

**PROYECTO INTEGRADOR  
PROFESIONAL**



FACULTAD DE INGENIERÍA

*“Ingeniería Básica para construcción de una Estación Compresora”*

**Autora** Salgado De la Guarda Stella Marys

**Director** Sánchez Aiech Miguel Ángel

**Co-Directora** Sánchez Izquierdo María de la Peña

**Carrera** Ingeniería Química

**Lugar y año** Neuquén, Argentina. Año 2019

---

## RESUMEN

Tanto el petróleo como el gas natural son las fuentes de energía más importantes de la sociedad actual. La toma de decisiones en cada una de las etapas de la cadena que siguen dichos combustibles fósiles, desde su extracción hasta su consumo, son de vital importancia.

En el marco de una pasantía en la Empresa YPF S.A, realizada desde Abril 2017 hasta Septiembre 2018, convenio con la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional del Comahue, se llevó a cabo el presente Proyecto Integrador Profesional. Con la finalidad de mantener en producción los pozos de gas que transitan un declino en su presión en una determinada Locación la cual opera la empresa, se solicita a la Gerencia de Plantas de gas de YPF que realice un análisis de ingeniería conceptual para la construcción de una Planta Compresora de manera de lograr la presión requerida al ingreso del gasoducto.

El objetivo de este trabajo final de grado es el dimensionamiento de la Estación Compresora requerida para esa Locación.

Por ello en el presente informe se realiza un breve estudio de la curva de producción para determinar las condiciones y requerimientos necesarios. Por otro lado, se hace un estudio detallado de los compresores, se presentan los distintos tipos de compresores que ofrece el mercado, su funcionamiento y características principales. Este estudio se realiza con el objetivo de establecer los criterios necesarios para una correcta selección de compresores, siempre considerando los requerimientos preestablecidos. La selección del compresor más adecuado se basa en aquel que cumpla todos los parámetros de operación y diseño. Una vez seleccionado el tipo de compresor se detallan los criterios de diseño y la metodología de cálculo para el dimensionamiento de la Estación Compresora. Para dar soporte al dimensionamiento, se implementa un programa computacional, brindado por una empresa fabricante de compresores. Se hace una mención del uso del software y del beneficio de contar con esta herramienta informática. Por último, se hace un análisis de las instalaciones existentes, adecuaciones para la instalación de la Estación Compresora y nuevas instalaciones necesarias, considerando el escenario para instalaciones futuras previendo de antemano las posibles modificaciones del presente proyecto.

---

## ABSTRACT

Oil and natural gas are both the most important sources of energy in today's society. The decision-making at each stage of the sequence that follows these fossil fuels, from its extraction to its consumption, are of vital importance.

As part of an internship at the company YPF S.A., held from April 2017 to September 2018, in agreement with Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional del Comahue, this Professional Integrative Project, took place. In order to maintain the gas wells that transit a decline in their pressure, in production, the YPF gas plants Management is requested to perform a conceptual engineering analysis for the construction of a Compressor Plant in order to achieve the pressure required at the entrance of the gas pipeline.

The objective of this final grade work is the sizing of the Compressor Plant required for that Location.

Therefore, a brief study of the production curve is carried out in this report to determine the necessary conditions and requirements. On the other hand, a detailed study of the compressors is made, and the different types of compressors offered by the market, their operation and main characteristics are presented. The aim of this study is to establish the necessary criteria for a correct selection of compressors, considering the pre-established requirements. To select the most suitable compressor, it is necessary to comply with all the operation and design parameters. Once the compressor type has been selected, the design criteria and the calculation methodology for the sizing of the Compressor Plant are detailed. To support this plant sizing, a computer program provided by a compressor manufacturer, is implemented. The use of software and the benefit of having this computer tool are mentioned. Finally, an analysis of the existing facilities and of the adjustments for the installation of the Compressor Plant and new necessary installations are made, considering the scenario for future facilities anticipating possible modifications of the present project.



---

## DEDICATORIAS Y AGRADECIMIENTOS

### DEDICATORIA

A mis padres, Hernán y Nelly; por su enorme ayuda durante mis estudios, pero sobre todo por su amor y apoyo incondicional para poder lograr esta gran meta en mi vida.

Y a mis hermanos, Lore y Dany; porque siempre estuvieron conmigo, alentándome y ayudándome en todo momento.

A ellos principalmente les dedico este gran logro.

## AGRADECIMIENTOS

A la **Universidad Nacional del Comahue**, por haberme abierto las puertas y permitir construirme profesionalmente, dándome la posibilidad de tener un futuro mejor.

A mi tutora, **María de la Peña Sánchez** por el tiempo, dedicación y paciencia en la corrección de este proyecto. Además, por transmitirme conocimiento y a la vez buena energía.

A mi tutor, **Miguel Ángel Sánchez**, por permitirme desarrollar este proyecto dentro de la pasantía y a todo el equipo de YPF, Pablo Cogorno, Pablo García y Jaime Sarubbe. Por su valiosa colaboración en la corrección de este trabajo y buena predisposición para responder mis consultas.

Principalmente le agradezco a mi familia, **Hernán, Nelly, Lorena y Daniel**; por haber confiado en mí y haberme apoyado en todo momento, en la carrera y en todos los aspectos de la vida. Este es un logro de la familia, porque todos contribuyeron de alguna manera con esta meta. Lo logramos juntos.

A alguien muy especial, **Rogelio Rivas**; por estar a mi lado en todo momento y darme animo cuando lo necesitaba. Gran parte de este camino lo recorrí junto a él.

A mis sobrinos, **Seba, Luján y Emma**, por darme esa cuota de alegría y amor cada vez que los veía. Y a aquellas personas que siempre estuvieron preguntándome y dándome fuerzas para seguir adelante, **Sofi, Eve, Tía Gladys, Mami Lila, familia Rivas** y muchos más.

A mis **amigos y compañeros de universidad** que pasamos muchas horas compartiendo, estudiando y me acompañaron en la carrera.

<b>RESUMEN</b> .....	<b>II</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>III</b>
<b>DEDICATORIAS Y AGRADECIMIENTOS</b> .....	<b>IV</b>
DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTOS.....	V
<b>ÍNDICE</b> .....	<b>VI</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b> .....	<b>VIII</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b> .....	<b>VIII</b>
<b>CAPÍTULO 1</b> .....	<b>1</b>
PRESENTACIÓN DEL TEMA .....	1
1.1. <i>INTRODUCCIÓN</i> .....	1
1.2. <i>MARCO TEÓRICO</i> .....	3
1.3. <i>OBJETIVOS</i> .....	4
1.3.1. <i>Objetivos Generales</i> .....	4
1.3.2. <i>Objetivos Específicos</i> .....	4
<b>CAPÍTULO 2</b> .....	<b>5</b>
GENERALIDADES .....	5
2.1. <i>Fluidos de yacimientos</i> .....	5
2.2. <i>Curvas de declinación de Producción</i> .....	5
2.2.1. <i>Factores que afectan las Curvas de Declinación</i> .....	5
2.3. <i>Gas Natural</i> .....	6
2.3.1. <i>Composición del gas</i> .....	6
2.3.2. <i>Propiedades de los gases</i> .....	7
2.3.3. <i>Condiciones del Gas</i> .....	8
2.4. <i>Compresión de gas</i> .....	8
2.4.1. <i>Principio de Compresión de gases</i> .....	8
2.4.2. <i>Termodinámica de la compresión</i> .....	9
2.5. <i>Compresores</i> .....	10
2.5.1. <i>Principio de funcionamiento</i> .....	10
2.5.2. <i>Aplicaciones de compresores en la Industria</i> .....	10
2.5.3. <i>Clasificación de compresores</i> .....	10
2.5.3.1. <i>Compresores de desplazamiento positivo</i> .....	11
2.5.3.2. <i>Compresores dinámicos</i> .....	15
<b>CAPÍTULO 3</b> .....	<b>18</b>
CRITERIOS DE SELECCIÓN.....	18
3.1. <i>Rango de Aplicación</i> .....	18
3.2. <i>Especificaciones del sistema</i> .....	19
3.3. <i>Consideraciones generales</i> .....	20
3.4. <i>Comparación de costos</i> .....	20
<b>CAPÍTULO 4</b> .....	<b>21</b>
COMPRESORES Y PAQUETE DE COMPRESIÓN.....	21
4.1. <i>Compresor Reciprocante</i> .....	21
4.1.1. <i>Características generales</i> .....	21
4.1.1.1. <i>Paquete de compresión</i> .....	23
4.1.2. <i>Consideraciones de diseño y límites operativos</i> .....	24
4.2. <i>Compresor Centrifugo</i> .....	24
4.2.1. <i>Características generales</i> .....	24
4.2.1.2. <i>Impulsor</i> .....	25
4.2.1.3. <i>Difusor</i> .....	26
4.2.2. <i>Consideraciones de diseño y límites operativos</i> .....	27
4.3. <i>Componentes del paquete de compresión</i> .....	29
4.3.1. <i>Accionamiento (Driver)</i> .....	29
4.3.2. <i>Enfriador (Cooler)</i> .....	30
4.3.3. <i>Separador Scrubber</i> .....	31
4.3.4. <i>Sistema de Control</i> .....	32

4.3.4.1.	Dispositivos de control para compresor recíprocante.....	32
4.3.4.2.	Dispositivos de control para compresor centrífugo .....	34
<b>CAPÍTULO 5</b> .....	<b>35</b>	
RELACIONES BÁSICAS PARA DIMENSIONAMIENTO Y CÁLCULO DE COMPRESORES .....		35
5.1.	<i>Condiciones de funcionamiento</i> .....	35
5.2.	<i>Relaciones básicas</i> .....	35
5.2.1.	Modelo Isentrópico .....	36
5.2.2.	Modelo Politrópico.....	39
5.2.3.	Cálculo de Altura isentrópica $H_{is}$ y Altura politrópica $H_{poly}$ .....	40
5.2.4.	Cálculo de Potencia del gas ( $G_{hp}$ ).....	40
5.2.5.	Cálculo de Potencia del compresor (Brake Horsepower $B_{hp}$ ).....	41
5.2.6.	Cálculo de Capacidad .....	41
5.2.7.	Relación de compresión .....	42
5.2.8.	Número de etapas de compresión .....	42
5.3.	<i>Cálculo y dimensionamiento del compresor recíprocante</i> .....	43
5.3.1.	Potencia del compresor recíprocante .....	43
5.3.2.	Capacidad efectiva .....	48
5.3.2.1.	Desplazamiento del pistón .....	48
5.3.2.2.	Eficiencia volumétrica.....	49
5.3.3.	Carga en vástago .....	50
5.3.4.	Diseño de cilindro.....	51
5.4.	<i>Cálculo y dimensionamiento del compresor centrífugo</i> .....	52
5.4.1.	Estimaciones rápidas .....	52
5.4.1.1.	Método gráfico .....	53
5.4.1.2.	Método de Mollier .....	55
5.4.1.3.	Método analítico .....	55
5.4.2.	Pérdidas mecánicas .....	55
5.4.3.	Dimensionamiento del Impulsor .....	56
5.4.4.	Velocidad de giro.....	57
<b>CAPÍTULO 6</b> .....	<b>58</b>	
MARCO METODOLÓGICO .....		58
6.1.	<i>Estudio del caso de implementación</i> .....	58
6.2.	<i>Secuencia para el dimensionamiento de compresores</i> .....	58
6.2.1.	<b>Datos de entrada</b> .....	58
6.2.2.	<b>Selección de compresores</b> .....	59
6.2.3.	<b>Dimensionamiento de compresor recíprocante</b> .....	59
6.2.4.	<b>Dimensionamiento de compresor centrífugo (Método Analítico)</b> .....	59
6.2.5.	<b>Dimensionamiento de compresores a partir de software de fabricantes</b> .....	60
<b>CAPÍTULO 7</b> .....	<b>61</b>	
RESULTADOS.....		61
7.1.	<i>Descripción del caso</i> .....	61
7.2.	<i>Selección y dimensionamiento</i> .....	65
7.2.1.	Datos requeridos para el dimensionamiento .....	65
7.2.2.	Selección del tipo de compresor .....	66
7.2.3.	Dimensionamiento compresor recíprocante .....	68
7.2.4.	Dimensionamiento compresor recíprocante por medio del software de Ariel Corporation [2]. .....	76
7.3.	<i>Resultados</i> .....	86
7.4.	<i>Análisis de los resultados</i> .....	87
<b>CAPÍTULO 8</b> .....	<b>89</b>	
CONCLUSIONES.....		89
<b>BIBLIOGRAFÍA</b> .....		<b>92</b>
<b>ANEXO I: “CROMATOGRAFÍA” [1]</b> .....		<b>93</b>
<b>ANEXO II: “ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PARA COMPRESOR JGD/4” [2]</b> .....		<b>94</b>
<b>ANEXO III: “PERFORMANCE ARIEL CORPORATION” [2]</b> .....		<b>95</b>
<b>ANEXO IV: “RESULTADOS CÁLCULOS DE COMPRESORES”</b> .....		<b>97</b>
<b>ANEXO V: “DESCRIPCIÓN TÉCNICA DE COMPONENTES DEL SKID Y ESPECIFICACIONES DEL COMPRESOR” [1]</b> .....		<b>99</b>

## Índice de Tablas

Tabla 2-1: Especificaciones de Calidad del Gas Natural. Resolución 259/2008 ENARGAS .....	7
Tabla 4-1: Tipos de sello para compresor centrífugo y límites normales de presión [5].....	27
Tabla 5-1: Valores para factor de multiplicación MF [4] .....	44
Tabla 5-2: Valores para factor F [4] .....	44
Tabla 5-3: Porcentaje de incremento de potencia para unidades de alta velocidad [4] .....	46
Tabla 5-4: Límite de presión de descarga para distintos materiales del cilindro [2] .....	52
Tabla 7-1: Condiciones operativas [1] .....	63
Tabla 7-2: Condiciones ambientales [1] .....	64
Tabla 7-3: Datos de entrada .....	65
Tabla 7-4: Potencia para las dos fases de compresión según diferentes métodos de cálculo .....	72
Tabla 7-5: Elección compresores comerciales. Compresores Ariel [10] .....	72
Tabla 7-6: Elección cilindros comerciales [10] .....	74
Tabla 7-7: Resultados Temperatura de descarga .....	88
Tabla 7-8: Resultados Potencia al freno .....	88
Tabla 7-9: Resultados Diámetro de cilindro .....	88

## Índice de Figuras

Figura 2.1: Representación curva de producción acumulada vs tiempo .....	6
Figura 2.2: Procesos de compresión-Compresión Isotérmica, Compresión Isoentrópica. Compresión Politrópica [1].....	9
Figura 2.3: Clasificación de compresores .....	11
Figura 2.4: Vista lateral compresor reciprocante .....	12
Figura 2.5: Componentes de compresor reciprocante .....	12
Figura 2.6: Componentes de compresor de tornillo .....	14
Figura 2.7: Representación compresor de paletas deslizables .....	14
Figura 2.8: Representación compresor de anillo líquido .....	15
Figura 2.9: Representación compresor axial .....	16
Figura 2.10: Representación compresor centrífugo.....	17
Figura 3.1: Capacidad para distintos tipos de compresores [4].....	18
Figura 4.1: Ciclo de compresión teórica [6] .....	21
Figura 4.2: Configuración de compresión en paralelo y en serie [2] .....	22
Figura 4.3: Ilustración paquete de compresión para compresor reciprocante .....	23
Figura 4.4: Compresor centrífugo-Vista del Impulsor .....	24
Figura 4.5: Compresor de varios escalonamientos a) Corte meridional y b) Corte transversal .....	25
Figura 4.6: Ejemplos de tipos de impulsores para compresor centrífugo .....	25
Figura 4.7: Álabes de un compresor:.....	26
Figura 4.8: Vista de un sistema difusor para compresor centrífugo. ....	27
Figura 4.9: Curvas características de operación de un compresor centrífugo [1] .....	28
Figura 4.10: Ilustración y corte de un Scrubber [2].....	31
Figura 4.11: Reducción de capacidad mediante la adición de separación (Clearance)[6] .....	33
Figura 5.1: Representación Diagrama P vs h .....	36
Figura 5.2: Potencia del compresor- Aproximación gráfica [4].....	45
Figura 5.3: Aproximación de la potencia del compresor a partir de la relación de compresión [4].....	46
Figura 5.4: Factor de corrección por a) Baja Presión de Admisión y b) Gravedad Específica [4].....	47
Figura 5.5: Head End and Crank End .....	48
Figura 5.6: Representación del desplazamiento del pistón y espacio libre (%Clearance)[1].....	49

Figura 5.7: Pistón sometido: a) Compresión; b) Tensión .....	51
Figura 5.8: Conversión de caudal de condiciones estándar (scfm) a condiciones de succión (icfm)[4] .....	53
Figura 5.9: Temperatura de descarga a partir de $r$ , $Q$ (icfm), $k$ y $T_1$ [4] .....	54
Figura 5.10: Determinación de potencia aproximada del compresor [4] .....	55
Figura 7.1: Ubicación geográfica de locación de emplazamiento EC .....	61
Figura 7.2: Mapa de madurez [1] .....	61
Figura 7.3: Porcentaje de metano [1].....	62
Figura 7.4: Curva de declino de producción [1] .....	62
Figura 7.5: Elección del tipo de compresor .....	67
Figura 7.6: Determinación potencia del compresor (primera estimación gráfica) .....	69
Figura 7.7: Determinación potencia del compresor (segunda estimación gráfica) .....	71
Figura 7.8: Ingreso información general del proyecto al software de Ariel Corporation .....	76
Figura 7.9: Ingreso condiciones operativas al software de Ariel Corporation. (Fase I).....	77
Figura 7.10: Ingreso condiciones operativas al software de Ariel Corporation. (Fase II).....	78
Figura 7.11: Selección del frame y motores (Fase I). Software Ariel Corporation .....	79
Figura 7.12: Selección del frame (Fase II). Software Ariel Corporation .....	80
Figura 7.13: Selección de cilindros (Fase I). Software Ariel Corporation .....	81
Figura 7.14: Selección de cilindros (Fase II). Software Ariel Corporation .....	81
Figura 7.15: Resultados para la fase de compresión I. Software Ariel Corporation .....	82
Figura 7.16: Resultados para la fase de compresión II. Software Ariel Corporation .....	82
Figura 7.17: Compresor para fase de compresión I – operación a 800 rpm. Software Ariel Corporation .....	83
Figura 7.18: Compresor para fase de compresión II – operación a 1000 rpm. Software Ariel Corporation .....	83
Figura 7.19: Performance JGD/4 para la primera fase de compresión. Software Ariel Corporation....	84
Figura 7.20: Performance JGD/4 para la segunda fase de compresión. Software Ariel Corporation ...	85

# CAPÍTULO 1

## PRESENTACIÓN DEL TEMA

### 1.1. INTRODUCCIÓN

El gas natural es un combustible compuesto por un conjunto de hidrocarburos livianos, siendo el principal el metano ( $CH_4$ ). Se puede encontrar como “gas natural asociado” cuando está acompañado de petróleo, o bien como “gas natural no asociado” cuando proviene de yacimientos exclusivos de gas natural.

El proceso de producción del gas natural implica en una primera etapa su extracción por medio de perforaciones en pozos terrestres u oceánicos, tras haber comprobado previamente mediante una etapa de exploración que el yacimiento sea rentable. Tras su extracción, pasa a una planta de depurado y transformación en la que el gas es procesado para adaptarlo a las necesidades de consumo.

Uno de los procesos más valiosos es la compresión del gas. El mismo se utiliza cuando se requiere su almacenamiento, transporte, reinyección del fluido en yacimientos con el fin de mantener la presión, procesos de refrigeración, procesos químicos, etc. Durante la compresión se incrementa el nivel energético del fluido, el que se logra mediante el trabajo de compresión que ejerce el compresor sobre el mismo. Esta variación se manifiesta con incrementos de presión y por incrementos de temperatura.

Para obtener un buen proceso de compresión es fundamental una selección adecuada del tipo de compresor, para ello se debe considerar la gran variedad que ofrece el mercado, cada uno tiene ventajas particulares para determinadas aplicaciones. Los compresores utilizados en la Industria suelen ser complejos, contruidos con precisión y costosos. Por ello, su selección, su operación y mantenimiento deben ser cuidadosos.

En el presente trabajo se pretende realizar un estudio de los tipos de compresores que ofrece el mercado, su funcionamiento y características, y luego establecer los criterios de selección del tipo de compresor que sea más adecuado para la aplicación requerida. Este estudio se realizó en el marco de un trabajo de pasantía, convenio entre YPF y la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional del Comahue. Debido a una cuestión de confidencialidad de la información de YPF S.A, en el presente informe no se detalla la locación de emplazamiento de la Estación Compresora.

Básicamente el proyecto consiste en la conceptualización de la instalación, acondicionamiento para la Estación Compresora, nuevos equipos e instalaciones, además de la verificación de instalaciones y equipos existentes y el desarrollo de ingeniería básica.

En cuanto a la Locación de estudio, actualmente se cuenta con un yacimiento en el que el gas que fluye de los pozos se encuentra a alta presión. El caudal de gas pasa por dos unidades de separación primaria (USP 01 y USP 02) en las cuales se separan los líquidos asociados tales como agua y condensado. Cada una de las USP tiene una capacidad de procesamiento de  $2 M \frac{m^3}{día}$  estándar. A continuación, el gas ingresa a una planta de tratamiento en la que se deshidrata para luego ingresar al gasoducto de transporte.

Debido al declino de la presión que sufren los pozos, el gas producido en ellos no podrá ingresar a gasoducto de manera continua. Por esta razón y con el objetivo de seguir produciendo gas, se decide la instalación de una Estación Compresora para lograr la presión requerida de ingreso al gasoducto.

Se prevé trabajar entonces con pozos productores de alta y media presión. El caudal de gas proveniente de pozos de gas alta presión ingresará a la USP 01, mientras que el proveniente de los de media presión a la USP 02. La estación compresora propiamente dicha, se ubicará a la salida de la USP 02 y deberá operar para una presión de ingreso de  $40 \frac{Kg_g}{cm^2}$  y se comprimirá a  $90 \frac{Kg_g}{cm^2}$  de manera de ingresar a gasoducto a  $90 \frac{Kg_g}{cm^2} - dP$  de ingreso a gasoducto.

A futuro, se espera que el ingreso a la estación compresora sea a  $25 \frac{kg_g}{cm^2}$ , por lo que se diseñará la estación para que sea viable frente a estas predicciones.

## 1.2. MARCO TEÓRICO

Una gran cantidad de yacimientos de la Argentina están atravesando su etapa de madurez, por lo que su oferta de gas transita una curva decreciente lógica a raíz del agotamiento de los reservorios. Existen pozos que no tienen energía para superar la presión de entrada a la red de captación. Al no poder superar ese umbral, el pozo no produce.

En el caso de los pozos surgentes de gas en yacimientos maduros, cuya presión de producción se encuentra por debajo de la presión de captación, el equipo compresor proporciona la energía adicional para reiniciar su producción. El compresor puede reactivar su producción consumiendo una porción del gas que se extrae. Por ello, la implementación de soluciones de compresión se presenta, en esos casos, como una oportunidad para viabilizar un incremento de la producción de los pozos existentes.

En el mercado existen distintos tipos de compresores que cumplen con el objetivo de aumentar la presión hasta el valor requerido.

Para la elección del tipo de compresor es necesario conocer el funcionamiento de los mismos, comparar el rango de aplicación de cada uno, el que depende de la presión de aspiración y descarga, así como del peso molecular del gas. También es necesario tener información de las condiciones de funcionamiento y las propiedades de la mezcla a comprimir. A partir del análisis de esta información se debe asegurar la correcta selección del tipo de compresor que se ajuste a los requerimientos preestablecidos. Una vez elegido el tipo de compresor se determina el número de compresores, la potencia y las características necesarias para diseñar la estación compresora, así como los elementos necesarios para la compresión.

El equipo compresor está constituido por los siguientes componentes primarios: Módulo portante (Patín – Skid), Motor (Driver), Compresor, Intercambiador de calor (Cooler), Separador en cada etapa (Scrubber), Botellones de pulsación (Snabbers), Válvula de alivio de presión en cada etapa, Panel de control, Válvula de bloqueo en la succión y descarga, Válvula de recirculación (manual y automática) y Válvula de venteo (Blowdown).

A su vez, el equipo compresor se halla conectado a proceso en la estación de compresión mediante tuberías de succión, descarga, venteo de seguridad, venteo general, tubería de retroalimentación (by-pass), conexiones auxiliares y drenajes.

### 1.3. OBJETIVOS

Los objetivos planteados para el desarrollo del presente proyecto son:

#### 1.3.1. Objetivos Generales

-Participación como integrante de un grupo de trabajo en YPF, en la realización del estudio de la ingeniería conceptual para el dimensionamiento de la estación compresora y la adecuación a una instalación existente.

#### 1.3.2. Objetivos Específicos

-Fundamentación teórica de compresores:

Descripción general del funcionamiento del compresor

Descripción general de los tipos de compresores

Bases para la selección de compresores

Diseño y cálculo de compresores

-Aplicación práctica:

Relevamiento de las instalaciones existentes

Estudio de la curva de producción del pozo

Establecer condiciones, requerimientos y lineamientos generales para el diseño de la estación compresora.

Establecer cantidad de unidades compresoras, potencia requerida, características generales.

Adecuación a las instalaciones existentes

Prever y establecer escenario para instalaciones futuras

## CAPÍTULO 2

### GENERALIDADES

#### 2.1. Fluidos de yacimientos

En general el petróleo y el gas son mezclas de hidrocarburos de una composición química compleja, que se encuentra a determinadas condiciones de presión y temperatura en el yacimiento. Estas condiciones pueden variar ampliamente; se puede hablar de presiones desde 100 *psia* hasta 1000 *psia* y, aún más, las temperaturas pueden variar desde 80°F (26,6°C) hasta 400°F (204,4°C). El estado de una mezcla de hidrocarburos a condiciones de superficie depende de la composición de la misma en el yacimiento y a su vez de la composición del fluido que permanece en el mismo. Este sufre cambios debido a los hidrocarburos producidos. La reducción de presión en el yacimiento trae como consecuencia la variación en las proporciones de gas y líquido existentes en el mismo, estableciéndose un equilibrio termodinámico. El conocimiento de las propiedades físicas de tales mezclas de hidrocarburos es indispensable para evaluar la cantidad de líquido y gas a condiciones normales, que produce el yacimiento.

#### 2.2. Curvas de declinación de Producción

La declinación es el descenso de la capacidad de producción de un yacimiento, se origina como consecuencia de una disminución de la presión interna de este, lo que conlleva a una reducción de los niveles energéticos del mismo. Otro factor que ocasiona una caída de producción es el factor mecánico.

Las curvas de declinación de producción representan el método más usado, en la predicción del comportamiento futuro de producción de un pozo, un grupo de pozos, yacimiento y/o campo, ya que es más fácil y confiable. Estas curvas de declinación permiten estimar las reservas a recuperar durante la vida productiva. Se debe tener en cuenta que en un pozo pueden ocurrir diferentes cambios de la tasa de declinación durante la vida productiva, los cuales deben considerarse al momento de hacer las predicciones.

##### 2.2.1. Factores que afectan las Curvas de Declinación

Dado que la aplicación de las curvas de declinación requiere el establecimiento de una tendencia de comportamiento de producción, cualquier factor que altere o modifique esta tendencia, limitara la aplicación de estas. Entre los factores que afectan las curvas de declinación de producción se tienen los siguientes:

-Cambio de productividad de los pozos: la producción de los pozos tiene una declinación

natural, que cuando llega a bajos valores, son intervenidos con el objeto de incrementar nuevamente su producción.

-Nuevos pozos: al terminar un nuevo pozo, la tasa de producción del yacimiento aumentará, lo cual altera la tendencia del comportamiento anterior.

-Interrupción de los programas de producción: cuando en la vida productiva de un pozo existen cierres de producción total o parcial por razones de carencia de mercado, problemas en los equipos de superficie, etc., se desconocerá la nueva tasa de producción del yacimiento cuando sea reactivado. Esto causa notables problemas en el estudio de las curvas de declinación.

Si el sistema no es afectado significativamente, debido a algún cambio de las operaciones de yacimiento, el método de extrapolación (empírico) dará una representación razonable del comportamiento futuro.

En la Figura 2.1 se representa una curva de producción histórica típica y el pronóstico a futuro que se espera.

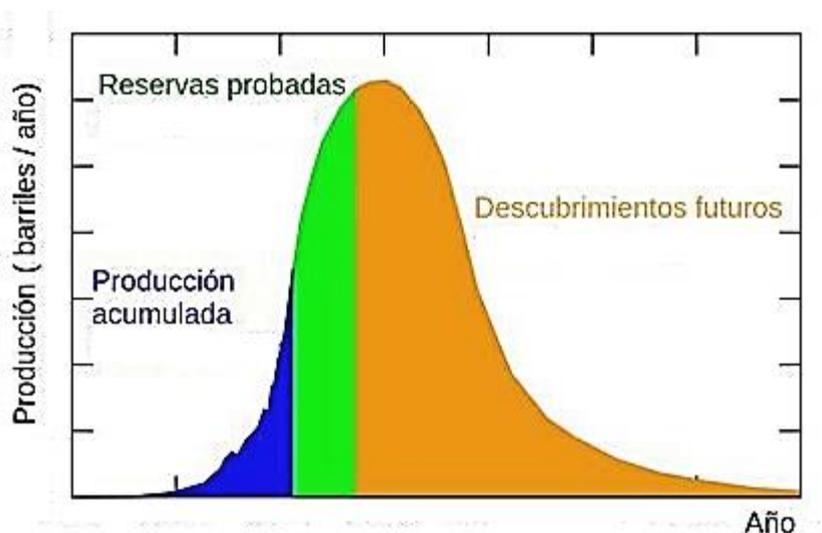


Figura 2.1: Representación curva de producción acumulada vs tiempo

### 2.3. Gas Natural

#### 2.3.1. Composición del gas

El gas natural es el resultado de la descomposición de materia orgánica y se le conoce como gas de campo o gas de pozo. Contiene cantidades variables de metano, etano, propano, butano y pentano. Los gases de campo también pueden contener pequeñas cantidades de hexanos, heptanos, y octanos, así como impurezas tales como el agua, dióxido de carbono, ácido sulfhídrico, nitrógeno e hidrocarburos más pesados. Estas impurezas deben ser removidas antes de que el gas alcance la línea de transmisión para la venta.

El gas conocido como **gas comercial** que llega a nuestros hogares está primordialmente compuesto por metano y etano con no más de 5% de propano y cantidades mínimas de butano e hidrocarburos más pesados. Las especificaciones de calidad para el gas comercial o de transporte se muestran en la Tabla 2-1.

Tabla 2-1: Especificaciones de Calidad del Gas Natural. Resolución 259/2008 ENARGAS

Especificaciones de Calidad del Gas Natural	Requisitos básicos
Vapor de Agua (H <sub>2</sub> O)	65 mg/m <sup>3</sup>
Dióxido de Carbono (CO <sub>2</sub> )	2% molar
Total de Inertes	4% molar
Oxígeno (O <sub>2</sub> )	0,2% molar
Sulfuro de Hidrogeno (SH <sub>2</sub> )	3 mg/m <sup>3</sup>
Azufre Total	15 mg/m <sup>3</sup>
Hidrocarburos condensables	-4°C a 5500 kpa abs.

Condiciones de referencia: 15°C y 101,325 KPa abs.

En una mezcla de gas, las propiedades físicas de cada componente afectarán el comportamiento de la mezcla en proporción a la presencia de cada componente en la misma. Por ello además de la composición del gas, es importante entender las propiedades físicas de los gases a tratar. La proporción de cada componente determinará las propiedades del gas equivalente.

### 2.3.2. Propiedades de los gases

#### 2.3.2.1. Gravedad específica SG

La gravedad específica de un gas es la relación entre la densidad del gas y la densidad del aire a condiciones estándar de presión y temperatura, usualmente 14,7 psia y 60°F.

Se puede relacionar con el peso molecular por medio del cociente entre el peso molecular de un gas dado y el del aire seco.

$$SG = \frac{PM_{gas}}{28,97} \tag{Ecuación 2.1}$$

SG: Gravedad específica del gas [-]

PM<sub>gas</sub>: Peso molecular del gas  $\left[\frac{lb}{lbmol}\right]$

PM<sub>aire</sub>: Peso molecular del aire = 28,97  $\left[\frac{lb}{lbmol}\right]$

## 2.3.2.2. Relación de Calores Específicos

Es una variable adimensional que se obtiene a partir del cociente entre el calor específico a presión constante  $C_p$  y el calor específico a volumen constante  $C_v$ .

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

$k$  Denota la relación para un proceso de compresión isentrópica.

2.3.2.3. Factor de Compresibilidad ( $Z$ )

Es la relación de volumen que indica la desviación del volumen real, del calculado por las leyes de gases ideales.

Cuando se considera el factor de compresibilidad, la ecuación simula la ley de gases reales. Dicho factor es función de la presión, temperatura y composición del gas.

$$\frac{P_1 V_1}{Z_1 T_1} = \frac{P_2 V_2}{Z_2 T_2} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

## 2.3.3. Condiciones del Gas

Una característica muy importante es la condición a la que se encuentra el gas, es decir, si es un Gas húmedo o un Gas corrosivo.

**Gas húmedo:** es cualquier gas o mezcla de gases en el cual uno o más de sus constituyentes está en su presión de vapor saturado o muy cerca de ella, pudiendo el mismo ser o no vapor de agua.

**Gas ácido:** es un gas que posee componentes que normalmente atacan los materiales de construcción, como dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), ácido sulfhídrico ( $\text{H}_2\text{S}$ ) extremadamente tóxico y corrosivo u otras impurezas.

## 2.4. Compresión de gas

## 2.4.1. Principio de Compresión de gases

Los gases son sustancias que no tienen una forma definida ni volumen propio. Se adaptan a la forma y el volumen del recipiente que los contiene. Al existir espacios intermoleculares, las moléculas se pueden acercar unas a otras reduciendo su volumen, cuando se aplica una presión. Cuando se somete a un gas a un proceso de compresión, se incrementa el nivel energético del mismo, el que se manifiesta por incrementos de presión y de temperatura.

