

**Desarrollo de un Software Didáctico para el Diseño de Sistemas de Compresión de Gas  
Natural**

**Nestor Eduardo Mendoza Porras, Nicolás Ortiz Hernández**

**Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero de Petróleos**

**Director**

**Manuel Enrique Cabarcas Simancas**

**Magister en Ingeniería Química**

**Universidad Industrial de Santander**

**Facultad de Físicoquímicas**

**Escuela De Ingeniería De Petróleos**

**Bucaramanga**

**2018**

## **Dedicatoria**

### ***Nestor,***

A Dios, que me ha guiado e hizo todo esto posible.

A mi padre, que desde el cielo ha puesto muchos ángeles en mi camino que me han ayudado, sé que él me acompaña en cada paso que doy, me ha alentado en los momentos difíciles y me ha dado la valentía de estar aquí.

A mi abuelita, porque todo lo que soy, lo que he sido y lo que seré, es gracias a ella. Por lo tanto, todo aquello que haga en la vida, siempre será dedicado a ella.

A mi madre, que daría todo lo que tiene, en especial su amor, por mí y mis hermanos.

A mis padrinos, por quererme como un hijo más y hacerme sentir un miembro más de su familia.

A Horacio, porque sembró en mí la esperanza de que podía iniciar una carrera profesional.

### **Nicolás,**

A Dios por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud para lograr mis objetivos, brindándome todas las oportunidades que logré aprovechar en cada una de las etapas.

A mi padre Carlos Arturo, por los ejemplos de perseverancia y constancia que lo caracterizan y que me ha infundado siempre, por el valor mostrado para salir adelante y por su amor y apoyo.

A mi madre Lilibeth Hernández, por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, sus valores, por la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien, pero más que nada, por su amor.

A mi hermana Lorena Ortiz, por ser el ejemplo de una hermana mayor y de la cual aprendí aciertos y de momentos difíciles la forma de como brindar un gran apoyo.

## **Agradecimientos**

### ***Nestor,***

A Dios, por haberme permitido llegar hasta este punto, siempre bendecido por él.

A mi padre, porque antes de partir aró y sembró el camino que estoy recorriendo y del cual estoy recogiendo los frutos.

A mi abuelita, por permanecer a mi lado y enseñarme a valorar las cosas en la vida.

A mi madre y mis hermanos, por sus palabras de aliento y apoyo incondicional.

A mis padrinos, a Horacio y a mis tíos que me apoyaron económicamente para lograr este título, sin ellos este camino hubiese sido mucho más difícil.

A mi compañero de tesis, por su amistad y su gran apoyo durante toda la carrera y en la realización de este proyecto.

A mi director de proyecto de grado, el ingeniero Manuel Cabarcas, por habernos guiado a mi compañero y a mí, durante la realización de este trabajo.

A todos mis compañeros y amigos por haberme acompañado, por sus palabras de aliento y porque siempre son un motivo de alegría que hace agradable cada momento.

### **Nicolás,**

Agradezco primeramente a Dios, que me ha dado las fuerzas y sabiduría para culminar mi trabajo de grado.

A mis padres Carlos Arturo Ortiz y Lilibeth Hernández P. y a mi hermana Lorena Ortiz H. quienes han sido incondicionales conmigo en todo momento, por apoyarme en cada uno de mis proyectos.

A mi compañero de trabajo de grado Nestor Mendoza, el cual con su perseverancia y esfuerzo logramos culminar de forma exitosa nuestro proyecto.

A nuestro director Manuel Cabarcas, por su guía, constancia y colaboración durante el desarrollo de nuestro trabajo.

Finalmente, a mis amigos y familiares que siempre estuvieron presentes, apoyándome y dándome fuerzas para culminar satisfactoriamente esta etapa.

## Tabla de contenido

Introducción .....	16
1. Objetivos .....	20
1.1. Objetivo general.....	20
1.2. Objetivos específicos .....	20
2. Software pedagógico .....	21
3. Contexto curricular del software .....	25
4. Equipos involucrados en el sistema de compresión de gas natural.....	26
4.1. Scrubber (depurador) .....	26
4.2. Compresores .....	27
4.2.1. Compresores de desplazamiento positivo .....	28
4.2.2. Compresores dinámicos. ....	31
4.3. Aero-enfriadores .....	32
5. Parámetros conceptuales para el diseño de sistemas de compresión de gas natural .....	34
5.1. Propiedades físicas de los fluidos .....	34
5.1.1. Gravedad específica del gas. ....	34
5.1.2. Peso Molecular aparente. ....	34
5.1.3. Factor de compresibilidad del gas. ....	34

5.1.4. Densidad del gas. ....	35
5.1.5. Viscosidad del gas. ....	35
5.1.6. Capacidad calorífica del gas, $C_p$ . ....	37
5.1.7. Gravedad API del aceite. ....	37
5.1.8. Solubilidad del gas, $R_s$ . ....	38
5.1.9. Factor volumétrico del aceite, $B_o$ . ....	39
5.1.10. Viscosidad del aceite, $\mu_o$ . ....	40
5.1.11. Capacidad calorífica del aceite, $C_P$ . ....	41
5.1.12. Sólidos totales disueltos en el agua producida, TDS. ....	41
5.1.13. Gravedad específica del agua producida. ....	42
5.1.14. Viscosidad del agua, $\mu_w$ . ....	42
5.2. Diseño de equipos separadores de crudo ....	42
5.2.1. Grado de separación. ....	42
5.2.2. Secciones de un separador. ....	42
5.3. Diseño de sistemas de compresión ....	53
5.3.1. Termodinámica de sistemas adiabáticos e isotérmicos de sistemas de compresión del gas. 53	
5.3.2. Relación de compresión. ....	54
5.3.3. Potencia requerida. ....	55
5.3.4. Cambio de temperatura en un sistema de compresión adiabática. ....	57

5.3.5. Relación de calor específico.....	57
5.3.6. Compresores en serie. ....	57
5.3.7. Compresor Reciprocante.....	58
5.3.8. Compresor Centrífugo.....	59
5.3.9. Compresor de Tornillo .....	64
5.4. Diseño de Aero-enfriadores .....	66
5.4.1. Aero-enfriador corriente inducida.....	66
5.4.2. Aero-enfriador corriente forzada.....	67
6. Estructura del software.....	74
6.1. Módulo 1: Separación del gas.....	76
6.2. Módulo 2: Compresión del gas.....	86
6.3. Módulo 3. Sistema de enfriamiento.....	92
6.4. Módulo 4. Cálculos independientes.....	96
7. Interfaz del software.....	100
8. Validaciones.....	102
9. Conclusiones .....	106
10. Recomendaciones .....	107
Bibliografía .....	108

## Lista de Figuras

Figura 1: Representación gráfica de un Scrubber (depurador) .....	27
Figura 2: Clasificación de los tipos de compresores.....	28
Figura 3: Descripción gráfica de un compresor reciprocante de doble acción .....	29
Figura 4: Representación gráfica de los cuatro tipos de compresores rotativos de desplazamiento positivo y una breve descripción de sus partes principales.....	31
Figura 5: Corte vertical de una etapa de un compresor dinámico centrífugo .....	32
Figura 6: Componentes típicos de un Aero-enfriador.....	33
Figura 7: Cálculo de la viscosidad de un gas hidrocarburo. ....	36
Figura 8: Relación típica solubilidad del gas vs presión.....	39
Figura 9. Relación típica factor volumétrico del crudo vs presión. ....	40
Figura 10. Partes de un separador (vertical y horizontal). ....	43
Figura 11. Dispositivos de entrada.....	44
Figura 12: Suavizado del flujo intermitente.....	48
Figura 13. Guía para la sección de manejo de líquidos en un separador bifásico. ....	49
Figura 14. Funcionamiento de un extractor de niebla.....	50
Figura 15: Eficiencia global para un sistema de compresión con aire, dependiendo la velocidad del compresor.....	56
Figura 16: Factor de corrección para la eficiencia global con la gravedad específica del gas .....	57
Figura 17: Tipos de impulsores.....	60
Figura 18: Representación gráfica del rotor.....	60

Figura 19: Determinación gráfica de las pérdidas mecánicas.....	61
Figura 20: Curvas características de un compresor centrífugo.....	63
Figura 21: Factor de corrección para intercambiadores de calor de flujo cruzado de dos pasos..	69
Figura 22 Factor de corrección para intercambiadores de calor de flujo cruzado de 1 paso .....	70
Figura 23: Módulo de separación software SysComp .....	76
Figura 24 Ventana ingreso de composición software SysComp .....	77
Figura 25 Ventada ayuda Propiedades del C7+ software SysComp.....	78
Figura 26 Ventana propiedades del gas software SysComp.....	79
Figura 27 Ventana de ayuda de cálculo del factor de compresibilidad del gas 1ra parte software SysComp.....	80
Figura 28 Ventana de ayuda de cálculo de factor de compresibilidad del gas 2da parte software SysComp.....	81
Figura 29 Ventana de ayuda cálculo del contenido de agua en un gas software SysComp .....	82
Figura 30 Ventana de contenido de agua de un gas método gráfico software SysComp .....	83
Figura 31 Ventana de ayuda cálculo de viscosidad de un gas .....	84
Figura 32 Diseño de un Scrubber software SysComp .....	85
Figura 33 Módulo de Compresión software SysComp.....	86
Figura 34 Ventana de ayuda de cambio de eficiencia politrópica a eficiencia isentrópica software SysComp.....	87
Figura 35 Ventana de sistema de compresión de un gas para una etapa software SysComp.....	88
Figura 36 Ventana ingreso de datos para cálculo detallado de un compresor centrífugo software SysComp.....	89
Figura 37 Curvas de desempeño par un compresor centrífugo software SysComp .....	90

Figura 38 Diseño compresor centrífugo software SysComp .....	91
Figura 39 Módulo de enfriamiento del gas software SysComp.....	92
Figura 40 Ventana de ingreso de datos del Aero enfriador software SysComp .....	93
Figura 41 Ventana de iteraciones de parámetros de diseño del Aero enfriador software SysComp .....	93
Figura 42 Ventana de resultados de parámetros de diseño del Aero enfriador software SysComp .....	94
Figura 43 Ventana parámetros de diseño del Aero enfriador software SysComp .....	95
Figura 44 Diseño del Aero enfriador software SysComp .....	96
Figura 46 Ventana de opciones Cálculos Básicos software SysComp .....	97
Figura 45 Ventana de opciones Cálculos Nivel Intermedio software SysComp .....	97
Figura 47 Ventana de cálculo de la potencia de un compresor, ecuación general software SysComp .....	98
Figura 48 Cálculo de la potencia de un compresor, método de la carta rápida software SysComp .....	99
Figura 49 Ventana de diseño de un compresor reciprocante, cálculo nivel intermedio software SysComp .....	100
Figura 50 Ventana principal software SysComp .....	101

## Lista de Tablas

Tabla 1: Desempeño de los diferentes dispositivos de entrada.....	45
Tabla 2: Momentum de entrada para varios dispositivos de entrada.....	46
Tabla 3: Parámetros de construcción y diseño de extractores tipo malla de alambre.....	51
Tabla 4: Parámetros de construcción y diseño de extractores tipo aleta.....	52
Tabla 5: Parámetros de construcción y diseño de extractores tipo ciclón. ....	53
Tabla 6: Eficiencia global promedio para cada tipo de compresor.....	55
Tabla 7: Datos de tubería aletada 1 in OD.....	71
Tabla 8 Velocidad de la cara de aire.....	72
Tabla 9: Validación propiedades básicas de los fluidos .....	102
Tabla 10: Validación sistemas de compresión.....	103
Tabla 11: Validación Compresores centrífugos y reciprocantes .....	104
Tabla 12: Validación generalidades de los compresores centrífugos y reciprocantes.....	104
Tabla 13: Validación Aero-enfriador.....	105
Tabla 14: Validación Scrubber .....	105

## RESUMEN

**TÍTULO:** DESARROLLO DE UN SOFTWARE DIDÁCTICO PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS DE COMPRESIÓN DE GAS NATURAL\*

**AUTORES:** NESTOR EDUARDO MENDOZA PORRAS  
NICOLÁS ORTIZ HERNÁNDEZ\*\*

**PALABRAS CLAVE:** SOFTWARE EDUCATIVO, SCRUBBER, COMPRESOR, AERO-ENFRIADOR, ENTALPÍA, ENTROPÍA.

### DESCRIPCIÓN:

La educación superior en el mundo, se encuentra en constante evolución y deberá afrontar los desafíos de mejoras continuas de la calidad de los profesionales, aprovechando los recursos que existen en nuestra actualidad. La implementación de aplicaciones educativas a los procesos de enseñanza y aprendizaje, es uno de los grandes aportes tecnológicos al área educativa. Las metodologías propias de la ingeniería del software, no incluyen aspectos pedagógicos-didácticos de un producto software educativo a desarrollar. Los softwares comerciales son de gran utilidad para desarrollar competencias laborales, pero tienen como inconveniente, que se requiere de un conocimiento previo para su implementación, y además de ello no logran transmitir de manera clara y efectiva los conceptos o principios de cada proceso.

El presente trabajo, expone un software didáctico desarrollado para diseñar sistemas de compresión, scrubber (depurador) y Aero-enfriadores para estudiantes de pregrado de Ingeniería de Petróleos. El software didáctico ha sido diseñado para guiar y complementar el aprendizaje de los estudiantes, siguiendo la metodología y orden presentado en las clases magistrales, del curso de Ingeniería de Gas compartido en la Universidad Industrial de Santander.

---

\* Trabajo de grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físicoquímicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos. Director: Manuel Enrique Cabarcas Simancas, Magister Ingeniería Química.

## ABSTRAC

**TITLE:** DEVELOPMENT OF A DIDACTIC SOFTWARE FOR THE DESIGN OF NATURAL GAS COMPRESSION SYSTEMS\*

**AUTHORS:** NESTOR EDUARDO MENDOZA PORRAS  
NICOLÁS ORTIZ HERNÁNDEZ\*\*

**KEYWORDS:** EDUCATIONAL SOFTWARE, SCRUBBER, COMPRESSOR, AIR COOLER, ENTHALPY, ENTROPY.

### DESCRIPTION:

Higher education in the world is in constant evolution and will have to face the challenges of continuous improvement of the quality of professionals, taking advantage of the resources that exist in our present. The implementation of educational applications to teaching and learning processes is one of the great technological contributions to the educational area. The methodologies of software engineering do not include pedagogical-didactic aspects of an educational software product to be developed. Commercial software is very useful for developing job skills, but has the disadvantage that it requires prior knowledge for its implementation, and in addition to this, they do not manage to transmit clearly and effectively the concepts or principles of each process.

The present work exposes a didactic software developed to design systems of compression, scrubber and air cooler for undergraduate students of Petroleum Engineering. The didactic software has been designed to guide and complement the learning of the students, following the methodology and order presented in the lectures, of the Shared Gas Engineering course at the Industrial University of Santander.

---

\* Bachelor Thesis

\*\* Facultad de Ingenierías Físicoquímicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos. Director: Manuel Enrique Cabarcas Simancas, Magister Ingeniería Química.

## Introducción

Los actuales ingenieros de petróleos pertenecen a la generación de los “Millennials”, son aquellas personas nacidas entre los años de 1980 y 2000. Esta generación se caracteriza por ser altamente educada y competitiva, crecieron en una época de rápida comunicación en internet, usualmente trabajan a un paso acelerado y obtienen información de éste. La implicación de esto para los profesores universitarios y empleadores, son muchas, es necesario que usen herramientas tecnológicas, simuladores y clases mixtas, ellos deben remplazar las clases tradicionales de lecturas e incluir presentaciones multimedia.

Los campos fundamentales que se deben desarrollar en las universidades, son cuatro:

- Tecnológicos.
- Conexión con la industria.
- Habilidad de enseñanza y liderazgo.
- Los fundamentos teóricos de la ingeniería de petróleos y geociencia, competencias interdisciplinarias, interculturales y HSEQ.

Los educadores deben tomar ventaja de la facilidad que tiene esta generación con las herramientas tecnológicas y usarlas para la enseñanza (Chung Lau , 2017).

La educación superior en el mundo, se encuentra en constante evolución y debe afrontar los desafíos de mejora continua de la calidad de los profesionales, aprovechando los recursos que existen en nuestra actualidad. En este momento, el uso de la realidad virtual es un gran ejemplo de

las nuevas tecnologías usadas alrededor del mundo, aplicado en diferentes campos, especialmente en ciencia computacional, ingenierías y medicina. En el campo de la ingeniería, son diseñados softwares con el fin de simular clases prácticas en sus laboratorios, donde existe el uso de productos o máquinas que pueden generar un peligro (Vergara, Rubio, & Lorenzo, 2017).

Las deficiencias en la educación de ingenieros, se han enumerado exhaustivamente en los últimos años, donde se encuentran áreas que se deben fortalecer como:

- Gestión de calidad.
- Abarcar material de áreas cercanas a la ingeniería.
- Ofrecer más y mejor instrucción en habilidades de comunicación oral y escrita
- Mejorar las habilidades de trabajo en equipo.
- Proporcionar capacitación y habilidades de pensamiento crítico, creativo y métodos de resolución de problemas.
- Producir graduados que estén familiarizados con ética de la ingeniería y las conexiones entre la tecnología y la sociedad.
- Reducir el número de horas en el plan de estudios de ingeniería para que el estudiante promedio pueda completarlo en cuatro años (Felder, Woods, & Stice, 2000).

La disponibilidad de nuevas herramientas tecnológicas, supone un nuevo rol para los docentes y estudiantes, que se fundamentan en la seguridad de que el aprendizaje debe orientarse hacia el desarrollo del sentido crítico y la reasignación de los saberes. El nuevo rol del docente, permite incluir una disponibilidad para investigar lo nuevo y trabajar en las habilidades interdisciplinarias (Ramos Perez, Dominguez, Gavilondo, & Fresno, 2008).

La implementación de softwares educativos a los procesos de enseñanza y aprendizaje, es uno de los grandes aportes tecnológicos al área educativa (García-Peñalvo, 2014). El software educativo se puede definir como programas de ordenador creados con la finalidad específica de ser utilizados como medio didáctico, facilitando los procesos de enseñanza y aprendizaje (MARQUÉS, 1999). La mayoría de los programas didácticos, al igual que muchos de los programas informáticos nacidos sin finalidad educativa, tienen tres módulos principales claramente definidos:

- El módulo que gestiona la comunicación con el usuario.
- El módulo que contiene debidamente organizados los contenidos informativos del programa.
- El módulo que gestiona las actuaciones del ordenador y sus respuestas a las acciones de los usuarios (Marquès, 2010).

Las metodologías propias de la ingeniería del software, no cautelan aspectos pedagógicos-didácticos de un producto software educativo a desarrollar (Cataldi, Lage, Pessacq, & García-Martinez, 2003). Claros ejemplos de softwares comerciales en la ingeniería de procesos en la industria de Oil and gas, se encuentran: Aspen Hysys, Ariel, COMSOL, Aspen Plus, entre otros. Autores como Axaopoulos & Pitsilis (2006), desarrollaron seis softwares totalmente interactivos, los cuales pueden ser usados por separado o en conjunto para un mayor desempeño, logrando recopilar un gran grupo de ejercicios en el área desarrollada. Asimismo, Los primeros tres softwares pueden ser usados para simular sistemas de energía, mientras los otros tres pueden calcular algunos valores característicos. Komulainen, Enemark-Rasmussen, Sin, Fletcher, & Cameron (2012), desarrollaron un simulador dinámico en el área de ingeniería química donde se

consigue representar tanques de separación, y sistemas de desalación. Donde obtuvieron como resultado una mejora en el aprendizaje de sus estudiantes de pregrado y postgrado, logrando simular diferentes tipos de procesos y equipos, controlando los algoritmos y realizándolos de manera segura.

Los softwares comerciales son de gran utilidad para desarrollar competencias laborales, pero tienen como inconveniente que se requiere de un conocimiento previo para su implementación, y además de ello, no logran transmitir de manera clara y efectiva, los conceptos o principios de cada proceso, lo cual no contribuye al aprendizaje efectivo sobre dicha temática. Por tal motivo, los docentes se han dado a la labor de desarrollar aplicativos computacionales, que logren complementar los cursos con el uso de estas herramientas.

El presente trabajo, expone un software didáctico, desarrollado para diseñar sistemas de compresión, Scrubber (depurador) y Aero-enfriadores, para estudiantes de pregrado de Ingeniería de Petróleos. El diseño de la interfaz, busca que el estudiante comprenda el desarrollo y diseño de cada una de las ventanas, con ilustraciones y resultados que permiten un aprendizaje íntegro.

El software didáctico, ha sido diseñado para guiar y complementar el aprendizaje de los estudiantes, siguiendo la metodología y el orden presentado en las clases magistrales, del curso de Ingeniería de Gas compartido en la Universidad Industrial de Santander.

## 1. Objetivos

### 1.1. Objetivo general

Desarrollar un software didáctico para el diseño de sistemas de compresión del gas natural en ambientes académicos.

### 1.2. Objetivos específicos

- Realizar una recopilación bibliográfica, de los fenómenos físicos y termodinámicos involucrados en el proceso de compresión del gas natural.
- Identificar los modelos matemáticos y correlaciones, que hacen parte del diseño de los diferentes equipos de proceso que componen un sistema de compresión del gas natural.
- Diseñar la interfaz gráfica y el algoritmo de solución del software, para lograr una interacción didáctica con el usuario, en ambientes pedagógicos.
- Realizar el desarrollo del software de diseño, con un enfoque modular empleando un lenguaje de programación adecuado.
- Validar los resultados del software, con datos reportados en la literatura y con una herramienta de simulación de procesos a nivel comercial.

## 2. Software pedagógico

Si se remonta al diccionario *Oxford English Dictionary*, allí se define pedagogía como ‘la ciencia de la enseñanza’; sin embargo, la literatura de investigaciones acerca de este tema, se refiere a la pedagogía de una manera más compleja y difícil de conceptualizar, debido al avance en la comprensión de la cognición y metacognición, a lo largo de los años por la creciente investigación y conocimiento de este fundamento (Webb & Cox, 2004). Al momento de incursionar en el ámbito de las tecnologías de información y comunicación en la enseñanza, los investigadores en una variedad de campos, coinciden en que una pedagogía basada en formato de clase de lectura, es menos efectiva para producir mejoras en el aprendizaje de los estudiantes sobre comprensión conceptual y habilidades de pensamiento crítico, que una clase interactiva. (Madigan & Sirum, 2006)

Mumtaz (2000), habla de una investigación que se realizó a maestros de ambos géneros, en la cual los resultados mostraron que los profesores que ya son usuarios habituales de las TIC, tienen confianza en su uso, perciben que es útil para su trabajo personal y para su enseñanza y planean extender su uso aún más en el futuro. Los factores que se encontraron como los más importantes para estos maestros en su enseñanza, fueron:

- Para los ellos, hacer las lecciones más interesantes, más fáciles y más divertidas.
- Para los alumnos, más diverso, más motivador y agradable.

Varios estudios, usaron datos de encuestas para identificar factores, que probablemente serían evidencia en los maestros que, hasta cierto punto, han integrado los ordenadores en sus prácticas de enseñanza, llevado a cabo a nivel nacional (Encuesta de profesores de cuarto a duodécimo grado en los Estados Unidos). Los tres principales factores involucrados en el éxito de estos maestros "consumados" fueron:

- Motivación del docente y compromiso con el aprendizaje de sus alumnos y su propio desarrollo como maestros.
- El apoyo que experimentaron en sus escuelas.
- Acceso a cantidades suficientes de tecnología. (Mumtaz, 2000, págs. 323-324)

El uso que hacen los estudiantes con los ordenadores, no se limita a obtener competencia informática, sino que se extiende a la participación en tareas cognitivamente desafiantes, donde los ordenadores son herramientas para promover, comunicar, pensar, producir y presentar ideas (Mumtaz, 2000). Se dice que, el éxito de la simulación en la educación, se puede atribuir a sus cualidades únicas que lo distinguen de otros enfoques pedagógicos. Por lo tanto, los estudiantes pueden acercarse a problemas complejos, realistas y darles solución. Además, pueden interactuar con un gran número de variables en un corto tiempo, mientras que los experimentos generan un gran consumo de tiempo y costos. Finalmente, tendrán más tiempo para poner a prueba sus habilidades creativas, ya que podrán poner más énfasis en la formulación del problema y la interpretación de la solución. Las ventajas que ofrecen los ordenadores en comparación con los libros, es que son rápidos en cuanto al cálculo de datos, modelado matemático de sistemas reales e interactividad. (Axaopoulos & Pitsilis, 2006)

Los datos sobre el uso del software y los objetivos para el uso del ordenador, sugieren que los maestros reconozcan las características de la tecnología que otorga a los estudiantes, acceso a una comunidad más amplia y una base de conocimiento más allá de las paredes del aula. (Mumtaz, 2000, págs. 324-325)

A medida que el campo del diseño instruccional se vuelve más popular, los educadores innovadores están asimilando que el aprendizaje en línea autodirigido, puede ser atractivo y efectivo, si se diseña e implementa adecuadamente. La tecnología moderna, ahora permite a los estudiantes recibir instrucciones, usando múltiples modos de medios e interactuar con cursos en línea, para mejorar, cementar y evaluar el aprendizaje. (Aggour, Donohue, & Donohue, 2015)

En el enfoque tradicional de la educación superior, el profesor dispensa la sabiduría en el aula y los alumnos la absorben pasivamente. La investigación indica que este modo de instrucción, puede ser efectivo para presentar grandes cantidades de información fáctica que se puede memorizar y recordar a corto plazo. Si el objetivo es facilitar la retención de información a largo plazo, ayudar a los estudiantes a desarrollar o mejorar sus habilidades de resolución de problemas o de pensamiento, o para estimular su interés en una materia y motivarlos a tomar un enfoque más profundo para estudiarla, la instrucción que involucra a los estudiantes de manera activa, se ha encontrado consistentemente más efectiva que la clase magistral. (Felder, Woods, & Stice, 2000)

Existen tres variables en la relación del software educativo con la metodología o estrategias didácticas. Por un lado, el que la utilización del software educativo sea catalogada como una estrategia de enseñanza-aprendizaje, y, por lo tanto, ha de adecuarse al educando, al educador, a los objetivos y a los contenidos. Por el otro, la forma en cómo se utilizará el propio software, pues su manejo interno requiere de estrategias de navegación, para optimizar su uso mismo, que se adquieren con la práctica. Una tercera variable, se determina por las actividades que el mismo

software provee y que sirven como reforzadores del aprendizaje. (Galván Lozano & Ortega Barba, 2004)

El Paradigma de Interacciones Perspectivas, diseñado para la evaluación del software educativo, puede proporcionar un marco organizativo para pensar sobre el desarrollo profesional docente y para estructurar el pensamiento evaluativo en el uso de las TIC. Se consideran un conjunto de cinco focos comúnmente observados para actividades de desarrollo profesional docente, en el área de las TIC.

El enfoque uno, examina las habilidades para usar aplicaciones de software particulares. Estas actividades tienen como objetivo, desarrollar las habilidades de los docentes en el uso de paquetes de software o aplicaciones específicos, como procesadores de texto, un sistema operativo o software de acceso a Internet.

El enfoque dos, examina la integración de las TIC en los currículos existentes. Estas actividades se centran en la integración del uso de la tecnología en el plan de estudios con el que trabaja un profesor.

El enfoque tres, examina los cambios relacionados con las TIC en el plan de estudios. El uso de las TIC en contextos educativos, ha abierto muchas posibilidades para el cambio curricular, lo que a menudo, reflejan cambios relacionados con las TIC, en la naturaleza de las disciplinas.

El enfoque cuatro, examina los cambios en los roles de los docentes. Las TIC en las aulas puede asociarse con cambios significativos en el clima de la clase y los roles de los docentes y estudiantes en el aprendizaje; por ejemplo, el trabajo en grupo y las actividades de aprendizaje colaborativo, se pueden mejorar cuando se usan las TIC.

