios realizados de diferentes equipos y procesos; dichas actividad tomo siete semanas.

- 4. Simulación del Sistema de Refrigeración con datos reales:** Una vez entendido el entorno de simulación se realizó la simulación del Sistema de Refrigeración con datos reales que la empresa me proporciono, la actividad tomó tres semanas por algunos problemas con los datos.

- 5. Practica de simulación de Compresores:** El objetivos de esta actividad es conocer el entorno de simulación de Hysys orientado al manejo de compresores y la construcción de la curvas, conocer las

relaciones entre todas las variables que puedan intervenir en un proceso de compresión y las variaciones de cada una de ellas afecten al funcionamiento del mismo. La actividad tomó dos semanas.

6. Análisis de datos de diseño del Compresor: La empresa proporcionó las hojas con los datos de diseño del compresor GB-501 y las curvas características. Se analizaron y reprodujeron las curvas en Excel para posteriormente ingresarlos al simulador. La actividad tomó tres semanas.

7. Elaboración de las Curvas Características del Compresor en Hysys-Datos de Diseño: Se comenzó con la simulación del proceso de compresión, se ingresaron al simulador los datos de diseño de temperatura y presión de succión para cada una de las etapas, y los datos para la construcción de las curvas de rendimiento en donde se ubica el punto de diseño y el punto normal de operación.

8. Apoyo administrativo: Se realizaron actividades de apoyo administrativo que consistieron en sacar sumas y promedios de temperaturas de hornos y análisis de costos de mantenimiento de la planta de etileno, actualización de datos de producción de la planta.

9. Construcción de reporte final: Se comenzó con la construcción del reporte final, toda la información reunida, los datos de la empresa, graficas, tablas y resultados se ordenaron de acuerdo al formato requerido por ambas partes Escuela/Empresa. Esta actividad tuvo lugar en las últimas 4 semanas de la residencia.

6. ALCANCES Y LIMITACIONES

ALCANCES:

- ✓ Realizar el modelo de simulación en Hysys.
- ✓ Trabajar con las curvas características de un compresor.
- ✓ Evaluar el funcionamiento del Compresor GB-501.
- ✓ En caso necesario, realizar propuestas de mejora.

LIMITACIONES:

- ✓ Poco conocimiento sobre el programa de simulación para el tipo de compresor requerido.
- ✓ Poca información sobre los datos de diseño del compresor a evaluar.
- ✓ Restricciones para obtener los datos reales de la planta.
- ✓ Problemas administrativos diversos.
- ✓ Información limitada acerca del fenómeno objeto de estudio.

7. FUNDAMENTO TEÓRICO

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la refrigeración FIG. 1.3., que es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior. Los dispositivos que producen la refrigeración se llaman refrigeradores, y los ciclos en lo que operan se denominan ciclos de refrigeración por compresión de vapor, donde el refrigerante se evapora y condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor. Otros ciclos de refrigeración conocidos son los ciclos de refrigeración de gas en la que el refrigerante permanece todo el tiempo en fase gaseosa y el de absorción de amoníaco donde existe mezcla de amoníaco y agua en algunos procesos en el ciclo.

De la práctica cotidiana el calor fluye desde una zona de alta temperatura a una de baja temperatura sin necesidad de algún dispositivo. El proceso inverso no sucede por si solo (principio de la segunda ley de la termodinámica), para lograr transferir calor desde una zona de baja temperatura a una de alta sin violar la segunda ley requiere de dispositivos especiales conocidos como refrigeradores.

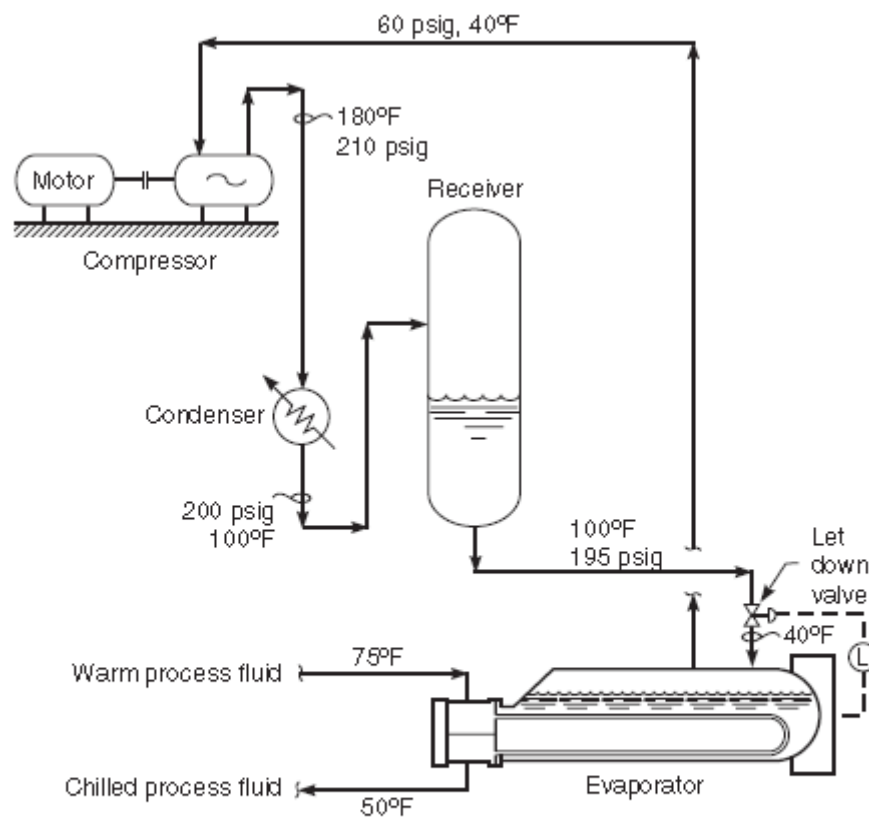


Fig.1.3 SISTEMA TIPICO DE REFRIGERACION

Cabe mencionar la radical diferencia entre un **sistema frigorífico** y un **circuito de refrigeración**, siendo este último un mero arreglo para disminuir temperatura el cual se define como "concepto", ya que su diseño (abierto, semi abierto, cerrado), fluido (aire, agua, incluso gas refrigerante), flujo (sólo frío o "bomba de calor") varían conforme la aplicación. Estos varían desde el clásico enfriamiento de motores de combustión interna por medio de agua

hasta el *water cooling* utilizado en enfriamiento de computadoras. Los sistemas frigoríficos tienden a ser bastante más complejos que un circuito de refrigeración y es por eso que se presentan aparte.

En general se define la refrigeración como cualquier proceso de eliminación de calor, más específicamente, se define a la refrigeración como la rama de la ciencia que trata con los procesos de inducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio o material a temperatura inferior con respecto de los alrededores correspondientes. Para lograr lo anterior, debe sustraerse calor del cuerpo que va a ser refrigerado y ser transferido a otro cuerpo cuya temperatura es inferior a la del cuerpo refrigerado. Debido a que el calor eliminado del cuerpo refrigerado es transferido a otro cuerpo, es evidente que refrigeración y calentamiento son en realidad los extremos opuestos del mismo proceso.

La capacidad de enfriamiento de un sistema de refrigeración (la rapidez del calor extraído del espacio refrigerado) con frecuencia se expresa en **toneladas de refrigeración** equivalentes a **12000 Btu/h** o **12660 KJ/h**. Esto tiene su base en la capacidad que tiene un sistema de refrigeración en convertir 1 tonelada de agua líquida a 0 °C (32 °F) en hielo a 0°C (32 °F) en 24 horas.

La velocidad a la cual deba ser el calor eliminado de un espacio o material refrigerado a fin de producir y mantener las condiciones deseadas de temperatura se le llama *carga de refrigeración*, la *carga de enfriamiento* o la *carga térmica*. En casi todas las aplicaciones de refrigeración, la carga de enfriamiento del equipo de refrigeración es la suma de las ganancias de calor proveniente de diferentes fuentes: (1) el calor transmitido por conducción a través de paredes aisladas, (2) el calor que debe ser eliminado del aire caliente que llega al espacio a través de puertas que se abren y cierran, (3) el calor que debe ser eliminado del producto refrigerado para reducir la temperatura del producto a la temperatura de almacenamiento y (4) el calor cedido por la gente que trabaja en el espacio y por motores, alumbrado y otros equipos que producen calor y que operan en el mismo espacio.

7.1. REFRIGERANTES.

Los fluidos de trabajo empleados en los ciclos de refrigeración se llaman *refrigerantes*. Todos los procesos de enfriamiento pueden clasificarse como sensibles o latentes de acuerdo al efecto que el calor absorbido tiene sobre el refrigerante. Cuando el calor absorbido causa un aumento en la temperatura del refrigerante, se dice que el proceso de enfriamiento es sensible, mientras que cuando el calor absorbido cause un cambio en el estado físico del refrigerante (ya sea una fusión o vaporización) se dice que

el proceso de enfriamiento es latente. Para cualquiera de ambos procesos si el proceso refrigerante es secuencial, la temperatura del refrigerante debe mantenerse en forma continua por debajo de la del material o del espacio que está siendo refrigerado.

El calor se elimina dentro de un sistema por medio de un refrigerante. De hecho cualquier líquido que hierva a una temperatura cercana al punto de congelación del agua puede enfriar y preservar los alimentos. Sin embargo, un punto de ebullición por debajo del que se forma el hielo no es por sí mismo el único aspecto que origina un buen refrigerante.

Antes de seleccionar un refrigerante, es importante para evaluar su inflamabilidad y toxicidad de datos, de presión-temperatura-volumen las relaciones, la entalpía, la densidad, peso molecular, punto de ebullición y los puntos de congelación, y diversos efectos en las juntas, los metales y aceites.

Un refrigerante debe tener otras propiedades tales como la falta de toxicidad, además no ser corrosivo ni explosivo.

7.1.1. Características:

1. Los refrigerantes deben ser económicos, tanto en su costo inicial, como en su mantenimiento y conservación. Los problemas de conservación comprenden: el control de fugas (hay menos inconvenientes cuando se trata de fugas de moléculas grandes que cuando se trata de pequeñas); la provisión de la lubricación adecuada (el refrigerante no deberá reaccionar con el aceite para destruir sus cualidades lubricantes); y la evitación de la corrosión (no deberá corroer los materiales con los que está en contacto).
2. Los refrigerantes no deben ser inflamables. Varios hidrocarburos han sido usados como refrigerantes, ejemplos de los cuales son el butano y el propano. Estos y otros (amoníaco, cloruro de metilo, etc.) constituyen un peligro de incendio y explosión.
3. Se prefiere que los tengan calores latentes altos a la temperatura del evaporador y un volumen específico bajo. El tipo y el tamaño del compresor es función de estas características. Si el calor latente es alto, se hace mucha refrigeración por un kilogramo (o bien, libra) de sustancia circulante; si además, el volumen específico es bajo, el

volumen de la sustancia que circula y, por lo tanto, el tamaño del compresor y de los pasos, serán pequeños.

4. Los refrigerantes deben tener presiones bajas de saturación a las temperaturas normales de trabajo. Presiones muy altas, como para el CO₂, significan piezas pesadas y tuberías de paredes gruesas. También se prefiere que la presión de saturación a la temperatura del evaporador sea mayor que la atmosférica, para evitar infiltraciones de aire en el sistema.

5. Aunque las características precedentes quizás sean las más importantes, hay otras que son convenientes, como, por ejemplo: una buena conductividad térmica para la transmisión rápida de calor, capacidad de humedecimiento, propiedades inertes (no debe reaccionar en ninguna forma con los materiales que toque), estabilidad (no deberá descomponerse en sustancias diferentes de moléculas más pequeñas), baja viscosidad (para facilitar su movimiento), alta temperatura crítica y una gran resistencia dieléctrica. Además es natural que el refrigerante no debe solidificarse a ninguna temperatura del ciclo.

7.1.2. Volumen y densidad de los refrigerantes.

- El volumen del refrigerante en estado de vapor debe ser tan pequeño como sea práctico. Esto hace posible el uso de menores líneas de succión, tubos de condensación, etc., y reduce el tamaño y costo de las partes.
- La densidad del refrigerante debe ser alta. Con refrigerantes de alta densidad se puede hacer uso de líneas de líquido más pequeñas.
- Por contraste, en las instalaciones comerciales en que el evaporador y la unidad de condensación se encuentran en diferentes niveles, es conveniente un refrigerante de baja densidad. Tal refrigerante requiere de menor presión para desplazarlo a través de la línea de líquido.

Los rangos de temperatura de enfriamiento de refrigerante de hidrocarburo (la temperatura de evaporación) más ligeros comunes son:

Metano	-93.333° a -148.888°C
Etileno y etano	-23.888° a -79.444°C
Propileno y propano	4.44° a -10°C

7.1.3. otros refrigerantes

Designación Numérica	Nombre Químico	Fórmula Química
11	Tricloromonofluormetano	CCl_3F
12	Diclorodifluormetano	CCl_2F_2
13	Monoclorotrifluormetano	CClF_3
22	Monoclorodifluormetano	CClF_2
30	Cloruro de metileno	CH_2Cl_2
40	Cloruro de metilo	CH_3Cl_2
113	Triclorotrifluoretano	Cl_3F_3
114	Diclorotetrafluoretano	Cl_2F_4
114a	Diclorotetrafluoretano	CCl_2FCF_3
134a	1,1,1,2-Tetrafluoretano	CH_2FCF_3
152a	Difluoretano	CH_3CHF_2

7.2. TIPOS DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

Los tres tipos de Sistemas de refrigeración son los siguientes:

SISTEMA	RANGO DE TEMPERATURA	REFRIGERANTE
Chorro de vapor	35 a 70 °F	Agua
Absorción		
Agua-bromuro de litio	40 a 70 °F	Solución de LiBr
Amoniaco	-40 a 30 °F	Amoniaco-agua
Compresión mecánica (Reciprocante, centrifugo o Rotatorio)	-200 a 40 °F	Amoniaco, CH ₄ , C ₂ H ₆ entre otro

7.2.1. CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN

TONELADAS DE REFRIGERACIÓN REQUERIDO=

$$\frac{\text{CARGA DE CALOR DEL PROCESO POR HORA}}{12000 \text{ Btu/hr}}$$

TONELADAS DE VAPOR DE REFRIGERACIÓN=

$$\frac{(\text{GPM DE AGUA DE REFRIGERACION})(\Delta T \text{ DE AGUA F})}{24}$$

7.3. SISTEMA DE DISEÑO Y SELECCIÓN

Básicamente, el diseño del sistema consiste en la selección de las partes componentes para combinar y operar de la forma más económica para las condiciones especificadas. Desafortunadamente, las condiciones específicas no son sólo para el evaporador donde tiene lugar el refrigerante utilizado. Estas condiciones identifican si el sistema es una selección de componentes por separado o un paquete ensamblados por un fabricante.

1. Evaporador: temperatura y refrigerante

2. Compresor: centrífugos, de tornillo o alternativo; motor eléctrico, turbina de vapor u otro controlador.

3. Condensador: temperatura horizontal o vertical de la refrigeración.

4. Receptor: El sistema de volumen de refrigerante para el apagado de almacenamiento de refrigerante.

5. Operación: cambios en la carga de refrigeración de tonelaje.

Para el diseño final de caballos de fuerza y la selección de equipos, la práctica habitual consiste en presentar la carga de refrigeración y las condiciones /requisitos para un sistema de refrigeración de buena reputación y obtener un sistema de garantía diseñador /fabricante con equipos e instrumentos de diseño y las especificaciones incluyendo los materiales importantes de la construcción. Siempre solicitar instrucciones detalladas de funcionamiento y controles y de servicios públicos los requisitos de cantidad.

7.3.1. Diseño.

El sistema está diseñado como sigue:

1. Establecer el total de tonelaje de refrigeración para cada nivel de temperatura del evaporador. Cuando sea posible, se combinan éstos en los pocos niveles diferentes como sea posible. No especificar una temperatura más baja que la necesaria para llevar a cabo los requisitos de refrigeración del proceso. Permitir que un mínima de 5 ° F diferencial entre el más bajo proceso requiere la temperatura y la evaporación del refrigerante. Cuanto mayor es Δt , más pequeño puede ser el área de superficie en el evaporador. Cuanto menor sea la temperatura de evaporación de cualquier refrigerante dado, mayor es la potencia requerida para el compresor.
2. Establecer un balance de calor del refrigerante a través todo el sistema, utilizando tablas propiedades termodinámicas o diagramas para el refrigerante en particular.
3. Teniendo en cuenta la caída de presión a través de tuberías, equipos, y válvulas de control, establecer el funcionamiento esperado, temperaturas y presiones.

4. Preparar las especificaciones de consulta para los compresores y el equipo de intercambio de calor siguiendo las formas sugeridas.

7.4. CICLOS DE REFRIGERACIÓN

Como introducción al tema de ciclos de refrigeración por compresión de vapor, es necesario tener presentes distintos aspectos relacionados con el ciclo de Carnot inverso debido a su utilización como ciclo de referencia para evaluar el desempeño de otros ciclos y en particular al ciclo de refrigeración por compresión de vapor, haciendo las comparaciones correspondientes para así lograr caracterizar el funcionamiento de los sistemas de refrigeración bajo el esquema de los ciclo termodinámicos.

7.4.1. CICLO INVERSO DE CARNOT

El ciclo de Carnot es totalmente reversible, permitiendo que los cuatro procesos que comprenden el ciclo puedan invertirse. El resultado es un ciclo que opera en dirección contraria a las manecillas del reloj, que se llama **ciclo invertido de Carnot**. Un refrigerador o bomba de calor que opera en este ciclo recibe el nombre de **refrigerador o bomba de calor de Carnot**.

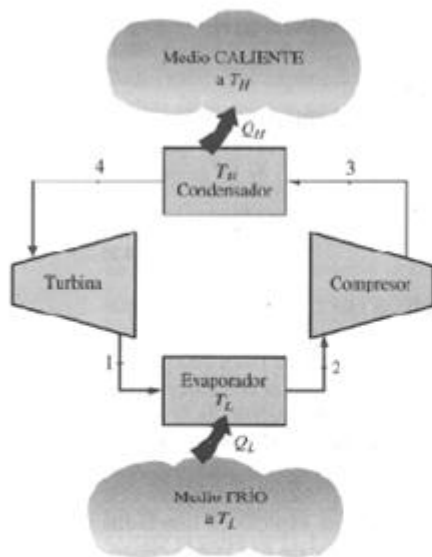


Fig.1.4 CICLO DE CARNOT INVERSO.

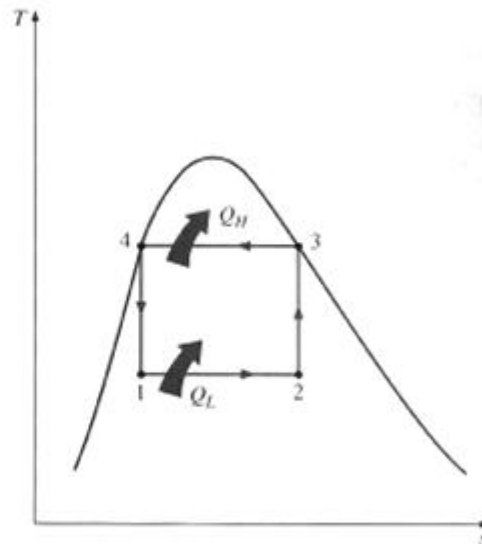


Fig.1.5 DIAGRAMA Ts DE CARNOT

Considere un ciclo de Carnot invertido ejecutado dentro de la campana de saturación de un refrigerante, como el que se muestra en la FIG. 1.4.

1-2 Se transfiere (absorción) calor reversiblemente desde la región fría **TL**, de forma isoterma donde el refrigerante experimenta cambios de fase.

2-3 Se comprime el refrigerante isoentrópicamente, hasta que alcanza la temperatura máxima **TH**.

3-4 Se transfiere calor reversiblemente a la región caliente a T_H , de forma isoterma, donde el refrigerante experimenta cambios de fase (vapor a líquido).

4-1 Se expande el refrigerante isoentrópicamente hasta, alcanzar la temperatura mínima T_L

Los inconvenientes de un ciclo de refrigeración de Carnot como modelo de dispositivo práctico radican en los procesos de compresión y expansión. En general debe evitarse comprimir una mezcla húmeda por el daño de las presencias de pequeñas gotas líquidas puedan causar al compresor (caso análogo de las turbinas de vapor). La expansión con una turbina bajo condiciones similares a la ya descrita es igual de perjudicial, la restricción a las condiciones de saturación limita la capacidad de absorber calor. Las modificaciones para evitar estos dos tipos de problemas inherentes al ciclo de Carnot conducen en la práctica al ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

7.4.2. CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

En el proceso de compresión de vapor se realizan modificaciones al ciclo de Carnot basados en las siguientes consideraciones:

- En el proceso de compresión, el fluido de trabajo solo debe estar en la fase de vapor.
- Para expandir el refrigerante es recomendable utilizar un dispositivo más económico y con cero mantenimientos (válvula de estrangulamiento o tubo capilar).
- La temperatura de condensación no debe limitarse a la zona de saturación.

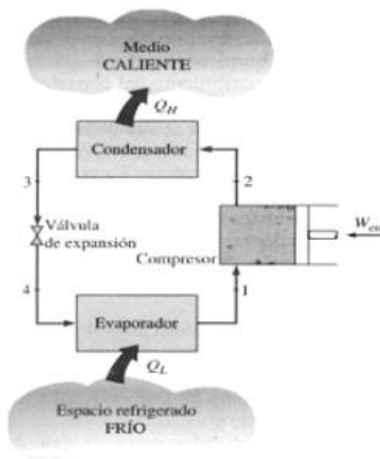


Fig.1.6 CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR

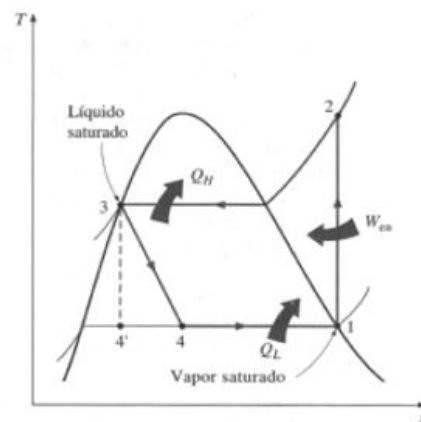


Fig.1.7 DIAGRAMA Ts

Para cada proceso, la ecuación general de energía en régimen estacionario por unidad de masa, despreciando la variación de la energía cinética y potencial está dada por:

$$q + w = h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}}$$

La capacidad de refrigeración, es el flujo de calor transferido en el evaporador Q_{evap} planteada así:

$$Q_{\text{evap}} = m (h_1 - h_4)$$

En el compresor y en el proceso de estrangulamiento no se transfiere calor, mientras que sólo existe trabajo en el proceso de compresión. El coeficiente de operación del ciclo está dado por:

$$\text{COP ref} = \frac{Q_{\text{evap}}}{W_{\text{comp}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Principio de funcionamiento de los principales dispositivos del sistema de refrigeración.

- ✓ **Evaporador:** Se transfiere calor (absorbe) de la región fría al refrigerante (FIG. 1.6.), que experimenta un cambio de fase a temperatura constante. Para que la transferencia de calor sea efectiva, **la temperatura de saturación del refrigerante debe ser menor** que la temperatura de la región fría.
- ✓ **Condensador:** El refrigerante se condensa al ceder calor a una corriente externa al ciclo (FIG.1.6.). El agua y el aire atmosférico son las sustancias habituales utilizadas para extraer calor del condensador. Para conseguir que se transfiera calor, **la temperatura de saturación del refrigerante debe ser mayor** que las temperaturas de las corrientes atmosféricas.
- ✓ **Compresor:** Para alcanzar las condiciones requeridas en el condensador logrando la liberación del calor desde el sistema al ambiente, es necesario comprimir el refrigerante de manera de **aumentar su presión y en consecuencia su temperatura (generalmente temperaturas de sobrecalentamiento)**, los

requerimiento de potencia de entrada depende de las necesidades de enfriamiento.

- ✓ **Válvula de estrangulamiento:** Liberado el calor en el condensador es necesario revertir el proceso del compresor de manera de **obtener bajas temperatura al disminuir la presión (estrangular)**, logrando las condiciones requeridas en el evaporador.

7.4.3. CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Un ciclo real de refrigeración como el mostrado en la figura 1.8 por compresión de vapor, difiere de uno ideal por varias razones. Entre las más comunes están las irreversibilidades que suceden en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidades son la fricción del fluido (que provoca caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores.

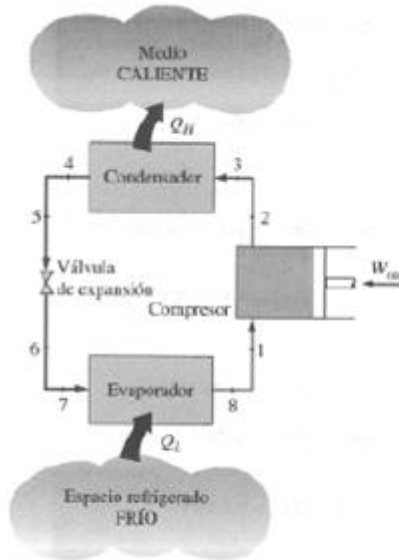


Fig.1.8 CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR

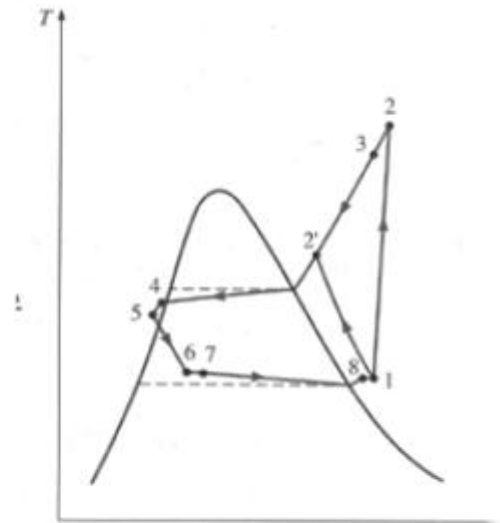


Fig.1.9 DIAGRAMA Ts REAL

7.4.4. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN CASCADA

El ciclo en cascada es un conjunto de ciclos de compresión de vapor simple en serie, de manera que el condensador de un ciclo de temperatura inferior, proporciona calor al evaporador de un ciclo de temperatura mayor. El refrigerante por lo general en cada circuito es diferente con el objeto de ajustar los intervalos de temperatura y presión (FIG.1.10.).