2.4.2. Termodinámica de la compresión

El proceso de compresión puede llevarse a cabo de diferentes maneras desde el punto de vista termodinámico [1]:

La **Compresión Isotérmica** es un proceso teórico en el cual se eleva la presión del gas manteniendo la temperatura constante. Es un caso ideal de compresión que consume la menor energía posible.

La **Compresión Isoentrópica** atraviesa diversas isotermas hasta llegar a la presión final. En este proceso la entropía se mantiene constante y es el que produce el menor incremento de temperatura posible. Es un proceso completamente reversible al que no se añade o extrae calor del gas. También es un caso ideal ya que tecnológicamente este proceso no es alcanzable.

La **Compresión Politrópica** es un proceso real que realizan los compresores industriales, en la cual las transformaciones de cambio de volumen se realizan a través de trayectorias politrópicas. Es un proceso de menor rendimiento que los casos anteriores ya que para un mismo aumento de presión se obtiene menor reducción de volumen. Durante este proceso ocurren cambios en las características y propiedades del gas, así como transferencia de calor. Existe incremento de temperatura a medida que se reduce el volumen, por esta razón es necesario disponer de equipos de refrigeración en los compresores.

En la figura 2.2 se presenta un esquema para cada una de las evoluciones que se indicaron.

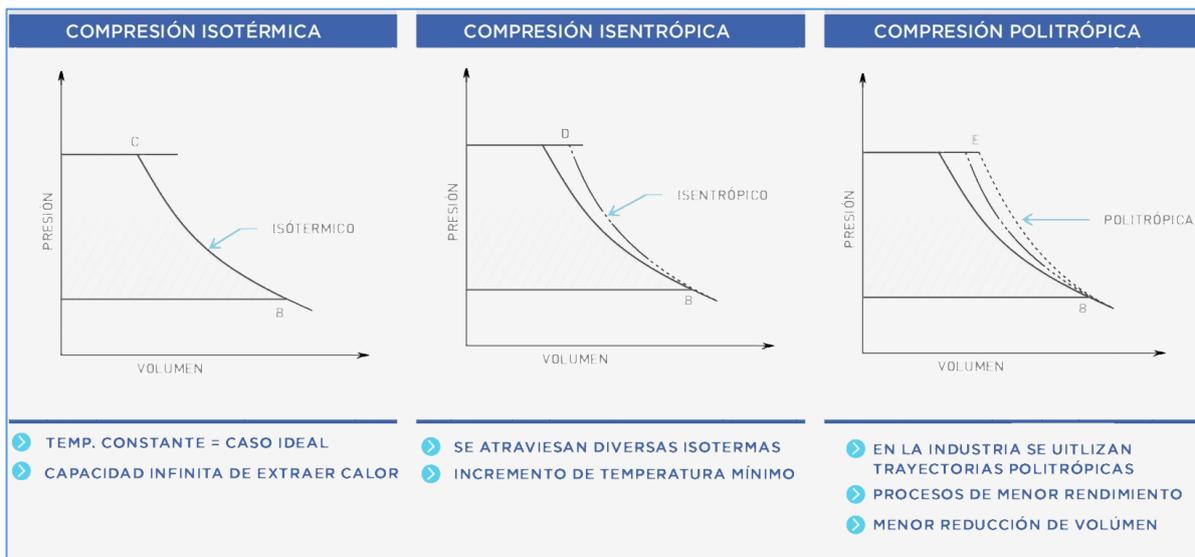


Figura 2.2: Procesos de compresión-Compresión Isotérmica, Compresión Isoentrópica. Compresión Politrópica [1]

## 2.5. Compresores

### 2.5.1. Principio de funcionamiento

El compresor es una máquina que se utiliza para elevar la presión de un fluido compresible (gas o mezcla de gases), reduciendo el volumen específico del mismo durante su paso a través del mismo. Para producir ese cambio es necesario que el equipo realice trabajo sobre el sistema. La energía necesaria para efectuar este trabajo en la industria del gas y petróleo, la proporciona un motor térmico, motor eléctrico o una turbina.

Cuando se necesita transportar gas a través de gasoductos, el proceso de compresión toma gran importancia debido a que además se requiere aplicar una presión necesaria para vencer la resistencia de frotamiento a lo largo del gasoducto.

### 2.5.2. Aplicaciones de compresores en la Industria

Los compresores se utilizan para elevar la presión de una corriente gaseosa con las siguientes finalidades [1]:

- Transporte de gases.
- Para procesos de licuefacción.
- Almacenamiento de gases comprimidos.
- Requerimientos de presión en operaciones unitarias de separación
- Reactores químicos para aumentar velocidades de reacción.
- Transporte neumático de objetos.
- Aplicaciones de producción de petróleo (Gas Lift)

### 2.5.3. Clasificación de compresores

Los compresores más utilizados en la industria son los **Compresores de desplazamiento positivo** y los **Compresores dinámicos**. En la Figura 2.3 se presenta en forma esquemática la clasificación de los diferentes tipos de compresores.

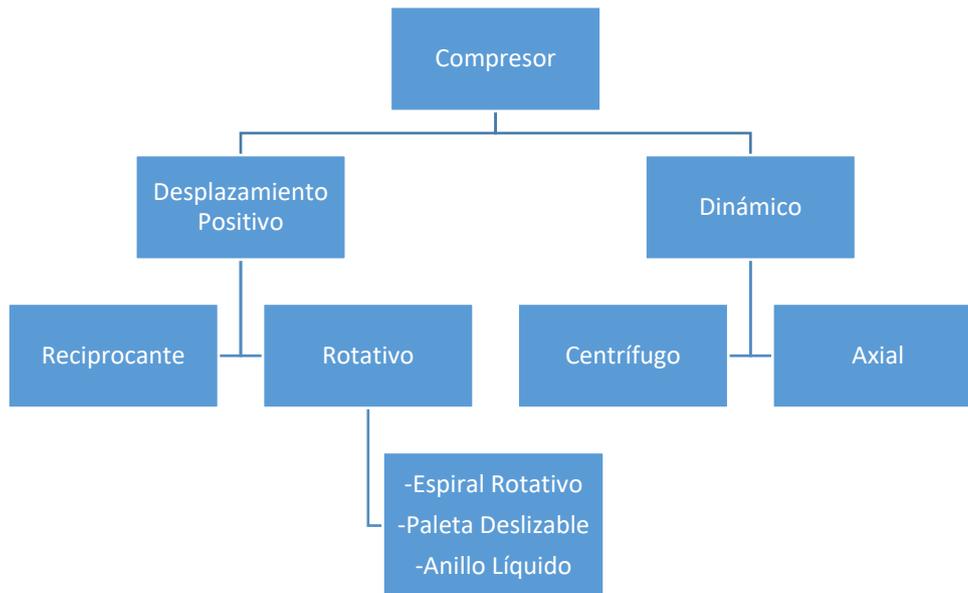


Figura 2.3: Clasificación de compresores

### 2.5.3.1. Compresores de desplazamiento positivo

En todos los equipos de desplazamiento positivo una cierta cantidad del gas de admisión se confina en un espacio y luego se comprime al reducir este espacio o volumen confinado. En esta etapa de presión elevada, el gas se expulsa enseguida hacia la tubería de descarga o al sistema contenedor.

Los compresores de desplazamiento positivo incluyen un amplio espectro de equipos, pero los de mayor importancia se pueden clasificar en las dos categorías: Reciprocantes y Rotatorios. Son ampliamente utilizados en los procesos de compresión del gas natural [1, 5].

#### 2.5.3.1.1. Compresor Reciprocante

En términos generales el compresor reciprocante tiene uno o más cilindros, en los cuales hay un pistón o émbolo de movimiento alternativo que desplaza un volumen positivo en cada carrera. En la Figura 2.4 se presenta una vista de un compresor reciprocante.

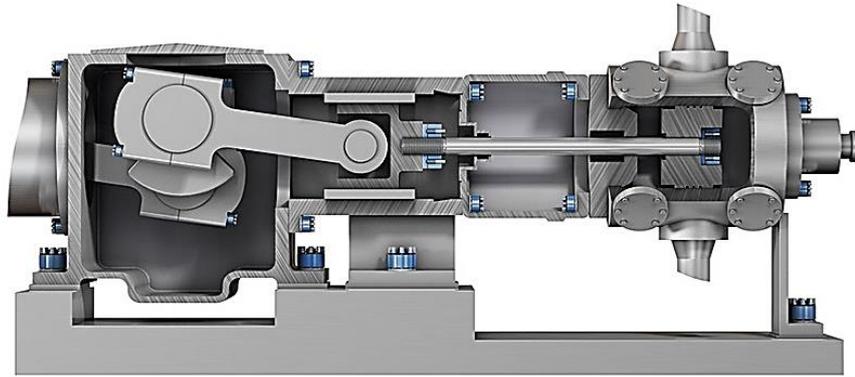


Figura 2.4: Vista lateral compresor recíprocante

Tiene un sistema mecánico de partes rotantes y oscilantes. Los principales elementos son pistón y cilindro. La presión se genera a través del movimiento cíclico del pistón dentro del cilindro. Cada cilindro consiste en un pistón, el cilindro propiamente dicho, cabezales de los cilindros, válvulas de succión y descarga. El compresor posee por cada cilindro, un patín o cruceta el cual se encarga de convertir el movimiento de rotación del cigüeñal en desplazamiento lineal. Por un extremo de la cruceta se encuentra la biela y por el otro extremo el vástago que se conecta al pistón. Lo que permite el movimiento lineal del pistón, y sin cabeceo, es el conjunto biela – cruceta – vástago.

En la Figura 2.5 se presenta un esquema detallado de los componentes de un compresor recíprocante.

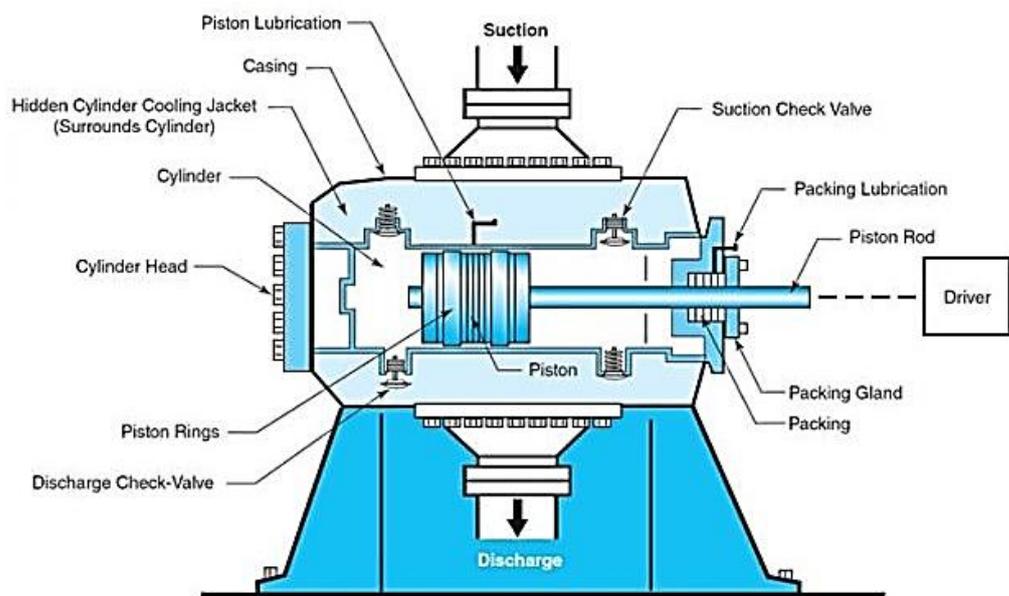


Figura 2.5: Componentes de compresor recíprocante

Como se ha descrito, el movimiento rotativo del cigüeñal se convierte en un movimiento alternativo a través de la cruceta, la cual transmite este movimiento al vástago del pistón ensamblado al mismo, lo que origina la compresión del gas mediante la reducción del volumen en el cilindro. El espaciador o pieza distanciador esta acoplada a la carcasa del compresor y permite aislar la cámara donde se encuentra la cruceta y la guía de cruceta del cilindro compresor. Dentro del espaciador se encuentra ubicado el empaque o caja de empaque, a través del cual se desplaza el vástago del pistón; este elemento permite sellar la presión existente dentro del cilindro evitando de esta forma fugas de gas hacia el exterior de este.

El compresor reciprocante emplea válvulas con resortes que se abren cuando existe la presión diferencial adecuada que actúa sobre la válvula. Las válvulas de admisión se abren cuando la presión en el cilindro es levemente inferior a la presión de aspiración, las válvulas de descarga se abren cuando la presión en el cilindro es levemente superior a la presión de descarga. Estas válvulas de succión y descarga se encuentran ubicadas alrededor de los cilindros.

Componentes de un compresor reciprocante:

- Cigüeñal
- Vástago
- Pistón
- Cilindro
- Válvulas
- Sellos
- Cáster compresor
- Crucetas
- Aros de Pistón
- Cojinetes de bancada
- Guía de cruceta
- Lubricadores
- Cojinetes de bielas, etc.
- Bomba principal de aceite

#### 2.5.3.1.2. Compresor Rotativo

Se denominan compresores rotativos a aquellos grupos de compresores que producen gas o aire comprimido por un sistema rotatorio y continuo, es decir, que empujan el fluido desde la aspiración hacia la salida, comprimiéndolo.

Existen gran variedad de compresores rotativos, los más conocidos son compresor de espiral rotativo, compresor de paletas deslizables y compresor de anillo líquido.

-El *compresor de espiral rotativo*, conocido como compresor de tornillo, es un compresor de desplazamiento positivo con rotores en un formato de espiral. Las piezas principales de este elemento de compresión comprenden rotores macho y hembras que se mueven unos contra

otros mientras se reduce el volumen entre ellos y el alojamiento. La relación de presión de un espiral depende de la longitud y perfil del mismo y de la forma del puerto de descarga. El espiral no posee válvulas y no existen fuerzas mecánicas para crear ningún desequilibrio, por tanto, puede trabajar a altas velocidades de eje y combinar un gran caudal con dimensiones exteriores reducidas. En la Figura 2.6 se presenta una imagen de un compresor de tornillo.

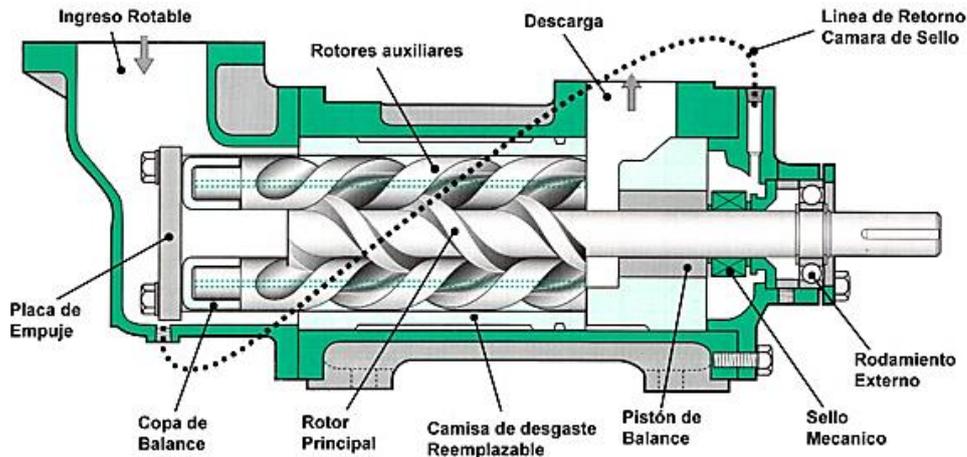


Figura 2.6: Componentes de compresor de tornillo

-El *compresor rotativo de paletas deslizables*, cuyo esquema se presenta en la Figura 2.7, tienen un rotor con ranuras dentro de las cuales se deslizan las paletas hacia adentro y afuera en cada revolución. Las paletas atrapan el aire o gas y en forma gradual reducen su volumen y aumentan la presión, hasta que se escapa por orificios en la carcasa. Posee piezas que están en continuo rozamiento, por lo que es necesaria la lubricación.

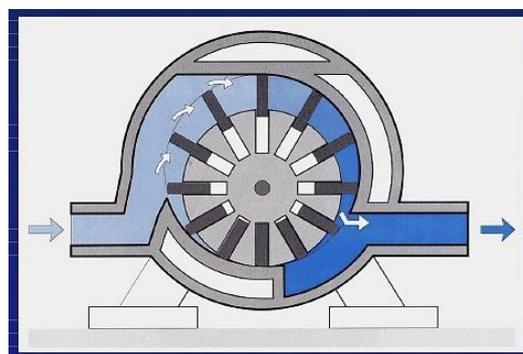


Figura 2.7: Representación compresor de paletas deslizables

-El *compresor de anillo líquido* es un tipo de compresor rotativo poco común, además tiene un principio de funcionamiento diferente al de cualquier rotativo. Se muestra en la Figura 2.8 una representación de este. Un rotor con aspas gira en una cubierta circular u ovalada dentro de la cual siempre hay agua u otro líquido sellador, la fuerza centrífuga hace que el líquido forme un anillo en la periferia de la carcasa durante el funcionamiento. El aire o gas avanza hacia el centro del rotor y, en forma gradual, se reduce su volumen y aumenta su presión hasta que pasa por los orificios de descarga saliendo de la carcasa. El líquido contenido en el fluido de proceso descargado se separa y se enfría para ser luego recirculado o desechado.

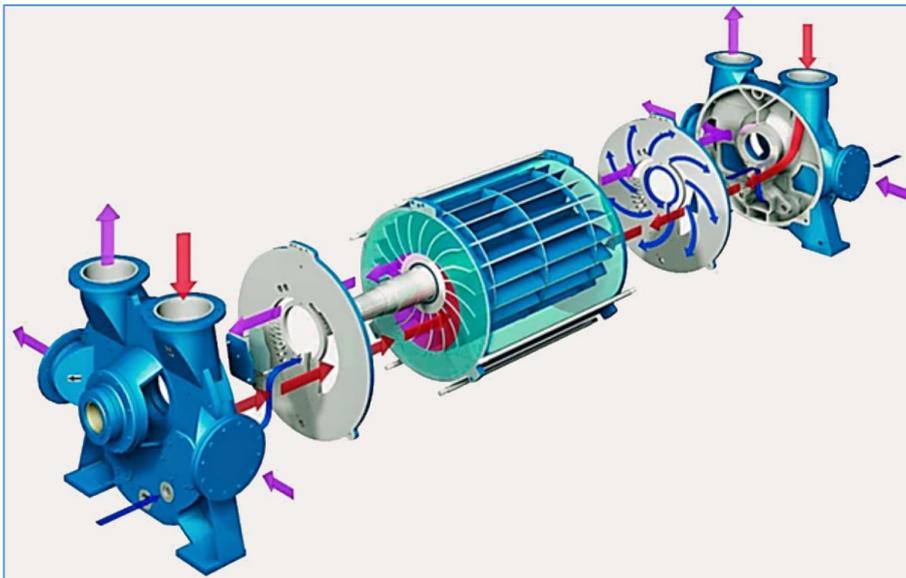


Figura 2.8: Representación compresor de anillo líquido

### 2.5.3.2. Compresores dinámicos

Estos compresores se fundamentan en el principio de impartir velocidad a una corriente de gas y luego convertir esta velocidad en energía de presión. En un compresor dinámico, el aumento de presión se obtiene comunicando un flujo de gas a una cierta velocidad o energía cinética, que se convierte en presión al desacelerar el gas cuando este pasa a través de un difusor, el cual hace la conversión de velocidad a energía cinética.

Los compresores dinámicos se pueden clasificar en Axiales y Centrífugos. Las máquinas centrífugas comprenden casi el 80% de los compresores dinámicos. Los compresores centrífugos tienen por lo general muy pocos problemas en el proceso de compresión del gas natural [1, 5].

## 2.5.3.2.1. Compresor Axial

Estos compresores, cuya representación se presenta en la Figura 2.9, se caracterizan por tener un flujo axial en forma paralela al eje, de aquí su nombre.

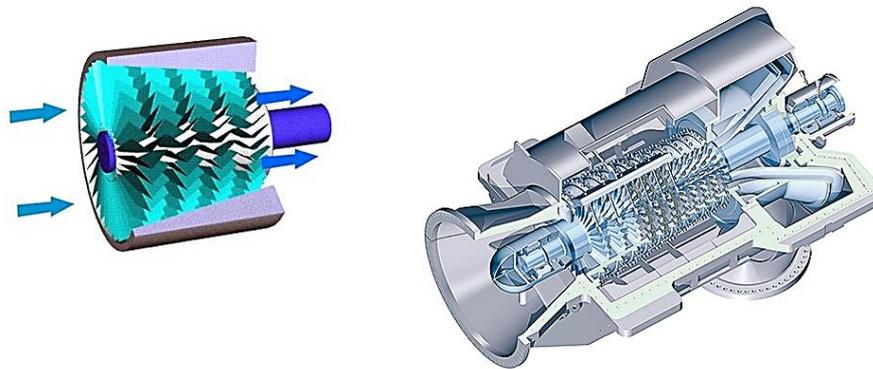


Figura 2.9: Representación compresor axial

Los compresores axiales tienen placas de rotor y placas de estator. Las placas de rotor están fijadas al eje y giran con él, mientras que las placas de estator están fijadas a la cubierta.

El compresor mueve el gas en dirección paralela con su eje. Cuando el gas es lanzado dentro de las placas del estator, las aberturas entre placas actúan como difusores reduciendo la velocidad del gas. Con esta pérdida de velocidad la presión del gas aumenta. En general, se puede señalar que el compresor axial eleva la presión mediante el uso de muchos juegos de placas de estator y del rotor.

Este tipo de compresor utiliza un tambor de equilibrio para contrarrestar la reacción o empuje axial. La mayor parte de los compresores axiales son de un cierto número de etapas en serie, cada etapa consta de aspas rotatorias y fijas.

## 2.5.3.2.2. Compresor Centrífugo

El compresor centrífugo o de flujo radial, es un equipo que convierte la energía cinética en presión. El aumento de presión tiene lugar por medio de dos tipos de elementos: rotativos y estáticos. Los elementos rotativos denominados impulsores, aceleran radialmente el fluido y los elementos estáticos denominados difusores están dispuestos alrededor de los impulsores, formando parte de la carcasa del compresor. El gas es descargado a alta velocidad dentro de un difusor. La velocidad del gas se reduce y su energía cinética es convertida en presión estática y se utilizan conductos de retorno para llevar el gas a la descarga del compresor o a la siguiente etapa impulsora. Se presenta en la Figura 2.10 una representación de un compresor centrífugo.

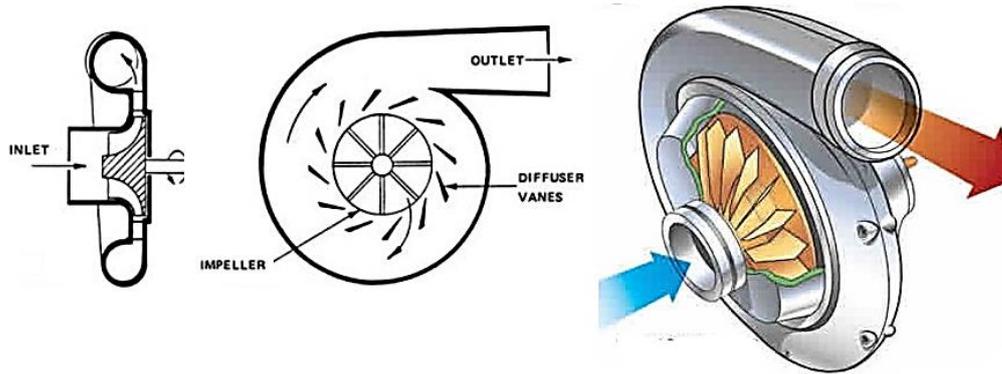


Figura 2.10: Representación compresor centrífugo

Cuando el impulsor empieza a girar, los álabes fuerzan el movimiento del gas desde el centro hacia la parte exterior, imprimiéndole velocidad. Como el gas tiende a oponerse al empuje de los álabes se origina un aumento en la presión, por lo que se puede decir que el impulsor imprime al gas presión y velocidad, debido a la fuerza centrífuga.

Componentes de un compresor centrífugo:

**Partes estacionarias**

- Voluta de entrada
- Voluta de salida
- Diafragma
- Toberas y Difusores

**Partes rotantes**

- Eje
- Impulsores
- Tambor compensador
- Cojinetes

# CAPÍTULO 3

## CRITERIOS DE SELECCIÓN

### 3.1. Rango de Aplicación

No todos los tipos de compresores se fabrican en todas las gamas de presión y volumen. En la Figura 3.1 se indica en forma general, las capacidades de los compresores recíprocos, centrífugos, rotatorios y de flujo axial disponibles en el mercado. Cada tipo de compresor presenta un rango de aplicación recomendado, la Figura 3.1 relaciona Presión de descarga (presión manométrica *psig*) y Caudal de aspiración en condiciones de aspiración (Inlet Flow, *actual*  $\frac{ft^3}{min}$ ).

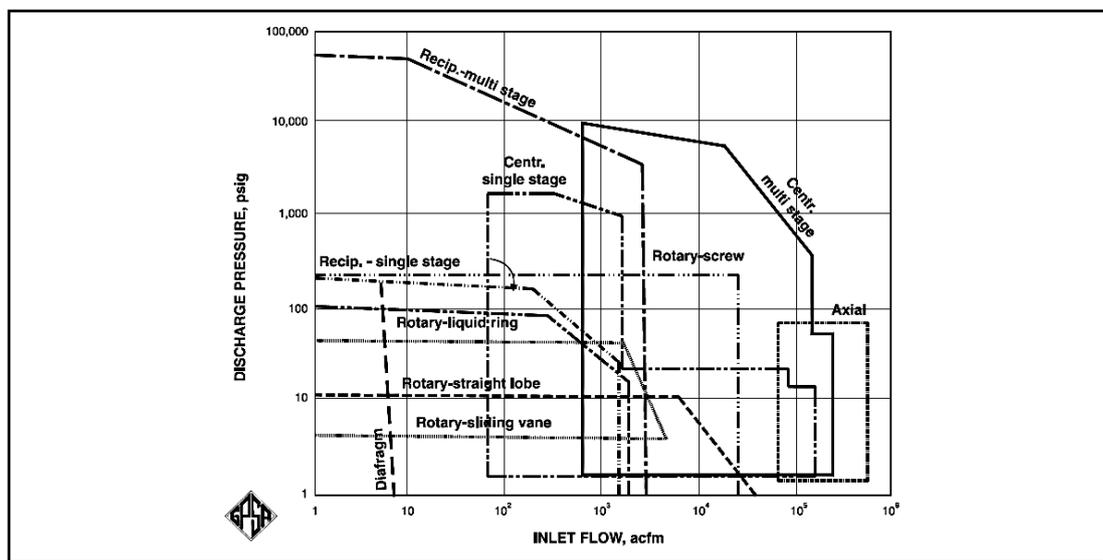


Figura 3.1: Capacidad para distintos tipos de compresores [4]

Aunque en la Figura 3.1 no se indica los límites teóricos o de ingeniería de cualquier diseño, se puede aplicar como guía acerca de la tecnología actual disponible.

Existen varias zonas del plano Presión de descarga vs Caudal de aspiración en el cual se solapan los posibles compresores a utilizar. Por lo tanto, en muchos casos la elección del equipo no es única. Como se observa en la Figura 3.1, las unidades recíprocos y centrífugas son capaces de cumplir con cualquier aplicación. Por ello, generalmente la elección principal se encuentra entre estos dos compresores.

En zonas donde hay más de un posible tipo de compresor, para la selección del mismo se debe tener en consideración:

- Confiabilidad del equipo
- Costo de operación
- Costo de mantenimiento
- Costo del equipo

En los rangos donde compiten varios compresores, considerando las especificaciones del sistema, la solución es técnico-económica [4, 5, 6].

### 3.2. Especificaciones del sistema

Para la selección del compresor se debe definir las especificaciones del sistema, las cuales deben incluir [1, 5]:

- El uso al que se va a destinar y aquellos otros requerimientos relativos a presión, desarrollo futuro previsto. Necesidad de continuidad o intermitencia del caudal de fluido.
- Límites de caudal de masa y volumétrico y la influencia que pueden tener sobre ellos las variaciones en temperatura de entrada, presión, peso molecular, composición del gas, presión de descarga, temperatura y flujo de los fluidos para enfriamiento (agua, aire y otros).
- Condiciones de arranque, reserva y paro del compresor y de todo el sistema.
- Mención de huellas de vapores, gotitas de líquido, polvos o gases que pueden tener escasa importancia para la química del proceso, pero que pueden ocasionar obstrucción, formación de gomas, problemas con los sellos etc., ya sea por sí mismos o cuando se mezclan con lubricantes o líquido para sellos. Estos factores pueden influir en forma apreciable en la selección del compresor.
- Condiciones ambientales: temperaturas extremas, límites de la temperatura ambiente, grado de contaminación del aire, altitud, vientos, nevadas, lluvias, etc.
- Costo de energía. Tipo de corriente eléctrica disponible en la zona. O consumo de gas de los motores. Disponibilidad de recursos. Cantidad de calor que puede recuperarse.
- Límites de la disponibilidad de potencia, parámetro de gran importancia para evaluar la eficiencia del compresor.
- Tipo de edificación en la que se va a instalar el compresor: limitaciones de espacio, carga que puede soportar el suelo, limitaciones de vibración, limitaciones de ruido, área disponible para la instalación de potencia.
- Códigos y normas vigentes. Legislaciones aplicables al tipo de proceso y en la locación de emplazamiento.
- También se deben indicar la calidad deseada del equipo auxiliar, como sellos, material y calidad de sistemas y elementos de control, etc.
- Costos de mantenimiento. Distancia a talleres de Overhaul (mantenimientos mayores), reparaciones mayores, herramientas y repuestos.

### 3.3. Consideraciones generales

Antes de seleccionar un tipo de compresor, se debe decidir cuántos se necesitarán para manejar la carga del proceso. Conforme se fue mejorando la capacidad y la confiabilidad, la tendencia fue instalar dos equipos, cada uno con 55% o 60% de la capacidad y, a veces, un tercero para reserva. El compresor de reserva asegura el funcionamiento a plena capacidad, pero representa un costo adicional del 50% aproximadamente. Si no se tuviera el compresor de reserva, podría haber riesgo para asegurar el funcionamiento continuo.

No siempre es fácil elegir entre un compresor reciprocante y uno centrífugo, en particular para servicio con cargas elevadas y mediana capacidad, como sucede generalmente en los campos de extracción de gas. Si se utilizan varios compresores reciprocantes de etapas múltiples para producir la carga deseada, en el caso que uno de ellos se detenga, sólo se reduciría la capacidad de la planta. Mientras que, si hay varios centrífugos en serie, la falla de uno detendría todas las operaciones.

### 3.4. Comparación de costos

En términos muy generales, se puede estimar que el costo de un compresor reciprocante es menor que el de un compresor centrífugo de la misma capacidad. La diferencia en el costo se reduce conforme aumenta la presión o disminuye el flujo real.

Los compresores centrífugos poseen mejor relación área/potencia instalada. Por otro lado, un compresor reciprocante necesita cimientos más fuertes y diseño más cuidadoso de la tubería para evitar vibraciones y pulsaciones.

Para analizar rentabilidad del proyecto, es necesario ejecutar un análisis con el Valor Actual Neto y la Tasa Interna de Retorno, a valores de tasa de proyecto de la empresa. Para ello es sumamente necesario conocer, en el tiempo, la curva de producción y declino, así como las variables de consumo de gas combustible, gastos de aceite lubricantes, salidas de producción estándar (maintenance outage), entre otras [1, 5].

## CAPÍTULO 4

### COMPRESORES Y PAQUETE DE COMPRESIÓN

#### 4.1. Compresor Reciprocante

##### 4.1.1. Características generales

El ciclo de compresión consta de cuatro pasos: Compresión, Descarga, Expansión y Succión. La Figura 4.1 describe el ciclo teórico basado en los supuestos estándar de compresión y expansión isentrópica y diferencial de presión cero en las válvulas [6]

La compresión comienza en el punto 1 con el pistón completamente hacia afuera (punto muerto inferior) y las válvulas de succión y descarga cerradas. Durante la *compresión* (punto 1 a 2), el pistón se mueve y comprime el gas atrapado en el cilindro. En el punto 2, la válvula de descarga (D) se abre, y el gas comprimido se *descarga* entre los puntos 2 y 3. Cuando el pistón llega al punto 3, la válvula de descarga se cierra y el gas atrapado se *expande* de la presión de descarga a la presión de succión, el pistón regresa al punto 4. En el punto 4, la válvula de succión (S) se abre, y el gas ingresa en el cilindro a medida que el pistón continúa moviéndose de regreso al punto 1, completando así el ciclo.

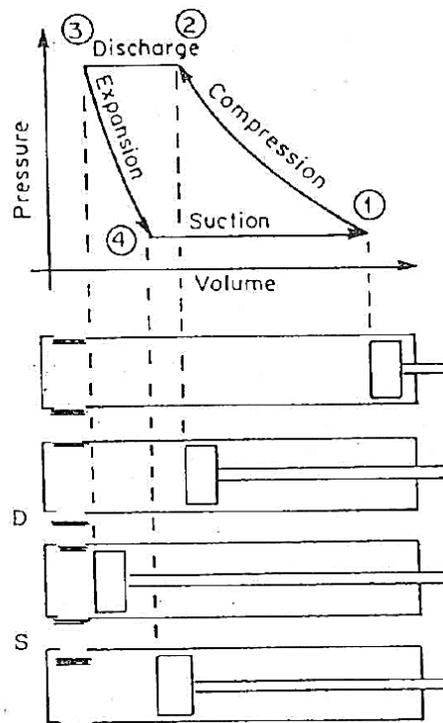


Figura 4.1: Ciclo de compresión teórica [6]

El elemento básico del compresor reciprocante es el cilindro que puede comprimir de un solo lado del pistón, el cual se le denomina *efecto simple*. Mientras que, si la unidad comprime de ambos lados del pistón, la acción se le denomina *doble efecto*.

