

Análisis termodinámico de un compresor reciprocante de gas natural a través de herramientas  
computacionales

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Dayanna Camila Ching Gutiérrez y Sebastián Contreras González

Director

Manuel del Jesús Martínez

PhD en Ingeniería mecánica

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2022

### **Dedicatoria**

*A Dios primeramente por darme la fortaleza, la paciencia y la sabiduría para enfrentarme a cada reto que se me presentó a lo largo de toda la carrera.*

*A mis padres William y Margarita, quienes me acogieron y me amaron incondicionalmente desde el principio, a quienes amo con todo mi ser, a quienes les debo todo lo que soy hoy en día y a quienes les agradezco profundamente por apoyarme en todo momento, por su cuidado y por siempre brindarme los mejores consejos.*

*A mi tía Marcela por creer en mí desde el principio, por ser un pilar fundamental en el inicio de mi carrera, por siempre alentarme a ser mejor y por amarme tanto como yo a ella.*

*A Sebastián, mi novio, amigo y colega, a quién admiro profundamente por su temple, compromiso y dedicación, y de quién siempre recibí palabras de aliento, las cuales me impulsaron en gran medida a la materialización de este logro tan anhelado.*

*A mi familia y a cada una de las personas que estuvieron siempre al pendiente de cada paso que dí hasta el logro de mi objetivo.*

*A mis amigos más cercanos por ser parte del proceso y por todas las experiencias vividas en el transcurso de mi permanencia en la universidad.*

**Dayanna Camila Ching Gutiérrez**

### **Dedicatoria**

*A Dios principalmente, por ser el artífice de todas las bendiciones que he recibido durante toda mi vida y especialmente a lo largo de mi carrera.*

*A mis padres Cornelio y Adela, seres que amo desde lo más profundo de mi corazón, quienes fueron los responsables de guiarme, apoyarme y sobretodo, llenarme de amor incondicional en todo momento. A ellos, quienes también representaron mi mayor motivación para lograr este objetivo y que por lo tanto son los auténticos dueños y merecedores del triunfo.*

*A mis abuelas Rosario y María, a quienes adoro y siguen acompañándome de la mano en la consecución de todos mis logros. También a todos y cada uno de los miembros de mi familia, por alentarme en cada oportunidad y manifestarme siempre muestras de su cariño y orgullo.*

*A Camila, mi novia, colega y compañera de proyecto, quien es merecedora de mi total respeto y admiración por ser una mujer íntegra, una grandísima compañía y de seguro una futura ingeniera excepcional.*

*A mis amigos más cercanos, con quiénes he compartido muchas etapas en mi vida y a los profesores a los cuales debo en gran parte mi crecimiento personal.*

*A mis abuelos Cornelio y Serafín, y a mis tíos Jorge y Marina, quienes en el transcurso de estos años de carrera lamentablemente partieron de este mundo sin poder compartir conmigo el logro más importante de mi vida hasta el momento, dejándo un vacío muy profundo en mi corazón pero con la esperanza de que desde donde estén puedan disfrutar y sentirse orgullosos de mi crecimiento, conscientes de todo el amor que les seguiré profesando.*

**Sebastián Contreras González**

**Contenido**

	Pág.
Introducción .....	18
1. Objetivos del trabajo de grado .....	20
1.1 Objetivo general .....	20
1.2 Objetivos específicos .....	20
2. Delimitación del trabajo de grado .....	21
2.1 Alcances .....	21
2.2 Limitaciones .....	21
3. Marco teórico .....	23
3.1 Compresores.....	23
3.2 Compresores reciprocantes .....	24
3.3 Ciclo de compresión.....	25
3.4 Variables relacionadas con la operación de los compresores reciprocantes .....	28
3.4.1 Volumen de desplazamiento .....	28
3.4.2 Relación de compresión .....	30
3.4.3 Espacio muerto.....	31
3.4.4 Porcentaje de espacio muerto.....	31
3.4.5 Eficiencia volumétrica: .....	32

3.5 Teoría del gas .....	33
3.5.1 Flujo compresible.....	33
3.5.2 Gas ideal.....	34
3.5.3 Gas real .....	35
3.6 Ecuación de estado para gases reales .....	35
3.6.1 Ecuación de Redlich–Kwong.....	36
3.6.2 Ecuación de Soave-Redlich-Kwong .....	37
3.7 Gas natural .....	37
3.8 Modelado físico en ANSYS FLUENT .....	38
3.8.1 Ecuación de la conservación de la masa .....	39
3.8.2 Ecuación de la conservación del momentum.....	39
3.8.3 Ecuación de la conservación de la energía.....	40
3.9 Modelos de turbulencia.....	40
3.9.1 Modelo k-ε estándar.....	40
3.9.2 Modelo k-ε RNG.....	42
3.10 Condiciones de frontera para flujos compresibles .....	43
3.11 Métodos de solución .....	44
3.12 Malla dinámica.....	46
3.12.1 Smoothing .....	47

3.12.2 Remeshing.....	48
3.12.3 Layering .....	49
3.13 User Defined Function (UDF) .....	49
3.13.1 MACRO “DEFINE_CG_MOTION”.....	50
4. Metodología .....	51
4.1 Reproducción del caso realizado en el artículo de referencia .....	51
4.1.1 Datos para la simulación de referencia .....	52
4.2 Recopilación de datos operativos para la simulación base .....	53
4.2.1 Datos de operación para la simulación del compresor base.....	53
4.2.2 Análisis de la composición y cálculo de propiedades del gas natural.....	55
4.3 Modelamiento y simulación de la operación del compresor.....	59
4.3.1 Análisis cinemático del compresor .....	59
4.3.1.1 Mecanismo Cigüeñal-Biela-Pistón .....	59
4.3.1.2 Desplazamiento y velocidad del pistón en función del ángulo del cigüeñal .....	60
4.3.1.3 Desplazamiento y velocidad del pistón en función del tiempo.....	61
4.3.1.4 Volumen y tasa de cambio volumétrica en el cilindro.....	61
4.3.2 Propuesta de solución del mecanismo en Matlab-Simulink. ....	62
4.3.3 Modelado y mallado de la geometría del compresor. ....	63
4.3.4 Definición de las condiciones de frontera del problema.....	67

4.3.5 Propiedades del fluido y selección del modelo de turbulencia. ....	67
4.3.6 Método de solución y discretización para la simulación .....	68
4.3.7 Implementación de una User Defined Function (UDF) para el movimiento del pistón. ....	71
5. Resultados .....	72
5.1 Resultados de simulación de referencia .....	72
5.1.1 Resultados del análisis cinemático y distribución volumétrica del gas de la simulación de referencia .....	72
5.1.2 Resultados del análisis CFD del compresor de la simulación de referencia.....	74
5.2 Resultados de la simulación base .....	76
5.2.1 Cálculo de las propiedades del gas natural .....	76
5.2.2 Variables de entrada para las simulaciones en Simulink y Ansys .....	83
5.2.3 Resultados del análisis cinemático y distribución volumétrica del gas de la simulación base .....	85
5.2.4 Resultados del análisis CFD del compresor de la simulación base .....	87
5.3 Resultados del estudio paramétrico.....	107
5.3.1 Parametrización de la presión de salida. ....	109
5.3.2 Parametrización de claro del compresor. ....	113
5.3.3 Parametrización del diámetro del cilindro compresor. ....	117
5.3.4 Parametrización de la temperatura a la entrada del compresor.....	120

5.3.5 Parametrización de la temperatura de pared del compresor.....	122
5.4 Identificación de puntos óptimos de operación.....	125
5.4.1 Efecto de la presión de entrada del gas. ....	126
5.4.2 Efecto de la modificación del claro.....	127
5.4.3 Efecto de la modificación del diámetro en el cilindro compresor. ....	128
5.4.4 Efecto de la temperatura del gas de entrada.....	129
5.4.5 Efecto de la temperatura de pared del cilindro compresor.....	131
6. Conclusiones .....	133
7. Recomendaciones.....	135
Referencias bibliográficas.....	136

**Lista de figuras**

	<b>Pág.</b>
<b>Figura 1</b> Tipos de compresores. ....	23
<b>Figura 2</b> Vista en corte de un compresor reciprocante. ....	24
<b>Figura 3</b> Ciclo de compresión ideal en el diagrama P-V. ....	25
<b>Figura 4</b> Etapas de un ciclo completo de un compresor reciprocante. ....	26
<b>Figura 5</b> Volumen desplazado en un compresor reciprocante. ....	28
<b>Figura 6</b> Recorrido del pistón dentro del cilindro. ....	30
<b>Figura 7</b> Diagrama indicador de la eficiencia volumétrica. ....	32
<b>Figura 8</b> Diagramas indicadores que ilustran la eficiencia volumétrica. ....	33
<b>Figura 9</b> Método Smoothing para el mallado dinámico. ....	47
<b>Figura 10</b> Método Remeshing para el mallado dinámico. ....	48
<b>Figura 11</b> Método Layering para el mallado dinámico. ....	49
<b>Figura 12</b> Diagrama del mecanismo cigüeñal-biela-pistón. ....	59
<b>Figura 13</b> Modelo en Simulink para el análisis del mecanismo cigüeñal-biela-pistón. ....	62
<b>Figura 14</b> Función en Matlab para el análisis del mecanismo cigüeñal-biela-pistón. ....	63
<b>Figura 15</b> Geometría del cilindro de compresión en Design Modeler. ....	64
<b>Figura 16</b> Mallado del cilindro de compresión. ....	64
<b>Figura 17</b> Espectro de métricas de malla. ....	65
<b>Figura 18</b> Valoración de "Skewness" en el mallado del cilindro. ....	66
<b>Figura 19</b> Valoración de "Orthogonal Quality" en el mallado del cilindro. ....	66
<b>Figura 20</b> Código en C++ para la implementación del movimiento del pistón en UDF. ....	71

<b>Figura 21</b>	Desplazamiento del pistón de la simulación de referencia.....	72
<b>Figura 22</b>	Velocidad del pistón de la simulación de referencia.....	73
<b>Figura 23</b>	Volumen del gas dentro del compresor de la simulación de referencia.....	74
<b>Figura 24</b>	Presión promedio del gas en la simulación de referencia. ....	75
<b>Figura 25</b>	Diagrama PV y trabajo de compresión para la simulación de referencia. ....	75
<b>Figura 26</b>	Propiedades de los compuestos para el cálculo en EES.....	76
<b>Figura 27</b>	Cómputo de los factores de compresibilidad y volumen críticos de los compuestos. ....	77
<b>Figura 28</b>	Cómputo de las propiedades de la mezcla.....	78
<b>Figura 29</b>	Cómputo de los calores específicos para cada compuesto. ....	79
<b>Figura 30</b>	Distribución de los Cp de cada compuesto en función de la temperatura.....	80
<b>Figura 31</b>	Cómputo del Cp másico y constante del gas.....	81
<b>Figura 32</b>	Comportamiento del Cp, Cv y la constante k del gas natural. ....	81
<b>Figura 33</b>	Características de compresor HOS.....	83
<b>Figura 34</b>	Desplazamiento del pistón de la simulación base. ....	86
<b>Figura 35</b>	Velocidad del pistón de la simulación base.....	86
<b>Figura 36</b>	Volumen del gas dentro del compresor de la simulación base.....	87
<b>Figura 37</b>	Presión promedio del gas de la simulación base. ....	88
<b>Figura 38</b>	Distribución de presión en 0°. ....	90
<b>Figura 39</b>	Distribución de presión en 3.6°. ....	90
<b>Figura 40</b>	Distribución de presión en 13.5°. ....	91
<b>Figura 41</b>	Distribución de presión en 243°. ....	91
<b>Figura 42</b>	Distribución de presión en 288°. ....	92

<b>Figura 43</b> Distribución de presión en 360°.....	92
<b>Figura 44</b> Distribución de presión en 45°.....	93
<b>Figura 45</b> Distribución de presión en 126°.....	93
<b>Figura 46</b> Distribución de presión en 180°.....	94
<b>Figura 47</b> Distribución de presión en 216°.....	95
<b>Figura 48</b> Temperatura promedio del gas.....	96
<b>Figura 49</b> Distribución de temperatura en 0°.....	97
<b>Figura 50</b> Distribución de temperatura en 3.5°.....	97
<b>Figura 51</b> Distribución de temperatura en 13.5°.....	98
<b>Figura 52</b> Distribución de temperatura en 243°.....	98
<b>Figura 53</b> Distribución de temperatura en 288°.....	99
<b>Figura 54</b> Distribución de temperatura en 360°.....	99
<b>Figura 55</b> Distribución de velocidades en 0°.....	100
<b>Figura 56</b> Distribución de velocidades en 3.5°.....	101
<b>Figura 57</b> Distribución de velocidades en 13.5°.....	101
<b>Figura 58</b> Distribución de velocidades en 45°.....	102
<b>Figura 59</b> Distribución de velocidades en 216°.....	103
<b>Figura 60</b> Distribución de velocidades en 243°.....	103
<b>Figura 61</b> Distribución de velocidades en 288°.....	104
<b>Figura 62</b> Diagramas presión-volumen de la simulación base.....	105
<b>Figura 63</b> Trabajo de compresión del ciclo.....	106
<b>Figura 64</b> Distribución de la presión promedio del gas según la presión de salida.....	110

<b>Figura 65</b> Trabajo de compresión del gas según la presión de salida.....	111
<b>Figura 66</b> Diagrama PV del ciclo según la presión de salida. ....	111
<b>Figura 67</b> Tendencia del trabajo de compresor y eficiencia volumétrica basada en la parametrización de la presión de salida. ....	113
<b>Figura 68</b> Distribución de la presión promedio del gas según el claro del compresor.....	114
<b>Figura 69</b> Trabajo de compresión del gas según el claro del compresor.....	114
<b>Figura 70</b> Diagrama PV del ciclo según el claro del compresor. ....	115
<b>Figura 71</b> Tendencia del trabajo de compresión y eficiencia volumétrica basada en la parametrización del claro del compresor. ....	116
<b>Figura 72</b> Distribución de la presión promedio del gas según el diámetro del compresor.....	117
<b>Figura 73</b> Trabajo de compresión del gas según el diámetro del compresor.....	118
<b>Figura 74</b> Diagrama PV del ciclo según el diámetro del compresor. ....	118
<b>Figura 75</b> Tendencia del trabajo de compresión y volumen desplazado basada en la parametrización del diámetro del compresor.....	120
<b>Figura 76</b> Tendencia del trabajo de compresión y eficiencia volumétrica basada en la parametrización de la temperatura de entrada del gas. ....	122
<b>Figura 77</b> Tendencia del trabajo de compresión basada en la parametrización de la temperatura de pared del cilindro de compresión. ....	124
<b>Figura 78</b> Tendencia de la transferencia de calor y el flujo másico entregado basada en la parametrización de la temperatura de pared del cilindro de compresión.....	125
<b>Figura 79</b> Porcentaje de variación del trabajo de compresión y eficiencia volumétrica en base a la presión de salida.....	127

<b>Figura 80</b> Porcentaje de variación del trabajo de compresión y eficiencia volumétrica en base a la modificación del claro.....	128
<b>Figura 81</b> Porcentaje de variación del trabajo de compresión y volumen desplazado en base a la modificación del diámetro en el cilindro compresor. ....	129
<b>Figura 82</b> Porcentaje de variación del trabajo de compresión y eficiencia volumétrica en base a la temperatura de entrada. ....	130
<b>Figura 83</b> Porcentaje de variación del trabajo de compresión en base a la temperatura de pared. ....	131
<b>Figura 84</b> Porcentaje de variación de la transferencia de calor y flujo másico en base a la temperatura de pared. ....	132

### Lista de tablas

	<b>Pág.</b>
<b>Tabla 1</b> Composición típica del gas natural. ....	38
<b>Tabla 2</b> Información de las variables de entrada para la simulación de referencia. ....	52
<b>Tabla 3</b> Datos de operación de un compresor Dresser Rand 4HOS. ....	54
<b>Tabla 4</b> Datos de operación de un compresor Dresser Rand 4HOS en SI. ....	54
<b>Tabla 5</b> Propiedades de las sustancias que componen la mezcla de gas natural. ....	55
<b>Tabla 6</b> Constantes para el cálculo del Cp de los componentes de la mezcla. ....	58
<b>Tabla 7</b> Métodos de solución para la simulación. ....	69
<b>Tabla 8</b> Factores de relajación. ....	69
<b>Tabla 9</b> Criterios de convergencia de la simulación. ....	70
<b>Tabla 10</b> Resultados del factor de compresibilidad y volumen críticos para cada compuesto. ....	77
<b>Tabla 11</b> Propiedades de la mezcla. ....	78
<b>Tabla 12</b> Constantes de la función de calor específico del gas natural. ....	82
<b>Tabla 13</b> Variables de entrada para la simulación base. ....	85
<b>Tabla 14</b> Etapas de compresión de la simulación base. ....	89
<b>Tabla 15</b> Porcentaje de duración de las etapas de compresión en un ciclo. ....	95
<b>Tabla 16</b> Parámetros de operación del compresor base. ....	107
<b>Tabla 17</b> Parámetros de rendimiento del compresor base. ....	108
<b>Tabla 18</b> Parámetros de rendimiento según la presión de salida. ....	112
<b>Tabla 19</b> Parámetros de rendimiento según el claro del compresor. ....	116
<b>Tabla 20</b> Parámetros de rendimiento según el diámetro del compresor. ....	119

**Tabla 21** Parámetros de rendimiento del compresor según la temperatura del gas a la entrada. 121

**Tabla 22** Parámetros de rendimiento del compresor según la temperatura de pared del cilindro de compresión..... 123

**Tabla 23** Transferencia de calor y flujo másico entregado según la temperatura de pared del cilindro de compresión..... 123

## Resumen

**Título:** Análisis termodinámico de un compresor reciprocante de gas natural a través de herramientas computacionales. \*

**Autores:** Dayanna Camila Ching Gutiérrez y Sebastián Contreras González \*\*

**Palabras clave:** Gas natural, compresor reciprocante, CFD.

### Descripción:

El presente proyecto de investigación propone una metodología clara y simplificada para el análisis de las propiedades termodinámicas presentes en el fenómeno de la compresión en compresores reciprocantes de gas natural mediante la dinámica de fluidos computacional (CFD). Los estudios y resultados aquí publicados fueron respaldados por investigaciones anteriores y posteriormente reestructurados para efectuar las simulaciones bajo las condiciones específicas del proyecto. Este estudio implicó la implementación de Matlab-Simulink para el cálculo analítico y gráfico de las variables cinemáticas inherentes al movimiento del pistón dentro del cilindro del compresor. Con el fin de calcular las variables termodinámicas propias de la compresión del gas se utilizó Ansys Fluent para acondicionar y sintetizar el problema en un análisis bidimensional de régimen transitorio, aplicando los modelos de gas real, turbulencia y energía. Una vez obtenidos los resultados base del problema, se llevó a cabo un estudio paramétrico en el cual tanto variables físicas como geométricas se modificaron con la intención de identificar y determinar puntos o zonas óptimas de operación en aras de asegurar el rendimiento eficiente de un compresor reciprocante. Finalmente, se garantizó que el análisis bidimensional mediante CFD puede aportar contribuciones contundentes en el contexto de la comprensión del fenómeno termodinámico que se produce sobre el gas en un compresor reciprocante. Se espera que este proyecto aporte significativamente al surgimiento y desarrollo de nuevos estudios que posibiliten la profundización en los temas propios de este campo de investigación.

---

\*Trabajo de grado

\*\*Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías Físico-mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Manuel de Jesús Martínez. PhD.

### Abstract

**Title:** Thermodynamic analysis of a natural gas reciprocating compressor through computing tools. \*

**Authors:** Dayanna Camila Ching Gutiérrez y Sebastián Contreras González\*\*

**Key Words:** Natural gas, reciprocating compressor, CFD.

### Description:

The current research project proposes a basic and simplified methodology for the analysis of the thermodynamic properties present in the compression phenomenon in natural gas reciprocating compressors by means of computational fluid dynamics (CFD). The studies and results published here were supported by previous research and subsequently restructured to perform the simulations under the specific conditions of the project. This study involved the implementation of Matlab-Simulink for the analytical and graphical calculation of the kinematic variables inherent to the motion of the piston inside the compressor cylinder. In order to calculate the thermodynamic variables involved in the gas compression, Ansys Fluent was used to condition and synthesize the problem in a two-dimensional transient regime analysis, applying the real gas, turbulence and energy models. Once the basic results of the problem were obtained, a parametric study was carried out in which both physical and geometric variables were modified with the intention of identifying and determining optimal operating points or zones in order to ensure the efficient performance of a reciprocating compressor. Finally, it was assured that the two-dimensional analysis by CFD can provide strong contributions in the context of understanding the thermodynamic phenomenon occurring in the gas in a reciprocating compressor. It is expected that this project will contribute significantly to the emergence and development of new studies that will enable the deepening of the topics of this field of research.

---

\*Bachelor thesis

\*\*Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías Físico-mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Manuel de Jesús Martínez. PhD.

## Introducción

El gas natural es el producto de una mezcla de gases provenientes del subsuelo, que en gran proporción está compuesto por metano ( $\text{CH}_4$ ). Para efectos del transporte del gas por tuberías y gasoductos, es de vital importancia garantizar una presión lo suficientemente alta para que el flujo entre dos lugares independiente de su distancia sea posible, esto gracias al uso de un compresor. En la mayoría de los campos productores de gas en Santander existen compresores reciprocantes de distintos fabricantes tales como Ingersoll Rand, Dresser Rand, Worthington, Ajax, etc. En estas zonas, el gas de los pozos entra a los compresores aproximadamente a una presión de 25 psi, con el objetivo de que, al finalizar el proceso de compresión en tres etapas, éste sea enviado a una presión de 1000 psi para su posterior tratamiento y venta.

Los compresores reciprocantes cuentan con variables de operación y diseño las cuales no siempre están ajustadas con la finalidad de obtener el mayor rendimiento posible, induciendo así una disminución en la eficiencia de la compresión, lo que significa un mayor trabajo de entrada y a su vez, se incrementaría notablemente los costos de inversión y operación. Desde años atrás, se han venido realizando estudios en los cuáles se pretende encontrar estrategias que puedan mitigar los factores que afecten en gran proporción el rendimiento de estos equipos.

El análisis de las variables de operación y diseño en un compresor reciprocante se hace absolutamente necesario si se pretende determinar una configuración de funcionamiento óptima, la cual permita una operación eficiente del equipo. En aras de profundizar en el conocimiento teórico y técnico referente a los compresores reciprocantes, es ineludible llevar a cabo estudios y

análisis que permitan comprender en detalle el fenómeno de compresión de los gases, en nuestro particular caso de gas natural, su composición química y las variables físicas de operación y diseño relacionadas con el equipo. Si bien existen numerosos estudios internacionales relacionados con el tema, en el ámbito local no es una rama de estudio muy común.

En este trabajo de investigación se presentan los fundamentos teóricos, metodologías de cálculo y el posterior análisis de los resultados obtenidos a través de la simulación CFD. Se llevó a cabo una evaluación detallada de la composición y las propiedades termodinámicas del gas natural con la intención de garantizar un análisis más cercano a la realidad. También se propone un estudio paramétrico de las variables involucradas en la operación en aras de identificar rangos óptimos en el rendimiento y eficiencia de los compresores reciprocantes.

Esta investigación involucra muchos de los conceptos y fundamentación adquirida a lo largo de toda la formación académica, específicamente en asignaturas como Termodinámica I y II, Mecánica de Fluidos y Sistemas Térmicos, entre otras.

Teniendo en cuenta que como ingenieros mecánicos UIS, es sumamente esencial involucrarnos en las necesidades de la academia y la industria ofreciendo una solución práctica, sentando bases para futuros estudios los cuales complementen los objetivos aquí propuestos y principalmente, dejando precedentes para incentivar la apertura de una nueva rama de investigación local que invite a estudiar los fenómenos físicos y termodinámicos de los equipos mecánicos reciprocantes desde el punto de vista de la dinámica de fluidos computacional.

## **1. Objetivos del trabajo de grado**

### **1.1 Objetivo general**

Simular y analizar el comportamiento fluido-termodinámico de un compresor recíprocante de gas natural con el propósito de describir el fenómeno transitorio que ocurre internamente y determinar sus parámetros de rendimiento.

### **1.2 Objetivos específicos**

- Comprender en detalle el funcionamiento de un compresor recíprocante y definir sus variables de operación y diseño tales como la temperatura y presión del gas, la velocidad de rotación del cigüeñal, la temperatura de pared y la geometría del cilindro de compresión.
- Modelar a través de la dinámica de fluidos computacional (CFD) el fenómeno físico y termodinámico que se lleva a cabo en un compresor recíprocante.
- Realizar un estudio paramétrico de las variables de operación y diseño con la finalidad de encontrar puntos óptimos de funcionamiento en los parámetros de rendimiento del compresor.
- Validar los resultados obtenidos en la simulación con datos experimentales o bibliográficos propios de un compresor de las mismas características.

## **2. Delimitación del trabajo de grado**

### **2.1 Alcances**

Como se puede apreciar en el objetivo general de este proyecto, el propósito principal es analizar el comportamiento de las variables termodinámicas del gas natural en un compresor reciprocante, con la finalidad de apreciar el comportamiento transitorio del mismo y determinar principalmente el trabajo de compresión necesario.

La trascendencia que se desea alcanzar al realizar este estudio es significativamente alta si se tiene en cuenta que, al publicar los resultados de las simulaciones, estas puedan arrojar información relevante sobre el rendimiento de los compresores reciprocantes bajo diferentes condiciones.

Los resultados de la simulación inicial están validados por estudios realizados anteriormente, que debido a las condiciones en las que esos estudios fueron efectuados, presentan ciertas desviaciones a las que aquí se proponen.

### **2.2 Limitaciones**

Existen ciertas limitaciones al momento de concretar esta investigación, cada una de ellas con justificaciones razonables, dentro de las cuales se encuentran:

- Los compresores reciprocantes de gas natural usados mayormente en la industria se caracterizan principalmente por alcanzar altas presiones, y estos gradientes tan altos sólo son posibles si el proceso de compresión se efectúa en varias etapas, además, los cilindros de compresión que se emplean son de doble efecto. En esta investigación se optó por estudiar únicamente un cilindro de compresión de simple efecto con un gradiente de presión moderado, debido a la falta de información y a la no existencia de otras investigaciones que involucren ambos factores.
- El modelado de la apertura y cierre de las válvulas de succión y descarga tiene una incidencia sumamente importante sobre los resultados de cada simulación. Idealmente, este modelo debería ejecutarse siguiendo un estado lógico en el que las válvulas abran y cierran según la presión interna del cilindro, esto puede lograrse gracias a la programación mediante UDF, sin embargo, el gasto computacional que esto supondría se eleva considerablemente, por otra parte, se requiere profundizar mucho más en el estudio de la programación en C/C++ y la configuración de muchas variables en el solucionador de Ansys Fluent, lo que se vería reflejado en una extensión significativa en la duración del proyecto. Para mitigar en cierto nivel los efectos del modelado ideal de las válvulas, la apertura y el cierre están condicionadas bajo los límites del cálculo de la presión en la simulación.

### 3. Marco teórico

#### 3.1 Compresores

Según Fernández Díez, se definen a los compresores como:

Máquinas que tienen por finalidad aportar energía a los fluidos compresibles sobre los que operan, para hacerlos fluir aumentando al mismo tiempo su presión. Un compresor admite un fluido a una presión inicial dada, descargándolo a una presión superior. La energía necesaria para efectuar este trabajo la proporciona un motor eléctrico, motor de combustión interna o una turbina de vapor (p.2).

#### Figura 1

*Tipos de compresores.*



Nota. Adaptado de: World Standard Compressors. Ariel Corporation.

<http://es.arielcorp.com/Productos/JGH>

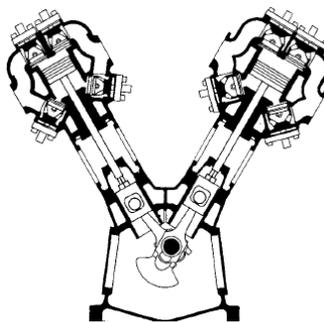
### 3.2 Compresores recíprocos

Fernández Díez especifica que:

El compresor recíprocante también denominado recíproco, alternativo o de desplazamiento positivo, es un tipo de compresor de gas que logra comprimir un volumen de gas en un cilindro cerrado, volumen que posteriormente es reducido mediante una acción de desplazamiento mecánico del pistón dentro del cilindro. En estos compresores la capacidad se ve afectada por la presión de trabajo. Esto significa que una menor presión de succión implica un menor caudal para una mayor presión de descarga. Los compresores alternativos tienen una amplia gama de volúmenes desplazados en el intervalo, 0-1000 m<sup>3</sup>/h, entrando en competencia con los de paletas, tornillo, etc. (p.2).

#### Figura 2

*Vista en corte de un compresor recíprocante.*



Nota. Adaptado de: Basic Chemical Engineering operations

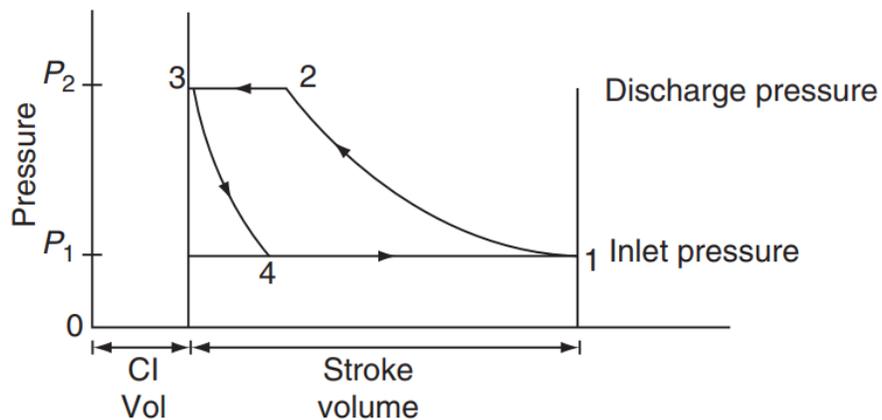
<http://engineeringoperations.blogspot.com/2010/08/cylinder-arrangement-in-reciprocating.html>

### 3.3 Ciclo de compresión

En la Figura 3 se muestra el ciclo de compresión ideal descrito en un diagrama P-V, seguido a esto, en la Figura 4 se evidencia una serie de ilustraciones de cilindros que muestran el movimiento del pistón y la posición de las válvulas, además, muestra en forma de diagrama una revolución completa del cigüeñal que incluye un ciclo de compresión completo.

#### Figura 3

*Ciclo de compresión ideal en el diagrama P-V.*

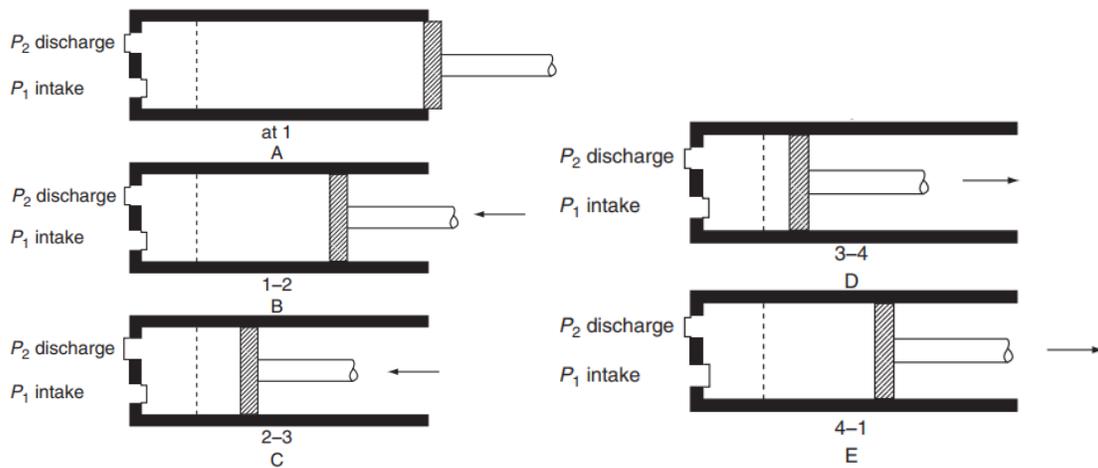


Nota. Adaptado de: Stewart, M. (2018). Surface production operations, *Elsevier*, p.658.

[doi.org/10.1016/C2009-0-20243-1](https://doi.org/10.1016/C2009-0-20243-1)

**Figura 4**

*Etapas de un ciclo completo de un compresor recíprocante.*



Nota. Adaptado de: Stewart, M. (2018). Surface production operations, *Elsevier*, p.658.

[doi.org/10.1016/C2009-0-20243-1](https://doi.org/10.1016/C2009-0-20243-1)

En su libro “Surface Production Operations”, Stewart, M. (2018) determina las posiciones en el ciclo de compresión de la siguiente manera:

- Posición A: El pistón se encuentra en el extremo inferior de la carrera y está situado en el punto 1 del diagrama P-V. El cilindro se ha llenado de gas a la presión de admisión  $P_1$ . Las válvulas permanecen cerradas.