El enfoque cinco, examina las teorías subyacentes de la educación. Las oportunidades para un examen y una reflexión sostenidos sobre los principios subyacentes en la educación, generalmente

las proporcionan los docentes mediante la inscripción en cursos formales. (Mumtaz, 2000, pág. 330)

### 3. Contexto curricular del software

El programa de ingeniería de petróleos de la Universidad Industrial de Santander, ofrece en su plan de estudios, una asignatura denominada Ingeniería del Gas, donde busca que el estudiante desarrolle competencias en los procesos relacionados con la separación, tratamiento, procesamiento y transporte del gas natural, buscando el cumplimiento de los estándares de calidad, nacional e internacional. Para cumplir este objetivo, el docente sigue un módulo de enseñanza que ayuda a establecer una organización para impartir los conocimientos al estudiante.

Asimismo, los docentes de esta materia tienen una herramienta de apoyo muy importante que utilizan en sus clases llamada Aspen Hysys, un software comercial que simula procesos petroquímicos en estado estacionario y dinámico; útil en el mundo de los hidrocarburos ya que puede realizar diseños industriales teniendo en cuenta procesos químicos, físicos, termodinámicos y los costos que éstos conllevan. No obstante, todos los cálculos que realiza este software, están ocultos, sólo se pueden visualizar los resultados y se necesita de un conocimiento previo para su uso, aunque esto no es un inconveniente para aquellos estudiantes dispuestos a aprender, sí se requiere de mucha dedicación y tiempo en investigación.

Es por ello, que el software SysComp, sería de gran ayuda para el docente a la hora de explicar el sistema de compresión del gas natural, ya que es un software que no requiere un curso intensivo para aprender a usarlo, que tiene una estructura sencilla y con una explicación básica del docente en la clase, o con tan sólo la curiosidad del estudiante, podría aprender a realizar el diseño de los

equipos que componen el sistema de compresión del gas natural. Además, cada uno de los diseños que realiza SysComp, está resuelto paso a paso y está visible cada resultado parcial junto con su ecuación o correlación con la que fue hallado, siendo útil como referencia para los estudiantes cuando realicen sus ejercicios a mano.

#### **4. Equipos involucrados en el sistema de compresión de gas natural**

##### **4.1. Scrubber (depurador)**

Un Scrubber (depurador) según la definición de Arnold & Stewart (2008), es un separador de dos fases, que está diseñado para recuperar el líquido transportado por la descarga de gas de los separadores de producción, o para atrapar los líquidos condensados debido a las caídas de temperatura y presión.

Dentro de las aplicaciones típicas se encuentran instalados:

- Aguas arriba (succión) de equipos mecánicos, tales como compresores que pueden dañarse, o destruirse, debido a la ineficiencia causada por el líquido libre en una corriente de gas.
- Aguas abajo de equipos que pueden causar que se condensen líquidos de una corriente de gas (Como enfriadores).

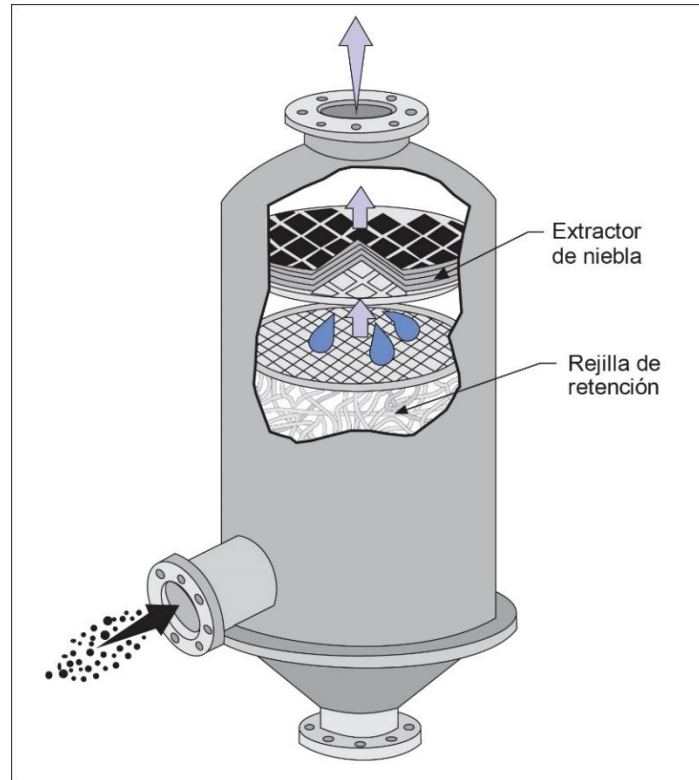


Figura 1: Representación gráfica de un Scrubber (depurador)

Adaptado de (Gerald T. & David S., 1998) Gerald T. , J., & David S., B. (1998). *Scrubber Systems Operation Review*. Carolina del Norte: North Carolina State University.

#### 4.2. Compresores

Los compresores son máquinas que sirven para aumentar la presión y desplazar gases o vapores, como lo menciona, Mohitpour, H. Golshan, & A. Murray (2000). Son requeridos en líneas de gas para superar las pérdidas de presión que ocurren a lo largo de las tuberías. El gas es recibido generalmente en puntos de recolección, a lo largo de la tubería y entregado a estaciones de venta a condiciones específicas de flujo y presión. Entre estos puntos, ocurre una caída de presión debido a la expansión del gas, pérdidas por fricción, cambios en la elevación, o cambios en la temperatura. Se pueden clasificar según sus principios y subdividir de la siguiente forma.

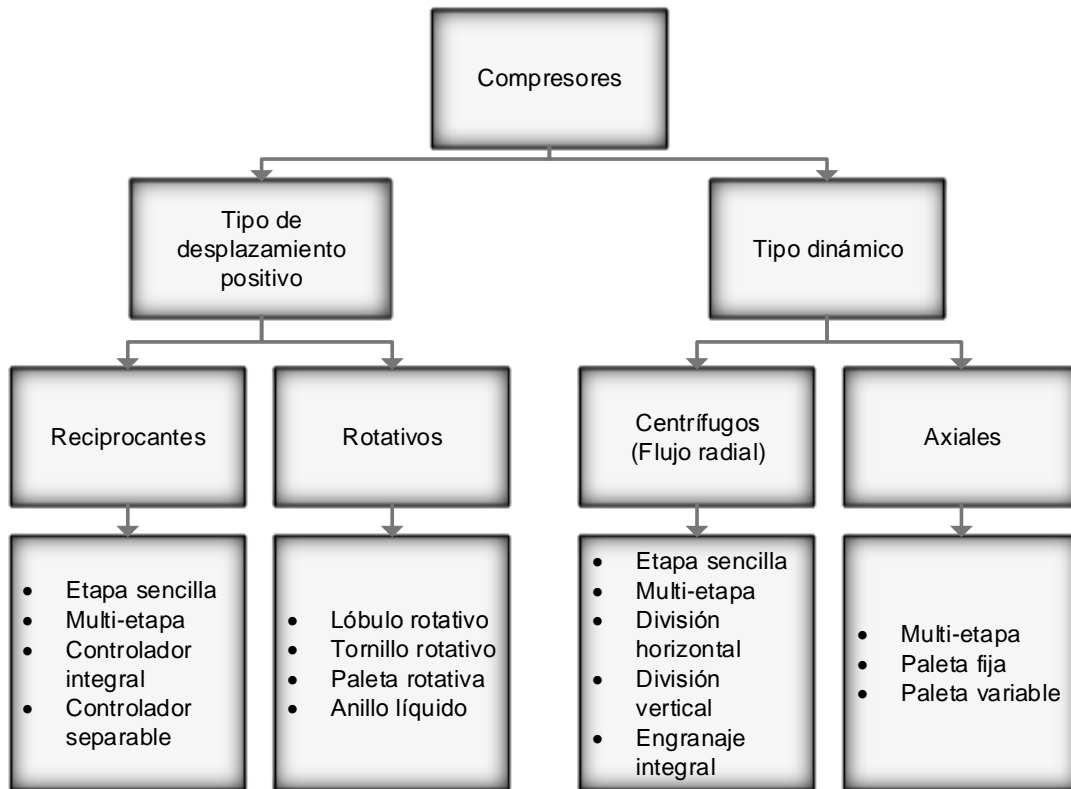


Figura 2: Clasificación de los tipos de compresores.

Adaptado de (Campbell, 1965) Campbell, J. M. (1965). *COMPRESSORS SYSTEMS: MECHANICAL DESIGN AND SPECIFICATION*. PetroSkills.

4.2.1. **Compresores de desplazamiento positivo.** Los compresores de desplazamiento positivo (También llamados compresores PD), conocidos también como de volumen constante, son máquinas de cabeza variable. Para una perspectiva práctica, estos enunciados no son del todo ciertos teniendo en cuenta que pueden tener algunas fugas e ineficiencias que influyen en su desempeño. (Campbell, 1965). A continuación, se enunciarán los tipos de compresores de desplazamiento positivos más usados en la industria.

4.2.1.1. **Reciprocantes.** Todos los compresores reciprocantes están compuestos por los mismos componentes básicos como lo indica Campbell (1965): pistón, cilindro, conectores de la barra, barra del pistón y empaque del pistón, cigüeñal, válvulas de succión y descarga y coraza. Son máquinas que trabajan en dos o cuatro tiempos, atrapando y comprimiendo un volumen de gas específico dentro del pistón y las paredes del cilindro.

Los compresores reciprocantes, comprimen el gas con el movimiento de un pistón de atrás hacia adelante en un cilindro. Está compuesta por válvulas de control de flujo de baja y alta presión de gas, a la salida del cilindro. (Smith, 2005)

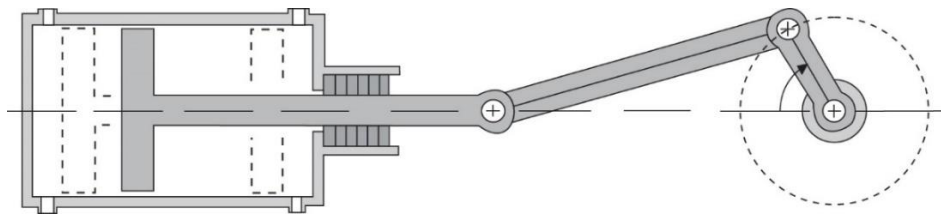


Figura 3: Descripción gráfica de un compresor reciprocante de doble acción

Adaptado de (Hastings, Vibro, Koop, & Howden Tomassen Compressors, 2015) Hastings, M., Vibro, B., Koop, L., & Howden Tomassen Compressors. (8-11 de Marzo de 2015). Nolve Technique for Reciprocating Compressor Cylinder Leak Detection. *Society of Petroleum Engineers*, págs. SPE-172766-MS.

4.2.1.2. **Rotativos de desplazamiento positivo.** El principio de estos compresores implica uno o dos ejes giratorios, creando cámaras con un tamaño decreciente de entrada hasta la salida para aumentar la presión (Smith, 2005). Existen cuatro tipos de compresores de desplazamiento positivo rotativos:

4.2.1.3. **Tornillo rotativo.** Pueden ser diseñados en dos versiones, de tornillo sencillo o de tornillo doble, siendo este último el más común en la industria. Su funcionamiento principal, como lo menciona Campbell (1965) es similar al del compresor de lóbulo rotativo, donde el gas que ingresa al compresor en el puerto de entrada, queda atrapado entre los lóbulos rotatorios y la carcasa del compresor y a medida que gira el rotor, se crean cámaras integradas que llevan al gas

hasta el puerto de salida. Los compresores de tornillo, pueden ser diseñados inundados de aceite o secos, donde los secos normalmente son usados para sistemas de refrigeración y los inundados de aceite como lo indica Smith (2005) requieren de aceite lubricante, para sellar los espacios entre los rotores y reduciendo la temperatura del gas durante la compresión. Aunque esto tiene como desventaja que el lubricante puede contaminar al gas.

4.2.1.3.1. *Lóbulo rotativo.* Los compresores de lóbulo rotativo como lo muestra Campbell (1965) consisten en dos rotores idénticos sincronizados y una carcasa exterior. El gas ingresa al compresor en el puerto de entrada, el cual queda atrapado entre los lóbulos rotatorios y la carcasa del compresor. Donde el movimiento rotatorio de los rotores transporta el gas desde el puerto de entrada al puerto de descarga, lo que comprime al gas contra la contrapresión del sistema.

4.2.1.3.2. *Paleta rotativa.* Los compresores de paleta rotativa, usan como lo nombra Campbell (1965), una serie de paletas que se mueven con un elemento giratorio llamado rotor. Las paletas se sujetan firmemente contra la carcasa por la fuerza centrífuga y actúan como un sello que evita que el gas se deslice a medida que se comprime. El proceso de compresión empieza atrapando el gas entre las paletas, rotor y carcasa en el puerto de entrada, este volumen de gas atrapado también se denomina cámara. Cuando el rotor gira, el volumen de las cámaras decrece y el gas atrapado es comprimido.

4.2.1.3.3. *Anillo líquido.* Su principal funcionamiento como lo describe Campbell (1965), consiste en unos impulsores multi paleta excéntricamente distribuidos dentro de la cámara del compresor y un anillo líquido externo. Tiene un elemento móvil y una carcasa que se llena con agua o algún otro líquido sellante. Cuando el impulsor gira, el líquido es forzado centrífugamente a las paredes de la carcasa formando un sello de gas. Durante el procedimiento, el gas entra al

compresor y es atrapado entre las paletas y el anillo líquido, una vez el volumen de gas pasa por el puerto de entrada el espacio decrece progresivamente y el gas comienza a comprimirse.

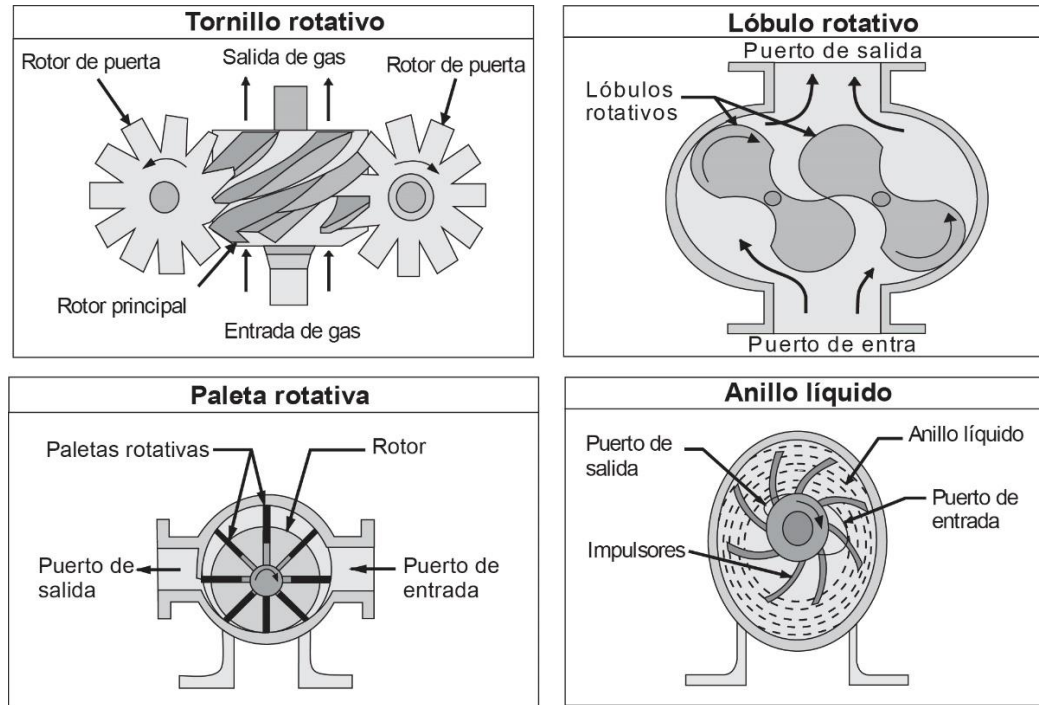


Figura 4: Representación gráfica de los cuatro tipos de compresores rotativos de desplazamiento positivo y una breve descripción de sus partes principales

Adaptado de (Campbell, 1965) Campbell, J. M. (1965). *COMPRESSORS SYSTEMS: MECHANICAL DESIGN AND SPECIFICATION*. PetroSkills.

4.2.2. **Compresores dinámicos.** Operan con los cambios de velocidad que se generan entre el impulsor y el difusor. Donde existe un aumento de velocidad con el movimiento de los impulsores que incrementa de esta manera la energía cinética y posteriormente ocurre una desaceleración en el difusor. El difusor es un dispositivo que disminuye la velocidad del gas y convierte la energía cinética en presión. (Campbell, 1965)

4.2.2.1. **Axiales.** Los compresores axiales son comúnmente usados en turbinas y por otro lado se encuentran en muy pocas aplicaciones en la industria del petróleo y gas. (Campbell, 1965)

El método para aumentar la presión es similar al compresor centrífugo, con una gran excepción; que el flujo de gas se desarrolla a lo largo del eje principal, en lugar de desplazarse en la dirección radial como en un compresor centrífugo.

4.2.2.2. **Centrífugos.** Los compresores centrífugos como lo nombra Campbell (1965), son de los más usados en la industria del petróleo y gas, por su versatilidad y su gran variedad de tamaños, arreglos y configuraciones, lo cual permite que aborde un amplio rango de condiciones de operación. Los compresores centrífugos multietapa, adicionan presión al gas en dos acciones, la primera es generando energía cinética por medio del rotor y la fuerza centrífuga, el gas se mueve dentro del impulsor en una dirección radial donde entra al difusor y sucede la segunda acción, que es reducir la velocidad gradualmente, convirtiendo la energía cinética en presión.

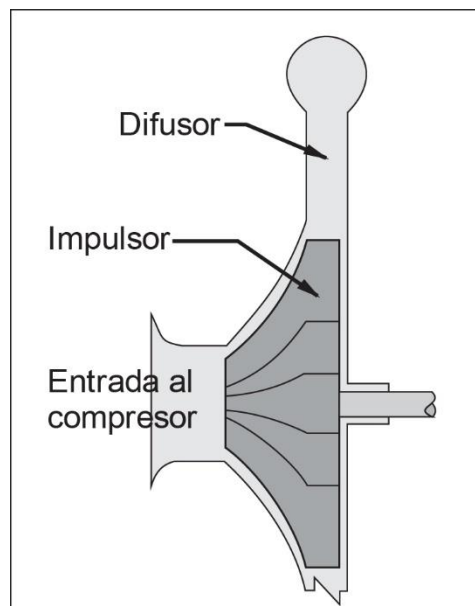


Figura 5: Corte vertical de una etapa de un compresor dinámico centrífugo

Adaptado de (Campbell, 1965) Campbell, J. M. (1965). *COMPRESSORS SYSTEMS: MECHANICAL DESIGN AND SPECIFICATION*. PetroSkills.

### 4.3. Aero-enfriadores

Los Aero-enfriadores son un tipo de intercambiadores de calor los cuales se definen según Jaramillo (2007), como dispositivos que permiten la transferencia de calor de un lugar a otro, o

bien de un fluido a otro, siendo los intercambiadores de calor los dispositivos que permiten esta transferencia. La característica de los Aero-enfriadores, la cual nombra HUDSON Products corporation (2007), es realizar la transferencia de calor de un fluido directamente con el aire del ambiente. Una de las grandes ventajas es que no requiere de agua, lo que significa que no necesita de una locación cercana de agua fría para el proceso. Los Aero-enfriadores pueden clasificarse de corriente forzada o de corriente inducida, según Hall (2012), los Aero-enfriadores de corriente forzada, se caracterizan porque la sección de tubos se encuentra localizado en el lugar de descarga de aire del ventilador, mientras que en los de corriente inducida la sección de tubos se encuentra localizado en el dado de succión de aire del ventilador, en la figura 6 se puede evidenciar la distribución y características de ambas clasificaciones.

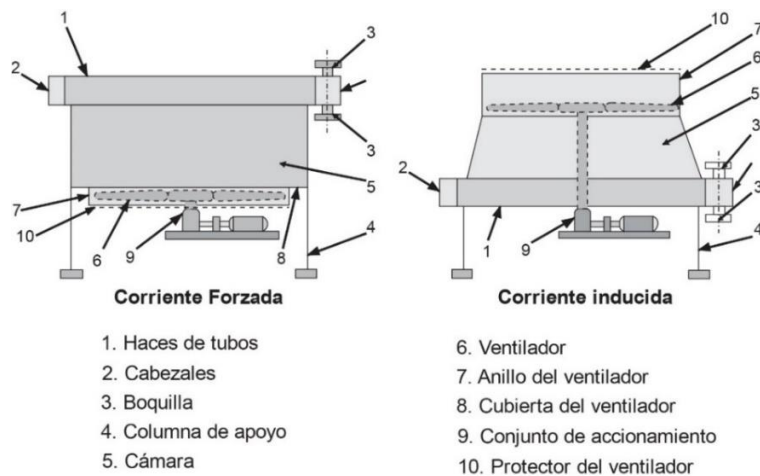


Figura 6: Componentes típicos de un Aero-enfriador

Adaptado de (ANSI/API STANDARD 661, 2006) ANSI/API STANDARD 661, E. S. (2006). *Air-Cooled Heat Exchangers for General Refinery Service*. Washington, D.C.

## 5. Parámetros conceptuales para el diseño de sistemas de compresión de gas natural

### 5.1. Propiedades físicas de los fluidos

5.1.1. **Gravedad específica del gas.** La gravedad específica se define como la relación entre la densidad del gas y la del aire. Ambas densidades se miden o expresan a la misma presión y temperatura. Comúnmente, la presión estándar,  $P_{sc}$ , y la temperatura estándar,  $T_{sc}$ , se usan para definir la gravedad específica del gas (Ahmed, 2007) p.194.

$$\gamma_g = \frac{\rho_g}{\rho_{Aire}} \quad (1)$$

5.1.2. **Peso Molecular aparente.** Es una de las propiedades de mayor interés para los ingenieros. Representa la suma de los pesos moleculares de una mezcla de gases distribuida en su respectiva fracción molar (Ahmed, 2007) p.193.

$$M_a = \sum_{i=1} y_i M_i \quad (2)$$

5.1.3. **Factor de compresibilidad del gas.** El factor de compresibilidad del gas,  $Z$ , es una cantidad adimensional, definida como la relación entre el volumen real de  $n$ -moles de gas a una temperatura y presión, y el volumen ideal del mismo número de moles a la misma temperatura y presión (Ahmed, 2007), p.196:

$$Z = \frac{V_{real}}{V_{ideal}} = \frac{V}{(nRT)/P} \quad (3)$$

Peng – Robinson's realizó un estudio sobre la compresibilidad para evaluar el uso de la ecuación de estado de Soave-Redlich-Kwong prediciendo el comportamiento de un sistema hidrocarburo. El estudio propuso las bases para desarrollar un modelo mejorado (Ahmed, 2007) p. 388.

$$a\alpha_m = \sum \sum y_i y_j \sqrt{(a\alpha)_i (a\alpha)_j (1 - K_{ij})} \quad (3)$$

$$b_m = \sum y_i b_i \quad (4)$$

$$A = \frac{(a\alpha)_m P}{(RT)^2} \quad (5)$$

$$B = \frac{b_m P}{RT} \quad (6)$$

$$Z^3 + (B - 1)Z^2 + (A - 3B^2 - 2B)Z - (AB - B^2 - B^3) = 0 \quad (7)$$

5.1.4. **Densidad del gas.** La densidad del gas en condiciones estándar de temperatura y presión es, por definición:

$$\rho_{std} = 0.0762SG \quad (8)$$

Para cualquier gas, comparando su ecuación de estado en condiciones estándar con la de las condiciones reales (Arnold & Stewart, 2008), p. 72-73:

$$\rho = 2.7 \frac{SGP}{TZ} \quad (9)$$

5.1.5. **Viscosidad del gas.** Esta propiedad de un fluido indica su resistencia al flujo. Es una propiedad importante utilizada en ecuaciones de flujo y dimensionamiento de equipos de proceso. Es una propiedad dinámica ya que sólo se puede medir cuando el fluido está en movimiento. La viscosidad es un número que representa las fuerzas de arrastre causadas por las fuerzas de atracción en capas de fluido adyacentes. Se podría considerar como la fricción interna entre moléculas, separada de la que existe entre el fluido y la pared de la tubería. La unidad de

viscosidad en la industria del petróleo es el centipoise. Hay dos expresiones de viscosidad, viscosidad absoluta (o dinámica) y viscosidad cinemática (Arnold & Stewart, 2008), p. 92. La figura 7 se puede usar para estimar la viscosidad de un gas hidrocarbonado en diversas condiciones de temperatura y presión si se conoce la gravedad específica del gas en condiciones estándar.

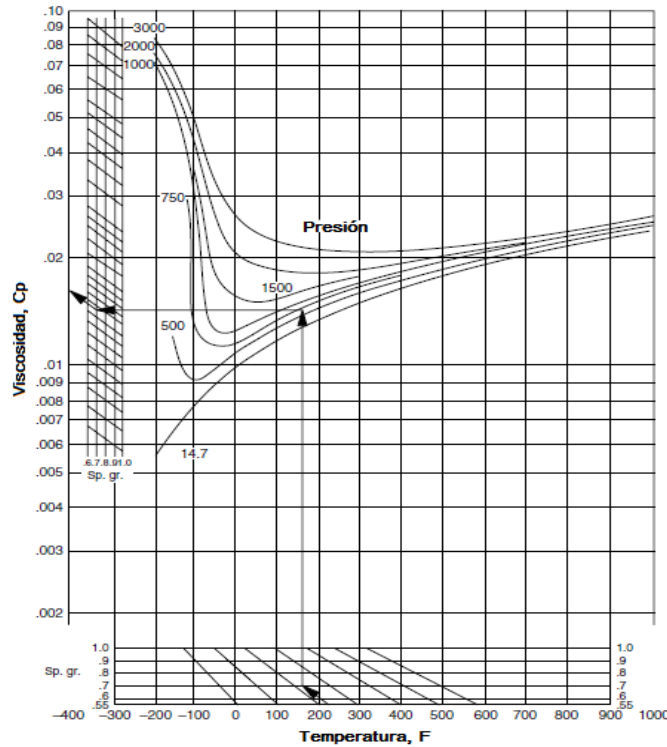


Figura 7: Cálculo de la viscosidad de un gas hidrocarburo.

Adaptado de Arnold, K., & Stewart, M. (2008). *Surface Production Operations Design of Oil Handling Systems and Facilities*. Burlington: Elsevier p. 93.

