

**DISEÑO Y DESARROLLO DE UN SOFTWARE PARA EL MODELADO Y
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE UN GASODUCTO FASE I.**

**HÉCTOR LEONARDO GONZÁLEZ LEÓN
DANIEL SEBASTIÁN NEMPEQUE ALFONSO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2015**

**DISEÑO Y DESARROLLO DE UN SOFTWARE PARA EL MODELADO Y
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE UN GASODUCTO FASE I.**

**HÉCTOR LEONARDO GONZÁLEZ LEÓN
DANIEL SEBASTIÁN NEMPEQUE ALFONSO**

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

**Director
JORGE LUIS CHACÓN VELASCO
Ingeniero Mecánico, Ph.D**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2015

DEDICATORIA

En primer lugar dedico mi trabajo a Dios, por haberme permitido concluir mis estudios de forma exitosa, por haberme brindado salud y bienestar durante el trayecto de mi vida y por darme una familia cálida y amorosa.

De igual manera este logro está dedicado a mis padres Azucena León y Héctor Jesús González Cárdenas, puesto que su apoyo incondicional a lo largo de mi vida ha sido fundamental para hoy ser una persona de bien, y a su amor, entrega y sacrificio para poder concluir mis estudios universitarios satisfactoriamente. A mi hermano Cristian Camilo González León a quien aprecio y quiero profundamente.

Muchas personas me han acompañado a través de este largo viaje, sirviendo de motivación, compañía y apoyo, como lo son mis familiares, amigos y en especial Diana Marcela Dallos quien con su amor, paciencia y colaboración fue parte fundamental en la realización de este proyecto y durante el transcurso de esta etapa tan importante de mi vida.

Héctor Leonardo González León

Agradezco a Dios por la salud, bienestar y fortaleza durante el trayecto de mi vida para alcanzar esta meta, por haberme otorgado una familia tan maravillosa.

A mis padres Luis Alberto Nempeque Pérez y Carmen Alfonso Garzón les agradezco su amor, confianza y apoyo incondicional que depositaron en mí para seguir adelante y contrarrestar las adversidades de esta etapa. Gracias a su entrega y sacrificio hoy me permiten ser una persona con deseos de seguir cosechando triunfos y sobre todo fomentando en mí el deseo de superación, para en un mañana ayudar y servir.

Mis hermanos Milena J, Adalberto y Erick F, les agradezco por escucharme, brindarme consejos, saberes y pautas acerca de la vida, para valorar todo el esfuerzo que nuestros padres han realizado por nosotros.

Agradezco a todas las personas con las cuales compartí mi formación académica, amigos, profesores, que han contribuido a la consecución de este logro tan importante para mí.

“La cosa más grande en este mundo no es tanto donde estamos, sino hacia qué dirección nos estamos moviendo”. Goethe

Daniel Sebastián Nempeque Alfonso

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a Dios por bendecirnos y fortalecernos durante la ejecución de este proyecto que marca el comienzo de una carrera hacia el éxito como Ingenieros Mecánicos. Agradecemos a nuestro director de tesis, el Ingeniero PhD. Jorge Luis Chacón Velasco por su calidad humana y por el apoyo que nos ha brindado, así como por su capacidad como profesor y guía de nuestro proyecto, al Ing. Javier Rugeles Pérez e Ing. Johnny Ariel Acuña Lamus, por su acompañamiento y solidaridad para la culminación del proyecto.

Finalmente damos un agradecimiento muy especial a nuestras familias que nos han acompañado y brindado su apoyo a lo largo de toda nuestra formación como profesionales y personas.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCION	24
1. FORMULACION DEL PROBLEMA	26
2. JUSTIFICACION	28
3. OBJETIVOS	30
3.1 OBJETIVO GENERAL	30
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	30
4. ANALISIS DE LA INFORMACION RECOPIADA	33
4.1 ANTECEDENTES Y HERRAMIENTAS BIBLIOGRAFICAS SOBRE EL MODELADO Y SIMULACION DE UN GASODUCTO.....	33
5. FUNDAMENTOS TEORICOS	38
5.1 GENERALIDADES DEL GAS NATURAL	38
5.1.1 ¿Qué es el gas natural?.....	38
5.1.2 Composición del gas natural.	39
5.1.3 El gas natural en Colombia	40
5.1.4 Aplicaciones más importantes del gas natural.	41
5.1.5 Propiedades del gas natural.....	43
5.1.5.1 Masa molecular de la mezcla de gases.	45
5.1.5.2 Densidad del gas ρ y densidad relativa G	46
5.1.5.3 Factor de compresibilidad de los gases Z	47
5.1.5.4 Viscosidad de los gases naturales μ	48
5.1.5.5 Calores específicos a presión y volumen constante C_p y C_v	49
5.2 GASODUCTOS	50
5.2.1 Definición de Gasoductos	50

5.2.2	Marco legal y normatividad de la industria del gas.....	51
5.2.3	Clasificación dependiendo de la ubicación.....	51
5.2.4	Gasoductos en Colombia.	52
5.2.5	Elementos que conforman un gasoducto	55
5.2.6	Construcción y fundamentos de un gasoducto.	57
5.2.7	Diseño de un gasoducto.....	58
5.3	SISTEMA DE COMPRESION DE LOS GASES	59
5.3.1	Compresión de un Fluido	60
5.3.2	Clasificación de los compresores.....	62
5.3.3	Funcionamiento de un compresor reciprocante.	63
5.3.4	Normatividad técnica para el diseño de compresores.....	66
5.3.5	Modelamiento matemático de un compresor reciprocante.....	67
5.3.6	Carga en el cuerpo de la biela y velocidad de pistón	72
5.3.7	Volumen del amortiguador de pulsaciones.	74
5.4	SISTEMA DE TUBERIAS	75
5.4.1	Tipos de sistemas de tuberías.	76
5.4.2	Condiciones y criterios generales para el diseño de tuberías en un gasoducto.....	78
5.4.3	Materiales para las tuberías..	80
5.4.3.1	Materiales Normalizados.	81
5.4.3.2	Requerimientos específicos para el diseño de un sistema de tuberías.....	82
5.4.4	Presión de diseño y mínimo espesor de pared para tuberías de acero.....	83
5.4.5	Presión de diseño y mínimo espesor de pared para hierro.....	88
5.4.6	El Número de Reynolds..	89
6.	MODELAMIENTO MATEMATICO DEL FLUJO EN TUBERIAS	91

6.1	ECUACIONES DE FLUJO EN TUBERÍAS	96
6.1.1	Ecuación general de flujo en tuberías.	97
6.1.2	Ecuación de Weymouth	98
6.1.3	Ecuación de Panhandle A	100
6.1.4	Ecuación de Panhandle B	101
6.1.5	Ecuación de Spitzglass.	102
6.1.6	Ecuaciones de la American Gas Association (AGA).	104
6.2	COMPARACION DE LAS ECUACIONES DE FLUJO	107
7.	METODOS NUMERICOS PARA LA RESOLUCION DEL PROBLEMA DE FLUJO EN TUBERIAS.....	109
7.1	TECNICAS DE DISCRETIZACION ESPACIAL	110
7.2	APLICACION DEL METODO DE VOLUMENES FINITOS	111
7.3	DATOS DE ENTRADA Y CONDICIONES DE FRONTERA	112
8.	DISEÑO Y ELABORACION DEL SOFTWARE SIDECOGAS 1.0	114
8.1	JERARQUIA DE CLASES DEL SOFTWARE SIDECOGAS 1.0.....	114
8.1.1	Clases Principales de la Interfaz Gráfica.....	116
8.1.2	Diagramas de clases.....	118
8.2	CASOS DE USO DEL SOFTWARE SIDECOGAS 1.0	122
8.3	DIAGRAMA DE ACTIVIDADES DEL SOFTWARE SIDECOGAS 1.0	124
9.	ANALISIS DE RESULTADOS	129
9.1	EJERCICIO 1: CAIDA DE PRESION EN UNA TUBERIA DE GAS ...	129
9.2	EJERCICIO 2: POTENCIA DE UN COMPRESOR.....	134
9.3	EJERCICIO 3: GASODUCTO PAYOA-BUCARAMANGA	141
10.	CONCLUSIONES	151
11.	RECOMENDACIONES	153
	BIBLIOGRAFIA.....	155

ANEXOS 158

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Escuela de Ingeniería Mecánica.....	26
Figura 2. Sistema de Retroalimentación.....	31
Figura 3. Composición Típica del Gas Natural en Colombia	40
Figura 4. Fuentes de energía en Colombia.....	41
Figura 5. Consumo de gas natural por sectores.	43
Figura 6. Mapa de Gasoductos en Colombia.....	54
Figura 7. Esquema general de un gasoducto y sus partes.	56
Figura 8. Compresión isotérmica de un gas.	60
Figura 9. Compresión adiabática de un gas.	61
Figura 10. Ciclos teóricos de compresión de gases.....	62
Figura 11. Clasificación general de los compresores.....	63
Figura 12. Compresor reciprocante convencional para gasoductos.	64
Figura 13. Componentes del compresor reciprocante.	72
Figura 14. Esquema de un compresor de dos etapas y sus componentes.....	75
Figura 15. Tipos de sistemas de tuberías	76
Figura 16. Esquema general de un gasoducto.	77
Figura 17. Condiciones de diseño para tuberías.....	79
Figura 18. Regímenes de flujo	90
Figura 19. Volumen de Control de un tramo de tubería.	92
Figura 20. Comparación de las ecuaciones de flujo.	108
Figura 21. Comparación de las ecuaciones de flujo.	108
Figura 22. Mallado de la tubería.	111
Figura 23. Datos de entrada y salida de la tubería.	113
Figura 24. Diagrama de la jerarquía de clases	115
Figura 25. Interfaz gráfica del software SIDECOGAS 1.0.....	116
Figura 26. Clases principales de la interfaz gráfica.....	117
Figura 27. Diagrama BasicBlock.....	118
Figura 28. Diagrama BlockIcon.....	120
Figura 29. Diagrama BlockConnection	122

Figura 30. Casos de Usos de SIDECOGAS	123
Figura 31. Ejercicio propuesto simulado correctamente.	124
Figura 32. Resultados para un tramo de tubería por SIDECOGAS 1.0	126
Figura 33. Resultados para una estación de distribución por SIDECOGAS 1.0	126
Figura 34. Resultados para la estación de compresión por SIDECOGAS 1.0	127
Figura 35. Diagrama de actividades general de SIDECOGAS.	128
Figura 36. Esquema circuito ejercicio 1	130
Figura 37. Datos de entrada en SIDECOGAS 1.0.	131
Figura 38. Captura de los resultados en la Tubería2	132
Figura 39. Captura de las gráficas de resultados en la Tubería2.....	133
Figura 40. Resultados ejercicio 2, según fuente bibliográfica	135
Figura 41. Esquema del ejercicio 2 en SIDECOGAS.....	136
Figura 42. Datos de entrada del compresor.....	137
Figura 43. Datos de entrada de la tubería del lado succión.....	137
Figura 44. Resultados de la tubería 2.	138
Figura 45. Opciones generales ejercicio 2.....	138
Figura 46. Resultados ejercicio 2 por SIDECOGAS.	140
Figura 47. Gráficas de resultados del ejercicio 2 por SIDECOGAS.....	140
Figura 48. Mapa del Gasoducto Barranca-Payoa-Bucaramanga.....	142
Figura 49. Esquema del proceso del tramo Payoa-Bucaramanga.....	143
Figura 50. Esquema Gasoducto Payoa-Bucaramanga en SIDECOGAS 1.0..	145
Figura 51. Parámetros de entrada, Composición y recepción de gas.....	146
Figura 52. Parámetros de entrada de la línea de 8"	147
Figura 53. Resultados de la línea de 8" en SIDECOGAS 1.0.	148
Figura 54. Gráficas de resultados por SIDECOGAS 1.0.....	149

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Aplicaciones del gas natural.	42
Tabla 2. Normas para compresores reciprocantes.	67
Tabla 3. Factor de diseño según clase de localidad.	86
Tabla 4. Factor de Junta Longitudinal.....	87
Tabla 5. Factor de degradación por temperatura.....	88
Tabla 6. Valores de factor de eficiencia E, para las distintas condiciones de operación.....	101
Tabla 7. Datos del ejercicio 1.....	129
Tabla 8. Comparación de resultados del ejercicio 1.	133
Tabla 9. Datos del ejercicio 2.....	135
Tabla 10. Parámetros de entrada al software.	136
Tabla 11. Comparación de resultados ejercicio 2.	139
Tabla 12. Datos operativos del gasoducto.....	143
Tabla 13. Capacidad del Gasoducto Barranca-Payoa-Bucaramanga.....	144
Tabla 14. Parámetros Operativos del tramo de 8”	144
Tabla 15. Composición molar del gas.....	145
Tabla 16. Resultados de la comparación.....	149

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Manual científico.	159
Anexo B. Manual de usuario	246
Anexo C. Manual de instalacion.....	264
Anexo D. Datos técnicos de diámetros normalizados.....	265
Anexo E. Factor de resistencia k en válvulas y accesorios.....	266
Anexo F. Factores de fricción de la tubería de acero.....	269
Anexo G. Mínima tensión de fluencia para acero y hierro.	270
Anexo H. Catálogos de compresores	272

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y DESARROLLO DE UN SOFTWARE PARA EL MODELADO Y SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE UN GASODUCTO FASE I*

AUTORES:

HECTOR LEONARDO GONZALEZ LEON

DANIEL SEBASTIAN NEMPEQUE ALFONSO**

PALABRAS CLAVES: GASODUCTO, GAS NATURAL, TRANSPORTE DE GAS, MODELADO, SIMULACION, SOFTWARE, TUBERIA, COMPRESOR RECIPROCANTE.

DESCRIPCION:

El objetivo del proyecto es aportar una herramienta computacional de fácil acceso a la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander para el estudio del comportamiento fundamental de un gasoducto en estado estacionario que sirva como soporte para asignaturas, tales como, Sistemas de Transporte y Aprovechamiento de Fluidos, Mecánica de Fluidos y Maquinas Térmicas Alternativas.

El software brinda la posibilidad de diseñar y simular un gasoducto en estado estacionario, a partir de parámetros de entrada impuestos por el usuario para cada componente, además de brindar resultados confiables y de fácil interpretación.

Se seleccionaron modelos matemáticos para predecir el comportamiento del flujo de gas a través de las tuberías y el comportamiento de la unidad compresora de gas en base a los factores más incidentes en la operación de un gasoducto. Los modelos escogidos fueron las ecuaciones empíricas para flujo a través de una tubería, propuesta por la American Gas Association (AGA) y para determinar la potencia requerida por el compresor se usó el método del caballaje.

La interfaz gráfica del software está orientada a objetos para ofrecer al usuario mayor comodidad y manejo intuitivo de las funciones que puede desempeñar SIDECOGAS 1.0 con el fin de funcionar como una herramienta didáctica. El software es de código libre y se ofrece de manera portable para brindar a los estudiantes un fácil acceso a esta herramienta. El diseño se desarrolló en torno al lenguaje de programación C++ utilizando como respaldo el Lenguaje Unificado de Modelado "UML" para que los usuarios tengan libre acceso al código fuente de la aplicación y un fácil entendimiento del mismo.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, Director PhD. Jorge Luis Chacón Velasco.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND DEVELOPMENT OF A SOFTWARE FOR MODELING AND SIMULATION OF THE BEHAVIOR OF A GAS PIPELINE PHASE I*

AUTHORS:

HECTOR LEONARDO GONZALEZ LEON

DANIEL SEBASTIAN NEMPEQUE ALFONSO**

KEYWORDS: GAS PIPELINE, NATURAL GAS, GAS TRANSPORT, MODELING, SIMULATION, SOFTWARE, PIPE, RECIPROCATING COMPRESSOR.

DESCRIPTION:

The objective of this project is to provide a computational tool for easy access to the Mechanical Engineering School of the Universidad Industrial de Santander. It will be useful to study the fundamental behavior of a steady-state gas pipeline that serves as support for subjects, such as Transport Systems and Use Fluid, Fluid Mechanics and Alternative Thermal Machines.

The software provides the ability to design and simulate a steady-state gas pipeline, from input parameters set by the user for each component, in addition to providing reliable and easy results to interpret.

Mathematical models were selected for predicting the behavior of the gas flow through the pipes and the behavior of the gas compressor unit based on factors more incidents of a gas pipeline operation. The chosen models were the empirical equations for flow through a pipe, given by the American Gas Association (AGA) and to determine the power required by the compressor was used horsepower method.

The GUI software is oriented to things in order to give users more convenience and intuitive operation of the functions than SIDECOGAS 1.0 can performed in order to work as a teaching tool. The software is an opened source and it is a portable way to provide students with easy access to this tool. The design is developed around the programming language C ++ using as a backup Unified Modeling Language "UML" for users to have free access to the source code of the application and an easy understanding of it.

* Bachelor Thesis

** Faculty of Physics and Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director PhD. Jorge Luis Chacón Velasco.

NOMENCLATURA

A, B, C, D – Constantes para la determinación del calor específico

A_{ec} – Área del lado cigüeñal

A_{ep} – Área del lado pistón

C – Aclaramiento del cilindro

C_{codo} – Cantidad de codos

C_p – Calor Específico a presión constante

C_v – Calor Específico a volumen constante

C_{valv} – Cantidad de válvulas

D – Diámetro

D_i – Diámetro interior

D_N – Diámetro normalizado

$D_{Recomendado}$ – Diámetro recomendado

D_{ROD} – Diámetro del vástago

E – Factor de energía potencial sobre el flujo de gas

E, F, T – Factores de junta longitudinal, diseño y temperatura

f – Factor de fricción

f_{avg} – Factor de fricción promedio

f_{Codo} – Pérdida en los codos

f_{valv} – Pérdidas en la válvula

F_c – Fuerza en el vástago a compresión

F_t – Fuerza en el vástago a tensión

f_T – Factor de transmisión

F_{ROD} – Fuerza en el vástago

G – Gravedad específica

g – Gravedad

HP – Potencia

HP_{ad} – Carga adiabática

h_L – Pérdida menor

h_1, h_2 – Pérdida de energía menor diámetro y mayor diámetro
 k – Razón de calores específicos
 k_{avg} – Razón de calores específicos promedio
 K_{Curvas} – Coeficiente de pérdidas de las curvas
 K_d – Rugosidad debida a curvas, soldaduras y accesorios
 K_e – Factor de rugosidad efectiva
 $K_{entrada}$ – Pérdida de fricción a la entrada tubería
 K_i – Rugosidad interfacial
 K_s – Rugosidad de la superficie
 $MAWP$ – Máximo esfuerzo permisible en los cilindros
 M_w – Masa molar
 N_{seg} – Factor de seguridad cilindros
 n – Número de subdivisiones
 n – Número de curvas de 90°
 L – Longitud total de la tubería
 L – Pérdida por lubricación
 L_e – Longitud equivalente
 L_{acc} – Longitud equivalente debida a accesorios
 P – Presión
 P_1 – Presión de entrada
 P_2 – Presión de salida
 P_{avg} – Presión promedio
 P_b – Presión a condiciones estándar
 P_{Cr} – Presión crítica
 P_d – Presión de descarga
 PD_s – Volumen total desplazado por revolución de todos los cilindros
 P_r – Presión Reducida
 P_s – Presión de succión
 Q – Flujo volumétrico
 $Q_{b,SCF}$ – Flujo volumétrico a condiciones estándar en SCFD

Q_{Cooler} – Calor disipado por los coolers
 Q_d – Caudal de descarga
 R – Constante del gas
 rc – Relación de compresión
 rc_T – Relación de compresión total
 Re – Número de Reynolds
 Re_{avg} – Número de Reynolds promedio
 R_u – Constante universal de los gases
 $RPM_{m\acute{a}x}$ – Revoluciones máximas en el pistón del compresor
 s – Espesor de pared
 sP_C – Presión pseudocrítica
 sP_r – Presión pseudoreducida
 sT_C – Temperatura pseudocrítica
 sT_r – Temperatura pseudoreducida
 S_y – Esfuerzo admisible
 T – Temperatura
 T_1 – Temperatura de entrada
 T_2 – Temperatura de salida
 T_{avg} – Temperatura promedio
 T_{amb} – Temperatura ambiente
 T_b – Temperatura estándar
 T_{Cr} – Temperatura crítica
 T_r – Temperatura reducida
 v – Velocidad del fluido
 V – Volumen
 V_a, V_b – Velocidad de las líneas de menor y mayor diámetro
 $V_{d,pulsa}$ – Volumen del amortiguador al lado de la descarga
 $V_{Erosional}$ – Velocidad erosional
 V_p – Velocidad del pistón
 $V_{Recomendada}$ – Velocidad recomendada

V_{sonica} – Velocidad sónica
 $V_{s,pulsa}$ – Volumen del amortiguador al lado de la succión
 X, Y, K – Constantes para el cálculo de la viscosidad
 X_i – Fracción molar de cada componente
 Z – Factor de compresibilidad
 Z_{avg} – Factor de compresibilidad promedio
 Z_b – Factor de compresibilidad a condiciones estándar.
 \dot{m} – Flujo Másico
 η – Eficiencia global
 η_m – Eficiencia mecánica
 η_v – Eficiencia volumétrica
 ρ – Densidad
 ρ_{avg} – Densidad promedio
 ρ_d – Densidad de descarga
 ρ_b – Densidad bajo condiciones estándar
 ρ_{molar} – Densidad molar de la mezcla de gases
 ρ_s – Densidad de succión
 ΔH – Cambio de elevación
 ΔH_n – Cambio de altura de cada subdivisión
 ΔP – Caída de presión
 ΔL – Longitud de cada subdivisión
 μ – Viscosidad dinámica
 μ_{avg} – Viscosidad dinámica promedio
 $\% \Delta P_{Amort,d}$ – Porcentaje de pérdida de presión de descarga
 $\% \Delta P_{Amort,s}$ – Porcentaje de pérdida de presión de succión
 θ_2, θ_3 – Angulo de cambio de diámetro
 β – Relación de diámetros
 $L'_e, Y, K_W, X', a', b', \theta, V_p, n, E_f, F_c^*, P_m, a, b$ – Factores determinantes para calcular el diámetro económico, óptimo.

INTRODUCCION

El hombre siempre busca la manera de mejorar su calidad de vida, disminuyendo al máximo el esfuerzo que debe realizar para cumplir con sus tareas y buscando el mayor rendimiento en las labores y procesos que realiza, esto es fácilmente evidenciable en el creciente uso de herramientas computacionales por parte de las nuevas generaciones de estudiantes y profesionales para optimizar su aprendizaje o trabajo.

Los fenómenos naturales siempre han sido fuente de curiosidad para el hombre, el cual ha tratado de dar explicación a cada uno de ellos y formular un modelamiento matemático capaz de explicar y predecir el comportamiento de cierto sistema. Dichos modelos se modifican y refinan día a día tratando de encontrar siempre la mejor solución a determinado problema, y es en este punto, donde las herramientas computacionales juegan un papel importante, puesto que ofrecen la posibilidad de agilizar y optimizar tareas que antiguamente debían realizarse manualmente lo que limitaba el rendimiento durante el desarrollo de las mismas.

El gas natural es un combustible que necesita de poca transformación para ser utilizado en la industria, el transporte o los hogares, por lo cual es considerado como una buena opción de energía comparado con los demás combustibles tradicionales a base de hidrocarburos. El transporte del gas desde su yacimiento hasta el punto de entrega al cliente comprende una gran obra de ingeniería debido al cuidado en su manejo y el costo que conlleva, por esta razón se deben optimizar al máximo todos los procesos llevados a cabo desde la producción hasta el transporte del gas natural para aprovechar al máximo este recurso no renovable.

El presente trabajo de grado tiene como intención promover la utilización de herramientas computacionales como parte del aprendizaje además de motivar al

estudiante en el ámbito de la investigación sobre el transporte y aprovechamiento de fluidos.

SIDECOGAS 1.0 se ha diseñado con una interfaz de trabajo orientada a objetos con un entorno intuitivo y agradable con el fin de crear un ambiente propicio para facilitar el aprendizaje por parte del alumno de ingeniería y público en general interesado por el comportamiento de un gasoducto o cualquiera de sus componentes y los fenómenos físicos y termodinámicos que ocurren en el proceso. Esta herramienta es un trabajo que requiere constante mejoramiento puesto que las variables que estudia abarcan la mayoría de ramas de la ingeniería moderna y está íntimamente ligada al desarrollo de nuevos materiales y tecnologías.

1. FORMULACION DEL PROBLEMA

En el programa académico de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander abarca la gran mayoría de áreas de la ciencia aplicada en ingeniería de interés para la carrera de Ingeniería Mecánica, pero desde un enfoque muy teórico, actualmente es evidente la carencia de medios o herramientas prácticas que complementen el aprendizaje de los estudiantes.

Algunas áreas fundamentales del conocimiento de la carrera de Ingeniería Mecánica como el caso de la transferencia de calor, Máquinas Térmicas Alternativas (MTA), el transporte y aprovechamiento de fluidos necesitan una adecuada fundamentación teórica, además de un complemento práctico, que brinde una mejor comprensión de la información por parte del estudiante y contextualice lo visto en la academia, que puede ser mediante prácticas en laboratorios con la debida instrumentación o con actividades mediante la utilización de software especializados en la materia y de uso educativo. En la figura 1 se muestra la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

Figura 1. Escuela de Ingeniería Mecánica.



Fuente. Recuperado de www.uis.edu.co

Los laboratorios existentes en la escuela de Ingeniería Mecánica solo cubren un pequeño segmento de una formación integral que debe tener todo ingeniero mecánico, adicional a esto, las herramientas computacionales y laboratorios virtuales no cumplen totalmente los requerimientos ni están adaptadas para su propósito de aprendizaje y son poco utilizadas y promovidas por parte de estudiantes y docentes.

Un campo de interés que atrae a los estudiantes es el manejo de combustibles gaseosos, por ello surge el siguiente interrogante ***¿Es adecuado el análisis de redes de gasoductos para la formación de un estudiante de mecánica?*** El estudio de redes de transporte de hidrocarburos en su etapa de análisis y diseño abarca gran cantidad de temas estudiados en el ciclo básico y ciencias básicas, este software puede funcionar como herramienta de evaluación donde el estudiante debe utilizar e implementar los fundamentos científicos adquiridos durante la mayor parte de su carrera. Esta área del transporte de gases a través de redes no cuenta con una herramienta computacional adecuada para la implementación de actividades educativas o el uso de los estudiantes.

2. JUSTIFICACION

De acuerdo a la problemática anteriormente expuesta se pretende diseñar y desarrollar la primera fase de una herramienta computacional que ayude en el proceso de aprendizaje, que pueda funcionar como una alternativa confiable en la formación práctica y experimental de los estudiantes que cursen materias especializadas en la Ingeniería Mecánica, y así fortalecer sus conocimientos y habilidades. El sistema debe ofrecer una gran flexibilidad en su manejo, para que pueda ser implementado como parte de un laboratorio virtual, material didáctico del docente y herramienta para resolver diversos problemas de ingeniería.

Con el motivo de dar un carácter educativo en el software se utilizara la Metodología UML y herramientas apropiadas para el modelado y análisis de sistemas orientados a objetos, el cual tiene como finalidad simplificar el uso del software por parte del estudiante o docente, dar un entorno didáctico para satisfacer el objetivo de herramienta académica y que cumpla con los estándares de calidad establecidos por la Universidad Industrial de Santander.

La herramienta informática debe tener la capacidad de ejecutarse en diversos sistemas operativos como Windows, Linux, Solaris y Mac-Os para ofrecer mayores alternativas a los usuarios utilizando el lenguaje de programación C++, dada su alta compatibilidad, mantenibilidad y confiabilidad. Se debe procurar tener una plataforma robusta que puede contener las futuras etapas o complementos del software como tal.

Este software pretende promover el uso y desarrollo de herramientas virtuales de programación en el desarrollo de problemas y proyectos de ingeniería, destacando los beneficios que estos conllevan en la eficiencia de procesos y análisis de problemas, además de ofrecer nuevas alternativas educativas y evaluativas para el área práctica de la carrera.

La herramienta computacional debe contener un apropiado modelado matemático del proceso de transporte y de los diferentes fenómenos que se presenten durante el proceso de funcionamiento y operación de un gasoducto,

enunciando y acogiendo las leyes físicas por las cuales se rigen, necesarias para obtener los resultados más confiables durante la simulación y mostrar apropiadamente al usuario el funcionamiento interno de la herramienta durante el desarrollo del problema. También, se diseñará un sistema de toma de datos y análisis de resultados para brindarle al software un carácter educativo y facilitar la comprensión e interpretación de dichos procesos durante la simulación.

3. OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

Contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander, de formar ingenieros de alta calidad técnica y científica, mediante el diseño y desarrollo de un software educativo a través del modelado y simulación de un gasoducto basados en los fenómenos físicos, químicos y de transporte que puede ser utilizado como una herramienta educativa a modo de laboratorio virtual para los estudiantes de la Escuela de Ingeniería Mecánica, principalmente para materias como termodinámica, transferencia de calor, máquinas térmicas alternativas, sistemas de transporte y aprovechamiento de fluidos entre otras.

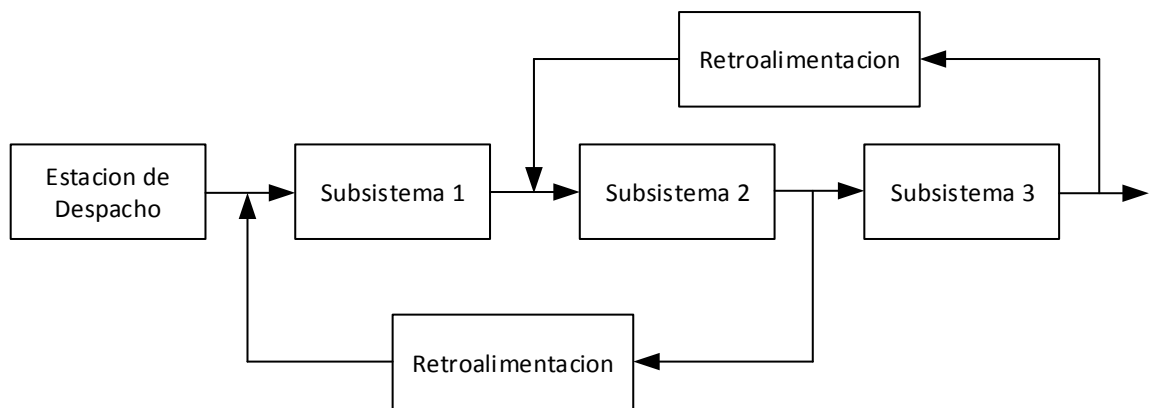
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Hacer una investigación bibliográfica sobre las diferentes herramientas para el modelado y simulación de redes de gasoducto o sistemas de transporte de gas.
- Identificar las principales leyes físicas involucradas en el funcionamiento de un gasoducto en estado estacionario y seleccionar los diferentes modelos matemáticos que describan de mejor manera su operación. Los modelos a seleccionar tendrán en cuenta requerimientos de diseño y operación, tales como satisfacer factores determinantes ocasionados por la topografía, climatología, fenómenos naturales, etc.
- Diseñar la primera fase de una herramienta computacional que describa el comportamiento fundamental de operación de un gasoducto a partir del diseño de diferentes elementos como: compresores, tuberías, válvulas, intercambiadores y demás componentes, en el cual se pueda analizar el comportamiento de cada una de estos sistemas para dar respuesta a

parámetros de entrada. La herramienta tendrá en cuenta solamente los siguientes aspectos:

- ✓ Diseño conceptual del software de simulación del gasoducto mediante la metodología UML y casos de uso.
 - ✓ Diseño del módulo del software: Selección del compresor del gasoducto por el método del caballaje.
 - ✓ Modelado y simulación del flujo de gas natural a través de un tramo de tuberías que tome en cuenta la inclinación, curvaturas, etc.
- Implementar un sistema de retroalimentación que vincule los subsistemas del gasoducto, realizando un análisis de sensibilidad con el cual se pueda optimizar el rendimiento de cada uno de ellos y del sistema en general en aspectos como la eficiencia, rendimiento y costo. En la figura 2 se muestra un esquema de un sistema de retroalimentación que relaciona a varios subsistemas.

Figura 2. Sistema de Retroalimentación.



- Desarrollar la simulación mediante herramientas de programación como Matlab/Scilab y Simulink como primera etapa del proyecto, para después trasladarlo a un lenguaje de programación como por ejemplo: C, C++ y así

ofrecer mayor accesibilidad para la ejecución de las próximas fases del proyecto u otros proyectos de investigación relacionados a este.

- Elaborar la bibliografía del proyecto que incluye: manual científico, manual de diseño de la herramienta computacional mediante la metodología UML, manual de instalación y manual de usuario.

4. ANALISIS DE LA INFORMACION RECOPIADA

En esta sección se dará desarrollo al primer objetivo planteado, en el cual se realiza una selección y análisis de la información existente acerca del funcionamiento y operación de un gasoducto.

4.1 ANTECEDENTES Y HERRAMIENTAS BIBLIOGRAFICAS SOBRE EL MODELADO Y SIMULACION DE UN GASODUCTO.

A continuación se analizan las referencias bibliográficas más importantes que fueron consultadas, entre las cuales se encuentran tesis de grado, libros, manuales y normas técnicas.

- GALLEGOS ALVAREZ, Lazaro. ***“Programa para el cálculo de tuberías y bombas centrífugas en procesos de refinación”***. Trabajo de grado ingeniero químico. Santo Domingo Tehuantepec Oaxaca: Universidad del Istmo. Escuela ingeniería química. 2011.18-70p y 120-107p.

Este proyecto de grado brinda un modelo de enfocado al dimensionamiento específico de tuberías de procesos que transportan gas en condiciones isotérmicas, este dimensionamiento asocia el cálculo de diámetro nominal, cálculo de la velocidad y caídas de presión para la tubería existente además de mostrar un criterio de dimensionamiento con base al diámetro económico óptimo de la tubería para poder determinar costos relativos de inversión.

- AVILA SALAS, Yudith A et. al. ***“Transporte de hidrocarburos por ductos”***. Trabajo de grado ingeniero químico petrolero. México, D, F: Instituto Politécnico Nacional. Escuela superior de ingeniería y arquitectura ciencias de la tierra Unidad Ticomán. 2009.

En este proyecto brinda generalidades especiales del gas natural en torno a la composición del gas natural, características del gas natural, propiedades del gas natural, usos del gas natural y una breve normatividad y marco gubernamental de las reglas, normas y códigos del transporte de hidrocarburos por ductos que nos ayudaron para nuestro proyecto.

- GONZALEZ, A Herrán et.al. “**Modeling and simulation of gas distribution pipeline network**”. [Online][Consultado junio 8/2014]. Available in < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0307904X08000607> > Este artículo presenta el modelado y simulación de una red de distribución de gas, con énfasis en el modelamiento de transporte de gas a través de tuberías en la que define las principales características dinámicas acogiendo las principales leyes físicas de flujo unidireccional e isotérmico. Además muestra modelos simplificados derivados del conjunto de ecuaciones diferenciales parciales que rigen la dinámica del proceso e implementan diferentes alternativas para la resolución del problema mediante métodos numéricos.
- PILL-JANG, Sung et.al. “**Numerical study on leakage detection and location in a simple gas pipeline branch using an array of pressure sensors**”. [Online]. [Consultado junio 8/2014]. Available in < <http://link.springer.com/article/10.1007%2Fs12206-010-0216-8> > Este artículo presenta información útil para la supervisión del estado de operaciones de la red de tuberías de un gasoducto, mediante criterios de detección de fugas y la utilización de señales transitorias de una matriz de sensores de presión.
- Bagheri, A y Behbahani-Nejad M. “**A MATLAB Simulink Library for Transient Flow Simulation of Gas Networks**”. World Academy of Science, Engineering and Technology [Online] 2008, vol. 2 no 7- [Consultado Abril 17/2015], pp. 134-149 Available in < http://research.nigc.ir/files/Info_Res/Articles/Simulink_R24.pdf >

Este artículo presenta una simulación de flujo transitorio en tuberías y redes de gas. La simulación se basa en los modelos de función de transferencia y MATLAB-Simulink. Las funciones de transferencia de las ecuaciones no lineales son derivadas para diferentes tipos de condiciones de contorno y para cualquier tipo de frontera debido a que esto lo modela MATLAB-Simulink. La simulación propuesta en este artículo se valida mediante esquemas de diferencias finitas convencionales y dentro de la simulación se incorporan parámetros como efectos de inercia e inclinación sobre la tubería.

- GREENE, Richard W. **Compresores: Selección, uso y mantenimiento “Claves para la selección de compresores”**. México: Mc Graw-Hill, 1992. 15- 32p.

Este libro presenta información acerca del manejo de gases en plantas de proceso en donde se tiene presiones muy altas hasta un vacío en muchas condiciones de flujo. Se presenta un análisis de las características del equipo para hacer una selección preliminar del compresor recíprocante de tipo y tamaño adecuados según el método del Caballaje por millón, en se adecúa toda la parte matemática referente a dicha selección.

- MENON, E Shashi. **“Gas Pipeline Hydraulics. New York”**: Taylor & Francis Group, LLC, 2005, 1-83p.

Este libro presenta un recopilación acerca de las propiedades básicas de gas natural y otros fluidos compresibles que son importantes en la comprensión de cómo se comporta el gas bajo diversas condiciones de presión y temperatura a medida que fluye a través de una tubería. También presenta información acerca de las propiedades de las mezclas de gases de hidrocarburos, tales como la gravedad, la viscosidad y compresibilidad, los cuales se analizan mediante modelados matemáticos.

- MOHITPOUR, M, GOLSHAN H, MURRAY A. **“Pipeline Design & Construction: A Practical Approach”**. 2th ed., 2000, 604p.

Este libro presenta ecuaciones generales de flujo para flujo compresible en una tubería, las cuales se analiza las diversas variaciones en las que se ve afectado. Se presenta un estudio detallado de ecuaciones en relación a los regímenes de flujo en diferentes sistemas de transmisión de gas como lo son (Parcialmente turbulento y totalmente turbulento). Estas ecuaciones de transmisión son ampliamente utilizadas, donde se mostrara su modelamiento matemático, aplicaciones ventajas y limitaciones. Este libro muestra la compresión isotérmica de un gas, bajo la implementación de unas ecuaciones teóricas en las que se estudia en la etapa de compresión, el calor que se le retira al sistema para mantener constante la temperatura del gas.

- GPSA Engineering Data Book, “**Compressors and Expanders and Fluid Flow and Piping**”, 12th ed., Sec. 13 – Sec 17, Gas Processors Supply Association, Tulsa, Oklahoma, 2004c.

Este libro permite tener una visión amplia acerca del modelamiento estructural y funcional de los compresores reciprocantes, en el cual consideran varios parámetros operativos de su funcionamiento en el motor. Otro aspecto a considerar en este libro es la precisión a la hora de utilizar ecuaciones empíricas diseñadas para predecir el transporte de gas natural analizando la capacidad de flujo presente sobre una línea de un tramo de un gasoducto, donde interviene regímenes de flujo, pérdidas de carga o presión asociadas.

- McAllister, E. W. “**Pipeline Rules of Thumb Handbook**” , A manual of quick, accurate solutions to everyday pipeline engineering problems, 7th ed, USA. Sec 3, Sec 10, Sec 11, 2009.

Este Handbook presenta una recopilación teórica referente al diseño de un tramo de tuberías según las diferentes normas que lo rigen, parámetros de diseño en torno a curvas y demás factores presentes. Por otra parte se encuentra todo lo referente al cálculo de rendimiento de compresores reciprocantes, la estimación del volumen de succión y de descarga del amortiguador de pulsaciones y la determinación de la potencia de compresión, además de parámetros

característicos de esta estación compresora. Este Handbook muestra las ecuaciones de uso común para el cálculo de flujo de gas por las tuberías, equivalencias de longitudes para múltiples líneas, cálculo de velocidad del gas en la tubería y todo lo referente al transporte de gas sobre una red de un tramo de un gasoducto.

- API STANDARD 618, “**Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services**”, API 618:1995. 4 ed. Washington, D.C. Chapter: 1, 2, 3, 4, 5.

Esta Norma se basa en el conocimiento de compresores alternativos para uso de compañías de petróleo, químicos y de la industria del gas, donde se analiza aspectos de diseño de los equipos, la aplicación y operación con el propósito de hacer una selección adecuada.

- The American Society of Mechanical Engineers. “**Gas Transmission and Distribution Piping Systems**”. ASME B 31.8. New York: ed 1995,1995. 170p. Este código establece los requerimientos necesarios para el diseño seguro y la construcción de tuberías a presión.

5. FUNDAMENTOS TEORICOS

5.1 GENERALIDADES DEL GAS NATURAL

A continuación se presentan los fundamentos teóricos del gas natural y sobre la operación de gasoductos utilizados para el transporte de gas natural.

5.1.1 ¿Qué es el gas natural?. El gas natural es una fuente de energía no renovable de origen fósil y se encuentra normalmente en el subsuelo marino y terrestre, es una mezcla combustible rica en gases de gran poder calorífico tales como hidrocarburos livianos, que está compuesta principalmente por metano y etano, y en menor proporción por propano, butanos, pentanos e hidrocarburos más pesados. Se considera al gas natural como uno de los combustibles fósiles más limpios, cuando se quema produce principalmente dióxido de carbono en estado gaseoso, vapor de agua y pequeñas cantidades de óxidos de nitrógeno, dicha información fue extraída de la página web oficial de ECOPETROL¹ y el sitio web de Gas Natural Fenosa².

Al igual que el petróleo el gas natural se encuentra acumulado en el subsuelo en estructuras geológicas llamadas trampas donde los hidrocarburos están contenidos en la porosidad de las rocas formándose lo que se conoce como un yacimiento. El gas natural puede encontrarse en varios estados dependiendo de su ubicación y del yacimiento:

- Gas Asociado: Es el gas que se encuentra en un yacimiento junto con petróleo, puede encontrarse formando una capa de gas en la parte alta del yacimiento o mezclado directamente con el petróleo.

¹ ¿Qué es el gas natural?, Sitio web ECOPETROL, 2004, <http://www.ecopetrol.com.co/>

² El gas Natural ¿Qué es?, Sitio web de Gas Natural Fenosa, <http://www.gasnaturalfenosa.com.co/>

- Gas Libre o no asociado: Es cuando el gas natural se encuentra en un yacimiento con proporciones muy bajas de hidrocarburos líquidos.

También se puede considerar una clasificación del gas natural partiendo de su composición química, importante para conocer el poder calorífico que puede proporcionar:

- Gas Rico o Húmedo, es aquel que contiene cantidades considerables de hidrocarburos líquidos debido a una alta concentración de hidrocarburos pesados como los del orden superior al metano.
- Gas Pobre o Seco, es cuando el gas natural está conformado principalmente de metano.

5.1.2 Composición del gas natural. El principal componente del gas natural es el metano, que usualmente constituye el 80% del mismo. Sus otros componentes son el etano, el propano, el butano y otras fracciones más pesadas como el pentano, el hexano y el heptano. Por lo general, el gas contiene un pequeño porcentaje de impurezas como son el nitrógeno, bióxido de carbono, helio, oxígeno, vapor de agua y otras que son también de combustión limpia, y a diferencia del petróleo el gas natural no requiere procesos muy complejos para la eliminación de estas impurezas.

La composición química varía según el yacimiento del que se extrae. En Colombia una composición química típica del gas natural sería la que se encuentra en la siguiente tabla, tomada de los registros de Gas Natural Fenosa.

Figura 3. Composición Típica del Gas Natural en Colombia

CONSTITUYENTE	FORMULA QUIMICA	COMPOSICION POR VOLUMEN (%)
Metano	CH ₄	81,86
Etano	C ₂ H ₆	11,61
Propano	C ₃ H ₈	1,92
I-Butano	C ₄ H ₁₀	0,23
N-Butano	C ₄ H ₁₀	0,22
Nitrógeno	N ₂	0,9
Dióxido de Carbono	CO ₂	3,18

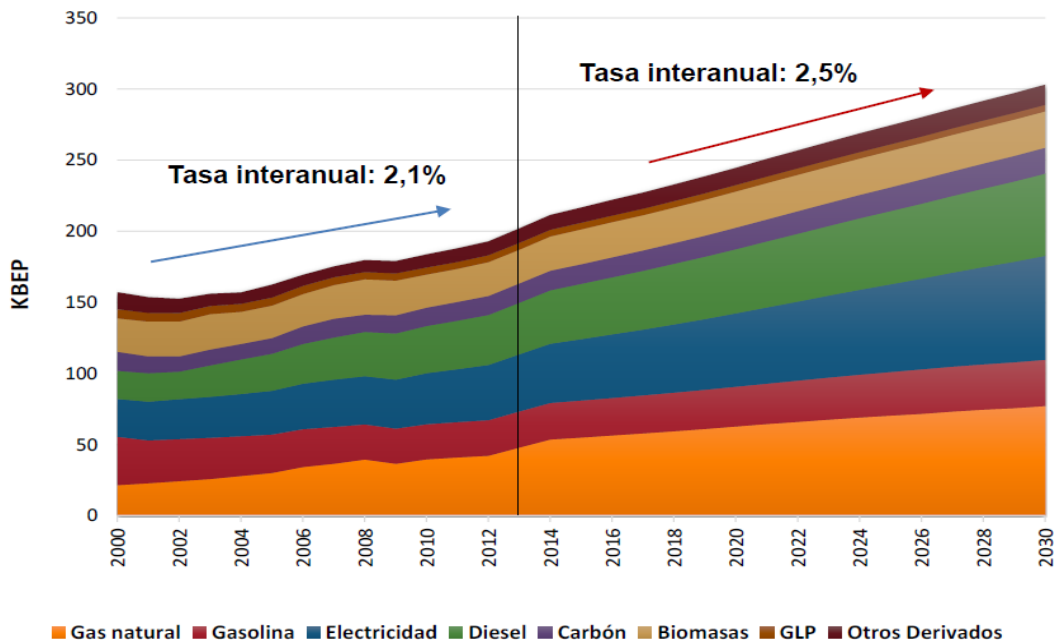
Fuente. Gas Natural Fenosa - <http://www.gasnaturalfenosa.com.co/>

5.1.3 El gas natural en Colombia El país cuenta actualmente con catorce campos principales de producción de gas natural, los cuales se encuentran localizados en cuatro regiones: Costa Atlántica, Santander, Llanos Orientales y en el Huila-Tolima. Las cuencas de la Guajira y de los Llanos Orientales son las de mayor producción; en el primer trimestre de 2013 contribuyeron con alrededor del 50% y del 33% de la producción nacional respectivamente según datos expuestos por Ecopetrol.³

Para demostrar la importancia que tiene el gas natural en los principales sectores de la economía del país y su consumo con relación a otras formas tradicionales de energía se presenta en la figura 4 tomada de un estudio realizado por la Unidad de Planeación Minero Energética de Colombia en abril del 2014.

³ Página oficial de ECOPETROL, <http://www.ecopetrol.com.co/>

Figura 4. Fuentes de energía en Colombia



Fuente. Unidad de Planeación Minero Energética de Colombia.

5.1.4 Aplicaciones más importantes del gas natural. El gas natural es una fuente de energía muy versátil y por ello tiene diferentes usos y aplicaciones para los sectores industrial, terciario (comprendido por los comercios y servicios), residencial, vehicular y para la generación de energía eléctrica. En la tabla 1 se muestran los principales sectores que utilizan el gas natural en Colombia y sus diferentes aplicaciones.

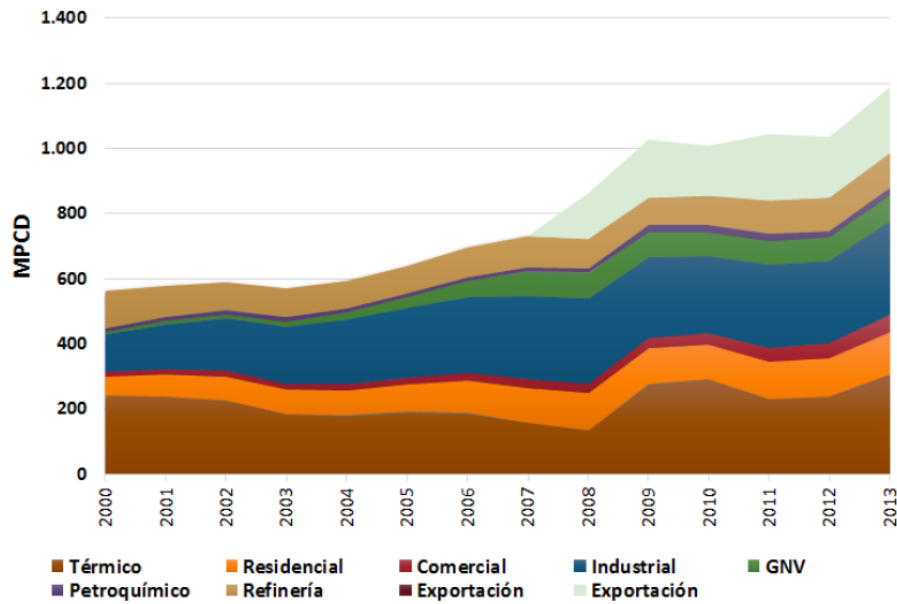
Tabla 1. Aplicaciones del gas natural.

SECTOR	USOS	
Industrial	<ul style="list-style-type: none"> - Refinerías de petróleo - Industria del vidrio - Minas de ferroníquel - Industria alimenticia - Hierro y acero 	<ul style="list-style-type: none"> - Pulpa y papel - Industria del cemento - Cerámica - Industria textil
Petroquímico	<ul style="list-style-type: none"> - Urea - Alcoholes - MTBE - Etileno - ETC 	<ul style="list-style-type: none"> - Nitrato de amonio - Aldehídos - Acetileno - Polietileno
Termoeléctrico	<ul style="list-style-type: none"> Turbogeneradores - Calderas (turbinas a vapor) - Plantas de ciclo combinado 	<ul style="list-style-type: none"> - Plantas de ciclo "STIG" - Plantas de cogeneración - Plantas de trigeneración
Doméstico y comercial	<ul style="list-style-type: none"> - Cocinas - Secadoras de ropa - Refrigeración y acondicionamiento de aire 	<ul style="list-style-type: none"> Calentadores de agua - Calefacción Restaurantes - Hoteles
Transporte	<ul style="list-style-type: none"> - GNV - Gas Natural Vehicular comprimido en reemplazo de gasolina motor. 	

Fuente. Extraída de la página de ECOPETROL, <http://www.ecopetrol.com.co/>

El uso del gas natural en estas aplicaciones puede sustituir otras formas de energía como la electricidad, gas licuado del petróleo, ACPM, queroseno, fuel oil, crudos pesados y carbón en el área industrial; gasolina y diésel en el transporte ; y electricidad, gas licuado del petróleo, queroseno en el sector doméstico y comercial.

Figura 5. Consumo de gas natural por sectores.



Fuente. Unidad de Planeación Minero Energética de Colombia.

Como se muestra en la figura n° 5, los sectores que más consumen gas natural en Colombia son el termoeléctrico, Industrial y residencial, además de una creciente exportación de dicho producto desde los últimos años según un estudio realizado por el Consejo Nacional de Operación del Gas Natural.⁴

5.1.5 Propiedades del gas natural. Para predecir el comportamiento de una sustancia en estado gaseoso se utilizan las ecuaciones de estado, entre ellas se encuentra la más sencilla la cual es la ecuación de estado de un gas ideal la cual describe de forma aproximada el comportamiento $P - v - T$ de un gas. Esta ecuación fue formulada por Robert Boyle y posteriormente por J Charles y J. Gay Lussac quienes de modo experimental, observaron que a bajas presiones el volumen de un gas es proporcional a su temperatura, y se define en la ecuación 1.

$$P * v = R * T \quad (1)$$

⁴ Página oficial de Con-Centra, <http://www.concentra.co/>

Esta ecuación es muy inexacta, debido a que su aplicación es limitada, por lo cual se formularon otras ecuaciones de estado que representan con mayor exactitud y sin tantas limitaciones el comportamiento $P - V - T$ de las sustancias gaseosas. Las ecuaciones de estado más importantes encontradas en la literatura son:

- **La ecuación de estado de Van der Waals** que tiene dos constantes que se determinan a partir del comportamiento de una sustancia en el punto crítico y está dada en la ecuación 2.

$$\left(P + \frac{a}{v}\right)(v - b) = R * T \quad (2)$$

- **La ecuación de estado de Beattie-Bridgeman** que es una ecuación de estado basada en cinco constantes determinadas de forma experimental. Se expresa en la ecuación 3.

$$P = \frac{R_u T}{v^2} \left(1 - \frac{c}{\hat{v} T^3}\right) (\hat{v} + B) - \frac{A}{\hat{v}^2} \quad (3)$$

- **La ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin** que es una ampliación propuesta de la ecuación de Beattie-Bridgeman, en ella se consigue aumentar el número de constantes a ocho. Como se muestra en la ecuación 3.

$$P = \frac{R_u T}{\hat{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right) * \frac{1}{\hat{v}^2} + \frac{b R_u T - a}{\hat{v}^3} + \frac{a \alpha}{\hat{v}^6} + \frac{c}{\hat{v}^3 T^2} \left(1 + \frac{\gamma}{\hat{v}^2}\right) e^{-\frac{\gamma}{\hat{v}^2}} \quad (4)$$

La ecuación de estado que se asumirá para determinar las propiedades del gas natural está ligada a la exactitud de sus resultados y a la complejidad de sus cálculos. La ecuación seleccionada es la ecuación general de estado gaseoso corregida por un factor de compresibilidad Z . La corrección presente se debe a cierta desviación respecto al comportamiento de un gas ideal y se modela con respecto al comportamiento del gas real mediante la siguiente ecuación 5.

$$P * v = Z * R * T \quad (5)$$

Donde:

P – Es la presión absoluta del gas [kPa]

v – Es el volumen específico del gas [m³/kg]

T – Es la temperatura del gas [K]

R – Es la constante particular del gas

Z – Es el Factor de compresibilidad [adimensional]

Las propiedades físicas presentes en los componentes puros de los gases como lo es la presión crítica, la temperatura crítica, el peso molecular entre otros, son evaluadas bajo condiciones estándar (14.696 psi y 60 °F en el sistema de unidades inglesas). Las propiedades enunciadas posteriormente son usadas en los respectivos cálculos de las propiedades de las mezclas de gases.

5.1.5.1 Masa molecular de la mezcla de gases. La masa molecular es una propiedad particular de cada compuesto químico, la cual está formada por diferentes grupos de átomos que se combinan en una estructura o fórmula específica. La suma de todos los pesos atómicos de sus átomos constituyentes son los que determinan la masa molecular de una molécula debido a que esta no posee una masa molecular específica y debe ser determinada con una mezcla de gases compuesta por moléculas de varios tamaños y pesos moleculares. Para una mezcla de gases la masa molecular está dada por la ecuación 6.

$$M_w = \sum_{i=1}^{n_c} y_i * M_{w_i} \quad (6)$$

Donde:

M_w – Es el peso molecular aparente de la mezcla de gases [Lbm/Lbmol]

y_i – Es la fracción molar del componente i

M_{wi} – Es el peso molecular del componente i [Lbm/Lbmol]

5.1.5.2 Densidad del gas ρ y densidad relativa G . Esta propiedad se define como la masa por unidad de volumen y es inversamente proporcional al volumen específico de la sustancia, puede expresarse mediante la ecuación 7.

$$\rho = 1/v \quad (7)$$

La densidad relativa o gravedad específica es una comparación de la densidad de una sustancia con la densidad de otra que se toma como referencia, que en el caso de los gases, la densidad de referencia es la del aire. Ambas densidades se expresan en las mismas unidades y en iguales condiciones de temperatura y presión, puesto que se trata del cociente entre dos densidades la gravedad específica es adimensional.

$$G = \rho / \rho_{Referencia} \quad (8)$$

También, se sugiere utilizar en algunos casos la ecuación de estado corregida en función de la densidad, como se muestra en la ecuación 9.

$$P/\rho = Z * R * T \quad (9)$$

5.1.5.3 Factor de compresibilidad de los gases Z. Es el factor de desviación de los gases, es definido como la razón del volumen ocupado por un gas a unas condiciones de temperatura y presión determinadas, entre el volumen que ocuparía ese mismo gas si estuviera bajo la misma condición de temperatura y presión, teniendo en cuenta que se comportara como un gas ideal.

El factor de compresibilidad varía en torno a la temperatura, presión y composición del gas; el cual no es un valor constante que se determina. Para determinar el factor de compresibilidad de gases puros se requiere conocer primero la temperatura y presión crítica del compuesto, estas condiciones críticas son características propias de cada componente y se obtienen de tablas físicas. En una mezcla de gases se puede utilizar las correlaciones de Standing, pero en el caso de condiciones reducidas no es conveniente tomar los datos de tablas físicas ya que las mezclas de gases no son compuestos puros, además cuando se trata de una mezcla, las condiciones críticas y reducidas no son las adecuadas, sino que debe tratarse con las condiciones en estados pseudocríticos y pseudoreducidos.

Para calcular el factor de compresibilidad bajo determinada temperatura y presión se utiliza la correlación propuesta por Standing-Karts, en el ANEXO A se muestra este procedimiento de forma detallada.

5.1.5.4 Viscosidad de los gases naturales μ . La viscosidad brinda la medida de determinación de la resistencia al flujo de los gases. En un gas la viscosidad se incrementa proporcionalmente con el aumento de presión, con la excepción de que a bajas presiones la viscosidad no depende de la presión. A bajas presiones, difiere la viscosidad de los líquidos en torno de la viscosidad de los gases y solo su valor se incrementa cuando la temperatura sufre un incremento, esto es ocasionado por la mayor actividad molecular mayor que se produce.

La correlación que estima la viscosidad de una mezcla está dada mediante el siguiente arreglo de ecuaciones las cuales son el resultado de métodos semi-empíricos dados en un laboratorio. Se ha utilizado el método de John Lee para calcular la viscosidad, este método se encuentra documentado en su libro Gas Reservoir Engineering⁵. Para más información diríjase al ANEXO A.

$$\mu = (1 * 10^{-4}) * K * \exp(X * \rho_{molar}^Y) \quad (10)$$

$$\rho_{molar} = (1.4935 * 10^{-3}) * \left(\frac{P * M_w}{Z * T} \right) \quad (11)$$

$$K = \frac{(9.379 + 0.01607 * M_w) * T^{1.5}}{(209.2 + 19.26 * M_w + T)} \quad (12)$$

$$X = 3.448 + \frac{986.4}{T} + 0.01009 * M_w \quad (13)$$

$$Y = 2.447 - 0.2224 * X \quad (14)$$

⁵LEE, John, Gas Reservoir Engineering, vol 5, cap 1, pag. 18.

Donde:

μ – Es la viscosidad del gas [cp]

ρ_{Molar} – Es la densidad Molar del gas.

5.1.5.5 Calores específicos a presión y volumen constante C_p y C_v .

Son propiedades que representan la cantidad de calor que le debemos suministrar a la unidad de masa (1kg) presente en una sustancia, a presión y volumen constante, para poder elevar un grado su temperatura en su estado inicial. El cálculo del calor específico de la mezcla a presión constante, se calcula mediante:

$$C_p = \sum_{i=1}^n X_i * C_{pi} \quad (15)$$

Donde:

C_p – Es el calor específico de la mezcla, a presión constante

X_i – Es la fracción molar del componente i

El cálculo del calor específico de la mezcla a volumen constante se calcula mediante:

$$C_v = \sum_{i=1}^n X_i * C_{vi} \quad (16)$$

Donde:

C_v – Es el calor específico de la mezcla, a volumen constante

Los calores específicos C_v y C_p pueden relacionarse mediante la constante R de la sustancia mediante la siguiente formula:

$$R = C_p - C_v \quad (17)$$

La razón entre los calores específicos se denomina como K , es adimensional y se evalúa de la siguiente manera:

$$K = \frac{C_p}{C_v} \quad (18)$$

5.2 GASODUCTOS

5.2.1 Definición de Gasoductos. Durante las etapas que conlleva el procesamiento del gas hasta su distribución hacia los consumidores se realizan extensos recorridos terrestres y marítimos, desde los pozos de producción hasta la refinería y luego a terminales de almacenamiento y distribución. El transporte del gas natural puede realizarse mediante cilindros de alta presión, aunque es poco frecuente, también se utilizan buques, barcazas y camiones criogénicos para transportar el gas. Durante el proceso se debe mantener el gas a temperaturas muy bajas para facilitar su almacenamiento y transporte, pero por lo general este proceso de transporte se realiza a través de gasoductos, ya que el método más efectivo para transportar fluidos en estado gaseoso a través largas distancias es impulsarlo por un sistema de tuberías.

Un gasoducto es un sistema conformado principalmente por redes de tuberías de acero o polietileno, que sirven para transportar gases combustibles como el gas natural, circulando a alta presión y un elevado caudal. Las tuberías de sección circular son las más utilizadas, ya que esta forma ofrece no solo mayor

resistencia estructural, sino también, mayor sección transversal para el mismo perímetro exterior que cualquier otra forma.

Los diámetros de cada tramo del gasoducto dependen de la presión a la que deba estar el gas, y también del volumen a transportar, su longitud puede variar de cientos de metros a miles de kilómetros, dependiendo de la fuente de origen, y el punto de recepción.

5.2.2 Marco legal y normatividad de la industria del gas. Existe una normatividad bien definida para los procesos involucrados en llevar a cabo la construcción de gasoductos, red de distribución de gas domiciliario y la comercialización del mismo, deben estar ceñidos a una serie de normas y leyes que rigen todos los aspectos relacionados con este propósito, tanto para los materiales utilizados en la elaboración de los diferentes equipos y accesorios, como los criterios a tener en cuenta para el diseño e implementación de redes domiciliarias de gas, garantizando la seguridad e integridad pública.

Se cuenta con gran cantidad de normas técnicas y resoluciones procedentes de entidades competentes en el ámbito internacional como lo son:

- American National Standards Institute, ANSI.
- American Petroleum Institute, API.
- American Society of Mechanical Engineers, ASME.
- American Society for Testing and Materials, ASTM.
- Departamento Norteamericano de Transporte; DOT.
- Interstate Commerce Comisión, ICC.
- ICONTEC Internacional, Colombia, NTC.

5.2.3 Clasificación dependiendo de la ubicación. Se pueden clasificar los gasoductos dependiendo de su ubicación como se muestra a continuación.

- **El gasoducto urbano** es aquel gasoducto que se compone por tuberías y demás accesorios para poder suministrar de gas natural en el interior de una población, ya sea en el sector residencial, industrial o comercial.
- **El gasoducto troncal** es aquel gasoducto que se compone por tuberías y demás accesorios para poder transportar gas desde las fuentes de abastecimiento hasta las estaciones receptoras, y que alimenta; directamente o a través de ramales, gasoductos urbanos, industrias y termo eléctricas.
- **El gasoducto ramal** es aquel gasoducto que se compone por tuberías y demás accesorios para poder suministrar gas natural, que se deriva de un gasoducto troncal y alimenta gasoductos urbanos, industrias y termoeléctricas. El ramal podrá hacer parte del gasoducto troncal.

5.2.4 Gasoductos en Colombia. El gas natural en Colombia se transporta desde las zonas de producción hasta las zonas de consumo por medio del Sistema Nacional de Transporte (SNT) que comprende el conjunto de gasoductos localizados en el territorio nacional, excluyendo conexiones y gasoductos dedicados, que vinculan los centros de producción de gas del país con las puertas de ciudad, sistemas de distribución, usuarios no regulados, interconexiones internacionales o sistemas de almacenamiento.

Según la página web oficial de ECOPETROL en Colombia hay varios campos de producción de gas natural, las cuencas de la Guajira y de los Llanos Orientales son las de mayor producción; *“en el primer trimestre de 2013 contribuyeron con alrededor del 50% y del 33% de la producción nacional respectivamente”*.

