

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN - TACNA

Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica

REEMPLAZO DEL COMBUSTIBLE DIESEL B5 POR GAS
NATURAL DE UNA CALDERA ACUOTUBULAR
DE 700 HP A FIN DE MEJORAR LA
EFICIENCIA TÉRMICA

TESIS

Presentada por:

Bach. Walther Reneé Patricio Ancota

Para optar el Título Profesional de:

INGENIERO MECÁNICO

TACNA - PERÚ

2019

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN – TACNA

Facultad de Ingeniería

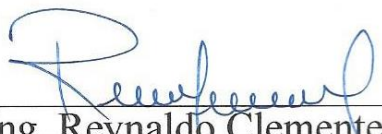
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica


**REEMPLAZO DEL COMBUSTIBLE DIESEL B5 POR GAS
NATURAL DE UNA CALDERA ACUOTUBULAR DE 700
HP A FIN DE MEJORAR LA
EFICIENCIA TÉRMICA**

Trabajo de tesis sustentado por el bachiller WALTHER RENEÉ
PATRICIO ANCOTA aprobado el 04 de octubre del 2019, el jurado
calificador estuvo integrado por:

PRESIDENTE : 
MSc. Edgardo Teófilo Valdez Cortijo

SECRETARIO : 
Dr. Jesús Plácido Medina Salas

VOCAL : 
Ing. Reynaldo Clemente Telles Ríos

ASESOR : 
Ing. Avelino Godofredo Pari Pinto

DEDICATORIA

A mi madre, por su enorme esfuerzo y confianza, los cuales se plasmaron en la culminación de mi carrera ingeniería mecánica y por la confianza que siempre ha tenido.

AGRADECIMIENTOS

A la primera persona que quiero agradecer es a mi asesor Ing. Avelino Pari Pinto, que sin su ayuda y conocimientos no hubiese sido posible realizar la investigación.

Además, quiero agradecer a mis compañeros de trabajo Roddy Infante Luna, José Luis Romero García y Omar Taco Flores, quienes siempre me apoyaron en los trabajos propuestos, así como lo aprendido durante mi estadía en ENGIE SA.

CONTENIDO

DEDICATORIA	II
AGRADECIMIENTOS	III
ÍNDICE DE TABLAS	XIV
ÍNDICE DE FIGURAS	XVIII
RESUMEN	XXII
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	5
1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	5
1.1.1 Antecedentes del problema	5
1.1.2 Problemática de la investigación	6
1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	6
1.2.1 Interrogante general	6
1.2.2 Interrogantes específicas	6
1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	7
1.3.1 Justificación social	7
1.3.2 Justificación económica	7
1.3.3 Justificación ambiental	7
1.4 ALCANCES Y LIMITACIONES	8
1.4.1 Alcances	8
1.4.2 Limitaciones	9

1.5 OBJETIVOS	9
1.5.1 Objetivo general	9
1.5.2 Objetivos específicos	9
1.6 HIPÓTESIS	10
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO	11
2.1 ANTECEDENTES DE ESTUDIO	11
2.2 TEORÍA DE COMBUSTIBLE	14
2.2.1 Definición del combustible	14
2.2.2 Clasificación de los combustibles	15
2.2.2.1 Combustible sólido	16
2.2.2.2 Combustible líquido	17
2.2.2.3 Combustible gaseoso	21
2.2.3 Propiedades del combustible	26
2.2.3.1 Poder calorífico	26
2.2.3.2 Peso específico	28
2.2.3.3 Densidad	28
2.2.3.4 Densidad relativa	28
2.2.3.5 Calor específico	30
2.2.3.6 Contenido de azufre	30
2.2.4 Precio del combustible en la industria	31
2.2.4.1 Precios del combustible Diesel B5	31

2.2.4.2	Precios del combustible gas natural	32
2.2.5	Sistema de suministro del combustible Diesel B5	34
2.2.6	Sistema de suministro del combustible gas natural	35
2.2.6.1	Acometida	36
2.2.6.2	Tubería de conexión	37
2.2.6.3	Estación de regulación de presión y medición primaria (ERPMP)	37
2.2.6.4	Tubería de red interna	38
2.2.6.5	Estación de regulación de presión secundaria (ERPS)	45
2.2.6.6	Tren de válvulas para gas	47
2.3	TEORÍA DE COMBUSTIÓN	48
2.3.1	Definición de la combustión	48
2.3.2	Triángulo de la combustión	50
2.3.3	Tipos de combustión	51
2.3.3.1	Combustión completa	51
2.3.3.2	Combustión incompleta	52
2.3.3.3	Combustión teórica o estequiométrica	52
2.3.3.4	Combustión real con exceso de aire	53
2.4	TEORÍA DE TERMODINÁMICA	54
2.4.1	Principio de la conservación de la energía	54

2.4.2 Principio de la conservación de masa y energía de sistemas estacionarios	55
2.4.3 Temperatura de flama adiabática	55
2.4.3.1 Tamaño de llama	57
2.5 TEORÍA DE CALDERAS	58
2.5.1 Definición de la caldera	58
2.5.2 Clasificación de calderas	59
2.5.2.1 Caldera pirotubular	60
2.5.2.2 Caldera acuotubular	61
2.5.3 Partes principales de la caldera	64
2.5.3.1 Hogar de caldera	64
2.5.3.2 Paredes de agua	66
2.5.3.3 Domo de vapor (Domo superior)	67
2.5.3.4 Domo de agua (Domo inferior)	68
2.5.3.5 Sobrecalentador	69
2.5.3.6 Desareador o desgasificador	70
2.5.3.7 Economizador	72
2.5.3.8 Chimenea	74
2.6 TEORÍA DE QUEMADOR	74
2.6.1 Definición de quemador	74
2.6.2 Funciones del quemador	75

2.6.3	Clasificación de quemadores	76
2.6.3.1	Quemadores para combustibles líquidos	77
2.6.3.2	Quemadores para combustibles gaseosos	79
2.6.3.3	Quemador mixto	82
2.7	TEORÍA DEL DESARROLLO DE EFICIENCIA TÉRMICA	82
2.7.1	Balance de masa	83
2.7.1.1	Análisis del aire	83
2.7.1.2	Análisis del combustible	84
2.7.1.3	Balance de agua y vapor	85
2.7.1.4	Balance de masa en la combustión	85
2.7.2	Balance de energía	92
2.7.2.1	Ecuación de la conservación de la energía	92
2.7.2.2	Calor aprovechable	94
2.7.2.3	Ganancias de energía	95
2.7.2.4	Pérdidas de energía	97
2.7.2.5	Eficiencia térmica del generador de vapor	99
2.7.2.6	Capacidad de generación de vapor	99
2.7.2.7	Flujo de gases de combustión del combustible	99
2.8	DEFINICIÓN DE TÉRMINOS	100
2.8.1	Mol	100
2.8.2	Fracción molar	101

2.8.3	Entalpia	101
2.8.4	Entalpia de formación	101
2.8.5	Transferencia de calor	102
2.8.6	Conducción	102
2.8.7	Convección	103
2.8.8	Radiación	103
2.8.9	Elementos de una estación de regulación de presión a gas	103
CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO		107
3.1	TIPO Y NIVEL DE INVESTIGACIÓN	107
3.1.1	Tipo de investigación	107
3.1.2	Nivel de investigación	108
3.2	POBLACIÓN Y MUESTRA	108
3.3	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS	108
3.4	PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS DE DATOS	109
CAPÍTULO IV: RESULTADOS		110
4.1	CARACTERIZACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DEL CALDERO ACUOTUBULAR DE 700 HP	110
4.1.1	Funciones del caldero acuotubular	110
4.1.2	Características de funcionamiento del caldero acuotubular	112

4.2 CÁLCULO DE EFICIENCIA TÉRMICA DEL CALDERO CON COMBUSTIBLE DIESEL B5	115
4.2.1 Balance de masa	116
4.2.1.1 Análisis de aire	116
4.2.1.2 Análisis del Diesel B5	117
4.2.1.3 Balance de masa del agua-vapor	117
4.2.1.4 Balance de masa de combustión	118
4.2.2 Balance de energía	123
4.2.2.1 Calor aprovechable	123
4.2.2.2 Ganancias de energía	123
4.2.2.3 Pérdidas de energía	124
4.2.2.4 Flujo de combustible	126
4.2.2.5 Eficiencia térmica del generador de vapor	127
4.2.2.6 Capacidad de generación de vapor	127
4.2.2.7 Flujo de gases de combustión del Diesel B5	128
4.2.2.8 Cálculo de la dimensión de la llama	128
4.3 CÁLCULO DE EFICIENCIA TÉRMICA DEL CALDERO CON COMBUSTIBLE GAS NATURAL	129
4.3.1 Balance de masa	130
4.3.1.1 Análisis de aire	130
4.3.1.2 Análisis del gas natural	130

4.3.1.3	Balance de masa del agua-vapor	130
4.3.1.4	Balance de masa de combustión	131
4.3.2	Balance de energía	136
4.3.2.1	Calor aprovechable	136
4.3.2.2	Ganancias de energía	136
4.3.2.3	Pérdidas de energía	137
4.3.2.4	Flujo de combustible	142
4.3.2.5	Eficiencia térmica del generador de vapor	143
4.3.2.6	Capacidad de generación de vapor	143
4.3.2.7	Flujo de gases de combustión del gas natural	143
4.3.2.8	Cálculo de la dimensión de la llama	144
4.4	INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE SUMINISTRO DE GAS NATURAL	
		145
4.4.1	Tubería de conexión	148
4.4.2	Estación de regulación de presión y medición primaria (ERPMP)	
		148
4.4.3	Sistema de tuberías principales	151
4.4.4	Estación de regulación de presión secundaria	153
4.4.5	Sistema de combustión para gas natural	155
4.4.5.1	Tren de válvulas de gas natural	155
4.4.5.2	Quemador del gas natural	156

4.4.6	Diseño y dimensionamiento del sistema de tuberías	158
4.4.6.1	Dimensionamiento de tubería gas natural	159
	CAPÍTULO V: EVALUACIÓN ECONÓMICA	162
5.1	COSTOS	163
5.1.1	Costo de consumo de combustible	163
5.1.1.1	Consumo de combustible	163
5.1.1.2	Costo del combustible	164
5.1.2	Costo de operación	166
5.1.3	Costo de mantenimiento	167
5.1.3.1	Costo de mano de obra por mantenimiento	167
5.1.3.2	Costo por manejo de inventario del combustible	168
5.1.3.3	Costo por monitoreo ambiental	169
5.1.4	Inversión económica del proyecto de reemplazo de combustible	170
5.2	ANÁLISIS ECONÓMICO	171
5.2.1	Valor actual neto (VAN)	173
5.2.2	Tasa interna de retorno (TIR)	174
5.2.3	Tiempo de recuperación de la inversión	175
	CAPÍTULO VI: ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS	176
6.1	ANÁLISIS DE RESULTADOS	176
6.1.1	Eficiencia térmica	176

6.1.2	Balance de masa	178
6.1.3	Balance de energía	183
6.1.4	Ahorro por reemplazo de combustible	185
6.2	DISCUSIÓN DE RESULTADOS	186
6.2.1	Discusión de la investigación	186
6.2.1.1	Prueba de hipótesis	187
6.2.2	Discusión global de la investigación	188
	CONCLUSIONES	189
	RECOMENDACIONES	191
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	193
	ANEXOS	197

