

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**CONCEPTUALIZACIÓN Y ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO
DE UN SISTEMA DE COMPRESIÓN DE GAS NATURAL.**

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
por la Br.Silva, Annabelle V.
para optar al Título
de Ingeniero Químico

Caracas, 2008

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

CONCEPTUALIZACIÓN Y ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DE UN SISTEMA DE COMPRESIÓN DE GAS NATURAL.

TUTORES: Ing. Asdrúbal Melchor
Prof. Leonardo Oropeza

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
por la Br.Silva, Annabelle V.
para optar al Título
de Ingeniero Químico

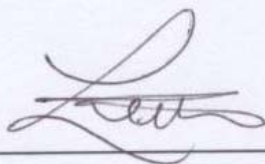
Caracas, 2008

Caracas, 6 de Junio de 2008

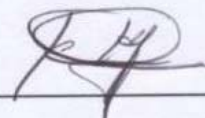
Los abajo firmantes miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Química, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por la Bachiller Annabelle Vanessa Silva, titulado:

“CONCEPTUALIZACIÓN Y ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DE UN SISTEMA DE COMPRESIÓN DE GAS NATURAL”.

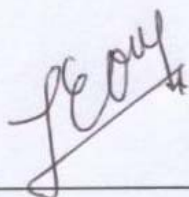
Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al título de Ingeniero Químico, y sin que esto signifique que se hacen solidarios con las ideas expuestas por el autor, lo declaran **APROBADO**.



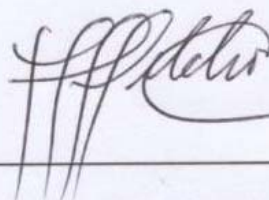
Ing. Lucy Monsalve
Jurado



Ing. Humberto Kum
Jurado



Ing. Leonardo Oropeza
Tutor Académico



Ing. Asdrúbal Melchor
Tutor Industrial

Silva, Annabelle V.

CONCEPTUALIZACIÓN Y ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DE UN SISTEMA DE COMPRESIÓN DE GAS NATURAL.

Tutor Académico: Prof. Leonardo Oropeza / Tutor Industrial: Ing. Asdrúbal Melchor

Tesis. Caracas, UCV, Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Química. Año 2008, 92 p.

Palabras Claves: Compresores Reciprocantes, Compresores Centrífugos, Confiabilidad, Capacidad Efectiva, BHP.

Se requiere de un sistema de compresión de gas natural que maneje 20 MMPCSD, desde una presión de succión de 60 psig, a 90°F hasta una presión de descarga de 1200 psig, adicionalmente, las fallas en el suministro deben ser mínimas, es decir, el sistema de compresión debe contar con el respaldo suficiente, tal que le permita realizar labores de mantenimiento afectando la entrega del gas como máximo en un 2%. En el presente Trabajo Especial de Grado se estableció el procedimiento apropiado de selección de un sistema de compresión de gas natural, que utilice Compresores Reciprocantes o Centrífugos, abarcando criterios e información comparativa entre las diferentes opciones para determinar cuál de los sistemas o tipos de compresores, cumple con las especificaciones antes mencionadas, en términos de capacidad efectiva y reducción de costos.

La selección y conceptualización de una unidad de compresión de gas, depende de diversos factores tales como las presiones de succión y descarga, las temperaturas de succión y descarga, el flujo, la relación de compresión, las características del gas, la eficiencia, la potencia al freno (BHP) y los costos operacionales, una vez que se determinaron todas estas variables, se aplicó como una herramienta adicional la evaluación de los distintos escenarios de falla, demostrando la aplicabilidad y conveniencia de realizar estudios donde las pérdidas económicas asociadas a fallas o a paradas programadas, pueden sustentar acciones de inversión, con un criterio técnico-económico.

Se demostró que para las condiciones de operación en estudio, a medida que aumenta la cantidad de equipos, aumenta la probabilidad de falla del sistema, por otra parte, que la alternativa de compresión que requiere de menor BHP no es la alternativa más económica y finalmente el sistema de compresión seleccionado, estableciendo un compromiso entre las consideraciones técnicas y económicas, consiste de dos Compresores Centrífugos, más una unidad de respaldo, cada una de 1904 BHP y manejan un flujo de 1431ACFM (cada equipo). Este tipo de evaluaciones técnico-económicas permite una estandarización y una mayor confiabilidad en la conceptualización y selección de diversos sistemas de compresión de gas.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE GENERAL.....	IV
CAPÍTULO I. FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN	1
I.1.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	1
I.2.- OBJETIVOS.....	2
I.3.- ANTECEDENTES	3
CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO	6
II.1 GENERALIDADES DEL PROCESO DE COMPRESIÓN DE GASES.....	6
II.2 TIPOS DE COMPRESORES.....	8
II.2.1 Compresores Reciprocantes.....	9
II.2.2 Compresores Centrífugos.....	12
II.3 PROCESOS DE COMPRESIÓN POR ETAPAS.....	15
II.4 COMPARACIÓN ENTRE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES Y LOS COMPRESORES CENTRÍFUGOS.....	18
II.4.1 Ventajas y Desventajas de los Compresores Reciprocantes.....	19
II.4.2 Ventajas y Desventajas de los Compresores Centrífugos.....	21
II.4.3 Limitaciones Críticas.....	22
II.5 CAPACIDAD EFECTIVA DE UN SISTEMA DE COMPRESIÓN DE GAS.....	23
II.5.1 Disponibilidad.....	23
II.5.2 Probabilidad de la Intersección de Eventos.....	24
II.6 EVALUACIÓN ECONÓMICA.....	25
II.6.1 Método del Valor Actual Neto (VAN, Net Present Value).....	25
II.6.2 Tipos de Costos.....	27
II.6.3 Costo de Instalación.....	27
II.6.4 Índices de Costo.....	29
II.6.5 Efecto de la Inflación sobre los costos.....	31
CAPÍTULO III. MARCO METODOLÓGICO	32
III.1 ALTERNATIVAS DE COMPRESIÓN QUE PERMITEN CUMPLIR CON LAS ESPECIFICACIONES DEL CLIENTE.....	32
III.2 EVALUACIÓN DE LA CAPACIDAD EFECTIVA DEL SISTEMA SEGÚN LA DISPONIBILIDAD DE CADA UNO DE LOS EQUIPOS DE COMPRESIÓN.....	35

III.3 NÚMERO DE ETAPAS - POTENCIA AL FRENO Y CONDICIONES DE PROCESO DE CADA UNA DE LAS ALTERNATIVAS DE COMPRESIÓN.	36
III.4 EVALUACIÓN ECONÓMICA DE CADA UNA DE LAS ALTERNATIVAS DE COMPRESIÓN DE GAS NATURAL.	38
III.5 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN MÁS ADECUADO DE ACUERDO AL ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO.	41
CAPÍTULO IV. PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	42
IV.1 DETERMINAR LAS DIFERENTES ALTERNATIVAS DE COMPRESIÓN PARA CUMPLIR CON LAS ESPECIFICACIONES DEL CLIENTE.	42
IV.2 EVALUACIÓN DE LA CAPACIDAD EFECTIVA DE CADA UNA DE LAS ALTERNATIVAS.	45
IV.3 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA AL FRENO Y LAS CONDICIONES DE PROCESO DE CADA UNO DE LOS SISTEMAS EN ESTUDIO.	52
IV.4 EVALUACIÓN ECONÓMICA DE CADA UNA DE LAS ALTERNATIVAS.	60
IV.5 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN MÁS ADECUADO DE ACUERDO AL ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO.	65
CAPÍTULO V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	69
CAPÍTULO VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	71
CAPÍTULO VII. APÉNDICES.....	74

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Tipos de Compresores.	8
Figura 2. Estimación de la relación de calores específicos para gases hidrocarburos.	10
Figura 3. Determinación del Factor de Compresibilidad para gas natural de gravedad especifica de 0,7.	11
Figura 4. Reducción del Trabajo de Compresión al utilizar múltiples etapas.	17
Figura 5. Rangos de Aplicación de los distintos Tipos de Compresores.	19
Figura 6. Estimación de Costos de Instalación de Compresores Reciprocantes y Centrífugos.	29
Figura 7. Rangos de Aplicación de los Compresores Reciprocantes y Centrífugos..	33
Figura 8. Rangos de Aplicación de los distintos Tipos de Compresores y caudal de operación.	44
Figura 9. Comparación entre las Capacidades Instaladas en Exceso de las diferentes Alternativas de Compresión.	50
Figura 10. Capacidad Efectiva de las diferentes Alternativas de Compresión.	51
Figura 11. Estimación de la Constante k para los Casos en Estudio.	53
Figura 12. Determinación del Factor de Compresibilidad a las condiciones de succión.	54
Figura 13. Comparación de los BHP Instalados del sistema incluyendo el equipo de respaldo.	59
Figura 14. Valores del VAN para cada uno de los Casos de Estudio.	64
Figura 15. Comparación entre los Criterios Técnico y Económico. a) Criterio Económico (VAN) b) Criterio Técnico (Capacidad Efectiva).....	67

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Comparación entre Compresores Reciprocantes y Centrífugos.....	5
Tabla 2. Rango de flujos para Compresores Centrífugos y eficiencias isoentrópicas o politrópicas.....	13
Tabla 3. Determinación del número de Etapas.	16
Tabla 4. Interpretación del VAN.....	26
Tabla 5. Costo de Instalación como un Porcentaje del Costo del Equipo.....	27
Tabla 6. Factores para el Cálculo de los Costos de Instalación.	28
Tabla 7. Índices de Costos de la Chemical Engineering publicación de Marzo 2008.	30
Tabla 8. Alternativas para la compresión de 20MMPCSD de gas natural.....	45
Tabla 9. Horas Fuera de Servicio Mensuales de los Compresores Reciprocantes.....	46
Tabla 10. Horas Fuera de Servicio Anuales y Disponibilidad de los Compresores Reciprocantes.	47
Tabla 11. Horas Fuera de Servicio Mensuales de los Compresores Centrífugos.	47
Tabla 12. Horas Fuera de Servicio Anuales y Disponibilidad de los Compresores Centrífugos.....	47
Tabla 13. Capacidades Efectivas de los diferentes Casos de Estudio.....	48
Tabla 14. Condiciones Generales de Proceso.	54
Tabla 15. Condiciones de Proceso para el Caso 1	55
Tabla 16. Condiciones de Proceso para el Caso 2	55
Tabla 17. Condiciones de Proceso para el Caso 3.	56
Tabla 18. Condiciones de Proceso para el Caso 4.	57
Tabla 19. Condiciones de Proceso para el Caso 5.	57
Tabla 20. Condiciones de Proceso para el Caso 6.	57
Tabla 21. Condiciones de Proceso para el Caso 7.	58
Tabla 22. Condiciones de Proceso para el Caso 8.	58
Tabla 23. Condiciones de Proceso para el Caso 9.	58
Tabla 24. Condiciones de Proceso para el Caso 10.	59

Tabla 25. Costos de Instalación de cada uno de los casos de Estudio.	61
Tabla 26. Costos de Operación y Mantenimiento para turbina y motor a gas para el año 2008.	61
Tabla 27. Costos de Operación y Mantenimiento para cada uno de los casos de estudio.	62
Tabla 28. Costos de Mantenimiento mayor para cada uno de los casos de estudio...	63
Tabla 29. Cuadro Resumen de las Variables más Importantes de cada uno de los Casos de Estudio.	66
Tabla 30. Características del Sistema de Compresión Seleccionado.	68

LISTA DE SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS

- ω** : Flujo del gas [lb/h].
- η_{is}** : Eficiencia Isoentrópica [adim].
- η_P** : Eficiencia Politrópica [adim].
- a**: Cantidad de años [adim].
- ACFM**: Pies Cúbicos en condiciones Actuales por Minuto.
- BHP**: Potencia al Freno (Break Horse Power) [BHP].
- C_{EFFECT}**: Capacidad efectiva [ACFM].
- Costo_{ACT}**: Costo del equipo Actualmente [US\$].
- Costo_E**: Costo del equipo [US\$].
- Costo_{Ins}**: Costo de instalación [US\$].
- Costo_{REF}**: Costo del equipo Referenciado a un año anterior [US\$].
- C_p**: Capacidad calorífica a presión constante [Btu/(lb. °R)].
- C_v**: Capacidad calorífica a volumen constante [Btu/(lb. °R)].
- Disp**: Disponibilidad [adim].
- E**: Eficiencia Total [adim].
- En**: Egresos (negativo) [US\$].
- F_{mod}**: Factor de módulo [adim].
- F_n**: Valor a futuro [US\$].
- F_{VARIOS}**: Factor de turbina, de motor a gas y/o de Presión [adim]
- g.e**: Gravedad Específica del gas natural [0.7 adim].
- G_{hp}**: Potencia requerida del gas [BHP].
- h_{FS}**: Horas Fuera de Servicio [h].
- Haño**: Total de horas de trabajo al año [h].
- H_{avg1}**: Promedio de horas que lleva la fabricación de una unidad [h].
- His**: Cabezal Isoentrópico [(pie.lb)/lb].
- H_{poli}**: Cabezal Politrópico [(pie.lb)/lb].
- H_{mant}**: Total de horas de mantenimiento preventivo [h].
- H_p**: Cabezal politrópico [(pie.lb)/lb].

- i** : Tipo de interés o tasa de descuento [adim].
- I_{ACT}**: Índice de costo actual [adim].
- If**: Inflación [adim].
- In**: Ingresos [US\$].
- I_{REF}**: Índice de costo Referenciado a un año anterior [adim].
- k**: Relación de Capacidades Caloríficas, C_p/C_v [adim].
- m**: Flujo Másico [lb/min].
- MC_p**: Capacidad calorífica molar a presión constante [Btu/(lb mol. °R)].
- MC_v**: Capacidad calorífica molar a volumen constante [Btu/(lb mol. °R)].
- MMPCA**: Millones de Pies Cúbicos al Año.
- MMPCSD**: Millones de Pies Cúbicos en Condiciones estándar por Día.
- MW**: Peso Molecular [lb/lbmol].
- MW_{aire}**: Peso Molecular del aire [28,96 lb/lbmol].
- np**: Exponente politrópico [adim]
- n**: moles [lbmol]
- nc**: Número de compresores de un mismo tipo en el sistema [adim].
- NE**: Número de Etapas [adim].
- pc**: Número de períodos considerados (el primer período lleva el número 0) [adim].
- P**: Presión [psia].
- P_d**: Presión de Descarga [psia].
- Pérd.Mec**: Pérdidas Mecánicas [hp].
- P_L**: Presión base [14,7 psia].
- Ps**: Presión de Succión [psia].
- P_{dUE}**: Presión de descarga de la última etapa [psia].
- Ps_{PE}**: Presión de Succión de la primera etapa [psia].
- Q**: Flujo volumétrico actual (a condiciones de proceso) [ACFM, pie³/min].
- Q_g**: Flujo volumétrico a condiciones estándar [MMPCSD].
- R**: Constante universal de los gases [1,987 Btu / lbmol.°R].
- R_{cSISTEMA}**: Relación de Compresión total del sistema [adim].
- R_{co}**: Relación de Compresión óptima , P_d/P_s [adim].

- TasaDesc:** Tasa de Descuento [%].
- T:** Temperatura [°R].
- Td:** Temperatura de Descarga [°R].
- T_L:** Temperatura base [520°R].
- T_{LIBOR}:** Tasa Libor [%].
- Tperd:** Tiempo perdido por fallas en el equipo, ajustes y puesta en marcha [h].
- T_{RIESGO}:** Tasa de Riesgo [%].
- Ts:** Temperatura de Succión [°R].
- V:** Volumen [pie³].
- VP:** Valor de referencia pasado [US\$].
- W:** Trabajo [Btu / lb].
- W_{AD}:** Trabajo Adiabático [Btu / lb].
- W_P:** Trabajo Politrópico [Btu / lb].
- Z:** Factor de compresibilidad [adim].
- Z_{avg}:** Factor de compresibilidad promedio $((Z_s + Z_d)/2)$ [adim].
- Z_d:** Factor de compresibilidad de la descarga [adim].
- Z_L:** Factor de compresibilidad base ($Z=1$) [adim].
- Z_s:** Factor de compresibilidad de la succión [adim].

CAPÍTULO I

FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN

En el presente Capítulo se muestran los diversos aspectos que conforman la investigación a desarrollar en este Trabajo Especial de Grado. Adicionalmente, se presentan estudios y análisis realizados previamente por otros autores que proporcionan la base teórica de esta investigación. Finalmente, se definen los objetivos que permitirán solucionar el problema planteado.

I.1.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Se requiere de un sistema de compresión de gas natural que maneje 20 MMPCSD, cuya composición está completamente definida, desde una presión de succión de 60 psig, a 90°F hasta una presión de descarga de 1200 psig. El gas comprimido será entregado a un cliente, como alimentación de una planta de acondicionamiento, para la remoción de líquidos mediante un proceso de refrigeración mecánica con propano, por lo cual las fallas en el suministro deben ser mínimas, es decir, el sistema de compresión debe contar con el respaldo suficiente, tal que permita la realización de labores de mantenimiento afectando la entrega del gas como máximo en un 2%.

La conceptualización de la unidad de compresión de gas se debe realizar de forma cuidadosa ya que la mayoría de los problemas con los equipos correspondientes se debe a su selección; la cual depende de diversos factores tales como las presiones de succión y descarga, las temperaturas de succión y descarga, el flujo, la relación de compresión, las características del gas, la eficiencia, la potencia al freno (BHP) y los costos operacionales (Jandjel, 2000).

La determinación de las variables de proceso está a su vez asociada con la aplicación de la ingeniería de confiabilidad, que básicamente consiste en la cuantificación de riesgos evaluando los distintos escenarios de falla y la capacidad efectiva del sistema, para obtener de ésta forma una herramienta adicional en la posterior selección y determinación del número de equipos (Mosquera, 2000).

De acuerdo a lo expuesto anteriormente, se requiere de un estudio que permita establecer el procedimiento apropiado de selección de un sistema de compresión, que abarque criterios e información comparativa entre las diferentes opciones, para determinar cual de los sistemas o tipos de compresores cumple con las metas de producción, en términos de capacidad efectiva y reducción de costos.

I.2.- OBJETIVOS

Los resultados del presente estudio dependerán del cumplimiento de los siguientes objetivos.

Objetivo General:

Seleccionar y dimensionar un sistema de compresión de gas natural con alta capacidad efectiva, minimizando los costos y el impacto por fallas y paradas programadas.

Objetivos Específicos:

- Determinar las diferentes alternativas de compresión, especificando el tipo de compresor y la cantidad de unidades que se requieren para cumplir con las especificaciones del cliente.
- Evaluar la capacidad efectiva del sistema según la disponibilidad de cada uno de los equipos de compresión en estudio.

- Determinar la potencia al freno, el número de etapas de compresión y las condiciones de proceso para cada compresor.
- Realizar una evaluación económica de cada una de las alternativas en función del tipo y número de equipos que conformarían cada uno de los arreglos de compresión.
- Seleccionar el sistema de compresión más adecuado de acuerdo al análisis técnico-económico.

I.3.- ANTECEDENTES

COKER, A (1994), estableció los diferentes criterios que se deben tomar en cuenta para la selección y dimensionamiento de Compresores Reciprocantes y Centrífugos. Con respecto a los Reciprocantes, se dice que son apropiados para altas presiones, flujos moderados, su número de etapas va a depender de la relación de compresión, la cual depende de la temperatura de descarga y requieren de intercambiadores de calor entre las etapas, por su parte los Compresores Centrífugos, son apropiados para altos volúmenes de gas y moderadas presiones. La presión que este tipo de compresor puede desarrollar, depende de la velocidad y del diámetro del rotor.

Tanto para los Compresores Reciprocantes como para los Centrífugos se aplican dos métodos para realizar los cálculos termodinámicos de compresión, asumiendo:

- Proceso Adiabático Reversible (Isoentrópico): No se añade ni retira calor del sistema y la entropía es constante. El trabajo correspondiente se determina a través de la siguiente ecuación (Coker, 1994).

$$W_{AD} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{Z_s \cdot R \cdot T_s}{MW} \cdot \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (1)$$

- Proceso Politrópico Reversible: se consideran los cambios en las características del gas y el trabajo se calcula con la siguiente expresión (Coker 1994):

$$W_p = \frac{np}{np-1} \cdot \frac{Z_s \cdot R \cdot T_s}{MW} \cdot \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{(np-1)/np} - 1 \right] \quad (2)$$

La potencia requerida se calcula mediante la siguiente expresión (Coker 1994):

$$Potencia = \frac{W \cdot \omega}{3600} \quad (3)$$

POTTER, R. (2005), realizó una evaluación y selección del sistema generador de potencia para compresión de gas natural, donde estableció que a medida que se incrementa la relación entre el flujo de gas y la potencia, se ve favorecida la aplicación de un Compresor Centrífugo. Por otra parte, si la velocidad del motor correspondiente a un Compresor Reciprocante es baja, este tipo de compresor es el más eficiente.

Con respecto a la confiabilidad, de acuerdo a datos históricos de las operaciones de compresores, para los centrífugos con turbina a gas es de 98% y para reciprocantes con motor de combustión interna la confiabilidad es de 95%.

La frecuencia de las paradas de mantenimiento para Compresores Centrífugos con turbina a gas está en el orden de 35.000 horas, para reciprocantes con motor de alta velocidad es de 35.000 horas y para motores de baja velocidad 100.000 horas. El costo de operación y mantenimiento para Compresores Centrífugos con turbina a gas es de 0,004 \$/BHP-h, para Compresores Reciprocantes con motor reciprocante de baja velocidad 0,005 US\$/BHP-h y de alta velocidad 0,007 US\$/BHP-h.

GALLICK, P y colaboradores (2006), realizaron un estudio de selección de compresores para ciertas operaciones, estableciendo las ventajas y desventajas de

cada tipo de compresor y algunos lineamientos para la aplicación de análisis de confiabilidad a diferentes sistemas de compresión de gases. El principal objetivo de este trabajo fue suministrar las herramientas necesarias para determinar el compresor más adecuado en diferentes condiciones de operación.

Algunas de las comparaciones que se establecieron entre los Compresores Reciprocantes y Centrífugos fueron:

Tabla 1. Comparación entre Compresores Reciprocantes y Centrífugos.