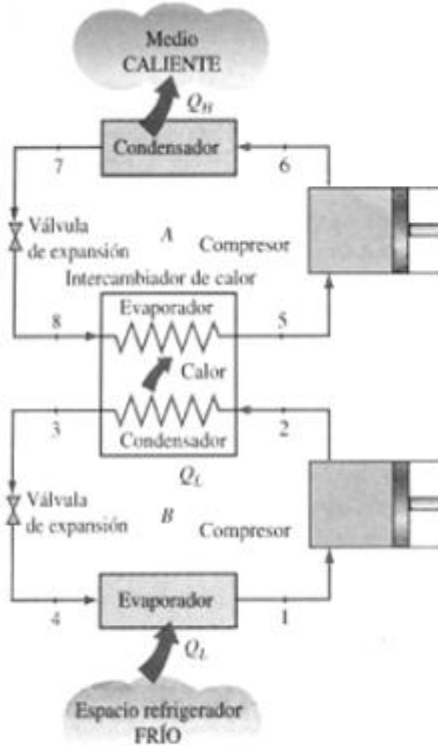


Fig.1.10 DIAGRAMA DE MAQUINA DEL SISTEMA EN CASCADA

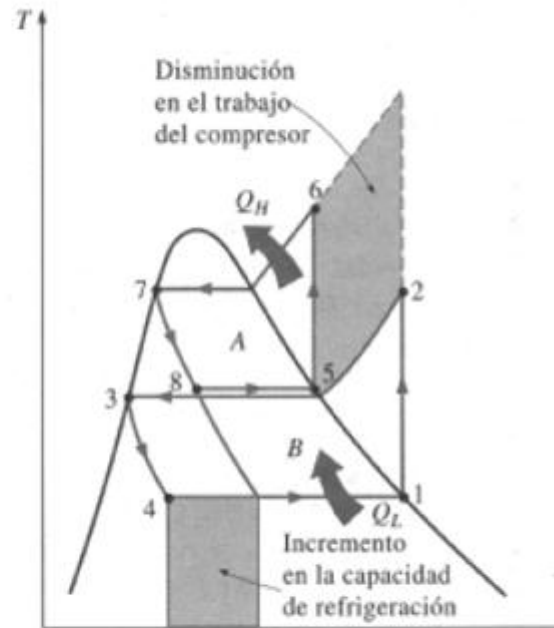


Fig.1.11 DIAGRAMA T_s

Criterios que determinan las restricciones del ciclo de refrigeración por compresión de vapor y sustitución por el sistema en cascada.

- La diferencia de temperaturas entre el evaporador y el condensador es grande.
- La variación de la presión del vapor con la temperatura de saturación de un único refrigerante no se ajusta a los valores deseados para el evaporador y el condensador.

- Cuando se utiliza una sola unidad de compresión disminuye la capacidad de refrigeración.

Consideraciones para el análisis de los sistemas en cascada:

- Los flujos máscicos de los refrigerantes en los diferentes ciclos, generalmente tiene cantidades distintas, independientemente del tipo de refrigerante.
- El flujo máscico está determinado por la capacidad de refrigeración necesaria en el evaporador del ciclo **B**.
- El flujo de calor transferido por el condensador **B** debe ser igual al flujo de calor transferido hacia el evaporador del ciclo **A**, cuando el intercambio de calor global está bien aislado.

7.4.5. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR EN MÚLTIPLES ETAPAS

Para sistemas de compresión de vapor, donde se desea reducir el trabajo de entrada del compresor, se realizan modificaciones que consiste en incluir la compresión multietapa con refrigeración intermedia. En estos ciclos de refrigeración intermedia el sumidero de energía puede ser el mismo refrigerante, ya que en muchos puntos del ciclo, la temperatura del

refrigerante es inferior a la temperatura del ambiente. Por tanto, el intercambiador de calor que funciona como refrigerador intermedio, se convierte en un intercambiador regenerativo, ya que el calor se transfiere de forma interna en el sistema.

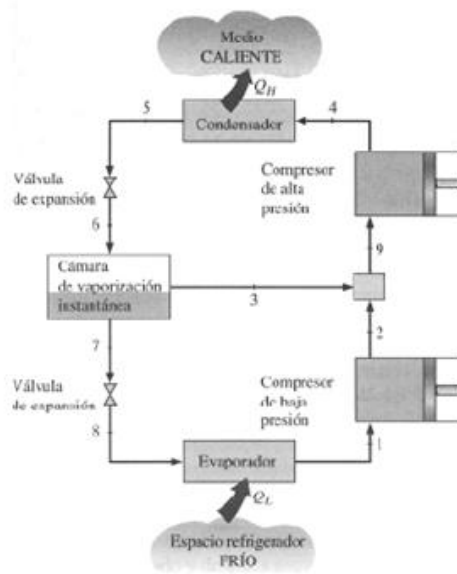


Fig.1.12 DIAGRAMA DE MAQUINA DEL SISTEMA MULTITAPA

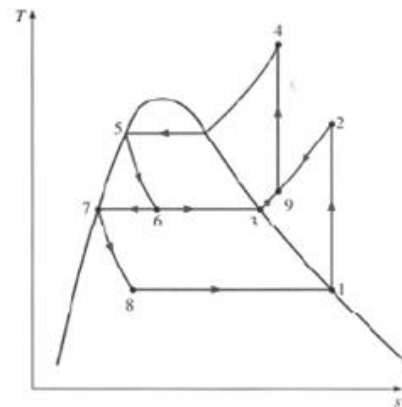


Fig.1.13 DIAGRAMA Ts

La fracción de vapor que se forma en la cámara de evaporización instantánea, es la calidad X del fluido en el estado 6 del diagrama de máquinas tal como se observa en la FIG.1.12., y es la fracción de flujo que pasa por la cámara de mezcla proveniente de la cámara de evaporización instantánea. La fracción de líquido formado es $1-X$, que corresponde a la fracción del flujo total que pasa por el evaporador.

Aplicando el balance de energía en la cámara de mezcla en condiciones adiabáticas, para determinar la entalpía, a la salida de la cámara se tiene:

$$xh_3 + (1 - x) h_2 = h_9$$

El efecto de refrigeración por unidad de masa que atraviesa el evaporador es:

$$q_{ref} = (1 - x) (h_1 - h_8)$$

El trabajo total suministrado al compresor por unidad de masa que atraviesa el condensador es la suma de las dos etapas, es decir:

$$w_{cop} = (1 - x) (h_2 - h_1) + (h_4 - h_9)$$

El COP del ciclo de compresión de vapor de dos etapas, con refrigeración intermedia regenerativo, se sigue definiendo como:

$$COP = \frac{Q_{ref}}{W_{comp}}$$

7.5. COMPRESORES

Un compresor es una máquina que eleva la presión de un gas, un vapor o una mezcla de gases y vapores. La presión del fluido se eleva reduciendo el volumen específico del mismo durante su paso a través del compresor. Esto se realiza a través de un intercambio de energía entre la máquina y el fluido en el cual el trabajo ejercido por el compresor es transferido a la sustancia que pasa por él convirtiéndose en energía de flujo, aumentando su presión y energía cinética impulsándola a fluir.

Al igual que las bombas, los compresores también desplazan fluidos, pero a diferencia de las primeras que son máquinas hidráulicas, éstos son máquinas térmicas, ya que su fluido de trabajo es compresible, sufre un cambio apreciable de densidad y, generalmente, también de temperatura; a diferencia de los ventiladores y los sopladores, los cuales impulsan fluidos compresibles, pero no aumentan su presión, densidad o temperatura de manera considerable.

Los compresores se emplean para aumentar la presión de una gran variedad de gases y vapores para un gran número de aplicaciones. Un caso común es el compresor de aire, que suministra aire a elevada presión para transporte, pintura a pistola, inflamamiento de neumáticos, limpieza, herramientas neumáticas y perforadoras. Otro es el compresor de

refrigeración, empleado para comprimir el gas del vaporizador. Otras aplicaciones abarcan procesos químicos, conducción de gases, turbinas de gas y construcción.

En la industria la misión de los compresores es:

- Alimentar la red de aire comprimido para instrumentos;
- Proveer de aire para combustión;
- Recircular gas a un proceso o sistema;
- Producir condiciones idóneas para que se produzca una reacción química;
- Producir y mantener niveles de presión adecuados por razones de proceso de torres;
- Alimentar aire a presión para mantener algún elemento en circulación.

7.5.1. Estructura de los compresores.

Los elementos principales de esta estructura son: motor, cuerpo, tapas, enfriador y árboles. El cuerpo y las tapas del compresor se enfrían por el agua. Los elementos constructivos tienen ciertas particularidades. Para disminuir las pérdidas de energía de la fricción mecánica de los extremos de las placas contra el cuerpo en este se colocan dos anillos de descarga que giran libremente en el cuerpo. A la superficie exterior de estos se envía lubricación. Al girar el motor los extremos de las placas se apoyan en el anillo

de descarga y se deslizan parcialmente por la superficie interior de estos; los anillos de descarga giran simultáneamente en el cuerpo.

7.6. CLASIFICACIÓN DE LOS COMPRESORES

Al clasificarse según el indicio constructivo los compresores volumétricos se subdividen en los de émbolo y de rotor y los de paletas en centrífugos y axiales. Es posible la división de los compresores en grupos de acuerdo con el género de gas que se desplaza, del tipo de transmisión y de la destinación del compresor.

7.6.1. Compresor Alternativo o de Embolo

Los compresores alternativos funcionan con el principio adiabático mediante el cual se introduce el gas en el cilindro por las válvulas de entrada, se retiene y comprime en el cilindro y sale por las válvulas de descarga, en contra de la presión de descarga. Estos compresores rara vez se emplean como unidades individuales, salvo que el proceso requiera funcionamiento intermitente. Por ejemplo, si hay que regenerar un catalizador cada dos o tres meses o se tiene un suministro de reserva en otra fuente, esto daría tiempo para reparar o reemplazar las válvulas o anillos de los pistones, si es necesario. Los compresores alternativos tienen piezas en contacto, como los

anillos de los pistones con las paredes del cilindro, resortes y placas o discos de válvulas que se acoplan con sus asientos y entre la empaquetadura y la biela. Todas estas partes están sujetas a desgaste por fricción.

Los compresores alternativos pueden ser del tipo lubricado o sin lubricar. Si el proceso lo permite, es preferible tener un compresor lubricado, porque las piezas durarán más. Hay que tener cuidado de no lubricar en exceso, porque la carbonización del aceite en las válvulas puede ocasionar adherencias y sobrecalentamiento. Además, los tubos de descarga saturados con aceite son un riesgo potencial de incendio, por lo que se debe colocar corriente abajo un separador para eliminar el aceite. Los problemas más grandes en los compresores con cilindros lubricados son la suciedad y la humedad, pues destruyen la película de aceite dentro del cilindro.

La mejor forma de evitar impurezas es utilizar coladores temporales en la succión para tener un sistema limpio al arranque. La humedad y los condensables que llegan a la succión del compresor se pueden evitar con un separador eficaz colocado lo más cerca que sea posible del compresor. Si se va a comprimir un gas húmedo, habrá que pensar en camisas de vapor o precalentamiento del gas de admisión, corriente abajo del separador.

En los compresores sin lubricación, la impureza suele ser el problema más serio, y hay otros problemas que puede ocasionar el gas en sí. Por

ejemplo, un gas absolutamente seco puede ocasionar un severo desgaste de los anillos; en este caso, hay que consultar con el fabricante, pues constantemente se obtienen nuevos datos de pruebas. En los compresores no lubricados, los anillos del pistón y de desgaste se suelen hacer con materiales rellenos con teflón, bronce, vidrio o carbón, según sea el gas que se comprime. El pulimento del cilindro a 12 pi suele prolongar la duración de los anillos. La empaquetadura es susceptible del mismo desgaste que los anillos del pistón.

Las fugas por la empaquetadura se deben enviar a un sistema de quemador o devolverlas a la succión. Los compresores lubricados pueden necesitar tubos separados para lubricar la empaquetadura, aunque en los cilindros de diámetro pequeño quizá no se requieran. Las empaquetadoras de teflón sin lubricación suelen necesitar enfriamiento por agua, porque su conductividad térmica es muy baja. Si se manejan gases a temperaturas inferiores a 101°F, el fabricante debe calcular la cantidad de precalentamiento del gas mediante recirculación interna. Esto significa que se necesitará un cilindro un poco más grande para mover el mismo peso de flujo.

Los compresores alternativos deben tener, de preferencia motores de baja velocidad, de acoplamiento directo, en especial si son de más de 300 HP; suelen ser de velocidad constante. El control de la velocidad se logra

mediante válvulas descargadoras, y estas deben ser del tipo de abatimiento de la placa de válvula o del tipo de descargador con tapón o macho. Los descargadores que levantan toda la válvula de su asiento pueden crear problemas de sellamiento. La descarga puede ser automática o manual. Los pasos normales de descarga son 0-100%, 0-50-100%, o- 25-60-75-100% y se pueden obtener pasos intermedios con cajas de espacio muerto o botellas de despejo; pero, no se deben utilizar estas cajas si puede ocurrir polimerización, salvo que se tomen las precauciones adecuadas.

Los compresores alternativos de embolo se clasifican:

Según la fase de compresión en

- Monofásico o de simple efecto, cuando el pistón realiza una sola fase de compresión (la acción de compresión la ejecuta una sola cara del pistón).
- Bifásico, de doble efecto o Reciprocante cuando el pistón realiza doble compresión (la acción de compresión la realizan ambas caras del pistón).

Según las etapas de compresión se clasifican en:

- ✓ Compresores de una etapa cuando el compresor realiza el proceso de compresión en una sola etapa.

- ✓ Compresores de varias etapas cuando el proceso de compresión se realiza en más de una etapa por ejemplo una etapa de baja presión y una etapa de alta presión.

Según la disposición de los cilindros se clasifican en:

Verticales –Horizontales

Los compresores alternativos abarcan desde una capacidad muy pequeña hasta unos 3.000 pies cúbicos por minuto (PCMS). Para equipo de procesos, por lo general, no se utilizan mucho los tamaños grandes y se prefieren los centrífugos. Si hay alta presión y un gasto más bien bajo, se necesitan los alternativos. El número de etapas o cilindros se debe seleccionar con relación a las temperaturas de descarga, tamaño disponible para los cilindros y carga en el cuerpo o biela del compresor.

Los tamaños más bien pequeños, hasta de unos 100 HP, pueden tener cilindros de acción sencilla, enfriamiento con aire, y se puede permitir que los vapores del aceite en el depósito (cárter) se mezclen con el aire o gas comprimidos. Estos tipos sólo son deseables en diseños especiales modificados.

Los tipos pequeños para procesos, de un cilindro y 25 o 200 HP, tienen enfriamiento por agua, pistón de doble acción, prensaestopas separado que permite fugas controladas y pueden ser del tipo no lubricado, en el cual el lubricante no toca el aire o gas comprimido. Se utilizan para aire para instrumentos o en aplicaciones pequeñas para gas de proceso. Los compresores más grandes para aire o gas son de dos o más cilindros. En casi todas las instalaciones, los cilindros se disponen en forma horizontal y en serie, de modo que presenten dos o más etapas de compresión. El número de etapas de compresión depende, en gran parte de la elevación de temperatura en una etapa, que suele estar limitada a unos 250 °F; De la carga en el cuerpo o biela que se puede manejar y, de vez en cuando, de aumento total en la presión en una etapa, respecto de diseño de las válvulas del compresor, que suelen ser para menos de 1.000 psi.

La relación o razón total de compresión se determina para tener una idea inicial aproximada del número de etapas. Si la relación es muy alta, entre 3.0 y 3.5 para una sola etapa, entonces la raíz cuadrada de la relación total será igual a la relación por etapa para las dos etapas, a la raíz cúbica para tres etapas, etc. Las presiones interetapas y la relación por etapa reales se modificarán después de tener en cuenta las caídas de presión en interenfriadores, tubería entre etapas, separadores y amortiguadores de pulsaciones, si se utilizan.

Los compresores de émbolo comprimen gases y vapores en un cilindro a través de un émbolo de movimientos rectilíneo y se utilizan para el accionamiento de herramientas neumáticas (6 a 7 kg/cm²), instalaciones frigoríficas de amoníaco (hasta 12 kg/cm²), abastecimiento de gas a distancia (hasta 40 kg/cm²), licuación del aire (hasta 200 kg/cm²), locomotoras de aire comprimido (hasta 225kg/cm²) e hidrogenación y síntesis a presión (hasta más de 1000 kg/cm²).

7.6.2. COMPRESORES ROTATIVOS O CENTRÍFUGOS

Los compresores centrífugos impulsan y comprimen los gases mediante ruedas de paletas.

Los ventiladores son compresores centrífugos de baja presión con una rueda de paletas de poca velocidad periférica (de 10 a 500 mm de columna de agua; tipos especiales hasta 1000 mm). Las máquinas soplantes rotativas son compresores centrífugos de gran velocidad tangencial (120 a 300 m/s) y una relación de presiones por escalón $p_2/p_1 = 1,1$ a 1,7. Montando en serie hasta 12 o 13 rotores en una caja puede alcanzarse una presión final de 12 kg/cm², comprimiendo aire con refrigeración repetida.

7.6.3. Compresores de paletas deslizantes.

Este tipo de compresores consiste básicamente de una cavidad cilíndrica dentro de la cual está ubicado en forma excéntrica un rotor con ranuras profundas, unas paletas rectangulares se deslizan libremente dentro de las ranuras de forma que al girar el rotor la fuerza centrífuga empuja las paletas contra la pared del cilindro. El gas al entrar, es atrapado en los espacios que forman las paletas y la pared de la cavidad cilíndrica es comprimida al disminuir el volumen de estos espacios durante la rotación.

7.6.4. Compresores de pistón líquido.

Compresor rotatorio de pistón de líquido es una maquina con rotor de aletas múltiple girando en una caja que no es redonda. La caja se llena, en parte de agua y a medida que el rotor da vueltas, lleva el líquido con las paletas formando una serie de bolsas. Como el líquido, alternamente sale y vuelve a las bolsas entre las paletas (dos veces por cada revolución). A medida que el líquido sale de la bolsa la paleta se llena de aire. Cuando el líquido vuelve a la bolsa, el aire se comprime.

7.6.5. Compresores de lóbulos (Roots)

Se conocen como compresores de doble rotor o de doble impulsor aquellos que trabajan con dos rotores acoplados, montados sobre ejes paralelos, para una misma etapa de compresión. Una máquina de este tipo muy difundida es el compresor de lóbulos mayor conocida como "Roots", de gran ampliación como sobre alimentador de los motores diésel o sopladores de gases a presión moderada. Los rotores, por lo general, de dos o tres lóbulos están conectados mediante engranajes exteriores. El gas que entra al soplador queda atrapado entre los lóbulos y la carcasa; con el movimiento de los rotores de la máquina, por donde sale, no pudieron regresarse debido al estrecho juego existente entre los lóbulos que se desplazan por el lado interno.

7.6.6. Compresores de tornillo

La compresión por rotores paralelos puede producirse también en el sentido axial con el uso de lóbulos en espira a la manera de un tornillo sin fin. Acoplando dos rotores de este tipo, uno convexo y otro cóncavo, y haciéndolos girar en sentidos opuestos se logra desplazar el gas, paralelamente a los dos ejes, entre los lóbulos y la carcasa.

Las revoluciones sucesivas de los lóbulos reducen progresivamente el volumen de gas atrapado y por consiguiente su presión, el gas así comprimido es forzado axialmente por la rotación de los lóbulos helicoidales hasta la descarga.

7.7. COMPRESOR CENTRIFUGO

Los compresores centrífugos son dispositivos dinámicos que intercambian de forma continua momento angular entre un elemento rotativo (rodete) y el flujo de vapores de refrigeración. Cuando las moléculas del fluido son aceleradas por la fuerza centrífuga, avanzan y son sustituidas. El efecto global es el de una continua compresión del caudal de vapor.

El compresor centrífugo es una turbomáquina que consiste en un rotor que gira dentro de una carcasa provista de aberturas para el ingreso y egreso del fluido. El rotor es el elemento que convierte la energía mecánica del eje en cantidad de movimiento y por tanto energía cinética del fluido. En la carcasa se encuentra incorporado el elemento que convierte la energía cinética en energía potencial de presión (el difusor) completando así la escala de conversión de energía.

El difusor puede ser del tipo de paletas sustancialmente radiales, o de caracol. Las Figuras 1.14 y 1.15 ilustran un compresor radial con ambos tipos de difusores:

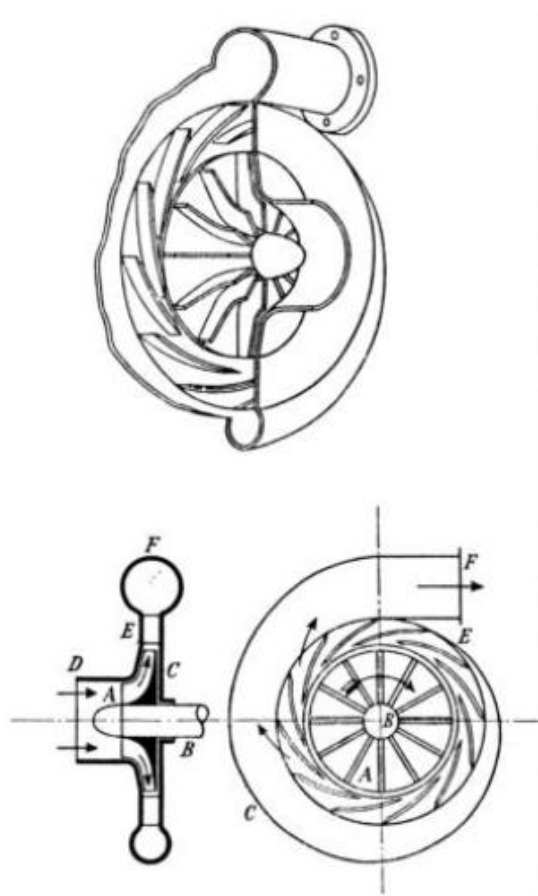


Fig. 1.14 Compresor Radial (Keenan)

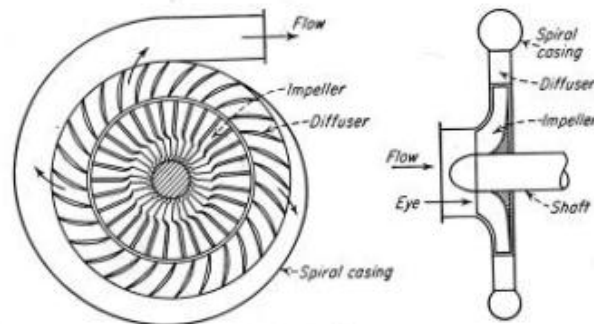


Fig. 1.15 Compresor centrífugo

7.7.1. Funcionamiento

Un compresor centrífugo eleva la presión de una gas, acelerando primero las moléculas de gas y luego convirtiendo la velocidad de las mismas (energía cinética), en presión (energía potencial). El gas entra al ojo (centro) del impulsor y es acelerado hacia la periferia del mismo, a medida que este gira. Inmediatamente después, el gas entra a un difusor donde su dirección es cambiada, causando desaceleración, lo cual convierte la energía cinética del gas en energía potencial (presión). Si se quiere conseguir una presión mayor, la cámara de retorno dirige el gas hacia el ojo del siguiente impulsor. El gas entra posteriormente en un colector o voluta al terminar una etapa de compresión y el descargado al proceso o pasa a un intercambiador de calor antes de ir a otras etapas de compresión.

Los dos procesos que tienen lugar en el interior de un turbocompresor centrífugo, Fig. 1.16

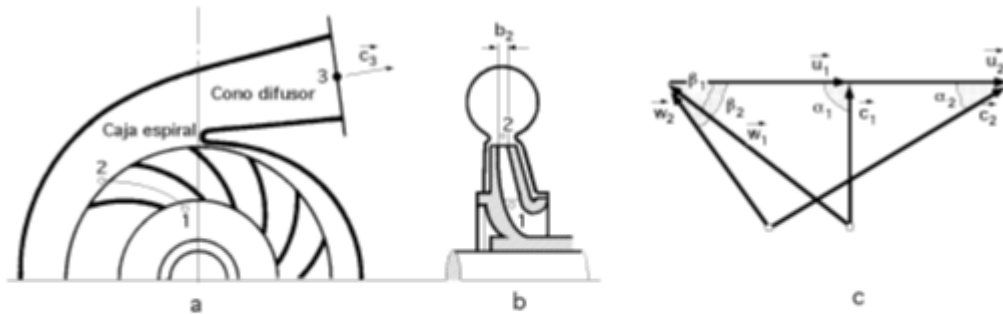


Fig. 1.16 Secciones de un compresor centrífugo de álabes curvados hacia atrás
 a) Corte transversal; b) Corte meridional; c) Triángulos de velocidades

Los triángulos de velocidades del rodete en el derrame ideal se han representado en la Fig. 1.16. C.

- ✓ Un aumento de la energía cinética del gas (presión dinámica), y también algo la estática, desde (1) a (2) merced al elevado valor que alcanza c_2 . Este proceso tiene lugar en el rodete, Fig. 1.17 que tiene como misión acelerar el gas, que es aspirado axialmente hacia el centro del rodete, y cambia su dirección en 90° convirtiéndolo en un flujo radial

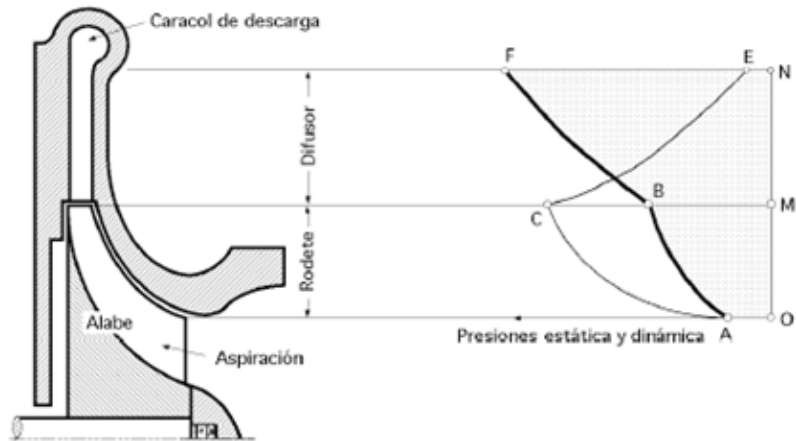


Fig. 1.17 Cambios de presión, estática y dinámica a través de un turbocompresor centrífugo

OA.- Presión estática y dinámica a la entrada del turbocompresor

MB.- Presión estática a la salida del rodete; MC.- Presión dinámica a la salida del rodete;

NE.- Presión dinámica a la salida del difusor; NF.- Presión estática a la salida del difusor

Cuando el rodete de un turbocompresor centrífugo gira en presencia de un gas, la fuerza centrífuga le empuja desde la boca de entrada del rodete hasta el final del álabe.

La velocidad del fluido a la salida del álabe originada por esta fuerza centrífuga es W_2 .

Por otra parte, el fluido es empujado también en la dirección de la trayectoria del extremo exterior del álabe, punto donde la velocidad es, $u_2 = r_2 \omega$.

Estas dos velocidades, que actúan simultáneamente sobre el fluido a la salida del álabe, se combinan entre sí para dar en dicha salida una resultante C_2 que es, en magnitud y sentido, la velocidad absoluta a la que realmente el fluido abandona el álabe, cuyo valor suele ser del orden del (50 a 70%) de u_2 , dependiendo del ángulo a la salida.