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Comparación de resultados - caldero Cleaver Brooks de 400 BHP	11
Tabla 2.	Comparación de resultados - caldero 500 BHP	12
Tabla 3.	Comparación de resultados - caldero Distral de 300 BHP	13
Tabla 4.	Comparación de resultados - caldero Cleaver Brooks de 150 BHP	14
Tabla 5.	Clasificación de combustibles industriales	15
Tabla 6.	Composición del Diesel B5 $C_{12}H_{26}$	18
Tabla 7.	Propiedades del Diesel B5	19
Tabla 8.	Aplicaciones del gas natural	23
Tabla 9.	Composición del gas natural	24
Tabla 10.	Propiedades del gas natural	25
Tabla 11.	Poder calorífico de los combustibles	27
Tabla 12.	Grados API de combustibles líquidos (15,6 °C)	29
Tabla 13.	Precios del combustible Diesel B5 de las centrales térmicas	31
Tabla 14.	Precios del combustible gas natural de las centrales térmicas	33

Tabla 15.	Material de la tubería en función de su ubicación	39
Tabla 16.	Espesor mínimo de tubería de acero	42
Tabla 17.	Espesor mínimo de tubería de polietileno	42
Tabla 18.	Espesor mínimo de tubería de cobre	43
Tabla 19.	Distancia mínima entre tuberías que conduce gas natural y tubería de otros servicios	44
Tabla 20.	Técnica para las uniones de tuberías	45
Tabla 21.	Peso atómico y moleculares de los elementos de combustión	50
Tabla 22.	Índice de aire o coeficiente de exceso de aire	53
Tabla 23.	Dimensión del Domo de vapor - agua	69
Tabla 24.	Características de tubos de caldera	69
Tabla 25.	Características del desareador	71
Tabla 26.	Características del economizador APIN	72
Tabla 27.	Características del quemador	76
Tabla 28.	Composición del aire estándar	83
Tabla 29.	Datos del caldero considerado para estudio	108
Tabla 30.	Régimen de funcionamiento del caldero	112
Tabla 31.	Superficie de calefacción del caldero	112
Tabla 32.	Dimensión y peso del caldero	113

Tabla 33.	Datos de diseño y funcionamiento de la caldera-Diesel B5	115
Tabla 34.	Datos de diseño y funcionamiento de la caldera-gas natural	129
Tabla 35.	Entalpías de formación y referencia estándar del gas natural	138
Tabla 36.	Características de diseño de la tubería de conexión	148
Tabla 37.	Características de diseño de la ERPMP	149
Tabla 38.	Características de diseño del sistema de tuberías principal	151
Tabla 39.	Características de diseño de la ERPS	153
Tabla 40.	Características de diseño del tren de válvulas	155
Tabla 41.	Especificación del quemador modelo 800	157
Tabla 42.	Tramo desde la válvula de servicio y la ERPMP	161
Tabla 43.	Tramo de la instalación interna entre las dos etapas de regulación (ERPMP – ERPS)	161
Tabla 44.	Consumo de combustible	164
Tabla 45.	Comparación del gasto en consumo de combustible	166
Tabla 46.	Ahorro generado por el cambio de combustible en relación a las propiedades del gas natural	169

Tabla 47. Costo de inversión para la conversión de la planta a gas natural	170
Tabla 48. Análisis de resultados de costos por reemplazo de combustible	172
Tabla 49. Comparación de eficiencias térmicas	177
Tabla 50. Flujos másicos del generador de vapor (Diesel B5 y gas natural)	179
Tabla 51. Flujos volumétricos del generador de vapor (Diesel B5 y gas natural)	180
Tabla 52. Análisis energético general del generador de vapor (Diesel B5 y gas natural)	184
Tabla 53. Ahorro mensual y anual por el reemplazo de combustible	185

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.	Imagen satelital ubicación de la Central Térmica Ilo 1 – ENGIE	8
Figura 2.	Estructura del suministro del gas natural en el Perú	22
Figura 3.	Poder calorífico de los combustibles	27
Figura 4.	Calor específico de los gases de combustión respecto a la temperatura	30
Figura 5.	Componentes del precio del gas de Camisea	32
Figura 6.	Precio de los combustibles en el Perú (Centrales Térmicas)	33
Figura 7.	Esquema sistema suministro del combustible Diesel B5	34
Figura 8.	Esquema del circuito de suministro de gas natural a una caldera	36
Figura 9.	Distancia entre tuberías que conducen gas natural y otros servicios	44
Figura 10.	Estación de regulación de presión secundaria	46
Figura 11.	Componentes del tren de válvulas del gas natural	47
Figura 12.	Proceso de combustión de un flujo estacionario	49
Figura 13.	Triángulo de combustión	51
Figura 14.	Temperatura flama adiabática en cámara de combustión	56

Figura 15.	Indicativo de la longitud de la flama	57
Figura 16.	Caldero acuotubular marca API de 700 HP (Isométrico)	58
Figura 17.	Esquema de un caldero acuotubular	59
Figura 18.	Caldera pirotubular	60
Figura 19.	Caldera acuotubular	61
Figura 20.	Caldera de tubos horizontales rectos	62
Figura 21.	Calderas de tubos curvados tipo A, tipo D y tipo O	63
Figura 22.	Hogar del caldero	64
Figura 23.	Vista de corte del hogar de una caldera acuotubular	65
Figura 24.	Paredes de un caldero acuotubular	67
Figura 25.	Parte interna de un domo superior	68
Figura 26.	Domo de vapor	68
Figura 27.	Partes del desareador	71
Figura 28.	Indicativo de Incremento de rendimiento de economizador	73
Figura 29.	Vista exterior e interior del economizador APIN	73
Figura 30.	Quemador Johnson Modelo FD68 – Diesel 2	76
Figura 31.	Quemador de una etapa (on-off) Diesel 2	77
Figura 32.	Quemador de doble llama Diesel 2	78
Figura 33.	Quemador modulante de Diesel 2	79
Figura 34.	Quemador de una etapa a gas natural	80

Figura 35. Quemador de dos etapas de gas	81
Figura 36. Quemador modulante de gas natural	81
Figura 37. Quemador mixto de gas/gasóleo de dos etapas	82
Figura 38. Esquema del medidor tipo turbina de gas natural	104
Figura 39. Esquema del regulador de presión de gas natural	104
Figura 40. Filtro de gas natural	105
Figura 41. Esquema de válvula de bola flotante	106
Figura 42. Esquema de válvula de alivio de presión	106
Figura 43. Esquema del sistema de vapor de 1 241 kPa	111
Figura 44. Caldera APIN de 700 HP	113
Figura 45. Ventana de operación del caldero auxiliar con combustible Diesel B5	114
Figura 46. Vista de componentes del sistema suministro gas natural	146
Figura 47. Diagrama de flujo de la Instalación interna de gas natural	147
Figura 48. Diagrama de procesos e instrumentación de ERPMP - gas natural	150
Figura 49. Plano de isométrico de la línea principal - gas natural	152
Figura 50. Diagrama de procesos e instrumentación de ERPS - gas natural	154

Figura 51. Diagrama de procesos e instrumentación del tren de válvulas de gas natural	156
Figura 52. Quemador mixto de 800 HP ST Johnson FD68	158
Figura 53. Variación de inversión del proyecto	175
Figura 54. Eficiencia térmica del caldero con Diesel B5 y gas natural	177
Figura 55. Flujo másico de gases de combustión de los combustibles	178
Figura 56. Flujo volumétrico de gases de combustión de los combustibles	181
Figura 57. Flujo de combustible y aire del Diesel B5 y gas natural	182
Figura 58. Ahorro generado por reemplazo de combustible	186

RESUMEN

La presente investigación realizada tiene como objetivo principal reemplazar el combustible de Diesel B5 por gas natural de un caldero acuatubular de 700 HP, con el fin de mejorar su eficiencia térmica y por consiguiente este reemplazado de combustible tendrá ventajas positivas como la reducción de los gases de combustión y en especial el dióxido de carbono (CO_2), la reducción de costo de combustible, costo de operación y mantenimiento del caldero, siendo factible la inversión del proyecto de instalación de un sistema de combustible a gas natural que es beneficioso para la empresa y la población por sus ventajas económicas y ambientales.

El autor del presente trabajo se propone a realizar el reemplazo de combustible en la empresa eléctrica ENGIE S.A., como modelo para la implementación en todos los equipos que generen vapor en la Central Térmica, debido a que la empresa no cuenta con un modelo de investigación para el desarrollo y la aplicación del reemplazo de combustible. Se considera al caldero como un equipo crítico de generación de vapor ya que proporciona vapor a los procesos auxiliares de la Central Térmica y a Fundación. Se recopiló información y datos de operación del caldero trabajando con Diesel B5 proporcionado por la

empresa, la cual se desarrolló por el balance de masa y energía del combustible y se obtuvo una eficiencia térmica de 89,2 %. Posteriormente, se procede a desarrollar la eficiencia térmica del caldero con gas natural en base a las características del combustible, mediante los siguientes pasos:

- Caracterización del funcionamiento del caldero acuotubular.
- Planteamiento y desarrollo del balance de masa y energía del combustible.
- Descripción de la instalación del sistema de suministro del gas natural para el caldero.

Por los resultados obtenidos se determinó la gran importancia y representatividad que tiene el reemplazo de combustible al caldero para una generación de vapor eficiente de la Central Térmica de Ilo1 de la empresa eléctrica ENGIE S.A. La investigación, aplicando este cambio de combustible de Diesel B5 a gas natural, incrementó una eficiencia térmica del 93,3 % y redujo los costos de consumo de combustible, operación y mantenimiento anual en 686 772,54 US\$.

INTRODUCCIÓN

Actualmente en las ciudades de Lima e Ica se benefician de este combustible como el gas natural por sus ventajas económicas y ambientales que posee con respecto a otros combustibles hidrocarburos, lo mayores consumidores de este combustible son las empresas de generación de energía y en general el sector industrial por el rendimiento, bajo precio, fácil combustión y reducción de procesos que brinda el gas natural. Se tiene actualmente Centrales Térmicas y calderas en Ilo y Mollendo, que se construyeron con el fin de trabajar con gas natural, por el proyecto del gaseoducto sur peruano que beneficiará la zona sur Mollendo y Ilo. Teniendo estas ventajas favorables del gas natural se decide realizar cambio de combustible del caldero para producir vapor a un alto rendimiento y un bajo costo.

El reemplazo de combustible consiste en caracterizar el funcionamiento de la caldera dentro de las Instalaciones, después realizar un análisis del aire y del combustible, posterior a ello realizar un balance de masa y energía del aire y combustible para la determinación de las ganancias y pérdidas de energía que se tiene en el caldero, con la finalidad de desarrollar la eficiencia térmica. Después se realiza la

instalación del sistema de suministro de gas natural y el quemador mixto para la producción de vapor del caldero con gas natural.

Mediante la aplicación de este cambio de combustible se busca aumentar la eficiencia térmica del caldero en las operaciones de la empresa ENGIE S.A. – Central Térmica Ilo1.

A lo largo de esta investigación se realizó el esfuerzo por descubrir cómo este trabajo de investigación puede y debe ser una parte integral de cualquier empresa de generación de vapor y aplicarlo en sus instalaciones. El presente trabajo de investigación tiene como finalidad servir como guía en la aplicación del reemplazo de combustible en un caldero.

La presente investigación se ha estructurado en seis capítulos que a continuación se detallan:

En el capítulo I se presenta la descripción del problema, formulación del problema, justificación de la investigación, alcances y limitaciones del trabajo, los objetivos y la hipótesis.

El capítulo II expone el fundamento teórico necesario para el desarrollo de reemplazo de combustible del caldero, considerando los

siguientes temas: combustibles, combustión, termodinámica, calderas, quemadores, eficiencia térmica.

En el capítulo III se plantea la metodología empleada, donde se da el tipo y nivel de investigación, población y muestra del caldero, técnicas de recolección de datos y análisis de datos para el desarrollo de los objetivos.