Los compresores reciprocantes pueden ser de una etapa (simple) o de múltiples etapas. Una etapa de compresión puede ser un solo cilindro o múltiples cilindros conectados en paralelo. Los cilindros se pueden conectar en serie para realizar múltiples etapas de compresión [2]. Esquemas de estas configuraciones se presentan en la Figura 4.2

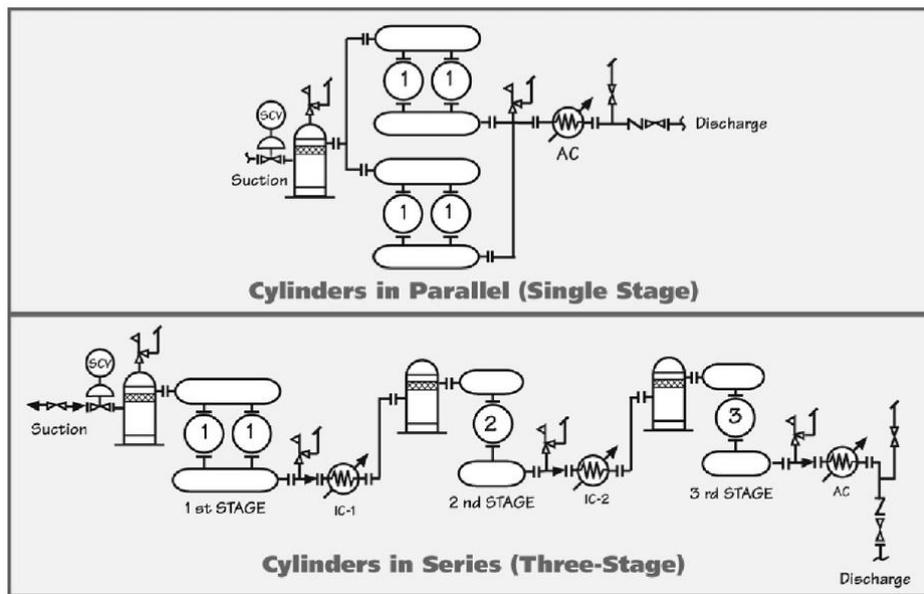


Figura 4.2: Configuración de compresión en paralelo y en serie [2]

Durante una etapa de compresión, tanto la presión como la temperatura del gas aumentan. Se requieren depuradores/separadores y válvulas de alivio de presión en el lado de succión (entrada) de cada etapa. Además, se usa un enfriador después de cada etapa de compresión para enfriar el gas.

Una etapa de compresión es limitada por la temperatura de descarga y la carga en el vástago del compresor. El número de etapas está determinado por la relación de compresión, la cual a su vez está limitada por la temperatura máxima permisible de descarga del gas a la salida de cada etapa. La relación de compresión va ligada directamente al diseño de resistencia del vástago del pistón (ROD).

Los compresores reciprocantes son de gran utilidad en el tratamiento del gas natural, y normalmente en la industria de producción de gas y petróleo es común utilizar compresores de capacidad de hasta un millón de metros cúbicos normales por día.

## 4.1.1.1. Paquete de compresión

Los componentes principales de un paquete de compresión se representan en la Figura 4.3, las cuales incluyen [2]:

- Skid
- Motor
- Compresor
- Enfriador
- Botellones de pulsación
- Scrubber / Separador - para cada etapa
- Panel de control

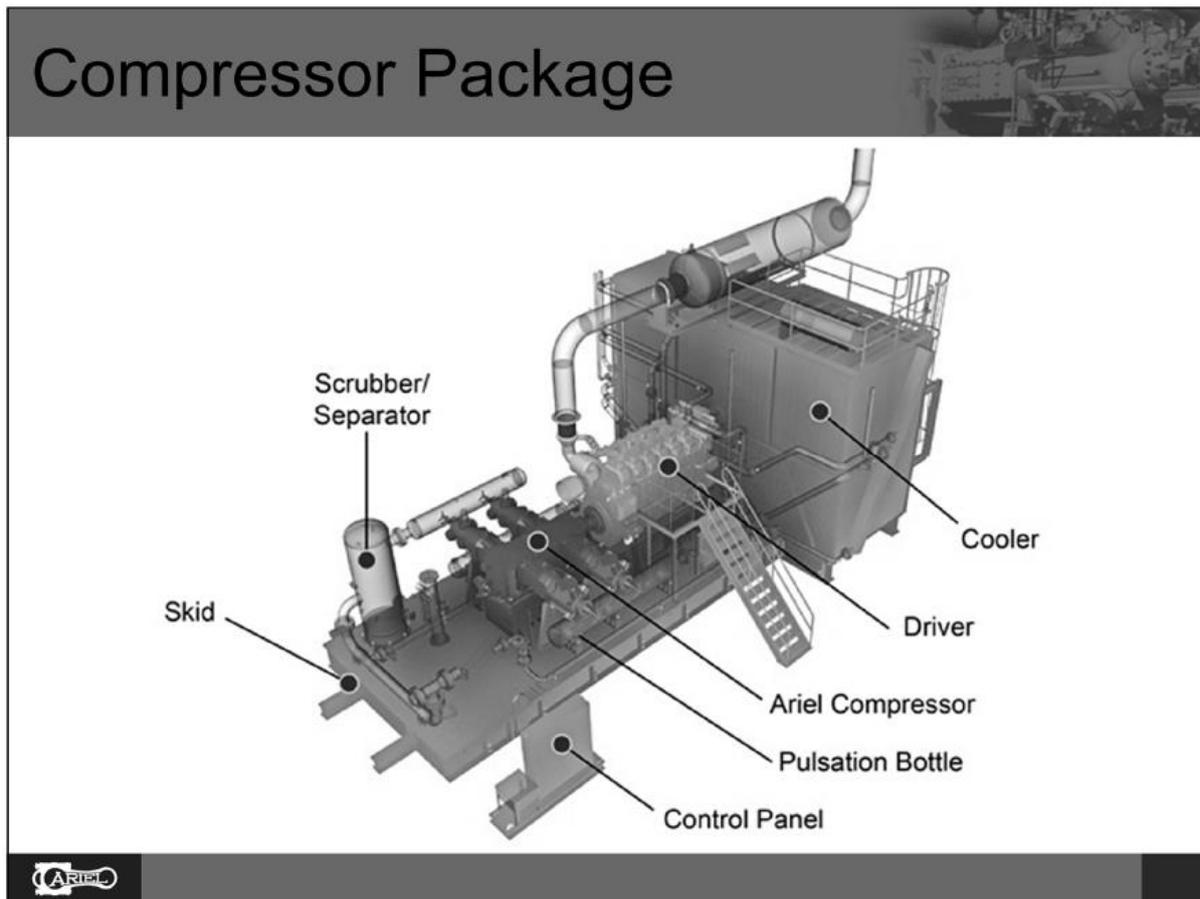


Figura 4.3: Ilustración paquete de compresión para compresor recíprocante

Otros artículos incluidos en un paquete de compresor son:

- Válvula de alivio de presión - para cada etapa
- Válvula de purga

## 4.1.2. Consideraciones de diseño y límites operativos

-El número de etapas se debe seleccionar con relación a las temperaturas de descarga, tamaño disponible para los cilindros y carga en el vástago del compresor. En base a recomendaciones de los fabricantes de compresores o de acuerdo con la Norma ISO 13631, se ha establecido una temperatura máxima permisible de alrededor de  $135^{\circ}\text{C}$  para el gas a la descarga del cilindro del compresor [9]. Sin embargo, se debe solicitar al fabricante la especificación de la temperatura de descarga del cilindro permitida por fábrica, que puede llegar a los  $170^{\circ}\text{C}$  como valores normales.

-Los compresores recíprocos son propensos a desgaste durante el funcionamiento. La gran cantidad de piezas móviles, la fricción de deslizamiento, la inversión de dirección a intervalos rápidos y el choque mecánico involucrado contribuyen a un desgaste severo. En relación con la lubricación, hay que tener especial cuidado de no lubricar en exceso, dado que el exceso de aceite en las válvulas puede ocasionar adherencia y sobrecalentamiento.

-No pueden manejar líquidos satisfactoriamente, estos tienden a generar graves daños a la unidad y provocan una disminución de la eficiencia del cilindro compresor. La humedad y los condensables que llegan a la succión del compresor se pueden evitar con un separador eficaz colocado lo más cerca posible del compresor [1].

## 4.2. Compresor Centrífugo

## 4.2.1. Características generales

Los compresores centrífugos incrementan la energía cinética de un gas aumentando la velocidad tangencial del mismo. El gas entra en el compresor a través de la tobera de admisión, pasando por el impulsor o rodete, generando un flujo turbulento. El impulsor, que es como un disco con palas (Figura 4.4), está montado sobre un eje rotatorio. Este recibe el gas desde la tobera de admisión y lo comprime incrementando la energía cinética del gas [1, 7].

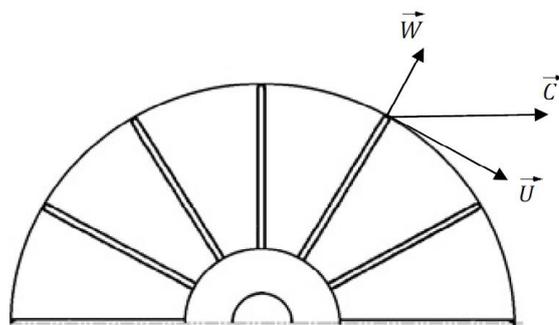


Figura 4.4: Compresor centrífugo-Vista del Impulsor

Rodeando al impulsor, se encuentra el difusor, que tiene la misión de reducir gradualmente la velocidad del gas cuando este sale del impulsor. El difusor convierte la energía cinética a un nivel de presión superior. En un compresor de una etapa, el gas abandona el difusor atravesando un canal que se encuentra en la carcasa, y finalmente sale por la tobera o caracol de descarga. En un compresor de varias etapas, el gas que sale del difusor va directamente al impulsor de la siguiente etapa. Cada etapa o escalonamiento consta de impulsor y difusor. En la Figura 4.5 se representa un compresor con impulsores en serie.

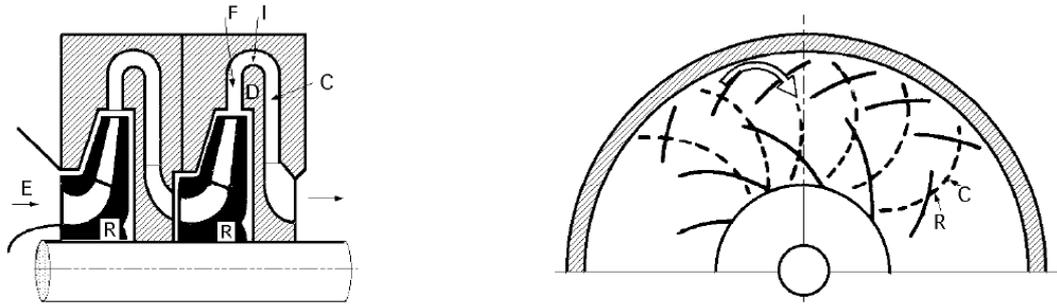


Figura 4.5: Compresor de varios escalonamientos a) Corte meridional y b) Corte transversal

#### 4.2.1.2. Impulsor

Es el encargado de aumentar aproximadamente 2/3 partes de la presión total en un compresor, por eso su diseño y selección deben ser minuciosos.

Existen tres tipos de impulsores: abiertos, semi-abiertos y cerrados. En la Figura 4.6 se presentan cada uno de ellos.



Figura 4.6: Ejemplos de tipos de impulsores para compresor centrífugo

La ventaja que ofrecen los impulsores abiertos es su capacidad para operar a altas velocidades. Pueden producir alturas politrópicas (saltos de energía) muy elevadas. Esto se debe a que, al no haber un plato interior junto al lado interno de los álabes, se producen menos esfuerzos en estos.

### Impulsores Cerrados

No producen tanta altura como los abiertos, pero, sin embargo, no están sometidos a tantos esfuerzos. En su diseño se suelen incluir anillos de desgaste.

### Impulsores Semi-abiertos

Ofrece lo mejor de los abiertos y de los cerrados.

El parámetro fundamental que caracteriza el álabe de un compresor es el ángulo de salida  $\beta_2$  y, según este, los álabes se clasifican en:

- Álabes curvados hacia atrás,  $\beta_2 < 90^\circ$
- Álabes curvados hacia adelante,  $\beta_2 > 90^\circ$
- Álabes de salida radial,  $\beta_2 = 90^\circ$

En Figura 4.7 se representan los álabes de un compresor según ángulo de salida.

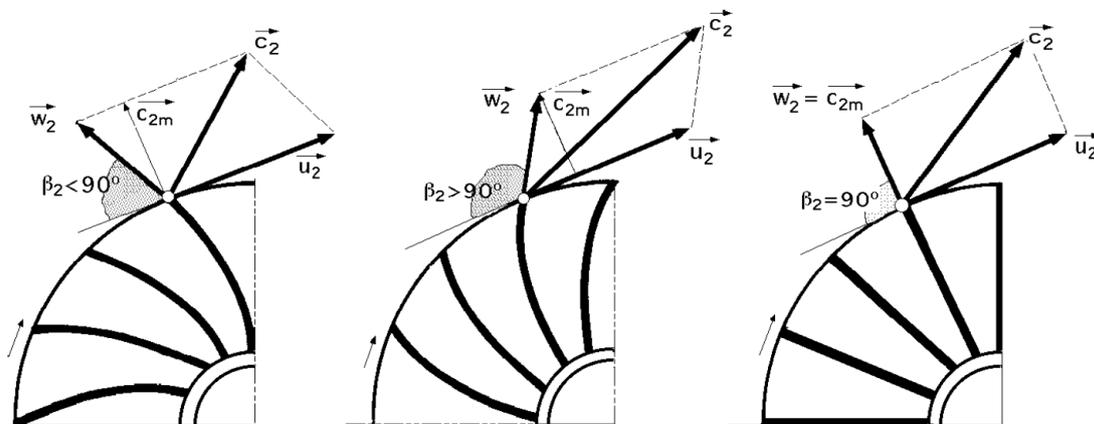


Figura 4.7: Álabes de un compresor:

a) Curvados hacia atrás; b) Curvados hacia adelante; c) De salida radial.

#### 4.2.1.3. Difusor

El sistema difusor consta de uno o varios órganos fijos, cuya misión es conseguir mejorar el rendimiento a expensas de la energía cinética que genera en el impulsor y lograr un incremento adicional de presión. El sistema difusor suele constar al menos de una caja espiral o voluta, a la cual se añade con frecuencia uno de los siguientes elementos: corona directriz, cono difusor, o los dos simultáneamente.

El sistema difusor de la figura 4.8 consta de caja espiral y cono difusor.

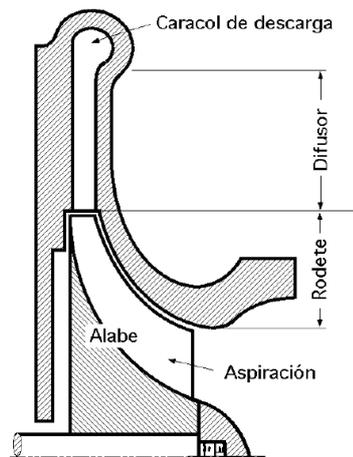


Figura 4.8: Vista de un sistema difusor para compresor centrífugo.

#### 4.2.2. Consideraciones de diseño y límites operativos

El diseño del impulsor es de gran importancia ya que es el componente más solicitado mecánicamente. El impulsor abierto tiene excelentes características de operación, pero requiere mayor tolerancia. El impulsor cerrado se usa principalmente para bajos caudales.

El tiempo de funcionamiento típico entre paradas para el mantenimiento de rutina es de 1-2 años. Las unidades son relativamente livianas y esencialmente libres de vibraciones. El compresor centrífugo tiene la ventaja de enviar gas libre de aceite y de no presentar piezas que sufran desgaste dentro del compresor.

El sello del eje de la carcasa es necesario para evitar la fuga de gas del proceso [1]. Dado que el flujo de gas es continuo, no hay necesidad de válvulas de entrada y salida. Hay disponibles varios tipos de sellos de extremo y la selección depende de la presión de succión del compresor. En la Tabla 4-1 se mencionan tipos de sellos y sus límites normales de presión.

Tabla 4-1: Tipos de sello para compresor centrífugo y límites normales de presión [5]

Tipo de sello	Presión aproximada [ $psi_g$ ]
Laberinto	15
Anillo de carbón	100
Contacto mecánico	500
Película de aceite	3000 o mayor

La relación de compresión en una etapa es limitada por el número de impulsores que se puede alojar en la carcasa. Sin embargo, la relación de compresión global de un compresor puede aumentarse agregando impulsores en serie. Por lo tanto, se pueden usar en serie (para incrementar la relación de compresión) o en paralelo (para incrementar la capacidad). Dos o tres unidades en serie pueden ser necesarias para aplicaciones de alta presión.

El límite de temperatura es de 300°F, según lo dictado por los materiales de los compresores. Se pueden tolerar temperaturas más altas con una selección adecuada de materiales.

En la Figura 4.9, se presenta una curva típica de compresores centrífugos (Altura vs Caudal) a condiciones de aspiración [1]:

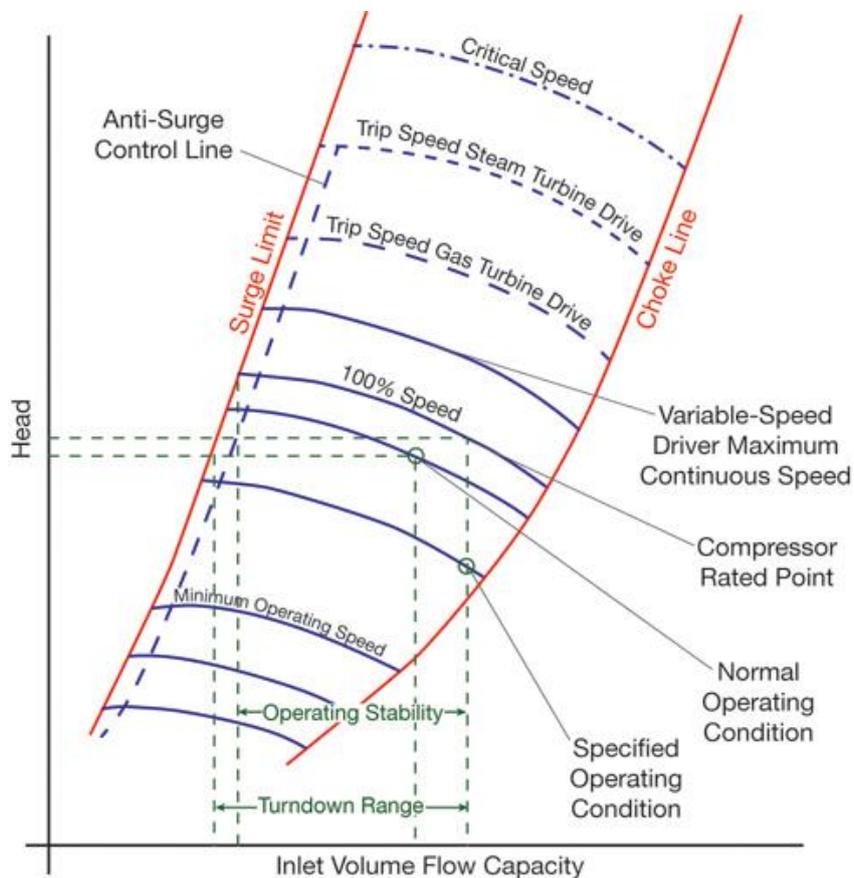


Figura 4.9: Curvas características de operación de un compresor centrífugo [1]

En la Figura 4.9 se observa que existen curvas límites de funcionamiento:

-La curva limite a la izquierda es el límite de bombeo (Surge), y corresponde al mínimo caudal de gas para el cual el impulsor puede aumentar la velocidad del gas. Si el caudal es menor entonces la presión de salida del compresor cae debido a que no hubo aumento de velocidad que se pueda convertir en un aumento de presión en la parte estática del mismo por

desprendimiento de la capa límite del gas sobre el impulsor. Este corresponde a un estado crítico que puede generar rotura catastrófica.

El Limite Surge es un fenómeno en el cual se produce inestabilidad aerodinámica. A partir de una línea teórica o experimental de “Surge”, se fija un límite de acción (10%) cuando el flujo se acerca a este último. El sistema de control de surge (antisurge) es crítico para este tipo de compresores.

-La curva límite de la derecha corresponde al máximo volumen que puede ingresar al sistema. Para este caudal el gas alcanza la velocidad sónica dentro del compresor y esto hace imposible su operación. Cuando se trabaja a caudal muy alto, la velocidad relativa del gas con respecto a la velocidad del sonido aumenta. Cuando este valor alcanza un valor igual a 1, se produce el fenómeno de “choke” (también conocido como stonewall). Pueden producirse vibraciones en los álabes, con pérdida de superficie efectiva en los mismos. Aunque este fenómeno no es tan perjudicial como el de surge, es necesario evitarlo si se quiere prolongar la vida del equipo y trabajar en condiciones seguras.

Debido a las características intrínsecas de este tipo de compresor, se puede decir que puede utilizarse donde se requiera mantener una presión constante dentro del proceso. Además, tiene una gran seguridad de funcionamiento, facilidad de regulación y buena adaptabilidad a las condiciones de servicio de los procesos industriales

### 4.3. Componentes del paquete de compresión

#### 4.3.1. Accionamiento (Driver)

-Los compresores reciprocantes modernos más utilizados, funcionan a velocidades entre 700 a 1400 rpm. Los compresores reciprocantes de tamaño medio a grande son accionados por un motor de gas, una turbina de gas o un motor eléctrico, según la conveniencia y la economía. En el campo de la compresión de gas natural, el motor de gas es el más utilizado por su flexibilidad para acoplarse al compresor, además requiere inversión menor a la de un turbocompresor para acomodarse a cambios en las presiones y caudales de reservorio. La conexión del impulsor al compresor puede ser mediante acoplamiento o tren de engranajes. Existen grandes unidades donde el accionamiento y el compresor pueden ser integrales (ambos funcionan desde el mismo cigüeñal), sin embargo, no es común verlos en los campos de producción de gas y petróleo.

-La alta velocidad de los compresores centrífugos limita la elección de sus accionamientos. Los compresores centrífugos pueden ser accionados por una amplia variedad de impulsores, incluidos motores eléctricos y turbinas. En aplicaciones de campo, los accionamientos más

comunes son las turbinas de gas, conectada directamente al compresor. Los accionamientos de turbina tienen la ventaja de un control de velocidad fácil. Los motores eléctricos son generalmente dispositivos de velocidad constante.

-Coincidir el accionamiento con el compresor es importante. Los motores de gas y los compresores alternativos son fácilmente compatibles debido a su acción recíproca mutua. La turbina de gas y los compresores dinámicos también se emparejan debido a su movimiento giratorio mutuo de alta velocidad [1].

#### 4.3.1.1. Selección del motor

Es necesario considerar cargas parásitas, elevación y pérdidas mecánicas, un 15% de potencia es perdido. Por lo tanto, la potencia disponible para el compresor es aproximadamente entre el 85- 90% de la potencia continua. La potencia del motor requerida  $Bhp$  mínimos será:

$$Bhp_{\text{min requeridos}} = \frac{Bhp_{\text{compresor}} * (\text{Factor de carga})}{(\text{Eficiencia mecánica de la transmisión})} \quad \text{Ecuación 4.1}$$

El tipo de accionamiento (motor de gas o eléctrico) va a determinar el costo de la energía.

#### 4.3.2. Enfriador (Cooler)

Los compresores de varias etapas requieren enfriamiento siempre que la temperatura de entrada del gas y la relación de compresión requerida sean tales que la temperatura de descarga del gas exceda los 300 ° F. Una buena refrigeración prolonga la duración del compresor. El gas puede enfriarse a partir de un sistema de enfriamiento interno o en intercambiadores de calor externos.

Los intercambiadores de calor externos se usan comúnmente como los medios más efectivos para controlar las temperaturas de descarga. En el campo de producción de gas, el aroenfriador (ventilador) es el más utilizado. El gas se descarga del compresor después de una o más etapas de compresión y; después de enfriarse, se devuelve a la siguiente etapa o serie de etapas para una mayor compresión. La desventaja de estos sistemas es que la fuente fría es el aire ambiente que, en lugares de altas temperaturas en verano, ofrece poca capacidad de enfriar. Es importante tener este aspecto en cuenta al momento del diseño.

Por otro lado, el aceite lubricante que se utiliza en los compresores también cumple con la función de refrigerar, aumentando su temperatura. Para que el aceite no pierda sus propiedades es necesario la refrigeración del aceite [1, 2].

4.3.3. Separador Scrubber

El propósito del Scrubber es eliminar cualquier líquido o sólido de la corriente de gas antes de que el gas ingrese al compresor. Una válvula de descarga automática se usa para drenar líquidos desde la parte inferior del separador. Se usa una protección de alto nivel de líquido para proteger el sistema del compresor si la válvula de descarga no drena adecuadamente los líquidos [2]. La Figura 4.10 ilustra un corte de un Scrubber:

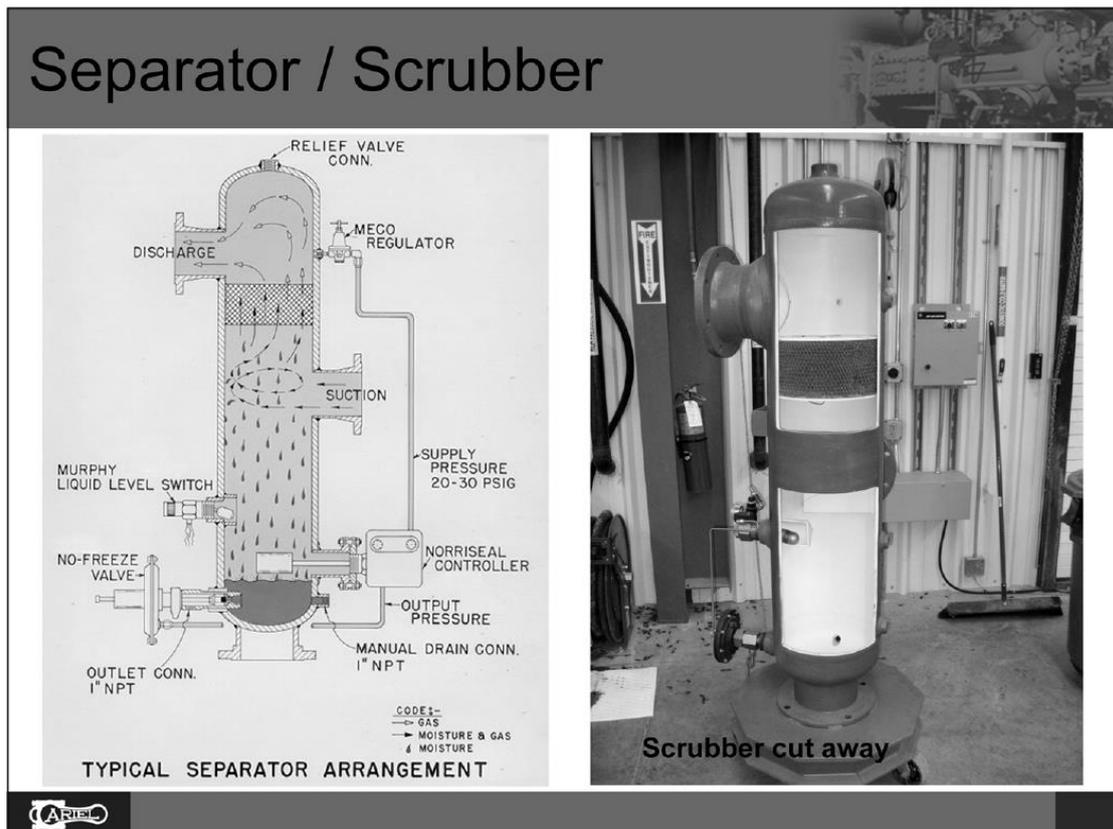


Figura 4.10: Ilustración y corte de un Scrubber [2]

Cada etapa de compresión debe de contar con un separador entre el enfriador de gas y la tubería de succión de la próxima etapa. La Norma ISO 13631 establece el diseño de tres tipos de separadores, de acuerdo con la calidad del gas de succión, que puede ser seco, húmedo o con arrastre de algo de líquido [9].

#### 4.3.4. Sistema de Control

##### 4.3.4.1. Dispositivos de control para compresor recíprocante

La capacidad, la velocidad o la presión del compresor pueden variar de acuerdo con los requisitos. La naturaleza del dispositivo de control dependerá de la variable de regulación, ya sea presión, flujo, temperatura o alguna otra variable, y del tipo de controlador del compresor. Las aplicaciones de control típicas incluyen la descarga para la puesta en marcha, la regulación de la salida del compresor para satisfacer la demanda y la protección del compresor (y del motor) contra sobrecargas [4, 6].

##### 4.3.4.1.1. Descarga de puesta en marcha

La descarga de puesta en marcha es obligatoria tanto para el arranque manual como automático para evitar exceder el torque disponible durante la aceleración. Los métodos comunes de descarga incluyen: venteo de descarga, bypass de recirculación, y mantener abiertas las válvulas de entrada.

##### 4.3.4.1.2. Control On-Off

El control de encendido y apagado debe proporcionarse a los motores primarios. El arranque de un motor de gas alternativo requiere de aire comprimido o de gas para iniciar la rotación del eje de transmisión (el uso del gas no es recomendado para seguridad intrínseca del compresor). El control automático de encendido y apagado, como su nombre lo indica, detiene o inicia el compresor por medio de un interruptor accionado por un controlador, a medida que varía la demanda de gas. Son varias las condiciones que pueden requerir este automatismo, por citar algunos, cubrir la caída de otro compresor de la línea, aumento de la demanda de gas de la estación compresora, aumento del cabezal de presión de un gasoducto, entre otros.

##### 4.3.4.1.3. Control de Capacidad

El requisito más común es la regulación de la capacidad. Un compresor recíprocante a velocidad y relación de compresión constante admite el mismo volumen de gas. Por lo tanto, cuando la presión de entrada aumenta, se comprime más gas y se requiere más potencia de frenado ( $Bhp$ ), es decir más potencia del accionamiento. Un método común para controlar la capacidad de un compresor es variar la velocidad. Este método es aplicable a los compresores impulsados por motores de combustión interna. En este caso, el regulador acciona el acceso de combustible en el impulsor del compresor.

Para motores de velocidad constante, la capacidad se puede reducir aumentando el espacio libre (variación de espacios nocivos/pocket) como se muestra en la Figura 4.11 [6]. El funcionamiento remoto se puede proporcionar mediante electrónica de control u operación manual.

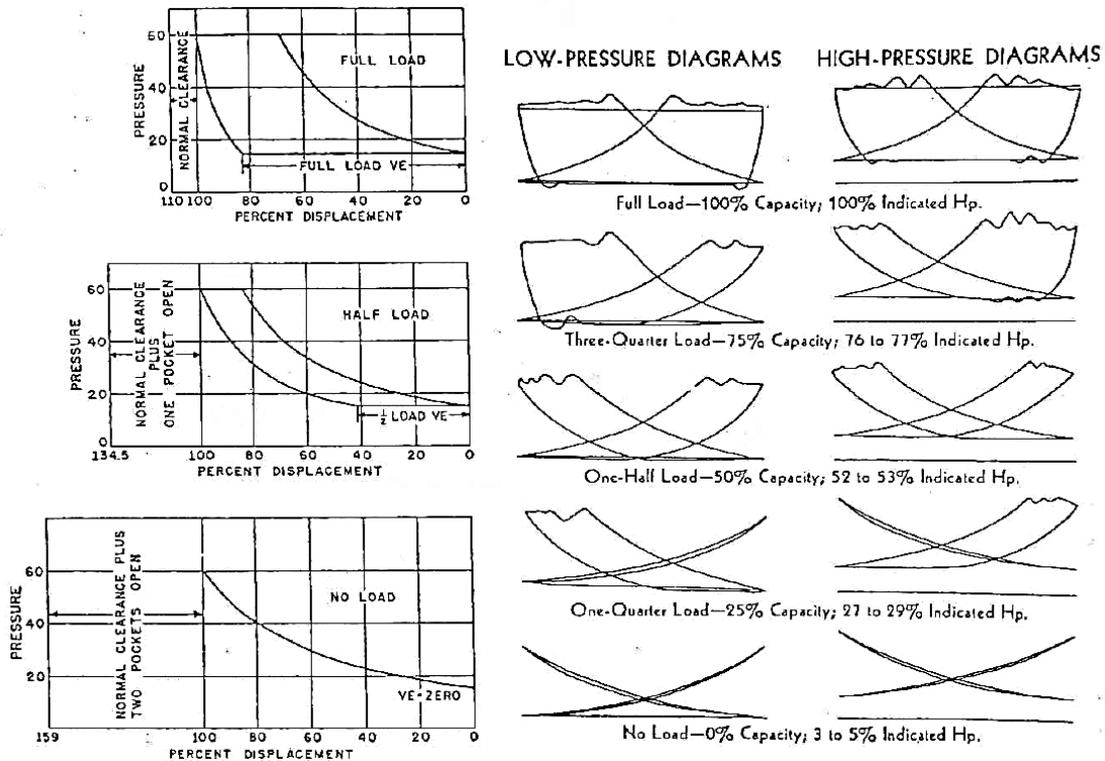


Figura 4.11: Reducción de capacidad mediante la adición de separación (Clearance)[6]

#### 4.3.4.1.4. Control de pulsaciones

La pulsación es inherente a los compresores recíprocos porque las válvulas de succión y descarga están abiertas solo durante una parte del recorrido.

La pulsación debe amortiguarse (controlarse) para:

- Proporcionar un flujo suave de gas hacia y desde el compresor.
- Evitar la sobrecarga o la carga insuficiente de los compresores.
- Reducir la vibración general.

Hay varios tipos de cámaras de pulsación. El más simple es un botellón de pulsación, que es un recipiente a presión montado en o muy cerca de la entrada y salida de un cilindro. Los botellones proporcionan una cantidad de gas que se expande para retardar la disminución de la presión y se comprime para absorber las sobretensiones.

#### 4.3.4.2. Dispositivos de control para compresor centrífugo

Se necesitan dos tipos de controles: proceso y anti-surge. Los controles del proceso regulan el rendimiento, la presión de descarga y la presión de succión en combinaciones consistentes con las características del compresor. El control anti-surge asegura que el flujo siempre exceda el límite inferior de bombeo [4, 6].