- ✓ *Disminución gradual, sin turbulencias, de la velocidad alcanzada por el gas en el rodete, consiguiéndose como contrapartida una elevación de la presión estática. Este segundo proceso tiene lugar en el difusor. En la Fig.1. 17 se muestran los cambios de velocidad y presión estática que el gas experimenta a su paso por el turbocompresor centrífugo.*

Los compresores centrífugos son máquinas de una o varias etapas tanto de impulsión directa o como de reducción de engranes las cuales fabrican con configuraciones diferentes.

Tanto las máquinas de una sola etapa como las etapas múltiples se hacen, por lo general de componentes estandarizados. Existen dos tipos principales de carcasa

- ❖ Carcasa Partida en forma horizontal:
- ❖ Carcasa partida en forma vertical (compresor tipo barril)

7.7.2. Ventajas

1. En el intervalo de 2.000 a 200.000 ft³/min., y según sea la relación de presión, este compresor es económico porque se puede instalar en una sola unidad.
2. Ofrece una variación bastante amplia en el flujo con un cambio pequeño en la carga.
3. La ausencia de piezas rozantes en la corriente de compresión permite trabajar un largo tiempo entre intervalos de mantenimiento, siempre y cuando los sistemas auxiliares de aceites lubricantes y aceites de sellos estén correctos.
4. Se pueden obtener grandes volúmenes en un lugar de tamaño pequeño. Esto puede ser una ventaja cuando el terreno es muy costoso.
5. Su característica es un flujo suave y libre de pulsaciones.

7.7.3. Desventajas

1. Los compresores centrífugos son sensibles al peso molecular del gas que se comprime. Los cambios imprevistos en el peso molecular pueden hacer que las presiones de descarga sean muy altas o muy bajas.
2. Se necesitan velocidades muy altas en las puntas para producir la presión. Con la tendencia a reducir el tamaño y a aumentar el flujo, hay que tener mucho más cuidado al balancear los motores y con los materiales empleados en componentes sometidos a grandes esfuerzos.
3. Un aumento pequeño en la caída de presión en el sistema de proceso puede ocasionar reducciones muy grandes en el volumen del compresor.
4. Se requiere un complicado sistema para aceite lubricante y aceite para sellos.

7.7.4. COMPONENTES DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO

- | | |
|------------------------------------|---|
| 1- Cámara de aislamiento | 8-Desagues |
| 2- Cierres de entropaño | 9- Cierres de tipo laberinto |
| 3- Extensiones de los entropaños | 10- Tambor de compresión |
| 4- Cámara de cojinetes de tracción | 11- Separación horizontal para máx. accesibilidad |
| 5- Cojinete de tracción | 12- Relación máxima de compresión |
| 6- Sello laberíntico | 13- Paletas de guía |
| 7- Codos de retorno de 180° | 14- Rodetes |

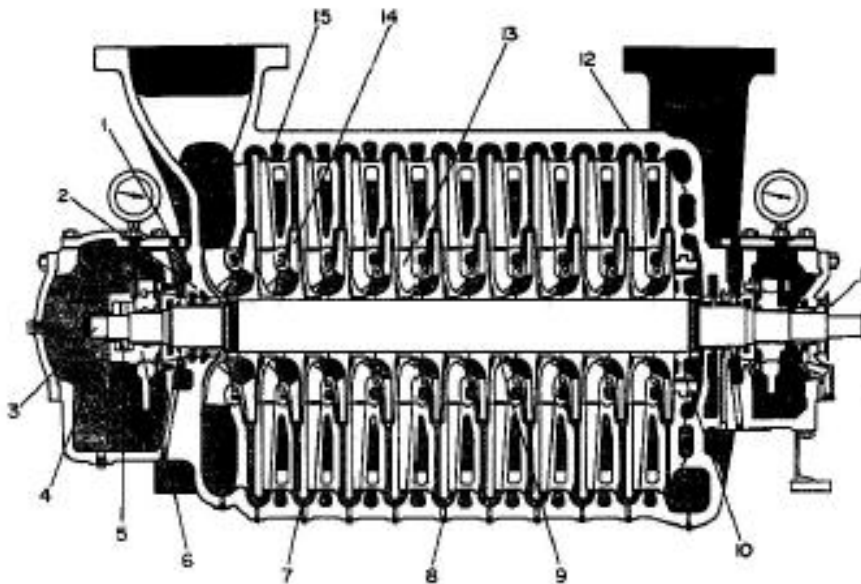


Fig. 1.58. Compresor Centrifugo

En las industrias de procesos químicos se utilizan compresores de todos los tipos y tamaños para aire y gases. Algunas aplicaciones típicas son:

- Compresores de aire para servicios e instrumentos en casi cualquier planta.
- Sopladores sencillos en plantas de recuperación de azufre.
- Sopladores grandes en unidades de craqueo catalítico.
- Compresores de refrigeración de baja temperatura en unidades para etileno, polietileno o p-xileno.
- Compresores de alta presión para gases alimentación, reforzadores y para gas recirculado en plantas de hidrocarburos, amoniaco y síntesis de metanol.

Se debe tener cierta información acerca de:

- a) Las condiciones de funcionamiento de cualquier compresor
- b) Las propiedades del aire, gas o mezcla de gases que se va a comprimir

7.7.5. Selección de compresores centrífugos.

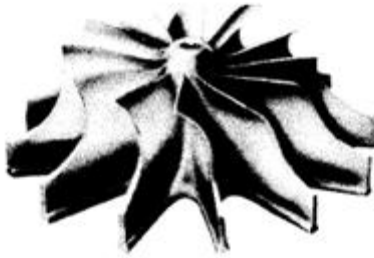
Los compresores centrífugos son el tipo que más se emplea en las industrias de procesos químicos porque su construcción sencilla, libre de mantenimiento, permite un funcionamiento continuo durante largos periodos.

El compresor centrífugo más sencillo es el suspendido, de una sola etapa. Los hay disponibles para flujos desde alrededor de 3 000 hasta 150 000 PCMS. El impulsor convencional, cerrado o con placas (Fig. 1.18), se utilizaría para cargas adiabáticas hasta de unas 12 000 (ft-lb)/lb. El impulsor abierto, de álabes radiales (Fig. 1.18), producirá más carga con los mismos diámetro y velocidad; sus variantes, con inductor o con álabes tridimensionales producirá hasta 20 000 (ft-lb)/lb de carga.

Se utilizan diseños similares, hechos con materiales más resistentes y a velocidades más altas, en aplicaciones especiales como compresores de aire con engranes integrales, para aplicaciones aeroespaciales, en los turbocargadores para motores de combustión, compresores de carga, etc.



Impulsor radial abierto



Impulsor con inducción abierta



Impulsor cerrado

Fig. 1.18 Impulsores para compresores

7.7.6. Compresores centrífugos de múltiples etapas.

Cuando la carga requerida es muy grande para un solo impulsor, la solución lógica son dos o más impulsores en serie, que forman los compresores de etapas múltiples, que tienen muchas aplicaciones. El más común es el de carcasa dividida horizontalmente con impulsores en serie, cuyo número puede variar de tres a ocho con o sin interenfriamiento.

Hay disponibles algunos para flujos desde 1 000 hasta 100 000 PCMS, con cargas politrópicas totales de 20 000 a 100 000 (ft-lb)/lb, con base en el número de impulsores o etapas en cada carcasa. Estas carcasas, a veces, están dispuestas con impulsores opuestos para la compensación parcial del empuje y para simplificar los problemas de diseño de cojinetes de empuje, tambores de compensación y sellos para los ejes.

En las carcasas divididas verticalmente o de barril, hechas con acero soldado, fundido o forjado, se utiliza una disposición similar en los impulsores; estas carcasas son más adecuadas para altas presiones que las de divisiones horizontales.

La actual Norma API 617 para Compresores Centrífugo, especifica que las carcasas tipo barril se deben utilizar para presiones superiores a unas 200 a 250 psia si el contenido de hidrógeno de la mezcla de gases es

de 70% o mayor, para evitar las fugas; sus capacidades son entre 1 000 y 100 000 PCMS, y se han construido carcasas para presiones hasta de 10 000 psia.

El compresor de aire más común en la actualidad es el de tres o cuatro etapas con interenfriador, en tamaños que van desde 500 hasta 70 000 PCMS, basados en aire atmosférico comprimido a 125 psig. En servicio con gases, en especial si son corrosivos, tóxicos o están sucios, no se utilizan mucho. En este tipo, los impulsores están montados sobre ejes de piñones que giran a diferentes velocidades en las etapas sucesivas. Esto le permite al diseñador lograr óptimas dimensiones y eficiencia con un volumen de aire o de gas que se reduce en forma continua, debido a la compresión. Esto permite que el compresor sea más eficiente que los convencionales de un solo eje para gas o aire.

Un derivado del compresor de etapas múltiples que se utiliza mucho, es el tipo de carcasa con tornillos externos o modulares, destinado a servicio con aire o gas a baja presión. Se utiliza para flujos de entre 400 y 20 000 PCMS con cargas hasta de 18 000 a 20 000 (ft-lb)/lb. La carcasa se ensambla por módulos, que son anillos en forma de rosca que contienen, cada uno, una sección de difusor y un impulsor; funciona de 3 000 a 4000 rpm, lo que permite el empleo de cojinetes de bolas con anillo de aceite o lubricados con grasa. Además, las bajas velocidades en las puntas permiten

emplear impulsores de aluminio fundido o fabricado, en vez de los más costosos de acero forjado que se utilizan en compresores para velocidades más altas.

7.7.7. Control de los compresores centrífugos.

Cuando cambia cualquiera de los siguientes parámetros: peso molecular, razón de los calores específicos, presión o temperatura de succión o descarga, con respecto al flujo, se llega a un punto diferente en la curva de carga contra capacidad en cualquier compresor, pues éste produce carga, pero no presión.

Para unidades motrices de velocidad constante, como los motores eléctricos, el compresor se debe controlar en una de tres formas:

1. Aspas de guía de la admisión (la más eficiente)
2. Estrangulación de la presión de succión
3. Estrangulación de la presión de descarga (la menos eficiente)

El método de control menos eficiente es la estrangulación de la descarga. Con un flujo reducido, el compresor produce carga (y presión) mayores que las que necesita el proceso; éstas se estrangulan antes de que

lleguen al equipo, pero el caballaje para la compresión se desperdicia y de ahí proviene la ineficiencia relativa. Sin embargo, este método tiene la ventaja de que es muy sencillo, y se aplica a menudo en compresores de poco caballaje, en donde no importa la ineficiencia.

7.8. CARGA Y CABALLAJE DEL COMPRESOR

7.8.1. Concepto de *HEAD* (cabeza)

- Mecánica: el trabajo (energía) desarrollado para elevar un peso de 1 libra por una distancia de un pie. Expresado en pie-libra o equivalente Kgm o Nm. Fig.1.27.
- Compresores de Gas: trabajo realizado por el compresor / cantidad de gas. La cabeza se expresa en pies, *es la altura a la que podría ser el gas levantado.*

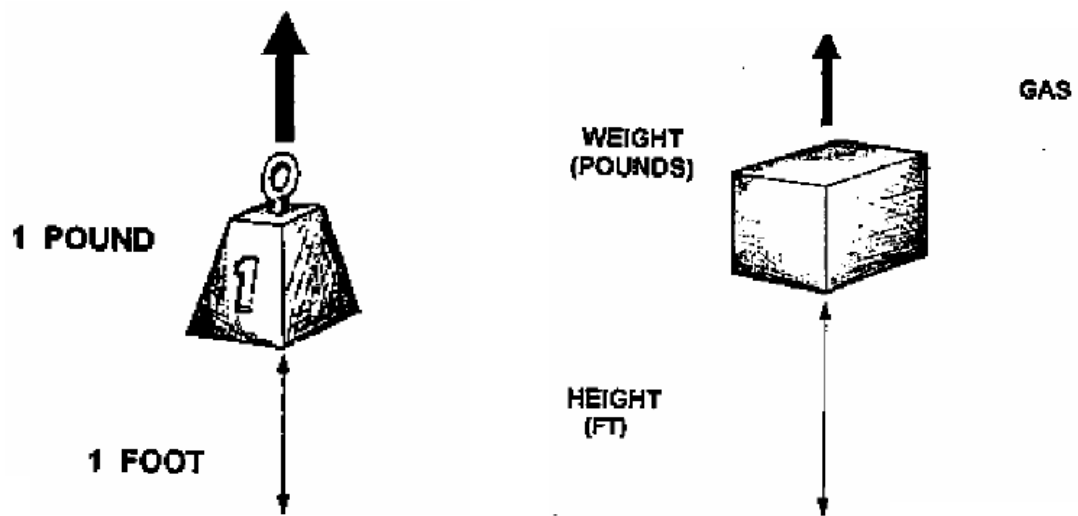


Fig.1.27

- ✓ La altura a la que se levanta el gas depende de la velocidad del gas.
- ✓ Para cualquier número de revoluciones, la altura desarrollada por el compresor es bastante constante, independiente de la naturaleza del gas.

Cabeza está en función de:

- ✓ Geometría del compresor (es decir, no de etapas, diámetros del impulsor)
- ✓ Velocidad del compresor

Para cualquier compresor el caballaje requerido es:

$$H_a = RT_1 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \left(\frac{Z_s + Z_d}{2} \right)$$

Dónde:

Ha=es la carga adiabática en ft

k= exponente isentropico, Cp/Cv

R=constante de gas =1545/peso molecular

T1=temperatura de succión en R

P1=presión en la succión en psia

P2=presión en la descarga en psia

Zs=factor de compresibilidad en las condiciones de succión

Zd=factor de compresibilidad en las condiciones de descarga

La temperatura de descarga adiabática, R

$$T_2 = T_1 \frac{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1}{e_{ad}} + T_1$$

Dónde:

e_{ad} = eficiencia adiabática

Ciertos tipos de compresores funcionan muy cerca de las condiciones adiabáticas; muchos otros tienen desviaciones importantes de las adiabáticas, y el ciclo de compresión se debe considerar como politrópico. En este caso, las relaciones necesarias son:

$$H_p = \frac{Z \cdot \left(\frac{R}{PM}\right) \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\left(k - \frac{1}{k \cdot n_p}\right)} - 1\right]}{\left(k - \frac{1}{k \cdot n_p}\right)}$$

Dónde:

H_p = es la carga politrópico en ft

k = exponente isentropico, C_p/C_v

N_p = eficiencia politrópica

R = constante de gas = 1545/peso molecular

T_1 = temperatura de succión en R

P_1 = presión en la succión en psia

P_2 = presión en la descarga en psia

Z = factor de compresibilidad promedio

La temperatura de descarga politrópica, se calcula con:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(k - \frac{1}{k \cdot n_p} \right)}$$

La eficiencia politrópica se puede calcular de la siguiente manera:

$$n_p = \frac{\log_e \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(k - \frac{1}{k} \right)} \right]}{\log_e \left(\frac{T_2}{T_1} \right)}$$

7.9. EMPLEO DE LAS CURVAS DE RENDIMIENTO

Las fluctuaciones en las condiciones de la succión para un gas influyen en el rendimiento de los compresores centrífugos. Por ejemplo, un compresor que recibe el aire a las condiciones atmosféricas, producirá mayor presión de descarga en días fríos que en uno caluroso, con una velocidad de rotación y un caudal de entrada dados. También se requerirá más potencia.

Los cambios en las condiciones atmosféricas, como la humedad relativa y la presión barométrica, influirán en el rendimiento, aunque suelen ser menos importantes que la temperatura de admisión.

Se puede dar cuenta de estos cambios y otros que ocurren durante el funcionamiento al modificar la curva de rendimiento del compresor. Los fabricantes suelen publicar curvas que definen su rendimiento aerodinámico. Estas curvas son de muchas formas y algunas de ellas son:

- ❖ Carga y caballaje politrópicos o adiabáticos contra el caudal en la entrada.
- ❖ Presión de descarga (psia) y caballaje contra caudal en la entrada.
- ❖ Presión de descarga (pulgadas manométricas, columna de agua) y caballaje contra caudal en la entrada.

Los datos para la curva de rendimiento son las condiciones nominales indicadas en la placa de identificación, es decir, presión de entrada, temperatura de entrada, peso molecular, razón de los calores específicos y compresibilidad en la entrada. El fabricante, por lo general, no entregará curvas de rendimiento, excepto para esas condiciones, si no se le solicitan.

Se presentarán procedimientos de aplicación para modificar la curva de rendimiento de un compresor centrífugo de una etapa para aire. Pero estos procedimientos son válidos para cualesquiera gases y para compresores de etapas múltiples, con una exactitud un poco menor.

7.9.1. Curvas de rendimiento.

La figura 1.19 es una curva típica de rendimiento de un compresor centrífugo de una etapa en las condiciones nominales de entrada y con la descarga expresada como carga adiabática.

Los fabricantes de compresores suministran esas curvas para definir el rendimiento entre las bridas de los mismos. Los componentes externos tales como tubos de entrada y descarga, filtros de admisión y válvulas de entrada y descarga, no se suelen tomar en consideración al establecer la curva de rendimiento. Por lo tanto, se debe tomar en cuenta la caída de presión producida por esos componentes, al emplear la curva de rendimiento.

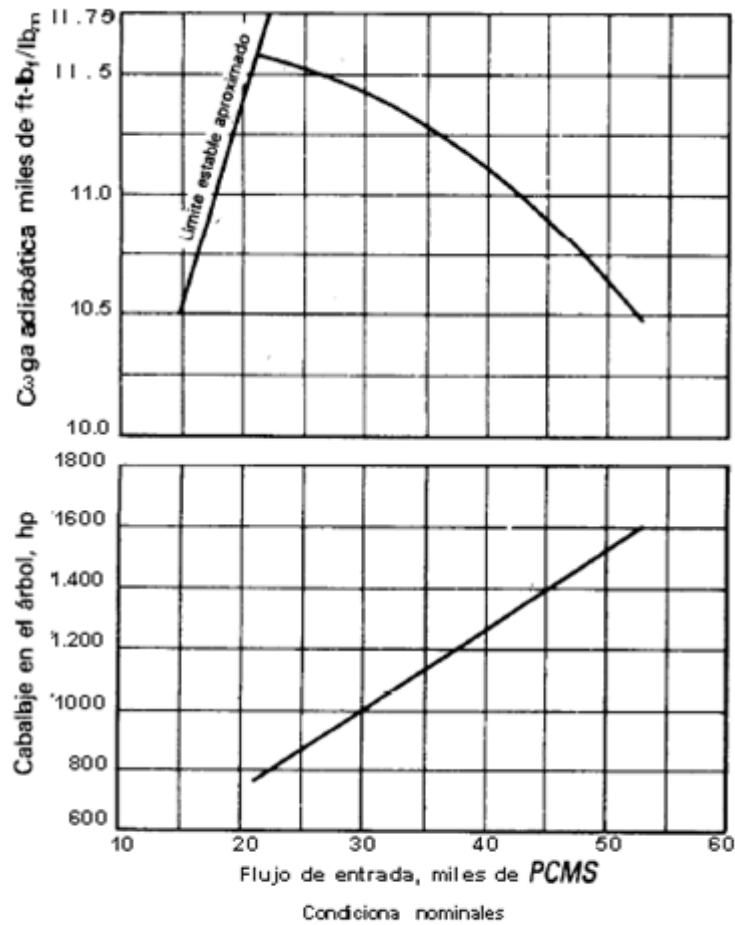


Fig. 1.19 Curvas de rendimiento con carga adiabática para compresores centrífugos de una solo etapa

Las *Curvas de rendimiento* de un compresor ilustran el rango de operación y flexibilidad de un compresor dado. FIG. 1.20.

Las curvas representan el porcentaje de velocidad a la que se encuentra operando el compresor, cada porcentaje corresponde una velocidad en rpm.

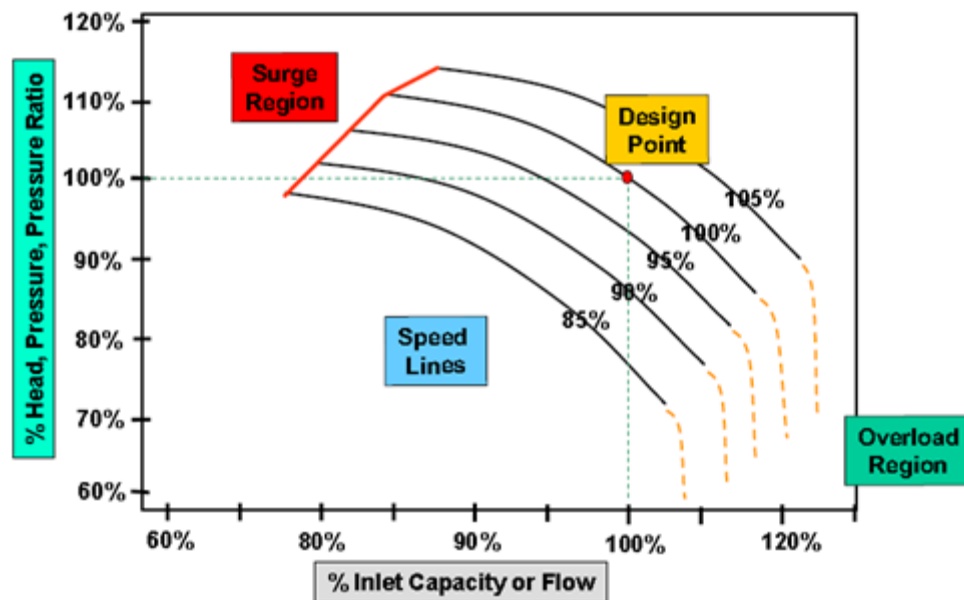


Fig.1.20.

Hay dos tipos de curvas que son generalmente necesarios, sección y en general:

- sección se refiere a un rodete o impulsor de secuencia entre dos boquillas tales que no hay caída de presión o la reducción de la temperatura entre los impulsores
- en general se refiere a un compresor completo o tren compresor

Nota: Una unidad back to back con un crossover puede considerarse dos etapas del compresor, pero con respecto a las curvas de rendimiento, es una sección única ya que no hay caída de presión o enfriamiento entre los impulsores.

Para un compresor sola etapa, las curvas de sección y las curvas globales son uno en el mismo

El *Punto de Diseño (Design Point)* es el punto en el que se espera el funcionamiento habitual y es una eficiencia óptima. Es el punto en el que el proveedor certifica que el rendimiento está dentro de la tolerancia. Fig. 1.21.

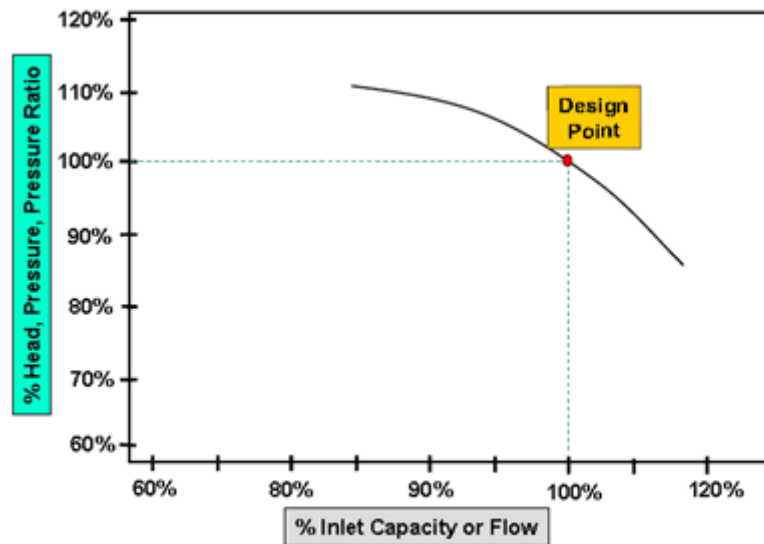


Fig.1.21.

El *Punto nominal* (Rated Point) es la intersección de la línea de alta velocidad del 100% que corresponde a la más alta de flujo de cualquier punto de funcionamiento. Fig.1.22.

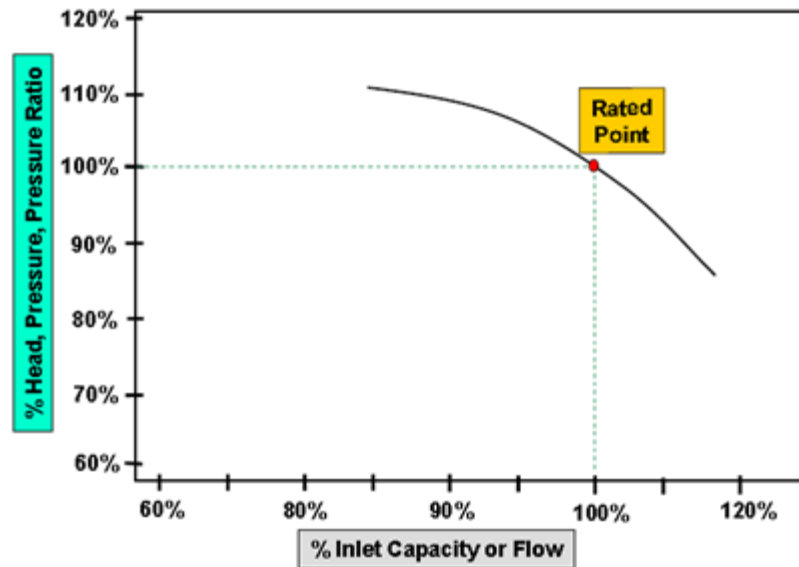


Fig.1.22

Estabilidad: el porcentaje de cambio en la capacidad entre la puntuación (punto de diseño) y la capacidad de punto de picos (límite), todo ello, a velocidad constante, se mide como la estabilidad del compresor centrífugo. Indica la capacidad del compresor centrífugo para operar a menos de caudal de diseño. Fig.1.23.

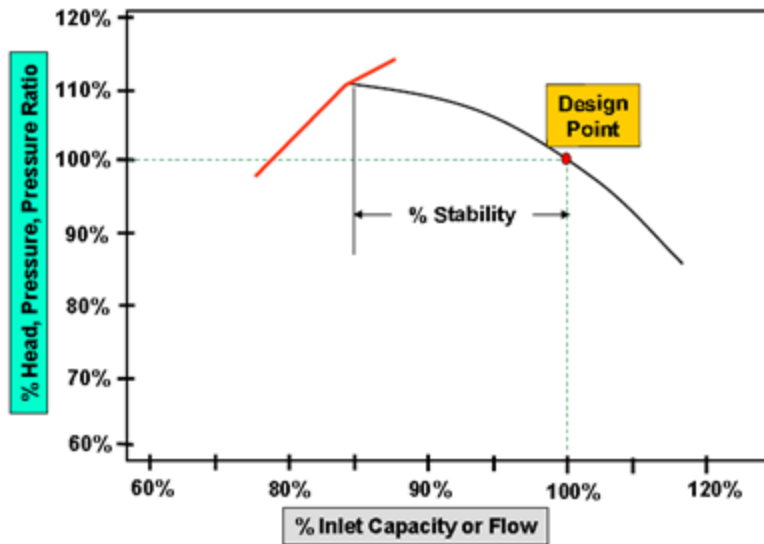


Fig.1.23

Reducción: el porcentaje de cambio en la capacidad entre la puntuación (punto de diseño) y la capacidad de punto de picos (límite), todo ello, a carga constante o la presión se mide como limpieza del compresor centrífugo. Indica la capacidad del compresor centrífugo para operar a menos de caudal de diseño. Fig.1.24.