Variables	Reciprocantes	Centrífugos
Máxima Presión de Descarga	Pd >12.000psia	Pd >15.000 psia
Mínima Presión de Succión	Presión Atmosférica	Presión Atmosférica.
Máxima Temperatura de Descarga	275 °F Gas Natural: 300-350 °F	400-450°F
Mínima Temperatura de Succión	-40°C (comunes) -260°F (especiales)	-20 a -50°F (comunes). -155°F (especiales)
Máximo Flujo	Limitado por el tamaño del cilindro y la velocidad.	400.000ACFM
Mínimo Flujo	Limitado por el tamaño del cilindro y la velocidad.	100-900 ACFM
Intervalos de Mantenimiento	Pueden ser períodos entre meses hasta 4 años.	4 años.
Radio de Compresión	1,2 – 4	Controlado por la temperatura de descarga y # de etapas.
Peso molecular	–	No aplica para pesos moleculares bajos (hidrógeno)
Potencia	10 -12.000 hp	100 – 130.000 hp (o más)

Nota: tabla elaborada con datos tomados de “What’s Correct for my Application- A Centrifugal or Reciprocating Compressor?” por Gallick, P., Phillippi, G. y Williams, B. (2006)

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

A continuación se presentan las principales características de los distintos tipos de compresores, las ventajas y desventajas de un sistema con respecto al otro. Adicionalmente, se establecen las bases teóricas necesarias para conocer el proceso de compresión de gases, con el fin de permitir más adelante un completo análisis de los resultados obtenidos.

II.1 Generalidades del Proceso de Compresión de Gases.

La ingeniería química juega un papel muy importante en el diseño de servicios de compresión, sobre todo cuando se utilizan unidades nuevas; de ello depende el éxito en la operabilidad, ejecución y confiabilidad de las mismas, de manera que se garantice una operación rentable y económica.

Algunos de los datos necesarios para conceptualizar un sistema de compresión son por ejemplo, el tipo de gas alimentado y las condiciones de operación para el servicio que va a cumplir, es decir, el flujo volumétrico a la entrada, las presiones de succión-descarga, el cabezal isoentrópico o politrópico, las temperaturas de succión-descarga, y la potencia requerida.

En principio se establece la capacidad de operación, la cual se expresa como la cantidad volumétrica actual de gas, en la entrada de cada etapa de compresión por minuto (ACFM) y se calcula con la siguiente ecuación (GPSA, 2007):

$$Q = Qg \cdot \left(\frac{P_L \cdot T_s \cdot Z_s \cdot 10^6}{T_L \cdot P_s \cdot Z_L \cdot 1400} \right) \quad (4)$$

De acuerdo al tipo de compresor, existen diferentes modelos matemáticos para la determinación de la temperatura de descarga, el cabezal y la potencia requerida. Para la evaluación de esta última, independientemente del tipo de compresor, se dispone de tres métodos: uno analítico, que se basa en aproximaciones del comportamiento del gas, otro método termodinámico, que utiliza diagramas de Mollier, entalpía-entropía correspondiente al gas manejado y por último el método de las curvas de potencias, que son gráficas obtenidas empíricamente que muestran la potencia en función de variables como: la relación de compresión, relación de calores específicos y eficiencia mecánica.

Con respecto al tipo de gas, cuando es gas natural, el proceso se puede representar como un proceso termodinámico, que inicialmente se encuentra en un nivel inferior de presión en cantidades determinadas, luego se comprime y se descarga a un nivel de presión superior requerido. Este proceso se repite de manera continua. Algunas de las aplicaciones del Gas Natural son (Melchor, 1992):

- Inyección a los yacimientos, con el fin de mantener las presiones en los mismos.
- Se utiliza en los pozos que operan por levantamiento artificial.
- Procesamiento del gas Natural en Petroquímica.
- Consumo Industrial o Doméstico como combustible.
- Procesos de refrigeración.

II.2 Tipos de Compresores.

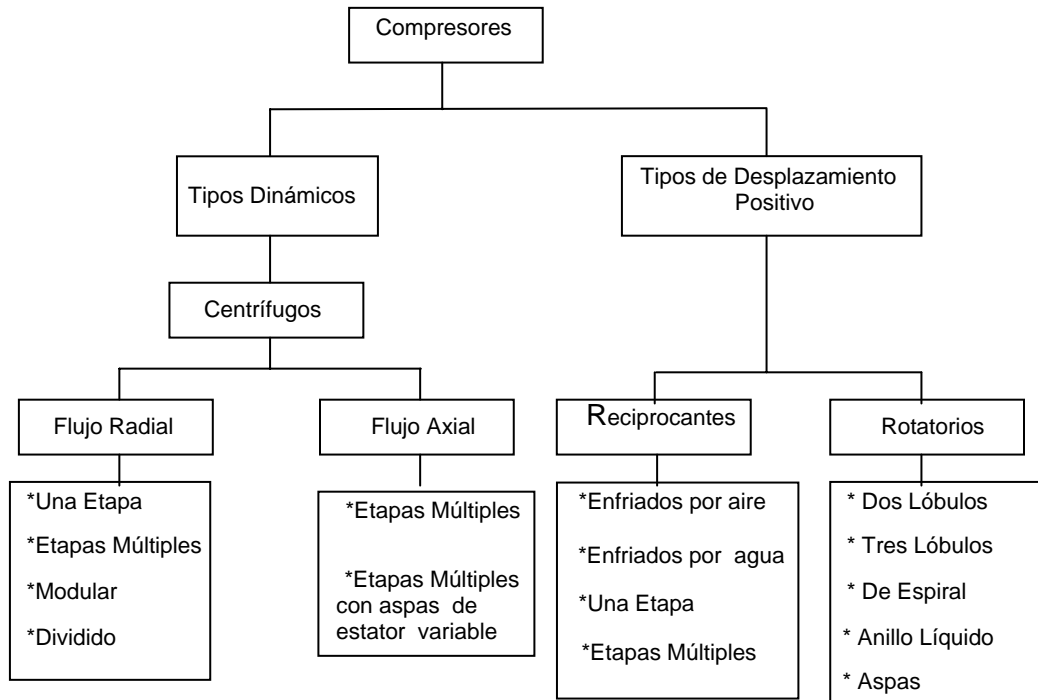


Figura 1. Tipos de Compresores.

Nota: figura elaborada con datos tomados de "Select the right compressor" por Jandjel, G. (2000).

Los compresores dinámicos, son máquinas rotatorias de flujo continuo en la cual el cabezal de velocidad del gas es convertido en presión, como es el caso de los Compresores Centrífugos ó axiales. Por otra parte, los compresores de desplazamiento positivo son unidades de flujo intermitente, donde sucesivos volúmenes de gas son confinados en un espacio y elevado a alta presión, como es el caso de los reciprocantes y rotatorios. En este Trabajo Especial de Grado se estudió solo los compresores más comunes usados a nivel industrial para la producción y transporte de gas natural, tales como centrífugos y reciprocantes (MDP. Pdvs, 1996).

II.2.1 Compresores Reciprocantes.

Son equipos que operan mediante una reducción positiva de un cierto volumen de gas atrapado dentro de un cilindro, mediante un movimiento reciprocante del pistón. La reducción en volumen origina un alza en la presión hasta que la misma alcanza la presión de descarga y ocasiona el desplazamiento del fluido a través de la válvula de descarga del cilindro. El cilindro está provisto de válvulas, las cuales operan automáticamente por diferenciales de presión, al igual que válvulas de retención (check valves), para admitir y descargar gas (MDP. Pdvsa, 1996).

Para el estudio del proceso de compresión de gases se dispone de dos métodos, uno en el que se supone un proceso de compresión isoentrópico (también llamado adiabático y reversible con entropía constante que comúnmente se considera ideal) o un proceso politrópico (en donde se supone la entropía variable y se toman en cuenta los cambios en las características del gas) (GPSA, 2007).

Para realizar los cálculos termodinámicos asociados a la compresión de gases se requiere de ciertos parámetros como el factor de compresibilidad y el exponente isoentrópico o la constante k ($k=C_p/C_v$), la cual se determina a través de las siguientes expresiones (Melchor, 1992):

$$MC_p - MC_v = R = 1,987 \frac{Btu}{(lbmol \cdot ^\circ F)} \quad (5)$$

Rearreglando y sustituyendo se tiene:

$$k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{MC_p}{MC_v} = \frac{MC_p}{MC_p - 1,987} \quad (6)$$

De acuerdo a lo expuesto anteriormente, para calcular la constante k de los gases, solo se necesita su calor específico molar a presión constante. Esta capacidad calorífica varía con la temperatura, por lo tanto, en un proceso de compresión, en donde la temperatura del gas aumenta a medida que transcurre el mismo, su constante k igualmente varía y se acostumbra a estimar dicho valor a una temperatura promedio entre las temperaturas de succión y descarga (GPSA, 2007).

Otra manera de estimar la constante k , es conociendo el peso molecular del gas y la temperatura de succión mediante las siguientes curvas de la figura 2:

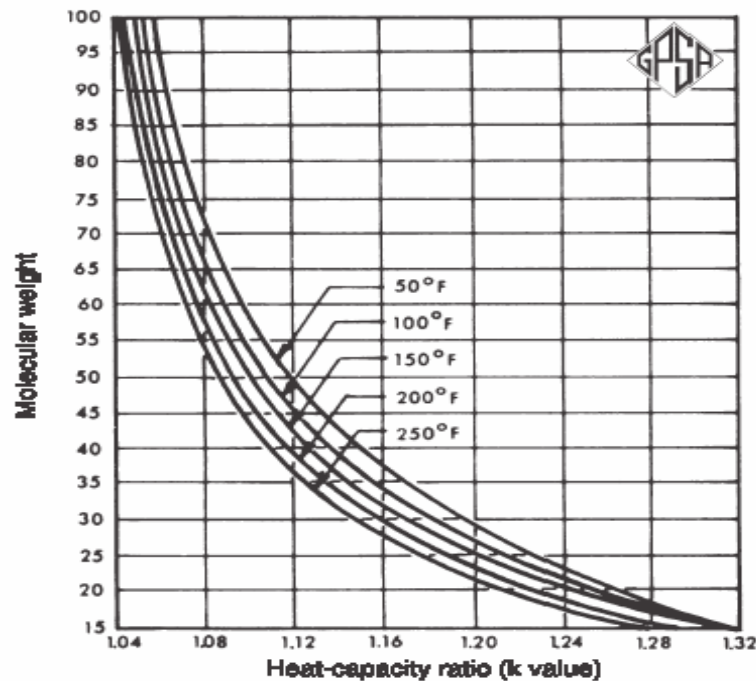


Figura 2. Estimación de la relación de calores específicos para gases hidrocarburos.
 Nota: figura tomada del “GPSA Data Book 11th edition”, 2007

La mayoría de los gases que se manejan en la industria de los hidrocarburos, no se comportan de manera ideal, esa variación con respecto a la idealidad se expresa mediante el factor de compresibilidad (Z), el cual modifica la ecuación de gas ideal de la siguiente forma (GPSA, 2007):

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (7)$$

$$P \cdot V = n \cdot Z \cdot R \cdot T \quad (8)$$

Para determinar el factor de compresibilidad (Z) de gas natural con una gravedad específica de 0,7 se puede utilizar la siguiente figura:

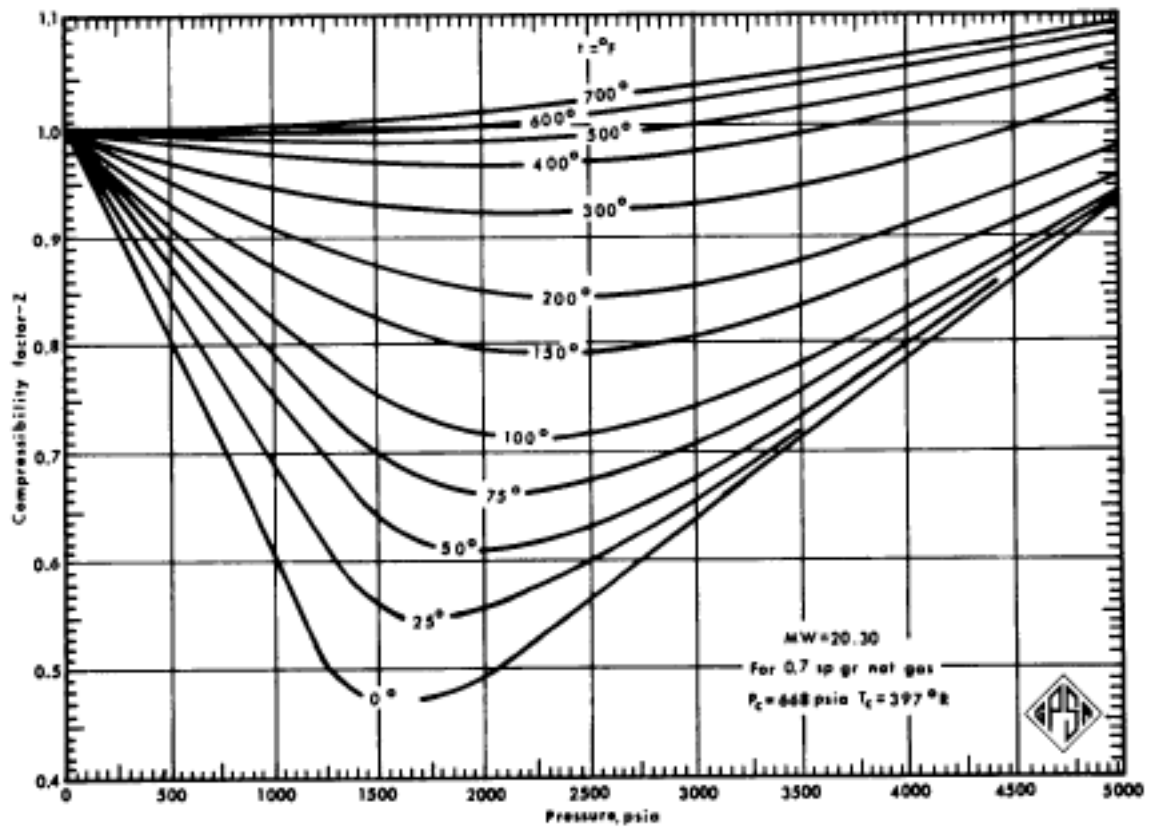


Figura 3. Determinación del Factor de Compresibilidad para gas natural de gravedad específica de 0,7.

Nota: figura tomada del “GPSA Data Book 11th edition”, 2007

Con respecto a las variables operacionales, la temperatura de descarga del cilindro puede estimarse, para una primera aproximación mediante la siguiente ecuación (GPSA, 2007):

$$T_d = T_s \cdot \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (9)$$

Posteriormente, se corrige la temperatura de descarga con la ecuación (10) en donde la constante k se determina con un promedio entre la temperatura de succión y descarga calculada con la ecuación anterior (GPSA, 2007).

$$T_d = T_s \cdot \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \frac{Z_s}{Z_d} \quad (10)$$

Finalmente, la potencia al freno se determina con la siguiente expresión, donde E corresponde a una eficiencia total de 0,82 para motores de alta velocidad y 0,85 si el motor correspondiente es de baja velocidad (GPSA, 2007):

$$BHP / etapa = 3.03 \cdot Z_{avg} \cdot \left(\frac{Q_g \cdot T_s}{E} \right) \cdot \left(\frac{k}{k-1} \right) \cdot \left(\frac{P_L}{T_L} \right) \cdot \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{k-1/k} - 1 \right] \quad (11)$$

II.2.2 Compresores Centrifugos.

Este tipo de compresores generan un cabezal de descarga, porque desarrollan altas velocidades del gas en un impulsor centrífugo, convirtiendo una porción de esta velocidad en presión en el impulsor y completando la conversión en el pasaje del difusor, este modo de operación clasifica el equipo como un compresor dinámico. La cantidad de energía que un compresor es capaz de impartir a cada unidad de masa de gas es limitada por la velocidad periférica de los álabes del impulsor (MDP. Pdvsa, 1996).

Los compresores centrífugos multietapas también están limitados por el flujo volumétrico del gas, solo manejan caudales aproximadamente entre 100 y 400.000 ACFM en la entrada del compresor (Gallick, 2006). A continuación, se muestra una tabla a partir de la cual se obtiene la eficiencia isoentrópica y/o politrópica de acuerdo al flujo de gas que maneja el equipo (GPSA, 2007).

Tabla 2. Rango de flujos para Compresores Centrífugos y eficiencias isoentrópicas o politrópicas.

Rango de Flujo en la Entrada (ACFM)	Eficiencia Politrópica Promedio	Eficiencia Isoentrópica Promedio
100-500	0.70	0.67
500-7.500	0.80	0.78
7.500-20.000	0.86	0.83
20.000-33.000	0.86	0.83
33.000-55.000	0.86	0.83
55.000-80.000	0.86	0.83
80.000-115.000	0.86	0.83
115.000-145.000	0.86	0.83
145.000-200.000	0.86	0.83

Nota: tabla tomada del “GPSA Data Book 11th edition”, 2007

Si se asume un proceso Isoentrópico (adiabático, reversible con entropía constante), entonces el cabezal de un Compresor Centrífugo se determina con la siguiente ecuación (GPSA, 2007):

$$H_{is} = \frac{1545}{MW} \cdot \frac{Z_{avg} \cdot T_s}{(k-1)/k} \cdot \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (12)$$

Si por el contrario es Politrópico, para calcular el cabezal se tiene (GPSA, 2007):

$$\frac{np-1}{np} = \left[\frac{k}{k-1} \right] \cdot \eta_p \quad (13)$$

$$H_{poli} = \frac{1545}{MW} \cdot \frac{Z_{avg} \cdot T_s}{(np-1)/np} \cdot \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{(np-1)/np} - 1 \right] \quad (14)$$

El factor de compresibilidad promedio, que se necesita para establecer el cabezal de la unidad de compresión, se calcula a través de esta ecuación (GPSA, 2007):

$$Z_{avg} = \frac{Z_s + Z_d}{2} \quad (15)$$

Por otra parte, la potencia requerida por el gas, para un Compresor Centrífugo se calcula de la siguiente manera (GPSA, 2007):

$$G_{hp} = \frac{m \cdot H_{is}}{\eta_{is} \cdot 33000} \quad (16)$$

Las pérdidas mecánicas se determinan como (GPSA, 2007):

$$Pérd.Mec = G_{hp}^{0,4} \quad (17)$$

Los BHP ó la potencia al freno de un Compresor Centrífugo se establece aplicando lo siguiente (GPSA, 2007):

$$BHP = G_{hp} + Pérd.Mec \quad (18)$$

Para obtener una aproximación teórica de la temperatura de descarga se tiene (GPSA, 2007):

$$T_d = T_s + T_s \cdot \frac{\left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{k-1/k} - 1 \right]}{\eta_{is}} \quad (19)$$

II.3 Procesos de Compresión por Etapas.

La compresión de gases comúnmente se divide por etapas, esto con el objeto de reducir la temperatura de descarga y minimizar el consumo de potencia, entre otros efectos, por ejemplo, los Compresores Reciprocantes se dividen en etapas múltiples, para mantener la temperatura de descarga del cilindro dentro de los límites impuestos por las consideraciones de lubricación del mismo. Por otra parte, los Compresores Centrífugos, son frecuentemente enfriados entre las etapas, a fin de minimizar el consumo de potencia (MDP. Pdvsa, 1996).

La etapa de compresión describe un montaje de elementos de trayectoria de flujo, diseñados para realizar toda o una parte de la etapa de compresión del proceso. En Compresores Reciprocantes, se considera como una etapa a cada cilindro o conjunto de cilindros ordenados en paralelo y en los Compresores Centrífugos, la etapa es un impulsor o conjunto de impulsores dentro de una misma carcasa, donde ocurre un incremento de presión sobre el gas manejado.

Los servicios de compresión de alta relación de presión comúnmente se separan en etapas de compresión múltiples y se incluyen enfriadores entre etapas a fin de remover el calor generado en la compresión. Algunas de las razones por las cuales se divide en etapas el proceso son (MDP. Pdvsa, 1996):

- Limitar la temperatura de descarga de cada etapa a niveles que sean seguros desde el punto de vista de limitaciones mecánicas o tendencia de ensuciamiento del gas.
- Disponibilidad de corrientes laterales, en la secuencia de compresión a niveles de presión intermedia.

- Aumentar la eficiencia total de compresión, manteniendo la compresión tan isotérmica como sea posible, optimizando la inversión adicional en enfriadores interetapas y los costos de operación del agua de enfriamiento.
- Enfriar las entradas a las etapas y de esta manera reducir los requerimientos de cabezal de compresión total, a fin de reducir el número de etapas de compresión requeridas. Esto da como resultado compresores más compactos y de menor costo de construcción.
- Fijar el aumento de presión por etapa a las limitaciones de presión diferencial del tipo de maquinaria: limitaciones en carga de empuje axial en los Compresores Centrífugos y limitaciones de tensión en la varilla o barra del pistón en los Compresores Reciprocantes.

El número de etapas se establece de acuerdo a la relación de compresión. Esta se encuentra limitada por la temperatura de descarga y usualmente está por debajo de 4, sin embargo, unidades de pequeño tamaño tienen una relación de compresión hasta de 8 y se calcula de la siguiente forma de acuerdo con lo expuesto en el GPSA en el año 2007:

$$R_{C_{SISTEMA}} = \frac{P_{d_{UE}}}{P_{S_{PE}}} \quad (20)$$

Tabla 3. Determinación del número de Etapas.

Relación de Compresión (Rc)	Número de Etapas
Rc < 5	1 Etapa
5 ≤ Rc ≤ 24	2 Etapas
Rc ≥ 25	3 Etapas

Nota: tabla tomada de “Curso: Ingeniería de Gas” por Melchor. A, 1992.

Estas aproximaciones se deben comprobar con las temperaturas de descarga de cada etapa, debido a los riesgos de explosión, un límite seguro de operación para la temperatura de descarga es aproximadamente de 300°F. Cuando no hay oxígeno presente en el gas, la temperatura límite es de 350°F.

Existen consideraciones económicas que están vinculadas con la relación de compresión, puesto que una alta relación de compresión significa una alta eficiencia volumétrica y requiere un cilindro más largo para producir la misma capacidad, lo cual genera mayores gastos.

La distribución de la relación de compresión en varias etapas reduce el trabajo de compresión. El menor trabajo posible, se logra usando n etapas que posean la misma relación de compresión (Melchor, 1992).

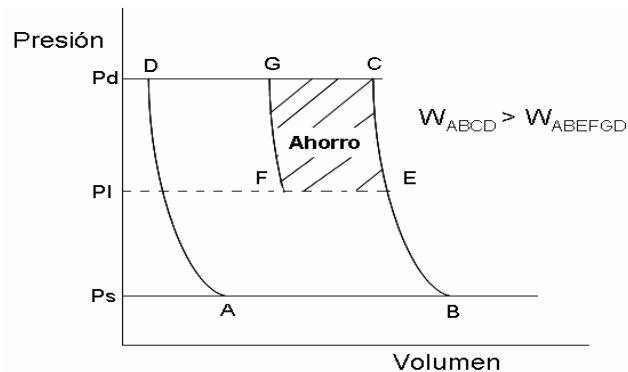


Figura 4. Reducción del Trabajo de Compresión al utilizar múltiples etapas.