En el capítulo IV se describe la caracterización del funcionamiento de la caldera para el soporte de la investigación, se realiza el proceso de cálculo de la eficiencia térmica de los dos combustibles por el método de balance de masas y energía, luego se presenta los criterios de diseño para la instalación del sistema de suministro de gas natural y el quemador.

El capítulo V corresponde a una evaluación económica, comparando los costos generados por los combustibles y un análisis económico si es factible el proyecto de inversión de reemplazo de combustible.

En el capítulo VI se discuten los resultados obtenidos y se contrasta la hipótesis planteada.

Finalmente, se presentan las conclusiones sobre la investigación e implementación del presente trabajo y las recomendaciones que se deben tener en cuenta.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

1.1.1 Antecedentes del problema

La empresa ENGIE S.A. en el 2013 en la Central Termoeléctrica Ilo 1 adquirió un caldero acuotubular con potencia de 700 HP para la producción de vapor para los procesos auxiliares de la Central Térmica y suministro de vapor auxiliar a SCC (Southern Copper Corporation).

El caldero acuotubular con potencia de 700 HP tiene como combustible el Diesel B5 para la generación de vapor, no cuentan con un sistema de combustible a gas natural.

Para la producción de vapor se tiene un alto consumo de combustible en las calderas, también se tiene un baja eficiencia térmica y emisiones tóxicas en los gases de combustión de la caldera.

Se confirma la insatisfacción de la empresa ENGIE S.A., debido a un bajo rendimiento térmico de la caldera por el combustible utilizado actualmente el Diesel B5, incidiendo en la productividad.

Actualmente se tiene Centrales Termoeléctricas de ciclo simple, dual (Diesel B5 y gas natural) en Ilo y Mollendo, las cuales en una primera etapa operaron con Diesel B5, para luego utilizar gas natural por sus ventajas del combustible.

1.1.2 Problemática de la investigación

Principal problema de la empresa es la falta de implementación de un sistema de combustible de gas natural para incrementar la eficiencia térmica de la caldera.

1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

1.2.1 Interrogante general

¿Con el reemplazo del combustible Diesel B5 por gas natural de un caldero acuotubular de 700 HP, se aumentará la eficiencia térmica?

1.2.2 Interrogantes específicas

¿Se puede demostrar los beneficios de un caldero al reemplazar el combustible Diesel B5 por gas natural?

¿Reducirá el costo de consumo de combustible al reemplazar el Diesel B5 por gas natural?

¿Cómo realizar la toma de datos para hallar rendimiento térmico del caldero?

1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

1.3.1 Justificación social

La población se beneficiará con la ejecución del proyecto de conversión de combustible del caldero que generará empleos directos e indirectos.

Se dará oportunidad laboral a la población local para la operación y mantenimiento de los calderos a gas natural.

Se dará capacitación a la población sobre el funcionamiento y los aspectos positivos que tiene un caldero a gas natural con respecto a otros calderos de diferente combustible.

1.3.2 Justificación económica

Reducirá el costo de consumo de combustible.

Reducción de los costos de mantenimiento del caldero.

Reducción de costos de manejo, almacenamiento y transporte de combustible.

1.3.3 Justificación ambiental

Disminución de los niveles de emisiones tóxicas en los gases de combustión de la caldera.

Cumplimiento de las normas ambientales por el bajo impacto ambiental.

1.4 ALCANCES Y LIMITACIONES

1.4.1 Alcances

Este trabajo de investigación se realizó en un caldero auxiliar acuotubular que está ubicado en el departamento de Moquegua, provincia de Ilo y distrito de Pacocha.

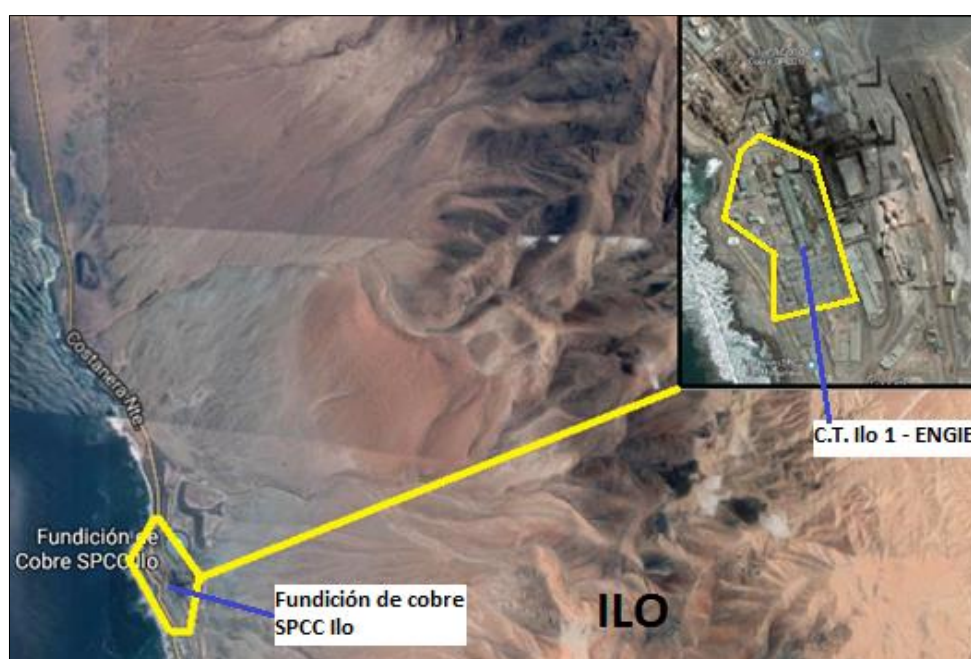


Figura 1. Imagen satelital ubicación de la Central Térmica Ilo 1 – ENGIE.

Fuente: Elaboración propia.

La ciudad de Ilo está situada a 50 msnm. La ubicación del caldero auxiliar de la Central Térmica de Ilo 1, se encuentra ubicada en los interiores de la Fundición – SCC (Southern Copper Corporation).

1.4.2 Limitaciones

Las limitaciones que se presentaron en la presente investigación:

- Las condiciones climáticas con el que tuvo que operar el equipo trabajo a 50 msnm.
- Demora del área logística en la gestión de adquisición de repuestos y materiales.

1.5 OBJETIVOS

1.5.1 Objetivo general

- Reemplazar el combustible Diesel B5 por gas natural en un caldero acuotubular con potencia de 700HP a fin mejorar la eficiencia térmica.

1.5.2 Objetivos específicos

- Caracterizar el funcionamiento del caldero acuotubular para que brinde criterio de soporte para el trabajo de investigación.
- Determinar los parámetros para el desarrollo de la eficiencia térmica mediante un cálculo termodinámico y consumo de combustible de la caldera con Diesel B5.
- Determinar los parámetros para el desarrollo de la eficiencia térmica mediante un cálculo termodinámico y consumo de combustible de la caldera con gas natural.

- Describir el proceso de reemplazo del sistema de combustible del caldero que funciona a Diesel B5 por gas natural.

1.6 HIPÓTESIS

Mediante el reemplazo del combustible Diesel B5 por gas natural se aumentará la eficiencia térmica de la caldera acuotubular.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES DE ESTUDIO

Se realizó el informe por (Hugo Vásquez, 2006). De análisis de cambio de combustible en calderas a gas natural, por la gran eficiencia que tiene en la combustión, disminución de costo de mantenimiento y reducción del impacto ambiental. Realizó un análisis a la caldera de 4 pasos Cleaver Brooks de 400 BHP (caballos de fuerza de caldera) de potencia, incrementado la eficiencia de combustión como se muestra en la siguiente tabla de resultados por la conversión de combustible de R500 por gas natural.

Tabla 1

Comparación de resultados - caldero Cleaver Brooks de 400 BHP

	Residual R500	Gas Natural	Residual R500	Gas Natural
	Carga mínima	Carga mínima	Carga máxima	Carga máxima
O ₂	4,6	3,9	4,1	2,8
CO ₂	12,4	9,5	12,8	10,1
CO ppm	10	0	17	0
SO ₂ ppm	349	1	431	0
NO _x ppm	263	48	298	54
T° gases	185	196,7	215	202
Eficiencia de Comb.	81,8	91,1	80,3	91,6

Fuente: Hugo Vásquez, 2016.

Se realizó la tesis por (Sixto Meléndez, 2006), de la UNI (Universidad Nacional de Ingeniería) de "Conversión a gas natural seco

de una caldera pirotubular con potencia de 500 BHP que trabaja con Diesel-2” para su incremento de rendimiento térmico, aportar una energía económica, versátil, segura y ecológica, con el fin de reemplazar paulatinamente a otros equipos con diferentes combustibles líquido. Para la realización de estos objetivos mencionados se realizó estudios comparativos de los combustibles, evaluación económica, desarrollo de la eficiencia térmica, cambio de quemador y alimentación de gas. Los objetivos logrados fueron: un incremento de eficiencia de combustión y un ahorro en el pago de consumo de combustible, como muestra la siguiente tabla de comparaciones de los combustibles:

Tabla 2

Comparación de resultados - caldero 500 BHP

	Diesel N°2	Gas Natural
Gasto combustible US\$/mes	3 763,2	1 923,9
Ahorro en facturación mensual		1 839,3

Fuente: Sixto Meléndez, 2006.

Según (Alfredo Tello, 2011), realizó el trabajo de investigación “Ventajas de la sustitución del petróleo residual por gas natural en calderas industriales: caso de la industria textil”, realizó este informe por los beneficios reales obtenidos en una planta industrial textil por el cambio en el uso de petróleo industrial por gas natural; estos beneficios incluyen el ahorro económico por el menor precio del gas por unidad energética, eficiencia de combustión, disminución en los costos de mantenimiento y la

reducción de las emisiones contaminantes al medio ambiente; para lograr estos objetivos se evaluó en forma directa el proceso de combustión en calderas de vapor y posteriormente se realizó una descripción comparativa de las características de los dos combustibles evaluados como muestra la siguiente Tabla:

Tabla 3

Comparación de resultados - caldero Distral de 300 BHP

Caldera Distral 300 BHP	Petróleo industrial N° 6	Gas Natural
O ₂ (% Vol.)	3,4	4,1
CO (ppm)	311	0,7
CO ₂ (% Vol.)	13,2	9,5
NOX (ppm)	190	45
Temp. Amb. (°C)	34	28
Temp. Salida (°C)	293	183
Exc. Aire (% Vol.)	19	24
Eficiencia (%)	82,5	83,4
Gasto combustible US\$/mes	16 365	8 581

Fuente: Alfredo Tello, 2011.

Según (Nelson López, 2011), realizó la tesis de “Estudio técnico económico de la sustitución de combustibles líquidos por gas natural”. Este trabajo tiene como finalidad demostrar las ventajas económicas, ambientales y de seguridad que adquieren los empresarios industriales al reemplazar con gas natural sus equipos térmicos que consumen combustibles líquidos aparte de permitir el ingreso de una nueva tecnología que permite un ahorro de energía de todo el sistema”, se desarrolló este proyecto por ahorro de costos, por el reemplazo de

combustibles líquidos por el gas natural, ventajas ambientales y de seguridad de sus operación. Para lograr los objetivos planteados se realizó el cálculo y determinación de consumo de energía y la instalación de un sistema de suministro de gas natural para el caldero de vapor Cleaver Brooks de 150 BHP, sus resultados fueron los siguientes:

Tabla 4

Comparación de resultados - caldero Cleaver Brooks de 150 BHP

Caldera Cleaver Brooks 150 BHP	Diesel 2	Gas Natural
Kg CO ₂ /h	388,44	295,63
Kg SO ₂ /h	0,80	0,0014
Kg MP/h	0,036	0,02
Eficiencia (%)	85	95
Gasto combustible US\$/mes	32 657,91	8 375,82
Costo de operación y mantenimiento US\$/mes	254	37,5

Fuente: Nelson López, 2011.