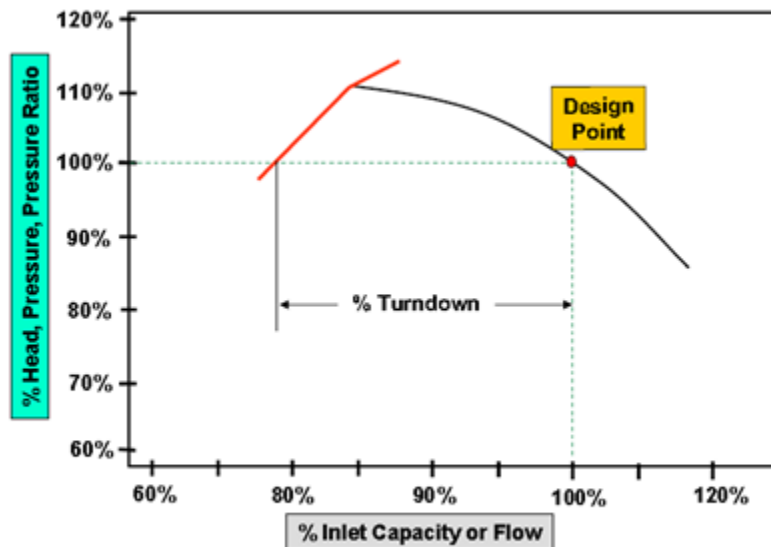


Fig.1.24.

Subida a la sobretensión: el porcentaje de cambio en la presión de descarga entre el punto nominal y limite a velocidad constante. Alta RTS significa que el compresor puede acomodar un modesto aumento en la presión de descarga con un pequeño cambio en el flujo. Fig.1.25.

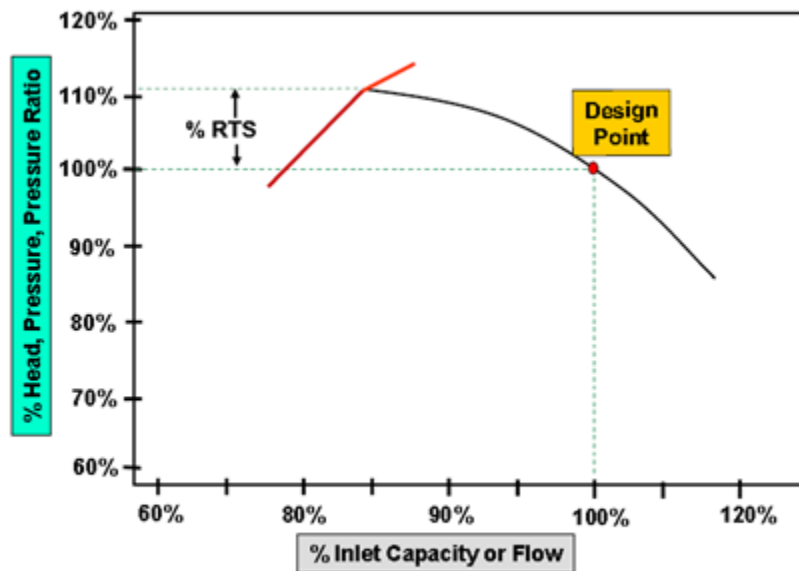


Fig.1.25.

7.9.2. Fenómeno *Surge*.

Las sobretensiones compresor puede ser evidenciado por la siguiente:

1. vibración excesiva del rotor
2. proceso cada vez mayor temperatura del gas
3. rápidos cambios en el empuje axial

4. cambios repentinos en la carga

5. sonidos audibles (si es grave oleada)

La frecuencia del ciclo de aumento varía inversamente con el volumen del sistema.

Si la válvula de retención se encuentra cerca de la boquilla de descarga del compresor, la frecuencia será mucho mayor que la de un sistema con un gran volumen en el caudal aguas arriba de la válvula de retención.

La frecuencia más alta de la oleada, la intensidad será menor (es decir, cuantos ciclos / minuto hasta más de 20 ciclos /s). La intensidad del pico aumenta con la densidad del gas, la presión y la temperatura más baja.

7.9.3. Descripción del Surge.

De la Fig. 1.26

Punto 1: La resistencia al flujo hace que la presión aumente y hace que el flujo de disminuir.

Punto 2: La reversión repentina del flujo golpea el disco de empuje contra el cojinete de empuje inactivo.

Punto 3: La relación de presión baja lo suficiente el flujo para construir instantáneamente de nuevo la curva de diseño.

Punto 4: La presión se acumula a lo largo de la curva de diseño de vuelta al punto de diseño.

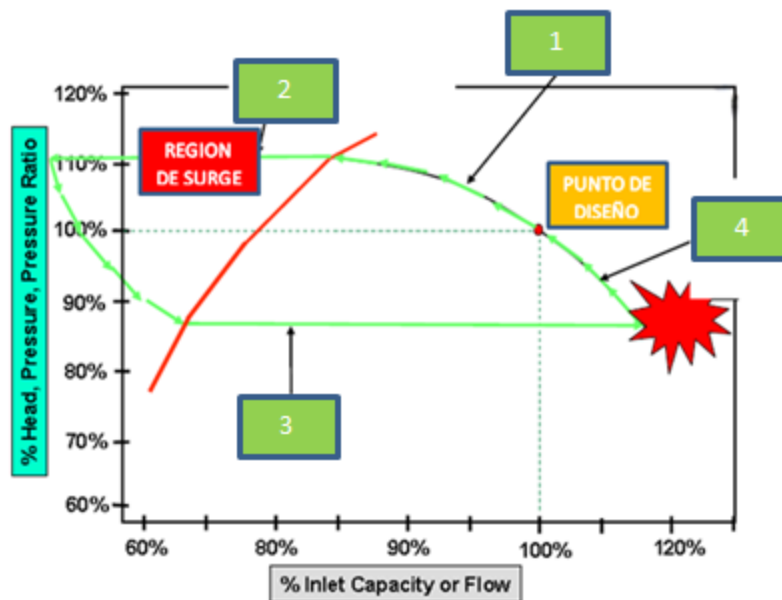


FIG.1.26.

7.9.4. Control del Surge en las curvas de rendimiento.

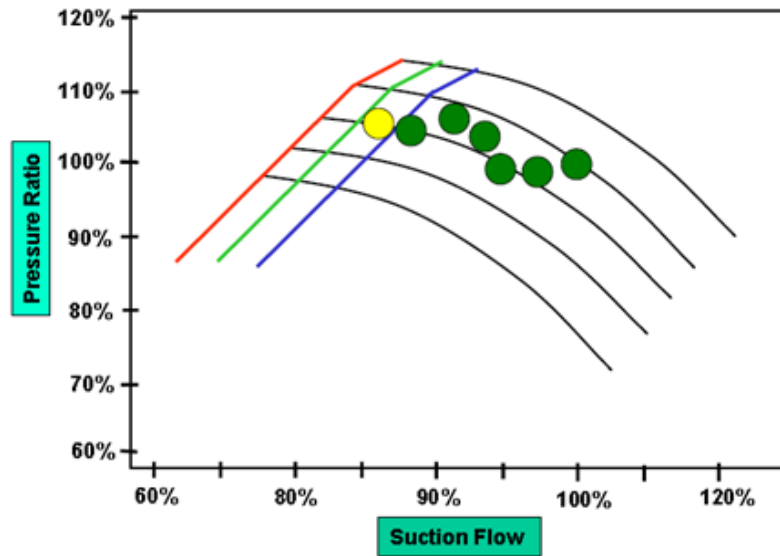


Fig.1.28.

Línea de Surge

Puntos de operación

Línea de control

Línea de seguridad

En la figura 1.28. Se ilustra un ejemplo de los puntos de operación a diferentes flujos de entradas y porcentajes de relación de compresión. Las líneas indican la zona en la que se encuentra operando el compresor para tomar las medidas necesarias y evitar caer en la *línea de surge*.

7.9.5. Efecto de la composición del Gas.

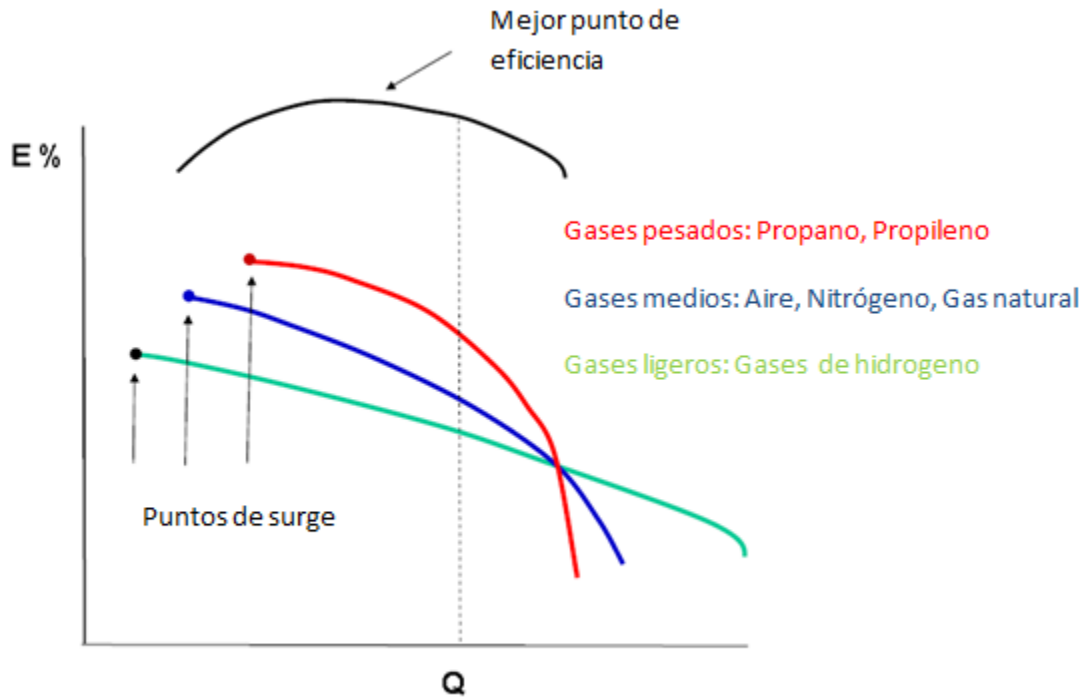


Fig.1.29.

Las observaciones realizadas con respecto al gas pesado:

- El flujo en el punto de surge es mayor.
- La etapa produce más de la cabeza correspondiente a medio gas / luz de gas.
- El lado derecho de la curva gira hacia abajo (stonewall) más rápidamente.
- La curva es más plana en la apertura de la etapa.

7.9.6. Causas externas y los efectos del aumento.

- Restricción en la succión o de descarga del sistema
- Proceso de cambios en la presión, la temperatura o gas
- Taponamiento interno de pasos de flujo de compresor (*fouling*)
- Inadvertida pérdida de velocidad
- Instrumento o mal funcionamiento de la válvula de control
- Error de operador
- Mala distribución de la carga en funcionamiento paralelo
- Montaje inadecuado del compresor (superposición del impulsor)

7.9.7. Límite de estrangulamiento.

El estrangulamiento es el flujo máximo que un compresor centrífugo puede manejar a una velocidad dada. En ese punto, el compresor es incapaz de producir alguna relación neta total de presión.

La región de flujo máximo de la curva de rendimiento del compresor es donde las velocidades de gas se aproximan a Mach 1.

La compresión del gas ya no se produce en los canales de compresión. Esta región de la curva, como se hace casi vertical en el límite de estrangulamiento, es también conocida como "*Stonewall*"

Stonewall generalmente no es perjudicial para el compresor, simplemente limita el caudal máximo. Si el estrangulamiento se produce en una condición de fuera de diseño, el volumen de flujo máximo se puede aumentar mediante el aumento de la velocidad.

7.9.8. Factores que afectan el funcionamiento del compresor.

- ❖ P.M. Y HEAD: si el peso molecular incrementa, la cabeza para una relación dada decrecerá en proporción directa.
- ❖ TEMP. Y HEAD: si la temperatura de succión aumenta, la cabeza para una relación dada incrementara en proporción directa.
- ❖ Z Y HEAD: si el factor de compresibilidad promedio incrementa, la cabeza incrementara en proporción directa.
- ❖ N Y HEAD: si la velocidad incrementa, la cabeza incrementara en proporción directa.
- ❖ BHP Y HEAD: si la cabeza incrementa, el BHP incrementara en proporción directa.
- ❖ FLUJO Y VELOCIDAD: si la velocidad incrementa, el flujo incrementara en proporción directa.

- ❖ N Y BHP: si la velocidad incrementa, el BHP incrementara en proporción al cubo de la velocidad. (por que el flujo incrementa directamente con la velocidad y la cabeza incrementa al cuadrado de la velocidad y el BHP es el producto de la cabeza por el flujo másico.
- ❖ DENSIDAD: la única cosa que un rotor del compresor ve es la capacidad de entrada, por ende, tener más capacidad de un compresor existente, es necesario cambiar la densidad de la entrada por:
 - Decremento de la temperatura de succión.
 - Incremento de la presión de succión.
 - Incremento del peso molecular del gas.

7.9.9. Compresor fuera del funcionamiento de diseño

Las curvas de rendimiento de compresor axial y centrífugo normalmente se basan en las condiciones de entrada constantes (PS, TS, microondas). En servicio activo, estos compresores rara vez ven estas condiciones la curva base exactamente.

Si las condiciones de entrada de campo se desvían más del 5% para las condiciones d entrada de la curva, los datos de campo no pueden ser

exactamente trazados en la curva sin necesidad de convertir los datos de campo a las condiciones de la curva.

Para evaluar correctamente el compresor (corriendo en condiciones de diseño), los parámetros de funcionamiento se corrigen a las condiciones de diseño.

7.10. CONTROL DE OSCILACIONES.

Todos los compresores dinámicos tienen un intervalo limitado de capacidad, a velocidad fija, para una selección dada de impulsores. Por debajo del valor mínimo, que suele ser de 50 a 70% del nominal, el compresor tendrá oscilaciones; es decir, inestabilidad de funcionamiento. Entonces, pueden ocurrir vibraciones excesivas y fallas o paros repentinos.

Es esencial diseñar todos los sistemas de compresores para evitar oscilaciones (inestabilidad) cuando funcionan y, por lo general, se logra utilizando algún tipo de control anti oscilación. El más sencillo se utiliza en los compresores de aire y consiste en una válvula de purga automática, que se abre y deja salir el exceso de capacidad a la atmósfera, si el flujo requerido en el proceso es muy bajo. A veces, se utilizan métodos más eficientes a base de válvulas de control de la succión.

7.10.1. Conceptos básicos sobre el control de oscilaciones en compresores centrífugos.

Los compresores, al igual que todo el equipo importante para procesos, se deben controlar con la mayor eficacia posible para tener un funcionamiento eficiente de la planta. Al idear un sistema de control, los diseñadores deben tener en cuenta la forma de evitar una condición de funcionamiento inestable llamada oscilación (*surging* en inglés)

Dicho con sencillez, la oscilación ocurre cuando el caudal del compresor se reduce a un punto tan por debajo de las condiciones de diseño que se tiene funcionamiento errático. Entonces, la función del sistema de control de oscilación es detectar la alteración potencial y compensarla en forma automática, al mantener un flujo en el compresor mayor que el de la condición de oscilación.

7.10.2. Características de las oscilaciones

En la figura 1.30 aparece una familia típica de curvas características de un compresor centrífugo de velocidad variable. Las curvas muestran la carga adiabática como función del caudal real de entrada, con una curva característica para cada velocidad de rotación.

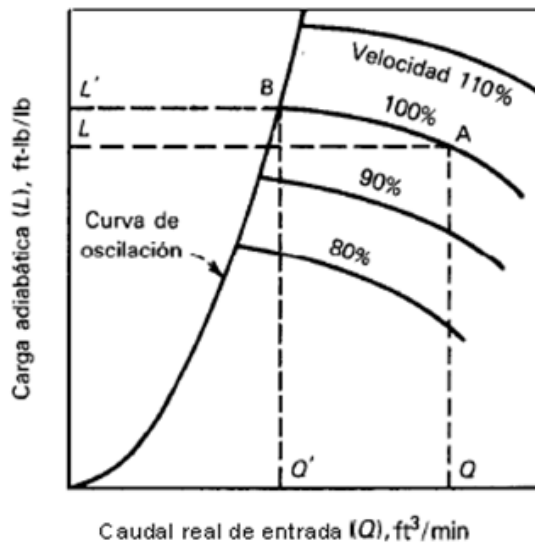


Fig. 1.30 Curvas características para compresores centrífugos típicos

Si se supone que el compresor está funcionando en el Punto A de la curva del 100% de velocidad, el flujo de entrada es Q y la carga es L . Si entonces la resistencia de carga externa aumenta en forma gradual y la velocidad permanece constante, se reduce el flujo y el punto de funcionamiento se moverá hacia la izquierda, a lo largo de la curva del 100% de velocidad. Cuando llega al Punto B, el flujo se reduce a Q' , y la carga aumenta a L' , que es la máxima carga que puede producir el compresor a esta velocidad.

En este punto la curva característica es casi plana, y el funcionamiento del compresor se vuelve inestable. Esto es lo que se llama oscilación y

aparece en forma de pulsaciones rápidas en el flujo y la presión de descarga, y ocasiona inversiones de alta frecuencia en el empuje axial sobre el árbol del compresor. En algunos, la oscilación puede tener suficiente severidad como para ocasionar daños mecánicos. Para evitar este peligro, se debe planear un sistema de control para que el compresor no funcione en esa zona inestable.

7.10.3. Control mejorado de oscilaciones en compresores centrífugos.

El funcionamiento de un compresor centrífugo se puede volver inestable debido a los cambios en muchas condiciones, como caudal, presión y peso molecular del gas, que ocasionan pulsaciones rápidas en el flujo llamadas oscilaciones.

La velocidad de algunas oscilaciones es tal, que los sistemas convencionales de control no pueden detectarlas y mucho menos responder a ellas. Por ello, a menudo, aunque los registros indiquen que no ha ocurrido oscilación, al desarmar el compresor se apreciarán los daños que causó, que pueden ir desde cambios en los espacios libres, que perjudican la eficiencia, hasta destrucción de piezas.

El funcionamiento inestable, detectado o no, influye en la operación del proceso al cual sirve el compresor.

Las oscilaciones, en el caso típico, se evitan al hacer recircular parte del flujo o purgar el exceso. Es común una recirculación de 30 a 40% del flujo requerido para el proceso. Por ejemplo, se hace con frecuencia en compresores para cloro y gases húmedos, entre otros. Por supuesto, este exceso de flujo consume energía, y no necesariamente evita todas las oscilaciones.

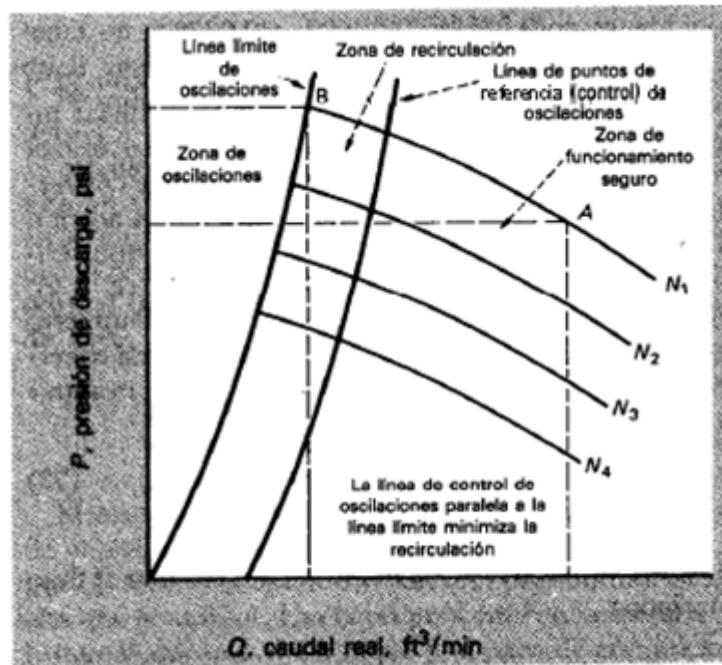


Fig.1.31 Las curvas características y el punto de referencia definen las zonas de funcionamiento del compresor.

En los sistemas de control convencionales de circuito cerrado, una vez que empiezan las oscilaciones, ocurren también en el sistema de control del compresor, y la única forma de evitar esto es mediante la cancelación manual; si ocurren oscilaciones, el compresor saldrá en forma automática de ellas durante el primer ciclo de las mismas y, luego, el sistema de control se repondrán por sí mismo para evitar que se repitan las oscilaciones en el control.

Un error del operador puede hacer que ocurran oscilaciones en los sistemas convencionales, pero se minimizan con el sistema descrito. Además, las fluctuaciones en la presión y el caudal del gas comprimido son mínimas y sólo ocasionan pequeñas alteraciones en el proceso.

Para desarrollar este sistema de control, primero se relacionarán las oscilaciones con el funcionamiento del compresor, en seguida se determinará dónde empiezan las oscilaciones y dónde se debe ajustar el sistema de control para evitarlas. Después, se comentarán los instrumentos, las estrategias de control y la calibración del equipo. No se incluyen los compresores en serie o en paralelo.

7.10.4. Válvula y controlador antioscilaciones.

La válvula de control de oscilaciones debe ser grande y de acción rápida para que sea eficaz. Deberá permitir la recirculación del 100% del caudal de diseño.

Cuando se reduce el flujo, y el funcionamiento se acerca al punto de oscilación, es necesario producir un aumento rápido en el flujo, y la velocidad con que se pueda aumentar depende del tiempo de respuesta y del tamaño de la válvula. Cuando más grande sea la válvula, mayor será el efecto de su apertura. Debe poder recircular todo el caudal, porque a veces ocurre obstrucción completa del sistema y hay que recircular todo el flujo.

Las pruebas en el campo indican que el tiempo total de carrera de la válvula antioscilaciones debe ser de 0.5 a 1.5 s. Las válvulas modernas pueden cumplir con ese requisito; en las más antiguas se pueden emplear reforzadores para que trabajen con más rapidez. Los reforzadores aumentan el tiempo de respuesta, al incrementar la señal neumática que va al actuador de la válvula.

¿Por qué debe tener el transmisor un tiempo máximo de respuesta de 0.035 s, mientras que el de la válvula es de 1.5 s? La línea de control de oscilaciones se establece cerca de la línea límite de oscilaciones, la distancia

típica es de un 15% del flujo de diseño. Por tanto, una carrera parcial de la válvula será suficiente para detener el movimiento hacia la oscilación; la apertura adicional devolverá el punto de funcionamiento a la línea de control de oscilaciones.

El controlador también debe ser rápido. Los controladores neumáticos son muy lentos y poco confiables para evitar las oscilaciones; hay que tomar ciertas precauciones para emplear controladores digitales. Como los controladores reciben información en secuencia en cada ciclo de control, el tiempo de barrido quizá no sea lo bastante corto para detectar los transitorios típicos de los ciclos de oscilaciones del compresor. Los microprocesadores deben tener un tiempo de barrido de menos de 0.1 s.

8. PROCEDIMIENTOS Y DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES REALIZADAS

Una de las primeras actividades fue la búsqueda de información acerca de los sistemas de refrigeración, las partes que lo conforman y su funcionamiento, los distintos ciclos de refrigeración, la refrigeración en compresores de múltiples etapas y algunos puntos sobre los refrigerantes; debido al objetivo del proyecto los temas se abordan de manera general; las fuentes de información fueron diversas, desde páginas web hasta libros

proporcionados por el asesor del proyecto, de la misma forma la información encontrada fue variada y abundante por lo que se tomó la que mejor describiera el tema.

Después de la recopilación de información se realizó un pequeño estudio de los sistemas y sobre todo del sistema de refrigeración por compresión de vapor ya que este es el sistema que se encuentra en la planta; la intención del estudio es entender cómo interactúan cada una de las partes del sistemas y en especial en la parte de la compresión del gas.

Se orientó la búsqueda de información al estudio de compresores, su clasificación y funcionamiento, funcionamiento de un compresor centrífugo, partes que lo conforman, ventajas y desventajas, y el control del mismo.

Como ya se mencionó el objetivo del proyecto es la evaluación del funcionamiento del compresor y el estudio del fenómeno llamado *surge* u oscilaciones que se puedan presentar cuando está en marcha.

Se proporcionaron los datos de diseño del compresor, presiones, temperaturas de carga y descarga, velocidades, flujos y curvas de rendimiento para cada una de las etapas, los datos de las tablas 1,2,3 y 4 se obtuvieron de forma manual de las gráficas I, II, III y IV (ver anexo) trazando líneas a lo largo de cada una de las curva de velocidad para

obtener las relaciones de flujo de entrada con las relaciones de presión, y poder construir esas mismas graficas en Excel, para posteriormente transformar las relaciones de presión a datos de *Head* para poder ingresarlos al simulador.

Para la realización de los cálculos necesarios y la conversión de los datos de relaciones de presión a Head, se encontraron diversas fórmulas, algunas eran aproximaciones, esto represento un problema ya que al realizar los cálculos los resultados variaban en forma considerable, después de algunas pruebas y haber realizado las investigaciones correspondientes se eligieron las ecuaciones para efectuar los cálculos tratando de ajustar algunos parámetros.

Una vez realizado los cálculos correspondientes, los resultados se pasaron al simulador de Hysys para construir las curvas de rendimiento para cada una de las etapas y ubicar el punto de funcionamiento con los datos de diseño. Se comenzó con las pruebas de simulación haciendo variaciones en los datos de presión y temperatura de entrada y salida de cada etapa para ver la eficiencia de estas y la ubicación del punto de diseño en la gráfica de rendimiento.

Y finalmente los resultados se plasman a continuación.

9. RESULTADOS

En las siguientes tablas y graficas se muestran los cálculos realizados para la construcción de las curvas de rendimiento con los datos de diseño del compresor GB-501 de la planta de etileno.

Los valores que se presentan son una aproximación ya que hay una pequeña variación entre los resultados obtenidos manualmente con las ecuaciones y los cálculos que el simulador realiza.