Nota: figura tomada de “Curso: Ingeniería de Gas” por Melchor. A, 1992.

En la figura 4 se muestra un diagrama presión-volumen en el cual el área de la curva ABCD ó ABEFGD, corresponde al trabajo del hecho por el proceso. Es por esto que se dice que al dividir el proceso de compresión en etapas se disminuye el trabajo requerido (área ABEFGD).

La trayectoria A-B de la figura anterior corresponde a la introducción del gas en el sistema a presión constante (P_s), luego la trayectoria B-E representa la compresión que origina una disminución del volumen y alcanza una presión intermedia (P_I), en la trayectoria E-F se enfría el gas y se procede a realizar una nueva compresión representada por la trayectoria F-G en donde se aumenta la presión hasta la presión de descarga (P_d) y finalmente se libera el gas ocasionando una disminución de la presión.

Para sistemas de múltiples etapas la relación de compresión óptima se calcula como (GPSA, 2007):

$$R_{co} = \sqrt[N]{R_{c_{SISTEMA}}} \quad (21)$$

II.4 Comparación entre los Compresores Reciprocantes y los Compresores Centrifugos.

Dos de los factores técnicos que favorecen ciertos tipos de compresores son, el requerimiento de Cabezal que favorece a los compresores de desplazamiento positivo, los cuales tienden a ser más económicos que los tipos dinámicos para requerimientos de alto cabezal y la relación de presión, en donde los Compresores Reciprocantes de etapas múltiples tienden a ser más económicos para altas relaciones de presión (MDP. Pdvsa, 1996).

A continuación se presenta en la figura 5 que de acuerdo a la zona en la que se ubique el punto correspondiente al flujo de gas que se va a comprimir y la presión de descarga requerida, se selecciona el tipo de compresor más adecuado para esas condiciones de operación (GPSA, 2007):

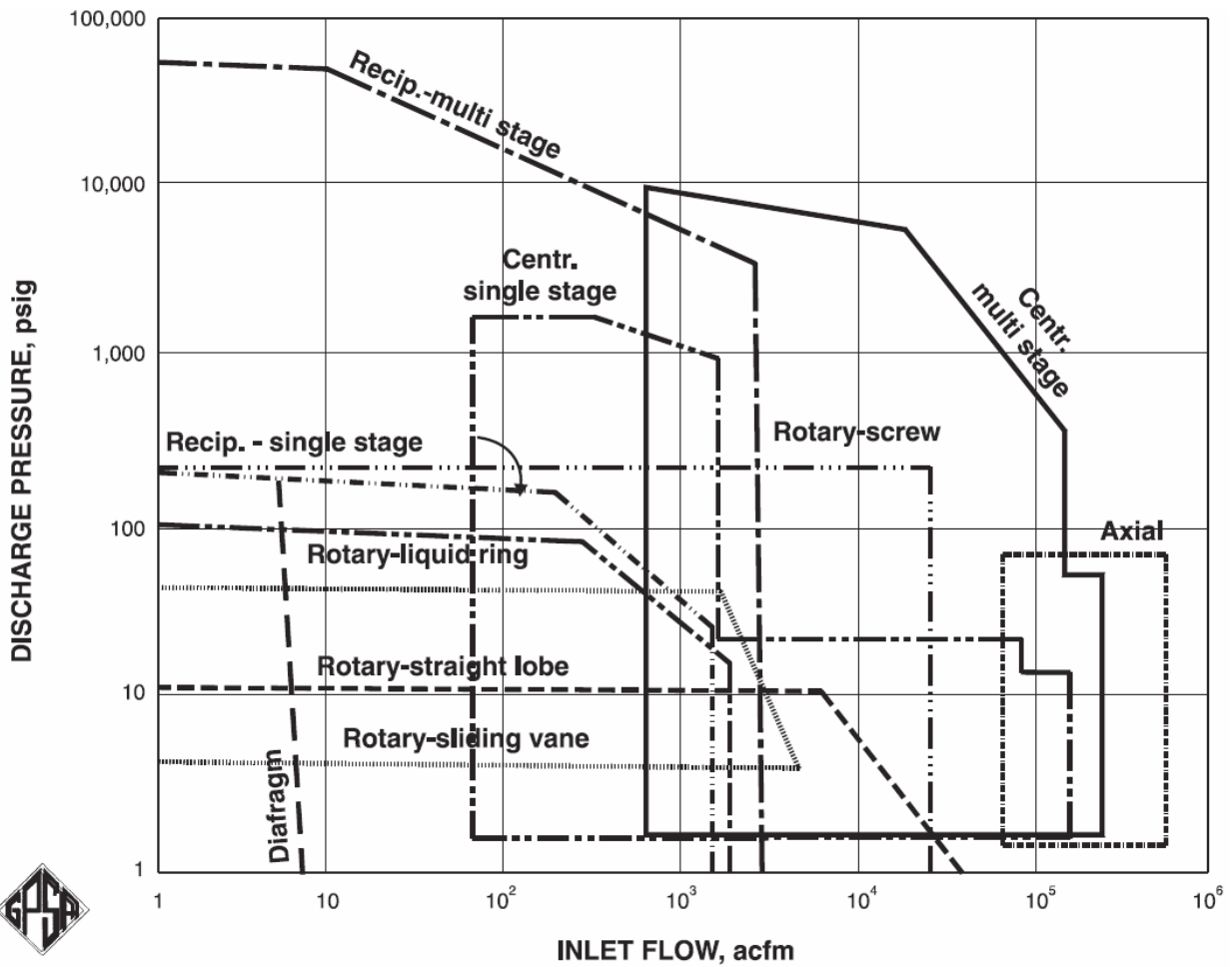


Figura 5. Rangos de Aplicación de los distintos Tipos de Compresores.

Nota: figura tomada del “GPSA Data Book 11th edition”, 2007

II.4.1 Ventajas y Desventajas de los Compresores Reciprocantes.

Las principales ventajas y desventajas de los Compresores Reciprocantes son las siguientes (MDP. Pdvsa, 1996):

Ventajas

1. Gran flexibilidad en la capacidad para un rango amplio de presiones.
2. Disponible para capacidades por debajo del rango de flujo económico de los Compresores Centrífugos, por lo tanto maneja volúmenes reducidos de gas.

3. Son económicos para altos cabezales típicos de gases de servicio de bajo peso molecular.
4. Disponibles para altas presiones; casi siempre son usados para presiones de descarga por encima de 3500 psig.
5. Son mucho menos sensitivos a la composición de los gases y a sus propiedades cambiantes (como la densidad) que los compresores dinámicos.
6. La eficiencia total es mayor que la de los Compresores Centrífugos para una relación de presiones mayor que 2 y tienen un menor costo energético.
7. Presentan una temperatura de descarga menor que los Compresores Centrífugos debido a su alta eficiencia y a su sistema de enfriamiento.
8. La potencia de estos compresores puede alcanzar más de 20.000 hp por unidad.

Desventajas

1. Fundaciones mucho más grandes para eliminar las altas vibraciones debido a las fuerzas reciprocantes.
2. En servicios continuos, se requieren múltiples unidades para impedir paradas de planta debido al mantenimiento de compresores.
3. Los costos de mantenimiento son de 2 a 3 veces mayores que los costos para Compresores Centrífugos, esto se debe a que poseen más partes en movimiento y su eficiencia mecánica es más baja.
4. El potencial de funcionamiento continuo es mucho más corto que el de los Compresores Centrífugos, la frecuencia de paradas es mucho mayor, debido a fallas en las válvulas.
5. Son sensitivos al arrastre de sólidos, por la fricción presente de las diferentes partes del equipo.
6. Las máquinas lubricadas son sensitivas al arrastre de líquido, por la destrucción de la película lubricante.
7. Es necesario un área de ubicación mayor que la utilizada por los compresores de tipo rotatorio y centrífugo.

II.4.2 Ventajas y Desventajas de los Compresores Centrifugos.

Las principales ventajas y desventajas de los Compresores Centrifugos con respecto a su más frecuente competidor, los Compresores Reciprocantes, son las siguientes:

Ventajas

1. Continuos y largos tiempos de funcionamiento (aproximadamente 3 años) tienen una alta confiabilidad, disminuyendo la necesidad de múltiples compresores y la instalación de equipos de respaldo.
2. Por las mismas condiciones de operación, como la presión y altos flujos, los costos del equipo son bajos.
3. Son pequeños y livianos con respecto a su capacidad de flujo, por lo que requieren poca área para su instalación.
4. Los costos de instalación son bajos debido a su pequeño tamaño, ausencia de fuerzas reciprocantes y porque generalmente se requiere la instalación de una sola unidad.
5. Costos más bajos por atención y por mantenimiento total.
6. No existe contaminación con aceite lubricante del gas de proceso (o aire) como ocurre en el caso de los Compresores Reciprocantes.

Desventajas

1. Menor eficiencia (de 7 a 13%) que la mayoría de los tipos de compresores de desplazamiento positivo al mismo flujo y relación de presión, especialmente con relaciones de presiones altas.
2. La presión diferencial es sensible a los cambios en las propiedades del gas, especialmente en el peso molecular. Esto hace que el diseño de compresores sea muy crítico para corriente de gases con pesos moleculares variables debido a que este tipo de maquinaria tiene una definida limitación de cabezal.
3. Para gases con bajos pesos moleculares, la relación de presión por etapa es baja, teniendo que requerirse un largo número de etapas por maquinaria, creando por tanto complejidad mecánica.

II.4.3 Limitaciones Críticas.

Compresores Reciprocantes:

- En general la relación de presión en compresores de una sola etapa está limitada entre 4.4 y 5.0 a presiones relativamente bajas, y de 2 a 2.5 en la succión para presiones por encima de 1000 psia. La relación de compresión está limitada por el diseño mecánico del compresor; es decir la máxima carga que un brazo puede llevar debido al diferencial de presión que actúa en el pistón y por la baja eficiencia volumétrica que acompañan los aumentos en la relación de compresión. También, una alta relación de compresión está normalmente acompañada por un incremento significativo de temperatura, el cual puede causar problemas de lubricación.
- Para reducir el riesgo de carbonización del aceite y el peligro de incendios, la temperatura de operación se limita a 300°F. A altas presiones de descarga un límite práctico para la temperatura está entre 200°F y 275°F.

Compresores Centrifugos:

- En los procesos donde hay oxígeno presente en el gas la temperatura de descarga no debe exceder los 300°F.
- El flujo volumétrico mínimo a la entrada está cercano a 350 ACFM para gases limpios y 500 ACFM para gases sucios. El máximo de unos pocos fabricantes está en el rango de 150.000 a 190.000 ACFM para el aire y cerca de la mitad de este nivel para gases.

II.5 Capacidad Efectiva de un Sistema de Compresión de Gas.

La Capacidad Efectiva es la cantidad promedio, en volumen de gas, que se procesa durante un período, tomando en cuenta las posibles interrupciones durante la operación del sistema. Se calcula de la siguiente manera (Ohama et al, 2006):

$$C_{EFECTIVA} = Q \cdot Disp \quad (22)$$

Para contribuir con la productividad, se incorpora dentro de las estrategias los principios y herramientas de disponibilidad, debido a que este término se encuentra estrechamente relacionado con los costos de mantenimiento y de equipos de respaldo, los cuales representan aspectos fundamentales en la evaluación de la capacidad efectiva de las plantas (Ohama et al, 2006).

II.5.1 Disponibilidad.

La disponibilidad se basa en el comportamiento histórico de las fallas y se define como la probabilidad de que un sistema o equipo esté disponible para su uso durante un tiempo dado y se determina utilizando la siguiente expresión matemática (Mosquera, 2000):

$$Disponibilidad = \frac{T_{op} - T_{perd}}{T_{op}} \quad (23)$$

El tiempo perdido por fallas o tiempo de parada ya sea por mantenimiento preventivo o correctivo, interrumpe el proceso productivo, originando con esto una pérdida de producción, por lo que se establece que en las fases de conceptualización se debe tomar en cuenta esquemas de redundancia, que permitan minimizar los costos de no disponibilidad, mediante el desarrollo de un sistema con un alto porcentaje de confiabilidad que permita una respuesta rápida ante eventos de falla.

Existen dos tipos de disponibilidad:

- La Disponibilidad Intrínseca: Representa el porcentaje del tiempo que un equipo está en condiciones de operar durante un período de análisis, teniendo en cuenta sólo las paradas programadas.
- Disponibilidad Operacional: Representa el porcentaje de tiempo que el equipo quedó a disponibilidad del área de operación para desempeñar su función en un período de análisis. Teniendo en cuenta el tiempo que el equipo está fuera de operación por paradas programadas y no programadas (Huerta, 2006).

Para la evaluación, la mejora, el diseño, el pronóstico y el mantenimiento de la disponibilidad se utiliza como herramienta principal la estadística, es por ello que se dice que es una teoría estadística y no una teoría física, puesto que no indaga tanto en los fenómenos que causan las fallas como en la frecuencia con que ocurren. Es por ello que los datos que se toman para este análisis son principalmente tiempos relacionados con el equipo, los cuales juegan un papel fundamental en el estudio (Huerta, 2006).

II.5.2 Probabilidad de la Intersección de Eventos.

Tal como se planteó anteriormente la disponibilidad es una probabilidad, por lo tanto, es importante tener en cuenta que dependiendo del sistema en estudio la aplicación de la ecuación (23) puede variar, sobre todo cuando se trata de sistemas de compresión que están compuestos por varios equipos ya que ocurre lo que se conoce en términos de probabilidad, una intersección de eventos.

La probabilidad de la intersección de eventos, a veces llamada probabilidad conjunta, es cuando dos eventos están unidos mediante el conectivo "y", es decir, puede ocurrir uno y el otro evento simultánea ó sucesivamente. La probabilidad de que ocurran

todos ellos corresponde a la multiplicación de las probabilidades de cada uno de los eventos. En forma matemática puede expresarse así (Triola, 2000):

$$P(AB) = P(A) \times P(B) \quad (24)$$

De acuerdo con lo expuesto anteriormente, la ecuación para determinar la Capacidad Efectiva, se puede replantear de la siguiente manera:

$$C_{EFECTIVA-SIST} = Q_{SIST} \cdot Disp_{C/U}^{nc} \quad (25)$$

II.6 Evaluación Económica.

Algunos de los factores que influyen en la selección del sistema más adecuado de compresión son de tipo económico, es decir, los precios del equipo, el nivel de costo de instalación que resulta del tamaño físico, complejidad mecánica y requerimiento de multiplicidad, adicionalmente, los costos de operación y mantenimiento.

Para realizar evaluaciones económicas a proyectos es necesario aplicar básicamente 4 tipos de parámetros: el Valor Actual Neto (VAN), la Tasa Interna de Retorno (TIR), la Relación Beneficio/Costo y el periodo de recuperación de la inversión. Un proyecto que tenga valores del VAN positivos, alta tasa de TIR, una relación Ingreso/Costo mayor que 1 y un corto periodo de recuperación de la inversión, se considera un proyecto rentable.

II.6.1 Método del Valor Actual Neto (VAN, Net Present Value)

El método establece la diferencia entre el valor actual de los ingresos esperados de una inversión y el valor actual de los egresos que la misma ocasiona. Al ser un

método que tiene en cuenta el valor tiempo de dinero, los ingresos futuros esperados, como también los egresos, deben ser actualizados a la fecha del inicio del proyecto.

La tasa de interés que se usa para actualizar se denomina “tasa de descuento”, la cual es una tasa que va a ser fijada por la persona que evalúa el proyecto de inversión conjuntamente con los inversores o dueños. La tasa de descuento puede ser:

- El interés del mercado: consiste en tomar una tasa de interés a largo plazo, la cual se puede obtener del mercado.
- La tasa de rentabilidad de la empresa: Hay autores que consideran que el tipo de interés a utilizar dependerá de la forma en que se financie la inversión. Si se financia con capital ajeno, la tasa de corte podría ser la que refleja el costo de capital ajeno.

La ecuación que nos permite calcular el Valor Actual Neto es (Peters, 1991):

$$VAN = \sum_{pc=0}^{PC} \frac{In - En}{(1 + i)^{pc}} \quad (26)$$

De acuerdo al valor del VAN que se obtiene, se pueden tomar una serie de decisiones, las cuales se presentan a continuación en la tabla 4:

Tabla 4. Interpretación del VAN.

Valor	Significado	Decisión
VAN > 0	Ganancias	El proyecto puede alcanzarse
VAN < 0	Pérdidas	El Proyecto debe rechazarse.
VAN = 0	Ni Ganancias – Ni Pérdidas	Basarse en otros criterios, como la obtención de un mejor posicionamiento en el mercado.

Nota: tabla tomada de “Ingeniería Económica” por Blank, L. y Tarquin, A, (1999)

La obtención del VAN constituye una herramienta fundamental para la evaluación y gerencia de proyectos, así como para la administración financiera.

II.6.2 Tipos de Costos.

Cuando se determinan los parámetros antes mencionados se deben identificar los costos, a continuación se presentan algunos tipos de costos: (Mosquera, 2000)

- Costo Directo de Mantener: Se refiere a la totalidad de los costos necesarios para mantener los equipos operables, incluyendo los servicios, reparaciones, inspección y reparaciones mayores.
- Costo Redundante: Se refiere al costo adicional por la condición de mantener equipos en espera, para ponerlos en funcionamiento cuando el equipo principal sale de servicio.
- Costo de Penalización: Se refiere a las pérdidas de producción, cuando los equipos primarios salen de servicio y no existen equipos en espera que los sustituyan.

II.6.3 Costo de Instalación.

El costo de instalación se puede establecer como un porcentaje del costo del equipo, tal como se puede observar en la siguiente tabla. Para compresores el costo de instalación se estima entre un 30% y 60% del costo inicial del equipo (Peters, 1991).

Tabla 5. Costo de Instalación como un Porcentaje del Costo del Equipo

	Separadores Centrífugos	Compresores	Bombas	Intercambiadores de Calor
% Del Costo del Equipo.	20-60	30-60	25-60	30-60

Nota: tabla elabora con datos tomados de “Chemical Engineering Economics” por Garret, D, (1989)

Otra manera de estimar el costo de instalación de todo el módulo, es decir del equipo y sus conexiones se determina de la siguiente forma (Garret, 1989):

$$CostoIns = CostoE \cdot F_{mod} \cdot F_{VARIOS} \quad (27)$$

El factor de módulo es un valor que permite incluir en los costos de instalación, los costos de la compra del equipo y los de instalación de los soportes y conexiones. Los factores varios se utilizan para considerar en la evaluación económica la utilización de una turbina a gas o un motor a gas, adicionalmente se considera otro factor si la presión de descarga es superior a 1000 psia, para corregir esa presión, puesto que la gráfica de costos es para presiones por debajo de ese valor. A continuación se presentan los diferentes valores y expresiones de los factores que se deben tomar en cuenta:

Tabla 6. Factores para el Cálculo de los Costos de Instalación.

Factor de Módulo	Factor de Turbina a Gas	Factor de Motor a Gas	Corrección de Presión
2,15 - 3,1	1,13	1,41	$\frac{Pd^{0,16}}{1000}$

Nota: tabla elabora con datos tomados de “Chemical Engineering Economics” por Garret, D, (1989)

Los costos del equipo se estiman través de la siguiente gráfica la cual se basa en datos para los cuales corresponde un índice de costos de 320 (Garret, 1989).

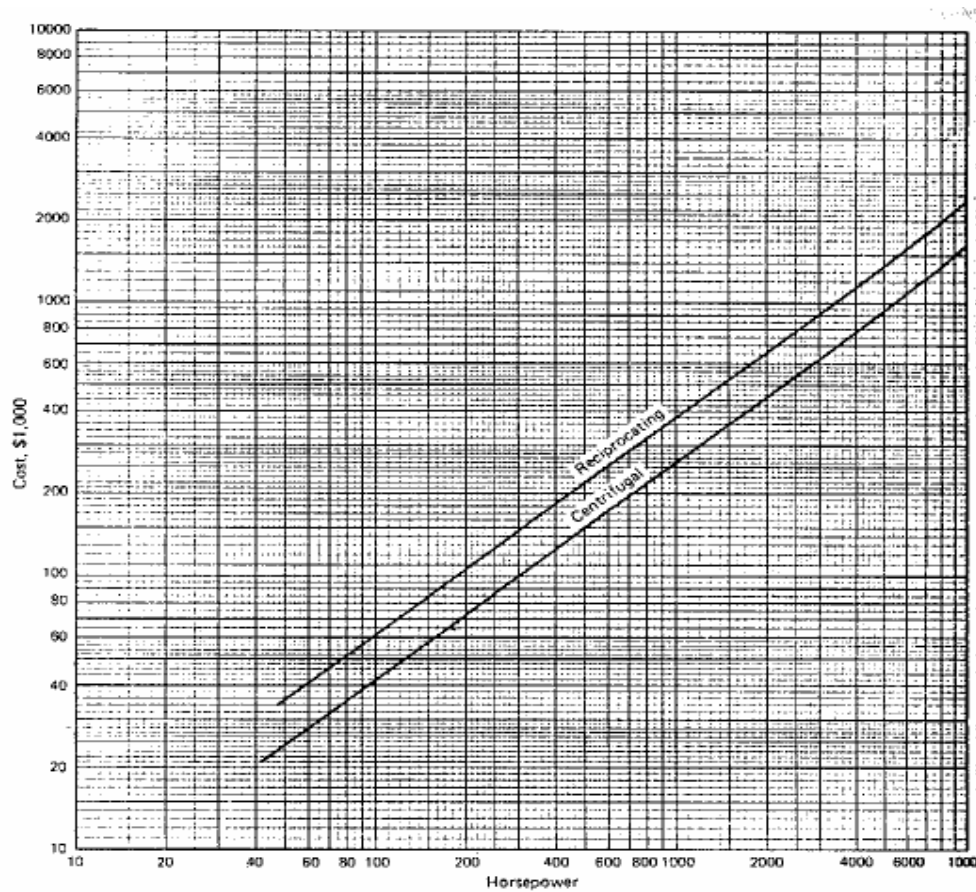


Figura 6. Estimación de Costos de Instalación de Compresores Recíprocos y Centrífugos
 Nota: figura tomada de “Chemical Engineering Economics” por Garret, D, (1989)

II.6.4 Índices de Costo.

La mayoría de los datos disponibles para realizar estimaciones de costo están desactualizados, porque los precios de los equipos cambian constantemente en el tiempo debido a los cambios en las condiciones económicas, por lo tanto se han creado algunos instrumentos, como los índices de costo, que permiten actualizar esos datos necesarios para la evaluación económica (Peters, 1991).