La Red Nacional de Transporte de gas natural, está compuesto por los siguientes sistemas:

- De la Costa Atlántica: Conformado por el sistema troncal que vincula la conexión de los campos de gas natural de La Guajira, Córdoba y Sucre, con las puertas de ciudad localizadas en Riohacha, Santa Marta, Barranquilla,

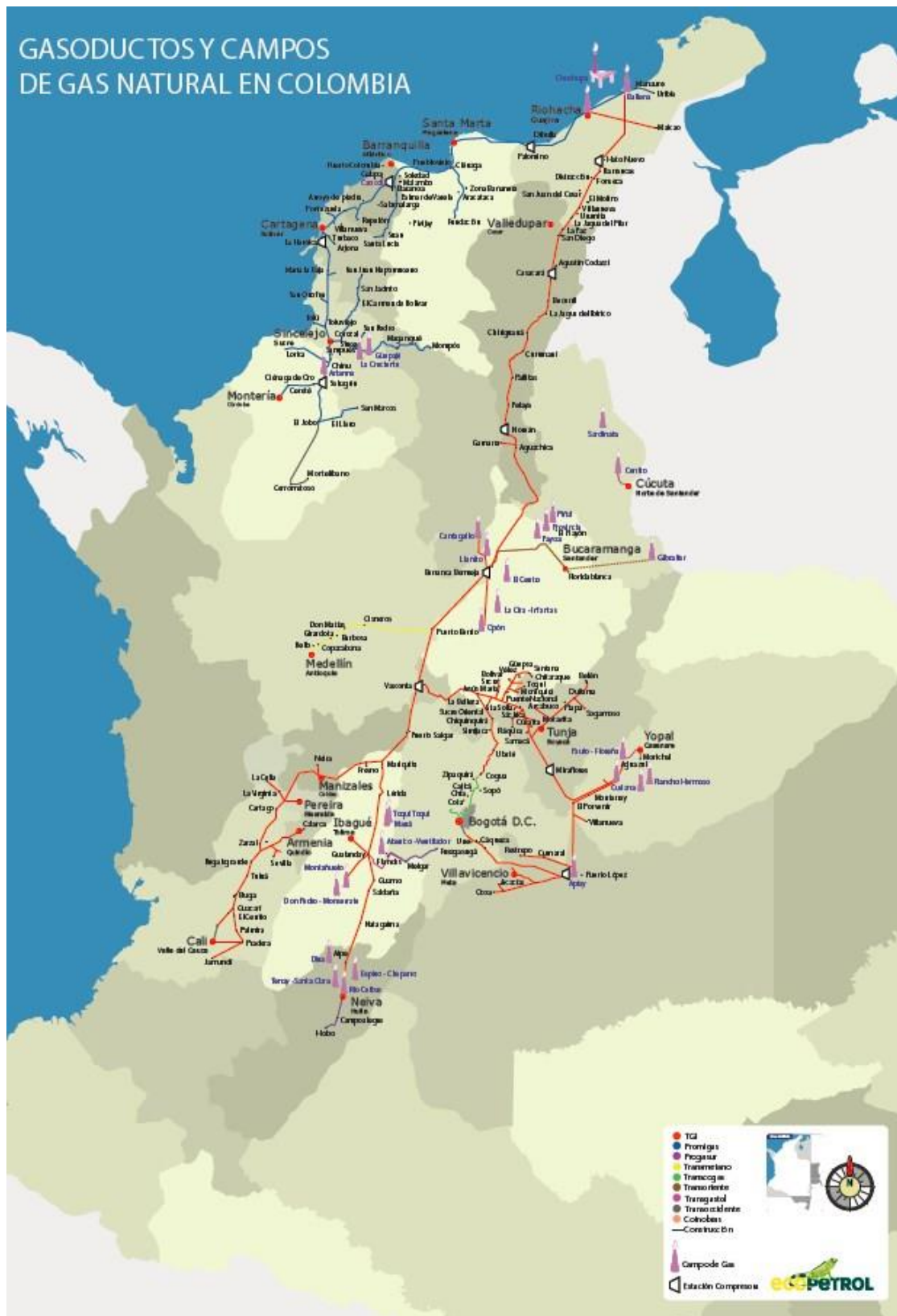
⁶ Página web ECOPETROL, <http://www.ecopetrol.com.co/>

Cartagena, Sincelejo y Montería, incluyendo las conexiones de otros campos menores y los subsistemas que se conecten a esta troncal.

- Del Centro: Es la troncal que hace la conexión de los campos de gas natural de la Guajira con la puerta de ciudad de Barrancabermeja (Santander) y los subsistemas y ramales que se conecten a esta troncal.
- Del Interior: Está compuesto por el sistema troncal que vincula la conexión de los campos de gas natural de Casanare, Meta, Tolima, Huila, Santander, y otros existentes en el interior del país, con las ciudades de Villavicencio, Neiva, Medellín, Bucaramanga, Cali y Bogotá, entre otras.

En la figura n° 6 se muestra el mapa de los gasoductos y campos de gas natural existentes en Colombia, dicho mapa fue extraído de la página oficial de ECOPEPETROL.

Figura 6. Mapa de Gasoductos en Colombia



Fuente: ECOPETROL, <http://www.ecopetrol.com.co/>

Las principales empresas transportadoras de gas natural en Colombia son:

- Transportadora de Gas Internacional - TGI.
- Promigas.
- Promotora de Gases del Sur - Progasur.
- Transportadora de Metano - Transmetano.
- Transportadora Colombiana de Gas - Transcogas.
- Sociedad Transportadora de Gas del Oriente - Transoriente.
- Transportadora Gasoducto del Tolima - Transgastol.
- Transoccidente.
- Coinobras.

De estas empresas las más importantes son TGI y Promigas debido a que cubren una mayor extensión en el trazado de sus redes tal como puede observarse en la figura n° 6.

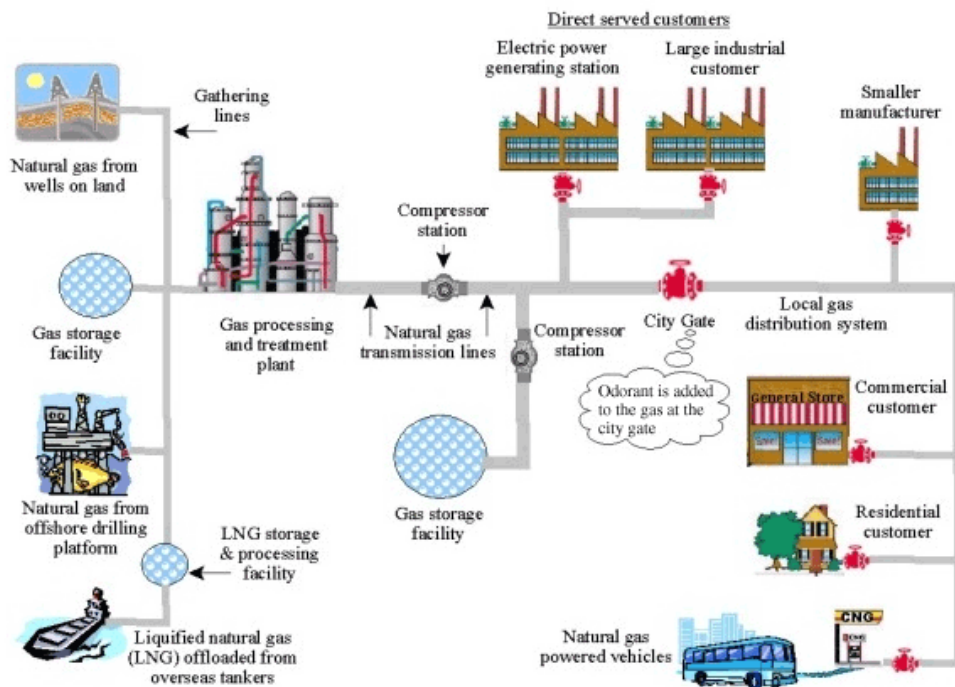
5.2.5 Elementos que conforman un gasoducto. Los principales componentes de un gasoducto se muestran en la figura n°7 y se enumeran a continuación:

- Sistemas de tuberías.
- Estaciones de compresión.
- Estaciones control.
- Estaciones de recepción y despacho.
- Estaciones de medición.

Una estación compresora de gas tiene como función elevar la presión del fluido, con el fin de suministrar la energía necesaria para su transporte. Un sistema de compresión para un gasoducto cuenta con una línea de succión donde el gas natural inicia su recorrido, pasando luego por unos medidores de flujo computarizados que son los encargados de medir en tiempo real y almacenar toda la información relacionada con el flujo de gas a la entrada, como puede ser

datos de presión, temperatura, densidad y caudal. El gas luego pasa por unos mecanismos denominados scrubbers, que se encargan de extraer el posible contenido de líquido y así contar con un flujo de gas en una sola fase, después continua su camino hasta llegar a los compresores. Por último el gas sale por las tuberías de descarga de la estación compresora con una presión mucho más elevada que la de entrada para pasar por los últimos niveles de sensores y así tener el control de los parámetros del flujo de salida.

Figura 7. Esquema general de un gasoducto y sus partes.



Fuente. U.S. Department of Transportation Pipeline and Hazardous Materials Safety Administration, PHMSA, <http://www.phmsa.dot.gov/>

El sistema de tuberías en un gasoducto es parte primordial, ya que comprende una extensa cantidad de redes muy sofisticadas de tuberías que cumplen funciones diferentes dependiendo de su ubicación en el sistema general del gasoducto. Pueden tenerse tuberías de diámetros muy grandes, de alrededor de 50 pulgadas en las líneas principales a muy alta presión hasta tuberías de

pequeños diámetros en las líneas de distribución en los puntos de consumo de los clientes.

Aparte de estos componentes se pueden encontrar una extensa variedad de accesorios necesarios para el correcto funcionamiento del gasoducto, tales como, válvulas, bridas, reguladores, recipientes a presión, amortiguadores de pulsación, válvulas de desfogue, accesorios instalados en la tubería y conjuntos fabricados.

Los gasoductos más extensos requieren de varias estaciones de bombeo en intervalos de varias decenas de kilómetros, puesto que los cambios de elevación y la fricción entre el gas y las paredes de la tubería generan una carga adicional al flujo. El propósito de estas estaciones auxiliares es mantener la presión del gas. A continuación se profundizara más en cada componente y subsistema de un gasoducto.

5.2.6 Construcción y fundamentos de un gasoducto. Algunos parámetros son muy influyentes a la hora del diseño de un gasoducto, además de estar sometido a normas de seguridad muy estrictas, puesto que el fluido de transporte es inflamable. La topografía del terreno, el clima, la capacidad de transporte, y la presión del gas son algunos de los factores determinantes en la construcción de un gasoducto.

Habitualmente las redes del gasoducto son enterradas a uno o más metros de profundidad para asegurar la integridad del sistema aunque en algunos casos pueden estar en la superficie. También es habitual que las redes deban atravesar ríos y lagos, o estar contruidos para transportar el gas a través del océano.

A pesar de las exigencias de seguridad en la construcción de gasoductos pueden averiarse y causar escapes, derrames o explosiones. Pueden averiarse por causa de la corrosión, por defectos de los materiales, daños por excavación, daños por fenómenos naturales u otras fuentes externas. La presencia de este tipo de averías podría causar daños fatales en seres humanos y en el medio ambiente.

5.2.7 Diseño de un gasoducto. En la industria del transporte de combustibles cuando se diseña un gasoducto se desarrolla un modelo de planeación cuyo objetivo es identificar los requerimientos para una nueva infraestructura necesaria para satisfacer una demanda creciente de gas en determinada red. La determinación de estos requerimientos busca minimizar los costos de inversión en gasoductos y estaciones de compresión, además se deben considerar los costos fijos y variables de operación y mantenimiento, los costos de suministro de gas y la penalización por el no suministro de gas.

El diseño del gasoducto se realiza acogiéndose a las normas técnicas vigentes en el área del transporte de gases combustibles. En Colombia se cuenta con la norma técnica Colombiana NTC 3728 “Gasoductos. Líneas de transporte y redes de distribución de gas”. También, se dispone de la norma técnica Estadounidense ASME B31.8 “Sistemas de Ductos para Transporte y Distribución de Gas⁷”. Estas normas en específico contemplan requisitos para la construcción de un sistema de tuberías, pero como en el diseño se deben contemplar todos los componentes de un gasoducto se deberá recurrir a otras secciones o divisiones de las normas anteriormente citadas.

Al definir la presión de operación de un gasoducto para transporte de gas natural, puede afirmarse que el caudal transportado será mayor cuanto más alta sea la presión de ingreso al gasoducto, así como también, será mayor la potencia necesaria de las estaciones compresoras y se requiere de mayor resistencia en todas las demás partes que componen el sistema.

Por lo tanto, la decisión de adopción de una presión de diseño deberá estar en cada caso condicionada, como contrapartida de los mayores caudales transportados, a los mayores costos de inversión y operación en que se incurrirá por la necesidad de utilizar materiales más resistentes.

“En la actualidad los gasoductos de transporte se dimensionan para presiones comprendidas entre 1,230 Psig (presión de operación) 1,450.00 Psig presión

⁷ ASME B31.8, Gas Transmission and Distribution Piping Systems, New York, 2003.

operativa, dependiendo de la selección de los valores intermedios entre los valores mencionados, de las características de los consumos en ruta”⁸.

Las normas más utilizadas para el diseño de redes de tuberías para gasoductos que transportan gas natural son las publicadas por la ASME y ANSI, tal como se muestran a continuación.

- ASME B31.2, Fuel Gas Piping, 1968.
- ASME B31.3, Process Piping, 2002.
- ASME B31.4, Pipeline transportation systems for liquid hydrocarbons and other liquids, 2002.
- ASME B31.8, Gas transmission and distribution piping systems, 2003.
- ASME B31.9, Building services piping, 1988.
- NFPA 54 ANSI Z223.1, National fuel gas code, an american national standard, 2006.
- ANSI B36.10, American national standard for welded and seamless wrought Steel pipe, 1979.
- NTC 3728, Gasoductos. Líneas de transporte y redes de distribución de gas, Norma técnica Colombiana, 2001.
- NTC 3838, Gasoductos, Presiones de operación permisibles para el transporte, distribución y suministro de gases combustibles.

5.3 SISTEMA DE COMPRESION DE LOS GASES

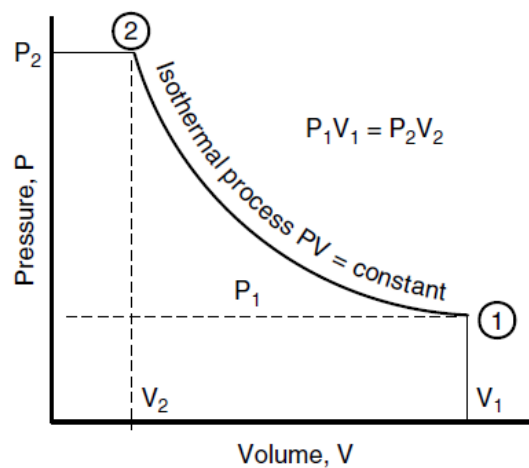
Un compresor es una máquina que se fundamenta en aplicaciones de elevar la presión de un gas pasando de baja presión a otra más alta.

⁸ DISEÑO DE GASODUCTOS, Programa: PFG Hidrocarburos Gas, Universidad Bolivariana de Venezuela, Tema 3, Maracaibo, 2011, pag 5.

5.3.1 Compresión de un Fluido. Cuando se somete un gas a un proceso de compresión, la temperatura aumenta y el volumen disminuye. Con relación a este proceso hay tres relaciones posibles entre la temperatura y presión en un gas que es sometido a compresión como se explican a continuación y cuya información fue extraída del libro Gas Pipeline Hydraulics⁹.

- **Isotérmica:** Esta relación hace que el gas permanezca a temperatura constante a través de todo el proceso, su energía interna es removida del sistema en forma de calor a la misma velocidad a la que se realiza el trabajo mecánico de compresión, dicha compresión o expansión térmica se mejora debido a la superficie de intercambio de calor; un volumen pequeño de gas o un intervalo de tiempo mayor. Este tipo de compresión no es posible emplearse en dispositivos reales debido a que no es posible en la práctica. En la figura 8 se muestra un proceso de compresión isotérmico representado en un diagrama $P - V$.

Figura 8. Compresión isotérmica de un gas.



Fuente. MENON, E Shashi, Gas Pipeline Hydraulics, 2005, cap 4, pag 147, fig 4.5 Isothermal Compression.

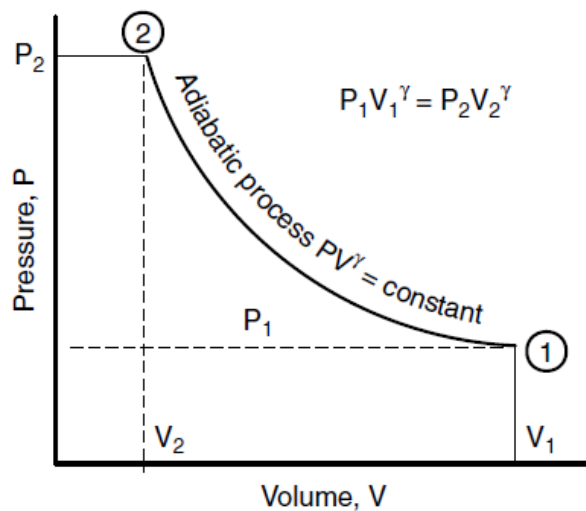
⁹ MENON, E Shashi, Gas Pipeline Hydraulics, 2005, cap 4, pag 146-152.

- **Adiabática:** Esta relación estipula que no hay transferencia de calor entre el sistema y el entorno, por lo cual todo el trabajo añadido es agregado a la energía interna del gas, lo cual genera un incremento de temperatura y presión. El incremento de temperatura se puede evaluar teóricamente como se muestra en la ecuación 19.

$$T_2 = T_1 * R_c^{\left(\frac{K-1}{k}\right)} \quad (19)$$

La compresión o expansión adiabática se ve influenciada por un buen aislamiento, un gran volumen de gas y un intervalo de tiempo corto. Sin embargo en los procesos reales siempre existe intercambio de calor. En la figura 9 se representa un ejemplo de un proceso de compresión adiabático.

Figura 9. Compresión adiabática de un gas.

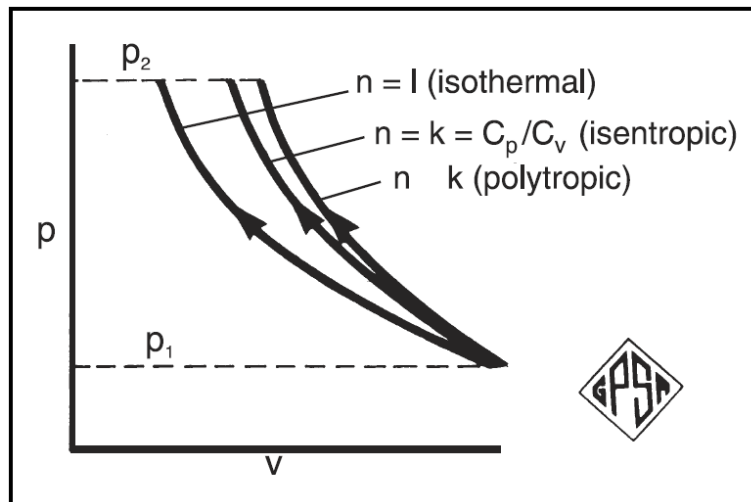


Fuente. MENON, E Shashi, Gas Pipeline Hydraulics, 2005, cap 4, pag 149, fig 4.6 Adiabatic Compression.

- **Politrópica:** En este la transferencia de calor entre el sistema y el entorno puede entrar o salir, generando un aumento de presión y temperatura por encima del adiabático cuando entra trabajo al sistema. La eficiencia del proceso es la razón de aumentar la temperatura en un teórico de 100% (Adiabático) frente al real el cual es el politrópico.

En la figura 10 se muestra una comparación entre los diferentes ciclos teóricos de compresión en gases, representados en un diagrama $P - V$ para un ciclo de compresión.

Figura 10. Ciclos teóricos de compresión de gases.

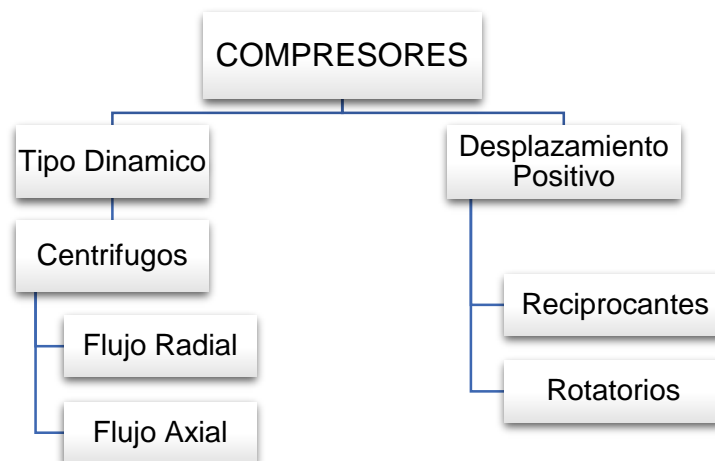


Fuente. GPSA, Engineering Data Book, Compressors and expanders, 12 ed, 2004, cap 13, pag 13-4, fig 13-5 Compression Curves.

5.3.2 Clasificación de los compresores. Los compresores se clasifican según su desplazamiento positivo o tipo dinámico. En los sistemas dinámicos incluyen centrífugos de flujo radial y axial y, en menor grado, los de emisión parcial para bajo flujo.

Según el tipo de desplazamiento positivo se caracterizan en dos categorías principales: reciprocantes y rotatorios. El compresor reciprocante se caracteriza por poseer uno o más cilindros en los cuales hay un pistón o émbolo de movimiento alternativo, que desplaza un volumen de fluido con cada carrera. Los rotatorios incluyen los tipos de lóbulos, espiral, aspas o paletas y anillo de líquido, cada uno con una carcasa, con uno o más elementos rotatorios que se acoplan entre sí, como los lóbulos o las espirales, o desplazan un volumen fijo en cada rotación. Un esquema representativo de la clasificación general de los compresores se encuentra ilustrada en la figura 11.

Figura 11. Clasificación general de los compresores.



Fuente. Modificada de GPSA, Engineering Data Book, Compressors and expanders, 12 ed, 2004, cap 13, pag 13-2.

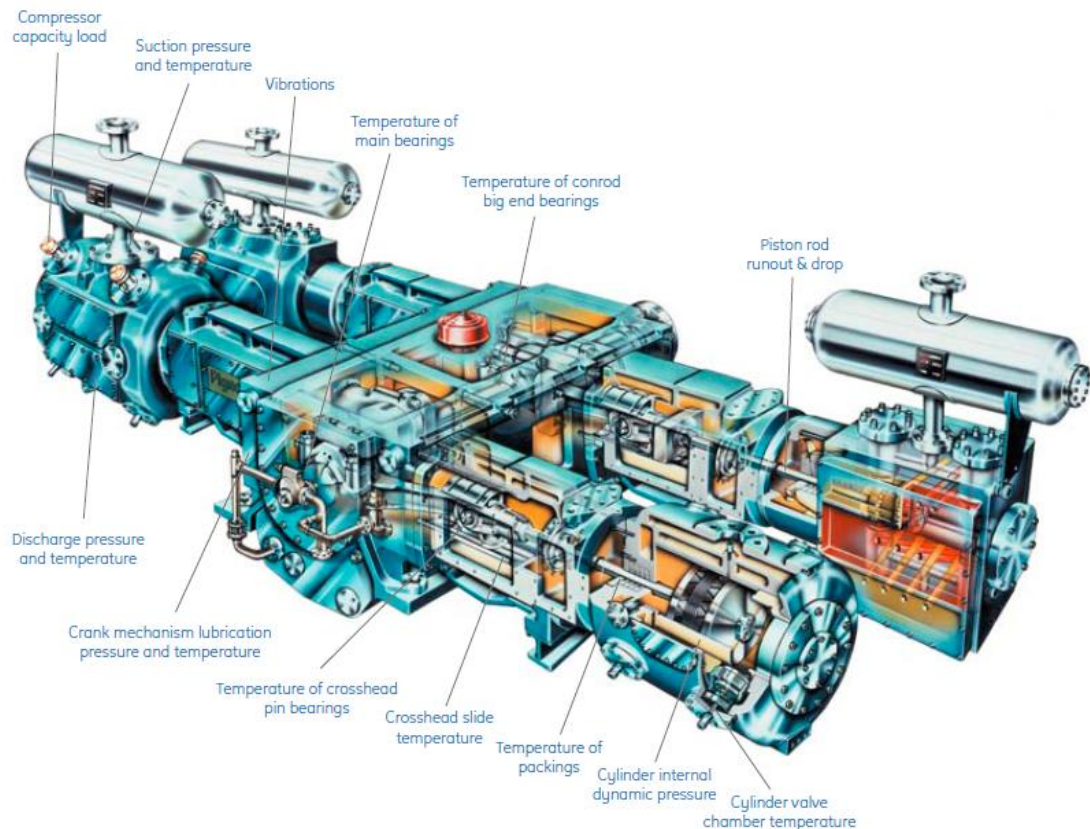
5.3.3 Funcionamiento de un compresor reciprocante. Se tomara como referencia el procedimiento utilizado en el libro Compresores: Selección, uso y mantenimiento de Richard W. Greene¹⁰ y del GPSA Engineering Data Book¹¹. Para analizar y comprender debidamente el funcionamiento de un compresor tipo reciprocante se debe tener cierta información sobre:

¹⁰ GREENE, Richard, Compresores: selección, uso y mantenimiento, 1 ed, 1992, cap 1

¹¹ GPSA, Engineering Data Book, Compressors and expanders, cap 13, 12 ed, 2004

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

Figura 12. Compresor recíprocante convencional para gasoductos.



Fuente. Tomada de la página oficial de General Electric, GE Oil & Gas, <https://www.geoilandgas.com/>

En la figura 12 se muestra un compresor típico de un gasoducto con sus principales partes, este es un modelo de la compañía General Electric GE para uso en gases.

El estudio del gas se define de acuerdo a su porcentaje en volumen. Un análisis molar con facilidad se puede convertir en un porcentaje molar, el cual determine las propiedades de la mezcla de gases. Los parámetros de presiones y temperaturas se deben dar en las condiciones de succión y la presión en las

condiciones de descarga incluso la presión de cualquier carga lateral o requisito intermedio en el ciclo de compresión. No se da la temperatura de descarga, sino que se calcula para incluir los efectos del aumento de temperatura durante la compresión.

Suele utilizarse el gasto volumétrico, referido a las condiciones estándar, que suele ser 14.7 psia y 60 °F, expresado en unidades tales como:

- PCME¹²: Pies cúbicos estándar por minuto.
- PCHE¹³: Pies cúbicos estándar por hora.
- MMPCDE¹⁴: Millones de pies cúbicos estándar por día de 24 horas.

La forma en la que se expresa la capacidad no influye para nada, debido a que esta debe ser convertida a la capacidad en condición de succión para poder hacer la respectiva selección del tamaño del compresor. La conversión se puede dar bajo la implementación de la ecuación 20.

$$\frac{P_1 V_1}{T_1 Z_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2 Z_2} \quad (20)$$

Para determinar el gasto en condiciones estándar se tiene la ecuación 21.

$$PCMS = Q_s = W * \frac{\bar{v}}{\rho} \quad (21)$$

En donde:

PCMS – Gasto en relación con las condiciones en la succión, *ft³/min* o, *ft³/s*

W – Flujo másico, lb/min

ρ – Densidad del gas, lbm/ft³

¹² SCFM: Standard cubic feet per minute.

¹³ SCFH: Standard cubic feet per hour.

¹⁴ SCFD: Standard cubic feet per day.

El volumen específico, \bar{v} se puede calcular con la ecuación 22.

$$\bar{v} = z \left(\frac{1.545}{M_w} \right) \left(\frac{T}{144P} \right) \quad (22)$$

El gasto en condiciones estándar puede calcularse con la ecuación 23.

$$PCME = 379.46 * \frac{M}{60} \quad (23)$$

En donde M es el flujo molar en mol/h y se denota en la ecuación 24.

$$W = M(M_w) \quad (24)$$

Donde W es el flujo en peso en lb/h, M es el flujo molar en mol/h, M_w es el peso molecular. Véase la ecuación 25.

$$Q_s = (PCMS) = \left[\frac{(MMPCDE) * 10^6}{60 * 24} \right] \left(\frac{14.7}{P_s} \right) \left(\frac{T_s}{520} \right) \left(\frac{Z_s}{1.0} \right) \quad (25)$$

Donde el subíndice s denota las propiedades en las condiciones de succión.

5.3.4 Normatividad técnica para el diseño de compresores. La principal norma técnica rigente para el diseño y fabricación de compresores reciprocantes es la norma americana API 618 “*Reciprocating Compressors for petroleum, chemical, and gas industry services*”. La mayoría de las compañías más importantes en el mundo que diseñan y fabrican compresores se rigen por este documento, el cual proporciona recomendaciones e impone algunas restricciones en el diseño básico de compresores, en especial en equipos de gran capacidad como los usados en el transporte de gas natural en un gasoducto.

La norma proporciona recomendaciones en el diseño y dimensionamiento de componentes como los cilindros, pistones, válvulas, ejes, rodamientos,

amortiguadores de pulsaciones, sistemas de lubricación, refrigeración y control. Además de brindar una completa lista de referencias a normas para la selección de los materiales apropiados y recomendaciones para dispositivos y componentes fuera del alcance del mismo. En la siguiente tabla se enuncian algunas de las normas técnicas internacionales vigentes más importante en la fabricación de todo tipo de compresores.

Tabla 2. Normas para compresores reciprocantes.

NORMAS API	NORMAS ASME
617 Compresores axiales, centrífugos y expansores	B19.3 Norma de seguridad compresores para las industrias de proceso
618 Compresor reciprocante	PTC 9 Compresores de desplazamiento, bombas de vacío, sopladores
619 Compresores de desplazamiento positivo-rotativo	PTC 10 Código de prueba de compresores y extractores
680 Compresores reciprocantes de aire, tipo paquete	B19.1 Norma de seguridad para sistemas compresores de aire
11P Compresores reciprocantes tipo paquete	

Fuente. Autores.

5.3.5 Modelamiento matemático de un compresor reciprocante. Para cualquier compresor reciprocante el caballaje requerido se puede hallar mediante las siguientes ecuaciones tomadas del método del caballaje expuesto en el libro *Compresores: Selección, uso y mantenimiento* de Richard W. Greene.

$$(HP)_{g(ad)} = \frac{W H_{ad}}{33.000 n_{ad}} \quad (26)$$

Teniendo que:

$$H_{ad} = \left(\frac{Z_s + Z_d}{2} \right) \left(\frac{1.545}{M_w} \right) T_s \left[\frac{r c^{(k-1)/k} - 1}{(k-1)/k} \right] \quad (27)$$

Donde:

$(HP)_{g(ad)}$ – Caballaje adiabático, para el gas, hp.

H_{ad} – Carga adiabática, $(ft - lb)/lb$

n_{ad} – Eficiencia adiabática.

Z_s – Factor de compresibilidad en las condiciones de succión.

Z_d – Factor de compresibilidad en las condiciones de descarga.

T_s – Temperatura de succión, °R

rc – Relación de compresión, es decir, P_d/P_s

La temperatura de descarga adiabática, $T_{d(ad)}$ esta dada en la ecuación 28.

$$T_{d(ad)} = T_s rc^{(k-1)/k} \quad (28)$$

Algunos compresores comerciales funcionan muy cerca de las condiciones adiabáticas; muchos otros tienen desviaciones importantes de las adiabáticas, y el ciclo de compresión se debe considerar como politrópico. En este caso, las relaciones necesarias están dadas en las ecuaciones 29 y 30.

$$(HP)_{g(poli)} = \frac{WH_{poli}}{33000} n_{poli} \quad (29)$$

$$H_{poli} = \left(\frac{Z_s + Z_d}{2} \right) \left(\frac{1545}{M_w} \right) T_s \left[\frac{rc^{(n-1)} - 1}{(n-1)/n} \right] \quad (30)$$

Donde:

$(HP)_{g(poli)}$ – Caballaje politrópico para el gas, hp

H_{poli} – Carga politrópica, $ft - lb/lb$

n_{poli} – eficiencia politrópica

Z_s y Z_d – Factores de compresibilidad para la succión y de descarga.

A continuación se muestran las ecuaciones 31, 32 y 33 necesarias para determinar la temperatura de descarga politrópica T_{dpoli} , la cantidad n en las diversas relaciones politrópicas n y la relación de la eficiencia adiabática a la eficiencia politrópica.

$$T_{dpoli} = T_s r_c^{(n-1)/n} \quad (31)$$

$$\left(\frac{n-1}{n}\right) = \left(\frac{k-1}{k}\right) \left(\frac{1}{n_{poli}}\right) \quad (32)$$

$$n_{ad} = \left[\frac{r_c^{(k-1)/k} - 1}{r_c^{(n-1)/n} - 1} \right] \quad (33)$$

Donde k es el coeficiente de compresión adiabática.

Existen otros factores relacionados con el rendimiento de un compresor de varias etapas y afectan directamente la eficiencia del mismo, tales factores se muestran a continuación. Para más información dirijase al ANEXO A.

- **Pérdida del amortiguador de pulsaciones**

Debido a los aumentos repentinos de presión que se generan en los sistemas debido a la carrera de aspiración y descarga del compresor, mientras esté trabajando a velocidad constante los pulsos de presión son relativamente constantes, cuando un compresor trabaja a baja presión es probable que se generen bajos pulsos a presiones bajas. Si un mecanismo presenta aumentos relativos de presión el control de pulsación mostraría fallas que solo se podrían corregir cambiando la capacidad de carga del compresor.

Según la norma estándar API 618 en la instalación de sistemas de compresión debe manejarse para cualquier unidad e independiente del tipo un nivel de pulsación en el puerto de salida, recomendando un valor del 2% de la presión de la línea principal. Cuando se requiere hacer un análisis de pulsaciones detallado

se puede utilizar la siguiente correlación para poder comprobar las presiones sobre la línea para diferentes instalaciones.

$$P\% = 10/P_s^{\frac{1}{3}} \quad (34)$$

Todas estas recomendaciones se aplican a condiciones de diseño y no necesariamente para otras presiones de operación y de flujos. La norma API 618 da las descripciones detalladas para dispositivos de supresión de pulsaciones.

- **Eficiencia Volumétrica**

La eficiencia volumétrica para un compresor recíprocante de pistones, se genera debido a que el pistón no viaja completamente hasta el final del cilindro; de manera que queda cierta cantidad de volumen, e incluye un espacio entre el final del pistón y la cabeza del cilindro, cuando el pistón se encuentra en el punto final de su recorrido. Esto incluye cierta cantidad de volumen en los puertos de la válvula tanto en la succión como en la descarga.

El volumen de claro o volumen muerto se expresa usualmente como un porcentaje del desplazamiento del pistón y se refiere a un porcentaje de claro o aclaramiento del cilindro y se expresa C .

$$C = \frac{\text{Volumen de aclaramiento (in)}}{\text{Desplazamiento del piston (in)}} * 100 \quad (35)$$

Para cuando se tiene cilindros de doble efecto el porcentaje de aclaramiento se basa en el volumen de aclaramiento total, tanto para el extremo de la cabeza y el extremo final de un cilindro. Estos dos volúmenes de aclaramiento no son los mismos debido a la presencia de la barra del pistón en el extremo final del cilindro. A veces el volumen adicional de aclaramiento externo se agrega intencionalmente para poder reducir la capacidad del cilindro.

La eficiencia volumétrica se refiere a la capacidad actual de bombeo de un cilindro comparado con el desplazamiento originado por el pistón. Sin un volumen de aclaramiento para que el gas se pueda expandir y retrasar la apertura de la válvula de succión, el cilindro podría entregar la totalidad de su capacidad de desplazamiento del émbolo. El efecto del gas contenido en el volumen de claro en la capacidad de bombeo de un cilindro se puede hallar mediante:

$$\eta_v = 100 - r - C \left[\frac{Z_S}{Z_d} * \left(r^{\frac{1}{k}} \right) - 1 \right] \quad (36)$$

Un método para la contabilidad de las pérdidas de succión y descarga en la válvula se da al reducir la eficiencia volumétrica por una cierta cantidad arbitraria, típicamente 4% modificando así la expresión teórica enunciada anteriormente.

$$\eta_v = 96 - r - C \left[\frac{Z_S}{Z_d} * \left(r^{\frac{1}{k}} \right) - 1 \right] \quad (37)$$

Cuando se utiliza un compresor que no es lubricado, la eficiencia volumétrica debe ser corregida restando un valor adicional de 5% para el deslizamiento de gas. Si el compresor trabaja con propano o con un gas pesado, debe restarse un 4%.

- **Enfriamiento entre etapas**

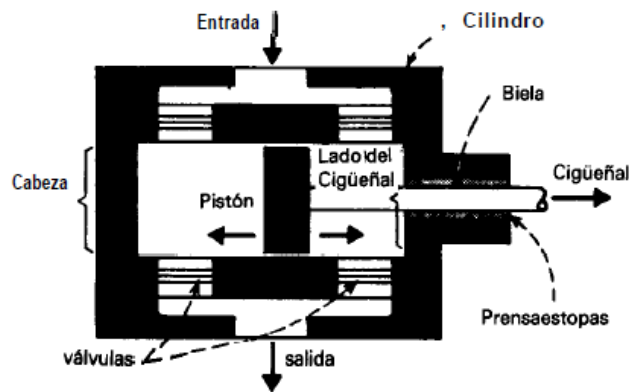
Los compresores que presentan etapas múltiples deben tener un sistema de refrigeración intermedia en donde la temperatura de entrada del gas y el requerimiento de compresión se adecue para brindar una temperatura de descarga del gas no excedente de 300 °F.

El gas se puede enfriar dentro de la carcasa o con intercambiadores de calor externos. Los intercoolers externos se utilizan como el medio más óptimo para

controlar la temperatura de descarga y su análisis se fundamenta en que el gas que sale de la etapa de descarga de la carcasa después de sufrir una o varias etapas de compresión; después de ser enfriado se devuelve a la siguiente etapa para una mayor compresión. Generalmente los intercoolers se montan por separado. La información expuesta anteriormente fue tomada del GPSA¹⁵.

5.3.6 Carga en el cuerpo de la biela y velocidad de pistón. Para cualquier compresor la biela presenta un límite de fuerza que se le puede aplicar durante la etapa de compresión. La forma más sencilla de poder calcular este valor es conociendo el diámetro del cilindro y las respectivas presiones que actúan contra el pistón; este análisis no tiene en cuenta las cargas debido a los pesos con movimiento alternativo y el movimiento que presenta la máquina. En la figura 13 se ilustra un pistón de doble acción típico en un compresor.

Figura 13. Componentes del compresor recíprocante.



Fuente. GREENE, Richard W. Compresores: Selección, uso y mantenimiento, cap 2, pag 2.8, fig 12 Componentes del compresor con cilindro de doble acción.

¹⁵ GPSA Engineering Data Book, Compressors and Expanders, 12th ed., Sec. 13, pag 13.15

Cuando se tiene un cilindro de doble acción y el pistón se mueve hacia dentro en la dirección del cigüeñal, la carga en el cuerpo F_c se analiza mediante la ecuación 38.

$$F_c = P_d A_{cp} - P_s A_{cc} \quad (38)$$

Y cuando la carga se analiza en función de la tensión F_t , cuando el pistón se aleja del cigüeñal se calcula mediante la ecuación 39.

$$F_t = P_s A_{cp} - P_d A_{cc} \quad (39)$$

Donde:

F_c y F_t – Fuerza compresión y tensión en el vástago; lb

P_s y P_d – Presiones de succión y descarga; psi

A_{cp} – Área de la cabeza del pistón; in^2

A_{cc} – Área de del pistón en el lado del cigüeñal; in^2

Para poder seleccionar un compresor y que funcione a una velocidad ideal que no genere desgaste excesivo y requiera mucho mantenimiento es necesario especificar un límite de velocidad de rotación N y una velocidad promedio del émbolo V_p . Por tal motivo se expresa la ecuación 40 abarca estos dos factores:

$$V_p = 2N \left(\frac{L}{12} \right) \quad (40)$$

Donde:

V_p – Velocidad del émbolo, ft/min

N – Velocidad de rotación, rpm

L – Carrera del pistón, in

Por recomendación el límite general de la velocidad en un compresor debe ser de 800 a 850 ft/min , en el caso de que el compresor sea no lubricado los valores pueden ser menores, alrededor de 700 ft/min .

5.3.7 Volumen del amortiguador de pulsaciones. Dado al dimensionamiento y asumiendo un enfoque de diseño, los dispositivos de pulsaciones se diseñan con volúmenes de descarga mínimos, los cuales no presenten o tengan en cuenta cámaras de recolección en donde se almacene líquidos, estos se modelan a partir de las ecuaciones 41 y 42.

$$V_s = 7 * PD_s * \left(\frac{k * T_s}{M_w} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (41)$$

$$V_s > V_d \quad (42)$$

$$V_s \geq 1 \text{ pie cubico}$$

Donde:

V_s – Volumen mínimo requerido de succión, en metros cúbicos (pie cubico).

PD_s – Volumen total neto desplazado por revolución de todos los cilindros del compresor, en metros cúbicos por revolución (pies cúbicos por revolución).

k – Exponente de compresión isentropica.

$$V_d = 1.6 * \left(\frac{V_s}{R^{\frac{1}{4}}} \right) \quad (43)$$

$$V_d < V_s \quad (44)$$

$$V_d \geq 1 \text{ pie cubico}$$

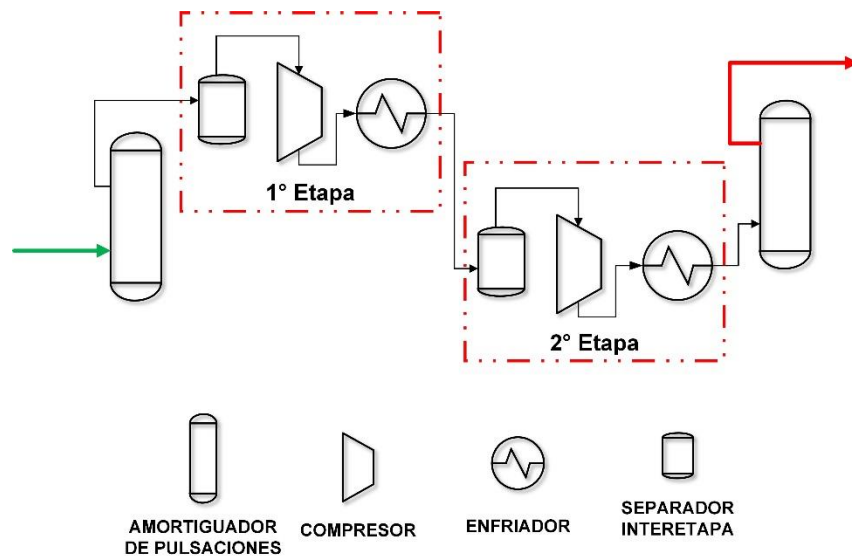
Donde:

R : Relación de número de etapas

V_d : Volumen mínimo requerido de descarga, en metros cúbicos (pie cubico).

Un diagrama representativo de un compresor de varias etapas con sus componentes más importantes se encuentra en la figura 14, el cual cuenta con amortiguadores de pulsaciones a la entrada y salida, enfriadores entre etapas, separadores entre etapas y cada etapa de compresión.

Figura 14. Esquema de un compresor de dos etapas y sus componentes.



5.4 SISTEMA DE TUBERIAS

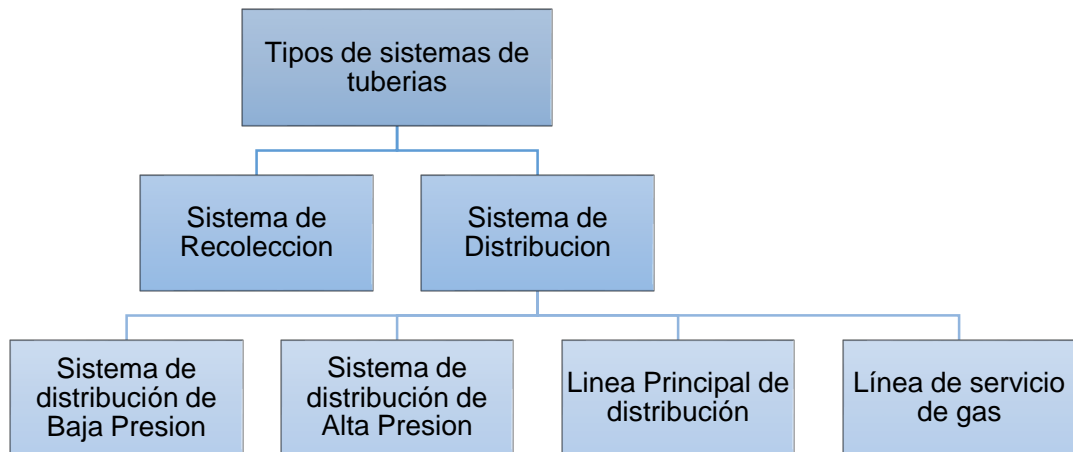
Una parte muy importante en un gasoducto es su sistema de tuberías, cuyos tramos varían dependiendo el flujo y la presión del gas que deben transportar. A continuación se explicará detalladamente la clasificación de los diferentes sistemas de tuberías así como de todos los factores determinantes para su

selección, operación y mantenimiento tomando como referencia la información encontrada en las normas ASME B31.8¹⁶, NFPA 54 ANSI Z223.1¹⁷.

5.4.1 Tipos de sistemas de tuberías. El sistema de redes de tuberías también se puede clasificar según su ubicación y función dentro del gasoducto, debido a que cada tramo debe tener diferentes características constructivas, materiales, y más parámetros para asegurar un buen funcionamiento y preservar la seguridad del sistema.

En la figura 15 se encuentra un diagrama conceptual de la clasificación de los distintos tipos de tuberías existentes en un gasoducto dependiendo de su funcionalidad. En la figura 16 se muestra de manera esquemática y simplificada un sistema de recolección, producción y transporte de gas, en el cual, pueden observarse los distintos tipos de tuberías y su ubicación dentro del gasoducto.

Figura 15. Tipos de sistemas de tuberías

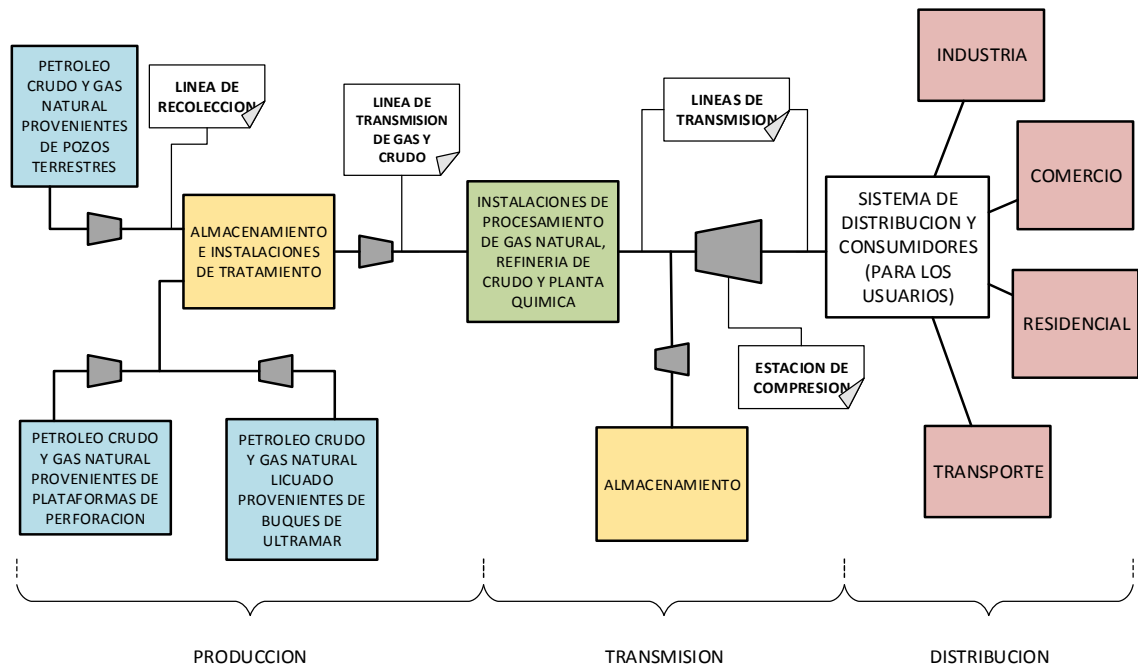


Fuente. Modificado de Fuel Gas Piping, USAS ASME B 31.2 -1968.

¹⁶ ASME B31.8, Sistema de tuberías para transporte y distribución de gas, 1999.

¹⁷ NFPA 54 ANSI Z223.1, National fuel gas code, an american national standard, 2006.

Figura 16. Esquema general de un gasoducto.



- **Sistema de Recolección**

El sistema de recolección es uno o más segmentos de gasoducto, usualmente interconectados para conformar una red, que transporta gas desde una o más instalaciones de producción a la salida de una planta de procesamiento de gas. Estos sistemas cumplen su función a partir del punto de origen del gas usando tuberías de baja presión y diámetro, que conducen el gas desde el pozo hasta las plantas de procesamiento. En esta fase, si el gas natural es asociado, las estaciones de flujo son conectadas a los pozos con el objetivo de separar el gas del petróleo y otros líquidos. Algunos diámetros típicos en las tuberías de este sistema es de 2 a 8 pulgadas y presiones de 0 a 500 psi.

- **Sistema de Distribución**

Un sistema de distribución de un gasoducto es aquel donde la mayor parte de las tuberías que lo forman están interconectadas formando una red, el gas es

transportado desde la estación de procesamiento hasta las terminales de consumo, en diferentes vías y a distintas presiones y tasas de flujo.

5.4.2 Condiciones y criterios generales para el diseño de tuberías en un gasoducto. En el diseño de sistemas de tuberías para el transporte de gas natural en un gasoducto se debe garantizar un caudal y una presión del gas adecuado a las necesidades de los consumidores a lo largo de su vida útil, además, se debe garantizar posibles ampliaciones futuras en las áreas de mayor influencia del gasoducto sin afectar la eficacia del mismo.

Los tramos de tuberías se deben diseñar con un espesor de pared suficiente para soportar la presión interna a la cual estará expuesto durante y después de su instalación, además de considerar pronósticos de presiones diferentes debido a modificaciones en el sistema de tuberías, por lo cual en el diseño de las tuberías se deben considerar en especial los siguientes aspectos recomendados por la norma Colombiana NTC 3728.¹⁸

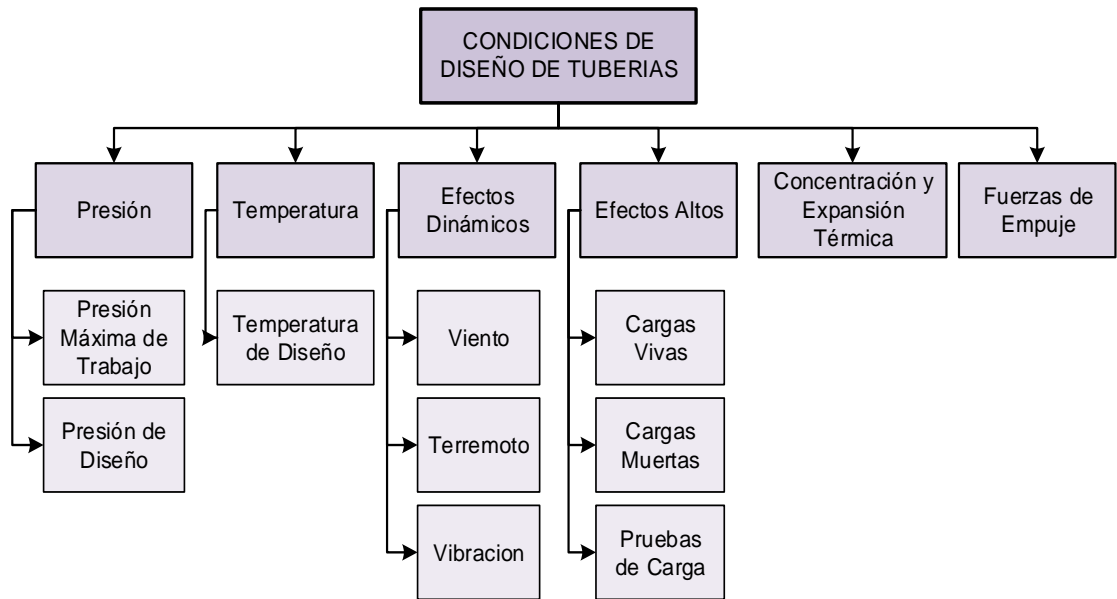
- Características físicas y químicas del fluido de trabajo.
- Máxima y mínima presión de operación en condiciones normales de flujo.
- Máxima y mínima temperatura de operación en condiciones normales.
- Especificaciones del material seleccionado.

También se deben considerar las cargas externas que puedan presentarse sobre el tramo de tubería, de acuerdo con las características del medio ambiente de la región que atraviese y de las condiciones de trabajo. Según la norma ASME B 31.2 para el diseño de redes de tuberías para transporte de combustibles gaseosos¹⁹ deben tomarse en consideración las siguientes condiciones de diseño que se ilustran en la figura 17.

¹⁸ NTC 3728 Gasoductos. Líneas de transporte y redes de distribución de gas, 2001, pag 8

¹⁹ USAS ASME B 31.2, Fuel Gas Piping, 1968, cap 2, pag 7

Figura 17. Condiciones de diseño para tuberías



Fuente. Modificado de Fuel Gas Piping, USAS ASME B 31.2, 1968.

El sistema de tuberías debe estar diseñado para resistir diferentes tipos de fallas, como pueden ser:

- Fluencia excesiva.
- Pandeo.
- Falla por fatiga.
- Fractura dúctil.
- Fractura frágil.
- Pérdida de estabilidad en sitio.
- Fractura en propagación.
- Corrosión.
- Colapso.

Para obtener mayor información acerca del tema véase en detalle la norma ASME B31.2 Fuel Gas Piping capítulo 2.

5.4.3 Materiales para las tuberías. Los materiales utilizados para la fabricación de las líneas de tuberías deben tener la capacidad de mantener la estructura de la red de distribución y las líneas de transporte para las condiciones de operación que se requieran; además, el material no debe reaccionar químicamente con el gas natural o cualquier otro material de la tubería, componente o accesorio que haga contacto. Todos los materiales de las tuberías que formen parte del gasoducto no solo deben ser los apropiados para las condiciones de uso, sino también, deben satisfacer los requisitos impuestos por las normas técnicas vigentes, en Colombia se utiliza las normas NTC 3728, NTC 3838 y NTC 3949 para regir la construcción, diseño y materiales utilizados en las tuberías para el transporte de combustibles gaseosos, como el gas natural aplicadas a un gasoducto. Algunas normas técnicas internacionales aplicables son la ASME B 31.8 y la norma NFPA 54 ANSI Z223.1.

Los materiales usados en las tuberías de los gasoductos se dividen en dos grupos, materiales ferrosos, que incluye el hierro y aleaciones con base en hierro como el acero; y los no ferrosos, que cubre otros metales y aleaciones; aunque en las últimas décadas se han utilizado tuberías de termoplásticos en las redes de baja presión.

La gran mayoría de tuberías están hechas de metales ferrosos. El hierro es uno de los metales más utilizados, pero rara vez se encuentra en su estado más puro, los metales ferrosos se definen como aquellos que contienen hierro como el metal base. Las propiedades de los metales ferrosos se pueden modificar mediante aleaciones con otros elementos, cambiando sus propiedades físicas y químicas para ser utilizados en aplicaciones específicas. Todos los metales ferrosos son magnéticos y dan una resistencia limitada a la corrosión. Los metales ferrosos más utilizados son de hierro fundido, acero dulce, acero rápido, acero de alta resistencia y acero inoxidable.

5.4.3.1 Materiales Normalizados. Los materiales recomendados para tuberías de acero, hierro, cobre y plásticas de un sistema de transporte de gas según las normas ASME B31.8 y NTC 3728 son los siguientes:

- **Tuberías de Acero**

La tubería de acero manufacturada de conformidad con lo siguientes estándares, podrá ser usadas sin problemas:

- ✓ API 5L Tubería de Línea.
- ✓ ASTM A 53 Tubería Soldada y Sin Costura.
- ✓ ASTM A 106 Tubería Sin Costura.
- ✓ ASTM A 134 Tubería Soldada por Electro-Fusión (Arco).
- ✓ ASTM A 135 Tubería Soldada por Electro-Resistencia.
- ✓ ASTM A 139 Tubería soldada por Electro-Fusión (Arco).
- ✓ ASTM A 333 Tubería sin Costura y Soldada.
- ✓ ASTM S 381 Tubería Soldada por Arco de Metal.
- ✓ ASTM A 671 Tubería Soldada por Electro-Fusión.
- ✓ ASTM A 672 Tubería Soldada por Electro-Fusión.

- **Tubería de Hierro Dúctil.**

Podrá usarse tubería de hierro dúctil, manufacturado de acuerdo con ANSI A21.52²⁰ para la serie en pulgadas, titulada Tubería de Hierro Dúctil, Fundido Centrífugamente, en Moldes de Metal, o Moldes Revestidos de Arena para Gas. Para el sistema de unidades internacional podrá usarse la norma NTC 2587.

²⁰ ANSI A21.52 Tubería de Hierro Dúctil, Fundido Centrífugamente, en Moldes de Metal, o Moldes Revestidos de Arena para Gas, pag 35

- **Tuberías Plásticas.**

Se recomienda para las tuberías plásticas y los componentes manufacturados en conformidad con los siguientes estándares:

- ✓ ASTM D 2513 Tubería Termoplástico para Gas a Presión, Tubería Delgada (Tubing) y Accesorios.
- ✓ ASTM D 2517 Tubería y Accesorios de Presión para Gas, de Plástico Reforzado con Resina Epóxica.
- ✓ Según la norma Colombiana NTC 3728 la tubería plástica para el transporte de gas debe cumplir con los siguientes requisitos: Estar fabricada de acuerdo con la NTC 1746 o ISO 4437 y su flexibilidad deber permitir cambios de dirección de la tubería en un radio de curvatura, de acuerdo con lo establecido en la norma NTC 1746 o ISO 4437.

- **Tubería de Cobre.**

La tubería de cobre utilizada en las redes de distribución de gas debe cumplir con las normas NTC 4128, NTC 3944, ASTM B88 del tipo “K” o “L”, o ASTM B88M del tipo “A” o “B”.

5.4.3.2 Requerimientos específicos para el diseño de un sistema de tuberías.

En la fase de diseño del sistema de tuberías de un gasoducto se deben tener en consideración varios factores que afectan la capacidad e integridad para garantizar la operación eficiente y segura del sistema de transporte. Algunos de los factores más determinantes son:

- Las propiedades físicas y químicas del fluido transportado.
- El caudal de flujo requerido.
- La extensión que debe abarcar la tubería.
- Las condiciones topográficas y climáticas del ambiente.
- La presión demandada en las líneas.

También es importante considerar factores como demandas futuras basándose en estudios de estimación del mercado y normatividades de seguridad ante las clases de población por las cuales se trace la red.

Algunas condiciones especiales que ocasionan susceptibilidad a fallas en el gasoducto son, por ejemplo, la presencia de tramos largos auto portantes, suelos inestables, vibración mecánica o sónica, peso de componentes agregados, tensiones provocadas por fenómenos sísmicos, tensiones ocasionadas por diferencias de temperatura y las condiciones del suelo y temperatura en climas muy fríos. Pero el factor que más contribuye a la falla de un gasoducto es el daño causado a los tramos de tubería por parte de las actividades realizadas por la población que se encuentre sobre dicha línea.

Comúnmente los daños ocurren durante la instalación de otras redes para el abastecimiento de distintos servicios de la población, como por ejemplo redes de distribución de agua, instalaciones de gas, sistemas eléctricos o de comunicaciones, sistemas de alcantarillado, líneas de drenaje y zanjas o canales. También es común durante la construcción de obras civiles como la realización de caminos o carreteras. Todos estos factores relacionados con la actividad humana se hacen más determinantes en poblaciones muy grandes.

5.4.4 Presión de diseño y mínimo espesor de pared para tuberías de acero.

La presión de diseño podría definirse como la máxima presión permisible impuesta por la presión de trabajo para la construcción de sistemas de tuberías, que se determina mediante estándares establecidos para cada tipo de material en la que se construyan las tuberías y las clases de localidad presentes en el sistema. La presión de diseño para los sistemas de tuberías de acero o el espesor nominal de pared para una presión de diseño dada, se deberá determinar mediante la siguiente fórmula para el sistema inglés.

$$P = \frac{2St}{D} FET \quad (45)$$

El equivalente de esta fórmula en el sistema métrico está en la ecuación 46.

$$P = \frac{20st}{D} FET \quad (46)$$

Donde:

P – Presión de diseño en psig o bar.

S – Tensión mínima de fluencia especificada en psig o MPa.

t – Espesor nominal de la pared en pulgadas o milímetros.

D – Diámetro nominal exterior de la tubería en pulgadas o milímetros.

F – Factor de diseño de acuerdo a la clase de localidad.

E – Factor de eficiencia de la junta longitudinal soldada.

T – Factor de degradación por temperatura de las tuberías.

- **Clases de localidad para el diseño y construcción del gasoducto**

La determinación de la Clase de “*Localidad*” que atraviesa un gasoducto, es fundamental para proveer un factor de seguridad al sistema, y que se relaciona con las probabilidades de sufrir algún daño por parte de las actividades humanas anteriormente expuestas

Para la determinación del factor de diseño de acuerdo a la clase de localidad la norma ASME B 31.8, capítulo 4, proporciona un método recomendado y unas categorías de población específicas que se muestra a continuación.

- ✓ **Localidad Clase 1:** Este tipo de localidad es tal que cualquier sección de 1 milla de longitud que tiene 10 o menos edificios destinados a la ocupación humana. Se pretende incluir las tierras estériles, los desiertos, montañas, tierra de pastoreo, tierras agrícolas, y áreas escasamente pobladas en la clase de localidad 1. Esta clase se divide en dos categorías con diferentes factores de diseño. Clase 1, División 1. Es una Clase de la Localidad 1 donde

el factor de diseño de la tubería es mayor a 0.72, aunque igual o menor a 0.80, y el ducto ha sido probado hidrostáticamente a 1.25 veces la máxima presión de operación.

Clase 1, División 2. Es una Localidad de Clase 1 donde el factor de diseño de la tubería es igual o menor a 0.72, y la tubería ha sido probado a 1.1 veces la máxima presión admisible de operación.

- ✓ **Localidad Clase 2:** Este tipo de localidad es tal que cualquier sección de 1 milla que contiene más de 10 pero menos de 46 edificios destinados a la ocupación humana. Con una Localidad de Clase 2 se tiene la intención de reflejar áreas donde el grado de población es intermedio entre la Localidad de Clase 1 y la Localidad de Clase 3, tales como las zonas periféricas de las ciudades y pueblos, zonas industriales, ranchos o quintas campestres, etc.

- ✓ **Localidad Clase 3:** Este tipo de localidad es tal que cualquier sección de 1 milla que tiene 46 o más edificios destinados a la ocupación humana, excepto cuando prevalece una Localidad de Clase 4. Se tiene la intención de que una Localidad Clase 3 refleje áreas tales como los desarrollos de viviendas suburbanas, centros de compras, áreas residenciales, áreas industriales y otras áreas pobladas que no cumplen con los requerimientos de una Localidad de Clase 4.

- ✓ **Localidad Clase 4:** Una Localidad Clase 4 incluye áreas donde prevalecen los edificios de varios pisos, donde el tráfico es pesado o denso, y donde pudiera haber numerosas otras construcciones o servicios subterráneos. De varios pisos quiere decir cuatro o más pisos por encima del suelo, incluyendo el primer piso o planta baja. La profundidad o número de los sótanos o subsuelos no se toma en cuenta.

En conclusión la norma ASME B 31.8 nos proporciona unos factores de diseño para el cálculo de los parámetros operacionales de las tuberías en función de la

clase de localidad donde el gasoducto este presente como se muestra en la tabla 3.

Tabla 3. Factor de diseño según clase de localidad.

CLASE DE LOCALIDAD	FACTOR DE DISEÑO, F
Localidad Clase 1, División 1	0,80
Localidad Clase 1, División 2	0,72
Localidad Clase 2	0,60
Localidad Clase 3	0,50
Localidad Clase 4	0,40

Fuente. ASME B31.8 Sistema de tuberías para transporte y distribución de gas, 1999, pág. 38.

El software SIDECOGAS 1.0 tendrá en cuenta el parámetro de clase de localidad.