TABLAS Y GRAFICAS DE LOS DATOS DE DISEÑO DEL COMPRESOR GB-501 DE LA PLANTA DE ETILENO

ETAPA-I

CURVA DE 80%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
50	1.62	466.913965	0.746576	7565.855688	2306.072814
55	1.6	465.775176	0.746576	7361.899598	2243.906997
60	1.54	462.288776	0.746576	6737.488528	2053.586503
62.5	1.5	459.903389	0.746576	6310.267917	1923.369661
65	1.461	457.527913	0.746576	5884.822192	1793.693804
68	1.418	454.848997	0.746576	5405.030869	1647.453409

CURVA DE 85%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
52.5	1.7	471.359140	0.746576	8361.982524	2548.732273
55	1.69	470.812806	0.746576	8264.134526	2518.908203
60	1.66	469.158069	0.746576	7967.772694	2428.577117
65	1.59	465.201487	0.746576	7259.152457	2212.589669
71.5	1.48	458.691478	0.746576	6093.215673	1857.212137

CURVA DE 90%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
55	1.8	476.685140	0.746576	9315.864167	2839.475398
60	1.78	475.639305	0.746576	9128.556088	2782.383896
65	1.74	473.518988	0.746576	8748.809211	2666.637047
70	1.66	469.158069	0.746576	7967.772694	2428.577117
75	1.56	463.462850	0.746576	6947.764109	2117.678501

CURVA DE 95%					
ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
57.5	1.9	481.778478	0.746576	10228.07634	3117.517668
60	1.89	481.278972	0.746576	10138.61524	3090.249926
65	1.86	479.767604	0.746576	9867.930614	3007.745251
70	1.8	476.685140	0.746576	9315.864167	2839.475398
75	1.72	472.444109	0.746576	8556.299338	2607.960038
77.6	1.66	469.158069	0.746576	7967.772694	2428.577117
CURVA DE 100%					
ACFM	Pd/Ps				
60.7	2.02	487.613628	0.746576	11273.14637	3436.055013
65	2	486.660797	0.746576	11102.49532	3384.040574
70	1.96	484.731937	0.746576	10757.03822	3278.74525
73.686	1.9220	482.870000	0.746576	10423.56697	3177.103214
75	1.9	481.778478	0.746576	10228.07634	3117.517668
80	1.8	476.685140	0.746576	9315.864167	2839.475398
81.5	1.76	474.583986	0.746576	8939.549426	2724.774665
CURVA DE 105%					
ACFM	Pd/Ps				
64	2.17	494.528063	0.746576	12511.51547	3813.509914
65	2.163	494.214070	0.746576	12455.27965	3796.369237
70	2.13	492.722728	0.746576	12188.1815	3714.95772
75	2.07	489.962964	0.746576	11693.91035	3564.303874
80	1.982	485.796682	0.746576	10947.73309	3336.869046
85	1.88	480.777338	0.746576	10048.77304	3062.866023



Tabla 1: Datos de para la construcción de la graficas de la primera etapa.

DATOS:

Ps (psia)	21.1
Pd (psia)	40.55
Ts (°R)	424.67
Td (°R)	482.87
P.M.	41.97
Z	0.957
k	1.172
R =	1544

ECUACIONES:

$$T2 = T1 \left(\frac{P2}{P1} \right)^{\left(k - \frac{1}{k*np} \right)}$$

$$np = \frac{\log_e \left[\left(\frac{P2}{P1} \right)^{\left(k - \frac{1}{K} \right)} \right]}{\log_e \left(\frac{T2}{T1} \right)}$$

$$Hp = \frac{Z * \left(\frac{R}{PM} \right) * T1 * \left[\left(\frac{P2}{P1} \right)^{\left(k - \frac{1}{k*np} \right)} - 1 \right]}{\left(k - \frac{1}{k*np} \right)}$$

NOTA: AL HACER LOS CÁLCULOS SE ENCONTRÓ QUE LA n EN ECUACIÓN DE T2 Y LA np SON IGUALES, Y SE MODIFICÓ LA ECUACIÓN DE T2 AGREGANDO EL np EN VEZ DE n.

CÁLCULOS PARA EL PUNTO DE DISEÑO:

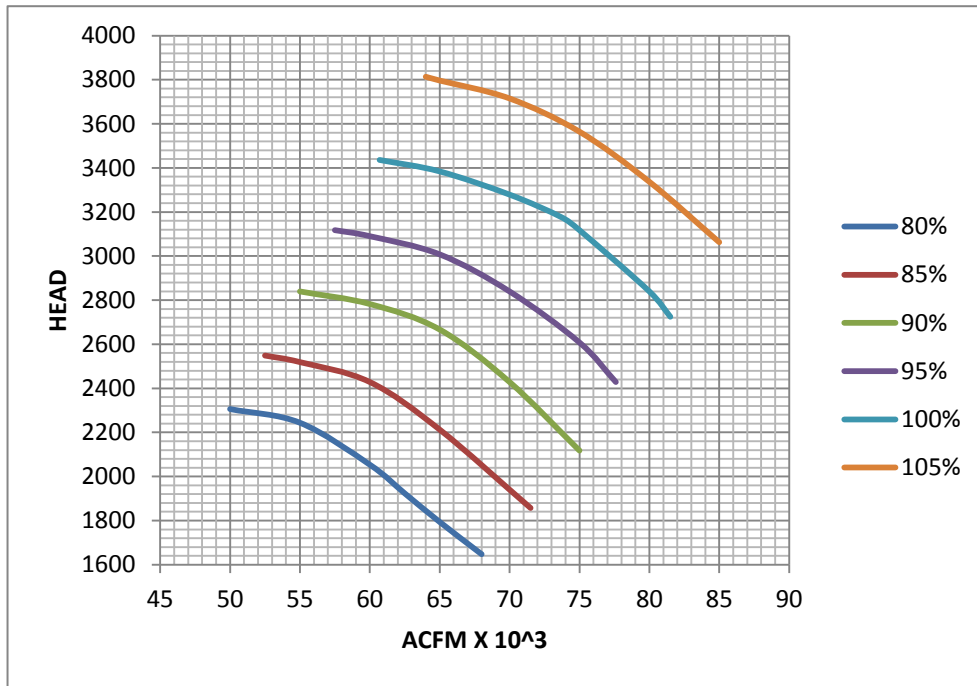
$$\left(k - \frac{1}{K}\right) = 0.146758$$

$$\left(k - \frac{1}{k * np}\right) = 0.19657437$$

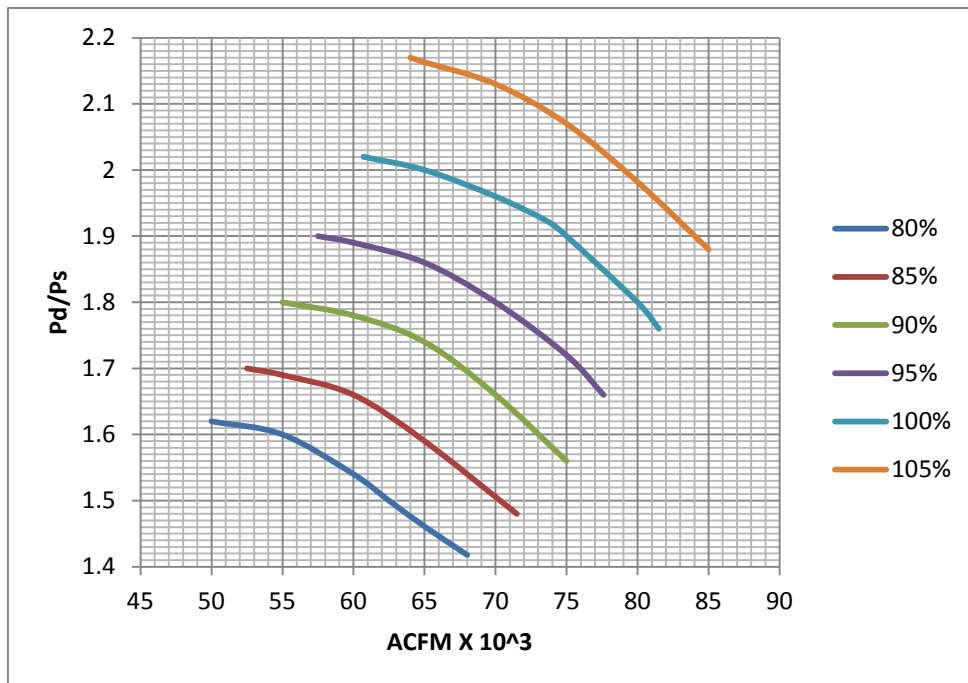
$$np = 0.746576$$

$$Hp = 10423.56697 \text{ ft} = 3177.103214 \text{ mts}$$

$$T2 = 482.87 \text{ R}$$



Grafica 1: Grafica de head vs ACFM para la primera etapa.



Grafica 2: Grafica de relación de presión vs ACFM para la primera etapa.

ETAPA-II

CURVA DE 80%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
42.5	1.86	527.917870	0.753923	10547.030042	3214.734757
45.5	1.84	526.869140	0.753923	10352.799982	3155.533435
52.25	1.79	524.206022	0.753923	9859.577341	3005.199173
60	1.69	518.692300	0.753923	8838.408458	2693.946898
62.5	1.64	515.834934	0.753923	8309.210026	2532.647216

CURVA DE 85%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
45.5	2.01	535.502988	0.753923	11951.831794	3642.918331
50	1.98	534.023830	0.753923	11677.884347	3559.419149
55	1.94	532.022902	0.753923	11307.302582	3446.465827
60	1.89	529.473841	0.753923	10835.203617	3302.570062
67	1.76	522.578875	0.753923	9558.221473	2913.345905

CURVA DE 90%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
48.5	2.2	544.473923	0.753923	13613.293799	4149.33195
52.5	2.17	543.100602	0.753923	13358.947894	4071.807318
60	2.1	539.834897	0.753923	12754.122996	3887.456689
65	2.03	536.479114	0.753923	12132.615343	3698.021156
71	1.9	529.988019	0.753923	10930.431998	3331.595673

CURVA DE 95%						
ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)	
52.3	2.41	553.681370	0.753923	15318.559022	4669.09679	
56	2.38	552.407140	0.753923	15082.565315	4597.165908	
60	2.34	550.687619	0.753923	14764.101441	4500.098119	
65	2.28	548.062805	0.753923	14277.972770	4351.9261	
70	2.19	544.017856	0.753923	13528.828043	4123.586788	
75.5	2.08	538.885533	0.753923	12578.296171	3833.864673	
CURVA DE 100%						
ACFM	Pd/Ps					
56	2.641	563.081961	0.753923	17059.595500	5199.764708	
60	2.619	562.216249	0.753923	16899.261243	5150.894827	
65	2.555	559.663619	0.753923	16426.501356	5006.797613	
69.9	2.484	556.770000	0.753923	15890.588742	4843.451449	
75	2.38	552.407140	0.753923	15082.565315	4597.165908	
80	2.26	547.175339	0.753923	14113.609516	4301.82818	
CURVA DE 105%						
ACFM	Pd/Ps					
61	2.94	574.300447	0.753923	19137.315064	5833.053632	
65	2.89	572.491345	0.753923	18802.260432	5730.92898	
70	2.82	569.915201	0.753923	18325.145565	5585.504368	
75	2.72	566.142929	0.753923	17626.501972	5372.557801	
80	2.62	562.255728	0.753923	16906.572963	5153.123439	
84	2.52	558.245503	0.753923	16163.859183	4926.744279	

Tabla 2: Datos de para la construcción de la graficas de la segunda etapa.

DATOS:

Ps (psia) 40.55

Pd (psia) 100.74

Ts (°R) 470.97

Td (°R) 556.77

P.M. 41.97

Z 0.926

k 1.161

R = 1544

ECUACIONES:

$$T2 = T1 \left(\frac{P2}{P1} \right)^{\left(k - \frac{1}{k*np} \right)}$$

$$np = \frac{\log_e \left[\left(\frac{P2}{P1} \right)^{\left(k - \frac{1}{K} \right)} \right]}{\log_e \left(\frac{T2}{T1} \right)}$$

$$Hp = \frac{Z * \left(\frac{R}{PM} \right) * T1 * \left[\left(\frac{P2}{P1} \right)^{\left(k - \frac{1}{k*np} \right)} - 1 \right]}{\left(k - \frac{1}{k*np} \right)}$$

CÁLCULOS PARA EL PUNTO DE DISEÑO:

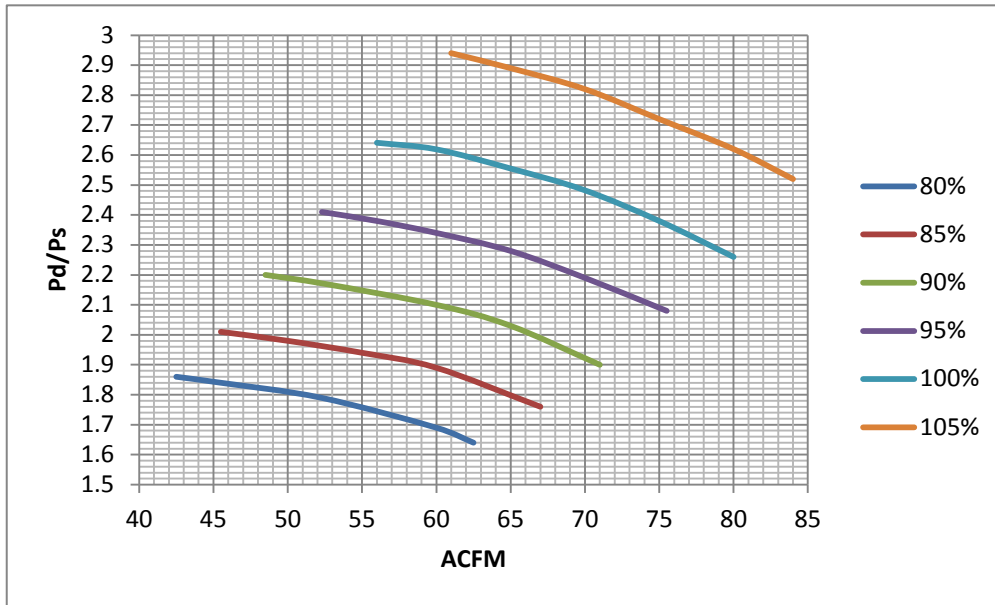
$$\left(k - \frac{1}{K}\right) = 0.138674$$

$$\left(k - \frac{1}{k * np}\right) = 0.183935947$$

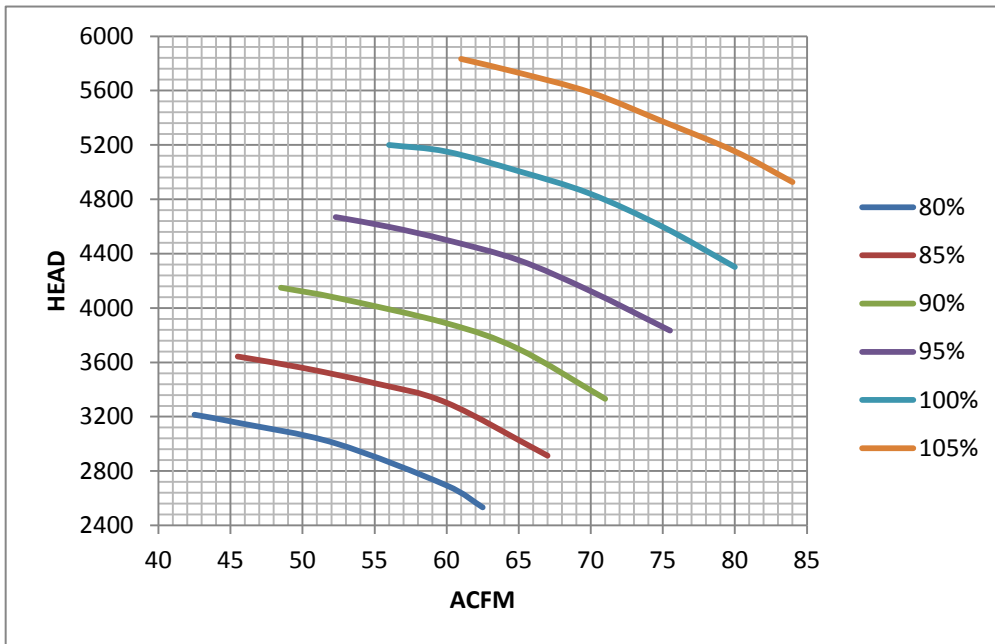
$$np = 0.753923$$

$$Hp = 15890.58874 \text{ ft} \qquad 4843.451449 \text{ mts}$$

$$T2 = 556.77 \text{ R}$$



Grafica 3: G: Grafica de relación de presión vs ACFM para la primera etapa.



Grafica 4: Grafica Head vs ACFM para la primera etapa.

ETAPA-III

CURVA DE 80%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
10.7	1.231	574.830848	0.863877	3875.648423	1181.297639
11.4	1.233	574.974206	0.863877	3906.411512	1190.674229
12	1.232	574.902552	0.863877	3891.035251	1185.987545
13	1.228	574.615440	0.863877	3829.424377	1167.20855
14	1.22	574.038833	0.863877	3705.691318	1129.494714
15	1.205	572.949016	0.863877	3471.829092	1058.213507
17	1.169	570.285840	0.863877	2900.342446	884.0243775
18.2	1.14	568.089538	0.863877	2429.041628	740.3718882

CURVA DE 85%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
11.4	1.27	577.591471	0.863877	4468.046019	1361.860426
12	1.273	577.800841	0.863877	4512.974413	1375.554601
12.6	1.272	577.731097	0.863877	4498.008248	1370.992914
14	1.265	577.241588	0.863877	4392.965349	1338.975838
16	1.24	575.474416	0.863877	4013.750778	1223.391237
18	1.2	572.583191	0.863877	3393.327372	1034.286183
19.2	1.17	570.360748	0.863877	2916.416938	888.9238826

CURVA DE 90%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
12	1.3	579.666612	0.863877	4913.347308	1497.588259
13	1.302	579.803509	0.863877	4942.723715	1506.542188
14	1.298	579.529537	0.863877	4883.932623	1488.622663
15	1.289	578.910479	0.863877	4751.089927	1448.13221

16	1.273	577.800841	0.863877	4512.974413	1375.554601
18	1.24	575.474416	0.863877	4013.750778	1223.391237
19.8	1.199	572.509872	0.863877	3377.593816	1029.490595

CURVA DE 95%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
12.6	1.339	582.304532	0.863877	5479.414219	1670.125454
13.4	1.341	582.438048	0.863877	5508.065337	1678.858315
14	1.34	582.371311	0.863877	5493.744302	1674.493263
15	1.333	581.902966	0.863877	5393.243000	1643.860466
16	1.321	581.095225	0.863877	5219.911062	1591.028892
18	1.29	578.979444	0.863877	4765.888925	1452.642944
20.6	1.235	575.117368	0.863877	3937.132394	1200.037954

CURVA DE 100%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
13.4	1.383	585.203687	0.863877	6101.539394	1859.749207
14	1.383	585.203687	0.863877	6101.539394	1859.749207
15	1.379	584.943379	0.863877	6045.680363	1842.723375
17	1.35	583.036795	0.863877	5636.549509	1718.02029
18.164	1.334	581.970000	0.863877	5407.627637	1648.244904
20	1.3	579.666612	0.863877	4913.347308	1497.588259
21.4	1.26	576.890534	0.863877	4317.633082	1316.014563

CURVA DE 105%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
14	1.42	587.581797	0.863877	6611.854209	2015.293163
15	1.419	587.518217	0.863877	6598.210709	2011.134624

17	1.408	586.816324	0.863877	6447.592600	1965.226225
18	1.394	585.916262	0.863877	6254.449694	1906.356267
20	1.36	583.698120	0.863877	5778.462177	1761.275272
22.2	1.3	579.666612	0.863877	4913.347308	1497.588259

Tabla 3: Datos de para la construcción de la graficas de la tercera etapa.

DATOS:

Ps (psia)	100.74
Pd (psia)	134.4
Ts (°R)	556.77
Td (°R)	581.97
P.M.	41.97
Z	0.896
k	1.153
R =	1544

ECUACIONES:

$$T2 = T1 \left(\frac{P2}{P1} \right)^{\left(k - \frac{1}{k * np} \right)}$$

$$np = \frac{\log_e \left[\left(\frac{P2}{P1} \right)^{\left(k - \frac{1}{K} \right)} \right]}{\log_e \left(\frac{T2}{T1} \right)}$$

$$Hp = \frac{Z * \left(\frac{R}{PM} \right) * T1 * \left[\left(\frac{P2}{P1} \right)^{\left(k - \frac{1}{k * np} \right)} - 1 \right]}{\left(k - \frac{1}{k * np} \right)}$$

CÁLCULOS PARA EL PUNTO DE DISEÑO:

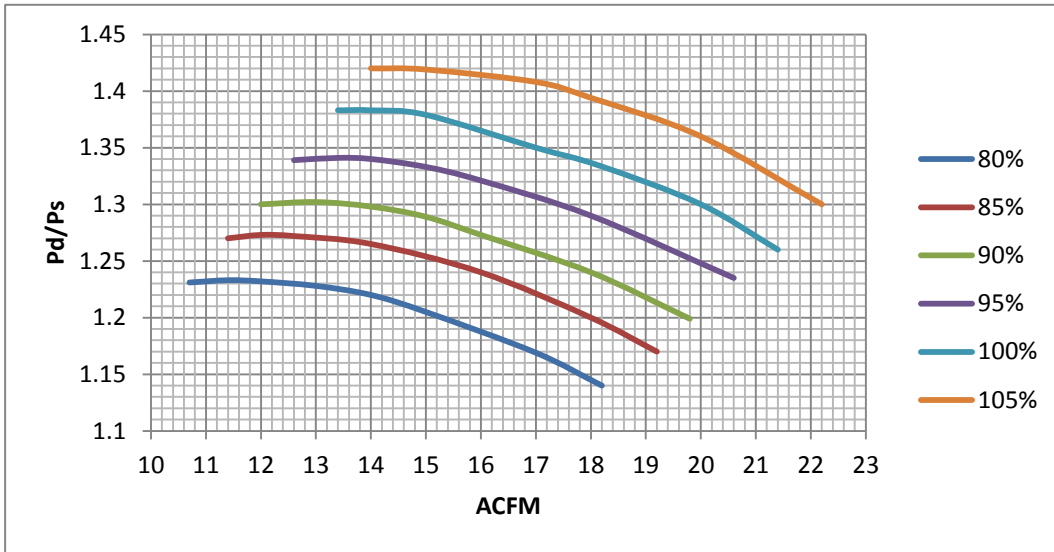
$$\left(k - \frac{1}{K}\right) = 0.132697$$

$$\left(k - \frac{1}{k * np}\right) = 0.1536067$$

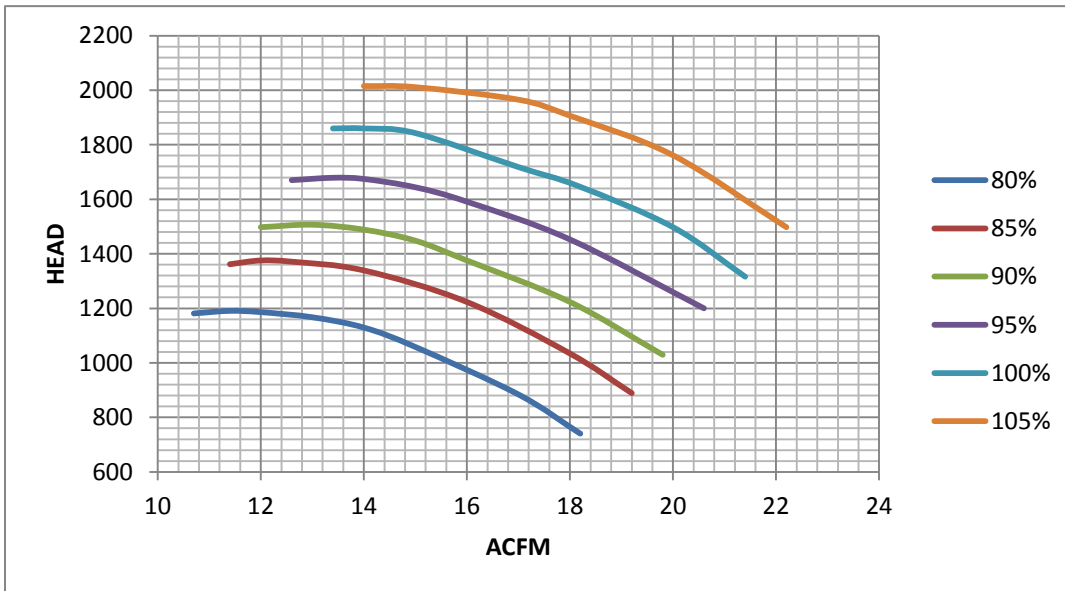
$$np = 0.863877$$

$$Hp = 5407.627637 \text{ ft} = 1648.244904 \text{ mts}$$

$$T2 = 581.97 \text{ R}$$



Grafica 5: Grafica de relación de compresión vs ACFM para la tercera etapa.



Grafica 6: Grafica de Head vs ACFM para la tercera etapa.

ETAPA-IV

CURVA DE 80%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
7.9	1.74	643.729953	0.717769	10798.631060	3291.422747
9	1.7	640.944707	0.717769	10322.429850	3146.276618
10	1.65	637.387166	0.717769	9714.187243	2960.884272
11	1.59	633.000441	0.717769	8964.176804	2732.28109
12	1.5	626.160790	0.717769	7794.782833	2375.849808
12.4	1.46	623.013282	0.717769	7256.644840	2211.825347

CURVA DE 85%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
8.4	1.85	651.129448	0.717769	12063.743089	3677.028894
9	1.84	650.471786	0.717769	11951.300845	3642.756497
10	1.8	647.811704	0.717769	11496.499321	3504.132993
11	1.74	643.729953	0.717769	10798.631060	3291.422747
12	1.66	638.105623	0.717769	9837.023955	2998.324902
13.4	1.52	627.709006	0.717769	8059.485622	2456.531217

CURVA DE 90%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
8.9	2	660.663070	0.717769	13693.732633	4173.849707
10	1.96	658.179239	0.717769	13269.065327	4044.411112
11	1.92	655.653821	0.717769	12837.287638	3912.805272
12	1.85	651.129448	0.717769	12063.743089	3677.028894
13	1.76	645.103088	0.717769	11033.399692	3362.980226
14.6	1.59	633.000441	0.717769	8964.176804	2732.28109

CURVA DE 95%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
9.5	2.15	669.631649	0.717769	15227.115391	4641.224771
11	2.1	666.700319	0.717769	14725.937774	4488.465833
12	2.04	663.106809	0.717769	14111.545407	4301.19904
13	1.96	658.179239	0.717769	13269.065327	4044.411112
14	1.86	651.784224	0.717769	12175.691940	3711.150903
15.9	1.64	636.665157	0.717769	9590.743367	2923.258578

CURVA DE 100%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
10.1	2.32	679.200317	0.717769	16863.096833	5139.871915
11	2.29	677.554136	0.717769	16581.644796	5054.085334
12	2.24	674.771093	0.717769	16105.820219	4909.054003
13	2.16	670.211248	0.717769	15326.210965	4671.429102
14	2.08	665.511871	0.717769	14522.745491	4426.532826
14.369	2.046	663.470000	0.717769	14173.641244	4320.125851
15	1.98	659.426257	0.717769	13482.271446	4109.396337
16	1.85	651.129448	0.717769	12063.743089	3677.028894
17	1.7	640.944707	0.717769	10322.429850	3146.276618

CURVA DE 105%

ACFM	Pd/Ps	T2	np	HEAD (ft)	HEAD (m)
10.7	2.51	689.241833	0.717769	18579.922416	5663.160353
12	2.47	687.180532	0.717769	18227.496143	5555.740824
13	2.42	684.565365	0.717769	17780.373855	5419.457951
14	2.35	680.829270	0.717769	17141.603369	5224.760707
15	2.26	675.890316	0.717769	16297.176899	4967.379519
16	2.16	670.211248	0.717769	15326.210965	4671.429102

17	2.02	661.889860	0.717769	13903.480406	4237.780828
18.6	1.76	645.103088	0.717769	11033.399692	3362.980226

Tabla 4: Datos de para la construcción de la graficas de la cuarta etapa.