Un índice de costo es un valor que permite realizar un ajuste de precios, tomando como base el índice de costo y el precio del objeto de estudio en años anteriores. Existen índices de costo creados específicamente para la industria química, que

permiten corregir los costos de los equipos para la fecha actual cuando se realiza la estimación de costos. El cálculo correspondiente para el ajuste de los costos utilizando los índices, es el siguiente (Garret, 1989):

$$Costo_{ACT} = Costo_{REF} \frac{I_{ACT}}{I_{REF}} \quad (28)$$

Estos índices se pueden usar para realizar una estimación general porque algunos de estos índices no toman en cuenta todos los factores involucrados, como tecnologías especiales o condiciones de la localidad. La mayoría de estos permiten obtener cierta precisión en la estimación.

Existe una amplia variedad de índices de costo que se pueden usar para proporcionar estimaciones de los costos de operación, materiales, suministros, y equipos. Uno de los más utilizado es el publicado por la revista Chemical Engineering, el “Chemical Engineering Plant Cost Index”(CE), que se puede observar en la figura a continuación, aún cuando algunos ingenieros de procesos utilizan el índice “Marshall and Shift Equipment” (M&S) para el diseño de plantas. Todos estos índices se publican mensualmente.

Tabla 7. Índices de Costos de la Chemical Engineering publicación de Marzo 2008.

CHEMICAL ENGINEERING PLANT COST INDEX (CEPCI)				
(1957-59 = 100)				
	Dec. '07 Prelim.	Nov. '07 Final	Dec. '06 Final	Annual Index: 1999 = 390.6 2000 = 394.1 2001 = 394.3 2002 = 395.6 2003 = 402.0 2004 = 444.2 2005 = 468.2 2006 = 499.6
CE INDEX	524.9	526.0	509.2	
Equipment _____	623.3	624.4	602.1	
Heat exchangers & tanks _____	593.6	593.5	555.8	
Process machinery _____	597.9	597.9	575.7	
Pipe, valves & fittings _____	727.2	731.1	728.8	
Process Instruments _____	414.3	416.9	432.6	
Pumps & compressors _____	840.0	842.9	803.8	
Electrical equipment _____	436.3	437.4	417.4	
Structural supports & misc _____	660.8	660.4	631.8	
Construction labor _____	316.2	317.9	311.9	
Buildings _____	477.1	477.1	468.2	
Engineering & supervision _____	356.2	357.0	350.6	

Starting with the April 2007 Final numbers, several of the data series for labor and compressors have been converted to accommodate series IDs that were discontinued by the U.S. Bureau of Labor Statistics

Se utiliza el índice de costo final de noviembre 2007 (la segunda columna) ya que este índice tiene el efecto de los últimos ajustes realizados a los índices de costo

II.6.5 Efecto de la Inflación sobre los costos.

En aquellos casos donde se han supuesto efectos inflacionarios en la estimación de los flujos de efectivo, estas estimaciones se pueden convertir a unidades monetarias en el año base aplicando una tasa de inflación generalmente aceptada. En el caso de EEUU posee una tasa de inflación prácticamente constante de 2%, de acuerdo con datos económicos suministrados por la “Chemical Engineering Magazine” en Marzo 2008. Se supone que el año base siempre es el instante 0, a menos que se especifique lo contrario.

Los elementos del flujo de efectivo se expresan en unidades monetarias y para calcular el valor actual equivalente (F_n) en el año n , se usa la siguiente ecuación (Baca, 1996):

$$F_n = VP \cdot (1 + if)^n \quad (29)$$

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

En este Capítulo se propone una serie de estrategias para cumplir con los objetivos de interés de este Trabajo Especial de Grado, junto con la descripción de las distintas herramientas y procedimientos empleados para tal fin.

En primer lugar, se realizó una revisión de la información publicada en la literatura especializada respecto al tema, con el fin de tener datos de referencia que permitieron soportar los resultados generados. Así mismo, se establece las secuencias de cálculo necesarias para determinar las variables de proceso indispensables (número de etapas, BHP, presiones y temperaturas) en la evaluación de las diferentes opciones de las unidades de compresión.

III.1 Alternativas de Compresión que permiten cumplir con las especificaciones del cliente.

Para seleccionar el sistema de compresión más adecuado entre las diferentes alternativas se especificó el tipo de compresor y la cantidad de unidades requeridas. La evaluación se realiza entre los dos tipos de compresores comúnmente utilizados, los centrífugos y los reciprocantes. En principio se establecieron los límites operacionales para cada tipo de compresor con respecto al volumen de gas a comprimir utilizando la figura 7.

Se fijó en 1000 ACFM la condición límite. Para los Compresores Centrífugos representa un límite inferior ya que este tipo de compresores no opera a caudales bajos. Con respecto a los Compresores Reciprocantes, representa el límite superior, ya que el máximo caudal que este tipo de equipo es capaz de manejar está cercano a este valor, tal como se puede observar en la siguiente figura. Este límite se estableció para evitar inconvenientes con la compra del equipo ya que para flujos por debajo de 1000 ACFM los Compresores Centrífugos pueden ser muy pequeños y por encima de este valor los Compresores Reciprocantes muy grandes y es probable que los fabricantes no tengan unidades disponibles para la venta con esas especificaciones.

Seguidamente se puede observar los límites de flujo de gas en la entrada para los dos tipos de compresores en estudio, con el fin determinar la cantidad de unidades que se puede instalar de acuerdo al flujo.

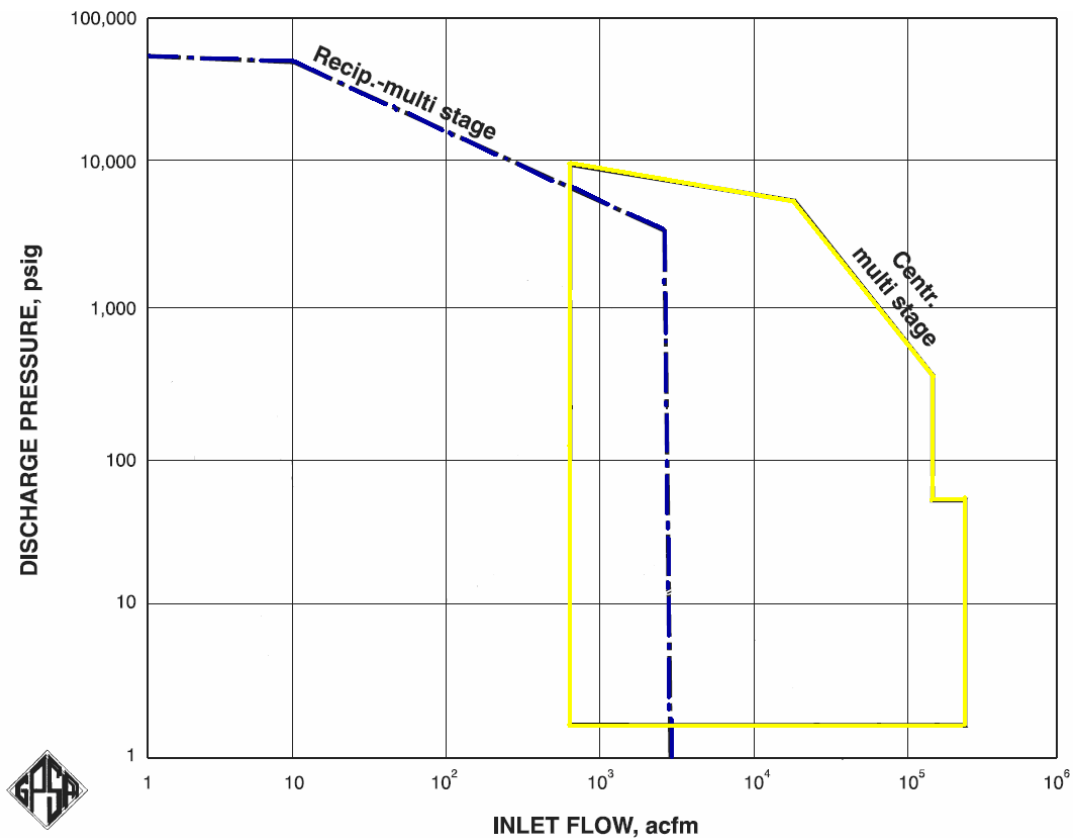


Figura 7. Rangos de Aplicación de los Compresores Reciprocantes y Centrífugos.
 Nota: figura elaborada a partir de datos tomados del “GPSA Data Book 11th edition”, 2007

Una vez que se verifica a través de la figura anterior, los flujos a los cuales se pueden utilizar Compresores Reciprocantes o Centrífugos, se realiza el siguiente procedimiento para establecer el número de compresores requeridos para manejar un total de 20MMPCSD de gas natural:

1. Se transforma el flujo de gas natural que está en condiciones estándar por día a condiciones actuales por minuto, a través de la ecuación (4) que se encuentra en el marco teórico.

$$Q = Qg \cdot \left(\frac{P_L \cdot T_s \cdot Z_s \cdot 10^6}{T_L \cdot P_s \cdot Z_L \cdot 1400} \right)$$

Para realizar el cálculo antes mencionado, se necesita de los siguientes datos operacionales:

- Flujo volumétrico a condiciones estándar (Qg): 20 MMPCSD.
 - Temperatura de Succión (Ts): 90°F
 - Presión de Succión (Ps): 60 psig.
 - Presión base (PL): 14,7 psia
 - Temperatura base (TL): 520°R.
 - Factor de compresibilidad base (ZL): 1
 - Factor de compresibilidad de la succión (Zs): Se determina a partir de la Temperatura y Presión de succión, con la figura 4 del Capítulo II.
2. Con el dato del flujo total (Q), se establece el volumen mínimo y máximo de gas natural, es decir los rangos de volumen que pueden manejar tanto los Compresores Reciprocantes como los Centrífugos en condiciones actuales, de acuerdo con los datos se presentan en la figura anterior.
 3. Debido a que los Compresores Reciprocantes no tienen un límite inferior en cuanto al volumen de gas natural a comprimir éste se fija como un 10% del flujo total, con el fin de garantizar que los compresores requeridos puedan ser suministrados por cualquier fabricante.

Una vez establecidos los diferentes sistemas de compresión a evaluar, en cuanto al tipo y cantidad de equipos, se calculó la capacidad efectiva de cada uno y de esta manera establecer las diferentes alternativas de compresión para cumplir con las metas de productividad establecidas en el planteamiento del problema.

III.2 Evaluación de la Capacidad Efectiva del sistema según la disponibilidad de cada uno de los equipos de compresión.

El índice de disponibilidad tanto para Compresores Reciprocantes como para centrífugos, se determinó tomando como base datos suministrados por fabricantes de compresores, los cuales establecen las rutinas de mantenimiento preventivo típicas para los elementos impulsores correspondientes, es decir, motor de combustión interna para Compresores Reciprocantes y turbinas a gas para Compresores Centrífugos.

El tiempo fuera de servicio del sistema de compresión, se establece en términos de las labores de mantenimiento de los elementos impulsores (motor de combustión interna o turbina a gas) ya que estas labores requieren de mayor tiempo de parada, por lo tanto, el mantenimiento de las unidades de compresión se realiza simultáneamente con las labores de mantenimiento de los elementos impulsores, esto con el objeto de minimizar el tiempo empleado. La información suministrada por los fabricantes se encuentra en detalle en el Apéndice D.

En principio, se seleccionaron aquellas labores de mantenimiento que requieren al compresor fuera de servicio y posteriormente se estimó el tiempo en horas necesario para cumplir cada una de esas actividades. Finalmente, la disponibilidad se calcula con la ecuación 23 considerando que el sistema opera 8760 horas al año (24 horas al día los 365 días del año).

Por otra parte, la Capacidad Efectiva se establece a través de la ecuación (25) y a partir de este valor se determinó la cantidad de unidades de respaldo necesarias para cumplir mínimo con un 98% del flujo de operación.

De esta manera se demuestra la aplicabilidad y conveniencia de realizar estudios de disponibilidad a sistemas en donde las pérdidas económicas asociadas a la No-disponibilidad pueden sustentar acciones de inversión, con un criterio técnico-económico.

III.3 Número de etapas - Potencia al Freno y Condiciones de Proceso de cada una de las Alternativas de Compresión.

Luego de establecer las diferentes configuraciones de compresores que pueden cumplir con los requerimientos del cliente, se determinaron todas las condiciones de proceso, el número de etapas de compresión y la potencia al freno de cada uno de los sistemas en estudio.

Para determinar el número de etapas de compresión, se calculó la relación de compresión a través de la ecuación (20) del marco teórico. Con el valor de la relación de compresión y utilizando la tabla 3, se establece una primera estimación del número de etapas, que debe ser corregido si la relación de compresión óptima, que se determina con la ecuación (21), es mayor que 3 o si la temperatura de descarga excede los 300°F, entonces, se aumenta el número de etapas previamente establecido.

La máxima temperatura de descarga se estableció como un límite de seguridad ya que los sistemas en estudio no manejan altas presiones y a su vez permite reducir el riesgo de carbonización del lubricante y el peligro de incendio.

Con la relación de compresión óptima se determina la presión de descarga de cada una de las etapas excepto la última, puesto que esa presión es un dato.

La determinación de la potencia al freno y de las variables operacionales del compresor se realiza suponiendo que el proceso es adiabático isoentrópico reversible, ya que de esta manera se obtienen resultados muy próximos al comportamiento real de los compresores.

Para estimar la constante k de los gases se utilizó la figura 3 del Capítulo II, que requiere datos de temperatura y el peso molecular, el cual se determina a partir de la siguiente expresión (Melchor, 1992):

$$MW = g \cdot e \cdot MW_{aire} \quad (30)$$

Luego se determinan los factores de compresibilidad a la succión y a la descarga a través de la figura 3, tomando la temperatura de succión como la temperatura de descarga para obtener una primera aproximación del valor de Z a la descarga, ya que una vez que se tenga la temperatura de descarga se puede corregir este factor.

La temperatura de descarga de cada una de las etapas se determina con la ecuación (19) si es un Compresor Centrífugo y con las ecuaciones (9) y (10) si es un Compresor Reciprocante.

A los Compresores Centrífugos se les determinó su cabezal isoentrópico con la ecuación (12), para lo cual se necesitaron algunos datos como: la eficiencia isoentrópica (que se establece de acuerdo con los valores suministrados en la tabla 2), la potencia del gas y las pérdidas mecánicas que se calculan con las ecuaciones (16) y (17) respectivamente. Finalmente, la potencia al freno con la ecuación (18).

Para estimar la potencia al freno de los Compresores Reciprocantes se utilizó la ecuación (11), para lo cual se necesita de una eficiencia total que depende de la

velocidad de compresor. En el presente caso de estudio se consideran Compresores Reciprocantes de alta velocidad, ya que actualmente los fabricantes solo diseñan este tipo de compresores debido a los costos asociados, por lo tanto, la eficiencia total es de 0,82.

Todos estos cálculos se realizaron para cada una de las etapas y cada una de las configuraciones de compresión en estudio. Es importante resaltar, que a partir de la segunda etapa se tomó como la presión de succión la presión de descarga de la etapa anterior, menos la caída de presión correspondiente al intercambiador de calor encargado de enfriar la corriente de gas y enviarla a la siguiente etapa.

La caída de presión para el intercambiador de calor que comúnmente se utiliza es decir, aroenfriadores (fin-fan cooler), puede ser entre 5 psi y 10 psi, en este caso de estudio se estima de 5 psi, porque las caídas de presión generalmente son bajas. Este aroenfriador lleva al gas natural hasta una temperatura de 120°F debido a las condiciones ambientales y al tipo de intercambiador de calor.

III.4 Evaluación Económica de cada una de las alternativas de Compresión de Gas Natural.

La evaluación económica se realizó en función del tipo y cantidad de equipos que conformarían cada uno de los arreglos de compresión. El análisis incluye variables como: costo de instalación, costo anual de operación y mantenimiento y costo de mantenimiento mayor “overhaul”.

Para establecer los costos de instalación se utilizó la figura 6, donde se necesita la potencia del compresor en HP y definir el tipo de compresor. Es importante hacer notar que un BHP es equivalente a 1,1 HP.

El costo del equipo se multiplica por un factor de módulo, el cual permite incluir en los costos de instalación, los costos de los soportes y conexiones, también se multiplica por un factor de turbina a gas o un factor de motor a gas dependiendo de cual elemento impulsor se utilice y por último si la presión de descarga es superior a 1000 psia se debe tomar en cuenta un factor para corregir esa presión, puesto que la gráfica de costos es para presiones por debajo de ese valor. Todos estos factores se encuentran en la tabla 6 del Capítulo II.

Los costos que se obtienen de la figura 6 corresponden a un índice de costos de 320 (Garret, 1989). Por lo tanto, se realiza un ajuste de precios, tomando como base el índice de costo y el precio del equipo de referencia y se necesita de un índice de costos actual para compresores, como el que se presenta en el Capítulo II de la revista “Chemical Engineering Magazine”, que establece que para marzo del 2008 el índice es de 842,9. La ecuación (28) del Capítulo II, se utiliza para realizar el ajuste de los costos.

Luego de establecer el costo de instalación, el de operación y mantenimiento se toma como un dato de los antecedentes presentados en el Capítulo I, en donde se establece que para Compresores Centrífugos es 0,004 US\$/BHP-h y para los Compresores Reciprocantes 0,007 US\$/BHP-h (Potter, 2005). Como estos costos se refieren al año 2005 en EEUU, se deben traer a un costo correspondiente al año 2008, tomando en cuenta la inflación en EEUU que es del 2%, de acuerdo con datos suministrados por la “Chemical Engineering Magazine” en Marzo del 2008. Este cálculo se realiza a través de la ecuación (29).

El costo de mantenimiento mayor se estimó como un 20% del costo inicial del equipo y este mantenimiento se realiza cada 4 años para los equipos operativos y cada 6 años para los equipos de respaldo.

En general, se dice que los compresores tienen una vida útil aproximada de 20 años, por lo tanto, la evaluación económica se realizará para este período de tiempo. Con respecto al tiempo de operación del sistema en estudio, es 24 horas los 365 días del año.

Una vez que se tienen los costos antes mencionados se aplica el método del valor actual neto (VAN), para establecer el valor actual de los egresos ocasionados en el presente y futuro. Normalmente éste método establece las diferencias entre el valor actual de los ingresos y de los egresos, pero solo se consideraron los egresos puesto que este tipo de evaluaciones para la selección del sistema más beneficioso desde el punto de vista económico, se realiza en función de cual sistema de compresión genera menores costos, es decir, el sistema que presente el VAN menos negativo. La ecuación que permite calcular el Valor Actual Neto es la (26).

La tasa de descuento se fijará de acuerdo a criterios establecidos por la empresa Vepica, para la estimación de costos, donde se establece como base la tasa LIBOR (London Interbanking Offered Rate), que es 5,35% y representa la tasa promedio de interés, día a día, en el mercado interbancario de Londres, que se paga por los créditos que otorgan unos bancos a otros, adicionalmente se toma en cuenta una tasa de riesgo del 5%. La ecuación que permite determinar la tasa de descuento es (Baca,1996):

$$TasaDesc = (1 + T_{LIBOR}) \cdot (1 + T_{RIESGO}) - 1 \quad (31)$$

El VAN se determinó para cada una de las alternativas de compresión en estudio con el objeto de establecer cual es el sistema de compresión que genera menores gastos.

III.5 Selección del sistema de compresión más adecuado de acuerdo al análisis técnico-económico.

Finalmente, se unificaron criterios de selección técnicos y económicos para determinar el sistema de compresión que mejor se ajuste a los requerimientos establecidos por el cliente.

Dependiendo de la vulnerabilidad del sistema (Disponibilidad), así como de las condiciones particulares de operación y mantenimiento, la capacidad efectiva y los costos, será necesario evaluar la conveniencia de un sistema o del otro, es decir, se seleccionará un sistema con alta capacidad efectiva de manejo de gas, que garantice en caso de falla, que el suministro se vea afectado máximo en un 2% y que a su vez el VAN obtenido para ese sistema tenga el valor más cercano a cero, estableciendo un compromiso entre ambos aspectos, técnicos y económicos.

CAPÍTULO IV

PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este Capítulo, se presentan los resultados obtenidos luego de aplicar la metodología descrita en la sección anterior, la cual permitió cumplir con los objetivos planteados en este Trabajo Especial de Grado.

IV.1 Determinar las Diferentes Alternativas de Compresión para Cumplir con las Especificaciones del Cliente.

La condición límite de operación para los Compresores Centrífugos y los Reciprocantes se estableció como 1000 ACFM, y se representa como una línea anaranjada punteada que se puede observar a continuación en la figura 8. Esto con el objeto de definir los rangos de aplicación de los dos tipos de compresores en estudio.

En principio se determinó el número de compresores requeridos transformando el flujo de gas natural en condiciones estándar a condiciones actuales, sabiendo que:

- Flujo volumétrico a condiciones estándar (Q_g): 20 MMPCSD.
- Temperatura de Succión (T_s): 90°F
- Presión de Succión (P_s): 60 psig.
- Presión base (P_L): 14,7 psia
- Temperatura base (T_L): 520°R.
- Factor de compresibilidad base (Z_L): 1

- Factor de compresibilidad de la succión (Z_s): Se determina a partir de la Temperatura y Presión de succión, con la figura 3 del Capítulo II, a partir de la cual se obtiene un valor de 0.99.

Sustituyendo todos los datos antes mencionados:

$$Q = Q_g \cdot \left(\frac{P_L \cdot T_s \cdot Z_s \cdot 10^6}{T_L \cdot P_s \cdot Z_L \cdot 1440} \right) = 20 \cdot \left(\frac{14,7 \cdot 550 \cdot 0,99 \cdot 10^6}{520 \cdot 74,7 \cdot 1 \cdot 1440} \right) = 2862 \text{ ACFM}$$

Para los Compresores Reciprocantes se tiene como límite superior 1000 ACFM y no se dispone de límite inferior puesto que este tipo de compresor puede operar a muy bajos volúmenes de gas, por lo tanto, se toma como límite inferior el 10% del flujo total de gas a procesar, es decir 286 ACFM, el cual se representa por una línea punteada azul en la figura 8. Con respecto a los Compresores Centrífugos se tiene como límite inferior los 1000 ACFM y como límite superior el volumen total a procesar, es decir, 2862 ACFM.

El flujo de gas en condiciones actuales es de 2862 ACFM, si se ubica el punto correspondiente a ese flujo y a una presión de descarga de 1214,7 psia, tal como se observa en la figura a continuación con las flechas rojas, se debe utilizar un compresor centrífugo ya que el punto de operación está en la zona que corresponde a ese tipo de compresor.

Si se divide el flujo total de 2862 ACFM en dos, es decir, que la compresión del gas la realizan dos compresores, cada uno maneja un flujo de 1431 ACFM y el punto de operación para estas condiciones queda ubicado dentro de la zona correspondiente a los compresores centrífugos. Este caso de estudio se representa por el color rosado.

Luego se divide el flujo total en tres, es decir, la compresión del gas la realizan 3 compresores que maneja cada uno un flujo de 954 ACFM, este punto de operación, representado por el color verde, queda ubicado en la zona correspondiente a los Compresores Reciprocantes.