Standing propuso una expresión matemática correspondiente para el cálculo de la viscosidad de gas natural a condiciones de presión atmosférica y temperatura de yacimiento. Standing también presenta las ecuaciones describiendo el efecto de los componentes no hidrocarburos.

$$\mu_1 = (\mu_1)_{sin\ corregir} + (\Delta\mu)_{N_2} + (\Delta\mu)_{CO_2} + (\Delta\mu)_{H_2S} \quad (10)$$



$$\begin{aligned}
 (\mu_1)_{\text{sin corregir}} &= 8.118(10^{-3}) - 6.15(10^{-3}) \log(\gamma_{\text{gas}}) \\
 &+ [1.709(10^{-5}) - 2.062(10^{-6})\gamma_{\text{gas}}](T \\
 &- 459.67)
 \end{aligned} \tag{11}$$

$$(\Delta\mu)_{N_2} = \gamma_{N_2}(8.48(10^{-3}) \log(\gamma_{\text{gas}}) + 9.59(10^{-3})) \tag{12}$$

$$(\Delta\mu)_{CO_2} = \gamma_{CO_2}(9.08(10^{-3}) \log(\gamma_{\text{gas}}) + 6.24(10^{-3})) \tag{13}$$

$$(\Delta\mu)_{H_2S} = \gamma_{H_2S}(8.49(10^{-3}) \log(\gamma_{\text{gas}}) + 3.73(10^{-3})) \tag{14}$$

5.1.6. **Capacidad calorífica del gas,  $C_p$ .** La capacidad calorífica del gas es la pendiente de una isóbara en la gráfica de entalpía,  $h$  vs. temperatura,  $T$ . Matemáticamente, esto se expresa mediante la siguiente ecuación (Moshfeghian, n.d):

$$C_p = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \tag{15}$$

Moshfeghian, desarrolló una correlación generalizada para calcular la capacidad calorífica del gas natural, en función de la temperatura, la presión y la composición. La correlación desarrollada es la siguiente:

$$C_p = [ab^T T^c + de^p p^f] \left( \frac{SG}{0.60} \right)^{0.025} \tag{16}$$

5.1.7. **Gravedad API del aceite.** La densidad del petróleo crudo se define como la masa de una unidad de volumen del crudo a una presión y temperatura específicas. Por lo general, se expresa en libras por pie cúbico. La gravedad específica de un petróleo crudo se define como la relación entre la densidad del aceite y la del agua. Ambas densidades se miden a 60 ° F y a presión atmosférica:

$$\gamma_o = \frac{\rho_{aceite}}{\rho_{agua}} \quad (12)$$

Aunque la densidad y la gravedad específica se usan ampliamente en la industria del petróleo, la gravedad API es la escala de gravedad preferida. Esta escala de gravedad está relacionada precisamente con la gravedad específica mediante la siguiente expresión (Ahmed, 2007) p. 240:

$$API = \frac{141.5}{\gamma_o} - 131.5 \quad (13)$$

5.1.8. **Solubilidad del gas, Rs.** Se define como la cantidad de pies cúbicos estándar de gas que se disuelve en un barril de petróleo crudo a cierta presión y temperatura. La solubilidad de un gas natural en un petróleo crudo es una función fuerte de la presión, la temperatura, la gravedad API y la gravedad del gas. Para que exista un gas y petróleo crudo en particular a una temperatura constante, la solubilidad aumenta con la presión hasta que se alcanza la presión de saturación.

A la presión de saturación (presión del punto de burbujeo), todos los gases disponibles se disuelven en el aceite y la solubilidad del gas alcanza su valor máximo. En lugar de medir la cantidad de gas que se disuelve en un crudo de stock dado a medida que aumenta la presión, se acostumbra a determinar la cantidad de gas que sale de una muestra de petróleo crudo de yacimiento a medida que disminuye la presión (Ahmed, 2007) p. 260.

En la figura 8 se muestra una curva de solubilidad de gas, en función de la presión para un petróleo crudo insaturado.

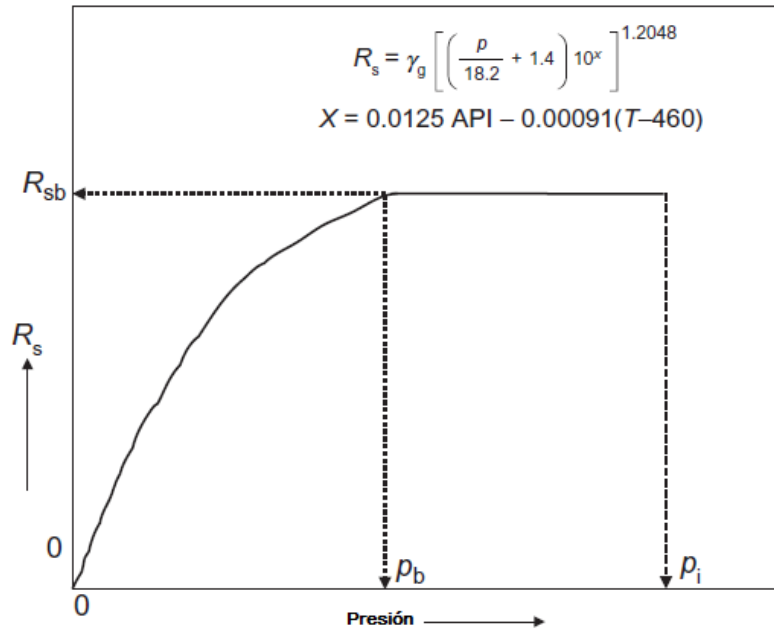


Figura 8: Relación típica solubilidad del gas vs presión.

Adaptado de Ahmed, T. (2007). *Equations of State*. Houston, Texas: Gulf Publishing Company p. 261.

5.1.9. **Factor volumétrico del aceite, Bo.** Se define como la relación entre el volumen de petróleo (más el gas en solución) a la temperatura y presión del yacimiento prevaleciente y el volumen de petróleo a condiciones estándar. Evidentemente, Bo siempre es mayor o igual que la unidad (Ahmed, 2007) p. 275. El factor volumétrico del aceite se puede expresar matemáticamente como:

$$B_o = \frac{(V_o)_{P,T}}{(V_o)_{sc}} \quad (14)$$

Una curva típica del factor volumétrico del aceite, como función de la presión para un crudo subsaturado, se presenta en la figura 9.

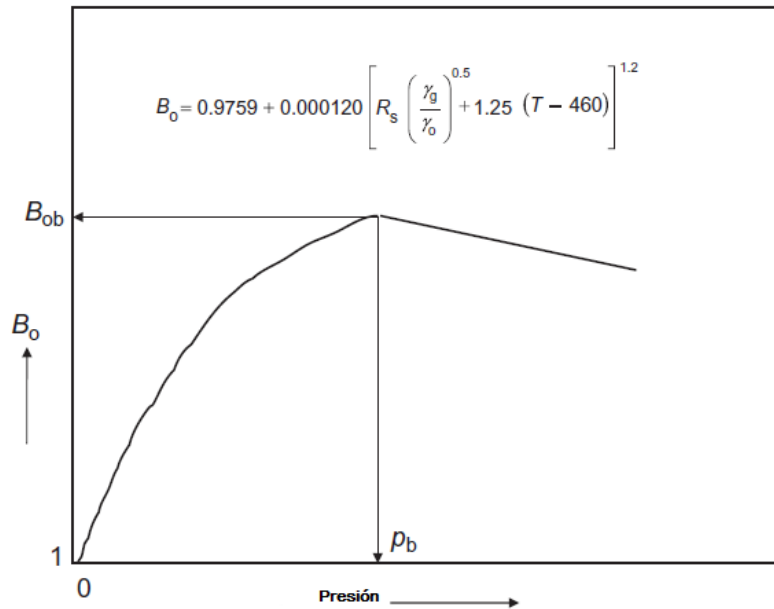


Figura 9. Relación típica factor volumétrico del crudo vs presión.

Adaptado de Ahmed, T. (2007). *Equations of State*. Houston, Texas: Gulf Publishing Company p. 276.

5.1.10. **Viscosidad del aceite,  $\mu_o$ .** La viscosidad, en general, se define como la resistencia interna del fluido a fluir. La viscosidad del aceite es una función fuerte de la temperatura, la presión, la gravedad del petróleo, la gravedad del gas, la solubilidad del gas y la composición del petróleo crudo. Siempre que sea posible, la viscosidad del aceite debe determinarse mediante mediciones de laboratorio a la temperatura y presión del yacimiento (Ahmed, 2016, p. 304). Dependiendo de la presión, la viscosidad del aceite se puede clasificar en tres categorías:

5.1.10.1. **Viscosidad del aceite muerto**,  $\mu_{od}$ . La viscosidad del aceite muerto (aceite sin gas en la solución) se define como la viscosidad del petróleo crudo a la presión atmosférica y la temperatura del sistema (Ahmed, 2007) p. 304.

5.1.10.2. **Viscosidad del aceite saturado**,  $\mu_{ob}$ . La viscosidad del aceite saturado (punto de burbujeo) se define como la viscosidad del petróleo crudo a cualquier presión inferior o igual a la presión del punto de burbujeo (Ahmed, 2007) p. 304.

5.1.10.3. **Viscosidad del aceite subsaturado**,  $\mu_o$ . La viscosidad del aceite subsaturado se define como la viscosidad del petróleo crudo a una presión por encima del punto de burbujeo y la temperatura del yacimiento (Ahmed, 2007) p. 305.

5.1.11. **Capacidad calorífica del aceite**,  $C_p$ . Wright (2014), presentó una ecuación simple de ajuste de curvas que proporciona la variación de la capacidad calorífica del aceite como una función de la gravedad API y la temperatura. La ecuación es la siguiente:

$$C_p = (-1.39 \times 10^{-6} * T + 1.847 * 10^{-3}) * API + (6.312 * 10^{-4}) * T + 0.352 \quad (5)$$

5.1.12. **Sólidos totales disueltos en el agua producida**, **TDS**. Las aguas producidas contienen sólidos disueltos, pero la cantidad varía de menos de 100 mg/l a más de 300,000 mg/l, dependiendo de la ubicación geográfica, la edad y el tipo de yacimiento. En general, el agua producida con gas es vapor de agua condensada con pocos sólidos disueltos y será fresca con una salinidad muy baja. El agua del acuífero producida con gas o petróleo será mucho más alta en sólidos disueltos. El agua producida de los yacimientos calientes tiende a tener concentraciones de TDS más altas, mientras que los yacimientos más fríos tienden a tener niveles más bajos de TDS (Arnold & Stewart, 2008) p. 484.

5.1.13. **Gravedad específica del agua producida.** La gravedad específica del agua de formación,  $\gamma_w$ , puede ser estimada mediante la siguiente ecuación si se conoce la concentración de sólidos totales disueltos (Bánzer, 1996) p. 131:

$$\gamma_w = 1 + 6.95 \times 10^{-7} (TDS_{mg/l}) \quad (6)$$

5.1.14. **Viscosidad del agua,  $\mu_w$ .** La viscosidad del agua,  $\mu_w$  en cp., depende de la presión, la temperatura y sólidos disueltos. Así, la viscosidad del agua aumenta con un incremento de presión, disminuye con un aumento de temperatura y aumenta con un incremento en la concentración de sólidos disueltos (Bánzer, 1996) p. 126.

## 5.2. Diseño de equipos separadores de crudo

5.2.1. **Grado de separación.** Según el número de fases a separar se puede clasificar el grado de separación de la siguiente manera:

5.2.1.1. **Separación bifásica.** Los separadores bifásicos son aquellos que separan el gas de la corriente total de líquidos (aceite y agua).

5.2.1.2. **Separación trifásica.** Los separadores trifásicos son aquellos que separan la corriente de líquidos en sus componentes aceite y agua.

5.2.2. **Secciones de un separador.** En la figura 10 se presentan las principales partes de un separador, cada una de las cuales será discutida.

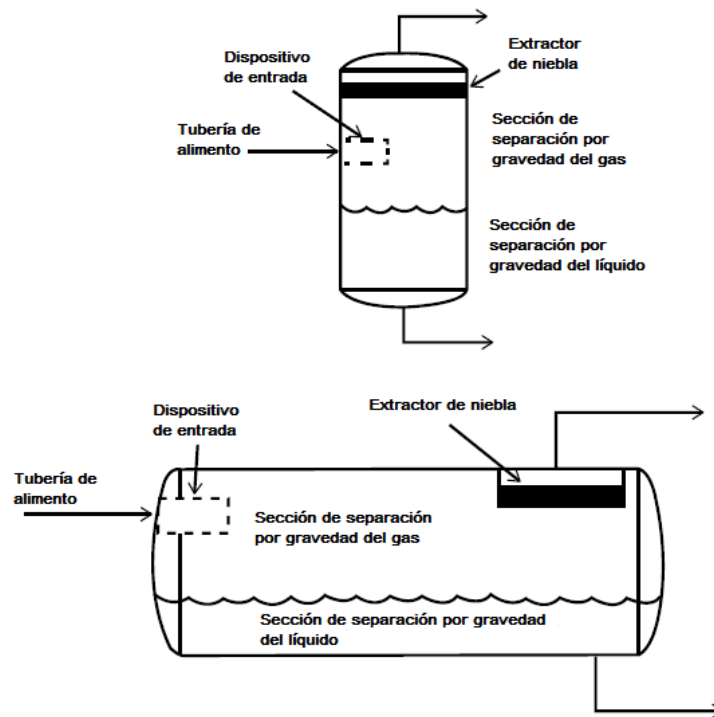


Figura 10. Partes de un separador (vertical y horizontal).

Adaptado de Bothamley, M. (2013). Gas/Liquid Separators: Quantifying Separation Performance - Part 1. Oil and Gas Facilities. Retrieved from <https://doi.org/10.2118/0813-0021-OGF>, p. 22.

5.2.2.1. **Dispositivo de entrada.** La función principal de un dispositivo de entrada es mejorar el rendimiento de separación, se logra de las siguientes maneras (Bothamley M. , 2013):

- Maximizando la eficiencia de separación gas/líquido en función de las condiciones de alimentación de entrada.
- Minimizando el cizallamiento de las gotas.
- Provisionando una buena distribución en la velocidad aguas abajo en las fases separadas.

La figura 11 muestra los diferentes tipos de dispositivos de entrada comúnmente usados.

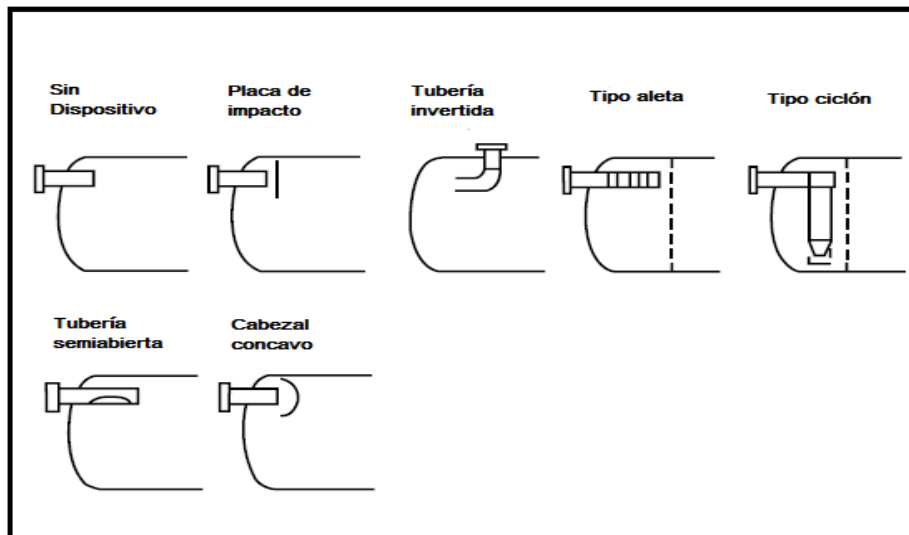


Figura 11. Dispositivos de entrada.

Adaptado de Bothamley, M. (2013). *Gas/Liquid Separators: Quantifying Separation Performance - Part 1. Oil and Gas Facilities*. Retrieved from <https://doi.org/10.2118/0813-0021-OGF>, p. 26.

En los separadores más nuevos y de gran capacidad, los dispositivos de entrada tipo aleta y ciclónicos se usan con mayor frecuencia. Los dispositivos de placa de impacto o plato desviador, son más simples y menos costosos; aún se usan en aplicaciones de separación más pequeñas y menos críticas. La entrada del dispositivo de tubería semi-abierta es simple, económica y proporciona un rendimiento general relativamente bueno (Bothamley M. , 2013) p. 27. La tabla 1 muestra las pautas de rendimiento cualitativas típicas para diferentes dispositivos de entrada.

Tabla 1: Desempeño de los diferentes dispositivos de entrada.

<b>Función</b>	<b>Sin dispositivo</b>	<b>Placa de impacto</b>	<b>Tubería semi-abierta</b>	<b>Tipo aleta</b>	<b>Ciclónico</b>
Reducción del momento	Pobre	Promedio	Bueno	Bueno	Bueno
Separación global del líquido	Pobre	Pobre	Promedio	Bueno	Bueno
Prevención del arrastre	Pobre	Pobre	Promedio	Bueno	Promedio/Bueno
Reducción de ruptura de la gota	Pobre	Pobre	Promedio	Bueno	Bueno
Desaparición de la espuma	Pobre	Pobre	Pobre	Promedio	Bueno
Reducción de caída de presión	Bueno	Bueno	Bueno	Bueno	Promedio
Buena distribución del gas	Pobre	Pobre	Pobre	Bueno	Promedio

Nota: Adaptado de Bothamley, M. (2013). *Gas/Liquid Separators: Quantifying Separation Performance - Part 1. Oil and Gas Facilities*. Retrieved from <https://doi.org/10.2118/0813-0021-OGF>, p. 26.

Los dispositivos de entrada típicamente se seleccionan y se dimensionan en función del momentum de entrada (a veces denominado presión dinámica) de la corriente de alimentación del separador. La intención es reducir la energía / velocidad de los fluidos de alimentación para proporcionar condiciones favorables para la separación de fases (Bothamley M. , 2013)p. 27.

La tabla 2 muestra los valores de diseño típicos (límites) para el momentum de entrada de varios dispositivos de entrada.

Tabla 2: Momentum de entrada para varios dispositivos de entrada.

Dispositivo de entrada	
Tipo de dispositivo	Momentum de entrada, $\rho V^2$
Sin dispositivo de entrada	700
Placa de impacto	950
Tubería semi-abierta	1400
Tipo aleta	5400
Tipo ciclón	10000

Nota: Adaptado de Bothamley, M. (2013). *Gas/Liquid Separators: Quantifying Separation Performance - Part 1. Oil and Gas Facilities*. Retrieved from <https://doi.org/10.2118/0813-0021-OGF>, p. 27.

5.2.2.2. **Sección de separación por gravedad del gas.** La función principal de la sección de separación por gravedad del gas de un separador es reducir la carga de líquido arrastrado no eliminada por el dispositivo de entrada. Los extractores de niebla disponibles tienen limitaciones en cuanto a la cantidad de líquido arrastrado (gotas) que pueden manipular. Una función secundaria, pero relacionada, es la mejora / enderezamiento del perfil de velocidad del gas.

La sección de separación por gravedad del gas, proporciona pre-acondicionamiento al gas y a su carga de líquido arrastrado, antes del extractor de niebla. Dos enfoques para dimensionar esta sección del separador, para eliminar las gotas de líquido del gas, son el método Ks (ecuación de Souders-Brown) y la teoría de asentamiento de gotas (Bothamley & J. M. C., 2013) p. 35.

5.2.2.3. ***Sección de separación por gravedad del líquido.*** Las funciones de la sección de separación por gravedad del líquido dependen del tipo de separador y su aplicación, incluyendo las siguientes (Bothamley M. , 2013) p. 43:

5.2.2.3.1. ***Desgasificación del líquido.*** Este proceso separa el gas libre del líquido (aceite) para evitar el arrastre excesivo de gas. Los problemas asociados incluyen lo siguiente:

- Por lo general, la desgasificación no controla el arrastre de gas, especialmente en los separadores de gas / aceite a alta presión.
- La desgasificación puede ser un problema para el crudo pesado, frío y de alta viscosidad.
- Históricamente, las pautas del tiempo de residencia del líquido (por ejemplo, API 12J 1989) se han utilizado para dimensionar la parte de retención del líquido del separador con fines de desgasificación. Un método más preciso y consistente, es usar las ecuaciones de la teoría de asentamiento de gotas para diseñar las dimensiones del equipo, para lograr la eliminación de las burbujas de gas arrastradas. Al igual que con las gotas líquidas en la fase gaseosa, la dificultad es calcular cuánto gas se arrastra en el líquido y la distribución del tamaño de las burbujas.

5.2.2.3.2. ***Suavizado de las cargas intermitentes de flujo de entrada para proporcionar un flujo de líquido más estable al equipo / procesamiento aguas abajo.*** Para muchas aplicaciones de separadores, en particular, el primer separador en la salida de un sistema de tuberías / recolección, o un separador de pozo, el manejo del flujo intermitente debería ser el criterio de control para dimensionar la sección de manejo de líquidos del separador. Las características del flujo de entrada son una función del diseño y operación del sistema de alimentación aguas arriba. Los baches de flujo de líquido se acomodan al permitir que el nivel de líquido en el separador suba y baje mientras se mantiene la salida de líquido relativamente constante, ver figura 12 (Bothamley, 2013, p. 45).

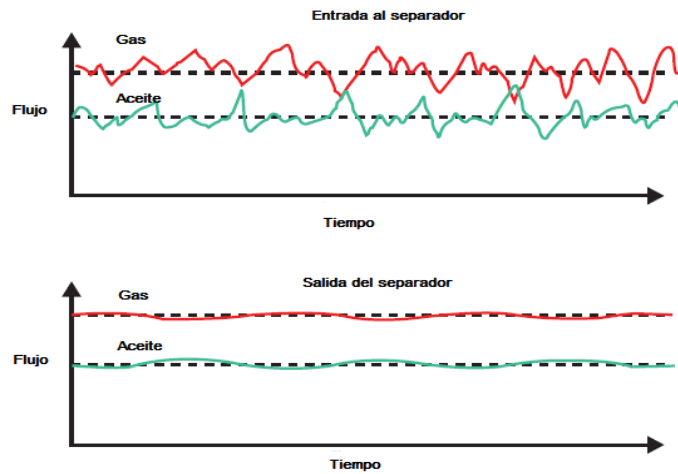


Figura 12: Suavizado del flujo intermitente.

Adaptado de Bothamley, M. (2013). *Gas/Liquid Separators: Quantifying Separation Performance - Part 1. Oil and Gas Facilities*. Retrieved from <https://doi.org/10.2118/0813-0021-OGF>, p. 45).

5.2.2.3.3. Para mantener un sello líquido en la parte inferior del separador, un requisito mínimo para el diseño de la instrumentación y el control del proceso. Los siguientes criterios se utilizan generalmente para el diseño / espaciado de la instrumentación de control de nivel:

- Distancias mínimas entre los ajustes de alarma y apagado para las conexiones/espaciamiento de los instrumentos.
- Distancias mínimas (volumen) para una acción de control de nivel estable.
- Distancias mínimas (volumen) para dar tiempo a la intervención del operador.

La figura 13 presenta una guía para la sección de manejo de líquido para un separador bifásico.

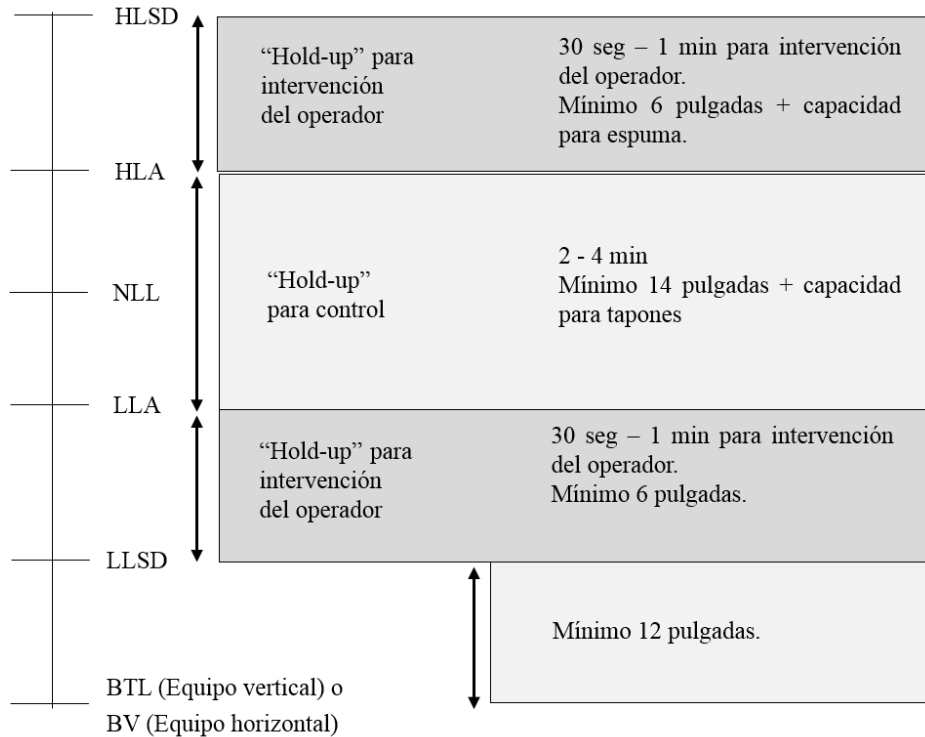


Figura 13. Guía para la sección de manejo de líquidos en un separador bifásico.

Adaptado de Bothamley, M. (2013). *Gas/Liquid Separators: Quantifying Separation Performance - Part 1. Oil and Gas Facilities*. Retrieved from <https://doi.org/10.2118/0813-0021-OGF> p. 46).

5.2.2.4. **Extractor de niebla.** El extractor de niebla actúa como el paso final de limpieza del gas en un separador convencional. Su selección y diseño determinará la cantidad de líquido restante en la fase gaseosa (carryover). Históricamente, y sin duda para muchas aplicaciones onshore, el "extractor de niebla" se refiere al tipo malla de alambre. Los extractores malla de alambre se usan comúnmente, pero se utilizan cada vez más extractores de mayor capacidad, los cuales incluyen el tipo aleta y los ciclónicos de flujo axial, especialmente en aplicaciones de gran flujo (Bothamley M. , 2013) p. 40. La figura 14 muestra el funcionamiento y la localización de un extractor de niebla típico en un separador vertical.

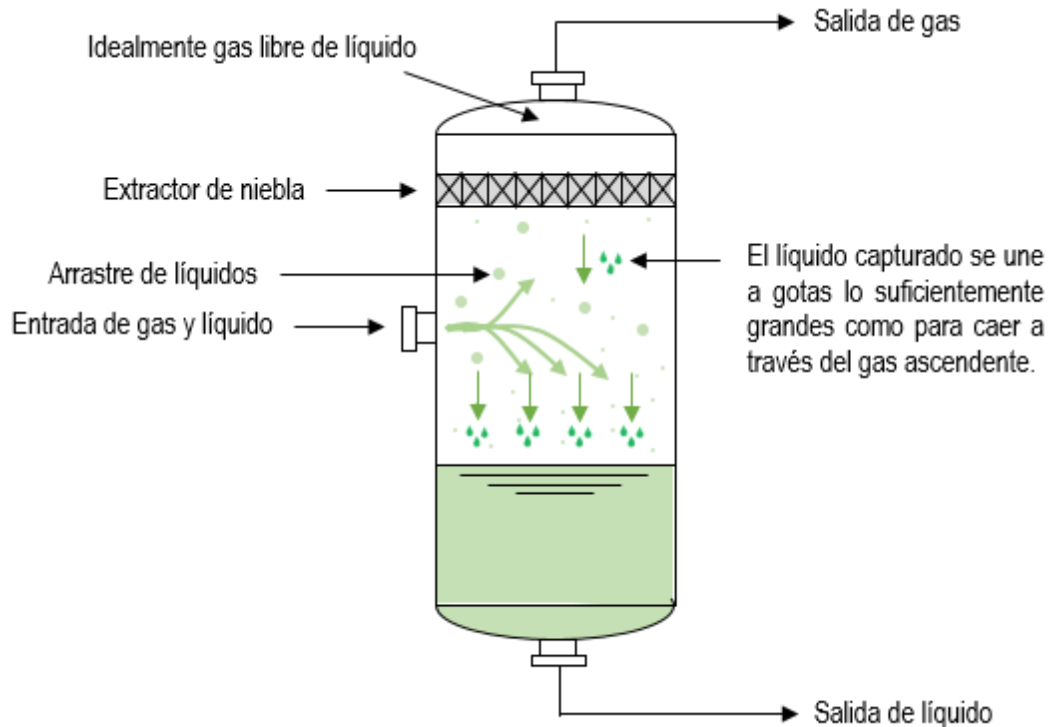


Figura 14. Funcionamiento de un extractor de niebla.