Hay cuatro métodos de control básicos:

- Regulación de la succión
- Regulación de la descarga
- Paletas guía móviles de entrada en el compresor
- Regulación de velocidad del conductor

La forma más eficiente de adaptar la característica del compresor a la salida requerida es regular la velocidad, lo que representa un consumo de energía mínimo. Sin embargo, los controladores de velocidad variable no siempre son prácticos y la economía general puede favorecer a los conductores de velocidad constante.

##### 4.3.4.1.5. Control anti-surge

Es esencial que todos los sistemas de control del compresor centrífugo estén diseñados para evitar una posible operación de sobretensión que generalmente ocurre por debajo del 50% al 70% del flujo nominal. El límite de sobretensión se puede alcanzar desde un punto de operación estable ya sea reduciendo el flujo o disminuyendo la presión de succión. Un sistema anti-surge detecta las condiciones que se aproximan a la sobretensión y mantiene la relación de presión por debajo del límite de sobretensión al reciclar algo de flujo hacia la succión del compresor. El flujo, el aumento de presión o la relación de presión se pueden usar como parámetros de control para detectar una condición de sobretensión que se aproxima.

##### 4.3.4.1.6. Sistema de control de vibración

Este sistema de control puede ser provisto para monitorear el comportamiento del conductor en los cojinetes del eje, para detectar vibraciones (laterales y radiales) excesivas y movimientos axiales. Además, sirve como protección del compresor y del conductor ante posibles fallas a través de dispositivos de alarma y/o apagado.

## CAPÍTULO 5

### RELACIONES BÁSICAS PARA DIMENSIONAMIENTO Y CÁLCULO DE COMPRESORES

#### 5.1. Condiciones de funcionamiento

Para dimensionar un compresor se requiere conocer las propiedades del gas o mezcla de gases que se va a comprimir como la composición, caudal, temperatura de entrada, presiones de succión y descarga, así como la temperatura ambiente y alturas sobre el nivel del mar.

#### 5.2. Relaciones básicas

Se presenta primero la ecuación básica de diseño y luego los modelos de compresión isentrópica y politrópica [4, 6]. Estos modelos se aplican a compresores recíprocos y centrífugos.

El diseño del compresor se basa en la primera y segunda ley de la termodinámica. La primera ley o balance de energía es válida para el flujo de gas en estado estacionario a través del compresor. Si se desprecian los cambios de energía cinética y potencial, así como la pérdida de calor en el entorno, entonces:

$$-W = h_2 - h_1 \quad \text{Ecuación 5.1}$$

donde  $W$ : Trabajo de compresión,  $\left[\frac{Btu}{lb}\right]$

$h_2$ : Entalpía del gas en la descarga,  $\left[\frac{Btu}{lb}\right]$

$h_1$ : Entalpía del gas en la succión,  $\left[\frac{Btu}{lb}\right]$

El uso de la ecuación 5.1 requiere que se conozca la presión y temperatura de entrada y la presión y temperatura de salida para evaluar el cambio en la entalpía. Sin embargo, en trabajos de diseño solo se conocen los tres primeros de estos parámetros. La temperatura de salida no puede ser especificada arbitrariamente. Se necesitan para ello modelos de compresión.

5.2.1. Modelo Isentrópico

Este modelo se ajusta a la segunda ley de la termodinámica. El gas se comprime de forma reversible y adiabáticamente; es decir, a entropía constante.

$$-W_{is} = h_{2s} - h_1 \tag{Ecuación 5.2}$$

donde  $W_{is}$ : Trabajo isentrópico,  $\left[\frac{Btu}{lb}\right]$

$h_{2s}$ : Entalpía del gas a la salida del compresor a entropía constante,  $\left[\frac{Btu}{lb}\right]$

La eficiencia de compresión ( $\eta_{is}$ ) determinada experimentalmente, se usa para relacionar el trabajo isentrópico teórico con el trabajo real ( $W_{real}$ ) requerido por el compresor

$$-W_{real} = \frac{-W_{is}}{\eta_{is}} \tag{Ecuación 5.3}$$

donde  $W_{real}$ : Trabajo real de compresión,  $\left[\frac{Btu}{lb}\right]$

$\eta_{is}$ : Eficiencia isentrópica,  $[-]$

La eficiencia isentrópica es responsable de las irreversibilidades que ocurren a medida que el gas está siendo comprimido y son probablemente disipadas como fricción turbulenta en el gas.

Si un diagrama  $P - h$  está disponible el trabajo de compresión siempre debe ser evaluado por el cambio de entalpía y con compresión isentrópica, siguiendo el cambio termodinámico del gas al pasar de la succión a las condiciones de descarga. La Figura 5.1 representa una sección de un diagrama  $P - h$  típico [4].

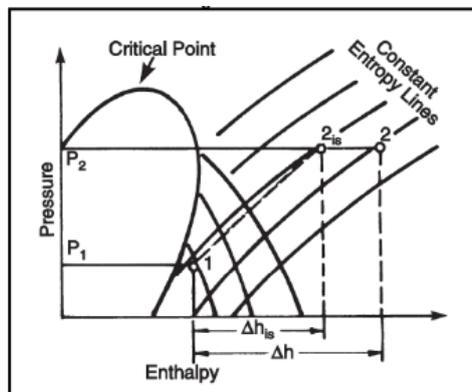


Figura 5.1: Representación Diagrama  $P$  vs  $h$

El método de Mollier utiliza estos diagramas para obtener el trabajo de compresión y la temperatura de descarga real. Es un método rápido y preciso, pero el principal inconveniente es que se debe disponer de un diagrama  $P - h$  correspondiente al gas que se va a comprimir [5].

Hasta hace unos años, no era posible generar fácilmente diagramas  $P - h$  para gases naturales. Como resultado de ello, se fueron desarrollando muchas formas de estimar el cambio de entalpía. Actualmente el ingeniero de procesos e instalaciones tiene disponibles modeladores de proceso y software con la capacidad para generar esa parte del diagrama  $P - h$  requerida para propósitos de compresión. Esto se hace utilizando ecuaciones de estado para estimar las propiedades del gas, siendo una manera precisa de evaluar la potencia de compresión.

Para las sustancias cuyos datos termodinámicos no están fácilmente disponibles, pero los cuales se pueden aproximar al comportamiento del gas ideal, se pueden derivar ecuaciones simples. Estas ecuaciones son adecuadas para cálculos manuales.

Para un gas ideal:

$$-W_{is} = h_{2s} - h_1 = C_p (T_{2s} - T_1) \tag{Ecuación 5.4}$$

donde  $C_p$ : Capacidad calorífica media a presión constante entre  $T_1$  y  $T_{2s}$ ,  $\left[ \frac{Btu}{^{\circ}R lbm} \right]$

$T_1$ : Temperatura del gas en la succión,  $[^{\circ}R]$

$T_{2s}$ : Temperatura del gas en la descarga a entropía constante,  $[^{\circ}R]$

El coeficiente isoentrópico,  $k$ , definido con anterioridad a partir de la Ecuación 2.2:  $k = \frac{C_p}{C_v}$

Para un gas ideal:

$$C_v = C_p - \frac{R}{PM} \tag{Ecuación 5.5}$$

donde  $R$ : Constante de universal de los gases  $\left( 1,986 \frac{Btu}{lbmol^{\circ}R} \right)$

$PM$ : Peso molecular del gas  $\left[ \frac{lb}{lbmol} \right]$

Combinando las ecuaciones 5.5 y 2.2, se encuentra que:

$$C_p = \frac{R k}{PM (k - 1)} \tag{Ecuación 5.6}$$

Por otro lado, la temperatura de descarga a entropía constante para un gas ideal está dado por:

$$T_{2s} = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \quad \text{Ecuación 5.7}$$

donde  $P_2$ : Presión de descarga, [Psia]

$P_1$ : Presión de succión, [Psia]

Sustituyendo las ecuaciones 5.6 y 5.7 en la ecuación 5.4, se tiene:

$$-W_{is} = \frac{R k T_1}{PM (k - 1)} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad \text{Ecuación 5.8}$$

El comportamiento de gas no ideal se expresa empíricamente por:

$$-W_{is} = Z_{prom} \frac{R k T_1}{PM (k - 1)} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad \text{Ecuación 5.9}$$

donde  $Z_{prom} = \frac{Z_1 + Z_2}{2}$ , Factor de compresibilidad promedio del gas Ecuación 5.10

La ecuación 5.9 se usa de ahora en más. Si el comportamiento del gas se ajusta al de un gas ideal, simplemente se toma  $Z_{prom} = 1$

Para la estimación de la temperatura de descarga real de un compresor, se supone que todas las irreversibilidades en el compresor aumentan la entalpía del gas y, por lo tanto, la temperatura de descarga de gas  $T_2$  es:

$$T_2 = T_1 + T_1 \frac{\left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]}{\eta_{is}} \quad \text{Ecuación 5.11}$$

En la práctica, la ecuación 5.11 se usa a menudo con la ecuación 5.9, independientemente de que  $Z_{prom} = 1$

5.2.2. Modelo Politrópico

Un segundo modelo de compresión usa un coeficiente politrópico  $\mu$ , en lugar del coeficiente isentrópico  $k$ . Por definición,  $\mu$  proporciona la temperatura real de salida o descarga del gas  $T_2$

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(\mu-1)/\mu} \quad \text{Ecuación 5.12}$$

Sin embargo, los fabricantes de compresores no proporcionan valores para  $\mu$ , en su lugar dan una eficiencia politrópica  $\eta_p$ . Por definición,  $\eta_p$  es la eficiencia isentrópica de una etapa diferencial en la compresión de manera que  $\eta_p$  es constante durante toda la compresión.

Matemáticamente:

$$\eta_p = \frac{dT_s}{dT} \quad \text{Ecuación 5.13}$$

$dT_s$ : Aumento diferencial de la temperatura para la compresión isentrópica,  $dP$

$dT$ : Aumento diferencial de la temperatura para la compresión real,  $dP$

$dP$ : Diferencial de presión en la etapa de compresión

Integrando la ecuación 5.13 y usando la ecuación 5.7 se llega a:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k\eta_p} \quad \text{Ecuación 5.14}$$

Comparando con la ecuación 5.12, se encuentra que:

$$\frac{\mu - 1}{\mu} = \frac{k - 1}{k \eta_p} \quad \text{Ecuación 5.15}$$

El trabajo politrópico adiabático  $W_p$  es:

$$-W_p = Z_{prom} \frac{R \mu T_1}{PM (\mu - 1)} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(\mu-1)/\mu} - 1 \right] \quad \text{Ecuación 5.16}$$

Entonces el trabajo real de compresión  $W_{real}$ , es:

$$-W_{real} = \frac{-W_p}{\eta_p} \quad \text{Ecuación 5.17}$$

Finalmente, las eficiencias isentrópicas y politrópicas están relacionadas por:

$$\eta_{is} = \eta_p \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\mu-1)/\mu} - 1} \quad \text{Ecuación 5.18}$$

### 5.2.3. Cálculo de Altura isentrópica $H_{is}$ y Altura politrópica $H_{poly}$

La altura representa el trabajo que se realiza para elevar la presión por cada libra de fluido que se maneja, es un término que se utiliza en los cálculos de compresores [4, 6].

Si se supone que la compresión es isentrópica entonces la Ecuación 5.9 se puede emplear para calcular la altura isentrópica:

$$H_{is} = Z_{prom} \frac{R k T_1}{PM (k - 1)} \left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad \text{Ecuación 5.19}$$

donde  $H_{is}$ : Altura isentrópica, [ft]

$R$ : Constante de universal de los gases  $\left(1545 \frac{ft \cdot lb}{lbmol \cdot ^\circ R}\right)$

A veces, los fabricantes de compresores utilizan una ruta politrópica en lugar de isentrópica. La altura politrópica  $H_{poly}$ , es la energía que se necesita para comprimir en forma politrópica una libra de un gas determinado. La altura politrópica se define como se expresa a partir de la Ecuación 5.16:

$$H_{poly} = Z_{prom} \frac{R \mu T_1}{PM (\mu - 1)} \left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\mu-1)/\mu} - 1 \right] \quad \text{Ecuación 5.20}$$

donde  $H_{poly}$ : Altura politrópica, [ft]

Cuando se requiera información más precisa se deben utilizar estas ecuaciones y con ello obtener la potencia del gas [4].

### 5.2.4. Cálculo de Potencia del gas ( $Ghp$ )

La potencia del gas se obtiene multiplicando el trabajo real de compresión (isentrópico o politrópico) por el caudal másico [6].

$$G_{hp} = \frac{(-W_{real}) * \dot{m}}{2544} \quad \text{Ecuación 5.21}$$

A partir de los términos de Altura isentrópica y politrópica:

$$G_{hp} = \frac{(\dot{m})(H_{is})}{(\eta_{is})(33000)} \quad \text{Ecuación 5.22a}$$

$$G_{hp} = \frac{(\dot{m})(H_{poly})}{(\eta_p)(33000)} \quad \text{Ecuación 5.22b}$$

donde  $G_{hp}$ : Potencia del gas, [hp]

$\dot{m}$ : Caudal másico,  $\left[\frac{lb}{hr}\right]$

### 5.2.5. Cálculo de Potencia del compresor (Brake Horsepower $B_{hp}$ )

La potencia del gas no es la potencia exacta que se produce en el eje del compresor [6]. Debido a elementos mecánicos que incorpora el propio compresor se produce una disminución de la potencia. Expresadas las pérdidas mecánicas en forma de rendimiento mecánico  $\eta_{mec}$ , la potencia que tendrá el compresor en el eje conocida como potencia al freno es:

$$B_{hp} = \frac{G_{hp}}{\eta_{mec}} \quad \text{Ecuación 5.23}$$

donde  $B_{hp}$ : Potencia al freno, [hp]

$\eta_{mec}$ : Rendimiento mecánico, [-]

### 5.2.6. Cálculo de Capacidad

La capacidad del compresor  $Q$  se expresa como el volumen real del gas a condiciones de entrada por unidad de tiempo y se expresa a partir de las siguientes ecuaciones [4].

$$\left(\frac{PQ}{ZT}\right)_R = \left(\frac{PQ}{ZT}\right)_S \quad \text{Ecuación 5.24a}$$

$$Q = Q_S \left[\frac{P_S T_R Z_R}{P_R T_S Z_S}\right] \quad \text{Ecuación 5.24b}$$

con  $X_S$  condiciones estándar

$X_R$  Condiciones reales

A partir de estas ecuaciones, el caudal de entrada se puede calcular utilizando la presión  $P_R$  y la temperatura  $T_R$ .

## 5.2.7. Relación de compresión

La relación de compresión está dada por [7]:

$$RC = \frac{P_d}{P_s} \quad \text{Ecuación 5.25}$$

donde  $RC$ : Relación de compresión global, [–]

$P_d$ : Presión de descarga, [Psia]

$P_s$ : Presión de succión [Psia]

**Compresor recíprocante**

En general la relación de compresión recomendada establece valores menores a 3. Según la Norma ISO 13631 establece un valor máximo para la relación de compresión por etapa de 2,33 para evitar pulsaciones en las válvulas de los cilindros del compresor [9]. Sin embargo, algunos fabricantes aplican mayores relaciones de compresión porque tienen materiales y diseños que les permite aplicarlas.

**Compresor centrífugo**

La relación de compresión de un impulsor único se limita inherentemente a 1,2-1,5. Sin embargo, la relación de compresión global de un compresor puede aumentarse agregando impulsores en serie. Si se colocan unos cuantos impulsores en serie, la relación de compresión total del compresor es igual al producto de las relaciones de compresión de cada escalonamiento

## 5.2.8. Número de etapas de compresión

Para determinar el número de las etapas de un compresor se utiliza la Ecuación 5.26 [7] :

$$r = \sqrt[n]{RC} \quad \text{Ecuación 5.26}$$

donde  $n$ : Número de etapas de compresión, [–]

$r$ : Relación de compresión por etapa, [–]

**Compresor recíprocante**

La máxima relación de compresión permisible en una etapa es usualmente limitada por la temperatura de descarga o por la carga en el vástago. En base a recomendaciones de los fabricantes de compresores o de acuerdo con la Norma ISO 13631, se ha establecido una temperatura máxima permisible de alrededor de 135°C para el gas a la descarga del cilindro del compresor [9]. Sin embargo, se debe solicitar al fabricante la especificación de la temperatura de descarga del cilindro permitida por fábrica ya que los requisitos mecánicos o de proceso Salgado De la Guarda Stella Marys

pueden aceptar temperaturas mayores. Para la mayoría de las aplicaciones de campo, el uso de un máximo de 350°F (175°C), es un buen promedio.

Cuando se trata de una operación de varias etapas, se utilizan iguales relaciones de compresión por etapa a menos que el diseño del proceso requiera lo contrario. En la práctica, especialmente en trabajos de alta presión, disminuir la relación de compresión en las etapas superiores para reducir la carga excesiva en vástago puede resultar ventajoso.

### **Compresor centrífugo**

Si las relaciones de compresión de todos los escalonamientos son iguales, la relación de compresión por etapa está dada por la Ecuación 5.26. Para evitar el fenómeno de bombeo, no deben alojarse en el mismo cuerpo o carcasa más de 10 a 12 escalonamientos [1, 7].

El límite de temperatura es de 300°F, según lo dictado por los materiales de los compresores. Se pueden tolerar temperaturas más altas con una selección adecuada de materiales.

### 5.3. Cálculo y dimensionamiento del compresor reciprocante

Considerando que el caudal de gas, la presión de succión y descarga, la temperatura de entrada y la composición del gas son conocidas, el procedimiento para especificar un compresor reciprocante consiste en establecer el tipo de compresor reciprocante, el número de etapas, la potencia requerida y las dimensiones del cilindro.

#### 5.3.1. Potencia del compresor reciprocante

La potencia total requerida por el compresor *Bhp* (Brake horse power) se puede estimar por tres métodos [4]:

- Estimación rápida
- Estimación gráfica
- Cálculo detallado

##### 5.3.1.1. Estimación rápida

La Ecuación 5.27, es útil para obtener una estimación rápida y razonable de la potencia del compresor.

$$Bhp = MF * r * n * Q * F$$

Ecuación 5.27

donde *MF*: Factor de multiplicación, [-]

*F*: Factor de corrección, [-]

*Q*: Capacidad a 14,4 psia y *T<sub>succión</sub>*,  $\left[\frac{ft^3}{día}\right]$

*T<sub>succión</sub>*: Temperatura de succión [°R]

En la Tabla 5-1 se presentan los posibles valores para el Factor de multiplicación *MF*, según sea la relación de compresión y la gravedad específica del gas y en la Tabla 5-2 se presentan los valores de para el Factor de corrección *F*, según el número de etapas de compresión. Estos valores se deben utilizar en la Ecuación 5.27 para obtener la potencia del compresor.

Tabla 5-1: Valores para factor de multiplicación *MF* [4]

<i>MF</i>	Condiciones
22	Compresores de baja velocidad (300-450rpm) r >2,5 SG=0,65
20	0,8 < SG < 1
16 a 18	1,5 < r < 2

Tabla 5-2: Valores para factor *F* [4]

<i>F</i>	<i>n</i>
1	1
1,08	2
1,10	3

### 5.3.1.2. Estimación gráfica

Se presentan en bibliografía [4] curvas que permiten una fácil estimación de la potencia de compresión. Se puede hacer una aproximación rápida a partir de la Figura 5.2:

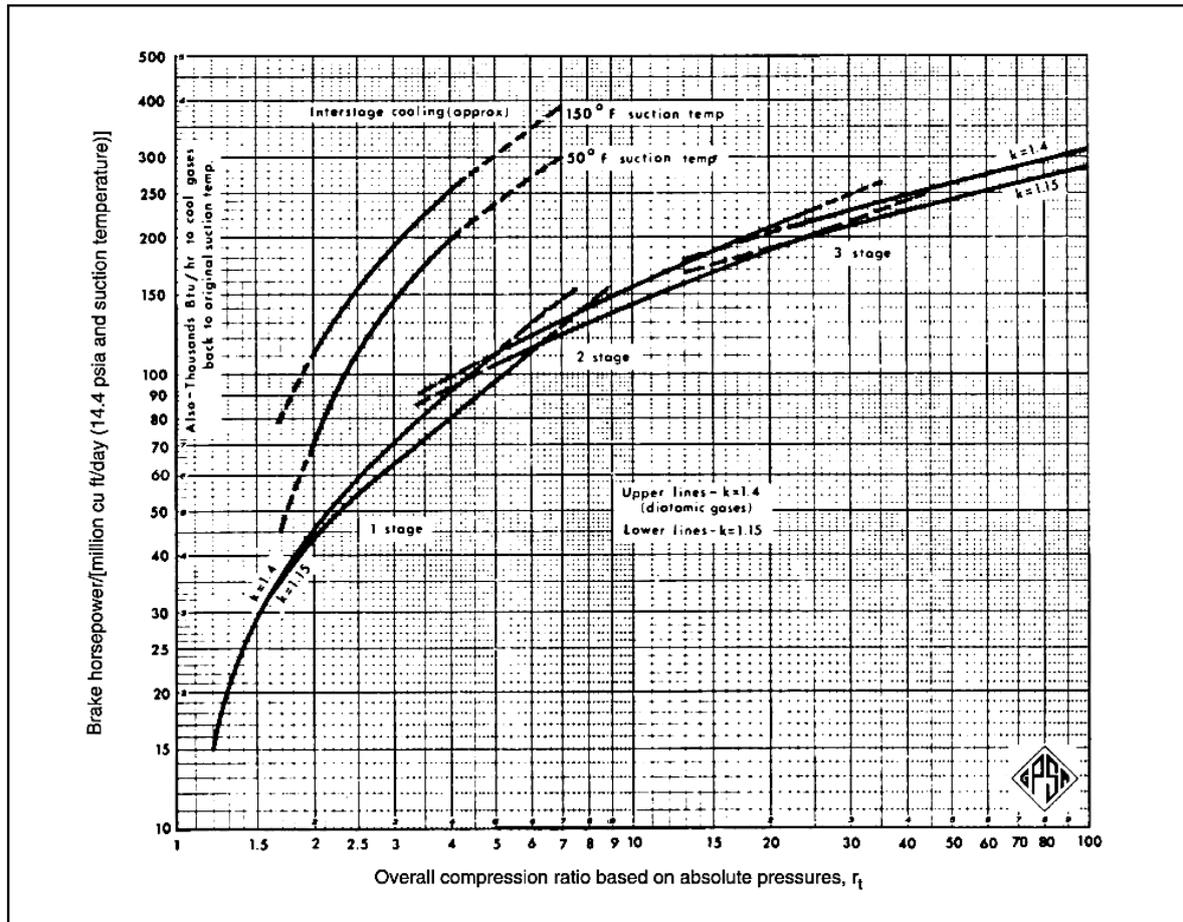


Figura 5.2: Potencia del compresor- Aproximación gráfica [4]

-Una mejor aproximación utilizando método gráfico se hace a partir de la Ecuación 5.28, de las Figuras 5.3 y 5.4 y de la Tabla 5-3.

$$Bhp = \frac{Bhp}{MMcfd} * \left(\frac{P_s}{14.4}\right) * \left(\frac{T_{succión}}{T_s}\right) * Z_{prom} * Q_s * F_1 * F_2 * F_3 \quad \text{Ecuación 5.28}$$

donde  $\frac{Bhp}{MMcfd}$  Se obtiene a partir de la Figura 5.3 en función de  $r$  y  $k$

$MMcfd$  Capacidad a 14,4 psia y  $T_{succión}$ ,  $\left[\frac{ft^3}{día}\right]$

$P_s$  Presión estándar (14,7 Psia)

$T_s$  Temperatura estándar (520°R)

$Q_s$  Caudal de gas por día a condiciones estándar,  $\left[\frac{ft^3}{día}\right]$

$F_1$  Factor de corrección por baja presión de entrada (Figura 5.4a)

$F_2$  Factor de corrección para gravedad específica (Figura 5.4b)

$F_3$  Porcentaje de incremento de potencia para unidades de alta velocidad (Tabla 5-3)

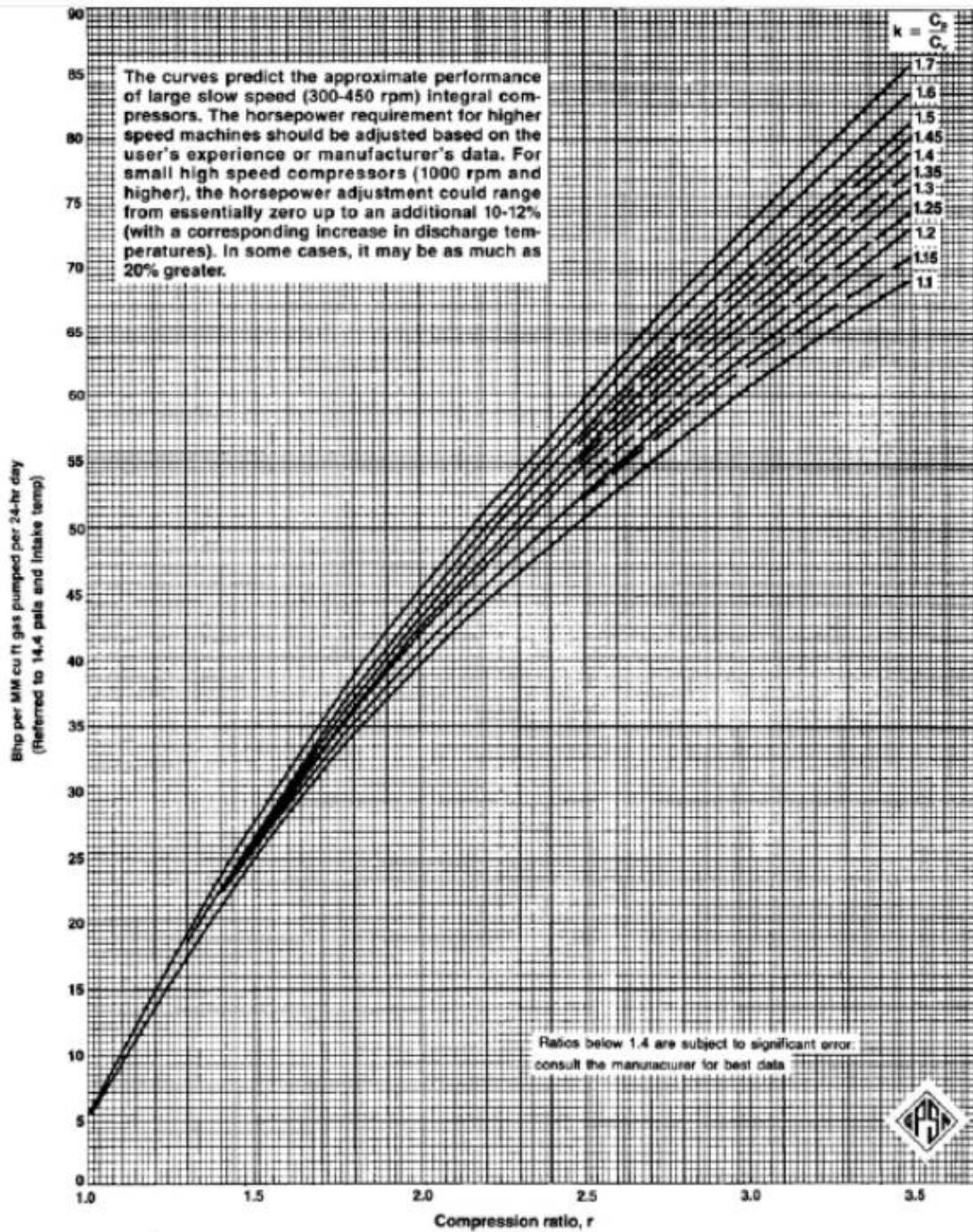


Figura 5.3: Aproximación de la potencia del compresor a partir de la relación de compresión [4]

Tabla 5-3: Porcentaje de incremento de potencia para unidades de alta velocidad [4]

Gravedad Específica	Porcentaje de Incremento de Potencia
0,5-0,8	4
0,9	5
1	6
1,1	8
1,5 y sistemas de refrigeración con propano	10

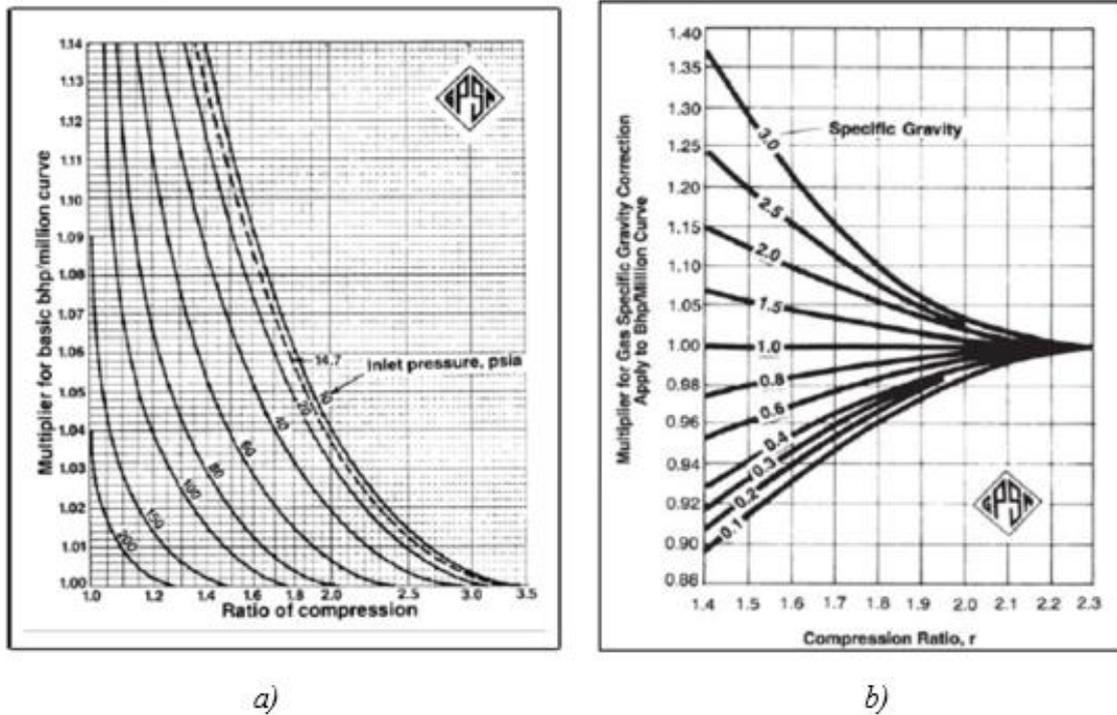


Figura 5.4: Factor de corrección por a) Baja Presión de Admisión y b) Gravedad Específica [4]

### 5.3.1.3. Cálculo detallado

Se puede realizar un cálculo más detallado de los requisitos de potencia del compresor alternativo utilizando la Ecuación 5.29:

$$\frac{Bhp}{n} = 3,03 * Z_{prom} * \left[ \frac{Q_s}{E} * T_{succión} \right] * \left( \frac{k}{k-1} \right) * \left( \frac{P_s}{T_s} \right) * \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right] \quad \text{Ecuación 5.29}$$

donde  $E$ : Eficiencia general

Unidades recíprocas de alta velocidad: 0,82

Unidades recíprocas de baja velocidad: 0,85

La potencia total del compresor es la suma de los caballos de fuerza necesarios para cada una de las etapas que se utilizan. Para equipos multietapas, se debe tener en cuenta la caída de presión entre etapas asociada con la tubería, el enfriador, etc., típicamente 5-10 *psi*.

5.3.2. Capacidad efectiva

En un compresor reciprocante, la capacidad efectiva  $Q_{efectiva}$  puede calcularse como el desplazamiento del pistón  $PD$  multiplicado por la eficiencia volumétrica  $EV$ [4].

$$EV = \frac{Q_{efectiva}}{PD} \tag{Ecuación 5.30}$$

5.3.2.1. Desplazamiento del pistón

El desplazamiento del pistón  $PD$  es igual al área neta del mismo multiplicado por la longitud de la carrera del pistón en un período de tiempo determinado [4]. Este desplazamiento puede expresarse:

Para un pistón de simple efecto que comprime solo en el extremo exterior (HE: Head End)

$$PD = \frac{(stroke)N D^2\pi}{4 * 1728} = 4,55 * 10^{-4}(stroke)N D^2 \tag{Ecuación 5.31a}$$

Para un pistón de simple efecto que comprime solo en el extremo del pistón (CE: Crank End)

$$PD = \frac{(stroke)N (D^2 - d^2)\pi}{4 * 1728} = 4,55 * 10^{-4}(stroke)N (D^2 - d^2) \tag{Ecuación 5.31b}$$

Para un pistón de doble efecto que comprime en ambas caras del pistón:

$$PD = \frac{(stroke)N (2D^2 - d^2)\pi}{4 * 1728} = 4,55 * 10^{-4}(stroke)N (2D^2 - d^2) \tag{Ecuación 5.31c}$$

donde *Stroke*: Longitud del movimiento del pistón (Carrera) [in]

*N*: Velocidad [rpm]

*D*: Diámetro interior del cilindro [in]

*d*: Diámetro del vástago del pistón [in]

Los extremos Head End y Crank End de un pistón, se representa en la Figura 5.5:



Figura 5.5: Head End and Crank End

5.3.2.2. Eficiencia volumétrica

En un compresor recíprocante, el pistón no viaja completamente hasta el extremo del cilindro, al final de la carrera de descarga. Es necesario un cierto volumen de holgura (espacio nocivo) y este incluye el espacio entre el extremo del pistón y la cabeza del cilindro cuando el pistón está al final de su carrera. También incluye el volumen en los separadores de las válvulas.