- Posición B: El pistón ha comenzado a moverse hacia la izquierda. Esta es la sección de compresión del ciclo y se muestra en la trayectoria 1–2 del diagrama P-V. Cuando el pistón alcanza el punto 2 en el diagrama, la válvula de escape comienza a abrirse. La sección de descarga del ciclo se muestra en la Posición C. Esto se muestra en la trayectoria 2–3. La válvula de descarga está abierta durante este período mientras la válvula de admisión está cerrada. El gas se expulsa a la presión  $P_2$  de la línea de descarga.
- Posición C: Cuando el pistón alcanza el punto 3, ha viajado al extremo superior de su carrera. Físicamente, en este punto de la carrera, hay un espacio entre la cara del pistón y la cabeza. El espacio da como resultado un volumen atrapado y se llama volumen de espacio libre (claro).
- Posición D: El pistón invierte la dirección e inicia la sección de expansión del ciclo, siguiendo la trayectoria 3-4 en el diagrama P-V. Aquí, el gas atrapado en el volumen de espacio libre (claro) se vuelve a expandir a la presión de admisión. La válvula de descarga se ha cerrado y la válvula de admisión aún está cerrada.
- Posición E: En el punto 4, la expansión se completa y la válvula de admisión se abre. Esta posición de admisión se indica mediante la trayectoria 4–1 en el diagrama P-V. El cilindro se llena de gas a la presión de la línea de admisión  $P_1$ . Cuando el pistón alcanza el punto 1, el ciclo se completa y comienza a repetirse (p.659).

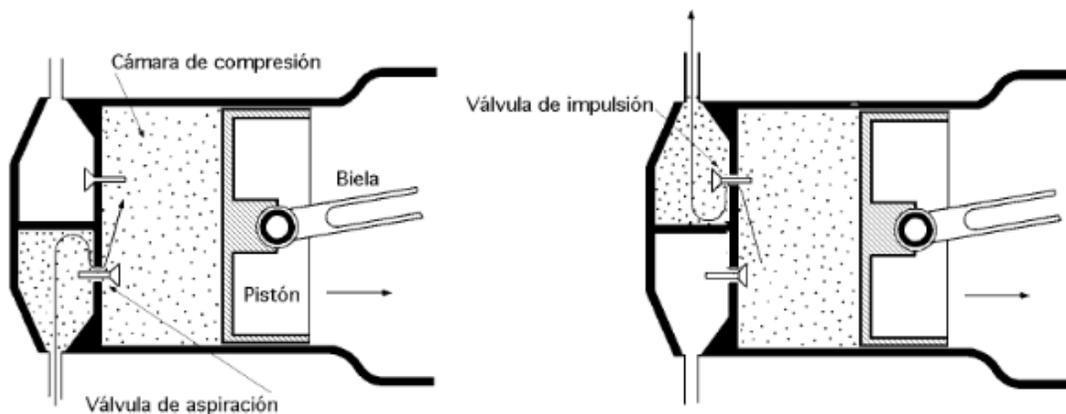
### 3.4 Variables relacionadas con la operación de los compresores recíprocentes

#### 3.4.1 Volumen de desplazamiento

El volumen de desplazamiento de un compresor es el volumen barrido en la unidad de tiempo por la cara o caras del pistón de la primera etapa (Figura 5); en el caso de doble efecto, hay que tener en cuenta el vástago del pistón. Fernández Díez afirma que: El volumen desplazado por un compresor es el volumen de la cilindrada de la máquina multiplicado por el número de revoluciones de esta. En el caso de ser un compresor de más de una etapa, el volumen desplazado viene indicado por la primera etapa (p.3).

**Figura 5**

*Volumen desplazado en un compresor recíprocente.*



Nota. Adaptado de: Fernández-Díez, P. *Compresores*. ([www.pfernandezdiez.es](http://www.pfernandezdiez.es))

“El “PD” se expresa normalmente en pies cúbicos por minuto, PCM. En el caso de los cilindros de doble acción se incluye el barrido de la otra superficie del cilindro descontando el volumen del eje (Pistón Rod Displaces)” (Gomez Rivas, p.7). Su ecuación es:

$$PD = \frac{A_{HE} \times S \times RPM}{1728}$$

Donde:

$A_{HE}$ : Área del pistón en pulgadas cuadradas.

S: Stroke (Carrera) en pulgadas.

PD: Volumen desplazado en pies cúbicos por minuto (PCM).

Para un cilindro de doble acción, el  $PD_{DA}$  es:

$$PD_{DA} = \frac{A_{HE} \times S \times RPM}{1728} + \frac{A_{CE} \times S \times RPM}{1728}$$

Esta ecuación podemos deducirla:

$$PD_{DA} = \frac{S \times RPM \times 2}{1728} + \left[ A_{HE} - \frac{A_R}{2} \right]$$

Donde:

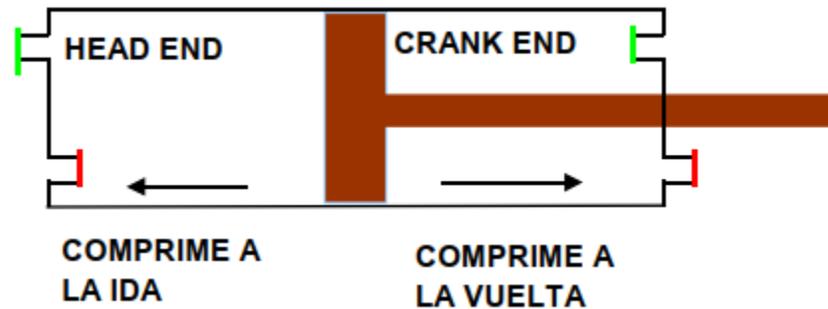
$A_R$ : Área del vástago.

HE: Área Head End.

CE: Área Crank End.

**Figura 6**

*Recorrido del pistón dentro del cilindro.*



Nota. Adaptado de: Gomez – Rivas, P.A. *Diseño y cálculo de compresores*.  
(www.oilproduction.net)

### 3.4.2 Relación de compresión

“Llamada también “Compression Ratio”, (R) se define como la relación de la presión absoluta de descarga entre la presión absoluta de la succión de un cilindro compresor” (Gomez Rivas, p.8). La cual viene dada por la ecuación:

$$R = \frac{P_d}{P_s}$$

La relación de compresión por etapa, R, se basa en presiones absolutas y el número de etapas requeridas. Se define de la siguiente manera:

$$R = \sqrt[n]{\frac{P_d}{P_s}}$$

### 3.4.3 *Espacio muerto*

Gomez Rivas en su publicación “Diseño y cálculo de compresores” define:

Llamado también “Clearence Volume”, (CL) es el volumen remanente en el cilindro compresor al final de la carrera de descarga. Este incluye el espacio entre el final del pistón y la cabeza del cilindro, el espacio libre en las válvulas de succión y descarga, entre estas y sus respectivos asientos (p.8).

### 3.4.4 *Porcentaje de espacio muerto*

“Llamado también “Percent Clearance”, (% CL) es el volumen de espacio muerto, pero expresado como porcentaje del desplazamiento del pistón” (Gomez Rivas, p.8). Por esta razón el término por ciento del espacio muerto está representado así:

$$\% CL (\% \text{ Espacio muerto}) = \frac{V_C (\text{Espacio muerto})}{V_{cyl} (\text{Desplazamiento del pistón})}$$

“En los cilindros de doble acción el porcentaje para cada lado de la acción del pistón es diferente y el porcentaje final será igual a la suma de los espacios muertos, entre la suma de los PD” (Gomez Rivas, p.9).

### 3.4.5 Eficiencia volumétrica:

Stewart, M. define a la eficiencia volumétrica como:

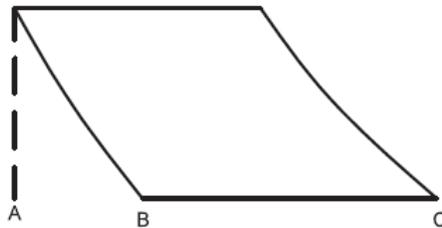
La relación entre la capacidad real del compresor y su capacidad teórica. Como se muestra en la Figura 7, la distancia entre los puntos A y C representa la longitud total de la carrera del pistón, mientras que la entrada real de gas al compresor se indica mediante la distancia entre los puntos B y C. Como se muestra en la Figura 8, la distancia de los puntos B a C a la distancia de A a C indica eficiencia volumétrica (p.659).

La eficiencia volumétrica teórica de un cilindro es:

$$E_v = 100 - C(R^{\frac{1}{k}} - 1)$$

#### Figura 7

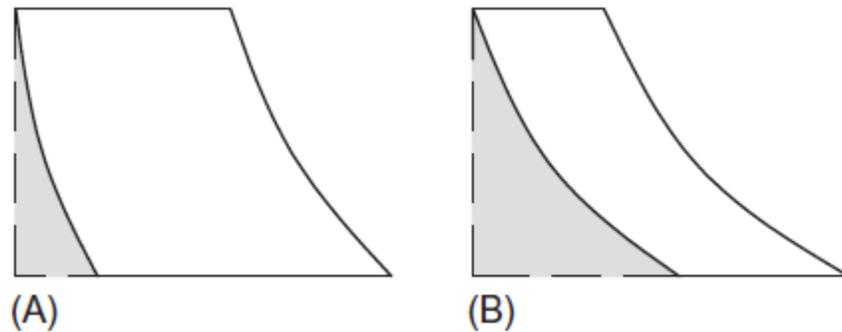
*Diagrama indicador de la eficiencia volumétrica.*



Nota. Ilustra la carrera del pistón (A-C) y la entrada real del compresor (B-C). Adaptado de: Stewart, M. (2018). Surface production operations, *Elsevier*, p.659. doi.org/10.1016/C2009-0-20243-1

**Figura 8**

*Diagramas indicadores que ilustran la eficiencia volumétrica.*



Nota. El diagrama (A) muestra una eficiencia volumétrica mayor que el diagrama (B). Adaptado de: Stewart, M. (2018). Surface production operations, *Elsevier*, p.659. doi.org/10.1016/C2009-0-20243-1

### 3.5 Teoría del gas

#### 3.5.1 Flujo compresible

Según el manual “Ansys Fluent Theory Guide, 2013”:

Los efectos de compresibilidad se encuentran en flujos de gas a alta velocidad y/o en los que hay grandes variaciones de presión. Cuando la velocidad del flujo se acerca o excede la velocidad del sonido del gas o cuando el cambio de presión en el sistema es grande, la variación de la densidad del gas con la presión tiene un impacto significativo en la velocidad del flujo, la presión y la temperatura (p.12).

### 3.5.2 *Gas ideal*

Aunque el comportamiento habitual de los gases tiene cierto grado de complejidad, bajo ciertas condiciones la relación entre la presión que ejercen, la temperatura a la que se encuentran y el volumen que ocupan se simplifica mucho. En estas circunstancias será válida la ecuación de estado para los gases ideales.

$$PV = nRT$$

Donde P es la presión del gas, T es su temperatura, V es su volumen, n es su número de moles y R es la constante de los gases.

Para flujos compresibles, la guía teórica de Ansys Fluent establece que:

Para flujos compresibles, la ley de los gases ideales se calcula en el solucionador de Ansys Fluent de la siguiente forma:

$$\rho = \frac{P_{op} + P}{\frac{R}{M_w} T}$$

Donde  $\rho$  representa la densidad del gas,  $P_{op}$  es la presión de operación del sistema, P es la presión estática local, R la constante universal de los gases,  $M_w$  es el peso molecular y T la temperatura, que es calculada mediante la ecuación de energía (Ansys Fluent Theory Guide, 2013, p.14).

### 3.5.3 Gas real

Como afirma Atares Huerta en su publicación “Gases ideales y gases reales”:

Los gases pertenecen a la realidad y por lo tanto debemos considerarlos como reales. Para una cierta cantidad de moles de gas, la relación entre sus tres propiedades (presión, volumen y temperatura) es relativamente compleja. Para tratar de describir la relación entre estas tres variables y así poder predecir una a partir de las otras dos, se han descrito diferentes ecuaciones de estado de los gases reales (p.3).

### 3.6 Ecuación de estado para gases reales

La forma general de la presión  $P$  para la ecuación cúbica de los modelos de estado se escribe como:

$$P = \frac{RT}{V - b + c} - \frac{\alpha}{(V^2 + \delta V + \varepsilon)}$$

Donde:

$P$  = Presión absoluta (Pa).

$V$  = Volumen específico molar ( $\text{m}^3/\text{kg}$ ).

$T$  = Temperatura (K).

$R$  = Constante universal de los gases.

Los coeficientes  $\alpha$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $\delta$ , y  $\epsilon$  se dan para cada ecuación de estado en función de la temperatura crítica  $T_c$ , la presión crítica  $P_c$ , el factor acéntrico  $\omega$  y el volumen específico crítico  $V_c$ . Tenga en cuenta que el coeficiente de atracción también tiene una dependencia de la temperatura, que varía para cada modelo de ecuación de estado, y comúnmente se escribe como  $\alpha = \alpha(T)$ .

Para el establecimiento de las ecuaciones de Redlich-Kwong y Soave-Redlich-Kwong fue necesario combinar las definiciones existentes en el libro “Fundamentos de Termodinámica Técnica” (Moran & Shapiro, 2004) y el manual “Ansys Fluent User Guide” (2013).

### 3.6.1 Ecuación de Redlich–Kwong

Considerada por muchos como la mejor de las ecuaciones de estado de dos constantes. Esta ecuación, propuesta en 1949, es fundamentalmente empírica, sin una justificación rigurosa en términos de argumentos moleculares. La ecuación de Redlich-Kwong es explícita para la presión, pero no para el volumen específico o la temperatura. Igual que con la ecuación de van der Waals, la ecuación de Redlich-Kwong es cúbica para el volumen específico.

$$\alpha(T) = \frac{\alpha_0}{\left(\frac{T}{T_c}\right)^{0.5}}$$

$$\alpha_0 = \frac{0.42747 R^2 T_c^2}{P_c}$$

$$b = \frac{0.08664RT_c}{P_c}$$

El parámetro  $\delta$  se iguala a  $b$ , mientras que  $c$  y  $\epsilon$  se establecen en 0. La ecuación de Redlich–Kwong es la más simple de las ecuaciones cúbicas de estado en Ansys Fluent puesto que requiere sólo de dos parámetros, la temperatura y la presión críticas (Moran y Shapiro, 2004, p.555).

### 3.6.2 Ecuación de Soave-Redlich-Kwong

$$\alpha(T) = \alpha_0 \left[ 1 + n \left( 1 - \left( \frac{T}{T_c} \right)^{0.5} \right) \right]^2$$

$$n = 0.48 + 1.574\omega - 0.176\omega^2$$

Los parámetros  $\alpha_0$  y  $b$  son los mismos calculados para la ecuación de Redlich-Kwong, así como  $c$  y  $\epsilon$  también se igualan a 0. La ecuación de Soave-Redlich-Kwong requiere de tres parámetros, la temperatura y la presión críticas y el factor acéntrico.

## 3.7 Gas natural

“El gas natural es una energía de origen fósil extraída del subsuelo y considerada como la más amigable con el medio ambiente. Su composición, su gravedad específica, su peso molecular y su poder calorífico son diferentes en cada yacimiento” (Grupo Vanti, 2020).

**Tabla 1***Composición típica del gas natural.*

Compuesto	Fórmula química	Fracción molar/volumétrica
Metano	CH <sub>4</sub>	81.86 %
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	11.61 %
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1.92 %
i-Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.23 %
n-Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.22 %
Nitrógeno	N <sub>2</sub>	0.9 %
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	3.18 %

Nota. Adaptado de: Gas natural. ¿Qué es? (<https://www.grupovanti.com/conocenos/el-gas-natural/que-es/>)

Las fracciones presentadas en la Tabla 1 corresponden al 99.92% de la composición total del gas natural, por lo que el 0.08% pertenece a impurezas tales como agua y azufre o incluso a otros tipos de hidrocarburos. También cabe destacar que esta composición puede presentar variaciones según sea la zona de extracción del gas.

### 3.8 Modelado físico en ANSYS FLUENT

### 3.8.1 Ecuación de la conservación de la masa

La ecuación para la conservación de la masa, o ecuación de continuidad, se puede escribir de la siguiente manera:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m$$

“La forma general de la ecuación de continuidad es válida tanto para flujos compresibles como incompresibles. La fuente S es la masa añadida a la fase continua desde la segunda fase dispersa y cualquier fuente definida por el usuario” (Ansys Fluent Theory Guide, 2013, p.15).

### 3.8.2 Ecuación de la conservación del momentum

La conservación de la cantidad de movimiento en un sistema de referencia inercial (sin aceleración) se describe mediante:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F}$$

Donde p es la presión estática,  $\tau$  es el tensor de tensión y  $\rho \vec{g}$  y  $\vec{F}$  son las fuerzas de gravedad y externas. El tensor de tensión está dado por:

$$\bar{\tau} = \mu \left[ (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right]$$

Donde  $\mu$  es la viscosidad molecular,  $I$  es el tensor unitario y el segundo término de la derecha es el efecto de la dilatación del volumen (Ansys Fluent Theory Guide, 2013, p.16).

### 3.8.3 Ecuación de la conservación de la energía

En la guía teórica de Ansys Fluent (2013, p.16):

La ecuación de la energía está descrita por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = -\nabla \cdot \left( \sum_j h_j J_j \right) + S_h$$

## 3.9 Modelos de turbulencia

### 3.9.1 Modelo $k$ - $\varepsilon$ estándar.

Según el manual “Ansys Fluent Theory Guide” (2013, p.47):

Los modelos de turbulencia de dos ecuaciones permiten la determinación tanto de una longitud de turbulencia como de una escala de tiempo resolviendo dos ecuaciones de transporte separadas. Robustez, economía y precisión razonable para una amplia gama de

flujos turbulentos explican su popularidad en las simulaciones de transferencia de calor y flujo industrial.

En la derivación del modelo k-ε, se supone que el flujo es completamente turbulento y que los efectos de la viscosidad molecular son insignificantes. Por lo tanto, el modelo estándar k-ε solo es válido para flujos completamente turbulentos.

- Ecuación de transporte para el modelo k-ε estándar

La energía cinética de turbulencia k, y su tasa de disipación ε, son obtenidas a partir de las siguientes ecuaciones de transporte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon$$

Donde  $G_k$  representa la generación de energía cinética de turbulencia debida a los gradientes de velocidad media,  $G_b$  es la generación de energía cinética de turbulencia debida a la flotabilidad,  $Y_M$  representa la contribución de la dilatación fluctuante en la turbulencia compresible a la tasa de disipación general.  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$  y  $C_{3\varepsilon}$  son constantes.  $\sigma_k$  y  $\sigma_\varepsilon$  son los números Prandtl turbulentos para k y ε respectivamente.

### 3.9.2 *Modelo k-ε RNG.*

Según el manual “Ansys Fluent Theory Guide” (2013, p.48):

El modelo k-ε RNG se derivó utilizando una técnica estadística llamada teoría de grupos de renormalización. Es similar en forma al modelo k-ε estándar, pero incluye las siguientes mejoras:

- El modelo RNG tiene un término adicional en su ecuación  $\epsilon$  que mejora la precisión para flujos rápidamente deformados.
- El efecto del remolino en la turbulencia se incluye en el modelo RNG, lo que mejora la precisión de los flujos de remolino.
- La teoría RNG proporciona una fórmula analítica para los números de Prandtl turbulentos, mientras que el modelo k-ε estándar utiliza valores constantes especificados por el usuario.
- Mientras que el modelo k-ε estándar es un modelo de número de Reynolds alto, la teoría RNG proporciona una fórmula diferencial derivada analíticamente para la viscosidad efectiva que tiene en cuenta los efectos del número de Reynolds bajo. Sin embargo, el uso efectivo de esta característica depende de un tratamiento apropiado de la región cercana a la pared.

Estas características hacen que el modelo RNG sea más preciso y confiable para una clase más amplia de flujos que el modelo estándar.

- Ecuación de transporte para el modelo k-ε RNG

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha k_{eff}^{\mu} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha \varepsilon_{eff}^{\mu} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon$$

Donde  $G_k$  representa la generación de energía cinética de turbulencia debida a los gradientes de velocidad media,  $G_b$  es la generación de energía cinética de turbulencia debida a la flotabilidad,  $Y_M$  representa la contribución de la dilatación fluctuante en la turbulencia compresible a la tasa de disipación general.  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$  y  $C_{3\varepsilon}$  son constantes. Las cantidades  $\alpha_k$  y  $\alpha_\varepsilon$  son los números de Prandtl efectivos inversos para  $k$  y  $\varepsilon$  respectivamente.

### 3.10 Condiciones de frontera para flujos compresibles

Las condiciones de frontera a la entrada y salida bien planteadas para el flujo compresible se listan a continuación:

Para entradas de flujo:

- Entrada de presión: Temperatura total de entrada y presión total y, para entradas supersónicas, presión estática.
- Entrada de flujo másico: Flujo másico de entrada y temperatura total.

Para salidas de flujo:

- Presión de salida: Presión estática de salida.

Es importante tener en cuenta que las entradas de la condición de frontera para la presión deben estar en términos de presión manométrica, es decir, presión relativa a la presión de funcionamiento definida. Todos los datos de temperatura en las entradas deben ser temperaturas totales, no temperaturas estáticas.

### **3.11 Métodos de solución**

ANSYS FLUENT ofrece la opción de elegir entre cinco algoritmos de acoplamiento de presión-velocidad: SIMPLE, SIMPLEC, PISO, COUPLED y (para flujos inestables que utilizan el esquema de avance de tiempo no iterativo (NITA) paso fraccional (FSM)). Todos los esquemas mencionados, excepto el esquema "COUPLED", se basan en el enfoque predictor-corrector.

La guía teórica de Ansys Fluent establece cuatro algoritmos de solución (2013, p.649)

- SIMPLE

El algoritmo “SIMPLE” utiliza una relación entre las correcciones de velocidad y presión para imponer la conservación de la masa y obtener el campo de presión.

- SIMPLEC

El procedimiento SIMPLEC es similar al procedimiento SIMPLE descrito anteriormente. La única diferencia radica en la expresión utilizada para la corrección del flujo por caras.

- PISO

El esquema de acoplamiento de presión-velocidad de presión implícita con división de operadores (PISO), parte de la familia SIMPLE de algoritmos, se basa en el grado más alto de la relación aproximada entre las correcciones de presión y velocidad. Una de las limitaciones de los algoritmos “SIMPLE” y “SIMPLEC” es que las nuevas velocidades y los flujos correspondientes no satisfacen el balance de cantidad de movimiento después de resolver la ecuación de corrección de presión. Como resultado, el cálculo debe repetirse hasta que se satisfaga el saldo. Para mejorar la eficiencia de este cálculo, el algoritmo PISO realiza dos correcciones adicionales: "Neighbor Correction and Skewness Correction"

- COUPLED

El esquema acoplado obtiene una implementación monofásica robusta y eficiente para flujos en estado estacionario, con un rendimiento superior en comparación con los esquemas de solución segregada. Este algoritmo acoplado basado en la presión ofrece una alternativa al algoritmo segregado basado en la densidad y basado en la presión con un acoplamiento de presión-velocidad de tipo SIMPLE. Para flujos transitorios, es necesario usar el algoritmo acoplado cuando la calidad de la malla es mala o si se usan pasos de tiempo grandes.

### 3.12 Malla dinámica

Para la profundización en esta sección en particular fue necesario investigar la tesis “Numerical Modelling of a Suction Reed Valve from a Reciprocating Compressor using Fluid Structure Interaction” de la Universidad de Aalborg y la Guía Teórica de Ansys Fluent, la cual es material indispensable para la realización de gran parte del marco teórico relacionado con el proyecto

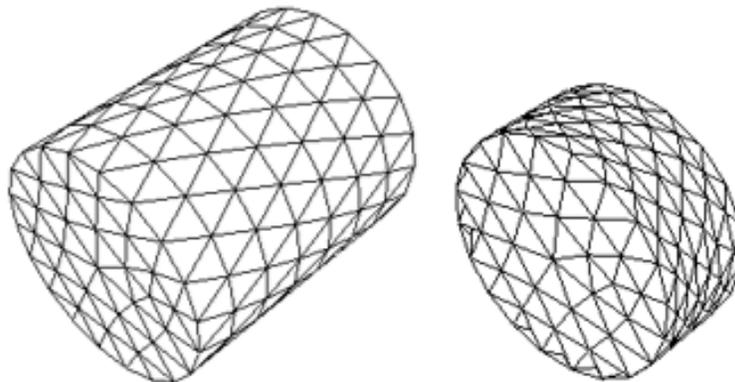
En simulaciones con cuerpos rígidos y mallas móviles, la opción de malla dinámica en Ansys Fluent es muy útil. Permite que los cuerpos rígidos ajusten las zonas de celdas adyacentes debido al movimiento de nido en los límites. Existen tres métodos diferentes disponibles para actualizar la malla en las zonas de celdas que se deforman: Smoothing, Layering y Remeshing. Los métodos Remeshing y Smoothing se usan para el dominio tetraédrico y el método Layering se usa para el dominio hexaédrico.

### 3.12.1 *Smoothing*

El método *Smoothing* incluye tres opciones diferentes: *Based Smoothing Method*, *Laplacian Smoothing Method*, y *Boundary Layer Smoothing Method*. Mientras que el método *Remeshing* crea nuevas celdas debido a la asimetría, el método *Smoothing* en su lugar aplica el cambio al tamaño de la celda debido al límite móvil a todos los nodos. En la Figura 9, se puede notar el efecto de este método siendo la imagen de la izquierda, el elemento en posición inicial y la imagen de la derecha, el elemento luego de la deformación.

#### **Figura 9**

*Método Smoothing para el mallado dinámico.*



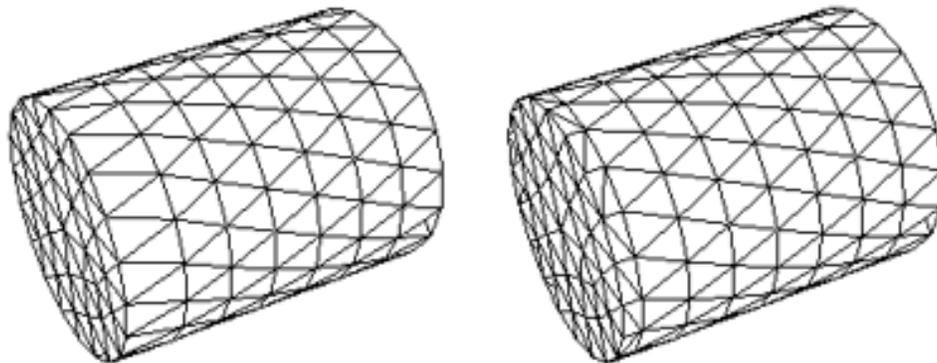
Nota. Adaptado de: Ansys Fluent User Guide, 2013, p. 579.

### 3.12.2 Remeshing

El método Remeshing se usa a menudo para desplazamientos más grandes de los límites en comparación con el método Smoothing. Cuando un límite se mueve, a menudo comprime la malla local y da como resultado un grupo de celdas que violan los criterios de asimetría o tamaño proporcionados en la herramienta de mallado. El Remeshing reemplaza automáticamente estas celdas comprimidas con nuevas celdas interpoladas a partir de las celdas antiguas, y si estas nuevas celdas cumplen con el criterio de asimetría, la malla se actualiza localmente con las nuevas celdas. Si las celdas no cumplen el criterio, se descartan.

#### Figura 10

*Método Remeshing para el mallado dinámico.*



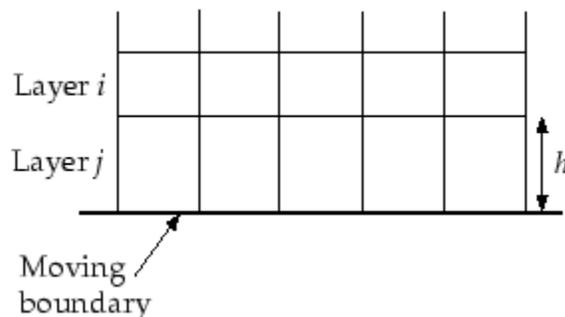
Nota. Adaptado de: Ansys Fluent User Guide, 2013, p. 608.

### 3.12.3 Layering

Se usa el Dynamic Layering para agregar o eliminar capas de celdas adyacentes a un límite en movimiento, en función de la altura ( $h$ ) de la capa adyacente a la superficie en movimiento.

**Figura 11**

*Método Layering para el mallado dinámico.*



Nota. La capa de las celdas adyacentes al límite móvil (Layer j) se divide o fusiona con la capa de celdas contigua (Layer i) en función de la altura ( $h$ ) de las celdas en “Layer J”.

Adaptado de: Ansys Fluent User Guide, 2013, p. 593.

### 3.13 User Defined Function (UDF)

Una función definida por el usuario o UDF, es una función que se puede cargar dinámicamente con el solucionador ANSYS FLUENT para mejorar sus características estándar.

Por ejemplo, puede utilizarse una UDF para:

- Personalizar las condiciones de contorno, las definiciones de propiedades del material, las velocidades de reacción de superficie y volumen, los términos fuente en ecuaciones de transporte ANSYS Fluent, los términos fuente en ecuaciones de transporte escalares definidas por el usuario (UDS), funciones de difusividad, etc.

- Ajustar los valores calculados una vez por iteración.
- Inicializar una solución y mejorar el post-procesamiento.
- Ejecutar al final de una iteración, al salir de ANSYS Fluent o al cargar una biblioteca UDF compilada.

- Mejorar los modelos ANSYS Fluent existentes (como el modelo de fase discreta, el modelo de mezcla multifase, el modelo de radiación de ordenadas discretas).

Las UDF se definen mediante macros “DEFINE” proporcionadas por ANSYS Fluent. Se codifican mediante otros macros más sencillos y funciones adicionales que acceden a los datos del solucionador y realizan otras tareas.

### ***3.13.1 MACRO “DEFINE\_CG\_MOTION”:***

Se usa para especificar el movimiento de una zona dinámica particular en Ansys Fluent proporcionando así las velocidades lineales y angulares en cada paso de tiempo. Ansys Fluent utiliza estas velocidades para actualizar las posiciones de los nodos en la zona dinámica basándose en el movimiento del cuerpo sólido.

DEFINE\_CG\_MOTION (name, dt, vel, omega, time, dtime)

real vel        Velocidad lineal.

real omega     Velocidad angular.

real time      “Current time”:

real dtime     “Time step”.

## 4. Metodología

### 4.1 Reproducción del caso realizado en el artículo de referencia

El caso fue realizado por Meysam Mohammadi-Amin, Ali Reza Jahangiri y Mohsen Bustanchy en el marco de la publicación del artículo “Thermodynamic Modeling, CFD Analysis and Parametric Study of a Near-Isothermal Reciprocating Compressor” para el año 2020.

Los autores en cuestión realizaron la simulación CFD de un compresor recíprocante basado en los datos de operación que se pueden visualizar en la Tabla 2.

De acuerdo con Meysam Mohammadi-Amin et al. (2020), “Para tener un resultado más detallado de cada zona del cilindro y estudiar las variaciones espaciales en el flujo y la transferencia de calor, hemos desarrollado un modelo CFD usando COMSOL Multiphysics Versión 5.3a”.

La simulación se llevó a cabo bajo el modelo de turbulencia k- $\epsilon$ . Para el modelado de apertura y cierre de las válvulas de compresión, Meysam Mohammadi-Amin et al. (2020) postularon lo siguiente:

Se define una declaración lógica a través de una función definida por el usuario (udf) de modo que cuando la presión en la cámara aumenta a un valor superior a la presión de salida (por ejemplo, 6 bar), la válvula de salida actúa como un orificio con área constante. Una función similar se define para la válvula de entrada: cuando la presión en la cámara disminuye a valores inferiores a la presión atmosférica, la válvula de entrada actúa como una entrada con área constante (p. 10).

Como se había manifestado en el apartado de limitaciones del problema, en Ansys Fluent no es posible realizar este tipo de declaración lógica para las válvulas, al menos no dentro del alcance de este proyecto, sin embargo, se puede modelar la apertura y el cierre en función de los límites para el cálculo de la presión en la simulación.

#### 4.1.1 Datos para la simulación de referencia

**Tabla 2**

*Información de las variables de entrada para la simulación de referencia.*

Variable	Valor	Variable	Valor
Diámetro del pistón (m)	0.08	Presión de succión (kPa)	100
Radio del cigüeñal (m)	0.05	Presión de descarga (kPa)	600
Longitud de la biela (m)	0.1	Temperatura de succión (K)	293
Revoluciones del cigüeñal (rpm)	30	Temperatura del cilindro (K)	293
Volumen inicial del gas (m <sup>3</sup> )	0.00052	Fluido: Gas ideal	Aire
Material del cilindro	Aluminio		

## **4.2 Recopilación de datos operativos para la simulación base**

Una vez se haya corroborado la similitud entre los resultados arrojados en el artículo de referencia y los obtenidos en la simulación en cuestión, se procede a realizar un nuevo modelo con diferentes parámetros en base a la operación de compresores recíprocos reales usados en la industria, con el fin de poner un punto de partida para los análisis posteriores. Para esto, se necesitaron dos documentos principales de referencia, el primero, el trabajo de grado “Aplicación de la metodología análisis causa raíz (RCA) para la eliminación de un mal actor en equipos críticos de la SOM – ECOPETROL S.A.” en el cual se registran datos operativos de un sistema de compresión en particular, y segundo, el manual “Instructions for Operating and Servicing HOS Compressors”, donde se pueden encontrar características propias del compresor recíproco Dresser Rand 4HOS.