2.2 TEORÍA DE COMBUSTIBLE

2.2.1 Definición del combustible

Combustible es cualquier material que puede quemarse para liberar energía. La mayoría de los combustibles conocidos se componen principalmente de hidrógeno y carbono. Reciben el nombre de combustibles hidrocarburos y se denotan por la fórmula general C_mH_n . Los combustibles hidrocarburos existen en todas las fases, y algunos son el carbón, la gasolina y el gas natural. (Cengel & Boles, 2009, p.768)

Los combustibles generan calor mediante la existencia de tres elementos químicos en su composición: carbono, hidrógeno y azufre. De estos, el azufre tiene menor importancia como fuente de calor, pero gran importancia en cuanto a problemas de contaminación en el ambiente y corrosión de la caldera.

La característica más importante del combustible es el poder calorífico, el cual se define como la cantidad de calor liberado cuando un combustible se quema por completo en un proceso de flujo estacionario y los productos vuelven al estado de los reactivos. (Cengel & Boles, 2009)

2.2.2 Clasificación de los combustibles

Los combustibles utilizados en la industria pueden clasificarse en tres tipos según se indica en la Tabla 5:

Tabla 5
Clasificación de combustibles industriales

Sólidos		Líquidos	Gaseosos		
Naturales	Artificiales	Derivados del petróleo	Gas Natural	GLP	Gases artificiales
Madera y residuos vegetales	Coques	Gasóleo		Propano	Gas pobre
Turbas	Aglomerados, briquetas	Fuel - Oil		Butano	Gas de agua
Lignitos	Carbón Vegetal			Residuales	Gas de horno alto
Hullas					
Antracitas					

Fuente: Combustible y su combustión, 1983.

2.2.2.1 Combustible sólido

Las principales características de los combustibles sólidos están referidas al poder calorífico, el contenido de material volátil, contenido de cenizas, contenido de humedad, temperatura de fusión de las cenizas, granulometría y características aglomerantes del sólido.

Los combustibles sólidos son usados pulverizados y transportados por aire, en otros casos el sólido es llevado por bandas transportadoras y quemado en parrillas que pueden ser fijas o móviles.

Si los combustibles sólidos están en suspensión y lechadas; el carbón mediante la adición de tenso activos y mezclado con agua o hidrocarburos forma una emulsión o lechada que facilita su transporte manejándose como si fuera un líquido.

El proceso de combustión de un sólido está dividido en cuatro períodos o fases:

- Secado del combustible
- La volatilización
- Inicio y desarrollo de la combustión
- Residuos de la combustión

El uso de combustibles sólidos requiere una mayor inversión para el almacenamiento, preparación, manejo y transporte del combustible, pero a su vez su costo es mucho más bajo que los combustibles líquidos y gaseosos.

2.2.2.2 Combustible líquido

Los principales combustibles líquidos se hacen mediante la destilación fraccionada del petróleo crudo, que es una mezcla de hidrocarburos y derivado de ellos, pueden contener azufre en grandes cantidades, nitrógeno, oxígeno, vanadio, níquel o arsénico. Por lo cual, el crudo se somete a la desulfuración, la hidrogenación, la descomposición térmica, catalítica (cracking) y otros procesos de refinación antes de mezclarse y venderse como combustibles. (Curso Tecnología del Calor, 2010)

En el Perú país los combustibles líquidos oficialmente producidos y comercializados para el uso industrial y comercial son:

- Petróleo Industrial N.º 500
- Petróleo Industrial N.º 6
- Petróleo Industrial N.º 5
- Petróleo Industrial N.º 4
- Diesel N.º 2

- Diesel B5 y Diesel B5 – S50

Los mismos tienen uso masivo en la generación de vapor para procesos industriales de calentamiento, secado, generación eléctrica, calefacción residencial, comercial e industrial.

A. Combustible Diesel B5

“El Diesel B5 es un combustible constituido por una mezcla de Diesel N°2 y 5 % en volumen de Biodiesel (B100)” (Petroperú, 2009).

- Diesel N°2.- Combustible derivado de hidrocarburos, destilado medio, obtenido de procesos de refinación.
- Biodiesel (B100).- Combustible diesel derivado de recursos renovables, puede ser obtenido a partir de aceites vegetales o grasas animales. Cumple con las especificaciones de calidad establecidas en la norma nacional e internacional. Este combustible prácticamente no contiene azufre.

“El diesel N°2 es una mezcla compleja de hidrocarburos, se considera que su composición es $C_{12}H_{26}$ ” (Cengel & Boles, 2009, p.768).

Tabla 6

Composición del Diesel B5 $C_{12}H_{26}$

Símbolo	Elemento	Masa Atómica [Kg/Kmol]	Átomos	Masa Total [Kg/Kmol]
H	Hidrógeno	1	26	26
C	Carbono	12	12	144
Masa Molar $C_{12}H_{26}$				170

Fuente: Elaboración propia.

El Diesel B5 PETROPERÚ cumple con las especificaciones técnicas de la norma técnica peruana vigente y guarda concordancia con los principales ensayos de los estándares internacionales ASTM, D975 y SAE J313.

Tabla 7

Propiedades del Diesel B5

Parámetro	Unidad	Valor Min	Valor Max
Densidad a 15 °C	kg/m ³	Promedio: 856,3	
Punto Inflamación	°C		52
Número de cetano		45	
Índice de cetano		40	
Viscosidad Cinemática @40°C	cSt	1,7	4,1
Agua y sedimentos	% Volumen		0,05
Contenido de Agua	% Volumen		0,1
Sodio + Potasio	ppm/peso		0,1
Vanadio	ppm/peso		0,5
Calcio	ppm/peso		2
Poder calorífico inferior	MJ/kg	42,405	
Poder calorífico superior	MJ/kg	45,000	
Cp (Presión constante)	kJ/kg K	1,966	
Contenido B100	% Volumen		5
Cenizas	% masa	0,01	
Azufre total	% masa	0,5	

Fuente: PETROPERU, 2016.

B. Características del combustible Diesel B5

- El Diesel B5 tiene un elevado índice de cetano con respecto a la especificación, que asegura una excelente calidad de ignición, arranque rápido y menor ruido.
- Bajo contenido de azufre con respecto a la especificación, asegurando una protección efectiva contra el desgaste. La

especificación vigente exigida para el Diesel B5 es de máximo 5000 ppm.

- Excelente lubricidad y reducción de emisiones contaminantes (al incrementarse el porcentaje de biodiesel de 2 a 5 %).
- Elevado poder calorífico, que garantiza una eficiente combustión.

C. Ventajas del Diesel B5

- Permite la limpieza de inyectores para una óptima pulverización y por ende mejora de la combustión; protección contra la corrosión; separación del agua al contener un demulsificante.
- Asegura una mejora de la estabilidad, previniendo la acumulación de depósitos y protegiendo la superficie de los metales contra la formación de depósitos.
- Controla la espuma durante el abastecimiento de combustible, permitiendo mayor comodidad y rapidez en el llenado.
- Protege el ambiente al reducir la emisión de gases contaminantes e hidrocarburos no quemados.

D. Usos del combustible Diesel B5

- En motores Diesel de vehículos para el transporte terrestre (automóviles, camiones, ómnibus, etc.)
- En plantas de generación eléctrica (turbinas, calderos, etc.)

- En equipos para la industria en general (minería, pesquería, construcción, sector agrícola, etc.)

2.2.2.3 Combustible gaseoso

La combustión de combustibles gaseosos en comparación con los líquidos, es limpia y sin problemas de operación. Los combustibles gaseosos están formados principalmente por hidrocarburos, es decir, compuestos moleculares de carbono e hidrógeno. Las propiedades de los diferentes gases dependen del número y disposición de los átomos de carbono e hidrógeno de sus moléculas. Los combustibles gaseosos son de fácil quemado, ya que para su combustión sólo requiere ser mezclado con determinada cantidad de aire a condiciones óptimas de temperatura.

Uno de los combustibles gaseosos más empleados en la actualidad es el gas natural en el Perú, extraído de yacimientos subterráneos de gas.

Los gases combustibles de diferente origen y características se agrupan en familias, que son lo siguiente:

- **Primera familia:** Se incluyen los gases manufacturados, cuyo principal componente es el hidrógeno
- **Segunda familia:** Se incluye el Gas Natural, cuyo principal componente es el metano.
- **Tercera familia:** Propano, Butano y GLP.

El combustible a utilizar para el presente proyecto es el gas natural que pertenece a la segunda familia de los gases de combustible.

A. Estructura de la industria del gas natural

La industria del gas natural comprende cinco actividades: exploración, explotación, transporte, distribución y comercialización.

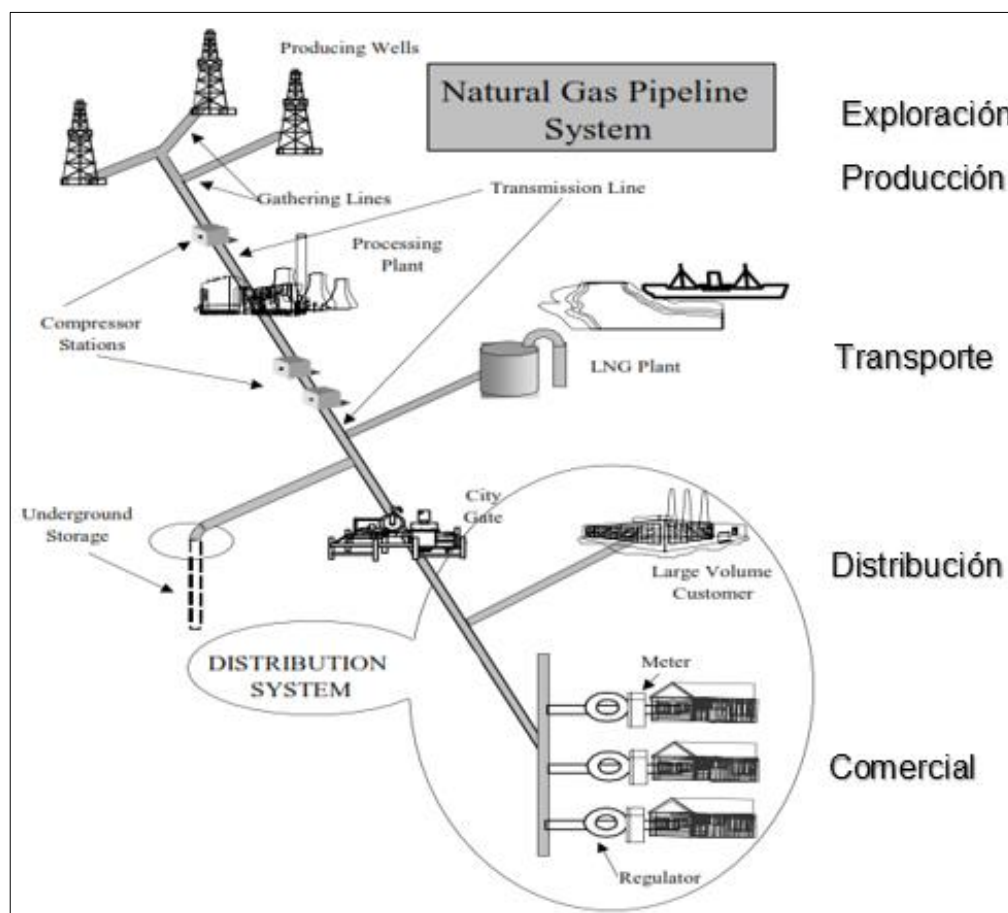


Figura 2. Estructura del suministro del gas natural en el Perú

Fuente: OSINERG, 2005.