Este procedimiento se repite diviendo el flujo entre 4, 5, 6, 7, 8, 9 y 10, es decir, hasta el caso en el que se utilizan 10 compresores donde cada uno maneja 286 ACFM, (representado por el color azul) ya que este valor fue el que se estableció como límite inferior para los Compresores Reciprocantes.

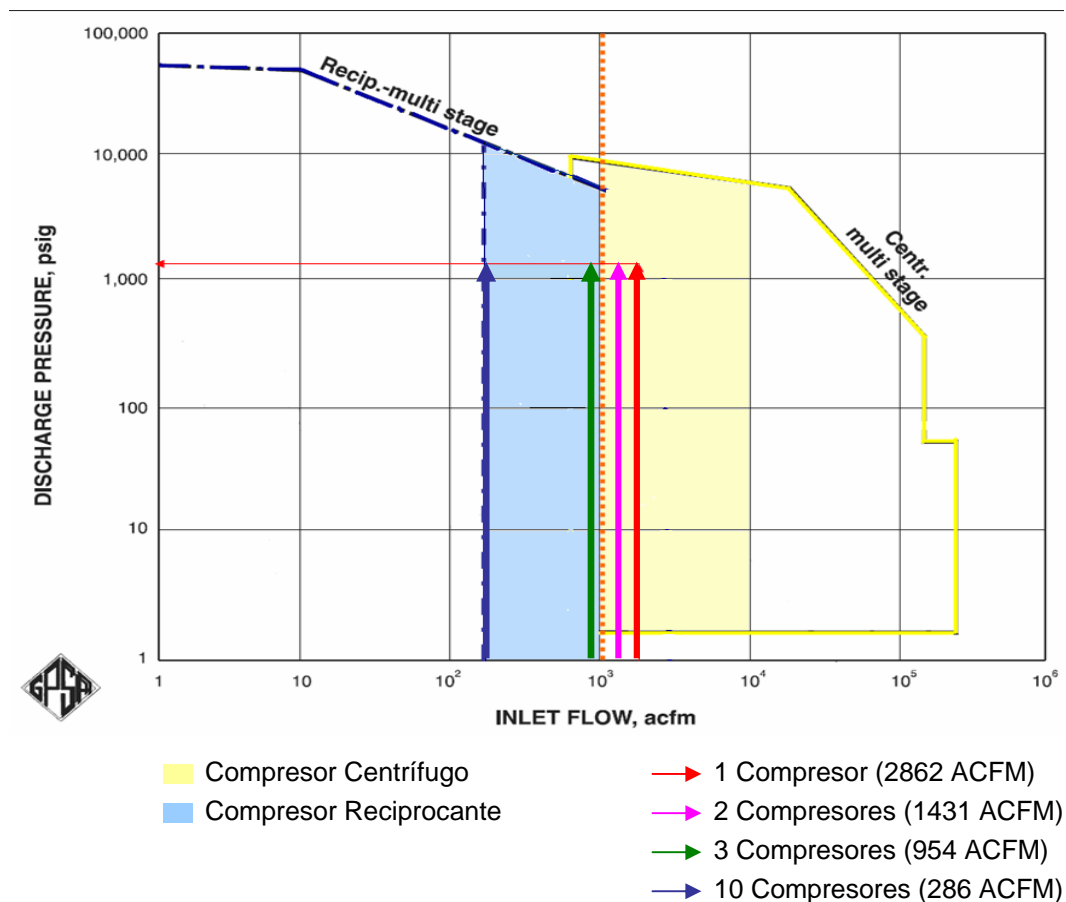


Figura 8. Rangos de Aplicación de los distintos Tipos de Compresores y caudal de operación.

Nota: figura elaborada a partir de datos tomados del “GPSA Data Book 11th edition”, 2007

Tabla 8. Alternativas para la compresión de 20MMPCSD de gas natural.

Caso	Nº Compresores	Tipo de Compresor	Nº Equipos	Q c/equipo [ACFM]
1	1	Centrífugo	1	2862*
2	2		2	1431
3	3	Reciprocante	3	954
4	4		4	715
5	5		5	572
6	6		6	477
7	7		7	409
8	8		8	358
9	9		9	318
10	10		10	286

* Flujo Total a Procesar

IV.2 Evaluación de la Capacidad Efectiva de cada una de las Alternativas.

Se tomó como base la disponibilidad de cada caso de estudio, es decir, la fracción de tiempo que los equipos de cada una de las alternativas están en condiciones de operar, esto con el objeto de establecer la cantidad de unidades de respaldo requeridas para mantener las especificaciones en el suministro del gas natural, donde se establece que se puede ver afectado máximo en un 2% del flujo requerido (2862 ACFM).

A partir de datos suministrados por el fabricante (Apéndice D), con respecto a las rutinas de mantenimiento preventivo de los elementos impulsores, tanto para Compresores Reciprocantes como para Centrífugos, se seleccionó aquellas labores que necesitan que el equipo este fuera de servicio como: cambios de aceite, de filtros, de bujías, de válvulas, de sellos, limpieza de los sumideros de aceite, inspecciones por desgaste del pistón, por fugas, inspecciones al carburador, alineación del motor,

calibración, prueba de los dispositivos de seguridad, entre otras. Esta información se encuentra en detalle en la sección de Apéndices.

Posteriormente, se estableció el tiempo en horas que se debe emplear para cada una de esas actividades y de esta manera estimar las horas Fuera de Servicio (**hFS**) mensuales de cada tipo de compresor, tomando en cuenta que existen labores de mantenimiento que se realizan mensualmente, cada tres meses, cada seis meses y anualmente. Seguidamente se presentan los resultados:

Tabla 9. Horas Fuera de Servicio Mensuales de los Compresores Reciprocantes.

	Mes 1	Mes 2	Mes 3	Mes 4	Mes 5	Mes 6	Mes 7	Mes 8	Mes 9	Mes 10	Mes 11	Mes 12
hFS	8	8	12	8	8	24	8	8	12	8	8	48

En la siguiente tabla se presenta el total de horas fuera de servicio anuales programadas las cuales se determinaron a partir de los datos presentados en la tabla 9, adicionalmente se establecieron las hFS por mantenimiento mayor, prorrateando el total de horas requeridas para este tipo de mantenimiento. Por ejemplo, para Compresores Reciprocantes se requieren 12 días fuera de servicio, cada 4 años para mantenimiento mayor, si se distribuye esa cantidad de días entre los 4 años, corresponde a 3 días por año, lo cual representa 72 horas Fuera de Servicio anual por “overhaul”, esto se realiza con el objeto de considerar los efectos anuales de las labores de mantenimiento mayor.

Las horas Fuera de Servicio por fallas se estimaron como 16 días al año, es decir 384 horas esto de acuerdo con la eficiencia típica de los Compresores Reciprocantes. Para el cálculo de la disponibilidad se utiliza la ecuación (23) y se debe tomar en cuenta que el sistema opera 24 horas al día, 365 días al año, es decir 8760 horas al año.

Tabla 10. Horas Fuera de Servicio Anuales y Disponibilidad de los Compresores Reciprocantes.

Hfs Programadas	hFS por “Overhaul”	hFS por Fallas	Total hFS	Disponibilidad Inherente	Disponibilidad Operacional
160	72	384	616	0,97	0,93

Para los Compresores Centrífugos se tiene lo siguiente:

Tabla 11. Horas Fuera de Servicio Mensuales de los Compresores Centrífugos.

	Mes 1	Mes 2	Mes 3	Mes 4	Mes 5	Mes 6	Mes 7	Mes 8	Mes 9	Mes 10	Mes 11	Mes 12
hFS	4	4	4	4	4	12	4	4	4	4	4	24

Al igual que con los Compresores Reciprocantes, se determinó el total de horas fuera de servicio anuales programadas, a partir de los datos mostrados en la tabla anterior, adicionalmente, se establecieron las hFS por “overhaul”, que corresponden a 8 días cada 4 años, es decir, si se distribuyen los 8 días en 4 años, corresponden 2 días por año, es decir, 48 horas. Las horas Fuera de Servicio por fallas para los Compresores Centrífugos que son más eficientes que los Reciprocantes, se estimaron como 6 días al año, es decir, 144 horas.

Tabla 12. Horas Fuera de Servicio Anuales y Disponibilidad de los Compresores Centrífugos.

Hfs Programadas	hFS por “Overhaul”	hFS por Fallas	Total hFS	Disponibilidad Inherente	Disponibilidad Operacional
176	48	144	268	0,99	0,97

Considerando que la disponibilidad operacional para Compresores Centrífugos es de 0,97, para los Reciprocantes de 0,93, y que la Capacidad Efectiva se calcula mediante la ecuación (25), se determina la Capacidad Efectiva anual para los diferentes sistemas de compresión.

Tabla 13. Capacidades Efectivas de los diferentes Casos de Estudio.

Nº Compresores	Q c/equipo [MMPCA]	C _{EFFECT} Sistema [MMPCA]	% Desviación	Equipos de Respaldo
1	1504*	1459	3	1
2	752	1415	6	1
3	501	1209	20	1
4	375	1125	25	2
5	300	1046	30	2
6	250	973	35	3
7	214	905	40	3
8	188	841	44	4
9	167	782	48	5
10	150	727	52	6

*Flujo Total que manejan todos los casos de estudio.

La segunda columna de la tabla anterior presenta el flujo de gas anual, en millones de pies cúbicos (MMPCA), que maneja cada una de los equipos que conforman las diferentes alternativas de compresión, tomando en cuenta que el flujo total para todos los caso de estudio es de 1504 MMPCA.

La tercera columna presenta la Capacidad Efectiva total de cada uno de los sistemas de compresión en estudio. Tal como se planteó en el Capítulo II, representa el flujo promedio durante un período de tiempo (en este caso 1 año), en el cual se refleja el efecto de las paradas por fallas o paradas programadas, por lo tanto, siempre es menor al flujo especificado.

Al comparar el flujo promedio anual que maneja cada uno de los sistemas en estudio, es decir la Capacidad Efectiva con 1504 MMPCA, que representa el flujo que deben manejar todas las alternativas de compresión se puede observar que los porcentajes de desviación que se muestran en la tabla anterior son todos superiores al 2% y la

especificación inicial de la planta de compresión de gas natural que se esta conceptualizando debe garantizar que el suministro del mismo se vea afectado máximo en un 2%, lo cual representa 7 días al año en los cuales no se recibe gas comprimido.

Para cumplir con las especificaciones del proceso se deben instalar unidades de respaldo, cuya capacidad depende de la capacidad de cada uno de los equipos que conforman las diferentes alternativas de compresión. Por ejemplo, para el Caso 1, en donde se utiliza un solo compresor que maneja 1504 MMPCA y la Capacidad Efectiva del sistema es de 1459 MMPCA, es decir, se deben suministrar 45 MMPCA adicionales para cumplir con el flujo requerido, por lo tanto se instala una unidad de respaldo con una capacidad igual a la capacidad del compresor que esta operativo.

En el Caso 5, por ejemplo, donde se emplean 5 compresores donde cada uno tiene una capacidad aproximada de 300 MMPCA, es decir la capacidad total del sistema es 1500 MMPCA, y su Capacidad Efectiva total del sistema es de 1046 MMPCA, por lo tanto se deben suministrar 454 MMPCA adicionales para cumplir con el flujo requerido, para lo cual se deben instalar dos unidades de respaldo ya que los equipos operativos de este sistema tienen cada uno solo una capacidad de 300 MMPCA.

El análisis planteado en los párrafos anteriores se aplica a todos los casos de estudio con el objeto de establecer la cantidad de unidades de respaldo requeridas para cumplir con las especificaciones del proceso, aun cuando esto puede ocasionar un aumento de los costos.

Seguidamente se presenta el exceso de capacidad instalada, como consecuencia de la instalación de unidades de respaldo.

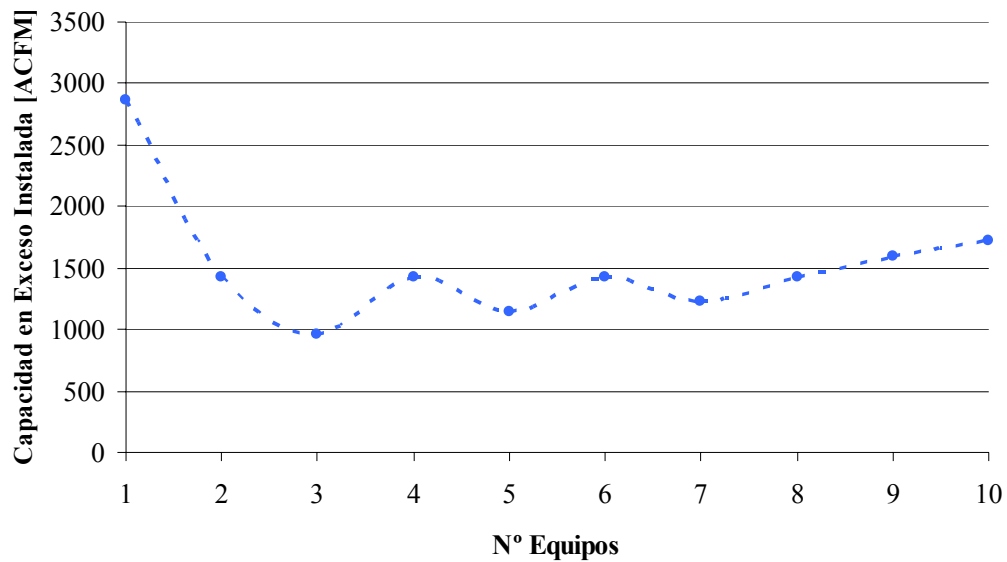


Figura 9. Comparación entre las Capacidades Instaladas en Exceso de las diferentes Alternativas de Compresión.

Tal como se puede observar en la figura anterior, la menor capacidad instalada que no siempre esta operativa, se obtiene para el caso 3, aunque existen algunos valores cercanos correspondientes a los casos 5 y 7. A pesar de que estas alternativas de compresión presentan una disminución de los costos de instalación, desde el punto de vista de probabilidad de falla, estos sistemas tienen desventajas, ya que a medida que aumenta la cantidad de equipos aumenta la probabilidad de falla, en otras palabras la Capacidad Efectiva del sistema disminuye.

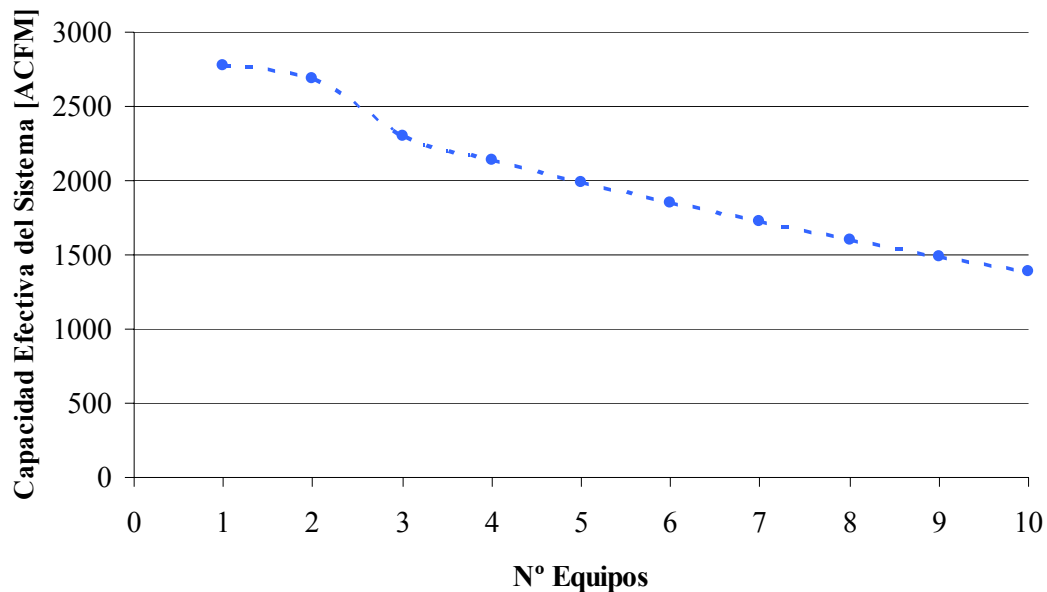


Figura 10. Capacidad Efectiva de las diferentes Alternativas de Compresión.

Nota: No incluye los equipos de respaldo.

En la figura anterior se puede observar la disminución de la Capacidad Efectiva a medida que aumenta la cantidad de compresores, es decir, el aumento de la probabilidad de falla. Este comportamiento se debe a la probabilidad conjunta, que establece que cuando pueden ocurrir varios eventos simultánea ó sucesivamente, la probabilidad de que ocurran todos ellos corresponde a la multiplicación de las probabilidades de cada uno de los eventos.

En términos de disponibilidad, para calcular la disponibilidad total del sistema se deben multiplicar entre sí las disponibilidades de cada uno de los equipos que conforma el sistema y como cada una de esas disponibilidades son valores menores a 1, el resultado de dicha multiplicación da un valor menor a la disponibilidad individual, disminuyendo de esta forma la disponibilidad total del sistema y en consecuencia la Capacidad Efectiva (Triola, 2000).

IV.3 Determinación de la potencia al freno y las condiciones de proceso de cada uno de los sistemas en estudio.

En principio, para todos los casos de estudio se estableció el número de etapas de compresión mediante la ecuación (20) del Marco Teórico.

$$Rc_{SISTEMA} = \frac{Pd_{UE}}{Ps_{PE}} = \frac{1214,7 \text{ psia}}{74,7 \text{ psia}} = 16,3$$

Con una relación de compresión de 16,3 se establece a través de la tabla 3 del Capítulo II, que el número de etapas debe ser dos, pero luego se verifica este número, calculando la relación de compresión óptima con la ecuación (21) de la siguiente manera:

$$Rco = \sqrt[NE]{Rc_{SISTEMA}} = \sqrt[2]{16,3} = 4$$

Esa relación de compresión óptima es mayor que 3, por lo tanto se aumenta el número de etapas, de dos etapas a tres etapas y se recalcula la relación de compresión óptima.

$$Rco = \sqrt[NE]{Rc_{SISTEMA}} = \sqrt[3]{16,3} = 2,5$$

Con esta nueva relación de compresión óptima, se determina la presión de descarga de cada una de las etapas excepto la última, puesto que esa presión de descarga es una de las especificaciones del presente estudio.

$$Rco = \frac{Pd_{ETAPA}}{Ps_{ETAPA}} \Rightarrow Pd_{1raETAPA} = Rco \cdot Ps_{1raETAPA} = 2,5 \cdot 74,7 \text{ psia} = 189,3 \text{ psia}$$

Es importante destacar, que a partir de la segunda etapa de compresión, se toma como la presión de succión la presión de descarga de la etapa anterior, menos la caída de presión en el enfriador, que se estima de 5 psi. El aerofriador (fin-fan cooler) generalmente enfría al gas natural hasta una temperatura de 120°F, debido a las condiciones ambientales de la zona donde se va a instalar el sistema de compresión y al tipo de intercambiador de calor.

Para determinar la potencia al freno se determinaron algunas variables como la constante k de los gases, la cual se estimó utilizando la figura 3 del Capítulo II (ver figura 11), con el dato de la temperatura de succión de 90°F y el peso molecular, el cual se calcula a partir de la ecuación (30):

$$MW = g.e \cdot MW_{aire} = 0,7 \cdot 28,96 \frac{lb}{lbmol} = 20,27 \frac{lb}{lbmol}$$

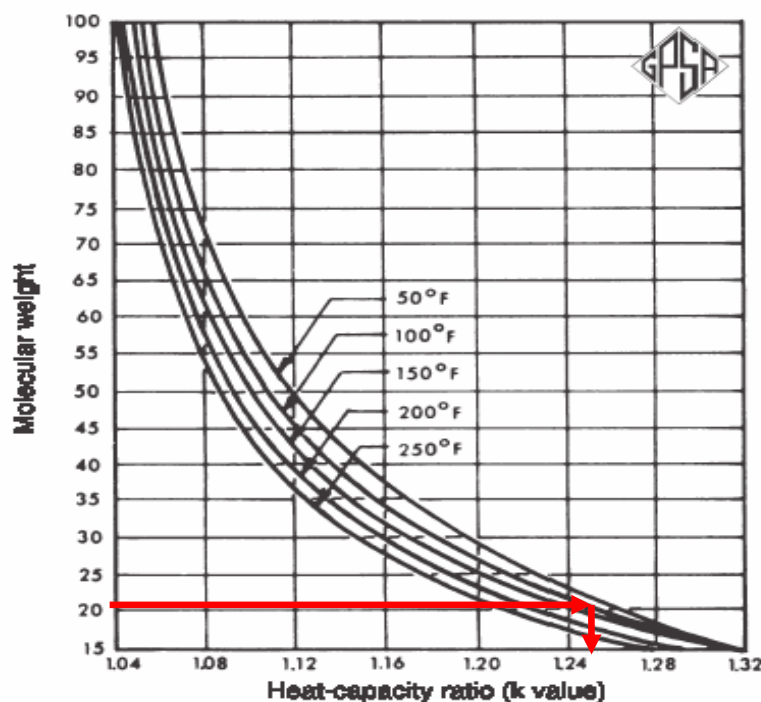


Figura 11. Estimación de la Constante k para los Casos en Estudio.

En la figura anterior se puede apreciar que la constante k a la temperatura de succión tiene un valor de 1,25. Luego se determinaron los factores de compresibilidad a la succión y a la descarga.

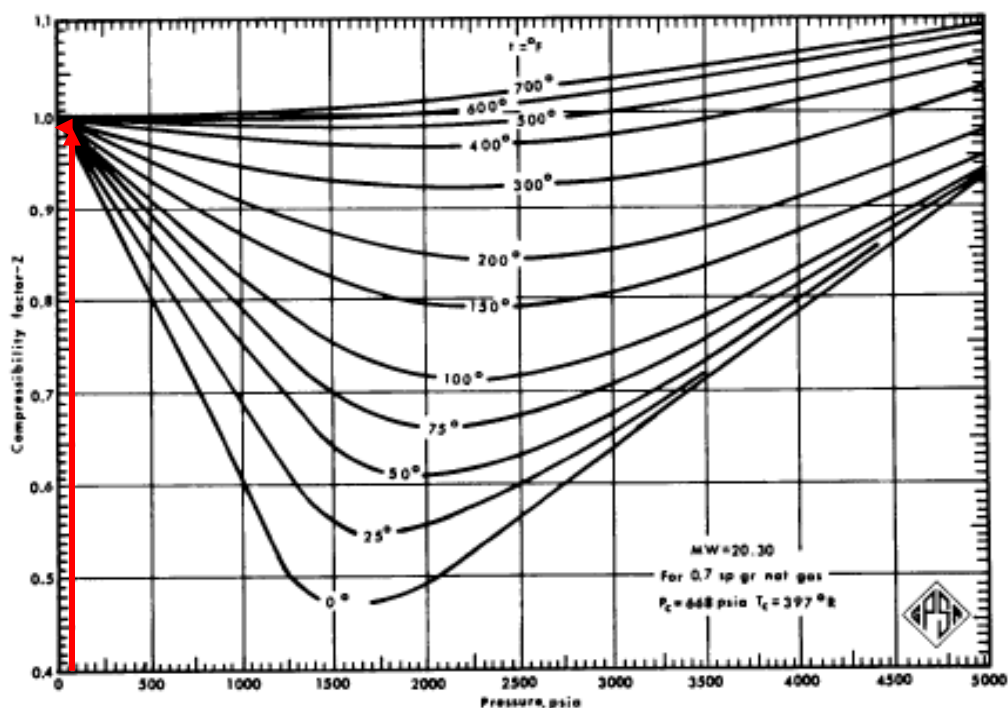


Figura 12. Determinación del Factor de Compresibilidad a las condiciones de succión.