### ***4.2.1 Datos de operación para la simulación del compresor base***

Como menciona Vera Muñoz, Hernando (2011), “El proceso de compresión de estos equipos se realiza de la siguiente manera: El gas que sale de pozo, alimenta el compresor a una presión de 25 psi y este se utiliza para elevar la presión del gas a 1000 psi al final del proceso”. El compresor en cuestión es un Dresser Rand 4HOS de tres etapas, y estas etapas van en rangos de 25-130 psi, 130-380 psi y 380-1000 psi.

**Tabla 3**

*Datos de operación de un compresor Dresser Rand 4HOS.*

<b>Variable</b>	<b>Valor</b>	<b>Variable</b>	<b>Valor</b>
Diámetros del pistón (in)	3.5 a 26.5	Presión de succión – Etapa 1 (psi)	25
Stroke o carrera del pistón (in)	6	Presión de succión – Etapa 2 (psi)	130
Revoluciones del cigüeñal (rpm)	1000	Presión de succión – Etapa 3 (psi)	380
Temperatura de entrada (°F)	85	Presión de descarga – Etapa 3 (psi)	1000
Material del cilindro: Hierro Fundido		Fluido: Gas Natural (Real)	

En la Tabla 4 se presentan los valores equivalentes a la Tabla 3 en el sistema internacional de unidades.

**Tabla 4**

*Datos de operación de un compresor Dresser Rand 4HOS en SI.*

<b>Variable</b>	<b>Valor</b>	<b>Variable</b>	<b>Valor</b>
Diámetros del pistón (m)	0.089-0.673	Presión de succión – Etapa 1 (kPa)	172.37
Stroke o carrera del pistón (m)	0.1524	Presión de succión – Etapa 2 (kPa)	896.32
Revoluciones del cigüeñal (rpm)	1000	Presión de succión – Etapa 3 (kPa)	262
Temperatura de entrada (K)	302.6	Presión de descarga – Etapa 3 (kPa)	689.5
Material del cilindro: Hierro Fundido		Fluido: Gas Natural (Real)	

#### 4.2.2 Análisis de la composición y cálculo de propiedades del gas natural

En la Tabla 5 se pueden visualizar las propiedades de los componentes de la mezcla de gas natural. En aras de completar el 100% de la composición total del gas sometido a estudio, el 0.08% que pertenece a impurezas en el fluido se le sumó a la fracción del dióxido de carbono.

**Tabla 5**

*Propiedades de las sustancias que componen la mezcla de gas natural.*

<b>Compuesto</b>	Metano	Etano	Propano	i- Butano	n- Butano	Nitrógeno	Dióxido de carbono
Fórmula	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>
Fracción molar	0.8186	0.1161	0.0192	0.0023	0.0022	0.009	0.0326
Masa molar [g/mol]	16.043	30.070	44.097	58.124	58.124	28.013	44.011
Temperatura crítica [K]	191	305.6	370	408.2	425.2	123	304.2
Presión crítica [MPa]	4.64	4.9	4.26	3.65	3.80	3.40	7.38
Factor acéntrico ( $\omega$ )	0	0.1064	0.1538	0.1825	0.1954	0.0206	0.177

Nota: Los valores de las propiedades de los diferentes compuestos fueron tomados del “CRC Handbook of Chemistry and Physics”.

Con la finalidad de calcular las propiedades del gas, se acude al libro de Termodinámica de Cengel & Boles (2011). En donde:

La masa molar promedio para una mezcla se expresa como:

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \sum_{i=1}^k y_i M_i$$

El factor de compresibilidad de la mezcla se puede expresar en términos de los factores de compresibilidad de los gases individuales como:

$$Z_m = \sum_{i=1}^k y_i Z_i$$

Donde  $Z_i$  se determina ya sea a  $T_m$  y  $V_m$  (ley de Dalton) o a  $T_m$  y  $P_m$  (ley de Amagat) para cada gas individual.

El comportamiento P-V-T de una mezcla de gases se puede predecir también aproximadamente por la regla de Kay, que se basa en tratar una mezcla de gases como si fuera una sustancia pura, con propiedades pseudocríticas determinadas por:

$$P'_{cr,m} = \sum_{i=1}^k y_i P_{cr,i}$$

$$T'_{cr,m} = \sum_{i=1}^k y_i T_{cr,i}$$

Las propiedades extensivas de una mezcla de gases, en general, se pueden determinar sumando las contribuciones de cada componente de la mezcla. (p. 726)

$$\bar{C}_{p,m} = \sum_{i=1}^k y_i \bar{C}_{p,i}$$

Así mismo, y según el libro “El refinado del petróleo” de J.P. Wauquier, para calcular el volumen crítico de la mezcla:

El volumen molar crítico se define a partir del factor acéntrico por las siguientes relaciones:

$$V_{ci} = \frac{z_{ci} R T_{ci}}{P_{ci}}$$

$$z_{ci} = 0.291 - 0.08\omega_i$$

Donde:

$Z_{ci}$ : Factor de compresibilidad crítico de cada componente.

$\omega_i$ : Factor acéntrico de cada componente.

“El volumen molar crítico de una mezcla se obtiene ponderando los volúmenes críticos de cada componente” (J.P. Wauquier, 2004, p. 110).

Para el cálculo del calor específico se necesitó de la Tabla A-2 “Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes”, sección C “Como una función de la temperatura”, lo cual proporcionará cierta proximidad al comportamiento real del  $C_p$  de la mezcla bajo diferentes condiciones de temperatura. En primera instancia, se calculará la distribución del  $C_p$  en función de la temperatura para cada componente de la mezcla, con el objetivo de que al final de este cálculo

pueda aplicarse el concepto de las propiedades extensivas en mezcla de gases y determinar la contribución que cada componente aporta a la mezcla final. El calor específico se define en base a la temperatura y a cuatro diferentes constantes propias para cada compuesto.

$$\overline{C_p} = a + bT + cT^2 + dT^3$$

Donde T está en K y Cp en kJ/kmol-K.

**Tabla 6**

*Constantes para el cálculo del Cp de los componentes de la mezcla.*

Compuesto	Formula	a	b	c	d
<b>Metano</b>	CH <sub>4</sub>	19.89	5.024×10 <sup>-2</sup>	1.269×10 <sup>-5</sup>	-11.01×10 <sup>-9</sup>
<b>Etano</b>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	6.900	17.27×10 <sup>-2</sup>	-6.406×10 <sup>-5</sup>	7.285×10 <sup>-9</sup>
<b>Propano</b>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-4.04	30.48×10 <sup>-2</sup>	-15.72×10 <sup>-5</sup>	31.74×10 <sup>-9</sup>
<b>i-Butano</b>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	-7.913	41.60×10 <sup>-2</sup>	-23.01×10 <sup>-5</sup>	49.91×10 <sup>-9</sup>
<b>n-Butano</b>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	3.96	37.15×10 <sup>-2</sup>	-18.34×10 <sup>-5</sup>	35.00×10 <sup>-9</sup>
<b>Nitrógeno</b>	N <sub>2</sub>	28.90	-0.1571×10 <sup>-2</sup>	0.8081×10 <sup>-5</sup>	-2.873×10 <sup>-9</sup>
<b>Dióxido de carbono</b>	CO <sub>2</sub>	22.26	5.981×10 <sup>-2</sup>	-3.501×10 <sup>-5</sup>	7.469×10 <sup>-9</sup>

Nota. Datos tomados de la Tabla A-2 sección C. Adaptado de: Termodinámica (p. 911), por Cengel & Boles, 2011, McgrawHillEducation.

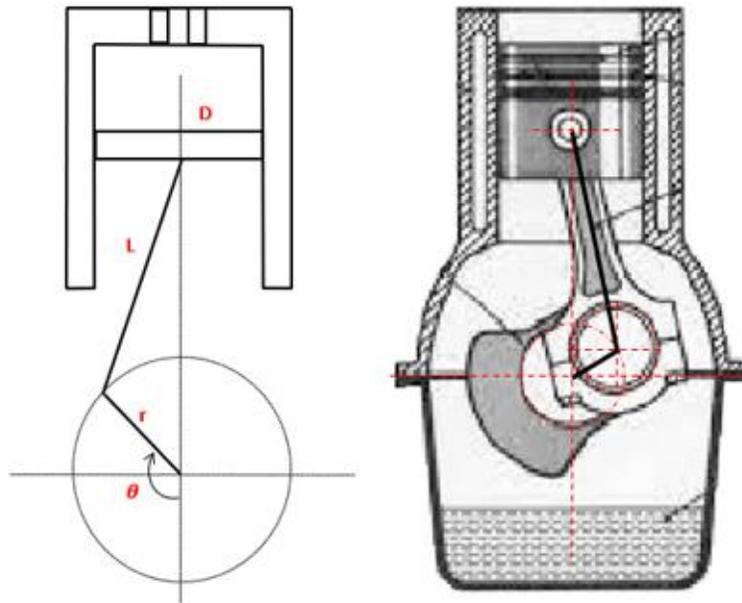
### 4.3 Modelamiento y simulación de la operación del compresor

#### 4.3.1 Análisis cinemático del compresor

**4.3.1.1 Mecanismo Cigüeñal-Biela-Pistón.** En la Figura 12 se puede visualizar el mecanismo cigüeñal-biela-pistón, a la izquierda un esquema simplificado y a la derecha, la representación de ese sistema en un dibujo real.

#### Figura 12

*Diagrama del mecanismo cigüeñal-biela-pistón.*



Nota. Adaptado de: Aplicación mecánica – Mecanismo biela-manivela. Descartes 2D

[www.rekursostic.educacion.es](http://www.rekursostic.educacion.es)

En donde:

L: Longitud de la biela.

r: Radio del cigüeñal.

D: Diámetro del pistón.

$\theta$ : Ángulo barrido por el cigüeñal.

**4.3.1.2 Desplazamiento y velocidad del pistón en función del ángulo del cigüeñal.** "El compresor es accionado por un motor a través de un mecanismo de biela deslizante. La posición del pistón es función del ángulo del cigüeñal ( $\theta$ ) y depende del radio del cigüeñal  $r$  y de la longitud de la biela,  $L$ " (Meysam Mohammadi-Amin et al, 2020, p. 4)

Con respecto al artículo de referencia, la expresión aquí propuesta difiere en la posición de partida para el barrido del ángulo del cigüeñal, definida del siguiente modo:

$$x = r(1 - \cos \theta) + \sqrt{L^2 - r^2 \sin^2 \theta}$$

Con el ánimo de representar la velocidad del pistón en función del ángulo, se realiza la derivación de la fórmula del desplazamiento, obteniendo como resultado la ecuación:

$$\frac{dx}{d\theta} = r \sin \theta \left( 1 - \frac{r \cos \theta}{\sqrt{L^2 - r^2 \sin^2 \theta}} \right)$$

**4.3.1.3 Desplazamiento y velocidad del pistón en función del tiempo.** Las ecuaciones anteriores están propuestas para la variación del desplazamiento y la velocidad según el ángulo del cigüeñal, sin embargo, para dar solución a este sistema se hará uso del software Matlab-Simulink y dichas ecuaciones deberán transformarse en expresiones dependientes del tiempo, esto se puede lograr gracias a la relación:

$$\theta = \omega t$$

Resultando finalmente en las expresiones:

$$x = r(1 - \cos \omega t) + \sqrt{L^2 - r^2 \sin^2 \omega t}$$

$$\frac{dx}{dt} = \omega r \sin \omega t \left( 1 - \frac{r \cos \omega t}{\sqrt{L^2 - r^2 \sin^2 \omega t}} \right)$$

**4.3.1.4 Volumen y tasa de cambio volumétrica en el cilindro.** Una vez definida la tasa de cambio del desplazamiento en función del tiempo, es posible determinar el cambio de volumen mediante la relación entre el área del pistón y la longitud recorrida, así:

$$\frac{dV}{dt} = -A_p \frac{dx}{dt}$$

Mediante una integración sencilla se puede encontrar la magnitud del volumen dentro del cilindro para cada posición del pistón, esto, finalmente agregando la constante del volumen inicial del gas y despejando el área del pistón en función del diámetro, de la siguiente manera:

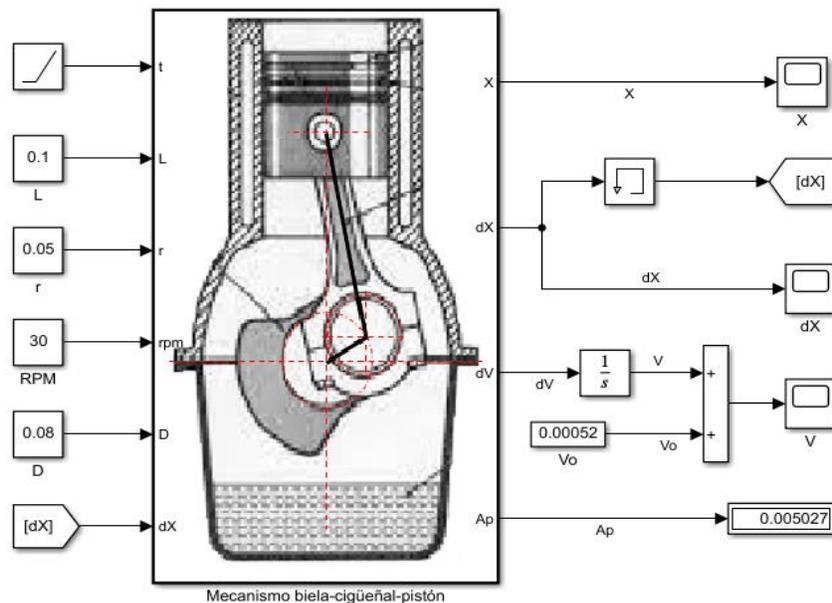
$$V = V_0 - \frac{\pi}{4} D^2 x$$

#### 4.3.2 Propuesta de solución del mecanismo en Matlab-Simulink.

Se desarrolló un modelo en Simulink para calcular y graficar a lo largo de todo el ciclo de compresión, el volumen del gas, la posición y la velocidad del pistón dentro del cilindro. Es un modelo relativamente sencillo que consta de siete entradas y cuatro salidas. Entre las entradas se pueden encontrar una función rampa para el tiempo, las constantes L, r, rpm, D y  $V_0$ , y la realimentación de la variable de salida “dX”. En las salidas, como era de esperarse, se definen la posición, velocidad y volumen, además del área del pistón calculada a partir del diámetro.

**Figura 13**

*Modelo en Simulink para el análisis del mecanismo cigüeñal-biela-pistón.*



La solución de este sistema se realiza gracias a la función de Matlab que puede visualizarse a continuación:

### Figura 14

*Función en Matlab para el análisis del mecanismo cigüeñal-biela-pistón.*

```

1 function [X,dX,dV,Ap] = fcn(t,L,r,rpm,D,dX)
2 w=2*pi*rpm/60;
3 X=r*(1-cos(w*t))+sqrt(L^2-r^2*(sin(w*t))^2);
4 dX=w*r*sin(w*t)-((w*r^2*sin(w*t)*cos(w*t))/(sqrt(L^2-r^2*(sin(w*t))^2)));
5 Ap=(pi/4)*D^2;
6 dV=-Ap*dX;
7

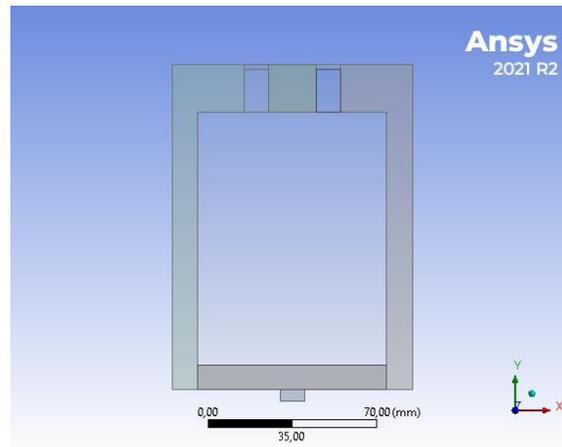
```

#### 4.3.3 Modelado y mallado de la geometría del compresor.

La geometría del cilindro de compresión, en cuanto a dimensionamiento, estará basada en los datos recolectados en el artículo de referencia y del compresor 4HOS descrito anteriormente, sin embargo, su forma permanecerá igual para ambos casos. Para efectos de disminuir el gasto computacional, se decidió hacer el análisis mediante geometría 2D, no obstante, quedó en evidencia que el análisis 2D de este tipo de problemas tiene una buena aproximación al comportamiento real, esto gracias al artículo “Thermodynamic Modeling, CFD Analysis and Parametric Study of a Near-Isothermal Reciprocating Compressor” por Meysam Mohammadi-Amin et al. (2020). Como puede visualizarse en la Figura 15, la geometría cuenta con tres grupos de zonas principales, el cilindro (sólido), el pistón (sólido) y la zona del gas (fluido).

**Figura 15**

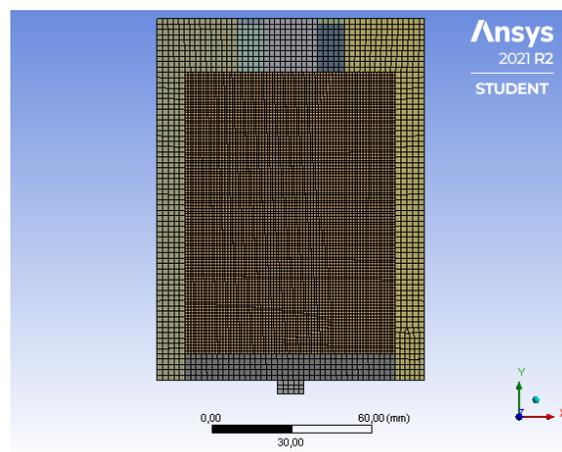
*Geometría del cilindro de compresión en Design Modeler.*



Para la simulación se implementó una malla de cuadriláteros dominantes, como se puede observar en la Figura 16, los elementos cuentan con un tamaño máximo de 2 mm, a diferencia de la zona del gas (1 mm) puesto que allí es donde se necesita mayor precisión en los resultados.

**Figura 16**

*Mallado del cilindro de compresión.*



El modelo y tamaño de malla fueron seleccionados según requerimientos de calidad “Skewness” y “Orthogonal Quality”. No es recomendado emplear valores altos de “Skewness” y valores bajos de “Orthogonal Quality”. Generalmente los valores deberían ser menores a 0.95 para el primer parámetro y mayores a 0.15 para el segundo. El espectro para la métrica de una malla es:

**Figura 17**

*Espectro de métricas de malla.*



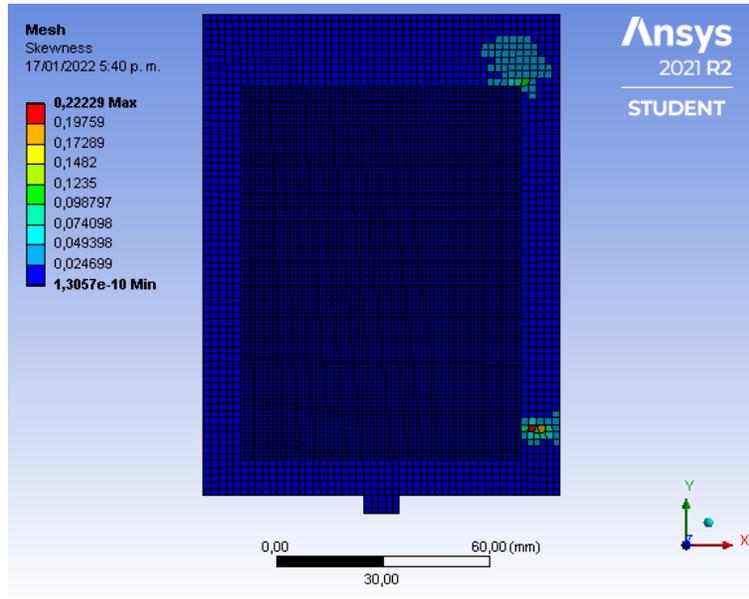
Nota. Aaptado de: Ansys Learning Forum (2020).

(<https://forum.ansys.com/discussion/15676/checks-on-the-mesh>)

Conocido esto, se evaluaron los parámetros de calidad de la malla teniendo como resultado un “Skewness” (Figura 18) entre  $1.3E-10$  y 0.22, por otro lado, en el parámetro “Orthogonal Quality” (Figura 19), valores entre 0.94 y 1, ambos entrando en la categoría “Excelente” en el espectro.

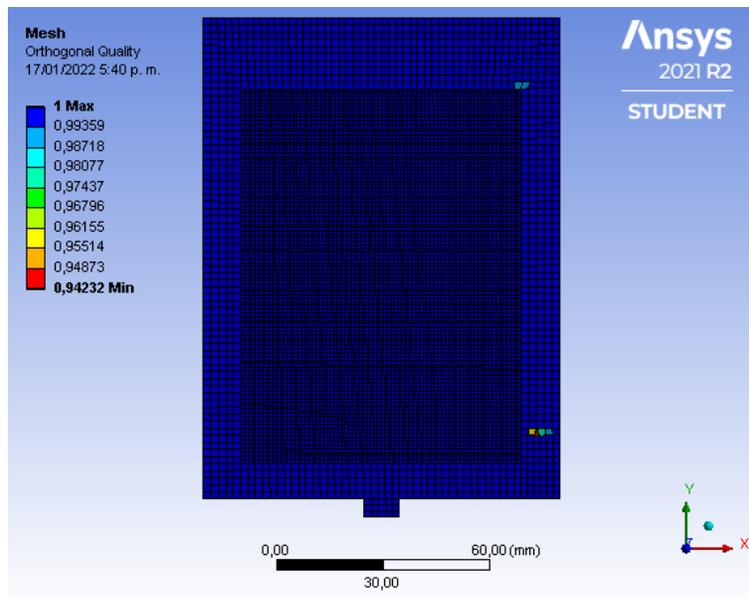
**Figura 18**

*Valoración de "Skewness" en el mallado del cilindro.*



**Figura 19**

*Valoración de "Orthogonal Quality" en el mallado del cilindro.*



#### ***4.3.4 Definición de las condiciones de frontera del problema.***

En la sección 3.10 se definieron las condiciones de frontera para entrada y salida de flujo disponibles en el área de los fluidos compresibles. Para este caso en particular, se definió una entrada de presión, fijando así la presión manométrica junto con la temperatura a la entrada, contando también con la opción “Prevent Reverse Flow” en aras de, como lo indica su nombre, impedir el flujo de vuelta a la entrada debido a los gradientes de presión. La salida se modeló como una pared, puesto que el rango de presión a la que se someterá el fluido se establecerá en los límites de solución de la simulación. Para establecer las temperaturas de pared en los cuerpos sólidos del compresor se fijará una temperatura que permanecerá constante a lo largo de todo el ciclo de compresión y que garantice la transferencia de calor entre el gas y el cilindro. En la Tabla 2 se pueden encontrar estos para la simulación de referencia. La información correspondiente a las condiciones de frontera para la simulación base se definirá más adelante.

#### ***4.3.5 Propiedades del fluido y selección del modelo de turbulencia.***

Para la reproducción de la simulación del artículo de referencia se usó aire en su forma de gas ideal como fluido de trabajo, de tal forma que su densidad no permanecerá constante y variará de acuerdo con el fenómeno transitorio y a las condiciones específicas del problema. No obstante, para las simulaciones propias del proyecto, el fluido de trabajo es gas natural, el cual se tratará como una mezcla de gas real cuyas propiedades fueron calculadas y se verán reflejadas en la Tabla 11. Se optó por escoger la ecuación de Soave-Redlich-Kwong para predecir el comportamiento

del gas real debido a la obtención de valores casi idénticos en la estimación de la presión de vapor trabajando con hidrocarburos, dejando atrás la limitación de la ecuación de Redlich-Kwong, ya que no era efectiva para la estimación de la presión de vapor.

En cuanto a la selección del modelo de turbulencia, el artículo de referencia propone el uso del modelo  $k-\varepsilon$ , sin embargo, se encontró que este modelo es ampliamente utilizado para resolver problemas de ingeniería en flujos totalmente turbulentos, y por ende, no es tan preciso en flujos con números de Reynolds bajos (Laminares), por otro lado, el modelo  $k-\varepsilon$  RNG presenta mejoras respecto al estándar y amplía su precisión toda clase de flujos, usando la opción “Differential Viscosity Model”. Además, la simulación se realiza bajo los modelos “Viscous Heating”, “Compressibility Effects” y “Production Limiter”, indispensables para simulaciones de fluidos compresibles (gases). Las constantes  $C_{1\varepsilon}$  y  $C_{2\varepsilon}$  para el modelo RNG son definidas según los valores por defecto de Ansys Fluent, los cuales son 1.42 y 1.68 respectivamente.

#### ***4.3.6 Método de solución y discretización para la simulación***

Para la solución y discretización de este modelo en particular, la tesis “Numerical Modelling of a Suction Reed Valve from a Reciprocating Compressor Using Fluid Structure Interaction” por Holst y Frost (2018) fue fundamental para el establecimiento de los parámetros de la simulación. Sin embargo, en el establecimiento de algunos parámetros también se tuvo en cuenta el rendimiento de la simulación, motivo por el cual el proceso de selección final de estos se adaptó a las condiciones específicas del problema y a la carga computacional disponible.

**Tabla 7***Métodos de solución para la simulación.*

<b>Scheme</b>	SIMPLE
<b>Flux Type</b>	Rhie-Chow: Distance based
<b>Gradient</b>	Green-Gauss Cell Based
<b>Pressure</b>	PRESTO!
<b>Density</b>	Second Order Upwind
<b>Momentum</b>	Second Order Upwind
<b>Turbulent Kinetic Energy</b>	Second Order Upwind
<b>Turbulent Dissipation Rate</b>	Second Order Upwind
<b>Energy</b>	Second Order Upwind
<b>Transient Formulation</b>	First Order Upwind

En cuanto a los factores de relajación se inclinó por establecer los predeterminados por Ansys Fluent.

**Tabla 8***Factores de relajación.*

<b>Under-Relaxation Factors</b>	
Pressure	0.3
Density	1

Body Forces	1
Momentum	0.7
Turbulent Kinetic Energy	0.8
Turbulent Dissipation Rate	0.8
Turbulent Viscosity	1
Energy	1

Finalmente, en aras de mantener una carga computacional relativamente baja sin renunciar a una alta precisión en los resultados, los criterios de convergencia se mantuvieron iguales a los predeterminados con los siguientes valores:

**Tabla 9**

*Criterios de convergencia de la simulación.*

<b>Residuo</b>	<b>Criterio absoluto</b>
Continuity	0.001
X-Velocity	0.001
Y-Velocity	0.001
Energy	0.000001
k	0.001
$\epsilon$	0.001

### 4.3.7 Implementación de una User Defined Function (UDF) para el movimiento del pistón.

Con la intención de simular el movimiento que describe el pistón al ejercer el trabajo sobre el gas, se realizó la programación de un código en C++ basado en el macro "DEFINE\_CG\_MOTION" dentro del cual se definió la velocidad del pistón para cada instante de tiempo.

#### Figura 20

*Código en C++ para la implementación del movimiento del pistón en UDF.*

```
#include "udf.h"
#define rpm 30.0
#define f rpm/60
#define w 2.0*M_PI*f
#define r 0.05
#define L 0.095

DEFINE_CG_MOTION(piston, dt, cg_vel, cg_omega, time, dtime)
{
    real vel;

    vel=w*r*sin(w*time)*(1-((r*cos(w*time))/(sqrt(pow(L,2)-pow(r,2)*pow(sin(w*time),2)))));

    cg_vel[1]=vel;
}
```

En donde:

rpm: Revoluciones por minuto en el cigüeñal del compresor.

f: Frecuencia del cigüeñal, equivalente a los rpm divididos por 60, en rev/s.

w: Velocidad angular del cigüeñal, en rad/s.

r: Radio del cigüeñal, en m.

L: Longitud de biela, en m.

vel: Velocidad lineal del pistón, en m/s.

## 5. Resultados

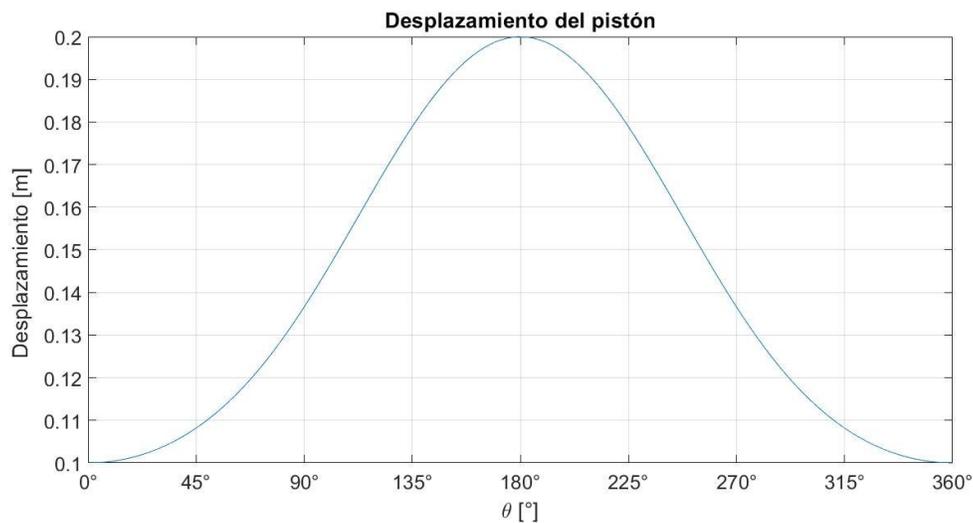
### 5.1 Resultados de simulación de referencia

#### 5.1.1 Resultados del análisis cinemático y distribución volumétrica del gas de la simulación de referencia

A continuación, se presentarán las gráficas de desplazamiento y velocidad descritas por el pistón del compresor, estos resultados fueron obtenidos mediante Matlab-Simulink. Debido a que Simulink soluciona las ecuaciones con base en el tiempo, fue necesario reajustar y convertir de una escala de tiempo en segundos a una escala basada en la rotación del cigüeñal en grados.

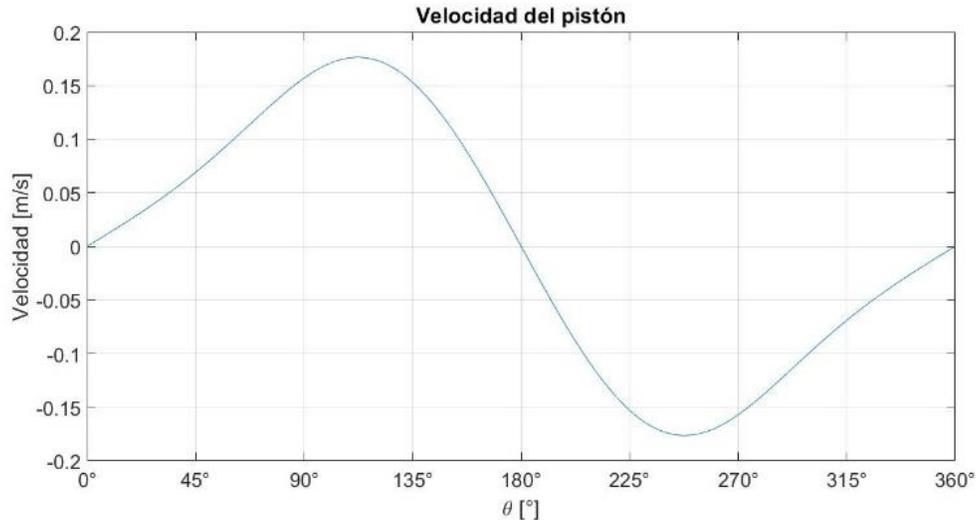
#### Figura 21

*Desplazamiento del pistón de la simulación de referencia.*



**Figura 22**

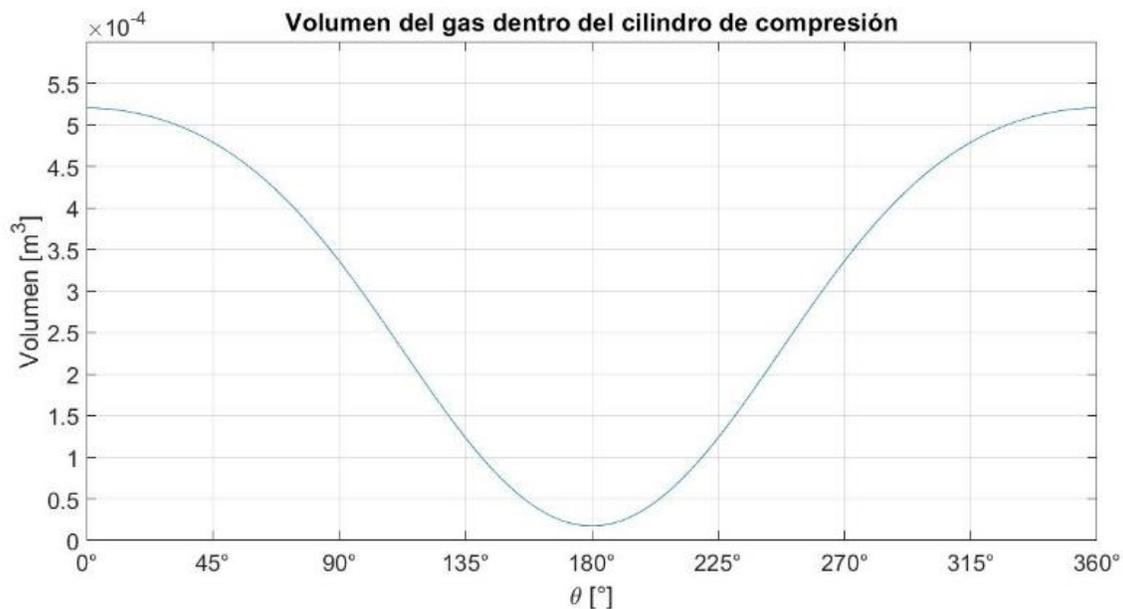
*Velocidad del pistón de la simulación de referencia.*



Como se evidencia en la Figura 21, el pistón tiene un desplazamiento neto de 0.1 m, teniendo como referencia el centro del cigüeñal y empezando su recorrido desde el extremo final de la biela, donde se sitúa el punto muerto inferior (0.1 m), hasta que el cigüeñal gire  $180^\circ$  y llegue al punto muerto superior (0.2 m). Por otro lado, en la Figura 22 se visualiza el comportamiento de la velocidad del mismo pistón, pudiendo determinar que a los  $110^\circ$  y  $250^\circ$  aproximadamente, es donde se encuentran los puntos máximos de velocidad en la carrera del pistón ( $\pm 0.175$  m/s), en términos más prácticos, los puntos máximos de velocidad se sitúan un poco después de la mitad del recorrido de compresión ( $+ 0.175$  m/s) y un poco antes de la mitad del recorrido de expansión ( $- 0.175$  m/s).