El traslado del gas natural de un punto a otro se realiza mediante redes de suministro o ductos. Estas redes son exclusivas para abastecer de gas natural vía conexiones domiciliarias a nivel residencial o mediante enlaces a la red principal de distribución para el abastecimiento de la industria. (Osinermin, 2014, p.20)

B. El gas natural y sus usos

El gas natural tiene diversas aplicaciones en la industria, el comercio, la generación eléctrica, el sector residencial y el transporte de pasajeros. Porque es una de las fuentes de energía más limpias y respetuosas con el medio ambiente, económica y eficaz (Osinermin, 2014). En la siguiente Tabla 8 se presentan algunas de las aplicaciones del gas natural:

Tabla 8

Aplicaciones del gas natural

Sector	Aplicaciones/Procesos	
Industrial	Generación de vapor	Temple y recocido de metales
	Industria de alimentos	Generación eléctrica
	Secado	Producción de petroquímicos
	Fundición de metales	Sistema de calefacción
	Tratamientos térmicos	Hornos de fusión
Comercio y servicios	Calefacción central	Preparación de alimentos
	Aire acondicionado	Agua caliente
Energía residencial	Cogeneración eléctrica	Centrales térmicas
	Cocina	Agua caliente
	Calefacción	Aire acondicionado
Transporte de pasajeros	Taxis	Buses

Fuente: Elaboración propia.

C. Características del gas natural

“Es una mezcla de hidrocarburos livianos (principalmente metano, etano y propano) que en condiciones de reservorio se encuentran en estado gaseoso o en disolución con el petróleo, de los cuales su principal componente es el metano (CH₄)” (Osinerming, 2014). En la siguiente Tabla 9 se muestra la composición de cada componente del gas natural y su masa molar cual se determinó por el Anexo A:

Tabla 9

Composición del gas natural

GAS NATURAL DE CAMISEA				
Componente	Nomenclatura	Composición [%]	Masa Molar [kg/kmol]	Masa Molar Total [kg/kmol]
Metano	(CH ₄)	95,08	16,043	15,253
Etano	(C ₂ H ₆)	2,14	30,069	0,643
Propano	(C ₃ H ₈)	0,29	44,096	0,127
Butano	(C ₄ H ₁₀)	0,11	58,122	0,063
Pentano	(C ₅ H ₁₂)	0,04	72,149	0,028
Hexagono	(C ₆ H ₁₄)	0,01	86,175	0,008
Nitrógeno	(N ₂)	1,94	28,013	0,543
Gas carbónico	(CO ₂)	0,39	44,010	0,170
Masa Molar Gas Natural Camisea				16,835

Fuente: Viloche J., 2013.

En la siguiente Tabla 10 se muestra las propiedades del gas natural:

Tabla 10

Propiedades del gas natural

Parámetro	Unidad	Valor Min/Max	Valor Promedio
Temperatura	°C	15/50	25
Presión	bar g.		28-40
Densidad	Kg/m ³		0,7516
Densidad relativa	1,016 bar; 15,6 °C		0,65
Poder Calorífico inferior	MJ/m ³ / MJ/kg		36,54 / 48,616
Poder Calorífico superior	MJ/m ³ / MJ/kg		40,48 / 53,858
Punto de rocío en agua	°C (@ 50 bar)		-11,7
Punto de rocío en hidrocarburos	°C (@ 50 bar)		-10
Azufre	ppm		4,4
Humedad (H ₂ O)	ppm		200
Cp (Presión constante)	Cal/mol °C / kJ/kg K		8,57 / 2,2537
Cenizas	% masa		0,00

Fuente: Walsh Perú S.A., 2014.

D. Ventajas del gas natural de Camisea

- Es el más económico que los otros combustibles líquidos como: Diesel B2 y residuales.
- Tiene mejor combustión en comparación con los otros tipos de combustible.
- Tiene un poder calorífico elevado.
- Es el combustible (Gas natural), el menos contaminante que los combustibles sólidos y líquidos.
- Produce menos CO₂ (reduciendo así el efecto invernadero), produce menos impurezas, como por ejemplo azufre (disminuye la lluvia ácida), además de no generar humos. Genera menos partículas sólidas en los gases de la combustión (oscurecimiento de la tierra).

- El gas natural, a diferencia de otros gases combustibles, es más ligero que el aire, por lo que, de producirse alguna fuga, se disipa rápidamente en la atmósfera. Pero requiere una buena ventilación.
- Es más limpio en el manejo.

2.2.3 Propiedades del combustible

Se menciona las propiedades más importantes de los combustibles, que son los siguientes:

2.2.3.1 Poder calorífico

El poder calorífico del combustible, que se define como la cantidad de calor liberado cuando un combustible se quema por completo en un proceso de flujo estacionario y los productos vuelven al estado de los reactivos. El poder calorífico de un combustible es igual al valor absoluto de la entalpía de combustión del combustible (Cengel & Boles, 2009, p.780). El poder calorífico se distingue en dos tipos:

A. Poder calorífico inferior (PCI)

Es el calor que puede obtenerse en la combustión completa de la unidad de combustible, si en los productos de la combustión el agua está en forma de vapor. Una parte del calor generado en las oxidaciones se utiliza para evaporar el agua y por ello ese calor no se aprovecha. (García, 2010, p.8)

B. Poder calorífico superior (PCS)

Es el calor generado cuando en los productos de la combustión el agua aparece en forma líquida; es decir, que se aprovecha todo el calor de oxidación de los componentes del combustible. Habitualmente el agua se evacua con los humos en fase vapor, por lo que el poder calorífico más comúnmente utilizado es el inferior. (García, 2010, p.8)

Tabla 11

Poder calorífico de los combustibles

Tipo de combustible	Unidad	PCI	PCS
Gas Natural	MJ/kg	48,616	53,858
Diesel B5	MJ/kg	42,405	45,000
Petróleo Industrial N.º 6	MJ/kg	40,705	43,077
Petróleo Industrial 500	MJ/kg	40,588	43,007
Carbón	MJ/kg	32,688	33,948

Fuente: Elaboración propia.

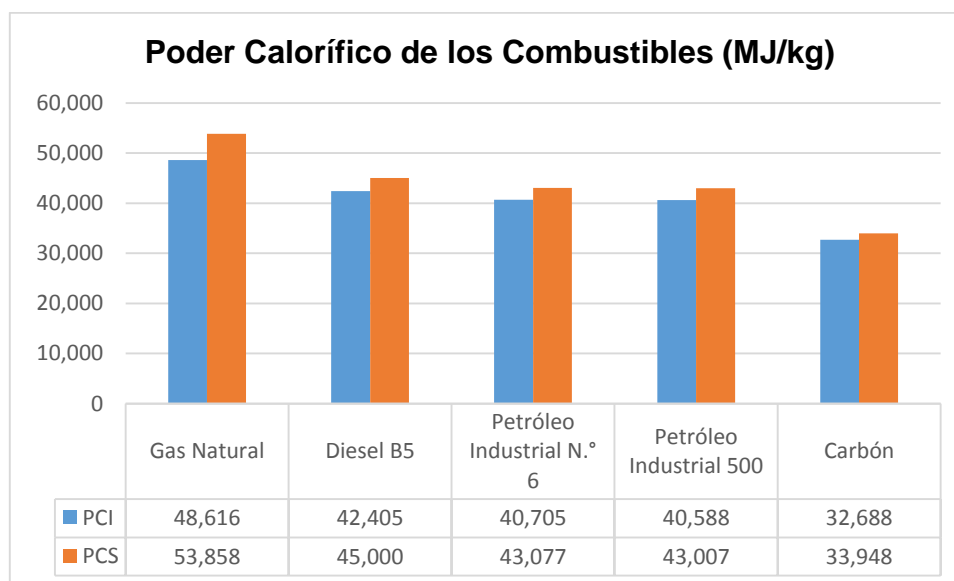


Figura 3. Poder calorífico de los combustibles

Fuente: Elaboración propia.

2.2.3.2 Peso específico

Se define como el peso de una unidad de volumen del mismo en condiciones normalizadas de temperatura y presión. Para combustibles líquidos se considera una temperatura de referencia de 15 °C y para combustibles gaseosos es de 0 °C, a presión atmosférica. (Domínguez, 2012, p.32)

2.2.3.3 Densidad

La densidad se define como la masa por unidad de volumen:

$$\rho = \frac{m}{V} \text{ (kg/m}^3\text{)} \quad [1]$$

La densidad de una sustancia depende de la temperatura y la presión. La densidad de la mayor parte de los gases es proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura. La densidad de líquidos y sólidos depende más de la temperatura que de la presión. (Cengel & Boles, 2009, p.13)

2.2.3.4 Densidad relativa

Densidad relativa llamado también gravedad específica, se define como la relación entre la densidad del combustible y el de una sustancia de referencia; esta unidad es adimensional. En el caso de combustible líquido y sólido la sustancia de referencia es el agua y en el caso de

combustibles gaseosos esta referencia es el aire. (Domínguez, 2012, p33)

El gas natural es más liviano que el aire. La densidad relativa es:

$$SG = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}} \quad [2]$$

“También se usa la denominada gravedad API (American Petroleum Institute), esta es una unidad empírica, que se relaciona con el peso específico a la misma temperatura con la siguiente fórmula” (Torreguitar, 1968, p.35):

$$^{\circ}API = \frac{141,5}{GE} - 131,5 \quad [3]$$

GE: Gravedad específica a 15,6 °C

El valor más alto en grados API corresponde a un compuesto ligero. La gravedad específica o la densidad relativa están medidas a 15,6 °C.

Tabla 12
Grados API de combustibles líquidos (15,6 °C)

Combustible	°API	Gravedad específica
Diesel B5 - S50 (Petroperú)	36,1	0,82 – 0,87
Diesel B5 (Petroperú)	34,3	0,84 – 0,87
Petróleo Industrial N°6 (Petroperú)	14,0	0,95 – 0,99
Petróleo Industrial N°6 (Repsol)	12,5	0,982
Petróleo Industrial 500 (Petroperú)	13,5	0,96 – 0,99
Petróleo Industrial 500 (Repsol)	11,9	0,986

Fuente: Petroperú y Repsol, 2010.

2.2.3.5 Calor específico

El calor específico se define como la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de unidad de masa de una sustancia. En termodinámica, el interés se centra en dos clases de calores específicos: calor específico a volumen constante C_V calor específico a presión constante C_p . (Cengel & Boles, 2009, p.178)

El calor específico en los gases de combustión, en un generador de vapor, se puede hallar mediante la siguiente figura:

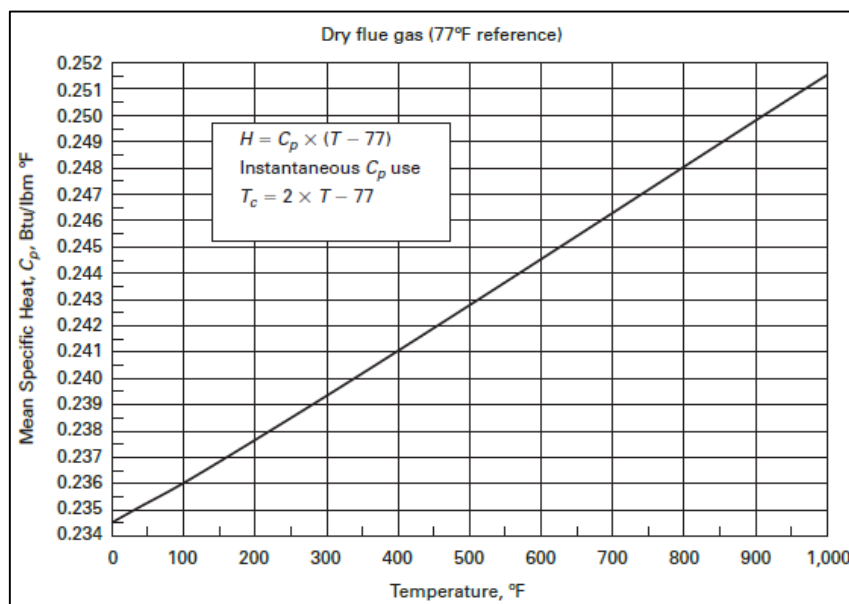


Figura 4. Calor específico de los gases de combustión respecto a la temperatura
Fuente: ASME PTC 4, 2008.