- **Factor de junta longitudinal**

Este factor depende del tipo de costura realizada en la tubería, donde una tubería sin costura seria el máximo valor para el factor de junta longitudinal y va disminuyendo de acuerdo a la manufactura de la costura como se especifica en la tabla 4.

Tabla 4. Factor de Junta Longitudinal

ESPECIF. NO.	CLASE DE TUBERÍA	FACTOR E
ASTM A 53	Sin Costura	1,00
	Soldado por Resistencia Eléctrica	1,00
	Soldado a Tope en Horno: Soldadura continua	0,60
ASTM A 106	Sin Costura	1,00
ASTM A 134	Soldadura por Electro Fusión con Arco	0,80
ASTM A 135	Soldado por Resistencia Eléctrica	1,00
ASTM A 139	Soldado por Electro Fusión	0,80
ASTM A 211	Tubería de Acero soldada en Espiral	0,80
ASTM A 333	Sin Costura	1,00
	Soldado por Resistencia Eléctrica	1,00
ASTM A 381	Soldadura por Arco Doble Sumergido	1,00
ASTM A 671	Soldado por Electro Fusión	
	Clases 13, 23, 33, 43, 53	0,80
	Clases 12, 22, 32, 42, 52	1,00
ASTM A 333	Sin Costura	1,00
	Soldado por Resistencia Eléctrica	1,00
	Soldado por Electro Fulguración	1,00
	Soldadura por Arco Sumergido	1,00
	Soldado a Tope en Horno	0,60

Fuente. ASME B31.8 Sistema de tuberías para transporte y distribución de gas, 1999, pág. 40.

Durante el desarrollo del software de simulación se tomó como valor predeterminado para el factor de junta longitudinal de 1.0 equivalente a una tubería sin costura, pero el usuario podrá asignar opcionalmente el tipo de manufactura utilizado en la costura de la junta y así utilizar el factor de diseño correspondiente.

- **Factor de degradación por temperatura**

Este factor depende de la temperatura prevista de operación en el sistema y se especifica en la tabla 5, este factor también está presente en el software SIDECOGAS 1.0.

Tabla 5. Factor de degradación por temperatura.

TEMPERATURA, °F	FACTOR DE DISMINUCIÓN DE TEMPERATURA, T
250 o menos	1,000
300	0,967
350	0,933
400	0,900
450	0,867

Fuente. ASME B31.8 Sistema de tuberías para transporte y distribución de gas, 1999, pág. 40.

5.4.5 Presión de diseño y mínimo espesor de pared para hierro. El espesor de la tubería de hierro dúctil será determinado por la zanja y por la presión interna de la tubería en forma separada. Se debe tomar como norma recomendada para el cálculo la norma ANSI/AWWA C150/A21.50²¹ mediante la ecuación 47.

$$t = \frac{P_i D}{2S} \quad (47)$$

Donde:

$$P_i = 2 * (P_W + P_S) , \text{ psi}$$

P_W – Máxima presión de diseño, psi

P_S – Sobrepresión, psi

²¹ ANSI/AWWA C150/A21.50.

5.4.6 El Número de Reynolds. El número de Reynolds es un número adimensional que relaciona las fuerzas dinámicas generadas por la energía cinética y las fuerzas viscosas que se asocian con la resistencia del movimiento del fluido debido a su viscosidad. En la ecuación 48 se muestra la manera de determinar el número de Reynolds.

$$R_e = \frac{\rho * V * D}{\mu} \quad (48)$$

Donde:

R_e – Numero de Reynolds

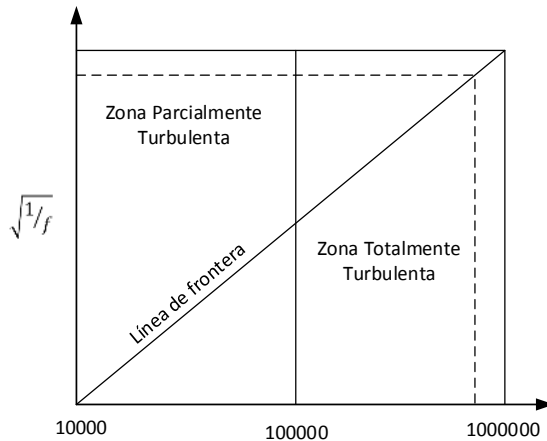
V – Velocidad media en la tubería, ft/min.

El número de Reynolds calculado para el flujo en el interior de la tubería permite caracterizar el régimen de flujo. Para valores de número de Reynolds de 2000 el flujo es considerado laminar o estable, cuando el número de Reynolds se excede de 2000, el flujo es turbulento o inestable. Según la experiencia se sabe que en las líneas de transmisión de alta presión de gas en gasoductos, solo se observa dos tipos de regímenes de flujo según el libro Pipeline design and construction²².

- Flujo parcialmente turbulento para rangos de Reynolds de 1×10^4 hasta 1×10^5 .
- Flujo totalmente turbulento para rangos de Reynolds de 1×10^5 hasta 1×10^6 .

²² MOHITPOUR, M, GOLSHAN H, MURRAY A. Pipeline Design & Construction: A Practical Approach. 2th ed., 2000, cap 3, pag 74.

Figura 18. Regímenes de flujo



Fuente: Modificado de MOHITPOUR, M. Pipeline Design & Construction: A Practical Approach, cap 3, pag 75, fig 3-7.

Una de las ecuaciones²³ más utilizadas en la industria del gas para la determinación del número de Reynolds en gases.

$$Re = \frac{0,7105 * P_b * G * Q_{b,SCF}}{T_b * D_i * \mu} \quad (49)$$

Donde:

G – Gravedad Específica [adimensional]

$Q_{b,SCF}$ – Es el flujo volumétrico a condiciones estándar (14,7 psia y 490 R), SCFD

P_b – Es la presión a condiciones estándar, psia

T_b – Es la temperatura a condiciones estándar, R

D_i – Es el diámetro interior de la tubería, in

μ – Es la viscosidad dinámica del gas, cp

²³ MOKHATAB, Saeid, POE William A. & SPEIGHT James G. Handbook of Natural Gas Transmission and Processing. USA.: El Sevier, 2006.

6. MODELAMIENTO MATEMATICO DEL FLUJO EN TUBERIAS

La forma más común y adecuada para el transporte de petróleo y sus derivados al igual que el transporte de gas natural u otros combustibles gaseosos es a través de tuberías de sección circular.

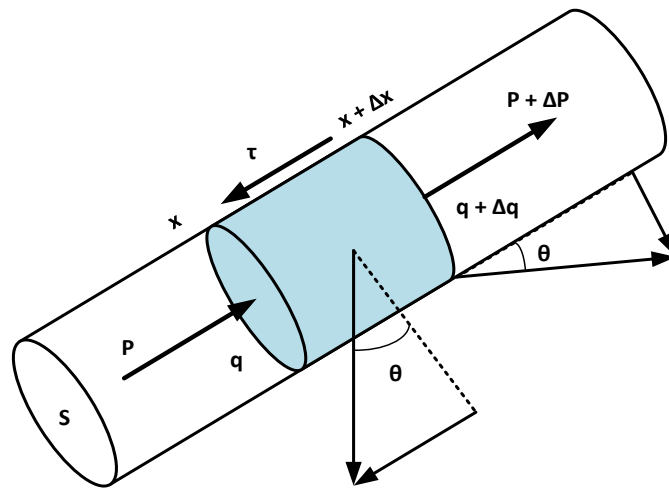
El gas natural puede considerarse un fluido newtoniano, por lo tanto, el transporte de fluidos responde a las leyes de la mecánica clásica, además también, se presentan pérdidas por rozamiento y efectos debido a la continuidad de la materia e inercia. Los sistemas de transporte de fluidos siempre tienen una respuesta dinámica ante variaciones en el flujo u otros parámetros determinantes, aunque existe una condición de transporte muy particular donde alcanzada una condición de régimen operativo las variables de control se mantienen constantes en el tiempo. Esta condición se denomina régimen permanente o estacionario.

Uno de los temas de mayor interés en el análisis de un sistema de transporte y distribución de gases es determinar la presión que se debe aplicar al gas en las estaciones de compresión para cumplir con los condiciones requeridas por los clientes en los puntos de consumo. Para la solución de este problema físico se tienen las siguientes consideraciones y aproximaciones:

- El gas natural es un gas ideal y permanece en una sola fase.
- El diámetro interno del ducto es constante, y el espesor de la pared del mismo es suficientemente grande para ignorar la deformación radial.
- Se tendrá en cuenta los efectos de la gravedad cuando la tubería este inclinada.
- El análisis se realiza para el estado estacionario de flujo en la tubería.
- El factor de fricción solo depende de la rugosidad en la pared de la tubería y del número de Reynolds.

El flujo de gas dentro de un conducto se rige por las leyes dinámicas, que constituye un sistema "hidrodinámico". El conjunto de las ecuaciones diferenciales parciales "PDE" obtenidas a partir de la dinámica de flujo de gas unidimensional a través de un conducto aplica los principios de la conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía para el volumen de control infinitesimal, que se muestran a continuación en las ecuaciones 50, 51 y 52.

Figura 19. Volumen de Control de un tramo de tubería.



$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v) = 0 \quad (50)$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + v \frac{\partial \rho v}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{F_f}{A} = 0 \quad (51)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\left(e + \frac{1}{2} v^2 \right) \rho A \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(h + \frac{1}{2} v^2 \right) \rho v A \right] - \Omega + \rho g A v \sin \theta = 0 \quad (52)$$

Donde:

A = Área de sección transversal del conducto de gas

e = Energía específica e interna

F_f = Fuerza de fricción en la pared del ducto

h = Entalpía específica

Ω = Transferencia de Calor y sus alrededores por unidad de longitud.

La definición del término de fuerza de fricción en las paredes internas del ducto y la incorporación de los efectos debido a inclinación en la tubería se añade a la ecuación de la conservación de momento como se muestra en las ecuaciones 53 y 54.

$$F_f = \pi D \tau \Delta x \quad (53)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v A) + \frac{\partial}{\partial x}(p A + \rho v^2 A) + |\tau| \pi D + \rho g A \sin \theta = 0 \quad (54)$$

Donde:

τ = Esfuerzo tangencial entre el gas y la pared interior del conducto de gas

Nuestro fluido de trabajo es el gas natural y se puede considerar como un gas ideal, por lo tanto se puede utilizar la ecuación de estado para describir su comportamiento y con esto tenemos cuatro ecuaciones y cuatro incógnitas, además de la definición de entalpía específica cómo se muestran en las ecuaciones 55 y 56.

$$p = \rho \frac{Z R_u T}{M_w} = \rho Z R_g T \quad (55)$$

$$h = e + \frac{p}{\rho} \quad (56)$$

$$R_g = R_u / M_w \quad (57)$$

Para poder resolver este sistema de ecuaciones se deben considerar diferentes alternativas que simplificarán nuestro problema y que pueden ser consideradas como casos extremos, las cuales son:

- Flujo isotérmico, ($T = \text{constante}$) donde la ecuación de energía se convierte en redundante excepto para el cálculo del valor de Ω . Este tipo de flujo corresponde a los lentos cambios dinámicos en los que los cambios de temperatura del gas son suficientemente lentos como para ser anulados por la conducción de calor entre el conducto de gas y sus alrededores.
- Flujo adiabático, ($\Omega = 0$) que incluye el caso de flujo isoentrópico en particular. En el flujo adiabático los efectos de la conducción de calor son ignorados, y en el caso de flujo isoentrópico se desprecian los efectos de la fricción en las tuberías, este sistema no es normalmente válido en los problemas de transporte de gas.

En el caso general, donde Ω es diferente de cero y no existe un equilibrio térmico entre el conducto de gas y el suelo, necesitaremos más ecuaciones para modelar el proceso de transferencia de calor.

Comúnmente en este tipo de sistemas se suele utilizar el flujo másico para la demanda de los consumidores, así que la velocidad de flujo v será reemplazada por este término. Además los efectos de fricción entre el gas y el conducto pueden ser representados por el factor de Fanning f . Véase en las ecuaciones 58 y 59.

$$\dot{m} = \rho v A = \rho Q \quad (58)$$

$$f = \frac{|\tau|}{\frac{1}{2} \rho v^2} \quad (59)$$

Entonces, se reescribe las ecuaciones 58 y 59 con estos nuevos términos y asumiendo flujo isotérmico que es el enfoque más comúnmente utilizado en el modelado de sistemas de transporte de gases quedan las ecuaciones 60 y 61.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{A} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = 0 \quad (60)$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(A p + \frac{\dot{m}^2}{A \rho} \right) + \frac{2f \dot{m} |\dot{m}|}{D A \rho} + \rho g A \sin \theta = 0 \quad (61)$$

La dinámica de flujo de gas isotérmico a través de una tubería y de manera unidimensional puede representarse mediante el conjunto de ecuaciones diferenciales parciales expresadas en la ecuación 61. El término $\dot{m}|\dot{m}|$ incluido en el factor de fricción nos asegura que la fuerza de fricción siempre este en sentido contrario al movimiento, pero si se limita a movimiento en una sola dirección puede ser reemplazado por \dot{m}^2 .

Asumiendo un flujo estacionario se desprecia cualquier cambio de las variables en el tiempo, por lo cual podemos simplificar aún más nuestra expresión, e incorporamos la relación para flujo isotérmico $p = c^2 \rho$, también consideramos que el flujo másico a través de la tubería es constante mediante la relación propuesta en la ecuación 62.

$$\dot{m} = \rho Q = \text{constante} = \rho_n Q_n \quad (62)$$

Donde:

ρ_n = La densidad en condiciones estandarizadas

Q_n = Flujo volumétrico en condiciones estandarizadas

La velocidad de flujo en condiciones estándar se obtiene a condiciones de presión igual a 1 bar y temperatura de 288 Kelvin.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = - \frac{2f \rho_n Q_n^2 p_n}{D A^2 p} - \frac{g \rho_n p \sin \theta}{p_n} \quad (63)$$

Existe también la posibilidad de utilizar el factor de fricción de Darcy que corresponde a un cuarto del factor de fricción de Fanning F , tal como se muestra en la ecuación 64.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{f \rho_n Q_n^2 p_n}{2DA^2 p} - \frac{g \rho_n p \text{ sen}\theta}{p_n} \quad (64)$$

6.1 ECUACIONES DE FLUJO EN TUBERÍAS

Se disponen de varias ecuaciones para describir el comportamiento fundamental del flujo de gases y líquidos en tuberías, las cuales se adoptan en el modelo matemático para las tuberías del software, estas ecuaciones asocian la velocidad del flujo con las propiedades del gas y el dimensionamiento de las tuberías como la longitud y el diámetro, entre otros factores, como la presión aguas arriba y aguas abajo.

Para la implementación de estas ecuaciones, algunas de ellas empíricas, se hace necesario la utilización de términos como presión y temperatura a condiciones estándar, de los cuales se pueden calcular otros términos expuestos en las ecuaciones de flujo, tales como flujo volumétrico a condiciones estándar, que es muy utilizado en la industria del transporte de hidrocarburos a gran escala. La mayoría de libros o manuales relacionados con el transporte de gases a través de tuberías utilizan como valores a condiciones estándar de presión y temperatura en unidades del sistema inglés los siguientes:

$T_b = 60 \text{ }^\circ\text{F}$ o 520 R – (Especificación ANSI 2530) Temperatura estándar.

$P_b = 14,7 \text{ psig}$ – (Especificación ANSI 2530) Presión estándar.

6.1.1 Ecuación general de flujo en tuberías. La ecuación fundamental de flujo relaciona el caudal, además de parámetros como la longitud de la tubería, temperatura del fluido existente entre las presiones de entrada y salida de un tramo de tubería con diámetro constante, todo esto en relación con las propiedades del gas.

Esta ecuación general de flujo determina la caída de presión en el interior de la tubería debido a la fricción existente, además muestra las variaciones de las propiedades de los gases debido a la presión y la temperatura presente en cualquier intervalo de la tubería. La Ecuación general de flujo se representa en la ecuación 65.

$$Q_b = 77.54 * \left(\frac{T_b}{P_b}\right) * \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2)}{G * L * f * Z * T}} * D^5 \quad (65)$$

Donde:

Q_b – Flujo volumétrico a condiciones estándar [ft³_estandar/día]

P_1 – Presión absoluta de entrada a la tubería (psia)

P_2 – Presión absoluta de salida de la tubería en (pisa)

D – Diámetro interno de la tubería en pulgadas (in).

f – Factor de fricción de Darcy, adimensional.

G – Gravedad específica del gas, adimensional

L – Longitud de la tubería [millas]

T – Temperatura de operación del gas a condiciones de flujo (R)

Z – Factor de compresibilidad a condiciones de operación, adimensional

Existen diversas ecuaciones empíricas derivadas de la ecuación de flujo las cuales sirven para hallar el flujo de un gas y la caída de presión en la tubería. Estas ecuaciones abordan diversas condiciones de regímenes de flujo; entre

otros parámetros, como el ajuste de elevación (ΔH), entre el nivel de referencia inicial y la altura final de la tubería, la elevación se ve asociado con el factor de compresibilidad, la gravedad específica, la temperatura y la diferencia de altura.

6.1.2 Ecuación de Weymouth. La ecuación de Weymouth sobrevalora la predicción acerca del valor de caída de presión; es utilizada en condiciones de altas presiones, alta velocidad de flujo y grandes diámetros, a su vez es una de las ecuaciones más frecuentemente utilizadas en el diseño de sistemas de redes, debido a que proporciona un criterio de seguridad mínimo en cuanto a su exactitud.

Su fórmula calcula directamente el caudal a través de una tubería para valores dados de presión a la entrada y salida, gravedad del gas, la longitud entre otros. La Ecuación de Weymouth se muestra en la ecuación 66.

$$Q_b = 432.7 * E * \left(\frac{Tb}{Pb}\right) * \left(\frac{P_1^2 - e^s * P_2^2}{\gamma * l_e * T * Z}\right)^{0.5} D^{2.667} \quad (66)$$

$$S = 0.00375 * \gamma * \left(\frac{\Delta H}{T * Z}\right) \quad (67)$$

$$L_e = \frac{l * (e^s - 1)}{s} \quad (68)$$

Donde:

E – Factor de eficiencia de la tubería, fracción

e – Base de logaritmo natural, 2.71828.

S – Parámetro de ajuste de elevación, adimensional

l_e – Longitud equivalente de la tubería

Al hacer una comparación de la ecuación de Weymouth con la ecuación general de flujo, se puede aislar un factor de transmisión mostrado en la ecuación 69.

$$F = 11.18 * (D)^{\frac{1}{6}} \quad (69)$$

En unidades del Sistema Internacional, la ecuación de Weymouth queda consignada en la ecuación 70.

$$Q_b = 3.7435 * 10^{-3} * E * \left(\frac{Tb}{Pb}\right) * \left(\frac{P_1^2 - e^s * P_2^2}{\gamma * l_e * T * Z}\right)^{0.5} D^{2.667} \quad (70)$$

El factor de transmisión de Weymouth en unidades del Sistema Internacional se muestra en la ecuación 71.

$$F = 6.521 * (D)^{\frac{1}{6}} \quad (71)$$

La aplicación de esta ecuación es recomendada en sistemas de tuberías de longitudes cortas sometidas a altas caídas de presión y grandes variaciones de densidad, donde los resultados de flujo de la fórmula de Weymouth son más precisos que los calculados por otras ecuaciones; sin embargo, el grado de error aumenta con la presión en el ducto. Si al flujo volumétrico obtenido mediante la ecuación de Weymouth se multiplica por $\sqrt{1/Z}$ donde Z corresponde al factor de compresibilidad del fluido, el caudal corregido será una mejor aproximación al caudal medido según recomendación del libro Engineering Data Book GPSA²⁴.

La ecuación no es aplicable a cualquier variedad de diámetros y rugosidad, así como tampoco es válida para flujos cuyo régimen se considera parcialmente turbulento. La ecuación de Weymouth puede aplicarse para regímenes de flujo totalmente turbulento utilizando factores de corrección determinados directamente de las propiedades del sistema.

²⁴ GPSA Engineering Data Book, Compressors and Expanders, 12th ed, Sec. 17, pag 17.4.

6.1.3 Ecuación de Panhandle A. La ecuación de Panhandle A es conveniente utilizarla para sistemas típicos de distribución de gas natural y gas licuado de petróleo (L.P) en las industrias. Es utilizada para tuberías con diámetros de 6 a 24 pulgadas bajo números de Reynolds de 5×10^6 hasta $1,4 \times 10^7$ cuyos valores se encuentran en regiones de flujo parcialmente turbulento, además se ajusta con un factor de eficiencia de 0.92 según el criterio de GPSA Engineering Data Book y Gas Pipeline Hydraulics²⁵, 2005. Su exactitud es $\pm 10\%$ mejor al proporcionado en la ecuación de Weymouth. Véase la ecuación 72.

$$Q_b = 435.87 * E * \left(\frac{Tb}{Pb}\right)^{1.0788} * \left(\frac{P_1^2 - e^s * P_2^2}{\gamma^{0.8539} * l_e * T * Z}\right)^{0.5394} D^{2.6182} \quad (72)$$

En las unidades del SI, la ecuación Panhandle A se muestra en la ecuación 73.

$$Q = 4.5965 * 10^{-3} * E * \left(\frac{Tb}{Pb}\right)^{1.0788} * \left(\frac{P_1^2 - e^s * P_2^2}{\gamma^{0.8539} * l_e * T * Z}\right)^{0.5394} D^{2.6182} \quad (73)$$

Al comparar estas ecuaciones con la ecuación general de flujo se obtiene un factor de transmisión referente para cada sistema de unidades. En la ecuación 74 se muestra la expresión en unidades del sistema inglés.

$$F = 7.2111 * E * \left(\frac{Q_b * \gamma}{D}\right)^{0.7315} \quad (74)$$

Y en la ecuación 75 se muestra en unidades del Sistema Internacional.

²⁵ MENON, E Shashi. Gas Pipeline Hydraulics, LLC, 2005, cap 2, pag 64.

$$F = 11.85 * E * \left(\frac{Q_b * \gamma}{D} \right)^{0.07305} \quad (75)$$

En la tabla 6 se observa los distintos valores de la constante E puede tomar según corresponda a la eficiencia de la tubería, mostrando las características para cada valor del factor en cuestión.

Tabla 6. Valores de factor de eficiencia E , para las distintas condiciones de operación

E	1.0 Para tuberías nuevas sin curvas, codos, válvulas, ni codos de diámetro o elevación.
E	0.95 Para condiciones de operación muy buenas, dentro de los 12-18 meses
E	0.92 Para condiciones de operación promedio
E	0.85 Para condiciones de operación desfavorables

Fuente. Engineering Data, CRANE CO.

6.1.4 Ecuación de Panhandle B. La ecuación de Panhandle B o ecuación Panhandle revisada, se utiliza en el cálculo de tuberías prolongadas de alta presión y de diámetros de tubería superiores a 24 pulgadas en regiones de flujo totalmente turbulentas cuyos número de valores de Reynolds se encuentran dentro del rango de 4×10^6 hasta 4×10^7 , su valor de eficiencia varía entre 0.88 a 0.94 según recomendaciones hechas en los libros GPSA Engineering Data Book y Gas Pipeline Hydraulics²⁶. En la ecuación 76 se tiene la ecuación de Panhandle B en unidades del sistema inglés.

$$Q = 737 * E * \left(\frac{Tb}{Pb} \right)^{1.02} * \left(\frac{P_1^2 - e^s * P_2^2}{\gamma^{0.961} * l_e * T * Z} \right)^{0.51} D^{2.53} \quad (76)$$

²⁶ MENON, E Shashi. Gas Pipeline Hydraulics, LLC, 2005, cap 2, pag 64.

En las unidades del Sistema Internacional, la ecuación Panhandle B es la presentada en la ecuación 77.

$$Q = 1.002 \cdot 10^{-2} \cdot E \cdot \left(\frac{Tb}{Pb}\right)^{1.02} \cdot \left(\frac{P_1^2 - e^s \cdot P_2^2}{\gamma^{0.961} \cdot l_e \cdot T \cdot Z}\right)^{0.51} D^{2.53} \quad (77)$$

Al comparar estas ecuaciones con la ecuación general de flujo se obtiene un factor de transmisión referente para cada sistema de unidades. Véase la ecuación 78.

$$F = 16.7 \cdot E \cdot \left(\frac{Q_b \cdot \gamma}{D}\right)^{0.01961} \quad (78)$$

En la ecuación 79 se muestra la ecuación 78 modificada para las unidades del sistema internacional.

$$F = 19.08 \cdot E \cdot \left(\frac{Q_b \cdot \gamma}{D}\right)^{0.01961} \quad (79)$$

6.1.5 Ecuación de Spitzglass. La Ecuación de Spitzglass brinda resultados que cubren el deterioro del interior de la tubería y el incremento progresivo de la rugosidad interna que se genera con el tiempo. Hay dos ecuaciones de Spitzglass; una se aplica en el caso de baja presión menor o igual a 1 psig y la otra para presiones mayores a 1 psia.

Esta ecuación proporciona un mejor ajuste en comparación a Weymouth y Panhandle. La ecuación de Spitzglass para condiciones de baja presión (menor a 1 psia a 60 °F) se muestra en la ecuación 80.

$$Q = 3.893 \cdot 10^3 \cdot E \cdot \left(\frac{Tb}{Pb}\right) \cdot \left(\frac{P_1 - P_2}{\gamma \cdot l_e \cdot T \cdot Z \cdot \left(1 + \frac{3.6}{D} + 0.33 \cdot D\right)}\right)^{0.5} D^{2.5} \quad (80)$$

En la ecuación 81 se muestra la versión de la ecuación Spitzglass para baja presión (menor de 6,9 kPa) en unidades del SI.

$$Q = 5.69 * 10^{-2} * E * \left(\frac{Tb}{Pb}\right) * \left(\frac{P_1 - P_2}{\gamma * l_e * T * Z * \left(1 + \frac{91.44}{D} + 0.0012 * D\right)}\right)^{0.5} D^{2.5} \quad (81)$$

Ecuación de Spitzglass para condiciones de baja presión (> 1 psia a 60 °F).
Vease en la ecuación 82.

$$Q = 729.6087 * E * \left(\frac{Tb}{Pb}\right) * \left(\frac{P_1^2 - e^s * P_2^2}{\gamma * l_e * T * Z * \left(1 + \frac{3.6}{D} + 0.33 * D\right)}\right)^{0.5} D^{2.5} \quad (82)$$

La versión de la ecuación Spitzglass en las unidades del SI a alta presión (más de 6,9 kPa) se muestra en la ecuación 83.

$$Q = 1.0815 * 10^{-2} * E * \left(\frac{Tb}{Pb}\right) * \left(\frac{P_1^2 - e^s * P_2^2}{\gamma * l_e * T * Z * \left(1 + \frac{91.44}{D} + 0.0012 * D\right)}\right)^{0.5} D^{2.5} \quad (83)$$

El uso de esta ecuación se recomienda cuando se manejan gases a baja presión y temperatura, cercanas a las condiciones estándar, un ejemplo son sistemas de distribución de gases combustibles.

No se recomienda la aplicación de esta ecuación si a lo largo de la tubería existe una caída de presión mayor al 10% de la presión de entrada, en este caso la caída de presión deberá ser corregida, según lo indica la norma API-14E.

6.1.6 Ecuaciones de la American Gas Association (AGA). La American Gas Association en el año 1964 y 1965, redactó un informe sobre la forma de calcular el factor de transmisión para el gas en tuberías de un gasoducto para ser utilizado en la ecuación general de flujo de gas expuesta por esta asociación. El método de la AGA se refiere algunas veces como el método AGA NB-30 el cual utiliza un método para calcular el factor de transmisión F usando dos ecuaciones diferentes como se expone a continuación:

- Se calcula el factor F , para un tubo rugoso; encargado de brindar un dato teórico como zona de total turbulencia.
- Se calcula el factor F , para un tubo liso, encargado de brindar un valor referido a la zona de parcialmente turbulenta.

Finalmente una vez se tiene los dos valores se escoge el menor, que se utiliza en la ecuación general de flujo para poder determinar el cálculo de la caída de presión según la ecuación 84.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{2.51}{Re * \sqrt{f}} \right) \quad (84)$$

Sin embargo como el método AGA utiliza el factor de transmisión F en lugar del factor de fricción f , podemos calcular el factor de fricción usando la ecuación 85 que asocia estos dos factores.

$$F = \frac{2}{\sqrt{f}} \quad (85)$$

Donde

F : Factor de transmisión

f : Factor de fricción

Para la zona totalmente turbulenta la Asociación AGA, se recomienda utilizar la fórmula para el cálculo del factor de transmisión F , sobre la base de la rugosidad relativa (e/D) de manera que sea independiente del número de Reynolds (R_e).

$$F = 4 \log_{10} \left(\frac{3.7 * D}{e} \right) \quad (86)$$

La ecuación anteriormente enunciada es conocida como la ecuación de flujo de Van Karman para tubería rugosa.

Lo referente a la zona parcialmente turbulento, el factor de transmisión F se calcula a partir de la ecuación 87 usando el número de Reynolds, además de un parámetro (D_f), el cual denota el factor de arrastre presente en la tubería.

$$F = 4 * D_f * \log_{10} \left(\frac{R_e}{1.4125 * F_t} \right) \quad (87)$$

Esta ecuación también se puede expresar como se muestra en la ecuación 88.

$$F_t = 4 * \log_{10} \left(\frac{R_e}{F_t} \right) - 0.6 \quad (88)$$

Donde

F_t : Factor de transmisión Von Karman para Tubo Liso.

Para la determinación del factor de arrastre del tubo D_f , se debe tener en cuenta el número de curvas, accesorios y demás componentes que hay presentes en la línea. Los rangos de valores que puede optar esta desde 0,9 a 0,99. Sin embargo se puede determinar mediante la siguiente expresión matemática dada por el índice de Ben, el cual asocia la suma de todos los ángulos y curvas en el segmento del tubo, dividiendo por la longitud total de la sección de la tubería que se esté modelando.

$$BI = \frac{\sum \text{ todos los grados de curvas presentes en la tubería}}{\text{longitud total del tramo de tubería}} \quad (89)$$

✓ **Ecuación AGA para Flujo Parcialmente Turbulento.**

Esta ecuación es ampliamente utilizada cuando se tiene altas presiones sobre las líneas del sistema, se recomienda utilizarla en sistemas de alta velocidad de flujo, con grandes tuberías de diámetro.

Esta ecuación característica predice la caída de flujo y presión con un alto grado de precisión, especialmente si la rugosidad en la tubería se ha medido con gran exactitud. A su vez esta ecuación es altamente dependiente del número de Reynolds y esa dada por la ecuación 90.

$$Q_b = 38.77 \frac{Tb}{Pb} * \left(\frac{P_1^2 - P_2^2 - E}{GLTZ} \right)^{0.5} 4 D_f \log \left(\frac{Re}{1.4 \sqrt{\frac{1}{f}}} \right) D^{2.5} \quad (90)$$

Donde el factor de transmisión está definido por la ecuación 91.

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = 4 * D_f * \log \left(\frac{Re}{1.4 \sqrt{\frac{1}{f}}} \right) \quad (91)$$

Donde D_f corresponde a un factor de arrastre que normalmente aparece en las ecuaciones de flujo parcialmente turbulento y compensa las ineficiencias debidas a las curvas, soldaduras y conexiones. Se asume para este factor un valor numérico en el intervalo de 0,92 a 0,97, valores definidos experimentalmente debido a pruebas.

Es la mejor ecuación para flujo de gas en régimen parcialmente turbulento (redes de distribución) y su caudal Q_b es obtenido en el sistema de unidades *SCFD* (pies cúbicos estándar por día).

✓ Ecuación AGA para flujo totalmente turbulento

La AGA totalmente turbulento es una ecuación que se recomienda con gran frecuencia y ampliamente utilizada en sistemas de alta presión, sistemas de alto flujo para tuberías de diámetros con tamaños medianos o grandes. Esta ecuación predice tanto la caída de flujo y la caída de presión con un alto grado de precisión especialmente si los valores de rugosidad efectiva de los accesorios y la tubería se han medido o analizado correctamente para poder ser utilizarlos en esta ecuación.

La expresión propuesta por la AGA para flujo totalmente turbulento se muestra en la ecuación 92 en unidades internacionales.

$$Q_b = 38.77 \frac{Tb}{Pb} * \left(\frac{P_1^2 - P_2^2 - E}{GLTZ} \right)^{0.5} 4 \log \left(\frac{3.7D_i}{K_e} \right) D^{2.5} \quad (92)$$

Cuando el factor de transmisión no se tiene se debe definir mediante el uso de la ecuación de Nikuradse tal como se muestra en la ecuación 93.

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = 4 * \log \left(\frac{3.7 * D_i}{K_e} \right) \quad (93)$$

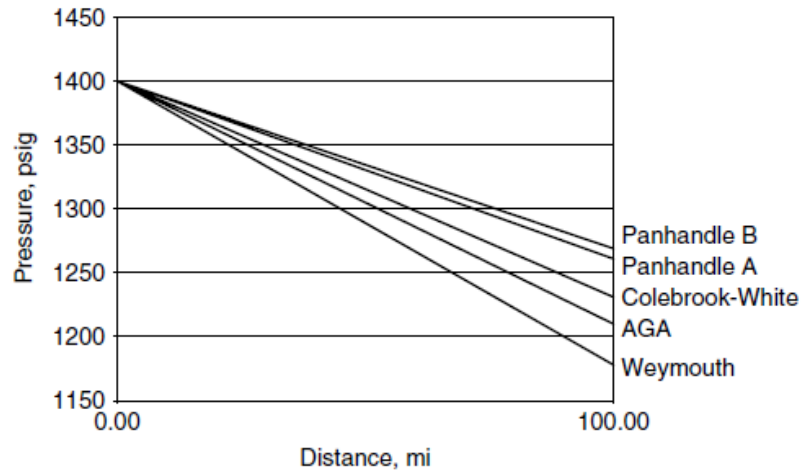
La fórmula desarrollada por la American Gas Association (AGA), es considerada la más acertada y utilizada, para el diseño de gasoductos. Esta fórmula involucra el cálculo de factor de transmisión basado en el régimen de flujo y otros parámetros, teniendo en cuenta los cambios de elevación. La velocidad de flujo generado Q_b se obtiene en las unidades SCFD (pies cúbicos estándar por día).

6.2 COMPARACION DE LAS ECUACIONES DE FLUJO

Cada una de las anteriores ecuaciones de flujo enunciadas modela cierto tipo de características; en torno al caudal y presiones en los gasoductos. Por tal motivo a continuación se anexa en la figura 20 y 21 en las cuales se muestra algunas

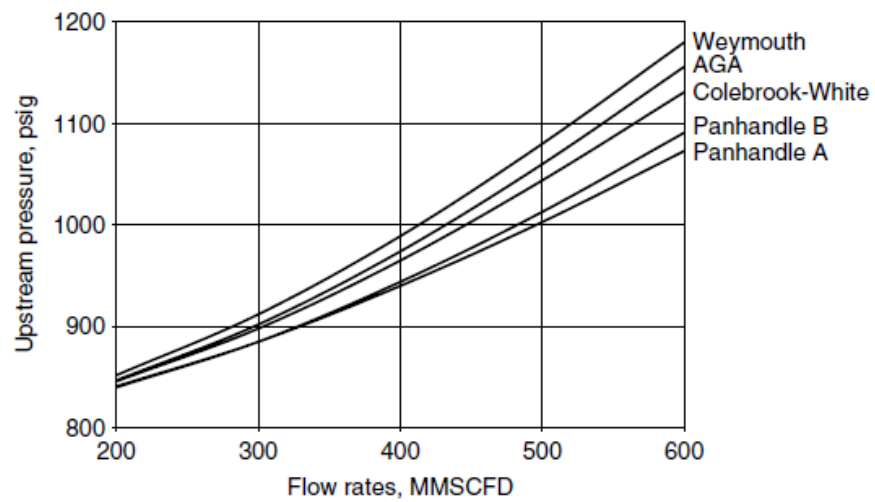
de estas comparaciones cuando se utilizan la ecuación de la AGA, Panhandle, Weymouth y Colebrook por ser las ecuaciones más utilizadas en el estudio de un gasoducto.

Figura 20. Comparación de las ecuaciones de flujo.



Fuente. MENON, E Shashi. Gas Pipeline Hydraulics, pág. 80

Figura 21. Comparación de las ecuaciones de flujo.



Fuente. MENON, E Shashi. Gas Pipeline Hydraulics, pág. 81.

7. METODOS NUMERICOS PARA LA RESOLUCION DEL PROBLEMA DE FLUJO EN TUBERIAS

Un modelo matemático se define como una formulación o una ecuación que expresa las características esenciales de un sistema físico o de un proceso en términos matemáticos. La matemática aplicada se dedica a buscar y aplicar las herramientas más adecuadas a los problemas basados en estos modelos. Desafortunadamente, no siempre es posible aplicar métodos analíticos clásicos, en estos casos son útiles las técnicas numéricas, que mediante una labor de cálculo más o menos intensa, conducen a soluciones aproximadas que son siempre numéricas. La aplicación de estos métodos requiere un esfuerzo de cálculo significativo, por lo cual, estos métodos están íntimamente ligados al uso de computadores.

Los métodos numéricos se consideran como técnicas mediante las cuales es posible plantear problemas matemáticos de tal forma que puedan resolverse usando operaciones aritméticas. El análisis numérico trata de diseñar métodos para aproximar de una manera eficiente las soluciones de problemas expresados matemáticamente.

Se requiere de una secuencia de operaciones algebraicas y lógicas que producen la aproximación al problema matemático simplificando el tipo y cantidad de operaciones a realizar, que en muchos problemas de ingeniería es fundamental, ya sea por su complejidad o por la cantidad de operaciones. Existe un costo inevitable entre la exactitud y la cantidad de operaciones. Esta relación es de gran importancia en los métodos numéricos.

En dinámica de fluidos existen dos formas de mirar el movimiento del flujo, en este caso el gas natural, la descripción lagrangiana consiste en hacer un seguimiento de las partículas del material, mientras que la descripción euleriana consiste en medir lo que pasa en puntos fijos del espacio. En la descripción lagrangiana interesa saber las ecuaciones que describan la posición y las

propiedades físicas de la partícula en cada instante, en cambio en la descripción euleriana las ecuaciones no se encuentran ligadas a cada partícula sino a los puntos en el espacio ocupados por el fluido, en cada punto el valor de las propiedades viene determinado por la partícula que lo ocupa en ese instante.

7.1 TECNICAS DE DISCRETIZACION ESPACIAL

La ecuación diferencial parcial planteada anteriormente debe resolverse numéricamente para transformarla en una ecuación algebraica en determinados puntos del dominio físico de nuestro problema (nodos), lo que se conoce como discretización espacial. Las técnicas más utilizadas para generar esta discretización se muestran a continuación.

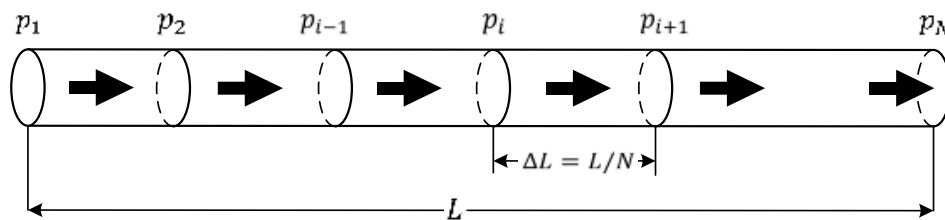
- **Diferencias finitas:** consiste en una aproximación de las derivadas parciales por expresiones algebraicas con los valores de la variable dependiente en un limitado número de puntos seleccionados. Como resultado de la aproximación, la ecuación diferencial parcial que describe el problema es reemplazada por un número finito de ecuaciones algebraicas, en términos de los valores de la variable dependiente en puntos seleccionados.
- **Volúmenes finitos:** Este método se diseña una malla de discretización del espacio. En torno a cada nodo de esta malla se construye un volumen de control que no se traslapa con los de los puntos vecinos. De esta manera el volumen total resulta ser igual a la suma de los volúmenes de control considerados. La ecuación diferencial se integra sobre cada volumen de control, lo cual entrega como resultado una versión discretizada de dicha ecuación.
- **Elementos finitos:** La idea general de este método es la división de un continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por nodos. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento. De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo (infinitos grados de libertad), que es regido por una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados

de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no.

7.2 APLICACION DEL METODO DE VOLUMENES FINITOS

El método de volúmenes finitos emplea directamente las ecuaciones de conservación en su forma integral. Este método discretiza las ecuaciones en cada una de las celdas o volúmenes de control del dominio donde previamente se realiza la discretización espacial. Un ejemplo del mallado de un tramo de tubería se encuentra en la figura 22.

Figura 22. Mallado de la tubería.



La longitud de la tubería es L y está dividida en n subsecciones de igual longitud ΔL , por lo tanto $\Delta L = L/N$, luego se calcula la presión p_i para cada subsección del sistema entre dos nodos. De este modo se puede obtener la siguiente ecuación discretizada para la solución de nuestro problema mediante la ecuación de flujo propuesta por la AGA para flujo totalmente turbulento. Véase la ecuación 94.

$$P_{i+1} = \sqrt{P_i^2 + E + \left(\frac{Q_b}{38.774 \frac{T_b}{P_b} * 4 \log \left(\frac{3.7 * D_i}{Ke} \right) D_i^{2.5}} \right)^2 * G * L * T * Z} \quad (94)$$

De manera similar en la ecuación 95 se deduce la ecuación de la AGA para flujo parcialmente turbulento.

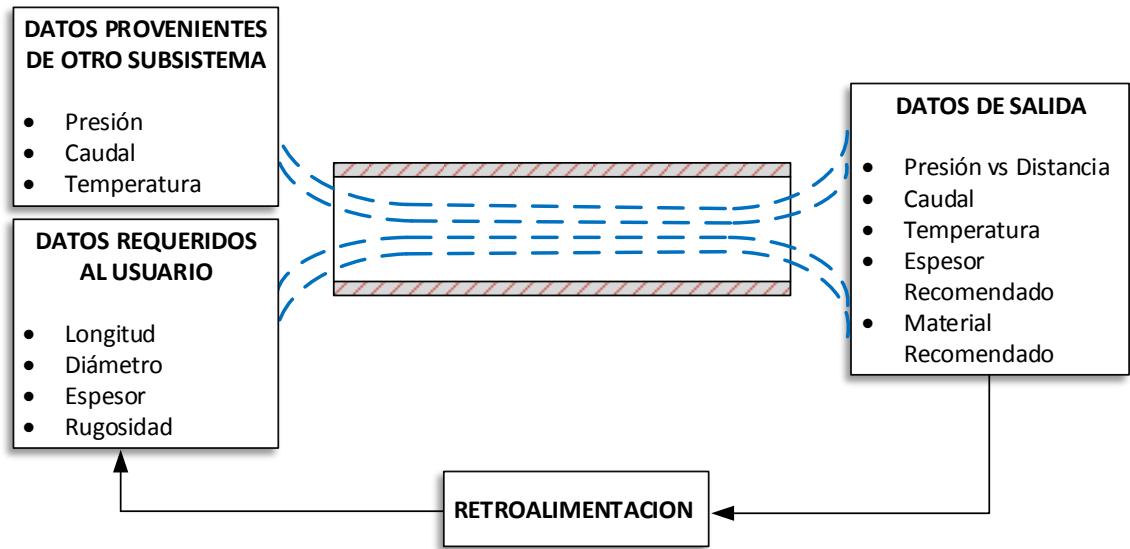
$$P_{i+1} = \sqrt{P_i^2 + E + \left(\frac{Q_b}{38.774 \frac{T_b}{P_b} * 4Df \log \left(\frac{Re}{1.4\sqrt{1/f}} \right) D_i^{2.5}} \right)^2 * G * L * T * Z} \quad (95)$$

Además de esto, se debe establecer las condiciones de frontera e iniciales, datos provenientes de otros subsistemas vecinos, como son la presión inicial y el flujo volumétrico.

7.3 DATOS DE ENTRADA Y CONDICIONES DE FRONTERA

Se deben establecer ciertos parámetros de entrada y condiciones de frontera para la correcta solución del problema. Dichos datos provienen de otros componentes del sistema adjuntos al tramo de tubería analizado. La condición inicial para el desarrollo de nuestra ecuación diferencial parcial es la presión inicial en la tubería. En la figura 23 se muestran los datos de entrada y salida de una tubería tal como los maneja el software.

Figura 23. Datos de entrada y salida de la tubería.



También son requeridos al usuario ciertos datos adicionales para el desarrollo de los cálculos en las tuberías, básicamente son parámetros geométricos y constructivos de la tubería tales como el diámetro, el espesor, la rugosidad, la longitud, la elevación, etc.

Adicional a nuestro modelo fundamental del comportamiento del flujo a través de la tubería también se incluirá un algoritmo que tome estos valores de entrada y nos ofrezca ciertas recomendaciones a la hora de seleccionar los componentes o de imponer parámetros geométricos.

8. DISEÑO Y ELABORACION DEL SOFTWARE SIDECOGAS 1.0

Durante el desarrollo del software se tendrá como guía la metodología expuesta por el proceso unificado (PU), el cual se define como “un proceso de desarrollo de software que describe el conjunto de actividades para transformar los requisitos del usuario en un sistema software.²⁷” Este proceso es dirigido por medio de casos de usos, con énfasis especial en la arquitectura del sistema, y es iterativo e incremental. Se dice que es un proceso iterativo porque puede constar de varios ciclos, cada nueva iteración produce una nueva versión del software brindándole mayor funcionalidad y refinamiento.

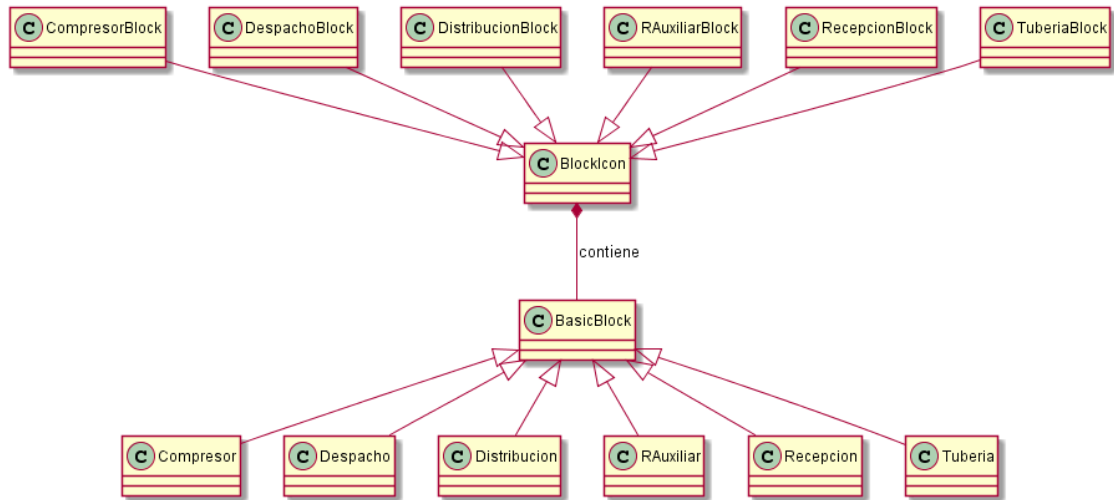
El software se diseñó de manera que el usuario se relacione fácilmente con una interfaz gráfica agradable y fácil de utilizar, en la que pueda diseñar un sistema de transporte de gas natural mediante la utilización de varios componentes que se ven asociados a un gasoducto. El software SIDECOGAS 1.0 permite a partir del diseño del circuito representativo del gasoducto obtener parámetros de operación generales, ofreciendo además, recomendaciones de un diseño óptimo de un sistema de tuberías y estaciones compresoras de gas con el fin de caracterizar criterios de selección, factor primordial a la hora de un diseño.

8.1 JERARQUIA DE CLASES DEL SOFTWARE SIDECOGAS 1.0

La jerarquía de clases trata de implementar una separación entre los datos y su representación gráfica. Existen en total seis tipos de componentes para el gasoducto los cuales son el Compresor, Despacho, Distribución, Recepción y Recepción Auxiliar, y la Tubería.

²⁷ALONSO, Fernando, Introducción a la ingeniería del Software, cap. 17.2

Figura 24. Diagrama de la jerarquía de clases



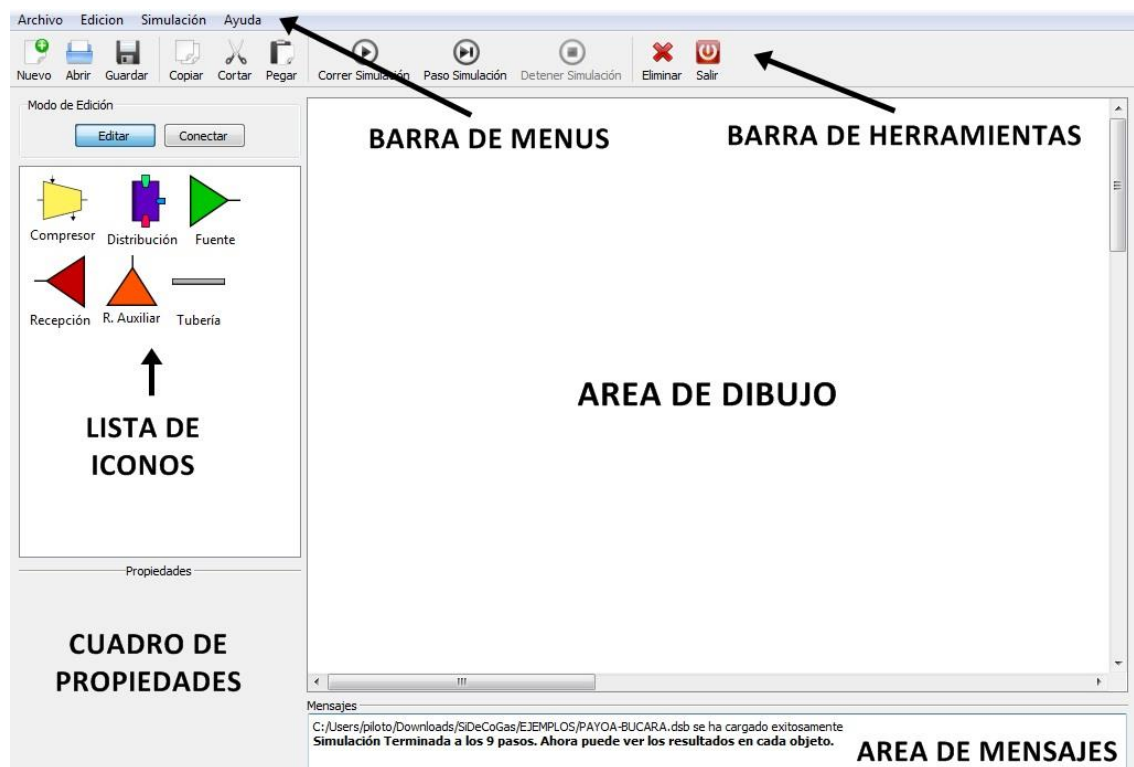
En la figura 24 se muestran el esquema representativo de la jerarquía de clases en el software SIDECOGAS 1.0. BasicBlock es la clase principal o base que contiene los datos de cada componente del gasoducto, y la encargada de realizar los cálculos de la simulación. De esta heredan las clases Compresor, Despacho, Distribución, RAuxiliar, Recepción y Tubería, tal como se muestra en la figura 24.

BlockIcon es la clase base encargada de mostrar en pantalla una representación visual de cada componente, es decir la IHM²⁸. Adicional a esto, esta es la que permite la interacción con el Usuario, debido a que durante la edición del diagrama se puede escribir los datos de cada componente, arrastrar y soltarlos en alguna posición dentro del área de dibujo, llamar un menú contextual, y resaltar por cuál componente va la simulación. Toda instancia de BlockIcon tiene dentro de ella una y sólo una BasicBlock, y heredan de esta clase CompresorBlock, DespachoBlock, DistribucionBlock, RAuxiliarBlock, RecepcionBlock y TuberiaBlock.

²⁸ IHM – Interfaz Hombre Maquina

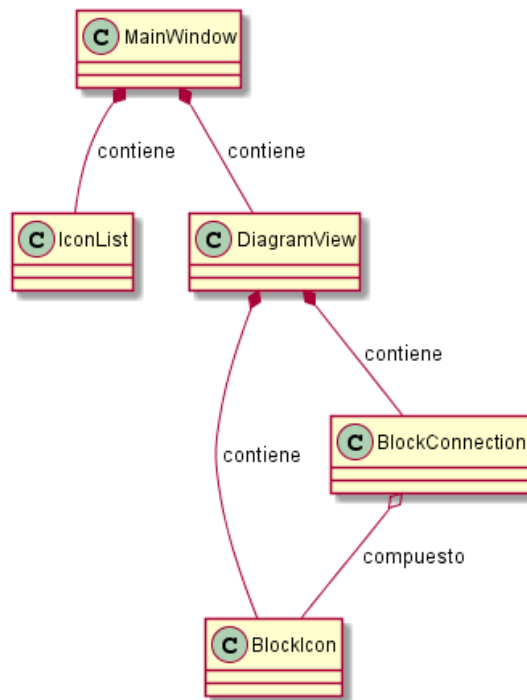
8.1.1 Clases Principales de la Interfaz Gráfica. La interfaz gráfica consta de una ventana principal que contiene dentro de ella: barras de menú, herramientas y estado, lista de iconos, cuadro de propiedades, área de dibujo y un área de texto para mensajes como se muestra en la captura realizada en la figura 25. De estas partes de la interfaz gráfica, las que requieren una implementación específica para nuestro caso son la ventana principal, la lista de iconos y el área de dibujo. Para una mayor información acerca de las propiedades gráficas y componentes del software véase el ANEXO B. Manual de usuario.

Figura 25. Interfaz gráfica del software SIDECOGAS 1.0



La ventana principal (MainWindow) responde a varios eventos correspondientes al uso del software, como lo es el abrir y guardar archivos, crear un nuevo diagrama, copiar, cortar, pegar, eliminar, etc. Dentro de esta sólo hay una única lista de iconos y una única área de dibujo. Véase la figura 26.

Figura 26. Clases principales de la interfaz gráfica



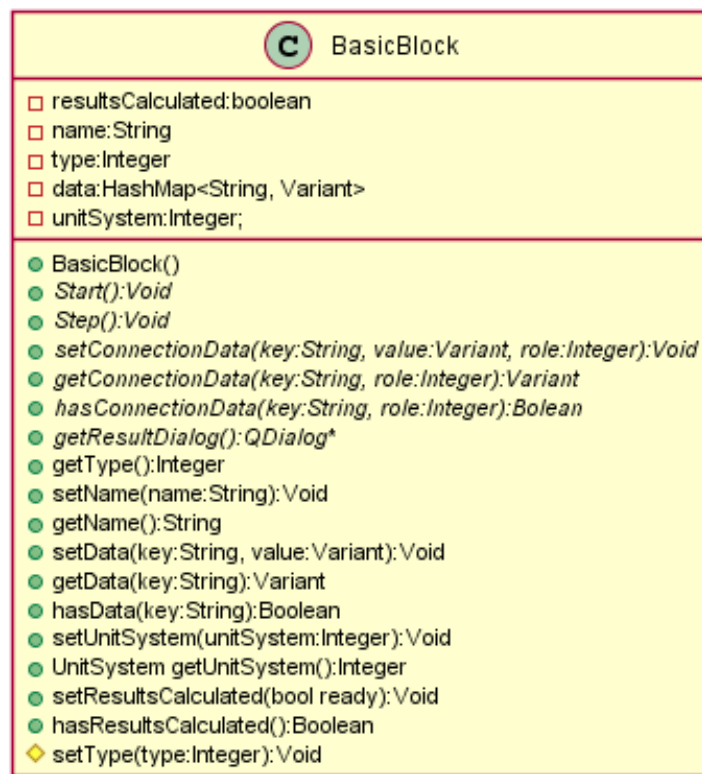
La lista de iconos (**IconList**) es en la cual se ve un listado (valga la redundancia) de los componentes implementados para la simulación de un gasoducto. De esta arrastramos y soltamos con el mouse los componentes en el área de dibujo.

El área de dibujo (**DiagramView**) puede contener varios componentes de simulación (**BlockIcon**) y las varias conexiones entre estos componentes (**BlockConnection**). Un **BlockIcon** se crea cuando se suelta un elemento de la lista de iconos al área de dibujo. Y una **BlockConnection** se crea cuando se unen dos **BlockIcon**.

La **BlockConnection** está compuesta siempre por dos **BlockIcon**, uno inicial y uno final. Si uno de estos es borrado, la **BlockConnection** dejará de existir.

8.1.2 Diagramas de clases. *BasicBlock* es la clase base encargada de tener los datos de cada componente del gasoducto a simular y de realizar los cálculos de la simulación. En la figura 27 puede observarse el diagrama de “*BasicBlock*”. Sus atributos son: uno booleano para checar si ya realizó los cálculos de la simulación (*resultsCalculated*), uno de cadena de texto para guardar un nombre (usado en esta versión de software, sólo para guardar los datos en disco y poder reconstruir el diagrama a partir de este archivo), véase la figura 20, un entero para indicar el tipo de componente (con esta variable se sabe si se tiene un compresor o una tubería por ejemplo), un mapa de hashes para almacenar en memoria datos de cualquier tipo dentro de una estructura de datos tipo Variant (o Any) y que quedan rotulados con un nombre almacenado en una cadena de texto (String) y un entero que identifica en qué sistema de unidades están los datos del BasicBlock.

Figura 27. Diagrama BasicBlock



Cada uno de estos atributos tiene sus correspondientes getters y setters (get/set). Como los datos están almacenados en un mapa de hashes, entonces existe el método `hasData` para saber si el componente tiene un dato específico o no. Los demás métodos que hay son abstractos o virtuales, esto quiere decir que es responsabilidad de las clases derivadas definir lo que hacen cada una de estas. Los métodos de `ConnectionData` son para guardar, obtener y verificar datos que vienen de un componente conectado. Los datos de conexión deben guardarse en un mapa (o estructura similar) que permita acceder a estos por nombre. Adicional a esto, se debe definir un rol de la conexión.

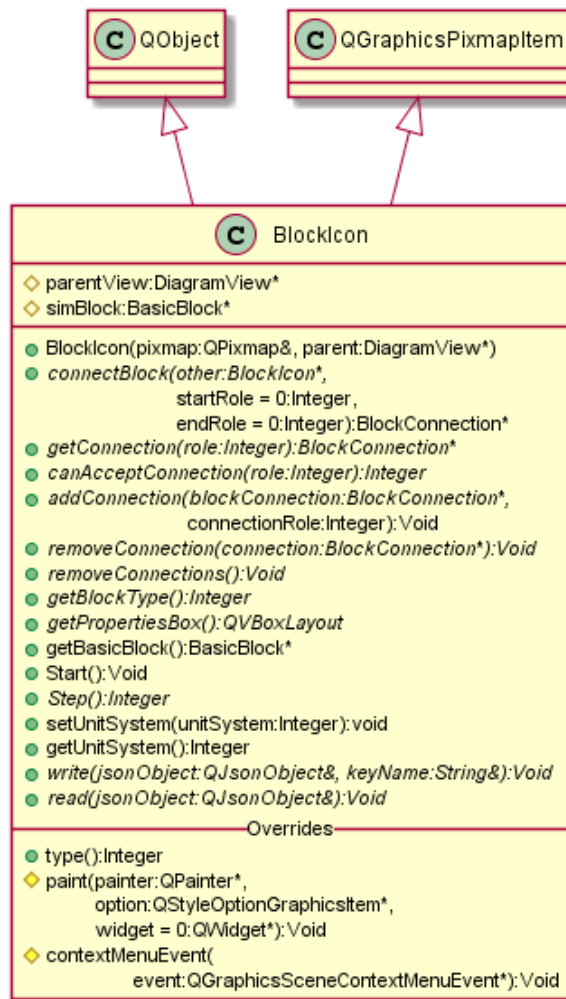
El rol de la conexión se refiere a dónde está conectado el otro componente, por ejemplo, una tubería tiene una entrada y una salida. El rol define si el dato de conexión viene de la entrada o la salida de la tubería.

Finalmente los métodos "*Start*" y "*Step*", son los métodos que se ejecutan al principio y durante la simulación respectivamente. En "*Start*" se hacen las conversiones de unidades necesarias, se borran los datos antiguos de simulaciones anteriores, y se hacen en general cálculos previos al inicio de la simulación. El método "*Step*" es el método que se llama a cada paso de la simulación y en este se realizan todos los cálculos de la simulación del componente.

BlockIcon es una clase íntimamente ligada a la implementación de la interfaz gráfica. En este caso se usa Qt²⁹ para C++ para la creación de la interfaz gráfica. De Qt, *BlockIcon* hereda de `QObject` y `QGraphicsPixmapItem`. La herencia de `QObject` es necesaria para que las clases derivadas puedan conectar la interfaz gráfica con los datos en memoria que están bajo la responsabilidad de los derivados de `BasicBlock`. `QGraphicsPixmapItem` es la clase base, cuyos métodos hacen que se dibuje en el área de dibujo la imagen que representa al componente.

²⁹ Qt es una herramienta para crear interfaces de usuario con un buen rendimiento. <http://www.qt.io/developers/>

Figura 28. Diagrama BlockIcon



Sólo tiene dos atributos y estos son: “*parentView*”, que es una referencia al área de dibujo para acceder a métodos específicos de esta, en particular a los que responden a interacciones con el usuario; y “*simBlock*”, el cuál es una instancia de *BlockIcon* y con la cuál establecerá la comunicación con la interfaz para guardar los datos. Véase la figura 28 donde se representa el diagrama de “*BlockIcon*”. Los métodos que tiene son para crear conexiones con otros componentes, las cuales tienen su respectivo rol, verificar si se puede realizar la conexión, realizar la conexión en sí, obtener la conexión realizada según el rol, eliminar una conexión o eliminar todas las conexiones. Es responsabilidad de las clases derivadas como maneja las conexiones con otros componentes y los roles que define. Están los métodos para obtener a “*simBlock*” y así acceder a los

datos de este entre otras cosas, y el método Start el cuál solamente llama al método Start del BasicBlock. Lo mismo sucede con el getter y setter para el sistema de unidades, se llama al del BasicBlock.

El método Step queda a responsabilidad de la clase derivada, ya que según esta, debe verificar si se dieron las condiciones para realizar los cálculos o no, si el componente está conectado a otros, y transmitir los datos de conexión al siguiente componente (de acuerdo a la dirección de la simulación). Los métodos write y read, son usados para leer los datos del BasicBlock y convertirlos en un objeto JSON y así poderlos serializar, es decir, guardar y leer del disco.

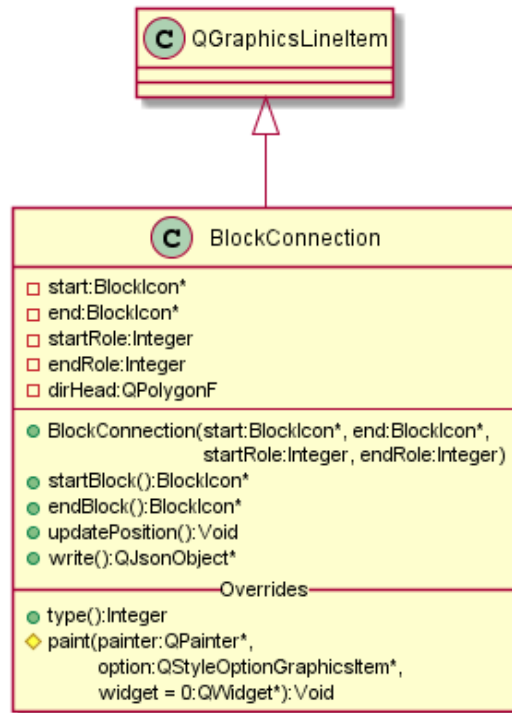
Los overrides o métodos sobrescritos, son el type que es para obtener el id de tipo para la clase BlockIcon, el paint para dibujar el componente junto con el nombre y el contextMenuEvent, que es una respuesta al clic derecho y así mostrar un menú de acciones.

BlockConnection es simplemente una flecha que une únicamente dos componentes. Guarda una referencia al componente inicial (start) y otra al componente final (end), además de sus respectivos roles de conexión. Un caso típico de los roles es el de una tubería siendo la parte inicial de una conexión, esta siempre tendrá conectado el componente final de la conexión, bajo el rol (startRole) de salida. Los roles se guardan en BlockConnection únicamente con el fin de que se pueda reconstruir el diagrama al guardar y/o leer este de un disco.