**Figura 23**

*Volumen del gas dentro del compresor de la simulación de referencia.*

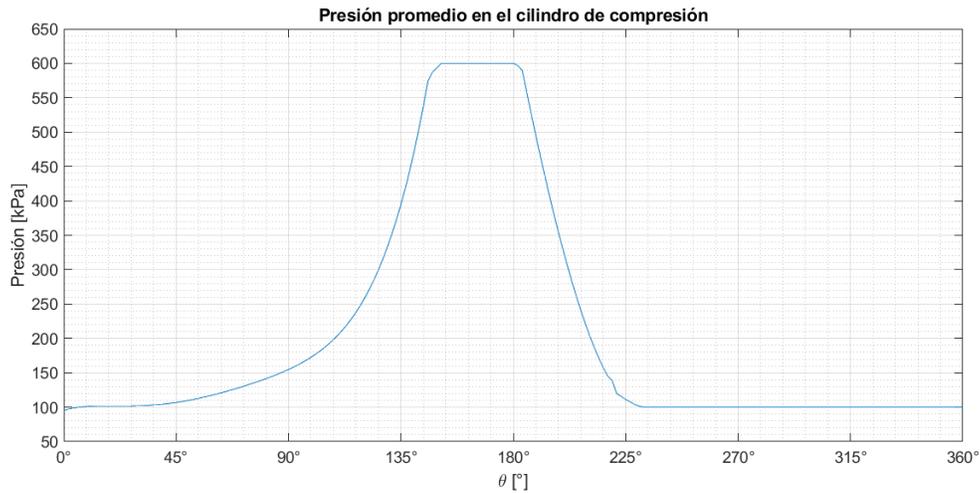


En la Figura 23 se representan las cantidades en volumen de gas presente en cada punto del ciclo total de compresión, como era de esperarse, en el punto muerto inferior ( $0^\circ$  y  $360^\circ$ ) es donde se deposita la mayor cantidad de gas posible en el ciclo ( $0.00052 \text{ m}^3$ ), la cual va decreciendo a medida que el pistón se acerque al punto muerto superior ( $180^\circ$ ), en ese preciso instante es dónde se puede encontrar el volumen mínimo contenido en el cilindro, al cual se le conoce como volumen muerto ( $0.0000173 \text{ m}^3$ ), variable que siempre dependerá del claro del compresor.

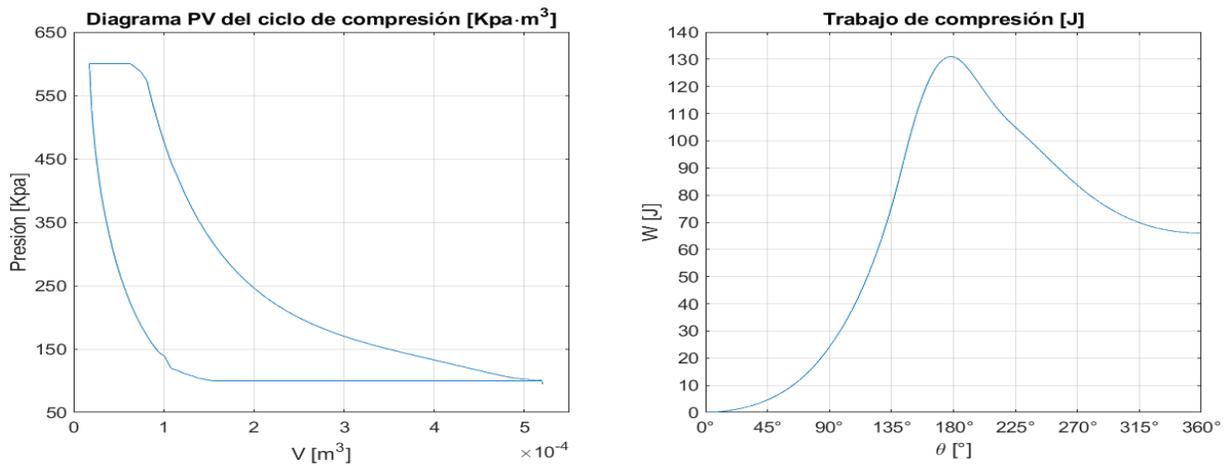
### **5.1.2 Resultados del análisis CFD del compresor de la simulación de referencia**

**Figura 24**

*Presión promedio del gas en la simulación de referencia.*

**Figura 25**

*Diagrama PV y trabajo de compresión para la simulación de referencia.*



Como era de esperarse, los resultados presentaron ciertas desviaciones con respecto a la referencia, sin embargo, se puede respaldar la implementación adecuada de las condiciones para ejecutar las simulaciones específicas de este proyecto.

## 5.2 Resultados de la simulación base

### 5.2.1 Cálculo de las propiedades del gas natural

En aras de agilizar el cálculo de las propiedades del gas natural, se realizó un programa sencillo en EES el cual permite solucionar las ecuaciones propuestas en la sección 4.2.2.

#### Figura 26

*Propiedades de los compuestos para el cálculo en EES.*

R = 8,314472 [J/mol*K]	Temperaturas críticas de los compuestos
Fraciones molares de los compuestos	Tcr <sub>CH4</sub> = 191 [K]
Y <sub>CH4</sub> = 0,8186	Tcr <sub>C2H6</sub> = 305,6 [K]
Y <sub>C2H6</sub> = 0,1161	Tcr <sub>C3H8</sub> = 370 [K]
Y <sub>C3H8</sub> = 0,0192	Tcr <sub>iC4H10</sub> = 408,2 [K]
Y <sub>iC4H10</sub> = 0,0023	Tcr <sub>nC4H10</sub> = 425,2 [K]
Y <sub>nC4H10</sub> = 0,0022	Tcr <sub>N2</sub> = 123 [K]
Y <sub>N2</sub> = 0,009	Tcr <sub>CO2</sub> = 304,2 [K]
Y <sub>CO2</sub> = 0,0326	Presiones críticas de los compuestos
Masas molares de los compuestos	Pcr <sub>CH4</sub> = 4,64 · 10 <sup>6</sup> [Pa]
M <sub>CH4</sub> = 16,043 [g/mol]	Pcr <sub>C2H6</sub> = 4,9 · 10 <sup>6</sup> [Pa]
M <sub>C2H6</sub> = 30,07 [g/mol]	Pcr <sub>C3H8</sub> = 4,26 · 10 <sup>6</sup> [Pa]
M <sub>C3H8</sub> = 44,097 [g/mol]	Pcr <sub>iC4H10</sub> = 3,65 · 10 <sup>6</sup> [Pa]
M <sub>iC4H10</sub> = 58,124 [g/mol]	Pcr <sub>nC4H10</sub> = 3,8 · 10 <sup>6</sup> [Pa]
M <sub>nC4H10</sub> = 58,124 [g/mol]	Pcr <sub>N2</sub> = 3,4 · 10 <sup>6</sup> [Pa]
M <sub>N2</sub> = 28,013 [g/mol]	Pcr <sub>CO2</sub> = 7,38 · 10 <sup>6</sup> [Pa]
M <sub>CO2</sub> = 44,011 [g/mol]	

En la Figura 26 se exponen las fracciones molares, masas molares, temperaturas y presiones críticas del metano, etano, propano, i-butano, n-butano, nitrógeno y dióxido de carbono.

**Figura 27**

*Cómputo de los factores de compresibilidad y volumen críticos de los compuestos.*

Factores de compresibilidad críticos de los compuestos	Volumen crítico de los compuestos
$Z_{CH_4} = 0,291 - 0,08 \cdot w_{CH_4}$	$V_{cCH_4} = 1000 \cdot \frac{Z_{CH_4} \cdot R \cdot T_{crCH_4}}{P_{crCH_4} \cdot M_{CH_4}}$
$Z_{C_2H_6} = 0,291 - 0,08 \cdot w_{C_2H_6}$	$V_{cC_2H_6} = 1000 \cdot \frac{Z_{C_2H_6} \cdot R \cdot T_{crC_2H_6}}{P_{crC_2H_6} \cdot M_{C_2H_6}}$
$Z_{C_3H_8} = 0,291 - 0,08 \cdot w_{C_3H_8}$	$V_{cC_3H_8} = 1000 \cdot \frac{Z_{C_3H_8} \cdot R \cdot T_{crC_3H_8}}{P_{crC_3H_8} \cdot M_{C_3H_8}}$
$Z_{iC_4H_{10}} = 0,291 - 0,08 \cdot w_{iC_4H_{10}}$	$V_{ciC_4H_{10}} = 1000 \cdot \frac{Z_{iC_4H_{10}} \cdot R \cdot T_{criC_4H_{10}}}{P_{criC_4H_{10}} \cdot M_{iC_4H_{10}}}$
$Z_{nC_4H_{10}} = 0,291 - 0,08 \cdot w_{nC_4H_{10}}$	$V_{cnC_4H_{10}} = 1000 \cdot \frac{Z_{nC_4H_{10}} \cdot R \cdot T_{crnC_4H_{10}}}{P_{crnC_4H_{10}} \cdot M_{nC_4H_{10}}}$
$Z_{N_2} = 0,291 - 0,08 \cdot w_{N_2}$	$V_{cN_2} = 1000 \cdot \frac{Z_{N_2} \cdot R \cdot T_{crN_2}}{P_{crN_2} \cdot M_{N_2}}$
$Z_{CO_2} = 0,291 - 0,08 \cdot w_{CO_2}$	$V_{cCO_2} = 1000 \cdot \frac{Z_{CO_2} \cdot R \cdot T_{crCO_2}}{P_{crCO_2} \cdot M_{CO_2}}$

Para el cálculo del volumen crítico de cada compuesto era indispensable calcular el factor de compresibilidad crítico, el cual depende del factor acéntrico de cada uno de los mencionados. En la Tabla 10 se postulan los resultados obtenidos mediante las definiciones propuestas en la Figura 27.

**Tabla 10**

*Resultados del factor de compresibilidad y volumen críticos para cada compuesto.*

Fórmula	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	i-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>
Factor de compresibilidad crítico (Z <sub>c</sub> )	0.291	0.282	0.279	0.276	0.275	0.289	0.277

Volumen crítico (Vc)	0.0062	0.0048	0.0046	0.0044	0.0044	0.0031	0.0021
[m <sup>3</sup> /kg]							

Una vez conocidas todas las propiedades físicas de cada compuesto se puede proceder con el cálculo de las propiedades de la mezcla (Figura 28), determinando las contribuciones que cada uno de los compuestos realiza a través de una media ponderada. En la Tabla 11 se presentan los resultados obtenidos por las definiciones de la Figura 28.

## Figura 28

*Cómputo de las propiedades de la mezcla.*

Masa molar

$$M_m = Y_{CH_4} \cdot M_{CH_4} + Y_{C_2H_6} \cdot M_{C_2H_6} + Y_{C_3H_8} \cdot M_{C_3H_8} + Y_{iC_4H_{10}} \cdot M_{iC_4H_{10}} + Y_{nC_4H_{10}} \cdot M_{nC_4H_{10}} + Y_{N_2} \cdot M_{N_2} + Y_{CO_2} \cdot M_{CO_2}$$

Factor acéntrico

$$w = Y_{CH_4} \cdot w_{CH_4} + Y_{C_2H_6} \cdot w_{C_2H_6} + Y_{C_3H_8} \cdot w_{C_3H_8} + Y_{iC_4H_{10}} \cdot w_{iC_4H_{10}} + Y_{nC_4H_{10}} \cdot w_{nC_4H_{10}} + Y_{N_2} \cdot w_{N_2} + Y_{CO_2} \cdot w_{CO_2}$$

Presión crítica

$$P_{cr} = Y_{CH_4} \cdot P_{crCH_4} + Y_{C_2H_6} \cdot P_{crC_2H_6} + Y_{C_3H_8} \cdot P_{crC_3H_8} + Y_{iC_4H_{10}} \cdot P_{crIC_4H_{10}} + Y_{nC_4H_{10}} \cdot P_{crnC_4H_{10}} + Y_{N_2} \cdot P_{crN_2} + Y_{CO_2} \cdot P_{crCO_2}$$

Temperatura crítica

$$T_{cr} = Y_{CH_4} \cdot T_{crCH_4} + Y_{C_2H_6} \cdot T_{crC_2H_6} + Y_{C_3H_8} \cdot T_{crC_3H_8} + Y_{iC_4H_{10}} \cdot T_{crIC_4H_{10}} + Y_{nC_4H_{10}} \cdot T_{crnC_4H_{10}} + Y_{N_2} \cdot T_{crN_2} + Y_{CO_2} \cdot T_{crCO_2}$$

Volumen crítico

$$V_c = Y_{CH_4} \cdot V_{cCH_4} + Y_{C_2H_6} \cdot V_{cC_2H_6} + Y_{C_3H_8} \cdot V_{cC_3H_8} + Y_{iC_4H_{10}} \cdot V_{cIC_4H_{10}} + Y_{nC_4H_{10}} \cdot V_{cnC_4H_{10}} + Y_{N_2} \cdot V_{cN_2} + Y_{CO_2} \cdot V_{cCO_2}$$

## Tabla 11

*Propiedades de la mezcla.*

Propiedades del gas natural	
Masa molar (M) [g/mol]	19.42

Temperatura crítica (Tc) [K]	211.83
Presión crítica (Pc) [MPa]	4.74
Volumen crítico (Vc) [m <sup>3</sup> /kg]	0.0058
Factor acéntrico (ω)	0.022

Para concluir el proceso del cálculo de las propiedades del gas natural, se determina el comportamiento del calor específico de cada compuesto bajo diferentes condiciones de temperatura. Conociendo las constantes a, b, c y d (Tabla 6), se puede conocer y graficar las distribuciones por medio de las definiciones que se muestran en la Figura 29.

### Figura 29

*Cómputo de los calores específicos para cada compuesto.*

Calor específicos de los compuestos como función de la temperatura

$$C_{pCH_4} = a_{CH_4} + b_{CH_4} \cdot T + c_{CH_4} \cdot T^2 + d_{CH_4} \cdot T^3$$

$$C_{pC_2H_6} = a_{C_2H_6} + b_{C_2H_6} \cdot T + c_{C_2H_6} \cdot T^2 + d_{C_2H_6} \cdot T^3$$

$$C_{pC_3H_8} = a_{C_3H_8} + b_{C_3H_8} \cdot T + c_{C_3H_8} \cdot T^2 + d_{C_3H_8} \cdot T^3$$

$$C_{p_{iC_4H_{10}}} = a_{iC_4H_{10}} + b_{iC_4H_{10}} \cdot T + c_{iC_4H_{10}} \cdot T^2 + d_{iC_4H_{10}} \cdot T^3$$

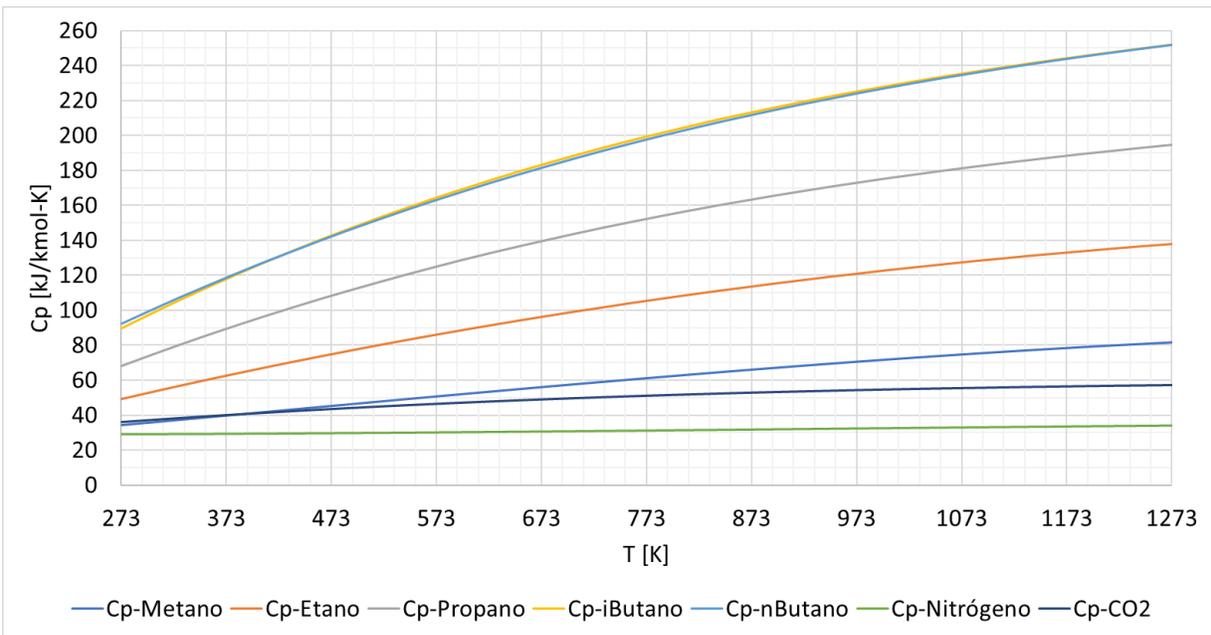
$$C_{p_{nC_4H_{10}}} = a_{nC_4H_{10}} + b_{nC_4H_{10}} \cdot T + c_{nC_4H_{10}} \cdot T^2 + d_{nC_4H_{10}} \cdot T^3$$

$$C_{pN_2} = a_{N_2} + b_{N_2} \cdot T + c_{N_2} \cdot T^2 + d_{N_2} \cdot T^3$$

$$C_{pCO_2} = a_{CO_2} + b_{CO_2} \cdot T + c_{CO_2} \cdot T^2 + d_{CO_2} \cdot T^3$$

**Figura 30**

*Distribución de los Cp de cada compuesto en función de la temperatura.*



Lo más destacable en la gráfica anterior es que se puede notar que cada componente presenta un alza en el valor del Cp conforme la temperatura se eleve, sin embargo, la variación no es proporcional entre cada uno de ellos; por tal motivo se puede inferir que el comportamiento de la mezcla de gas natural debe tener el mismo comportamiento ascendente. En la Figura 31 se establece el cálculo del Cp de la mezcla, además, la conversión de Cp molar a Cp másico y también la equivalencia entre el Cp y el Cv mediante la constante universal de los gases para finalmente determinar el valor de la constante del gas k. Los resultados de este cómputo se ven reflejados en la Figura 32.

**Figura 31**

*Cómputo del  $C_p$  másico y constante del gas.*

Calor específico

$$C_{p\text{molar}} = Y_{\text{CH}_4} \cdot C_{p\text{CH}_4} + Y_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot C_{p\text{C}_2\text{H}_6} + Y_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot C_{p\text{C}_3\text{H}_8} + Y_{\text{ic}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{p\text{ic}_4\text{H}_{10}} + Y_{\text{nc}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{p\text{nc}_4\text{H}_{10}} + Y_{\text{N}_2} \cdot C_{p\text{N}_2} + Y_{\text{CO}_2} \cdot C_{p\text{CO}_2}$$

$$C_p = \frac{C_{p\text{molar}}}{M_m}$$

Constante del gas

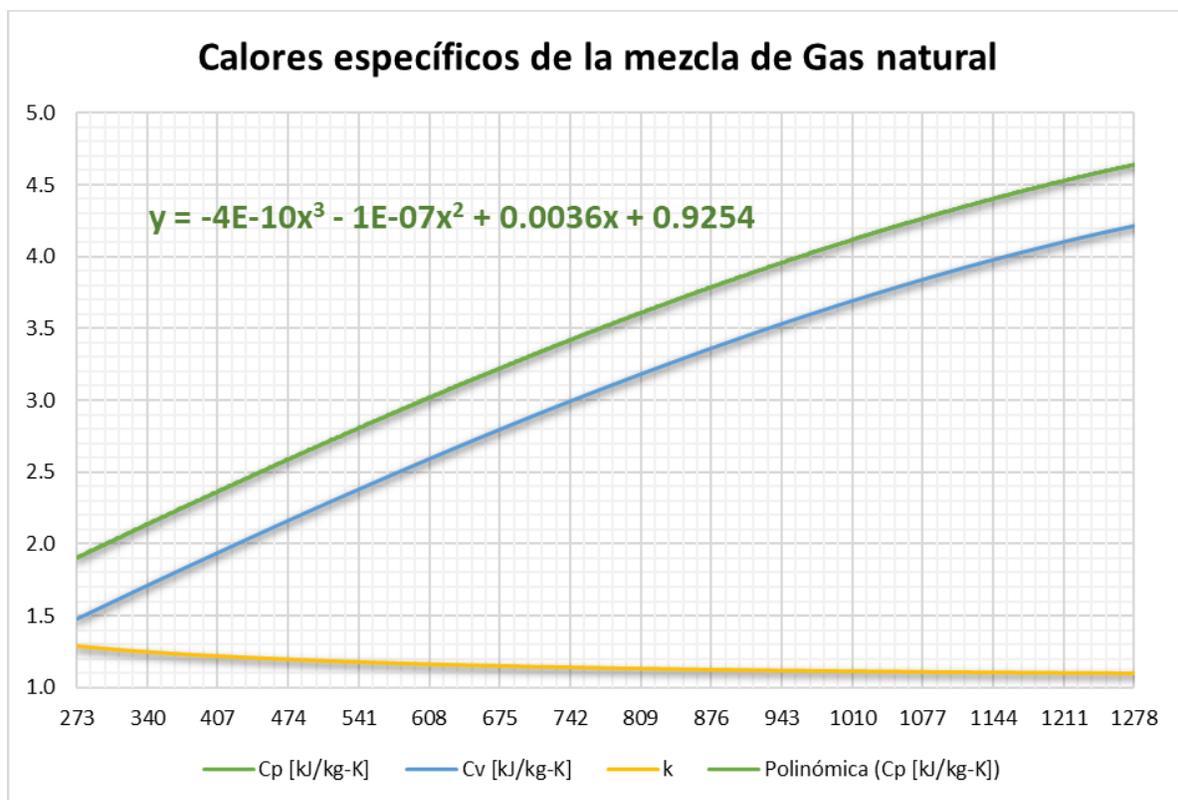
$$k = \frac{C_p}{C_v}$$

$$C_v = \frac{C_{v\text{molar}}}{M_m}$$

$$R = C_{p\text{molar}} - C_{v\text{molar}}$$

**Figura 32**

*Comportamiento del  $C_p$ ,  $C_v$  y la constante  $k$  del gas natural.*



La solución se limitó en un rango de temperatura desde los 273 K a los 1278 K con el fin de no sobrepasar el margen establecido por Cengel & Boles. Como era de esperarse, el  $C_p$  aumenta su valor a medida que la temperatura va en ascenso, al igual que el  $C_v$ , sin embargo, el valor de la constante del gas  $k$  presenta una disminución conforme se calienta el gas, hasta el punto de establecerse aproximadamente constante.

El objetivo principal del análisis de las propiedades del gas natural es establecer los parámetros que necesita Ansys Fluent para la simulación del modelo bajo la condición de gas real, estas propiedades son las previamente calculadas y propuestas en la Tabla 11. Por otra parte, el calor específico no se puede expresar como un valor constante sino como una función dependiente de la temperatura, por este motivo se realizó una regresión polinómica de tercer grado para establecer la ecuación de la curva de comportamiento del  $C_p$  y definir sus propias constantes.

**Tabla 12**

*Constantes de la función de calor específico del gas natural.*

<b>Calor específico del gas natural en kJ/kg-K</b>			
a	b	c	d
0.9254	0.0036	$-1 \times 10^{-7}$	$-4 \times 10^{-10}$

La función del calor específico del gas natural queda definida de la siguiente manera:

$$C_p = 0.9254 + 0.0036T - 1 \times 10^{-7}T^2 - 4 \times 10^{-10}T^3 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

### 5.2.2 Variables de entrada para las simulaciones en Simulink y Ansys

En primera instancia, se deben definir los parámetros geométricos que corresponden a la forma del compresor que se usará para la simulación base. Para esto, es necesario conocer los datos de carrera y tamaños de cilindros disponibles según el manual de operación y servicio para compresores HOS (Figura 33), sin embargo, como la longitud de la biela y el radio del cigüeñal son desconocidos, se realizó una proporción con base en el caso de referencia de tal forma que las dimensiones sean congruentes y cumplan con el fin requerido.

### Figura 33

*Características de compresor HOS.*

#### 1-1.1. Ratings and Performance Characteristics

Maximum Allowable Operating Rod load: 60,000 lbs compression and tension

Stroke:	6.00" STROKE	7.00" STROKE
Maximum Speed	1200 PRM	1000 RPM
Minimum Loaded Speed:	500 RPM	500 RPM
Maximum BHP/Throw:	1000 HP	1100 HP*
Piston Rod Diameter:	2.50 in.	2.50 in.
Cylinder Sizes Available:	3.50" - 26.50"	3.50" - 26.50"
Maximum Cylinder Working Pressures:	130 - 8800 psig	130 - 8800 psig

Direction of Rotation: Counter-clockwise from pump end view

Inicialmente se opta por una carrera de 6 pulgadas, la cual se asume igual a la longitud de la biela. Según la Tabla 2, donde se encuentran los valores usados para la simulación de referencia, se pueden determinar las proporciones entre la longitud de la biela con el diámetro del pistón y el radio del cigüeñal, definiéndose de la siguiente manera:

$$\frac{R}{0.05} = \frac{L}{0.1} ; R = \frac{0.05L}{0.1} ; R = 0.5L$$

$$\frac{D}{0.08} = \frac{L}{0.1} ; D = \frac{0.08L}{0.1} ; D = 0.8L$$

Conocidos estos valores, los parámetros geométricos para el análisis cinemático en Simulink están completos, ahora bien, para definir completamente la geometría del cilindro en Ansys hace falta una dimensión, la longitud del cilindro de compresión, la cual dependerá de la carrera del pistón y del claro. Esta dimensión se puede definir de la siguiente manera:

$$L_{cilindro} = Carrera + L_{claro}$$

$$C = \frac{V_{claro}}{V_o} = \frac{A_p \cdot L_{claro}}{A_p \cdot L_{cilindro}} ; C = \frac{L_{claro}}{L_{cilindro}}$$

Si se asume inicialmente un valor de 3.225% para el claro del compresor, las variables quedarían definidas así:

$$0.03225 = \frac{L_{claro}}{L_{cilindro}} ; 0.03225 \cdot L_{cilindro} = L_{cilindro} - Carrera ; 0.96775 \cdot L_{cilindro} = 6$$

$$L_{cilindro} = 6.2 \text{ in} ; L_{claro} = 0.2 \text{ in}$$

Los datos geométricos definidos anteriormente están sujetos a modificaciones y pueden variar a conveniencia de los resultados siempre y cuando cumplan con el límite del diámetro del cilindro propuesto en el manual de operación y servicio HOS.

Respecto a las variables físicas del problema, se tomó como referencia únicamente la primera etapa de compresión del compresor cuyas características se reflejan en la Tabla 2.

**Tabla 13**

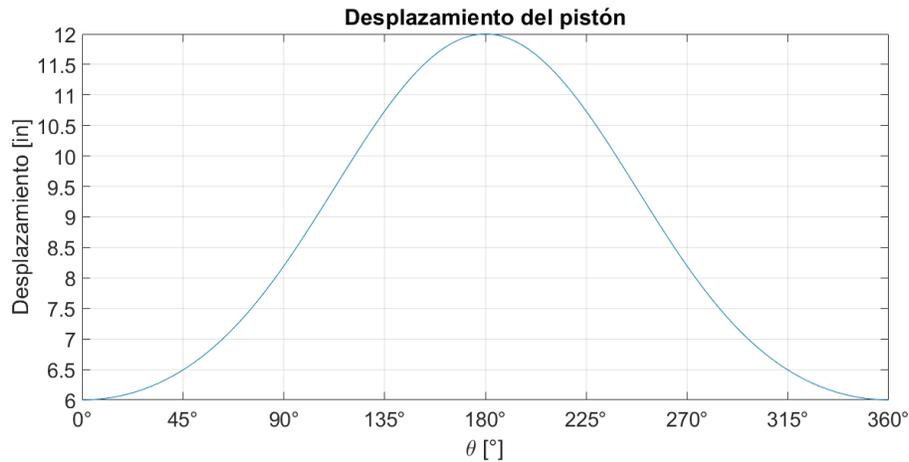
*Variables de entrada para la simulación base.*

<b>Variable</b>	<b>Valor</b>	<b>Variable</b>	<b>Valor</b>
Diámetro del pistón (in)	4.8	Presión de succión (psi)	25
Radio del cigüeñal (in)	3	Presión de descarga (psi)	130
Longitud de la biela (in)	6	Temperatura de succión (°F)	85
Longitud del cilindro (in)	6.2	Revoluciones del cigüeñal (rpm)	1000
Carrera (in)	6	Temperatura del cilindro (°F)	85
Volumen inicial del gas (in <sup>3</sup> )	112.22	Fluido: Gas natural Real – Modelo Soave-Redlich-Kwong	
Material del cilindro: Hierro fundido			

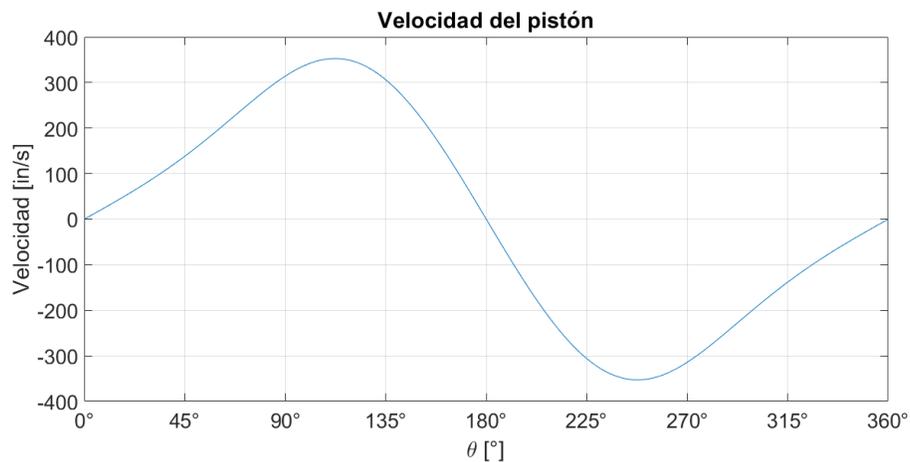
### **5.2.3 Resultados del análisis cinemático y distribución volumétrica del gas de la simulación base**

**Figura 34**

*Desplazamiento del pistón de la simulación base.*

**Figura 35**

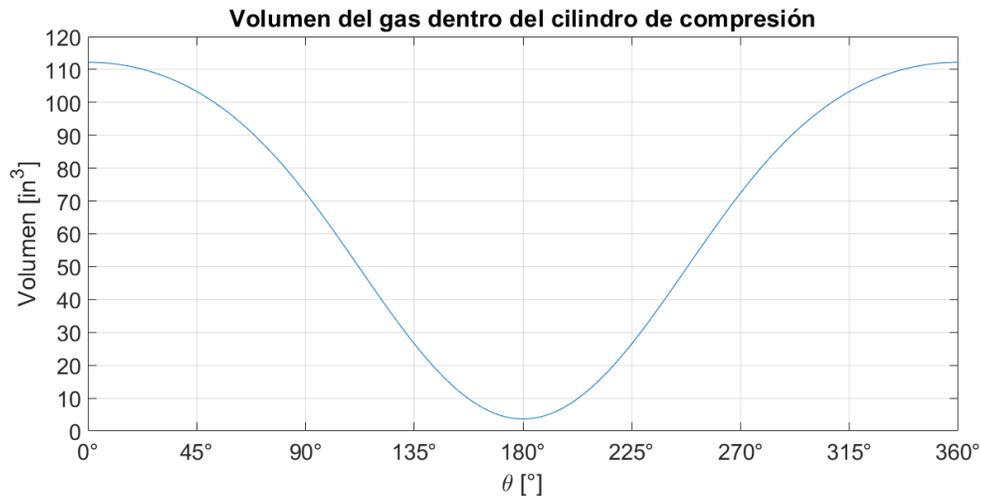
*Velocidad del pistón de la simulación base.*



En la Figura 34, el pistón describe un desplazamiento neto de 6 in, iniciando en el punto muerto inferior (6 in), hasta que el cigüeñal gire  $180^\circ$  y llegue al punto muerto superior (12 in). Por otra parte, en la Figura 35, se visualizan los puntos máximos de la velocidad del pistón a los mismos  $110^\circ$  y  $250^\circ$  aproximadamente, los cuales corresponden a  $\pm 353$  in/s ( $\pm 8.96$  m/s).