2.2.3.6 Contenido de azufre

El azufre es un elemento cuya presencia en los combustibles es perjudicial, encontrándose en el petróleo y en los carbones. El petróleo

suele tenerlo en porcentajes variables según sus orígenes (Torreguitar, 1968). “La aparición de SO₂ en los productos de combustión, que tras su hidrolización, es el responsable de la lluvia acida”. (Domínguez, 2012, p.33)

El gas natural posee una cantidad mínima de azufre de 4,4 ppm en su composición mientras que Diesel B5 contiene 0,5 % de la masa total.

2.2.4 Precio del combustible en la industria

2.2.4.1 Precios del combustible Diesel B5

Los precios del combustible diesel se rigen por la oferta y la demanda; es decir, no se encuentra regulado. Los precios de combustible se actualizan cada 4 a 5 veces al mes. En la siguiente Tabla 13, indica los precios del Diesel B5 para las generadoras eléctricas:

Tabla 13

Precios del combustible Diesel B5 de las centrales térmicas

Empresa	Central Térmica	Unidad	Precio de Combustible
EGASA	CHILINA	S./gal	9,35
EGASA	MOLLEDO	S./gal	9,46
ENEL	SANTA ROSA	S./gal	8,46
ENEL	VENTANILLA	S./gal	7,86
ENGIE	NEPI	S./gal	8,59
ENGIE	RF_ILO	S./gal	8,82
FENIX POWER PERÚ	FENIX	S./gal	9,14
ETEN	RF_ETEN	S./gal	9,25
SAMAY I	PTO_BRAVO	S./gal	8,24
SDF ENERGIA	OQUEDO	S./gal	7,98

Fuente: COES, 2019.

2.2.4.2 Precios del combustible gas natural

El gas natural en el Perú comprende de un conjunto de actividades que van desde la exploración y producción del gas, hasta la distribución y comercialización a los consumidores finales. A continuación, se agrupan actividades de la industria de gas natural según su carácter regulado o no:

- La exploración, producción y procesamiento del gas son actividades que se desarrollan en un mercado competitivo. En consecuencia, los precios del gas en boca de pozo no son regulados por Osinergmin.
- Las actividades de transporte y distribución de Gas Natural por red de ductos se encuentran sujetas a regulación de tarifas por parte de Osinergmin.

El precio del gas natural proveniente de Camisea se determina en base a tres componentes que se mostrara en la siguiente Figura 5:

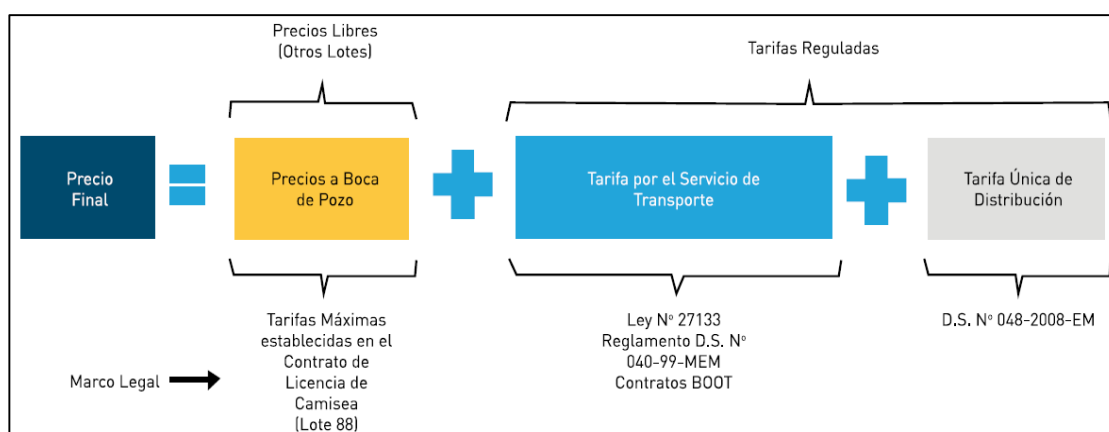


Figura 5. Componentes del precio del gas de Camisea

Fuente: OEE – Osinergmin, 2014.

Actualmente no se tiene un precio del gas natural fijado para la Centrales del Sur, por tanto se toma como referencia el precio de gas de la Central Térmica de Chilca para el desarrollo del costo de consumo de combustible del proyecto a desarrollar. Se muestra la siguiente Tabla 14 donde indica los precios del gas natural para las generadoras eléctricas.

Tabla 14

Precios del combustible gas natural de las Centrales Térmicas

Empresa	Central Térmica	Unidad	Boca de Poso	Transporte	Distribución	Precio Final
ENEL	VENTANILLA	US\$/MMBTU	1,582	0,856	0,257	2,696
ENEL	SANTA ROSA	US\$/MMBTU	1,649	0,957	0,259	2,865
ENGIE	CHILCA	US\$/MMBTU	1,649	0,859	0,258	2,766
KALLPA	KALLPA	US\$/MMBTU	1,649	0,858	0,258	2,765
EGASA	PISCO	US\$/MMBTU	1,649	0,857	0,000	2,506
EGESUR	INDEPENDENCIA	US\$/MMBTU	1,649	0,857	0,000	2,506
ENEL	SANTA ROSA 2	US\$/MMBTU	1,649	0,858	0,258	2,765
KALLPA	LASFLORES	US\$/MMBTU	1,732	0,872	0,258	2,862

Fuente: Osinermining, 2014.

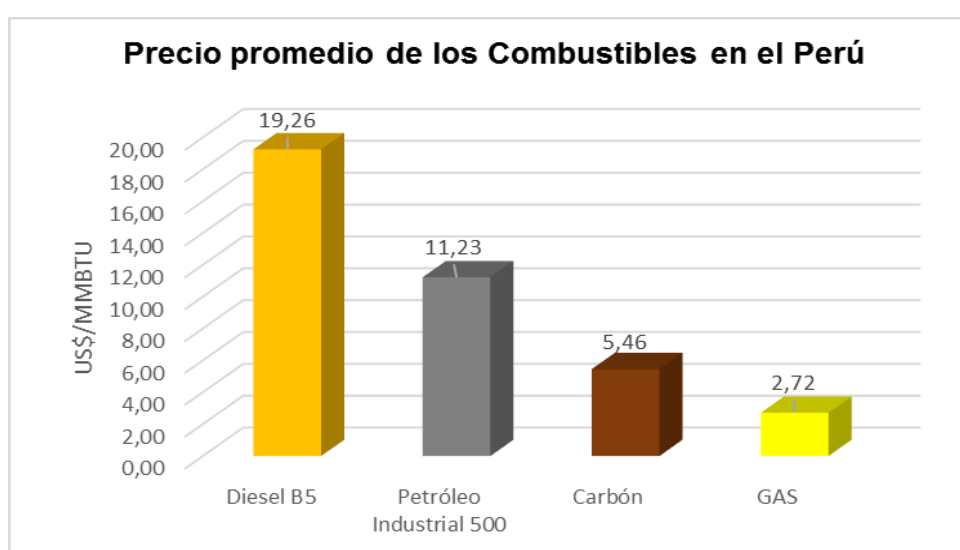


Figura 6. Precio de los combustibles en el Perú (centrales térmicas)

Fuente: Osinermining, 2014.

2.2.5 Sistema de suministro del combustible Diesel B5

Se menciona los componentes que contiene el sistema de combustible que utiliza Diesel B5 para alimentar a la caldera.

Para el buen aprovechamiento del combustible Diesel B5 no sólo depende del tipo y calidad del combustible, sino también de las operaciones de mantenimiento e instalaciones físicas que se dispongan en la planta eléctrica, en la siguiente Figura 7 se muestra el sistema de suministro del combustible Diesel B5 del caldero a estudiar.

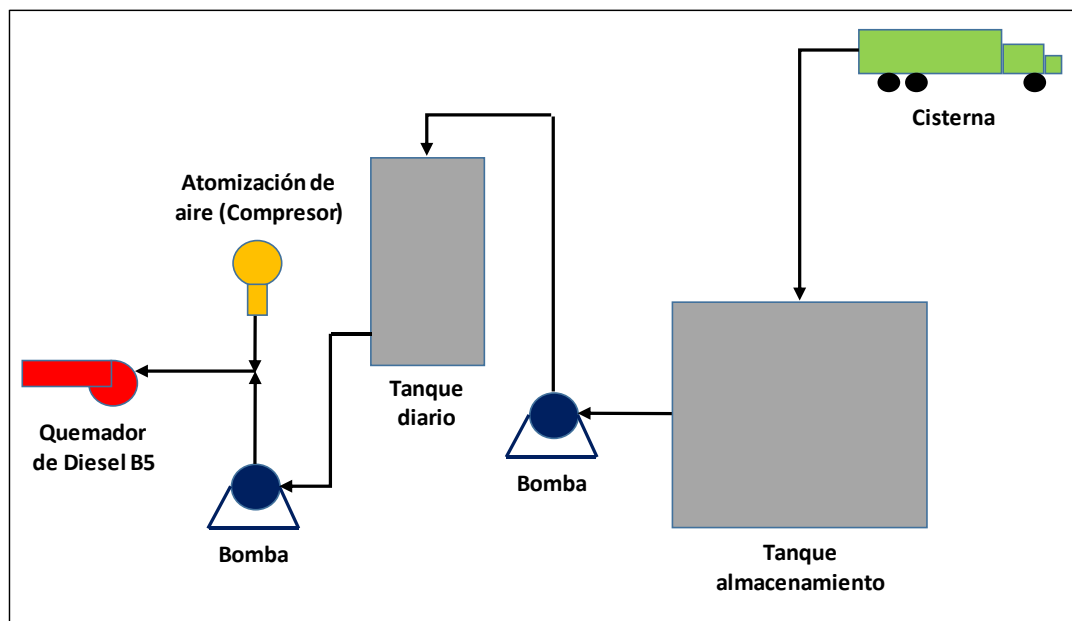


Figura 7. Esquema Sistema Suministro del combustible Diesel B5

Fuente: Elaboración propia.

Se tienen los siguientes componentes principales:

- Transporte del combustible a la central térmica
- Almacenamiento del combustible
- Bombas para la circulación del combustible
- Compresor para la atomización del aire

2.2.6 Sistema de suministro del combustible gas natural

El sistema de suministro de gas natural tiene como propósito alimentar de combustible al quemador para la combustión del caldero.