De métodos sólo tenemos los getters para las referencias a los BlockIcon y así obtener información de estos. UpdatePosition es un método que se llama para actualizar la posición de la flecha, cada vez que se mueva un BlockIcon en el área de dibujo y así se dibuje correctamente. El método write es para crear un objeto JSON con la información de la conexión, la cual está compuesta por el nombre de los componentes y los roles que tienen en la conexión. Los overrides, son para el método type que devuelve el id asignado para la clase BlockConnection y el método paint, para dibujar correctamente la flecha usando el atributo dirHead (dirección de la cabeza de la flecha) y la posición actualizada

por `updatePosition`. En la figura 29 se muestra el diagrama perteneciente a “*BlockConnection*”.

Figura 29. Diagrama BlockConnection



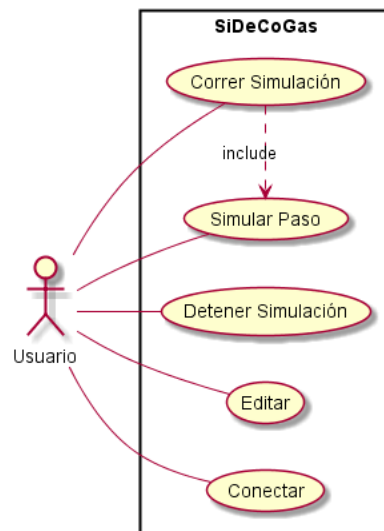
8.2 CASOS DE USO DEL SOFTWARE SIDECOGAS 1.0

Aparte de los casos típicos de un aplicativo de escritorio, como lo son copiar, pegar, nuevo archivo, guardar, salir, etc., Los casos de uso específicos para el simulador son: Correr Simulación, Simular Paso, Detener Simulación, Editar y Conectar, tal como se muestra en la figura 30. El usuario de SIDECOGAS 1.0 edita en el programa cuando agrega un nuevo componente al área de dibujo, cambia sus propiedades, lo mueve de posición, corta, pega, etc. El usuario de SIDECOGAS 1.0 conecta en el programa cuando activa el modo conectar, dándole clic en “Conectar” y procede a unir dos componentes, haciendo clic izquierdo sostenido en el inicial y arrastrando el puntero del mouse hasta el componente final. Cuando suelta el botón izquierdo del mouse, si los

componentes se pueden conectar, entonces se realizará una nueva conexión o se borrará la flecha temporal que se dibujaba mientras hacia la conexión.

El usuario corre la simulación cuando hace clic en “Correr Simulación”. La interacción con el programa es mínima, ya que cuando la simulación está corriendo no se puede realizar ninguna otra acción, salvo detener simulación, hasta que termine de realizar los cálculos. Internamente, lo que hace Correr Simulación es realizar pasos de simulación de forma automática. Por esta razón, “Correr simulación” incluye al caso de uso “Simular Paso”.

Figura 30. Casos de Usos de SIDECOGAS



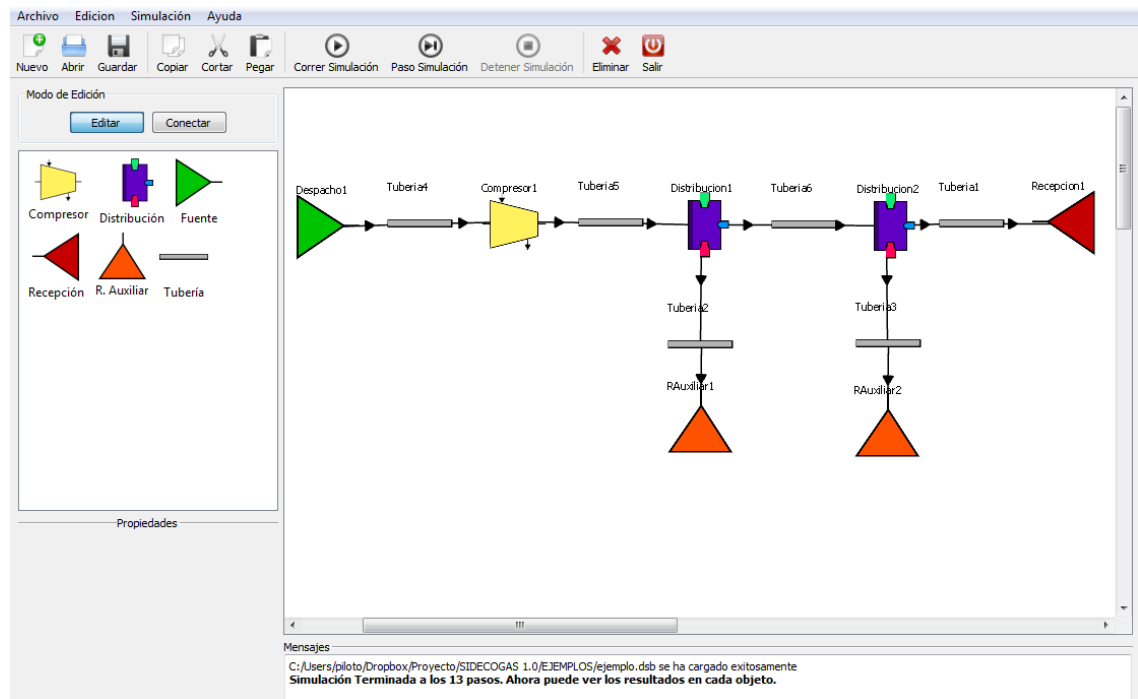
El usuario simula un paso cuando hace clic en “Paso Simulación”. Cuando se da el primer paso, este es el paso cero, en el cual se inicia la simulación (se llama al método Start del BlockIcon), después de este, se verá que cambia de color el componente por donde va la simulación. Esta acción se puede repetir hasta que termine la simulación o se detenga. El usuario detiene la simulación cuando este da clic en “Detener Simulación”. Sólo se puede dar clic a este botón cuando se está realizando una simulación paso a paso, o cuando ejecutar toda la simulación se demora bastante (de otro modo, esta ocurre tan rápido que no da tiempo al usuario de dar clic en el botón).

8.3 DIAGRAMA DE ACTIVIDADES DEL SOFTWARE SIDECOGAS 1.0

Al correr la simulación, esta primero se inicializa obteniendo una lista de todos los componentes que están en el área de dibujo. Se itera sobre esta lista, inicializando cada componente individualmente. Si el componente es un despacho o una recepción (incluyendo recepciones auxiliares) se añaden a una fila de simulación, ya que estos es donde inicia la simulación.

¿Qué es la fila de simulación? Es la estructura computacional elegida para recorrer el diagrama y añadir por orden los componentes de esta. La característica de la fila es que el primer elemento que entra a esta, es el primero es salir de esta, por lo que literalmente cada componente hará una fila, esperando por su turno de hacer un paso de simulación.

Figura 31. Ejercicio propuesto simulado correctamente.



Una vez terminada la iteración de la lista. Se prosigue con la iteración principal de la simulación, en la cual mientras la fila no esté vacía, obtenemos el siguiente componente de esta y realizamos el respectivo paso de simulación. Este paso

de simulación nos puede dar tres resultados: Error en la simulación, Simulación Terminada y Simulación no terminada. Estos resultados son individuales, no de la simulación total.

Cuando ocurre un error, se emite un mensaje de este y se termina la simulación. Cuando la simulación no ha terminado, significa que le hacen falta datos de otro componente para realizar su simulación. No hace falta volver a poner al componente en la fila, por lo que sucede cuando termina la simulación del componente individual. Cuando el resultado es "*Simulación Terminada*", quiere decir que se han calculado los datos de salida, y cuando el componente no es un compresor, se buscan que componentes o componentes están conectados a este y se añaden a la simulación siempre y cuando estos aún no hayan realizado su paso de simulación. Como el compresor es el punto final de la simulación, no se miran sus componentes conectados. Cuando la fila está vacía, la simulación ha finalizado.

En la figura 31 se muestra un ejercicio propuesto el cual se ha simulado correctamente, por lo cual en el área de mensajes aparece "***Simulación terminada a los 13 pasos. Ahora puede ver los resultados para cada objeto***". En este punto usuario puede consultar los resultados de cada componente del gasoducto. El número de pasos depende de la cantidad de componentes que posea el circuito.

Figura 32. Resultados para un tramo de tubería por SIDECOGAS 1.0

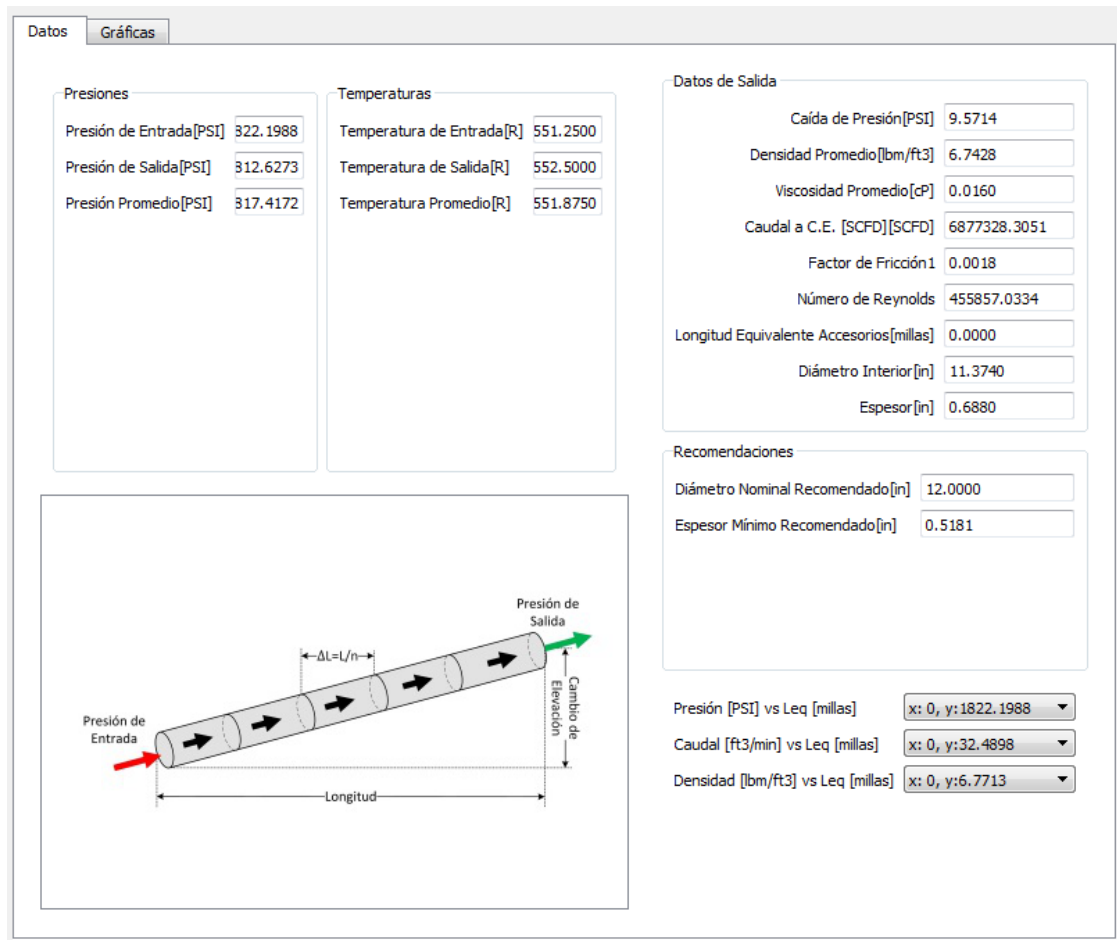


Figura 33. Resultados para una estación de distribución por SIDECOGAS 1.0

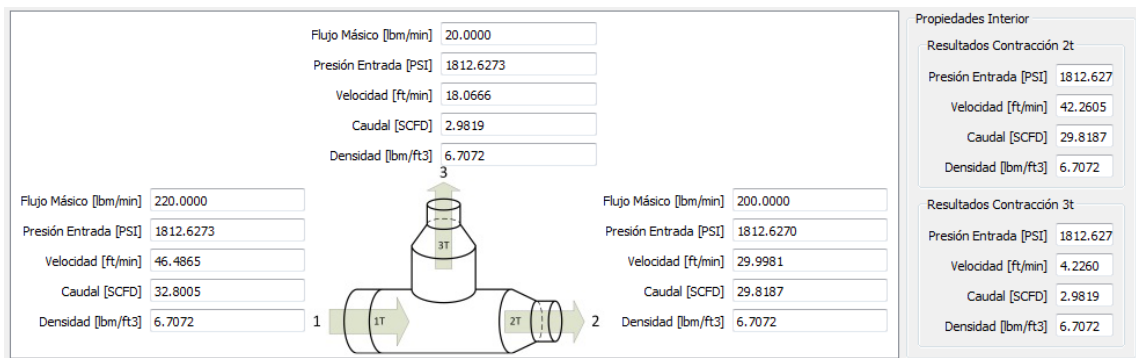
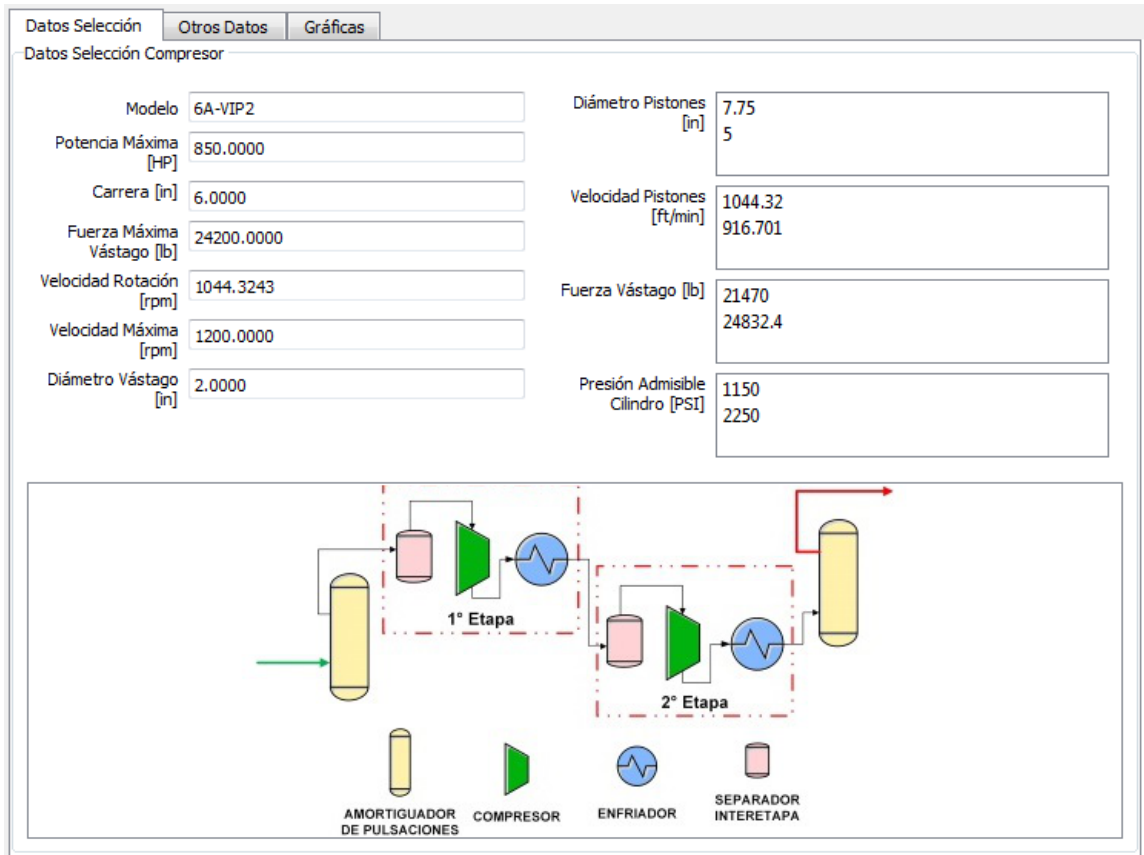


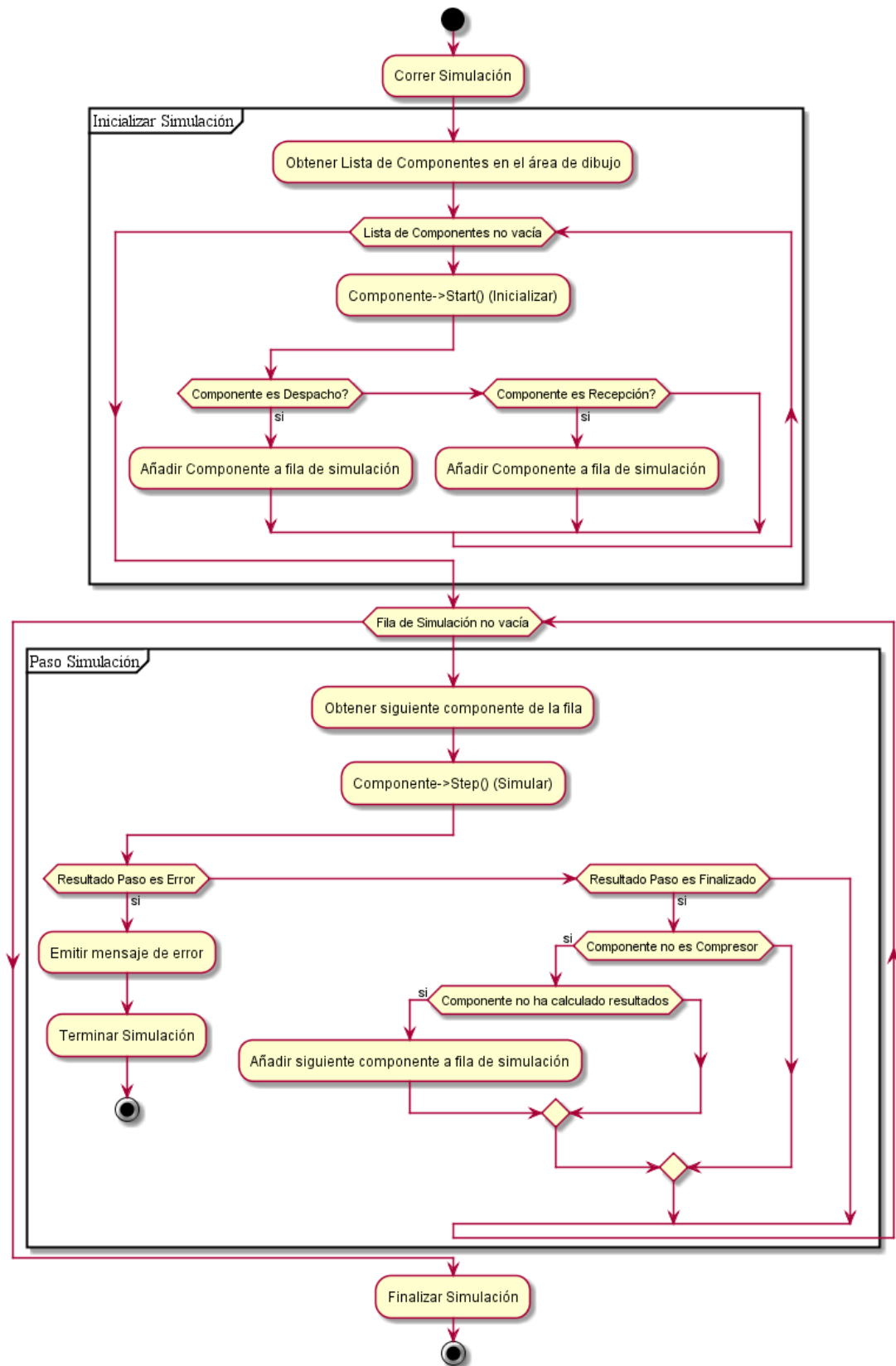
Figura 34. Resultados para la estación de compresión por SIDECOGAS 1.0



En las figuras 32, 33 y 34 se muestran los paneles de resultados para una tubería, estación de distribución y estación de compresión respectivamente a los cuales puede acceder el usuario realizando clic derecho en el componente de interés. Para mayor información acerca de los resultados obtenidos en una simulación consultar: ANEXO A. Manual Científico y ANEXO B. Manual de usuario.

En la figura 35 se tiene el diagrama de actividades general para el software SIDECOGAS 1.0, donde se muestran los pasos realizados durante una simulación y durante un proceso de simulación por pasos.

Figura 35. Diagrama de actividades general de SIDECOGAS.



9. ANALISIS DE RESULTADOS

Para comprobar la eficacia y capacidad del software se han realizado diversas pruebas replicando algunos ejercicios presentes en textos especializados en el flujo de gas en tuberías y compresores recíprocos para el transporte de gas natural en gasoductos. Adicional a esto se ha seleccionado un tramo del gasoducto Barrancabermeja-Payoa-Bucaramanga para realizar las respectivas comparaciones entre los datos reales medidos en dicho gasoducto y los obtenidos mediante el uso de SIDECOGAS 1.0.

9.1 EJERCICIO 1: CAIDA DE PRESION EN UNA TUBERIA DE GAS

Este problema fue tomado del libro Gas Pipeline Hydraulics, cuyo enunciado es el siguiente. “Calcular la presión de salida en una tubería que transporta gas natural NPS³⁰ 16 con un espesor de pared de 0,250 in y 15 millas de longitud. El flujo de gas es de 100 MMSCFD³¹ con una presión de entrada de 1000 psia. El gas tiene una gravedad específica de 0,6 y una viscosidad de 0,000008 lb/ft*s. La temperatura promedio del gas es 80°F. Asuma presión base de 14,3 psia y temperatura base de 60°F³².

Tabla 7. Datos del ejercicio 1.

DATOS DEL PROBLEMA	
Diámetro nominal	$D_N = 16 \text{ in}$
Espesor de pared	$s = 0,25 \text{ in}$
Longitud	$L = 15 \text{ millas}$
Flujo de gas	$Q_b = 100 \text{ MMSCFD}$
Gravedad específica	$G = 0,6$
Viscosidad	$\mu = 0,000008 \text{ lb/ft.s} = 0,01 \text{ cp}$
Temperatura Promedio	$T_{avg} = 80^\circ\text{F} = 540 \text{ R}$
Presión de entrada	$P_1 = 1000 \text{ psia}$

Fuente. Autores.

³⁰ NPS, Nominal Pipe Size (diámetro nominal de tubería).

³¹ MMSCFD, unidades de flujo másico, Million standard cubic feet per day.

³² Gas Pipeline Hydraulics, capítulo 2, p 65, ejercicio 15.

En la tabla 7 se resumen los datos del ejercicio 1.

Durante el desarrollo del ejemplo el autor propone una presión estimada de salida de la línea de 800 psia y encuentra una presión promedio en la línea, la cual se utilizara para encontrar el factor de compresibilidad Z , mediante el método de CNGA, se utiliza la ecuación de Panhandle A para la resolución del problema. El autor toma esta nueva presión de descarga y vuelve a usar el mismo procedimiento para calcular la presión promedio y el factor de seguridad para disminuir el error generado con la primera suposición de presión.

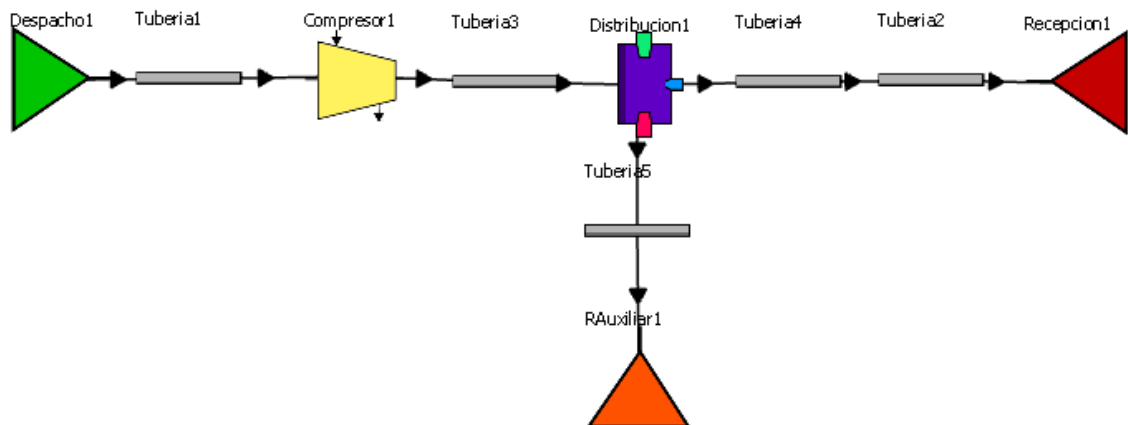
$$P_{avg} = 984,10 \text{ psia} \quad Z = 0,8780$$

$$1 \times 10^8 = 435,87 * 0,92 \left(\frac{60 * 460}{14,73} \right)^{1,0788} \left(\frac{1000^2 - P_2^2}{0,608539 * 540 * 15 * 0,8780} \right)^{0,5394} * 15,5^{2,6182} \quad (96)$$

$$P_2 = 968,35 \text{ psia}$$

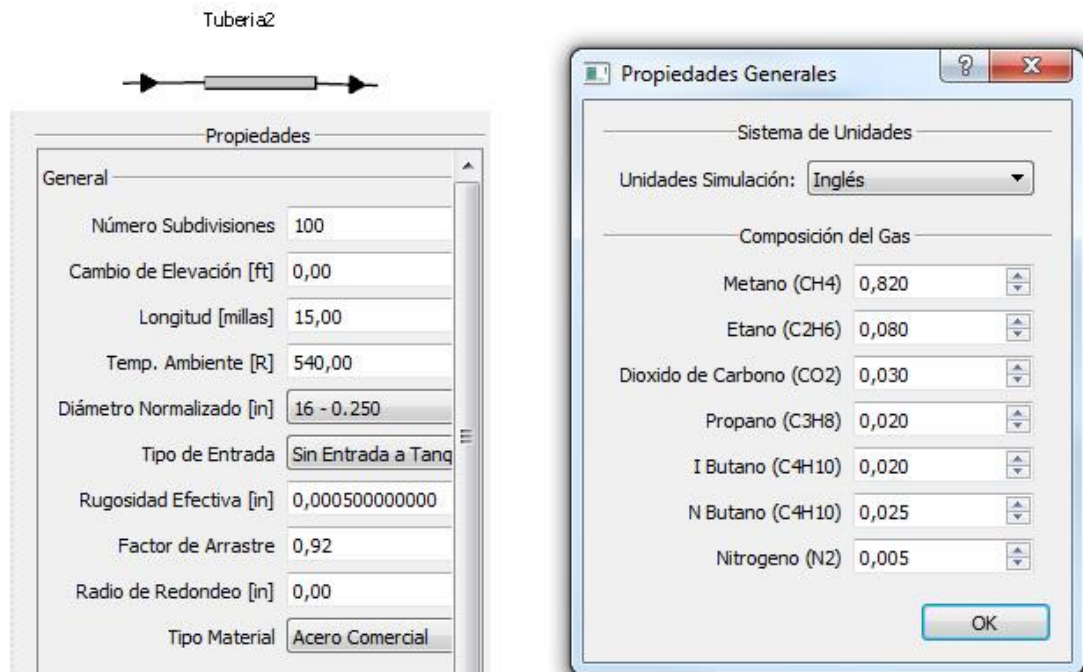
Para resolver este problema con el software SIDECOGAS 1.0 se ha diseñado un circuito de gasoducto, donde la “tubería 2” es la línea en estudio y que lleva todos los datos correspondientes al ejercicio planteado por el libro Gas Pipeline Hydraulics como se muestra en la figura 36.

Figura 36. Esquema circuito ejercicio 1



Se ha escogido dicha tubería puesto que de esta manera se puede manipular fácilmente la presión de salida debido a que es la misma presión requerida por la estación de recepción. La presión de entrada de la tubería se ha ajustado hasta llegar a 1000 psia como lo indica el ejercicio modelo. Se han asignado 100 subdivisiones en la tubería para garantizar una buena precisión en los resultados. Por parte de las propiedades del gas de trabajo se ha asignado una composición molar de gas típica del gas natural y utilizado el sistema ingles de unidades. En la figura 37 pueden observarse todos los datos de entrada asignados a la tubería 2 y a la opción “Propiedades Generales”.

Figura 37. Datos de entrada en SIDECOGAS 1.0.



Con anterioridad se ha analizado esta mezcla de gases y se ha encontrado que la gravedad específica y viscosidad son muy aproximadas a las propuestas en el ejercicio, siendo 0,69 la gravedad específica y la viscosidad se podrá observar con más precisión en el panel de resultados mostrado en la figura 38.

A los demás componentes del circuito se le han asignado temperaturas del mismo valor que la temperatura promedio en la línea 2 para que no se produzcan variaciones de temperaturas a lo largo de la línea, los demás datos se han asignado arbitrariamente puesto que no influyen en los resultados de la tubería estudiada. Los datos de flujo másico, temperatura y presión de salida de la línea 2 los toma de la estación de recepción conectada a ella, cabe recordar que el flujo de cálculos durante la simulación va de derecha a izquierda para el presente circuito, comenzando por la estación de recepción hasta llegar a la estación de compresión, por este motivo los elemento situados a la izquierda de la tubería 2 no afectan el comportamiento de la misma. Véase el panel de resultados de la tubería2 en la figura 38.

Figura 38. Captura de los resultados en la Tubería2

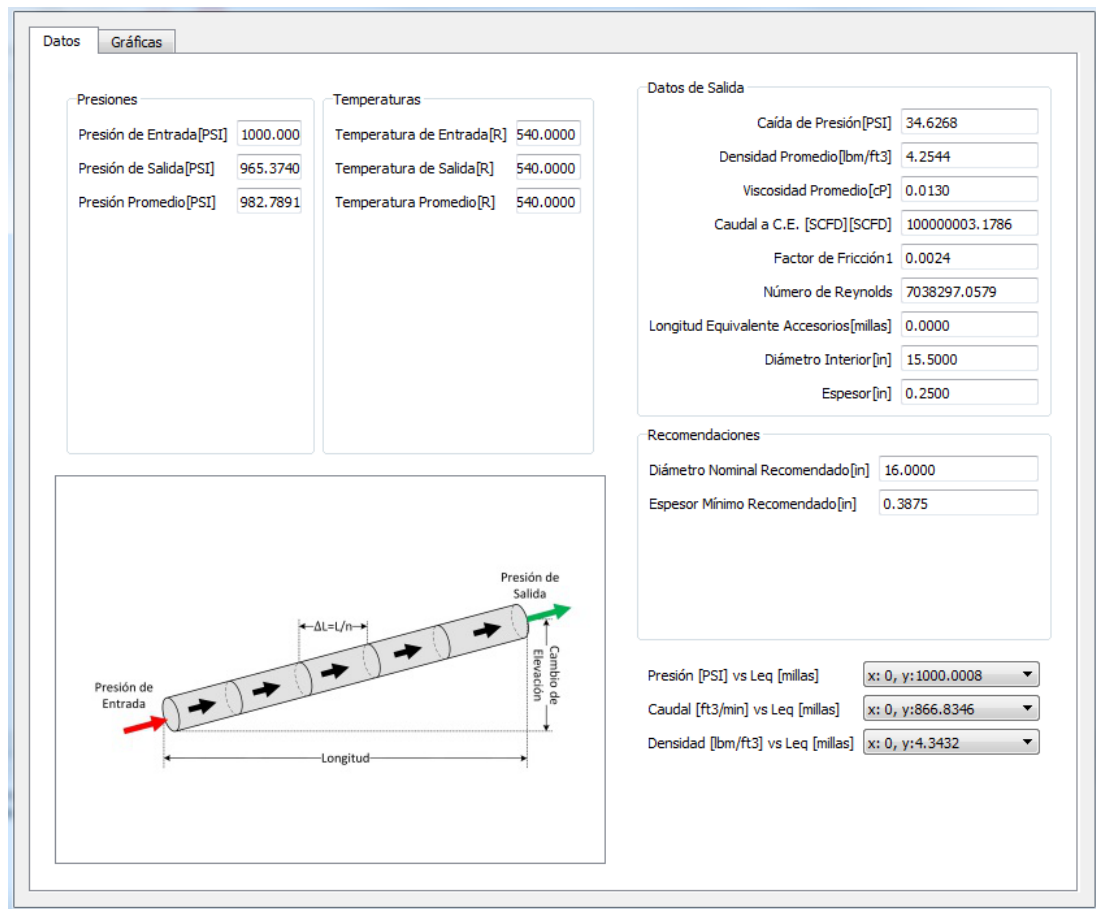


Figura 39. Captura de las gráficas de resultados en la Tubería2

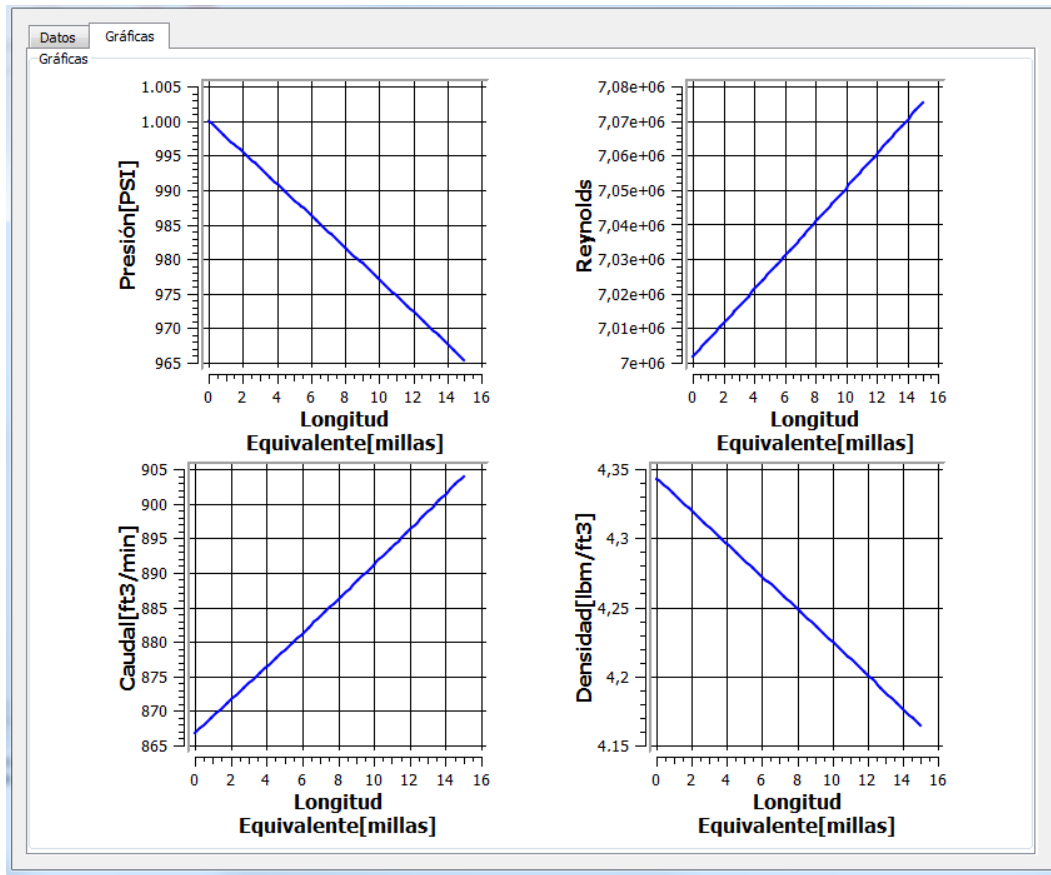


Tabla 8. Comparación de resultados del ejercicio 1.

RESULTADOS OBTENIDOS	
Presión obtenida por el libro	$P_2 = 968,35 \text{ psia}$
Presión obtenida por SIDCOGAS 1.0	$P_2 = 965,37 \text{ psia}$
Porcentaje de error	$\%ERROR = 0,31\%$

En la figura 39 se muestran los resultados obtenidos en la tubería 2, donde se encuentran asignados los parámetros impuestos en el ejercicio como la presión de entrada, el caudal volumétrico, la temperatura promedio, y demás parámetros de diseño de la tubería. El resultado obtenido de la línea muestra que la caída de presión fue de $\Delta P = 34,627 \text{ psia}$ y por lo tanto la presión de salida fue de $P_2 = 965,37 \text{ psia}$. La diferencia entre la presión hallada en Gas Pipeline Hydraulics y

la calculada por el software corresponde a 2,98 *psia* aproximadamente por lo cual el porcentaje de error es de 0,31%, tal como se muestra en la tabla 8.

El puede considerarse que el software se aproxima aceptablemente al resultado del ejercicio propuesto por el libro. Durante la formulación del problema se han tomado varias consideraciones que inciden directamente con los resultados, tales como la composición molar del gas. En la figura de resultados se muestra que la viscosidad promedio del gas en la línea es de 0,013 *cp* cuando en el ejercicio corresponde a 0,01 *cp*, además de esto el autor del libro recurre a la ecuación de Panhandle A para la resolución del problema mientras que el software hace uso de las ecuaciones de la AGA. Todos estos factores son determinantes en la exactitud de los cálculos y por ello se generó dicho porcentaje de error.

9.2 EJERCICIO 2: POTENCIA DE UN COMPRESOR

Este problema fue tomado del libro Pipeline Design & Construction: A Practical Approach. 2th ed, cuyo enunciado se muestra a continuación. *“Un compresor de gas natural que es localizado en una elevación de 3000 pies sobre el nivel del mar (La presión barométrica en este nivel es 13.14 psi) incrementa su presión desde 0 psig hasta 140 psig. El flujo total de gas que atraviesa el compresor es de 40 MMSCFD, y entre la etapa hay un cooler que reduce la temperatura del gas a 95 °F debido a que se le impone una caída de presión de 5 psi. Si la temperatura del gas de succión es de 70 °F y el exponente adiabático del gas es igual a $k = 1,26$, determine la potencia total requerida de este compresor”*³³.

En la tabla 9 se muestra un resumen de los datos del ejercicio 2.

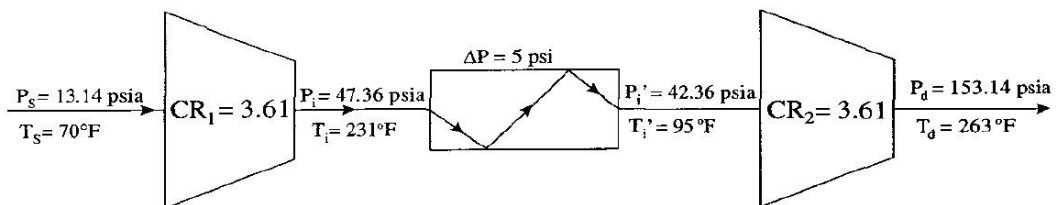
³³ MOHITPOUR, M. Pipeline Design & Construction: A Practical Approach. 2th ed., cap. 4, pág. 190, ejercicio 5

Tabla 9. Datos del ejercicio 2

DATOS DEL EJERCICIO	
Presión barométrica	$P_{bar} = 13,14 \text{ psi}$
Presión de succión	$P_s = 0 \text{ psig} = 13,14 \text{ psia}$
Presión de descarga	$P_d = 140 \text{ psig} = 153,14 \text{ psia}$
Temperatura de succión	$T_s = 70 \text{ }^\circ\text{F} = 529,7 \text{ R}$
Flujo de gas	$Q_b = 40 \text{ MMSCFD}$
Perdida cooler	$\Delta P = 5 \text{ psi}$
Exponente adiabático	$k = 1,26$

El autor en primera instancia propone un sistema de dos etapas donde proporciona una relación de compresión igual en ambas etapas y asigna las presiones de entrada y salida según los requerimientos al igual que con la pérdida de presión en el cooler, con lo cual la presión de descarga de la última etapa no cumple con el requerimiento de presión. Nuevamente el autor corrige la relación de compresión hasta cumplir con el valor de la presión de descarga y se encontraron los resultados que se muestran en la figura 40. El resultado final de potencia requerida por el compresor es de 6123 HP.

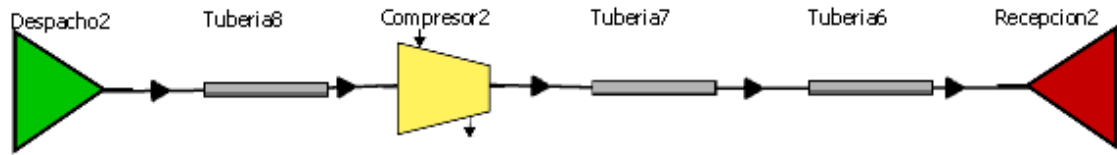
Figura 40. Resultados ejercicio 2, según fuente bibliográfica



Fuente. Pipeline Design & Construction: A Practical Approach. 2th ed, cap 4, pag 190

La forma más apropiada de resolver un ejercicio de este tipo donde solo se analiza el comportamiento del compresor mediante el software SIDECOGAS 1.0, es diseñar un circuito con pocos elementos para poder asignar fácilmente los datos de entrada a la estación de compresión. Un ejemplo es el circuito mostrado en la figura 41.

Figura 41. Esquema del ejercicio 2 en SIDECOGAS.



El valor del flujo de gas y la presión de descarga es asignado a la estación de recepción, ya que es el componente que impone los requerimientos, de igual manera la presión de succión en el compresor se modifica mediante la asignación de una presión de salida en la estación de despacho. Estos valores en las estaciones de despacho y recepción deben ser modificados puesto que las tuberías existentes generan pérdidas de presión a lo largo del circuito, por lo cual algunos de los datos de entrada al compresor tales como las presiones de succión y descarga no podrán establecerse de manera exacta sino mediante una aproximación, en la tabla 10 se muestran los valores de entrada que fueron proporcionados directa e indirectamente a la estación de compresión del circuito.

Tabla 10. Parámetros de entrada al software.

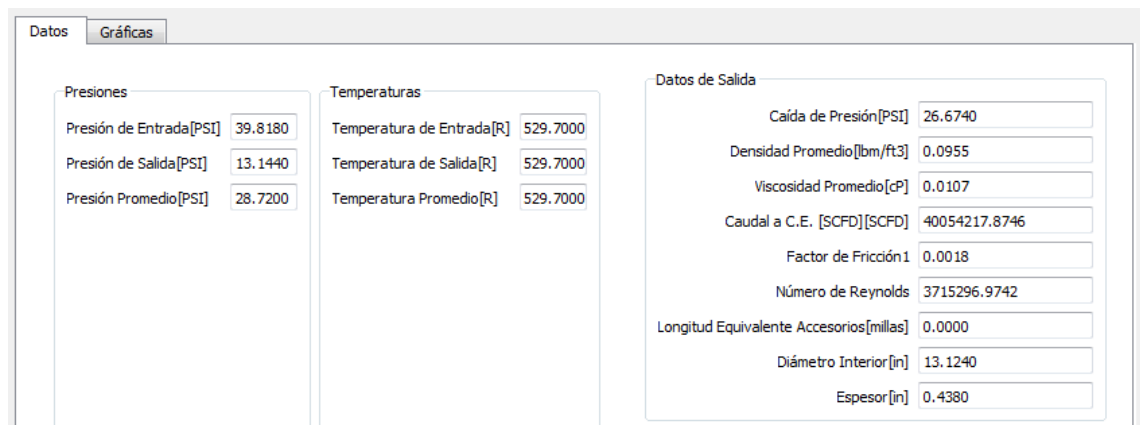
PARÁMETRO DE ENTRADA	VALOR	FORMA DE INGRESO
Presión de succión	$P_s = 13144 \text{ psia}$	Indirecta
Presión de descarga	$P_s = 153,1411 \text{ psia}$	Indirecta
Temperatura de succión	$T_s = 70 \text{ }^\circ\text{F} = 529,7 \text{ R}$	Indirecta
Flujo de gas	$Q_b \cong 40,05 \text{ MMSCFD}$	Indirecta
Eficiencia mecánica	$\eta_m = 0,95$	Directa
Pérdida por lubricación	$L = 5 \%$	Directa
Aclaramiento del cilindro	$C = 2\%$	Directa

Los datos de eficiencia mecánica, pérdida por lubricación y aclaramiento del cilindro se han establecido a partir de valores típicos en un compresor de esta magnitud como se muestra en la figura 42. En la figura 43 se muestran los datos de presión y temperatura de salida de la tubería 3 que está conectada al lado succión del compresor.

Figura 42. Datos de entrada del compresor.



Figura 43. Datos de entrada de la tubería del lado succión.



La tubería 2 brinda los datos de descarga al compresor los cuales corresponden a los datos de entrada de la tubería, tales como la presión de entrada y el caudal en MMSCFD como se muestran en la siguiente figura. La composición del gas se ha asignado de acuerdo a composiciones típicas de gas natural como se anexa en la figura 45.

Figura 44. Resultados de la tubería 2.

Presiones		Temperaturas		Datos de Salida	
Presión de Entrada[PSI]	153.1411	Temperatura de Entrada[R]	529.7000	Caída de Presión[PSI]	6.1964
Presión de Salida[PSI]	146.9447	Temperatura de Salida[R]	529.7000	Densidad Promedio[lbm/ft ³]	0.5123
Presión Promedio[PSI]	150.0642	Temperatura Promedio[R]	529.7000	Viscosidad Promedio[cP]	0.0109
				Caudal a C.E. [SCFD][SCFD]	40054217.8746
				Factor de Fricción1	0.0018
				Número de Reynolds	3755005.3789
				Longitud Equivalente Accesorios[millas]	0.0000
				Diámetro Interior[in]	12.8120
				Espesor[in]	0.5940

Figura 45. Opciones generales ejercicio 2.

Sistema de Unidades

Unidades Simulación: Inglés

Composición del Gas

Metano (CH ₄)	0,800
Etano (C ₂ H ₆)	0,200
Dioxido de Carbono (CO ₂)	0,000
Propano (C ₃ H ₈)	0,000
I Butano (C ₄ H ₁₀)	0,000
N Butano (C ₄ H ₁₀)	0,000
Nitrogeno (N ₂)	0,000

Análisis de Resultados: En la tabla 11 se muestran los resultados proporcionados en el ejercicio del libro, los calculados por el software y el porcentaje de error generado.

Tabla 11. Comparación de resultados ejercicio 2.

RESULTADO	MOTIMOUR	SIDECOGAS	% ERROR
Potencia requerida, HP	6123 HP	6659,1887 HP	8,76%
Relación de compresión, rc_1	3,61	3,6339	0,66%
Relación de compresión, rc_2	3,61	3,52051	2,48%
Temperatura de descarga, $T_{d,1}$	231 $^{\circ}F$	717,1 $R = 257,3^{\circ}F$	11,39%
Temperatura de descarga, $T_{d,2}$	263 $^{\circ}F$	711,8 $R = 252,1^{\circ}F$	4,14%
Temperatura de succión, $T_{s,1}$	70 $^{\circ}F$	529,7 $R = 70^{\circ}F$	0%
Temperatura de succión, $T_{s,2}$	95 $^{\circ}F$	529,7 $R = 70^{\circ}F$	26%

Existen algunos factores que inciden en la exactitud de los resultados tanto por el método propuesto por el libro y el usado por el software. En el enunciado del ejercicio no se muestra la composición del gas natural sino que se proporciona de manera inmediata el exponente adiabático de compresión k , en cambio el software ofrece la posibilidad de ingresar la composición del gas y mediante algunas propiedades como la temperatura y la presión se calcula este coeficiente. Otro factor decisivo es la pérdida de presión y el enfriamiento existente entre una etapa y otra, en el ejercicio se brindan los datos de caída de presión y la temperatura de succión de la segunda etapa y el software las calcula partiendo de ecuaciones que las relaciona con algunos parámetros de operación.

En las figuras 46 y 47 se muestran los resultados obtenidos para el compresor en el ejercicio 2.

Figura 46. Resultados ejercicio 2 por SIDECOGAS.

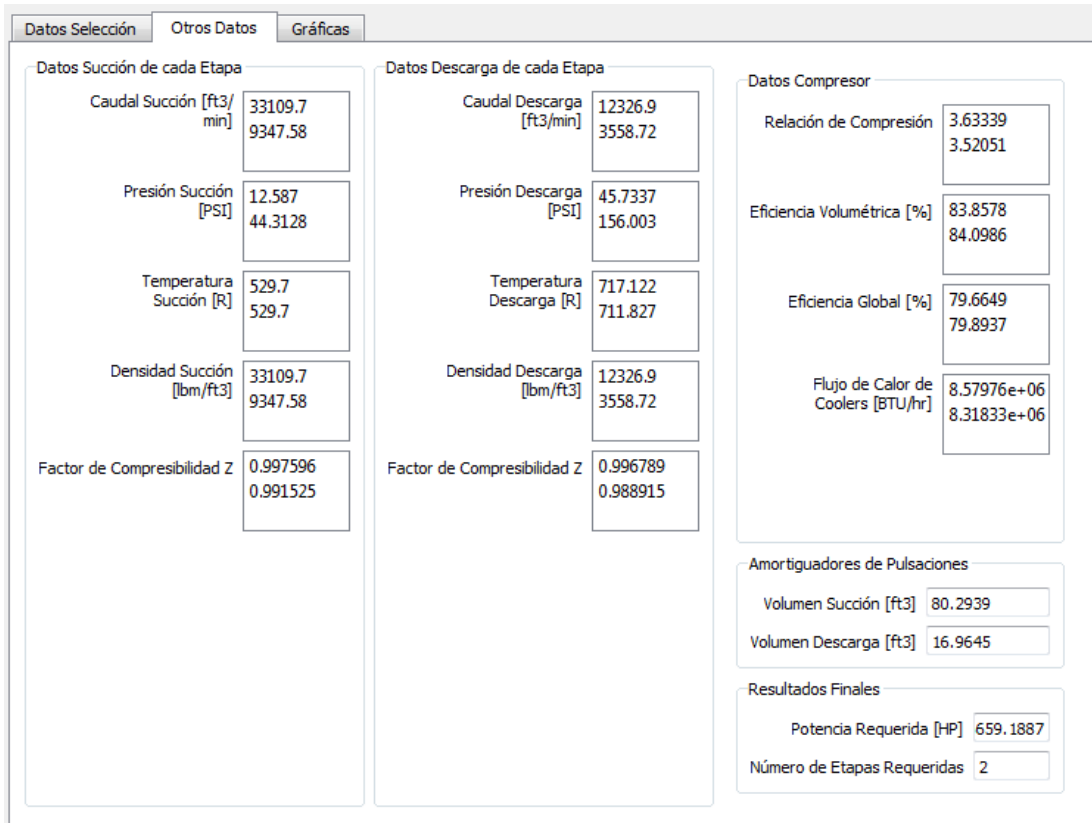
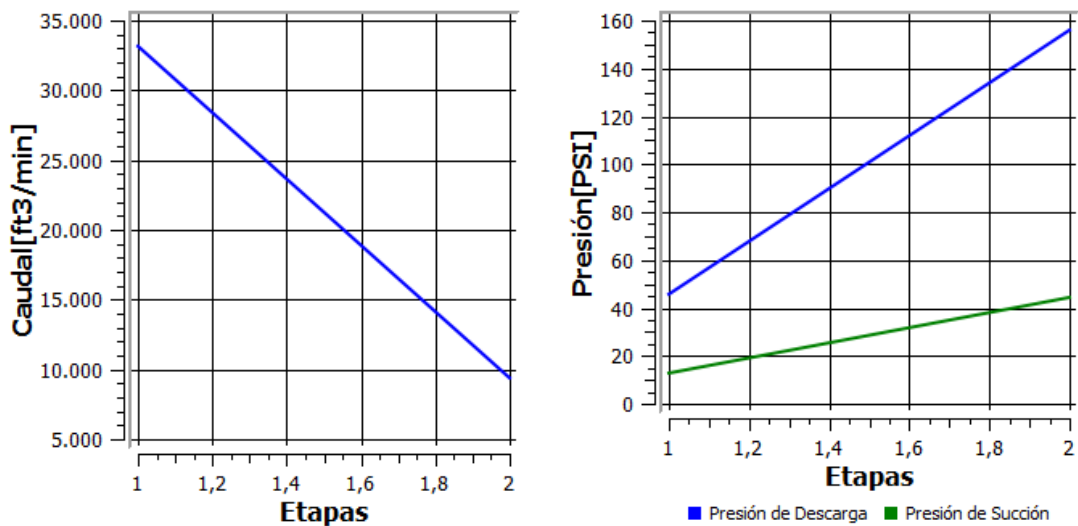


Figura 47. Gráficas de resultados del ejercicio 2 por SIDECOGAS.



En general las diferencias en los resultados en la estación de compresión son mínimas considerando las suposiciones que deben llevarse a cabo y demuestra que el método utilizado para la solución del problema por parte del software es aplicable.

9.3 EJERCICIO 3: GASODUCTO PAYOA-BUCARAMANGA

Como parte fundamental para la validación de la herramienta computacional se seleccionó una red de un gasoducto real para comparar algunos parámetros operativos y realizar una comparación con el ánimo de estimar la exactitud y capacidad del software.

El gasoducto Barrancabermeja-Payoa-Bucaramanga está conformado por dos tramos, uno es Barrancabermeja-Payoa con una longitud de 59,4 km y 8" de diámetro y el tramo Payoa-Bucaramanga se compone de dos líneas paralelas de 6" y 8" y de 48,2 y 48,7 km de longitud respectivamente. Para el análisis se ha seleccionado la línea de 8" del tramo de Payoa-Bucaramanga y la fuente de información de los datos operacionales se encuentra consignada en la página oficial de Transoriente S.A. E.S.P³⁴. El gas se recibe en Barrancabermeja a 1200 Psig y se entrega en la estación Palenque en Bucaramanga a 250 Psig.

³⁴ Transoriente.com.co

Figura 48. Mapa del Gasoducto Barranca-Payoa-Bucaramanga

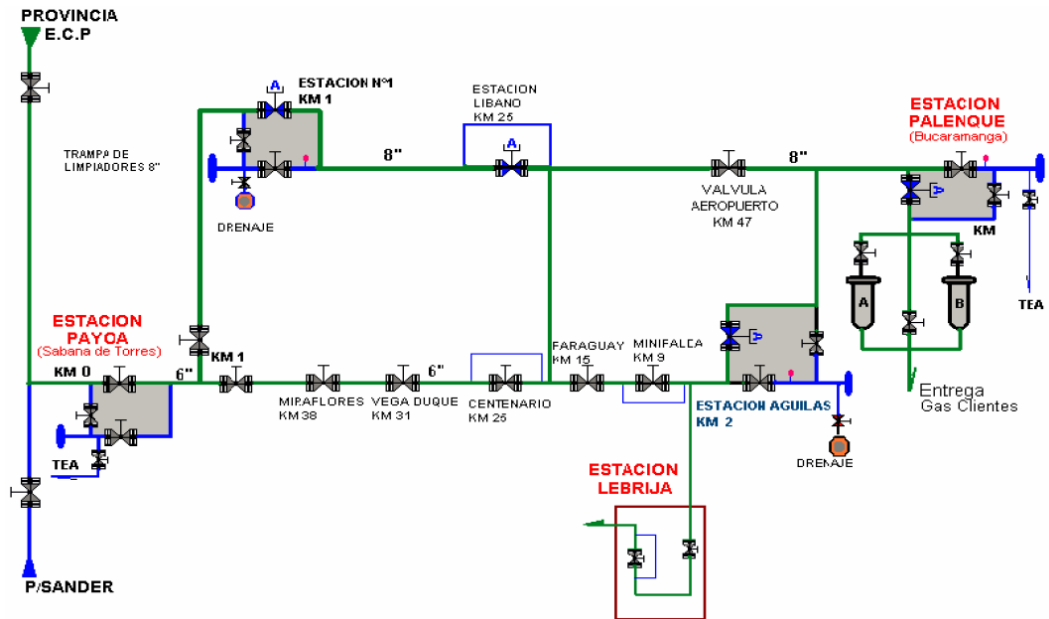


Fuente. Tomada de <http://transoriente.com.co/>

La línea en estudio inicia en la estación de Payoa y termina en la estación Palenque en Bucaramanga, esta línea se encuentra enterrada en todo su recorrido como puede observarse en las figuras 48 y 49. El sistema posee trampas de envío y recibo para la limpieza interna de las tuberías, además de contar con válvulas de seccionamiento estratégicamente posicionadas para aislar partes de la línea en caso de roturas o mantenimiento. Algunas de las válvulas presentes en la línea de 8" son:

- ✓ Trampa de despacho de raspadores en la Estación 1.
- ✓ Válvula con actuador en Líbano, en km 26+178.
- ✓ Válvula Aeropuerto, en km 46+400.
- ✓ Trampa de recibo en la estación El Palenque, en km 48+710, posee válvula con actuador.

Figura 49. Esquema del proceso del tramo Payoa-Bucaramanga



Fuente. Tesis de grado, Construcción del gasoducto Barranca – Payoa

Capacidad del gasoducto: Según el manual del transportador versión 6 con fecha de expedición del 13 de marzo del 2014 disponible en la página oficial de Transoriente las condiciones operativas del tramo del gasoducto estudiado están descritas en la tabla 12.

Tabla 12. Datos operativos del gasoducto

DESCRIPCION	UNIDAD	VALOR
Sentido Flujo Barranca-Bucaramanga:		
Presión Máxima de Recibo Punto de Entrada COGB	Psig	1200
Presión Máxima de Recibo Punto de Entrada Payoa	Psig	760
Presión Mínima de Entrega Punto de Salida Palenque	Psig	250
Sentido Flujo Bucaramanga-Barranca:		
Presión Máxima de Recibo Punto de Entrada Palenque	Psig	1200
Presión Mínima de Entrega Punto de Salida Barranca	Psig	350

Fuente. Transoriente S.A. E.S.P.

La empresa ha calculado la capacidad del gasoducto a partir de estos datos mediante el programa de modelamiento Wintran® que permite tener en cuenta las correcciones por cambio de altitud, temperatura, diámetros y variación de la curva de carga horaria de consumo, dichos resultados estan en la tabla 13.

Tabla 13. Capacidad del Gasoducto Barranca-Payoa-Bucaramanga

GASODUCTO	TRAMO	LONGITUD	DIAMETRO	CAPACIDAD
Barranca-Payoa-Bucaramanga	Barranca-Payoa	59,400 km	8"	35,8 MPCD
	Loop Payoa-B/manga	49,500 km	6"	
		48,702 km	8"	

Fuente. Transoriente S.A. E.S.P.

Adicionalmente a esta información se ha anexado algunos parámetros operativos presentes en la tesis de grado “Practica empresarial, Construcción del gasoducto Barranca – Payoa³⁵” realizado en la Universidad Industrial de Santander por Luz Karina Barba Rincón en noviembre del 2004 como se muestra en la tabla 14. La composición molar del gas natural que se transporta en el gasoducto es mostrada en la tabla 15.

Tabla 14. Parámetros Operativos del tramo de 8”

DESCRIPCION	UNIDAD	VALOR
Temperatura promedio	°F	80
Caudal máximo a transportar	MMPCD	53
Caudal promedio a transportar	MMPCD	35
Máxima presión de operación	Psig	1200
Presión de diseño	Psig	1415
Presión mínima de operación	Psig	250
Temperatura máxima	°F	150
Válvulas de seccionamiento		2

Fuente. “Construcción del gasoducto Barranca – Payoa” UIS

³⁵ BARBA, Luz Karina, Construcción del gasoducto Barranca-Payoa, Universidad Industrial de Santander, Facultad de ingenierías fisicomecánicas, Escuela de ingeniería civil, 2004.

Tabla 15. Composición molar del gas

COMPUESTO	ESTACION BALLENA [%]	ESTACION PROVINCIA [%]
Metano	98,3	89,909
Etano	0,3	7,741
Propano	0,1	1,054
Dióxido de Carbono	0,4	0,689
Nitrógeno	0,8	0,607

Fuente. Transoriente S.A. E.S.P.

El objetivo es emular el tramo de gasoducto de 8" de Payoa-Bucaramanga utilizando en el software SIDECOGAS 1.0 utilizando los parámetros operativos ofrecidos por Promioriente y complementándolos con los datos de la tabla 14 para comprobar la desviación entre los resultados obtenidos por SIDECOGAS 1.0 y los calculados por Promioriente. En primer lugar se realiza un circuito que represente esquemáticamente al gasoducto como se muestra en la figura 50, donde el bloque "Distribucion1" representa a la estación de Payoa, "Recepcion1" representa el final de la línea de 8" en Palenque, "RAuxiliar1" es el final de la línea de 6" en Palenque, "Tuberia2" es la línea de 8", "Tuberia3" es la línea de 6" y "Tuberia1" es el tramo de tubería de 8" Barrancabermeja-Payoa.

Figura 50. Esquema Gasoducto Payoa-Bucaramanga en SIDECOGAS 1.0.

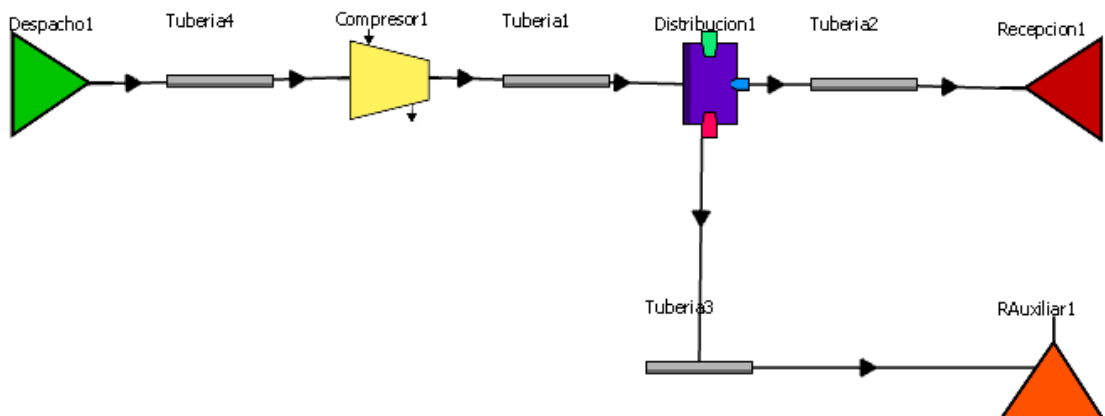
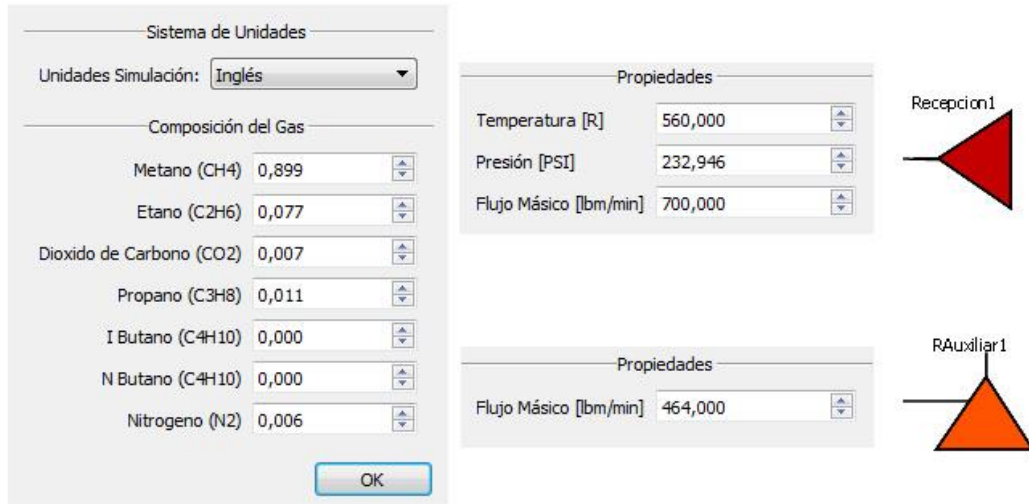


Figura 51. Parámetros de entrada, Composición y recepción de gas.



En la figura 51 se muestra los datos de entrada para las estaciones de recepción de gas y la composición molar y el sistema de unidades usado en el ejercicio, como se observa se ha escogido la composición típica de la estación provincia Payoa.

Según los datos el flujo de gas natural que llega hasta Bucaramanga es de 35,8 MMSCD mediante las líneas de 6" y 8", por lo cual este flujo debe dividirse en una fracción para cada línea. El cambio de elevación que tienen las tuberías se ha calculado a partir de la altitud de cada una de las estaciones, es decir, se ha hecho una aproximación suponiendo que las líneas no presentan variaciones en el perfil de cambio de elevación como puede verse en la figura 52. Según datos tomados de Google Earth 201536 el cambio en la elevación es de 565 m o 1853,67 ft.