5.2.2.4.1. *Desempeño de los extractores de niebla.* El desempeño de los extractores de niebla depende de las siguientes condiciones (Bothamley M. , 2013) p. 40-41:

- Eficiencia de remoción de gotas. La eficiencia de remoción requerida y la cantidad tolerable de carryover se determina por la sensibilidad del proceso o equipo aguas abajo al contenido de líquido en el gas.
- Capacidad de gas. La capacidad del gas generalmente se determina por la velocidad máxima permitida antes de que el re-arrastre sea excesivo. La capacidad se cuantifica normalmente usando la ecuación de Souders-Brown.

- Manejo de líquidos. Se refiere a la cantidad de carga líquida arrastrada (gal/min/ft<sup>2</sup>) que el extractor de niebla puede manejar antes de que el rendimiento de la separación se degrade sustancialmente (generalmente debido al re-arrastre).

5.2.2.4.2. *Tipos de extractores de niebla.* Existen tres tipos principales de extractores de niebla:

- Extractor tipo malla de alambre: El mecanismo primario de captura de gotas utilizado por los extractores de malla de alambre es el impacto inercial. La capacidad de la malla de alambre se define por el valor de  $K_s$  usado en la ecuación de Souders-Brown.

La tabla 3 contiene información, incluidos los valores  $K_s$ , para varios diseños de extractores de niebla tipo malla de alambre.

*Tabla 3: Parámetros de construcción y diseño de extractores tipo malla de alambre.*

Descripción	Densidad (lb/ft <sup>3</sup> )	Porosidad (%)	Diámetro del alambre (inches)	Área superficial específica (ft <sup>2</sup> /ft <sup>3</sup> )	$K_s$ (ft/s)	Carga de líquido antes del deterioro de la capacidad (gal/min/ft <sup>2</sup> )
Malla de alambre estándar	9	98.5	0.011	85	0.35	0.75
Malla de alambre de alta capacidad	5	99.0	0.011	45	0.4	1.5
Malla de alambre de alta eficiencia	12	96.2	0.011 x 0.0008	83 1100	0.25	0.5

**Notas:**

- La dirección del flujo es vertical (flujo hacia arriba).
- Asumir que valores de  $K_s$  para la malla de alambre declinan con la presión.
- Si la carga de líquido excede los valores de la tabla, asuma que  $K_s$  decrece un 10% por (gal/min/ft<sup>2</sup>).

▪ Estos parámetros son aproximados. Los fabricantes de ciclones deben ser contactados para información específica.

Adaptado de Bothamley, M. (2013). *Gas/Liquid Separators: Quantifying Separation Performance - Part 1. Oil and Gas Facilities*. Retrieved from <https://doi.org/10.2118/0813-0021-OGF>, p. 39.

- Extractor de niebla tipo aleta. De forma similar a los extractores tipo malla de alambre, el mecanismo primario de captura de gotas utilizado por los extractores tipo aleta es el impacto inercial. La tabla 4 proporciona parámetros de construcción y diseño, incluidos valores de  $K_s$ , para varios tipos genéricos de tipos de aletas.

Tabla 4: Parámetros de construcción y diseño de extractores tipo aleta.

Tipo de aleta	Dirección de flujo	Número de curvas	Espaciamiento de las aletas (inches)	Ángulo de curvatura (°)	$K_s$ (ft/s)	Carga de líquido del deterioro de la capacidad (gal/min/ft <sup>2</sup> )
Aleta simple	Hacia arriba	5-8	0.5-1	30-60	0.5	2
	Horizontal	5-8	0.5-1	30-60	0.65	2
Aleta de alta capacidad con bolsillos	Hacia arriba	5-8	0.5-1	30-60	0.82-1.15	5
	Horizontal	5-8	0.5-1	30-60	0.82-1.15	5

**Notas:**

- Un ángulo de curvatura de 45° es el más común.
- Asumir la declinación de valores de  $K_s$  con la presión para empaques de aletas.
- Si la carga de líquido excede los valores de la tabla, asuma que  $K_s$  decrece un 10% por (gal/min/ft<sup>2</sup>).
- La eficiencia puede ser baja a presiones de operación altas (>500 psig).
- Estos parámetros son aproximados. Los fabricantes de ciclones deben ser contactados para información específica.

Adaptado de Bothamley, M. (2013). *Gas/Liquid Separators: Quantifying Separation Performance - Part 1. Oil and Gas Facilities*. Retrieved from <https://doi.org/10.2118/0813-0021-OGF> p. 41.

- Extractor de niebla tipo ciclón. Las principales características de este tipo de extractor de niebla son: (1) Las gotas son removidas por altas fuerzas centrífugas, (2) Capacidad de manejo de gas muy alta, (3) Buen desempeño en la remoción de las gotas de líquido, (4) Buen desempeño en la separación a alta presión, (5) Capacidad de atrapar líquidos relativamente alta, (6) Mayor tolerancia a sólidos arrastrados. La tabla 5 muestra los parámetros de construcción y diseño, incluidos valores de Ks, para un extractor de niebla tipo ciclón.

Tabla 5: Parámetros de construcción y diseño de extractores tipo ciclón.

Diámetro interno del ciclón (inches)	Longitud del ciclón (inches)	Ángulo de la espiral de entrada (°)	Espaciamiento ciclón a ciclón (diámetros)	Ks (ft/s)	Carga de líquido antes del deterioro de la capacidad (gal/min/ft <sup>2</sup> )
2.0	10	45	1.5-1.75	~0.8-1	10+

**Notas:**

- La dirección de flujo puede ser horizontal o vertical.
- Asumir declinación de valores Ks para extractores tipo ciclón con la presión.
- Si la carga de líquido excede los valores de la tabla, asuma que Ks decrece un 10% por (gal/min/ft<sup>2</sup>).
- Estos parámetros son aproximados. Los fabricantes de ciclones deben ser contactados para información específica.

Adaptado de Bothamley, M. (2013). *Gas/Liquid Separators: Quantifying Separation Performance - Part 1. Oil and Gas Facilities*. Retrieved from <https://doi.org/10.2118/0813-0021-OGF> p. 42.

### 5.3. Diseño de sistemas de compresión

5.3.1. **Termodinámica de sistemas adiabáticos e isotérmicos de sistemas de compresión del gas.** Teóricamente existen tres formas de compresión del gas natural: Isotérmica, adiabática reversible (Isentrópica) y politrópica.

5.3.1.1. **Compresión de gas isotérmica.** La compresión de gas isotérmica ocurre cuando la compresión de gas se realiza mientras se retira la temperatura que está incrementando,

manteniendo la temperatura constante. En este tipo de compresión la menor potencia mecánica es requerida para comprimir el gas de una presión P1 a P2 comparado con otros tipos de compresión. En la realidad mantener la temperatura de compresión constante durante el proceso de compresión es imposible (Mohitpour, Golshan, & Murray, Pipeline Design & Construction: A Practical Approach, 1998) p. 137.

5.3.1.2. **Compresión de gas isentrópica y politrópica.** En un sistema adiabático de compresión del gas, el gas natural se comprime mientras no existe una transferencia de calor entre el sistema y sus alrededores. Teóricamente, para calcular la potencia mecánica se usan los procesos adiabáticos aplicados. (Mohitpour, Golshan, & Murray, Pipeline Design & Construction: A Practical Approach, 1998) p, 138.

5.3.1.3. **Cambio de coeficiente politrópico e isentrópico.** Tradicionalmente los vendedores usan la eficiencia politrópica para calificar el desempeño de un compresor. Esto se debe a que la eficiencia politrópica es esencialmente independiente de la relación de compresión y la composición del gas. La eficiencia politrópica se basa en un “camino politrópico” imaginario que es reversible y no adiabático (Campbell, 1965) p. 169.

$$\frac{n-1}{n} = \left(\frac{k-1}{k}\right) \left(\frac{1}{E_{poly}}\right) \quad (23)$$

$$E_{isen} = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{P_2}{P_1}^{\frac{n-1}{n}} - 1} \quad (24)$$

5.3.2. **Relación de compresión.** La relación de compresión raramente excede valores mayores a 4, excepto cuando los gases de compresión tienen un peso molecular elevado. Cuando los valores exceden estos valores múltiples etapas de compresores son usadas p. (Campbell, 1965).

$$R_i = \left(\frac{P_D}{P_1}\right)^{\frac{1}{n}} \tag{25}$$

5.3.3. **Potencia requerida.** La potencia requerida es la cantidad teórica de energía necesaria para comprimir una cantidad dada de gas natural entre unas condiciones de succión y descarga especificadas. La cantidad actual de energía usada depende de la eficiencia del compresor y el controlador (Campbell, 1965) p. 156.

$$HP = 3,03 * \frac{Q_g T_1}{E} \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2}\right) \left(\frac{k}{k-1}\right) \left(\frac{P_{sc}}{T_{sc}}\right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] \delta$$

$$HP = 3,03 * \frac{Q_g T_1}{E} \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2}\right) \left(\frac{n}{n-1}\right) \left(\frac{P_{sc}}{T_{sc}}\right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]$$
(26)

La eficiencia puede variar dependiendo el tipo de compresor, tamaño y rendimiento. La eficiencia sólo puede ser determinada por pruebas de manufactura al compresor. Para propósitos de planeamiento los siguientes valores pueden ser usados (Campbell, 1965) p.160.

*Tabla 6: Eficiencia global promedio para cada tipo de compresor*

<b>Eficiencia (E)</b>	
<b>Centrífugos</b>	0.65-0.80
<b>H.S Reciprocantes</b>	0.65-0.75
<b>L.S Reciprocantes</b>	0.75-0.85
<b>Rotativos de tornillo</b>	0.65-0.75

Adaptado de: Campbell, J. M. (1965). *COMPRESSORS SYSTEMS: MECHANICAL DESIGN AND SPECIFICATION*. PetroSkills p. 160.

Los valores de la Tabla 6 representan la eficiencia global, esta eficiencia incluye las pérdidas mecánicas (Sellos, laberintos, cajas de cambio, etc...). La eficiencia mecánica varía con el tamaño

del compresor y el tipo, pero un valor de 95% es un número útil de planeamiento (Campbell, 1965) p. 160.

$$\begin{aligned}
 \text{Eficiencia global} &= (\text{Eficiencia isentropica o politropica}) \\
 & * (\text{Eficiencia mecanica})
 \end{aligned}
 \tag{27}$$

Para los compresores reciprocantes, la eficiencia global se encuentra en función de los diseños detallados del compresor, presión de succión, velocidad, carga, relación de compresión y en general por condiciones mecánicas. La figura 15 es usada para una compresión de aire, y en la figura 16 se muestra un factor de corrección para la eficiencia global (Campbell, 1965) p. 182.

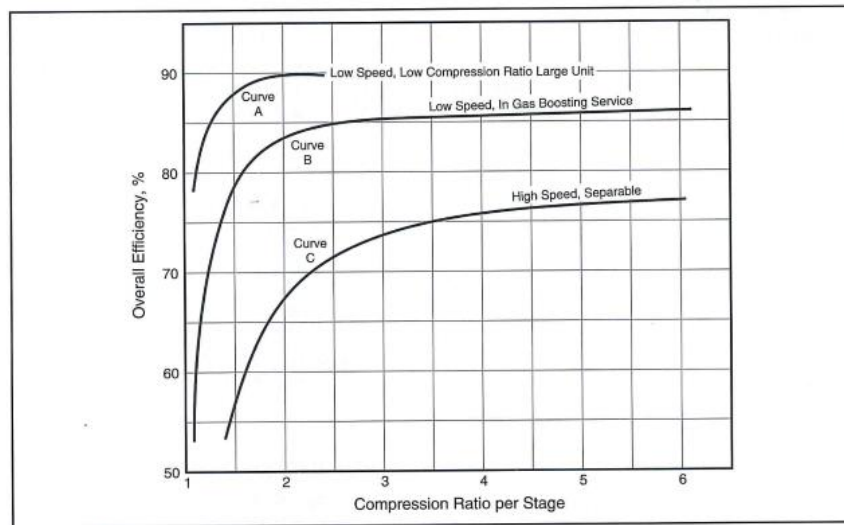


Figura 15: Eficiencia global para un sistema de compresión con aire, dependiendo la velocidad del compresor

Adaptado de Campbell, J. M. (1965). COMPRESSORS SYSTEMS: MECHANICAL DESIGN AND SPECIFICATION. PetroSkills p.182.

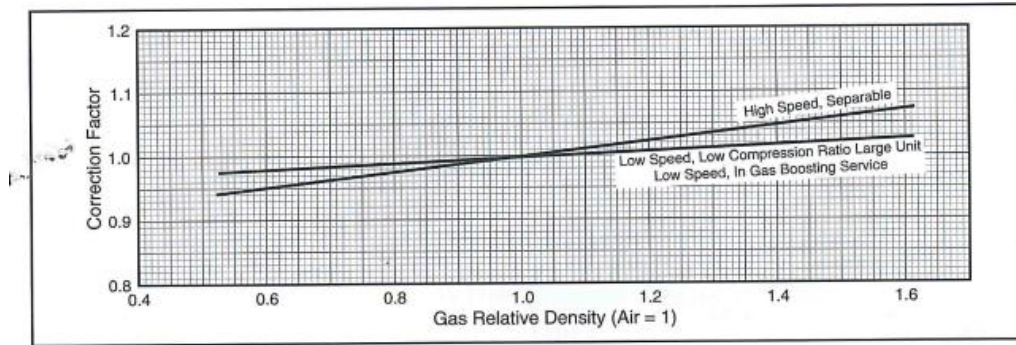


Figura 16: Factor de corrección para la eficiencia global con la gravedad específica del gas Adaptado de Campbell, J. M. (1965). COMPRESSORS SYSTEMS: MECHANICAL DESIGN AND SPECIFICATION. PetroSkills p.182.

5.3.4. **Cambio de temperatura en un sistema de compresión adiabática.** En un sistema de compresión adiabática, la temperatura del gas aumenta, y se puede determinar si la presión succión, temperatura de succión y factor de compresibilidad de succión son conocidos (Mohitpour, Golshan, & Murray, Pipeline Design & Construction: A Practical Approach, 1998) p. 144.

$$T_D = T_1 \left[ 1 + \frac{\left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{E_{poly}} \right] \quad \text{ó} \quad T_D = T_1 \left[ 1 + \frac{\left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{E_{isen}} \right] \quad (28)$$

5.3.5. **Relación de calor específico.** La relación de calor específico es conveniente, donde puede ser relativamente constante con temperatura para un gas ideal (Campbell, 1965) p.162.

$$k = 1,3 - (0,31)(\gamma_g - 0,55) \quad (29)$$

5.3.6. **Compresores en serie.** Existen limitaciones en la relación de compresión y la temperatura del gas de descarga, que hacen necesario incrementar el número de etapas para llegar a la presión requerida. Algunos otros aspectos a tener en cuenta son los siguientes:

- Limitaciones de la relación de compresión: Por razones de seguridad, los fabricantes generalmente recomiendan una relación de compresión menor a cuatro para el compresor de gas. Una relación de compresión alta significa una gran cantidad de fuerzas concentradas, lo cual afecta los componentes mecánicos, afectando los costos y convirtiendo la operación en una situación de probable peligro. Especialmente a altas presiones y altas ratas de flujo se recomienda una relación de compresión entre 1.2 y 2.0.

- Limitaciones de temperatura: Los fabricantes de compresores, normalmente recomiendan una máxima temperatura de descarga de 300°F, este valor debe ser menor de los límites de 250-275 °F para gases con pequeñas cantidades de oxígeno (Mohitpour, Golshan, & Murray, Pipeline Design & Construction: A Practical Approach, 1998)p.150.

5.3.6.1. **Presión inter-etapa.** Cuando se tiene la presencia de más de una etapa de compresores, se requiere de un intercambiador de calor el cual reduce la temperatura del gas comprimido para poder ser tratado por el siguiente compresor. El paso por el Aero-enfriador para los cálculos se debe suponer o determinar una caída de presión en el sistema completo, el cual debe ser incluido en los cálculos. Entre más números de etapas presente el sistema, la ecuación para la determinación de la presión inter-etapa será más compleja (Mohitpour, H. Golshan, & A. Murray, PIPELINE DESIGN & CONSTRUCTION: A Practical Approach, 2000) p.157.

$$P_i = \frac{\Delta P}{2} + \sqrt{P_S * P_D} \quad (29)$$

$$P_i' - \Delta P \cdot P_i'^2 - P_S \cdot \Delta P \cdot P_i' - P_S^2 \cdot P_d = 0 \quad (30)$$

### 5.3.7. Compresor Reciprocante

5.3.7.1. **Eficiencia volumétrica.** En un compresor reciprocante el nuevo volumen de gas que entra al cilindro es denominado V1, el cual siempre es menor al volumen de desplazamiento

del pistón (Vd). Esta relación del volumen actual de entrada (V1) y Vd es llamada eficiencia volumétrica (Campbell, 1965)p. 185

$$E_{VZ} = \frac{V_1}{V_d} = 0.96 + (C - L) - (C)(R)^{\frac{1}{k}} \left( \frac{Z_1}{Z_D} \right) \quad (30)$$

El valor del volumen muerto (C), se expresa en fracción y hace referencia al volumen inmóvil (Vc) dividido por el desplazamiento del pistón (Vd). El volumen desplazado depende del área del pistón, Stokes, velocidad y dependiendo si el cilindro es de acción doble o simple (Campbell, 1965) p. 186.

$$V_d = (A)(d^2)(Stoke)(rpm)(factor) \quad (31)$$

5.3.7.2. **Carga de barra, pin y carcasa.** Hace referencia al máximo esfuerzo que puede ser ubicado en las conexiones débiles en el mecanismo de control, esto puede variar con el tipo de máquina y pueden ser: la barra, los pines del cabezal o la caja de cambios. Lo cual puede variar dependiendo el tipo de esfuerzo ya sea de compresión o de tensión.

$$L_c = (A_h)(P_2) - (A_c)(P_1)$$

$$L_t = (A_h)(P_2) - (A_h)(P_1) \quad (32)$$

### 5.3.8. Compresor Centrífugo.

5.3.8.1. **Impulsores.** Los impulsores son un elemento rotativo del compresor, que incrementa la presión del gas, vienen en diferentes cortes y tamaños. Se pueden clasificar en abiertos o cerrados. Las paletas pueden ser curvas al frente, rectas (llamadas radiales) o curvas en la parte posterior. Las que son curvas en la parte posterior, son más eficientes y estables, pero producen un menor aumento en la presión, comparado con las condiciones de operación de los otros tipos de impulsores (Campbell, 1965) p. 4.5.

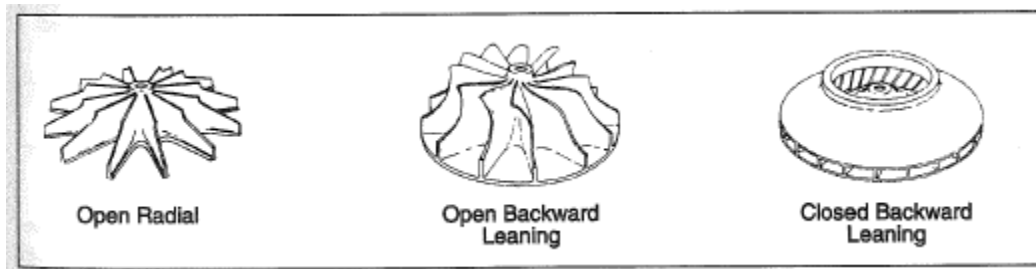


Figura 17: Tipos de impulsores

Tomado de Campbell, J. M. (1965). *COMPRESSORS SYSTEMS: MECHANICAL DESIGN AND SPECIFICATION*. PetroSkills p. 4.5.

5.3.8.2. **Shaft y rotor.** Un compresor de múltiples etapas tiene dos o más impulsores en una barra o shaft sencilla. Un shaft incluye mangas, impulsores, balanza, etc. A todo este conjunto se denomina rotor (Campbell, 1965) p.4.6.

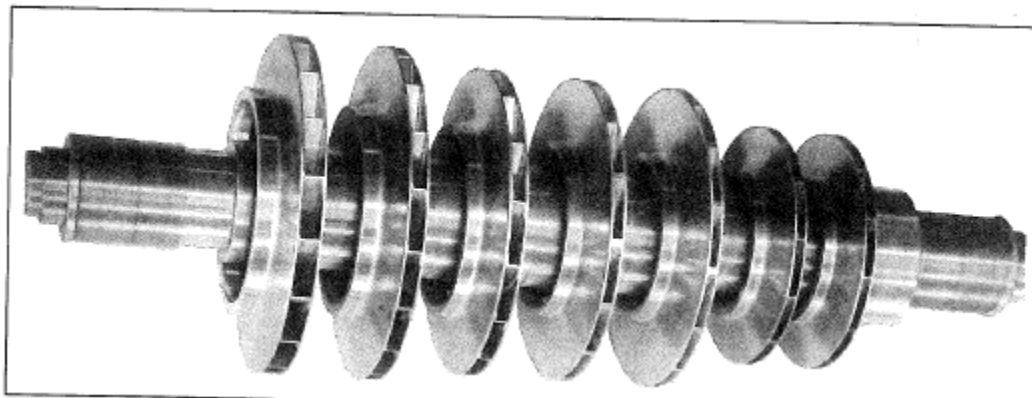


Figura 18: Representación gráfica del rotor

Tomado de Campbell, J. M. (1965). *COMPRESSORS SYSTEMS: MECHANICAL DESIGN AND SPECIFICATION*. PetroSkills p 4.6.

5.3.8.3. **Potencia del impulsor.** La potencia del compresor puede ser determinada con la misma ecuación 26 previamente mostrada, donde la eficiencia politrópica puede variar de 70% a

85%, siendo 78% un valor adecuado para propósitos de planeamiento. Normalmente las pérdidas mecánicas para estos compresores son las siguientes (Campbell, 1965) p.172:

5.3.8.3.1. *Sellos de laberinto y balanza del pistón.* La balanza del pistón y los sellos de laberinto, permiten el manejo de altas presiones, e impiden las fugas de la presión de succión. El trabajo adicional requerido para re comprimir este bypass interno de gas, es manejado incrementando el flujo del compresor entre 2 a 5% (Campbell, 1965) p. 172.

5.3.8.3.2. *Cojinetes y sellos.* Las pérdidas mecánicas de los cojinetes y sellos se encuentran en función del tamaño del compresor y la velocidad. La figura 19 provee una rápida aproximación de estas pérdidas (Campbell, 1965) p. 173.

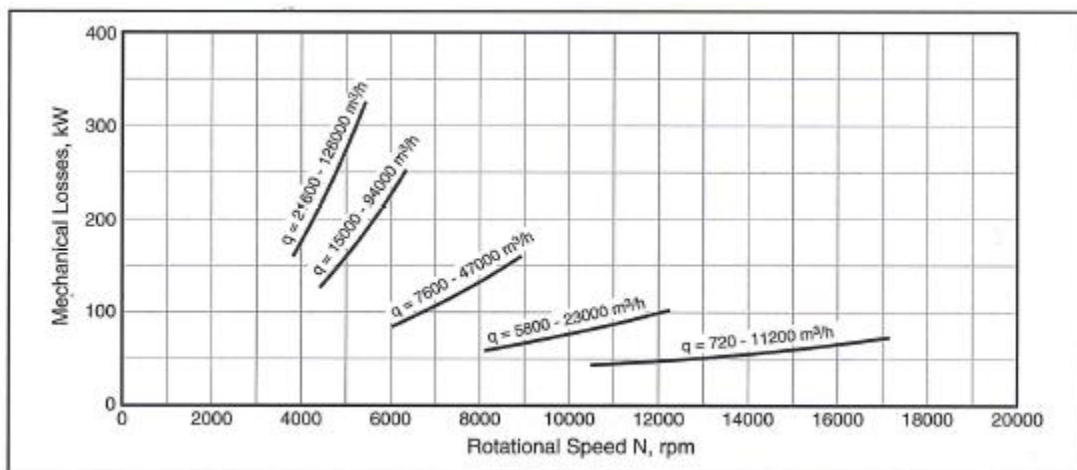


Figura 19: Determinación gráfica de las pérdidas mecánicas

Tomado de Campbell, J. M. (1965). *COMPRESSORS SYSTEMS: MECHANICAL DESIGN AND SPECIFICATION*. PetroSkills p.173.

5.3.8.4. *Diámetro del impulsor.* La forma de los impulsores y las cuchillas afectan las curvas de desempeño de los compresores centrífugos, el rango de operación y la eficiencia del compresor centrífugo. La velocidad del compresor y el número de impulsores es determinada por las siguientes correlaciones (Campbell, 1965) p. 172.

$$d_s = \frac{(A)(d)(H)^{0.25}}{q^{0.5}} \quad (33)$$

5.3.8.5. **Número de impulsores y velocidad.** La energía impartida por el impulsor es determinada por la cabeza. La cabeza teórica, debe ser estimada usando el camino politrópico o isentrópico del sistema. La cabeza es el cambio de entalpía específico del gas a través del compresor. La energía impartida en un compresor centrífugo se relaciona con el cambio de velocidad a través del impulsor / difusor. Este cambio de energía se encuentra en función de la velocidad de la punta del impulsor en un flujo actual determinado. La velocidad de la punta del impulsor es determinada por los aspectos mecánicos, pero un valor de 820-984 ft/seg es típico para un servicio de compresión (Campbell, 1965) p.173.

$$\Delta h = \frac{\mu u^2}{2A} \quad (34)$$

Para gases con un peso molecular elevado, la velocidad de la punta del impulsor debe ser limitada por la velocidad del sonido, donde la velocidad del sonido puede ser determinada por la siguiente ecuación. La punta del impulsor no debe exceder el 110% (Campbell, 1965) p.173.

$$u_s = \sqrt{\frac{g_c k z R T}{MW}} \quad (35)$$

$$d = \sqrt{\frac{q}{0.050 u}} \quad (36)$$

$$N = \frac{60u}{d\pi} \quad (37)$$

5.3.8.6. **Surge y Choke.** El surge ocurre cuando el impulsor del compresor, no logra generar una suficiente cabeza (energía) para mover el gas hacia adelante. En otras palabras, el impulsor no es capaz de mantener el aumento de presión, en las condiciones de surge la presión que recibe el

sistema es temporalmente mayor que la presión de descarga del compresor, lo cual genera un contraflujo en el compresor.

El Choke ocurre cuando se llega o supera los límites de diseño del compresor, esta condición es generalmente causada por superar los niveles de flujo de diseño, usualmente estos valores no pueden ser superiores a una capacidad de 115-120% (Campbell, 1965) p. 177.

5.3.8.7. **Curvas características.** Las curvas de desempeño de un compresor centrífugo son similares a las bombas centrífugas (cabeza vs flujo). Como lo muestra la figura 20 incluye líneas de eficiencia. El compresor debe operar entre los valores de estabilidad de surge y choke (Campbell, 1965) p. 177.

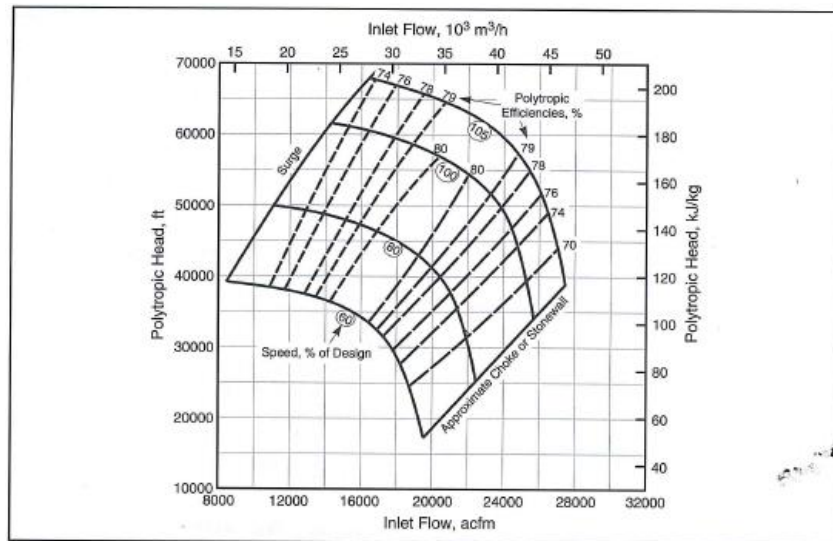


Figura 20: Curvas características de un compresor centrífugo

Tomado de Campbell, J. M. (1965). COMPRESSORS SYSTEMS: MECHANICAL DESIGN AND SPECIFICATION. PetroSkills p.177.