Los elementos que componen el sistema de suministro de gas natural de la caldera a estudiar según NTP 111.010, 201:

- Acometida
- Tubería de conexión
- Estación de regulación de presión y medición primaria (ERPMP)
- Tubería de red interna
- Estación de regulación de presión secundaria (ERPS)
- Tren de válvulas para gas

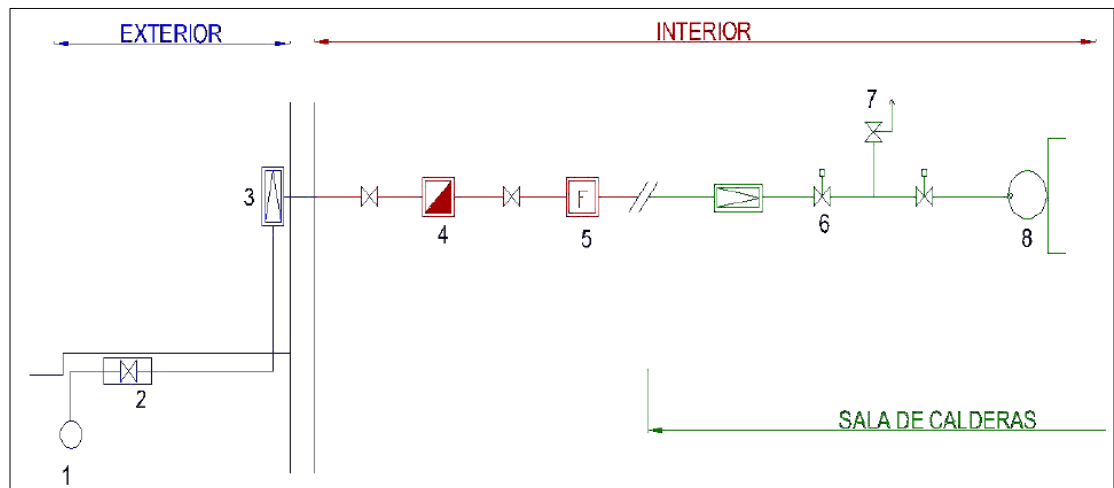


Figura 8. Esquema del circuito de suministro de gas natural a una caldera

Fuente: Elaboración propia.

Equipos que componen el circuito de suministro de gas natural de la Figura 8: (1) Llave de acometida, (2) Válvula de reguladora de presión, (3) Válvula check, (4) Filtro, (5) Flujómetro, (6) Válvula eléctrica de corte de emergencia, (7) Válvula de alivio y (8) Quemador.

2.2.6.1 Acometida

Según el artículo 1 del D.S. 042-2001-EM la acometida es “Instalaciones que permiten el suministro de Gas Natural desde las redes de Distribución, según las categorías de Consumidores que a propuesta del Concesionario, apruebe OSINERG. La Acometida tiene como componentes el tubo de conexión, el medidor, los equipos de regulación y accesorios necesarios”.

2.2.6.2 Tubería de conexión

“Es el tramo de tubería que une la válvula de bloqueo de servicio del distribuidor del gas natural con la Estación de Regulación de Presión y Medición Primaria” (NTP 111.010, 2014).

2.2.6.3 Estación de regulación de presión y medición primaria

(ERPMP)

Es el conjunto de elementos instalados (medidor de flujo, filtro de gas, regulador de presión, tuberías, manómetros válvulas de seguridad y válvula de aislamiento), con el propósito de reducir y regular automáticamente la presión del fluido aguas abajo del punto de entrega y medir los volúmenes de gas consumidos. Asimismo, asegura que la presión no sobrepase de un límite prefijado ante fallas eventuales según. (NTP 111.010, 2014)

La ERPMP deberá ser instalada en el predio del usuario, tan cerca de la válvula de servicio (punto de entrega). El propósito es minimizar el recorrido de la tubería que lleva la presión de la red de distribución en el tramo entre la válvula de servicio y la ERPMP según. (NTP 111.010, 2014)

2.2.6.4 Tubería de red interna

Es el tramo de tubería que comprende desde la estación de regulación de presión y medición primaria hasta la estancia de regulación de presión secundaria.

A. Criterio de selección de material del sistema de tuberías

La selección de material se hizo entre otros, en función de:

- El lugar en que se ubicará la tubería
- La presión
- El diámetro necesario
- Los riesgos de corrosión específicos
- Circunstancias o factores de deterioro específicos
- La disponibilidad del material en el mercado local

La NTP 111.010 (2014) afirma: “En las instalaciones internas industriales se podrán utilizar los siguientes tres materiales: acero, cobre y polietileno (PE)”.

En la siguiente Tabla 15 indica el material de la tubería en función de su ubicación espacial:

Tabla 15

Material de la tubería en función de su ubicación

Tubería subterránea	Tubería de superficie
acero revestido / PE / cobre revestido	acero pintado / cobre

Fuente: NTP 111.010, 2014.

Para la selección del material de la tubería en función del diámetro en las tuberías de cobre el diámetro no debe exceder 29 mm y para las tuberías metálicas no el uso de diámetros pequeños (inferiores a 12,7 mm (1/2")) que podrían ser susceptibles de ser involuntariamente dañadas o dobladas. (NTP 111.010, 2014)

B. Criterio para el dimensionamiento del sistema de tuberías

Para el desarrollo del cálculo y dimensionamiento del sistema de tuberías se realizó bajo la norma técnica peruana NTP 111.010, mediante los siguientes factores:

- La máxima cantidad de gas natural seco requerido por los equipos de consumo.
- La máxima caída de presión entre la válvula de bloqueo de servicio del distribuidor de gas y la ERPMP es de 10 % de la presión mínima de suministro.
- La máxima caída de presión entre dos etapas de regulación es de 50 % de la presión regulada al comienzo de cada tramo.
- La velocidad de circulación del gas deber ser inferior a 40 m/s.

- Longitud de tubería y cantidad de accesorios

Para el dimensionamiento de las tuberías, se admite las siguientes fórmulas para el cálculo:

a) Cálculo de diámetro de las tuberías

La fórmula Poople hasta un máximo de 5kPa (50 mbar).

$$Q = \sqrt{\frac{D^5 \cdot h}{2 \cdot s \cdot l}}$$

[4]

Donde:

Q= Caudal en m³/h (condiciones estándar)

D= Diámetro en cm

h= Pérdida de carga en mm de columna de H₂O

s= Densidad relativa del gas

l= Longitud de tubería en metros, incluyendo la longitud de los accesorios

b) Cálculo de la caída de presión

La fórmula de Renouard para presiones de 0 kPa a 400 kPa (0 bar a 4 bar); válida para Q/D < 150.

$$P_A^2 - P_B^2 = 48\,600 \cdot s \cdot l \cdot \frac{Q^{1,82}}{D^{4,82}}$$

[5]

Donde:

P_A y P_B: Presión absoluta en ambos extremos del tramo, en kg/cm²

s: Densidad relativa del gas

l: Longitud del tramo en km, incluyendo la longitud equivalente de los accesorios que la componen

Q: Caudal en m³/h (condiciones estándar)

D: Diámetro en mm

c) Cálculo de la velocidad de circulación

$$v = \frac{365,35 \cdot Q}{D^2 \cdot P}$$

[6]

Donde:

Q: caudal en m³/h (condiciones estándar)

P: Presión de cálculo en kg/cm² absoluta

D: Diámetro interior de la tubería en mm

V: Velocidad lineal en m/s

Definido el diámetro, material de tubería y presión de diseño, se debe especificar el espesor de pared, de manera que cumpla con las pruebas de estanqueidad y condiciones operatorias.

En la Tabla 16 se indica el espesor mínimo de la tubería de acero:

Tabla 16

Espesor mínimo de tubería de acero

Diámetro Nominal		Espesor mínimo de la pared [mm]
mm	Pulgadas	
10,3	1/8	1,7
13,7	1/4	2,2
17,1	3/8	2,3
21,3	1/2	2,8
26,7	3/4	2,9
33,4	1	3,4
42,2	5/4	3,6
48,3	1 1/2	3,7
60,3	2	3,9

Fuente: NTP 111.010, 2014.

El espesor mínimo de las tuberías de polietileno, ver tabla 17:

Tabla 17

Espesor mínimo de tubería de polietileno

Tamaño nominal [mm]	Espesor de la pared [mm]
32	2,3
40	2,3
63	5,8
110	6,3
160	9,1
200	11,4
250	14,2

Fuente: NTP 111.010, 2014.

El espesor mínimo de la pared de las tuberías de cobre deberá ser de 1 mm como se indica en la Tabla 18:

Tabla 18

Espesor mínimo de tubería de cobre

Diámetro externo		Espesor de pared	
pulgadas	milímetro	Pulgadas	milímetro
5/8	15,9	0,040	1,02
3/4	19,1	0,042	1,07
7/8	22,3	0,045	1,14
11/8	29	0,050	1,27

Fuente: NTP 111.010, 2014.

C. Construcción del sistema de tuberías de superficie

Para la construcción del sistema de tuberías de superficie se tiene en cuenta las siguientes generalidades:

- Las tuberías de gas deben instalarse, en la medida de lo posible, en líneas rectas, para evitar los cambios de dirección innecesarios.
- Las tuberías deben ser instaladas de manera que sean fácilmente accesibles para la inspección, mantenimiento y operación.
- No deben instalarse tuberías en las inmediaciones de cables eléctricos, tuberías de calefacción u otras instalaciones que puedan causar daños, ver Figura 9.

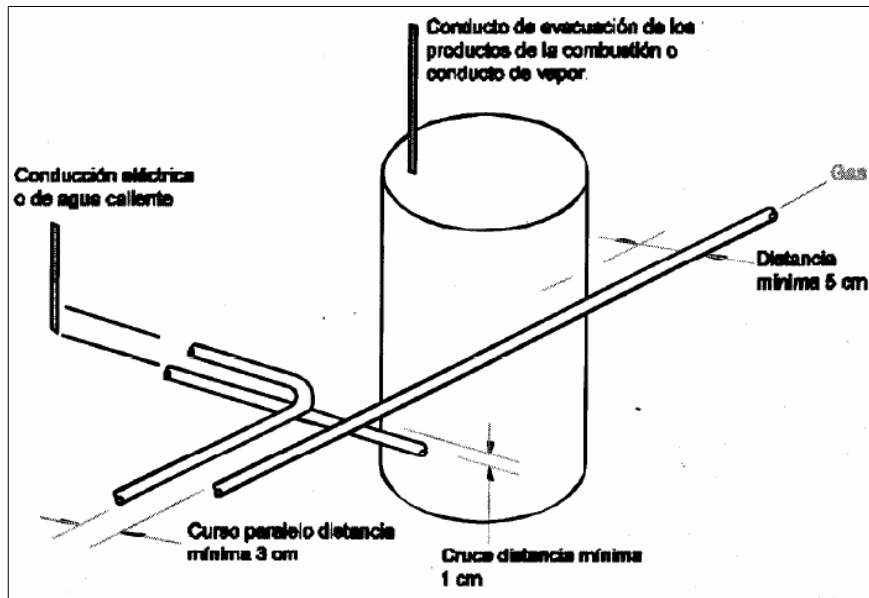


Figura 9. Distancia entre tuberías que conducen gas natural y otros servicios.
Fuente: NTP 111.010, 2014.

Tabla 19

Distancia mínima entre tuberías que conduce gas natural y tubería de otros servicios

Tubería de otros servicios	Curso paralelo [cm]	Cruce [cm]
Conducción agua caliente	3	1
Conducción eléctrica	3	1
Conducción de vapor	5	5
Chimeneas	5	5

Fuente: NTP 111.010, 2014.

- Usar técnicas para realizar uniones en la construcción de nuevos sistemas de tuberías.