DATOS:

Ps (psia)	134.4
Pd (psia)	275
Ts (°R)	580.57
Td (°R)	663.47
P.M.	41.97
Z	0.8665
k	1.1545
R =	1544

ECUACIONES:

$$T2 = T1 \left(\frac{P2}{P1} \right)^{\left(k - \frac{1}{k \cdot np} \right)}$$

$$np = \frac{\log_e \left[\left(\frac{P2}{P1} \right)^{\left(k - \frac{1}{K} \right)} \right]}{\log_e \left(\frac{T2}{T1} \right)}$$

$$Hp = \frac{Z \cdot \left(\frac{R}{PM} \right) \cdot T1 \cdot \left[\left(\frac{P2}{P1} \right)^{\left(k - \frac{1}{k \cdot np} \right)} - 1 \right]}{\left(k - \frac{1}{k \cdot np} \right)}$$

CÁLCULOS PARA EL PUNTO DE DISEÑO:

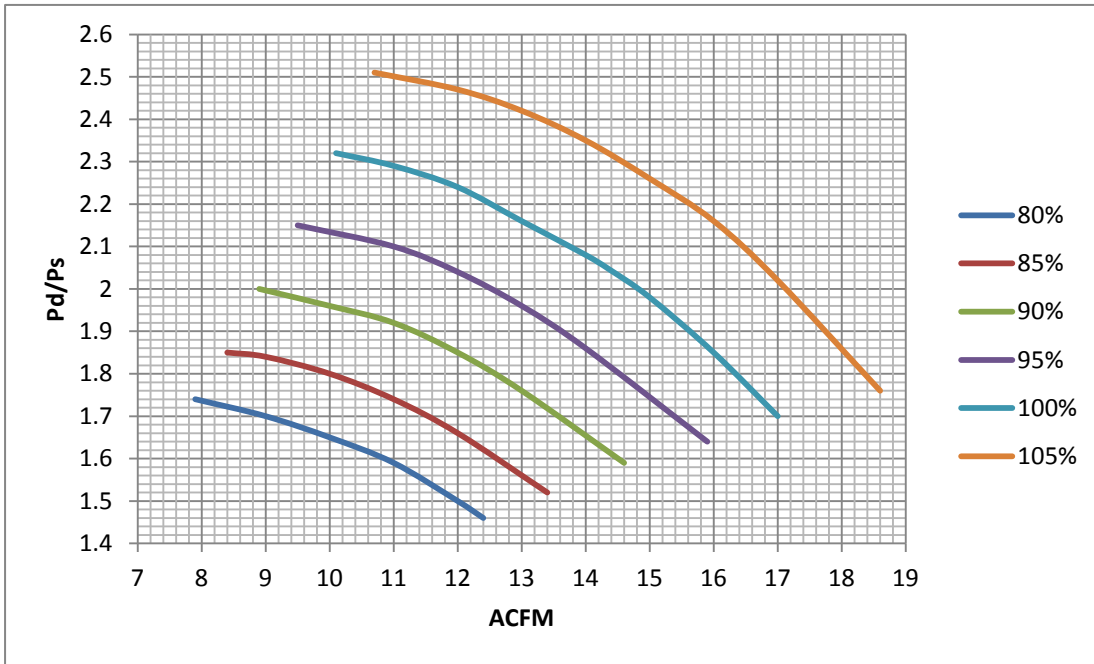
$$\left(k - \frac{1}{K}\right) = 0.133824$$

$$\left(k - \frac{1}{k * np}\right) = 0.1864447$$

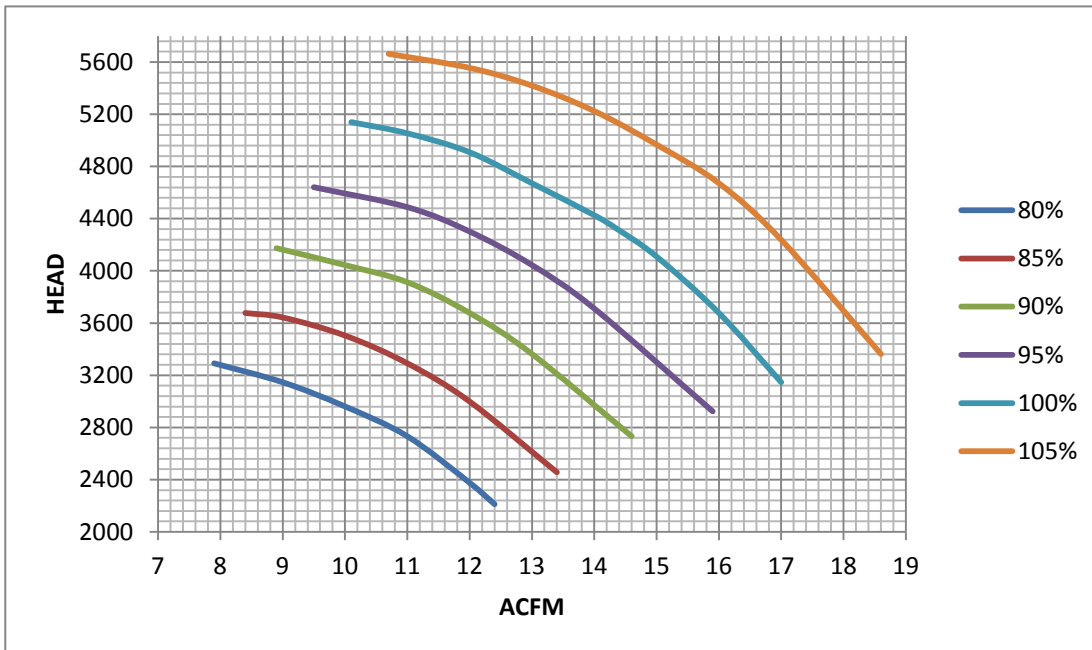
$$np = 0.717769$$

$$Hp = 14173.6412 \text{ ft} = 4320.125851 \text{ mts}$$

$$T2 = 663.47 \text{ R}$$



Grafica 7: Grafica de relación de presión vs ACFM para la cuarta etapa.



Grafica 8: Grafica de Head vs ACFM para la cuarta etapa.

DATOS Y GRAFICAS DE HYSYS

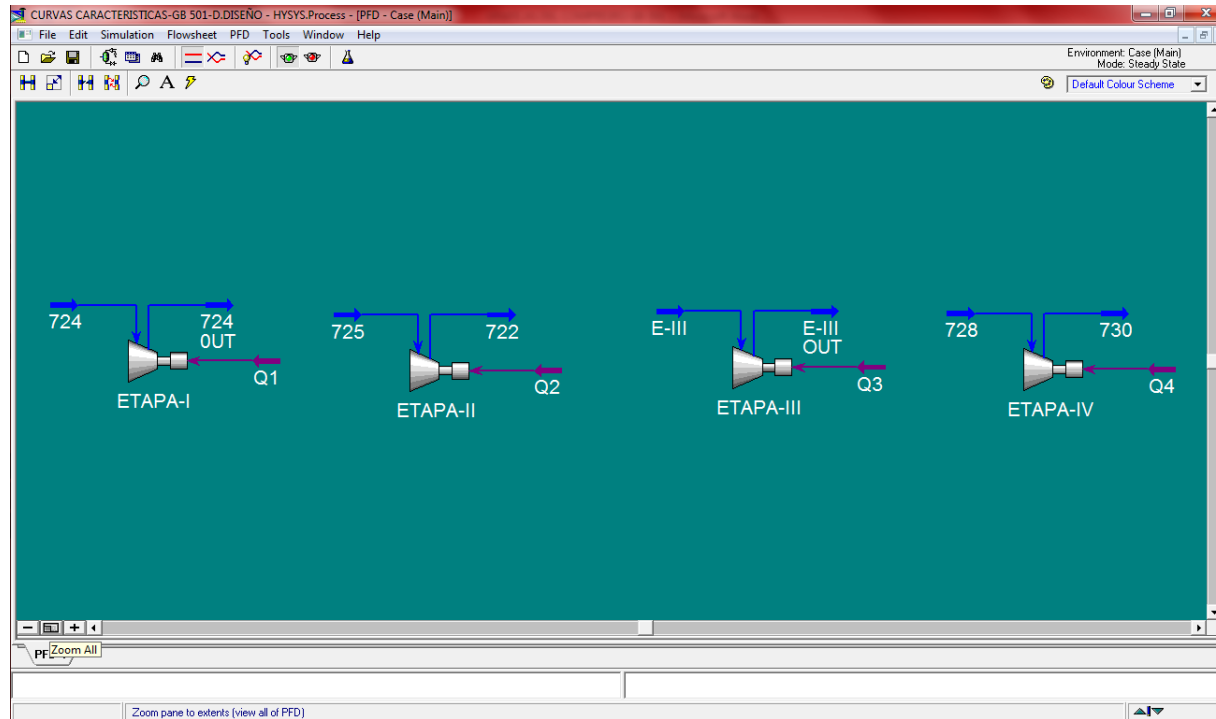


Fig.1.32

La Fig.1.32. Muestra las líneas de carga y descarga de cada una de las etapas del compresor GB-501 con datos de diseño.

ETAPA-I

Worksheet	Name	724	724 OUT	Q1
Conditions	Vapour	1.0000	1.0000	<empty>
	Temperature [F]	-35.0000	23.2000	<empty>
Properties	Pressure [psia]	21.10	40.55	<empty>
	Molar Flow [kgmole/h]	9625.9557	9625.9557	<empty>
Composition	Mass Flow [kg/min]	6751.1000	6751.1000	<empty>
	LiqVol Flow [m3/min]	12.9591	12.9591	<empty>
PF Specs	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	1.659e+04	1.826e+04	<empty>
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	72.60	74.08	<empty>
	Heat Flow [kJ/h]	1.5967e+08	1.7580e+08	1.6123e+07

Fig.1.33.

El cuadro anterior muestra los datos de diseño en color azul que se tienen que introducir en Hysys para la simulación, los números en negro son parámetros que el programa calcula.

Performance	Results	
Results	Adiabatic Head [m]	3111
	Polytropic Head [m]	3157
	Adiabatic Efficiency	77
	Polytropic Efficiency	78
	Duty [kJ/h]	1.612e+07
	Polytropic Head Factor	1.0013
	Polytropic Exponent	1.2067
	Isentropic Exponent	1.1457
	Speed [per min]	3301

Fig.1.34.

La Fig.1.34 Muestra los resultados que Hysys nos arroja al introducir los datos de diseño.

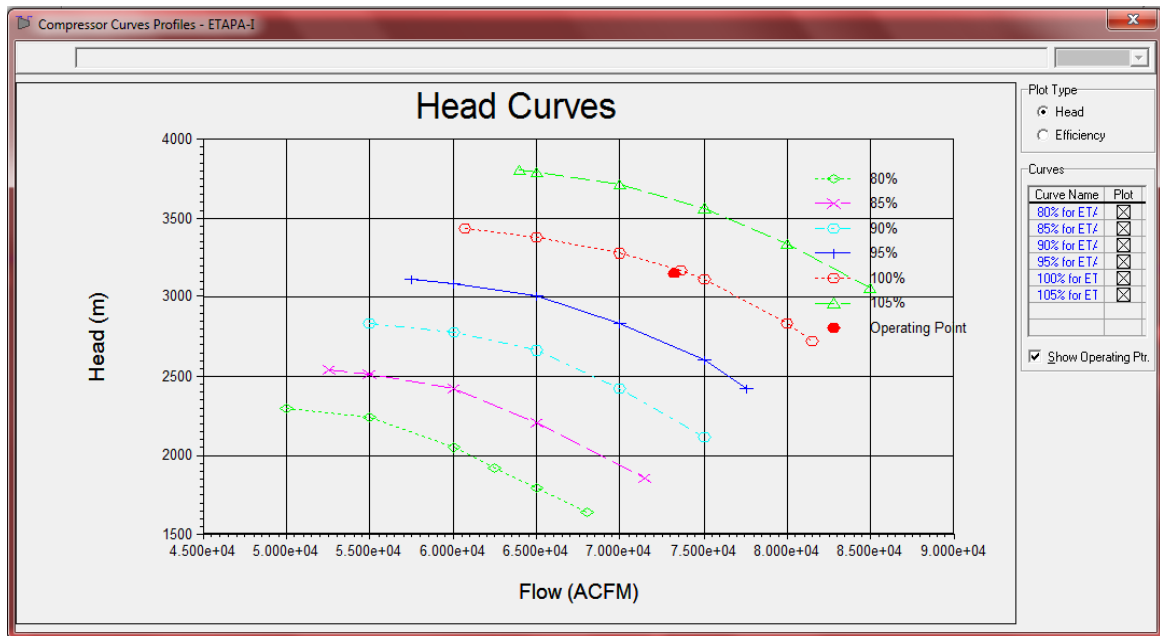


Fig.1.35

La grafica anterior representa las curvas de velocidad para la primera etapa y la ubicación del punto de operación con los datos de diseño.

ETAPA-II

Worksheet	Name	725	722	Q2
Conditions	Vapour	1.0000	1.0000	<empty>
	Temperature [F]	11.3000	97.1000	<empty>
Properties	Pressure [psia]	40.55	100.7	<empty>
	Molar Flow [kgmole/h]	16102.3842	16102.3842	<empty>
Composition	Mass Flow [kg/min]	11293.3000	11293.3000	<empty>
	LiqVol Flow [m3/min]	21.6781	21.6781	<empty>
PF Specs	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	1.787e+04	2.045e+04	<empty>
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	72.58	74.67	<empty>
	Heat Flow [kJ/h]	2.8768e+08	3.2935e+08	4.1673e+07

Fig.1.36

El cuadro anterior muestra los datos de diseño en color azul que se tienen que introducir en Hysys para la simulación, los números en negro son parámetros que el programa calcula.

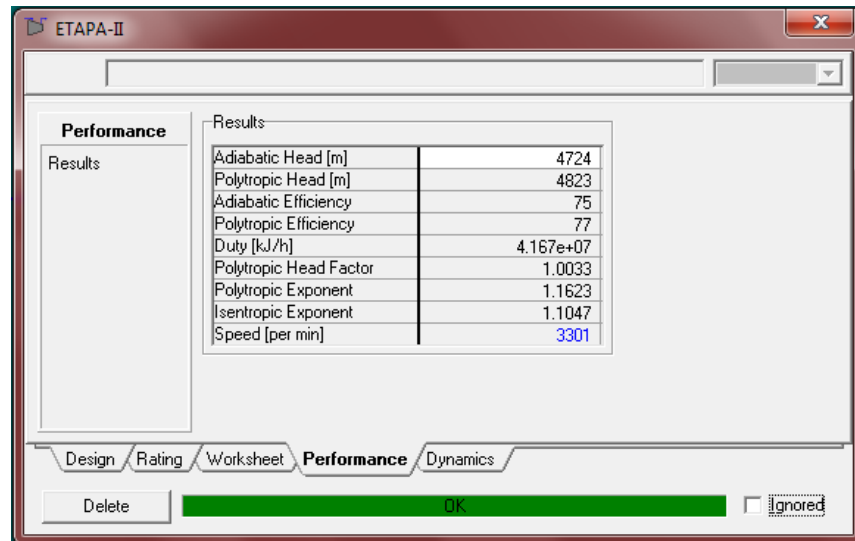


Fig.1.37

La Fig.1 .37. Muestra los resultados que Hysys nos arroja al introducir los datos de diseño

La grafica siguiente, Fig.1.38., representa las curvas de velocidad para la segunda etapa y la ubicación del punto de operación con los datos de diseño.

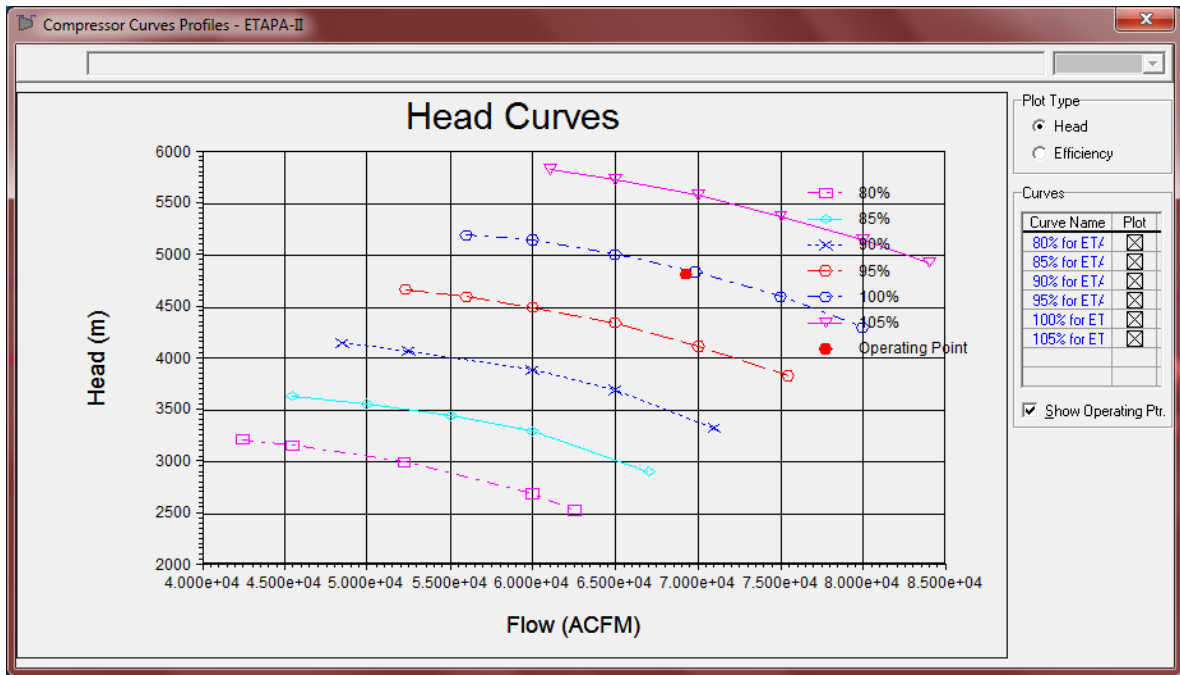


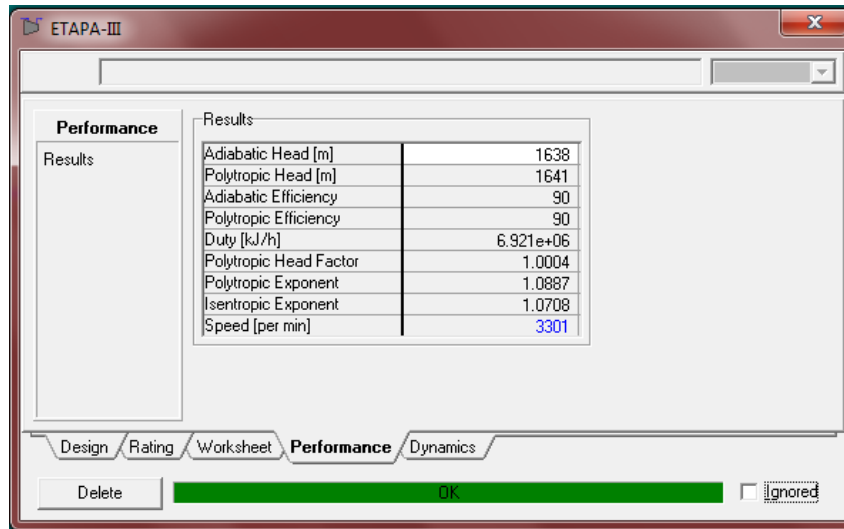
Fig.1.38.

Etapa-III

Worksheet	Name	E-III	E-III OUT	Q3
Conditions	Vapour	1.0000	1.0000	<empty>
	Temperature [F]	97.1000	122.3000	<empty>
Properties	Pressure [psia]	100.7	134.4	<empty>
	Molar Flow [kgmole/h]	9233.5659	9233.5659	<empty>
Composition	Mass Flow [kg/min]	6475.9000	6475.9000	<empty>
	Liq/Vol Flow [m3/min]	12.4308	12.4308	<empty>
PF Specs	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	2.045e+04	2.120e+04	<empty>
	Molar Entropy [kJ/kgmole-0]	74.67	74.90	<empty>
	Heat Flow [kJ/h]	1.8886e+08	1.9578e+08	6.9212e+06

Fig.1.39.

El cuadro anterior muestra los datos de diseño en color azul que se tienen que introducir en Hysys para la simulación, los número en negro son parámetros que el programa calcula.



Results	
Adiabatic Head [m]	1638
Polytropic Head [m]	1641
Adiabatic Efficiency	90
Polytropic Efficiency	90
Duty [kJ/h]	6.921e+06
Polytropic Head Factor	1.0004
Polytropic Exponent	1.0887
Isentropic Exponent	1.0708
Speed [per min]	3301

Fig.1.40.

La Fig.1 .40. Muestra los resultados que Hysys nos arroja al introducir los datos de diseño

La grafica siguiente, Fig.1.41., representa las curvas de velocidad para la tercera etapa y la ubicación del punto de operación con los datos de diseño.

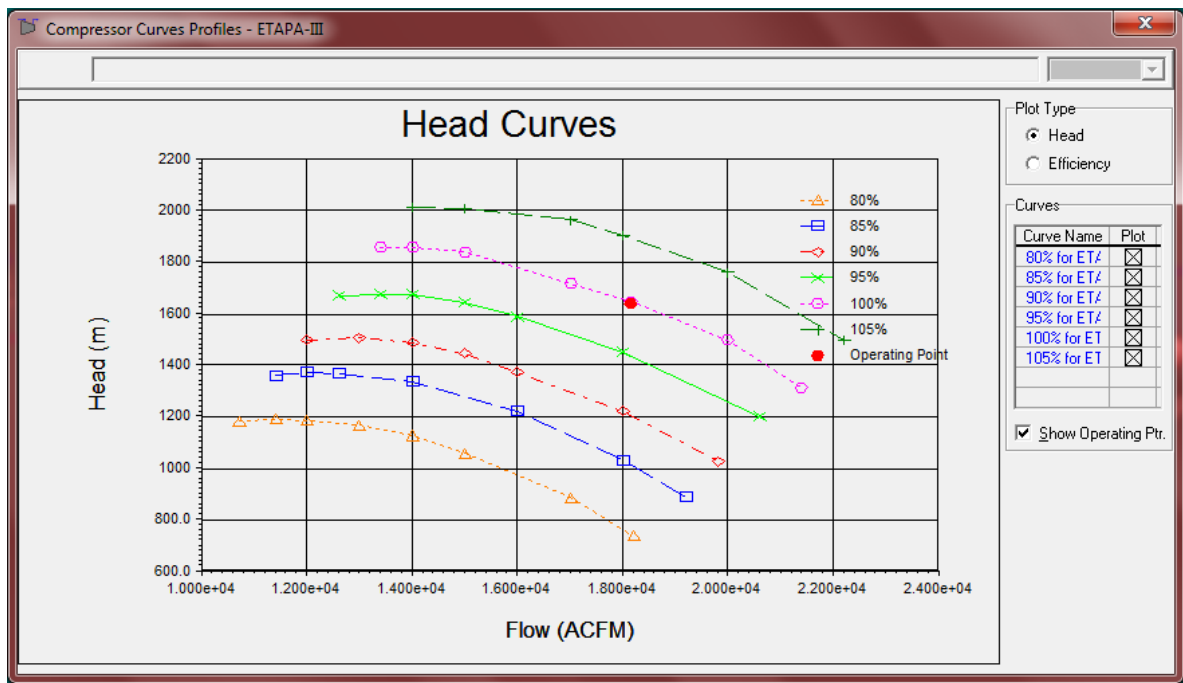


Fig.1.41.

Etapa-IV

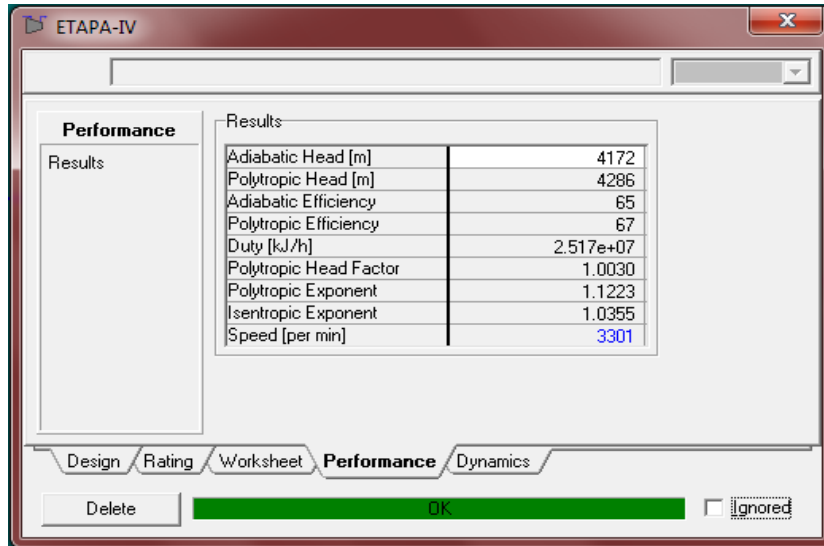
The figure is a software window titled "ETAPA-IV" showing a "Worksheet" tab. It contains a table with columns for "Name", "728", "730", and "Q4". The table lists various parameters under categories like "Conditions", "Properties", "Composition", and "PF Specs". Design values are in blue, and calculated values are in black. At the bottom, there are "Design", "Rating", "Worksheet", "Performance", and "Dynamics" tabs, along with "Delete", "OK", and "Ignored" buttons.

Worksheet	Name	728	730	Q4
Conditions	Vapour	1.0000	1.0000	<empty>
	Temperature [F]	120.9000	203.8000	<empty>
Properties	Pressure [psia]	134.4	275.0	<empty>
	Molar Flow [kgmole/h]	9471.1100	9471.1100	<empty>
Composition	Mass Flow [kg/min]	6642.5000	6642.5000	<empty>
	LiqVol Flow [m3/min]	12.7506	12.7506	<empty>
PF Specs	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	2.115e+04	2.380e+04	<empty>
	Molar Entropy [kJ/kgmole-0]	74.73	77.30	<empty>
	Heat Flow [kJ/h]	2.0028e+08	2.2545e+08	2.5170e+07

Fig.1.42.

El cuadro anterior muestra los datos de diseño en color azul que se tienen que introducir en Hysys para la simulación, los números en negro son parámetros que el programa calcula.