### 5.3.9. Compresor de Tornillo

5.3.9.1. *Compresores secos.* El sistema de aceite para un compresor seco es similar a muchos tipos de maquinarias rotativas. Se lubrican con engranajes fríos, lo cual puede servir como un líquido sellante y un fluido hidráulico es usado para que el actuador del pistón controle la capacidad del compresor (Campbell, 1965) p. 6.9.

5.3.9.2. *Compresores húmedos.* Muchos de los sistemas inundados de aceite, son muy parecidos a los compresores de tipo seco. Por ejemplo, ambos tipos de compresores usan el sistema de aceite para enfriar los cojinetes y los engranajes internos. El sistema de aceite también puede ser usado con los sellos del shaft y los actuadores hidráulicos. Existe una gran diferencia entre ambos tipos de compresor, donde el compresor inundado en aceite, usa el aceite para la limpiar entre el rotor y la cubierta. Una de las grandes desventajas de este tipo de compresores es su diseño más complejo y la posible contaminación del gas a comprimir (Campbell, 1965) p. 6.9.

5.3.9.3. *Eficiencia adiabática y volumétrica.* La eficiencia volumétrica es un término comúnmente usado para los compresores de desplazamiento positivo. Es una medida de qué tan bien opera un compresor. La eficiencia puede variar con las condiciones del sitio y con el diseño de la máquina. Factores como la fuga de gas y el aumento de la relación de compresión pueden tener una influencia en el valor de la eficiencia. Para la mayoría de los compresores de tornillo puede variar entre los valores del 70 al 95% (Campbell, 1965) p. 6.15.

$$E_v = \frac{\text{Actual entrada}}{\text{Desplazamiento del compresor}} \quad (38)$$

La eficiencia adiabática, es otro término comúnmente usado para describir la compresión, es una medida de qué tan bueno es el desempeño del compresor. La eficiencia adiabática puede variar con la relación de compresión y el aumento en la relación de volumen. Valores típicos de la

eficiencia adiabática para los compresores de tornillo se encuentran entre el rango de 50 a 80% (Campbell, 1965) p. 6.15.

$$E_A = \frac{\text{Trabajo adiabatico}}{\text{Trabajo actual}} \quad (39)$$

5.3.9.4. **Relación de compresión.** Los compresores de tornillos son diseñados con una compresión y volumen fijo. La selección del valor apropiado depende de las condiciones de operación y la composición del gas. Las siguientes expresiones son características de los compresores rotativos de tornillo (Campbell, 1965) p. 6.16.

$$\text{Relación de compresión} = \frac{P_D}{P_S} \quad (40)$$

$$\text{Aumento de la relacion de compresión} = \frac{P_i}{P_S} \quad (41)$$

$$\text{Aumento del volumen} = \frac{V_D}{V_i} = \left(\frac{P_i}{P_S}\right)^{1/k} \quad (42)$$

5.3.9.5. **Temperatura de descarga.** La ecuación 43, es un valor aproximado de la temperatura de descarga para este tipo de compresores. Es un valor teórico, ya que el calor es removido por el aceite, fricción, eficiencia y otros efectos irreversibles. Para los compresores inundados, este valor obtenido puede ser un poco alto comparado con los resultados de campo (Campbell, 1965) p. 6.17.

$$T_D = T_S \left(\frac{P_D}{P_S}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (43)$$

5.3.9.6. **Potencia.** La ecuación 44, es muy útil para determinar los valores de potencia para la compresión del gas. Sin embargo, el controlador del Shaft y las cargas de los engranajes deberían ser adicionadas para los valores del cálculo (Campbell, 1965) p. 6.17.

$$Potencia = A V_S P_S \frac{Z_{prom}}{Z_S} \frac{k}{k-1} \left( \left( \frac{P_D}{P_S} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{E_A} \quad (44)$$

#### 5.4. Diseño de Aero-enfriadores

Los intercambiadores enfriados por aire, se clasifican como corriente forzada cuando la sección del tubo está ubicada en el lado de descarga del ventilador, y como de corriente inducida cuando la sección del tubo se encuentra en el lado de succión del ventilador. (Gas Processors Suppliers Association, 2004)

##### 5.4.1. Aero-enfriador corriente inducida

###### Ventajas

- Mejor distribución de aire a través de la sección.
- Menor posibilidad de recirculación del aire efluente caliente, alrededor de la admisión de las secciones. El aire caliente se descarga hacia arriba a aproximadamente 21/2 veces la velocidad de admisión, o alrededor de 1500 pies / min.
- Menos efecto del sol, la lluvia y el granizo, ya que el 60% de la cara el área de la sección está cubierta.

###### Desventajas

- Mayor potencia, ya que el ventilador está ubicado en el aire caliente.
- La temperatura del aire de los efluentes debe limitarse a 200 ° F, para evitar daño potencial a las aspas del ventilador, rodamientos, correas trapezoidales, u otros componentes mecánicos en la corriente de aire caliente.

- Los componentes de accionamiento del ventilador, son menos accesibles para el mantenimiento.
- Para fluidos de proceso de entrada superiores a 350 ° F, el diseño de corriente forzada debería ser usado; de lo contrario, la falla del ventilador podría someter las aspas y cojinetes a temperaturas excesivas.

#### **5.4.2. Aero-enfriador corriente forzada**

##### **Ventajas**

- Potencia requerida ligeramente más baja, ya que el ventilador está en aire frío. (Caballos de fuerza varía directamente con la temperatura absoluta).
- Mejor accesibilidad de los componentes mecánicos para el mantenimiento.
- Fácilmente adaptable para la recirculación de aire caliente para climas fríos.

##### **Desventajas**

- Mala distribución del aire sobre la sección.
- Altas posibilidades de recirculación de aire caliente, debido a baja velocidad de descarga de las secciones.
- Exposición total de tubos al sol, la lluvia y el granizo.

##### **5.4.2.1 Diseño Aero-enfriador corriente forzada**

5.4.2.1.1. *Diferencia de temperatura media logarítmica.* En la mayoría de los casos, la diferencia de temperatura local entre la corriente caliente y la corriente fría no tendrá un valor constante en todo el intercambiador de calor, por lo que se debe usar un valor promedio efectivo en la ecuación de velocidad. El promedio apropiado depende de la configuración del intercambiador. Para los intercambiadores sencillos de contracorriente y corriente paralela, se

aplica la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD). (Gas Processors Suppliers Association, 2004)

$$LMTD (\Delta T_m) = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \quad (45)$$

5.4.2.1.2. *Factor de corrección.* Factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica, F, depende de la efectividad de la temperatura (P) y de la relación de tasa de capacidad de calor R para una disposición de flujo dada. La efectividad de la temperatura P es diferente para cada fluido de un intercambiador de dos fluidos (CheGuide, 2016)

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (46)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (47)$$

$$CMTD = LMTD * F \quad (48)$$

$$A_{requerida} = \frac{Q}{(U_x)(CMTD)} \quad (49)$$

$$A_{face} = \frac{A_{requerida}}{APSF} \quad (50)$$

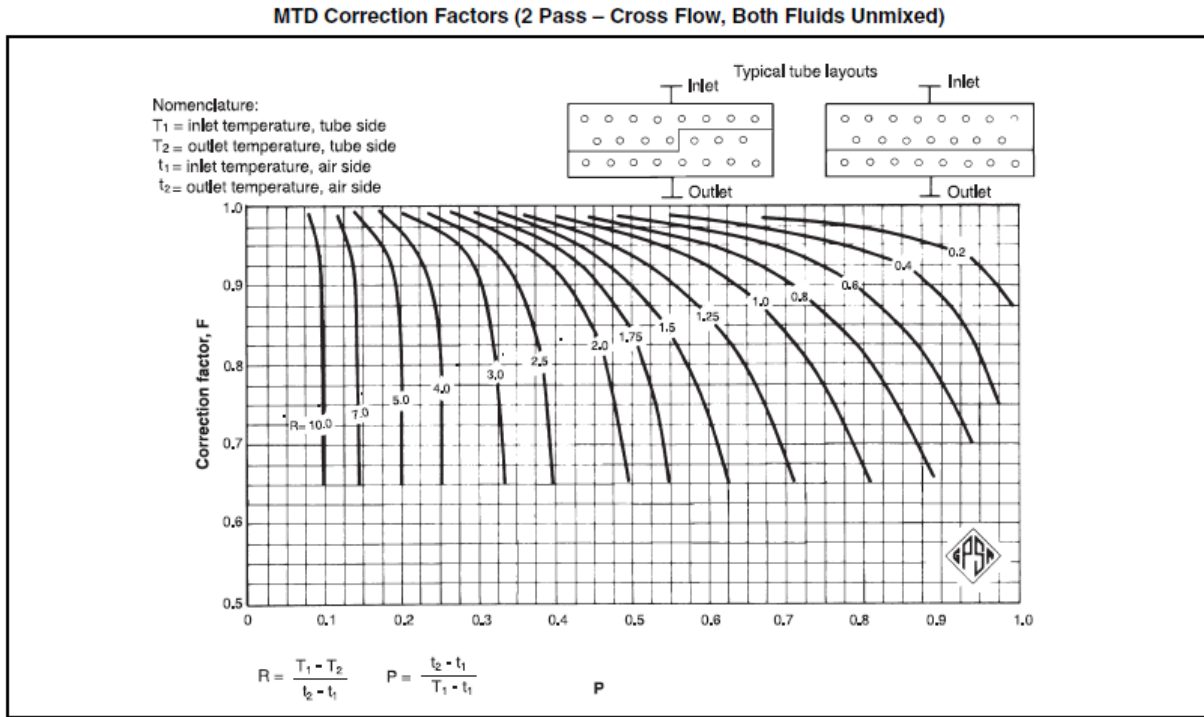


Figura 21: Factor de corrección para intercambiadores de calor de flujo cruzado de dos pasos Tomado de Gas Processors Suppliers Association. (2004). *ENGINEERING DATA BOOK*. Tulsa, Oklahoma: Gas Processors Association.

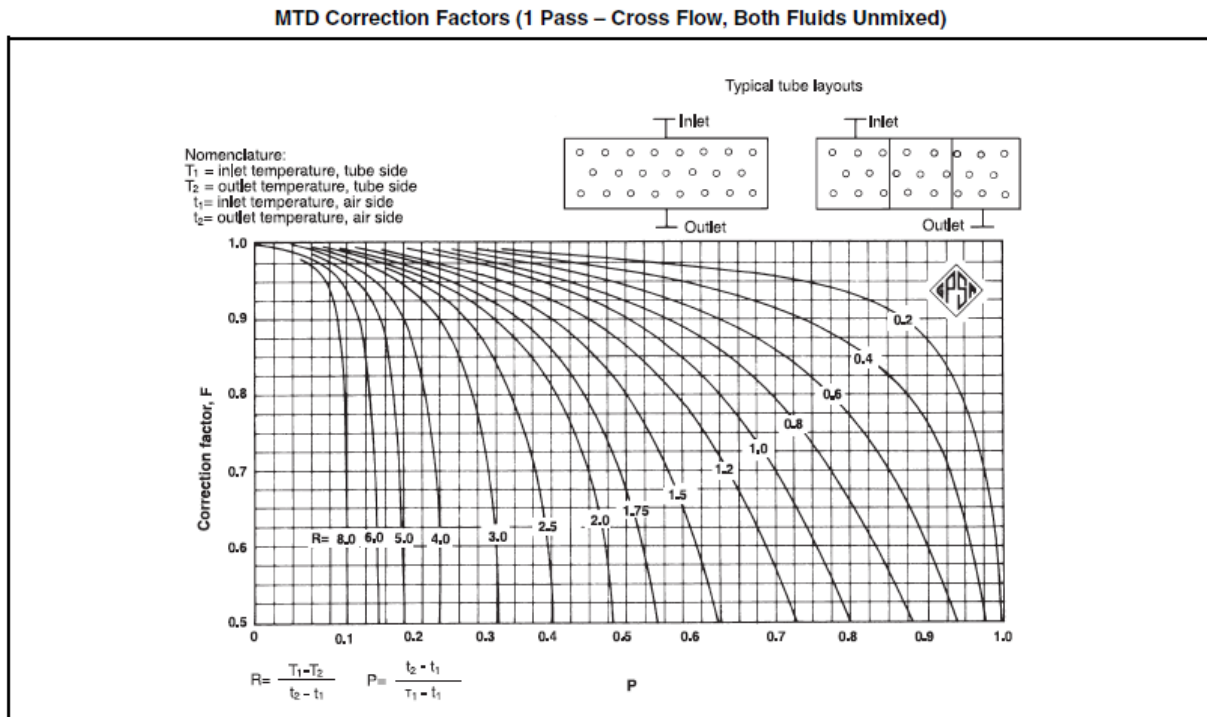


Figura 22 Factor de corrección para intercambiadores de calor de flujo cruzado de 1 paso Tomado de Gas Processors Suppliers Association. (2004). *ENGINEERING DATA BOOK*. Tulsa, Oklahoma: Gas Processors Association.

5.4.2.1.3. *Área requerida.* Se obtiene el Duty de proceso (Q), la temperatura de entrada del gas (T1) y la temperatura de salida (T2) del proceso. Selecciona un coeficiente global de transferencia de calor (U) de la literatura según el tipo de fluido y las condiciones a las que se encuentra. Selecciona una temperatura de entrada de aire (t1) que no se exceda durante un cierto porcentaje de tiempo durante el año (por ejemplo, el 95% del tiempo). (CheGuide, 2015). Esta área será el área requerida de superficie de tubería aletada y se calcula así:

5.4.2.1.4. *Área de la cara del haz de tubería.* Los diámetros del tubo base son de 5/8 in. a 1 1/2 in. de diámetro exterior con aletas de 1/2 in. a 1 in. de alto, espaciado de 7 a 11 in., proporcionando una superficie aletada de 12 a 25 veces la superficie exterior de la tubería de base.

Los tubos generalmente se arreglan de forma triangular con las puntas de las aletas de los tubos adyacentes tocando o separándose por 1/16 in. a 1/4 in. (Gas Processors Suppliers Association, 2004)

Un tubo de 1 in. de diámetro exterior es el más popular, y las aletas más comunes son 1/2 in o 5/8 in. Los datos presentados en la tabla 7 son para tubos de 1 in. De diámetro exterior con aletas de 1/2 in. De alto, 9 aletas / in. (Designada como 1/2 x 9) y aletas altas de 5/8 in., 10 aletas / pulgada. (Designado como 5/8 x 10). (Gas Processors Suppliers Association, 2004)

Tabla 7: Datos de tubería aletada 1 in OD

Fin Height by Fins/inch		1/2 in. by 9			5/8 in. by 10	
APF, sq ft/ft		3.8			5.58	
AR, sq ft/sq ft		14.5			21.4	
Tube Pitch		2 in	2 1/4	2 1/4	2 3/8	2 1/2
		$\Delta$	in $\Delta$	in $\Delta$	in $\Delta$	in $\Delta$
APSF	(3 rows)	68.4	60.6	89.1	84.8	80.4
	(4 rows)	91.2	80.8	118.8	113	107.2
	(5 rows)	114	101	148.5	141.3	134
	(6 rows)	136.8	121.2	178.2	169.6	160.8

**Notes: APF is total external area/ft of fintube in sq ft/ft. AR is the area ratio of fintube compared to the exterior area of 1 in. OD bare tube with has 0,262 sq ft/ft. APSF is the external area in sq ft/sq ft of bundle face area.**

Adaptado de Gas Processors Suppliers Association. (2004). *ENGINEERING DATA BOOK*. Tulsa, Oklahoma: Gas Processors Association.

5.4.2.1.5. *Flujo de aire*. El flujo de aire será el producto del área de la cara de la superficie de tubería aletada por la velocidad de la cara. Las velocidades de aire típicas utilizadas en el diseño se tabulan a continuación, estos valores dan como resultado un costo óptimo del intercambiador y dependen del número de filas utilizado. (CheGuide, 2015)

Tabla 8 Velocidad de la cara de aire

Rows	Face Velocity, ft/min
3	700
4	660
5	625
6	600

Nota: CheGuide. (30 de Diciembre de 2015). *Chemical Engineer's Guide*. Obtenido de [www.CheGuide.com](http://www.CheGuide.com)

$$\text{Flujo de aire} = A_{\text{face}} * V_{\text{face}} \quad (51)$$

5.4.2.1.6. *Flujo másico*. El flujo másico depende del flujo de aire y su densidad, la cual varía con la temperatura y se realiza una corrección por elevación sobre el nivel del mar. (CheGuide, 2015)

$$\text{Factor por elevación} = e^{-28.966 * \frac{h}{1545.3 * (t_1 + 459)}} \quad (52)$$

$$\rho_{\text{aire corregida}} = \rho_{\text{aire}} * \text{factor por elevación} \quad (53)$$

$$\text{Flujo másico} = \text{Flujo de aire} * \rho_{\text{aire corregida}} \quad (54)$$

5.4.2.1.7. *Velocidad másica de la cara de aire*. Es una forma de expresar el flujo másico de aire, por pie cuadrado del área de la cara de tubería aletada. (CheGuide, 2015)

$$V_{\text{mass face}} = \frac{\text{flujo másico}}{A_{\text{face}}} \quad (55)$$

5.4.2.1.8. *Temperatura de salida del aire*. Para calcular la temperatura de salida del aire, se necesita del delta de temperatura que depende del Duty del proceso, el flujo de aire que se tiene, y la capacidad calorífica del aire a condiciones actuales; luego se le adiciona a la temperatura con la que inició el proceso. (CheGuide, 2015)

$$\Delta t = \frac{Q}{\text{flujo másico} * C_{p\text{aire}}} \quad (56)$$

$$t_2 = t_1 + \Delta t \quad (57)$$

5.4.2.1.9. *Área y diámetro del ventilador.* El área mínima del ventilador se calcula usando el área de la cara del haz de tubos, la cantidad de ventiladores y una cobertura mínima de ventilador de 0.40. El área calculada se convierte a un diámetro y se redondea al siguiente tamaño de ventilador disponible. (Gas Processors Suppliers Association, 2004)

$$A_{fan} = \frac{0.4 * A_{face}}{N_{fan}} \quad (58)$$

$$D_{fan} = \left( \frac{4 * A_{fan}}{\pi} \right)^{0.5} \quad (59)$$

5.4.2.1.10. *Caudal del ventilador.* El flujo de aire que pasa por un ventilador, depende del número de ventiladores que se esté usando y un factor de conversión para facilidad de cálculos posteriores (CheGuide, 2015)

$$Caudal_{fan} = \frac{\text{flujo de aire}}{60 * N_{fan}} \quad (59)$$

5.4.2.1.11. *Caída de presión.* La diferencia de presión total en el ventilador es igual a la suma de la caída de presión por velocidad para el diámetro del ventilador seleccionado, la pérdida de presión estática a través del haz (que se determina a partir de los datos de prueba del fabricante del equipo para un tipo de aleta y espaciado de tubos dados) y otras pérdidas en el sistema aerodinámico. Los diámetros de los ventiladores se seleccionan para proporcionar una buena distribución del aire y generalmente dan como resultado una velocidad (HUDSON Products corporation , 2007). Las ecuaciones a continuación son tomadas de CheGuide (2015).

$$D_R = \frac{\rho_{\text{aire corregido}}}{\rho_{\text{aire @ 70°F y nivel del mar}}} \quad (60)$$

$$F_P = 6 * 10^{-8} * (V_{\text{mass face}})^{1.825} \quad (61)$$

$$\Delta P_{\text{estática}} = \frac{F_P * N_{\text{filas}}}{D_R} \quad (62)$$

$$\Delta P_{\text{velocidad}} = \left( \frac{\text{Caudal}_{fan}}{4005 \left( \frac{\pi D^2}{4} \right)} \right)^2 (D_R) \quad (63)$$

$$\Delta P_{\text{Total}} = \Delta P_{\text{estática}} + \Delta P_{\text{velocidad}} \quad (64)$$

5.4.2.1.12. *Potencia del ventilador y potencia total.* Finalmente, la potencia del ventilador se calcula con la ecuación 65, suponiendo una eficiencia del ventilador, y la potencia del motor se calcula con la potencia necesaria de cada ventilador, número de ventiladores y eficiencia mecánica del motor. (CheGuide, 2015)

$$BHP = \frac{\Delta P_{\text{Total}} * \text{Caudal}_{fan}}{6356 * E_{fan}} \quad (65)$$

$$\text{Potencia} = \frac{BHP * N_{fan}}{E_{motor}} \quad (66)$$

## 6. Estructura del software

El lenguaje utilizado para desarrollar el software, SysComp, fue Visual Basic.NET, una de las varias opciones de lenguaje de programación que contiene Visual Studio.NET; la cual trabaja sobre una plataforma multilenguaje llamada .NET Framework, que simplifica la construcción, distribución y ejecución de servicios webs y aplicaciones. Visual Basic.NET utiliza una



programación orientada a objetos que facilita la organización y clasificación del código, permitiendo de este modo programar al mismo tiempo que la mente va planteando solución a los problemas; este lenguaje de programación es sencillo y utiliza una sintaxis similar al lenguaje humano (inglés). (Blanco, 2002)

Para la metodología de diseño de este software, se realizó una división modular de cálculo, que facilitan la comprensión del usuario y permiten que éste interactúe de una manera más ordenada y eficiente con cada uno de los elementos, (ecuaciones, correlaciones, imágenes) que fundamentan el programa.

### 6.1. Módulo 1: Separación del gas

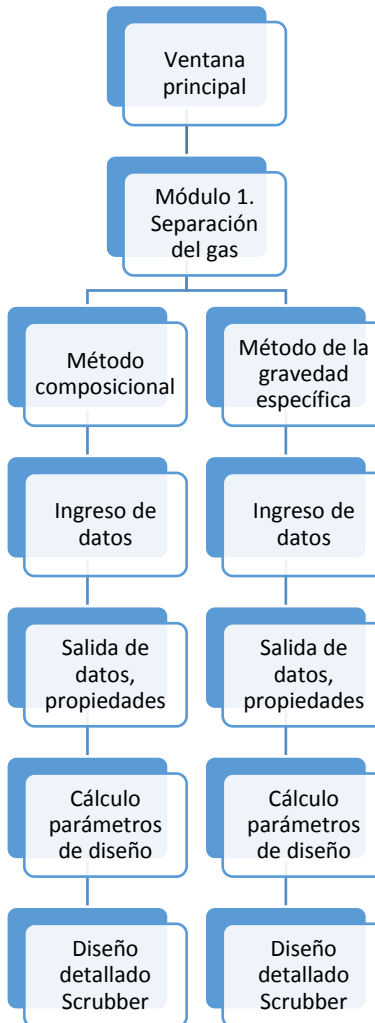


Figura 23: Módulo de separación software SysComp

El primer módulo de este software se basa en el sistema de separación de fases, recuperar la fase líquida que la corriente de gas lleva consigo, y que se condensa a medida que ocurren cambios de presión o temperatura, el equipo que realiza este trabajo es el Scrubber (depurador).

Aunque el equipo más importante de este módulo es el Scrubber (depurador), la ventana de inicio del software SysComp, no es el ingreso de datos de este equipo, sino la elección del método por el cual se desea calcular las propiedades del gas (método composicional o método de la

gravedad específica). Si la elección es el método composicional, se debe tomar una nueva decisión; ahora depende si tiene o no, fracción pesada (C7+), si la elección es positiva, como lo muestra la figura 24, la siguiente ventana que se abre en el software será para calcular algunas propiedades, llámese propiedades a la temperatura de ebullición, presión crítica, temperatura crítica y factor acéntrico de la fracción pesada. Esta ventana contiene una ayuda en la cual se describe el procedimiento para calcular cada uno de los parámetros nombrados por medio de la correlación de Riazi y Daubert, como se puede observar en la figura 25.

Método composicional

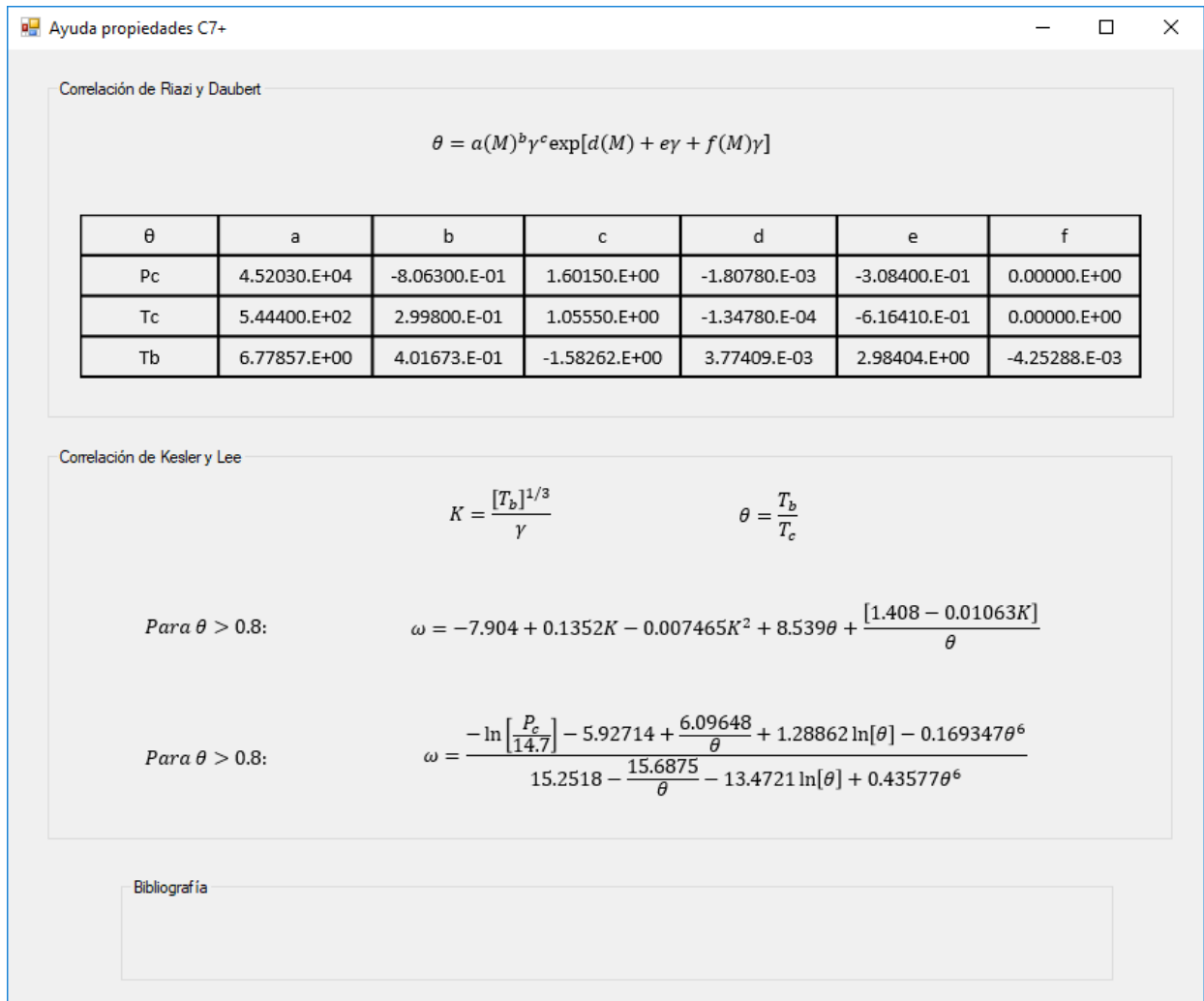
Componente	Fracción molar
C1	0.85
C2	0.04
C3	0.03
i-C4	0.03
n-C4	0.02
i-C5	0.00
n-C5	0.00
C6	0.00
C7	0.00
C8	0.00
C9	0.00
C10	0.00
CO	0.00
CO2	0.02
H2S	0.00
H2	0.00
O2	0.00
N2	0.00
H2O	0.00

Habilitar propiedades del C7+

C7+	0.01
Total	1

Regresar Continuar

Figura 24 Ventana ingreso de composición software SysComp



**Ayuda propiedades C7+**

Correlación de Riazi y Daubert

$$\theta = a(M)^b \gamma^c \exp[d(M) + e\gamma + f(M)\gamma]$$

$\theta$	a	b	c	d	e	f
Pc	4.52030.E+04	-8.06300.E-01	1.60150.E+00	-1.80780.E-03	-3.08400.E-01	0.00000.E+00
Tc	5.44400.E+02	2.99800.E-01	1.05550.E+00	-1.34780.E-04	-6.16410.E-01	0.00000.E+00
Tb	6.77857.E+00	4.01673.E-01	-1.58262.E+00	3.77409.E-03	2.98404.E+00	-4.25288.E-03

Correlación de Kesler y Lee

$$K = \frac{[T_b]^{1/3}}{\gamma} \qquad \theta = \frac{T_b}{T_c}$$

Para  $\theta > 0.8$ :  $\omega = -7.904 + 0.1352K - 0.007465K^2 + 8.539\theta + \frac{[1.408 - 0.01063K]}{\theta}$

Para  $\theta > 0.8$ :  $\omega = \frac{-\ln\left[\frac{P_c}{14.7}\right] - 5.92714 + \frac{6.09648}{\theta} + 1.28862 \ln[\theta] - 0.169347\theta^6}{15.2518 - \frac{15.6875}{\theta} - 13.4721 \ln[\theta] + 0.43577\theta^6}$

Bibliografía

Figura 25 Ventada ayuda Propiedades del C7+ software SysComp

El siguiente paso a realizar, es el ingreso de las condiciones de entrada del gas, parámetros que serán utilizados en el cálculo de propiedades como, peso molecular, densidad, factor de compresibilidad, gravedad específica, viscosidad y contenido de agua. Esta ventana se puede apreciar en la figura 26.