**Figura 36**

*Volumen del gas dentro del compresor de la simulación base.*



En el punto muerto inferior ( $0^\circ$  y  $360^\circ$ ) es donde se encuentra el volumen máximo del gas en el ciclo, que para el caso base serían  $112.22 \text{ in}^3$  ( $0.00183 \text{ m}^3$ ), el cual se hace mínimo en el punto muerto superior ( $180^\circ$ ), en donde se puede ver que el volumen muerto es exactamente  $3.62 \text{ in}^3$  ( $0.0000593 \text{ m}^3$ ).

#### **5.2.4 Resultados del análisis CFD del compresor de la simulación base**

Las siguientes gráficas representan los resultados obtenidos a través de la simulación del fenómeno en Ansys Fluent con los parámetros base. Dentro de estos resultados se encuentran las distribuciones de la presión, temperatura y velocidad del gas durante el ciclo de compresión completo, además, el cálculo del trabajo de compresión requerido representado en el diagrama

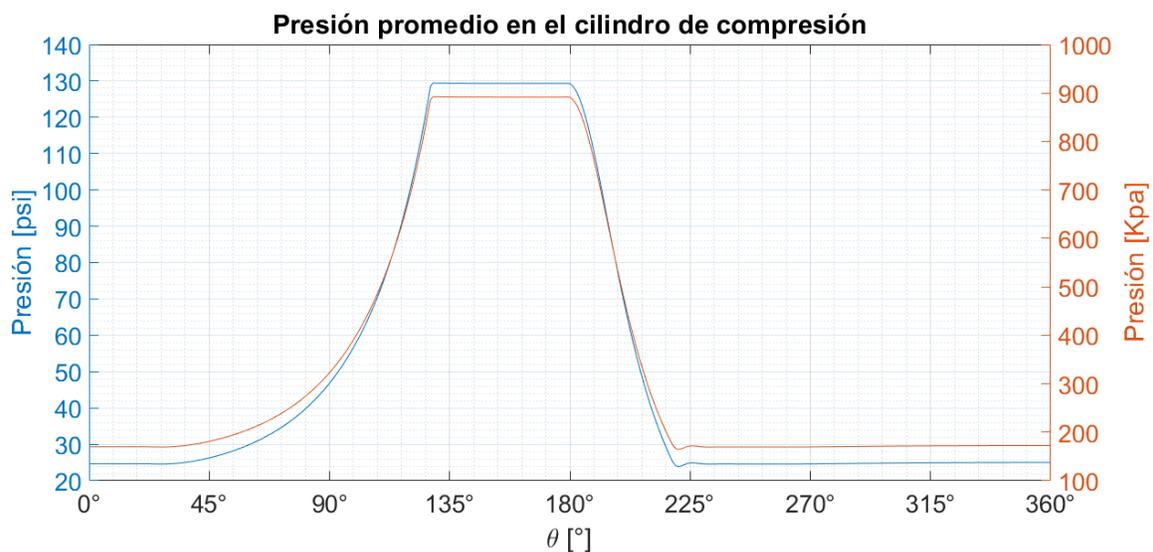
presión-volumen y el comportamiento del mismo para cada instante de tiempo (ángulo del cigüeñal).

Los resultados se verán representados en dos sistemas de unidades diferentes, por un lado el sistema inglés (psi, lb, in, °F) y por el otro, el SI (kPa, m, kJ, K). Para el resultado de la presión en específico, se mostrará la gráfica que describe el comportamiento de la misma para cada ángulo del cigüeñal.

- **Presión promedio del gas durante el ciclo de compresión.** En la Figura 37 se puede apreciar el rango de presión al cual el gas está sometido durante todo el ciclo, ubicando claramente el valor mínimo (25 psi – 170 kPa) en el punto muerto inferior ( $0^\circ$  y  $360^\circ$ ) y el valor máximo (130 psi – 895 kPa) en el punto muerto superior ( $180^\circ$ ).

### Figura 37

*Presión promedio del gas de la simulación base.*



Otro aspecto muy importante que se puede evidenciar en esta gráfica es que se hace posible visualizar las etapas del ciclo de compresión y determinar los puntos exactos en los cuales estas etapas suceden, esto gracias al comportamiento de la presión para cada ángulo de rotación del compresor.

**Tabla 14**

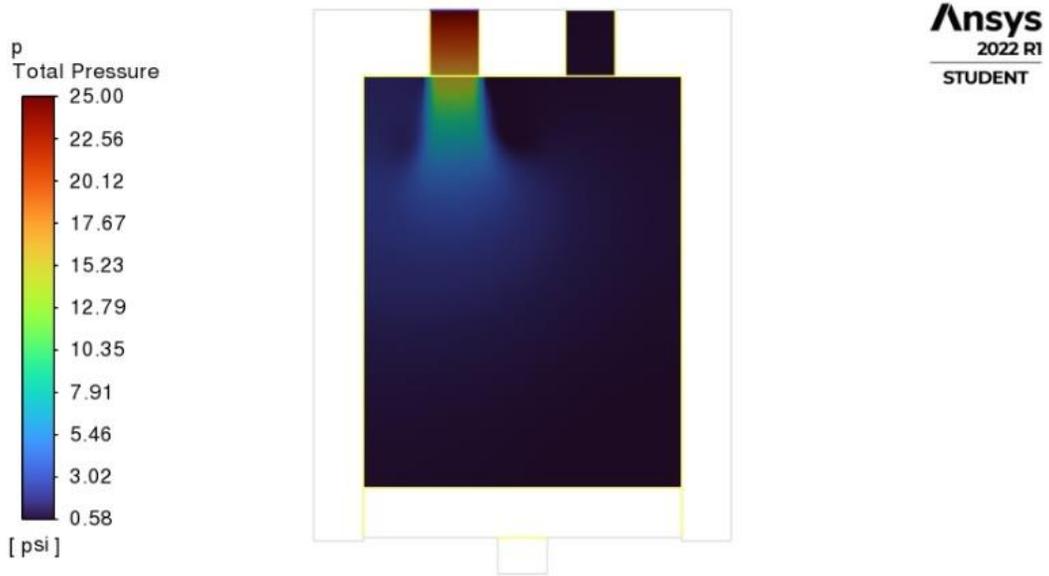
*Etapas de compresión de la simulación base.*

<b>Etapa</b>	<b>° inicial</b>	<b>° final</b>	<b>Duración de la etapa [°]</b>	<b>Duración de la etapa [s]</b>
Compresión	27	126	99	0.0165
Descarga	126	180	54	0.009
Expansión	180	216	36	0.006
Succión	216	27	171	0.0285

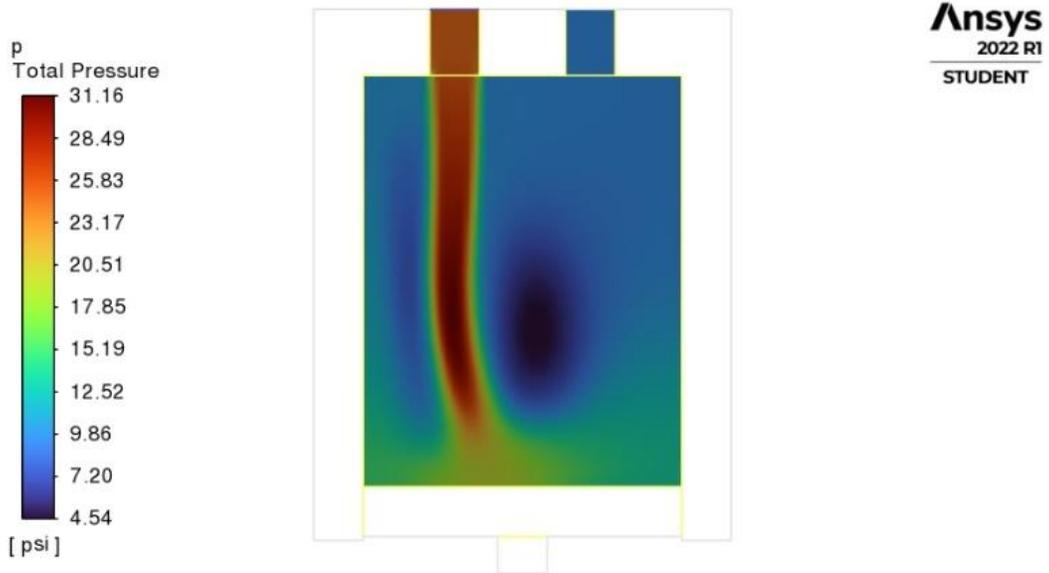
Debido a que la simulación se inicia a un ángulo de  $0^\circ$  (donde ya existe cierta cantidad de gas dentro del cilindro), la etapa de succión va a estar dividida en dos partes, la primera de  $0^\circ$  a  $27^\circ$  la cual corresponde a un proceso de entrada del gas antes de la compresión y la segunda de  $216^\circ$  a  $360^\circ$  cuyo proceso es propio luego de la expansión del mismo para luego converger en los  $0^\circ$  del siguiente ciclo y formar una etapa completa de succión. Para efectos de una mejor comprensión de este fenómeno, se presentará una serie de imágenes que retratan la distribución de la presión dentro del cilindro.

**Figura 38**

*Distribución de presión en 0°.*

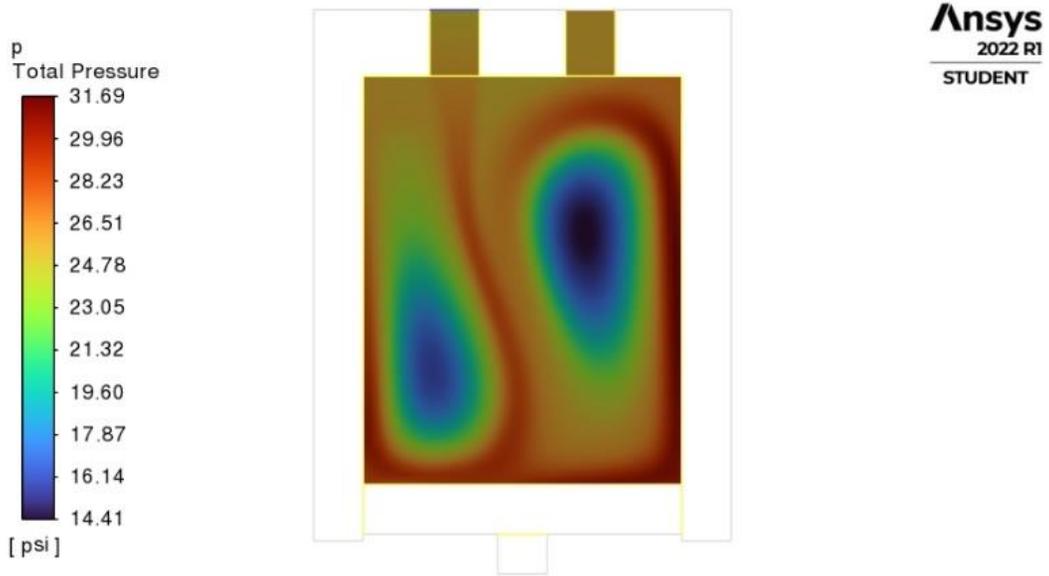
**Figura 39**

*Distribución de presión en 3.6°.*



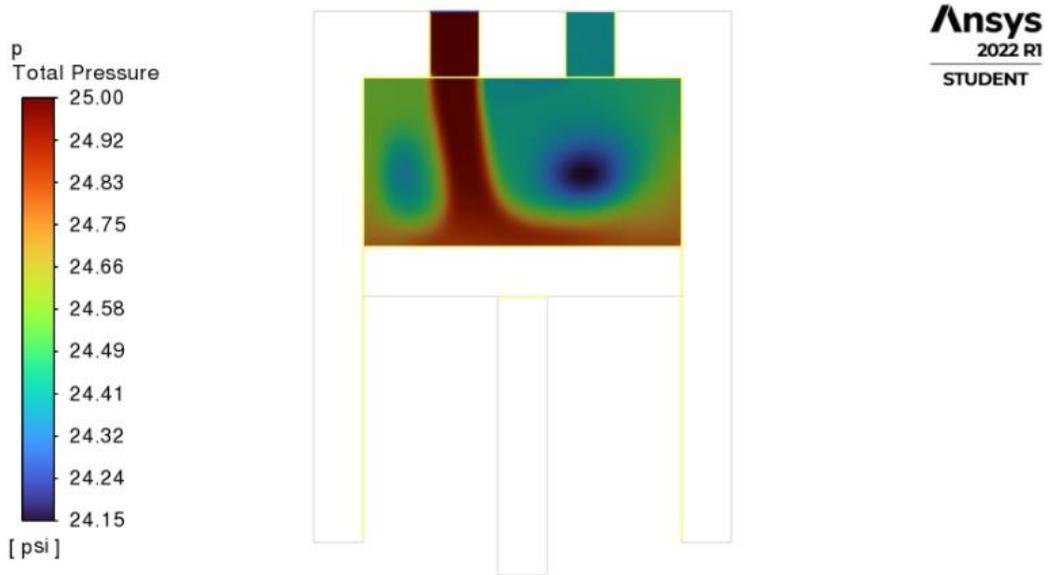
**Figura 40**

*Distribución de presión en 13.5°.*



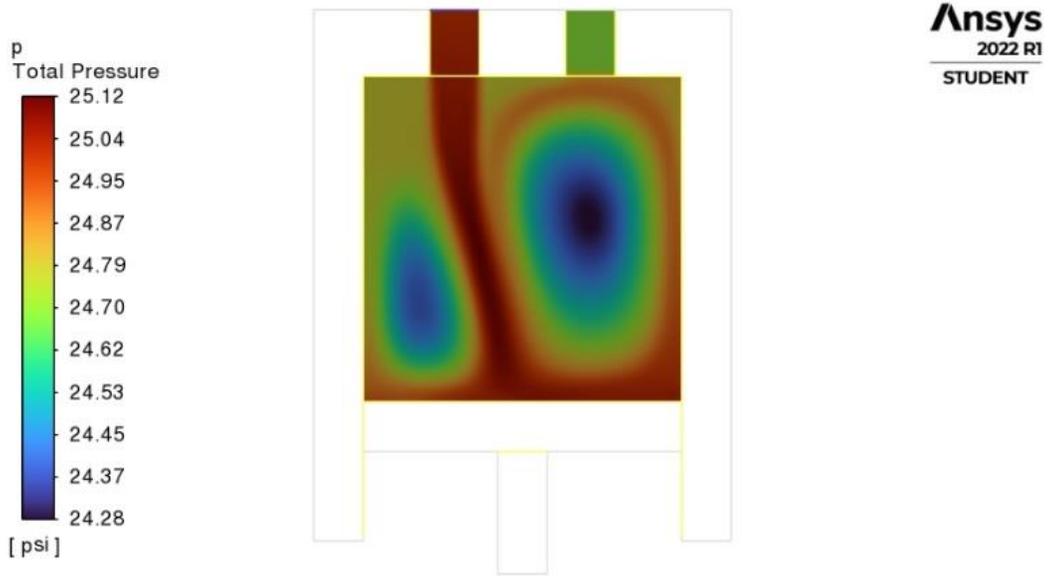
**Figura 41**

*Distribución de presión en 243°.*



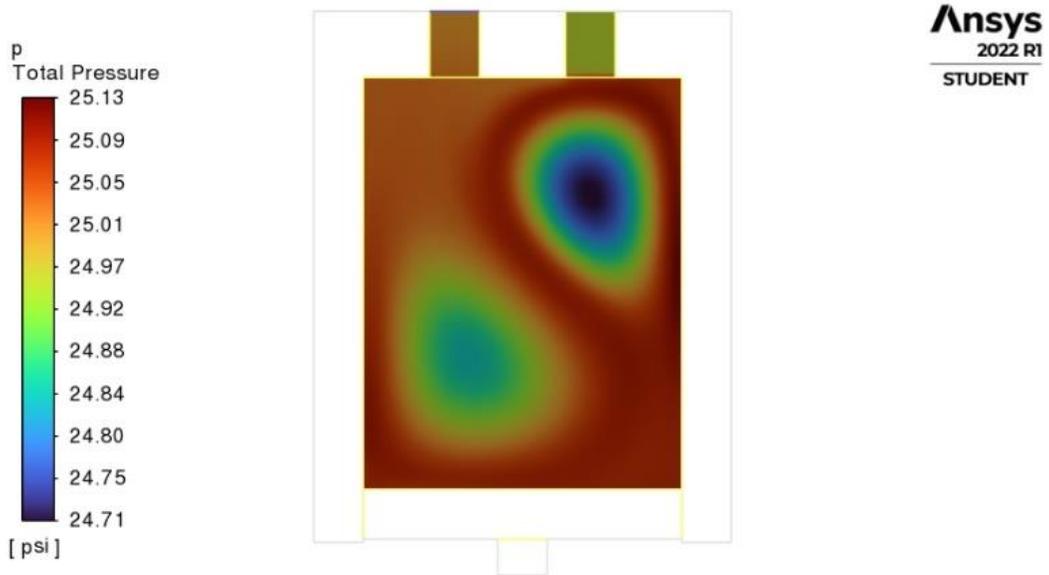
**Figura 42**

*Distribución de presión en 288°.*



**Figura 43**

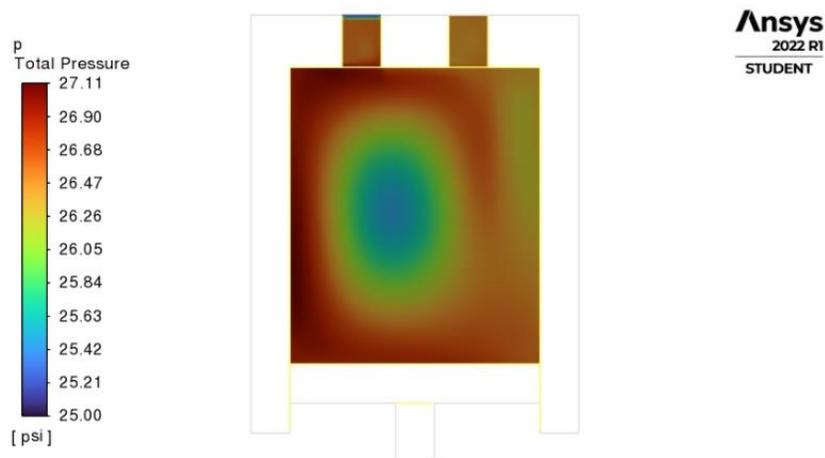
*Distribución de presión en 360°.*



La etapa de compresión inicia a los  $27^\circ$  y finaliza a los  $126^\circ$ , momento en el cual la presión interna del cilindro alcanza la presión máxima de salida del compresor (130 psi). Basándose en la Tabla 14, la compresión se da de manera exponencial desde 25 psi hasta 130 psi en 0.0165 s.

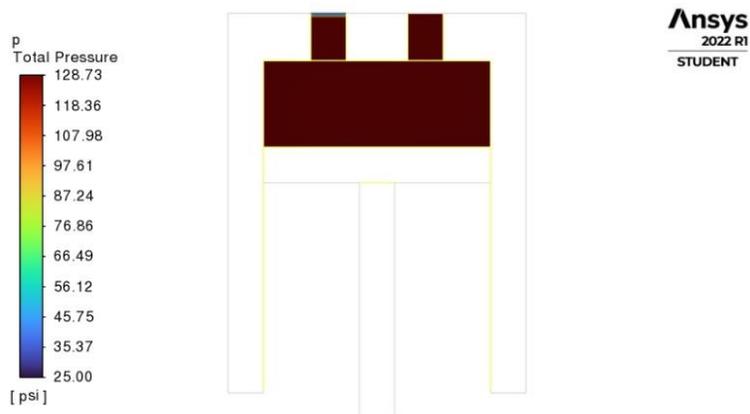
**Figura 44**

*Distribución de presión en  $45^\circ$ .*



**Figura 45**

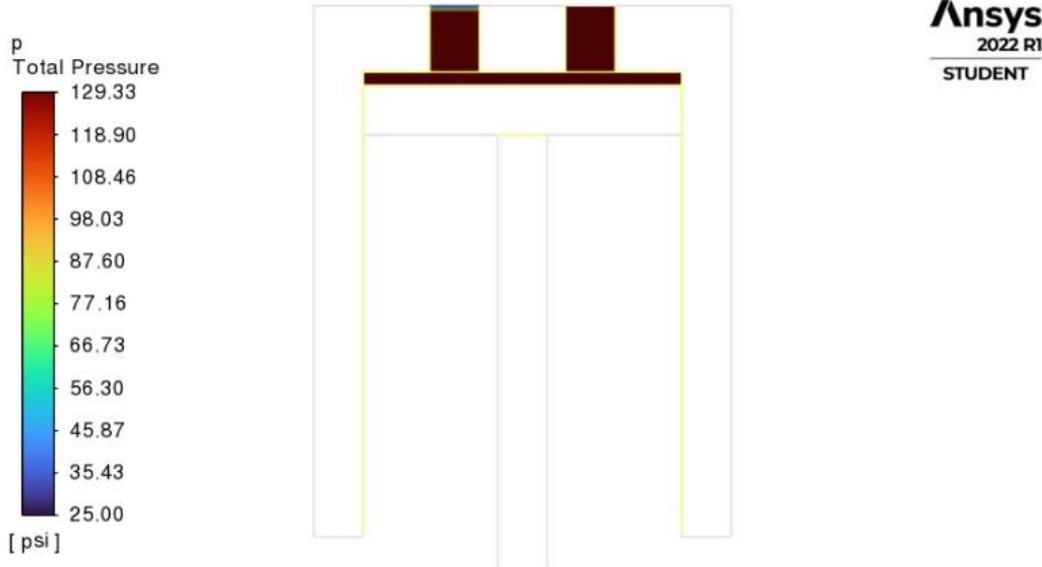
*Distribución de presión en  $126^\circ$ .*



En la etapa de descarga ( $126^\circ$  a  $180^\circ$ ), el gas se encuentra sometido a una presión aproximadamente constante de 130 psi, mientras se va descargando por la válvula de salida hasta que el pistón llegue al punto muerto superior, lugar donde se cierra la válvula y se da comienzo a la etapa de expansión.

**Figura 46**

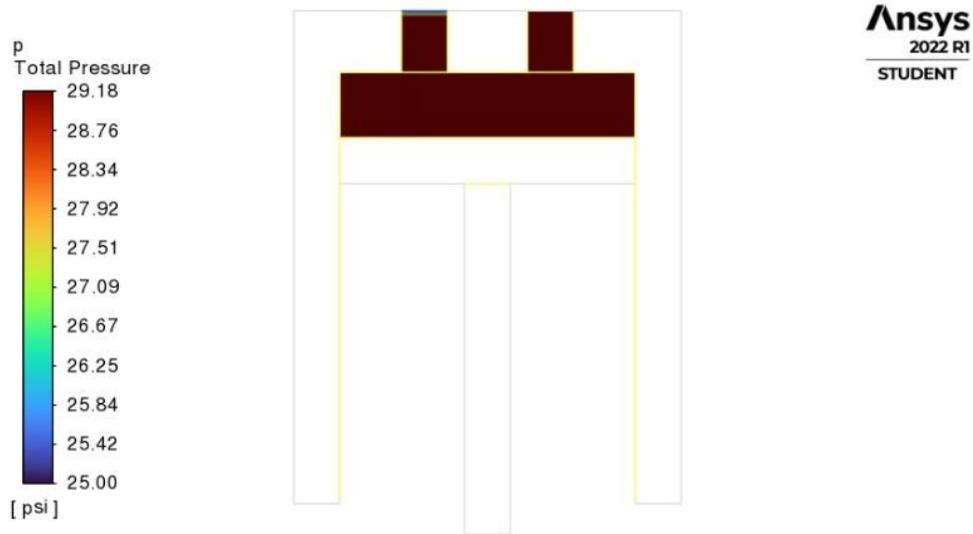
*Distribución de presión en  $180^\circ$ .*



Finalmente, en la etapa de expansión, mientras ambas válvulas se encuentran cerradas, la presión del gas desciende súbitamente debido al vacío que va generando el pistón mientras regresa del PMS, por tal motivo el gas va aumentando su volumen mientras su presión disminuye hasta el valor de la presión de entrada, por lo cual se da paso nuevamente a la etapa de succión.

**Figura 47**

*Distribución de presión en 216°.*



Teniendo en cuenta que para una velocidad de 1000 rpm, el tiempo que tardaría el cigüeñal en dar una vuelta es de 0.06 s, entonces se hace posible determinar el porcentaje de duración de cada etapa a lo largo del ciclo de compresión.

**Tabla 15**

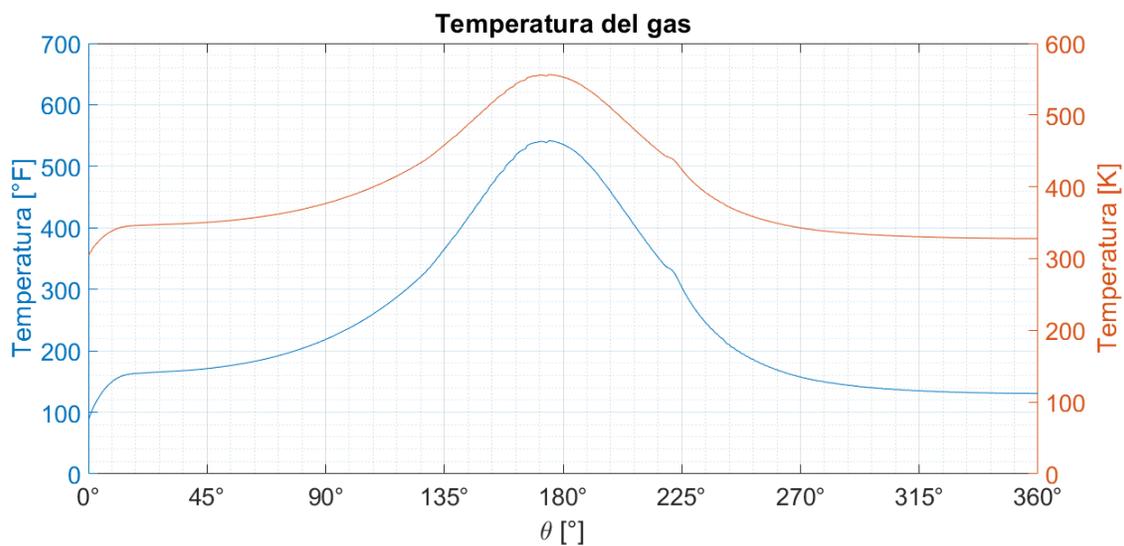
*Porcentaje de duración de las etapas de compresión en un ciclo.*

<b>Etapas</b>	<b>% Duración</b>
Compresión	27.5
Descarga	15
Expansión	10
Succión	47.5

- **Temperatura promedio del gas durante el ciclo de compresión.** La gráfica de la Figura 37 describe el comportamiento de la presión promedio del gas a lo largo del ciclo de compresión. Inicialmente, el gas se encuentra a la temperatura de pared predeterminada (85 °F), la cual es igual a la temperatura de entrada, sin embargo, en la etapa de compresión se produce un calentamiento significativo en el gas, el cual llega hasta aproximadamente 540 °F, justo antes de finalizar la etapa de descarga, una vez ubicado el pistón en el punto muerto superior y comience a descender, la temperatura tenderá a disminuir hasta alcanzar el mínimo de aproximadamente 100 °F.

**Figura 48**

*Temperatura promedio del gas.*

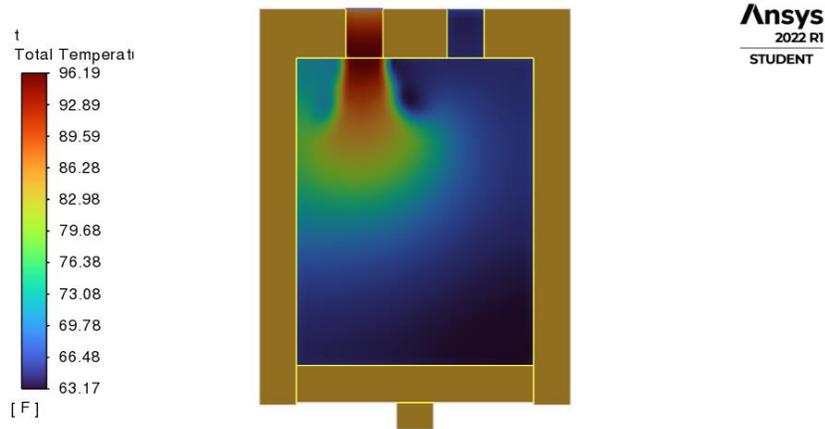


Un punto importante en el análisis de la gráfica anterior es la posibilidad de visualizar y determinar que en las etapas de compresión y expansión es donde se generan altos gradientes de

temperatura, de modo que los fenómenos de calentamiento (ganancia de energía) y enfriamiento (pérdida de energía) del gas son altamente considerables en estas, mientras que en la fase de succión se evidencia un comportamiento más controlado.

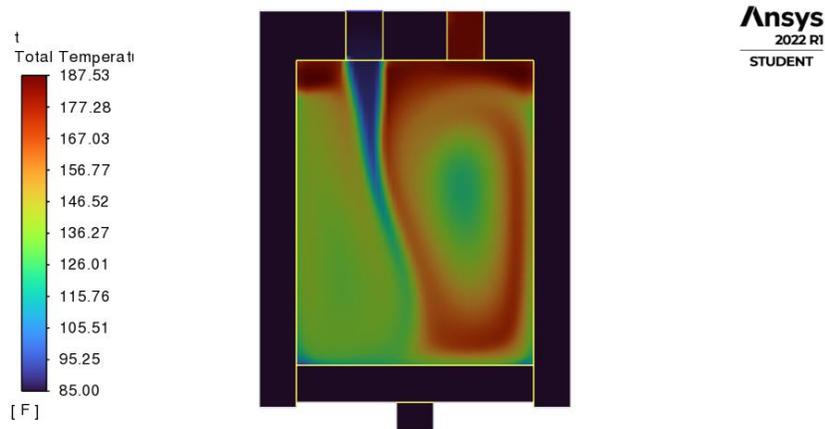
### Figura 49

*Distribución de temperatura en 0°.*



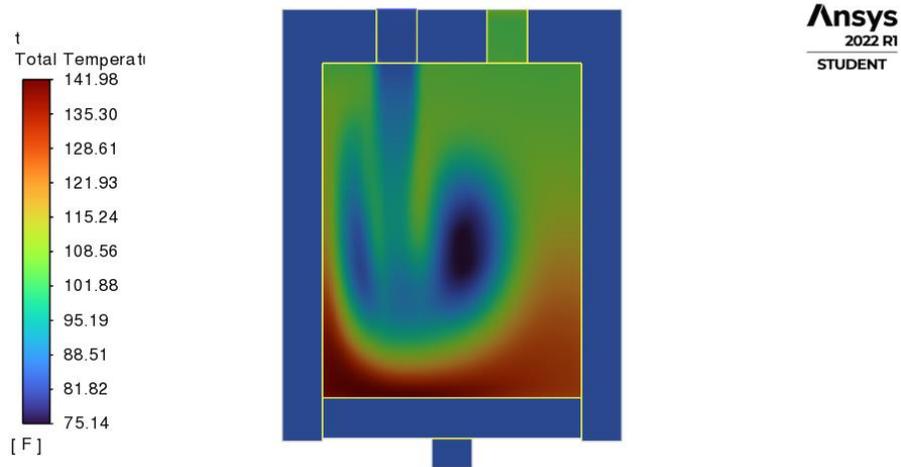
### Figura 50

*Distribución de temperatura en 3.5°.*



**Figura 51**

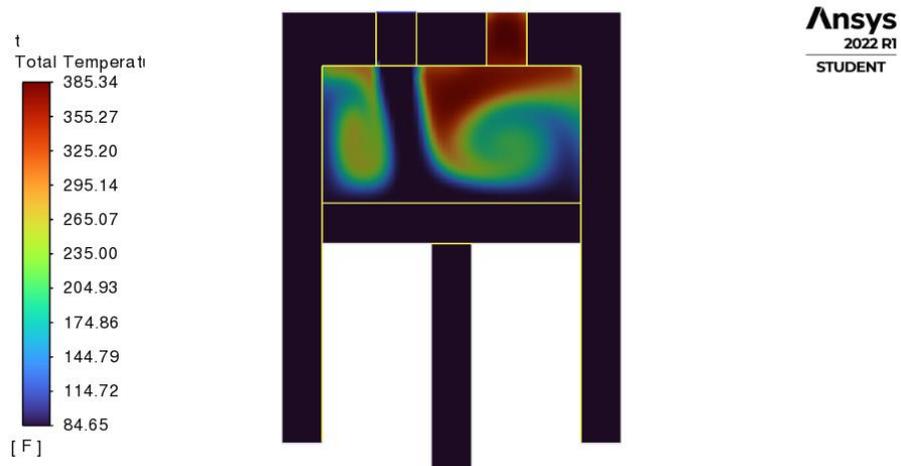
*Distribución de temperatura en 13.5°.*



Las Figuras 49, 50 y 51 corresponden a la etapa de succión, es importante resaltar que a lo largo de esta etapa se alcanza a apreciar el flujo de gas entrante a la temperatura definida de 85 °F.