³⁶ Google earth 2015.

Figura 52. Parámetros de entrada de la línea de 8"

The image displays two side-by-side screenshots of software property windows for a pipe. The left window, titled 'Propiedades', has a 'General' tab and contains the following parameters:

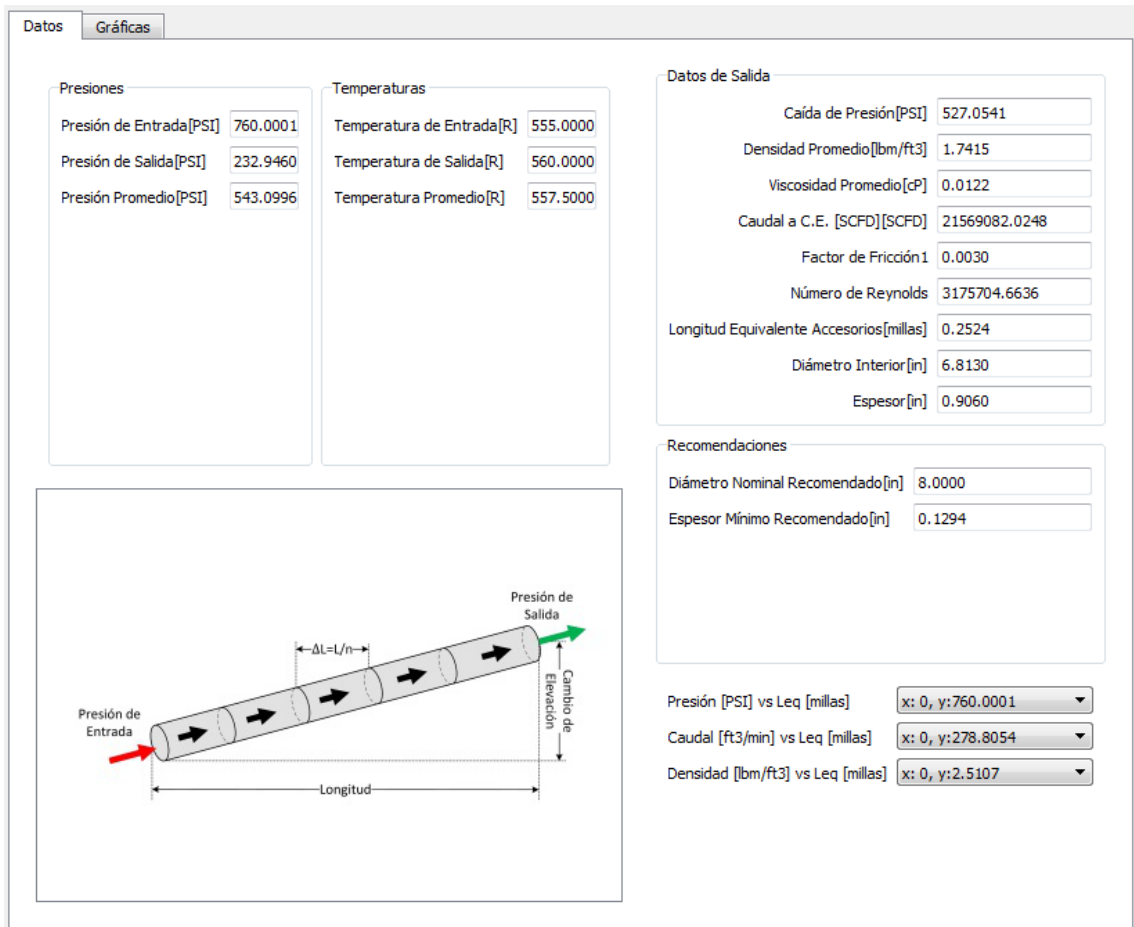
Número Subdivisiones	1000
Cambio de Elevación [ft]	1853,67
Longitud [millas]	30,26
Temp. Ambiente [R]	550,00
Diámetro Normalizado [in]	8 - 0.906
Tipo de Entrada	Sin Entrada a Tanq
Rugosidad Efectiva [in]	0,0007000000000
Factor de Arrastre	0,95
Radio de Redondeo [in]	0,50
Tipo Material	Acero Comercial

The right window, also titled 'Propiedades', has a 'Valvulas' tab and contains the following parameters:

Valvulas	De Compuerta - 3/4 Abierta	4
Codos		
RadioCurvaturas		
Radio Curvatura #1	50	
Radio Curvatura #2	50	
Radio Curvatura #3	50	

El objetivo en este ejemplo es comparar la caída de presión en el tramo de 8", para ello se ha ingresado un valor de presión de salida correspondiente al requerimiento de presión de la estación de palenque "Recepcion1" hasta alcanzar la presión de entrada de la tubería correspondiente a la presión disponible en la estación de Payoa "Distribucion1" que es de 760 Psig, tal como se muestra en la figura 53.

Figura 53. Resultados de la línea de 8" en SIDECOGAS 1.0.



En la figura 53 se muestran los resultados obtenidos para la línea de 8", puede observarse que la caída de presión fue de 527,054 Psi, con este dato puede obtenerse el porcentaje de error mediante la caída de presión real del tramo el cual está registrado en la tabla 16. Adicionalmente SIDECOGAS 1.0 calcula los perfiles de variación de parámetros como la presión, caudal, densidad y número de Reynolds a lo largo de la línea como puede verse en la figura 54.

Figura 54. Gráficas de resultados por SIDECOGAS 1.0.

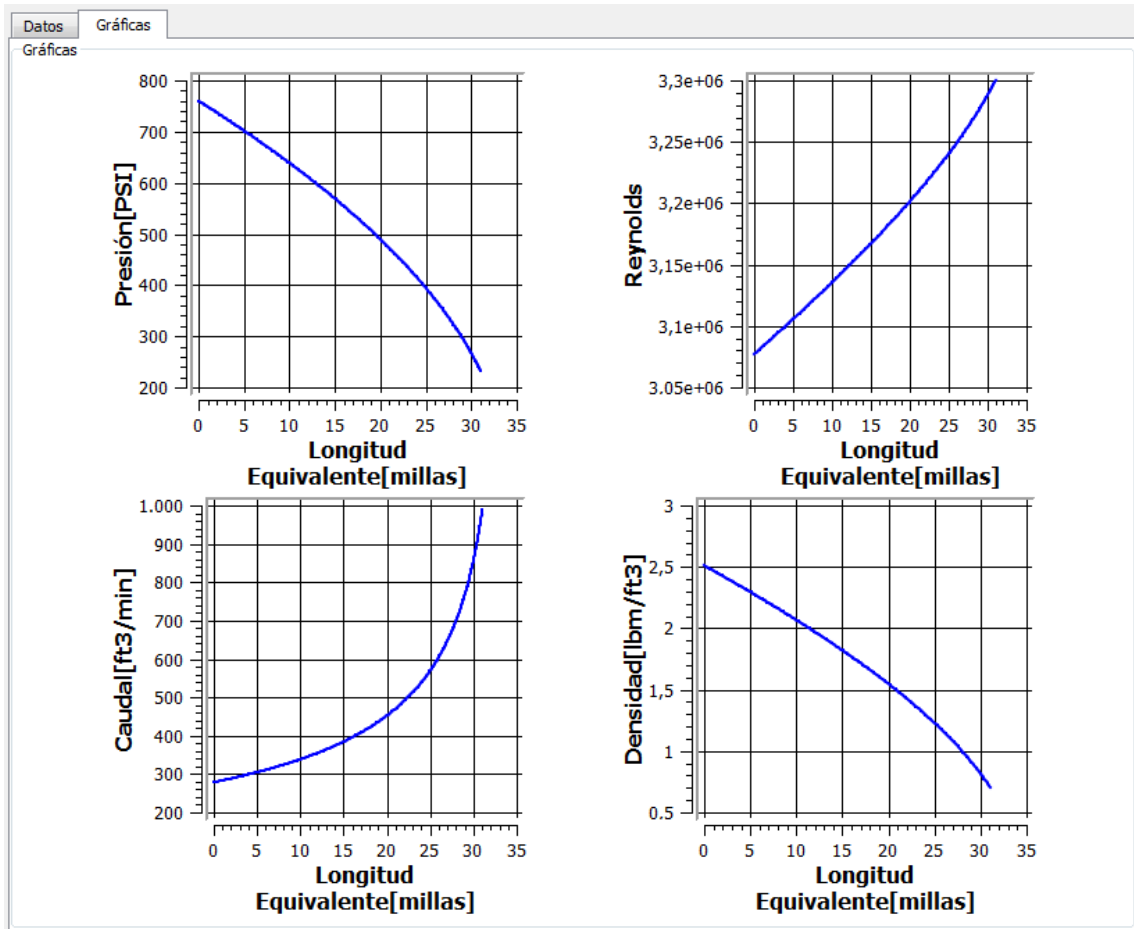


Tabla 16. Resultados de la comparación

PARÁMETRO	REAL	SIDECOGAS
Presión de entrada	760 <i>Psig</i>	760,0001 <i>Psig</i>
Presión de salida	250 <i>Psig</i>	232,946 <i>Psig</i>
Caída de Presión	510 <i>Psig</i>	527,054 <i>Psig</i>
Porcentaje de Error	3,34 %	

El porcentaje de error generado podría considerarse aceptable para una versión de prueba del software SIDECOGAS 1.0, dicha desviación en los resultados puede deberse a factores tales como:

- ✓ Inexistencia de perfiles de cambios de elevación.

- ✓ Falta de especificación de las válvulas instaladas y espesor de la tubería.
- ✓ Falta de perfiles de temperaturas a lo largo del tramo.
- ✓ Carencia de parámetros en el momento de la prueba por parte de Promioriente, como la composición del gas y las presiones exactas de entrada y salida.
- ✓ Falta de datos climatológicos en el momento de la prueba.
- ✓ Efectos del tramo de tubería enterrada no considerados.
- ✓ Efectos de desgaste y degradación de la tubería no considerados.

En la tabla 16 se puede observar la comparación de los resultados, tanto los obtenidos por el software como los medidos en el gasoducto real y sus respectivos porcentajes de error.

Según los ejemplos propuestos para la validación del software SIDECOGAS 1.0, se puede observar que los porcentajes de error ofrecen cierta validez, esto fue posible mediante la comparación entre los modelamientos teóricos que se hallaron en libros de transporte de gas y de datos experimentales que han sido medidos en campo, arrojando márgenes de error, los cuales no se exceden del 10%. Dado a este margen de error podemos concluir que el software es una herramienta aplicable que asemeja el comportamiento real de un gasoducto para el transporte de gas natural.

10. CONCLUSIONES

A continuación se listan las conclusiones realizadas a partir de este proyecto.

- A partir de las diferentes pautas encontradas en manuales, normas, libros, tesis y demás documentos se han identificado los factores más determinantes en la eficiencia de la operación de un gasoducto; de aquí se concluye que uno de los modelos matemáticos más apropiados para la implementación en las tuberías del software SIDECOGAS 1.0 es el descrito por las ecuaciones empíricas de la American Gas Association AGA, puesto que genera los resultados más precisos para el tipo de operación que debe afrontar un tramo de tubería de un gasoducto. También se seleccionó el método del caballaje para caracterizar el comportamiento de la estación de compresión.
- Se observó durante la fase de pruebas que al comparar los resultados de la simulación de una tubería utilizando el software y los obtenidos en textos especializados existen variaciones debidas a las ecuaciones empíricas de flujo seleccionadas, concluyendo que las ecuaciones propuestas por la American Gas Association AGA permiten una buena aproximación de la caída de presión en tuberías que transportan gas natural a condiciones de operación similares a las de un gasoducto real.
- Los resultados obtenidos mediante el software SIDECOGAS 1.0, se aproximan aceptablemente a datos medidos del comportamiento de un sistema de transporte de gas natural en estado estacionario como es el caso de uno de los tramos del gasoducto Barrancabermeja-Payoa-Bucaramanga demostrando la validez en la aplicación de los modelos matemáticos implementados para la predicción del comportamiento de un gasoducto, en el cual se muestra que la desviación no excedió más de un 4% en su margen

de error. Cabe resaltar que dentro de esta simulación no se tuvo en cuenta factores determinantes como la topografía, climatología y fenómenos naturales, dado que estos parámetros abarcaban temáticas muy complejas para esta versión de software.

- Se concluye que a pesar de los acertados resultados aún se puede complementar el software para una predicción más precisa, considerando variables pasadas por alto en la actual versión, tales como fenómenos de transferencia de calor en las tuberías, efectos de las vibraciones en los compresores, análisis de costos de operación, modelamiento de la unidad motriz, flujo bifásico, cálculo de propiedades del gas entre otros; es por esta razón que la elaboración de una herramienta para la simulación del comportamiento de un gasoducto requiere de varias versiones y un trabajo interdisciplinario para la consecución de resultados confiables
- La disponibilidad de herramientas computacionales de carácter didáctico con un entorno gráfico orientado a objetos, crea un ambiente de estudio agradable y es una excelente opción para complementar y promover el aprendizaje
- La utilización del Software SIDECOGAS 1.0 no garantiza el éxito de enseñanza ni resuelve dificultades presentes referentes al transporte de gas natural, por ello se debe utilizar esta herramienta de manera que ayude a favorecer la comprensión y enseñanza y no a ocasionar malas interpretaciones que generen confusión por un inapropiado manejo de este recurso.

11.RECOMENDACIONES

Durante el diseño y desarrollo del software se han tomado varias aproximaciones con respecto a los factores determinantes en los modelos matemáticos empleados para simular el comportamiento de un gasoducto, por lo cual, a continuación se listan algunas recomendaciones generales a tener en cuenta para el buen uso del software y futuras fases de desarrollo o trabajos a fines.

- Los resultados obtenidos se pueden mejorar profundizando más en el modelo matemático seleccionado para el proceso de análisis de la tubería, compresor y estación de distribución. El modelo actual se basa en un modelo de flujo unidireccional e isotérmico, en el cual se puede analizar caída de presión en los diferentes bloques que lo conforman. Si empleáramos modelos especializados para analizar la transferencia de calor en cada uno de los componentes obtendríamos de manera más precisa las variaciones de presión y temperatura.
- Para el desarrollo de proyectos que modelen el comportamiento de flujo gas a través de una tubería, se recomienda tomar como base el código fuente de la herramienta computacional SIDECOGAS 1.0, con el fin de poder realizar actualizaciones en torno al modelo impuesto; de manera que contribuya con el crecimiento y mejoramiento de la herramienta de manera que se amplíe y se complemente todos los modelos matemáticos empleados mediante el uso de herramientas numéricas y la aplicación de la dinámica de fluidos computacional (CFD) para abarcar diversos tipos de flujo, por ejemplo, flujo transitorio.
- Se recomienda al usuario para poder analizar las gráficas, referente a los comportamientos del compresor y la tubería, visualizar las coordenadas de los puntos específicos los cuales se arrojan en el recuadro de resultados,

debido a que el software en las gráficas solo muestra el comportamiento visual y en ella no se puede analizar valores específicos de comportamiento con solo situar el cursor sobre la trayectoria que demarca la simulación.

- El software SIDECOGAS 1.0 se debe seguir desarrollando y actualizando debido a investigaciones recientes que se generen entorno a nuevas tecnologías, de manera que se busque aquellas especificaciones que puedan garantizar que la herramienta tenga criterios necesarios para poder ser aplicada en un determinado contexto.

BIBLIOGRAFIA

- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE STANDARD 618, Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services, API 618:1995. 4 ed. Washington, D.C. Chapter: 1, 2,3,4,5.
- CENGEL, Yunus A. Termodinámica de Calor. 2 ed. México: Mc Graw-Hill, 206.793p
- CRANE Engineering Data, CO.Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. New York. Capítulo 1,2,3, Apéndices: A ,B
- FOX. Robert W. Introduction to Fluid Mechanics. 6 ed. Florida: John Wiley & Sons, 2006. 644p
- GPSA Engineering Data Book, General Information, 12th ed., Sec. 1, Gas Processors Supply Association, Tulsa, Oklahoma, 2004c.
- GPSA Engineering Data Book, Compressors and Expanders, 12th ed., Sec. 13, Gas Processors Supply Association, Tulsa, Oklahoma, 2004c.
- GPSA Engineering Data Book, Fluid Flow and Piping, 12th ed., Sec. 17, Gas Processors Supply Association, Tulsa, Oklahoma, 2004c.
- GREENE, Richard W. Compresores: Selección, uso y mantenimiento. México: Mc Graw-Hill, 1992. 291p
- INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN **ICONTEC**. Norma Técnica Colombiana Gasoductos. Líneas de Transporte y Redes de Distribución de Gas. NTC 3728: 2001. 1 Actualización. Bogotá D.C. 2001. 74p

- INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN **ICONTEC**. Norma Técnica Colombiana Gasoductos. Presiones de Operación Permisibles para el Transporte, Distribución y Suministro de Gases Combustibles. NTC 3838: 2014. 5 Actualización. Bogotá D.C. 2014. 5p
- KIDNAY, Arthur J y PARRISH, William R. Fundamentals of Natural Gas Processing, New York: Taylor & Francis Group, LLC, 2006, 418p
- MCALLISTER , E. W. Pipeline Rules of Thumb Handbook , A manual of quick, accurate solutions to everyday pipeline engineering problems, Pipe Design, 7th ed, USA. Sec 3, 2009,
- MCALLISTER , E. W. Pipeline Rules of Thumb Handbook , A manual of quick, accurate solutions to everyday pipeline engineering problems, Gas-Compression, 7th ed. USA. Sec 10, 2009,
- MCALLISTER , E. W. Pipeline Rules of Thumb Handbook , A manual of quick, accurate solutions to everyday pipeline engineering problems, Gas-Hydraulics, 7th ed, USA. Sec 11, 2009
- MENON, E Shashi. Gas Pipeline Hydraulics. New York: Taylor & Francis Group, LLC, 2005, 399p
- MOHITPOUR, M, GOLSHAN H, MURRAY A. Pipeline Design & Construction: A Practical Approach. 2th ed., 2000, 604p
- MOKHATAB, Saeid. Handbook of Natural Gas Transmission and Processing. New York. ed 2006. 625p
- MOTT L. Robert. Mecánica de fluidos Aplicada. 6 ed. México: Pearson Education, 2006. 644p

- NATIONAL FIRE PROTECTION ASSOCIATION AND THE AMERICAN GAS ASSOCIATION. National Fuel Gas Code. NFPA 54 ANSI Z2223.1 An American National Standard. ed. 2006. Chapter 1-13
- THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Sistema de Tubería para Transporte y Distribución de Gas. ASME B 31.8. New York: ed 1995, 1995. 170p
- THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. USA Standard Code for Pressure Piping: Fuel Gas Piping .ASME B31.2 b8. New York, 1968. 71p
- VAN WYLEN, G y SANNTAG, R. Fundamentos de la termodinámica. México Limusa. 1988. 928p

ANEXOS

Anexo A. Manual científico

A continuación se presenta el manual científico del software “SIDECOGAS” el cual muestra de manera detallada el funcionamiento de la herramienta computacional y brinda al usuario un soporte técnico y argumentado de los principios físicos acogidos para resolver la simulación de un sistema de transporte de gas en el presente software.

Debido a la magnitud de los cálculos realizados durante la simulación de un circuito que contenga todas las capacidades del software se ha decidió proporcionar este manual dividido en diferentes partes y subprocesos, una por cada componente principal de un gasoducto, los cuales comprende, tuberías, estaciones compresoras de gas y estaciones de distribución de gas; y otros para la determinación de propiedades físicas y termodinámicas del gas en estudio, como se muestra en el siguiente listado:

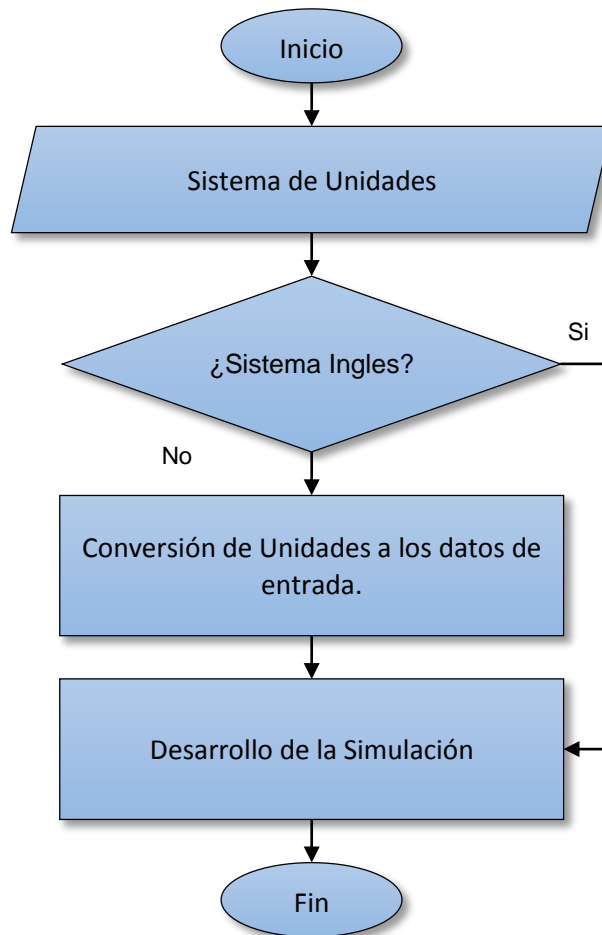
- Sistema de Unidades
- Propiedades del gas
- Factor de Compresibilidad
- Modelado de flujo en las tuberías
- Modelo del comportamiento del compresor
- Modelo del flujo a través de una estación de distribución

1. SISTEMA DE UNIDADES

Parte importante la secuencia de cálculos que realiza el programa durante la simulación de un ejercicio es el sistema de unidades que se maneje, la aplicación ofrece los dos sistemas de unidades más comúnmente utilizados, el inglés y el internacional, siendo así una ventaja para el usuario a la hora de ingresar datos de entrada. El algoritmo general de una simulación tiene un apartado que considera este sistema de unidades y modifica ciertas rutas de operaciones según sea el sistema escogido, los algoritmos, operaciones y ecuaciones de cada componente de gasoducto se encuentran registradas en el sistema inglés

de medidas, puesto que es el estándar más utilizado en la industria y documentación existente acerca del tema ofreciéndose así mayor confiabilidad.

Figura A 1. Algoritmo "Sistema de Unidades"

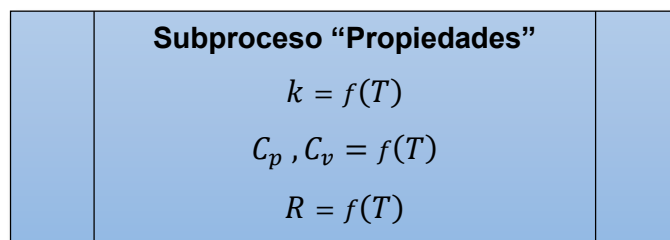


Es por este motivo que debe realizarse un cambio en el sistema de unidades cuando el usuario se ha decidido a escoger el sistema internacional de unidades. Las conversiones de unidades se realizan sobre todos los datos de entrada para cada componente del circuito manteniendo intacto el desarrollo de la simulación. Una vez completada la simulación el software convierte todos los resultados al sistema internacional, tal como lo especifico el usuario.

2. PROPIEDADES DEL GAS

Durante el proceso de simulación de un circuito hay operaciones que se repiten constantemente a lo largo de la secuencia programada en el software, el cálculo de algunas de las propiedades físicas y termodinámicas de la sustancia de trabajo es un ejemplo de esto, ya que no solo son utilizadas en todos los componentes del circuito sino que se repiten constantemente en cada uno de ellos, por lo cual, se ha creado un subproceso que contenga las operaciones necesarias para determinar dichas propiedades. En los diagramas de flujo que describen los algoritmos utilizados por cada uno de los componentes del gasoducto se muestra de manera repetitiva el uso de este subproceso el cual se denota mediante el siguiente símbolo para este manual.

Figura A 2. Símbolo del Subproceso "Propiedades"



Como puede verse el subproceso requiere como datos de entrada por parte del componente en el cual se utilice la temperatura T , también requiere la composición molar del gas de estudio y de algunas constantes existentes en la base de datos del software como más adelante se explicara con mayor detalle. En la figura 2 también se muestra las variables de salida del subproceso, que posteriormente se utilizaran en el algoritmo donde se encuentre. Dichas variables son: Calores específicos a presión y volumen constante C_p, C_v , relación de calores específicos k y constante del gas para su utilización en la ecuación de estado R .

Análisis del Calor Específico a Presión Constante C_p : El análisis del calor específico de la mezcla se realiza tomando como datos de entrada la temperatura y composición molar del gas, así como de las masas molares y calor específico de cada compuesto. Para la obtención del calor específico particular de cada compuesto se utiliza la ecuación característica proporcionada por el libro de Yunus A. Cengel³⁷, en la tabla A-2E. Donde define el calor específico en función de la temperatura mediante la siguiente ecuación:

$$\bar{c}_{pi} = a + b * T + c * T^2 + d * T^3 \quad (A 1)$$

Una vez se tienen todos los parámetros se procede a hacer la sumatoria de cada uno de los parámetros de la mezcla que definiría el calor específico de la mezcla.

$$C_p = \sum \frac{X_i * \bar{c}_{pi}}{M_{w,i}} \quad (A 2)$$

X_i : Fracción Molar de cada compuesto $\left[\frac{lbm}{lbmol} \right]$

\bar{c}_{pi} : Calor específico de cada compuesto $\left[\frac{Btu}{lbmol * R} \right]$

$M_{w,i}$: Masa Molar de cada compuesto $\left[\frac{Btu}{lbm * R} \right]$

C_p : Calor específico de la mezcla de gases a presión constante $\left[\frac{Btu}{lbm * R} \right]$

Tabla A 1. Constantes de cada componente

Constituyente	Formula química	A	B	C	D	Rango de Temp. R
Metano	CH4	4,750	$0,666 \times 10^{-2}$	$0,09352 \times 10^{-5}$	$0,4510 \times 10^{-9}$	491-2740
Etano	C2H6	1,648	$2,291 \times 10^{-2}$	$-0,4722 \times 10^{-5}$	$0,2984 \times 10^{-9}$	491-2740
Propano	C3H8	-0,966	$4,044 \times 10^{-2}$	$-1,159 \times 10^{-5}$	$1,300 \times 10^{-9}$	491-2740
i-Butano	C4H10	-1,890	$5,520 \times 10^{-2}$	$-1,696 \times 10^{-5}$	$2,044 \times 10^{-9}$	491-2740
n-Butano	C4H10	0,945	$4,929 \times 10^{-2}$	$-1,352 \times 10^{-5}$	$1,433 \times 10^{-9}$	491-2740
Nitrógeno	N2	6,903	$-0,02085 \times 10^{-2}$	$0,05957 \times 10^{-5}$	$-0,1176 \times 10^{-9}$	491-3240
Dióxido de Carbono	CO2	5,513	$0,79361 \times 10^{-2}$	$-0,2581 \times 10^{-5}$	$-0,3059 \times 10^{-9}$	491-3240

³⁷ CENGEL, Yunus, Termodinamica, cap 3.

Análisis del Calor Específico a Volumen Constante de la mezcla C_v : El análisis de esta variable se realiza en función del calor específico a presión constante C_p hallado anteriormente y la constante universal de los gases ideales R_u para cada compuesto, el valor de la constante universal de cada compuesto es sacada de la Tabla A-1E del libro de Yunus A. Cengel como se anexa a continuación.

Tabla A 2. Propiedades de los constituyentes del gas.

Constituyente	Fórmula Química	Masa molar M_w Lbm/lbmol	Constante del Gas R	
			$Btu/lbm * R$	$psia * ft^3/lbm * R$
Metano	CH4	16,043	0,1238	0,6688
Etano	C2H6	32,020	0,06616	0,3574
Propano	C3H8	44,097	0,04504	0,2433
i-Butano	C4H10	58,124	0,03417	0,1846
n-Butano	C4H10	58,124	0,03417	0,1846
Nitrógeno	N2	28,013	0,07090	0,3830
Dióxido de Carbono	CO2	44,01	0,04513	0,2438

Una vez definidos todos los parámetros se realiza el análisis particular de los calores específicos a volumen constante para cada componente de la mezcla mediante la siguiente ecuación matemática:

$$\bar{c}_{vi} = \sum \bar{c}_{pi} - R_u \quad (A 3)$$

Donde:

\bar{c}_{vi} : Calor Específico a Volumen Constante de cada compuesto $\left[\frac{Btu}{lbmol * R} \right]$

R_u : Contante Universal particular, 1.98584 $\left[\frac{Btu}{lbmol * R} \right]$

Una vez determinado el calor específico particular de cada compuesto, se calcula la masa molar promedio de la mezcla, mediante la sumatoria de las masas molares de cada componente por su fracción molar como se muestra a continuación:

$$M_w = \sum X_i * M_{w,i} \quad (A 4)$$

Donde:

M_w : Masa Molar promedio de la mezcla.

Mediante el uso de una sumatoria algebraica en función del calor específico a volumen constante y la fracción molar de cada componente se determina un calor específico a volumen constante para la mezcla en base de unidades de cantidad de materia *lbmol*.

$$C_{v,lbmol} = \sum \bar{c}_{vi} * X_i \quad (A 5)$$

Donde:

$C_{v,lbmol}$: Calor específico a volumen constante, $\left[\frac{Btu}{lbmol * R} \right]$

Con el anterior calor específico calculado se procede a relacionarlo con la masa molar promedio de la mezcla y poder determinar el calor específico de la mezcla a volumen constante pero con base en unidades másicas, en este caso en *lbm*.

$$C_v = \frac{C_{v,lbmol}}{M_w} \quad (A 6)$$

Donde:

C_v : Calor específico de la mezcla de gases a volumen constante $\left[\frac{Btu}{lbm * R} \right]$

Relación de calores específicos k : La relación de calores específicos se da mediante la división entre el calor específico de la mezcla a presión constante C_p y el calor específico de la mezcla a volumen constante C_v .

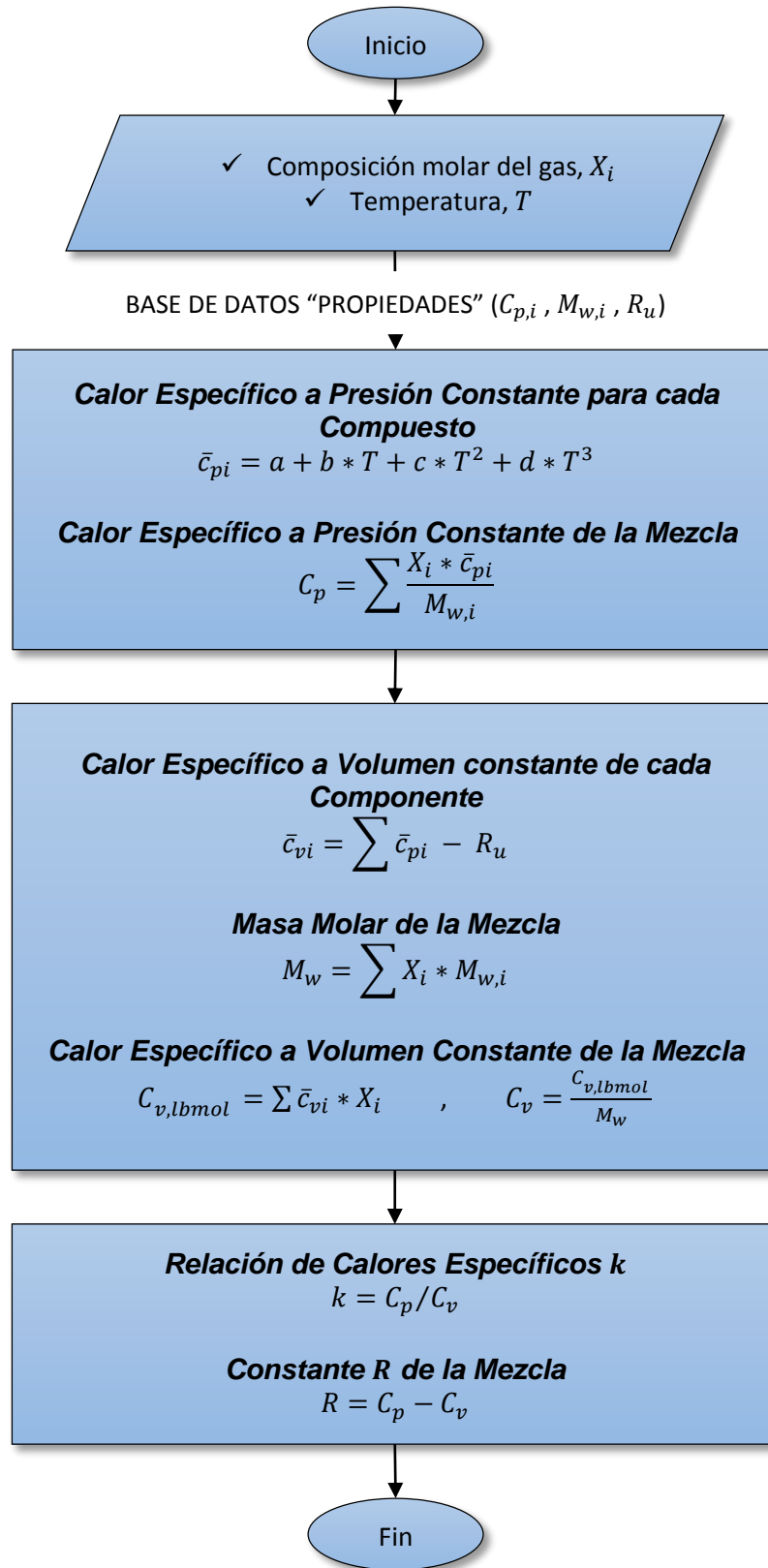
$$k = C_p / C_v \quad (\text{A } 7)$$

Constante R de la mezcla: Parámetro característico de la diferencia entre el calor específico a presión constante C_p de la mezcla, sobre el calor específico a volumen constante C_v , de la mezcla. Este parámetro se utiliza en la ecuación de estado de los gases ideales y representa la relación entre la energía, la temperatura y la cantidad de moles de un gas; respecto a lo que están simulando en el comportamiento de flujo presente en este trabajo.

$$R = C_p - C_v \quad (\text{A } 8)$$

A continuación se muestra de manera detallada el algoritmo utilizado por este subproceso para el cálculo de sus respectivas variables.

Figura A 3. Diagrama de flujo del Subproceso "Propiedades"



3. FACTOR DE COMPRESIBILIDAD Z

De igual manera que en el subproceso “Propiedades” existe un subproceso denominado “Z” que se encarga de determinar el factor de compresibilidad Z para cualquier condición de presión y temperatura, dicho factor es necesario para complementar la ecuación de estado corregida para gases reales y está presente en el algoritmo de la mayoría de los componentes del circuito como se evidenciara más adelante.

El análisis del factor Z para una mezcla se hace mediante condiciones de estado pseudocríticas y pseudoreducidas debido a que la mezcla presente no se genera con compuestos puros. Para la obtención de estas propiedades es necesario; conocer la composición de la mezcla en función de sus fracciones molares presentes primero, para luego aplicar la ecuación matemática de Kay para obtener dichas condiciones. Los parámetros a condiciones críticas de cada compuesto se muestran según la tabla A-1E del libro de termodinámica de Yunus A. Cengel³⁸ y se enuncian a continuación.

Tabla A 3. Propiedades del punto crítico para los constituyentes de la mezcla

Constituyente	Formula Química	Propiedades del Punto Crítico	
		Temperatura R	Presión $psia$
Metano	CH ₄	343,9	673
Etano	C ₂ H ₆	549,8	708
Propano	C ₃ H ₈	665,9	617
i-Butano	C ₄ H ₁₀	765,2	551
n-Butano	C ₄ H ₁₀	765,2	551
Nitrógeno	N ₂	227,1	492
Dióxido de Carbono	CO ₂	547,5	1071

El análisis matemático de los valores pseudocríticos se hace entorno a los puntos críticos de presión y temperatura. Su modelo matemático se fundamenta en una sumatoria algebraica en términos de sus fracciones molares y los parámetros enunciados en la respectiva tabla para cada componente, para denotar que se evalúa cada componente se utiliza en la ecuación propuesta un subíndice (i) el

³⁸ CENGEL, Yunus A. Termodinámica, 2 ed., pag 401

cual da a conocer que se está evaluando cada componente por separado en torno a sus datos característicos.

$$SP_C = \sum X_i * P_{cr,i} \quad (A 9)$$

$$ST_C = \sum X_i * T_{cr,i} \quad (A 10)$$

SP_C : Presión Seudocrítica de la mezcla

ST_C : Temperatura Seudocrítica de la mezcla

X_i : Fracciones molares de cada componente

$P_{cr,i}$: Presión crítica de cada componente en la mezcla

$T_{cr,i}$: Temperatura crítica de cada componente en la mezcla

Una vez determinados los valores seudocríticos, se calcula las condiciones seudoreducidas de la mezcla en función de la presión y temperatura a la que se encuentra el sistema.

$$SP_r = P/SP_C \quad (A 11)$$

$$ST_r = T/ST_C \quad (A 12)$$

SP_r : Presión Seudoreducida de la mezcla

ST_r : Temperatura Seudoreducida de la mezcla

Una vez calculados los anteriores parámetros se puede reemplazar en la ecuación de estado de Standing- Kartz y determinar las constantes (A, B, C, D, E, F) que lo definen. Cada una de las constantes anteriores tienen implícitamente otra serie de constantes que se enuncian en la siguiente tabla # y que son estrictamente necesarias para poder determinar el factor de compresibilidad Z .

Tabla A 4. Constantes para el cálculo del factor de compresibilidad.

Constantes		Constantes	
Variable	Valor Adimensional	Variable	Valor Adimensional
A ₁	0,3665	A ₇	-0,7361
A ₂	-1,0700	A ₈	0,1844
A ₃	-0,5339	A ₉	0,1056
A ₄	0,01569	A ₁₀	0,6134
A ₅	-0,05165	A ₁₁	0,7210
A ₆	0,5475		

La ecuación que define el factor de compresibilidad Z es propuesta por Standing-Kartz y sometida a simplificaciones hechas a la ecuación teórica formulada se tiene que:

$$Z = 1 + \frac{A}{Z} + \frac{B}{Z^2} + \frac{C}{Z^5} + \left(\frac{D}{Z^2} + \frac{E}{Z^4} \right) * e^{\left(\frac{-F}{Z^2} \right)} \quad (\text{A } 13)$$

Donde las constantes están en función de sT_r y se definen de la siguiente manera:

$$A = \left(A_1 + \frac{A_2}{sT_r} + \frac{A_3}{sT_r^3} + \frac{A_4}{sT_r^4} + \frac{A_5}{sT_r^5} \right) * 0,27 * \frac{sP_r}{sT_r} \quad (\text{A } 14)$$

$$B = \left(A_6 + \frac{A_7}{sT_r} + \frac{A_8}{sT_r^2} \right) * \left(0,27 * \frac{sP_r}{sT_r} \right)^2 \quad (\text{A } 15)$$

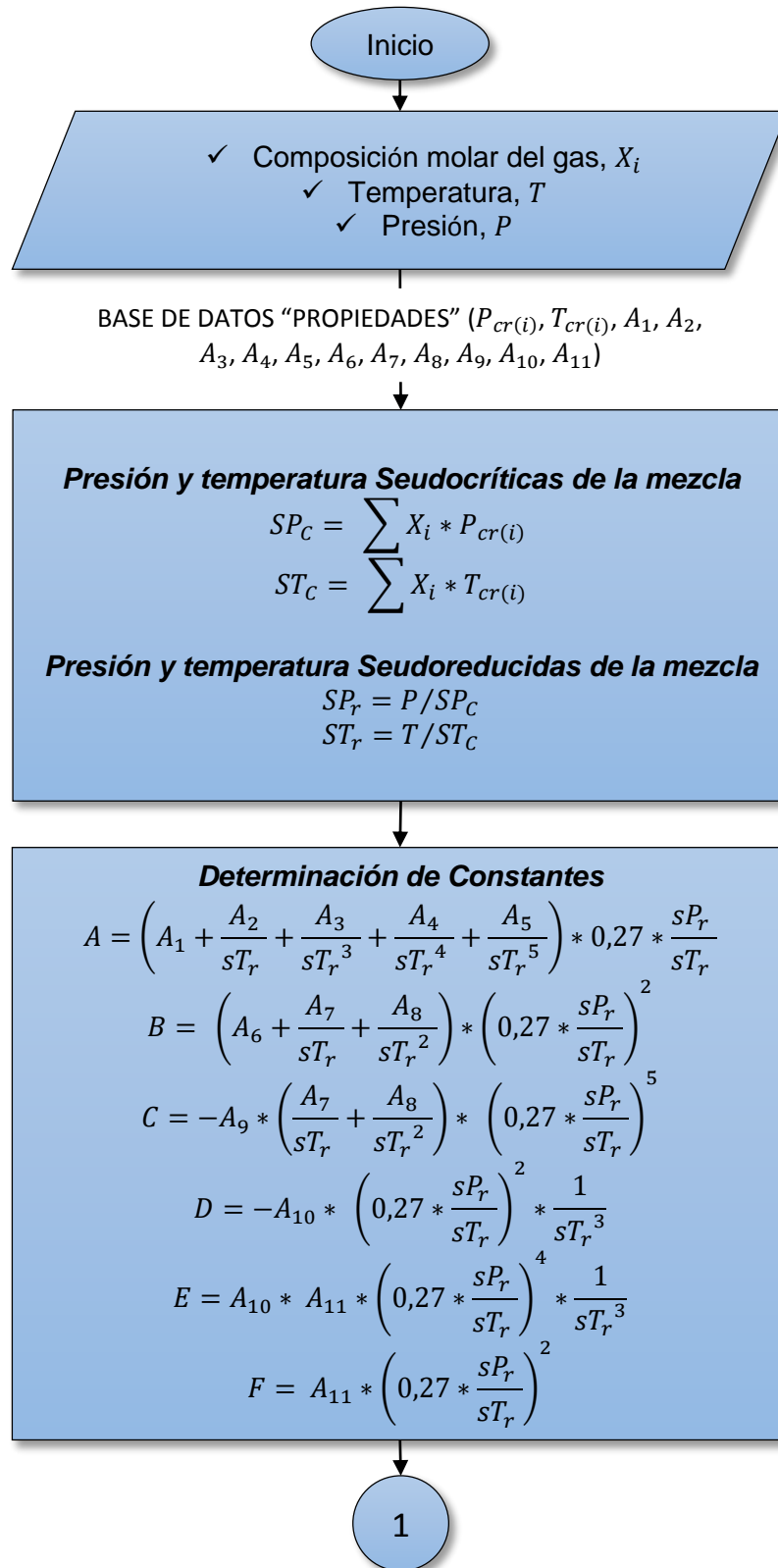
$$C = -A_9 * \left(\frac{A_7}{sT_r} + \frac{A_8}{sT_r^2} \right) * \left(0,27 * \frac{sP_r}{sT_r} \right)^5 \quad (\text{A } 16)$$

$$D = -A_{10} * \left(0,27 * \frac{sP_r}{sT_r} \right)^2 * \frac{1}{sT_r^3} \quad (\text{A } 17)$$

$$E = A_{10} * A_{11} * \left(0,27 * \frac{sP_r}{sT_r} \right)^4 * \frac{1}{sT_r^3} \quad (\text{A } 18)$$

$$F = A_{11} * \left(0,27 * \frac{sP_r}{sT_r} \right)^2 \quad (\text{A } 19)$$

Figura A 4. Diagrama de Flujo Subproceso "Z" parte 1



Una vez se tiene todas las constantes anteriores calculadas para darle solución a la ecuación característica del valor de compresibilidad Z se debe hacer uso de una suposición del valor del parámetro Z , por criterio se recomienda darle un valor mayor a 1 de modo que cumpla con la siguiente igualdad establecida como se puede observar en el diagrama de flujo de la figura A 5.

$$Z_0 - 1 + \frac{A}{Z_0} + \frac{B}{Z_0^2} + \frac{C}{Z_0^5} + \left(\frac{D}{Z_0^2} + \frac{E}{Z_0^4} \right) * e^{\left(-\frac{F}{Z_0^2} \right)} = F(Z_0) = 0 \quad (\text{A } 20)$$

Si esta igualdad se cumpliera el valor supuesto es el correcto y el valor es el que está buscando. Por otro parte si esta igualdad no se cumple debe ser chequeado un nuevo valor Z mediante el siguiente modelamiento:

$$Z_1 = Z_0 - F(Z_0) / F'(Z_0) \quad (\text{A } 21)$$

Donde:

Z_1 : Valor que permite volver a recalcular un nuevo valor de Z

Z_0 : Valor recomendado por criterio $Z > 1$

$F(Z_0)$: Valor que arroja si cumple la igualdad propuesta

$F'(Z_0)$: Derivada de la función $F(Z_0)$

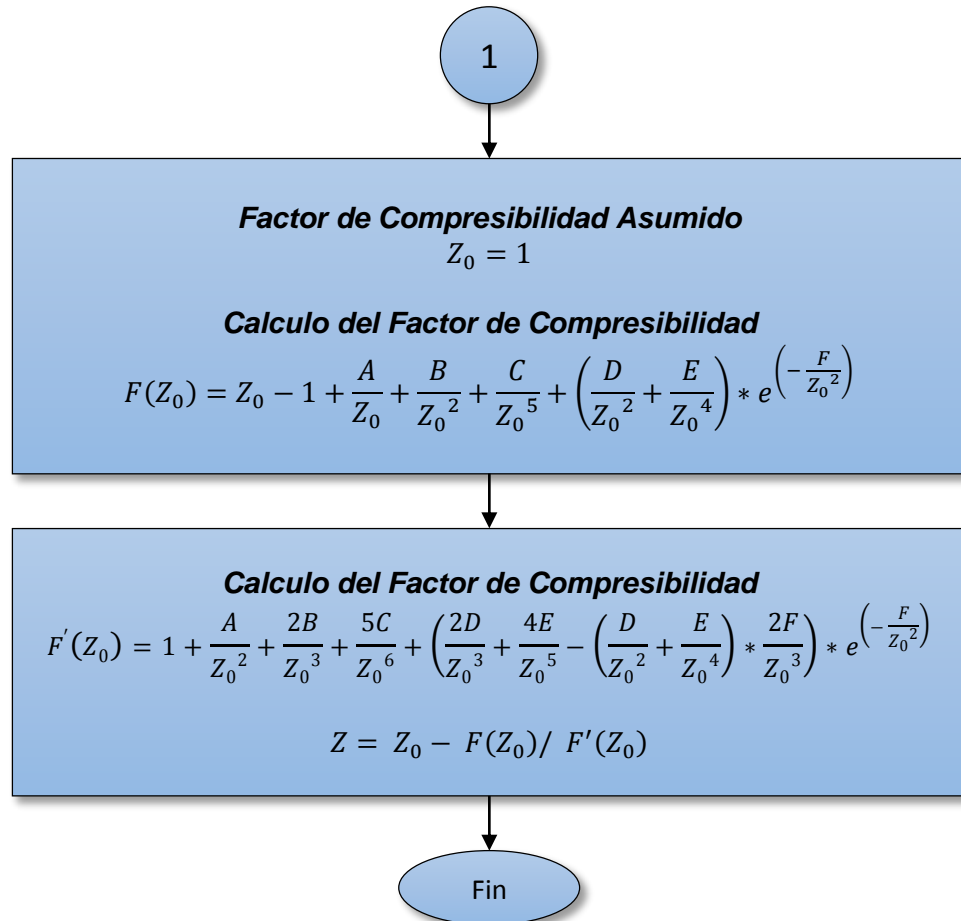
La ecuación anterior define una función $F'(Z_0)$, la cual corresponde a derivar la función $F(Z_0)$ inicialmente.

$$F'(Z_0) = 1 + \frac{A}{Z_0^2} + \frac{2B}{Z_0^3} + \frac{5C}{Z_0^6} + \left(\frac{2D}{Z_0^3} + \frac{4E}{Z_0^5} - \left(\frac{D}{Z_0^2} + \frac{E}{Z_0^4} \right) * \frac{2F}{Z_0^3} \right) * e^{\left(-\frac{F}{Z_0^2} \right)} \quad (\text{A } 22)$$

Con la derivada de la ecuación inicial se va a encontrar un valor máximo de $F'(Z_0)$ basándose en el valor arrojado de la primera iteración de la ecuación $F(Z_0)$. Con estos valores y con el valor inicialmente recomendado de Z_0 se permite volver a recalcular el factor de compresibilidad de manera que de un

valor óptimo de la razón del volumen molar de un gas con relación al volumen molar de un gas ideal a la misma temperatura.

Figura A 5. Diagrama de Flujo Subproceso "Z" parte 2



4. MODELAMIENTO DE FLUJO A TRAVÉS DE TUBERIAS

Para el planteamiento del modelo matemático necesario para la simulación del comportamiento fundamental de flujo de gas natural a través de tuberías se requieren algunos parámetros de entrada, tales como parámetros de operación y constructivos del sistema y composición molar del gas.

Como datos de entrada a la tubería del cálculo de propiedades y composición del gas natural a utilizar se pueden enumerar a continuación:

M_w = Masa molar del gas natural en base molar [lbm/lbmol].

R_{gas} = Constantes R particular de la mezcla de gases.

Las fracciones molares y calores específicos de cada elemento constituyente del gas natural no serán necesarios durante los cálculos para el flujo a través de tuberías, estos términos son calculados en el subproceso de propiedades de gases.

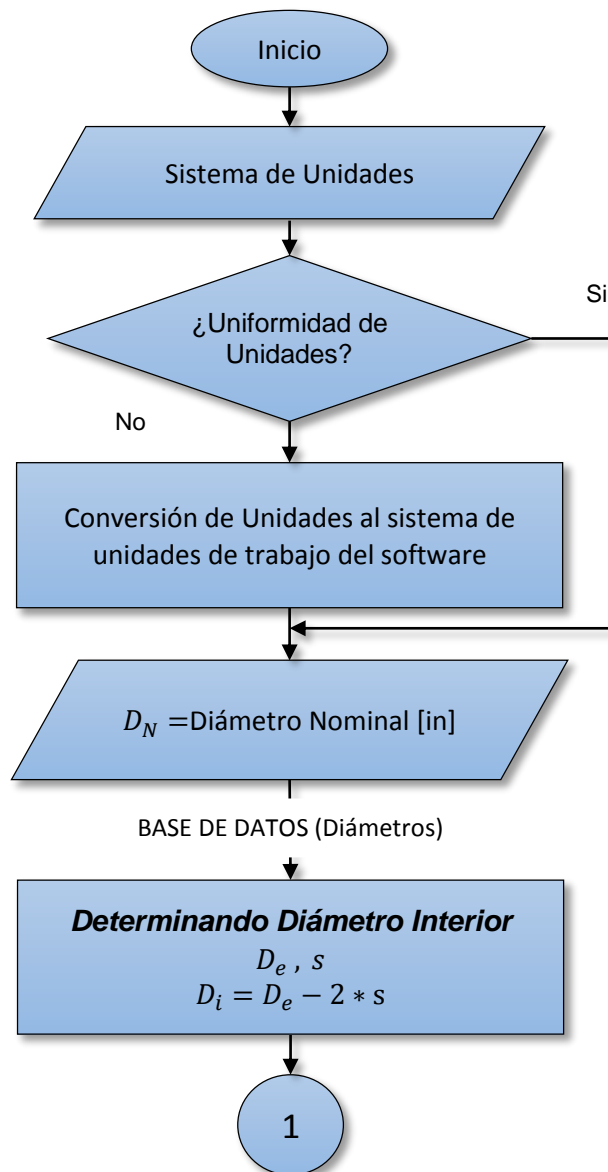
El software ofrece al usuario la posibilidad de ingresar los datos de entrada del problema en los dos sistemas de unidades más utilizados, sistema inglés e internacional, aunque durante el proceso de cálculos de la simulación del software solo se maneja el sistema inglés de unidades. Los resultados de la simulación se entregaran en este sistema, aunque si el usuario escogió el sistema internacional de unidades el software realizara las conversiones pertinentes para presentar al usuario los resultados en el sistema de unidades deseado.

En la figura A 6 se muestra el algoritmo utilizado para comprobar la uniformidad de unidades de los parámetros ingresados por el usuario y de no ser así se realizara la conversión a las unidades inglesas manejadas por el algoritmo de la simulación, de manera similar se realiza este procedimiento en los demás componentes del gasoducto.

Determinación del diámetro interior de la tubería

Por comodidad al usuario el software requiere como parámetro de entrada el diámetro nominal de la tubería, ofreciendo una amplia lista de diámetros normalizados. Una vez el usuario selecciona el diámetro nominal (D_N) se toman de la base de datos del software presente en el ANEXO D los valores de diámetro exterior (D_e), espesor de pared (*Espesor*) y diámetro interior (D_i) correspondientes.

Figura A 6. Diagrama de flujo Tuberías, parte 1.



Perdidas Menores

El factor de fricción f_T es necesario para el cálculo de pérdidas por fricción a través de la tubería, el cual puede tomar los siguientes valores:

Tabla A 5. Factor de fricción para tuberías de Acero comercial.

D_N [in]	D_N [mm]	f_T	D_N [in]	D_N [mm]	f_T
0,50	15	0,0270	5,00	125	0,0160
0,75	20	0,0250	6,00	150	0,0150
1,00	25	0,0230	8,00	200	0,0140
1,25	32	0,0220	10,00	250	0,0140
1,50	40	0,0210	12,00	300	0,0130
2,00	50	0,0190	16,00	400	0,0130
2,50	65	0,0180	18,00	450	0,0120
3,00	80	0,0180	24,00	600	0,0120
4,00	100	0,0170			

Se ha decidido parametrizar estos términos de f_T en una ecuación que depende del diámetro nominal de la tubería para ahorrar operaciones y así reducir el costo computacional exigido al software, sin mayor margen de error. La ecuación parametrizada en unidades inglesas con D_N en pulgadas es la siguiente:

$$f_T = 0.0228 * D_N^{-0,218} \quad (\text{A } 23)$$

Las pérdidas de energía son proporcionales a la velocidad del fluido, por lo general, los valores de las pérdidas de energía se representan en términos de un coeficiente de resistencia K :

$$h_L = K \left(v^2 / 2g \right) \quad (\text{A } 24)$$

Donde:

h_L = Perdida menor

v = Velocidad del fluido

g = Gravedad

En este caso se decide utilizar como termino representativo de las perdidas por fricción la longitud equivalente, el cual se ve expresado de la siguiente manera:

$$L_e = K * D / f_T \quad (\text{A } 25)$$

Para calcular la pérdida de energía del flujo a lo largo de la tubería se deben determinar las pérdidas menores, que comprende las pérdidas de presión producidas por válvulas, codos, tipo de entrada y curvaturas en la tubería. En primer lugar se analizarán las pérdidas producidas por el tipo de entrada o salida del fluido por la tubería, para las cuales se cuenta con las siguientes opciones y así se determinará el coeficiente $K_{Entrada}$ para este caso.

Tabla A 6. Constantes de pérdidas K según el tipo de entrada.

Entradas y Salidas	$K_{Entrada}$
Salida de Borde Agudo	1
Salida Reentrante	1
Salida Redondeada	1
Entrada Borde Agudo	0.5
Entrada Reentrante	0.78
Entrada Redondeada	Tabla

Las curvaturas presentes en la tubería también implican pérdidas por fricción, así que también debe determinarse el factor K para estas secciones denominado en este caso K_{Curvas} cuyos valores pueden determinarse mediante la siguiente tabla, la expresión r/d representa la relación entre el radio de la curvatura y el diámetro de la tubería.

Tabla A 7. Constantes de pérdidas para tuberías curvas.

r/d	K_{Curvas}	r/d	K_{Curvas}
1	$20 f_T$	8	$24 f_T$
1,5	$14 f_T$	10	$30 f_T$
2	$12 f_T$	12	$34 f_T$
3	$12 f_T$	14	$38 f_T$
4	$12 f_T$	16	$42 f_T$
6	$17 f_T$	20	$50 f_T$

Si la curvatura no es de 90° se debe emplear la siguiente ecuación:

$$K_{Curvas} = (n - 1) * [(0,25\pi * f_T * r/d) + 0,5 * K] + K \quad (A 26)$$

n = Número de curvas de 90°

K = Coeficiente de resistencia de una curva de 90° según tabla.

Para más información acerca de las curvaturas visitar el ANEXO E.

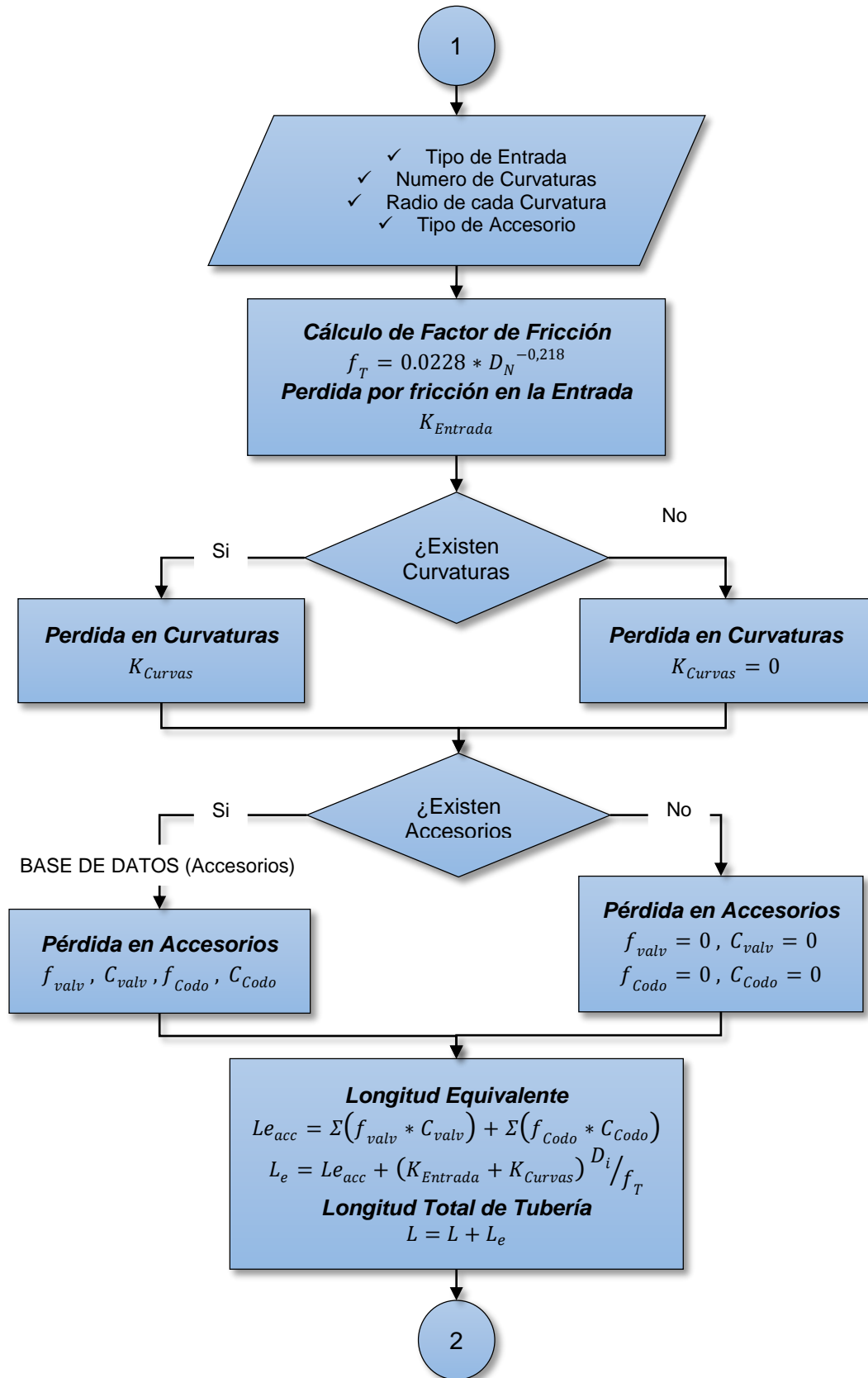
A continuación se calcula la longitud equivalente de pérdidas por accesorios Le_{acc} la cual es la suma de todas las pérdidas ocasionadas por válvulas o codos, el usuario debe ingresar en la sección de propiedades en la interfaz de trabajo el tipo de accesorio y la cantidad que se encuentran en cada tramo de tubería para después encontrar la longitud equivalente correspondiente.

$$Le_{acc} = \sum (Pérdidas_{Válvulas} + Pérdidas_{Codos}) \quad (A 27)$$

La base de datos del software cuenta con un listado de los accesorios más comúnmente utilizados en sistemas de transporte de gas como válvulas de globo, de compuerta, de mariposa, de cheque, codos y muchas más, algunas de ellas se presentan en varias configuraciones a nivel constructivo u operativo con el objetivo de ofrecerle al usuario las mejores herramientas para el diseño del circuito del gasoducto. Cada accesorio cuenta con su coeficiente de pérdidas L_e/D Correspondiente, estos dato fueron tomados del libro flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías de Crane, esta información puede encontrarse en el ANEXO E.

Finalmente se calcula una longitud de tubería modificada, la cual contempla las pérdidas producidas por válvulas, codos, tipo de entrada, curvaturas, y demás accesorios, todo el procedimiento puede observarse en la figura A 7.

Figura A 7. Diagrama de flujo tuberías, Parte 2.

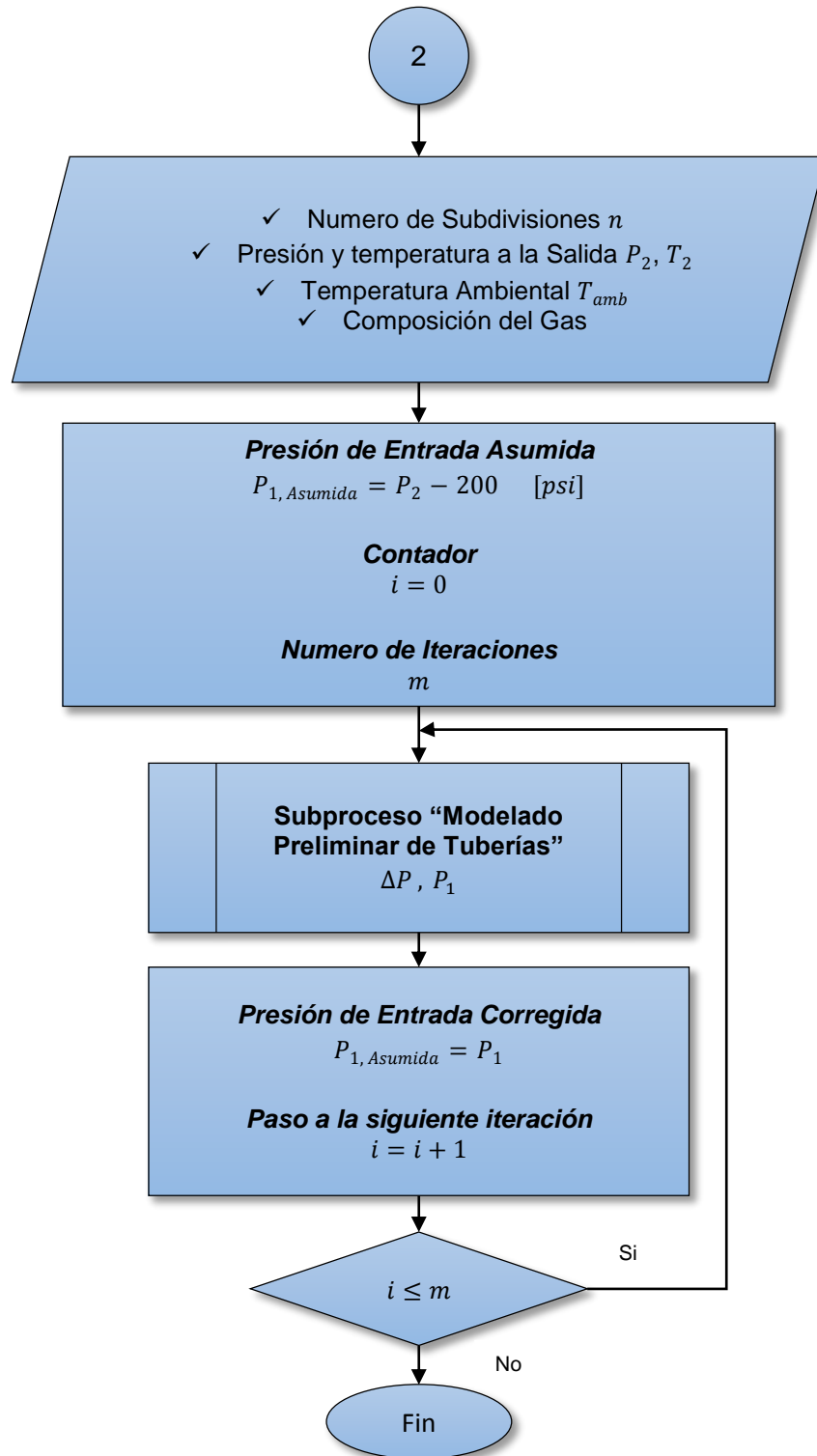


Condiciones de Frontera

El cálculo de la caída de presión en la tubería se realiza mediante ecuaciones empíricas de flujo compresible, las cuales permiten determinar la presión de entrada de la tubería si se conoce la presión de salida o viceversa, contemplando efectos de fricción, cambios de elevación entre otros factores que provocan la caída de presión. En el algoritmo general del desarrollo de las tuberías en el software se decidió realizar un análisis mediante volúmenes finitos para obtener la variación a lo largo de la tubería, para esto se debe subdividir dicho tramo en n cantidad de subdivisiones donde se aplicara la ecuación de flujo a cada una, por lo cual cada tramo entre nodo y nodo debe contar con una previa asignación de condiciones de frontera.