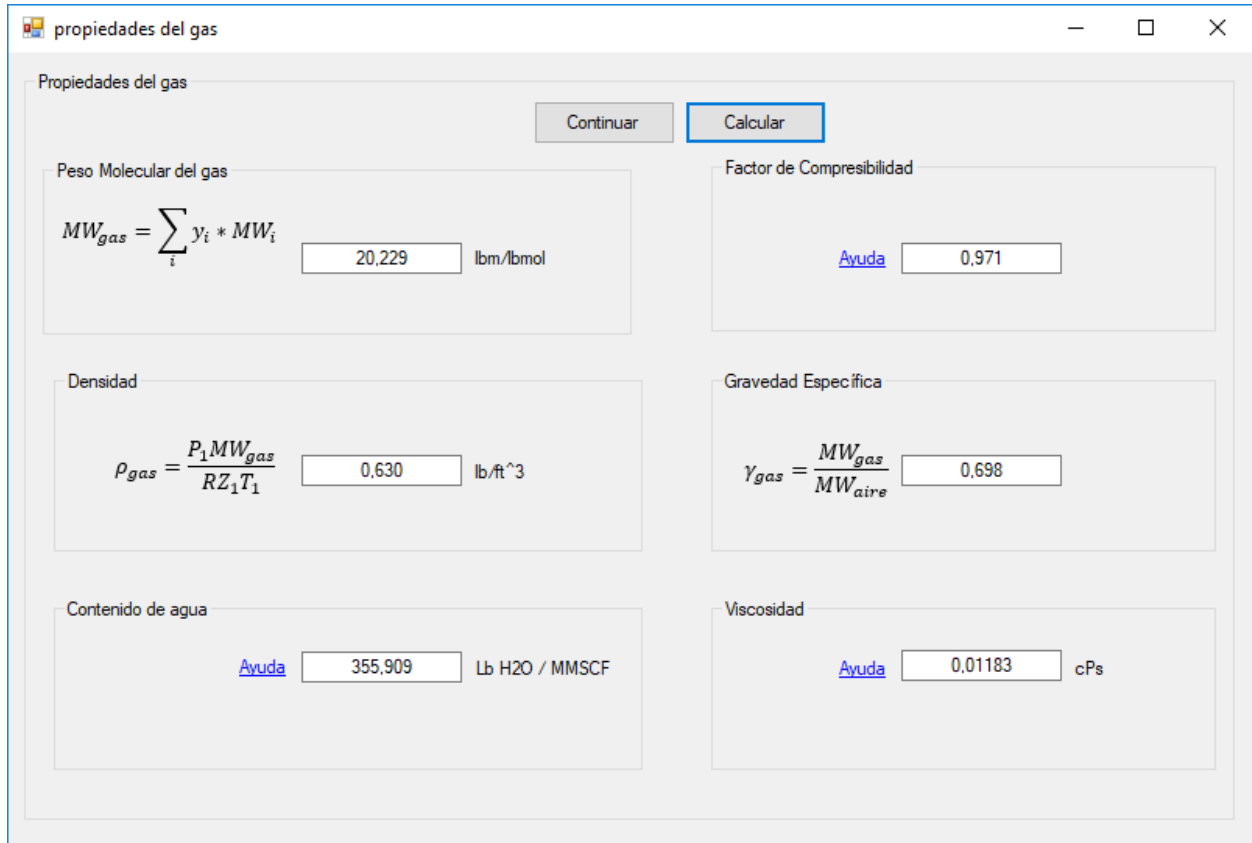


Figura 26 Ventana propiedades del gas software SysComp

La ecuación que se utiliza para calcular cada una de las propiedades del gas se encuentra visible, sin embargo en ocasiones para encontrar un parámetro de estos, es necesario seguir un procedimiento y deducir algunos valores intermedios antes de llegar al resultado, como por ejemplo en el cálculo del factor de compresibilidad, para este caso el software SysComp muestra cada uno de los valores hallados y así el estudiante puede comparar sus resultados elaborados a mano con los del software, las figuras 27 y 28 muestran cada valor hallado antes de llegar al resultado final del factor de compresibilidad del gas.

Ayuda Factor de compresibilidad

Presiones y Temperaturas | Factor Z

Presión y Temperatura pseudocríticas

$$P_{pc} = \sum y_i * P_{ci} \quad 672.154$$

$$T_{pc} = \sum y_i * T_{ci} \quad 384.298$$

Corrección por contenido de CO2 y H2S

$$A = y_{H_2S} + y_{CO_2} \quad 0.020$$

$$B = y_{H_2S} \quad 0.000$$

$$\varepsilon = 120 (A^{0.9} - A^{1.6}) + (B^{0.5} - B^{0.4}) \quad 3.319$$

$$P'_{pc} = \frac{P_{pc} * T'_{pc}}{T_{pc} + B(1 - B) * \varepsilon} \quad 672.154$$

$$T'_{pc} = T_{pc} - \varepsilon \quad 380.979$$

Presión y Temperatura pseudoreducidas

$$P_{pr} = \frac{P}{P'_{pc}} \quad 0.275$$

$$T_{pr} = \frac{T}{T'_{pc}} \quad 1.495$$

Figura 27 Ventana de ayuda de cálculo del factor de compresibilidad del gas 1ra parte software SysComp

Ayuda Factor de compresibilidad

Presiones y Temperaturas **Factor Z**

m y alfa

$$a_i = 0.45724 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \qquad b_i = 0.07780 \frac{RT_c}{P_c}$$

$$m = 0.379642 + 1.48503\omega - 0.1644\omega^2 + 0.016667\omega^3 \quad \omega > 0.49$$

$$m = 0.3746 + 1.5423\omega - 0.2699\omega^2 \quad \omega \leq 0.49$$

$$\alpha = [1 + m(1 - T_r^{0.5})]^2$$

A, B y Factor de compresibilidad

$$\alpha\alpha_m = \sum \sum y_i y_j \sqrt{(\alpha\alpha)_i (\alpha\alpha)_j (1 - K_{ij})} \quad 9916.099$$

$$b_m = \sum y_i b_i \quad 0.485$$

$$A = \frac{(\alpha\alpha)_m P}{(RT)^2} \quad 0.049$$

$$B = \frac{b_m P}{RT} \quad 0.015$$

$$Z^3 + (B - 1)Z^2 + (A - 3B^2 - 2B)Z - (AB - B^2 - B^3) = 0 \quad 0.971$$

Bibliografía

Ahmed, T. (2007). Equations of State. Houston, Texas: Gulf Publishing Company

Figura 28 Ventana de ayuda de cálculo de factor de compresibilidad del gas 2da parte software SysComp

El procedimiento para calcular el contenido de agua para un gas dulce con su respectiva corrección por presencia de CO<sub>2</sub> o H<sub>2</sub>S y el método gráfico para hallar el contenido de agua de un gas dulce, se pueden detallar en las figuras 29 y 30, con su debida corrección. La correlación para el cálculo de la viscosidad del gas se muestra al dar clic en la ayuda de viscosidad, figura 31.



Ayuda contenido de agua en un gas natural

Método para el cálculo del contenido de agua

$$W = \left( \frac{A}{P_s} + B \right) * C$$

$$A = a_A + b_A T + c_A T^2 + d_A T^3 + e_A T^4$$

$$B = A_B + B_B T + C_B T^2 + D_B T^3 + E_B T^4$$

Baja T	Alta T	$a_A$	$b_A$	$c_A$	$d_A$	$e_A$
-40	32	1.1611	0.05415	0.00115	0.0000148	0.000000101
32	95	5.280796	-0.27517	0.0107	-0.000107	0.000000721
95	158	-191.0968	5.75963	-0.0581	0.000246	0
158	212	-857.3993	17.8355	-0.13117	0.000393	0

Baja T	Alta T	$A_B$	$B_B$	$C_B$	$D_B$	$E_B$
-40	32	0.01524	0.00051	0.00000794	6.22E-08	0
32	95	0.00139	0.00137	-0.0000102	0.000000205	0
95	158	-0.3949	0.01141	-0.0000952	0.000000446	0
158	212	163.125	-3.6191	0.02989	0.00011	0.000000147

$$HEC = \%MolarH_2S + 0.7(\%MolarCO_2)$$

$$X = \alpha + \beta T + \gamma T^2$$

$$\alpha = \frac{195.262}{[1 + 26.162e^{-(0.0957+HEC)}]} \quad \beta = \frac{-0.8374}{[1 + 27.813 e^{-(0.0991+HEC)}]}$$

$$\gamma = \frac{0.0011}{[1 + 22.051 e^{-(0.0861+HEC)}]}$$

$$F = a + bX + cX^2$$

$$a = 1 + 6.73 * 10^{-5}P - 8.98 * 10^{-8}P^2 + 4.48 * 10^{-11}P^3 - 6.55 * 10^{-15}P^4$$

$$b = 0.00059 - 1.78 * 10^{-7}P + 5.28 * 10^{-9}P^2 - 2.03 * 10^{-12}P^3 + 2.79 * 10^{-16}P^4$$

$$c = 3.18 * 10^{-6} + 3.24 * 10^{-8}P + 3.08 * 10^{-11}P^2 + 2.28 * 10^{-16}P^3 - 2.6 * 10^{-19}P^4$$

$$W_{correctada} = F * W$$

Conversiones

$$W = \text{Contenido de agua sin corregir, } \frac{lb - H_2O}{MMSCF}$$

$A =$  Constante calculada entre los rangos de temperatura

$B =$  Constante calculada entre los rangos de temperatura

$C =$  Factor de conversión, 62.5

$$P_s = \frac{P}{14.7}$$

$P =$  Presión de yacimiento, psia

$F =$  Factor de corrección para el contenido de agua

$$W_{correctada} = \text{Contenido de agua, } \frac{lb - H_2O}{MMSCF}$$

[Ver método gráfico](#)

MOSHFEGHIAN, M. (1 de Abril de 2015). Petroskills, Jhon M. Campbell. Obtenido de [www.jmccampbell.com/tip-of-the-month/2015/04/estimating-sour-gas-water-content-by-new-correlations-and-simplifi](http://www.jmccampbell.com/tip-of-the-month/2015/04/estimating-sour-gas-water-content-by-new-correlations-and-simplifi)

Figura 29 Ventana de ayuda cálculo del contenido de agua en un gas software SysComp

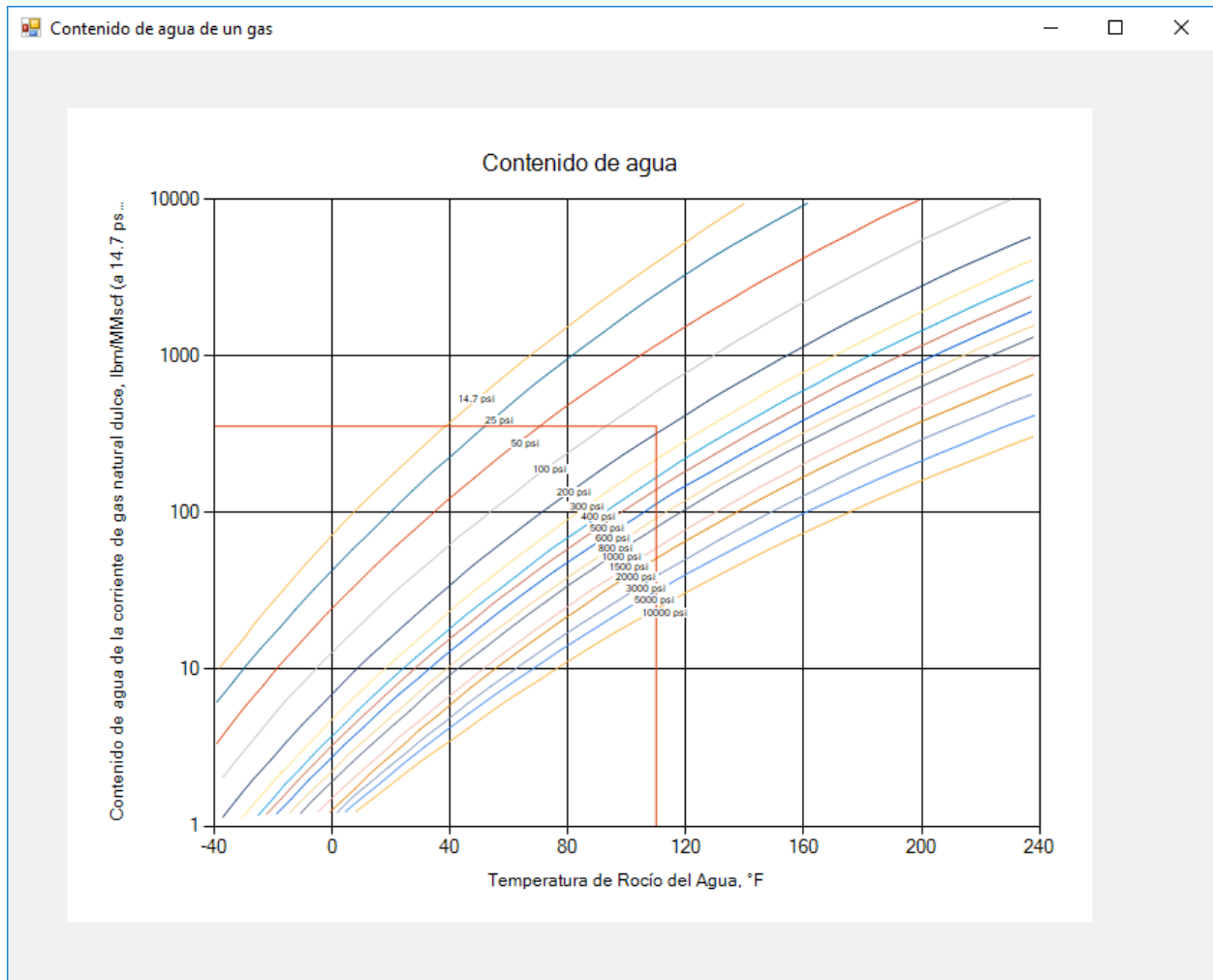


Figura 30 Ventana de contenido de agua de un gas método gráfico software SysComp

Ayuda viscosidad de un gas

---

Ecuaón propuesta por Standing (1977) para el calculo de viscosidad

$$\mu_1 = (\mu_1)_{sin\ correjir} + (\Delta\mu)_{N_2} + (\Delta\mu)_{CO_2} + (\Delta\mu)_{H_2S}$$

$$(\mu_1)_{sin\ correjir} = 8.118(10^{-3}) - 6.15(10^{-3}) \log(\gamma_{gas}) + [1.709(10^{-5}) - 2.062(10^{-6})\gamma_{gas}](T - 459.67)$$

$$(\Delta\mu)_{N_2} = \gamma_{N_2}(8.48(10^{-3}) \log(\gamma_{gas}) + 9.59(10^{-3}))$$

$$(\Delta\mu)_{CO_2} = \gamma_{CO_2}(9.08(10^{-3}) \log(\gamma_{gas}) + 6.24(10^{-3}))$$

$$(\Delta\mu)_{H_2S} = \gamma_{H_2S}(8.49(10^{-3}) \log(\gamma_{gas}) + 3.73(10^{-3}))$$

$$\ln \left[ \frac{\mu_{gas}}{T_{pr} \mu_1} \right] = a_0 + a_1 p_{pr} + a_2 p_{pr}^2 + a_3 p_{pr}^3 + T_{pr}(a_4 + a_5 p_{pr} + a_6 p_{pr}^2 + a_7 p_{pr}^3) + T_{pr}^2(a_8 + a_9 p_{pr} + a_{10} p_{pr}^2 + a_{11} p_{pr}^3) + T_{pr}^3(a_{12} + a_{13} p_{pr} + a_{14} p_{pr}^2 + a_{15} p_{pr}^3)$$

$a_0 = -2.46211820$	$a_8 = -7.93385648(10^{-1})$
$a_1 = 2.970547414$	$a_9 = 1.39643306$
$a_2 = -2.86264054(10^{-1})$	$a_{10} = -1.49144925(10^{-1})$
$a_3 = 8.05420522(10^{-3})$	$a_{11} = 4.41015512(10^{-3})$
$a_4 = 2.80860949$	$a_{12} = 8.39387178(10^{-2})$
$a_5 = -3.49803305$	$a_{13} = -1.86408848(10^{-1})$
$a_6 = 3.60373020(10^{-1})$	$a_{14} = 2.03367881(10^{-2})$
$a_7 = -1.044324(10^{-2})$	$a_{15} = -6.09579263(10^{-4})$

Conversiones

$\mu_1$  = Viscosidad corregida a 1 atmosfera de presión y temperatura de yacimiento, Cp

$(\Delta\mu)_{sin\ correjir}$  = Viscosidad del gas sin correjir, Cp

$(\Delta\mu)_{N_2}$  = Corrección de la viscosidad debido a la presencia de  $N_2$

$(\Delta\mu)_{CO_2}$  = Corrección de la viscosidad debido a la presencia de  $CO_2$

$(\Delta\mu)_{H_2S}$  = Corrección de la viscosidad debido a la presencia de  $H_2S$

$T$  = Temperatura de yacimiento, °R

$\gamma_{gas}$  = Gravedad específica del gas

$\gamma_{N_2}, \gamma_{CO_2}, \gamma_{H_2S}$  = Fracción molar de  $N_2, CO_2$  y  $H_2S$  respectivamente

$T_{pr}$  = Temperatura pseudoreducida de la mezcla de gases

$P_{pr}$  = Presión pseudoreducida de la mezcla de gases

$a_0, \dots, a_{17}$  = Coeficientes de la ecuación

Ahmed, T. (2007). Equations of State. Houston, Texas: Gulf Publishing Company.

Figura 31 Ventana de ayuda cálculo de viscosidad de un gas

Después de haber visto los resultados de las propiedades del gas, se procede a realizar el diseño del Scrubber (Depurador) ya sea por capacidad del gas o por capacidad del líquido, luego se encuentran los diferentes valores de longitud y diámetro del Scrubber (Depurador) y sus boquillas (Figura 32).

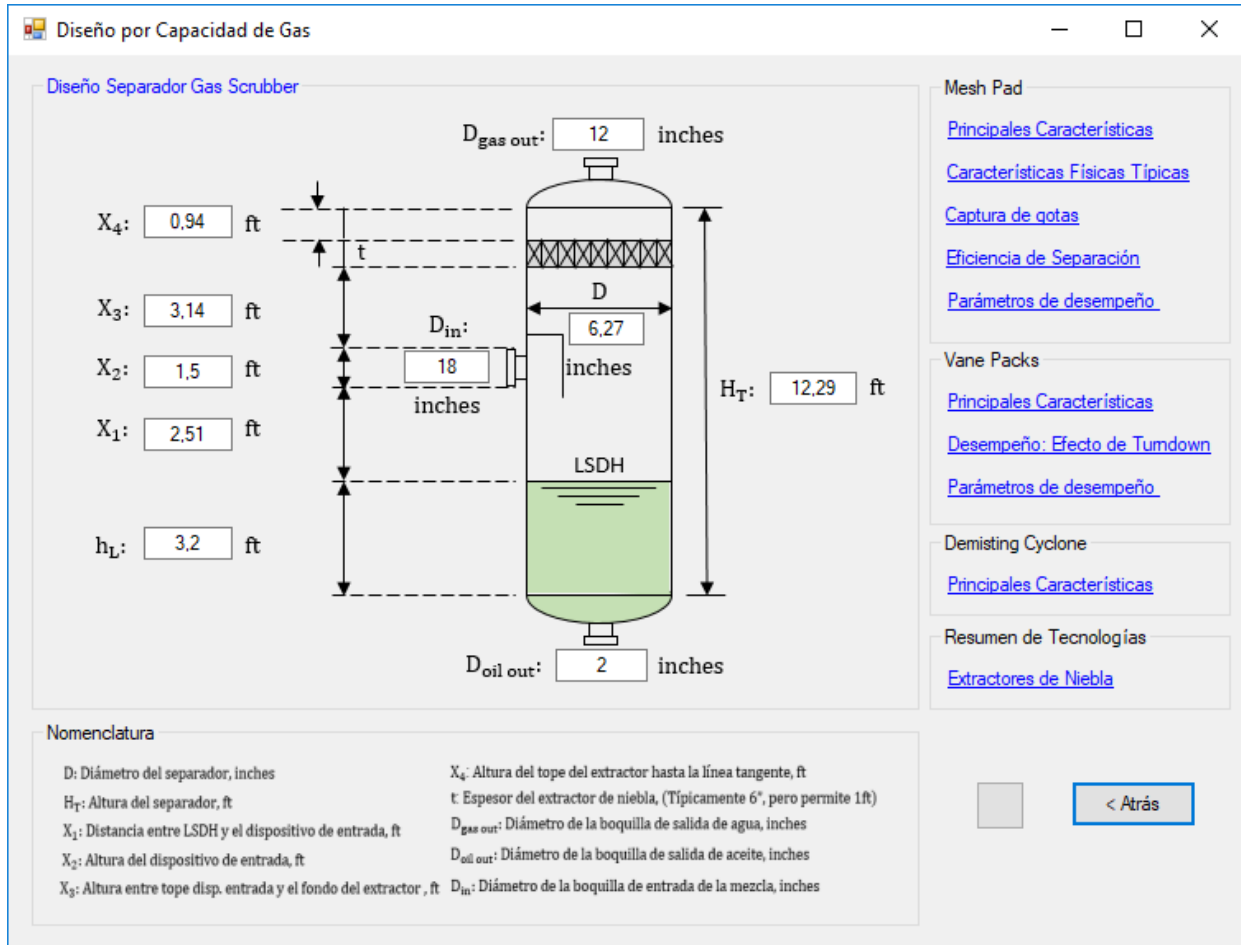


Figura 32 Diseño de un Scrubber software SysComp

## 6.2. Módulo 2: Compresión del gas

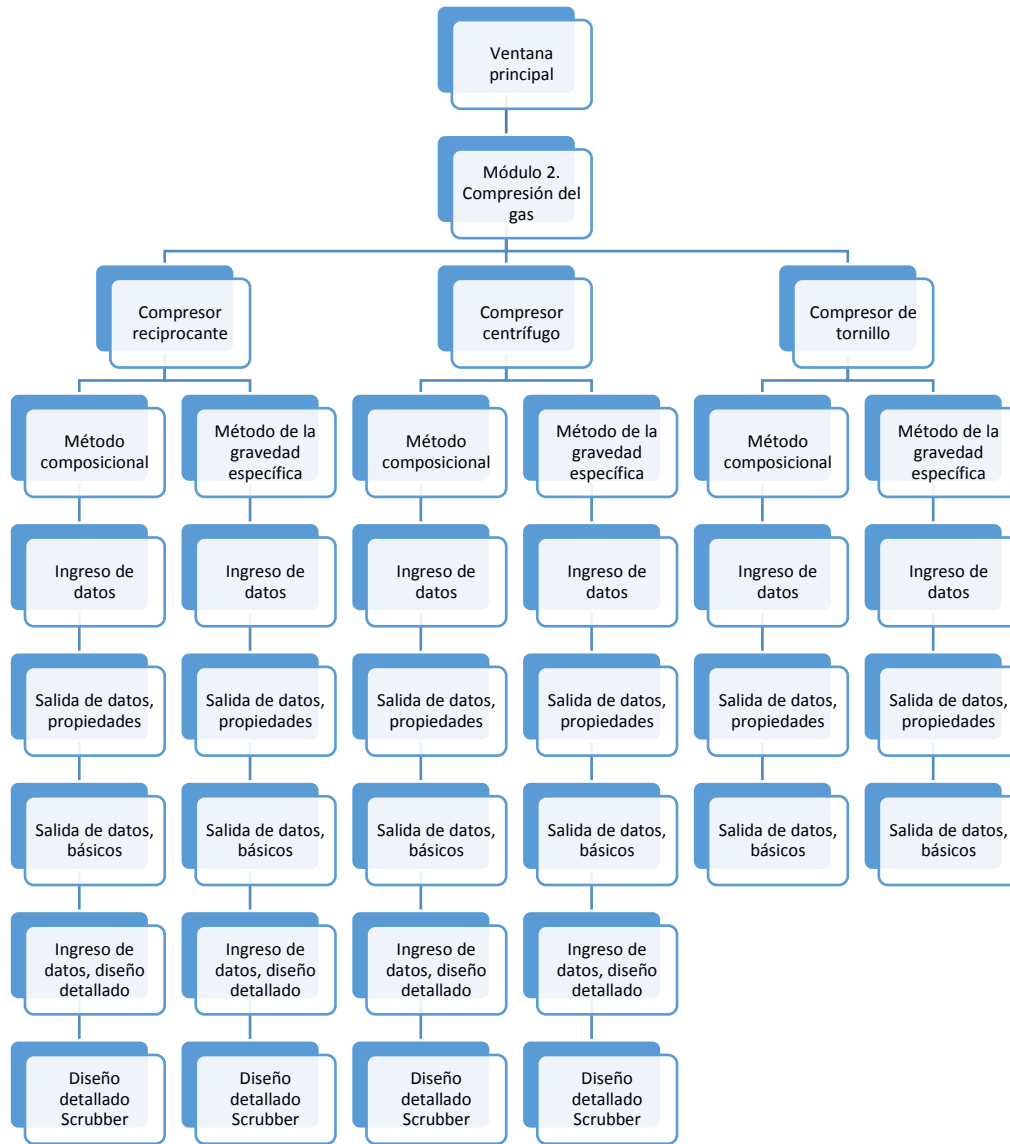


Figura 33 Módulo de Compresión software SysComp

El módulo número dos comprende el sistema de compresión del gas, el software SysComp realiza los cálculos correspondientes al sistema de compresión, con tres opciones diferentes de compresores (Recíprocante, centrífugo y de tornillo). Para esta sección también es necesario una elección del método por el cual se calcularán las propiedades del gas, se ingresan los datos de entrada del gas, y los parámetros del compresor, presión de descarga, número de etapas, la manera

en que quiere que se calcule la relación de calor específico (Correlación o método gráfico), eficiencia isentrópica o politrópica (ingresando el exponente politrópico o si desea que sea calculado) para el compresor recíprocante o centrífugo, que muestra la correlación y la gráfica utilizada para convertir la eficiencia politrópica en eficiencia isentrópica, una eficiencia adiabática para el compresor de tornillo como se muestra en la figura 34.