Una vez establecidas estas variables, los cálculos subsiguientes varían de acuerdo al tipo de compresor con el cual se está trabajando, pero se tienen ciertas condiciones generales del proceso que aplican para todos los casos en estudio, las cuales se presentan a continuación:

Tabla 14. Condiciones Generales de Proceso.

Q (ACFM)	Ps SISTEMA (psig / psia)	Pd SISTEMA (psig / psia)	Ts SISTEMA (°F / °R)	Rc SISTEMA	Rco	#Etapas	K @ Ts SISTEMA
2862	60 / 74,7	1200 / 1214	90 / 550	16,3	2,5	3	1,25

Compresores Centrífugos:

Para estimar el factor de compresibilidad a la descarga es necesario conocer la temperatura de descarga, la cual se determinó mediante la ecuación (19).

A los Compresores Centrífugos se les determina el cabezal con la ecuación (12) y se necesita de datos como: la eficiencia isoentrópica que es 0,78, especificada de acuerdo con los datos suministrados en la tabla 2, adicionalmente, la potencia del gas y las pérdidas mecánicas que se calculan con las ecuaciones (16) y (17). Finalmente, la potencia al freno con la ecuación (18). Estos cálculos se pueden ver detalladamente en el Apéndice A.

Los Casos 1 y 2 corresponden a las alternativas de compresión que utilizan Compresores Centrífugos, y los resultados obtenidos para estos casos de estudio son los siguientes:

Tabla 15. Condiciones de Proceso para el Caso 1

	Rc	η_{is}	m [lb/min]	Ps [psia]	Pd [psia]	Td [°F / °R]	Zavg	His	Ghp	BHP
Etapa 1	2,5	0,78	742	74,7	189,3	234 / 694	0,99	41919	1208	1225
Etapa 2	-	-	-	184,3	466,8	267 / 727	0,97	43171	1244	1262
Etapa 3	-	-	-	461,8	1214,7	273 / 733	0,94	44336	1278	1295
BHP TOTAL c/equipo										3782
BHP SISTEMA										3782
BHP SISTEMA + RESPALDO										7564

Tabla 16. Condiciones de Proceso para el Caso 2

	Rc	η_{is}	m [lb/min]	Ps [psia]	Pd [psia]	Td [°F / °R]	Zavg	His	Ghp	BHP
Etapa 1	2,5	0,78	371	74,7	189,3	234 / 694	0,99	41919	604	617
Etapa 2	-	-	-	184,3	466,8	267 / 727	0,97	43171	622	635
Etapa 3	-	-	-	461,8	1214,7	273 / 733	0,94	44336	639	652
BHP TOTAL c/equipo										1904
BHP SISTEMA										3808
BHP SISTEMA + RESPALDO										5712

La diferencia entre los BHP del sistema incluyendo las unidades de respaldo correspondientes al Caso 1 (7564 BHP) y al Caso 2 (5712 BHP), se debe a que este último está compuesto por 2 unidades de compresión de gas y cada una de ellas requieren de menor potencia, solo 1904 BHP cada una, esto es porque manejan menor flujo, en cambio el Caso 1 consiste en una sola unidad de compresión, que requiere de 3782 BHP, por lo tanto, la unidad de respaldo para este sistema debe tener la misma potencia, la cual representa aproximadamente el doble de lo que necesitaría una unidad de respaldo para el Caso 2 y es por ello que el BHP Total incluyendo la unidad de respaldo es menor para el segundo caso.

Compresores Reciprocantes:

La temperatura de descarga se determinó mediante las ecuaciones (9) y (10). Primero se obtiene una temperatura de descarga con la ecuación (9) y con esa temperatura se establece un factor de compresibilidad (utilizando la figura 13 presentada previamente). Con ese factor de compresibilidad se aplicó la ecuación (10) para alcanzar una mejor estimación de la temperatura de descarga. Finalmente, la potencia al freno de los Compresores Reciprocantes se determinó a través de la ecuación (11). Estos cálculos se presentan detalladamente en el Apéndice B.

Los casos de estudio del 3 al 10 corresponden a las alternativas que emplean Compresores Reciprocantes, y los resultados obtenidos para estos casos de estudio son los siguientes:

Tabla 17. Condiciones de Proceso para el Caso 3.

	Rc	Ps [psia]	Pd [psia]	Td [°F / °R]	Zavg	BHP
Etapa 1	2,5	74,7	189,3	205 / 665	0,99	384
Etapa 2	-	184,3	466,8	237 / 697	0,97	396
Etapa 3	-	461,8	1214,7	238 / 698	0,94	395
						BHP TOTAL c/equipo
						1175
						BHP SISTEMA
						3525
						BHP SISTEMA + RESPALDO
						4700

Tabla 18. Condiciones de Proceso para el Caso 4.

	Rc	Ps [psia]	Pd [psia]	Td [°F / °R]	Zavg	BHP
Etapa 1	2,5	74,7	189,3	205 / 665	0,99	288
Etapa 2	-	184,3	466,8	237 / 697	0,97	297
Etapa 3	-	461,8	1214,7	238 / 698	0,94	296
BHP TOTAL c/equipo						880
BHP SISTEMA						3520
BHP SISTEMA + RESPALDO						5280

Tabla 19. Condiciones de Proceso para el Caso 5.

	Rc	Ps [psia]	Pd [psia]	Td [°F / °R]	Zavg	BHP
Etapa 1	2,5	74,7	189,3	205 / 665	0,99	230
Etapa 2	-	184,3	466,8	237 / 697	0,97	237
Etapa 3	-	461,8	1214,7	238 / 698	0,94	237
BHP TOTAL c/equipo						704
BHP SISTEMA						3520
BHP SISTEMA + RESPALDO						4928

Tabla 20. Condiciones de Proceso para el Caso 6.

	Rc	Ps [psia]	Pd [psia]	Td [°F / °R]	Zavg	BHP
Etapa 1	2,5	74,7	189,3	205 / 665	0,99	192
Etapa 2	-	184,3	466,8	237 / 697	0,97	198
Etapa 3	-	461,8	1214,7	238 / 698	0,94	197
BHP TOTAL c/equipo						587
BHP SISTEMA						3522
BHP SISTEMA + RESPALDO						5283

Tabla 21. Condiciones de Proceso para el Caso 7.

	Rc	Ps [psia]	Pd [psia]	Td [°F / °R]	Zavg	BHP
Etapa 1	2,5	74,7	189,3	205 / 665	0,99	165
Etapa 2	-	184,3	466,8	237 / 697	0,97	170
Etapa 3	-	461,8	1214,7	238 / 698	0,94	169
BHP TOTAL c/equipo						504
BHP SISTEMA						3528
BHP SISTEMA + RESPALDO						5040

Tabla 22. Condiciones de Proceso para el Caso 8.

	Rc	Ps [psia]	Pd [psia]	Td [°F / °R]	Zavg	BHP
Etapa 1	2,5	74,7	189,3	205 / 665	0,99	144
Etapa 2	-	184,3	466,8	237 / 697	0,97	149
Etapa 3	-	461,8	1214,7	238 / 698	0,94	148
BHP TOTAL c/equipo						441
BHP SISTEMA						3528
BHP SISTEMA + RESPALDO						5292

Tabla 23. Condiciones de Proceso para el Caso 9.

	Rc	Ps [psia]	Pd [psia]	Td [°F / °R]	Zavg	BHP
Etapa 1	2,5	74,7	189,3	205 / 665	0,99	128
Etapa 2	-	184,3	466,8	237 / 697	0,97	132
Etapa 3	-	461,8	1214,7	238 / 698	0,94	132
BHP TOTAL c/equipo						392
BHP SISTEMA						3520
BHP SISTEMA + RESPALDO						5480

Tabla 24. Condiciones de Proceso para el Caso 10.

	Rc	Ps [psia]	Pd [psia]	Td [°F / °R]	Zavg	BHP
Etapa 1	2,5	74,7	189,3	205 / 665	0,99	115
Etapa 2	-	184,3	466,8	237 / 697	0,97	119
Etapa 3	-	461,8	1214,7	238 / 698	0,94	118
BHP TOTAL c/equipo						352
BHP SISTEMA						3528
BHP SISTEMA + RESPALDO						5640

La potencia requerida por el sistema más la unidad de respaldo, en cada uno de los casos de estudio, representa un dato importante para la evaluación económica, ya que algunos de los costos son por BHP instalado, específicamente los costos de operación.

A continuación se presenta una comparación entre la potencia requerida por cada una de las alternativas en estudio.

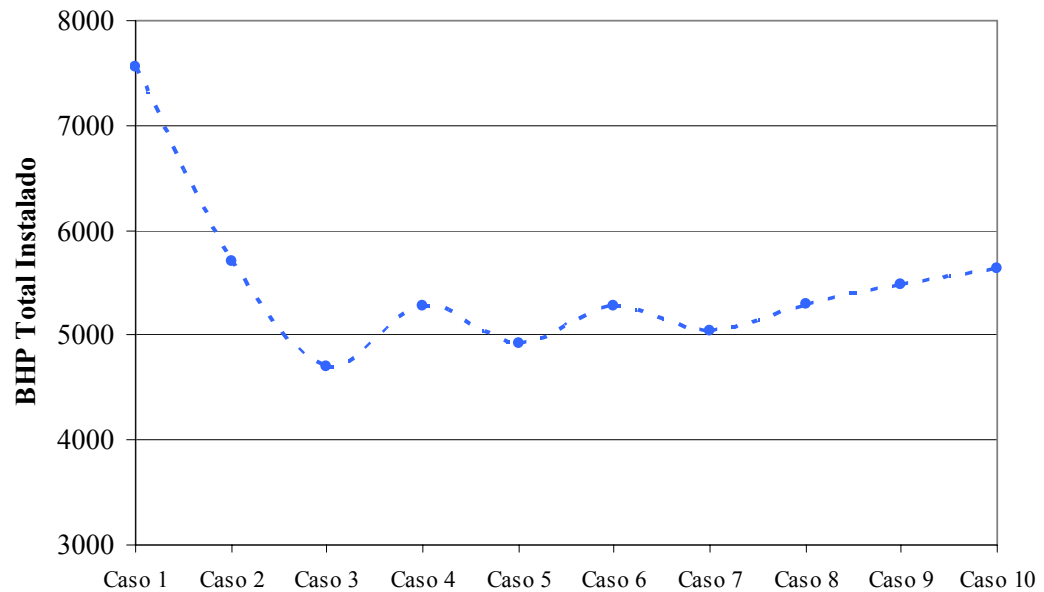


Figura 13. Comparación de los BHP Instalados del sistema incluyendo el equipo de respaldo.

Se puede observar que el Caso 3 presenta la menor potencia instalada incluyendo la unidad de respaldo. De manera general se puede decir que en los casos donde se utilizan Compresores Reciprocantes, la potencia total requerida es menor que para los sistemas que emplean Compresores Centrífugos (Caso 1 y Caso 2). Otro aspecto importante que se debe tomar en cuenta es que los equipos del Caso 3 en adelante son equipos cada vez más pequeños, por lo tanto, sus unidades de respaldo correspondientes también son cada vez más pequeñas y requieren de menor potencia de manera individual.

IV.4 Evaluación Económica de cada una de las alternativas.

A través de la figura 6 del Capítulo II, con los datos del tipo de compresor y los BHP requeridos para cada uno de los casos de estudio, se determinaron los costos de los equipos para cada Caso. El factor de módulo correspondiente y los factores varios se presentan en la tabla 6 del Marco Teórico (Garret, 1989).

A medida que aumenta la cantidad de equipos, aumentan los costos asociados a la instalación, soportes y conexiones de los mismos. El factor de módulo es el que introduce estos costos en la evaluación económica y como este factor tiene un rango entre 2,15 a 3,1 y los casos de estudio van desde 1 compresor hasta 10 compresores, el rango del factor de módulo se dividió en 10 valores, de manera tal que cada una de las alternativas tenga un factor de módulo asociado de acuerdo al número de equipos que componen ese sistema.

A los costos obtenidos de la figura 6 les corresponde un índice de costos de 320 (Garret, 1989). Para ajustar los precios de los equipos, se tomó como base el índice de costo y el precio del equipo de referencia obtenido de la gráfica anterior y el índice de costos actual para compresores, que para marzo del 2008 es de 842,9. Los Costos de

Instalación para cada uno de los casos de estudio se determinaron a través de la ecuación (27) y los resultados se muestran a continuación:

Tabla 25. Costos de Instalación de cada uno de los casos de Estudio.

Caso	Costo de Instalación c/equipo [US\$]	Costo de Instalación Total + Respaldo [US\$]
1	5.301.972	10.603.943
2	3.228.897	9.686.691
3	3.856.647	15.426.587
4	3.119.041	18.714.245
5	2.768.065	19.376.456
6	2.488.399	22.395.590
7	2.271.500	22.714.996
8	2.146.708	25.760.499
9	1.998.890	27.984.459
10	1.957.293	31.316.685

Los costos de operación y mantenimiento se tomaron como datos de los antecedentes presentados en el Capítulo I, en donde se establecen costos del año 2005 para Compresores Centrífugos de 0,004 US\$/BHP-h y para los reciprocantes de 0,007 US\$/BHP-h (Potter, 2005). Como son costos del año 2005 en EEUU, se le aplicó la ecuación (30), para obtener costos aproximados para el año 2008. La inflación correspondiente es del 2% y los sistemas de compresión evaluados operan 24 horas los 365 días del año, lo que da un total de 8.760 horas al año.

Tabla 26. Costos de Operación y Mantenimiento para turbina y motor a gas para el año 2008.

Costo Op. & Mant. Turbina	Costo Op. & Mant. Motor
[\$/bhp-h]	[\$/bhp-h]
0,0042	0,0074

Tabla 27. Costos de Operación y Mantenimiento para cada uno de los casos de estudio.

Caso	Costo de Op. & Mant. c/equipo [US\$]	Costo de Op. & Mant. Total + Respaldo [US\$]
1	140.633	281.265
2	70.800	212.399
3	76.461	305.844
4	57.264	343.587
5	45.812	320.681
6	38.198	343.782
7	32.797	327.969
8	28.697	344.368
9	25.509	357.122
10	22.906	366.493

A medida que los equipos se hacen cada vez más pequeños los costos de operación y mantenimiento de esa unidad disminuyen, tanto para los Compresores Centrífugos como los reciprocantes y esto se debe a que estos costos dependen de la potencia instalada en BHP. Aún cuando estos costos disminuyen cuando los equipos son de baja capacidad, los casos de estudio que emplean este tipo de compresores requieren de varias unidades, lo que ocasiona un incremento significativo de este tipo de costos, con respecto a los sistemas que emplean pocas unidades de compresión, tal como se observa en la tabla anterior.

Los costos de mantenimiento mayor se estimaron como un 20% del costo inicial del equipo (Garret, 1989). Estas labores de mantenimiento se realizan cada 4 años (aproximadamente 35.000 horas) para los equipos operativos y cada 6 años para los equipos de respaldo (Potter, 2005).

Tabla 28. Costos de Mantenimiento mayor para cada uno de los casos de estudio.

Caso	Costo del Overhaul c/equipo [US\$]	Costo del Overhaul del Sistema [US\$]*
1	421.450	421.450
2	252.870	505.740
3	231.798	695.393
4	179.116	716.465
5	152.776	763.878
6	131.703	790.219
7	115.899	811.291
8	105.363	842.900
9	94.826	853.436
10	89.558	985.139

*No Incluye los equipos de respaldo.

Con respecto a la tasa de descuento, se fijó de acuerdo a criterios establecidos por la empresa Vepica para la estimación de costos, donde se toma como base la tasa LIBOR (5,35%) y una tasa de riesgo del 5%, utilizando la ecuación (31) presentada en el Capítulo III, se obtuvo una tasa de descuento del 11% (Baca, 1996).

$$TasaDesc = (1 + T_{LIBOR}) \cdot (1 + T_{RIESGO}) - 1 = (1 + 0,0535) \cdot (1 + 0,05) - 1 = 11\%$$

El VAN se determinó para cada una de las alternativas de compresión en estudio durante un período de 20 años, ya que representa la vida útil aproximada de los compresores. Este cálculo permite establecer cual es el sistema de compresión que genera menores gastos. El procedimiento detallado de cálculo se presenta en el Apéndice C. Seguidamente se tienen los resultados del VAN.

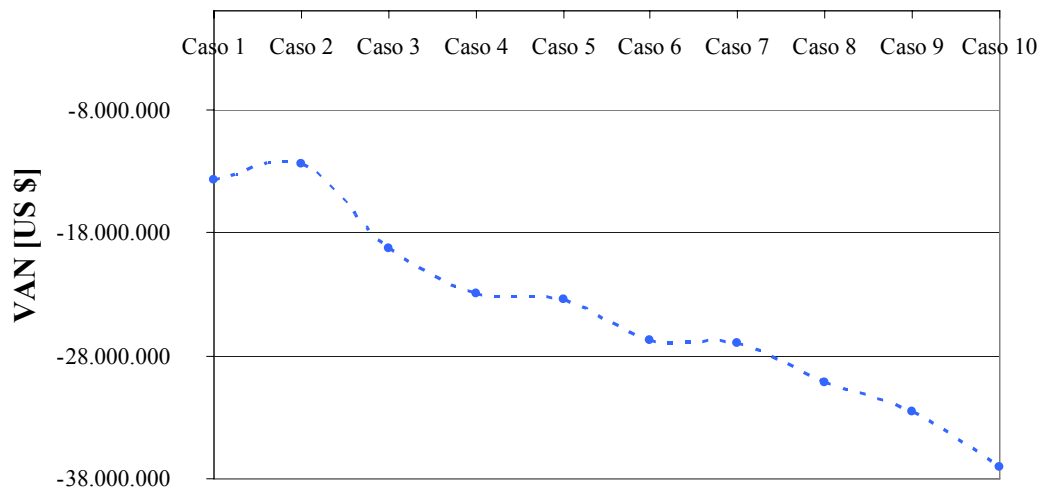


Figura 14. Valores del VAN para cada uno de los Casos de Estudio.

En la gráfica anterior se puede ver que el Caso 2 es la alternativa de compresión que genera menores gastos, en comparación con el resto de los sistemas de compresión. A medida que aumenta la cantidad de equipos y se cambia el tipo de compresor a reciprocante, los valores del VAN se hacen cada vez más negativos, es decir son alternativas cada vez menos rentables.

Los resultados obtenidos indican que los Compresores Centrífugos representan una alternativa que ofrece mayores beneficios desde el punto de vista económico y dentro de la clasificación de Compresores Centrífugos, el sistema compuesto por dos compresores más una unidad de respaldo (Caso 2), representa el sistema más atractivo económicamente.

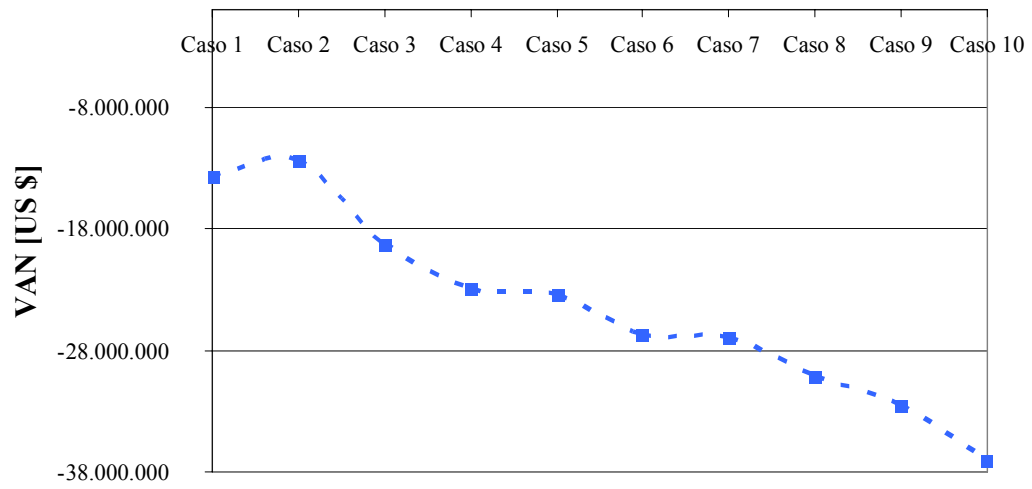
IV.5 Selección del Sistema de Compresión más adecuado de acuerdo al Análisis Técnico-Económico.

Para unificar criterios de selección tanto técnicos como económicos, es necesario hacer un análisis de los resultados obtenidos en cada una de las evaluaciones, mencionadas anteriormente. Posteriormente, se presentan dos figuras con las variables más importantes que se deben tomar en cuenta para seleccionar el sistema de compresión más adecuado.