La holgura se expresa generalmente como un porcentaje del desplazamiento del pistón y se conoce como porcentaje de holgura del cilindro *Clearance* "C", la cual se representa en la Figura 5.6

$$C = \frac{\text{Clearance volume}}{\text{piston displacement}} * 100 \tag{Ecuación 5.32}$$

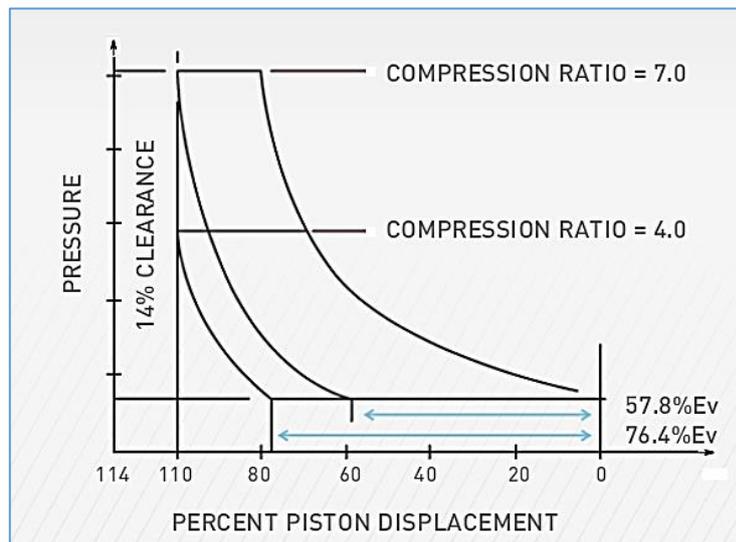


Figura 5.6: Representación del desplazamiento del pistón y espacio libre (%Clearance)[1]

Para cilindros de doble acción, el porcentaje de holgura se basa en el volumen total de holgura para el extremo del lado de la cabeza y del lado del cigüeñal de un cilindro. Estos dos volúmenes no son los mismos debido a la presencia del vástago del pistón en el extremo del cigüeñal del cilindro [1, 4]

El término "eficiencia volumétrica" se refiere a la capacidad real de bombeo de un cilindro en comparación con el desplazamiento del pistón. Sin un volumen de holgura para que el gas se expanda y retrase la apertura de la(s) válvula(s) de succión, el cilindro podría entregar todo su desplazamiento del pistón como capacidad de gas. El efecto del gas contenido en el volumen de holgura sobre la capacidad de bombeo de un cilindro puede representarse por:

$$EV = 100 - r - C \left[ \frac{Z_s}{Z_d} (r^{1/k}) - 1 \right] \quad \text{Ecuación 5.33a}$$

Las eficiencias volumétricas determinadas por la Ecuación 5.33a son teóricas ya que no tienen en cuenta las pérdidas en las válvulas de succión y descarga. Estas son válvulas de retención accionadas por resorte que permiten el flujo en una sola dirección. Los resortes requieren una pequeña presión diferencial para abrirse. Por esta razón, la presión dentro del cilindro al final de la carrera de succión es menor que la presión de succión de la línea y, así mismo, la presión al final de la carrera de descarga es más alta que la presión de descarga de la línea.

Un método para contabilizar las pérdidas en las válvulas consiste en reducir la eficiencia volumétrica en una cantidad típica (normalmente 4%), modificando así la Ecuación 5.33a de la siguiente manera:

$$EV = 96 - r - C \left[ \frac{Z_s}{Z_d} (r^{1/k}) - 1 \right] \quad \text{Ecuación 5.33b}$$

Esta es solo una corrección volumétrica y, como primera aproximación, no se consideraría al calcular la potencia del compresor.

Si se está comprimiendo propano o un gas pesado similar, se debe restar un 4% adicional de la eficiencia volumétrica. Estas reducciones son aproximadas y si se aplican en simultáneo son acumulativas.

### 5.3.3. Carga en vástago

El bastidor del compresor tiene limitaciones definidas en cuanto a la velocidad máxima y la capacidad de carga. La capacidad de carga implica dos consideraciones principales: potencia y carga en el vástago [2].

La potencia nominal de un bastidor es la medida de la capacidad de la estructura de soporte y del cigüeñal para resistir el torque (fuerza de giro) y la capacidad de los cojinetes para disipar el calor de fricción. Las cargas en el vástago se establecen para limitar las cargas estáticas e inerciales en el cigüeñal, la biela, el bastidor, los pernos, crucetas y cojinetes.

Un buen diseño permite una inversión de la carga en la cruceta durante cada carrera. La no inversión da como resultado que no ingrese suficiente lubricante provocando desgaste prematuro o falla.

En las Figuras 5.7 se representa el movimiento del pistón cuando se encuentra sometido a compresión y tensión.

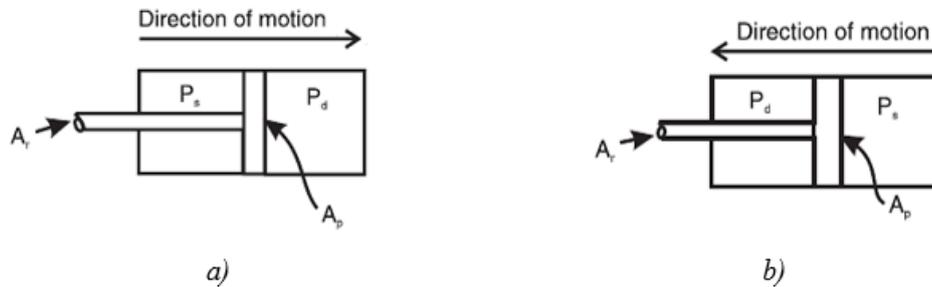


Figura 5.7: Pistón sometido: a) Compresión; b) Tensión

Para un cilindro doble efecto, las cargas en el vástago en compresión y en tensión se calculan con las siguientes ecuaciones [7]:

$$\text{Carga en compresión} = P_d A_p - P_s (A_p - A_r) - P_a A_r \quad \text{Ecuación 5.34a}$$

$$\text{Carga en tensión} = P_d (A_p - A_r) - P_s A_p + P_a A_r \quad \text{Ecuación 5.34b}$$

donde  $A_p$ : Área de sección transversal del pistón, [ $in^2$ ]

$A_r$ : Área de sección transversal del vástago del pistón, [ $in^2$ ]

$P_d$ : Presión de descarga, [ $psia$ ]

$P_s$ : Presión de succión, [ $psia$ ]

$P_a$ : Presión atmosférica, [ $psia$ ]

Las cargas en vástago reales serán aquellas calculadas usando presiones internas del cilindro después de tener en cuenta las pérdidas en la válvula. Normalmente, solo se conocerá las presiones de línea y debido a esto, los cálculos se realizan de acuerdo con esta presión. Un cálculo más riguroso de carga en el vástago deberá incluir fuerzas de inercia. Si bien el fabricante tendrá en cuenta estas fuerzas, rara vez se dispone de datos útiles al respecto.

#### 5.3.4. Diseño de cilindro

Dependiendo del tamaño del equipo y del número de etapas, los compresores alternativos se suministran con cilindros equipados con pistones de acción simple o doble. En las mismas unidades, los pistones de doble acción se usan comúnmente en las primeras etapas y a menudo en las siguientes etapas se utilizan los de acción simple.

Los materiales del cilindro normalmente se seleccionan por su resistencia [2, 8]; sin embargo, el shock térmico, mecánico o la resistencia a la corrosión también pueden ser un factor determinante. La Tabla 5-4 muestra los límites de presión de descarga utilizados en la industria del gas para la selección del material.

Tabla 5-4: Límite de presión de descarga para distintos materiales del cilindro [2]

Cylinder Material	Discharge Pressure [ $psi_g$ ]
Cast Iron	up to 1200
Nodular Iron	about 1500
Cast Steel	1200 to 2500
Forged Steel	above 2500

La mayoría de los compresores utilizan aceites para lubricar el cilindro mediante un lubricador mecánico de alimentación forzada que tiene uno o más entradas en cada cilindro.

#### 5.4. Cálculo y dimensionamiento del compresor centrífugo

En un compresor centrífugo el volumen específico del gas no permanece constante, sino que disminuye en el proceso de compresión, lo cual constituye un factor esencial en el dimensionado del equipo. Para el dimensionamiento hay que guiarse de los innumerables estudios teóricos y experimentales realizados, así como de la experiencia. En el presente trabajo se seleccionarán los elementos principales para los cálculos del compresor centrífugo los cuales comprenden, potencia del eje, velocidad de operación, temperatura de descarga y el dimensionamiento del impulsor.

##### 5.4.1. Estimaciones rápidas

Se cuenta con una serie de métodos para el pre-dimensionamiento del compresor centrífugo. Estos métodos representan un camino rápido para la determinación de la potencia de compresión y la temperatura de descarga [5, 6].

- Método gráfico
- Método de Mollier
- Método analítico

5.4.1.1. Método gráfico

Se presentan en bibliografía diversas gráficas que pueden usarse para estimar el rendimiento (performance) del compresor. Estas curvas son adecuadas solo para estimar y obtener un dimensionamiento preliminar en forma rápida [4]

5.4.1.1.1. Determinación de Caudal

La Figura 5.8 se usa para convertir caudal en condiciones estándar ( $scfm: \frac{ft^3}{min} estándar$ ) a condiciones de entrada ( $icfm: \frac{ft^3}{min} entrada$ ). Esto es necesario porque la rueda centrífuga es sensible al volumen de entrada, la relación de compresión y la velocidad específica.

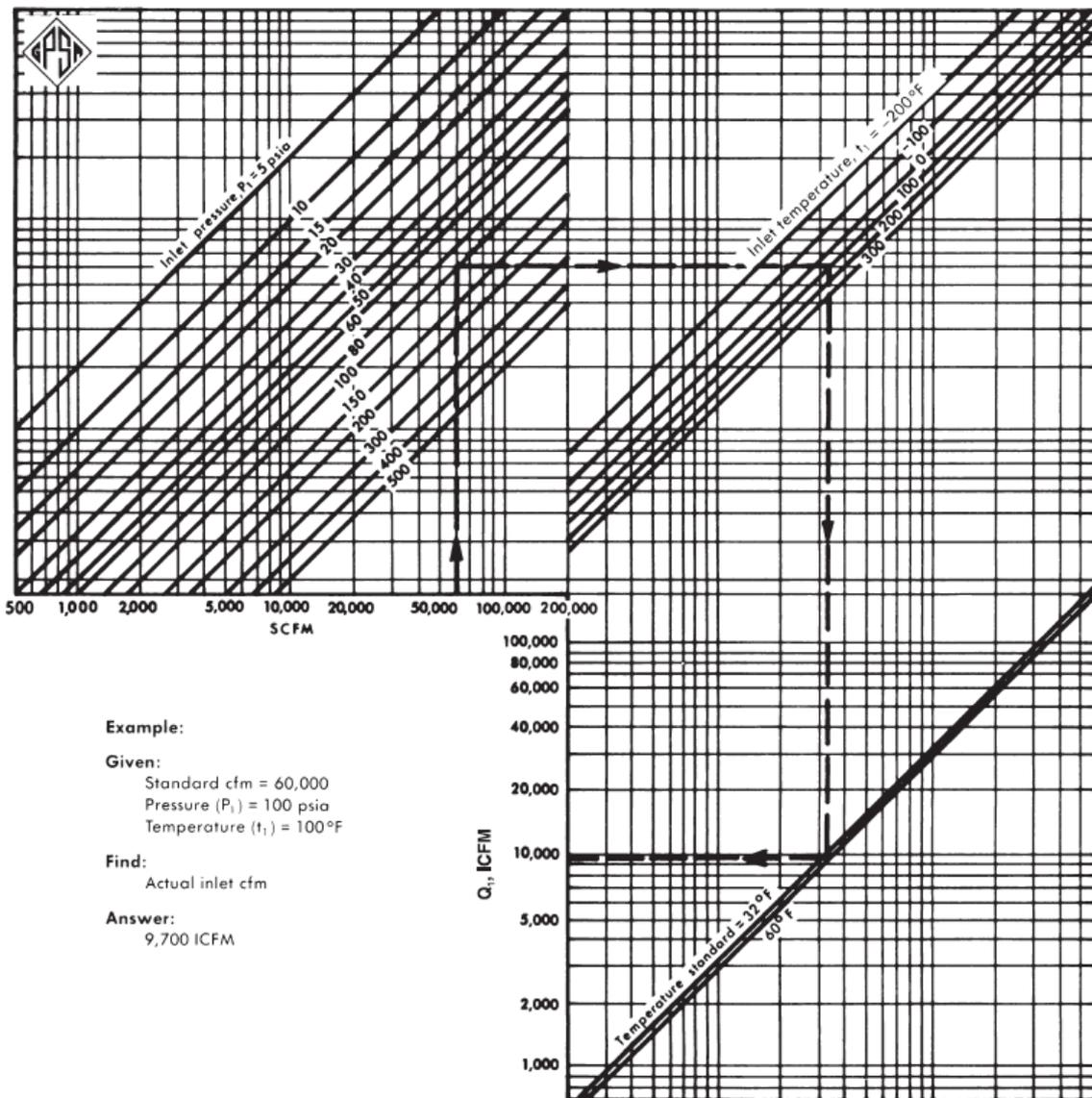


Figura 5.8: Conversión de caudal de condiciones estándar (scfm) a condiciones de succión (icfm)[4]

5.4.1.1.2. Determinación de temperatura de descarga

La Figura 5.9 se utiliza para determinar la temperatura de descarga aproximada que se produce por la relación de compresión. Esta curva incluye eficiencias del compresor en el rango de 60 a 75%.

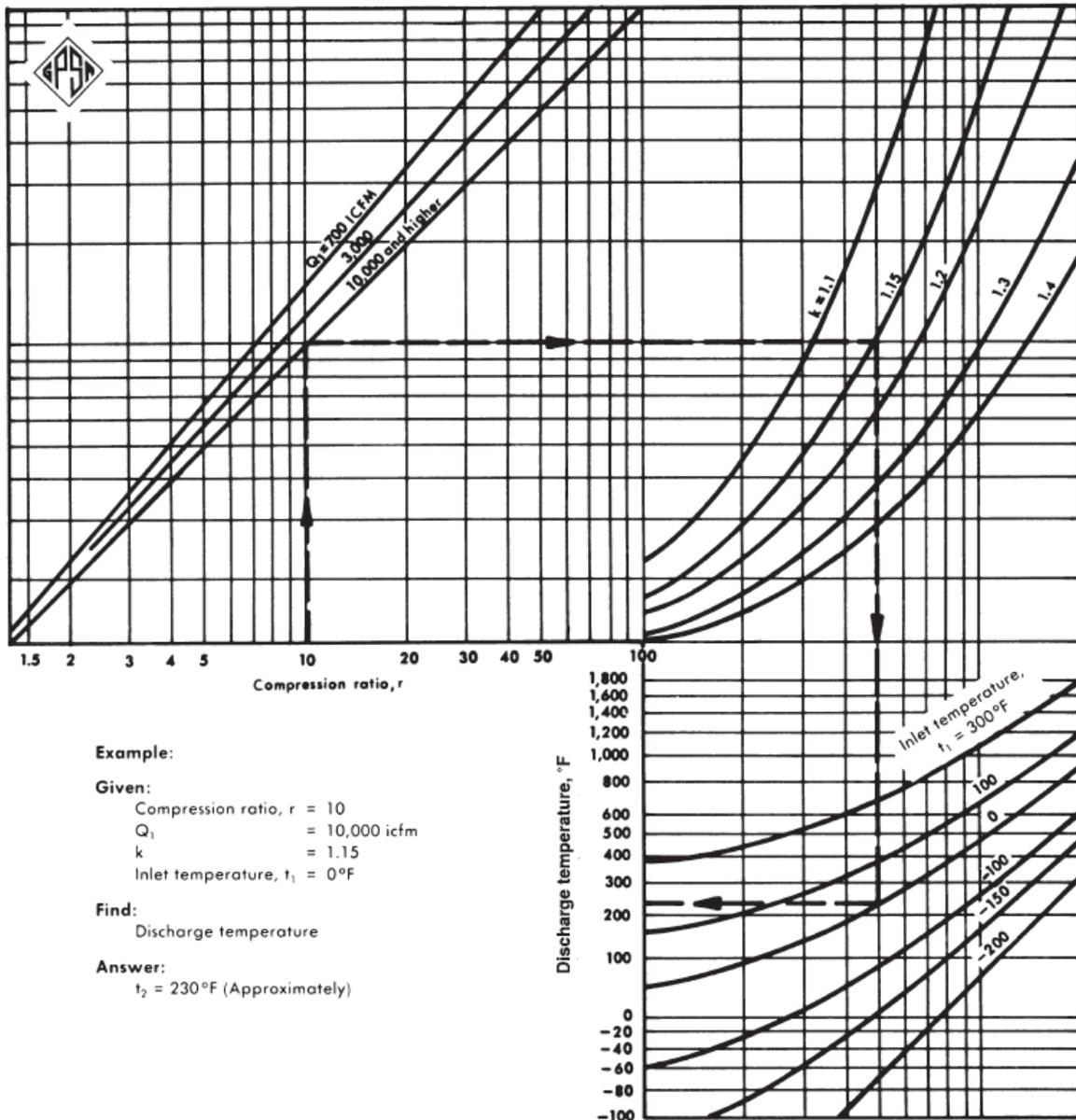


Figura 5.9: Temperatura de descarga a partir de  $r$ ,  $Q$  (icfm),  $k$  y  $T_1$  [4]

5.4.1.1.3. Determinación de potencia

La Figura 5.10 da la potencia aproximada requerida para la compresión. Incluye eficiencias del compresor en el rango de 60 a 70%.

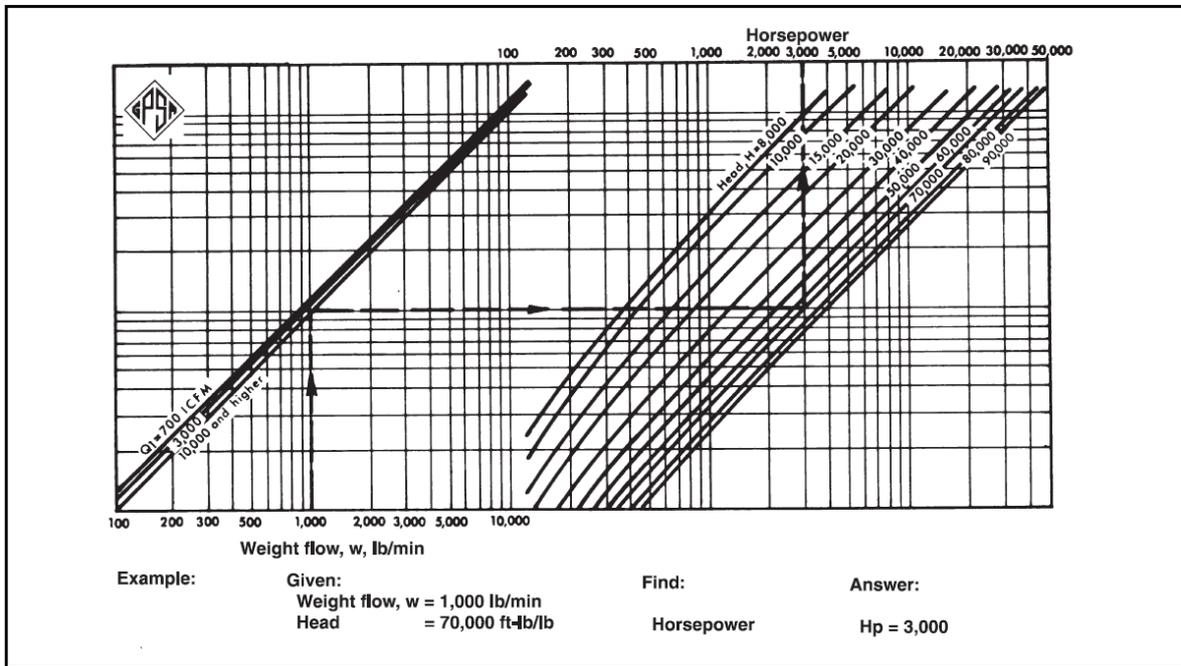


Figura 5.10: Determinación de potencia aproximada del compresor [4]

5.4.1.2. Método de Mollier

Para aplicar este método, se debe disponer de un diagrama  $P - h$  correspondiente al gas a comprimir. Además, se debe utilizar en conjunto con las Ecuaciones 5.2 y 5.3, presentadas este capítulo para obtener la potencia del gas y la temperatura de descarga real.

5.4.1.3. Método analítico

Este método se basa en la ruta politrópica utilizando la ecuación 5.20. Representa un cálculo más riguroso dado que requiere información más precisa. A partir de ahí, se puede obtener la potencia del gas utilizando la Ecuación 5.22b. [4]

5.4.2. Pérdidas mecánicas

Una vez que la potencia del gas ha sido determinada por cualquiera de los métodos, se deben agregar las pérdidas de potencia debidas a la fricción en los cojinetes, sellos y engranajes. Las pérdidas en cojinetes y sellos (bearings and seal) también se pueden calcular a partir de la Ecuación de Scheel [4]:

$$Pérdidas mecánicas = (Ghp)^{0,4} \tag{Ecuación 5.35}$$

Para calcular la potencia al freno:

$$Bhp = Ghp + Pérdidas mecánicas \tag{Ecuación 5.36}$$

### 5.4.3. Dimensionamiento del Impulsor

#### 5.4.3.1. Altura politrópica por impulsor

La altura que desarrolla un compresor centrífugo que consiste en un impulsor y un difusor ( $H_{poly\ por\ impulsor}$ ) puede estar relacionada con la velocidad periférica [7]:

$$\Psi = \frac{H_{poly\ por\ impulsor} * g}{U^2} \tag{Ecuación 5.37}$$

donde  $\Psi$  Coeficiente de presión, [-]

$U$  Velocidad periférica a la salida del impulsor,  $\left[\frac{ft}{seg}\right]$

$g$  Constante gravitacional  $\left(32,2 \frac{ft}{seg^2}\right)$

Los valores más frecuentes para el coeficiente de presión  $\Psi$  están comprendidos entre 0,9 y 1,1. Para compresores centrífugos con álabes curvados hacia adelante  $\beta_2 > 90^\circ$ , tienen coeficientes de presión del orden de 1,2 a 1,4.

Para la velocidad periférica se considera un factor de seguridad del 10% respecto a la velocidad máxima a la salida del impulsor [5].

$$U_{máx} = 0,9 V_s \tag{Ecuación 5.38}$$

Con velocidad del sonido  $V_s$ , calculado a condiciones del gas y a las condiciones de entrada.

$$V_s = \sqrt{k Z_1 \frac{R}{PM} T_1} \tag{Ecuación 5.39}$$

donde  $V_s$  Velocidad del sonido,  $\left[\frac{ft}{seg}\right]$

## 5.4.3.2. Número de impulsores

El número de impulsores  $N_{imp}$  se determina a partir de la siguiente relación:

$$N_{imp} = \frac{H_{poly}}{H_{poly \text{ por impulsor}}} \quad \text{Ecuación 5.40}$$

## 5.4.3.3. Diámetro del impulsor

El diámetro del impulsor está determinado por la capacidad medida en las condiciones de succión. Por lo tanto, el diámetro del impulsor puede determinarse a partir de la siguiente expresión [7]:

$$D_i = \sqrt{\frac{Q_1}{U\Phi}} \quad \text{Ecuación 5.41}$$

donde  $D_i$  Diámetro de impulsor, [ft]

$Q_1$  Capacidad a condiciones de succión,  $\left[\frac{ft^3}{seg}\right]$

$\Phi$  Coeficiente de caudal, [-]

Donde  $\Phi$  es el coeficiente de caudal. Los valores usuales del coeficiente de caudal  $\Phi$  en los compresores centrífugos son de 0,01 a 0,15 [5].

## 5.4.4. Velocidad de giro

La velocidad de rotación de un compresor centrífugo está fijada por la velocidad periférica de los impulsores y su diámetro.

$$N = \frac{U * 60}{\pi * D} \quad \text{Ecuación 5.42}$$

donde  $N$  Velocidad de rotación, [rpm]

## CAPÍTULO 6

### MARCO METODOLÓGICO

La primera parte de este proyecto consistió en la recopilación de información bibliográfica relacionada con el funcionamiento, selección y dimensionamiento de compresores.

Para ello se realizó una investigación consultando libros de texto, material suministrado por la empresa YPF y por fabricantes de compresores, cursos con fabricantes de compresores, informes técnicos, publicaciones del IAPG (Instituto Argentino del Petróleo y el Gas), además de consulta vía web de temas relacionados con este trabajo.

#### 6.1. Estudio del caso de implementación

En cuanto al estudio del caso, se dispuso de información respecto a los puntos detallados a continuación:

- Ubicación geográfica
- Condiciones ambientales
- Tipo de reservorio
- Curva de producción del pozo
- Condiciones operativas
- Características del gas a comprimir (Cromatografía)
- Relevamiento de las instalaciones existentes
- Consideraciones para previsión de escenario futuro

#### 6.2. Secuencia para el dimensionamiento de compresores

Debido a que existen muchos caminos para el cálculo de compresores, se presenta de una manera resumida una secuencia de pasos para un cálculo analítico y luego la aplicación de un software para poder comparar y dar soporte a los resultados obtenidos de manera analítica. A continuación, se detalla la secuencia de pasos o cálculos que se llevan a cabo para la selección y el dimensionamiento de compresores.

##### 6.2.1. Datos de entrada

- Composición del gas
- Temperatura de entrada
- Presión de entrada
- Caudal de gas o Flujo másico
- Presión de descarga

### 6.2.2. Selección de compresores

Con la  $P_{descarga}$  [ $psi_g$  presión manométrica] y el caudal de gas  $Q_{ACFM} \left[ \frac{ft^3}{min}, \text{ en condiciones de succión} \right]$ , se ingresa a la Figura 3.1 y se obtienen los posibles compresores que cumplen con el requerimiento.

### 6.2.3. Dimensionamiento de compresor reciprocante

1. Cálculo de relación de compresión  $RC$ . Ecuación 5.25
2. Determinación del número de etapas de compresión  $n$ . Ecuación 5.26
3. Cálculo de temperatura de descarga. Ecuaciones 5.7, 5.11 y 5.14
4. Cálculo de Potencia. A partir de cualquiera de los métodos descritos (gráfico, analítico o detallado)
5. Especificación del compresor comercial (catálogo del fabricante)
6. Dimensionamiento de los cilindros de compresión  $EV$ . Ecuación 5.33b
7. Cálculo del diámetro de cilindro. Ecuaciones 5.31
8. Selección de cilindros comerciales (catálogo del fabricante)
9. Cálculo de cargas en los vástagos. Ecuaciones 5.35
10. Verificación de las cargas en el vástago (catálogo del fabricante)

### 6.2.4. Dimensionamiento de compresor centrífugo (Método Analítico)

1. Caudal  $Q_1$  ICFM a condiciones de succión. Figura 5.8
2. Cálculo relación de compresión  $RC$ . Ecuación 5.25
3. Eficiencia politrópica  $\eta_{poly}$  (Dato de fabricante)
4. Cálculo de exponente politrópico  $\mu$ . Ecuación 5.15
5. Cálculo de  $T_2$  y  $Q_2$ , a la salida del compresor. Ecuaciones 5.14 y 5.24 respectivamente.
6. Determinación del número de etapas de compresión  $n$ . Ecuación 5.26
7. Cálculo de altura politrópica total del compresor. Ecuación 5.20
8. Cálculo de altura politrópica por impulsor  $H_p$  por impulsor. Ecuación 5.37
9. Cálculo de Número de impulsores  $N_{imp}$ . Ecuación 5.40
10. Determinación del número de carcasas (catálogo del fabricante)
11. Cálculo de Diámetro del Impulsor  $D$ . Ecuación 5.41
12. Cálculo de Velocidad de rotación  $N$ . Ecuación 5.42
13. Cálculo de potencia, sin considerar las pérdidas mecánicas. Ecuación 5.22b
14. Obtención de perdidas mecánicas  $\eta_{mecánica}$  (Dato de fabricante)

O a partir de la ecuación de Scheel's 5.35

15. Cálculo de potencia total, considerando las pérdidas mecánicas. Ecuación de Scheel's 5.36 ó a partir de la Figura 5.10

#### *6.2.5. Dimensionamiento de compresores a partir de software de fabricantes*

Las empresas fabricantes de compresores han desarrollado software de simulación con los que, la determinación del tipo de compresor requerido para una aplicación determinada se obtiene de manera rápida y precisa, con solo los datos de entrada.

En el presente trabajo se detalla la secuencia de pasos para el dimensionamiento del compresor reciprocante por medio del Software de Ariel Corporation, considerando que es la empresa que proveerá los equipos.

El cálculo analítico planteado es una manera precisa de evaluar la potencia de compresión. Sin embargo, no es un método útil para la selección específica de un equipo comercial. Para el ingeniero de compresión y plantas, el uso de modeladores específicos de compresión es la herramienta de selección más adecuada, ya que permite diseñar específicamente un modelo de compresor disponible en el mercado, como así también la selección de cilindros compresores, evaluar la carga en vástagos, entre otras capacidades. Además, todos los programas de software de fabricantes calculan las cargas dinámicas en el vástago, debido a la inercia y fuerza aplicada por el gas en el pistón, grado por grado de desplazamiento del pistón. Este cálculo permite el mejor diseño del compresor, al especificar los diámetros más adecuados y eficientes de los cilindros.

Otra potencia de los modeladores de compresión es que comúnmente también permiten emparejar el compresor con un motor, haciendo sencilla y dinámica la selección del equipo completo.

## CAPÍTULO 7

### RESULTADOS

#### 7.1. Descripción del caso

La Locación en estudio se encuentra ubicada al Noroeste de la localidad de Añelo, a 60km aproximadamente (Figura 7.1). Por razones de confidencialidad de la información de la Empresa YPF S.A, no se detallará el nombre de la locación.

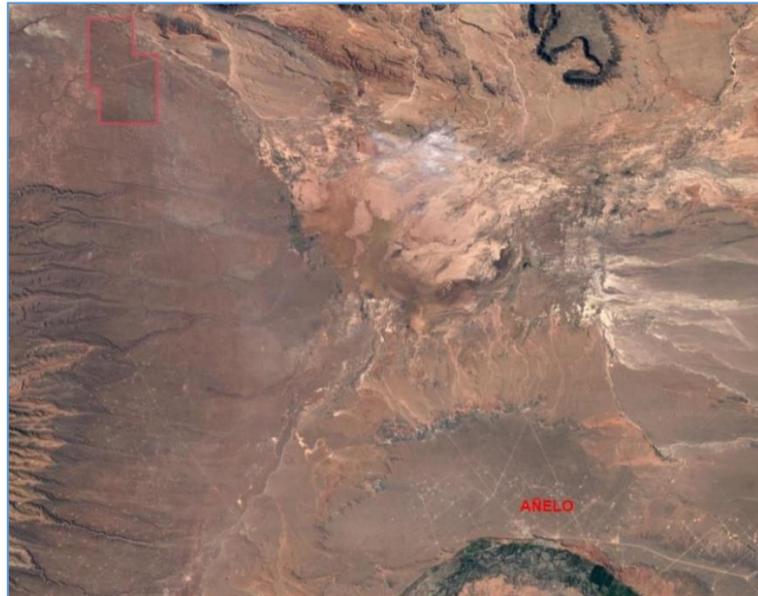


Figura 7.1: Ubicación geográfica de locación de emplazamiento EC

La Locación tiene una superficie de  $44,9 \text{ km}^2$  y cuenta con 101 pozos productores. Esta región, en mayor medida caracterizada por su orientación a la ventana gasífera, es un centro de gran interés por parte de YPF. En la Figura 7.2 se muestra una ilustración de la composición en la Locación de estudio y en zonas aledañas.

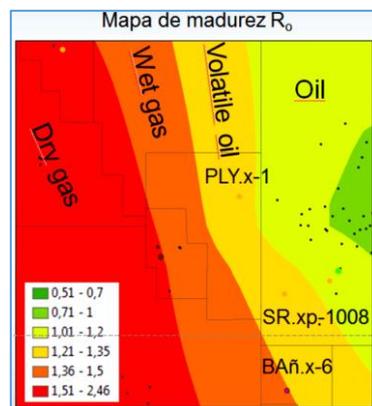


Figura 7.2: Mapa de madurez [1]

En la Figura 7.3, se muestra un mapa de % molar de Metano en pozos exploratorios de vaca muerta en dirección Este (Oil) a Oeste (Gas Seco). En esta figura se observa que, a mayor Madurez Térmica, es decir, a mayor grado de profundidad y temperatura del crudo, el porcentaje de gas metano aumenta. La Locación en estudio se encuentra dentro de la franja de gas seco, con un contenido en metano mayor al 85%.

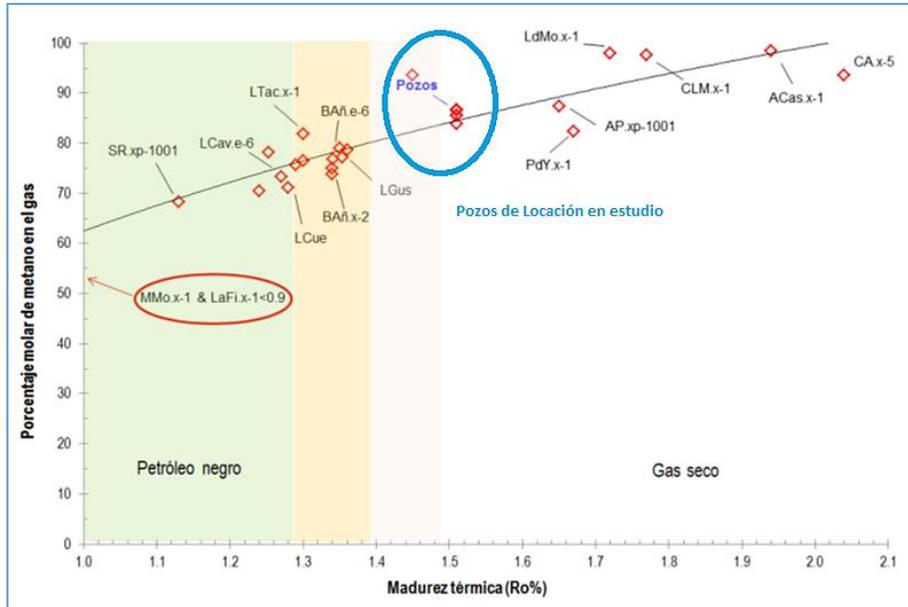


Figura 7.3: Porcentaje de metano [1]

Frente al declino natural de la presión del yacimiento (curva de declino, Figura 7.4) y la necesidad de continuar con el desarrollo del campo, se plantea una importante decisión estratégica y de gerenciamiento a fin de establecer una solución satisfactoria.