Dichas condiciones son las presiones de entrada y salida de la tubería, así mismo como la temperatura de salida y temperatura ambiental. Durante el flujo de operaciones en la simulación de un circuito algún otro componente como puede ser otra tubería o una estación de despacho, recepción o distribución se encarga de asignar el valor de la presión y temperatura a uno de los extremos de la tubería en análisis, que en la mayoría de los casos se trata de la presión y temperatura de salida, excepto cuando se están tratando tuberías de distribución. Para el siguiente paso en el flujo de datos al interior de la tubería se necesita determinar las presiones y temperaturas de los extremos de cada subdivisión, por lo cual, se debe determinar un ΔP y un ΔT dependiendo del número de subdivisiones. El ΔT depende de la temperatura de salida previamente asignada a la tubería y de la temperatura ambiental ingresada por el usuario, pero él ΔP depende de las presiones en los extremos de la línea, y ya que solo se cuenta con una de ellas debe asumirse la faltante y aplicar un proceso iterativo que corrija la presión asumida en cada ciclo que se efectuó mediante el subproceso "*Modelado preliminar de tuberías*" hasta alcanzar un porcentaje de error mínimo, así como se muestra en la figura A 8.

Figura A 8. Diagrama de flujo tuberías, Parte 3

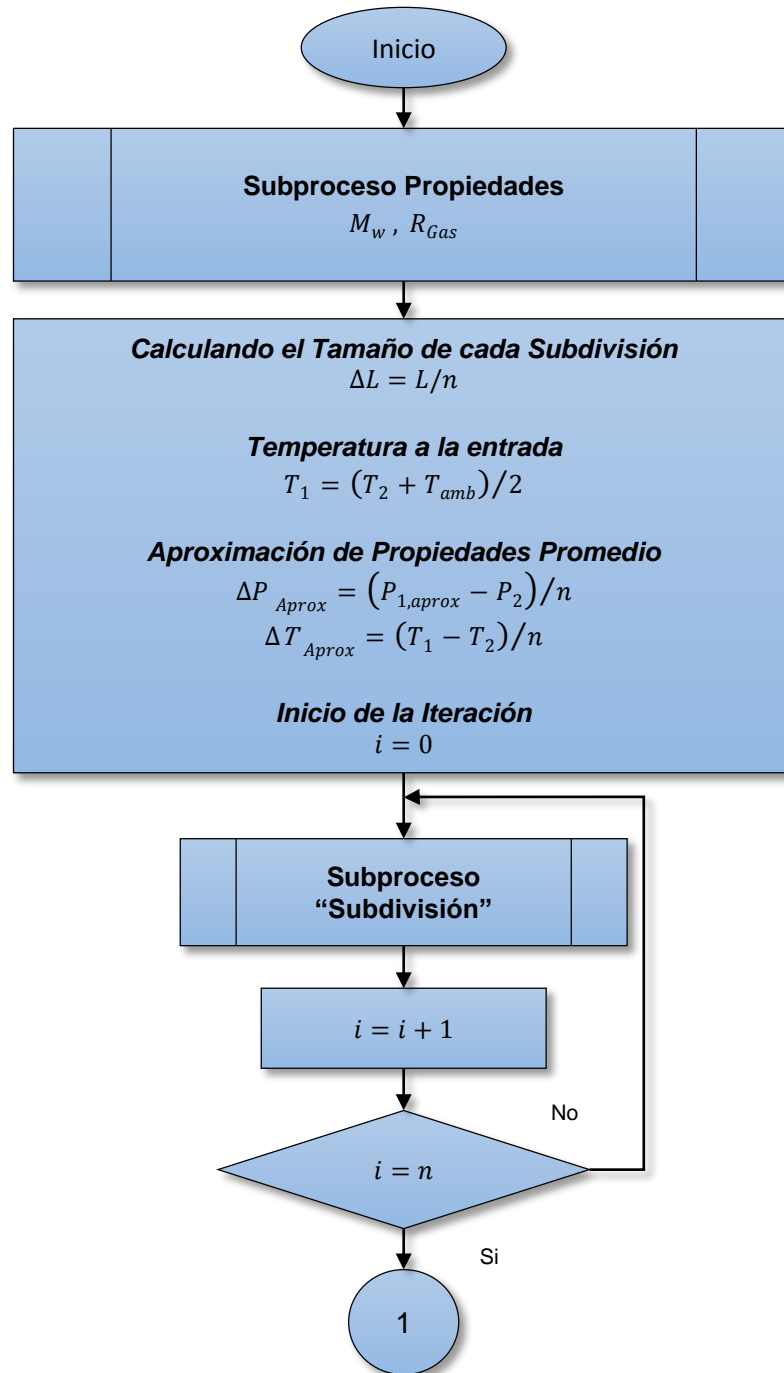


Subproceso “Modelado preliminar de tuberías”

El fin de este subproceso es reducir el error que se genera entre la presión faltante en uno de los extremos y la presión real, que en la mayoría de los casos se trata de la presión de entrada a la tubería como se evidencia en los tramos de la línea principal de flujo del circuito, en las líneas de distribución de gas la presión iterada es la de salida. Durante este proceso cíclico se determina el mallado de la línea y una primera aproximación de las presiones y temperaturas para cada nodo que posteriormente serán calculadas con mayor precisión en el subproceso “*Subdivisión*”.

Como resultado de este proceso se obtendrán la distribución de presiones, temperaturas y demás propiedades para las n subdivisiones que haya determinado el usuario, así como de las propiedades promedio a lo largo del tramo. Dichas distribuciones de propiedades generan vectores de tamaño n en el proceso de cálculos del software que se reutilizan para cada ciclo del subproceso en cuestión.

Figura A 9. Subproceso "Modelado preliminar de tuberías" Parte 1

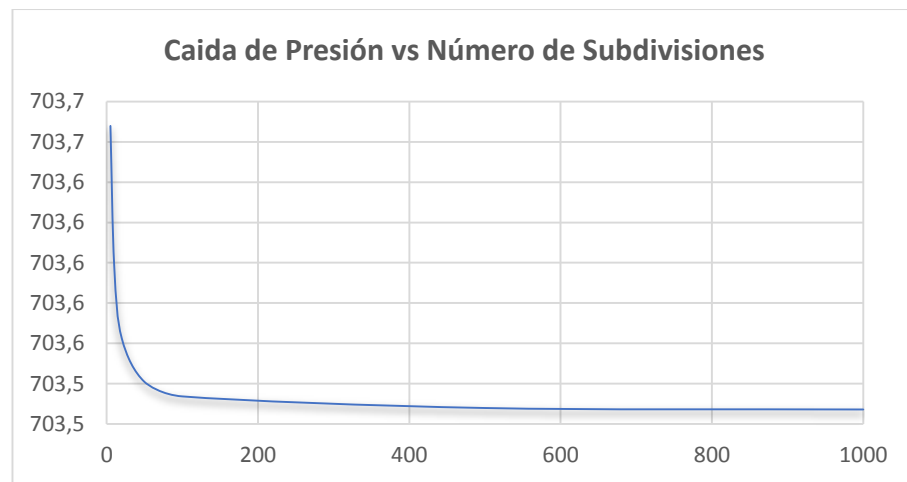


Mallado de la tubería

Para realizar la discretización espacial de la tubería se ha seleccionado el método de los volúmenes finitos, en este tipo de problemas generalmente se aborda un mallado en una dimensión, puesto que la longitud de la tubería es mucho más grande que su área transversal.

El usuario tiene la libertad de asignar la cantidad de subdivisiones que tendrá cada tramo de tubería, ofreciendo así la capacidad de que el diseñador pueda manipular la exactitud de los resultados buscando un equilibrio con la velocidad de la simulación, recordando que a mayor número de subdivisiones los resultados serán más precisos pero el tiempo de simulación será mayor como se muestra en la siguiente grafica donde los valores de caída de presión han sido tomados para un mismo problema bajo diferentes números de subdivisiones a lo largo de un tramo de tubería de 60 millas sin accesorios.

Figura A 10. Caída de Presión vs Número de Subdivisiones



El software requiere las propiedades de presión y temperatura a la salida del tramo de tubería por parte del componente del circuito que esté conectado a su salida para poder encontrar las propiedades en la entrada de la misma y los perfiles de variación de las propiedades a lo largo de la línea. Las propiedades del gas a la salida de la tubería o del nodo en estudio serán denotadas con un subíndice 2, por ejemplo presión y temperatura a la salida de la línea se denotan como P_2 y T_2 respectivamente. De igual manera las variables que lleven un

subíndice 1 indican que es una propiedad en el punto de entrada de la tubería o determinado nodo.

La variación de la temperatura de una tubería que compone a un gasoducto depende de múltiples factores como la climatología del lugar, tipo de instalación, material de fabricación, radiación solar entre otros, los cuales no se contemplan en el desarrollo de la actual versión del software por su complejidad. No obstante se realiza una relación de la temperatura de uno de los extremos de la tubería contra la temperatura ambiente del lugar, puesto que se considera uno de los factores más determinantes para determinar la variación de la temperatura a lo largo de la línea. Este apartado del algoritmo puede observarse en la figura A 9.

$$T_1 = f(T_{amb}, T_2) \quad (A 28)$$

Para determinar la caída de presión a lo largo de la tubería se debe contar con parámetros propios del gas de trabajo como su masa molecular M_w y constante particular R_{Gas} , los cuales dependen directamente de la composición molar del gas. Estas variables se determinan mediante el subproceso "Propiedades".

Para calcular el tamaño de cada subdivisión existente entre nodo y nodo se usaran las siguientes variables:

ΔL = Longitud de cada subdivisión.

L = Longitud total de la tubería.

n = Número de subdivisiones.

También se halla el valor promedio de la presión y temperatura a lo largo del tramo de tubería, para ello se toma una caída de presión aproximada y con la presión de salida se halla una presión de entrada a la tubería aproximada, puesto

que estos valores son poco precisos más adelante serán corregidos mediante un proceso iterativo para obtener más exactitud en los resultados.

Después se realiza un proceso de operaciones el cual cuenta con un determinado número de ciclos relacionado con el número de subdivisiones n , este proceso esta descrito en el subproceso “*Subdivisión*”.

Subproceso “*Subdivisión*”

En este subproceso se realizaran las operaciones necesarias para determinar las propiedades y parámetros más relevantes en cada nodo de la tubería, en primer lugar se encuentran las presiones y temperaturas aproximadas de entrada y salida en cada subdivisiones utilizando las variables ΔP_{Aprox} y ΔT_{Aprox} calculadas anteriormente. Posterior a esto se calculan las presiones y temperaturas promedios en el interior de cada subdivisión denotada de la siguiente manera:

P_{avg} = Presión promedio en el interior de cada subdivisión.

T_{avg} = Temperatura promedio en el interior de cada subdivisión.

Con estas variables se procede a determinar el factor de compresibilidad promedio para cada subdivisión y el factor de compresibilidad a condiciones estándar mediante el subproceso “*Z*”. Dichas variables son denotadas como:

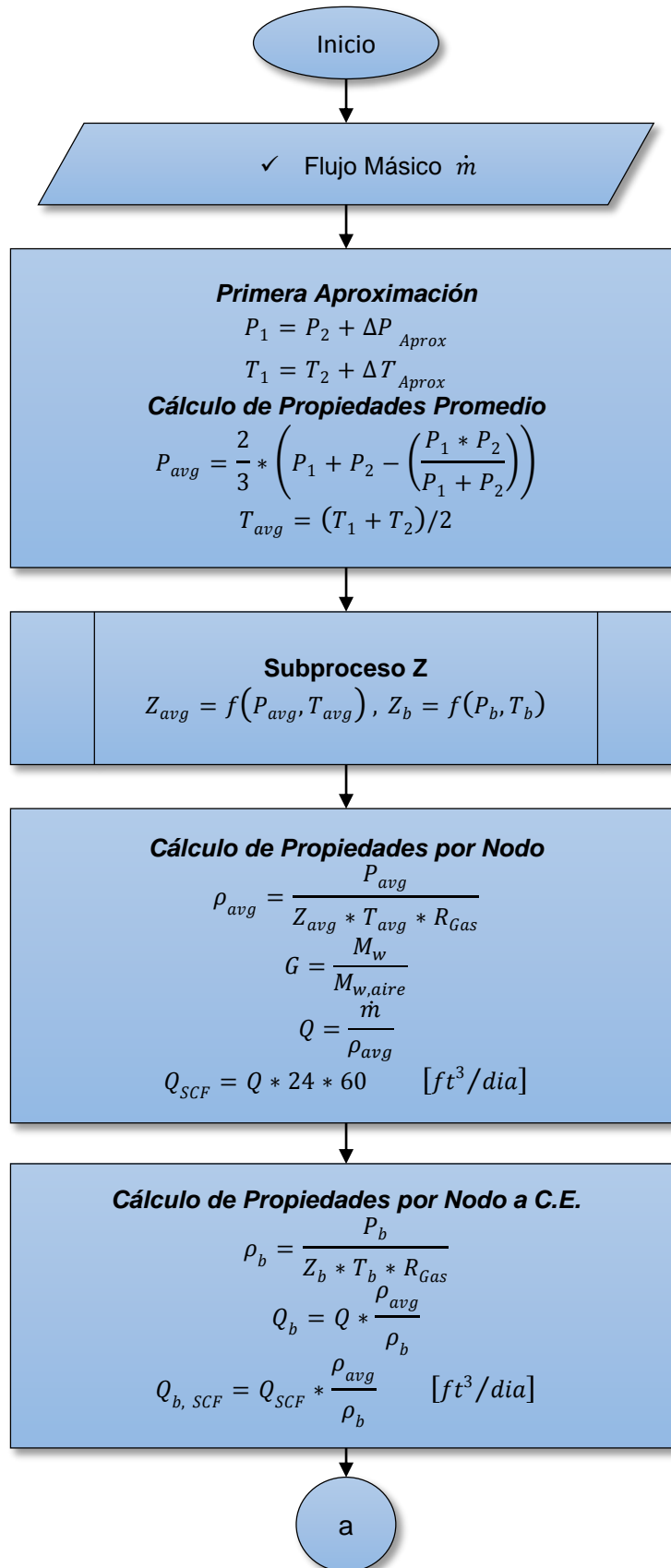
Z_{avg} = Factor de Compresibilidad promedio de la subdivisión.

Z_b = Factor de Compresibilidad a condiciones estándar.

Mediante la ecuación de estado corregida por el factor de compresibilidad se halla la densidad promedio del gas en cada nodo, posteriormente se determina el flujo volumétrico o caudal que circula por cada subdivisión mediante el flujo másico constante a lo largo de la tubería y la densidad hallada anteriormente.

$$\rho_{avg} = \frac{P_{avg}}{Z_{avg} * T_{avg} * R_{Gas}} \quad (A 29)$$

Figura A 11. Subproceso "Subdivisión" Parte 1.



Es muy común en la industria del transporte de gases combustibles nombrar el caudal de gas mediante unidades de pies cúbicos estándar por día, por ello se utiliza el subíndice *SCF* en ciertas operaciones donde el flujo volumétrico debe ir expresado en estas unidades. De hecho esta expresión en estas unidades de pies cúbicos estándar son una medida del flujo másico y no de flujo volumétrico debido a que las condiciones estándar son constantes. De igual manera se hallan el caudal en condiciones estándar.

$$Q_{SCF} = Q * 24 * 60 \quad [ft^3 \text{Estandar}/\text{dia}] \quad (A 30)$$

ρ_{avg} = Densidad promedio.

Q = Flujo volumétrico.

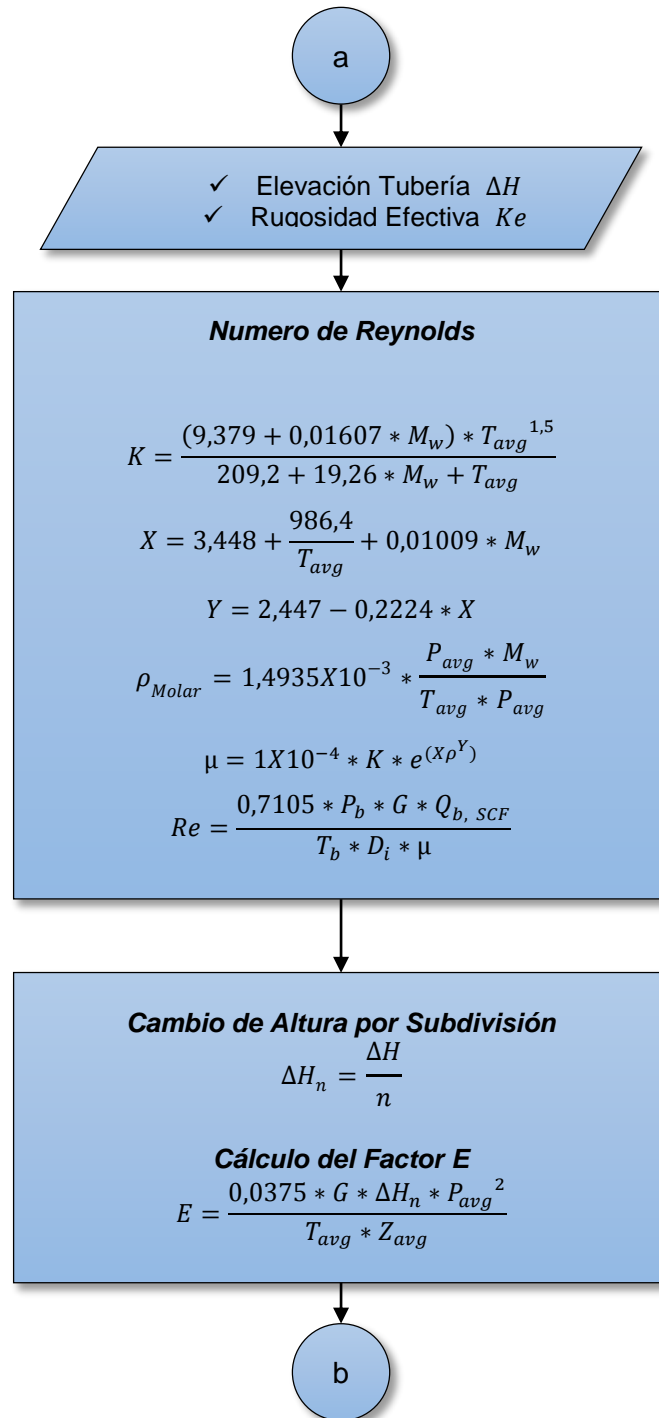
Q_{SCF} = Flujo volumétrico en pies cúbicos estándar por día.

ρ_b = Densidad bajo condiciones estándar.

Q_b = Flujo volumétrico bajo condiciones estándar.

$Q_{b,SCF}$ = Flujo volumétrico a condiciones estándar en pies cúbicos estándar por día.

Figura A 12. Subproceso "Subdivisión" Parte 2



Para la determinación del número de Reynolds se hace necesario calcular primero la viscosidad dinámica del gas para las propiedades promedio en cada

subdivisión, para esto se ha utilizado el método de John Lee el cual puede observarse en el diagrama de flujo del subproceso “Subdivisión”.

$$\mu = (1 * 10^{-4}) * K * \exp(X * \rho_{molar}^Y) \quad (A 31)$$

Donde:

μ = Viscosidad dinámica del gas [cp].

ρ_{molar} = Densidad Molar de la mezcla de gases.

Para calcular las variables K, X y Y propiedades del método de John Lee se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$K = \frac{(9.379 + 0.01607 * M_w) * T^{1.5}}{(209.2 + 19.26 * M_w + T)} \quad (A 32)$$

$$X = 3.448 + \frac{986.4}{T} + 0.01009 * M_w \quad (A 33)$$

$$Y = 2.447 - 0.2224 * X \quad (A 34)$$

El siguiente paso a realizar es calcular el número de Reynolds para las condiciones de presión y temperatura promedios en cada subdivisión mediante la siguiente ecuación, muy utilizada en la industria de hidrocarburos:

$$Re = \frac{0,7105 * P_b * G * Q_{b,SCF}}{T_b * D_i * \mu} \quad (A 35)$$

La inclinación que se le asigne a la tubería incide directamente en la pérdida de presión a lo largo de la línea, este factor está relacionado con el cambio de altura requerido al usuario en la interfaz de propiedades del software y se denota mediante la variable ΔH , para poder realizar los cálculos nodo a nodo como lo indica el proceso de volúmenes finitos escogido para la simulación de la tubería

se debe determinar el cambio de altura de cada nodo en específico, y estos se realiza de la siguiente manera:

$$\Delta H_n = \Delta H / n \quad (\text{A } 36)$$

Donde:

ΔH = Cambio de elevación del tramo de tubería [ft].

ΔH_n = Cambio de elevación de cada subdivisión [ft].

Para la determinación de la caída de presión se debe determinar un factor denominado E relacionado con los efectos de la energía potencial sobre el flujo de gas y por consiguiente de la inclinación de la tubería.³⁹ En una siguiente etapa del algoritmo este término E será utilizado para calcular la caída de presión en la línea de gas.

$$E = \frac{0,0375 * G * \Delta H_n * P_{avg}^2}{T_{avg} * Z_{avg}} \quad (\text{A } 37)$$

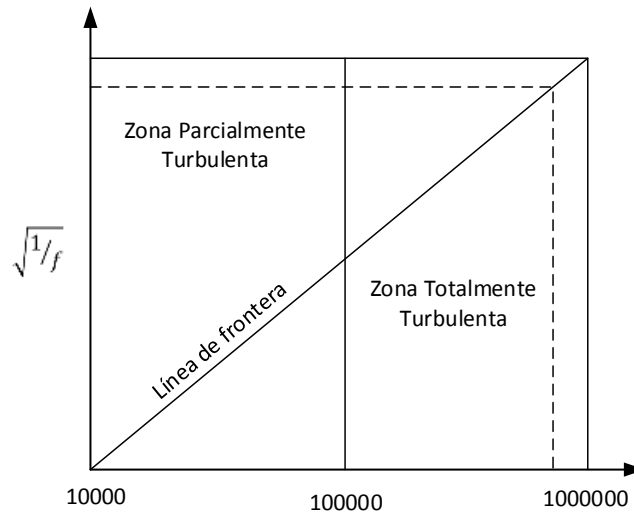
Para el cálculo la caída de presión a lo largo de la línea de gas el software utiliza una de las ecuaciones empíricas más usadas en la industria, la cual corresponde a la enunciada por la AGA, la cual se escogió tras analizar las ecuaciones más utilizadas y que proporcionen un mejor equilibrio entre exactitud, precisión y coste computacional a la hora de la simulación, puesto que se utilizar cada vez que el proceso de simulación pase por cada uno de los n números de nodos para cada tramo de tubería en el circuito, para más información diríjase a la sección de “ecuaciones de flujo” en el desarrollo del proyecto. La ecuación de flujo de la AGA contiene una variación dependiendo del régimen de flujo en el cual se vaya a implementar, estando disponible para regímenes de total y parcial turbulencia

³⁹ MOHITPOUR, Golshan, Pipeline design and construction, pag 635p

teniendo como guía el número de Reynolds que presente el flujo a analizar como se muestra a continuación.

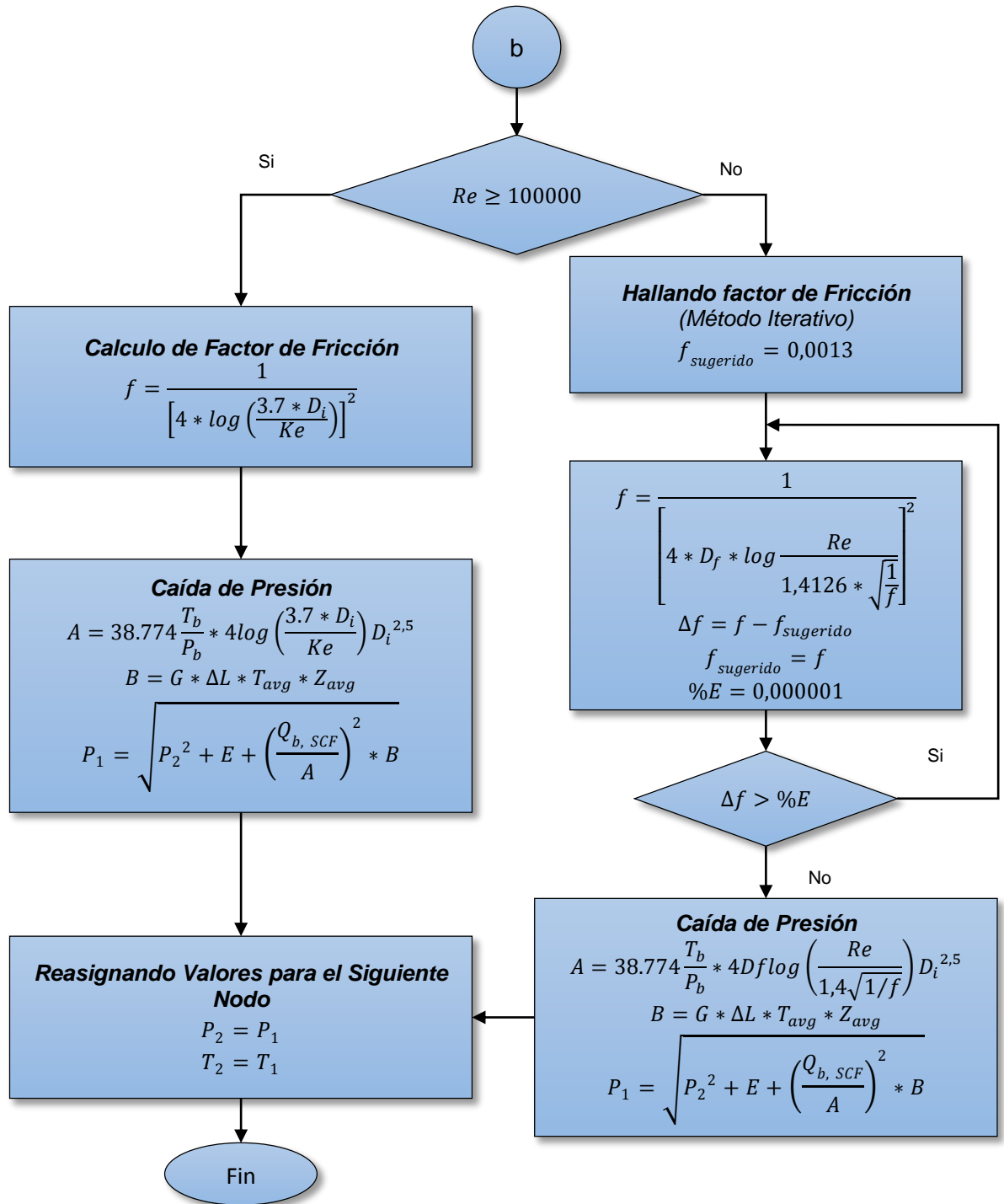
- Flujo parcialmente turbulento para rangos de Reynolds de 1×10^4 a 1×10^5 .
- Flujo totalmente turbulento para rangos de Reynolds de 1×10^5 a 1×10^6 .

Figura A 13. Regímenes de flujo.



En el diagrama de flujo de la figura A 14 se muestra dos caminos diferentes para el cálculo de la caída de presión mediante un condicionamiento impuesto por el número de Reynolds " $Re \geq 100000$ ".

Figura A 14. Subproceso "Subdivisión" Parte 3



Para el régimen de flujo totalmente turbulento, el cual corresponde a números de Reynolds mayores de 100.000, en primer lugar se determina el valor del factor

de pérdidas que denota la caída de presión debido a los efectos de fricción mediante la ecuación proporcionada de la AGA:

$$f = \frac{1}{\left[4 * \log\left(\frac{3.7 * D_i}{K_e}\right)\right]^2} \quad (\text{A } 38)$$

La siguiente es la ecuación enunciada por la American Gas Association (AGA) para determinar el flujo másico en pies cúbicos estándar por día a través de un tramo de tubería prediciendo la caída de presión. Esta ecuación se recomienda para altas tasas de flujo, altas y medias presiones y diámetros medios a altos, los cuales son condiciones presentes en la mayoría de los tramos de un gasoducto.

$$Q_b = 38.77 \frac{T_b}{P_b} * \left(\frac{P_1^2 - P_2^2 - E}{GLTZ}\right)^{0.5} 4 \log\left(\frac{3.7 D_i}{K_e}\right) D_i^{2.5} \quad (\text{A } 39)$$

En el proceso de cálculo del software se debió manipular esta ecuación de tal modo que encuentre la caída de presión:

$$P_1 = \sqrt{P_2^2 + E + \left(\frac{Q_b, SCF}{38.774 \frac{T_b}{P_b} * 4 \log\left(\frac{3.7 * D_i}{K_e}\right) D_i^{2.5}}\right)^2 * G * \Delta L * T_{avg} * Z_{avg}} \quad (\text{A } 40)$$

El factor K_e denominado factor de rugosidad efectiva se encuentra de la siguiente manera y está relacionado con las siguientes variables:

$$K_e = K_s + K_i + K_d \quad (\text{A } 41)$$

Donde:

K_s = Rugosidad de la superficie.

K_i = Rugosidad interfacial.

K_d = Rugosidad debida a curvas, soldaduras, accesorios, etc.

En el cálculo de la caída de presión en regímenes de flujo parcialmente turbulento que corresponde a flujos de gas con número de Reynolds menor de 100000 se debe primero determinar el factor de fricción f mediante la ecuación propuesto por la AGA:

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = 4 * D_f * \log \left(\frac{Re}{1,4126 * \sqrt{\frac{1}{f}}} \right) \quad (A 42)$$

Para la determinación de este factor de fricción se hace necesario el uso de un método iterativo, para ello al factor de fricción se le asigna un valor inicial muy aproximado al valor que se encuentra en estas tuberías en sistemas de transporte, el proceso iterativo produce tantos ciclos como sean necesarios hasta alcanzar un error casi imperceptible, dicho error se calcula restando el factor de fricción calculado en el ciclo presente al factor de fricción del ciclo anterior y este sería el condicionamiento de un ciclo *while* el cual lleva a cabo el proceso iterativo. El error máximo tolerado por el software para dar por finalizado el proceso iterativo en el cálculo de este factor f se denoto como $Error_f = 0,0000001$.

Seguido a esto se calculara la caída de presión con la ecuación proporcionada por la AGA para este régimen de flujo:

$$Q_b = 38.774 \frac{Tb}{Pb} * \left(\frac{P_1^2 - P_2^2 - E}{GLTZ} \right)^{0.5} 4 * D_f * \log \left(\frac{Re}{1,4126 * \sqrt{\frac{1}{f}}} \right) D^{2.5} \quad (A 43)$$

En el proceso de cálculo del software se debió manipular esta ecuación de tal modo que encuentre la caída de presión:

$$P_1 = \sqrt{P_2^2 + E + \left(\frac{Q_b, SCF}{38.774 \frac{T_b}{P_b} * 4 D_f * \log \left(\frac{Re}{1,4126 \sqrt{1/f}} \right) D_i^{2,5}} \right)^2 * G * \Delta L * T_{avg} * Z_{avg}} \quad (A 44)$$

A continuación se reasignan los valores iniciales de presiones y temperaturas para los nodos adjuntos y siguientes en proceso de simulaciones, estos valores iniciales corresponden a los finales calculados en el nodo anterior como se muestra a continuación.

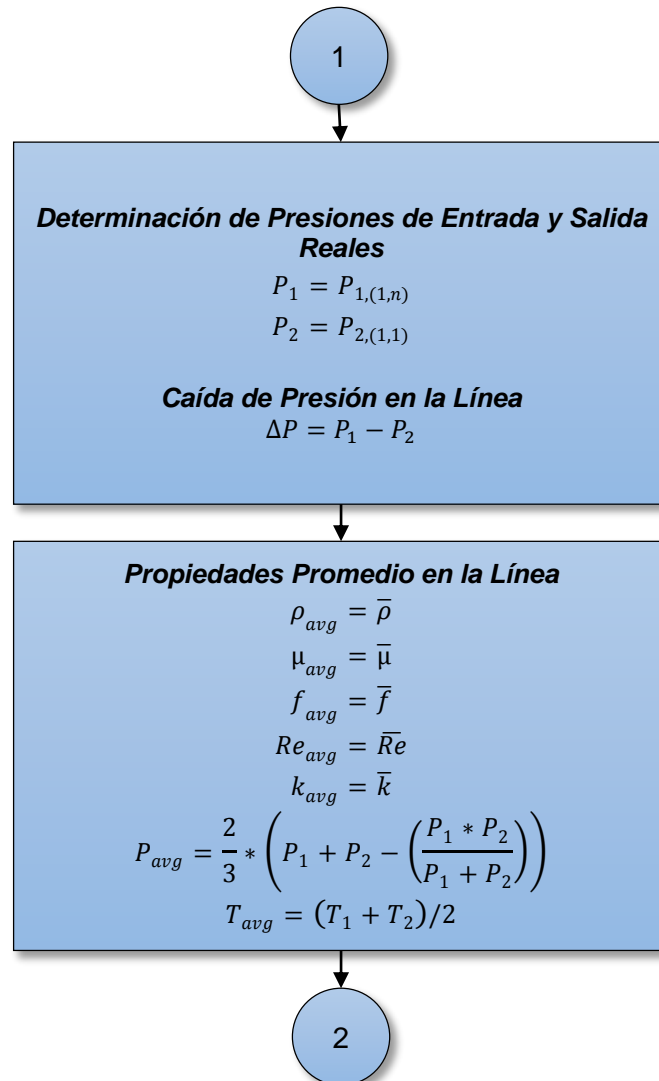
$$P_2 = P_1 \quad (A 45)$$

$$T_2 = T_1 \quad (A 46)$$

De este modo se da por finalizado el subproceso “*Subdivisiones*” el cual se repite n número de veces dependiendo la cantidad de subdivisiones existentes en la tubería asignadas por voluntad del usuario del software.

Una vez calculadas todas las propiedades del gas en cada nodo se designan los valores de frontera para las variables más relevantes, donde $P_1 = P_{1,(1,n)}$ es la presión en la entrada de la tubería y $P_2 = P_{2,(1,1)}$ es la presión a la salida o descarga de la misma. Los subíndices utilizados corresponden al valor de presión que se toma, puesto que el subproceso “*Subdivisiones*” se encarga de crear una matriz con todas las presiones existentes en cada nodo.

Figura A 15. Subproceso "Subdivisión" Parte 4



El cálculo de las propiedades promedio en la línea se realiza con la intención de presentarse en el cuadro de resultados, ya que pueden ser de interés para el usuario, estas propiedades son un promedio de las calculadas en cada nodo, por lo que sería el valor promedio de la matriz de dicha propiedad. Algunas de estas propiedades promedio son: densidad del gas ρ_{avg} , viscosidad dinámica del gas μ_{avg} , factor de fricción en la tubería f_{avg} , número de Reynolds Re_{avg} y relación de calores específicos del gas k_{avg} .

Con respecto a la presión promedio se debe usar la fórmula enunciada anteriormente puesto que el promedio aritmético no corresponde al valor correcto de presión promedio.

Espesor Recomendado

El siguiente paso en el algoritmo general del software en la sección de tuberías es encontrar el espesor recomendado en la tubería, este ítem es un valor agregado que se le dio a la herramienta para brindar al usuario una cifra sugerida de cuál debería ser el espesor de dicha tubería para que corresponda y se ciña a las normas técnicas de seguridad existentes, en este caso la norma ASME.

Para realizar esta operación es necesario que el usuario ingrese algunos parámetros de la tubería como tipo de material de la tubería y algunos factores de constructivos y operacionales de la misma.

El software da como opción de material en las tuberías al acero y el hierro dúctil, puesto que son los más utilizados en estos sistemas. Si el usuario escoge el hierro dúctil como material de un tramo de tubería también debe escoger el tipo de hierro de una lista proporcionada en el recuadro de propiedades de la tubería, la cual comprende algunas de las especificaciones ASTM más utilizadas en la industria, una vez el usuario escoja el tipo de hierro el software captará automáticamente el valor de esfuerzo de admisible del mismo registrado en la base datos el cual puede verse en el ANEXO G. En la lista desplegable que muestra las opciones disponibles también puede observarse el esfuerzo admisible que le corresponde a cada especificación como ayuda al usuario, la tabla está diseñada de la siguiente manera.

Figura A 16. Subproceso "Modelado preliminar de tuberías" Parte 2

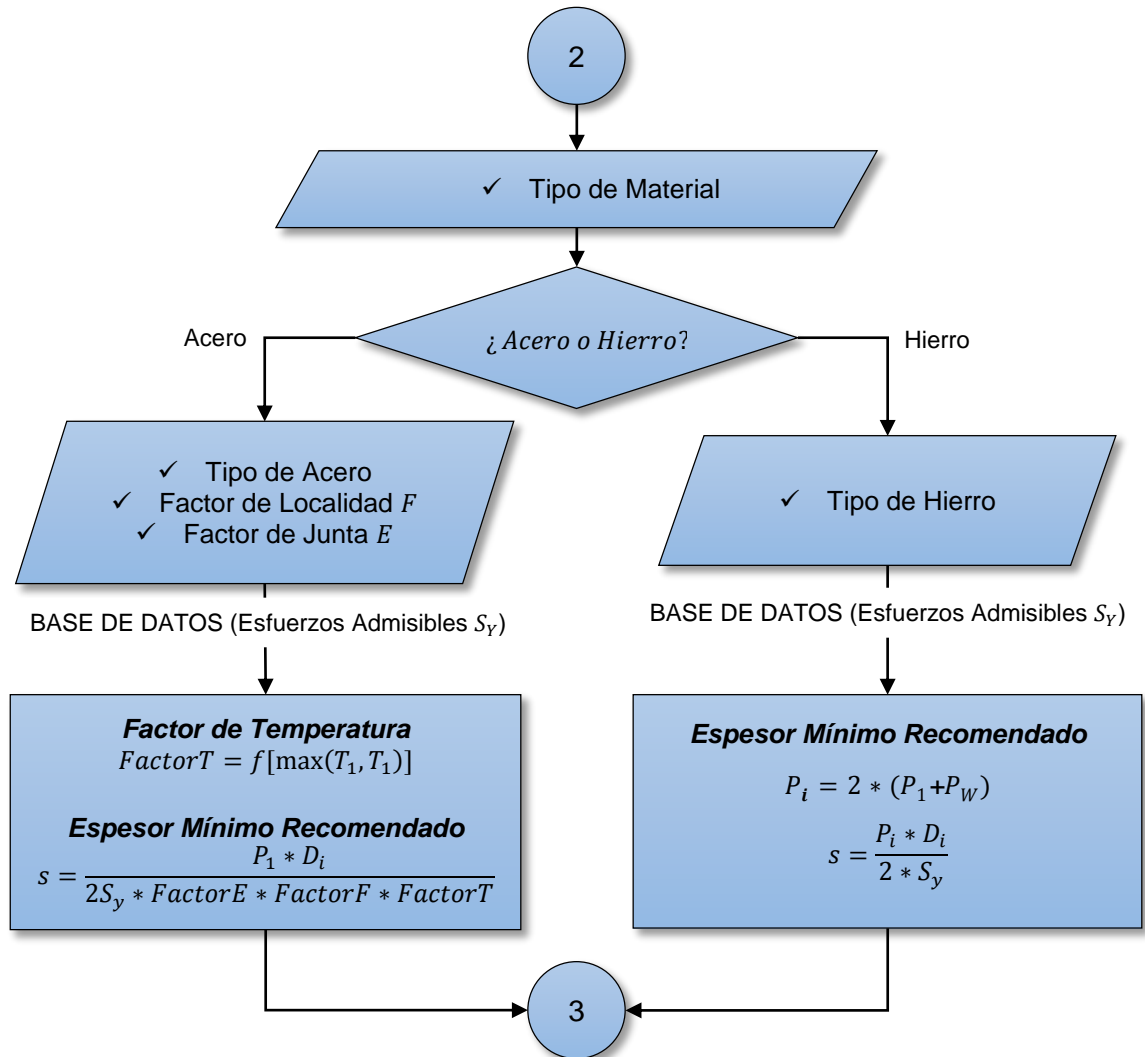


Tabla A 8. Propiedades de diferentes clases de hierro.

Propiedades De Diseño Para El Hierro Colado			
Designación del material (ASTM)	Grado	Resistencia a la fluencia	
		PSI	Mpa
Hierro Dúctil A536-84	60 - 40 - 18	40000	276
	80 - 55 - 06	55000	379
	100 - 70 - 03	70000	483
	120 - 90 - 02	90000	621

Si el usuario escoge acero como material para la tubería, también de escoger el tipo de acero, a continuación se muestra una tabla resumida de los tipos de acero existentes y de especificaciones propias para cada acero en la lista de la interfaz del software.

Tabla A 9. Propiedades de diferentes aceros (resumida)

Mínima Tensión De Fluencia Especificada Para Tubería De Acero Usada Comúnmente En Sistemas De Ductos			
Especificación	Grado	Tipo	SMYS, psi
ASTM A 53	TIPO F	BW	25000
ASTM A 53	A	ERW, S	30000
ASTM A 53	B	ERW, S	35000

En el ANEXO G pueden observarse la totalidad de clases de aceros disponibles en el software, además de las demás especificaciones mostradas en la anterior tabla.

Cuando se diseña una línea de transporte de gas con tuberías de acero comercial se deben tener en cuenta otros factores muy determinantes en la integridad física de la misma los cuales están referenciados en la norma ASME B 31.8 capítulo IV. Dichos factores fueron incluidos en la simulación del software, por lo cual el usuario debe ingresar los siguientes parámetros acerca de la tubería.

- Factor de diseño debido a localidad F .
- Factor de Junta longitudinal E .

Existe un factor denominado como factor de temperatura también propuesto por la norma ASME B31.8, pero este se calcula automáticamente tomando como base la mayor temperatura del gas calculada en pasos anteriores del algoritmo.

Una vez se tenga toda esta información acerca del diseño, construcción y ubicación del tramo de tubería el software utiliza las ecuaciones propuestas por la norma ASME para la determinación del espesor mínimo de pared en la tubería,

cabe aclarar que existe una ecuación diferente para cada material empleado, a continuación se muestra la ecuación para una tubería de acero comercial:

$$s = \frac{P * D_i}{2 * S_y * E * F * T} \quad (A 47)$$

Donde:

s = Mínimo espesor de pared.

P = Presión en el interior de la tubería.

D_i = Diámetro interno de la tubería.

S_y = Esfuerzo admisible del material.

E = Factor de junta longitudinal.

F = Factor de diseño

T = Factor de temperatura.

Por seguridad en la aplicación de esta ecuación el software no toma la presión promedio sino que asigna al valor de presión P el valor más grande de presión encontrado en la tubería. Cuando se trata de hierro se utiliza la siguiente ecuación recomendada por la norma ANSI/AWWA C150/A21.50:

$$s = \frac{P_i * D_i}{2 * S_y} \quad (A 48)$$

Donde P_i corresponde a la presión interna y toma en cuenta la máxima presión de diseño y sobrepresiones para mayor seguridad, dicha presión interna se encuentra así:

$$P_i = 2(P_w + P_s) \quad (A 49)$$

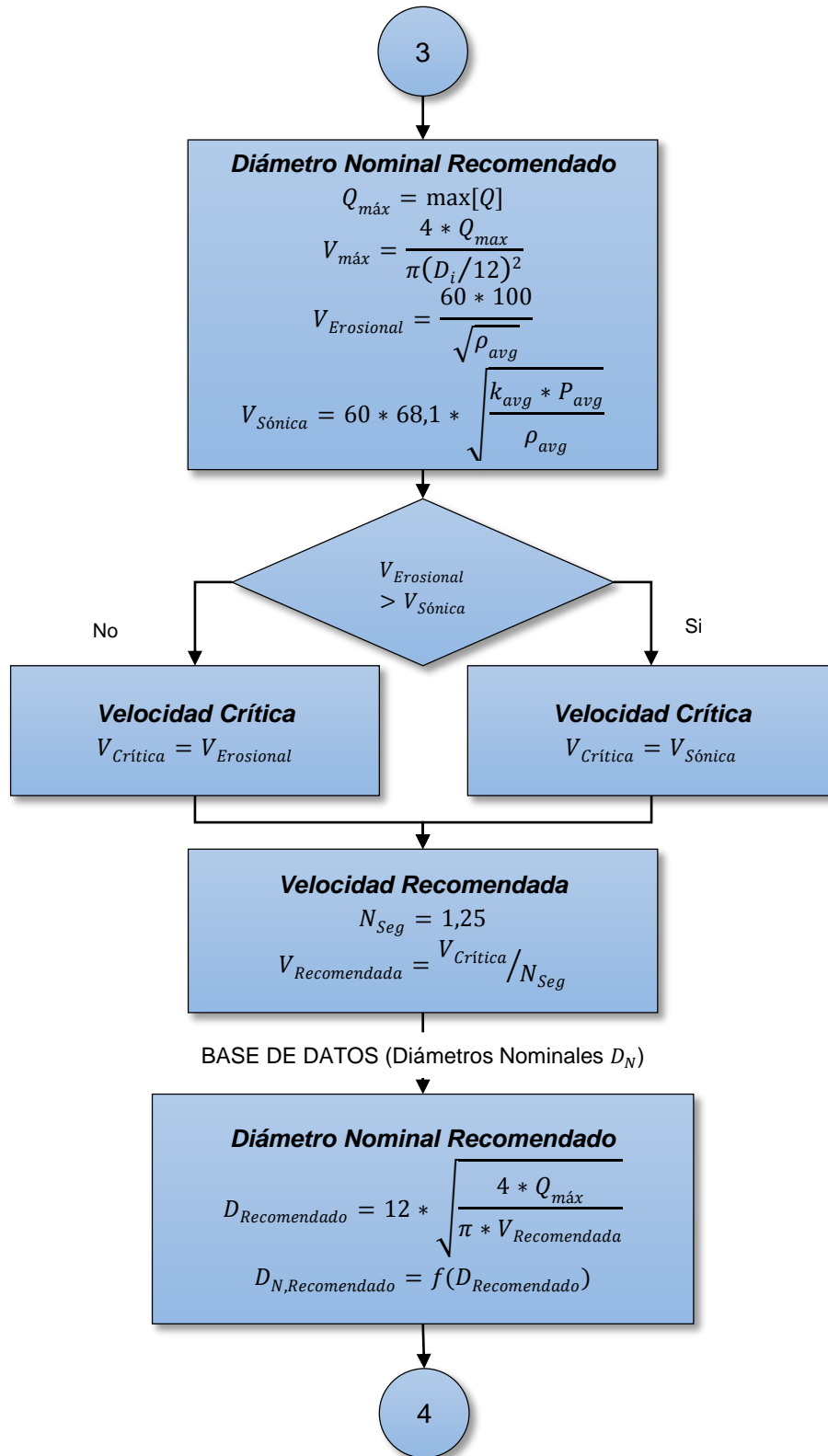
En el documento del proyecto del software puede encontrarse de manera más detallada este procedimiento de determinación del espesor recomendado.

Diámetro nominal recomendado

El software también brinda la posibilidad de consultar un valor sugerido para el diámetro que debe tener la tubería una vez realizada la primera parte de la simulación y se calculan todas las propiedades del fluido y variables del flujo a través de la línea. Dicha recomendación se basa en dos criterios, los cuales son:

- Criterio basado en la velocidad erosional del flujo.
- Criterio relacionado con la velocidad sónica.

Figura A 17. Subproceso "Modelado preliminar de tuberías" Parte 3



El algoritmo está diseñado para que durante la simulación se calculen dos velocidades máximas, una por cada criterio. Seguido a esto el software asigna como valor de la velocidad crítica el menor valor entre la velocidad erosional y sónica. En la figura A 17 se encuentra registrado como se hallaron dichas velocidades.

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{4 * Q_{max}}{\pi(D_i/12)^2} \quad (A 50)$$

$$V_{Erosional} = \frac{60 * 100}{\sqrt{\rho_{avg}}} \quad (A 51)$$

La velocidad recomendada que el software debe proporcionar al usuario debe estar ajustada a la velocidad crítica, por lo que se decide asumir un valor de factor de seguridad en este cálculo. Una vez determinada esta velocidad recomendada se calcula el diámetro que debe tener la tubería de la siguiente manera:

$$D_{Recomendado} = 12 * \sqrt{\frac{4 * Q_{m\acute{a}x}}{\pi * V_{Recomendada}}} \quad (A 52)$$

Este diámetro recién calculado corresponde al diámetro interior que debe tener la tubería para cumplir con la velocidad recomendada, pero para mayor comodidad del usuario el software encuentra la tubería comercial con el diámetro interior más cercano al calculado y después muestra en la interfaz de resultados el diámetro nominal que esta debe tener.

Diámetro óptimo

El software no solo brinda un diámetro recomendado basado en factores propiamente constructivos y operacionales, sino que también ofrece la posibilidad de calcular un diámetro óptimo basado en factores también

determinantes como los costos de instalación de tuberías y accesorios, mantenimiento, efectos de depreciación e impuestos entre otros; para el cual se emplea la ecuación registrada en el diagrama de la figura 18. Dicha expresión es proporcionada por Generaux y para resolverse debe utilizarse un proceso iterativo el cual se lleva a cabo mediante un ciclo *while* condicionado a un porcentaje de error entre cada ciclo de la iteración o a un número máximo de repeticiones, dichas condiciones han sido asumidas para generar el mínimo error posible y no aumentar demasiado el coste computacional de la simulación. Dicho proceso iterativo puede observarse en el algoritmo del software.

El cálculo de diámetro óptimo es opcional para el usuario, es decir, se puede realizar la simulación completa ignorando o no esta opción. Esto es debido a la complejidad de las variables que se requieren las cuales se enumeran en el diagrama de la figura A 19, aunque se han puesto algunos valores por defecto en cada variable para el caso que el usuario no tenga mayor conocimiento de las mismas. El diámetro que se calculado seguramente no coincidirá con el diámetro interior de cualquiera de las tuberías comerciales, por lo cual el software encuentra el diámetro interno más cercano de la base de datos de tuberías comerciales y proporciona al usuario el diámetro nominal de dicha tubería óptima.

Figura A 18. Subproceso "Modelado preliminar de tuberías" Parte 4

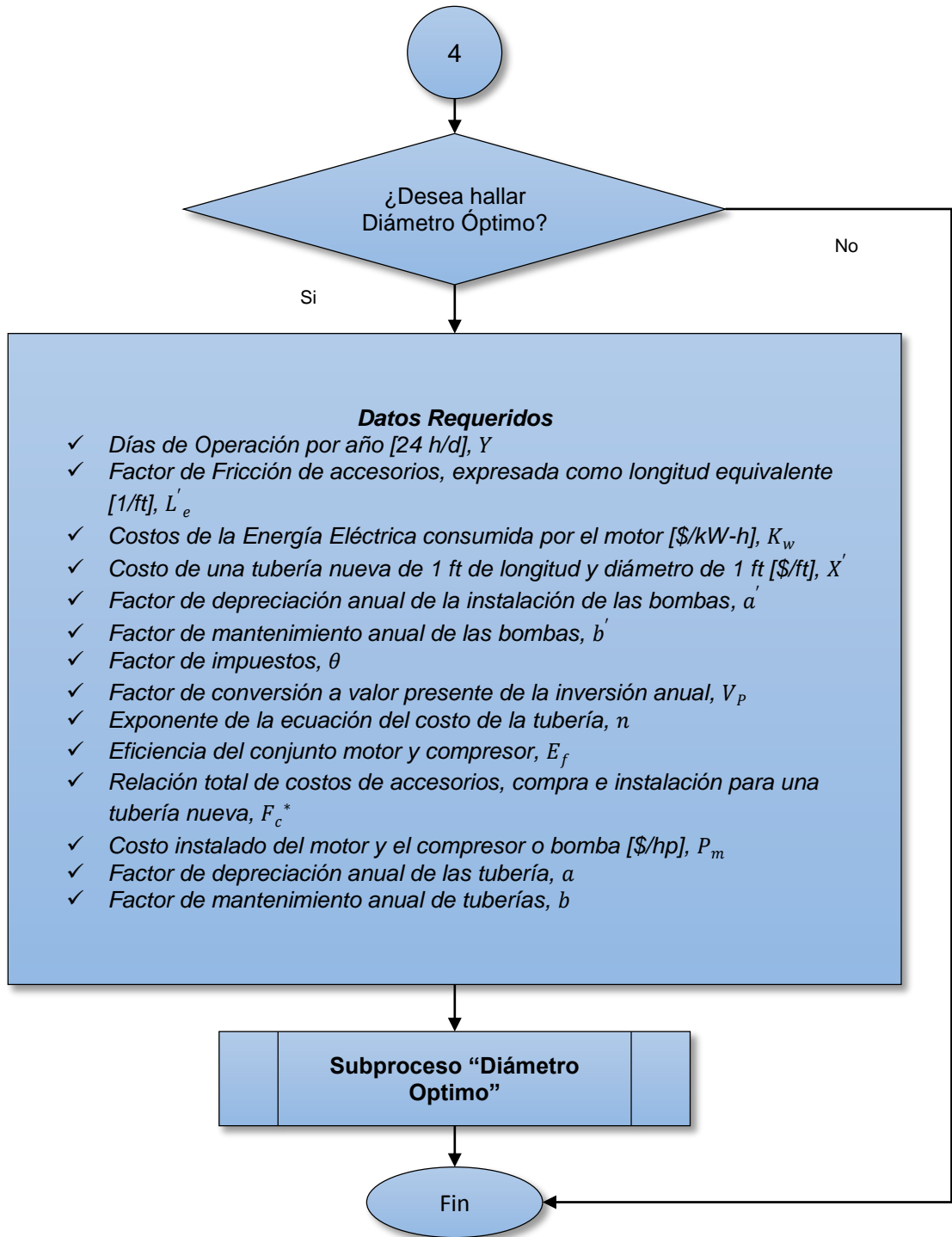
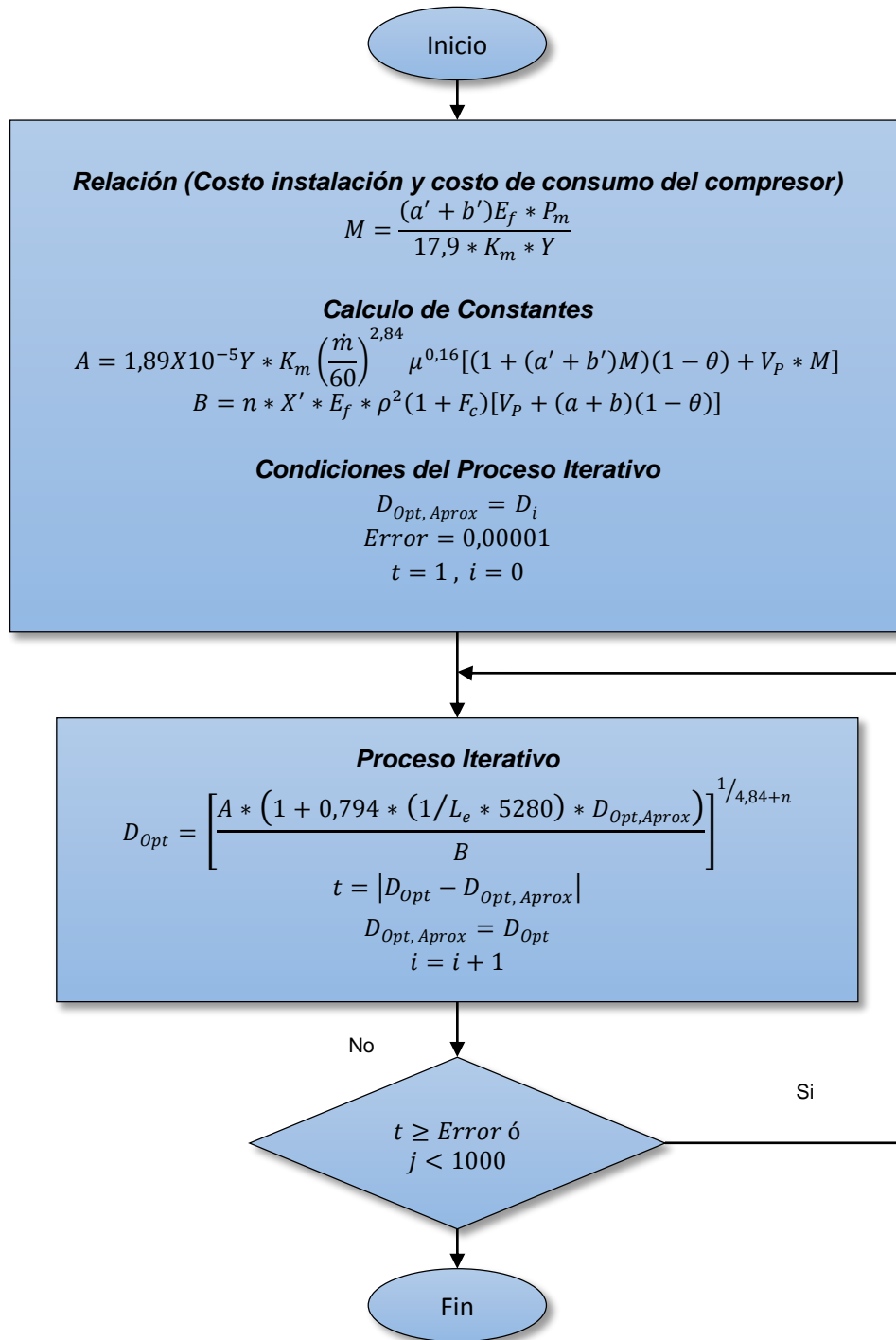


Figura A 19. Subproceso "Diámetro Optimo"

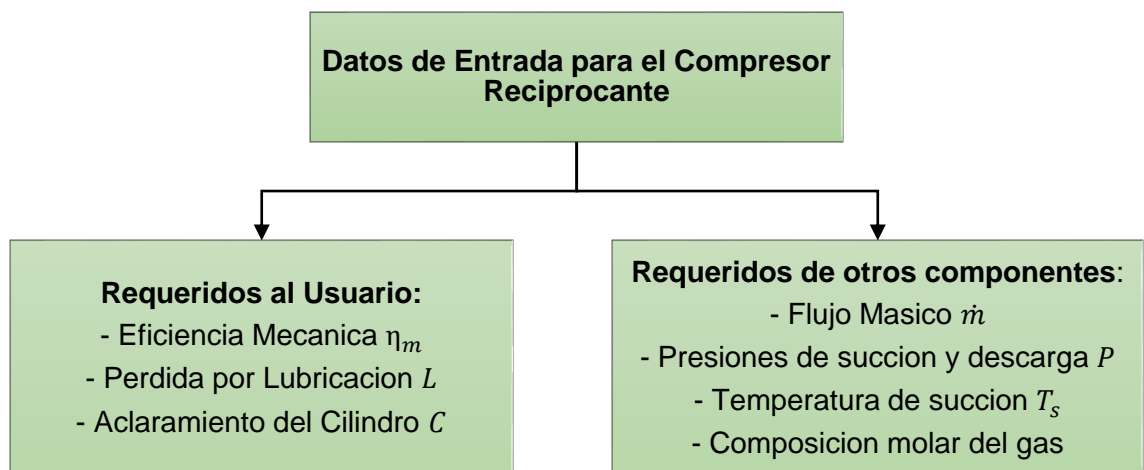


5. MODELO MATEMATICO DEL COMPRESOR

El compresor recíprocante utiliza el modelado matemático del método del caballaje, encargado de brindar características básicas para la selección de un compresor según los requerimientos que tenga que satisfacer en su estado de operación.

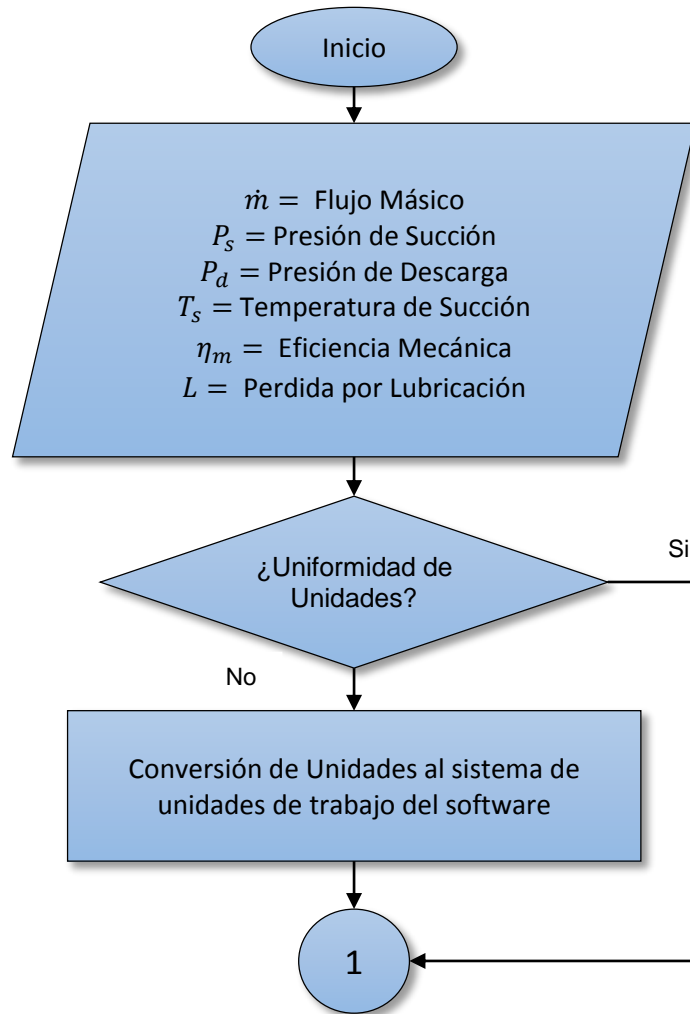
Los parámetros de entrada básicos son el flujo másico de gas a transportar, presión de succión y de descarga, temperatura de succión además de parámetros como la eficiencia mecánica, pérdida de lubricación y el porcentaje de aclaramiento entre la camisa y el pistón, factores con los cuales se permite primero determinar las pérdidas de presión en el amortiguador de pulsaciones tanto en la succión como en la descarga.

Figura A 20. Datos de entrada en el Compresor



A su vez esta pérdida de presión brinda una pauta sobre los posibles cambios operativos que puede desarrollar el sistema con pulsos de presiones altas, ya que el análisis se hace más complejo cuando se analizan sistemas en los que hay presentes varios cilindros conectados a múltiples etapas; dado a esto el nivel de pulsaciones a la salida del depósito es alto y debe ser ajustado a no más de (2%) de la presión de la línea principal.

Figura A 21. Diagrama de flujo para el compresor, parte 1.