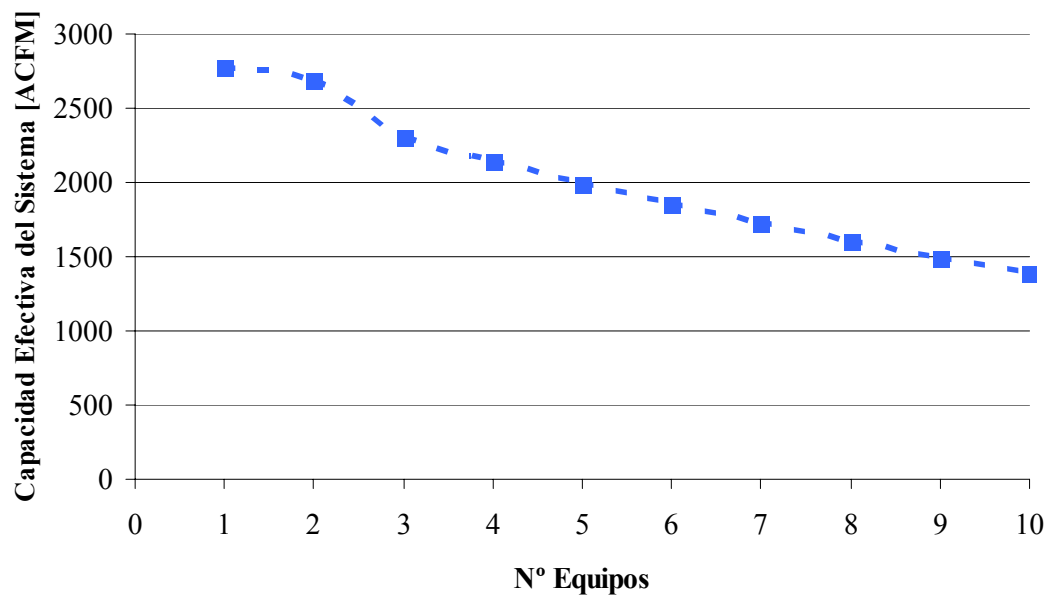
Uno de los datos que se muestran en la siguiente tabla es la Capacidad Efectiva del sistema, la cual indica la eficiencia del mismo, en términos de la disponibilidad de manejar el flujo de gas requerido, adicionalmente, se presentan datos del VAN que representan la rentabilidad de un sistema con respecto al otro. Por lo tanto, estos dos parámetros antes mencionados son determinantes en la selección del sistema de compresión de gas natural más adecuado.

Tabla 29. Cuadro Resumen de las Variables más Importantes de cada uno de los Casos de Estudio.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6	Caso 7	Caso 8	Caso 9	Caso 10
Tipo de Compresor	Centrífugo		Reciprocante							
Nº Equipos	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q c/u [ACFM]	2862	1431	954	715	572	477	409	358	318	286
C_{EFFECT} Sistema [ACFM]	2776	2693	2302	2141	1991	1852	1722	1601	1489	1385
Nº Equipos de Respaldo	1	1	1	2	2	3	3	4	5	6
Q Instalado [ACFM]	5724	4293	3816	4290	4004	4293	4090	4296	4452	4576
QExceso [ACFM]	2862	1431	954	1428	1142	1431	1228	1434	1590	1714
BHP SIST + RESPALDO	7564	5712	4700	5280	4928	5283	5040	5292	5480	5640
VAN (US\$)	-13.723.297	-12.408.104	-19.281.194	-22.918.201	-23.485.860	-26.745.049	-26.976.434	-30.217.534	-32.566.214	-37.105.687



a) Criterio Económico



b) Criterio Técnico

Figura 15. Comparación entre los Criterios Técnico y Económico. a) Criterio Económico (VAN)
b) Criterio Técnico (Capacidad Efectiva)

El Caso 1 y el Caso 2 son las alternativas que ofrecen mayores Capacidades Efectivas garantizando de una manera más eficiente el suministro de gas y a su vez representan los casos con valores del VAN más cercanos a cero, indicando una operación más rentable aun cuando los BHP requeridos son mayores para estos casos.

Desde el punto de vista económico prevalece el Caso 2 con una diferencia del 10% con respecto al valor del VAN más cercano, que corresponde al Caso 1. La Capacidad Efectiva del Caso 2 es 6% menor que la Capacidad Efectiva del Caso 1, por lo tanto, estableciendo un compromiso entre ambos aspectos, técnicos y económicos la mejor alternativa es el Caso 2.

A continuación se muestran las principales características del sistema seleccionado.

Tabla 30. Características del Sistema de Compresión Seleccionado.

Tipo de Compresor	Nº Equipos	Q c/equipo [ACFM]	C_{EFFECT} Sistema [ACFM]	Equipos de Respaldo	BHP TOTAL c/u	BHP SISTEMA + RESPALDO	VAN
Centrífugo	2	1431	2693	1	1904	5712	- 12.408.104

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Sobre la base de los resultados obtenidos se presentan las siguientes conclusiones y recomendaciones.

Conclusiones:

- La Capacidad Efectiva es mayor para los sistemas que utilizan Compresores Centrífugos dado que su disponibilidad es mayor que la de los Compresores Reciprocantes.
- La Capacidad Efectiva del sistema disminuye a medida que aumenta la cantidad de equipos.
- Para las condiciones de proceso de este estudio la compresión se debe realizar en tres etapas.
- Los BHP requeridos por el sistema incluida la unidad de respaldo, disminuye a medida que aumenta el número de equipos, sin embargo, al tener más equipos el tamaño de la planta es mayor al igual que el factor de módulo de los costos de Instalación.

- Los valores del VAN de los sistemas compuestos por Compresores Centrífugos, son menores, en especial el que esta compuesto por 2 unidades de compresión.
- En este caso de estudio, la alternativa de compresión que requiere de menor potencia no es la alternativa más económica.
- El sistema de compresión más adecuado para las condiciones de proceso del presente caso de estudio, consiste de dos Compresores Centrífugos, más una unidad de respaldo, cada uno de 1904 BHP y manejan un flujo de 1431 ACFM cada equipo.

Recomendaciones:

- Considerar la Disponibilidad de los equipos en la fase de conceptualización de Proyectos de Gas.
- Realizar este tipo de evaluaciones Técnico-Económicas permite seleccionar el esquema de compresión, tipo y número de compresores más rentables.

CAPÍTULO VI

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Aries, R. y Newton, R. (1955) *Chemical Engineering Cost Estimation*. McGraw-Hill. pp 77-181.

Baca, G. (1996) *Evaluación de Proyectos*. 3ra Edición. McGraw-Hill. pp 180-181.

Blank, L. Y Tarquin, A. (1999) *Ingeniería Económica*. 4ta Edición. McGraw-Hill. pp 153-158.

Chemical Engineering Magazine (2008) *Economic indicators* [Revista digital]
Disponible solo para Afiliados. [Consulta: 2008, Marzo 28].

Coker, A. (1994) *Selecting and Sizing Process Compressors*. Hydrocarbon Processing, July 1994. pp. 39-47.

Enerflex. (2007) *Maintenance and Instruction Manual*. Enerflex, pp. 21-24.

Gallick, P., Phillippi, G. y Williams, B. (2006) *What's Correct for my Application- A Centrifugal or Reciprocating Compressor?*. Thirty Fifth Turbomachinery Symposium 2006. pp. 113-122.

Garret, D. (1989) *Chemical Engineering Economics*. Van Nostrand Reinhold. pp 256-381.

- GPSA (2007)** *Compressors and Expanders*. Engineering Data Book 11th edition (electronic). Sec: 13, pp 1-46
- Huerta, R. (2006)** *Proceso de análisis integral de disponibilidad y confiabilidad como soporte para el mejoramiento continuo de las empresas*. Noria Latin America.
- Jandjel, G. (2000)** *Select the right compressor*. Chemical Engineering Progress, pp. 1-16.
- MDP (Manual del diseño de Proceso) PDVSA (1996)** *Selección del tipo de Compresor*. (MDP-02-K-03), pp 2-32 .
- Melchor, A. (1992)** *Curso: Ingeniería de Gas. Capítulo: Compresores*. Corpoven, pp. 3 -61.
- Mosquera, G. (2000)** *Estimación de Parámetros de Confiabilidad y Mantenibilidad en Sistemas Industriales*. Centro de altos estudios gerenciales, pp. 10 -89
- Ohama, T., Kurioka, Y., Tanaka, H. y Koga, T. (2006)** *Process gas applications where API 619 screw compressors replaced reciprocating and centrifugal compressors*. The thirty-fifth turbomachinery symposium 2006, pp. 89-96
- Peters, M. y Timmerhaus, K. (1991)** *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*. McGraw-Hill,Inc. pp. 89-96.
- Potter, R. (2005)** *The use of Integral Slow Speed Engines As Horsepower Expansion*. Gas Machinery Conference, Enginuity LLC. pp. 1-16.

Solar Turbines. (2005) *Maintenance Instructions. Solar Turbines.* pp. 1.8-1.15.

Triola M. (2000) *Estadística Elemental*, Prentice Hall, 7ma. Edición, pp. 150.

CAPÍTULO VII

APÉNDICES

APÉNDICE A. Cálculos Típicos para Determinar la Potencia en BHP de Compresores Centrífugos (Aplicado al Caso 1).

Los datos suministrados para realizar el presente estudio son los siguientes:

Tabla A.1 Características Generales del Sistema de Compresión.

Q [MMPCND]	Q [ACFM]	m [lb/min]	Ps SISTEMA [psig / psia]	Pd SISTEMA [psig / psia]	Ts SISTEMA [°F / °R]
20	2862	741,8	60 / 74,7	1200 / 1214	90 / 550

1) Tanto para los compresores centrífugos como para los reciprocantes se debe establecer el número de etapas de compresión mediante la ecuación (20) del marco teórico.

$$R_{C_{SISTEMA}} = \frac{Pd_{UE}}{Ps_{PE}} = \frac{1214,7 \text{ psia}}{74,7 \text{ psia}} = 16,3 \quad (20)$$

2) Con el dato de la relación de compresión y utilizando la siguiente tabla, se realizó una primera estimación del número de etapas.

Tabla A.2 Determinación del número de Etapas.

Relación de Compresión (Rc)	Número de Etapas
$Rc < 5$	1 Etapa
$5 \leq Rc \leq 24$	2 Etapas
$Rc \geq 25$	3 Etapas

Con una relación de compresión de 16,3 se establece que deben ser 2 etapas.

3) Se debe verificar este número, calculando la relación de compresión óptima:

$$R_{CO} = \sqrt[n]{R_{C_{SISTEMA}}} = \sqrt[2]{16,3} = 4 \quad (21)$$

Esa relación de compresión óptima es muy alta, por lo tanto se aumenta el número de etapas de 2 etapas a **3 etapas** y se recalcula la relación de compresión óptima.

$$R_{CO} = \sqrt[n]{R_{C_{SISTEMA}}} = \sqrt[3]{16,3} = 2,5 \quad (21)$$

4) El peso molecular, el cual se calcula a partir de la ecuación (30):

$$MW = g.e \cdot MW_{aire} = 0,7 \cdot 28,96 \frac{lb}{lbmol} = 20,27 \frac{lb}{lbmol} \quad (30)$$

Cálculos de la 1ra Etapa:

5) Para determinar la constante k de los gases, se utiliza la figura 3 del Capítulo II, con el dato de la temperatura de succión de 90°F.

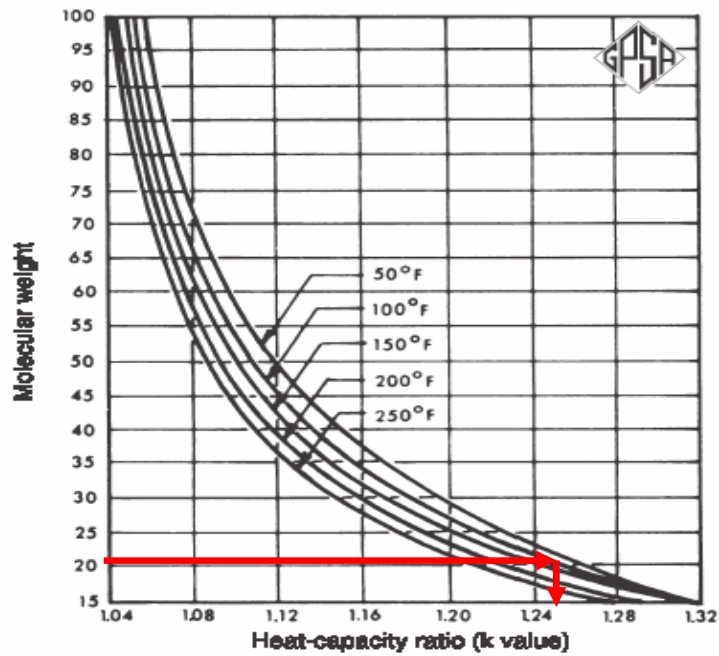


Figura A.1 Estimación de la relación de calores específicos a la temperatura de succión de la 1ra Etapa del Caso 1.

En la figura anterior se puede apreciar que la constante k a la temperatura de succión tiene un valor de 1,25.

6) Luego se determina el factor de compresibilidad a la succión.

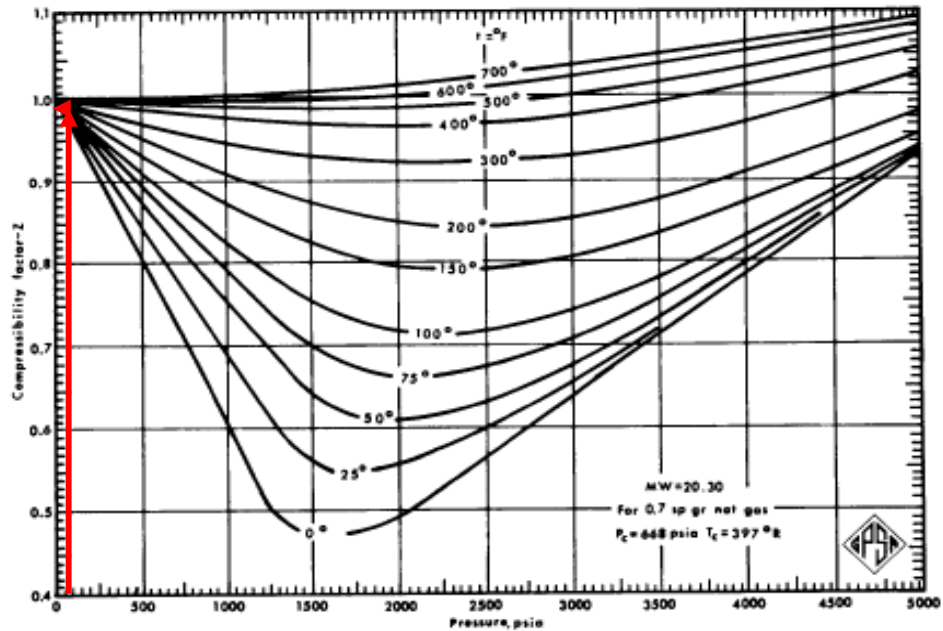


Figura A.2 Determinación del Factor de Compresibilidad a la Succión de la 1ra Etapa del Caso 1.

El factor de compresibilidad a las condiciones de succión es de 0,99 tal como se pudo observar en la figura anterior.

7) Con la relación de compresión óptima se determina la presión de descarga de cada una de las etapas excepto la última, puesto que esa presión de descarga es una de las especificaciones del presente estudio (1214,7 psia). A continuación se presenta el cálculo de la presión de descarga para la primera etapa:

$$Rco = \frac{Pd_{ETAPA}}{Ps_{ETAPA}} \Rightarrow Pd_{1raETAPA} = Rco \cdot Ps_{1raETAPA} = 2,5 \cdot 74,7 \text{ psia} = 189,3 \text{ psia}$$

8) Para estimar el factor de compresibilidad a la descarga es necesario conocer la temperatura de descarga, la cual se determina mediante la ecuación (19) que necesita de la eficiencia isoentrópica, especificada con los datos suministrados por la siguiente tabla, tomando en cuenta que el flujo es 2862 ACFM:

Tabla A.3 Rango de flujos para compresores centrífugos y eficiencias isoentrópicas o politrópicas.

Rango de Flujos en la Entrada (ACFM)	Eficiencia Politrópica Promedio	Eficiencia Isoentrópica Promedio
100-500	0,70	0,67
500-7.500	0,80	0,78
7.500-20.000	0,86	0,83
20.000-33.000	0,86	0,83
33.000-55.000	0,86	0,83
55.000-80.000	0,86	0,83
80.000-115.000	0,86	0,83
115.000-145.000	0,86	0,83
145.000-200.000	0,86	0,83

$$T_d = T_s + T_s \cdot \frac{\left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{k-1/k} - 1 \right]}{\eta_{is}} = 550 + 550 \cdot \frac{\left[\left(\frac{189,3 \text{ psia}}{74,7 \text{ psia}} \right)^{1,25-1/1,25} - 1 \right]}{0,78} = 694^\circ R / 234^\circ F$$

9) El factor de compresibilidad a la descarga se determina con la figura A.2 sabiendo que la temperatura de descarga es 234°F.

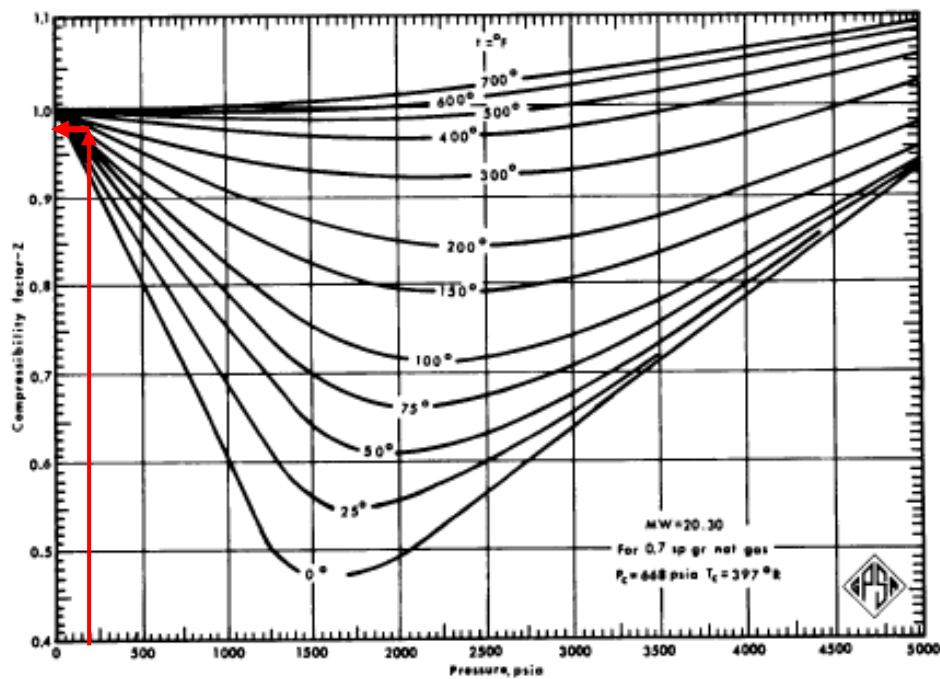


Figura A.3. Determinación del Factor de Compresibilidad a la descarga de la 1ra etapa del Caso1.

10) El factor de compresibilidad de la descarga es 0,98 y el de succión es 0,99 para determinar el factor de compresibilidad promedio se utiliza la ecuación (15).

$$Z_{avg} = \frac{Z_s + Z_d}{2} = \frac{0,99 + 0,98}{2} = 0,99 \quad (15)$$

11) Con la temperatura de descarga se determina un nuevo valor de k, a una temperatura promedio entre la temperatura de succión y la temperatura de descarga, es decir a 162°F

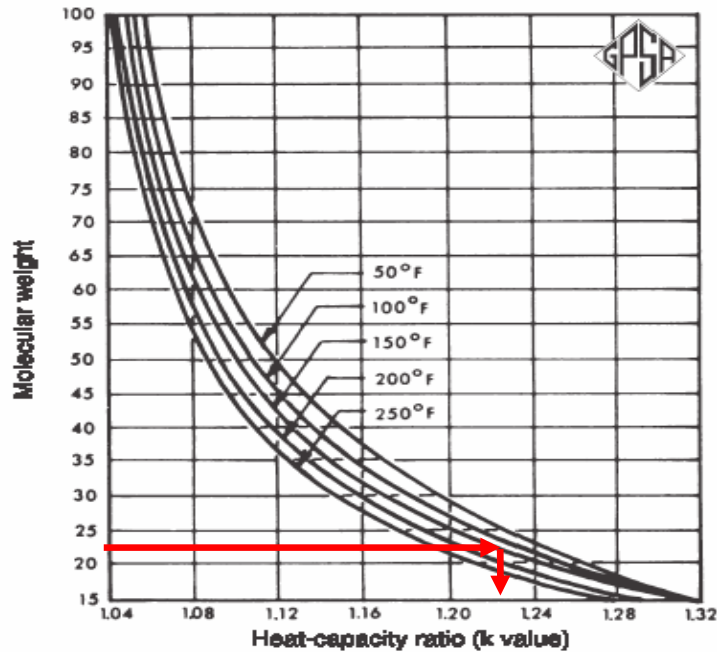


Figura A.4 Estimación de k a la Temperatura Promedio entre la Succión y Descarga de la 1ra Etapa del Caso 1.

De acuerdo con la figura anterior el valor de k a la temperatura promedio es 1,23.

12) La determinación del cabezal se hace con la ecuación (12):

$$His = \frac{1545}{MW} \cdot \frac{Z_{avg} \cdot T_s}{(k-1)/k} \cdot \left[\left(\frac{Pd}{Ps} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (12)$$

$$His = \frac{1545}{20,27} \cdot \frac{0,99 \cdot 550}{(1,23-1)/1,23} \cdot \left[\left(\frac{189,3}{74,7} \right)^{(1,23-1)/1,23} - 1 \right] = 42149 \frac{\text{pie.lb}}{\text{lb}}$$

13) La potencia del gas y las pérdidas mecánicas que se calculan con las ecuaciones (16) y (17) respectivamente.

$$Ghp = \frac{m \cdot His}{\eta_{is} \cdot 33000} = \frac{741,8 \text{ lb/min} \cdot 42149 \text{ pie.lb/lb}}{0,78 \cdot 33000} = 1215 \text{ BHP} \quad (16)$$

$$Pérd.Mec = Ghp^{0,4} = 1215^{0,4} = 17,1 \text{ BHP} \quad (17)$$

14) Finalmente, la potencia al freno de la 1ra Etapa se calcula con la ecuación (18):

$$Bhp = Ghp + Pérd.Mec = (1215 + 17,1) \text{ BHP} = 1232 \text{ BHP} \quad (19)$$

Cálculos de la 2da Etapa:

15) A partir de la segunda etapa de compresión, se toma como la presión de succión la presión de descarga de la etapa anterior, menos la caída de presión en el enfriador que se estima de 5 psia, por lo tanto la presión de succión es:

$$Ps_{2daETAPA} = 189,3 \text{ psia} - 5 \text{ psia} = 184,3 \text{ psia}$$

16) El enfriador que comúnmente se emplea es un aroenfriador (fin-fan cooler) que lleva al gas natural hasta una temperatura de 120°F debido a las características del equipo intercambiador de calor y a las condiciones ambientales, es decir, la temperatura de succión de la 2da etapa es 120°F.