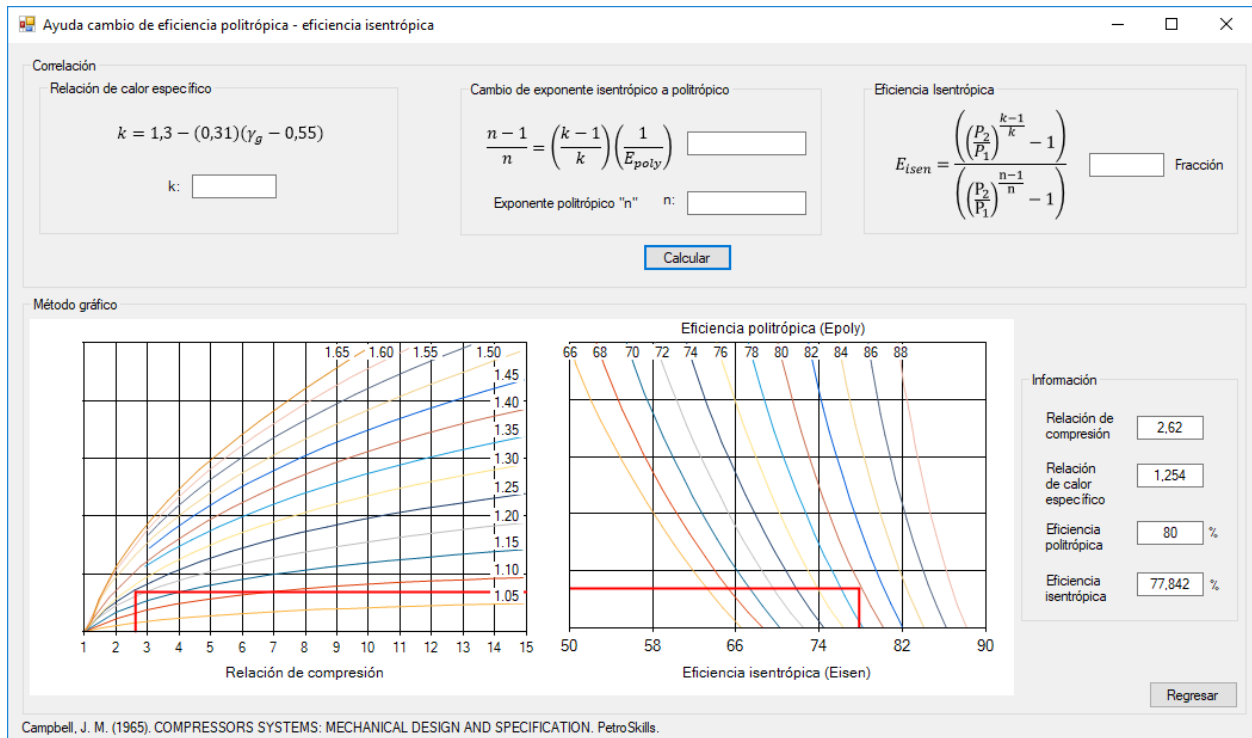


Figura 34 Ventana de ayuda de cambio de eficiencia politrópica a eficiencia isentrópica software SysComp

Volviendo a la ventana de ingreso de datos, allí se puede observar cómo varía la relación de compresión a medida que se cambia la presión de descarga o el número de etapas de compresión, es de resaltar que cada parámetro tiene su rango en el valor de ingreso y si por algún motivo es un valor erróneo, un mensaje aparecerá indicando el error que se está cometiendo.

Al continuar, el software SysComp abre la ventana en la que se procede a ingresar el valor de la eficiencia mecánica del compresor, para luego calcular la potencia necesaria del compresor, la temperatura de descarga por el camino isentrópico, politrópico (para el compresor recíprocante y el compresor centrífugo), o adiabático (Para el compresor de tornillo) y la presión inter etapa si es necesario como se muestra en la figura 35.

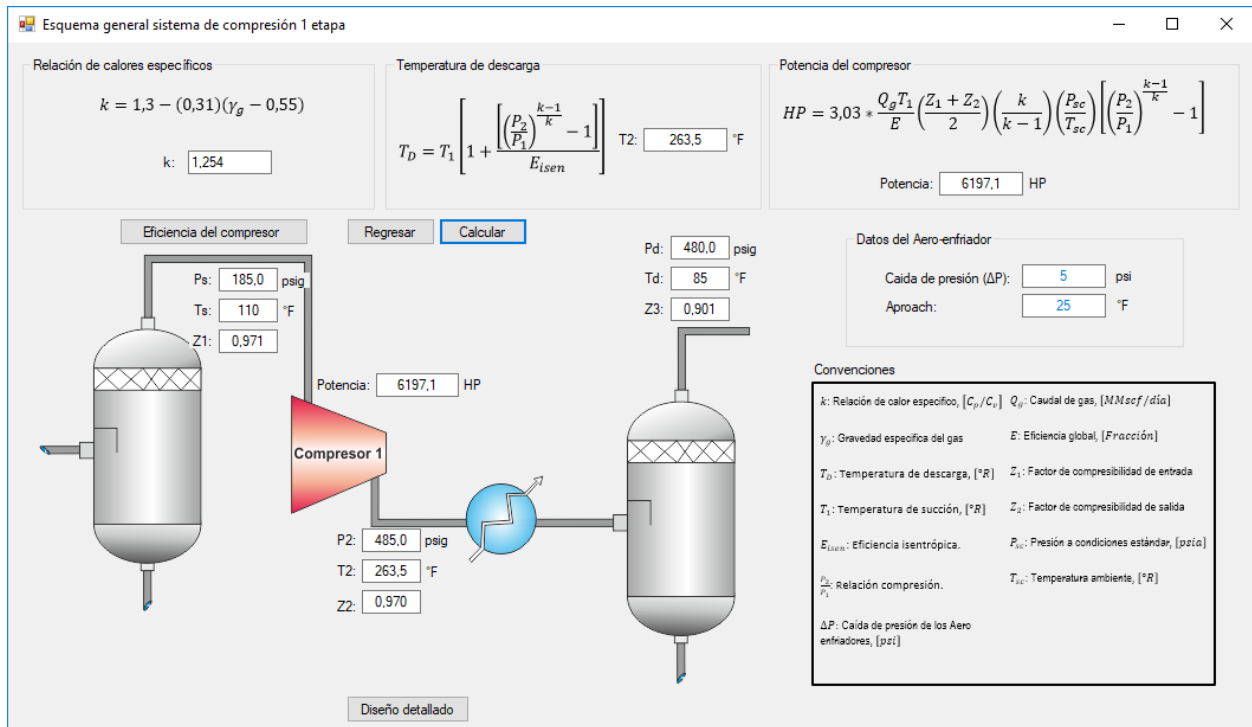


Figura 35 Ventana de sistema de compresión de un gas para una etapa software SysComp

El siguiente paso es realizar el diseño detallado del compresor con el cual se está trabajando, primero se debe ingresar parámetros específicos del diseño detallado, para de esta manera calcular las características del compresor, como lo es el diámetro del cilindro y la fracción de volumen muerto para el compresor recíprocante, o el diámetro del impulsor, número de impulsores, velocidad del compresor, potencia corregida debido a pérdidas mecánicas y la opción para ingresar las curvas de desempeño, para un compresor centrífugo. Todos los equipos diseñados con el

software SysComp muestran su diseño de manera gráfica junto con las dimensiones y parámetros calculados en su última ventana. A continuación se puede observar el diseño detallado para un compresor centrífugo.

Datos iniciales compresor centrífugo 1 etapa

Ingreso de datos

Velocidad de la punta del impulsor  rpm

Coeficiente de cabeza

Calcular

Cabeza isentrópica y cambio de entalpía

$$\Delta h_{isen} = \frac{T_1 z_a R}{\frac{k-1}{k} (MW)} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

ft-lbf/lbm

$$\Delta h = \frac{\mu u^2}{2A}$$

ft-lbf/lbm

Número de impulsores y diámetro de los impulsores

$$N^{\circ} \text{ impulsores} \approx \left( \frac{\Delta h_{isen}}{\Delta h} \right)$$
$$d = \sqrt{\frac{q}{0,0505 * u}}$$

ft

Velocidad del compresor

$$N = \frac{60u}{d * \pi}$$

rpm

Velocidad del sonido en el gas

$$u_s = \sqrt{\frac{g_c k z R T}{MW}}$$

ft/s

Potencia del compresor corregida

$$HP_{corregida} = HP + \text{pérdidas}_{mec}$$

HP

[Pérdidas mecánicas](#)

Desempeño del compresor

Diseño

Figura 36 Ventana ingreso de datos para cálculo detallado de un compresor centrífugo software SysComp

En esta misma ventana, se encuentra la opción del desempeño del compresor, las curvas de desempeño son propias de cada compresor y son las que proporcionan información del desempeño

del compresor, por tal motivo se deben ingresar datos tabulados de Cabeza isentrópica, caudal actual y eficiencia isentrópica como se muestra en la figura 37.

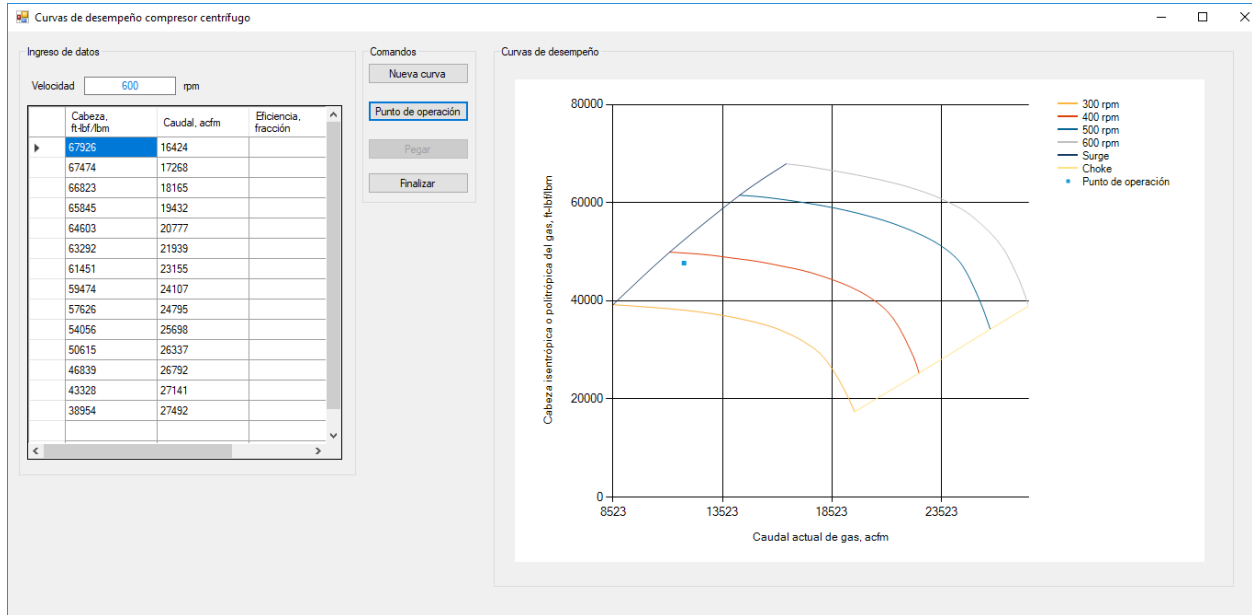


Figura 37 Curvas de desempeño par un compresor centrífugo software SysComp

Por último se puede observar el diseño del compresor centrífugo con sus respectivos parámetros encontrados.

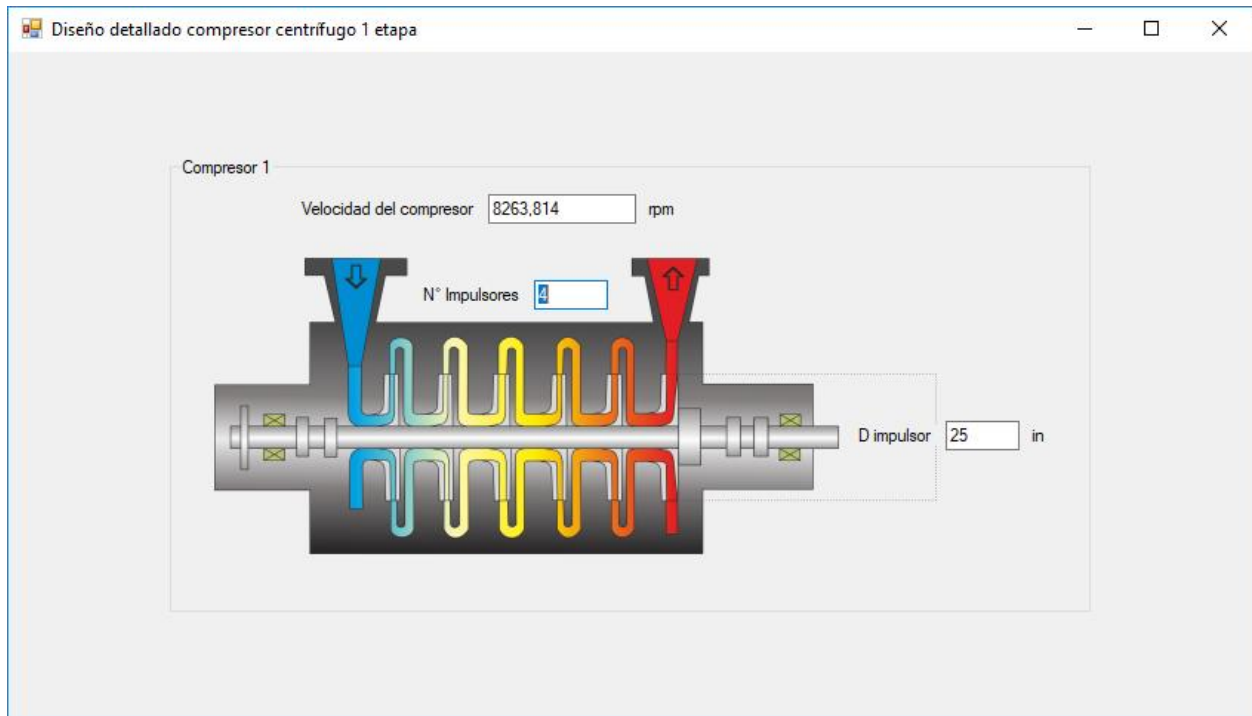
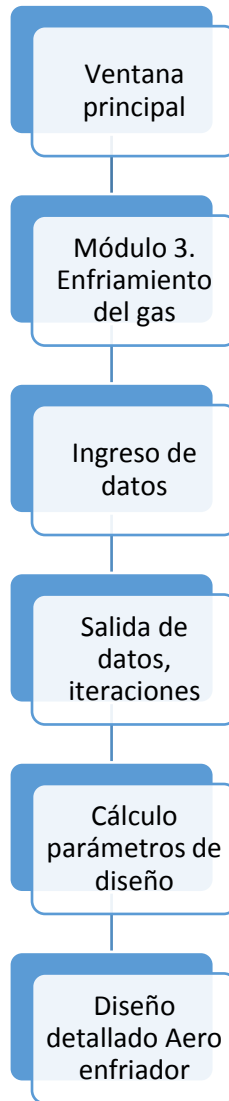


Figura 38 Diseño compresor centrífugo software SysComp

### 6.3. Módulo 3. Sistema de enfriamiento



*Figura 39 Módulo de enfriamiento del gas software SysComp*

Para este módulo el software SysComp, realiza un diseño de un aero enfriador en el cual se necesita el ingreso de algunos datos del proceso de lado del gas, de lado del aire y datos sobre la tubería que se está utilizando (figura 40).

Datos de ingreso diseño del aero enfriador

Datos de entrada del proceso

Datos de entrada del gas

Temperatura de entrada	250	°F
Temperatura de salida	150	°F
Carga de calor, Duty	15	MMBTU/Hr
Coficiente global de transferencia de calor	4	BTU/Hr-ft <sup>2</sup> -°F

[Ayuda coeficiente global de transferencia de calor. Ux](#)

Datos del aire

Temperatura de entrada	100	°F
Elevación sobre el nivel del mar	500	ft
Velocidad de la cara	600	ft/min
Densidad del aire	0.07089	lb./ft <sup>3</sup>
Factor corrección por elevación	0.983	-
Densidad del aire corregida	0.06968	lb./ft <sup>3</sup>

Datos de entrada del arreglo y tubería

Diámetro externo de le tubería	1	ft
Altura de la aleta	5/8	in
Densidad de aletas	10	/in
Pitch de la tubería	2 1/2	in
Número de filas	6	-
Longitud de la tubería	30	ft
Arreglo de los ventiladores	1 Ventilador, 3 pasos	

Eficiencias

Eficiencia del ventilador	0.75	Fracción
Eficiencia del motor	0.95	Fracción

Relación de áreas

APF	5.58	ft <sup>2</sup> /ft
APSF	160.8	ft <sup>2</sup> /ft <sup>2</sup>

[Ayuda relación de áreas](#)

Siguiente

Figura 40 Ventana de ingreso de datos del Aero enfriador software SysComp

Con esta información se procede a realizar una cantidad de iteraciones para encontrar la temperatura de salida del aire aproximada, el flujo de aire necesario para la transferencia de calor, el área superficial de la tubería y otros parámetros como se muestra en las figuras 41 y 42

Búsqueda temperatura de salida del aire

Iteración	t2 [°F]	T1 [°F]	T2 [°F]	t1	LMTD	R	P	F	CMTD	Bare Area [ft <sup>2</sup> ]	Face Area [ft <sup>2</sup> ]	Air flow [ft <sup>3</sup> /hr]	Air flow [lb./hr]	Δt [°F]	t2 Calculad [°F]	Tmín [°F]	Tmáx [°F]
14	167.704	250	150	100	64.812	1.477	0.451	0.982	63.645...	58920.58	366.42	13191120	919157.24	67.71	167.71	167.695	167.713
15	167.709	250	150	100	64.81	1.477	0.451	0.982	63.643...	58922.43	366.43	13191480	919182.33	67.71	167.71	167.704	167.713
16	167.711	250	150	100	64.809	1.477	0.451	0.982	63.642...	58923.35	366.44	13191840	919207.41	67.71	167.71	167.709	167.713
17	167.71	250	150	100	64.81	1.477	0.451	0.982	63.643...	58922.43	366.43	13191480	919182.33	67.71	167.71	167.709	167.711
18	167.71	250	150	100	64.81	1.477	0.451	0.982	63.643...	58922.43	366.43	13191480	919182.33	67.71	167.71	167.709	167.71
19	167.71	250	150	100	64.81	1.477	0.451	0.982	63.643...	58922.43	366.43	13191480	919182.33	67.71	167.71	167.709	167.71
20	167.71	250	150	100	64.81	1.477	0.451	0.982	63.643...	58922.43	366.43	13191480	919182.33	67.71	167.71	167.709	167.71
21	167.71	250	150	100	64.81	1.477	0.451	0.982	63.643...	58922.43	366.43	13191480	919182.33	67.71	167.71	167.709	167.71
22	167.71	250	150	100	64.81	1.477	0.451	0.982	63.643...	58922.43	366.43	13191480	919182.33	67.71	167.71	167.709	167.71
23	167.71	250	150	100	64.81	1.477	0.451	0.982	63.643...	58922.43	366.43	13191480	919182.33	67.71	167.71	167.709	167.71
24	167.71	250	150	100	64.81	1.477	0.451	0.982	63.643...	58922.43	366.43	13191480	919182.33	67.71	167.71	167.709	167.71
25	167.71	250	150	100	64.81	1.477	0.451	0.982	63.643...	58922.43	366.43	13191480	919182.33	67.71	167.71	167.709	167.71
26	167.71	250	150	100	64.81	1.477	0.451	0.982	63.643...	58922.43	366.43	13191480	919182.33	67.71	167.71	167.709	167.71
27	167.71	250	150	100	64.81	1.477	0.451	0.982	63.643...	58922.43	366.43	13191480	919182.33	67.71	167.71	167.709	167.71
28	167.71	250	150	100	64.81	1.477	0.451	0.982	63.643...	58922.43	366.43	13191480	919182.33	67.71	167.71	167.709	167.71
29	167.71	250	150	100	64.81	1.477	0.451	0.982	63.643...	58922.43	366.43	13191480	919182.33	67.71	167.71	167.709	167.71
30	167.71	250	150	100	64.81	1.477	0.451	0.982	63.643...	58922.43	366.43	13191480	919182.33	67.71	167.71	167.709	167.71

Ver gráfica factor de corrección

Siguiente

Figura 41 Ventana de iteraciones de parámetros de diseño del Aero enfriador software SysComp

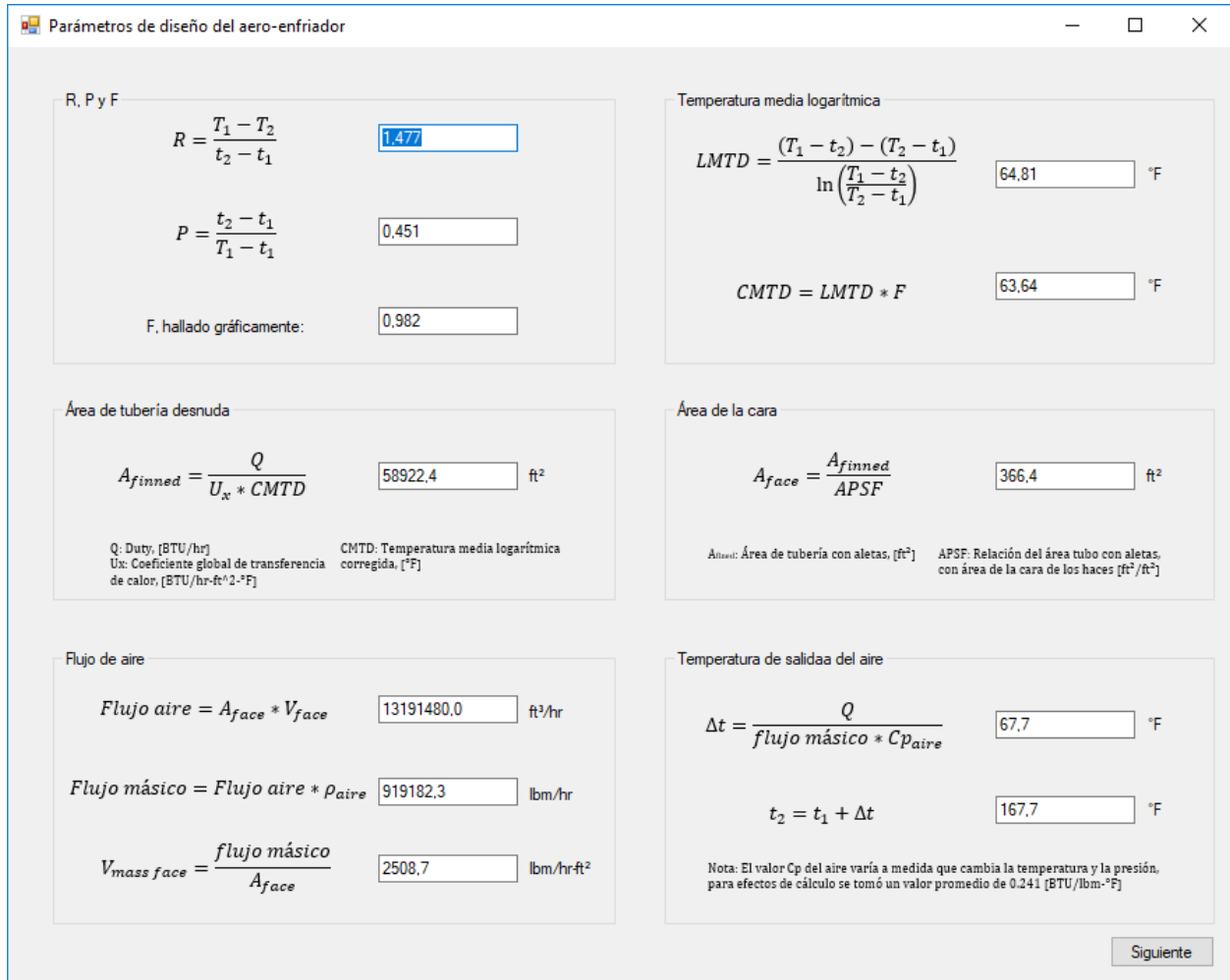


Figura 42 Ventana de resultados de parámetros de diseño del Aero enfriador software SysComp

Estos valores encontrados son utilizados para dimensionar el aero enfriador, hallar la cantidad de tubos necesarios, caída de presión y potencia del motor requerida (figura 43).

**Diseño del aero enfriador**

**Ancho**

$$\text{Ancho} = \frac{A_{face}}{\text{longitud de los tubos}}$$

12.2 ft

**Número de tubos**

$$N_{tubos} = \frac{A_{finned}}{\text{longitud de los tubos} * APF}$$

352.0

$$N_{tubos\ fila} = \frac{N_{tubos}}{N_{filas}}$$

58.7

**Diseño del ventilador**

Número de ventiladores: 2

$$A_{fan} = \frac{0.4 * A_{face}}{N_{fan}}$$

73.3 ft<sup>2</sup>

$$D_{fan} = \left(\frac{4 * A_{fan}}{\pi}\right)^{0.5}$$

9.7 ft

$$\text{Caudal}_{fan} = \frac{\text{air flow}}{60 * N_{fan}}$$

109929.0 acfm

**Caída de presión**

$$D_R = \frac{\rho_{aire}}{\rho_{aire@70°F\ nivel\ del\ mar}}$$

0.929

$$F_p = 6 * 10^{-8} * (V_{mass\ face})^{1.825}$$

0.096

$$\Delta P_{estática} = \frac{F_p * N_{filas}}{D_R}$$

0.620 in H2O

$$\Delta P_{velocidad} = \left(\frac{\text{Caudal}_{fan}}{4005 * \left(\pi * \frac{D^2}{4}\right)}\right)^2 * D_R$$

0.1 in H2O

**Potencia**

$$BHP = \frac{\Delta P_{total} * \text{caudal}_{fan}}{6356 * E_{fan}}$$

16.6 HP

$$\text{Potencia} = \frac{BHP * N_{fan}}{E_{motor}}$$

34.9 HP

Diseño

Figura 43 Ventana parámetros de diseño del Aero enfriador software SysComp

Como se había mencionado, la última ventana se observa el dimensionamiento del equipo que se está diseñando y cada detalle posible.