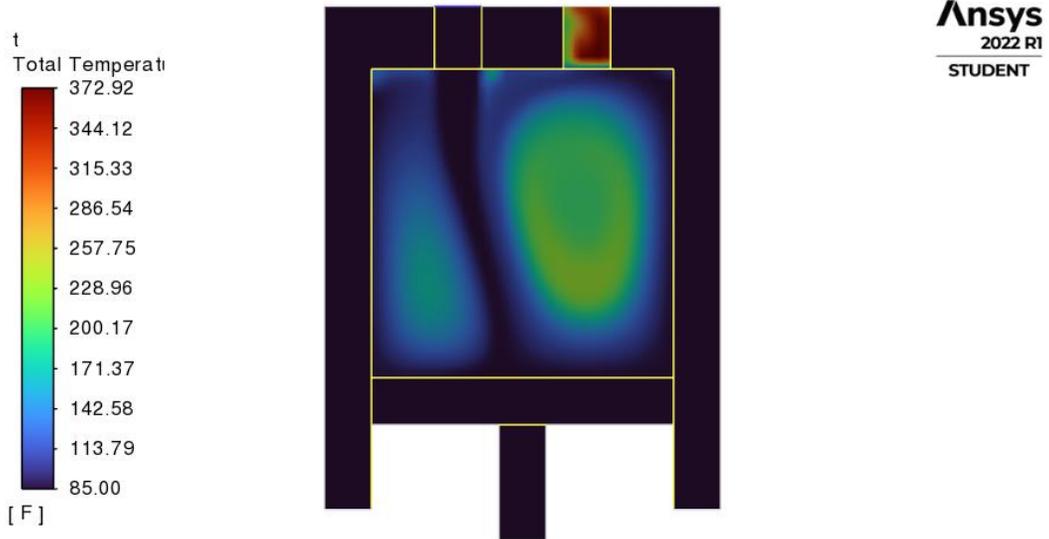
**Figura 52**

*Distribución de temperatura en 243°.*



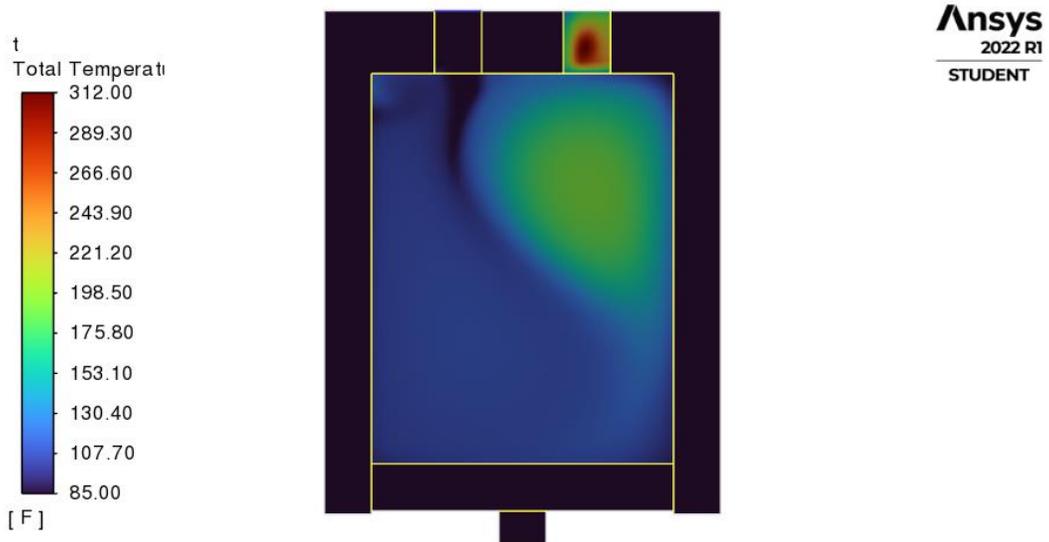
**Figura 53**

*Distribución de temperatura en 288°.*



**Figura 54**

*Distribución de temperatura en 360°.*

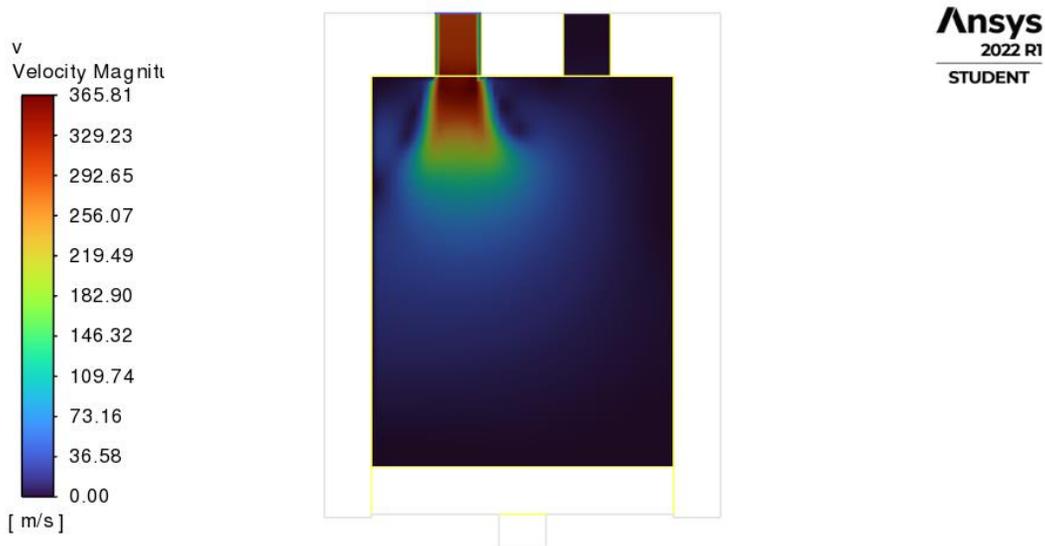


En las Figuras 52, 53 y 54 nuevamente se aprecia el flujo entrante a 85 °F. A los 360°, el compresor se prepara para iniciar un nuevo ciclo de compresión, sin embargo la condición inicial de temperatura no se conserva puesto que el valor final de esta sobrepasa el valor del flujo de entrada y de la temperatura del cilindro.

- **Distribución de la velocidad del gas dentro del cilindro.** Dado que el modelo se simuló bajo el requerimiento de una única condición de frontera de flujo (Entrada de presión), no es posible determinar el comportamiento de la velocidad en la etapa de descarga puesto que en el modelo no existe una salida física que permita el libre flujo del gas hacia afuera del compresor. Sin embargo, la serie de imágenes que se presentará en seguida detalla explícitamente el comportamiento que obedece el gas durante las etapas de succión y compresión.

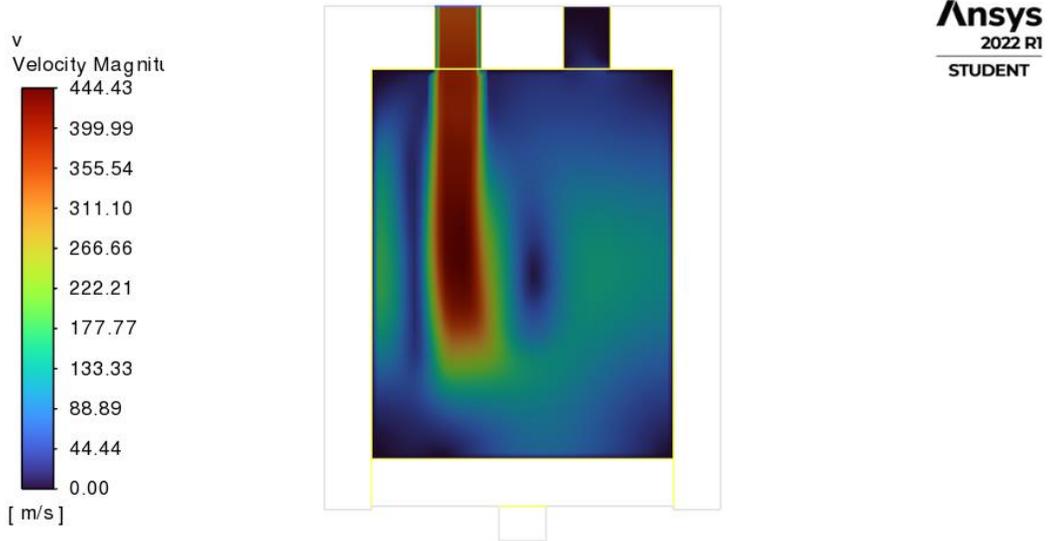
### Figura 55

*Distribución de velocidades en 0°.*

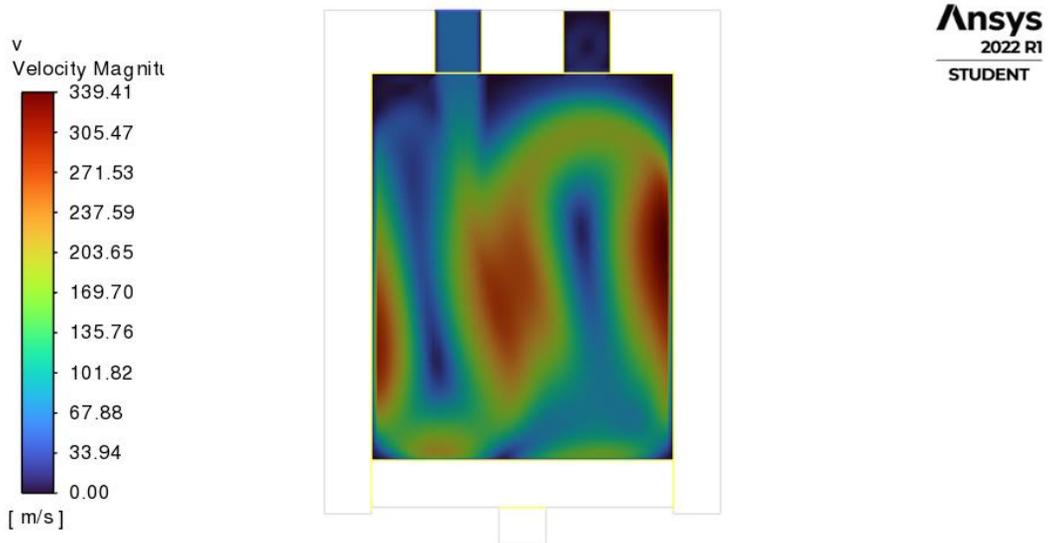


**Figura 56**

*Distribución de velocidades en 3.5°.*

**Figura 57**

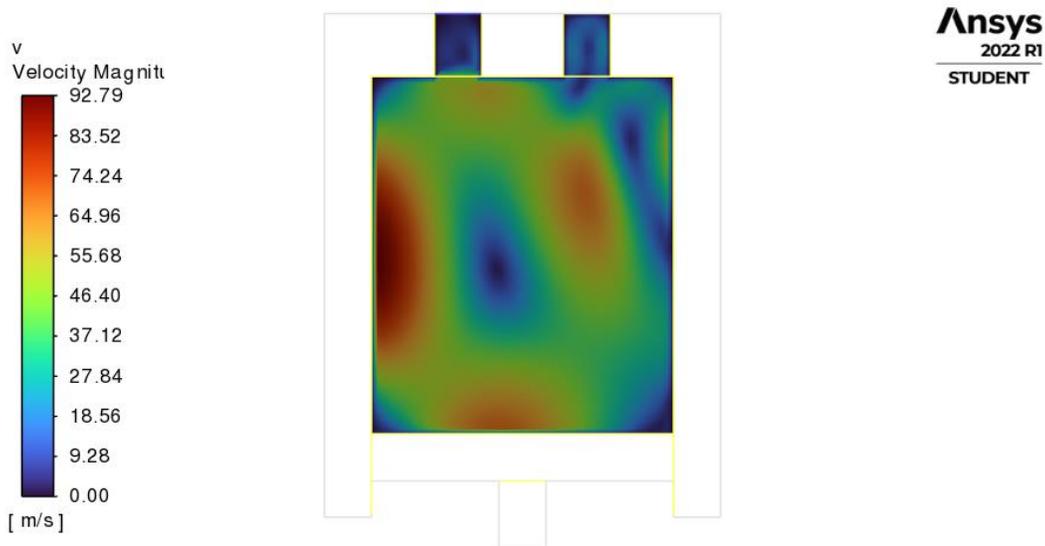
*Distribución de velocidades en 13.5°.*



En las tres imágenes anteriores es sencillo demostrar que el alto valor en la magnitud de la velocidad del gas se debe a que este mismo está entrando de manera acelerada al compresor, lo cual induce en un llenado rápido del cilindro y por consiguiente al cierre instantáneo de la válvula de admisión a los 27°.

### Figura 58

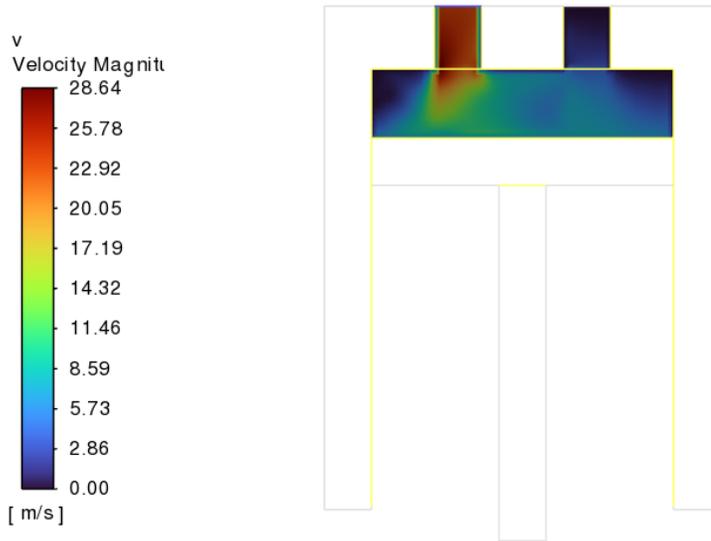
*Distribución de velocidades en 45°.*



Una vez cerrada la válvula de admisión, la velocidad del gas disminuye (Figura 58) y se regula a razón de la no existencia de un medio físico donde el gas pueda escaparse, el valor de la velocidad en esta etapa se da gracias al movimiento interno que presentan las partículas del gas mientras éste se va comprimiendo.

**Figura 59**

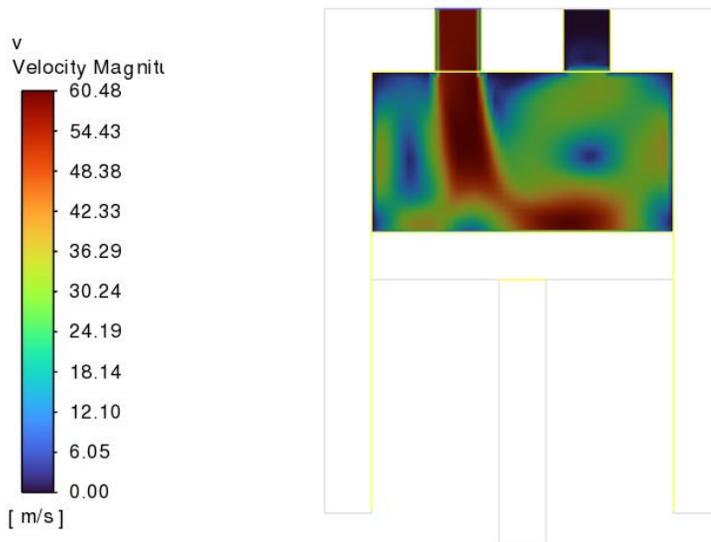
*Distribución de velocidades en 216°.*



**Ansys**  
2022 R1  
STUDENT

**Figura 60**

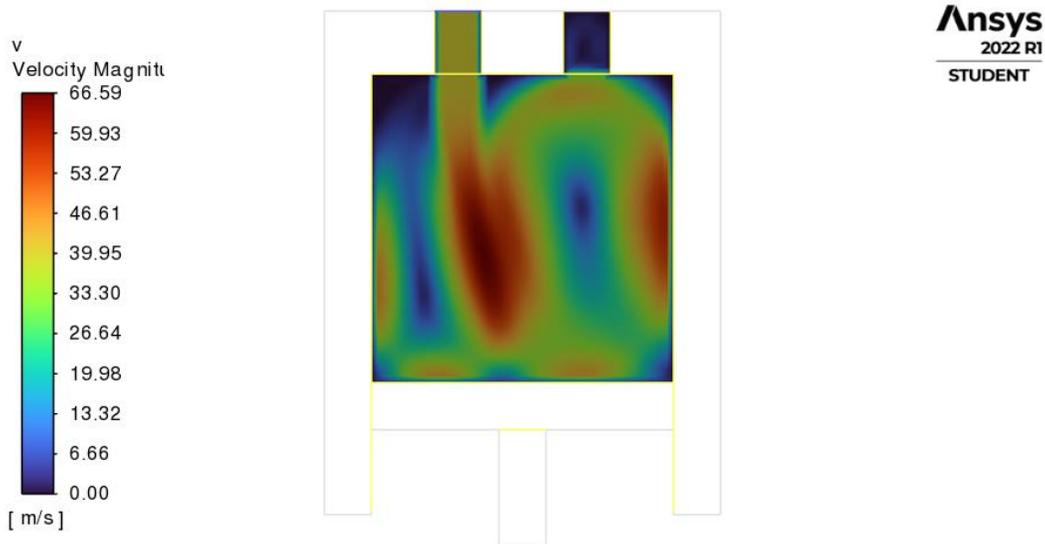
*Distribución de velocidades en 243°.*



**Ansys**  
2022 R1  
STUDENT

**Figura 61**

*Distribución de velocidades en 288°.*

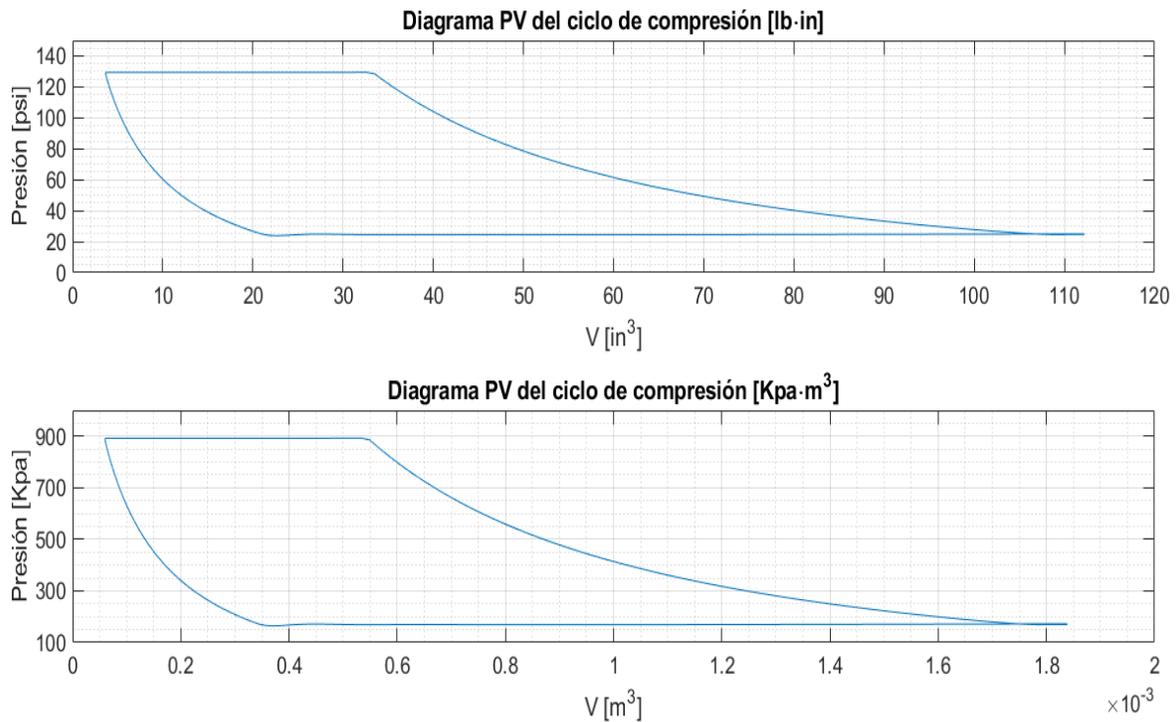


Luego de la idealización en la etapa de descarga del gas y posterior expansión, nuevamente se abre la válvula de admisión a los 216°, esto debido a que el mismo gas alcanzó la presión mínima del sistema, y a su vez provoca la entrada de más flujo de gas para dar comienzo a un nuevo ciclo de compresión.

- **Diagramas Presión-Volumen del ciclo de compresión.** Los diagramas PV representan una herramienta muy favorable a la hora de visualizar los cambios de la presión del gas respecto al volumen del mismo. A continuación se presentarán los diagramas de la simulación base, obtenidos gracias a los datos del cambio volumétrico en el cilindro del compresor mediante Simulink y los datos de presión arrojados por Ansys Fluent.

**Figura 62**

*Diagramas presión-volumen de la simulación base.*



Como es evidente, ambas gráficas están definidas bajo diferentes sistemas de unidades, la gráfica superior se presenta en sistema inglés (lb-in), mientras que la inferior, en el sistema internacional de unidades (kPa·m<sup>3</sup> o J), sin embargo ambas gráficas son equivalentes entre sí puesto que el área contenida en ellas representa al trabajo total de compresión en el ciclo.

- **Trabajo de compresión del gas en el ciclo.** Como se especificó en la anterior sección, el trabajo total de compresión corresponde al área encerrada entre las curvas del diagrama PV, además, este se puede calcular realizando una solución aproximada para la ecuación:

$$W = - \int P dV$$

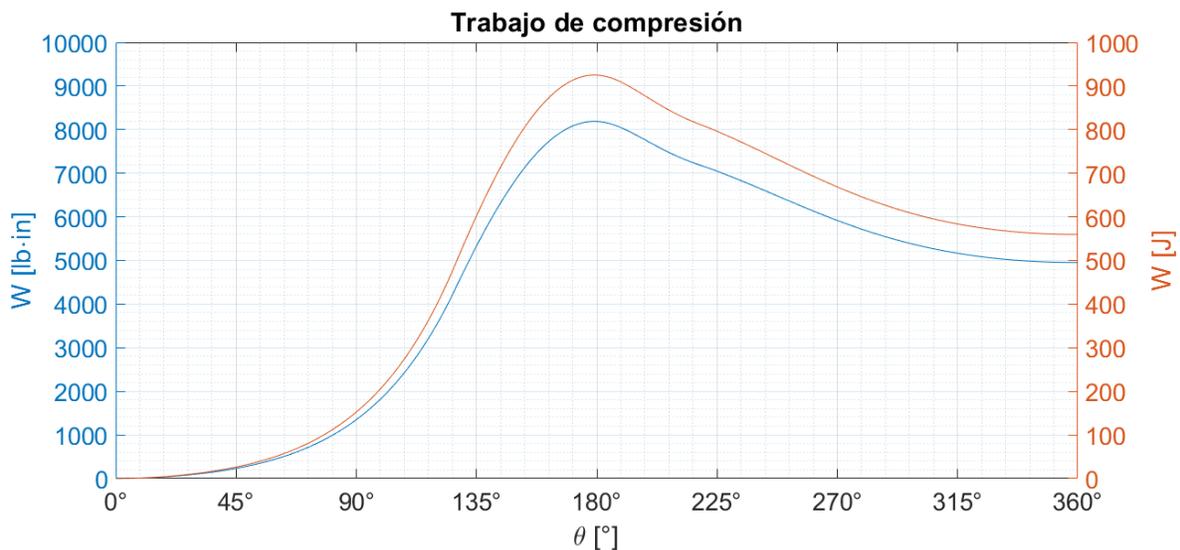
Por otro lado, en la Figura 63 se determinan los valores del trabajo de compresión para cada instante de tiempo (ángulo del cigüeñal). Estos valores fueron calculados para cada pareja de puntos en el diagrama, teniendo una definición básica de la siguiente manera:

$$\overline{W}_{2-1} = \frac{P_2 + P_1}{2} (V_2 - V_1)$$

Para construir esta gráfica fue necesario realizar una suma acumulativa de los valores de trabajo arrojados por cada grado de giro en el cigüeñal.

**Figura 63**

*Trabajo de compresión del ciclo.*



Es evidente que mientras el pistón se desplace desde el PMI al PMS, le transmitirá energía al gas para poder comprimirse, por tal motivo entre 0° y 180° la curva de trabajo siempre tendrá

un comportamiento ascendente, sin embargo, a partir de los  $180^\circ$  el pistón entrará en retroceso y es ahí donde el gas comenzará a expandirse y por consecuente, se obtendrá una pequeña disminución en el trabajo total del ciclo. Finalmente, el valor del trabajo de todo el ciclo de compresión es igual a la sumatoria de todos los valores obtenidos mediante la aproximación de la definición del trabajo, en palabras más simples, el valor final del trabajo también es el que se puede apreciar en la gráfica a los  $360^\circ$ , es decir, aproximadamente 546 J o 4835 lb-in.

### 5.3 Resultados del estudio paramétrico

Uno de los objetivos del proyecto reside en determinar qué variables pueden tener una influencia considerable sobre el rendimiento del compresor, por este motivo es indispensable realizar una serie de simulaciones en las cuales se alterarán progresivamente los valores de dichas variables para encontrar niveles ideales en la operación de un compresor reciprocante. En la Tabla 16 se muestran las variables que potencialmente pueden ofrecer un cambio en la operación en el compresor.

**Tabla 16**

*Parámetros de operación del compresor base.*

<b>Parámetros de operación</b>	
Presión de salida	130 psi – 896 kPa
Claro del cilindro	3.225 %

Diámetro del pistón	4.8 in
Temperatura de entrada	85 °F
Temperatura de pared	85 °F

Por otro lado, en la Tabla 17 se reflejan los tres parámetros principales del rendimiento a evaluar; el trabajo de compresión, el volumen desplazado y la eficiencia volumétrica. El primer parámetro ya se conoció previamente gracias al análisis de la simulación base, en el caso del volumen y la eficiencia, se determinaron a través de las definiciones propuestas en la sección 3.4.

$$PD = \frac{18.1 \times 6 \times 1000}{1728} = 62.84 \frac{ft^3}{min}$$

$$E_v = 100 - 3.225 \left[ \left( \frac{130}{25} \right)^{\frac{1}{1.271}} - 1 \right] = 91.42$$

El valor de la constante k fue calculada a la temperatura de entrada (85°F – 302.6 K).

**Tabla 17**

*Parámetros de rendimiento del compresor base.*

<b>Parámetros de rendimiento</b>	
Trabajo de compresión	556.58 J – 4927 lb/in

Volumen desplazado	106.77 m <sup>3</sup> /h – 62.84 ft <sup>3</sup> /min
Eficiencia volumétrica	91.42 %

### 5.3.1 Parametrización de la presión de salida.

En aras de analizar el efecto que induce la presión a la salida del compresor sobre los parámetros de rendimiento especificados anteriormente, se establecieron cinco diferentes condiciones a la salida de este, con la intención de determinar detalladamente el cambio (incremento o decremento) de las variables de salida según los valores de entrada. En primera instancia, el compresor contaba con una presión de 130 psi a la salida; tomándolo como referencia se decidió disminuir la presión en 10 psi para cada cálculo, teniendo como valor final a la presión que en teoría debe ser la indicada para un compresor de tres etapas con la misma relación de compresión.

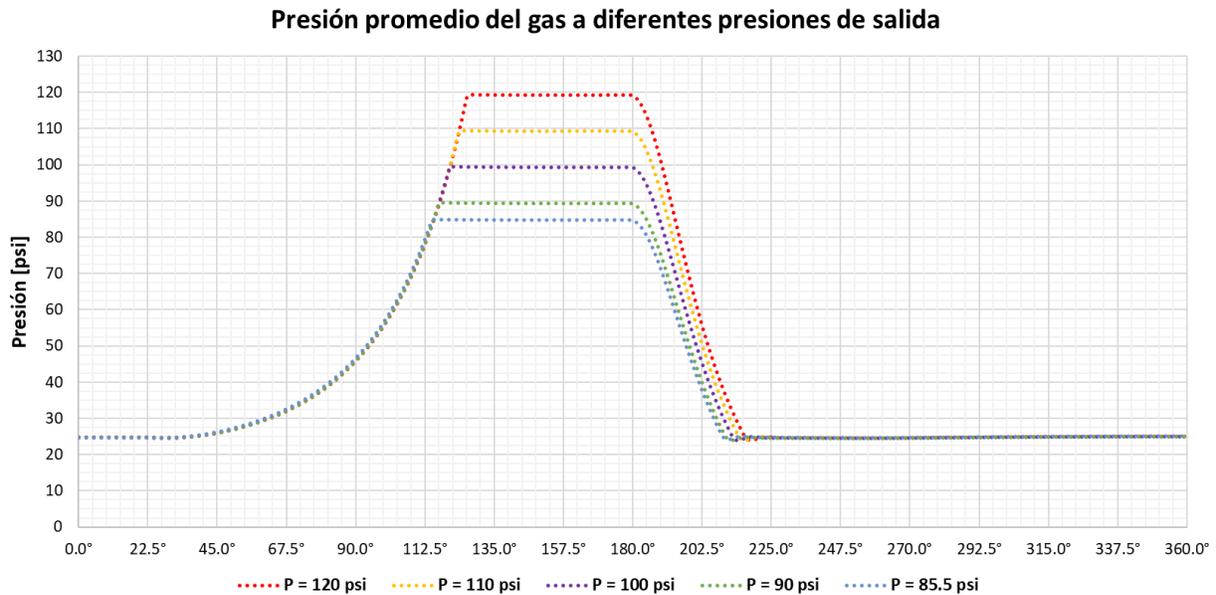
$$R_{\text{óptima}} = \sqrt[n]{\frac{P_{\text{última etapa}}}{P_{\text{primera etapa}}}} ; R_{\text{óptima}} = \sqrt[3]{\frac{1000}{25}} ; R_{\text{óptima}} = 3.42$$

Entonces:

$$P_{\text{descarga}} = R_{\text{óptima}} \cdot P_{\text{succión}} ; P_{\text{descarga}} = 3.42 \cdot 25 ; P_{\text{descarga}} = 85.5 \text{ [psi]}$$

**Figura 64**

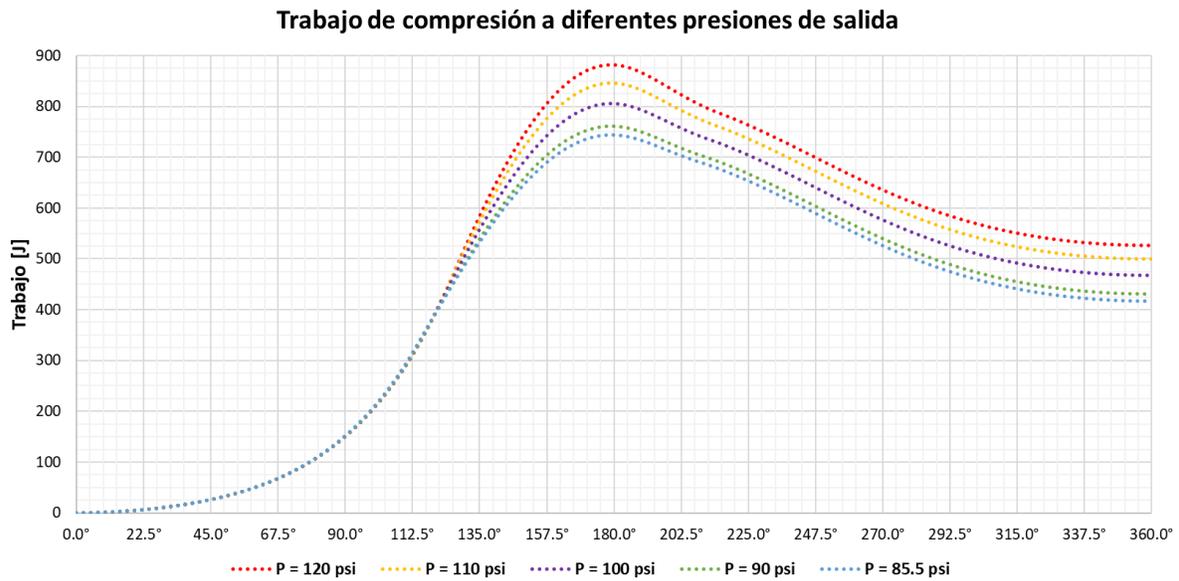
*Distribución de la presión promedio del gas según la presión de salida.*



En la Figura 64 se puede evidenciar el comportamiento de la presión interna del gas para cada una de las condiciones; es importante resaltar que a medida que disminuya la presión de salida, la etapa de compresión se hace más corta y a su vez la etapa de descarga se extiende un poco más, en términos prácticos, a presiones de salidas más bajas, la válvula de escape se abre con más prontitud. Las Figuras 65 y 66 trazan el comportamiento del trabajo a lo largo de todo el ciclo de compresión, es bastante evidente la reducción del trabajo de compresión a presiones de salidas más bajas.