La Fig.1 .43. Muestra los resultados que Hysys nos arroja al introducir los datos de diseño



Results	
Adiabatic Head [m]	4172
Polytropic Head [m]	4286
Adiabatic Efficiency	65
Polytropic Efficiency	67
Duty [kJ/h]	2.517e+07
Polytropic Head Factor	1.0030
Polytropic Exponent	1.1223
Isentropic Exponent	1.0355
Speed [per min]	3301

Fig.1.43.

La grafica siguiente, Fig.1.44., representa las curvas de velocidad para la cuarta etapa y la ubicación del punto de operación con los datos de diseño.

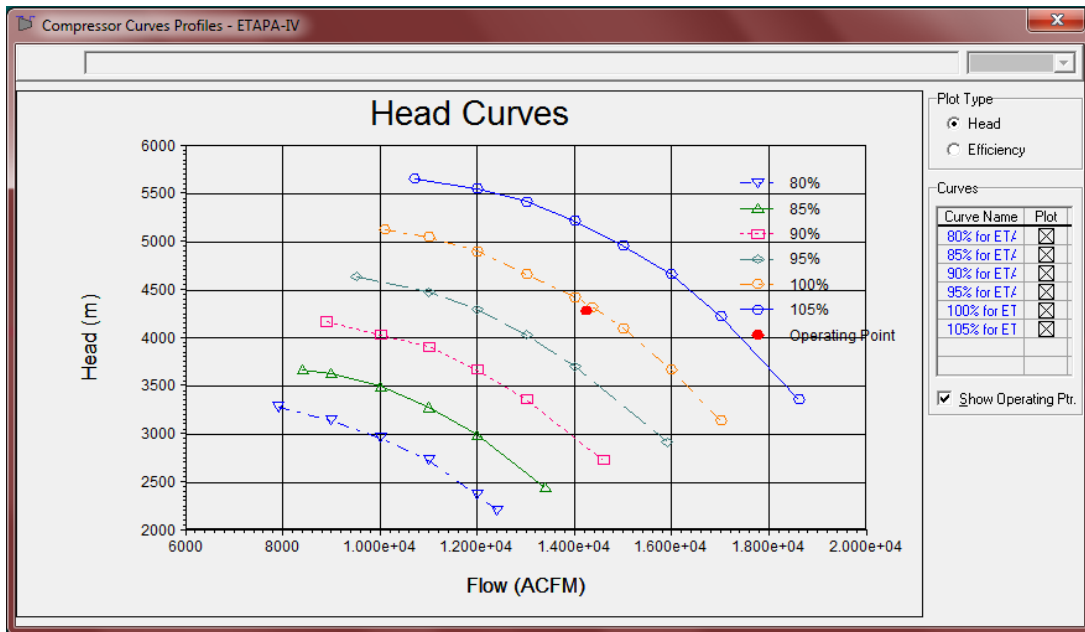


Fig.1.44.

RESULTADOS DE HYSYS CON LOS DATOS REALES

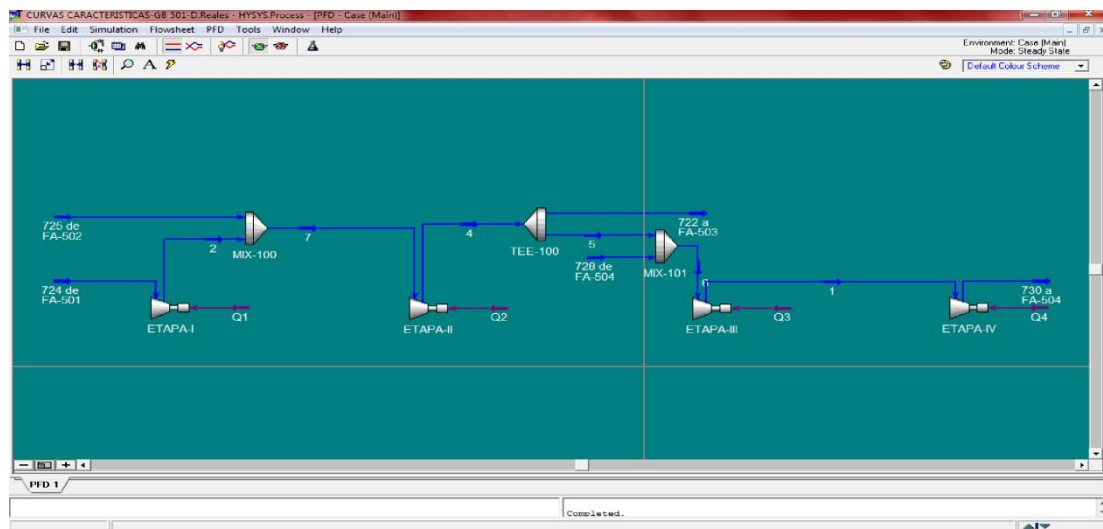


Fig. 1.45. Modelo para la evaluación del compresor GB-501.

En la figura anterior se muestra el modelo para la conexión de las etapas del compresor que más representa al proceso. Las líneas con nombres son las que existen en el proceso real, se trató de hacer las conexiones de manera que tuviéramos las tres succiones y dos descargar del compresor real, ya que desconocemos lo que realmente pasa dentro del compresor.

En el proceso real solo existen tres etapas ya que la descarga de la etapa tres va directo al tanque de succión de la etapa dos.

Los datos para el proceso real se presentan a continuación:

Línea	Propiedades		
	T (°C)	P (Kg/cm ²)	Flujo (Kg/h)
De FA-501	-38.1	1.48	378852
De FA-502	-21.6	2.91	250250
De FA-504	16.5	9.35	12736.17
A FA-503	35.6	6.97	281325
A FA-504	96.3	19.33	360513

Como se puede observar no existen todas líneas que en los datos de diseño y esto hace un poco difícil la evaluación.

ETAPA-I

Worksheet	Name	724 de FA-501	2	
Conditions	Vapour	1.0000	1.0000	<empt
	Temperature [C]	-38.1000	-5.7177	<empt
Properties	Pressure [kg/cm2]	1.480	2.782	<empt
	Molar Flow [kgmole/h]	9003.0084	9003.0084	<empt
Composition	Mass Flow [kg/h]	378852.0000	378852.0000	<empt
	LiqVol Flow [m3/min]	12.1204	12.1204	<empt
PF Specs	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	1.654e+04	1.822e+04	<empt
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	72.42	74.12	<empt
	Heat Flow [kJ/h]	1.4892e+08	1.6404e+08	1.5128e+

Fig.1.46. Datos reales para la simulación

Performance	Results	
Results	Adiabatic Head [m]	2989
	Polytropic Head [m]	3040
	Adiabatic Efficiency	73
	Polytropic Efficiency	75
	Duty [kJ/h]	1.513e+07
	Polytropic Head Factor	1.0012
	Polytropic Exponent	1.2202
	Isentropic Exponent	1.1467
	Speed [per min]	3193

Fig.1.47. Resultados de Hysys con los datos reales.

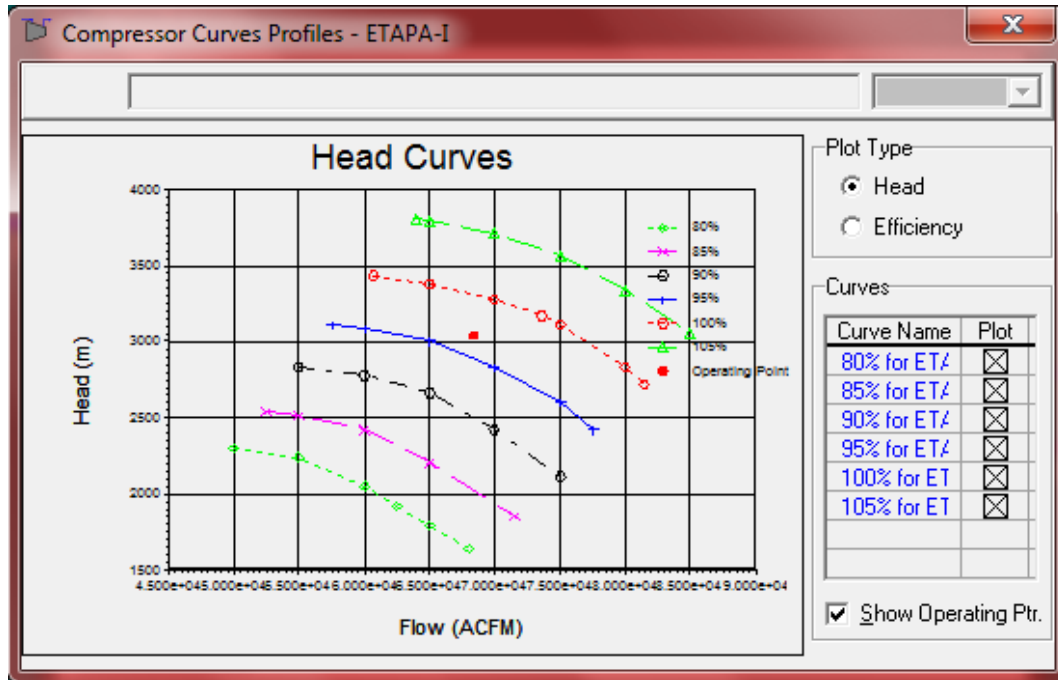


Fig.1.48. Ubicación del punto de diseño en las curvas de rendimiento.

ETAPA-II

The figure shows a software window titled "ETAPA-II" with a "Worksheet" tab selected. The table below contains the simulation data for three cases: 7, 4, and Q2.

Worksheet	Name	7	4	Q2
Vapour		1.0000	1.0000	<empty>
Conditions	Temperature [C]	-12.0736	33.5258	<empty>
Properties	Pressure [kg/cm2]	2.782	6.566	<empty>
Composition	Molar Flow [kgmole/h]	14949.9292	14949.9292	<empty>
	Mass Flow [kg/h]	629102.0000	629102.0000	<empty>
PF Specs	LiqVol Flow [m3/min]	20.1266	20.1266	<empty>
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	1.784e+04	2.033e+04	<empty>
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	72.67	74.83	<empty>
	Heat Flow [kJ/h]	2.6671e+08	3.0387e+08	3.7162e+07

At the bottom of the window, there are tabs for "Design", "Rating", "Worksheet" (selected), "Performance", and "Dynamics". Below the tabs are buttons for "Delete", "OK", and "Ignored".

Fig.1.49. Datos reales para la simulación en la etapa-II

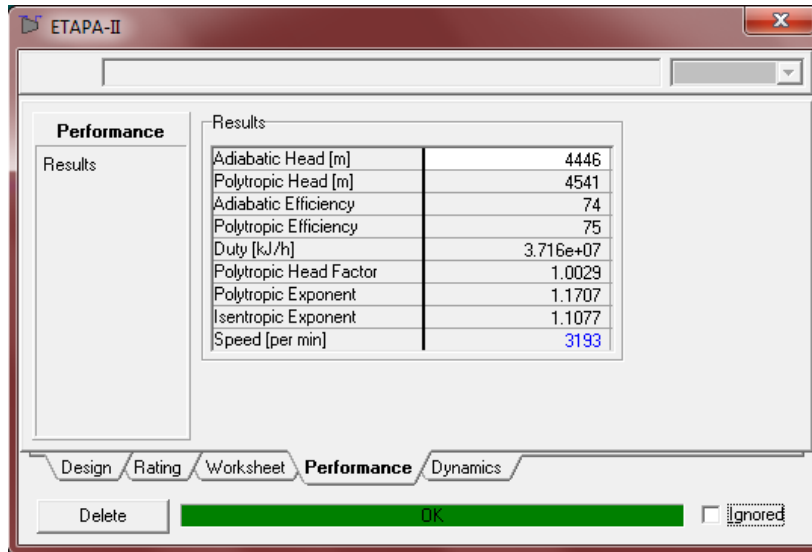


Fig.1.50. Resultados de Hysys para la etapa-II

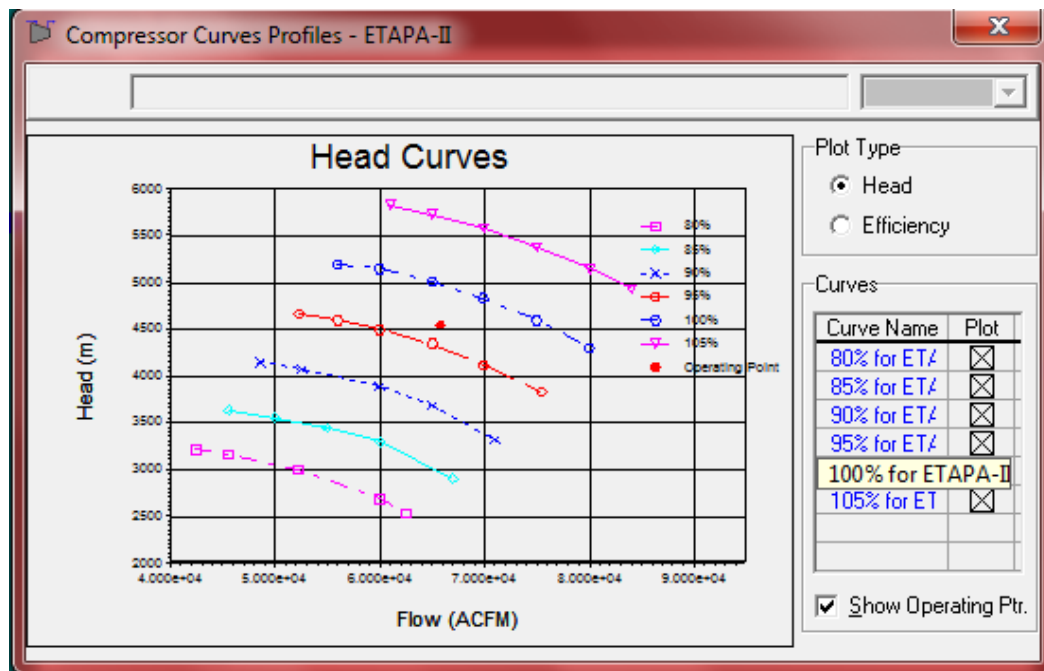


Fig.1.51. Ubicación del punto de diseño en las curvas de rendimiento.

ETAPA-III

Worksheet	Name	6	1	Q3
Conditions	Vapour	1.0000	1.0000	<empty>
Properties	Temperature [C]	32.7494	46.0899	<empty>
Composition	Pressure [kg/cm2]	6.566	8.584	<empty>
PF Specs	Molar Flow [kgmole/h]	8567.2059	8567.2059	<empty>
	Mass Flow [kg/h]	360513.1700	360513.1700	<empty>
	LiqVol Flow [m3/min]	11.5337	11.5337	<empty>
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	2.027e+04	2.100e+04	<empty>
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	74.66	74.97	<empty>
	Heat Flow [kJ/h]	1.7368e+08	1.7989e+08	6.2114e+06

Fig.1.52. Datos de la etapa-III.

Results	Value
Adiabatic Head [m]	1513
Polytropic Head [m]	1518
Adiabatic Efficiency	86
Polytropic Efficiency	86
Duty [kJ/h]	6.211e+06
Polytropic Head Factor	1.0003
Polytropic Exponent	1.1031
Isentropic Exponent	1.0762
Speed [per min]	3193

Fig.1.53. Resultados de Hysys para la etapa-III

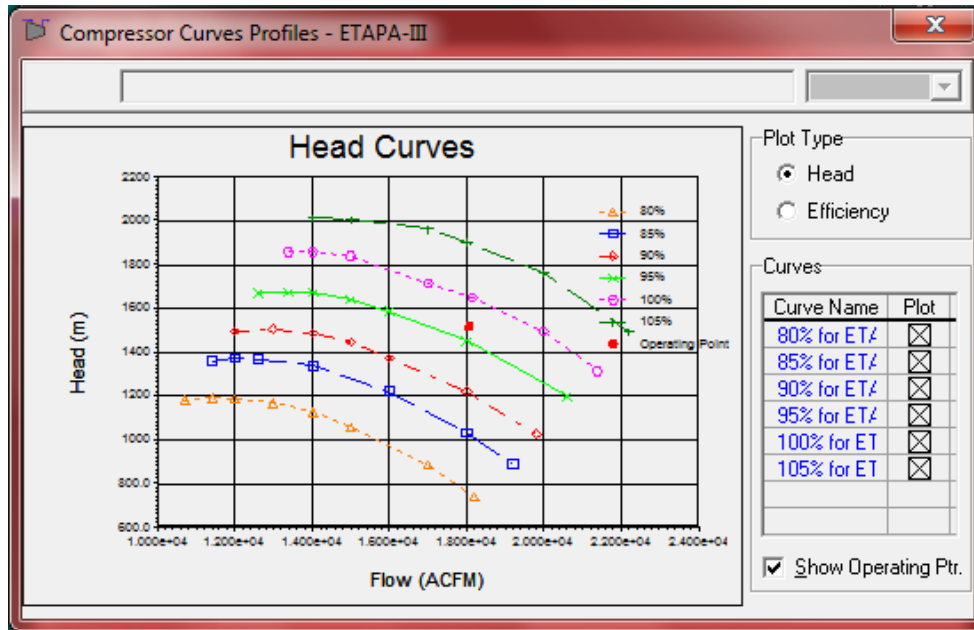


Fig.1.54. Ubicación del punto de diseño en las curvas de rendimiento.

ETAPA-IV

The figure shows a software window titled "ETAPA-IV" with a "Worksheet" tab selected. The worksheet contains a table with the following data:

	1	730 a FA-504	Q4
Name			
Vapour	1.0000	1.0000	<empty>
Conditions			
Temperature [C]	46.0899	85.4803	<empty>
Properties			
Pressure [kg/cm2]	8.584	16.53	<empty>
Composition			
Molar Flow [kgmole/h]	8567.2059	8567.2059	<empty>
Mass Flow [kg/h]	360513.1700	360513.1700	<empty>
PF Specs			
Liq/Vol Flow [m3/min]	11.5337	11.5337	<empty>
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	2.100e+04	2.324e+04	<empty>
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	74.97	76.84	<empty>
Heat Flow [kJ/h]	1.7989e+08	1.9907e+08	1.9184e+07

At the bottom of the window, there are tabs for "Design", "Rating", "Worksheet", "Performance", and "Dynamics". Below the tabs are buttons for "Delete", "DK", and "Ignored".

Fig.1.55. Datos para la etapa-IV.

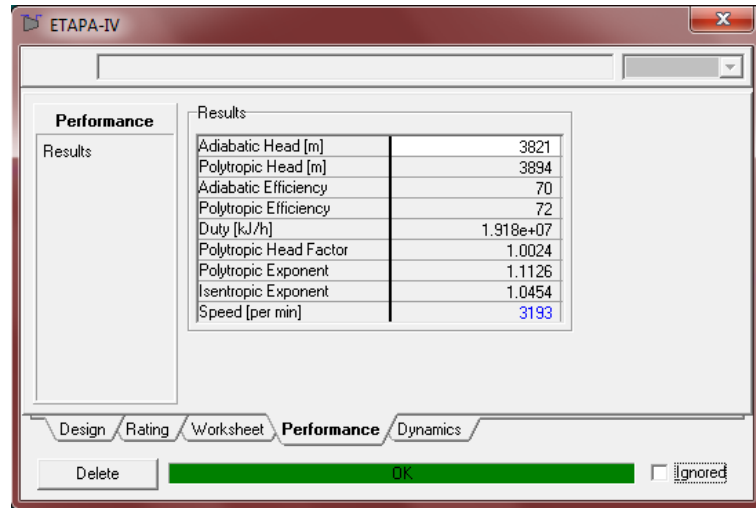


Fig.1.56. Resultados de Hysys para la última etapa.

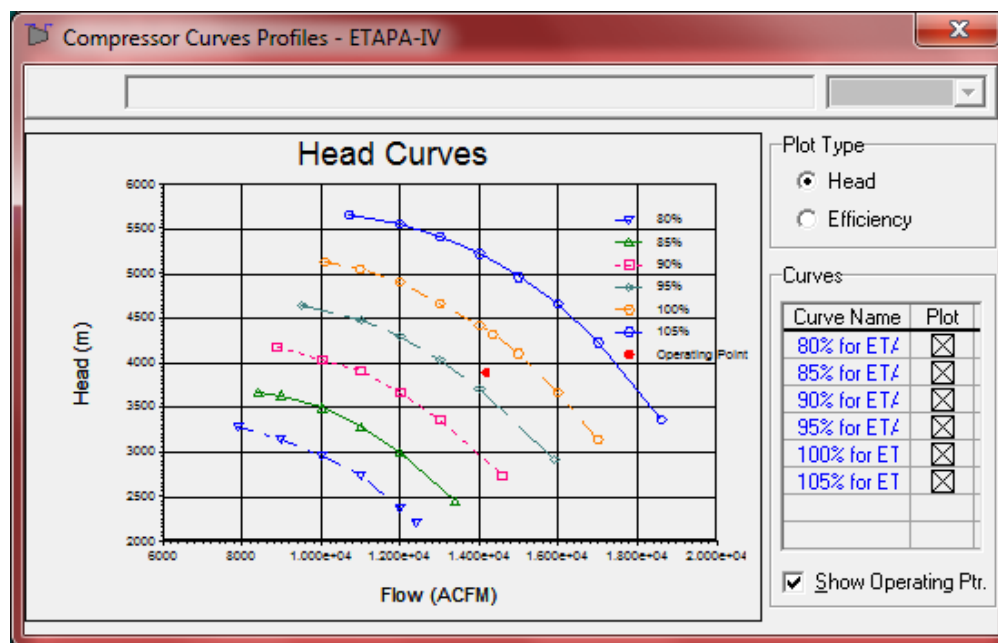


Fig.1.57. Ubicación del punto de diseño en las curvas de rendimiento.

Al ingresar los datos reales de la planta al Simulador y hacer las comparaciones correspondientes de las gráficas en las que se muestra la ubicación del punto de diseño en las curvas de rendimiento para cada una de las etapas, nos podemos dar cuenta que el punto de operación con los datos de diseño y los datos reales de operación están dentro de la zona en la que es aceptable el funcionamiento, ya que como se hizo mención la finalidad de la evaluación era ver precisamente donde estaba el punto de operación real del compresor y en caso de ser necesario evitar llegar al punto que describimos como *surge o puntos de oscilación*.

Como ya se mencionó existe una diferencia entre el diseño del modelo para las condiciones de diseño ya que se puede observar que cada una de las etapas cuenta con las condiciones de succión y descarga; y en el proceso real se desconoce lo que realmente pasa dentro del compresor con las conexiones y posibles recirculaciones que puedan existir y podemos darnos cuenta de que el modelo para la simulación es diferente.

Finalmente podemos decir que con todos los datos y resultados obtenidos por el simulador, el compresor en general está dentro del funcionamiento correcto dentro de sus curvas de rendimiento.

La velocidad a la que está trabajando representa un 96.72% de la velocidad de diseño.

10. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Durante la realización del modelo para la simulación del compresor GB-501 de la planta de etileno, nos encontramos con algunas dificultades. Una de ellas fue la elaboración del modelo que mejor representara el sistema de refrigeración ya que no se conoce lo que realmente pasa dentro del compresor, así como si existen otras conexiones o recirculaciones para evitar que este llegue al punto de *surge*; otra fue la obtención de datos reales para la simulación debido a que las lecturas de los tableros cambian constantemente y en algunos casos las lecturas son erróneas o los medidores no funcionan, fue por ello que los datos ingresados se tomaron de un archivo cuando la planta se puso en marcha hace ya algún tiempo.

Esto nos lleva a decir que este modelo es un principio para su evaluación y es necesario continuar con este estudio.

Finalmente como haría las siguientes recomendaciones:

- Realizar la búsqueda de información de diseño para conocer el verdadero origen de las curvas de rendimiento y de esta manera tener una mejor idea de lo que está pasando dentro del compresor.
- Hacer una verificación de las lecturas de las propiedades de cada una de las líneas y equipos que forman parte del sistema de compresión y en específico de la parte de compresión.
- Continuar con el estudio de este modelo para mejorarlo.

11. FUENTES DE INFORMACIÓN

- ❖ A Practical Guide To Compressor Technology. Second Edition. Heinz P. Bloch.
- ❖ Applied Process Design. For Chemical and Petrochemical Plants. Third Edition. Ernest E. Ludwig.
- ❖ A Working Guide To Process Equipment. Third Edition. Norman P. Lieberman y Elizabeth T. Lieberman.
- ❖ Compresores. Richard W. Greene.
- ❖ Compresores Centrifugos. Tesis por Ing. Ricardo Joel Salazar Garza.
- ❖ Compresores. Pedro Fernández Díez. Departamento de Ingeniería Eléctrica y Electrónica. Universidad de Cantabria.
- ❖ Análisis de Daños Presentados en Compresores Reciprocante para Refrigeración. Tesis por Luis Fernando Tiburcio Barrios y Víctor Hugo Vázquez Pérez

12. ANEXOS

Anexo-A

CONDICIONES DE OPERACION DE
DISEÑO

1/2

GENERAL DATA - ITEM GB501	SPECIFICATIONS				
DESIGN GUARANTEE OPERATING CONDITIONS					
Case Section	1st	2nd	5HW6	3rd	4th
Inlet pressure, psia kg/cm ² abs.	21.1 1.48	40.55 2.85		100.74 7.08	134.40 9.45
Inlet temperature, °F	-35 -37.2	11.3 -11.8		97.1 36.1	120.9 49.4
Barometric Pressure, psia kg/cm ²			14.7 1.03		
Capacity @ inlet conditions, cfm m ³ /min	73686 2085.3	69900 1978.2		18164 514.0	14369 406.6
Weight flow, lb/min kg/min	14870 6751.0	24875 11293.3		14264 6475.9	14631 6642.5
Type of gas handled	PROPYLENE				
Molecular weight	41.97				
Isentropic exponent (average)	1.172	1.161		1.153	1.1545
Average compressibility factor	0.957	0.926		0.896	0.8665
Discharge pressure, psia kg/cm ² abs.	40.55 2.85	100.74 7.08 7.08		134.40 9.45	275.00 19.33
Discharge temperature, °F °C	23.2 -4.8	97.1 36.2		122.3 50.2	203.8 95.4
Speed, rpm	3301				
Settling out pressure, psig Max. kg/cm ² Max.			200 14.06		
Total compressor guarantee horsepower, bhp ± 4% kw ± 4%			33275 24823		
Maximum driver capability input to compressor, bhp kw rpm			37422 27917 3466		

page 5.3 (1)

A-1. Datos de diseño para las líneas de carga y descarga del compresor GB-501

CONDICIONES DE OPERACION NOMINAL

3/6

GENERAL DATA - ITEM GB501

SPECIFICATIONS

NORMAL OPERATING CONDITIONS

Case Section	5MW6			
	1st	2nd	3rd	4th
Inlet pressure, psig kg/cm ² abs.	21.1	40.56	100.17	133.20
	1.48	2.85	7.04	9.36
Inlet temperature, °F °C	-35	11.3	96.8	120.2
	-37.2	-11.8	36.0	49.0
Barometric Pressure, psia kg/cm ²			14.7	
			1.03	
Capacity @ inlet conditions, cfm m ³ /min	66986	63521	16608	13171
	1895.7	1797.6	470.0	372.7
Weight Flow, lb/min kg/min	13518	22613	12967	13301
	6137.2	10266.3	5887.0	6038.7
Type of gas handled	PROPYLENE			
Molecular weight	41.97			
Isentropic exponent (average)	1.172	1.161	1.153	1.1545
Average compressibility factor	0.957	0.926	0.897	0.866
Discharge pressure, psig kg/cm ² abs	40.56	100.17	133.20	275.00
	2.85	7.04	9.36	19.33
Discharge temperature, °F °C	23.1	96.8	121.6	202.7
	-4.8	36.0	49.7	94.8
Speed, rpm	3233			
Settling out pressure, psig Max. kg/cm ² Max.	200			
	14.06			

DADOS DE PESO
DADOS DE PLACA.