17) Con los datos de las condiciones de succión se repiten los pasos del 5 al 14 para determinar la potencia correspondiente a la 2da etapa y se obtienen los siguientes resultados:

Tabla A.4 Resultados correspondientes a la 2da Etapa de compresión para el Caso 1.

	ks	Zs	Pd [psia]	Td [°F / °R]	Zd	Zavg	His	Ghp	BHP
Etapa 2	1,24	0,97	466,8	267 / 727	0,96	0,97	43171	1244	1262

Cálculos de la 3ra Etapa (Última Etapa):

18) Se toma como la presión de succión la presión de descarga de la etapa anterior, menos la caída de presión en el enfriador (5 psi), por lo tanto la presión de succión es:

$$P_{S_{3raETAPA}} = 466,8 \text{ psia} - 5 \text{ psia} = 461,8 \text{ psia}$$

19) Como se emplea aerofriadores (fin-fan coolers) la temperatura de succión de la 3ra etapa es 120°F.

20) La presión de descarga correspondiente a la última etapa no se calcula, ya que es una especificación del proceso, para este caso de estudio la presión de descarga es 1214,7.

21) Con los datos de las condiciones de succión se repiten los pasos del 5 al 14 para determinar la potencia correspondiente a la 3ra etapa y se obtienen los siguientes resultados:

Tabla A.5 Resultados correspondientes a la 3ra Etapa de compresión para el Caso 1.

	Ks	Zs	Pd [psia]	Td [°F / °R]	Zd	Zavg	His	Ghp	BHP
Etapa 3	1,23	0,93	1214,7	273 / 733	0,96	0,95	44336	1278	1295

22) La potencia requerida para el Caso 1 es la suma de la potencia de cada una de las Etapas.

$$BHP_{TOTAL} = \sum_1^{n^{\circ}Etapas} BHP_{C/ETAPA} = (1232 + 1262 + 1295) = 3789 BHP$$

APÉNDICE B. Cálculos Típicos para Determinar la Potencia en BHP de Compresores Reciprocantes (Aplicado al Caso 3).

Los datos suministrados para realizar el presente estudio son los siguientes:

Tabla B.1 Características Generales del Sistema de Compresión.

Q	Q	m	Ps SISTEMA	Pd SISTEMA	Ts SISTEMA
[MMPCND]	[ACFM]	[lb/min]	[psig / psia]	[psig / psia]	[°F / °R]
20	2862	741,8	60 / 74,7	1200 / 1214	90 / 550

1) Se repiten los pasos del 1 al 7 correspondiente a los cálculos típicos para compresores centrífugos, presentados en la sección anterior de este Capítulo de Anexos. En dichos cálculos se verifica que:

Tabla B.2 Resultados obtenidos en los primeros 6 pasos de cálculo.

Nº Etapas	Rco	MW	k@Ts	Zs	Pd _{ETAPA}
	[Adim]	[lb/lbmol]	[Adim]	[Adim]	[psia]
3	2,5	20,27	1,25	0,99	189,3

Cálculos de la 1ra Etapa:

2) Para estimar el factor de compresibilidad a la descarga es necesario conocer la temperatura de descarga, la cual se determina mediante la ecuación (9):

$$T_d = T_s \cdot \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 550 \cdot \left(\frac{189,3}{74,7} \right)^{\frac{1,25-1}{1,25}} = 662^\circ R = 202^\circ F \quad (9)$$

3) Con esa primera estimación de la temperatura de descarga se calcula una temperatura promedio entre la temperatura de succión y esta, para determinar un

valor de k a esa temperatura promedio ($T_{prom} = 146^{\circ}\text{F}$), adicionalmente se establece un factor de compresibilidad para esa temperatura de descarga.

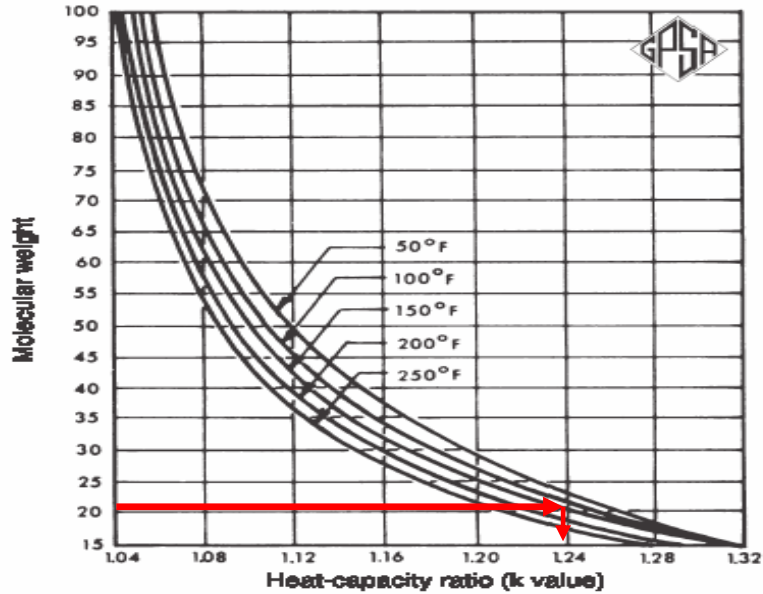


Figura B.1 Estimación de k a la Temperatura Promedio entre la Succión y Descarga de la 1ra Etapa del Caso 3.

El valor de k para esa temperatura promedio entre la succión y descarga es de 1,24.

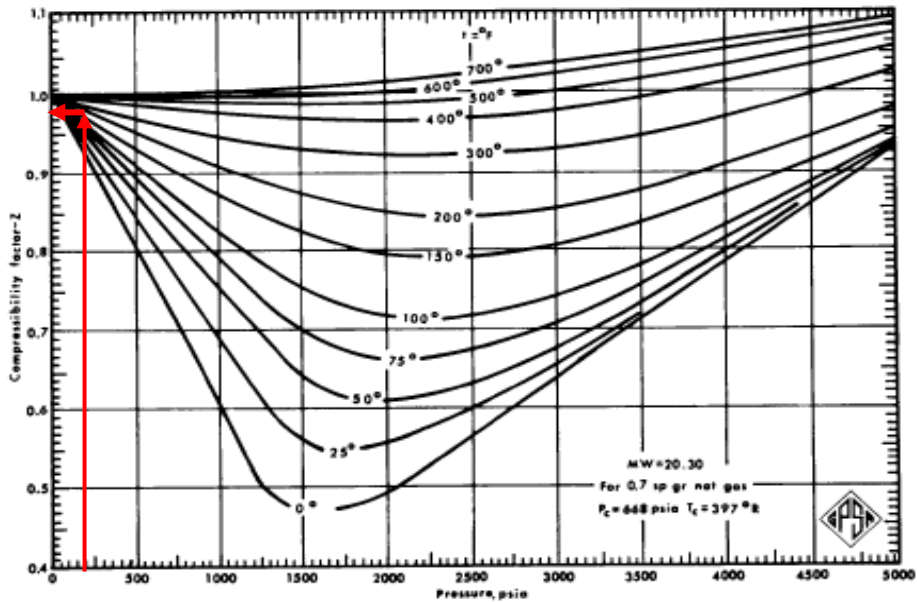


Figura B.2 Determinación del Factor de Compresibilidad a la descarga de la 1ra etapa del Caso 3.

El factor de compresibilidad correspondiente a la descarga con la primera estimación de la temperatura, es de 0,98.

4) Con ese valor de k y de factor de compresibilidad se aplica la ecuación (10) con el objeto de obtener una mejor estimación de la temperatura de descarga.

$$T_d = T_s \cdot \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \frac{Z_s}{Z_d} = 550 \cdot \left(\frac{189,3}{74,7} \right)^{\frac{1,24-1}{1,24}} \cdot \frac{0,99}{0,98} = 665^\circ R = 205^\circ F \quad (10)$$

5) El factor de compresibilidad a esta nueva temperatura de descarga se determina con la figura 13, dando un valor de 0,98 igual que en el caso anterior, ya que no hubo una variación significativa de las temperaturas de descarga.

6) El factor de compresibilidad de la descarga es 0,98 y el de succión es 0,99 para determinar el factor de compresibilidad promedio se utiliza la ecuación (15).

$$Z_{avg} = \frac{Z_s + Z_d}{2} = \frac{0,99 + 0,98}{2} = 0,99 \quad (15)$$

7) Con la última temperatura de descarga se determina un nuevo valor de k, a una temperatura promedio entre la temperatura de succión y la temperatura de descarga, es decir a 148°F. Como es una temperatura muy cercana a la primera temperatura promedio el valor de k será aproximadamente el mismo que el anterior k = 1,24.

8) Finalmente, la potencia al freno de la 1ra Etapa se calcula con la ecuación (11), para lo cual se necesita establecer una eficiencia total que depende de la velocidad de compresor. En el presente caso de estudio se considera compresores recíprocos de alta velocidad, ya que actualmente los fabricantes solo diseñan este tipo de compresores debido a los costos asociados, por lo tanto la eficiencia total (E) es de 0,82 de lo contrario, para una velocidad baja sería 0,85.

$$BHP / etapa = 3.03 \cdot Z_{avg} \cdot \left(\frac{Q_g \cdot T_s}{E} \right) \cdot \left(\frac{k}{k-1} \right) \cdot \left(\frac{P_L}{T_L} \right) \cdot \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{k-1/k} - 1 \right] \quad (11)$$

$$BHP / 1raEtapa = 3.03 \cdot 0,99 \cdot \left(\frac{7 \cdot 550}{0,82} \right) \cdot \left(\frac{1,24}{1,24-1} \right) \cdot \left(\frac{14,7}{520} \right) \cdot \left[\left(\frac{189,3}{74,7} \right)^{1,24-1/1,24} - 1 \right] = 405 BHP$$

Cálculos de la 2da Etapa:

9) A partir de la segunda etapa de compresión, se toma como la presión de succión la presión de descarga de la etapa anterior, menos la caída de presión en el enfriador que se estima de 5 psi, por lo tanto la presión de succión es:

$$P_{S_{2daETAPA}} = 189,3 \text{ psia} - 5 \text{ psia} = 184,3 \text{ psia}$$

10) El enfriador que comúnmente se emplea es el fin-fan que llevan al gas natural hasta una temperatura de 120°F puesto que es la temperatura óptima a la cual los interenfriadores deben enviar el flujo de gas a la siguiente etapa, es decir, la temperatura de succión de la 2da etapa es 120°F.

11) Con los datos de las condiciones de succión se repiten los pasos del 5 al 7 para compresores centrífugos, obteniendo los siguientes resultados:

Tabla B.3 Resultados correspondientes a la 2da Etapa de compresión para el Caso 3.

	k @ Ts [adim]	Zs	Pd [psia]
Etapa 2	1,24	0,97	466,8

12) Se repiten los pasos del 2 al 8 correspondientes a la 1ra etapa de compresores reciprocantes, para obtener lo siguiente:

Tabla B.4 Resultados correspondientes a la 2da Etapa de compresión para el Caso 3.

	1ra Td [°F/°R]	1ra Zd [adim]	1ra k @Tprom [adim]	2da Td [°F / °R]	2da Zd [adim]	2da k @Tprom [adim]	Zavg [adim]	BHP
Etapa 2	234/694	0,96	1,23	237 / 697	0,96	1,23	0,97	396

Cálculos de la 3ra Etapa (Última Etapa):

13) Se toma como la presión de succión la presión de descarga de la etapa anterior, menos la caída de presión en el enfriador (5 psi), por lo tanto la presión de succión es:

$$P_{S_{3raETAPA}} = 466,8 \text{ psia} - 5 \text{ psia} = 461,8 \text{ psia}$$

14) Como se emplea aerofriadores (fin-fan coolers) la temperatura de succión de la 3ra etapa es 120°F.

15) La presión de descarga correspondiente a la última etapa no se calcula, ya que es una especificación del proceso, para este caso de estudio la presión de descarga es 1214,7 psia.

16) Con los datos de las condiciones de succión se repiten los pasos del 5 al 7 para compresores centrífugos, obteniendo los siguientes resultados:

Tabla B.5 Resultados correspondientes a la 3ra Etapa de compresión para el Caso 3.

	k @ Ts [adim]	Zs	Pd [psia]
Etapa 3	1,24	0,93	1214,7

17) Se repiten los pasos del 2 al 8 correspondientes a la 1ra etapa de compresores reciprocantes, para obtener lo siguiente:

Tabla B.6 Resultados correspondientes a la 3ra Etapa de compresión para el Caso 3.

	1ra Td [°F/°R]	1ra Zd [adim]	1ra k @Tprom [adim]	2da Td [°F / °R]	2da Zd [adim]	2da k @Tprom [adim]	Zavg [adim]	BHP
Etapas 2	239/699	0,93	1,22	238 / 698	0,92	1,22	0,93	395

18) La potencia requerida para el Caso 3 es la suma de la potencia de cada una de las Etapas.

$$BHP_{TOTAL} = \sum_1^{n^{\circ}Etapas} BHP_{C/ETAPA} = (405 + 396 + 395) = 1196 BHP$$

APÉNDICE C. Cálculos Típicos para Determinar el VAN

Valor Actual Neto (Aplicado al Caso 1).

1) A través de la siguiente figura, sabiendo que el compresor es centrífugo y que requiere de 3782 BHP se determina el costo de referencia del Equipo.

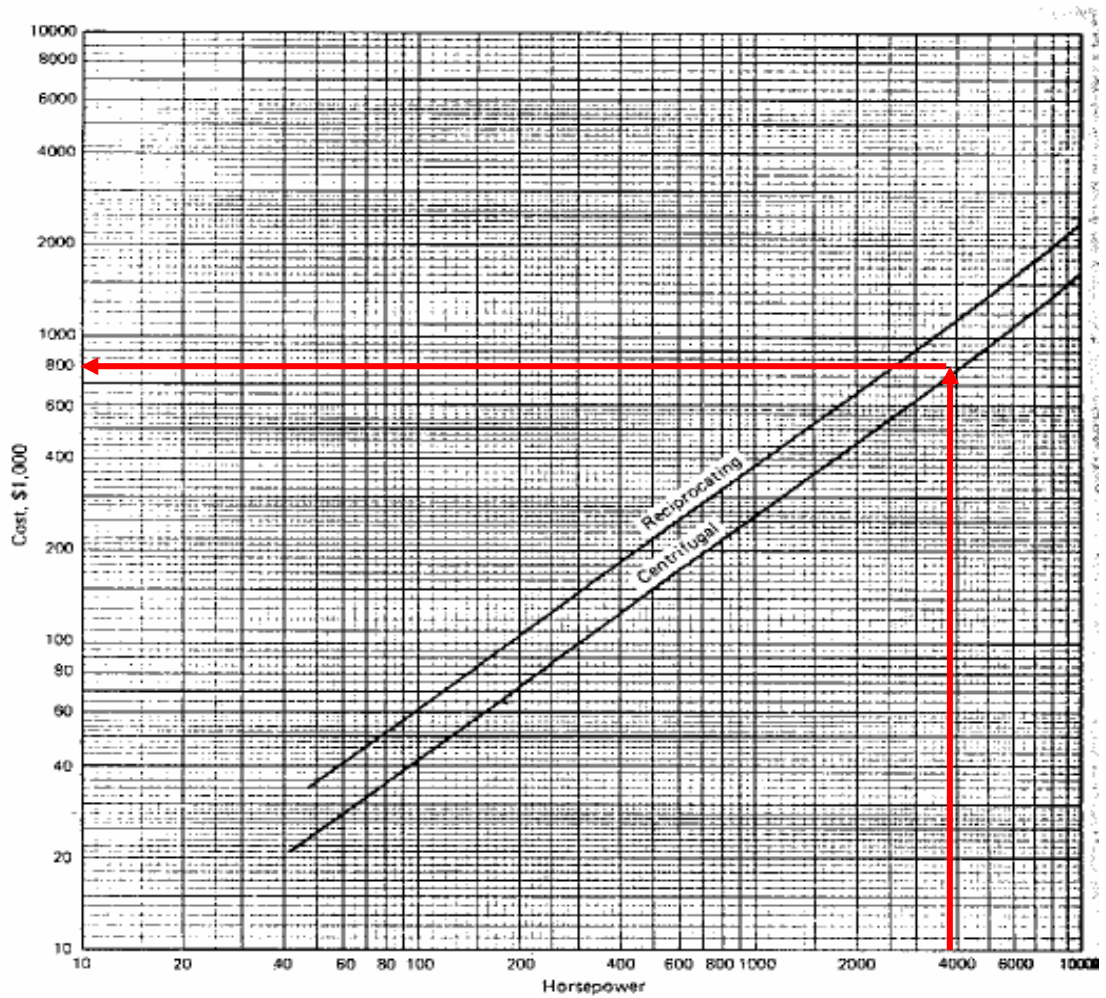


Figura C.1 Determinación del Costo del Equipo.

El costo de referencia del equipo de acuerdo con la gráfica anterior es de 800.000 US\$.

2) Para actualizar el costo del equipo se utiliza el índice de costo para ese año que es de 320 y el índice de costo actual de la “Chemical Engineering Plant Cost Index”, que para compresores es de 842,9 en el mes de Marzo 2008. A continuación se tiene el cálculo a través de la ecuación (28):

$$Costo_{ACT} = Costo_{REF} \frac{I_{ACT}}{I_{REF}} = 800.000 \text{ US\$} \cdot \frac{842,9}{320} = 2.107.250 \text{ US\$}$$

3) Con el dato del costo actual del equipo se determinan los costos de Instalación utilizando la ecuación (27) y tomando en cuenta el factor de módulo y los factores varios correspondientes.

Tabla C.1 Factores para el Cálculo de los Costos de Instalación.

Factor de Módulo	Factor de Turbina a Gas	Factor de Motor a Gas	Corrección de Presión
2,15 - 3,1	1,13	1,41	$\frac{Pd^{0,16}}{1000}$

Para el Caso 1, que utiliza un compresor centrífugo operativo, le corresponde el factor de módulo más bajo, es decir 2,15 y como su elemento impulsor es la turbina a gas se toma en cuenta el factor correspondiente. Con respecto a la presión de descarga, es de 1214,7 psia, por lo tanto, se aplica una corrección por presión.

$$Costo_{Ins} = Costo_E \cdot F_{mod} \cdot F_{VARIOS} = 2.107.250 \text{ US\$} \cdot 2,15 \cdot 1,13 \cdot \frac{1214,7^{0,16}}{1000} = 5.301.972 \text{ US\$}$$

El costo de Instalación incluyendo la unidad de respaldo, es el doble del costo antes presentado. Como se trata de dos compresores con las mismas características, el costo de instalación es de 10.603.943 US\$.

4) Para determinar los costos de operación y mantenimiento se tomaron datos de los antecedentes presentados en el capítulo I, en donde se establece que para Compresores Centrífugos este costo es de 0,004 US\$/BHP-h (Potter, 2005).

Como es un costo del año 2005 en EEUU, se le aplicó la ecuación (29), para obtener un costo aproximado para el año 2008 (el período es de 3 años). La inflación correspondiente es del 2%.

$$Fn = VP \cdot (1 + if)^a = 0,004 \frac{US\$}{BHP \cdot h} \cdot (1 + 0.02)^3 = 0.0042 \frac{US\$}{BHP \cdot h}$$

5) Se conoce que la potencia requerida por el compresor del Caso 1 es de 3782 BHP y que el sistema está operativo las 24 horas del día, los 365 días del año, es decir 8760 horas al año, por lo tanto, el costo de operación y mantenimiento para este tipo de compresor es de:

$$CostoOP \& Mant = 0,0042 \frac{US\$}{BHP \cdot h} \cdot 3782 \text{ BHP} \cdot 8760h = 140.633 \text{ US\$}$$

Incluyendo la unidad de respaldo el costo de operación y mantenimiento es el doble del costo antes presentado, es decir 281.265 US\$.

6) Los costos de mantenimiento mayor se estimaron como un 20% del costo inicial del equipo y las labores de mantenimiento mayor se realizan cada 4 años para los equipos operativos y cada 6 años para los equipos de respaldo. El 20% del costo del equipo en estudio es 421.450 US\$, que corresponde al costo de mantenimiento mayor.

7) Para el cálculo del VAN no se toma en cuenta el término de los ingresos, solo se consideran los egresos puesto que este tipo de evaluaciones para la selección del sistema más beneficioso desde el punto de vista económico, se realiza en función de cual sistema de compresión genera menores costos, es decir, el sistema que presente el VAN menos negativo. La ecuación que permite calcular el Valor Actual Neto es la (26):

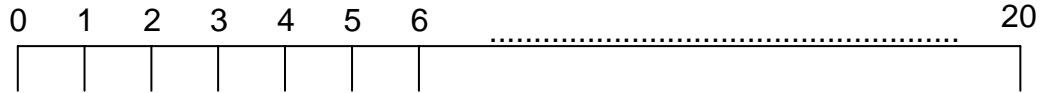
$$VAN = \sum_{pc=0}^{PC} \frac{In - En}{(1 + i)^{pc}}$$

Con respecto a la tasa de descuento, se fijó de acuerdo a criterios establecidos por la empresa Vepica para la estimación de costos, donde se toma como base la tasa LIBOR (5,35%) y una tasa de riesgo del 5%, utilizando la ecuación (31) se obtiene la siguiente tasa:

$$TasaDesc = (1 + T_{LIBOR}) \cdot (1 + T_{RIESGO}) - 1 = (1 + 0,0535) \cdot (1 + 0,05) - 1 = 11\%$$

El VAN se determina para un período de 20 años, ya que representa la vida útil aproximada de los compresores.

En el siguiente diagrama se puede ver la distribución de los flujos de efectivo durante el período de estudio, para el cálculo del VAN.



- Los costos de instalación incluyendo la unidad de respaldo, se toman en cuenta en el período “0”.
- Los costos de Operación y mantenimiento se toman en cuenta en todos los períodos excepto en el período “0”.
- Los costos de mantenimiento mayor para equipos operativos se realizan cada 4 años, es decir, se consideran en el período 5, 10 y 15. Como es cada 4 años el siguiente período en el cual se debe realizar estas labores de mantenimiento es en el 20, pero como se trata del último año de vida útil para el compresor no se realiza este tipo de mantenimiento.
- Para los equipos de respaldo las labores de mantenimiento mayor se realizan cada 6 años es decir en el período 7 y 14.

Finalmente, sustituyendo todos esos flujos de efectivo (Egresos) en la ecuación (26), para determinar el VAN, se tiene:

$$VAN = \frac{-10.603.943}{(1+0,11)^0} + \frac{-281.265}{(1+0,11)^1} + \frac{-281.265}{(1+0,11)^2} + \frac{-281.265}{(1+0,11)^3} + \frac{-281.265}{(1+0,11)^4} + \frac{-281.265 + (-421.450)}{(1+0,11)^5}$$

$$+ \frac{-281.265}{(1+0,11)^6} + \frac{-281.265 + (-421.450)}{(1+0,11)^7} \dots \dots \dots + \frac{-281.265}{(1+0,11)^{20}} = -13.723.297 \text{ US\$}$$

**APÉNDICE D. Labores de Mantenimiento Típicas para Compresores
Centrífugos y Compresores Reciprocantes
(Datos Suministrados por Fabricantes).**