La ecuación particular para este análisis fue consultada del Pipeline Rules of Thumb Handbook⁴⁰ en la página 335 y está expresada como:

$$\% \Delta P_{Amort,s} = \frac{10}{P_s^{1/3}} \quad (A\ 53)$$

$$\% \Delta P_{Amort,d} = \frac{10}{P_d^{1/3}} \quad (A\ 54)$$

⁴⁰ Pipeline rules of thumbs Handbook

Donde:

$\% \Delta P_{Amort,s}$: Porcentaje de pérdida de presión de succión ocasionada por el amortiguador de pulsaciones

$\% \Delta P_{Amort,d}$: Porcentaje de pérdida de presión de descarga ocasionada por el amortiguador de pulsaciones

P_s : Presión de la línea principal de succión.

P_d : Presión de la línea principal de descarga.

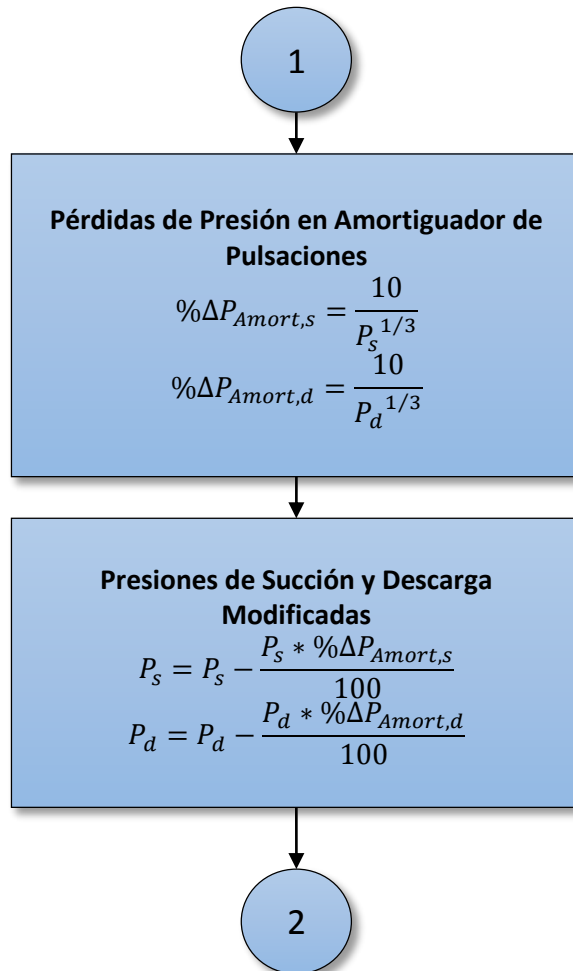
Una vez determinado el porcentaje de pérdida de presión en los amortiguadores de pulsaciones, estos se tendrán en cuenta para modificar las presiones de succión y de descarga para adecuarlas a criterios óptimos, mediante las siguientes ecuaciones propuestas por el libro de compresores de Richard W. Greene⁴¹.

$$P_s = P_s - \frac{P_s * \% \Delta P_{Amort,s}}{100} \quad (A 55)$$

$$P_d = P_d + \frac{P_d * \% \Delta P_{Amort,d}}{100} \quad (A 56)$$

⁴¹ GREENE, Richard W. Compresores, selection y uso, 1 ed, pag 32.

Figura A 22. Diagrama de flujo para el compresor, parte 2.



Con los datos de presiones reales calculados anteriormente y con una suposición inicial del número de etapas el cual puede ser de (1, 2, 4, 6 y 8), estos valores son los más comúnmente usados en los compresores para gasoductos fabricados por las marcas más reconocidas, se trata de números pares debido a que los cilindros de estos compresores se encuentran en una disposición radial; posterior a esto se procede a calcular la relación de compresión propuesta en una estación compresora mediante un proceso iterativo, el cual debe cumplir la condición de ser menor a 3 por recomendación del libro de Richard W. Greene y del Pipeline Rules of Thumb Handbook, libros de diseño que brindan la razón geométrica y diseño óptimo de un compresor, esta ecuación se define como:

$$rc = (P_d/P_s)^{1/n} \quad (A 57)$$

Donde:

rc : Relación de compresión

n : Numero de etapas

Posterior a ello se efectúan las respectivas operaciones de cada etapa, iniciando en la primera etapa, como se muestra en el diagrama anexo y se enuncia según la expresión $i = 1$, consecuente a ello; todas las variables que se denoten con un subíndice (i) se refieren a que toman valores correspondientes a cada etapa del compresor evaluada, los parámetros que contengan subíndices (s) denotan propiedades de succión y las que posean subíndices (d) se refieren a propiedades descarga.

El cálculo de variables por cada etapa, se realiza mediante un proceso idealizado en el cual la presión de descarga se ajusta por medio de presión de succión inicial de la etapa y la relación de compresión presente como se denota en la siguiente ecuación propuesta en el libro de Richard W. Greene.

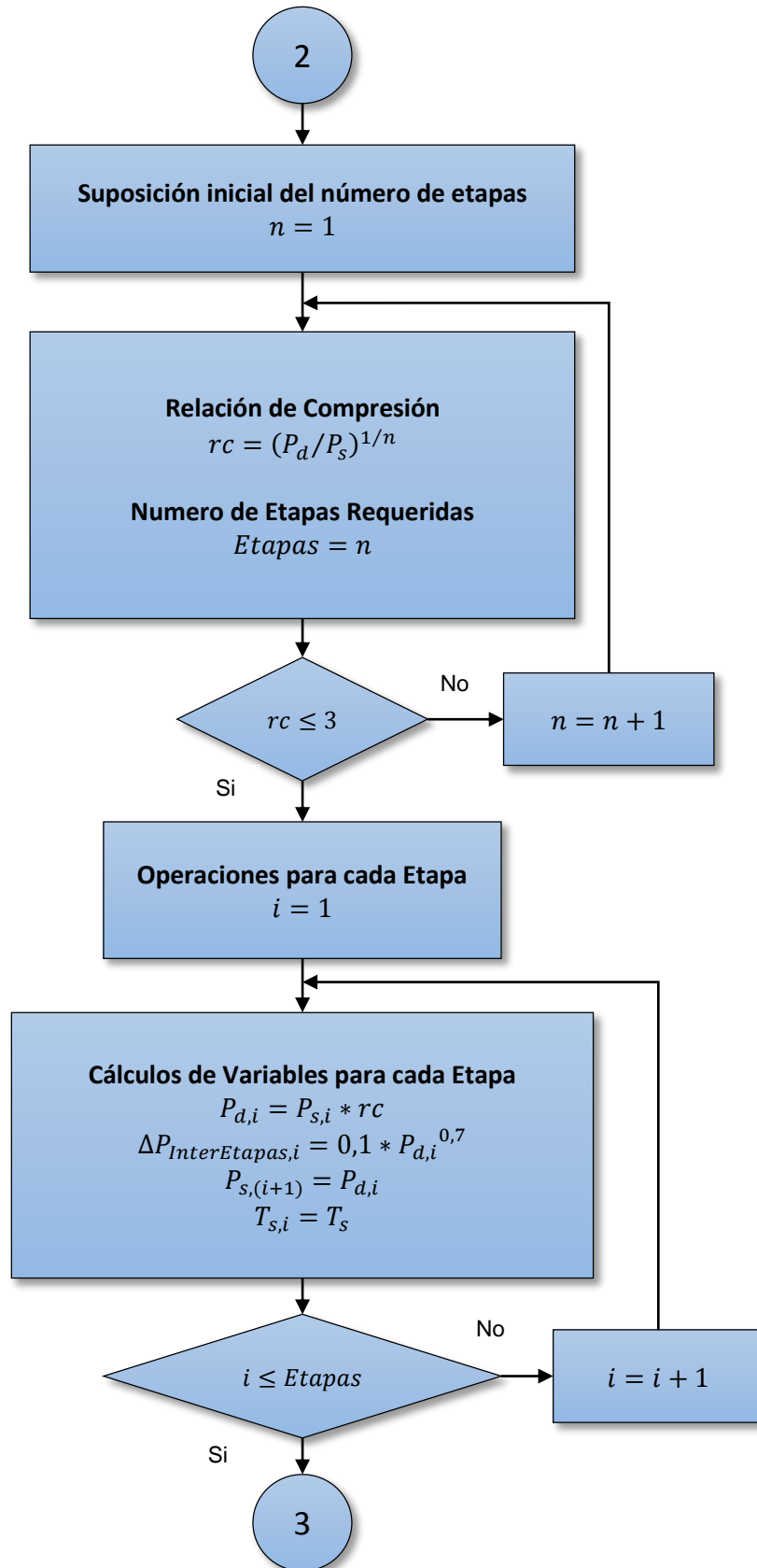
$$P_{d,i} = P_{s,i} * rc \quad (A 58)$$

Donde:

$P_{d,i}$: Presión de descarga en cada una de las etapas

$P_{s,i}$: Presión de succión en cada una de las etapas

Figura A 23. Diagrama de flujo para el compresor, parte 3.



La caída de presión entre etapas se toma en función de la caída de presión de descarga anteriormente hallada y su análisis matemático se toma del cálculo de compresores recíprocos que se expone en el libro de Richard W. Greene en la Tabla VI Ejemplo 5 mediante la siguiente expresión matemática:

$$\Delta P_{InterEtapas,i} = 0,1 * P_{d,i}^{0,7} \quad (A 59)$$

$\Delta P_{InterEtapas,i}$: Caída de presión entre etapas.

Una vez determinados estos dos parámetros y mediante la implementación de un ciclo repetitivo se vuelve a ajustar el valor de la presión de succión de acuerdo a la presión de descarga de la última etapa con el fin de disminuir el margen de error que se genere, este proceso se caracteriza según la siguiente ecuación:

$$P_{s,(i+1)} = P_{d,i} \quad (A 60)$$

$P_{s,(i+1)}$: Presión de succión que toma el valor de la presión de descarga de la última etapa de compresión.

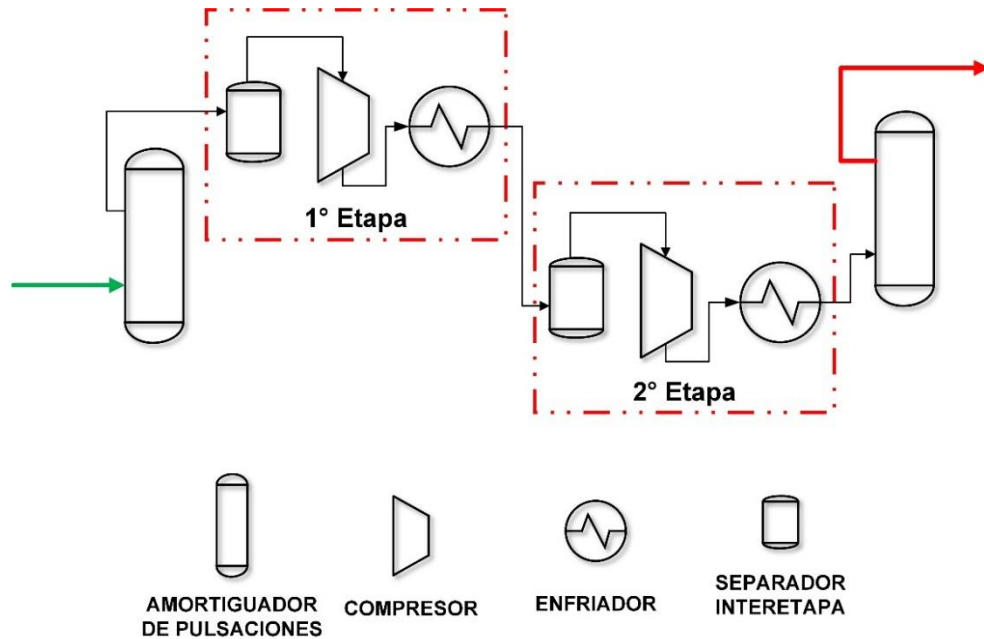
Durante la etapa de compresión del gas de una etapa a otra, el gas presente sufre un calentamiento que debe ser controlado por medio de sistemas de refrigeración normalmente denominados como coolers los cuales se encargan de brindar un enfriamiento. De manera que cuando salga caliente el gas de una etapa el ingreso a la otra etapa entre a la temperatura a la que viene el gas de la primera etapa de succión. La relación que da a conocer esto se modela en el software mediante:

$$T_{s,i} = T_s \quad (A 61)$$

$T_{s,i}$: Temperatura de succión idealizada

A continuación se anexa un gráfico para comprender el proceso de compresión y mostrar de manera simplificada la ubicación de los coolers en esta estación de compresión.

Figura A 24. Esquema conceptual de una estación compresora de gas



Inmediatamente después se calcula la presión de descarga real por etapa en términos de la pérdida de presión interetapas y la presión de descarga ajustada anteriormente. A continuación se analiza las operaciones de cada etapa iniciando un ciclo en $i = 1$, hasta que cumpla con la respectiva condición de $i \leq etapas$, en el cual se evalúen todas las etapas presentes. Durante el ciclo iterativo se hallan las siguientes propiedades: relación de compresión, relación de calores específicos y temperatura de descarga.

Relación de compresión real y relación de calores específicos

Se halla para cada etapa y está definida en términos de presiones de succión y descarga anteriormente ajustadas.

$$rc_i = P_{d,i}/P_{s,i} \quad (A\ 62)$$

Se recurre al subproceso “Propiedades” para la determinación de la relación de calores específicos k , donde el parámetro de entrada del subproceso es la temperatura de succión en cada etapa.

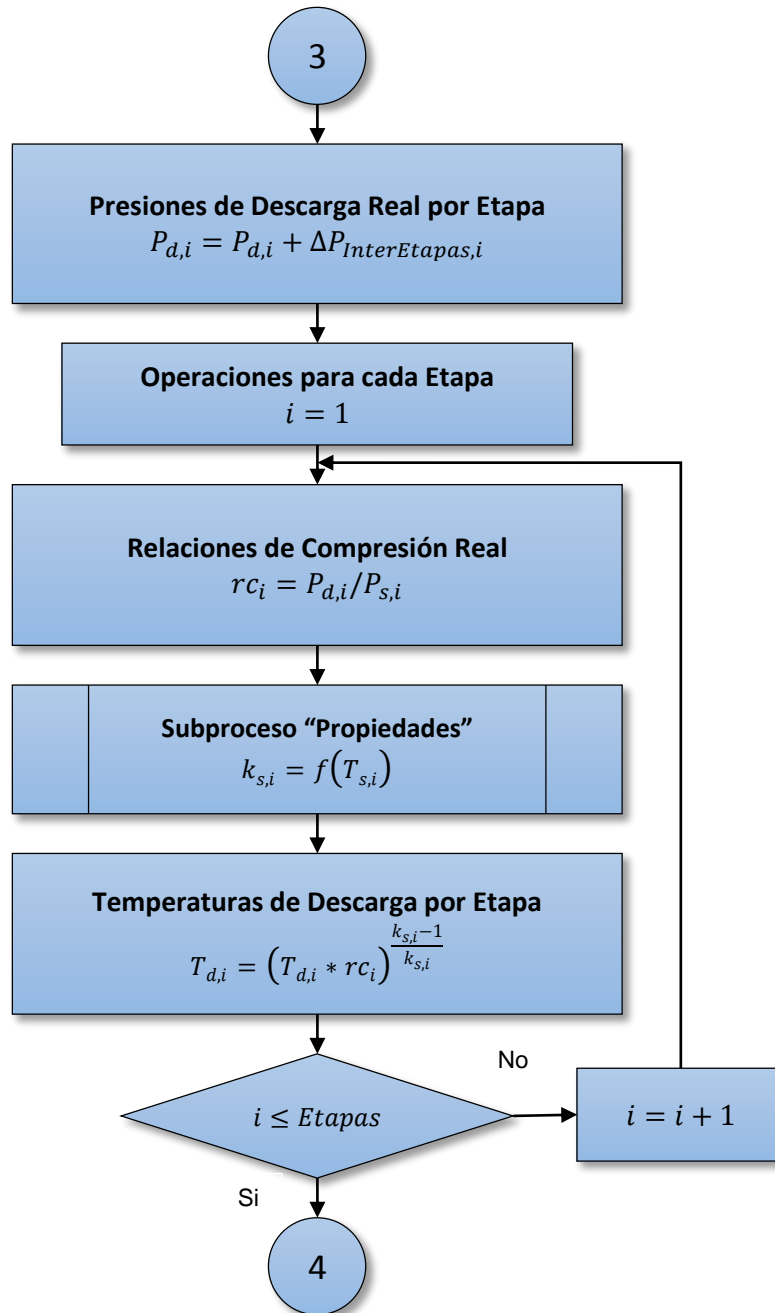
$$k_{s,i} = f(T_{s,i}) \quad (\text{A } 63)$$

Temperatura de descarga de cada etapa

La temperatura de descarga se analiza adiabáticamente ya que en este tipo de sistemas por lo general no debe haber presente ninguna transferencia de calor, debido a que los compresores deben funcionar muy cerca de las condiciones adiabáticas y el ciclo de compresión se debe considerar como politrópico. Su ecuación se fundamenta de la siguiente manera según lo expuesto por el libro de Richard W Greene en la pág. 18.

$$T_{d,i} = (T_{d,i} * r c_i)^{\frac{k_{s,i}-1}{k_{s,i}}} \quad (\text{A } 64)$$

Figura A 25. Diagrama de flujo para el compresor, parte 4.



Consecutivamente para cada etapa se tiene que hacer un ciclo nuevamente similar al anterior en el cual se determinan las propiedades que están implícitas en el subproceso "Propiedades"; las cuales se refieren a hallar los calores específicos a presión y volumen constantes (C_p y C_v) en términos de la temperatura de descarga reales. A su vez dentro de este mismo ciclo se tiene presente el subproceso "Z", el cual se encarga de calcular los factores de

compresibilidad reales que se usaran para caracterizar las variables de cada etapa tomando como parámetros de entrada las presiones y temperaturas de succión y descarga de cada etapa. Los subíndices (s, d) que se enuncian en este ciclo, se refieren a la succión y descarga.

De manera que una vez caracterizado el factor de compresibilidad se calcula las variables para cada una de las etapas como lo es la densidad de succión y de descarga según las siguientes expresiones matemáticas simplificadas de la ecuación de estado corregida para gases reales:

$$\rho_{s,i} = \frac{M_w}{10,73159} * \frac{P_{s,i}}{T_{s,i} * Z_{s,i}} \quad (\text{A } 65)$$

$$\rho_{d,i} = \frac{M_w}{10,73159} * \frac{P_{d,i}}{T_{d,i} * Z_{d,i}} \quad (\text{A } 66)$$

M_w : Masa molecular del gas

$\rho_{s,i}$: Densidad de succión de cada etapa

$\rho_{d,i}$: Densidad de descarga de cada etapa

Con cada una de las densidades anteriormente calculadas y teniendo el valor de flujo másico de gas que circula a través de la estación compresora se procede a determinar el flujo volumétrico o caudal presente en cada etapa tanto en la succión como en la descarga.

$$Q_{s,i} = \dot{m} / \rho_{s,i} \quad (\text{A } 67)$$

$$Q_{d,i} = \dot{m} / \rho_{d,i} \quad (\text{A } 68)$$

Donde:

$Q_{s,i}$: Caudal de succión de cada etapa

$Q_{d,i}$: Caudal de descarga de cada etapa

Las eficiencias volumétrica y eficiencia total son parámetros que dan a conocer que tan eficiente es el proceso de compresión, pero para su cálculo debe primero

que determinarse la relación de calores específicos promedio en cada etapa, que equivale al promedio entre la relación de calores en la succión y la descarga. Estas ecuaciones se modelan matemáticamente como:

$$k_{m,i} = \frac{k_{d,i} + k_{s,i}}{2} \quad (\text{A } 69)$$

$$\eta_{v,i} = 0,96 - L - \left(\frac{Z_{s,i}}{Z_{d,i}} * r c_i^{\frac{1}{k_{m,i}-1}} \right) * C - \frac{r c_i}{100} \quad (\text{A } 70)$$

$$\eta_i = \eta_{m,i} * \eta_{v,i} \quad (\text{A } 71)$$

Donde:

$k_{m,i}$: Relación de calores específicos promedio en cada etapa.

$\eta_{v,i}$: Eficiencia volumétrica para cada etapa.

η_i : Eficiencia total para cada etapa.

El análisis de la eficiencia global o total del sistema se ajusta debido a un criterio de diseño expuesto referente al tipo de compresor que el usuario este tratando en el modelo de simulación, por tal motivo el factor de eficiencia mecánica $\eta_{m,i}$ lo da el usuario.

Para cualquier compresor que se esté modelando cada etapa arroja un valor de carga adiabática y caballaje adiabático para el tipo de gas que se modele en torno a su composición de gas y flujo que circula. Estos dos factores son primordiales ya que sin ellos no se podría hacer una selección óptima para cada etapa. Según las siguientes ecuaciones matemáticas se puede cuantificar un valor de selección ante un catálogo.

$$H_{ad,i} = \frac{Z_{s,i} + Z_{d,i}}{2} * \frac{1545}{M_w} * T_{s,i} * \left(\frac{r c_n^{\frac{k_{m,i}-1}{k_{m,i}}} - 1}{\frac{k_{m,i}-1}{k_{m,i}}} \right) \quad (\text{A } 72)$$

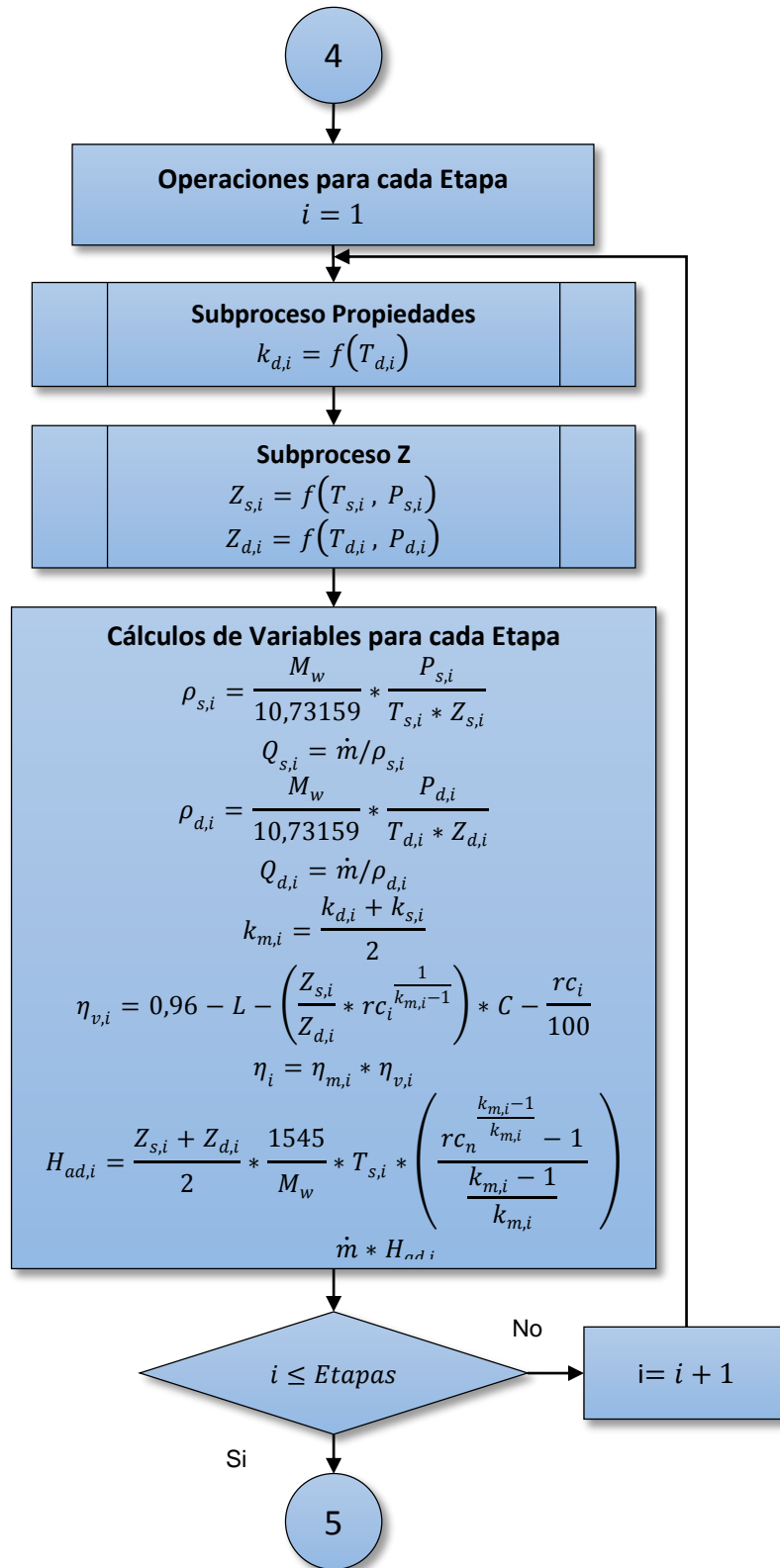
$$HP_{ad,i} = \frac{\dot{m} * H_{ad,i}}{33000 * \eta_i} \quad (A 73)$$

Donde:

$H_{ad,i}$; Carga adiabática de cada etapa

$HP_{ad,i}$; Caballaje adiabático de cada etapa

Figura A 26 Diagrama de flujo para el compresor, parte 5.



Finalmente con todos los parámetros hallados anteriormente se calcula la potencia total consumida en la estación compresora de gas mediante una sumatoria algebraica de las potencias adiabáticas obtenidas para cada una de las etapas analizadas.

$$HP = \sum_{n=1}^n HP_{ad,i} \quad (A 74)$$

HP : Potencia total requerida

Un factor importante es el calor que debe ser disipado en la estructura interna entre las múltiples etapas, ya que el requerimiento de compresión debe adecuarse para brindar una temperatura de descarga del gas que no exceda de 300 ° F, es por esto que en el subproceso “Propiedades” se deba hallar los calores específicos a presión constante en la succión y descarga entre cada etapa y promediarlos para poder calcular el calor liberado por los Coolers de manera que se pueda corroborar con la hipótesis formulada para un proceso efectivo y valido en torno a este tipo de sistemas.

$$Cp_{int,i} = \frac{Cp_{s,i} + Cp_{d,i}}{2} \quad (A 75)$$

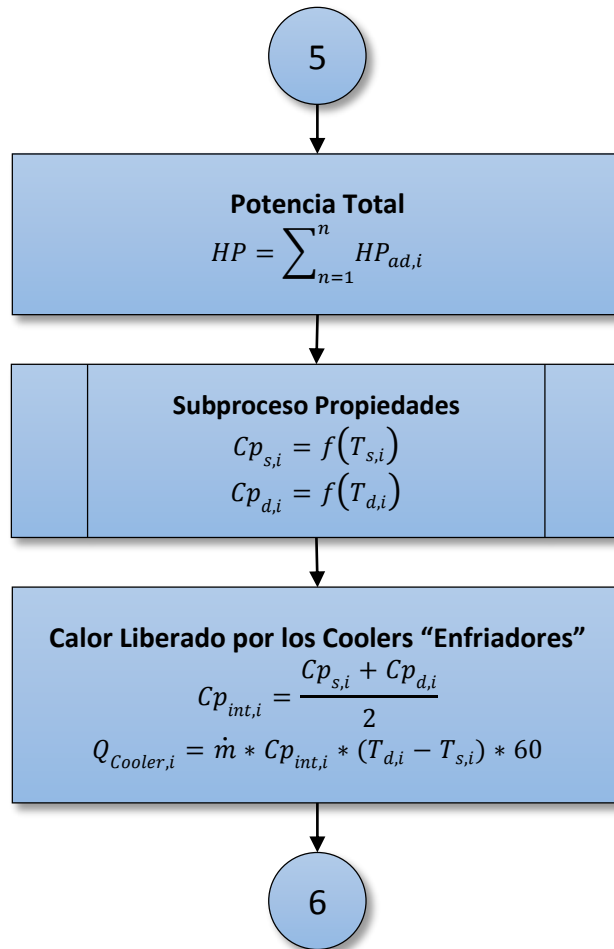
$$Q_{Cooler,i} = \dot{m} * Cp_{int,i} * (T_{d,i} - T_{s,i}) * 60 \quad (A 76)$$

Donde:

$Cp_{int,i}$; Calor específico promedio a presión constante.

$Q_{Cooler,i}$: Calor disipado por cada cooler existente entre etapas.

Figura A 27. Diagrama de flujo para el compresor, parte 6.



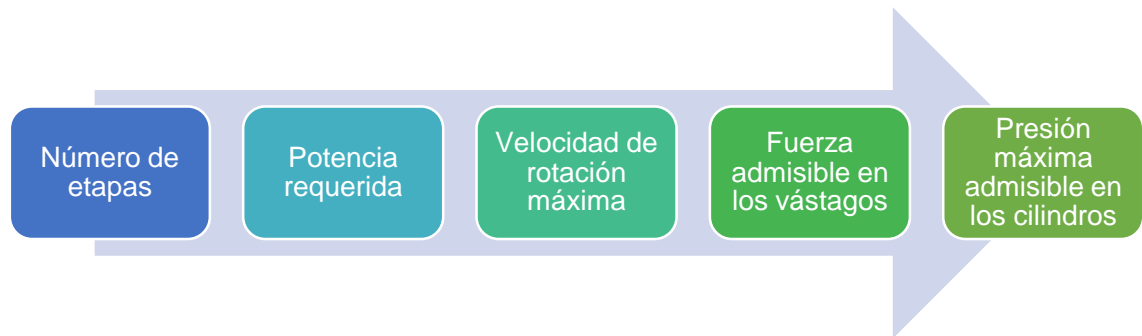
Preselección del modelo del compresor

Para la preselección del modelo del compresor internamente esta primera versión del software tiene en su base de datos una recopilación de varios catálogos de la compañía DRRESER RAND registrados en el ANEXO H, los cuales tienen información detallada de las características internas, funcionales de los compresores en torno al número de etapas que puede presentar el compresor y demás factores para llevar a cabo su respectiva selección.

Los parámetros que se tienen en cuenta para realizar la correspondiente selección del catálogo se muestran en la siguiente figura, donde un proceso iterativo escoge el modelo hasta cumplir con todas las condiciones de seguridad,

tales como presión en los cilindros, fuerza máxima en los vástagos, potencia requerida y velocidad máxima.

Figura A 28. Criterios para la selección del compresor

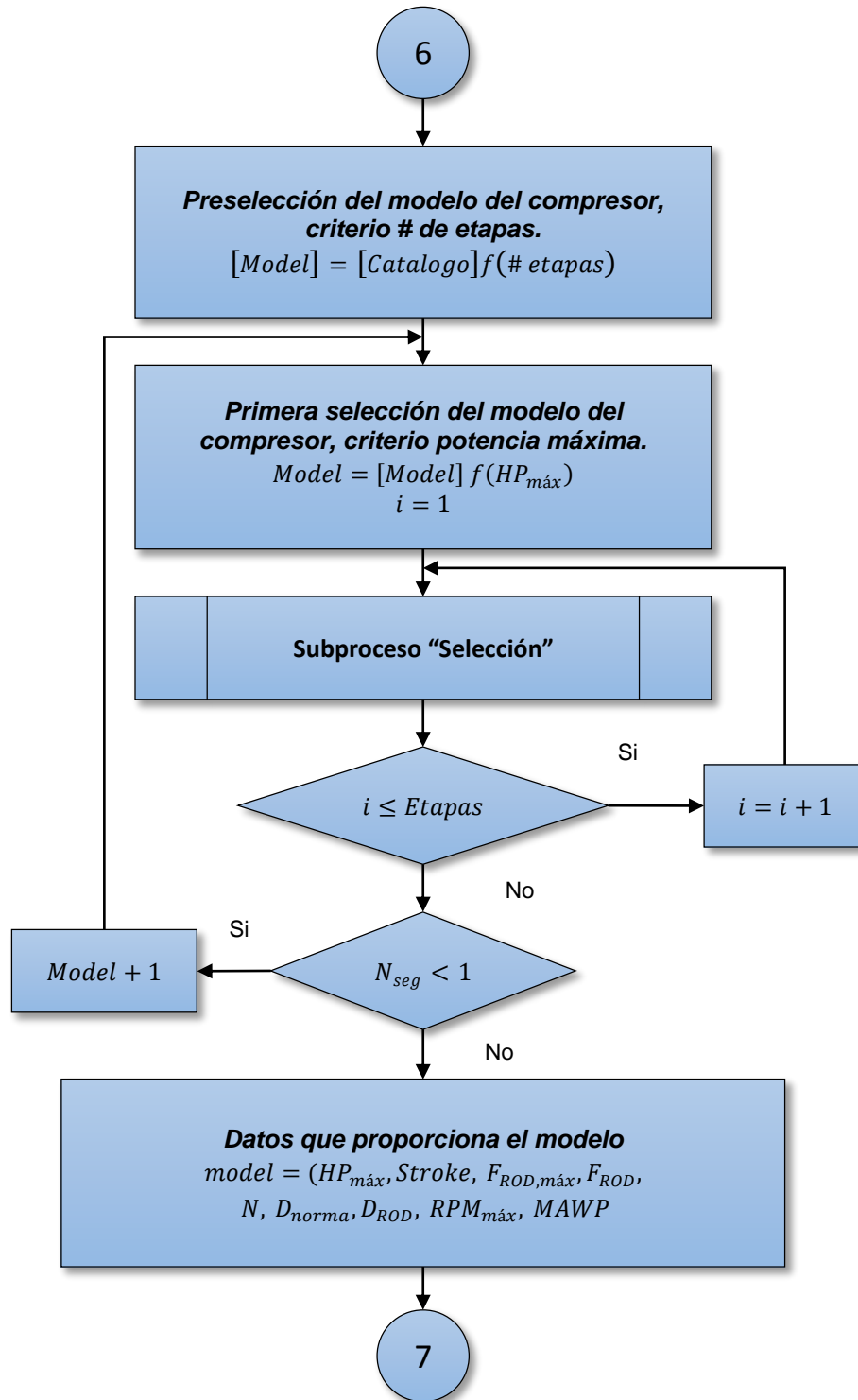


Para realizar la selección del modelo del compresor, se debe ejecutar un ciclo iterativo que toma en cuenta el recuadro el subproceso de selección y la relación del número de etapas. Los pasos a seguir en este proceso es definir como dato característico la potencia máxima que desarrolla nuestro sistema de compresión, con este factor se empieza a seleccionar los diferentes modelos de compresor que cumplan con el valor calculado de potencia.

Internamente el software detecta todos los modelos de compresores posibles que cumplan estas condiciones y este procede a hacer la selección con un factor de seguridad; de manera que se escoja un valor mayor más cercano de la potencia calculada, esto se realiza por criterio óptimo de diseño para la estación compresora.

El nuevo valor de potencia registrado por criterio arroja un diámetro característico nominal el cual se debe iterar simultáneamente con el valor de diámetro nominal que se calcula sobre la cantidad de caudal neto desplazado por los cilindros de manera que cumpla con una condición óptima. Este diámetro nominal se calcula en el diagrama de flujo en el bloque llamado subproceso “Selección”, en este mismo bloque además de este factor se calculan factores implícitos que se ven asociados a este diámetro, secuencialmente el ciclo iterativo continua comprando la relación del número de etapas y el modelo de manera que cumple con todos los criterios expuestos.

Figura A 29. Diagrama de flujo para el compresor, parte 7.



Lo referente al proceso de iteración que corresponde al diagrama de subproceso de selección que se ve implícito en la iteración para poder encontrar la opción

optima de selección del compresor, el diámetro nominalizado debe calcularse en función del caudal real desplazado por los cilindros del compresor y demás factores como se muestra en la siguiente ecuación:

$$PD_i = Q_{s,i} / \eta_{v,i} \quad (A 77)$$

$$D_i = \sqrt{\frac{6912 * PD_i}{\pi * RPM_{m\acute{a}x} * Stroke} + D_{ROD}^2} \quad (A 78)$$

Donde:

PD_i : Volumen neto desplazado por cada cilindro

$RPM_{m\acute{a}x}$: Revoluciones por minuto máximas en el pistón según catalogo

$Stroke$: Carrera del pistón

D_{ROD} : Diámetro del vástago

D_i : Diámetro que cumple con requerimientos de caudal en los cilindros

El anterior diámetro calculado solo es un valor teórico de manera que se debe normalizar según el catálogo escogido por la compañía DRESSER RAND de acuerdo al proceso demarcado anteriormente.

Una vez es normalizado el diámetro de los cilindros se toma la presión máxima que estos pueden soportar según el catalogo y se compara con la máxima presión existente en estos, dato aportado por los cálculos anteriores y denominado presión de descarga, todo esto para determinar el factor de seguridad existente en cada cilindro.

$$N_{seg} = MAWP / P_d \quad (A 79)$$

Donde:

$MAWP$: Máximo esfuerzo permisible en los cilindros según catálogo.

A continuación se analiza las áreas y cargas de tensión y compresión expuestas en los vástagos, estos factores se deben analizar en torno al diámetro debidamente normalizado y a las presiones tanto de succión y descarga que genera la etapa de compresión:

$$A_{ep} = \pi * D_{norm}^2 / 4 \quad (A 80)$$

$$A_{ec} = \frac{\pi * (D_{Norma}^2 - D_{ROD}^2)}{4} \quad (A 81)$$

$$F_c = P_D * A_{ep} - P_S * A_{ec} \quad (A 82)$$

$$F_t = P_D * A_{ec} - P_S * A_{ep} \quad (A 83)$$

Donde:

D_{norma} : Diámetro normalizado según catalogo

A_{ep} : Área del lado pistón

A_{ec} : Área del lado cigüeñal

F_c : Fuerza en el vástago a compresión

F_t : Fuerza en el vástago a tensión

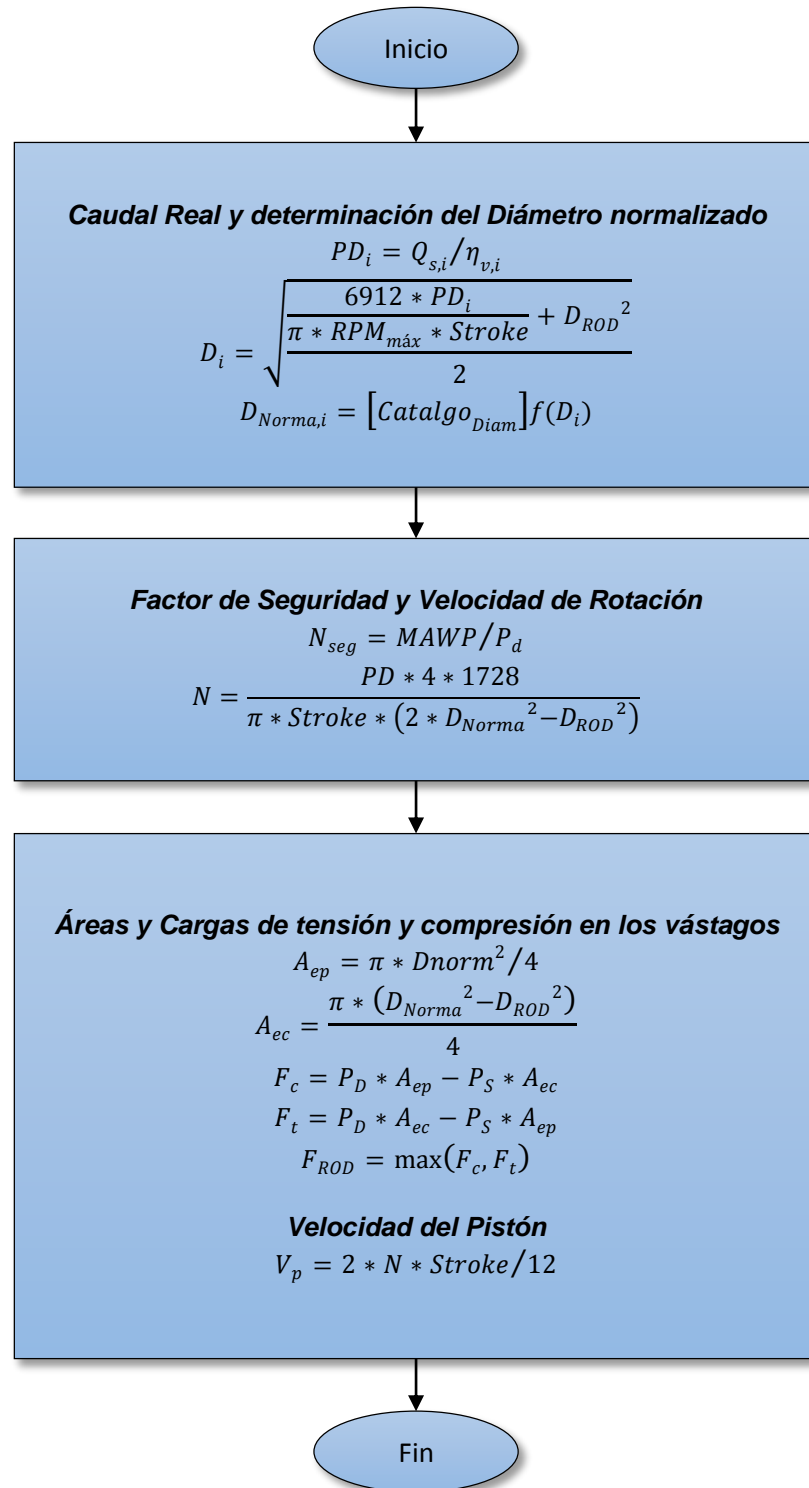
Cuando en este tipo de sistemas la fuerza de compresión es mayor la fuerza de tensión; la fuerza que se genera en el vástago va a estar asociada a la fuerza de compresión, mientras esto no sea así la fuerza asociada que se generara en el vástago es la fuerza de tensión, este modelo se da mediante la ecuación:

$$F_{ROD} = \max(F_c, F_t) \quad (A 84)$$

Para el criterio de velocidad del pistón solo se toma en cuenta lo relacionado a la carrera que realiza los pistones y a la velocidad de rotación el cual gira.

$$V_p = 2 * N * Stroke / 12 \quad (A 85)$$

Figura A 30. Diagrama de flujo subproceso "Selección"



Finalmente cuando se cumple todas las condiciones el modelo del compresor proporciona datos básicos de dimensionamiento y operación según el catalogo, dichos parámetros se exponen a continuación:

- ✓ La carrera del pistón
- ✓ Fuerzas máximas admisibles en los vástagos.
- ✓ Diámetros normalizados de los cilindros.
- ✓ Diámetros de los vástagos
- ✓ Velocidades máximas de rotación.
- ✓ Cargas admisibles máximas en los vástagos.

Además de estos factores se calculan los volúmenes de los amortiguadores de pulsaciones tanto en la succión como en la descarga los cuales se encargan de reducir o eliminar las pulsaciones en las tuberías de gas ocasionadas por el desplazamiento positivo del flujo. Sus análisis matemáticos se tomaron bajo la de la norma API 618⁴².

$$V_{s,pulsa} = 7 * PD_s * \left(\frac{k_{s,1} * T_{s,1}}{M_w} \right)^{1/4} \quad (A 86)$$

$$V_{d,pulsa} = 1,6 * \frac{V_{s,pulsa}}{rc_T^{1/k_{d,n}}} \quad (A 87)$$

$$rc_T = P_{d,n}/P_{s,1} \quad (A 88)$$

Donde:

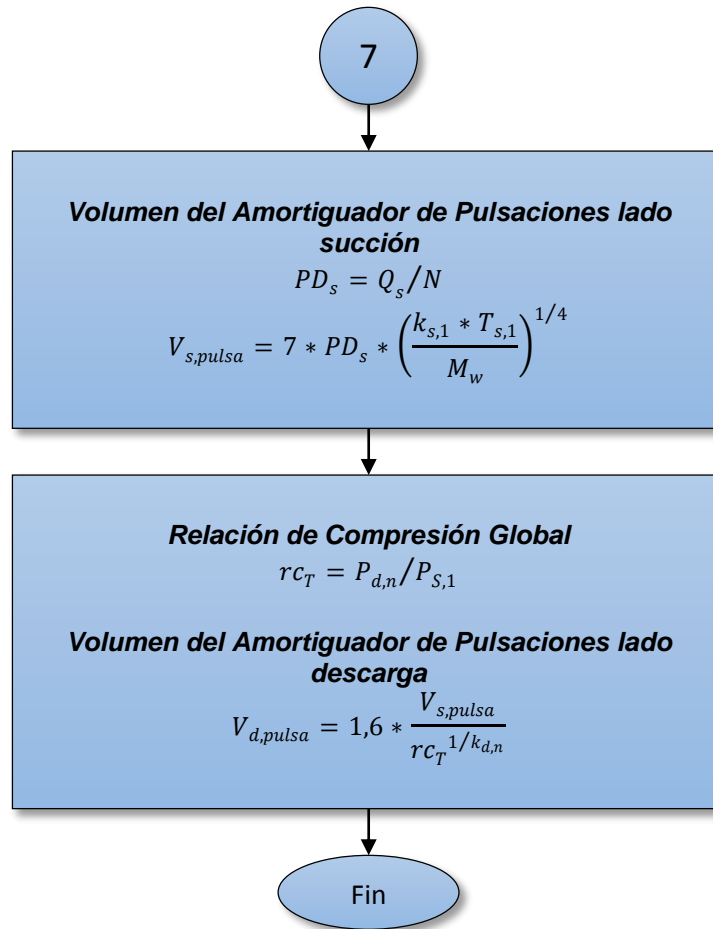
$V_{s,pulsa}$: Volumen del amortiguador mínimo requerido al lado de la succión.

$V_{d,pulsa}$: Volumen del amortiguador mínimo requerido al lado de la descarga.

rc_T : Relación de compresión total de la estación compresora.

⁴² API 618 Reciprocating Compressors for petroleum, chemical and industry services, pag 36

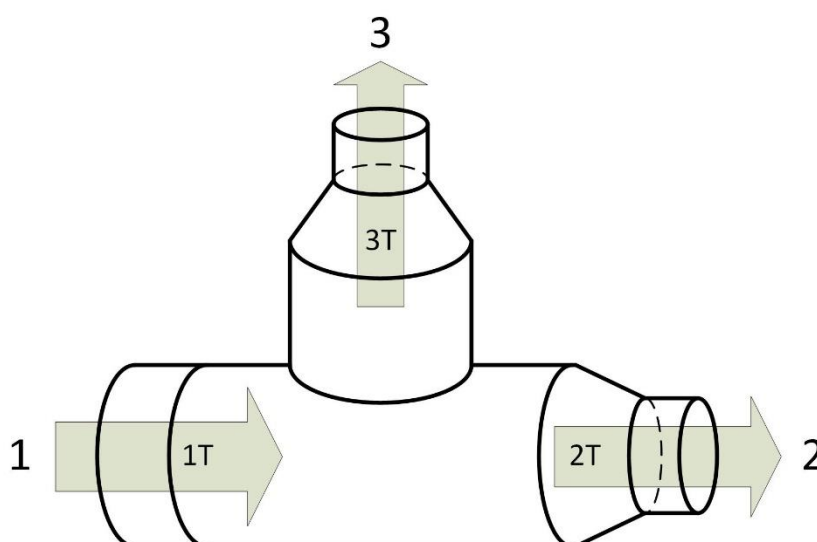
Figura A 31. Diagrama de flujo para el compresor, parte 8.



6. MODELAMIENTO DE FLUJO A TRAVÉS DE UNA ESTACIÓN DE DISTRIBUCIÓN

En el contexto de un circuito que representa un gasoducto en el software SIDECOGAS la estación de distribución tiene como objetivo brindar cobertura de flujo de gas a diferentes sectores que así lo requieran, partiendo de la línea principal de flujo del gasoducto. En la siguiente figura A 32 puede observarse la nomenclatura utilizada para demarcar los puntos de análisis más importantes de la estación, los puntos 1 y 2 son parte de la conexión con la línea principal de flujo del gasoducto, siendo uno la entrada de gas y 2 la salida; el punto 3 demarca la salida de gas hacia una estación de despacho secundaria por medio de una tubería de distribución. Los puntos $1T$, $2T$ y $3T$ representan los nodos de las tres líneas antes de realizarse algún cambio de diámetro, están delimitadas por el mayor diámetro que usualmente es el asignado por la tubería 1 de la línea principal por ser la de mayor caudal, por este motivo en la mayor parte de este manual se consideran que hay estrechamientos a partir de esta tubería, aunque el software ofrece la posibilidad de asignar ensanchamientos a voluntad del usuario.

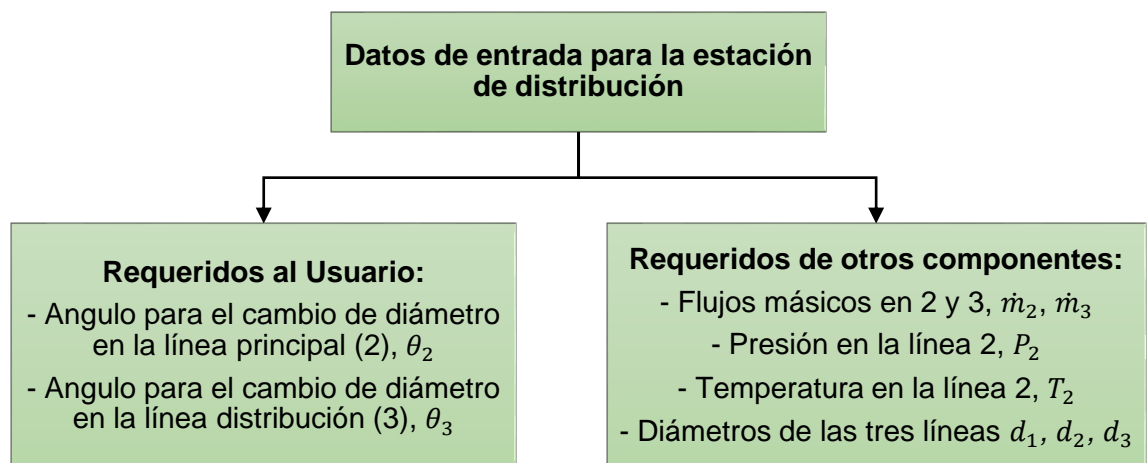
Figura A 32. Esquema de la estación de distribución



Los parámetros constructivos en estas estaciones se dan en términos de la disminución o aumento del diámetro que la tubería presenta debido a la unión que se debe hacer entre un componente y otro. Estos parámetros son asociados en la simulación como datos de entrada y se da en torno a un ángulo denotado θ el cual según la norma CRANE debe estar dentro del rango de 45° a 180° .

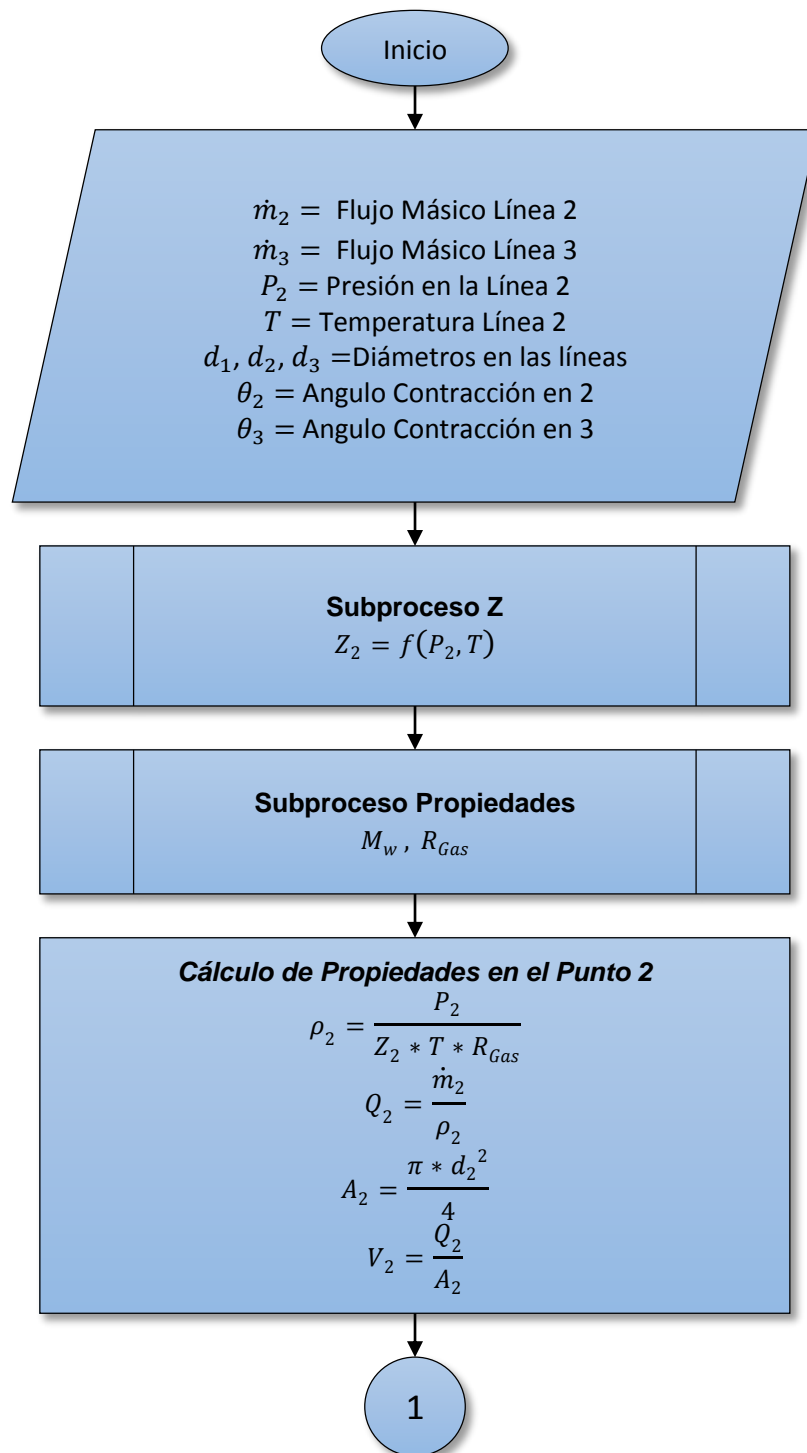
Los parámetros operacionales que maneja una estación de distribución en el software son los flujos de gas, diámetros de las tuberías adjuntas, presiones y temperaturas en cada uno de sus extremos y todas las propiedades físicas del gas que estas conllevan, estos parámetros de entrada pueden observarse en la siguiente figura.

Figura A 33. Datos de entrada en la estación de distribución



Por requerimiento en la respectiva simulación del software se debe comenzar primero por hallar los siguientes parámetros en el punto de continuación de la línea principal (Punto 2), recordando que el flujo de datos por la línea principal se dirige en sentido contrario al flujo de gas. Como se anexa en la siguiente figura.

Figura A 34. Diagrama de flujo estación de distribución, parte 1.

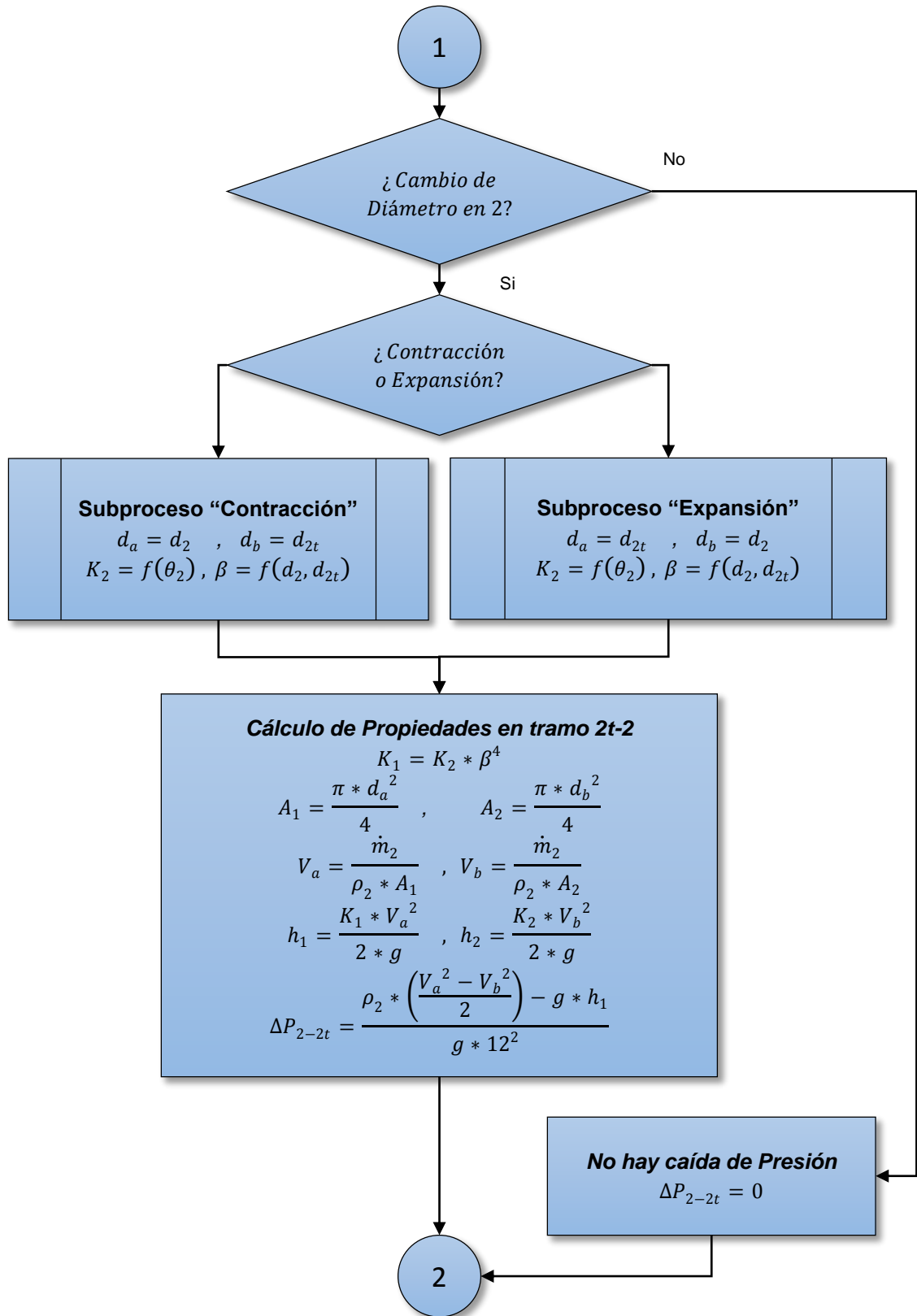


Se asume una temperatura constante en el interior de la estación de distribución denotada como ($T = cte$), el cual se utilizara en primera instancia como dato de entrada junto con la P_2 en el subproceso "Z" para determinar el factor de compresibilidad en el punto 2 denominado Z_2 el cual es necesario para aplicar la ecuación de estado y así calcular propiedades características del gas en el punto 2, como la densidad ρ_2 , caudal Q_2 y velocidad V_2 .

En el diagrama de flujo de la figura A 35 se ve como el algoritmo de la estación de distribución ofrece la posibilidad de escoger entre tres posibles casos para cambios de diámetros en las líneas:

- ✓ Contracción
- ✓ Expansión o ensanchamiento
- ✓ Sin cambio de diámetro

Figura A 35. Diagrama de flujo estación de distribución, parte 2.



Determinación del factor de pérdidas K

La determinación de pérdidas se analiza debido a los cambios de diámetro sobre la sección principal, este análisis se modela en software mediante la utilización de un condicional “if”, donde primero se analiza si hay variación de diámetro en el punto 2, en caso tal donde no haya variación la caída de presión debe ser igualada a cero $\Delta P_{2-2t} = 0$ debido a que no hay presente ninguna pérdida de energía.

Mientras existan cambios de diámetro se debe comparar los diámetros según la variable beta β la cual define que subproceso (contracción, expansión) debe ser analizado en el tramo $2t - 2$, ya que matemáticamente cada uno de los subprocesos tiene diferentes formulas específicas para el cálculo del factor “ K ” según lo propuesto por la norma CRANE en el inciso referente a válvulas y accesorios con secciones de paso reducido. Las formulas principales que se utilizan son las siguientes:

- ✓ Estrechamiento Brusco y Gradual (Contracción).

$$K_2 = \frac{0,8 * \text{sen}(\theta/2) * (1 - \beta^2)}{\beta^4} \quad (\text{A } 89)$$

$$K_2 = \frac{0,5 * (1 - \beta^2) * \text{sen}(\theta/2)^{0,5}}{\beta^4} \quad (\text{A } 90)$$

- ✓ Ensanchamiento Brusco y Gradual (Expansión)

$$K_2 = \frac{2,6 * \text{sen}(\theta/2) * (1 - \beta^2)^2}{\beta^4} \quad (\text{A } 91)$$

$$K_2 = \frac{2,6 * \text{sen}(\theta/2) * (1 - \beta^2)^2}{\beta^4} \quad (\text{A } 92)$$

La utilización de estas ecuaciones depende de igual medida del ángulo de la contracción o expansión como se muestra en el diagrama de flujo de los subprocesos “Contracción” y “Expansión” que se encuentran en las figuras A 36 y A 37.

Figura A 36. Subproceso "Contracción"

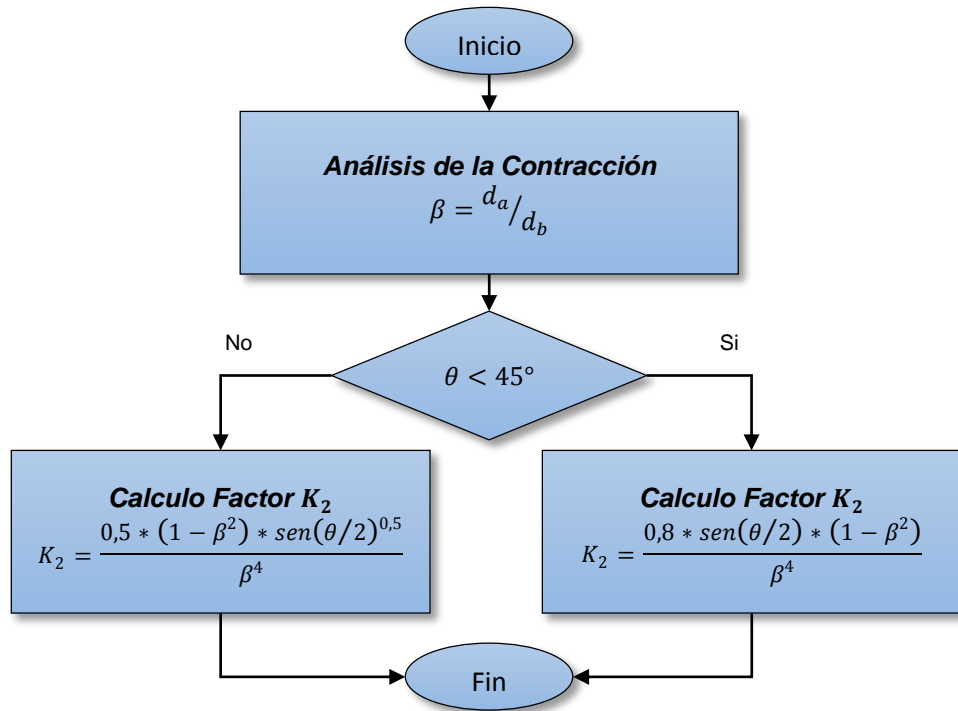
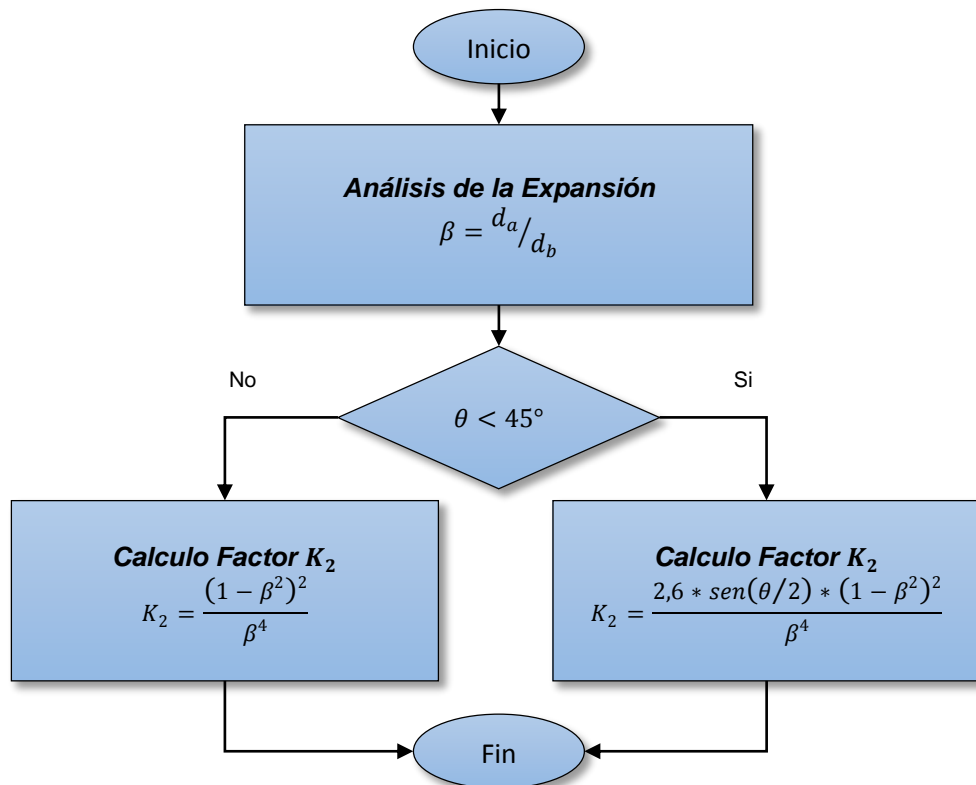


Figura A 37. Subproceso "Expansión"



Dentro del análisis de la determinación de pérdidas, una vez determinado el valor del factor K_2 se determina la pérdida general K_1 en función de β^4 que es la relación de los diámetros presentes entre el tramo $2t - 2$.