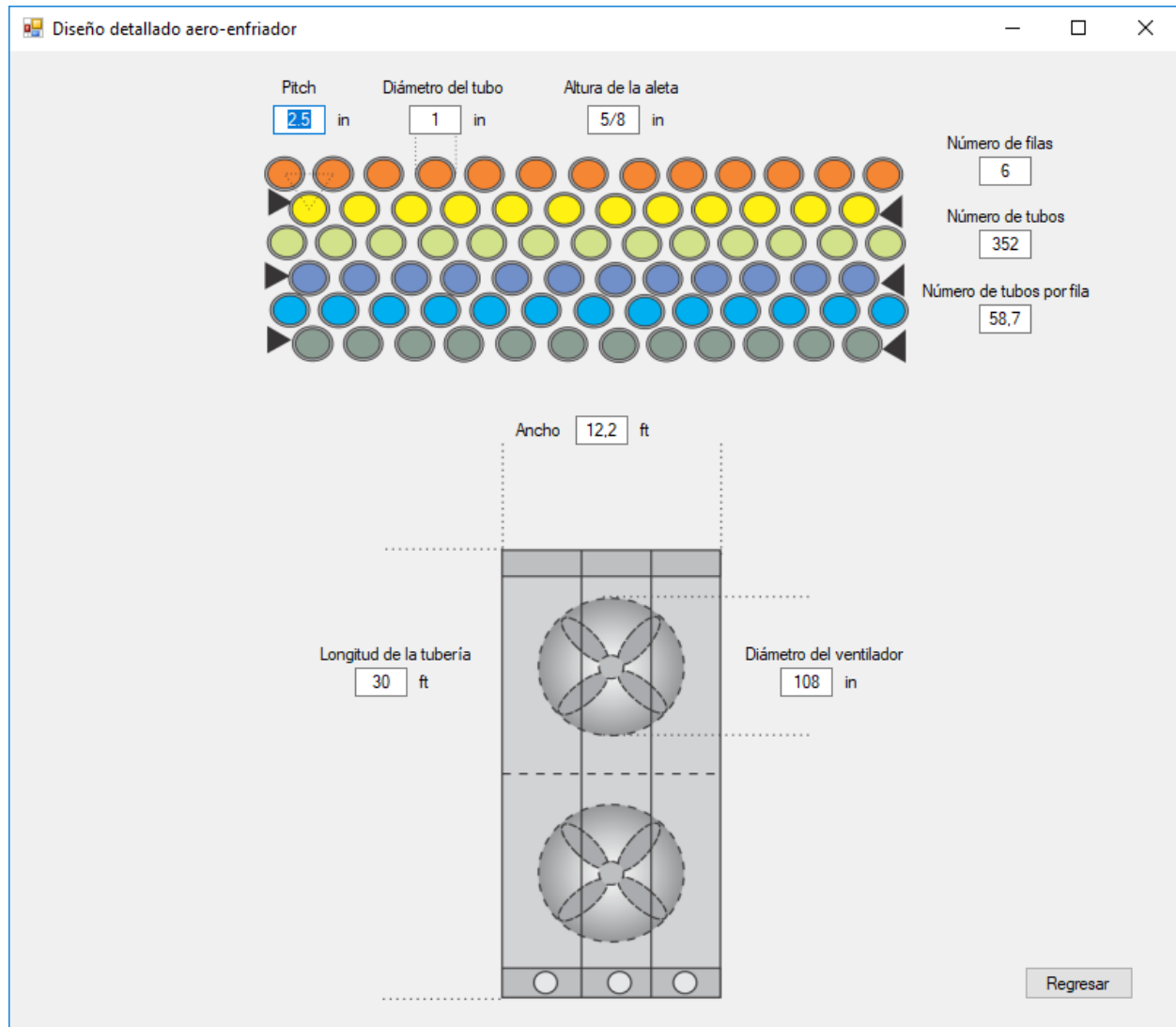


Figura 44 Diseño del Aero enfriador software SysComp

#### 6.4. Módulo 4. Cálculos independientes

Esta sección está enfocada en diferentes tipos de cálculos y operaciones, que se realizan durante el sistema de compresión de un gas natural pero de manera independiente, aquí se encuentra un listado de los cálculos que se pueden realizar (Figura 45 y 46), cálculos básicos como la potencia de un compresor, o cálculos de nivel intermedio como el diseño detallado de un compresor. Se debe tener en cuenta que cada uno de estos cálculos, se realiza para una etapa de compresión, por lo tanto la relación de compresión no debe ser superior a 4.

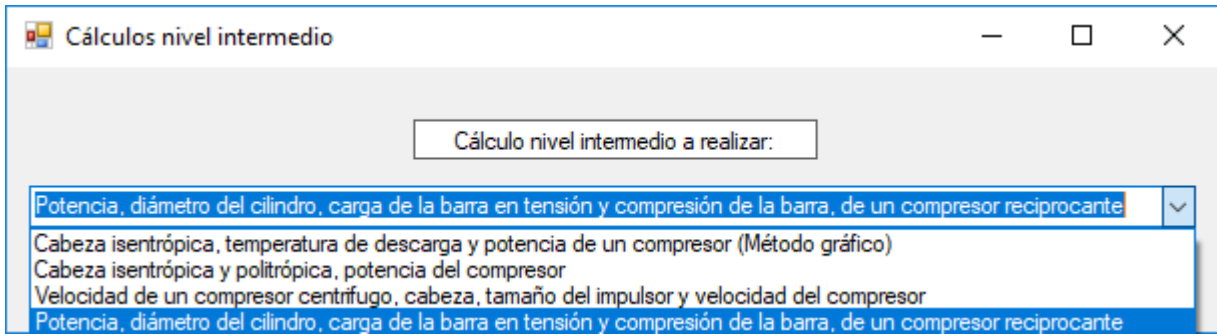


Figura 46 Ventana de opciones Cálculos Nivel Intermedio software SysComp

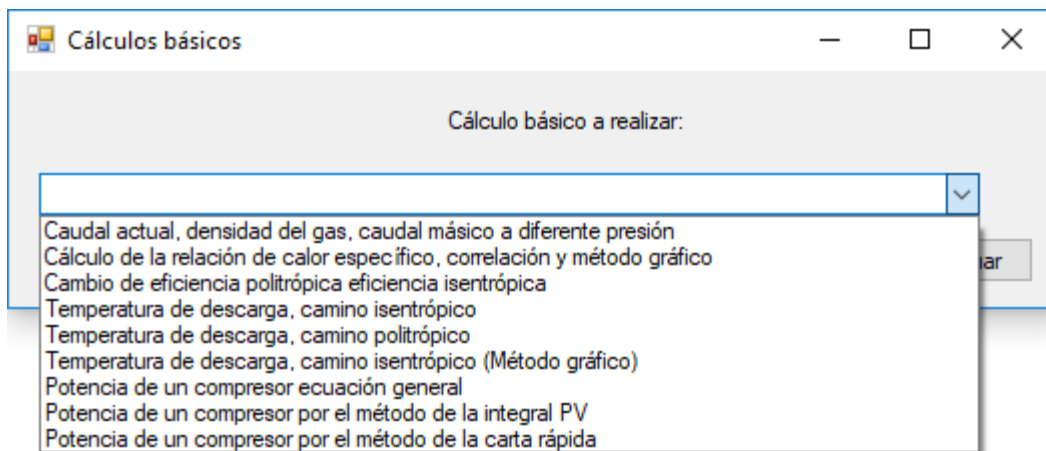


Figura 45 Ventana de opciones Cálculos Básicos software SysComp

En las figuras 47 y 48, se puede observar el cálculo de la potencia por dos diferentes métodos, estos hacen parte del listado de cálculos básicos que puede realizar el software SysComp.

Potencia ecuación general

Ingreso de datos

Flujo másico  lbm/min

Cabeza isentrópica  ft-lbf/lbm

Eficiencia isentrópica  Fracción

Eficiencia mecánica  Fracción

Potencia del motor

$$Potencia = \frac{Flujo\ másico * \Delta h_{isen}}{E_{global} * 33000}$$

$$E_{global} = E_{mecánica} * E_{isen}$$

Potencia:  HP

Figura 47 Ventana de cálculo de la potencia de un compresor, ecuación general software SysComp

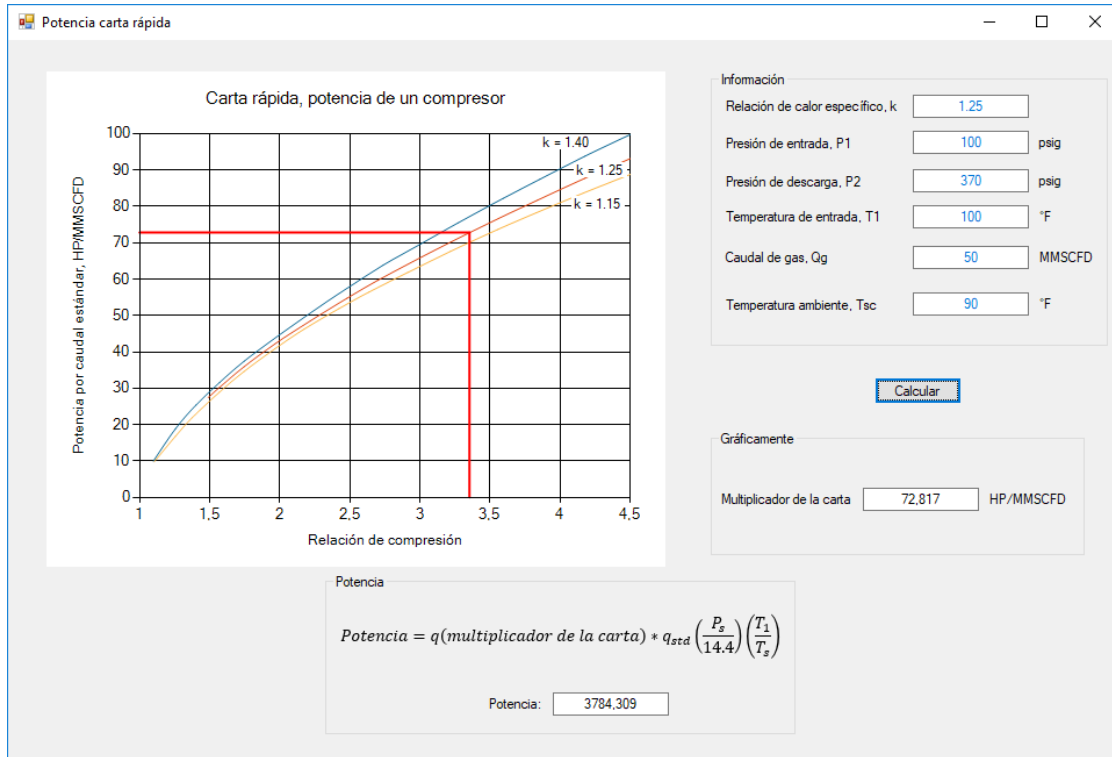


Figura 48 Cálculo de la potencia de un compresor, método de la carta rápida software SysComp

La figura 49, muestra un ejemplo de un cálculo nivel intermedio, en este caso se puede ver el diseño detallado de un compresor recíprocante por el camino isentrópico.

Figura 49 Ventana de diseño de un compresor reciprocante, cálculo nivel intermedio software SysComp

## 7. Interfaz del software

La interfaz del software SysComp, está compuesta por una cinta de botones y un menú principal, cualquiera de estas dos opciones da acceso a cada uno de los equipos que puede diseñar y los cálculos independientes que puede realizar este software; los diferentes botones que se encuentran en la interfaz cuentan con un nombre y un ícono que representa el equipo y dan una mejor distinción. Esta interfaz está diseñada para crear una fácil interacción con el estudiante, es sencilla y atractiva a la vista.



*Figura 50 Ventana principal software SysComp*

SysComp, realiza cálculos que pueden efectuar algunos softwares comerciales, a diferencia que éste presenta cada resultado parcial, su correlación y diferentes opciones para el cálculo de algunos parámetros. También contiene recursos de multimedia que ayudan con la percepción del estudiante en cuanto al sistema de compresión del gas natural. Con este software, el estudiante podrá resolver problemas de clase de una manera efectiva, comparar resultados hechos a mano y hasta salir de muchas dudas que en ocasiones surgen en cuanto a las unidades en que se debe ingresar cada factor.

SysComp, es un software educativo que busca generar en el estudiante una forma novedosa de aprender, los diseños de los equipos se muestran en su última ventana de manera gráfica; en la cual se encuentra la opción de ver un Datasheet, reporte de los resultados hallados en formato PDF para su posterior impresión. Cada uno de los parámetros encontrados en el diseño de equipos fue

validado con softwares comerciales o con datos de literatura, generando así una confianza a la hora de utilizar este software, los porcentajes de error o variación son presentados en el capítulo siguiente de este libro.

## 8. Validaciones

La validación de este software se realizó de manera modular, primero a las propiedades del gas, luego el módulo de separación, el siguiente módulo fue el de compresión y por último el módulo de enfriamiento del gas. La validación se realizó con un software comercial llamado Aspen Hysys y otros softwares comerciales del tema.

*Tabla 9: Validación propiedades básicas de los fluidos*

Metodología	Caso	Propiedades	Unidades	SysComp	Hysys	Error
<b>Composicional</b>	1	Peso molecular	lbm/lbmol	20.229	20.23	0.00%
		Factor de compresibilidad	-	0.971	0.9661	0.51%
		Densidad	lb/ft <sup>3</sup>	0.63	0.6336	0.57%
		Gravedad Especifica	-	0.698	0.6976	0.06%
		Contenido de agua	Lb H2O/MMSCF	349.1	340.1	2.64%
<b>Composicional con C7+</b>	2	Viscosidad	cPs	0.01183	0.01211	2.31%
		Temperatura de ebullición	°F	420.6	420.6	0.00%
		Presión crítica	Psia	289.025	294.09	1.72%
		Temperatura crítica	°F	737.634	759.85	2.92%
		Factor acéntrico	-	0.553	0.4774	15.84%
		Peso molecular	lbm/lbmol	20.928	20.93	0.01%
		Factor de compresibilidad	-	0.971	0.9664	0.48%
		Densidad	lb/ft <sup>3</sup>	0.63	0.6317	0.27%
		Contenido de agua	Lb H2O/MMSCF	349.1	340.1	2.64%
		Viscosidad	cPs	0.01184	0.01212	2.31%
	3	Peso molecular	lbm/lbmol	21.744	21.77	0.12%

<b>Gravedad Especifica</b>	Factor de compresibilidad	-	0.97	0.9822	1.24%
	Densidad	lb/ft <sup>3</sup>	0.677	0.5384	25.74%

Tabla 10: Validación sistemas de compresión

Metodología	Caso	Propiedades	Unidades	SysComp	Hysys	Error
<b>Una etapa</b>	1	Eficiencia Isentrópica	-	0.798	0.8	0.25%
		Relación de compresión	-	2.62	2.701	3.00%
		Temperatura de descarga	°F	297.9	259.8	14.67%
		Exponente isentrópico	-	1.254	1.2348	1.55%
		Exponente politrópico	-	1.33	1.3028	2.09%
		Factor de compresibilidad 1	-	0.972	0.9636	0.87%
		Factor de compresibilidad 2	-	0.901	0.8973	0.41%
<b>Dos etapas</b>	2	Potencia	HP	16017.4	16134.3	0.72%
		Eficiencia Isentrópica	-	0.798	0.8	0.25%
		Exponente isentrópico	-	1.254	1.2348	1.55%
		Exponente politrópico	-	1.33	1.3028	2.09%
		Relación de compresión	-	1.62	1.72	5.81%
		Temperatura de descarga 1	°F	184.3	194	5.00%
		Temperatura de descarga 2	°F	156.1	152.9	2.09%
		Presión inter-etapa	psig	302	302	0.00%
		Factor de compresibilidad 1	-	0.971	0.9649	0.63%
		Factor de compresibilidad 2	-	0.938	0.9343	0.40%
		Factor de compresibilidad 3	-	0.935	0.9336	0.15%
		Factor de compresibilidad 4	-	0.901	0.9003	0.08%
		Potencia 1	HP	7945.3	8,350	4.85%
Potencia 2	HP	7415.1	6717.5	10.38%		
Potencia Total	HP	15360.4	15,068	1.94%		
<b>Tres etapas</b>	3	Eficiencia Isentrópica	-	0.798	0.8	0.25%
		Exponente isentrópica	-	1.254	1.2348	1.55%
		Exponente politrópico	-	1.33	1.3028	2.09%
		Relación de compresión	-	1.38	1.378	0.15%
		Temperatura de descarga 1	°F	159.6	166.9	4.37%
		Temperatura de descarga 2	°F	132.4	133.2	0.60%
		Temperatura de descarga 3	°F	130.3	134.1	2.83%
		Presión inter-etapa 1	psig	258	258	0.00%
		Presión inter-etapa 2	psig	352.8	352.8	0.00%
		Factor de compresibilidad 1	-	0.965	0.9645	0.05%
		Factor de compresibilidad 2	-	0.947	0.9434	0.38%
		Factor de compresibilidad 3	-	0.945	0.9425	0.27%

Factor de compresibilidad 4	-	0.934	0.9239	1.09%
Factor de compresibilidad 5	-	0.925	0.9236	0.15%
Factor de compresibilidad 6	-	0.901	0.8973	0.41%
Potencia 1	HP	5282.6	5940.16	11.07%
Potencia 2	HP	4949.2	4800.11	3.11%
Potencia 3	HP	4821.4	4765.53	1.17%
Potencia Total	HP	15053.2	15505.8	2.92%

Tabla 11: Validación Compresores centrífugos y reciprocantes

Metodología	Caso	Propiedades	Unidades	SysComp	Hysys	Error
Centrifugo	1	Cabeza isentrópica	ft-lb-f/lbm	47692.1	46020	4%
Reciprocante	2	Eficiencia volumétrica	-	0.734	0.7574	3%
		Carga por compresión	lb-f	13825.352	15470	11%
		Carga por tensión	lb-f	21583.142	14940	44%

Tabla 12: Validación generalidades de los compresores centrífugos y reciprocantes

Metodología	Caso	Propiedad	Unidades	SysComp	Software de Compresión	Error
Compresor reciprocante	1	Eficiencia Volumétrica	%	73.4	73.09	0.42%
		Diámetro del cilindro	In	94.234	90.43	4.21%
Método de la carta rápida		Potencia	HP	17114.024	17473.5	2.06%
Temperatura de descarga		Temperatura de descarga	°F	263.5	261.28	0.85%
Compresor Centrifugo		Numero de impulsores	-	4	4	0.00%
		Cabeza isentrópica	HP	47692.1	44718.1	6.65%
Eficiencia global		Baja velocidad, sistema de	%	82.8	83.77	1.16%

refuerzo de gas					
Altas velocidades	%	69.6	69.33	0.39%	
Baja velocidad	%	84.8	84.33	0.56%	

Tabla 13: Validación Aero-enfriador

Metodología	Caso	Propiedades	Unidades	SysComp	Hysys	Error
Aero Enfriador	1	Temperatura de salida del aire	°F	167.7	229.3	26.86%
		LMTD	°F	63.64	41.5	53.35%
		Número de tubos	-	352	224	57.14%
		Caída de presión	-	0.0187	0.029	35.5%
		Flujo másico	lbm/h	919182.3	819600	12.15%
		Número de ventiladores	-	1	5	80.00%
		Numero de filas	-	6	8	25.00%

Tabla 14: Validación Scrubber

Metodología	Caso	Propiedades	Unidades	SysComp	Literatura	Error
Con condensado	1	Velocidad del gas permitida	ft/s	3.11	3.36	7.44%
		Tasa de flujo de gas	ft/s	38.23	46.62	18.00%
		Área	ft <sup>2</sup>	12.29	13.87	11.39%
		Diámetro	ft	3.96	4.2	5.71%
Sin condensado	2	Velocidad del gas permitida	ft/s	1.16	1.04	11.54%
		Tasa de flujo de gas	ft/s	6.22	7.59	18.05%
		Área	ft <sup>2</sup>	5.37	7.3	26.44%
		Diámetro	ft	2.61	3.04	14.14%

## 9. Conclusiones

- Se ha desarrollado un software educativo de sistemas de compresión, el cual es de fácil entendimiento en las temáticas abarcadas y de interfaz amigable con el usuario. Este software otorga un complemento integral de los objetivos a dictar en esta área, realizando los diferentes cálculos y procedimientos de cada equipo y sistema de forma secuencial, permitiendo visualizar el dimensionamiento de cada uno de estos gráficamente.
- La metodología de usar un software de compresión como un complemento integral para el aprendizaje de las nuevas generaciones, ha dado muy buenos resultados en diferentes áreas del conocimiento, entre ellas el área de las ingenierías. En el área de ingeniería de petróleos, es muy reducido el uso y desarrollo de este tipo herramientas y de aquí la importancia del desarrollo de nuevos materiales para la industria del petróleo que permitan la mejora continua de los profesionales.
- El desarrollo de herramientas de este tipo, conceden el complemento del profesional en el aula de clase, permitiendo en el caso del software SysComp desarrollado, adquirir habilidades de diseño de quipos y sistemas de compresión, durante la interacción con el mismo. Logrando enfocar las aulas presenciales de los docentes a las habilidades que la industria requiere en la actualidad, como lo son el conocimiento en temas de HSEQ, habilidades interdisciplinarias, liderazgo, entre otras.
- Analizando el bajo porcentaje de error general en cada uno de los procedimientos que pueden ser comparados con softwares comerciales o la literatura, se logra identificar que el software educativo SysComp, es una herramienta válida para el cálculo y diseño de sistemas de compresión.
- En el proceso de validación de datos con Hysys, se logra identificar un error considerable en el módulo del Aero-enfriador, teniendo en cuenta que Hysys es una herramienta que, para el dimensionamiento y solución de los parámetros, optimiza los procesos considerando costos operacionales, material, herramientas e información con el cual logra diseñar el Aero-enfriador adecuado.

## 10. Recomendaciones

- Incorporar en el software la opción de construir la envolvente de fases de un producto hidrocarburo de acuerdo a su composición.
- Implementar todo el diseño de equipos con una opción para ingresar la composición del gas con una cromatografía extendida.
- Desarrollar en el software un módulo para el diseño detallado del compresor de tornillo y otro para el diseño de un Aero enfriador de corriente inducida.
- Desarrollar en el software un sistema de recomendación de equipos utilizados en el sistema de compresión del gas natural, teniendo en cuenta su relación costo / beneficio de instalación e implementación.
- Implementar el sistema de control en cada uno de los equipos utilizados en el sistema de compresión del gas natural.

## Bibliografía

- Aggour, T., Donohue, T., & Donohue, D. A. (28 de Septiembre de 2015). Modernizing Petroleum Engineering Education: A New Global Online Petroleum Engineering University Serving all Universities. *Society of Petroleum Engineers*, 3.
- Ahmed, T. (2007). *Equations of State*. Houston, Texas: Gulf Publishing Company.
- ANSI/API STANDARD 661, E. S. (2006). *Air-Cooled Heat Exchangers for General Refinery Service*. Washington, D.C.
- Arnold, K., & Stewart, M. (2008). *Surface Production Operations Design of Oil Handling Systems and Facilities*. Burlington: Elsevier.
- Axaopoulos, P., & Pitsilis, G. (2006). Energy software programs for educational use. *ELSEVIER*.
- Bánzer, C. (1996). *Correlaciones Numéricas P.V.T. (Preliminar)*. Maracaibo: Universidad del Zulia.
- Blanco, L. M. (2002). *Programación en Visual Basic .NET*. Madrid, España: Grupo Eidos.
- Bothamley, M. (2013). *Gas/Liquid Separators: Quantifying Separation Performance - Part 1. Oil and Gas Facilities*. Obtenido de <https://doi.org/10.2118/0813-0021-OGF>
- Bothamley, M., & J. M. C. (2013). *Gas/Liquids Separators—Part 2 Quantifying Separation Performance*. *Society of Petroleum Engineers*. Obtenido de <https://doi.org/10.2118/1013-0035-OGF>

Campbell, J. M. (1965). *COMPRESSORS SYSTEMS: MECHANICAL DESIGN AND SPECIFICATION*. PetroSkills.

Cataldi, Z., Lage, F., Pessacq, R., & García-Martínez, R. (2003). METODOLOGÍA EXTENDIDA PARA LA CREACIÓN. *REVISTA LATINOAMERICANA DE TECNOLOGÍA EDUCATIVA*.

CheGuide. (30 de Diciembre de 2015). *Chemical Engineer's Guide*. Obtenido de [www.CheGuide.com](http://www.CheGuide.com)

CheGuide. (03 de Septiembre de 2016). *Chemical Engineer's Guide*. Obtenido de [www.CheGuide.com](http://www.CheGuide.com)

Chung Lau , H. (2017). Competency Development for the Next Generation of Petroleum Engineers. *Society of Petroleum Engineers*.

Ershaghi, I., & Donald L., P. (2017). The Changing Shape of Petroleum Engineering Education. *Society os Petroleum Engineers*.

Felder, R. M., Woods, D., & Stice, J. (2000). The Future of Engineering Education II. Teaching Method tha Work. *Chem. Engr. Education*.

Galván Lozano, S. E., & Ortega Barba, C. F. (2004). EVALUACIÓN DIDÁCTICA DE SOFTWARE EDUCATIVO. *PANAMERICANA DE PEDAGOGÍA SABERES Y QUEHACERES DEL PEDAGOGO*.

García-Peñalvo, F. (2014). Software educativo: evolución y tendencias. *ResearchGate*.

Gas Processors Suppliers Association. (2004). *ENGINEERING DATA BOOK*. Tulsa, Oklahoma:  
Gas Processors Association.

Gerald T. , J., & David S., B. (1998). *Scrubber Systems Operation Review*. Carolina del Norte:  
North Carolina State University.

Hall, S. (2012). *Rules of Thumb for Chemical Engineers*. ButterworthHeinemann.

Hastings, M., Vibro, B., Koop, L., & Howden Tomassen Compressors. (8-11 de Marzo de 2015).  
Novel Technique for Reciprocating Compressor Cylinder Leak Detection. *Society of  
Petroleum Engineers*, págs. SPE-172766-MS.

HUDSON Products cooperation . (2007). *The basics of AIR-COOLED HEAT EXCHANGERS*.  
Hudson Products Corporation.

Jaramillo, O. A. (2007). *INTERCAMBIADORES DE CALOR*. Ciudad de Mexico: Universidad  
Nacional Autónoma de México.

Komulainen, T., Enemark-Rasmussen, R., Sin, G., Fletcher, J., & Cameron, D. (2012).  
Experiences on dynamic simulation software in chemical. *ELSEVIER*.

Madigan, D., & Sirum, K. L. (2006). Enabling Interactive Engagement Pedagogy Through Digital  
Technology. *Innovation in Teaching and Learning in Information and*, 112.

MARQUÉS, P. (1999). La informática como medio didáctico: software educativo, posibilidades  
e. *Medios audiovisuales y nuevas tecnologías para*.

Marquès, P. (2010). El software educativo. *Universidad Autonoma de barcelona*.

- Mohitpour, M., Golshan, H., & Murray, A. (1998). *Pipeline Design & Construction: A Practical Approach*. Alberta, Canada.
- Mohitpour, M., H. Golshan, & A. Murray. (2000). PIPELINE DESIGN & CONSTRUCTION: A Practical Approach. Calgary, Alberta, Canada: American Society of Mechanical Engineers.
- Moshfeghian, M. (n.d). *Variation of Ideal Gas Heat Capacity Ratio with Temperature and Relative Density*.
- Mumtaz, S. (2000). Factors affecting teachers' use of information and communications technology: a review of the literature. *Journal of Information Technology for Teacher Education*, 323.
- Ramos Perez, L., Dominguez, J., Gavilondo, X., & Fresno, C. (2008). ¿Software educativo, hipermedia o entorno educativo? *ACIMED*.
- Smith, R. (2005). *Chemical Process Design and Integration*. Manchester, Inglaterra: John Wiley & Sons, Ltd.
- Vergara, D., Rubio, M., & Lorenzo, M. (2017). *On the Design of Virtual Reality Learning Environments in Engineering*. Zamora: Multinational Technologies and Interaction.
- Webb, M., & Cox, M. (2004). A Review of Pedagogy Related to Information and Communications Technology. *Technology, Pedagogy and Education*, 236-237.
- Wright, W. (2014). *Simple Equations to Approximate Changes to the Properties of Crude Oil with Changing Temperature*.