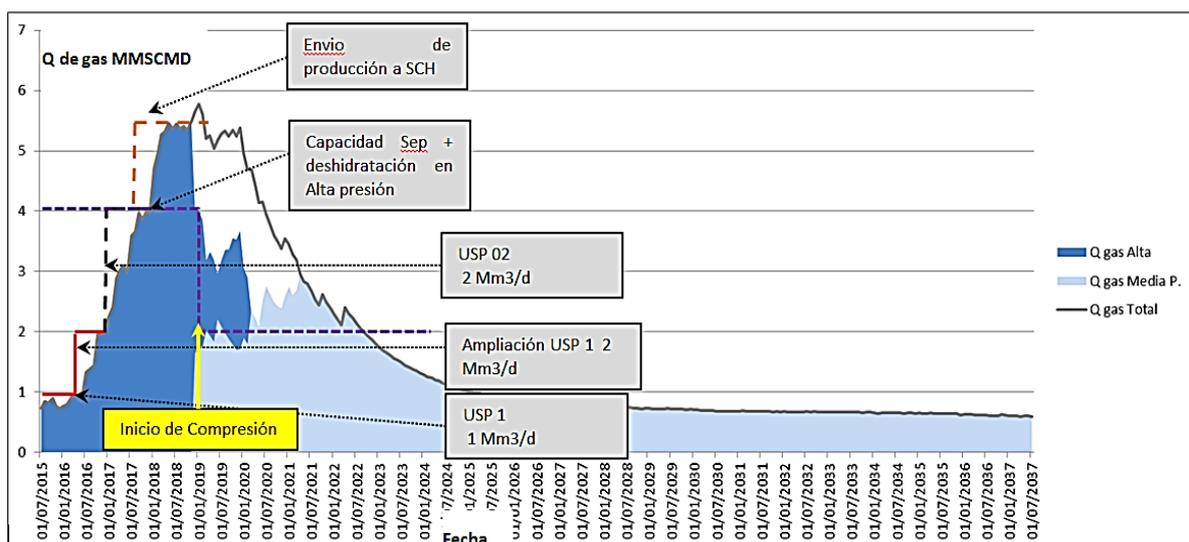


Figura 7.4: Curva de declino de producción [1]

El equipo de trabajo de YPF consideró varios posibles escenarios para optimizar la producción. Se plantearon como posibles estrategias incrementar la producción trabajando sobre los pozos en alta presión o sobre los pozos en baja presión, que se encuentran en dicha locación. Bajo cada una de estas estrategias, se analizan las modificaciones necesarias para que se puedan llevar a cabo, tales modificaciones incluyen: aumentos de la capacidad de deshidratación en las unidades de separación primaria, incorporación de compresión en boca de pozo, incorporación de separadores bifásicos, etc. Luego de una evaluación técnico-económica se concluyó en la incorporación de compresión en media/baja presión.

Bajo la misma línea de acción de encontrar la mejor manera de manejar los montos de inversión del proyecto y considerando los escenarios futuros respecto a la caída de presión, se adopta una metodología de incorporación “gradual” de la potencia, que puede ser efectivamente llevada a la práctica en función de las instalaciones existentes y las particularidades del yacimiento. Por lo tanto, se plantea lo siguiente:

*Se divide el proyecto en dos fases de compresión. La primera fase (Fase I) deberá comprimir de 40 a  $90 \frac{Kg_g}{cm^2}$  y luego como consecuencia de la caída de presión, la misma unidad de compresión deberá cubrir con las necesidades de la segunda fase de compresión (Fase II) la cual deberá comprimir de 25 a  $90 \frac{Kg_g}{cm^2}$ .*

Las condiciones operativas en las cuales tendrán que operar los equipos de compresión se muestra en la Tabla 7-1 y en la Tabla 7-2 se muestran las condiciones ambientales en locación.

Tabla 7-1: Condiciones operativas [1]

Temperatura de succión	Rango de operación [25 – 40]°C
Presión de succión	Rango de operación [25 – 40] $\frac{Kg_g}{cm^2}$
Presión de descarga	$90 \frac{Kg_g}{cm^2}$
Caudal mínimo de descarga a $P_{succión}$ máxima	2 Mscmd
Caudal mínimo de descarga a $P_{succión}$ mínima	2 Mscmd
Composición del gas	Se adjunta cromatografía del gas a comprimir (Ver Anexo I)

Los parámetros operativos indicados están definidos en las bridas de entrada y de salida del skid.

Tabla 7-2: Condiciones ambientales [1]

Temperatura ambiente	Máxima Verano 40°C Mínima Invierno -18°C
Altitud sobre el nivel del mar	700m
Presión atmosférica promedio	91,8 Kpa
Humedad ambiente relativa	Máxima 90% Mínima 30% Promedio verano 32%
Sismicidad	Zona 1 Peligrosidad sísmica reducida Factor de riesgo Yd= 1,4
Nieve (CIRSOC 104 – 2005)	Categoría de exposición C Categoría de la estructura IV $P_g = 1 \frac{kN}{m^2} \left( 100 \frac{Kg}{m^2} \right)$ Altura Máxima 0,50m
Viento (CIRSOC 102 – 2005)	Velocidad básica $173 \frac{km}{h}$ Factor de importancia I= 1,15 Categoría de exposición C Categoría de la estructura IV Vientos $160 \frac{km}{h}$ Ráfagas Máximas $180 \frac{km}{h}$ Dirección predominante SO-NE
Lluvia	Precipitación Media Horaria $40 \frac{mm}{h}$ Tiempo de Concentración Máxima 15min Intensidad de Lluvia $95 \frac{mm}{h}$
Radiación Solar	$1000 \frac{W}{m^2}$

La provisión, operación y/o mantenimiento de las unidades compresoras es un servicio que presta una empresa tercerizada a YPF. Por ello, desde YPF se establecen los requerimientos mínimos para diseño, fabricación, ensamblaje, inspecciones y pruebas, pintado y preparación para traslado y envío, pre dimensionamiento, puesta en marcha y asistencia para la puesta en Servicio de un Paquete Completo de Compresión de Gas con tuberías, válvulas, instrumentación, controles, accesorios y periféricos, instalación eléctrica y materiales en general.

En particular, la Gerencia de Plantas de Gas y Compresión de YPF, participa en este proyecto en la preselección de las unidades de compresión, considerando las mejores opciones para la aplicación.

Es importante destacar que se definieron los siguientes objetivos:

**“El compresor/compresores seleccionados deberán cubrir las dos fases de compresión”**

**“Mantener al menos un 75% de la producción de manera continua”**

Esto significa que al estar en funcionamiento  $n - 1$  equipos, la pérdida de producción no supere el 25% del caudal total de gas del proceso. Por otro lado, otro punto a considerar es que, debido a la disponibilidad de combustible en locación, se utiliza el mismo gas como gas combustible.

### 7.2. Selección y dimensionamiento

Los cálculos se realizaron considerando las condiciones operativas más desfavorables, es decir, se toma como  $T_{succión} = 40^{\circ}C$ . También se consideran las dos fases de compresión antes mencionadas.

$$Fase I: P_{succión} = 40 \frac{kgg}{cm^2} \qquad Fase II: P_{succión} = 25 \frac{kgg}{cm^2}$$

Dicho esto, y presentado el caso con las condiciones de operación a continuación, se procede a la selección y cálculo del compresor para esta aplicación.

#### 7.2.1. Datos requeridos para el dimensionamiento

En la Tabla 7-3 se muestra los datos de entrada del proyecto.

Tabla 7-3: Datos de entrada

$P_{succión} = 40 \frac{kgg}{cm^2}$ ( <b>Fase I</b> )	$Z_{prom} = 0,90$ ( <b>Fase I</b> )	$k = 1,274$
$P_{succión} = 25 \frac{kgg}{cm^2}$ ( <b>Fase II</b> )	$Z_{prom} = 0,93$ ( <b>Fase II</b> )	$SG = 0,676$
$P_{descarga} = 90 \frac{kgg}{cm^2}$	$T_{succión} = 40^{\circ}C$	$Q_{st} = 2 Mscmd$
$P_{atmosférica} = 91,8 KPa$		

Observación: el valor de factor de compresibilidad informado por la cromatografía está a condiciones estándar. Para los cálculos es necesario disponer del valor del factor de compresibilidad a condiciones reales de  $P$  y  $T$ . La estimación de dicho valor ( $Z_{prom}$ ) se realizó mediante programas de simulación de propiedades termodinámicas.

Para cumplir el objetivo planteado de no perder más del 25% de producción con una unidad parada, se plantea elegir 4 unidades de compresión operando en paralelo. Por lo tanto, cada unidad procesará la cuarta parte del caudal total.

$$Q_{st} = \frac{2 \text{ Mscmd}}{4} = 0,5 \text{ Mscmd}$$

El caudal que se emplea para la selección del compresor será de  $Q_{st} = 0,5 \text{ Mscmd}$

Para los cálculos que siguen, se utilizan diferentes unidades de los datos que se muestran en la Tabla 7-3, dependiendo de las unidades requeridas en cada una de las ecuaciones utilizadas. Para ver dichas conversiones ir al Anexo IV (Tabla IV-i).

### 7.2.2. Selección del tipo de compresor

Con la Presión manométrica de descarga y a partir del resultado de la Ecuación 5.24b para el Caudal de succión (para las dos fases de compresión), se ingresa a la Figura 3.1

$$Q_{succion} = Q_{estandar} \left[ \frac{P_{estandar} T_{succion}}{P_{succion} T_{estandar}} \right] \quad (\text{Ec. 5.24b})$$

$$\text{Fase I} \quad Q_{succion} = 335,57 \frac{ft^3}{min} \quad (\text{Linea roja})$$

$$\text{Fase II} \quad Q_{succion} = 529,66 \frac{ft^3}{min} \quad (\text{Linea amarilla})$$

$$P_{descarga} = 1280,1 \text{ psi g} \quad (\text{Linea azul})$$

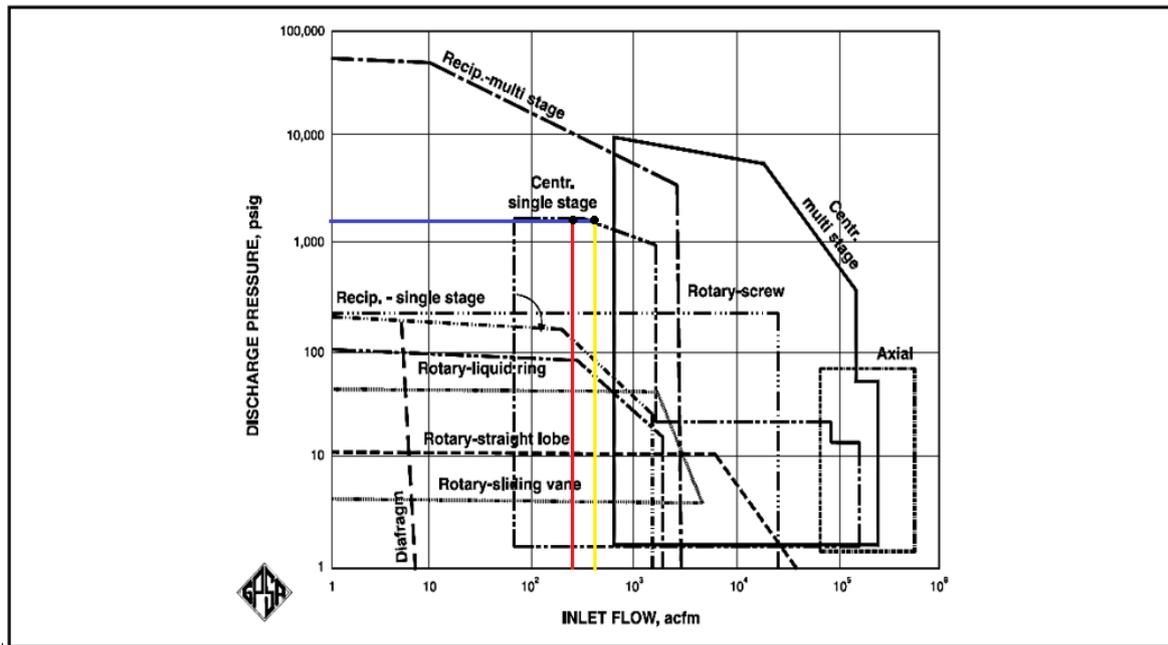


Figura 7.5: Elección del tipo de compresor

La línea azul indica la Presión de descarga, la línea roja indica el Caudal para la primera fase de compresión y la Línea amarilla para la segunda fase de compresión.

En la Figura 7.5, se representa las dos fases de compresión. En ella, se observa que ambas fases de compresión caen dentro de la zona de operación de los compresores recíprocos de múltiples etapas, quedando en el límite para compresores centrífugos de simple etapa.

Adicionalmente y tal como se indicó en el Capítulo 3, la elección entre un compresor recíproco y uno centrífugo no siempre es sencilla. Sin embargo, los compresores recíprocos resultan más eficientes, dadas las características particulares de la operación en campo, tal como variaciones en la composición, en la presión y requerimientos de elevación para bajos caudales de gas.

*Teniendo en cuenta estas consideraciones, se continúa para esta aplicación con el dimensionamiento del compresor recíproco.*

7.2.3. Dimensionamiento compresor recíprocante

1. Cálculo de relación de compresión  $RC$  (Ec. 5.25)

$$RC = \frac{P_d}{P_s} = \frac{1293,41 \text{ psia}}{582,25 \text{ psia}} = 2,2 \quad \rightarrow \quad \text{Fase I} \quad RC = 2,2$$

$$RC = \frac{P_d}{P_s} = \frac{1293,41 \text{ psia}}{368,89 \text{ psia}} = 3,5 \quad \rightarrow \quad \text{Fase II} \quad RC = 3,5$$

2. Determinación del número de etapas de compresión (Ec. 5.26)

$$r = \sqrt[n]{\frac{P_n}{P_s}}$$

Para determinar el número de etapas de compresión, debe verificarse previamente la temperatura de descarga.

3. Cálculo de temperatura de descarga

Primera aproximación (Ec. 5.7)  $T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k}$

*Fase I*  $T_2 = 208 \text{ }^\circ\text{F}$

*Fase II*  $T_2 = 278 \text{ }^\circ\text{F}$

Segunda aproximación (Ec. 5.11) considerando eficiencia isentrópica para compresores recíprocantes de alta velocidad  $\eta_{is} = 0,75$

$$T_2 = T_1 + T_1 \frac{\left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]}{\eta_{is}}$$

*Fase I*  $T_2 = 243 \text{ }^\circ\text{F}$

*Fase II*  $T_2 = 336 \text{ }^\circ\text{F}$

Teniendo en cuenta que la temperatura máxima de salida no debe superar los  $350^\circ\text{F}$ , se observa que no es necesaria más de una etapa de compresión. Por lo tanto, el número de etapas de compresión es  $n = 1$

4. Cálculo de Potencia

\*Estimación rápida (Ec. 5.27)

$$Bhp = MF * r * n * Q * F$$

A partir de la Tabla 6-1, con  $SG = 0,675$  y  $r > 2,5$ , se encuentra que  $MF = 22$

$F=1.0$  para la compresión de una sola etapa

$$Q = 19,54 \text{ MMcfd}$$

*Fase I*       $Bhp = 946 \text{ hp}$

*Fase II*      $Bhp = 1505 \text{ hp}$

\*Estimación Gráfica

A partir de las relaciones de compresión calculadas para ambas fases y con  $k$  correspondiente a cada fase, se ingresa a la Figura 5.2

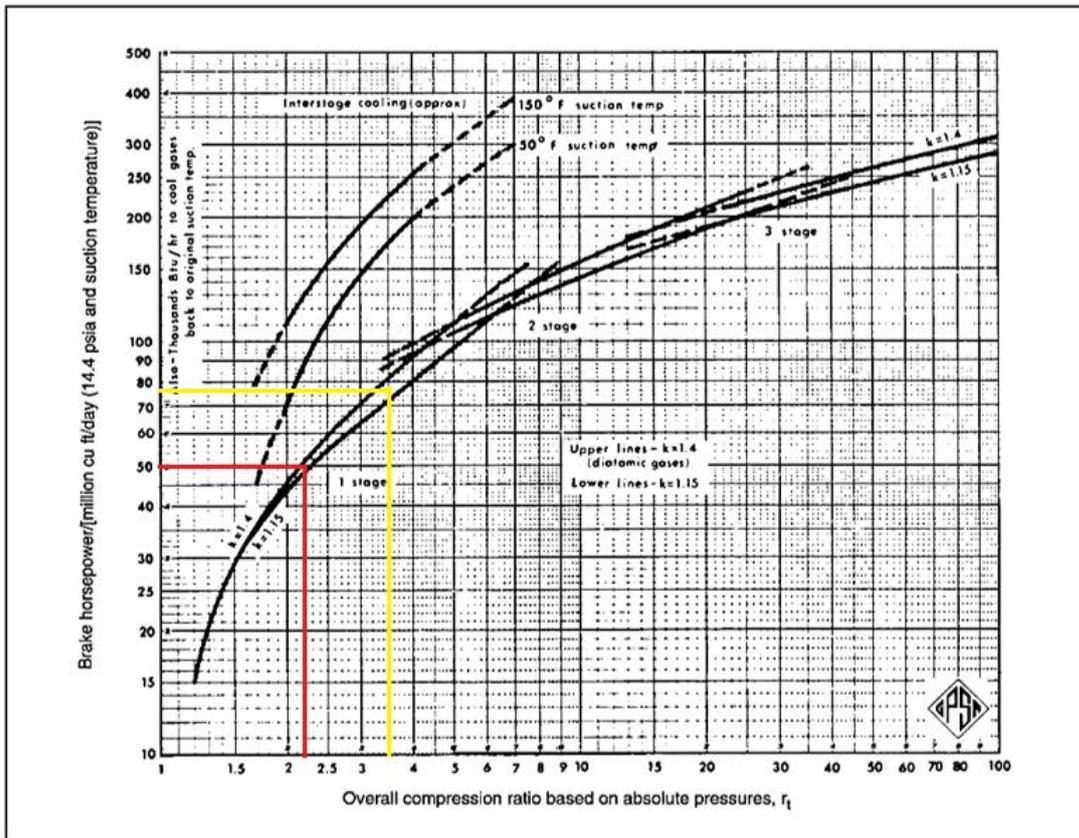


Figura 7.6: Determinación potencia del compresor (primera estimación gráfica)

Se obtiene los siguientes resultados para cada fase de compresión (Ver Figura 7.6)

$$\text{Fase I} \quad \frac{Bhp}{MMcfd} = 50 \quad (\text{Linea roja})$$

$$\text{Fase II} \quad \frac{Bhp}{MMcfd} = 78 \quad (\text{Linea amarilla})$$

Por lo tanto, con el Caudal  $Q = 19,54 \text{ MMcfd}$ , la potencia resulta:

$$\text{Fase I} \quad Bhp = 977 \text{ hp}$$

$$\text{Fase II} \quad Bhp = 1524 \text{ hp}$$

-Una mejor aproximación con método gráfico se muestra a continuación, la cual emplea la Ecuación 5.28:

$$Bhp = \frac{Bhp}{MMcfd} * \left(\frac{P_s}{14,4}\right) * \left(\frac{T_{succión}}{T_s}\right) * Z_{prom} * Q_s * F_1 * F_2 * F_3$$

A partir de la Figura 5.3 y con las relaciones de compresión, se obtiene ( ver Figura 7.7):

$$\text{Fase I} \quad \frac{Bhp}{MMcfd} = 47 \quad (\text{Linea roja})$$

$$\text{Fase II} \quad \frac{Bhp}{MMcfd} = 75 \quad (\text{Linea amarilla})$$

El Flujo de gas por día en condiciones estándar es  $Q_s = 17,66 \text{ MMscfd}$  y el factor de compresibilidad promedio para cada fase de compresión:

$$Z_{prom} = 0,90 \text{ (Fase I)} \quad Z_{prom} = 0,93 \text{ (Fase II)}$$

Los factores de corrección se obtienen a partir de las Figuras y Tablas correspondientes para cada caso:

$$F_1 = 1 \text{ Factor de corrección por baja presión de entrada Figura 5.4a}$$

$$F_2 = 1 \text{ Factor de corrección para gravedad específica Figura 5.4b}$$

$$F_3 = 1,04 \text{ Incremento de la potencia para compresores de alta velocidad Tabla 5-2}$$

Por lo tanto, los  $Bhp$  resultan:

$$\text{Fase I} \quad Bhp = 842 \text{ hp}$$

$$\text{Fase II} \quad Bhp = 1389 \text{ hp}$$

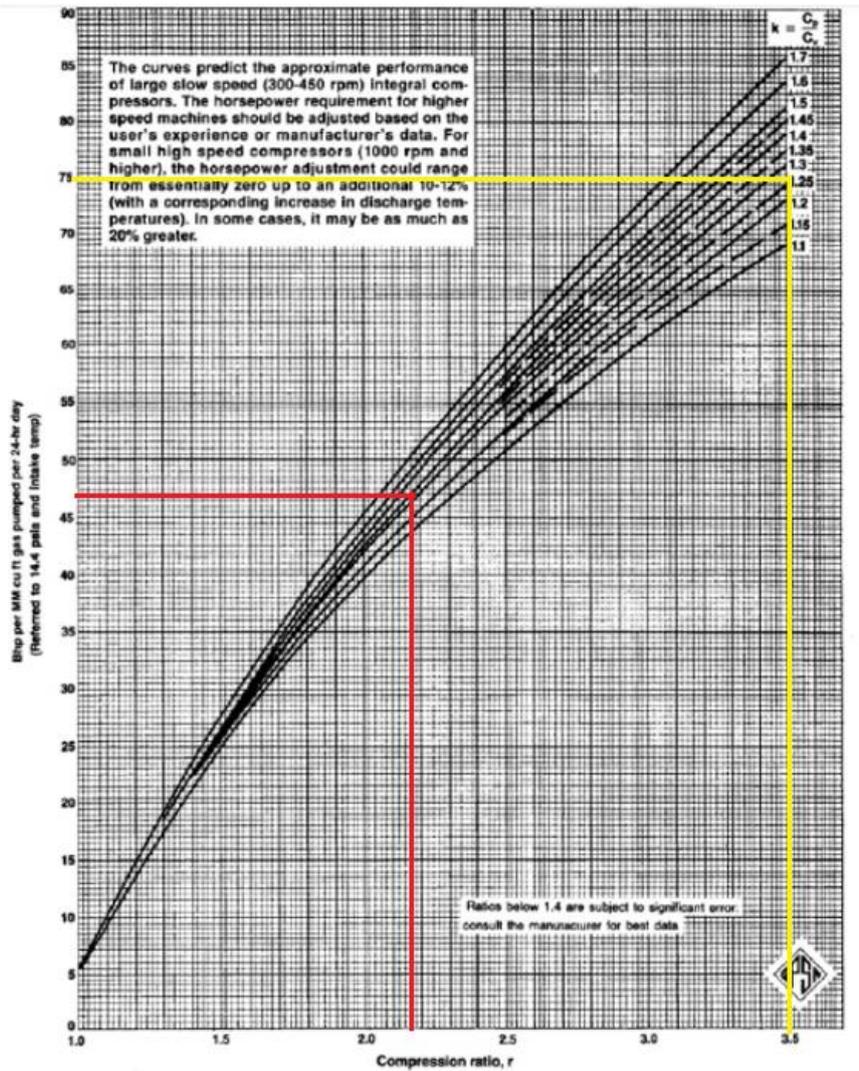


Figura 7.7: Determinación potencia del compresor (segunda estimación gráfica)

\*Cálculo detallado

Para el cálculo detallado se recurre a la Ecuación 5.29:

$$\frac{Bhp}{n} = 3,03 * Z_{prom} * \left[ \frac{Q_s}{E} * T_{succión} \right] * \left( \frac{k}{k-1} \right) * \left( \frac{P_s}{T_s} \right) * \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right]$$

$Q_s = 17,66 \text{ MMscfd}$

$E = 0,82$  Eficiencia para unidades recíprocas de alta velocidad

Con  $n = 1$ , los Bhp resultan:

*Fase I*       $Bhp = 804 \text{ hp}$   
*Fase II*      $Bhp = 1390 \text{ hp}$

Los valores de Potencia obtenidos por los diferentes métodos (Estimaciones rápidas, gráficas o Cálculos detallados) se muestran en la Tabla 7-4, los errores relativos que se informan se calcularon con referencia al Cálculo detallado. Errores del 20% se deben a la falta de precisión en la lectura de una variable estimada gráficamente.

Tabla 7-4: Potencia para las dos fases de compresión según diferentes métodos de cálculo

Método de cálculo	Potencia Fase I [hp]	Error Relativo %	Potencia Fase II [hp]	Error Relativo %
<i>Estimación rápida</i>	946	18	1505	8
<i>Estimación gráfica 1</i>	977	22	1524	10
<i>Estimación gráfica 2</i>	842	5	1389	0,07
<i>Cálculo detallado</i>	804		1390	

Un objetivo planteado es que el compresor elegido deberá cubrir las necesidades de las dos fases de compresión. Por esta razón, la Potencia del compresor deberá ser superior al valor obtenido para la segunda fase de compresión, el cual ronda los 1500 hp

### 5. Especificación de compresor comercial

Cada unidad compresora que se elija debe tener una potencia mayor a 1500 hp. Con datos de fabricantes (catálogos) se selecciona el/los compresor/es que cumplen con la Potencia calculada.

Las especificaciones de los compresores que se muestran en la Tabla 7-5, se obtiene a partir de la página web de Ariel Corporation, proveedor seleccionado por YPF.

Tabla 7-5: Elección compresores comerciales. Compresores Ariel [10]

Modelo/ Throw	Potencia [Bhp]	RPM Máximo	Stroke [in]	d <sub>interno</sub> [in]	Cilindros	Carga de Compresión [lbf]	Carga de Tensión [lbf]
JGE/4	2140	1500	4,5	2	4	32000	30000
JGK/4	2540	1200	5,5	2	4	40000	37000
JGT/4	2600	1500	4,5	2	4	40000	30000
JGD/4	4140	1200	5,5	2,5	4	60000	57000

Los modelos de compresores que figuran en la Tabla 7-5, son los que del catálogo del fabricante cumplen con el requerimiento de potencia (preseleccionados).

Para continuar con el dimensionamiento se elige el compresor JGD/4 a fin de detallar el procedimiento de diseño. Las especificaciones técnicas del compresor JGD/4, se pueden ver en Anexo II.

Dicho procedimiento se debe repetir para cada compresor que cumpla con los requerimientos de potencia. Los cálculos para las otras unidades de compresión (indicadas en la Tabla 7-5) y los resultados obtenidos se presentan en el Anexo IV.

### 6. Dimensionamiento de los cilindros de compresión

Se calcula la eficiencia volumétrica a partir de Ec. 5.33b:

$$EV = 96 - r - C \left[ \frac{Z_s}{Z_d} (r^{1/k}) - 1 \right]$$

Se considera como primera aproximación un 20% de Clearance ( $C = 20$ ), luego se ajusta con el valor real que se debe solicitar al fabricante.

Considerando que se estimó el valor de  $Z$  para cada fase de compresión (Tabla 7-3) como un valor promedio del mismo entre entrada y salida, resulta  $\frac{Z_s}{Z_d} = 1$ . Con ello, se encuentra:

*Fase I*       $EV = 76,66$

*Fase II*       $EV = 59,03$

El desplazamiento del pistón se obtiene a partir de la Ecuación 5.30:  $EV = \frac{Q_{actual}}{PD}$

Dado que cada compresor elegido tiene cuatro cilindros, el Caudal que ingresa (ACFM) al compresor, ingresa en paralelo a cada cilindro. Entonces el caudal para cada fase de compresión resulta:

*Fase I*       $Q_{ACFM} = 83,89 \frac{ft^3}{min}$

*Fase II*       $Q_{ACFM} = 132,41 \frac{ft^3}{min}$

De esta manera se obtiene el caudal que desplaza el pistón  $PD$ , el cuál es el Caudal Real que mueve el mismo.

*Fase I*       $PD = 109,43 \frac{ft^3}{min}$

*Fase II*       $PD = 224,31 \frac{ft^3}{min}$

**7. Cálculo diámetro de cilindro  $D$**

Con el desplazamiento real requerido  $PD$  se obtiene el diámetro del cilindro, empleando las ecuaciones 5.31, según corresponda.

*Se elige cilindros de doble efecto para esta aplicación.* Por lo tanto, se utiliza la Ecuación 5.31c:

$$PD = \frac{(stroke)(RPM) (2D^2 - d^2)\pi}{4 * 1728} = 4,55 \cdot 10^{-4}(stroke)(RPM) (2D^2 - d^2)$$

Los datos del fabricante para el compresor JGD/4 son:

$$stroke = 5,5 \text{ in} \quad RPM_{m\acute{a}ximo} = 1200 \quad d = 2,5 \text{ in}$$

Por lo tanto, con una velocidad de operación de 1000 rpm, se obtiene el diámetro exterior del cilindro, para cada fase de compresión:

$$Fase I \quad D = 4,998 \text{ in}$$

$$Fase II \quad D = 6,924 \text{ in}$$

**8. Selección de cilindros comerciales**

Luego de estimar el diámetro de cilindro requerido, se seleccionan los cilindros comerciales para el compresor elegido. Dado que el compresor debe cubrir las dos fases de compresión, se debe elegir el cilindro cuyo diámetro sea igual o mayor que el obtenido con las condiciones de trabajo de la Fase II, es decir con  $D = 6,924 \text{ in}$ .

La Tabla 7-6 muestra los cilindros comerciales de doble efecto disponibles por Ariel Corporation. Esta información se obtiene por el fabricante de compresores o a partir de la página web.

Tabla 7-6: Elección cilindros comerciales [10]

Funcionamiento	Clase	DIÁMETRO INTERNO DEL CILINDRO (Pulg.)	DIÁMETRO INTERNO DEL CILINDRO (Mm)	Máxima Presión De Trabajo Permitida (Psig)	Máxima Presión De Trabajo Permitida (Bar)	Material
Doble acción	6-1/4C:D:F	5,875; 6,250	149; 159	2435	168	Hierro dúctil
Doble acción	7-1/4C:D:F	6,750; 7,250	171; 184	2415	167	Hierro dúctil
Doble acción	8-3/8C:D:F	7,875; 8,375	200; 213	1895	131	Hierro dúctil
Doble acción	8-3/8C:D:F	7,875; 8,375	200; 213	2400	166	Hierro dúctil
Doble acción	9-5/8C:D:F	9,125; 9,625	232; 244	1270	88	Hierro dúctil
Doble acción	9-5/8C:D:F	9,125; 9,625	232; 244	1900	131	Hierro dúctil

*Se elige Cilindro de doble acción 7 – 1/4 con diámetro interno 7,250 pulgadas y presión de trabajo máxima de 2415 psi<sub>g</sub>.*

### 9. Cálculo de cargas en los vástagos.

Para el cilindro elegido el diámetro interno del mismo es  $D_{interno} = 7,250 \text{ in.}$

Las cargas en vástago en cilindros de doble efecto se obtienen a partir de las Ecuaciones 5.34. Como se mencionó en el Capítulo 5, las cargas en vástago reales serán aquellas calculadas usando presiones internas del cilindro después de tener en cuenta las pérdidas en la válvula. Debido a que solo se conocen las presiones de línea, los cálculos se realizan de acuerdo a esta presión. Para reducir el error asociado se aplicará un 10% como factor de corrección.

$$\text{Carga en compresión} = P_a A_p - P_s (A_p - A_r) - P_a A_r$$

$$\text{Carga en tensión} = P_a (A_p - A_r) - P_s A_p + P_a A_r$$

*Fase I*      *Carga en compresión = 35365 lbf*

*Carga en tensión = 25378 lbf*

*Fase II*      *Carga en compresión = 43901 lbf*

*Carga en tensión = 35067 lbf*

### 10. Verificación de las cargas en los vástagos

Con los cilindros comerciales seleccionados, se verifica que las cargas en los vástagos no superen las cargas máximas permisibles. Para el compresor JGD/4, se tiene:

$$\text{Carga máxima de compresión} = 60000 \text{ lbf}$$

$$\text{Carga máxima de tensión} = 57000 \text{ lbf}$$

Observando los resultados de las cargas, se verifica que no supera el valor máximo permisible en ninguna de las dos fases de compresión.

**En resumen:**

*Se elige cuatro unidades compresoras, marca Ariel JGD con 4 cilindros doble acción  
clase 7-1/4.*

En el presente trabajo, se eligió uno de los modelos presentados (JGD) a fin de detallar el procedimiento de diseño. Como se mencionó, el procedimiento presentado se debe repetir para cada compresor que cumpla con los requerimientos de potencia y los resultados obtenidos se presentan en el Anexo IV.

Sin embargo, en líneas generales se puede concluir que las unidades JGE, JGK y JGT presentan valores de carga en vástago superior o muy cercano al valor máximo permitido de carga en vástago (Ver Tabla IV-iv del Anexo IV).

7.2.4. Dimensionamiento compresor reciprocante por medio del software de Ariel Corporation [2].

1. Ingreso de información.

-En la primera pestaña del programa se ingresa información general del proyecto, ubicación geográfica y altura sobre el nivel del mar ( $700m = 2296,6ft$ ) y unidades con las que se selecciona trabajar en el proyecto.

En la Figura 7.8 se muestra el primer ingreso de información que requiere el software para su ejecución.