14/53

GENERAL DATA - ITEM 6B501

SPECIFICATIONS

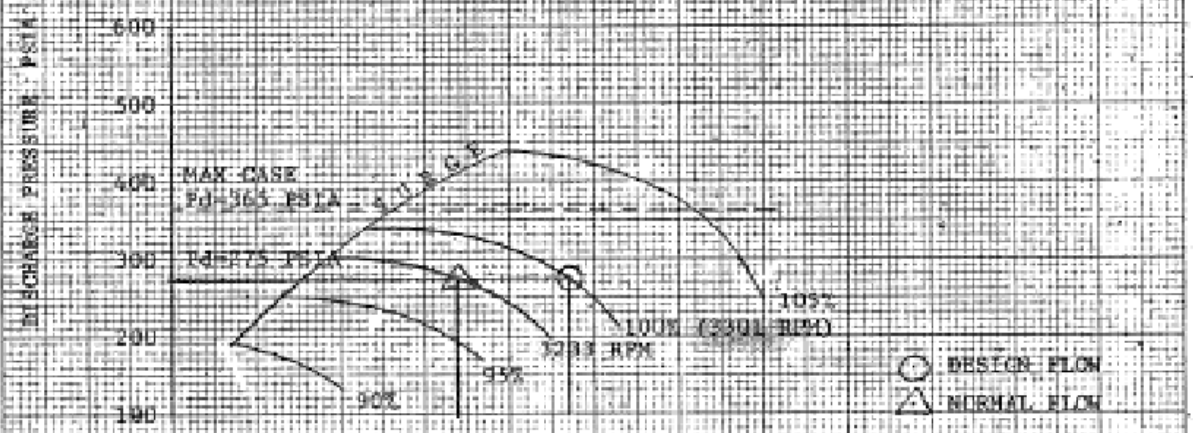
WEIGHTS OF MAJOR COMPONENTS - LBS. (Kg.) approx.

<u>Case</u>	<u>5MW6</u>
Compressor Assembly	296500 (134467)
Upper Half	14000 (63492)
Rotor	13000 (5896)
Base	20500 (9297)
Turbine	164246 (74630)

NAMEPLATE DATA

<u>Case</u>	<u>5MW6</u>
Inlet Volume, CFM	73686
Maximum Continuous Speed, RPM	3466
Casing Design Pressure:	
Inlet, PSIG	200
Discharge, PSIG	350
Casing Design Temperature, °F	500
Maximum Operating Temperature, °F	380
First Critical Speed, RPM	1482
Compressor Serial Number	5-6-3375
Hydrostatic Test; Division Plate:	
Between Stages	3 and 4
Inlet Sect. Press., PSIG	300
Disch. Sect. Press., PSIG	525

EXPECTED PERFORMANCE CURVE FOR
 TMP/PEMEX LA CANGREJERA VERACRUZ, MEXICO
 P.O. NO. 1095-504A ITEM NO. GS-501
 ONE CLARK MODEL 1200 CENTRIFUGAL COMPRESSOR
 PROPYLENE - OVERALL



---DESIGN CONDITIONS (100% FLOW)

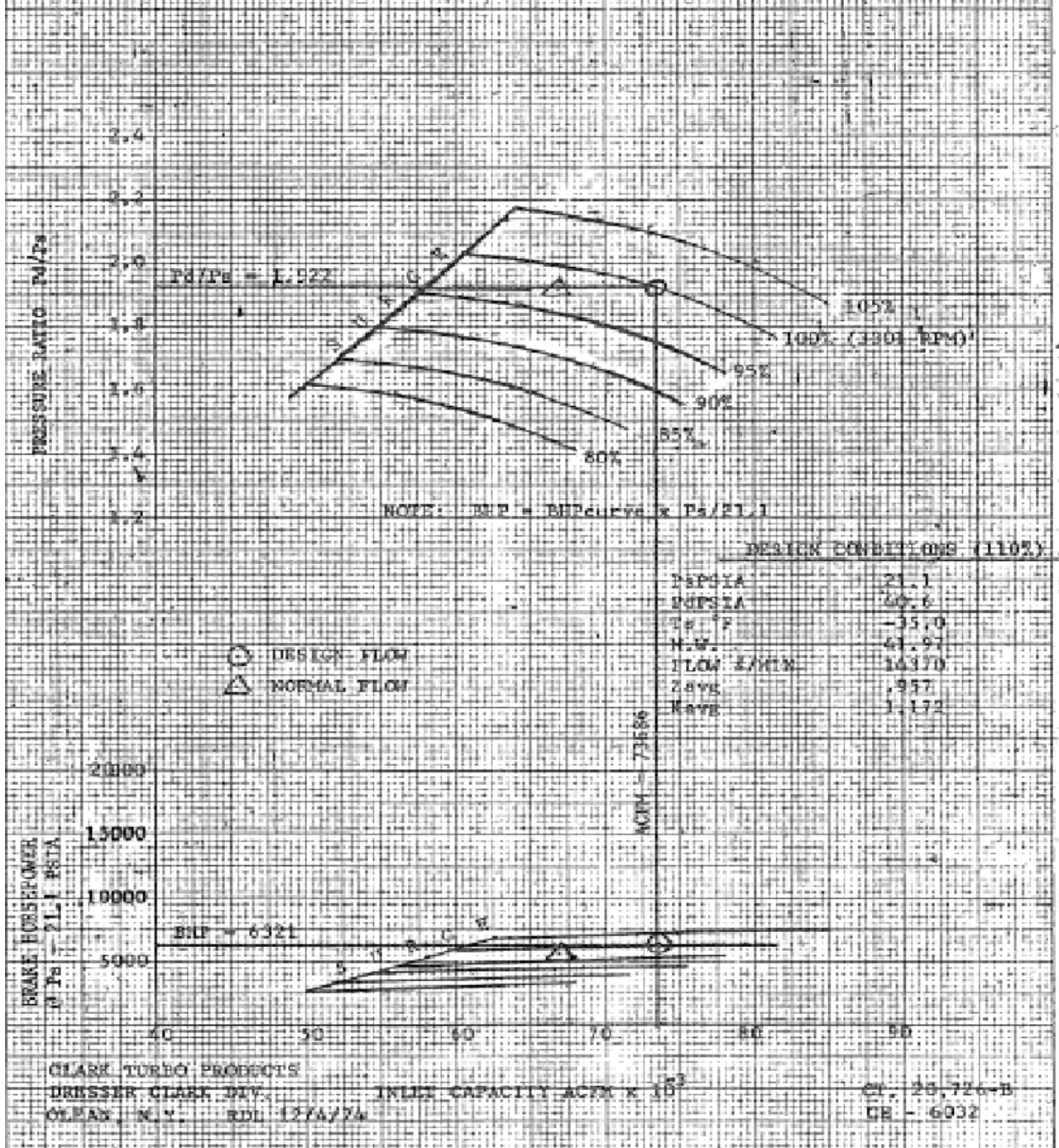
	PdPSIA	P1PSIA	T ₁ °F	MOL. WT.	FLOW/HR	Z _{avg}	K _{avg}
Sec't. 1	21.1	40.6	25.0	41.97	15870	.957	1.172
Sec't. 2	40.6	100.7	25.9	41.97	24875	.926	1.161
Sec't. 3	100.7	132.4	87.1	41.97	14204	.890	1.193
Sec't. 4	132.4	275.0	128.9	41.97	14631	.863	1.255

NOTE: 1st Above are Mixed Temp
 2nd SS Temp - 5 °F
 3rd SS Temp - 65 °F

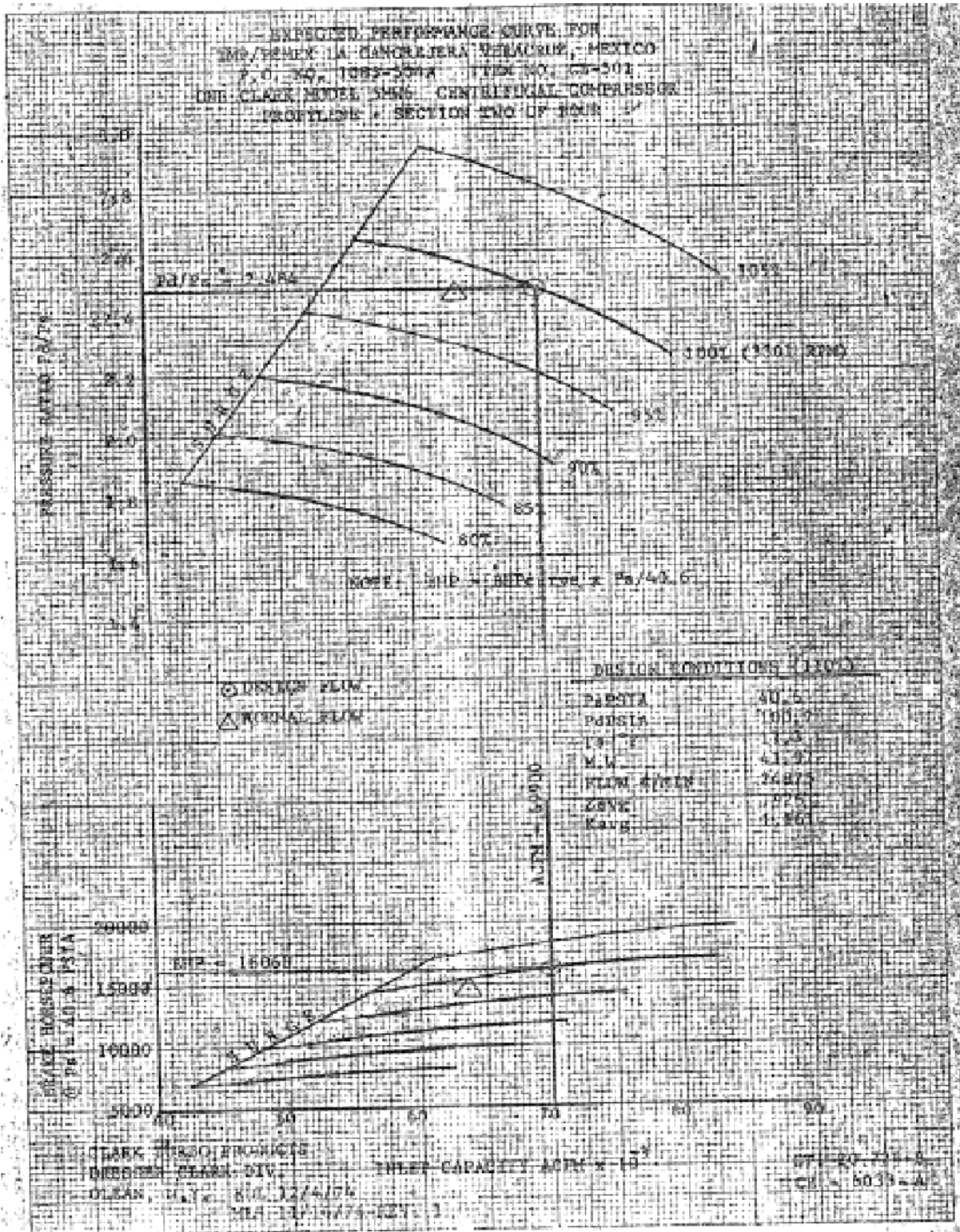


CLARK TURBO PRODUCTS
 DESIGNED BY: _____ INLET CAPACITY ACM x 10³ CT = 70.724 R
 CLEAN, N.Y. DATE 12/4/72 CS = 6031

EXPECTED PERFORMANCE CURVE FOR
 ONE/REMX LA CAMARERA VERACRUZ, MEXICO
 P.O. NO. 1085-504A ITEM NO. CB501
 ONE CLARK MODEL 9066 CENTRIFUGAL COMPRESSOR
 PROPYLENE - SECTION ONE OF FOUR

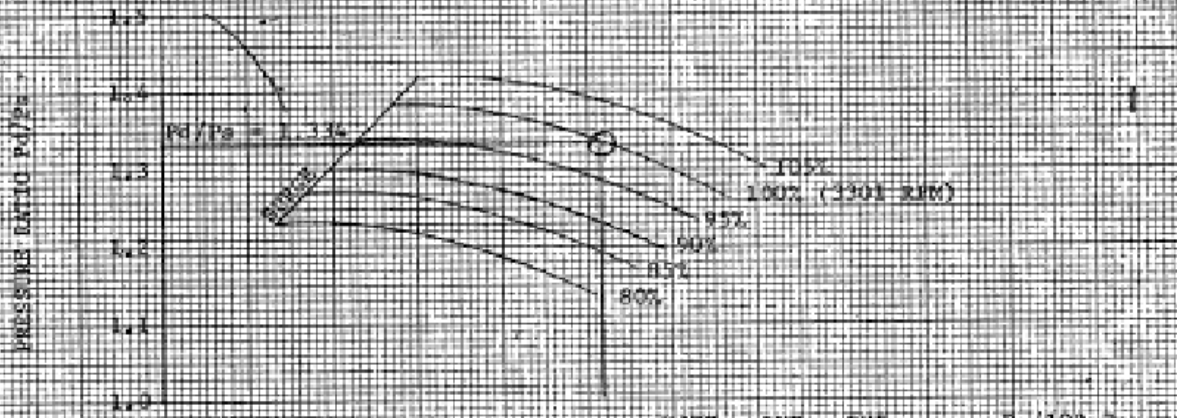


A-2.Grafica I: Curvas de rendimiento para la Etapa-I



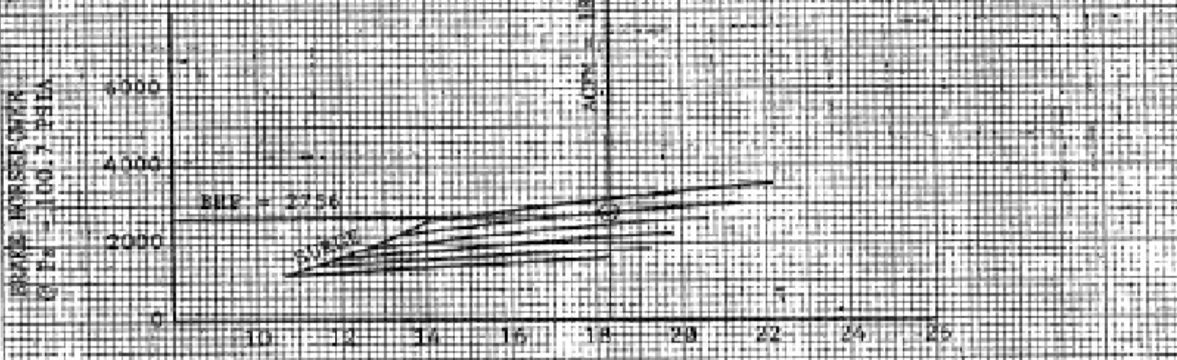
A-3.Grafica-II: Curvas de rendimiento para la Etapa-II

CAPACITY PERFORMANCE CURVES FOR
 TYP/TEPEX LA CAMBRERA VERACRUZ, MEXICO
 P. O. NO. 1083-500A ITEM NO. CB-301
 ONE CLARK MODEL 5986 CENTRIFUGAL COMPRESSOR
 PROPYLENE - SECTION THREE OF FOUR



DESIGN CONDITIONS (100%)

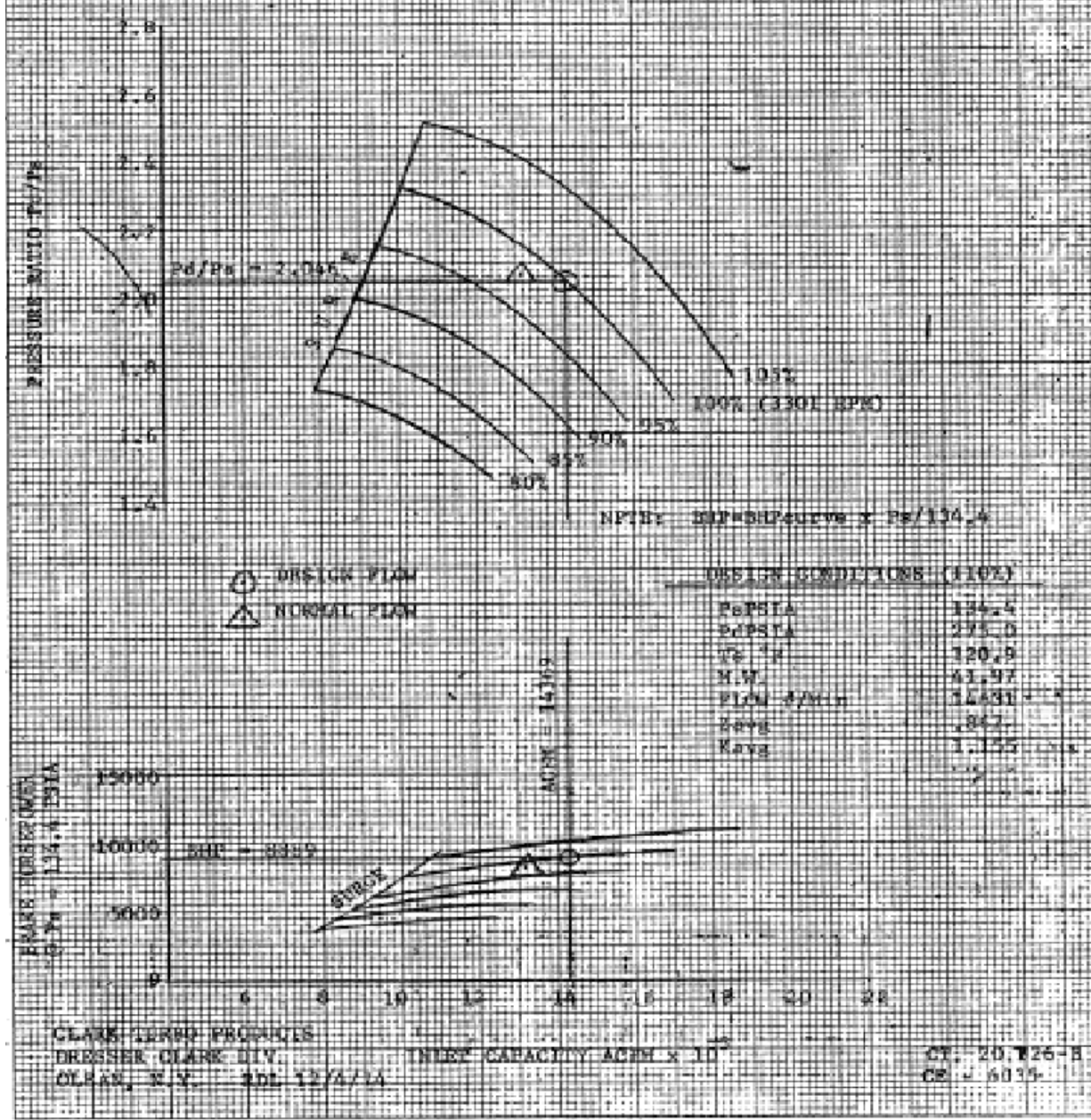
P_s PSIA	100.7
P_d PSIA	134.4
T_s °F	37.3
M.W.	41.97
FLOW (SCFM)	14784
Z_{avg}	.896
Y_{avg}	1.153



DR 3484 CLARK DIV.
 CLARK TURBO PRODUCTS INLET CAPACITY ACFM x 10³
 OLEAN, N.Y. APL 12/4/74 CT. 20, 720-B
 CB - 5032

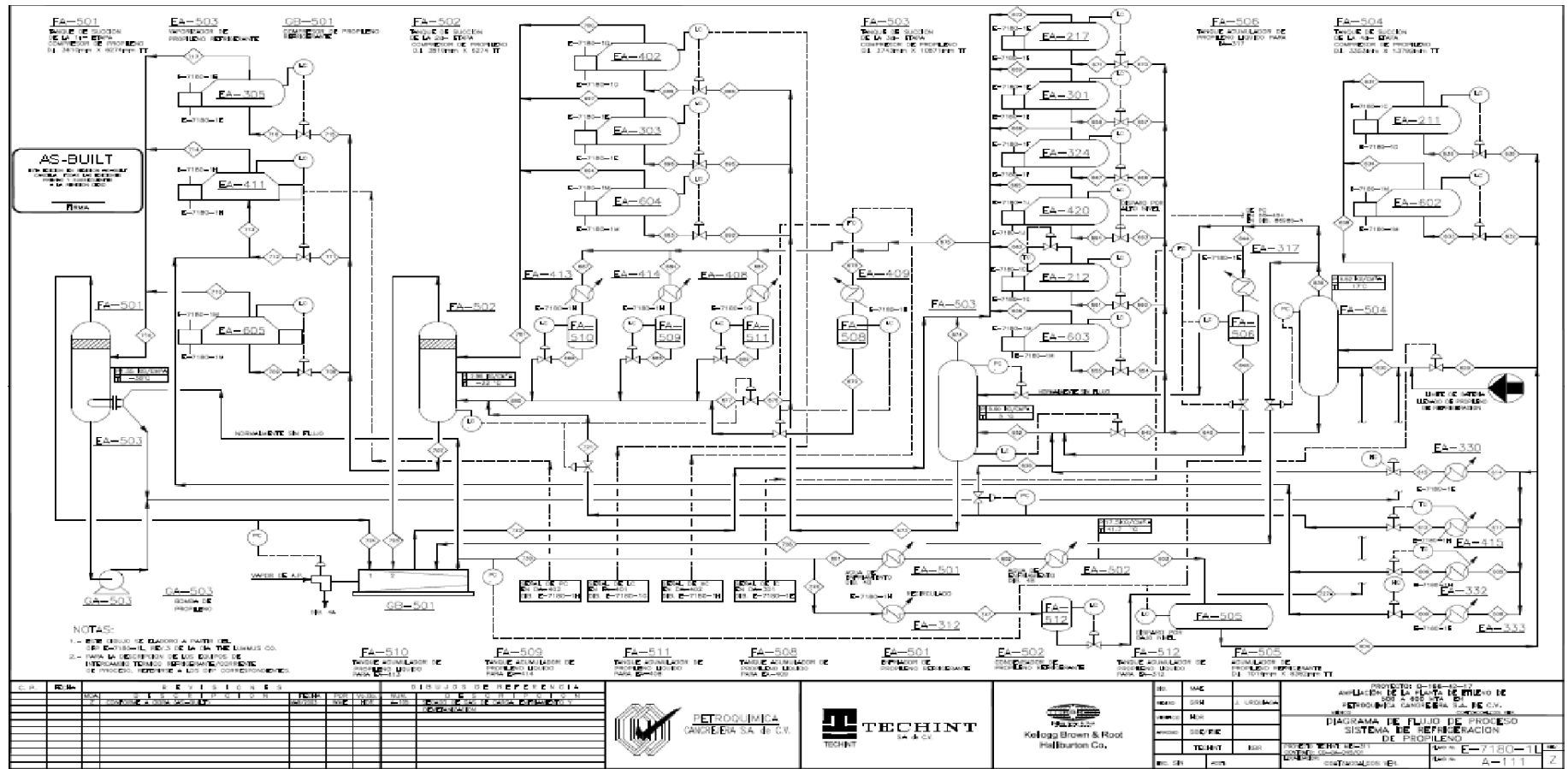
A.4.Grafica III: Curvas de rendimiento para la Etapa-III

EXPECTED PERFORMANCE CURVE FOR
 IMP/BINOC LA CANGRIFERA VERACRUZ, MEXICO
 P.O. NO. 1083-1914 LINE NO. CR-501
 GMR CLARK MODEL 5446 CENTRIFUGAL COMPRESSOR
 PROFFERS - SECTION FOUR OF FOUR



A.5.Grafica IV: Curvas de rendimiento para la Etapa-IV

A-6. Diagrama de flujo del sistema de refrigeración de la planta de etileno.



Flow Units Conversion Table
Kurz Instruments, Inc.
 2411 Garden Road
 Monterey, CA. 93940
 1(800)-424-7356 (831)-646-5911 FAX(831)-646-8901
 Web Site: www.kurz-instruments.com

Units Convert From	English System Units Convert To					Metric System Units Convert To				
	Ref. Conditions: 77 °F & 14.4 PSIA					Ref. Conditions: 0 °C & 760 mmHg				
	SFPM	SCFM	SCFH	PPM	PPH	NMPS	NLPM	NCMH	KGM	KGH
Ref. Conditions: 77 °F & 14.4 PSIA	MULTIPLY BY					MULTIPLY BY				
SFPM	-	-	-	-	-	0.004654	N/A	N/A	N/A	N/A
SCFM	-	-	-	-	-	N/A	25.9483	1.5569	0.03848	2.0091
SCFH	-	-	-	-	-	N/A	0.43247	25.9483	0.000558	0.03348
PPM	-	-	-	-	-	N/A	351.5079	21.0905	0.4536	27.216
PPH	-	-	-	-	-	N/A	5.83835	0.35151	0.00756	0.4536
Ref. Conditions: 0 °C & 760 mmHg										
NMPS	214.8689	N/A	N/A	N/A	N/A	-	-	-	-	-
NLPM	N/A	0.03854	2.3123	0.00284	0.1707	-	-	-	-	-
NCMH	N/A	0.64250	0.03854	0.04742	2.84487	-	-	-	-	-
KGM	N/A	29.8686	1792.115	2.20459	132.2751	-	-	-	-	-
KGH	N/A	0.49773	29.8686	0.03674	2.20459	-	-	-	-	-

NOTES:

SFPM – Standard Feet Per Minute
 SCFM – Standard Cubic Feet Per Minute
 SCFH – Standard Cubic Feet per Hour
 PPM – Pound Per Minute
 PPH – Pound Per Hour

NMPS – Normal Meter Per Second
 NLPM – Normal Liter Per Minute
 NCMH – Normal Cubic Meter Per Hour
 KGM – Kilogram Per Minute
 KGH – Kilogram Per Hour

Example: Convert 100 SCFM to NCMH unit.
 From the 1st column, find the SCFM unit. Using the SCFM row, Find the NCMH Column to the right. Get the conversion number, 1.5569. Calculate the NCMH value. NCMH = 100 x 1.5569 = 155.69 NCMH.

Form Number 180144 Rev. A

Sheet _____ of _____

A-7. Tabla de conversión para flujos.