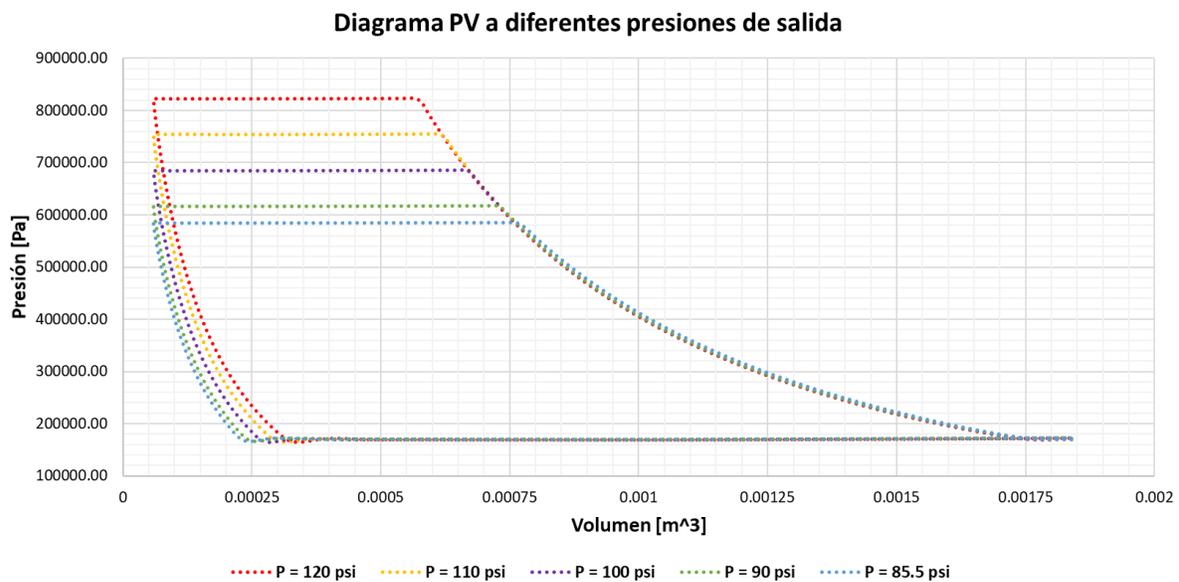
**Figura 65**

*Trabajo de compresión del gas según la presión de salida.*



**Figura 66**

*Diagrama PV del ciclo según la presión de salida.*



En la Tabla 18 se enlistan los valores de los parámetros de rendimiento resultantes del análisis paramétrico de las variables de entrada, en este caso, de la presión a la salida del compresor.

**Tabla 18**

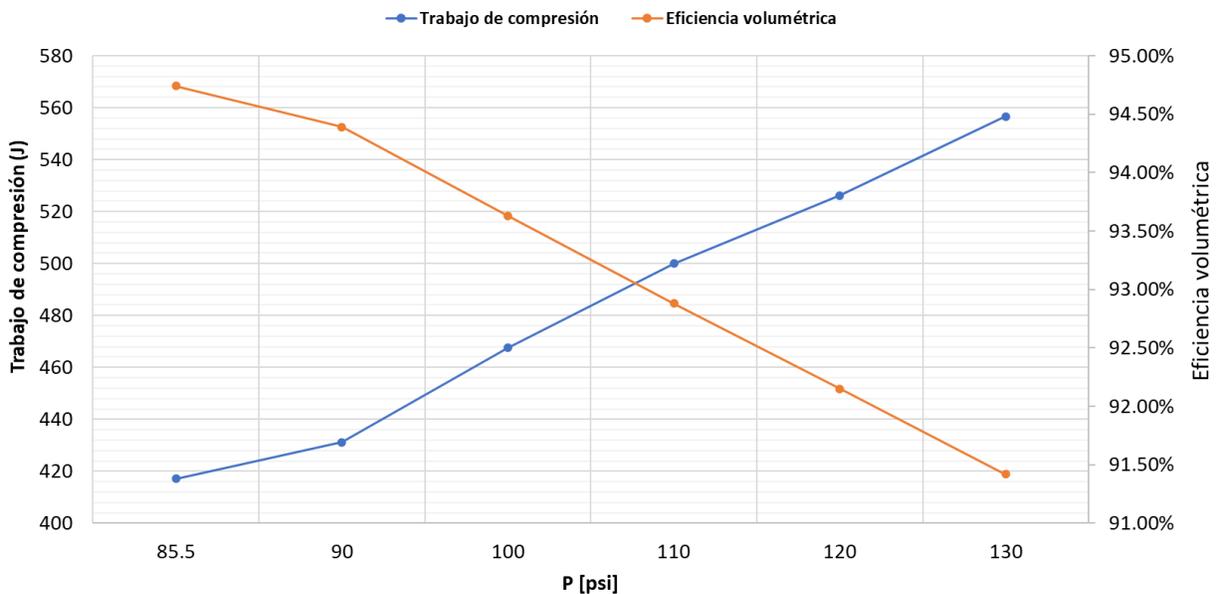
*Parámetros de rendimiento según la presión de salida.*

<b>Presión</b>	<b>Trabajo de compresión</b>	<b>Volumen desplazado</b>	<b>Eficiencia volumétrica</b>
85.5 psi	417.09 J		94.74%
90 psi	431.14 J		94.39%
100 psi	467.56 J	62.84 ft <sup>3</sup> /min	93.63%
110 psi	499.95 J		92.88%
120 psi	526.17 J		92.15%
130 psi	556.58 J		91.42%

La Figura 67 marca las tendencias del comportamiento del trabajo de compresión y de la eficiencia volumétrica. Es claro determinar que el trabajo aumenta a medida que la relación de compresión hace lo mismo (presión de salida mayor), por otro lado, la eficiencia volumétrica disminuye cuando la presión de salida se hace más grande.

**Figura 67**

*Tendencia del trabajo de compresor y eficiencia volumétrica basada en la parametrización de la presión de salida.*



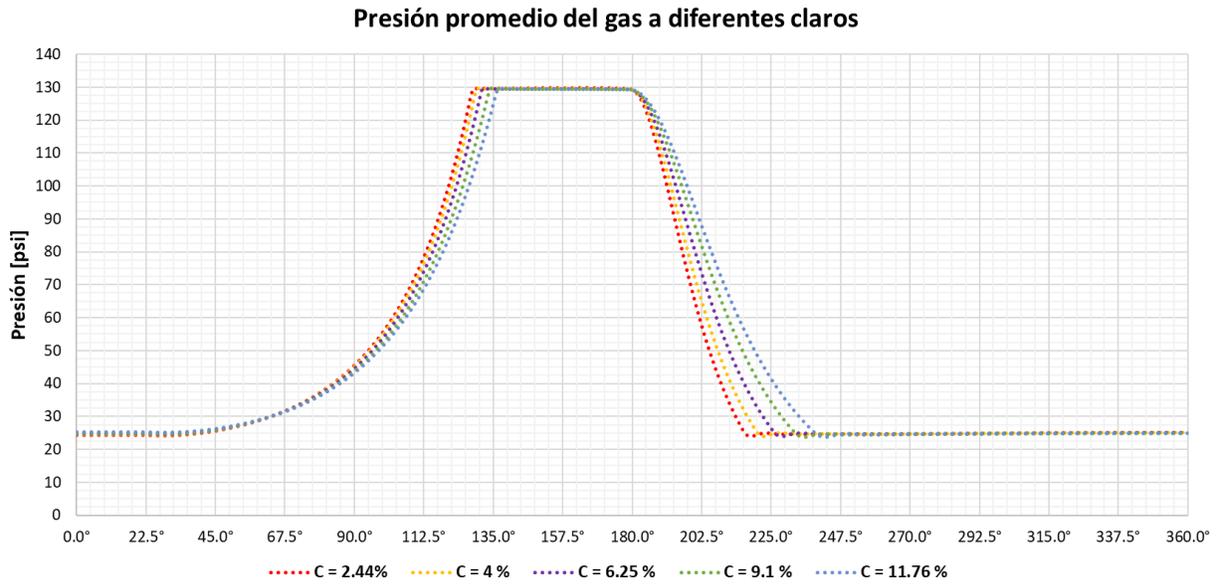
### 5.3.2 Parametrización de claro del compresor.

El claro del compresor es un factor geométrico muy importante al momento de modificar ciertas variables de salida, por tal motivo se decidió hacer el análisis con la finalidad de cuantificar y estudiar la tendencia que traça si se aumenta o disminuye este porcentaje.

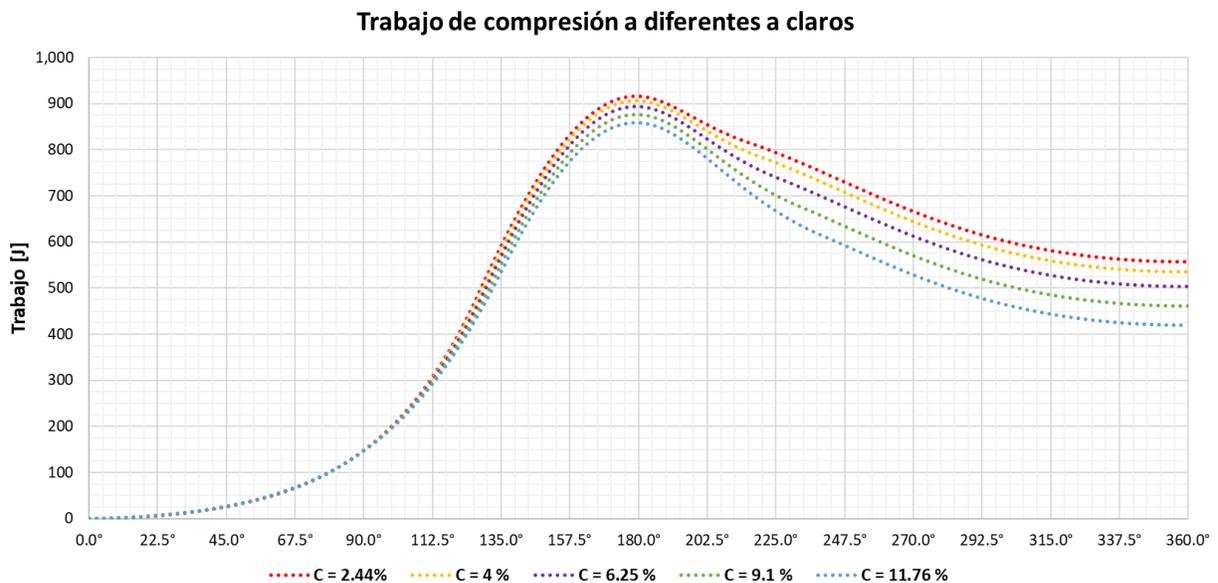
Al igual que en la parametrización anterior, la presión interna del gas se ve afectada en cierta proporción por la modificación del claro. A medida que el porcentaje del claro aumenta, la compresión del gas toma más tiempo en desarrollarse, mientras que la descarga se efectúa en un lapso más corto.

**Figura 68**

*Distribución de la presión promedio del gas según el claro del compresor.*

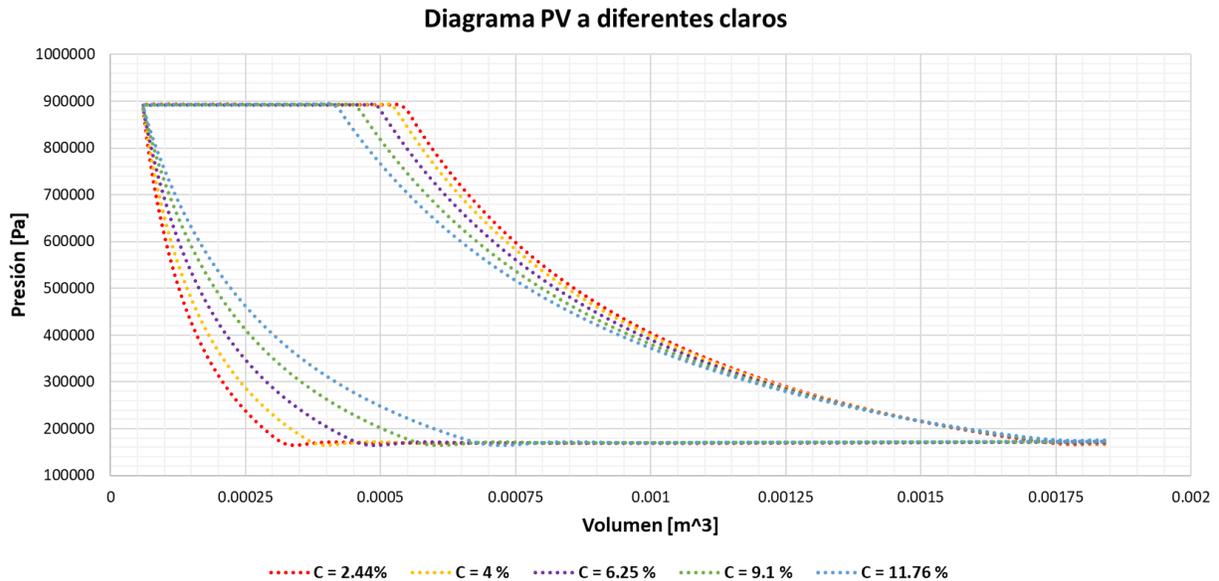
**Figura 69**

*Trabajo de compresión del gas según el claro del compresor.*



**Figura 70**

*Diagrama PV del ciclo según el claro del compresor.*



La Tabla 19 indica los resultados obtenidos de la simulación paramétrica basada en las modificaciones del claro del compresor. Es importante recordar que el claro es un factor geométrico del problema, y para poder obtener una variación en este se debe modificar la longitud total del cilindro de compresión.

El aumento del porcentaje del claro del compresor indica una reducción en el trabajo de compresión requerido como se puede observar en las Figuras 69 y 70. Además, según la definición de eficiencia volumétrica determinada anteriormente, a medida que el parámetro C aumente, el valor de la misma tenderá a una disminución, fenómeno que puede evidenciarse en la Figura 71.

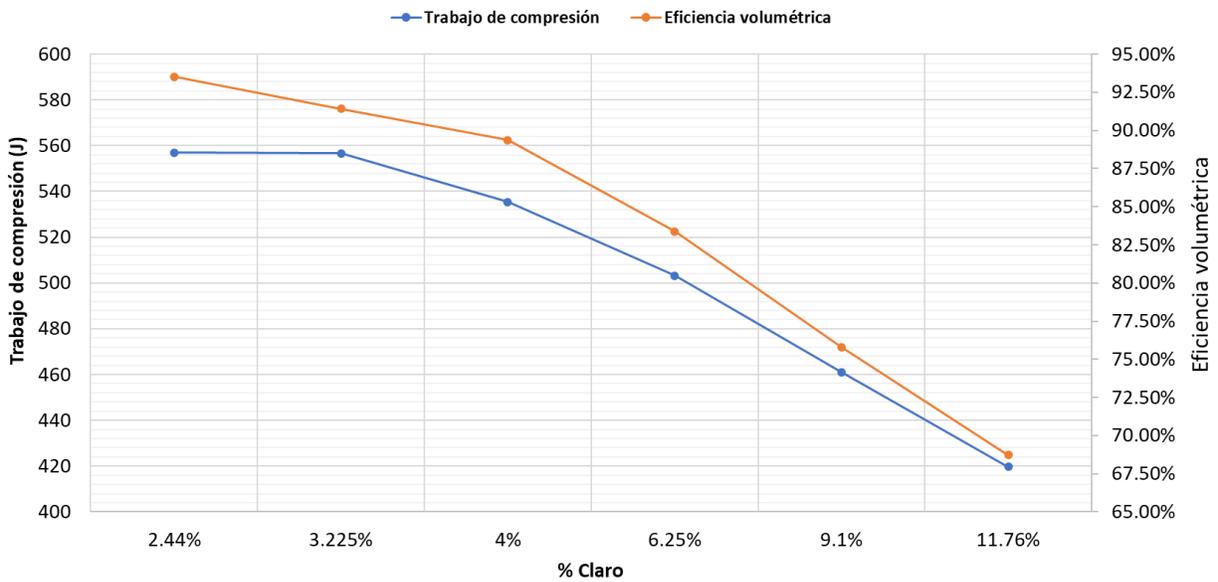
**Tabla 19**

*Parámetros de rendimiento según el claro del compresor.*

Claro	Trabajo de compresión	Volumen desplazado	Eficiencia volumétrica
2.44%	557.05 J	62.84 ft <sup>3</sup> /min	93.51 %
3.225%	556.58 J		91.42 %
4%	535.38 J		89.36 %
6.25%	503.22 J		83.38 %
9.1%	460.97 J		75.80 %
11.76%	419.69 J		68.73 %

**Figura 71**

*Tendencia del trabajo de compresión y eficiencia volumétrica basada en la parametrización del claro del compresor.*

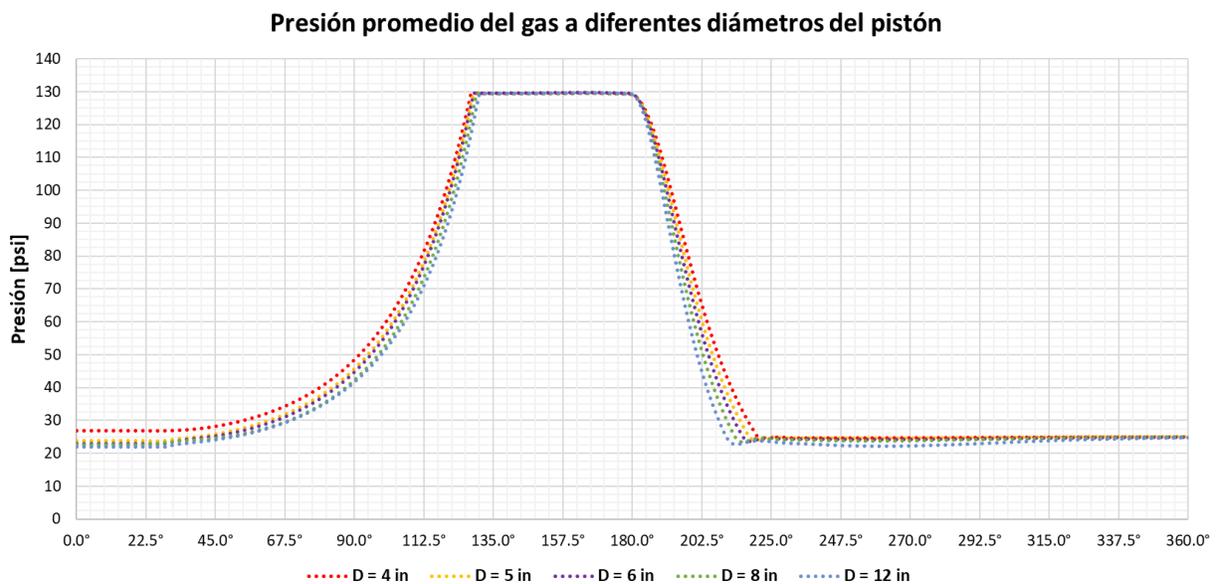


### 5.3.3 Parametrización del diámetro del cilindro compresor.

La alteración de los valores del diámetro del cilindro de compresión representa una pequeña variación en la presión interna durante el ciclo, además, la distribución del volumen del gas contribuye en gran parte a que el trabajo del compresor se reajuste en función de cada condición.

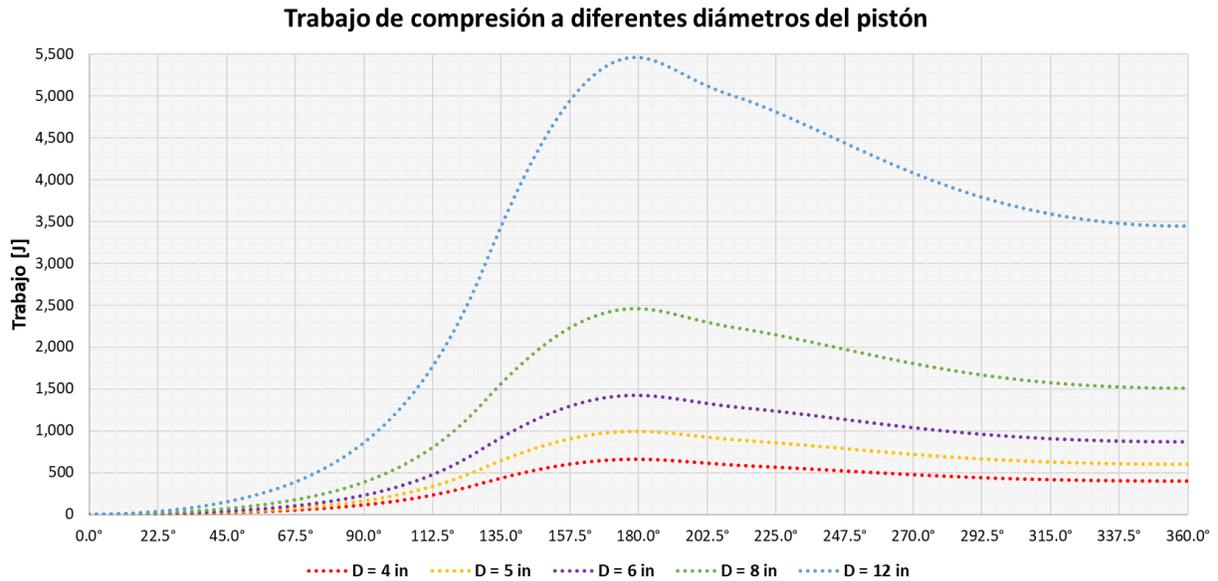
**Figura 72**

*Distribución de la presión promedio del gas según el diámetro del compresor.*

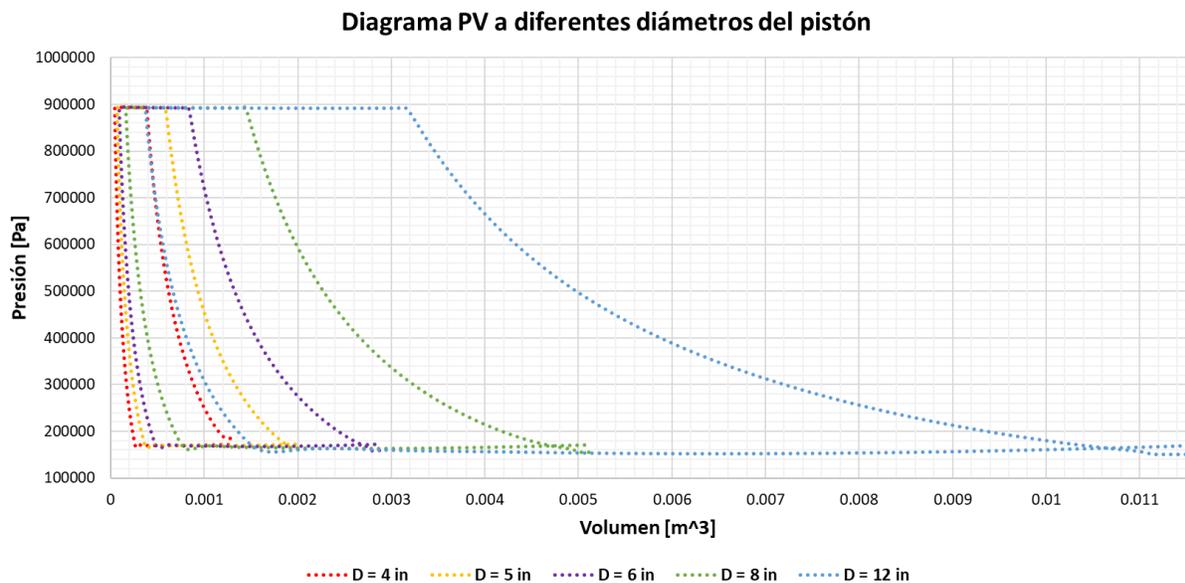


**Figura 73**

*Trabajo de compresión del gas según el diámetro del compresor.*

**Figura 74**

*Diagrama PV del ciclo según el diámetro del compresor.*



En la Tabla 20 se indican los valores resultantes del análisis paramétrico para diferentes diámetros del compresor, es evidente notar el incremento en el volumen desplazado a medida que el compresor se hace más grande diametralmente, del mismo modo, el trabajo de compresión crece de forma exponencial.

Otro punto importante es que teóricamente la eficiencia volumétrica permanece constante, sin embargo, en la Figura 74 se puede observar una aparente disminución en la eficiencia para diámetros más grandes. Para esto es importante no errar en la interpretación del diagrama PV, puesto que cada curva es independiente y representa una configuración nueva en la geometría del compresor, geometrías para las cuales siempre es válida el valor de la eficiencia base.

**Tabla 20**

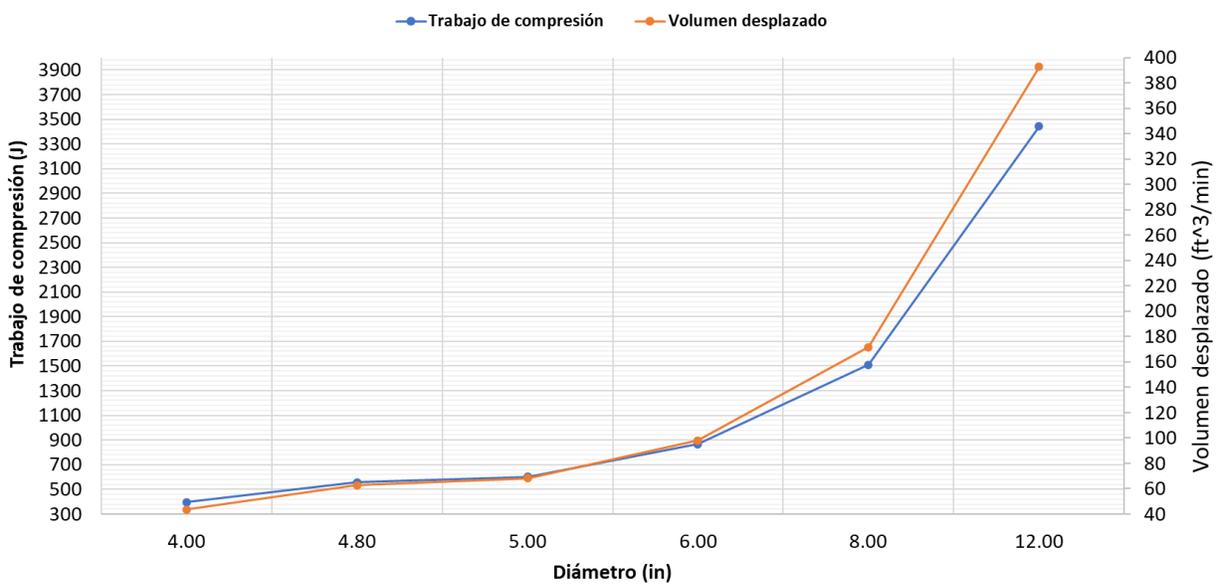
*Parámetros de rendimiento según el diámetro del compresor.*

<b>Diámetro</b>	<b>Trabajo de compresión</b>	<b>Volumen desplazado</b>	<b>Eficiencia volumétrica</b>
4.00 in	395.64	43.63 ft <sup>3</sup> /min	
4.80 in	556.58	62.84 ft <sup>3</sup> /min	
5.00 in	600.94	68.18 ft <sup>3</sup> /min	
6.00 in	865.83	98.17 ft <sup>3</sup> /min	91.42 %
8.00 in	1510.44	171.53 ft <sup>3</sup> /min	
12.00 in	3442.84	392.7 ft <sup>3</sup> /min	

Como se había mencionado anteriormente, el trabajo de compresión tiende a crecer aceleradamente para diámetros más grandes, asimismo, un aumento en el tamaño del compresor representa un flujo volumétrico mucho más considerable.

### Figura 75

*Tendencia del trabajo de compresión y volumen desplazado basada en la parametrización del diámetro del compresor.*



#### 5.3.4 Parametrización de la temperatura a la entrada del compresor.

En el análisis de la temperatura del gas entrante se pudo determinar ciertas variaciones sobre las variables de rendimiento del compresor. Estas variaciones no producen una influencia determinante en la operación del compresor, sin embargo, es importante marcar la tendencia de los resultados y cuantificar su aporte. Estos resultados se pueden observar en la Tabla 21.

**Tabla 21**

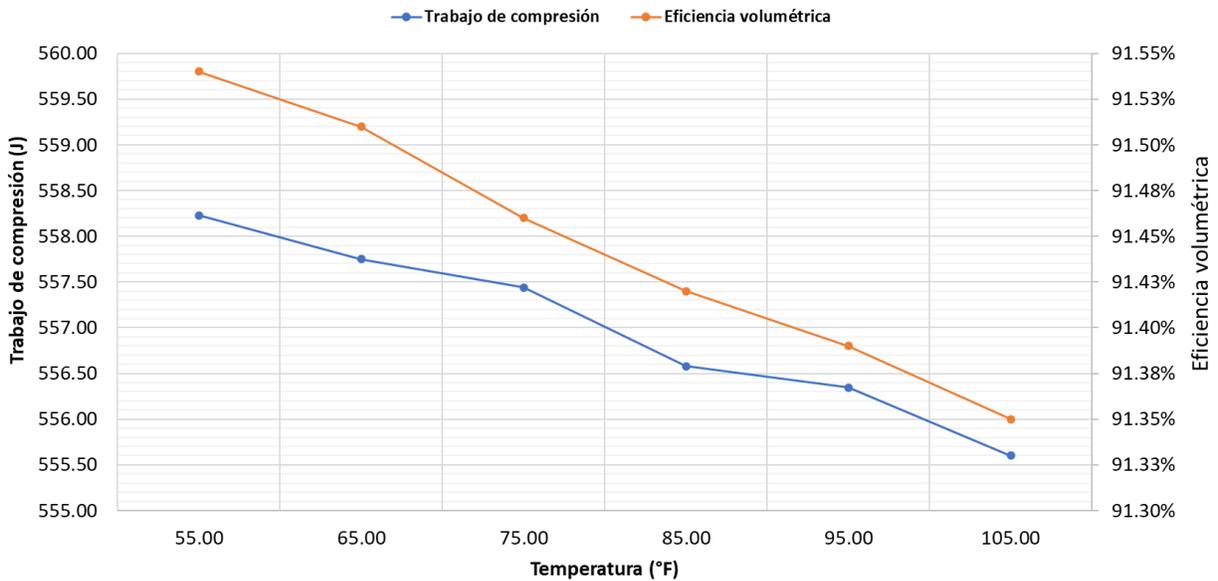
*Parámetros de rendimiento del compresor según la temperatura del gas a la entrada.*

Temperatura	Trabajo de compresión	Volumen desplazado	Eficiencia volumétrica
55.00 °F	558.23 J	62.84 ft <sup>3</sup> /min	91.54%
65.00 °F	557.75 J		91.51%
75.00 °F	557.44 J		91.46%
85.00 °F	556.58 J		91.42%
95.00 °F	556.34 J		91.39%
105.00 °F	555.60 J		91.35%

Tanto el trabajo de compresión como la eficiencia volumétrica disminuyen a medida que la temperatura del gas a la entrada sea mayor. En cuanto a la eficiencia es preciso indicar que estas variaciones se dan sobre la base de la modificación de la constante del gas  $k$ , la cual es dependiente del calor específico  $C_p$  y a su vez de la temperatura en cuestión.

**Figura 76**

*Tendencia del trabajo de compresión y eficiencia volumétrica basada en la parametrización de la temperatura de entrada del gas.*



### 5.3.5 Parametrización de la temperatura de pared del compresor.

Debido a que no existen modificaciones tanto en la geometría del compresor como en las condiciones del gas a la entrada, es lógico afirmar que el volumen desplazado y la eficiencia volumétrica permanecerán constantes para cualquier valor de temperatura.

**Tabla 22**

*Parámetros de rendimiento del compresor según la temperatura de pared del cilindro de compresión.*

<b>Temperatura</b>	<b>Trabajo de compresión</b>	<b>Volumen desplazado</b>	<b>Eficiencia volumétrica</b>
55.00 °F	555.94 J		
65.00 °F	556.24 J		
75.00 °F	557.11 J		
85.00 °F	556.58 J	62.84 ft <sup>3</sup> /min	91.46%
95.00 °F	557.78 J		
105.00 °F	558.37 J		

El trabajo de compresión representa una mínima alteración consecuencia de la variación de la temperatura de la pared del cilindro. No obstante, para esta variable es conveniente recurrir a otros parámetros con el fin de contrastar el aporte de la temperatura a estos. Los parámetros que se tendrán en cuenta son la transferencia de calor entre el fluido y la pared y, el flujo másico.