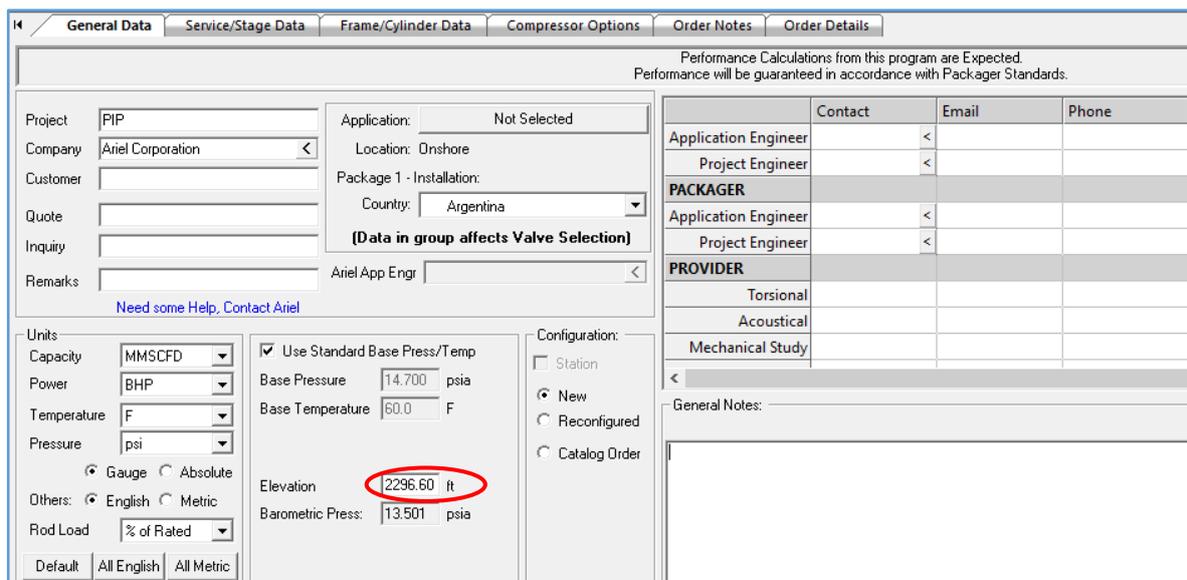


Figura 7.8: Ingreso información general del proyecto al software de Ariel Corporation

-Con el objetivo de ejecutar el software “modo diseño”, en la segunda pestaña se ingresa información de las condiciones operativas, tales como, caudal molar a condiciones estándar, presiones de succión y descarga (presiones manométricas), temperatura de la corriente de ingreso y condiciones del gas a comprimir (se ingresa los datos de la cromatografía en la ventana “Custom”). Al ingresar esta información, el software automáticamente informa el valor de Potencia estimada como variable dependiente del cálculo. Además, informa los factores de compresibilidad a la succión y a la descarga y el coeficiente isentrópico, entre otros.

En las Figuras 7.9 y 7.10 se muestran los resultados para la Fase I y la Fase II respectivamente.

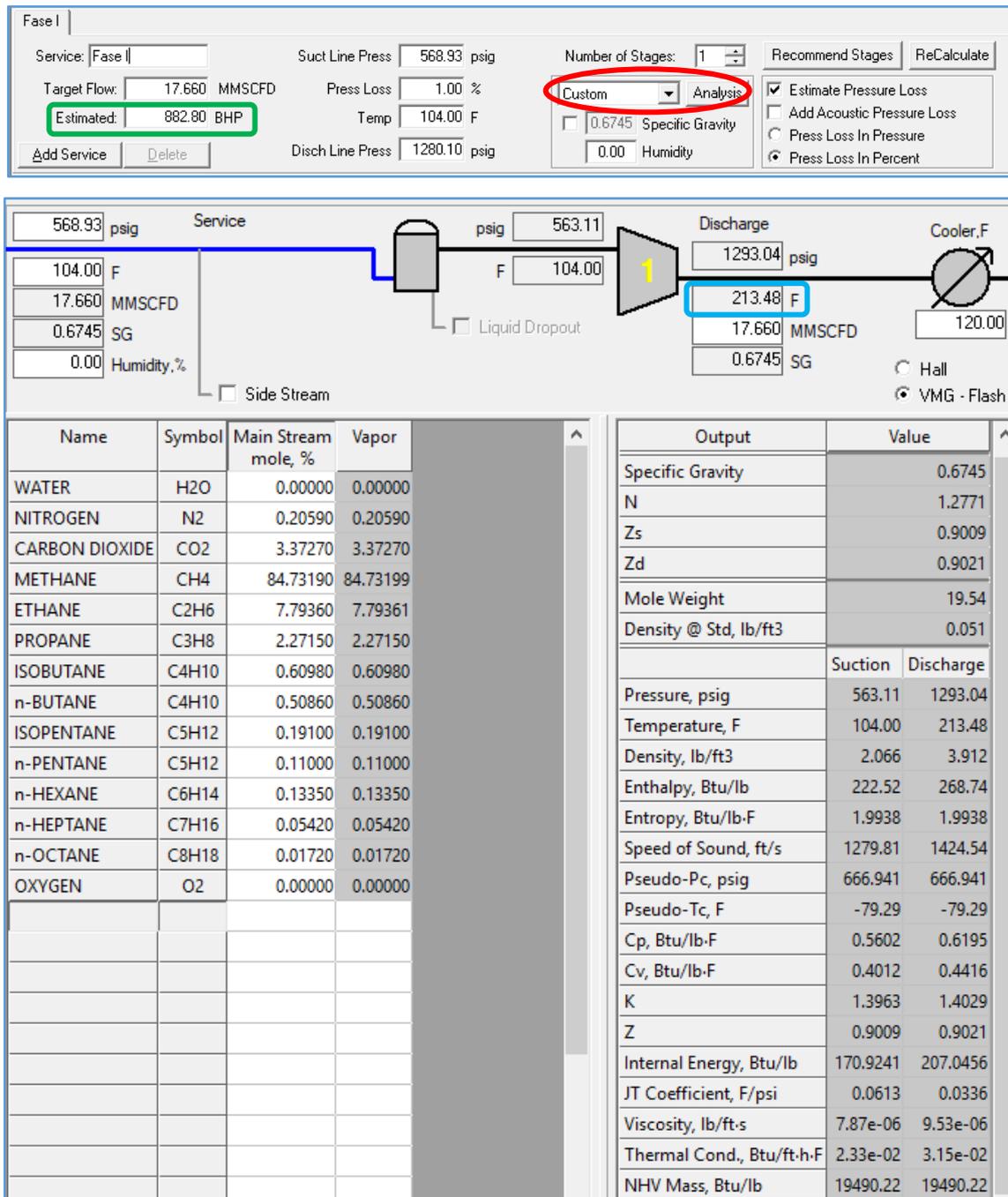


Figura 7.9: Ingreso condiciones operativas al software de Ariel Corporation. (Fase I)

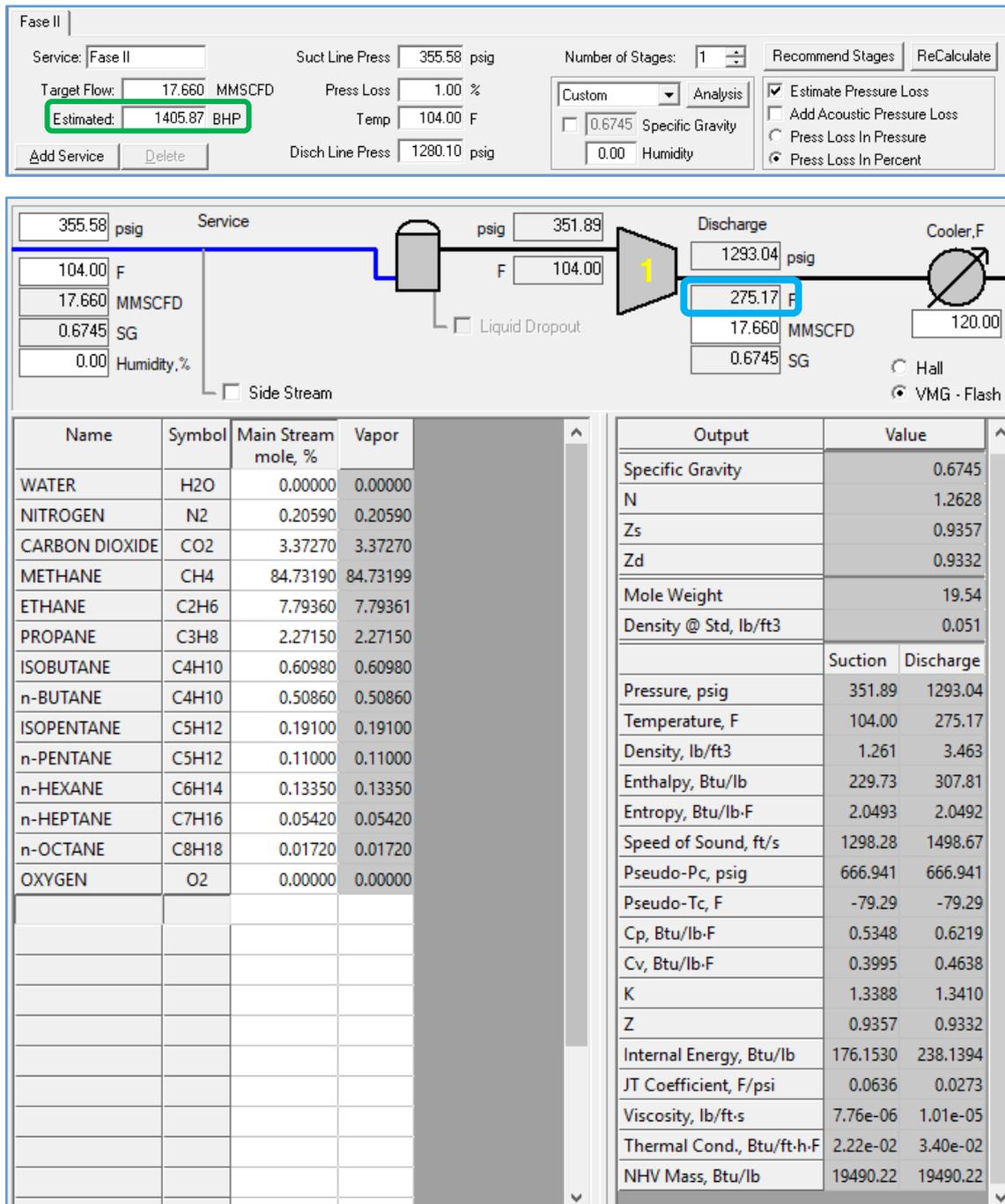


Figura 7.10: Ingreso condiciones operativas al software de Ariel Corporation. (Fase II)

Los valores de Potencia estimada para la primer y la segunda fase de compresión calculados por el programa son 882,8 hp y 1405,87 hp respectivamente.

También se puede observar los valores para la temperatura de descarga para una etapa de compresión, los cuales son 213,48°F y 275,17°F, para cada fase de compresión.

## 2. Selección del bastidor (frame)

Para la selección del bastidor, el programa ofrece un listado con los bastidores disponibles actualmente, detallando sus especificaciones. Además, ofrece los posibles motores con los cuales pueden emparejar. En las Figuras 7.11 y 7.12, se muestra las opciones para cada fase de compresión, Fase I y Fase II, respectivamente.

Selection	Model	Min,RPM	Application,RPM	Max,RPM	Max,BHP	Estimated,BHP	Service 1, MMSCFD
Frame:	JGD/4	Blank	600	1200	4140.00	882.81	17.660
Driver:	L7044GSI	Blank	800	1200	1680.00		

Frame	Rank	Throws	Stroke	Rated RPM	Rated BHP	Piston,FPM	RL Total	RL Tens	RL Comp	Guides	Weight,lbs	Tandems	Inactive Date
KBK/4	1	4	6.000	1200	3680	1200.0	92000	46000	50000	Separate	10600	Yes	
JGK/4	2	4	5.500	1200	2540	1100.0	74000	37000	40000	Separate	8300	Yes	
KBT/4	3	4	5.000	1500	3680	1000.0	92000	46000	50000	Separate	10600	Yes	
JGD/4	4	4	5.500	1200	4140	1100.0	114000	57000	60000	Separate	16500	Yes	
JGT/4	5	4	4.500	1500	2600	900.0	74000	37000	40000	Separate	8300	Yes	
JGF/4	6	4	5.000	1400	4140	1000.0	114000	57000	60000	Separate	16500	Yes	
KBU/4	7	4	5.750	1200	5200	1150.0	150000	75000	80000	Separate	27300		
JGE/4	8	4	4.500	1500	2140	900.0	60000	30000	32000	Separate	7900	Yes	

Manufacturer	Model	Max RPM	Max,BHP	BHP at RPM	Min RPM	Configuration	Notes	Elevation,ft	Ambient,F	Type	Cmpr Rotation	BHP Derate, %	Bell Housing
Waukesha	L7044GSI	1200	1680.00	1680.00	800		130F- 8:1	8000.0	100.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	OO
Caterpillar	G3520B	1400	1725.00	1478.00	1050	2010 NSPS	1.0 g NOx NTE S...	6500.0	100.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None
Caterpillar	G3520B	1400	1725.00	1478.00	1050	2010 NSPS	0.5 g NOx NTE S...	4500.0	100.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None
Caterpillar	G3606 A3	1000	1775.00	N/A	750		0.5 g NOx NTE S...	4419.0	77.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None
Caterpillar	G3606 A3	1000	1775.00	N/A	750		0.7 g NOx NTE S...	5000.0	77.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None
Caterpillar	G3606 A3	1000	1835.00	N/A	750		0.7 g NOx NTE S...	5000.0	77.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None
Caterpillar	G3606 A4	1000	1875.00	N/A	750		0.5 g NOx NTE S...	8265.0	100.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None
Caterpillar	G3606 A3	1000	1895.00	N/A	750		0.7 g NOx NTE S...	5000.0	77.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None
Waukesha	L7044GSI	1200	1900.00	1900.00	900	S5	130F- 9.7:1	4200.0	120.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	OO
Caterpillar	G3606 A4	1000	1950.00	N/A	750		0.5 g NOx NTE S...	7736.0	100.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None
Caterpillar	G3606 A4	1000	2010.00	N/A	750		0.5 g NOx NTE S...	7211.0	100.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None

Engines:  Electric  VFD  Other

Figura 7.11: Selección del frame y motores (Fase I). Software Ariel Corporation

Selection	Model	Min,RPM	Application,RPM	Max,RPM	Max,BHP	Estimated,BHP	Service 1, MMSCFD
Frame:	JGD/4	Blank	600	1200	4140.0	1405.87	17.660
Driver:	L7044GSI	Blank	800	1200	1680.00		

Frame	Rank	Throws	Stroke	Rated RPM	Rated BHP	Piston,FPM	RL Total	RL Tens	RL Comp	Guides	Weight,lbs	Tandems	Inactive Date
KBK/4	1	4	6.000	1200	3680	1200.0	92000	46000	50000	Separate	10600	Yes	
JGK/4	2	4	5.500	1200	2540	1100.0	74000	37000	40000	Separate	8300	Yes	
KBT/4	3	4	5.000	1500	3680	1000.0	92000	46000	50000	Separate	10600	Yes	
JGD/4	4	4	5.500	1200	4140	1100.0	114000	57000	60000	Separate	16500	Yes	
JGT/4	5	4	4.500	1500	2600	900.0	74000	37000	40000	Separate	8300	Yes	
JGF/4	6	4	5.000	1400	4140	1000.0	114000	57000	60000	Separate	16500	Yes	
KBU/4	7	4	5.750	1200	5200	1150.0	150000	75000	80000	Separate	27300	Yes	
JGE/4	8	4	4.500	1500	2140	900.0	60000	30000	32000	Separate	7900	Yes	

Manufacturer	Model	Max RPM	Max,BHP	BHP at RPM	Min RPM	Configuration	Notes	Elevation,ft	Ambient,F	Type	Cmpr Rotation	BHP Derate, %	Bell Housing
Waukesha	L7044GSI	1200	1680.00	1680.00	800		130F- 8:1	8000.0	100.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	OO
Caterpillar	G3520B	1400	1725.00	1478.00	1050	2010 NSPS	1.0 g NOx NTE S...	6500.0	100.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None
Caterpillar	G3520B	1400	1725.00	1478.00	1050	2010 NSPS	0.5 g NOx NTE S...	4500.0	100.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None
Caterpillar	G3606 A3	1000	1775.00	N/A	750		0.5 g NOx NTE S...	4419.0	77.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None
Caterpillar	G3606 A3	1000	1775.00	N/A	750		0.7 g NOx NTE S...	5000.0	77.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None
Caterpillar	G3606 A3	1000	1835.00	N/A	750		0.7 g NOx NTE S...	5000.0	77.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None
Caterpillar	G3606 A4	1000	1875.00	N/A	750		0.5 g NOx NTE S...	8265.0	100.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None
Caterpillar	G3606 A3	1000	1895.00	N/A	750		0.7 g NOx NTE S...	5000.0	77.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None
Waukesha	L7044GSI	1200	1900.00	1900.00	900	S5	130F- 9.7:1	4200.0	120.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	OO
Caterpillar	G3606 A4	1000	1950.00	N/A	750		0.5 g NOx NTE S...	7736.0	100.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None
Caterpillar	G3606 A4	1000	2010.00	N/A	750		0.5 g NOx NTE S...	7211.0	100.0	Nat. Gas	Clockwise	0.00	None

Engines:  Electric  VFD  Other

Figura 7.12: Selección del frame (Fase II). Software Ariel Corporation

Observar que en ambos listados aparece el JGD ya que cumple con los *Bhp* requeridos y con el caudal a procesar. También están los demás compresores elegidos de la Tabla 7-5.

Por ello y a modo comparativo con el método analítico, se continúa en adelante con el JGD para la selección de los cilindros.

### 3. Selección de cilindros

Para la selección de cilindros el programa ofrece un listado con los cilindros comerciales que dispone, como se representa en las Figuras 7.13 y 7.14, para la primer y segunda fase de compresión respectivamente.

Model	Bore, in	MAWP	Rank	Bore, in	MAWP	(Stage: 1293.04) RDP, psig	(Stage: 17.660) Est. MMSCFD	Rod Load, %	Flange	Max RPM	Style	Body Material	Weight, lbs	Loss Factor	(Stage: 98.19) Displacement	VE HE, %	VE CE, %
6-1/4D	5.875	2435.0	1	5.875	2435	2213.64	29.945	37.68	4"- 1500 FF	1200.0	Gathering (D)	Ductile Iron	2500	6.75	188.33	72.4	64.3
6-1/4D	5.875	2435.0	2	6.250	2435	2213.64	36.455	42.03	4"- 1500 FF	1200.0	Gathering (D)	Ductile Iron	2500	7.73	215.61	75.9	69.8
6-1/4D	5.875	2435.0	3	6.750	2415	2195.45	41.413	48.26	6"- 1500 FF	1200.0	Gathering (D)	Ductile Iron	2900	5.26	254.61	72.5	67.8
6-1/4D	5.875	2435.0	4	7.250	2415	2195.45	51.777	54.97	6"- 1500 FF	1200.0	Gathering (D)	Ductile Iron	2900	6.12	296.60	77.2	73.5
8-3/8D	7.875	1895	5	7.875	1895	1722.73	61.504	64.03	6"- 900 FF	1200.0	Gathering (D)	Ductile Iron	2850	7.89	353.32	76.8	73.6

Figura 7.13: Selección de cilindros (Fase I). Software Ariel Corporation

Model	Bore, in	MAWP	Rank	Bore, in	MAWP	(Stage: 1293.04) RDP, psig	(Stage: 17.660) Est. MMSCFD	Rod Load, %	Flange	Max RPM	Style	Body Material	Weight, lbs	Loss Factor	(Stage: 216.62) Displacement	VE HE, %	VE CE, %
7-1/4D:10	7.250	2415.0	1	7.250	2415	2195.45	22.682	67.78	6"- 1500 FF	1200.0	Gathering (D)	Ductile Iron	2900	6.12	296.60	57.5	50.4
7-1/4D:10	7.250	2415.0	2	7.875	1895	1722.73	26.776	79.45	6"- 1500 FF	1200.0	Gathering (D)	Ductile Iron	2850	7.89	353.32	56.6	50.5
7-1/4D:10	7.250	2415.0	3	8.375	2400	2181.82	27.088	79.45	6"- 1500 FF	1200.0	Gathering (D)	Ductile Iron	3360	7.89	353.32	57.2	51.2
7-1/4D:10	7.250	2415.0	4	8.375	1895	1722.73	34.440	89.48	6"- 900 FF	1200.0	Gathering (D)	Ductile Iron	2850	8.97	402.06	63.0	58.2
8-3/8D	7.875	2400	5	8.375	2400	2181.82	34.777	89.48	6"- 1500 FF	1200.0	Gathering (D)	Ductile Iron	3360	8.97	402.06	63.6	58.8

Figura 7.14: Selección de cilindros (Fase II). Software Ariel Corporation

Observar que los cilindros que el programa ofrece para las dos fases de compresión coinciden con los elegidos (según el diámetro calculado por medio analítico).

Fase I: Cilindro 6-1/4 D con diámetro  $D = 5,875 \text{ in}$   
 El diámetro obtenido por medio analítico  $4,998 \text{ in}$

Fase II: Cilindro 7-1/4 D:10 con diámetro  $D = 7,250 \text{ in}$   
 El diámetro obtenido por medio analítico fue  $6,924 \text{ in}$

4. Resultados del software

En las Figuras 7.15 y 7.16 se presentan los resultados según cada fase de compresión.

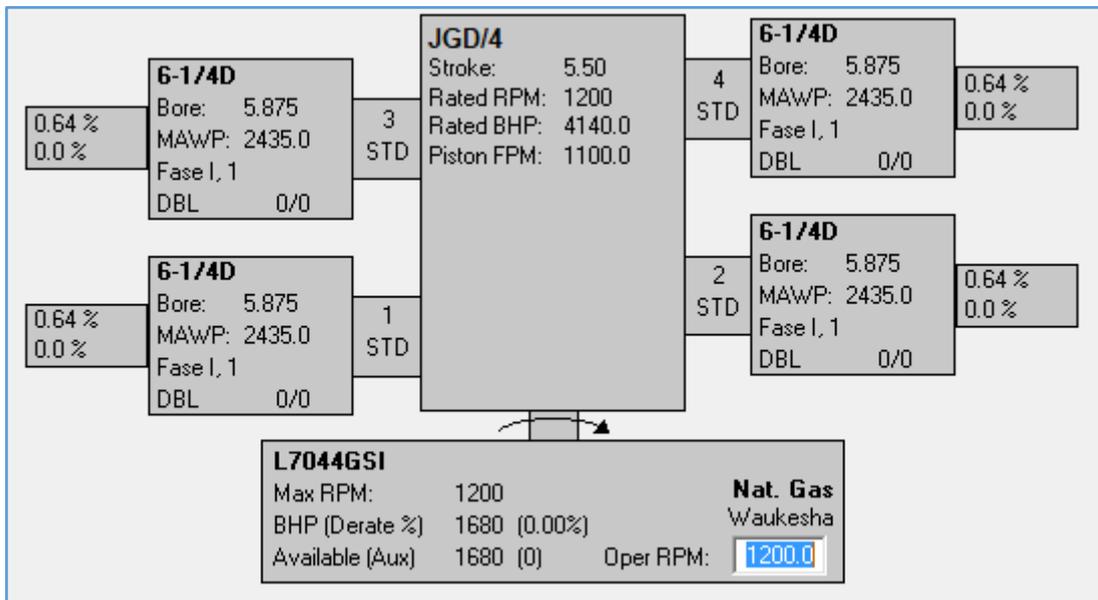


Figura 7.15: Resultados para la fase de compresión I. Software Ariel Corporation

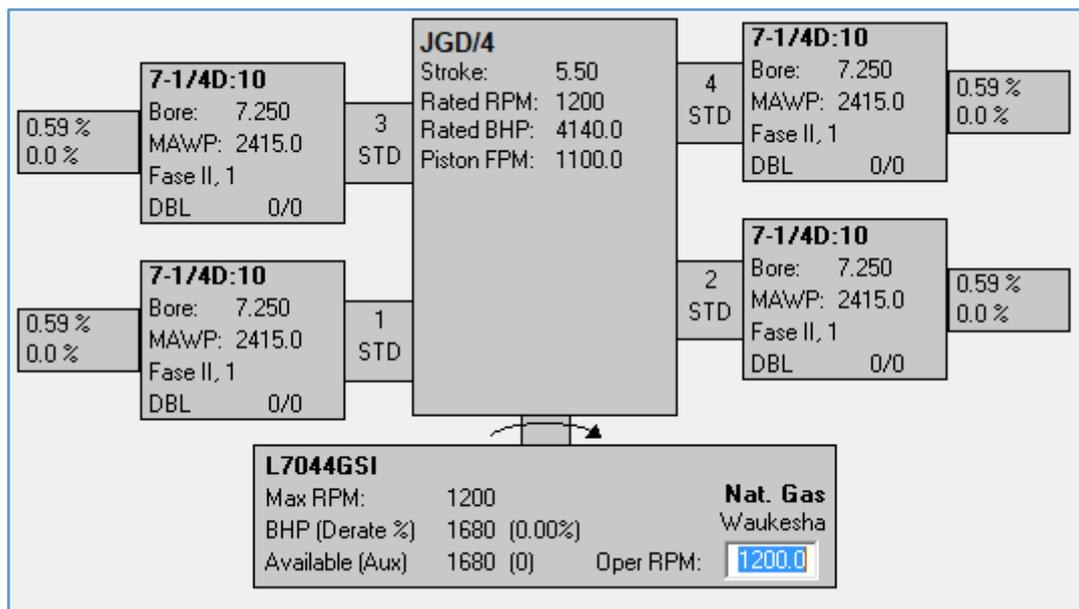


Figura 7.16: Resultados para la fase de compresión II. Software Ariel Corporation

Como se mencionó anteriormente, el compresor debe cumplir con los requerimientos de las dos fases de compresión, por ello, el diámetro de cilindro deberá ser el obtenido a partir de la segunda fase de compresión ( $D = 7,250 \text{ in}$ ).

En las Figuras 7.17 y 7.18 se presenta el compresor JGD/4 con cilindros 7 ¼, se ajusta la velocidad para operar a 800 rpm en la Fase I y a 1000 rpm en la Fase II, respectivamente.

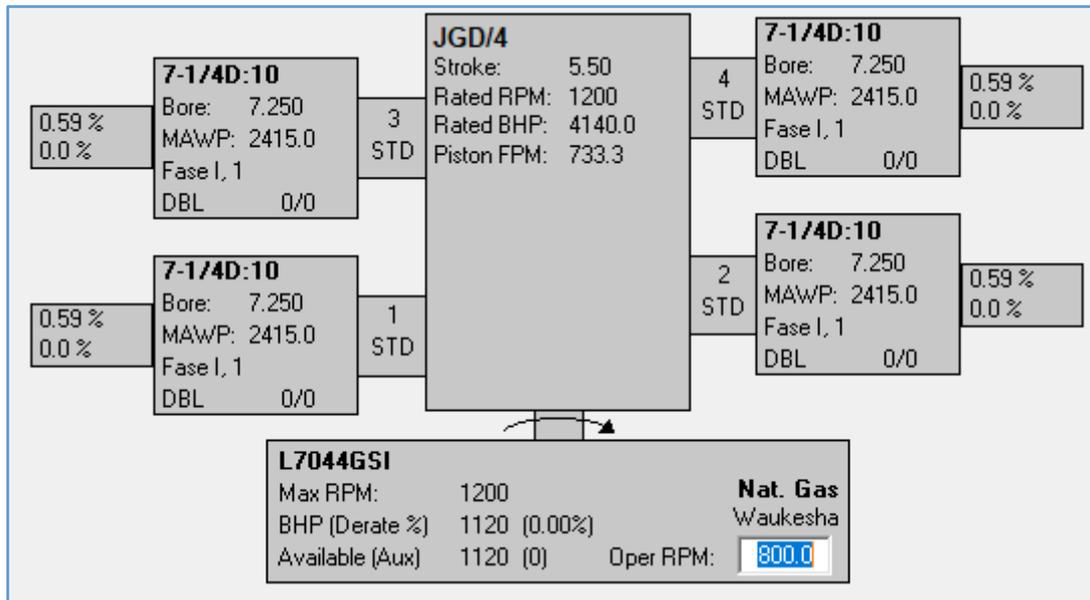


Figura 7.17: Compresor para fase de compresión I – operación a 800 rpm. Software Ariel Corporation

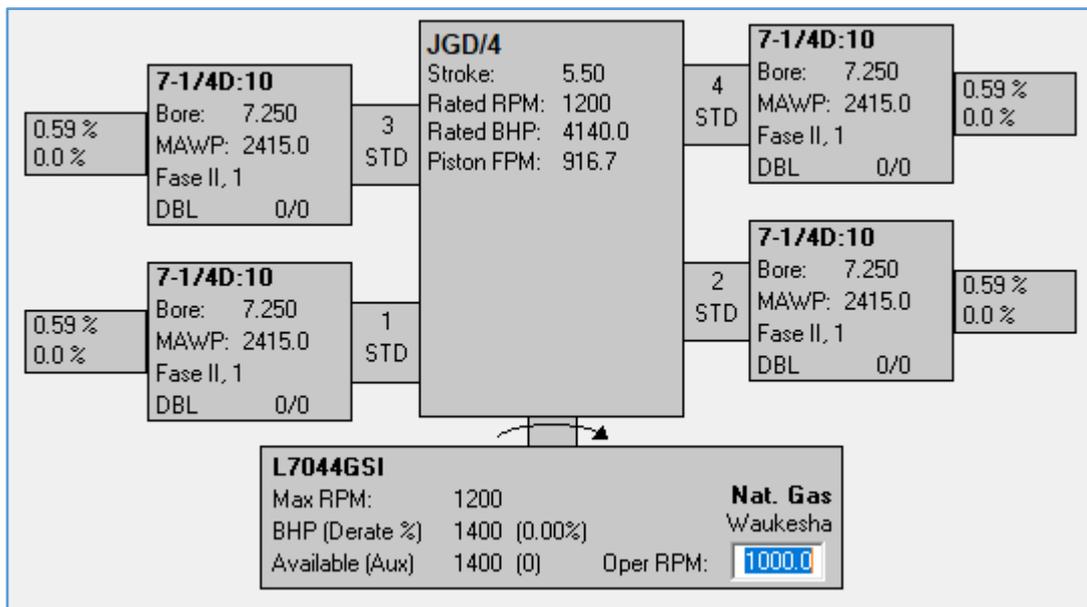


Figura 7.18: Compresor para fase de compresión II – operación a 1000 rpm. Software Ariel Corporation

### 5. Performance del compresor

El software brinda un resumen del compresor elegido, donde se especifica toda información técnica necesaria. En las Figura 7.19 se muestra la performance del compresor JGD/4 para la Fase I de compresión.

Company: Ariel Corporation		Customer:	
Quote: JGD/4		Inquiry:	
Case 1:		Project: PIP	
<b>Compressor Data:</b>			
Elevation,ft:	2296.60	Barmtr,psia:	13.501
Frame: (ELP)	JGD/4	Stroke, in:	5.50
Max RL Tot, lbf:	114000	Max RL Tens, lbf:	57000
Rated RPM:	1200	Rated BHP:	4140.0
Calc RPM:	800.0	BHP:	<u>1501</u>
		Ambient,F:	100.00
		Rod Dia, in:	2.500
		Max RL Comp, lbf:	60000
		Rated PS FPM:	1100.0
		Calc PS FPM:	733.3
<b>Driver Data:</b>			
Type: Nat. Gas			
Mfg: Waukesha			
Model: L7044GSI			
BHP: 1120			
Avail: 1120			
<b>Services</b>		<b>Fase I</b>	
Gas Model		VMG-APRNL2	
<b>Stage Data:</b>		1	
Target Flow, MMSCFD	17.660		
Flow Calc, MMSCFD	34.025		
BHP per Stage	1475.8		
Specific Gravity	0.6745		
Ratio of Sp Ht (N)	1.2771		
Comp Suct (Zs)	0.9009		
Comp Disch (Zd)	0.9021		
Pres Suct Line, psig	588.92		
Pres Suct Flg, psig	583.10		
Pres Disch Flg, psig	1293.04		
Pres Disch Line, psig	1280.10		
Pres Ratio F/F	2.268		
Temp Suct, F	104.00		
Temp Clr Disch, F	120.00		
<b>Cylinder Data:</b>		<b>Throw 1</b>	<b>Throw 2</b>
Cyl Model	7-1/4D:10	7-1/4D:10	7-1/4D:10
Cyl Bore, in	7.250	7.250	7.250
Cyl RDP (API), psig	2195.5	2195.5	2195.5
Cyl MAWP, psig	2415.0	2415.0	2415.0
Cyl Action	DBL	DBL	DBL
Cyl Disp, CFM	197.7	197.7	197.7
Pres Suct Intl, psig	550.03	550.03	550.03
Temp Suct Intl, F	108	108	108
Pres Disch Intl, psig	1316.08	1316.08	1316.08
Temp Disch Intl, F	224	224	224
HE Suct Gas Vel, FPM	4937	4937	4937
HE Disch Gas Vel, FPM	3988	3988	3988
HE Spcrr Used/Max	0/0	0/0	0/0
HE Vol Pkt Avail	0.59+42.90	0.59+42.90	0.59+42.90
Vol Pkt Used	0.00 (V) %	0.00 (V) %	0.00 (V) %
HE Min Clr, %	19.44	19.44	19.44
HE Total Clr, %	20.03	20.03	20.03
CE Suct Gas Vel, FPM	4350	4350	4350
CE Disch Gas Vel, FPM	3514	3514	3514
CE Spcrr Used/Max	0/0	0/0	0/0
CE Min Clr, %	23.27	23.27	23.27
CE Total Clr, %	23.27	23.27	23.27
Suct Vol Eff HE/CE, %	76.0/72.7	76.0/72.7	76.0/72.7
Disch Event HE/CE, ms	15.4/16.9	15.4/16.9	15.4/16.9
Suct Pseudo-Q HE/CE	2.3/1.7	2.3/1.7	2.3/1.7
Gas Rod Ld Comp, %	57.3 C	57.3 C	57.3 C
Gas Rod Ld Tens, %	44.1 T	44.1 T	44.1 T
Gas Rod Ld Total, %	52.2	52.2	52.2
Xhd Pin Deg/%RvrsI lbf	179/64.2	179/64.2	179/64.2
Flow Calc, MMSCFD	8.506	8.506	8.506
Cyl BHP	369.0	369.0	369.0

Figura 7.19: Performance JGD/4 para la primera fase de compresión. Software Ariel Corporation

Bajo las condiciones de operación de la Fase I y con cilindros 7 ¼ , el compresor es capaz de procesar hasta 34,025 MMscfd por unidad compresora operando a 800 rpm, como se observa en la Figura 7.19. Por lo tanto, para procesar el caudal total requerido (70,64 MMscfd), se requieren tres unidades y ajustar pocket (se reduce el stroke del cilindro).