Análisis del tramo $2t - 2$

La ecuación de Darcy para la pérdida de energía (h) es la ecuación implementada para determinar la pérdida de carga debido a la fricción en una tubería llena con relación a los cambios de sección de diámetros en este caso el tramo $2t - 2$, el cual se expresa en función de la K de pérdidas anteriormente hallada y la velocidad presente en cada sección como se muestra en la siguiente ecuación:

$$h_1 = \frac{K_1 * V_a^2}{2 * g} \quad (\text{A } 93)$$

$$h_2 = \frac{K_2 * V_b^2}{2 * g} \quad (\text{A } 94)$$

Donde

V_a : Velocidad en el tramo de tubería de menor diámetro

V_b : Velocidad en el tramo de tubería de mayor diámetro

Análisis de la caída de presión (Δp) en el tramo $2t - 2$.

La caída de presión se analiza en términos de la conservación de cantidad de movimiento de la ecuación de Bernoulli sin tener en cuenta el cambio de altura presente en la "T" donde sufre el cambio de sección. Esta ecuación queda en términos de las velocidades de cada sección, pérdida de energía, densidad y aceleración gravitatoria como se muestra a continuación:

$$\Delta P_{2-2t} = \frac{\rho_2 * \left(\frac{V_a^2 - V_b^2}{2} \right) - g * h_1}{g * 12^2} \quad (\text{A } 95)$$

Una vez calculado la caída de presión en este accesorio se procede a hallar la presión en el interior de la tubería en el punto 2t para poder seguir con la estructura de simulación impuesta, determinando implícitamente todas sus variables cuantitativas de mediciones que se ven afectadas como lo es el subproceso del factor de compresibilidad y el cálculo del caudal en el punto 2t.

Seguidamente se debe analizar si hay cruce directo o a 90° grados, este análisis se efectúa en la “T” dado a que esta presenta una entrada y dos salidas las cuales suplen a estaciones de recepción de distribución o fuentes de acopio.

Factores de fricción (*ft*) entre 1t y 2t

Primero se tomó en cuenta el análisis respectivo cuando se tiene cruce directo entre el punto 1t-2t, se analiza este tramo primero; dado que anteriormente ya se tienen datos de simulaciones con datos guardados que servirán para seguir con la estructura de simulación y así hallar las propiedades básicas sobre la línea principal de flujo.

El modelo matemático impuesto para su análisis del factor de fricción se basa bajo la norma CRANE según lo proporcionado en el apéndice A-24, se obtiene una Tabla del factor “K” que expresa los coeficientes de resistencia (*k*) válidos para válvulas y accesorios que se relacionan con las tuberías comerciales nuevas de acero, con flujo en la zona de total turbulencia.

Una vez determinados los factores de fricción para una mejor programación en el software se realizó en Excel una regresión lineal con los datos de la tabla para encontrar una ecuación en términos del diámetro nominal, que redujera la complejidad del algoritmo matemático impuesto en la programación del software. La ecuación característica se define a continuación:

$$f_{t2} = 0,00228 * d_1^{-0,218}$$

Posteriormente una vez se tiene factor de fricción (f_{t2}) presente en la conexión estándar en el accesorio “T” se calcula el coeficiente de resistencia K_2 , parámetro que define la resistencia del flujo impuesta a la tubería cuando se tiene flujo directo. Asociados a este factor se determina la caída de presión presente debido al cruce y el valor característico de presión sobre el tramo principal de la línea de flujo como se muestra a continuación:

$$\Delta P_{1-2t} = K_2 * \frac{V_{2t}^2}{2 * g} \quad (\text{A } 96)$$

$$P_{1t} = P_{1t} + \Delta P_{1-2t} \quad (\text{A } 97)$$

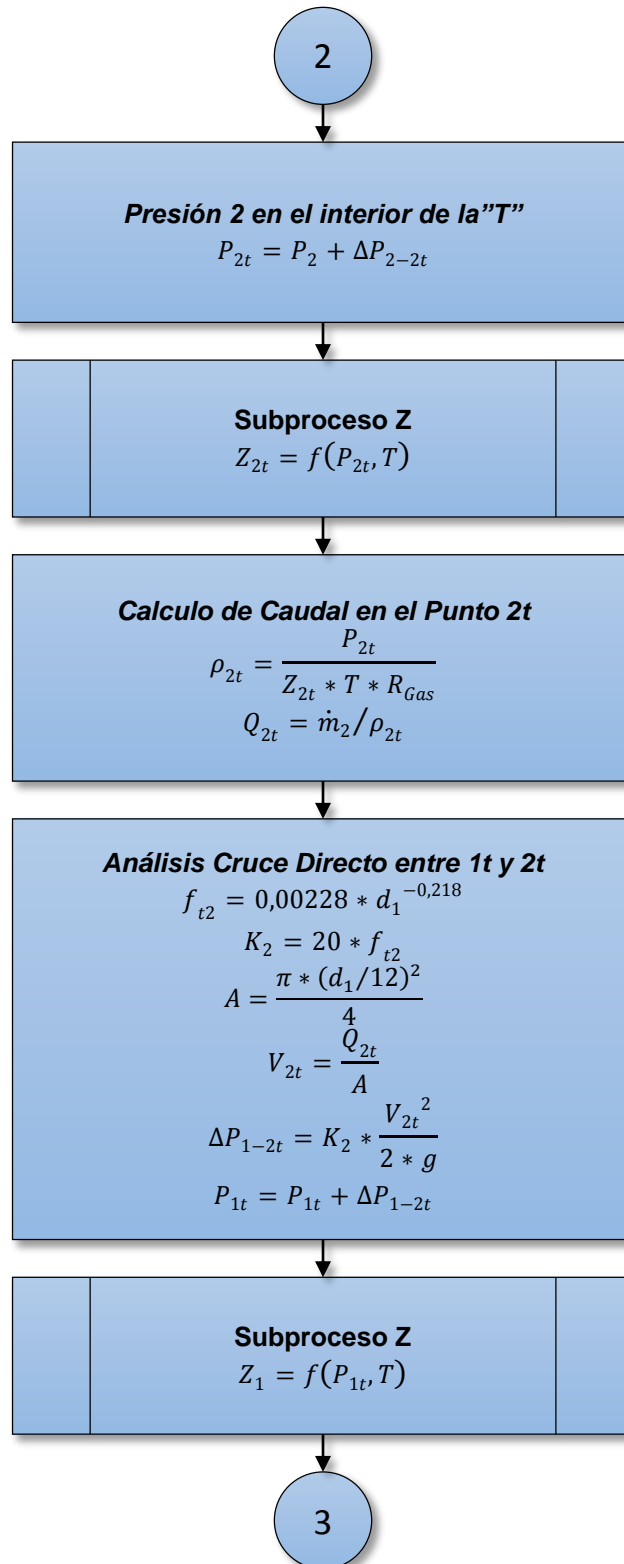
Donde:

ΔP_{1-2t} : Caída de presión debida a cruce directo

P_{1t} : Presión en la línea principal de flujo

Con base en la presión calculada sobre la línea principal se da a conocer el factor de compresibilidad presente Z_1 sobre esa línea y se analiza el flujo másico, caudal y velocidad presente en el mismo punto 1. Este proceso puede apreciarse en la figura A 38.

Figura A 38. Diagrama de flujo estación de distribución, parte 3.



Ahora se analizara la parte del otro tipo de flujo que puede ser dirigido dado a la recepción de distribución situada en el punto 3 como se muestra en la siguiente figura anexa.

Esta estación hace que el flujo de gas deba ser dirigido en el accesorio formando un ángulo de 90° , lo cual genera que el coeficiente de resistencia (k) cambie y adopte la siguiente relación impuesta para este proceso:

$$K_3 = 60 * f_{t3} \quad (A 98)$$

Los análisis respectivos de las propiedades de la estación de recepción en el punto 3, se realizaran de manera idealizada haciendo una suposición de la densidad con respecto a la densidad del gas sobre la línea del tramo principal, de manera que el punto 3 tenga una aproximación inicial para poder caracterizar su estado.

$$\rho_{3t} = \rho_{1t} \quad (A 99)$$

En principio como solo se tiene la igualdad generada anteriormente, se debe realizar un ciclo “for” con cierta cantidad de iteraciones denotado como ($j = 10$) para encontrar las variaciones que genera la presión, factor de compresibilidad entorno a la corrección generada de la densidad del punto 3 supuesta. Este proceso se muestra en la **figura 39**.

Figura A 39. Diagrama de flujo estación de distribución, parte 4.

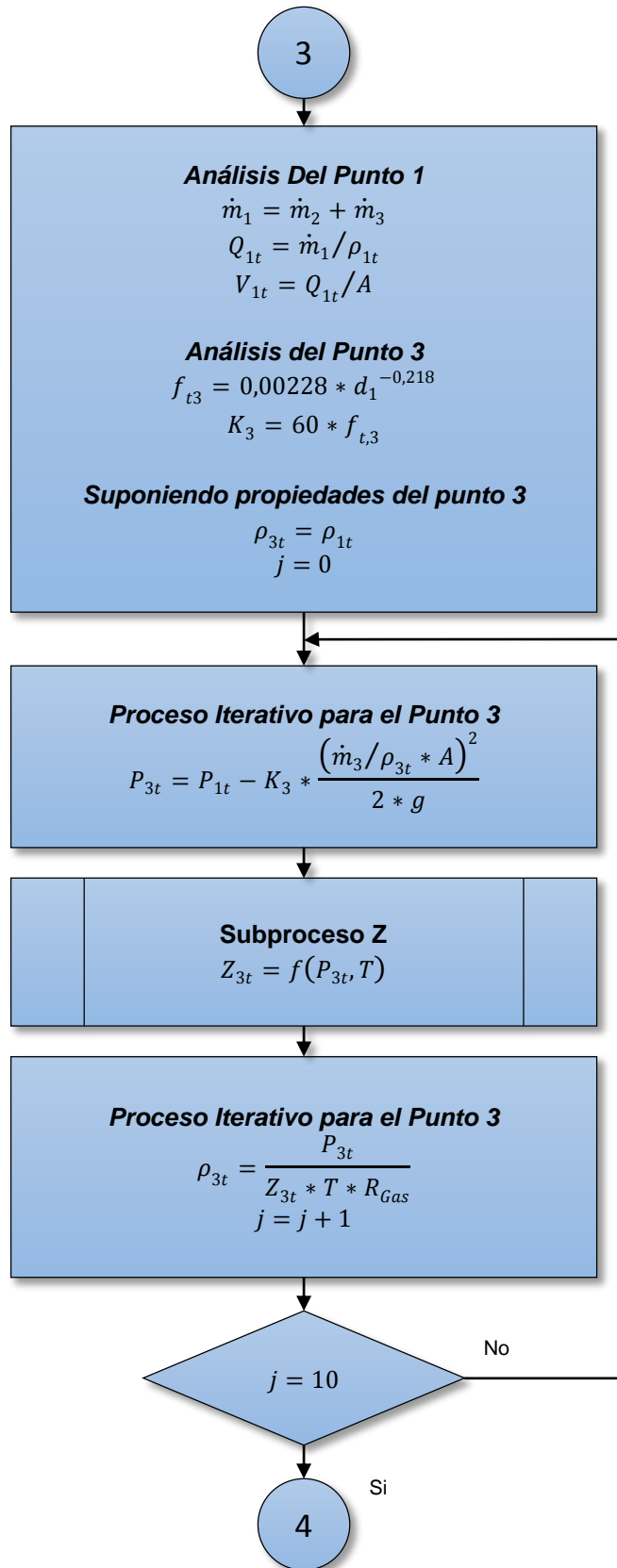
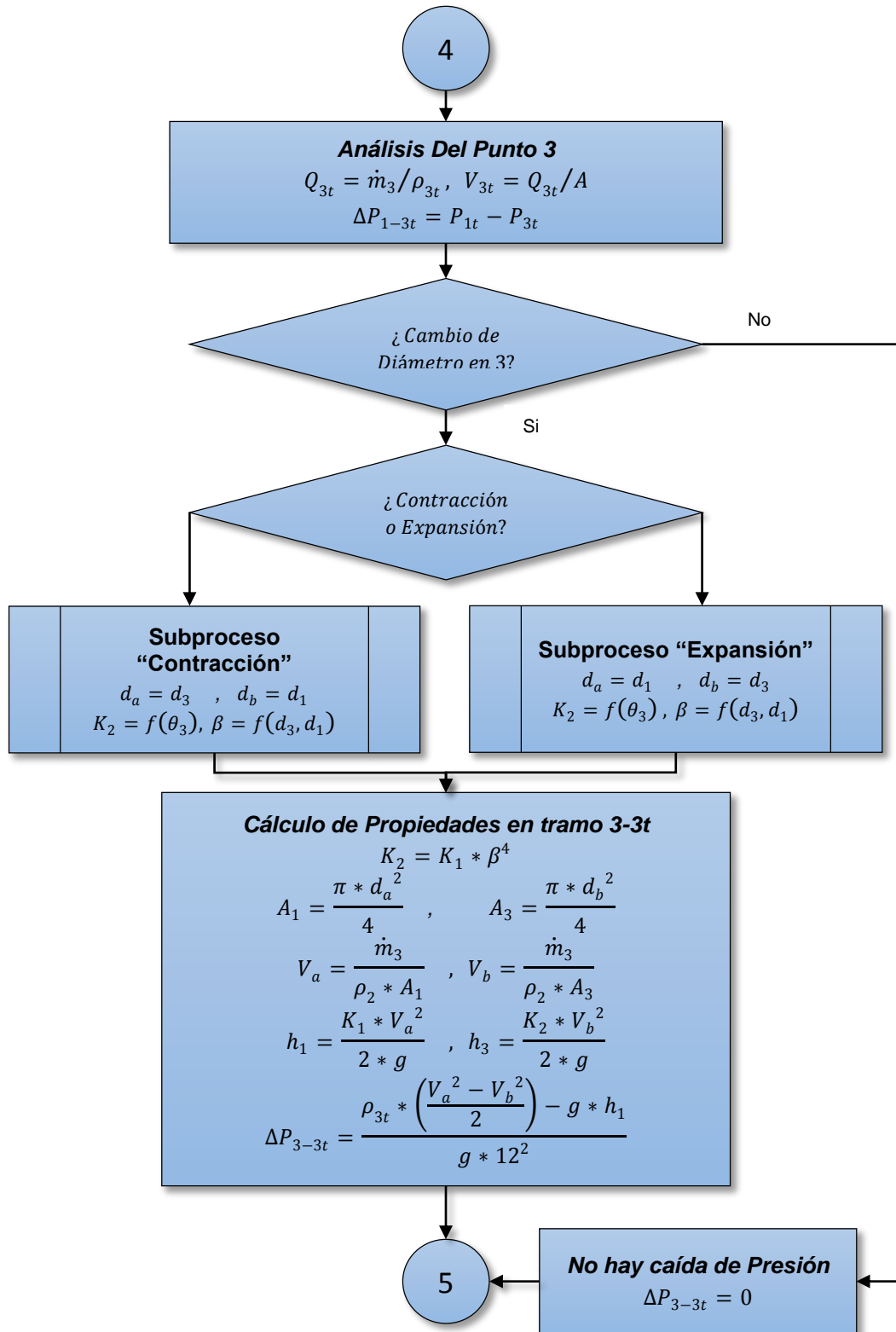


Figura A 40. Diagrama de flujo estación de distribución, parte 5.

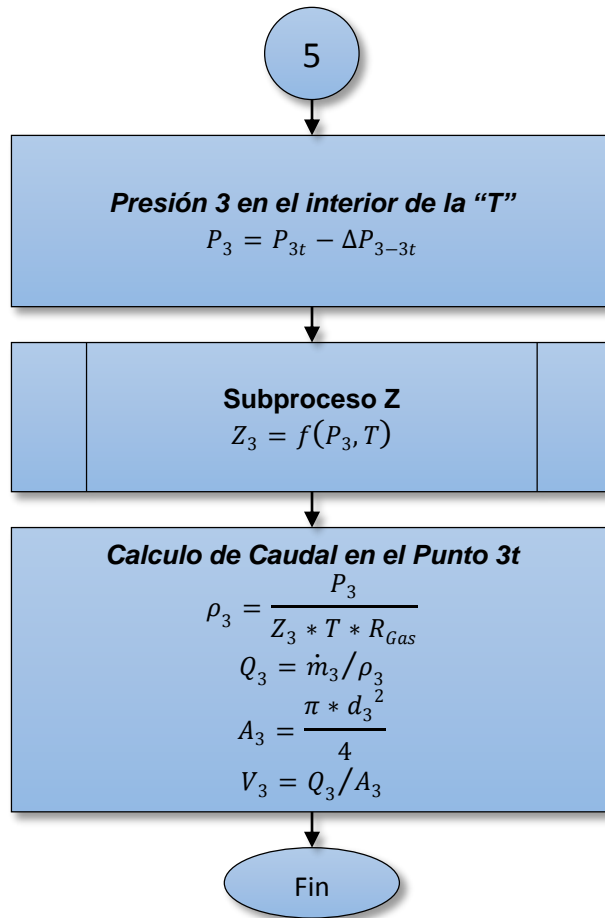


Se corrige cada parámetro para obtener datos óptimos y hacer más exacto la simulación del proceso, de la misma manera que se hallaron las propiedades en el punto 2 se calculan en el punto 3 los respectivos caudales Q_{3t} , velocidad V_{3t} y la caída de presión ΔP_{1-3t} .

Por otra parte la determinación de pérdidas (k), el análisis de la ecuación de Darcy para la pérdida de energía (h) y lo referente al análisis de la caída de presión (Δp) en el tramo 3 – 3t, se modela con la misma estructura matemática y estructura algorítmica implementada en el análisis que se le realizó anteriormente para el tramo 2t – 2.

Una vez calculados los parámetros característicos anteriores se calcula la presión que debe tener presente la “T” en el punto 3. Con este parámetro hallado se calcula en primera instancia el factor de compresibilidad “ Z_3 ” que servirá de dato preliminar para determinar la densidad que presenta el gas, a su vez asociado a este parámetro determina el caudal, velocidad con la que circula el gas por el área de la sección debidamente calculada.

Figura A 41. Diagrama de flujo estación de distribución, parte 6.



Anexo B. Manual de usuario

SIDECOGAS es un herramienta didáctica y educativa que tiene como objetivo principal posibilitar a estudiantes de ingeniería tener una visión amplia sobre el planteamiento de un modelo de distribución de gas con ciertas limitaciones en su diseño debido a que esta es una primera propuesta de la aplicación, este software se caracteriza porque es accesible, gratuito y sencillo de utilizar, ya que es intuitivo y requiere poco tiempo para dominarlo.

El software desarrolla de manera integradora un modelo de simulación de transporte de gas natural con ciertos componentes que intervienen en su diseño los cuales son: Compresor, distribución, fuente, despacho, recepción, recepción auxiliar y tuberías. La herramienta computacional ofrece varios ejemplos propuestos que permiten familiarizarse con el entorno y capacidad de la aplicación así como de los posibles ejercicios que pueden diseñarse.

DESCRIPCION DE BOTONES DE ACCIÓN

SIDECOGAS muestra en su interfaz principal los botones de herramientas los cuales sirven para concretar una acción o para salvaguardar cualquier ejecución en la simulación. A continuación encontrara la descripción de los botones más usados:

Tabla B 1. Botones de acción.

	Nuevo	Se utiliza para crear un nuevo estudio de simulación.
	Abrir	Se utiliza para cargar un ejercicio ya existente.
	Guardar	Se utiliza para almacenar el circuito y sus propiedades.
	Copiar	Se utiliza con el fin de duplicar un bloque (Cualquiera que se tenga seleccionado), conservando sus propiedades.
	Cortar	Se utiliza para quitar un elemento de la interfaz o para llevarlo a otro sitio, conservando sus propiedades.
	Pegar	Nos permite pegar el elemento copiado o cortado con anterioridad.
	Propiedades	Sirve para seleccionar el sistema de unidades y la composición molar del gas de estudio.
	Correr Simulación	Botón para efectuar la simulación una vez se ha diseñado el circuito.
	Paso Simulación	Efectúa la simulación mostrando en la interfaz el paso a paso donde se está realizando cada análisis del sistema.
	Detener Simulación	Detiene el proceso de simulación para corregir cambios de propiedades o datos.
	Cerrar	Cierra la aplicación.
	Detener	Detiene toda la interfaz gráfica cerrando la aplicación sin guardar la simulación efectuada.
		Permite seleccionar cada componente, para poder arrastrar el objeto a la interfaz para formar el circuito.
		Permite conectar los bloques.

INFORMACION QUE EL USUARIO DEBE SUMINISTRARLE AL SOFTWARE.

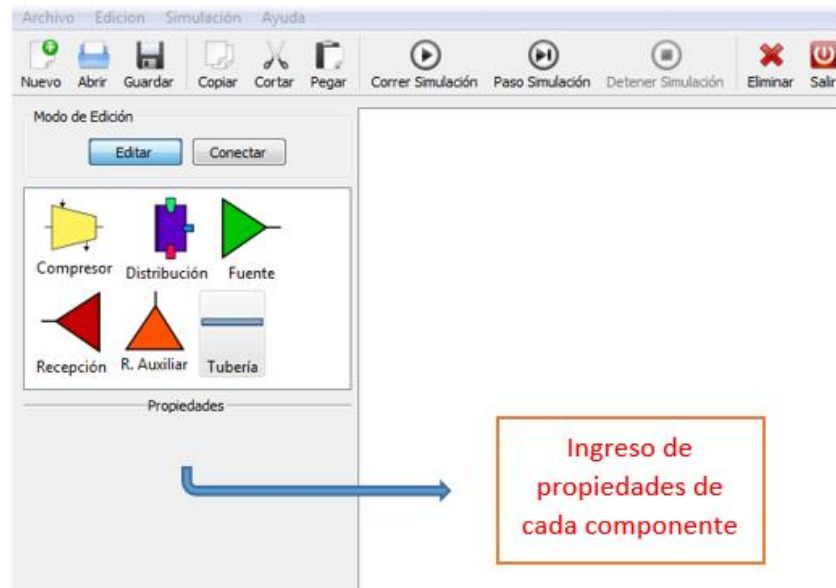
Cuando el usuario crea el estudio a simular debe brindarle una serie de características básicas a cada uno de los componentes. En primer lugar el usuario se debe remitir a la opción “Simulación” y seleccionar la opción “Propiedades Generales”.

Figura B 1. Propiedades generales.

Sistema de Unidades	
Unidades Simulación:	Inglés
Composición del Gas	
Metano (CH ₄)	0,000
Etano (C ₂ H ₆)	0,000
Dioxido de Carbono (CO ₂)	0,000
Propano (C ₃ H ₈)	0,000
I Butano (C ₄ H ₁₀)	0,000
N Butano (C ₄ H ₁₀)	0,000
Nitrogeno (N ₂)	0,000

Una vez seleccionado el sistema de unidades y la composición del gas en estudio el usuario debe ingresar cada uno de las propiedades de cada objeto, solo consta de dar clic izquierdo sobre el icono, con el cual se desplegará en la parte izquierda de la interfaz un recuadro de propiedades en la cual se debe ingresar los requerimientos que le exija ya que si no llegase a ingresarlos la simulación no se ejecuta correctamente.

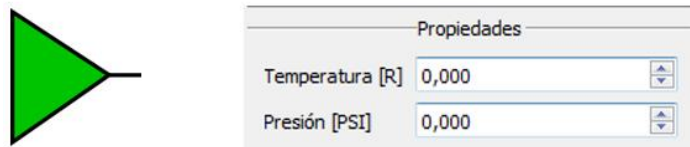
Figura B 2. Panel de propiedades para bloques.



1. Estación de despacho

Las propiedades características que se le ingresan a este componente se relacionan en cuanto a la temperatura y presión de despacho con la que la estación entrega el gas a la línea principal para su transporte.

Figura B 3. Propiedades estación de despacho.



- **Temperatura:** Temperatura del gas disponible en la estación.
- **Presión:** Presión del gas disponible en la estación.

2. Tubería

Las propiedades características generales de ingreso a la tubería se generan en cuenta a un parámetro computacional como lo es el número de subdivisiones con lo que se desea que se itere la presión, los demás criterios son parámetros ambientales y de diseño donde el software brinda por defecto algunos valores en torno al radio de redondeo y factor de arrastre, generalmente usados en estos sistemas.

Figura B 4. Propiedades de las tuberías.

The image shows a software window titled 'Propiedades' with two tabs: 'General' and 'Material'. The 'General' tab is selected and contains the following fields:

Property	Value
Número Subdivisiones	0
Cambio de Elevación [ft]	0,00
Longitud [millas]	0,00
Temp. Ambiente [R]	0,00
Diámetro Normalizado [in]	0.125 - 0.068
Tipo de Entrada	Sin Entrada a Tar
Rugosidad Efectiva [in]	0,000050000000
Factor de Arrastre	0,95
Radio de Redondeo [in]	0,50
Tipo Material	Acero Comercial

The 'Material' tab is partially visible and contains the following fields:

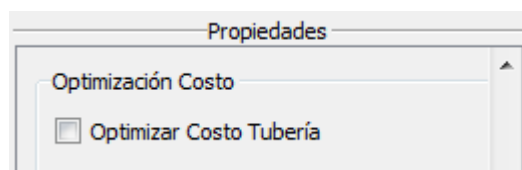
Property	Value
Clase Acero	ASTM A 53 TIPO F BW
Factor de Localidad	Localidad Clase 1, Div 1
Factor de Junta	ASTM A 53 Sin Costura

- **Numero de subdivisiones:** Representa las subdivisiones a lo largo de la tubería para la precisión en el análisis de la caída de presión, debe ser mayor a 1.
- **Cambio de elevación:** Representa el cambio de elevación entre la entrada y salida de la tubería.
- **Longitud:** Longitud de la tubería.
- **Temperatura ambiente:** Temperatura promedio del lugar donde se encuentre instalada la tubería.

- **Diámetro normalizado:** Diámetro normalizado de la tubería a analizar.
- **Tipo de entrada:** Factor de forma en la unión entre alguna estación y la tubería. Para mayor información remitirse al anexo **CRANE**
- **Rugosidad efectiva:** Representa la rugosidad existente en el interior de la tubería.
- **Factor de arrastre:** Representa una compensación debida a las ineficiencias ocasionadas por curvas, soldaduras y conexiones. Valores recomendados entre 0,92 a 0,97.
- **Radio de Redondeo:** Representa el radio de redondeo, cuando se escoge la opción “entrada redondeada”.
- **Tipo de material:** Material de fabricación de la tubería.
- **Clase de acero:** Representa el tipo de acero de la tubería.
- **Factor de localidad:** Asigna un factor de seguridad relacionado con la clase de localidad.
- **Factor de junta:** Depende del tipo de costura realizado en la tubería.

Si dentro de la simulación usted como usuario desea optimizar el costo de tubería y saber la inversión que le traería implementar una tubería con las anteriores características, debe seleccionar la opción optimizar costo de tubería.

Figura B 5. Opción de diámetro óptimo por costos.



Una vez se ha seleccionado esta opción, el Software permite al usuario modificar los valores que por defecto proporciona el software en torno a este criterio.

Figura B 6. Propiedades optimización por costos.

Propiedad	Valor
Optimizar Costo Tubería	<input checked="" type="checkbox"/>
Días de operación por año	340
Costo de energía consumida	0,0
Costo de la tubería nueva	6,60
Factor de depreciación anual	0,20
Factor de mantenimiento anual compresor	0,20
Factor impuestos	0,5
Factor conversión a valor presente	0,10
Exponente costo inversión anual	1,4
Eficiencia motor y compresor	0,40
Relación total de costos accesorios, instalación y compra	6,50
Costo instalado del motor y la compresor	80,0
Factor de depreciación anual de las tuberías	0,10
Factor de mantimientto anual de las tuberías	0,10

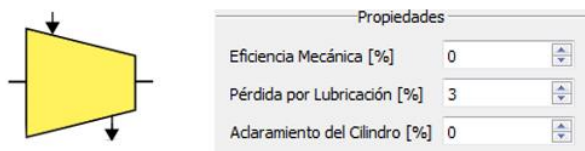
- **Días de operación por año:** Cantidad de días del año en operación.
- **Costo de energía consumida:** Se saca de los catálogos referentes al consumo de la estación compresora.
- **Costo de la tubería nueva:** Referirse a fuentes comerciales.
- **Factor de depreciación anual de los compresores:** Relación de la vida útil, por lo general la compañías estiman este valor.
- **Factor de mantenimiento anual de los compresores:** Factor estimado por la compañía fabricante.
- **Factor conversión a valor presente:** Se analiza en torno a la depreciación
- **Exponente costo inversión anual:** Valor consultado según datos anuales.

- **Eficiencia motor y compresor:** Valor relativo dependiendo del tipo de máquina que se adquiriera, la compañía brinda este valor.
- **Relación total de costos accesorios, instalación y compra**
- **Costo instalado del motor y el compresor:** Valor externo consultado en fuentes obreras.
- **Factor de depreciación anual de las tuberías:** Relación de la vida útil, por lo general la compañía le brinda la información en catálogos.
- **Factor de mantenimiento anual de las tuberías:** Factor estimado por la compañía que estipula sobre su producto.
- **Válvulas:** Selección de diferentes tipos de válvulas
- **Codos:** Selección de la lista de codos disponibles.
- **Curvaturas:** Se agrega cuando se tiene curvas muy extensas especificando su radio.

3. COMPRESOR

Las propiedades características de la estación compresora, se tienen en cuenta con relaciones estadísticas que proporcionan diferentes empresas en relación a la construcción de diferentes tipos de compresores debido a que cada uno presenta características de fabricación únicas y de funcionamiento.

Figura B 7. Propiedades del compresor.



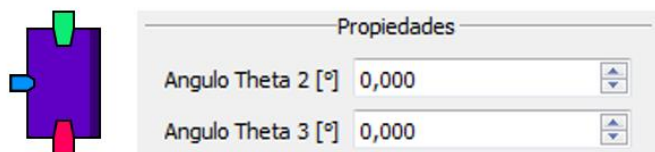
- **Eficiencia mecánica:** Valor de pérdidas de potencia de la máquina, por lo general el tipo de compresor trae por defecto este valor registrado.

- **Perdida de lubricación:** Valor que incide en la eficiencia de cualquier equipo
- **Aclaramiento del cilindro:** Valor relacionado con las tolerancias en el pistón

4. ESTACIÓN DE DISTRIBUCIÓN

Las propiedades características sobre las estaciones de distribución se relacionan con respecto al ángulo theta que presenta la tubería cuando esta sufre una reducción o ensanchamiento, generado por desviaciones de flujo de gas sobre estaciones de recepciones auxiliares o la estación de recepción central. Algunas consideraciones para la variación del ángulo theta las puede encontrar en la Norma CRANE.

Figura B 8. Propiedades de la estación de distribución.



5. RECEPCION PRINCIPAL

Las propiedades que solicita este bloque giran en torno a los requerimientos que pida la estación de recepción de gas como la temperatura, flujo másico y presión a la cual es gas debe ser entregado.

Figura B 9. Propiedades de la estación de recepción.

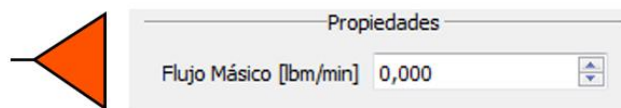


- **Temperatura:** Requerimiento de temperatura del gas en esta estación.
- **Presión:** Requerimiento de presión del gas en esta estación.
- **Flujo másico:** Demanda de flujo másico en esta estación.

6. RECEPCION AUXILIAR

Esta estación requiere el flujo másico necesario para cumplir su demanda de gas.

Figura B 10. Propiedades estación de recepción auxiliar.



- **Flujo másico:** Requerimiento de flujo de gas en esta estación.

INFORMACION ACERCA DE LOS RESULTADOS DE LA SIMULACION SOFTWARE "SIDECOGAS".

Para obtener los respectivos resultados de la simulación, el usuario debe dirigirse a la interfaz donde diseño la red, de manera que con un solo clic derecho sobre el bloque a analizar y encontrara la opción "**RESULTADOS**", seguido a ello tiene que dar clic para abrir una pestaña en la que se tiene todos los resultados del bloque en cuestión.

Figura B 11. Obtención de resultados.

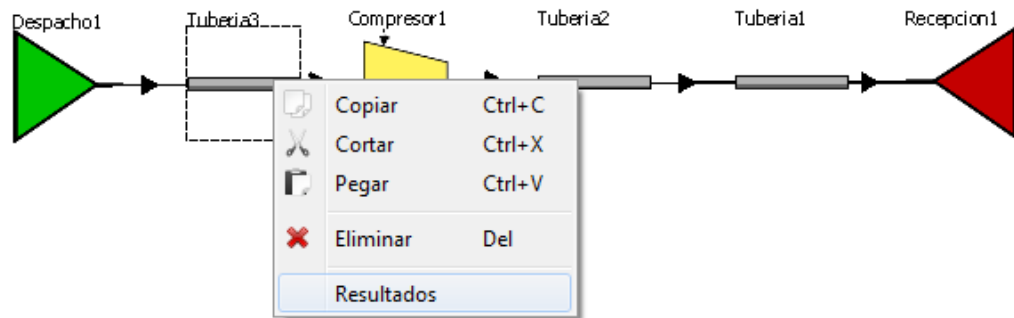


Figura B 12. Interfaz de resultados.

The screenshot shows the 'SimBlok' software interface with the 'Datos' tab selected. The interface is divided into several sections:

- Presiones:**
 - Presión de Entrada[PSI]: 250.0000
 - Presión de Salida[PSI]: 214.2094
 - Presión Promedio[PSI]: 232.5646
- Temperaturas:**
 - Temperatura de Entrada[R]: 560.0000
 - Temperatura de Salida[R]: 560.0000
 - Temperatura Promedio[R]: 560.0000
- Datos de Salida:**
 - Caída de Presión[PSI]: 35.7906
 - Densidad Promedio[lbm/ft3]: 0.7068
 - Viscosidad Promedio[cP]: 0.0118
 - Caudal a C.E. [SCFD][SCFD]: 35866302.1098
 - Factor de Fricción1: 0.0019
 - Número de Reynolds: 4903320.1269
 - Longitud Equivalente Accesorios[millas]: 0.0000
 - Diámetro Interior[in]: 7.6250
 - Espesor [in]: 0.5000
- Recomendaciones:**
 - Diámetro Nominal Recomendado[in]: 8.0000
 - Espesor Mínimo Recomendado[in]: 0.0408
- Gráficas:** A diagram of a pipe section showing 'Presión de Entrada' (red arrow), 'Presión de Salida' (green arrow), 'Longitud', and 'Cambio de Elevación'. A small segment is labeled $\Delta L = L/n$.
- Conversiones:**
 - Presión [PSI] vs Leq [millas]: x: 0, y: 250.0000
 - Caudal [ft3/min] vs Leq [millas]: x: 0, y: 1539.8343
 - Densidad [lbm/ft3] vs Leq [millas]: x: 0, y: 0.7559

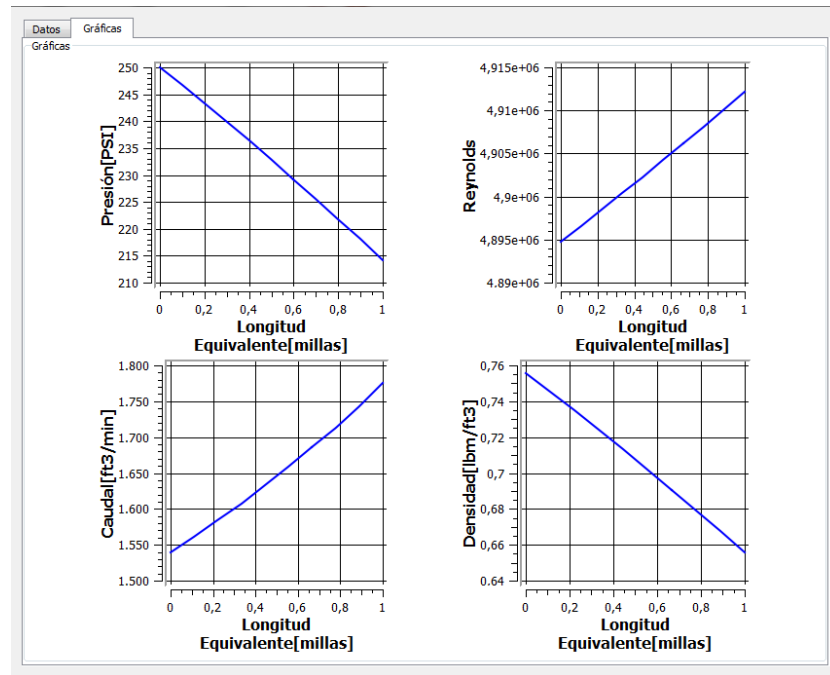
RESULTADOS SOBRE LA TUBERÍA

- **Presión de entrada y salida:** Son las presiones presentes en los extremos por los cuales entra y sale el gas respectivamente.
- **Presión promedio:** Presión promedio entre los dos extremos de la tubería.
- **Temperatura de entrada y salida:** Son las temperaturas presentes en los extremos por los cuales entra y sale el gas respectivamente.
- **Temperatura promedio:** Temperatura promedio entre los dos extremos de la tubería.
- **Caída de presión:** Perdida de presión con relación a la entrada y la salida.
- **Velocidad promedio:** Velocidad promedio del gas
- **Caudal a Condiciones Estándar:** Caudal de gas que circula.
- **Factor de fricción:** Caracteriza la resistencia dinámica del gas.
- **Número de Reynolds:** Caracteriza el régimen de flujo.
- **Longitud equivalente accesorios:** Es la longitud que demarca la suma de válvulas, codos y radio de curvatura que lleva la tubería.
- **Diámetro interno:** Caracteriza el diámetro interior de la tubería
- **Espesor:** Grosor de la pared de la tubería
- **Diámetro nominal recomendado:** Diámetro recomendado según criterio de velocidad de flujo admisible.

Dentro de los resultados se muestran las siguientes gráficas en las que se verifica el comportamiento de ciertos parámetros a lo largo de la tubería, analizando si su comportamiento es el adecuado.

- Presión vs Longitud equivalente
- Caudal vs Longitud equivalente
- Densidad vs Longitud equivalente

Figura B 13. Graficas de los resultados



RESULTADOS SOBRE LA ESTACION COMPRESORA

Figura B 14. Resultados de la estación compresora.

Datos Succión de cada Etapa		Datos Descarga de cada Etapa	
Caudal Succión [ft³/min]	1823.92 923.904	Caudal Descarga [ft³/min]	513.408 207.145
Presión Succión [PSI]	210.629 404.948	Presión Descarga [PSI]	411.634 778.538
Temperatura Succión [R]	560 560	Temperatura Descarga [R]	378.966 382.6
Densidad Succión [lbm/ft³]	1823.92 923.904	Densidad Descarga [lbm/ft³]	513.408 207.145
Factor de Compresibilidad Z	0.971873 0.946478	Factor de Compresibilidad Z	0.790036 0.597148

Los siguientes datos representan las condiciones para cada una de etapas que tiene el compresor.

- **Caudal succión y descarga:** Son los caudales presentes en los extremos por los cuales entra y sale el gas del compresor.
- **Presión succión y descarga:** Son las presiones presentes en los extremos por los cuales entra y sale el gas del compresor
- **Temperatura succión y descarga:** Son las temperaturas presentes en los extremos por los cuales entra y sale el gas del compresor
- **Densidad succión y descarga:** Son las densidades presentes en los extremos por los cuales entra y sale el gas del compresor
- **Factor de compresibilidad:**
- **Relación de compresión:** Relación entre las presiones de succión y descarga.
- **Eficiencia volumétrica:** Rendimiento debido a efectos volumétricos.
- **Eficiencia global:** Mide que tan eficiente es el compresor.
- **Flujo de calor de los Coolers:** Cantidad de calor que se retira del gas para mantener condiciones óptimas.
- **Diámetro Pistones:** Dimensionamiento de los pistones.
- **Velocidad pistones:** Velocidad máxima que experimentan los pistones.
- **Fuerza del vástago:** Carga sobre la biela del pistón.
- **Presión admisible:** Máxima presión que soportan los cilindros.

Datos registrados de la selección interna que hace SIDECOGAS con los catálogos de DRESSER RAND

Figura B 15. Resultados de la selección del compresor.

Datos Selección Compresor			
Modelo	5HOS2	Diámetro Pistones [in]	19 13
Potencia Máxima [HP]	2400.0000	Velocidad Pistones [ft/min]	1113.21 1243.01
Carrera [in]	5.0000	Fuerza Vástago [lb]	58024.6 51575.3
Fuerza Máxima Vástago [lb]	60000.0000	Presión Admisible Cilindro [PSI]	470 855
Velocidad Rotación [rpm]	1335.8480		
Velocidad Máxima [rpm]	1500.0000		
Diámetro Vástago [in]	2.5000		

- **Modelo:** Referencia para encontrar en el mercado el equipo
- **Potencia Máxima:** Capacidad máxima que desarrolla en operación
- **Carrera:** Longitud de carrera del pistón
- **Fuerza Máxima:** Presión máxima que soportan los pistones
- **Velocidad de Rotación:** Rotación de giro de los pistones
- **Velocidad Máxima:** Rotación máxima de los pistones.
- **Diámetro Vástago:** Dimensionamiento de tamaño de la biela.

Figura B 16. Resultados de los amortiguadores de pulsaciones.

Amortiguadores de Pulsaciones	
Volumen Succión [ft3]	20.2100
Volumen Descarga [ft3]	4.0836

- **Volumen succión y descarga:** Son los volúmenes presentes en los amortiguadores de pulsaciones en los extremos por los cuales entra y sale el gas del compresor.

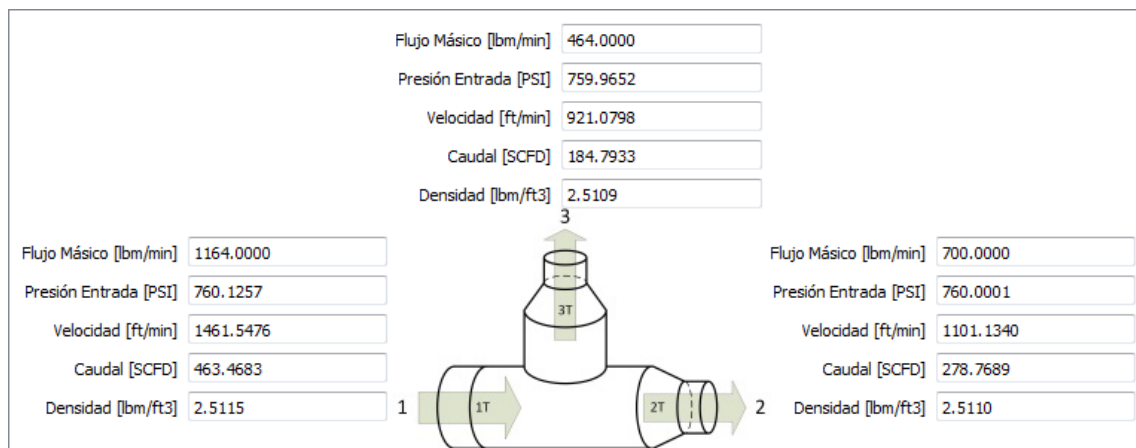
Figura B 17. Resultados finales del compresor

Resultados Finales	
Potencia Requerida [HP]	1983.7421
Número de Etapas Requeridas	2

- **Potencia Requerida:** Requerimiento para la selección optimo del compresor
- **Numero de etapas requeridas:** Recomendación del número de etapas para la selección del compresor.

RESULTADOS SOBRE LA ESTACION DE DISTRIBUCION

Figura B 18. Resultados de la estación de distribución.



- **Resultados en el punto 1:** Los resultados que se muestran en este punto tienen que ver con los resultados del extremo de salida de la tubería de la línea principal, dado a que la tubería se le conecta al extremo de entrada de gas de la estación de distribución.

- **Resultados en el punto 2:** Los resultados que se muestran en este punto tienen que ver con los resultados del extremo de entrada de la tubería de la línea principal, dado a que la tubería se le conecta al extremo de salida de gas de la estación de distribución.
- **Resultados en el punto 3:** Los resultados que se muestran en este punto tienen que ver con los resultados del extremo de entrada de la tubería de la línea de distribución, dado a que la tubería se le conecta al extremo de entrada a la estación de distribución.
- **Resultados en el punto 1t y 2t:** Los resultados que corresponden a estos puntos solo se ven afectados por las pérdidas generadas por flujo directo y cruzado de la Te.

Figura B 19. Resultados al interior de la estación de distribución.

Resultados Contracción 2t		Resultados Contracción 3t	
Presión Entrada [PSI]	760.0281	Presión Entrada [PSI]	759.9970
Velocidad [ft/min]	379.0979	Velocidad [ft/min]	582.7189
Caudal [SCFD]	278.7689	Caudal [SCFD]	184.7848
Densidad [lbm/ft ³]	2.5110	Densidad [lbm/ft ³]	2.5110

SOLUCIONES DE PROBLEMAS EN TORNO A LA SIMULACIÓN

Cuando se produce algún problema durante la simulación del Software SIDECOGAS (por ejemplo, si una simulación deja de funcionar o no responde), el software crea un informe de problemas para que el usuario detecte que está ocurriendo.

Los posibles reportes se muestran en la interfaz de dialogo del Software SIDECOGAS en la parte inferior de la ventana en la pestaña con el nombre "Mensaje".

Algunos de los posibles mensajes que puede arrojar el software.

- En el caso en la que la simulación no se efectuó correctamente. Emite el siguiente informe: "Ha ocurrido un problema en el bloque #". Para corregir usted se debe remitir al bloque referenciado en el mensaje y encontrar la posible falla de digitación de datos en función de las restricciones de propiedades del bloque.
- En el caso en que la simulación se efectúe correctamente el mostrara un mensaje: "Simulación Terminada a los tantos pasos. Ahora puede ver los resultados en cada objeto". Cuando usted se remita a mirar los resultados efectuados por la simulación puede que en algunos bloques no se hayan generado resultados, por lo cual se recomienda mirar si el diseño que simulo cumple con las características para las cuales el software trabaja y posteriormente mirar detenidamente todos los parámetros que le esta brindado a los componentes si son los adecuados.

Anexo C. Manual de instalación

Requerimientos Mínimos del Sistema

Sistema Operativo: Microsoft Windows 7/8/8.1

Memoria RAM: 2GB

Procesador: Intel de dos núcleos a 1,5 Ghz o AMD de dos núcleos a 2 GHz

Espacio Disponible en Disco: 100MB

Instalación

1. Copia la carpeta comprimida del programa, SIDECOGAS.zip en la carpeta que desees.
2. Dale clic derecho a la carpeta comprimida, y busca la opción “Extraer Aquí” (Extract Here) del gestor de archivos comprimidos instalado en el sistema.
3. Una vez terminada la descompresión, entra a la carpeta SIDECOGAS y ejecuta SimBlok.exe
4. Alternativamente, puedes abrir la carpeta comprimida con el gestor de archivos comprimidos instalado y darle clic en la opción “Extraer archivos en...” (Extract Files...) y seleccionar la carpeta donde deseas descomprimir el programa en el cuadro de diálogo que aparece.
5. No hay que realizar ninguna acción adicional. La carpeta descomprimida se puede copiar a DVDs, CDs, pendrives, etc., y el programa funcionara desde donde se ejecute porque es portable.

Anexo D. Datos técnicos de diámetros normalizados

Tabla D 1. Diámetros normalizados según ASME B.31.8

Diámetro nominal	Unidades inch		Cedula	Unidades mm	
	Diámetro Exterior	Espesor de la pared	No	Diámetro exterior	Espesor de la pared
0.125	0.405	0.068	40	10.3	1.73
0.125	0.405	0.095	80	10.3	2.41
0.25	0.54	0.088	40	13.7	2.24
0.25	0.54	0.119	80	13.7	3.02
0.375	0.675	0.091	40	17.1	2.31
0.375	0.675	0.126	80	17.1	3.20
0.5	0.840	0.109	40	21.3	2.77
0.5	0.840	0.147	80	21.3	3.73
0.5	0.840	0.188	160	21.3	4.78
0.75	1.050	0.113	40	21.3	2.87
0.75	1.050	0.154	80	21.3	3.91
0.75	1.050	0.219	160	21.3	5.56
1	1.315	0.133	40	33.4	3.38
1	1.315	0.154	80	33.4	4.55
1	1.315	0.250	160	33.4	5.35
1.25	1.660	0.140	40	42.2	3.56
1.25	1.660	0.191	80	42.2	4.85
1.25	1.660	0.250	160	42.2	6.35
1.5	1.900	0.145	40	48.3	3.68
1.5	1.900	0.200	80	48.3	5.08
1.5	1.900	0.281	160	48.3	7.14
2	2.375	0.154	40	60.3	3.91
2	2.375	0.218	80	60.3	5.54
2	2.375	0.344	160	60.3	8.74
2.5	2.875	0.203	40	73.0	5.16
2.5	2.875	0.276	80	73.0	7.01
2.5	2.875	0.375	160	73.0	9.53
3	3.500	0.216	40	88.9	5.49
3	3.500	0.300	80	88.9	7.62
3	3.500	0.438	160	88.9	11.13

Fuente: Norma ANSI b36.10-1979 American National standard for welded and seamless wrought steel pipe.

Anexo E. Factor de resistencia k en válvulas y accesorios

Tabla E 1. Factores de resistencia para válvulas.

Tipo de Válvula	Le/D
De Globo - Abierta por Completo	340
De Compuerta - Abierta por Completo	8
De Compuerta - 3/4 Abierta	35
De Compuerta - 1/2 Abierta	160
De Compuerta - 1/4 Abierta	900
Válvula de Angulo - Abierta por Completo	150
Válvula de Mariposa de 2 a 8 pulgadas	45
Válvula de Mariposa de 10 a 14 pulgadas	35
Válvula de Mariposa de 16 a 24 pulgadas	25
Retención de obturador ascendente	600
Retención de Disco Oscilante	100
Retención de Disco Oscilante (inclinada)	50
Retención de Disco Basculante (5°) de 2" a 8"	40
Retención de Disco Basculante (5°) de 10" a 14"	30
Retención de Disco Basculante (5°) de 16" a 48"	20
Retención de Disco Basculante (15°) de 2" a 8"	120
Retención de Disco Basculante (15°) de 10" a 14"	90
Retención de Disco Basculante (15°) de 16" a 48"	60
Retención y Cierre Recto (Directa 0°)	400
Retención y Cierre Recto (90°)	200
Retención y Cierre Angular (Directa 0°)	300
Retención y Cierre Angular (90°)	350
De Macho y Llaves	18
De Macho y Llaves 3 Entradas (Paso Directo)	30
De Macho y Llaves 3 Entradas (Paso por el Ramal)	90
De Verificación Tipo Giratorio	100
De Verificación Tipo Bola	150
De Pie con Colador Tipo Disco de Vástago	420
De Pie con Colador Tipo Disco de Bisagra	75

Fuente: CRANE Co. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios

Tabla E 2. Factores de resistencia para codos.

Tipo de Codo	Le/D
Codo a 90°	30
Codo a 90° de Radio Largo	20
Codo a 90° Roscado	50
Codo a 45°	16
Codo a 45° Roscado	26
Vuelta en Retorno	50

Fuente: CRANE Co. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios

Tabla E 3. Factores de resistencia para Te's.

Te	Le/D
Paso Directo	20
Paso por el Ramal	60

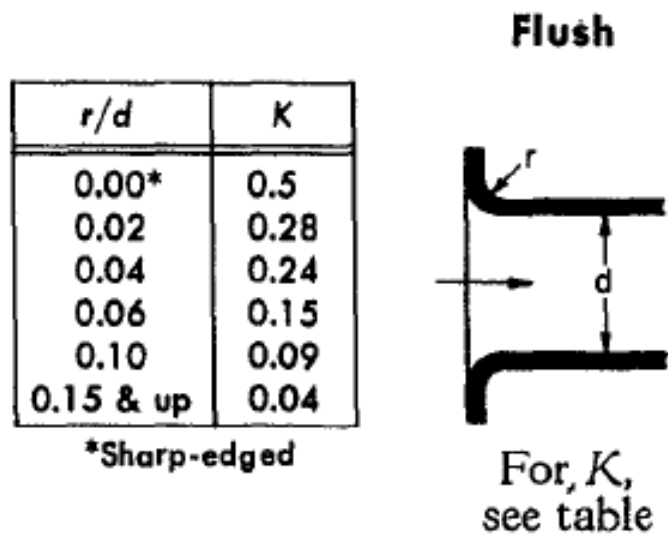
Fuente: CRANE Co. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios

Tabla E 4. Resistencia debida a la entrada y la salida de la tubería

Entradas y Salidas	K
Salida de Borde Agudo	1
Salida Reentrante	1
Salida Redondeada	1
Entrada Borde Agudo	0.5
Entrada Reentrante	0.78
Entrada Redondeada	Tabla
Curvaturas	Tabla

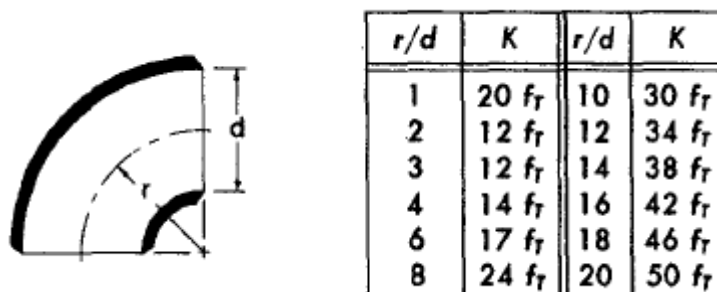
Fuente: CRANE Co. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios

Figura E 1. Entrada de tubería.



Fuente: CRANE Co. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios

Figura E 2. Curvas de tuberías.



Fuente: CRANE Co. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios

Anexo F. Factores de fricción de la tubería de acero

Tabla F 1. Datos de fricción de la tubería de acero comercial con flujo en zona de total turbulencia

D [in]	D [mm]	Ft
0,50	15	0,0270
0,75	20	0,0250
1,00	25	0,0230
1,25	32	0,0220
1,50	40	0,0210
2,00	50	0,0190
2,50	65	0,0180
3,00	80	0,0180
4,00	100	0,0170
5,00	125	0,0160
6,00	150	0,0150
8,00	200	0,0140
10,00	250	0,0140
12,00	300	0,0130
16,00	400	0,0130
18,00	450	0,0120
24,00	600	0,0120

Fuente: CRANE Co. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios

Anexo G. Mínima tensión de fluencia para acero y hierro

Tabla G 1. Mínima tensión de fluencia especificada para tubería de acero usada comúnmente en sistemas de ductos.

Especificación	Grado	Tipo (Nota 1)	SMYS,psi
ASTM A 53	TIPO F	BW	25000
ASTM A 53	A	ERW, S	30000
ASTM A 53	B	ERW, S	35000
ASTM A 106	A	S	30000
ASTM A 106	B	S	35000
ASTM A 106	C	S	40000
ASTM A 135	A	ERW	30000
ASTM A 135	B	ERW	35000
ASTM A 139	A	EFW	30000
ASTM A 139	B	EFW	35000
ASTM A 139	C	EFW	42000
ASTM A 139	D	EFW	46000
ASTM A 139	E	EFW	52000
ASTM A 333	1	S,ERW	30000
ASTM A 333	3	S,ERW	35000
ASTM A 333	4	S	35000
ASTM A 333	6	S,ERW	35000
ASTM A 333	7	S,ERW	35000
ASTM A 333	8	S,ERW	75000
ASTM A 333	9	S,ERW	46000
ASTM A 381	Clase Y-35	DSA	35000
ASTM A 381	Clase Y-42	DSA	42000
ASTM A 381	Clase Y-46	DSA	46000
ASTM A 381	Clase Y-48	DSA	48000
ASTM A 381	Clase Y-50	DSA	50000
ASTM A 381	Clase Y-52	DSA	52000
ASTM A 381	Clase Y-56	DSA	56000
ASTM A 381	Clase Y-60	DSA	60000
ASTM A 381	Clase Y-65	DSA	65000

Fuente: ASME b31.8 ed. 1999. Apéndice D pág. 126. Sistemas de Tubería para transporte y distribución de gas.

Tabla G 2. Propiedades de diseño para el hierro colado

DESIGNACION DEL MATERIAL (Número ASTM)	Grado	RESISTENCIA A LA FLUENCIA	
		PSI	Mpa
Hierro Dúctil A536-84	60 - 40 - 18	40000	276
	80 - 55 - 06	55000	379
	100 - 70 - 03	70000	483
	120 - 90 - 02	90000	621

Fuente: MOTT, Robert L., Diseño de elementos de máquinas, 4 ed. Apéndice A-14. 4

Anexo H. Catálogos de compresores

Tabla H 1. Catálogo resumido de compresores DRESSER RAND.

Model	Stroke in (mm)	Number of Cylinders	Nominal Rated Power hp	Max. Allowable Rod Load lbs. (KN)	Rated rpm	Rod Size
4.5A-VIP2	4.5	2	540	15400	1500	1.375
3.5A-VIP2	3.5	2	650	15400	1500	1.375
6B-VIP2	6	2	850	24200	1200	2
6C-VIP2	6	2	960	33000	1200	2
5B-VIP2	5	2	1062	24200	1500	2
4.5A-VIP4	4.5	4	1080	15400	1500	1.375
5C-VIP2	5	2	1200	33000	1500	2
3.5A-VIP4	3.5	4	1300	15400	1800	1.375
4C-VIP2	4	2	1440	33000	1800	2
7MOS2	7	2	1700	45000	1000	2.25
6B-VIP4	6	4	1700	24200	1200	2
6MOS2	6	2	1800	45000	1200	2.25
6C-VIP4	6	4	1920	33000	1200	2
5MOS2	5	2	1950	45000	1500	2.25
6HOS2	6	2	2000	60000	1200	2.5
5B-VIP4	5	4	2125	24200	1500	2
7HOS2	7	2	2200	60000	1000	2.5
5HOS2	5	2	2400	60000	1500	2.5
5C-VIP4	5	4	2400	33000	1500	2
7HOSS2	7	2	2800	75000	1000	2.88
4C-VIP4	4	4	2880	33000	1800	2
6HOSS2	6	2	3100	75000	1200	2.88
7MOS4	7	4	3400	45000	1000	2.25
6MOS4	6	4	3600	45000	1200	2.25
8.5BOS2	7	2	3650	90000	850	3.25
7.25BOS2	6	2	3750	90000	1000	3.25
5MSO4	5	4	3900	45000	1500	2.25
6HOS4	6	4	4000	60000	1200	2.5
5MSO6	5	6	4200	45000	1500	2.25

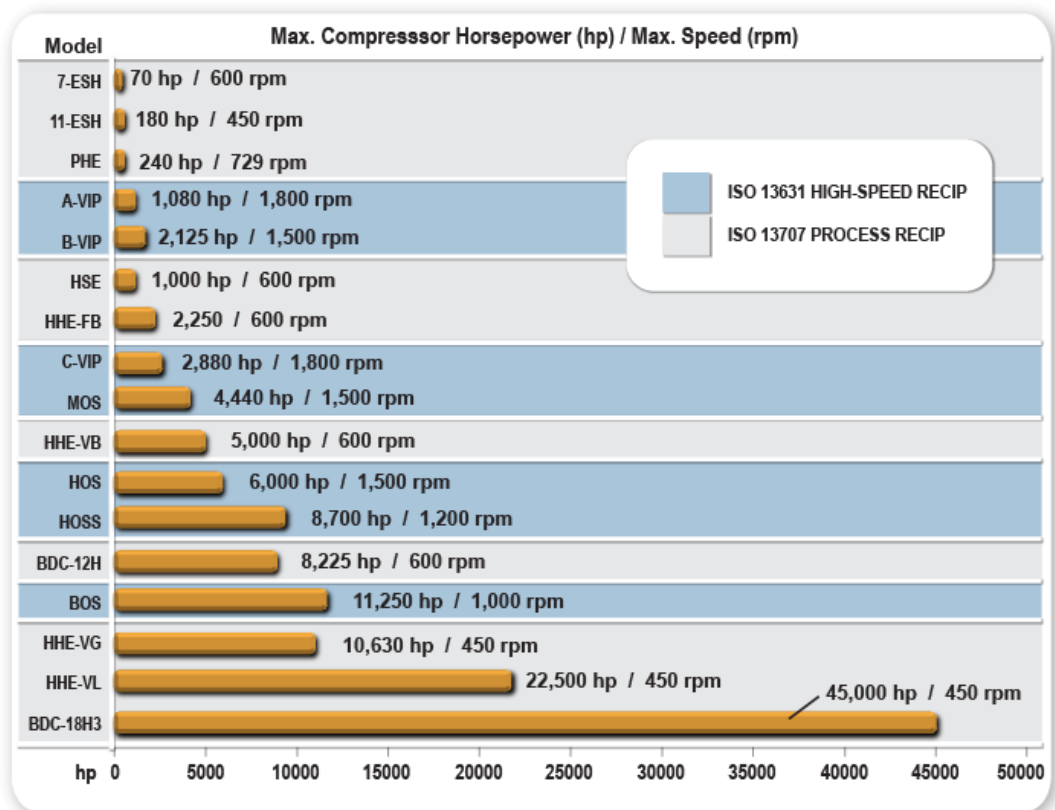
Fuente: Catálogos compañía DRESSER RAND, <http://www.dresser-rand.com/packager-and-parts-distributor-support-data/>

Tabla H 2. Catálogo resumido de compresores DRESSER RAND.
(Continuación).

Model	Stroke in (mm)	Number of Cylinders	Nominal Rated Power hp	Max. Allowable Rod Load lbs. (KN)	Rated rpm	Rod Size
6MOS6	6	6	4320	45000	1200	2.25
7HOS4	7	4	4400	60000	1000	2.5
7MOS6	7	6	4400	45000	1000	2.25
5HSO4	5	4	4800	60000	1500	2.5
7HOSS4	7	4	5600	75000	1000	2.88
7HOS6	7	6	6000	60000	1000	2.5
6HOS6	6	6	6000	60000	1200	2.5
6HOSS4	6	4	6200	75000	1200	2.88
5HSO6	5	6	7200	60000	1500	2.5
8.5BOS4	7	4	7300	90000	850	3.25
7.25BOS4	6	4	7500	90000	1000	3.25
7HOSS6	7	6	7800	75000	1000	2.88
6HOSS6	6	6	8700	75000	1200	2.88
8.5BOS6	7	6	10950	90000	850	3.25
7.25BOS6	6	6	11250	90000	1000	3.25

Fuente: Catálogos compañía DRESSER RAND, <http://www.dresser-rand.com/packager-and-parts-distributor-support-data/>

Figura H 1. Clasificación de los compresores de DRESSER RAND.



Fuente: Catálogos compañía DRESSER RAND, <http://www.dresser-rand.com/packager-and-parts-distributor-support-data/>