**Tabla 23**

*Transferencia de calor y flujo másico entregado según la temperatura de pared del cilindro de compresión.*

<b>Temperatura</b>	<b>Transferencia de calor</b>	<b>Flujo másico</b>
55.00 °F	6364 W	0.0148 kg/s

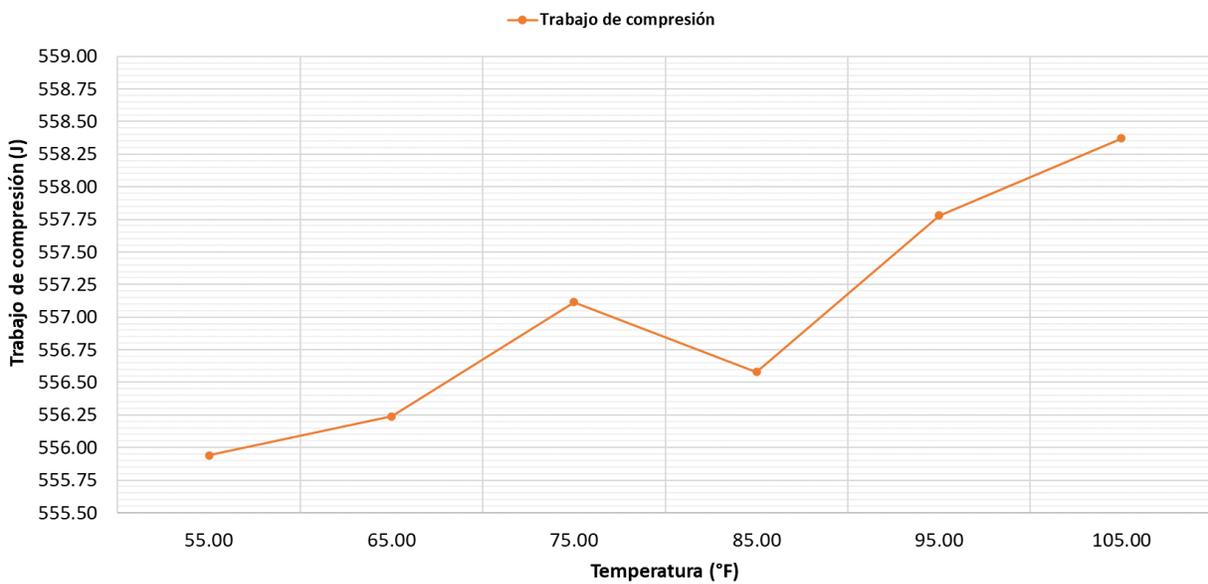
---

65.00 °F	5456 W	0.0126 kg/s
75.00 °F	4542 W	0.011 kg/s
85.00 °F	3634 W	0.0093 kg/s
95.00 °F	2738 W	0.0076 kg/s
105.00 °F	1889 W	0.0059 kg/s

---

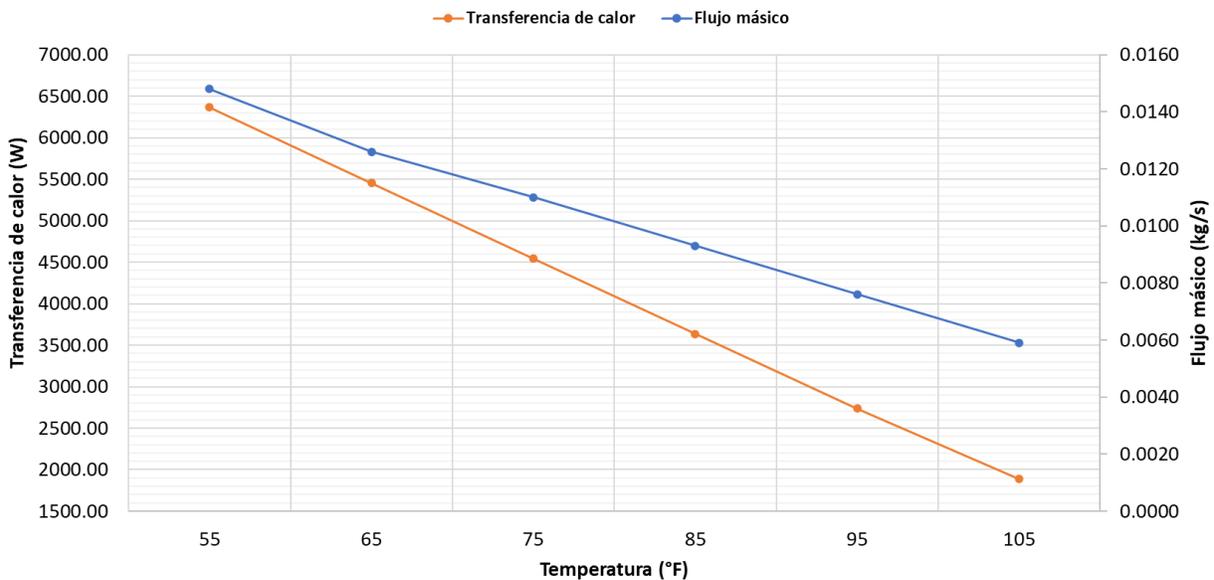
**Figura 77**

*Tendencia del trabajo de compresión basada en la parametrización de la temperatura de pared del cilindro de compresión.*



**Figura 78**

*Tendencia de la transferencia de calor y el flujo másico entregado basada en la parametrización de la temperatura de pared del cilindro de compresión.*



La variación de la temperatura en la pared del cilindro representa físicamente el potencial de transferencia de calor entre el fluido y el cilindro, a una mayor temperatura de pared existirá necesariamente una menor transferencia de calor debido a la disminución en la diferencia de temperaturas ( $T_{\text{gas}} - T_{\text{pared}}$ ). Por otro lado, el comportamiento del flujo másico detalla la misma situación, a mayor temperatura, menor densidad y consecuentemente, menor masa.

#### 5.4 Identificación de puntos óptimos de operación

Una vez desarrollado el análisis paramétrico de las variables de entrada y conocidos los resultados de cada una para los parámetros de rendimiento propuestos, se hace posible la

identificación de configuraciones óptimas para que la operación del compresor sea lo más eficiente posible. Para esto es importante determinar el efecto que tienen las variables de entrada sobre la tasa de variación que representa cada una de ellas.

Ahora bien, en aras de establecer un criterio para la identificación de puntos óptimos de operación se deben tener en cuenta las siguientes condiciones:

- El menor trabajo de compresión posible. Evitando excesos en el suministro de energía innecesaria al sistema de compresión.
- Mayor eficiencia volumétrica. La cual representa un mayor aprovechamiento del gas dentro del compresor.
- El volumen de desplazamiento no tiene influencia inherente a gastos energéticos, sin embargo, es una variable de suma importancia para la producción del gas comprimido, por tal motivo el incremento de este puede ser viable para muchos sistemas.

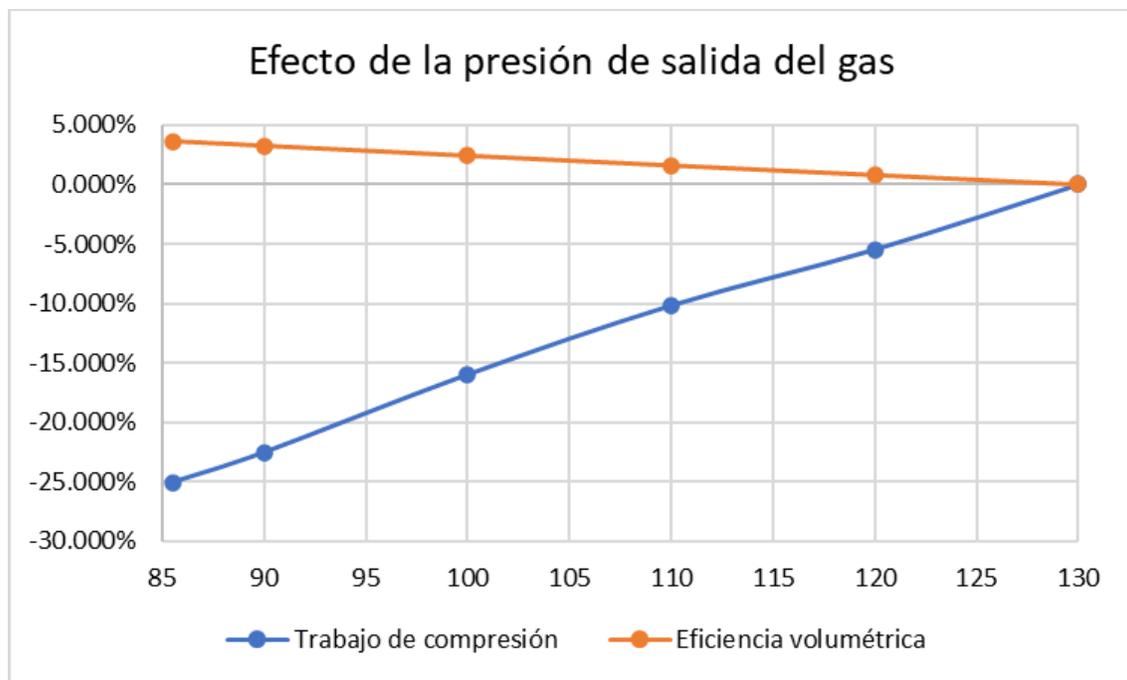
#### ***5.4.1 Efecto de la presión de salida del gas.***

La disminución de la presión a la salida del compresor representa un gran impacto en el trabajo de compresión, en términos cuantificables, el reajuste de la presión de salida a 85.5 psi (presión especificada según la definición de relación óptima de compresión) equivale a una reducción del 25% aproximadamente, tomando como referencia el trabajo inicial calculado en la simulación base a 130 psi (556.58 J). En cuanto a la eficiencia volumétrica, se podía prever que, a

menor relación de compresión, su valor aumentaría, aproximadamente un 4% para una relación de 3.42.

### Figura 79

*Porcentaje de variación del trabajo de compresión y eficiencia volumétrica en base a la presión de salida.*



#### 5.4.2 Efecto de la modificación del claro.

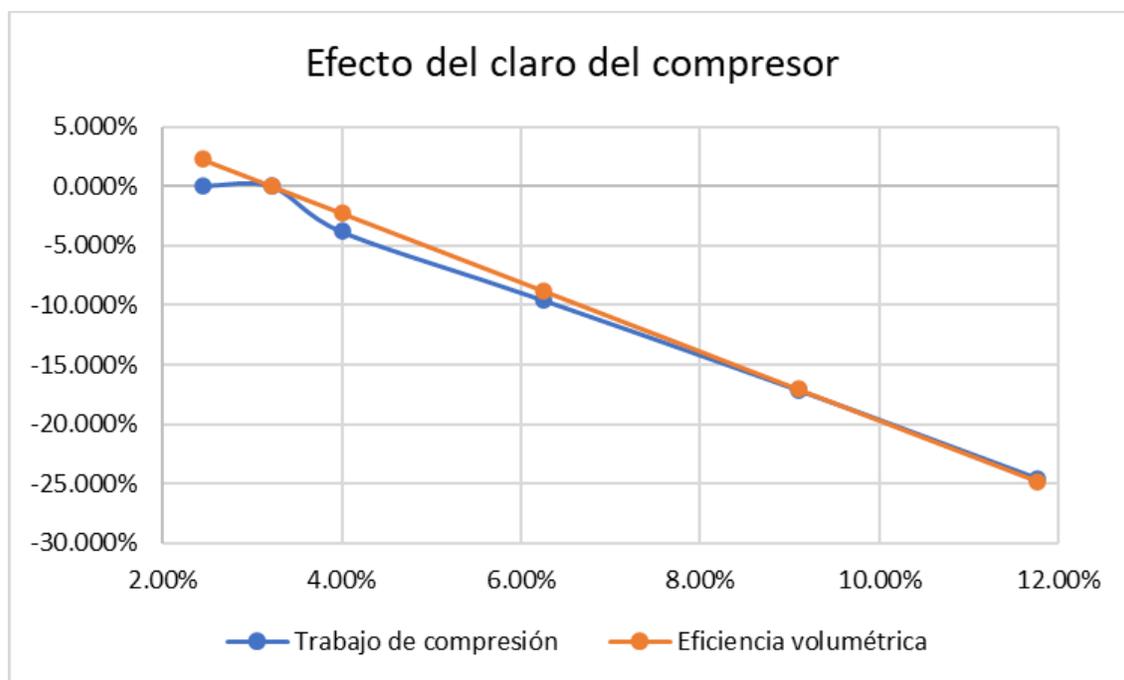
La parametrización del claro arrojó un resultado muy interesante a la hora de contrastar el trabajo de compresión y la eficiencia volumétrica. Se sabe que, teóricamente hablando, si el porcentaje del claro aumenta, la eficiencia disminuirá proporcionalmente a él, por otra parte, si el

claro mantiene la tendencia de crecimiento, el trabajo de compresión también se habrá disminuido.

En el análisis realizado, tanto la eficiencia como el trabajo se redujeron cerca del 25%.

### Figura 80

*Porcentaje de variación del trabajo de compresión y eficiencia volumétrica en base a la modificación del claro.*



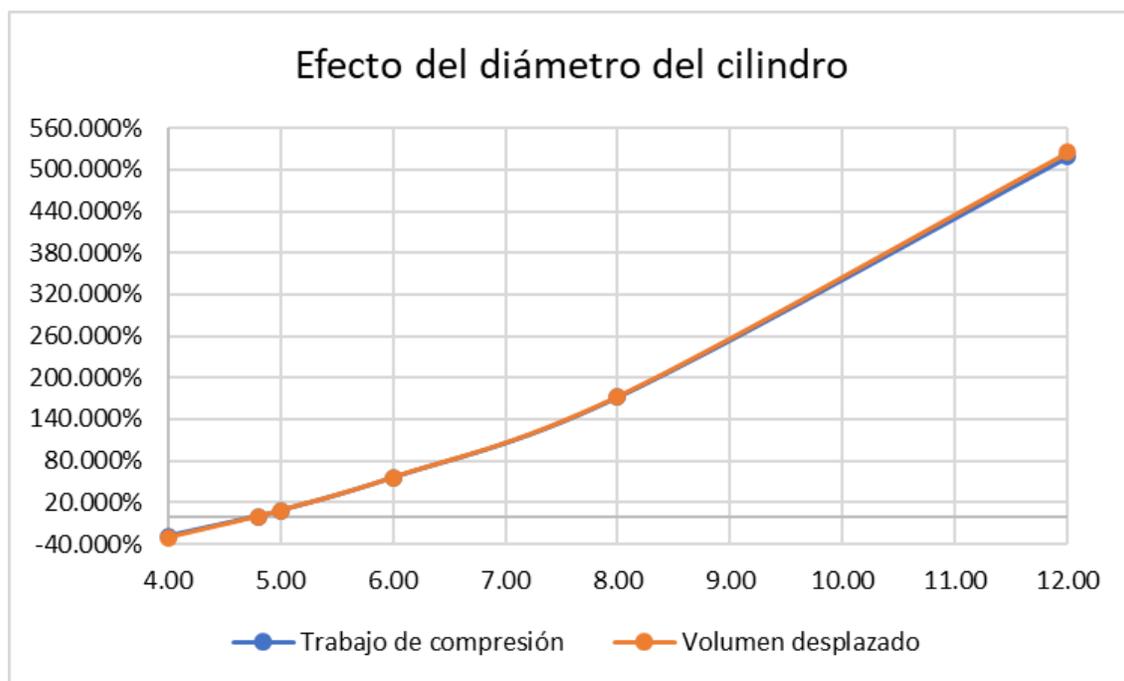
#### 5.4.3 Efecto de la modificación del diámetro en el cilindro compresor.

El reajuste del diámetro del pistón fue la variable que representó el mayor impacto sobre el volumen desplazado y el trabajo de compresión, en un rango desde las 4 a 12 in, ambos parámetros presentaron un poco más del 500% de desviación en comparación a los resultados base.

Si bien la selección de los diámetros puede parecer un poco exagerada en vista del análisis cuantitativo, es de gran utilidad para comprender los efectos que pueden implicar sobre los parámetros de rendimiento del compresor.

### Figura 81

*Porcentaje de variación del trabajo de compresión y volumen desplazado en base a la modificación del diámetro en el cilindro compresor.*



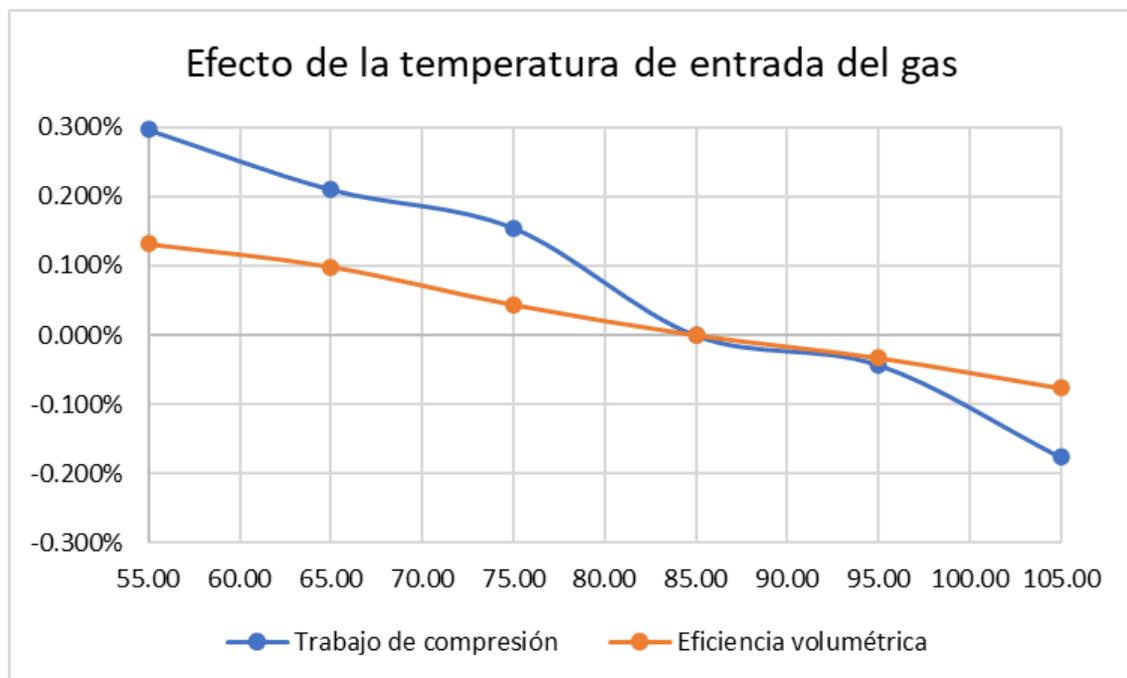
#### 5.4.4 Efecto de la temperatura del gas de entrada.

El análisis basado en la variación de las temperaturas tanto del gas como de la pared fue el que menos diferencia arrojó respecto a las simulaciones iniciales. Se seleccionó un rango de

temperaturas de operación desde los 55 °F hasta los 105 °F en dónde se pudieron comprobar desviaciones de apenas 0.3% en el trabajo de compresión y de 0.1% para la eficiencia volumétrica. Para efectos de practicidad, es posible afirmar que la variación de la temperatura del gas de entrada no representa valores significativos sobre la operación real del compresor. Por tal motivo, es una variable que, según el análisis, aporta poco a la identificación de zonas óptimas de operación, sin embargo, es recomendable operar a bajas temperaturas con el objetivo de incrementar la eficiencia volumétrica del compresor.

### Figura 82

*Porcentaje de variación del trabajo de compresión y eficiencia volumétrica en base a la temperatura de entrada.*

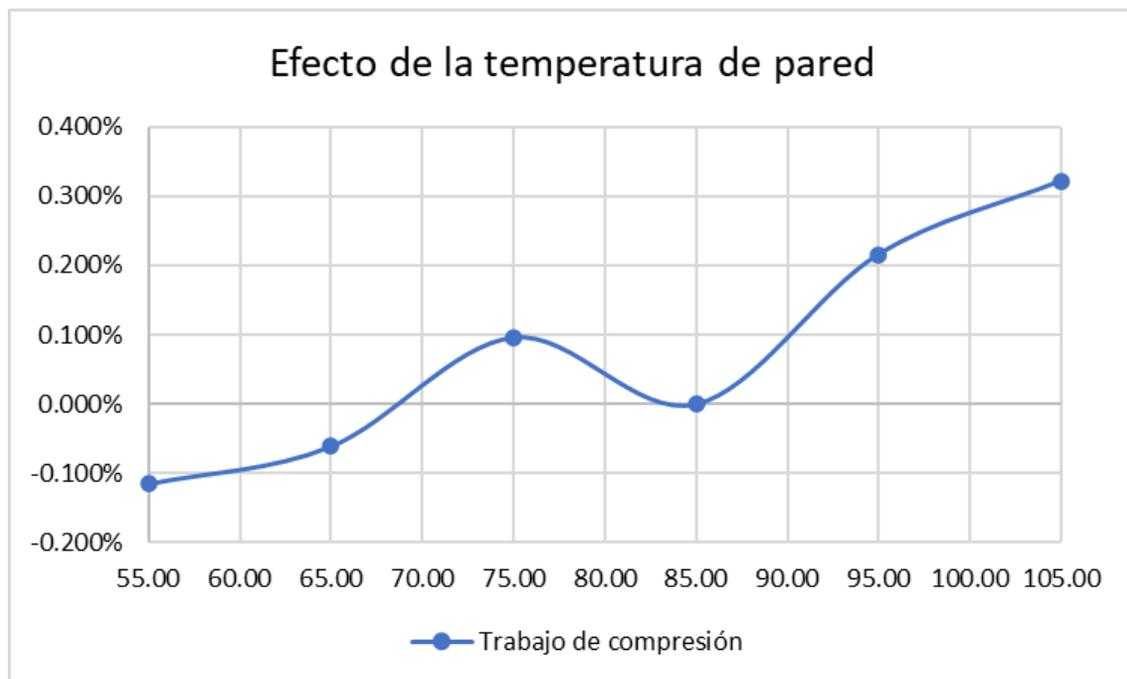


#### 5.4.5 Efecto de la temperatura de pared del cilindro compresor.

Como se había mencionado anteriormente, la variación de las temperaturas difícilmente ofrece una variación del 0.3% sobre el trabajo de compresión.

**Figura 83**

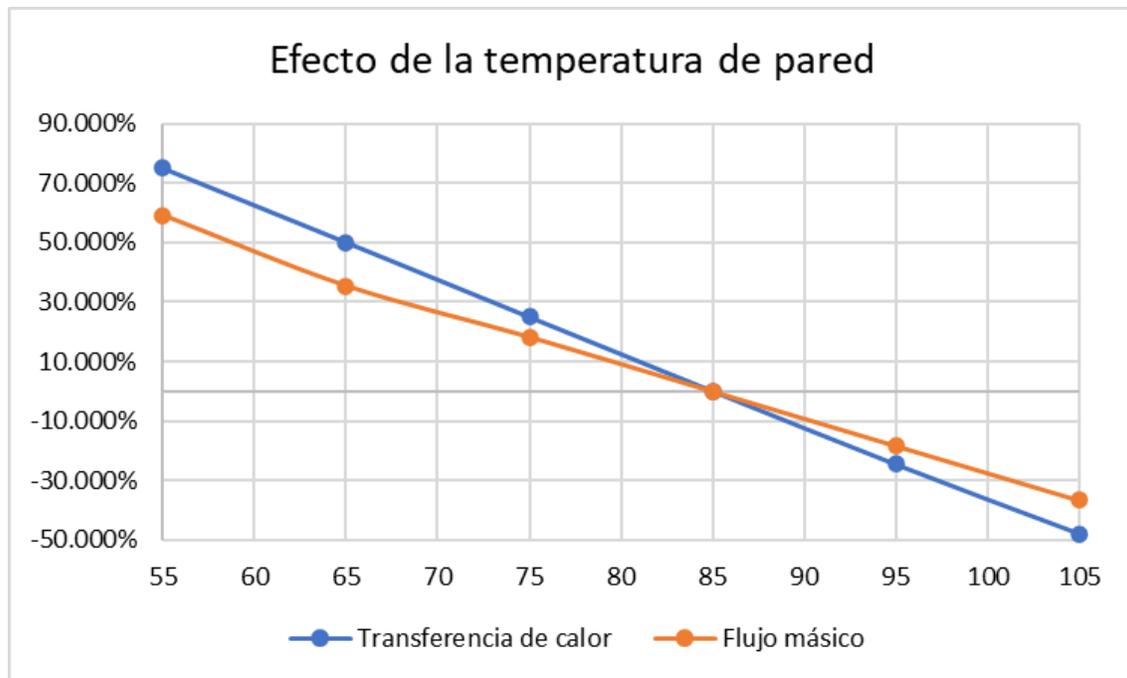
*Porcentaje de variación del trabajo de compresión en base a la temperatura de pared.*



No obstante, se puede tomar en cuenta este factor para la variación de la transferencia de calor hacia el agente refrigerante y al flujo másico para la operación del compresor. Estas variables comparten la tendencia a la baja conforme al aumento de la temperatura.

**Figura 84**

*Porcentaje de variación de la transferencia de calor y flujo másico en base a la temperatura de pared.*



## 6. Conclusiones

Con base a los resultados obtenidos, es posible afirmar que el análisis CFD de una geometría 2D puede proporcionar aproximaciones sólidas que permiten comprender el fenómeno termodinámico que se produce sobre el gas en un sistema de compresión. Estos resultados determinaron gráficamente la presión, temperatura y velocidad del gas dentro del cilindro para cada posición angular del cigüeñal, asimismo, el análisis cinemático realizado mediante Simulink proporcionó la posición, velocidad y cambio volumétrico del gas en el compresor, este último indispensable para el cálculo del trabajo de compresión. En aras de determinar una referencia para todas las simulaciones del proyecto se replica el estudio realizado por Meysam Mohammadi-Amin et al. (2020). Pese a que las condiciones de las simulaciones en el estudio de referencia presentan diferencias con las aquí propuestas, entre ellas el tipo de mallado e incluso la utilización de otro software CFD, se puede identificar cierto grado de similitud entre los resultados. Por tal motivo, es posible garantizar la implementación adecuada para el tratamiento del fenómeno de compresión.

El análisis paramétrico de las variables de operación arrojó importantes aportes para la optimización de la operación de compresores recíprocos de gas natural. En primera instancia, la disminución de la presión de descarga produce una caída significativa en el trabajo, además, la eficiencia volumétrica también se ve beneficiada gracias a la reducción en la relación de compresión. El claro del compresor es un factor geométrico que fácilmente puede ser modificado físicamente, el aumento del porcentaje de volumen muerto dentro del cilindro ofrece una recesión considerable en la cantidad de trabajo necesario para comprimir el gas, sin embargo, para altos

valores de claro la eficiencia caerá a niveles muy deficientes para la operación, así pues, es viable operar entre el 3% y 8% aproximadamente para garantizar una eficiencia volumétrica superior al 80%. Tal como se menciona en el desarrollo del trabajo, la modificación del tamaño del cilindro de compresión (diámetro) no proporciona alguna variación perceptible sobre la eficiencia, sin embargo, es un parámetro importante a la hora de apostar por una mayor producción de gas comprimido, teniendo en cuenta que, a mayor volumen desplazado, el gasto de trabajo de compresión se verá aumentado exponencialmente, alcanzando un incremento de más del 500%. Por otra parte, la alteración de las temperaturas del gas entrante y de la pared del cilindro dictaminan un porcentaje mínimo (un 0.3% aproximadamente) de variación en el rendimiento de compresión para las condiciones analizadas en este proyecto, no obstante, la reducción de la temperatura de entrada del gas ofrece un aumento en la eficiencia volumétrica debido a la elevación de la constante del gas  $k$  por efecto de la disminución del calor específico del gas a la entrada.

En definitiva, tanto el desarrollo como los resultados del proyecto ofrecen una contribución al estudio de los fenómenos físicos y termodinámicos presentes en maquinaria industrial mediante la dinámica de fluidos computacional. Tal como se demostró a lo largo de todo el trabajo, es sumamente esencial reconocer qué variables, de qué manera y en cuánto pueden incidir sobre el rendimiento de una máquina.

## 7. Recomendaciones

La materialización de este trabajo de investigación implica un aporte muy importante para el desarrollo de nuevos estudios relacionados con los análisis fluido-termodinámicos de compresores recíprocos y demás equipos, máquinas y sistemas propios de nuestra profesión.

Además de los objetivos aquí planteados, el propósito principal para la ejecución de este proyecto se enfoca en la fijación de un punto de partida en la investigación y fortalecimiento de estas temáticas, con el ánimo de incitar a la realización de nuevos trabajos y estudios que complementen lo establecido hasta el momento. Para futuras investigaciones se recomienda profundizar en el modelamiento de la apertura y el cierre de las válvulas del compresor, la implementación de un cilindro doble efecto, la transferencia de calor entre el fluido a comprimir y un agente refrigerante, la variación en la composición del gas natural, teniendo en cuenta que esta puede manifestarse en un gran número de posibilidades e incluso la evaluación de un sistema de compresión como conjunto, esto con la intención de potenciar y afianzar los conceptos, definiciones, análisis y resultados aquí proporcionados. En cuanto a variables intrínsecas a la simulación CFD, se sugiere evaluar los efectos que induce la modificación de los modelos de turbulencia, la ecuación de estado para el gas real y el mallado en la geometría sobre los resultados obtenidos. Tal como se ve, un sinnúmero de variables son las que influyen directa o indirectamente en la consecución de los resultados; se espera que la metodología para el análisis aquí planteada sea de gran utilidad para estudios venideros que contribuyan al crecimiento de esta rama de investigación.

**Referencias bibliográficas**

ANSYS®. (2022). ANSYS STUDENT 2022 R1. (ANSYS Inc.) Obtenido de Ansys Fluent Theory

Guide:

<http://www.pmt.usp.br/academic/martoran/notasmodelosgrad/ANSYS%20Fluent%20Theory%20Guide%202015.pdf>

ANSYS®. (2022). ANSYS STUDENT 2022 R1. (ANSYS Inc.) Obtenido de Ansys Fluent User

Guide:

<http://www.pmt.usp.br/academic/martoran/notasmodelosgrad/ANSYS%20Fluent%20Users%20Guide.pdf>

Atares-Huerta, L. (s.f). Gases ideales y gases reales.

<https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/144727/Atar%C3%A9s%20-%20Gases%20ideales%20y%20gases%20reales.pdf?sequence=1>

Cengel, Y., & Boles, M. (2011). *Termodinámica (7<sup>ª</sup> ed)*. Mc Graw - Hill.

Fernández – Díez, P. (s.f). *Compresores*.

[https://files.redsauce.net/js/pdfjs/web/viewer.html?file=https%3A%2F%2Frsml.redsauce.net%2FAppController%2Fcommands\\_RSM%2Fapi%2Fapi\\_getFile.php%3FitemID%3D114%26propertyID%3D20%26RStoken%3D59e8ac1045d03e2ff6564c0638315f38](https://files.redsauce.net/js/pdfjs/web/viewer.html?file=https%3A%2F%2Frsml.redsauce.net%2FAppController%2Fcommands_RSM%2Fapi%2Fapi_getFile.php%3FitemID%3D114%26propertyID%3D20%26RStoken%3D59e8ac1045d03e2ff6564c0638315f38)

Figuerola, J. (2020). *Compresión Del Gas Natural*. Scribd.

<https://es.scribd.com/doc/269722707/Compresion-Del-Gas-Natural>

Gomez – Rivas, P.A. (s.f). *Diseño y cálculo de compresores*.

<http://oilproduction.net/files/CURSO%20DISE%C3%91O%20Y%20CALCULO%20DE%20COMPRESORES.pdf>

Grupo Vanti (2020). *¿Qué es el gas natural?* <https://www.grupovanti.com/conocenos/el-gas-natural/que-es/>

Haynes W. M. (2016). *Handbook of Chemistry and Physics* (96<sup>a</sup> ed.). CRC Press. ISBN: 978-1-4822-6097-7.

Holst Fornitz, K., y Frost Hansen, R. (2018). Numerical Modelling of a Suction Reed Valve from a Reciprocating Compressor Using Fluid Structure Interaction (Tesis de maestría). AALBORG UNIVERSITY ESBJERG. Aalborg, Dinamarca.

Meysam-Mohammadi, A., Ali-Reza, J., y Mohsen, B. (2020). Thermodynamic Modeling, CFD Analysis and Parametric Study of a Near-Isothermal Reciprocating Compressor, *Elsevier*. [doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100624](https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100624)

Moran, J y Shapiro, H. (2004). *Fundamentos de termodinámica técnica*. Reverté.

Stewart, M. (2018). Surface production operations, *Elsevier*. doi.org/10.1016/C2009-0-20243-1

Vera Muñoz, H. (2011). Aplicación de la metodología análisis causa raíz (RCA), para la eliminación de un mal actor en equipos críticos de la SOM – ECOPETROL S.A (tesis de pregrado). Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, Colombia.

Wauquier, J.P. (2004). *El refino del petróleo: Petróleo crudo, productos petrolíferos y esquemas de fabricación..* Instituto superior de la energía ISE.