En el Anexo III se muestra el resultado de estos ajustes para cumplir con los requerimientos de la Fase I.

Además, con  $n - 1$  equipos en funcionamiento (2 unidades), se asegura hasta un 96% del caudal requerido y con ello se cumple con el objetivo planteado de mantener el 75% de producción continua.

En la Figura 7.20 se muestra la performance del compresor JGD/4 para la segunda fase de compresión.

Ariel Performance		Ariel Corporation				Customer: PJP			
Company: Ariel Corporation		Customer: PJP							
Quote: 7.7.6.0		Project: PJP							
Case 1:									
<b>Compressor Data:</b>		<b>Driver Data:</b>							
Elevation,ft:	2296.60	Barmtr,psia:	13.501	Ambient,F:	100.00				
Frame:(ELP)	JGD/4	Stroke,in:	5.50	Rod Dia,in:	2.500				
Max RL Tot, lbf:	114000	Max RL Tens, lbf:	57000	Max RL Comp, lbf:	60000				
Rated RPM:	1200	Rated BHP:	4140.0	Rated PS FPM:	1100.0				
Calc RPM:	1000.0	BHP:	1394	Calc PS FPM:	916.7				
		Avail:	1400						
<b>Services</b>		<b>Fase II</b>							
Gas Model	VMG-APRNL2								
Stage Data:	1								
Target Flow, MMSCFD	17.660								
Flow Calc, MMSCFD	18.618								
BHP per Stage	1362.8								
Specific Gravity	0.6745								
Ratio of Sp Ht (N)	1.2628								
Comp Suct (Zs)	0.9357								
Comp Disch (Zd)	0.9332								
Pres Suct Line, psig	355.58								
Pres Suct Flg, psig	351.89								
Pres Disch Flg, psig	1293.04								
Pres Disch Line, psig	1280.10								
Pres Ratio F/F	3.576								
Temp Suct, F	104.00								
Temp Clr Disch, F	120.00								
<b>Cylinder Data:</b>	<b>Throw 1</b>	<b>Throw 2</b>	<b>Throw 3</b>	<b>Throw 4</b>					
Cyl Model	7-1/4D:10	7-1/4D:10	7-1/4D:10	7-1/4D:10					
Cyl Bore, in	7.250	7.250	7.250	7.250					
Cyl RDP (API), psig	2195.5	2195.5	2195.5	2195.5					
Cyl MAWP, psig	2415.0	2415.0	2415.0	2415.0					
Cyl Action	DBL	DBL	DBL	DBL					
Cyl Disp, CFM	247.2	247.2	247.2	247.2					
Pres Suct Intl, psig	339.48	339.48	339.48	339.48					
Temp Suct Intl, F	111	111	111	111					
Pres Disch Intl, psig	1324.68	1324.68	1324.68	1324.68					
Temp Disch Intl, F	293	293	293	293					
HE Suct Gas Vel, FPM	6171	6171	6171	6171					
HE Disch Gas Vel, FPM	4985	4985	4985	4985					
HE Spors Used/Max	0/0	0/0	0/0	0/0					
HE Vol Pkt Avail	0.59+42.90	0.59+42.90	0.59+42.90	0.59+42.90					
Vol Pkt Used	0.00 (V) %	0.00 (V) %	0.00 (V) %	0.00 (V) %					
HE Min Clr, %	19.44	19.44	19.44	19.44					
HE Total Clr, %	20.03	20.03	20.03	20.03					
CE Suct Gas Vel, FPM	5437	5437	5437	5437					
CE Disch Gas Vel, FPM	4392	4392	4392	4392					
CE Spors Used/Max	0/0	0/0	0/0	0/0					
CE Min Clr, %	23.27	23.27	23.27	23.27					
CE Total Clr, %	23.27	23.27	23.27	23.27					
Suct Vol Eff HE/CE, %	56.3/50.1	56.3/50.1	56.3/50.1	56.3/50.1					
Disch Event HE/CE, ms	8.3/9.2	8.3/9.2	8.3/9.2	8.3/9.2					
Suct Pseudo-Q HE/CE	3.4/2.6	3.4/2.6	3.4/2.6	3.4/2.6					
Gas Rod Ld Comp, %	70.7 C	70.7 C	70.7 C	70.7 C					
Gas Rod Ld Tens, %	59.8 T	59.8 T	59.8 T	59.8 T					
Gas Rod Ld Total, %	67.1	67.1	67.1	67.1					
Xhd Pin Deg/%RvrsI lbf	178/67.6	178/67.6	178/67.6	178/67.6					
Flow Calc, MMSCFD	4.654	4.654	4.654	4.654					
Cyl BHP	340.7	340.7	340.7	340.7					

Figura 7.20: Performance JGD/4 para la segunda fase de compresión. Software Ariel Corporation

Observar que bajo las condiciones de operación de la Fase II, el compresor es capaz de procesar 18,618  $MMscfd$ . Para procesar el caudal requerido se ajusta pocket, lo cual resulta en la apertura del 7% en cada cilindro. Estos resultados se presentan en el Anexo III.

**En resumen:**

***Se elige cuatro unidades compresoras, marca Ariel JGD con 4 cilindros doble acción clase 7-1/4.***

***Para la primera fase de compresión se colocan 3 unidades en operación, dejando previsto la incorporación de la cuarta unidad, para la segunda fase de compresión.***

### 7.3. Resultados

Con el objetivo de realizar un análisis comparativo de los resultados, los cálculos efectuados se llevaron a cabo a través del método analítico y a través de un software.

En líneas generales, el compresor seleccionado debe elevar la presión desde la  $P_{succión}$  (de las dos fases de compresión) hasta la  $P_{descarga}$ , la compresión se realizará en una sola etapa y la potencia del compresor debe ser mayor a los 1500  $hp$  para garantizar las dos fases de compresión.

En el mercado existen numerosos modelos de compresores que cumplen con estos requisitos de potencia. En el trabajo se presenta a modo ilustrativo el cálculo para el modelo JGD de Ariel Corporation. Sin embargo, el cálculo analítico se debe hacer para cada uno de ellos. En el Anexo IV se presentan los resultados para los otros compresores elegidos.

Siguiendo con esta estructura planteada, se debe contar con cuatro unidades de compresión. La incorporación de estas unidades se debe realizar de manera gradual, tres unidades para la Fase I y la incorporación de la cuarta unidad para la Fase II. Cada skid de compresión deberá contener, un compresor JGD con 4 cilindros (7 ¼ D:10), cada cilindro de doble efecto. Además, deberá incluir todo el equipamiento necesario para su correcta operación. Debe disponerse de todo el equipamiento y componentes especificados en el documento que integra la descripción técnica que se detalla en el Anexo V

## 7.4. Análisis de los resultados

En relación con la selección del compresor las unidades reciprocantes y centrífugas son capaces de cumplir con cualquier aplicación. Sin embargo, en base a la práctica hay determinadas condiciones que terminan por definir el compresor más apropiado.

Los compresores reciprocantes son equipos adecuados para la compresión del gas natural. Resultan más eficientes que los centrífugos, dadas las características particulares de la operación en campo, tales como variación en la composición (son menos sensibles ante esta perturbación), variabilidad de presión, requerimientos de gran elevación para bajos caudales de gas. Adicionalmente, los compresores centrífugos operan a presiones constantes y en el campo la presión no lo es. Por otro lado, el hecho de mantener la producción de manera continua por sobre un 75% o más, obliga a elegir más unidades compresoras operando en paralelo y por lo tanto los caudales que debe procesar cada unidad son menores, haciendo más adecuado la elección de compresores reciprocantes.

Sin embargo, respecto a los tiempos entre mantenimientos, es necesario resaltar que los compresores centrífugos tienen ventaja sobre los reciprocantes, debido a que existen largos periodos de tiempo entre los mantenimientos que deben realizarse para ellos. Cabe mencionar que el tiempo empleado en mantenimientos representa una pérdida importante de producción, es por esta razón que se implementa varias unidades de compresión para asegurar mantener al menos un 75% de producción continua en caso de algún paro, ya sea por mantenimiento o por falla. Una posible variante a esta estrategia sería sobredimensionar estas unidades elegidas de manera que el porcentaje de producción continua frente a una unidad parada sea mayor o lo que es lo mismo decir, que la pérdida de producción sea menor.

El estudio realizado para el dimensionamiento de un compresor reciprocante se llevó a cabo siguiendo dos metodologías, a través del método analítico y por medio de software provisto por el fabricante, con el objetivo de poder realizar una comparación entre los resultados obtenidos. Los resultados encontrados por ambas metodologías se presentan en las Tablas 7-7 a 7-9:

Tabla 7-7: Resultados Temperatura de descarga

		Método Analítico		Software Ariel Corp.
TEMPERATURA DE DESCARGA [°F]	Fase I	$\eta = 1$	208	213
		$\eta = 0,75$	243	
	Fase II	$\eta = 1$	278	275
		$\eta = 0,75$	336	

Tabla 7-8: Resultados Potencia al freno

		Método Analítico		Software Ariel Corp.
POTENCIA AL FRENO [hp]	Fase I	Cálculo Detallado	804	882
	Fase II	Cálculo Detallado	1390	1405

Tabla 7-9: Resultados Diámetro de cilindro

		Método Analítico		Software Ariel Corp.
DIAMETRO DE CILINDRO [in]	Fase I		4,998	5,875
	Fase II		6,924	7,250

En la práctica, para seleccionar el compresor más adecuado, se utilizan software (como el que se presenta en este trabajo), como una herramienta que ofrece una manera precisa para la elección de los compresores que se ajustan a los requerimientos deseados. Sin embargo, para una mejor decisión se debe incorporar al análisis otros factores y variables, tales como, consumo de combustible, precio por *Bhp* de motor instalado, logística de suministros y talleres, servicio posventa, entre otros.

## CAPÍTULO 8

### CONCLUSIONES

El presente Proyecto Integrador Profesional se desarrolló en el marco de una pasantía en la Empresa YPF por convenio con la Facultad de Ingeniería de Universidad Nacional del Comahue.

La locación en estudio es de gran interés por parte de la empresa debido a sus características inherentes, tratándose de un yacimiento exclusivo de gas y con gran contenido de metano. Por ello a partir de la predicción de producción y debido al declino natural de los pozos se analizaron diversos escenarios de desarrollo para reactivar la producción de gas. La decisión estratégica de la implementación de compresión en media y baja presión se obtuvo luego de una evaluación técnico-económica en la cual de las opciones analizadas ésta era la de mayor rentabilidad económica.

El Proyecto se puede dividir en dos partes: la primera de ellas, basada en un estudio detallado del proceso de compresión y la segunda la aplicación a un problema real de Ingeniería como lo es la “Ingeniería conceptual de una estación compresora”.

En la primera etapa se estudió el proceso de compresión y las ecuaciones fundamentales para su modelado. Luego se estudiaron los diferentes tipos de compresores, el rango de operación y principios de funcionamiento de los mismos. Se realizó una recopilación bibliográfica de Tablas y Figuras especialmente utilizadas para la selección y el diseño de los equipos más usados en la compresión del Gas Natural. Por último, se analizó un Software específico de diseño y dimensionamiento de equipos facilitado por el proveedor de compresores reciprocantes seleccionado por la empresa YPF.

Para la aplicación al problema real propuesto, debió previamente relevarse la siguiente información:

- Curva de declino de la producción en el yacimiento en estudio
- Condiciones ambientales
- Características del gas a comprimir:    Composición (cromatografía)  
  Temperatura  
  Presión  
  Caudal
- Requerimientos de Presión para inyección a gasoducto
- Catálogos de Fabricante

El diseño del/los compresores se llevó a cabo siguiendo diferentes metodologías (estimaciones rápidas, cálculos analíticos detallados y aplicación de software específico de compresión).

Como conclusiones de este trabajo se pueden remarcar las siguientes:

- El estudio y conocimiento detallado de todas las herramientas disponibles para la selección del tipo de compresores, señaló que para el caso en estudio los equipos más adecuados son los Compresores recíprocos.
- Las metodologías de cálculo denominadas “*estimación rápida*” y “*estimación gráfica*”, permitieron el cálculo aproximado de la potencia requerida por los compresores ( $Bhp_{estimada}$ ) para resolver el problema planteado.
- Haciendo uso del “*calculo detallado*” se determinó la potencia requerida por cada uno de los compresores a instalar ( $Bhp_{teórica}$ )
- En los casos estudiados se encontró un error relativo porcentual de hasta un 22% entre  $Bhp_{estimada}$  y  $Bhp_{teórica}$ , indicando que las estimaciones gráficas solo sirven para tener una estimación preliminar del orden de magnitud de la potencia necesaria.
- El “*Método analítico*” permitió además determinar la Eficiencia Volumétrica ( $EV$ ), así como el diámetro de los cilindros ( $D$ ) y las cargas en los vástagos. Una vez seleccionado el equipo entre los disponibles en catálogo de fabricante, se verificó que los mismos admitieran el valor de las cargas calculadas.
- Por último, se implementó el cálculo haciendo uso del “*Software Ariel Corporation*” ejecutándolo modo diseño. En una segunda etapa se seleccionó entre los equipos disponibles por el fabricante uno que cumpla con la aplicación al problema real planteado.
- Los resultados comparativos que se presentan en este trabajo en relación al diseño y selección de compresores recíprocos por el “*Método analítico*” y por la implementación del “*Software Ariel Corporation*” resultaron equivalentes, quedando seleccionado el mismo modelo de compresor de los ofrecidos por el fabricante.

*Por último, en vista general de este proyecto quiero destacar que mi participación como integrante en un grupo de trabajo de una empresa siendo estudiante me permitió obtener conocimientos que solo la experiencia laboral lo provee, vinculando la formación teórica y la puesta en práctica de los conocimientos adquiridos.*

*Quiero manifestar que ha sido una experiencia enriquecedora a nivel personal.*

---

**BIBLIOGRAFÍA**

- [1] Bibliografía propia de YPF. Capacitaciones con tutoriales elaborados por la empresa.
- [2] Bibliografía de Ariel Corporation, “Basic Product Training” (2013)
- [3] GPA, Gas Processors Association 6526 E. 60<sup>th</sup> St; “Plant Project and Design Check List”(1970)
- [4] GPSA, Gas Processors Suppliers Association 6526 E 60<sup>th</sup>St; “Engineering Data Book” (2004)
- [5] Richard W. Greene. “Manual de selección, uso y mantenimiento de compresores”.
- [6] Francis S. Manning and Richard E. Thompson. “Oilfield Processing of Petroleum. Volume one: Natural Gas” (1991)
- [7] Heinz P. Bloch 2<sup>nd</sup> ed. “A Practical Guide to Compressor Technology”,
- [8] ISO 13707:2000 International Standard. “Petroleum and natural gas industries- Reciprocating compressors”.
- [9] ISO 13631:2002 International Standard. “Petroleum and natural gas industries- Packaged reciprocating gas compressors”.
- [10] Ariel Corporation. Página Web: [www.arielcorp.com](http://www.arielcorp.com)

## ANEXO I: "Cromatografía" [1]

<b>INDUSLAB</b>	
<b>Título Documento</b>	<b>Cod. RO-12.04.01</b>
<b>INFORME FINAL</b>	0002/2015 Rev.: 02
CAMPAMENTO 1 S/N - CALLE 13 - PLAZA HUNCOL - NEUQUEN - TEL.: 0229 - 4902052 ROQUE SAENZ PEÑA N° 4 - CATRIEL - RIO NEGRO - TEL.: 0229 - 4912497 / 4914328	Induslab@oopetnel.com.ar

PROTOCOLO N°: 46950

RO-12.03

<b>Punto de Extracción:</b>	<b>SALIDA USP Eor</b> - <span style="background-color: #ccccff; border: 1px solid black; padding: 2px;"> </span>
-----------------------------	--

Fecha de Extracción: 21/07/2015

Solicita: Sr.URRUTIA A. - YPF S.A.

Fecha de Entrada: 21/07/2015

Extraída por: YPF S.A.

Laboratorio:

Fecha de Informe: 22/07/2015

## RESULTADOS

## POSICION DE CONTRATO 1320

COMPONENTES	% MOLAR	% VOLUMEN	% MASA
N <sub>2</sub>	0,2059	0,207	0,295
CO <sub>2</sub>	3,3727	3,366	7,598
CH <sub>4</sub>	84,7319	84,878	69,578
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	7,7936	7,756	11,995
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2,2715	2,239	5,127
iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,6098	0,592	1,814
nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,5086	0,493	1,513
iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,1910	0,182	0,705
nC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,1100	0,103	0,406
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0,1335	0,122	0,589
C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	0,0542	0,047	0,278
C <sub>8</sub> H <sub>18</sub> <sup>+</sup>	0,0172	0,014	0,101
O <sub>2</sub>	0,0000	0,000	0,000
<b>TOTAL</b>	<b>100,0000</b>	<b>100,00</b>	<b>100,00</b>

## Propiedades

PM(kg/kmol)	19,537
Vm(m <sup>3</sup> /kmol)	23,576
DENS.(abs.)	0,829
DENS.(relat.)	0,676
PCs(kcal/m <sup>3</sup> )	9927,3
PCs(kcal/kg)	12005,0
PCi(kcal/m <sup>3</sup> )	8977,8
Indice de Wobbe	12072,0
Cp(kcal/m <sup>3</sup> °C)	0,391
Cv(kcal/m <sup>3</sup> °C)	0,307
K=Cp/Cv	1,274
Compresib. Z	0,997

 Presión (kg/cm<sup>2</sup>)  
 Temperatura (°C)

 ---  
 ---

ref.: ISO6978/GPA2145

Reference: Agilent Technologies GC 7890 A - Metodo ASTM D 1945-GPA 2261

ANEXO II: “Especificaciones técnicas para compresor JGD/4” [2]

	<b>ARIEL CORPORATION</b> <b>World Standard Compressors</b>	
	35 Blackjack Road	Mount Vernon, OH 43050
<a href="http://www.arielcorp.com">www.arielcorp.com</a>		

## JGC/JGD/JGF



	JGC			JGD			JGF		
Number of Throws	2	4	6	2	4	6	2	4	6
Rated Power (BHP)	2,070	4,140	6,210	2,070	4,140	6,210	2,070	4,140	6,210
Rated Power (kW)	1,544	3,087	4,631	1,544	3,087	4,631	1,544	3,087	4,631
Stroke (in)	6.5			5.5			5.0		
Stroke (mm)	165			140			127		
Maximum RPM	1,000			1,200			1,200	1,400	
Piston Speed (FPM)	1,083			1,100			1,000	1,167	
Piston Speed (m/s)	5.5			5.59			5.1	5.9	
Total Rod Load (lbs)				114,000					
Total Rod Load (N)				507,097					
Rod Load Tension (lbs)				57,000					
Rod Load Tension (N)				253,549					
Rod Load Compression (lbs)				60,000					
Rod Load Compression (N)				266,893					
Rod Diameter (in)				2.50					
Rod Diameter (mm)				64					
Crankshaft Centerline, from bottom (in)				22					
Crankshaft Centerline, from bottom (mm)				559					

for more information visit [www.arielcorp.com](http://www.arielcorp.com)

ANEXO III: "Performance Ariel Corporation" [2]

i- Performance JGD/4 para Fase I con cilindros 7 ¼ , operando a 800rpm y pocket abiertos.

Ariel Performance					
	Company: Ariel Corporation	Customer:			
7.7.6.0	Quote: Case 1:	Inquiry:		PIP	
Project:					
<b>Compressor Data:</b>				<b>Driver Data:</b>	
Elevation,ft:	2296.60	Barmtr,psia:	13.501	Ambient,F:	100.00
Frame: (ELP)	JGD/4	Stroke, in:	5.50	Rod Dia, in:	2.500
Max RL Tot, lbf:	114000	Max RL Tens, lbf:	57000	Max RL Comp, lbf:	60000
Rated RPM:	1200	Rated BHP:	4140.0	Rated PS FPM:	1100.0
Calc RPM:	800.0	BHP:	1094	Calc PS FPM:	733.3
Type:			Driver Data:		Nat. Gas
Mfg:			Mfg:		Waukesha
Model:			Model:		L7044GSI
BHP:			BHP:		1120
Avail:			Avail:		1120
<b>Services</b>		<b>Fase I</b>			
Gas Model	VMG-APRNL2				
Stage Data:	1				
Target Flow, MMSCFD	23.546	---	---	---	---
Flow Calc, MMSCFD	24.693	---	---	---	---
BHP per Stage	1088.7	---	---	---	---
Specific Gravity	0.6745	---	---	---	---
Ratio of Sp Ht (N)	1.2771	---	---	---	---
Comp Suct (Zs)	0.9009	---	---	---	---
Comp Disch (Zd)	0.9021	---	---	---	---
Pres Suct Line, psig	568.92	---	---	---	---
Pres Suct Flg, psig	563.10	---	---	---	---
Pres Disch Flg, psig	1293.04	---	---	---	---
Pres Disch Line, psig	1280.10	---	---	---	---
Pres Ratio F/F	2.268	---	---	---	---
Temp Suct, F	104.00	---	---	---	---
Temp Clr Disch, F	120.00	---	---	---	---
<b>Cylinder Data:</b>		<b>Throw 1</b>	<b>Throw 2</b>	<b>Throw 3</b>	<b>Throw 4</b>
Cyl Model	7-1/4D:10	7-1/4D:10	7-1/4D:10	7-1/4D:10	7-1/4D:10
Cyl Bore, in	7.250	7.250	7.250	7.250	7.250
Cyl RDP (API), psig	2195.5	2195.5	2195.5	2195.5	2195.5
Cyl MAWP, psig	2415.0	2415.0	2415.0	2415.0	2415.0
Cyl Action	DBL	DBL	DBL	DBL	DBL
Cyl Disp, CFM	197.7	197.7	197.7	197.7	197.7
Pres Suct Intl, psig	550.03	550.03	550.03	550.03	550.03
Temp Suct Intl, F	108	108	108	108	108
Pres Disch Intl, psig	1316.08	1316.08	1316.08	1316.08	1316.08
Temp Disch Intl, F	224	224	224	224	224
HE Suct Gas Vel, FPM	4937	4937	4937	4937	4937
HE Disch Gas Vel, FPM	3988	3988	3988	3988	3988
HE Spors Used/Max	0/0	0/0	0/0	0/0	0/0
HE Vol Pkt Avail	0.59+42.90	0.59+42.90	0.59+42.90	0.59+42.90	0.59+42.90
Vol Pkt Used	100.00 (V) %	100.00 (V) %	100.00 (V) %	100.00 (V) %	100.00 (V) %
HE Min Clr, %	19.44	19.44	19.44	19.44	19.44
HE Total Clr, %	62.93	62.93	62.93	62.93	62.93
CE Suct Gas Vel, FPM	4350	4350	4350	4350	4350
CE Disch Gas Vel, FPM	3514	3514	3514	3514	3514
CE Spors Used/Max	0/0	0/0	0/0	0/0	0/0
CE Min Clr, %	23.27	23.27	23.27	23.27	23.27
CE Total Clr, %	23.27	23.27	23.27	23.27	23.27
Suct Vol Eff HE/CE, %	37.6/72.7	37.6/72.7	37.6/72.7	37.6/72.7	37.6/72.7
Disch Event HE/CE, ms	10.2/16.9	10.2/16.9	10.2/16.9	10.2/16.9	10.2/16.9
Suct Pseudo-Q HE/CE	2.1/1.7	2.1/1.7	2.1/1.7	2.1/1.7	2.1/1.7
Gas Rod Ld Comp, %	57.3 C	57.3 C	57.3 C	57.3 C	57.3 C
Gas Rod Ld Tens, %	44.1 T	44.1 T	44.1 T	44.1 T	44.1 T
Gas Rod Ld Total, %	52.2	52.2	52.2	52.2	52.2
Xhd Pin Deg%/RvrsI lbf	153/83.4	153/83.4	153/83.4	153/83.4	153/83.4
Flow Calc, MMSCFD	6.173	6.173	6.173	6.173	6.173
Cyl BHP	267.2	267.2	267.2	267.2	267.2

Pocket 100%

ii- Performance JGD/4 para Fase II con cilindros 7 ¼ , operando a 1000rpm y con apertura de pocket al 7%.

Ariel Performance					
<b>Company:</b> Ariel Corporation		<b>Customer:</b>			
<b>Quote:</b>		<b>Inquiry:</b>			
<b>7.7.6.0 Case 1:</b>		<b>Project:</b> PIP			
<hr/>					
<b>Compressor Data:</b>				<b>Driver Data:</b>	
Elevation,ft:	2296.60	Barmtr,psia:	13.501	Ambient,F:	100.00
Frame: (ELP)	JGD/4	Stroke, in:	5.50	Rod Dia, in:	2.500
Max RL Tot, lbf:	114000	Max RL Tens, lbf:	57000	Max RL Comp, lbf:	60000
Rated RPM:	1200	Rated BHP:	4140.0	Rated PS FPM:	1100.0
Calc RPM:	1000.0	BHP:	1323	Calc PS FPM:	916.7
Type:	Nat. Gas				
Mfg:	Waukesha				
Model:	L7044GSI				
BHP:	1400				
Avail:	1400				
<hr/>					
<b>Services</b>	<b>Fase II</b>				
Gas Model	VMG-APRNL2				
<b>Stage Data:</b>	<b>1</b>				
Target Flow, MMSCFD	17.660				
Flow Calc, MMSCFD	17.643				
BHP per Stage	1291.0				
Specific Gravity	0.6745				
Ratio of Sp Ht (N)	1.2628				
Comp Suct (Zs)	0.9357				
Comp Disch (Zd)	0.9332				
Pres Suct Line, psig	355.58				
Pres Suct Flg, psig	351.89				
Pres Disch Flg, psig	1293.04				
Pres Disch Line, psig	1280.10				
Pres Ratio F/F	3.576				
Temp Suct, F	104.00				
Temp Clr Disch, F	120.00				
<b>Cylinder Data:</b>	<b>Throw 1</b>	<b>Throw 2</b>	<b>Throw 3</b>	<b>Throw 4</b>	
Cyl Model	7-1/4D:10	7-1/4D:10	7-1/4D:10	7-1/4D:10	
Cyl Bore, in	7.250	7.250	7.250	7.250	
Cyl RDP (API), psig	2195.5	2195.5	2195.5	2195.5	
Cyl MAWP, psig	2415.0	2415.0	2415.0	2415.0	
Cyl Action	DBL	DBL	DBL	DBL	
Cyl Disp, CFM	247.2	247.2	247.2	247.2	
Pres Suct Intl, psig	339.48	339.48	339.48	339.48	
Temp Suct Intl, F	111	111	111	111	
Pres Disch Intl, psig	1324.68	1324.68	1324.68	1324.68	
Temp Disch Intl, F	293	293	293	293	
HE Suct Gas Vel, FPM	6171	6171	6171	6171	
HE Disch Gas Vel, FPM	4985	4985	4985	4985	
HE Spors Used/Max	0/0	0/0	0/0	0/0	
HE Vol Pkt Avail	0.59+42.90	0.59+42.90	0.59+42.90	0.59+42.90	
Vol Pkt Used	7.00 (V) %	7.00 (V) %	7.00 (V) %	7.00 (V) %	
HE Min Clr, %	19.44	19.44	19.44	19.44	
HE Total Clr, %	23.03	23.03	23.03	23.03	
CE Suct Gas Vel, FPM	5437	5437	5437	5437	
CE Disch Gas Vel, FPM	4392	4392	4392	4392	
CE Spors Used/Max	0/0	0/0	0/0	0/0	
CE Min Clr, %	23.27	23.27	23.27	23.27	
CE Total Clr, %	23.27	23.27	23.27	23.27	
Suct Vol Eff HE/CE, %	51.0/50.1	51.0/50.1	51.0/50.1	51.0/50.1	
Disch Event HE/CE, ms	8.0/9.2	8.0/9.2	8.0/9.2	8.0/9.2	
Suct Pseudo-Q HE/CE	3.4/2.6	3.4/2.6	3.4/2.6	3.4/2.6	
Gas Rod Ld Comp, %	70.7 C	70.7 C	70.7 C	70.7 C	
Gas Rod Ld Tens, %	59.8 T	59.8 T	59.8 T	59.8 T	
Gas Rod Ld Total, %	67.1	67.1	67.1	67.1	
Xhd Pin Deg%/Rvrs lbf	180/71.6	180/71.6	180/71.6	180/71.6	
Flow Calc, MMSCFD	4.411	4.411	4.411	4.411	
Cyl BHP	322.8	322.8	322.8	322.8	

Pocket 7%

ANEXO IV: “Resultados cálculos de compresores”

Tabla IV-i: Conversión de unidades

<b>Fase I:</b> $P_{succión} = 40 \frac{kg_g}{cm^2}$	38,71 atm	568,92 psig
<b>Fase II:</b> $P_{succión} = 25 \frac{kg_g}{cm^2}$	24,19 atm	355,58 psig
$P_{descarga} = 90 \frac{kg_g}{cm^2}$	87,11 atm	1280,1 psig
$P_{atmosférica} = 91,8 KPa$	0,91 atm	13,31 psia
Presiones absolutas	$P_{succ(I)} = 39,62 atm$	$P_{succ(I)} = 582,25 psia$
	$P_{succ(II)} = 25,1 atm$	$P_{succ(II)} = 368,89 psia$
	$P_{desc} = 88,01 atm$	$P_{desc} = 1293,41 psia$
$T_{succión} = 40^{\circ}C$	563,67°R	104°F
$Q_{st} = 0,5 Mscmd$	17,66 MMscfd	12261,805 scfm

Sistema Internacional: M (millón)

Sistema Inglés: MM (millón)

Tabla IV-ii: Elección compresores comerciales marca Ariel, con potencia mayor a 1500Bhp. Características principales [2]

Modelo/ Throw	Potencia [BHP]	RPM Máximo	Stroke [in]	d <sub>interno</sub> [in]	Cilindros	Carga de Compresión [lbf]	Carga de Tensión [lbf]
JGE/4	2140	1500	4,5	2	4	32000	30000
JGK/4	2540	1200	5,5	2	4	40000	37000
JGT/4	2600	1500	4,5	2	4	40000	30000
JGD/4	4140	1200	5,5	2,5	4	60000	57000

Tabla IV-iii: Resultados cálculos de diámetro de cilindro por método analítico y por el software de Ariel Corporation

Modelo/ Throw	BHP	d <sub>interno</sub> [in]	RPM aplicado	D <sub>Calculado</sub> Fase I [in]	D <sub>Calculado</sub> Fase II [in]	D <sub>Elegido por</sub> método analítico[in]	D <sub>Elegido por</sub> software[in]
JGE/4	2140	2	1400	4,592	6,413	6,750	6,375
JGK/4	2540	2	1100	4,701	6,538	6,750	6,750
JGT/4	2600	2	1400	4,592	6,447	6,750	6,375
JGD/4	4140	2,5	1000	4,998	6,924	7,250	7,250

Tabla IV-iv: Resultados cálculos de cargas de compresión y tensión sobre vástago

Modelo/ Throw	Carga [lbf]	Carga máxima	Fase	Cargas Calculadas	% carga máxima
JGE/4	Carga de compresión	32000	I	26936	84
			II	<b>33690</b>	<b>105</b>
	Carga de tensión	30000	I	20549	69
			II	<b>28040</b>	<b>94</b>
JGK/4	Carga de compresión	40000	I	29955	75
			II	<b>37616</b>	<b>94</b>
	Carga de tensión	37000	I	23569	63
			II	31966	86
JGT/4	Carga de compresión	40000	I	26936	67
			II	33690	84
	Carga de tensión	30000	I	20549	69
			II	<b>28040</b>	<b>94</b>
JGD/4	Carga de compresión	60000	I	35365	59
			II	43901	73
	Carga de tensión	57000	I	25378	45
			II	35067	62

## ANEXO V: “Descripción técnica de componentes del skid y especificaciones del compresor” [1]

- Skid de Compresión incluirá los siguientes elementos:
  - Compresor reciprocante con cilindros doble efecto.
  - Motor accionado a gas.
  - Servicios Auxiliares: Sistemas completos de lubricación y pre-lubricación, sistema de arranque, sistema de gas combustible, etc.
  - Scrubbers de succión.
  - Sistema de control de capacidad.
  - Instrumentación, incluidos tubings y todos los elementos necesarios para la correcta operación.
  - Panel de Control.
  - Cajas de conexiones eléctricas y Cajas de conexiones de Instrumentos y control.
  - Cableados y conexiones de los sistemas eléctricos para cada elemento a las cajas de conexiones o adonde corresponda.
  - Cableados y conexiones de los sistemas de control para cada elemento a las cajas de conexiones o adonde corresponda.
  - Puestas a tierra para cada sistema (eléctrico, instrumental, control, etc.)
  - Tuberías, válvulas y conexiones, referidos a los diferentes servicios, venteos, drenajes y purgas y todas las tuberías de interconexión y uniones entre los diferentes equipamientos que integran el skid.
  - Elementos estructurales y de soporte que conforman el skid completo.
  
- Aeroenfriador, que incluye los siguientes elementos:
  - Aeroenfriador para gas de proceso y sistema de enfriamiento de agua / glicol.
  - Cableados eléctricos e Instrumental de control y cableado desde los diferentes elementos hasta las cajas de conexión.
  - Puestas a tierra.
  - Tuberías, válvulas y uniones desde el aeroenfriador hasta las conexiones para los servicios principales y los venteos relacionados, hasta las bridas de conexión en el skid.
  - Persianas independientes para cada servicio. Las persianas serán de accionamiento neumático. El control de las mismas será comandado por medio de un PLC.
  - El aeroenfriador será vertical y montado, a una distancia de al menos, a 70cm del motor.
  - El ventilador será accionado por el eje cigüeñal del motor.

- Conexiones de control e instrumentación entre el skid de compresión y el aerofriador y el panel de control o las cajas de conexiones correspondientes.
  
- Aislaciones térmicas y trazados eléctricos para los equipos, tuberías, etc; como se establece en los documentos de referencia.
  
- Pasamanos, escaleras, plataformas y pasarelas para el acceso del personal a las diferentes áreas del skid y del aerofriador.