Tabla 20

Técnica para las uniones de tuberías

Material de la tubería	Técnica de empalme	
Cobre	Soldadura fuerte (temperatura de fusión > 450 °C)	
Poliétileno	Unión de tope por termofusión o cuplas de electrofusión	
Acero	Diámetro ≤ 5,08 cm (2 pulg)	Diámetro > 5,08 cm (2 pulg)
Acero negro	Junta roscada o soldada	Soldadura Bridas
Acero galvanizado	Junta roscada	

Fuente: NTP 111.010, 2014.

- Las tuberías deben contar con soportes intermedios en intervalos regulares, de acuerdo a su peso y diámetro.
- Todas las tuberías expuestas deberán pintarse de amarillo canario a excepción de las tuberías de cobre.
- No debe instalarse tuberías en pasadizos donde podrían ser objeto de golpes o daños por personas, vehículos o similar.

2.2.6.5 Estación de regulación de presión secundaria (ERPS)

Es el conjunto de elementos instalados con el propósito de reducir y regular automáticamente la presión del fluido aguas a abajo de la ERPMP. Su utilización se requiere cuando la presión de trabajo del equipo de consumo difiere de la presión de la ERPMP regulada y asignada. (NTP 111.010, 2014)

Los elementos principales del ERPS son los siguientes:

- Válvula de aislamiento

- Válvula de seguridad
- Manómetro
- Filtro de gas
- Regulador de presión

El ERPS tiene por misión regular y mantener la presión de gas dentro de los límites requeridos para un buen funcionamiento del quemador. El ERPS tiene los siguientes elementos de acuerdo a la siguiente Figura 10:

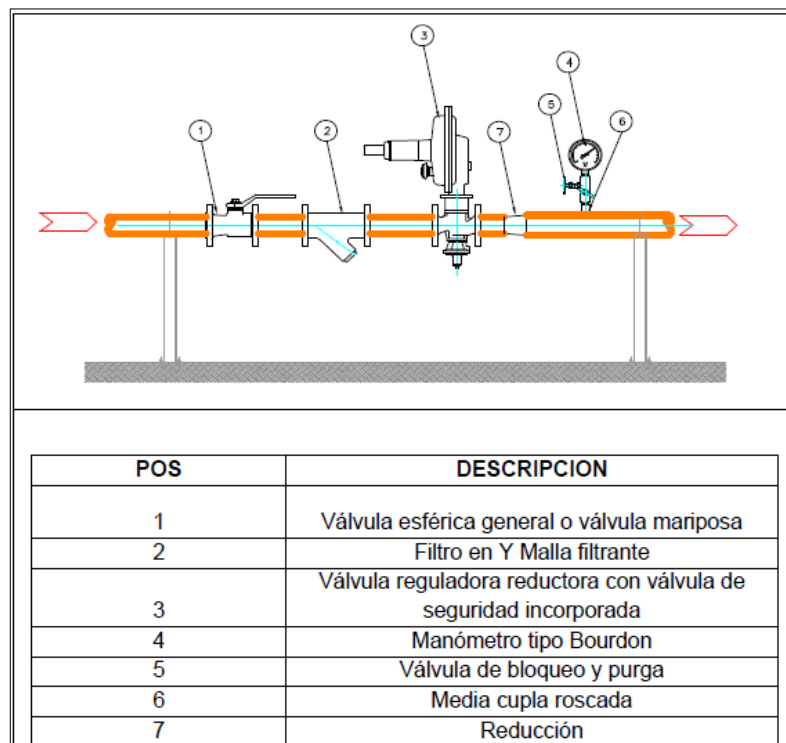


Figura 10. Estación de regulación de presión secundaria

Fuente: Elaboración propia.

2.2.6.6 Tren de válvulas para gas

Conjunto de aparatos y elementos instalados con el propósito de alimentar o cortar el combustible al quemador de forma automática y segura según la secuencia de funcionamiento del quemador, gobernado por el controlador electrónico (programador). En la siguiente figura se presenta los elementos que componen el tren de válvulas según la norma NAG 201:

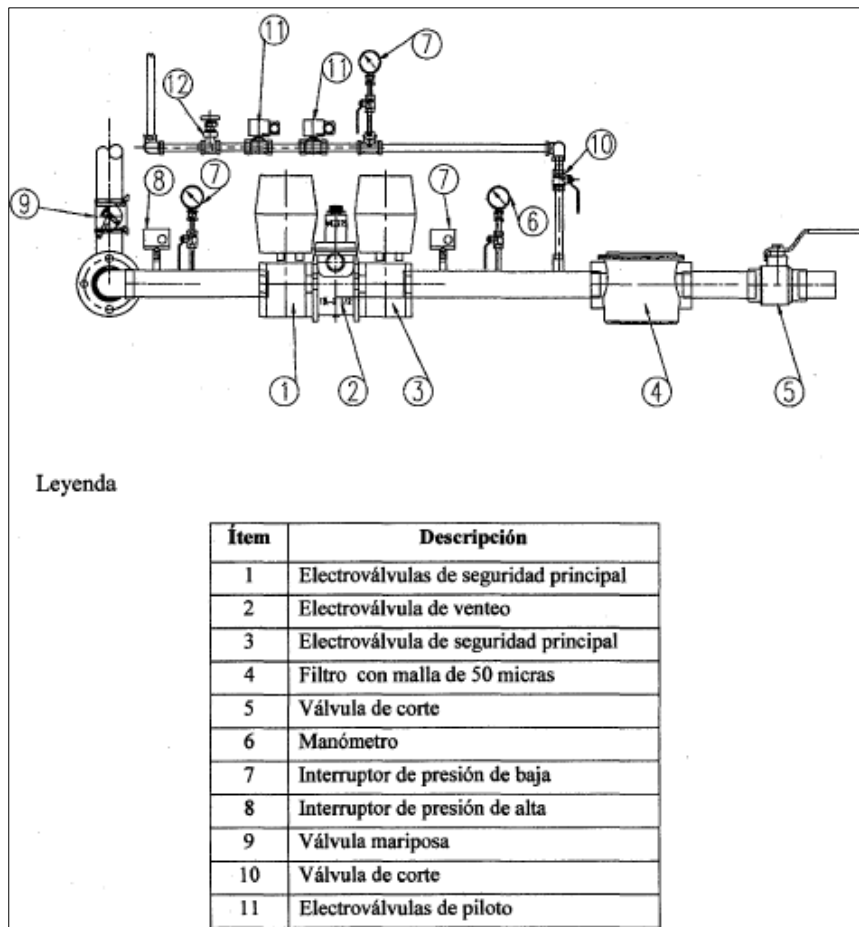


Figura 11. Componentes del tren de válvulas del gas natural

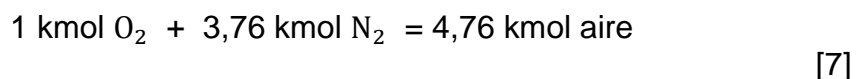
Fuente: Albuja, 2011.

2.3 TEORÍA DE COMBUSTIÓN

2.3.1 Definición de la combustión

Una reacción química durante la cual se oxida un combustible y se libera una gran cantidad de energía recibe el nombre de combustión. El oxidante empleado con mayor frecuencia en los procesos de combustión es el aire, por obvias razones (es gratuito y se consigue fácilmente).

El aire seco está compuesto principalmente por 21 % de oxígeno y 79 % de nitrógeno en números molares. Por consiguiente, cada mol de oxígeno que entra a una cámara de combustión será acompañado por $0,79/0,21 = 3,76$ mol de nitrógeno. Lleva a tener la siguiente igualdad. (Cengel & Boles, 2009, p.769):



Durante la combustión, el nitrógeno se comporta como un gas inerte. A pesar de esto, el nitrógeno influye en el resultado de un proceso de combustión, pues el nitrógeno suele entrar a una cámara de combustión en grandes cantidades a temperaturas bajas, y salir a temperaturas considerablemente altas, absorbiendo una gran proporción de la energía química liberada durante la combustión. Durante un proceso de combustión los componentes que existen antes de la reacción reciben

el nombre de reactivos, y los componentes después de la reacción se denominan productos. (Cengel & Boles, 2009, p.769)

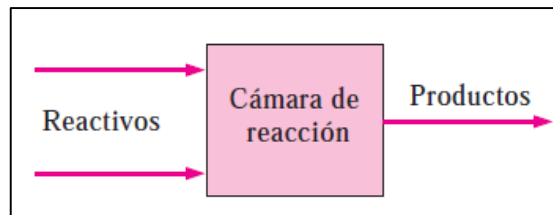


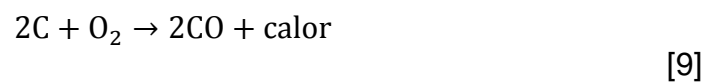
Figura 12. Proceso de combustión de un flujo estacionario
Fuente: Cengel & Boles Termodinámica, 2009.

“La mayoría de los combustibles contienen uno o más de los siguientes elementos: Carbono, Hidrógeno, Oxígeno, Nitrógeno, Azufre y materias inertes como cenizas. Las reacciones de oxidación son las siguientes” (Cengel & Boles, 2009):

Combustión del carbono:



Combustión ineficiente del carbono (formación de monóxido de carbono):



Combustión del hidrógeno:



Combustión del azufre:



Peso atómico y molecular de los elementos presentes en la combustión:

Tabla 21

Peso atómico y moleculares de los elementos de combustión

Elemento	Símbolo	Peso Atómico	Peso Molecular kg/kmol
Carbono	C	12	12
Hidrógeno	H ₂	1	2
Oxígeno	O ₂	16	32
Azufre	S	32	32
Nitrógeno	N ₂	14	28

Fuente: Soto Cruz, J., 1996.

En la caldera, la combustión se produce en el hogar, formándose los gases de combustión que transfieren su energía térmica a los tubos de la caldera mediante radiación y convección, generándose la producción de vapor.

2.3.2 Triángulo de la combustión

Para que se produzca la combustión, deben encontrarse en el espacio y en el tiempo tres elementos:

- Combustible
- Comburente
- Fuente de ignición

El combustible y el comburente se deben encontrar en unas proporciones adecuadas para la combustión.

Adicionalmente, es precisa una fuente de energía que produzca el inicio de la combustión, lo que se denomina fuente de ignición y que después mantenga esta combustión.

“El conjunto de estos tres elementos es lo que se denomina triángulo de combustión, la cual concluye que para mantener la combustión deben estar presentes todos los elementos” (Domínguez, 2012, p.15).

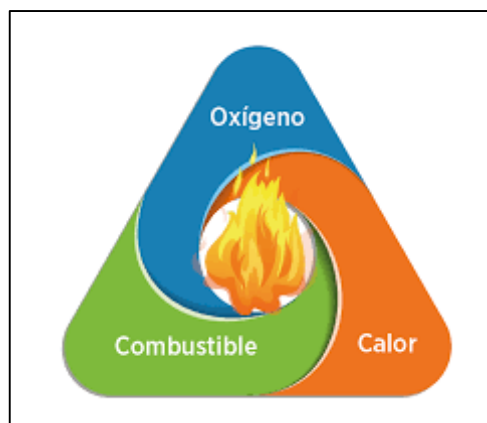


Figura 13. Triángulo de combustión
Fuente: Domínguez J., 2012.

2.3.3 Tipos de combustión

2.3.3.1 Combustión completa

Conduce a la oxidación total de todos los elementos que constituyen el combustible. En consecuencia, no habrá sustancias combustibles en los humos. En los productos de la combustión se puede encontrar: CO_2 , H_2O , SO_2 y N_2 .

“El Nitrógeno se considera como masa inerte, si bien a las altas temperaturas de los humos pueden formarse óxidos de nitrógeno en pequeñas proporciones” (García, 2001).

2.3.3.2 Combustión incompleta

“Los componentes del combustible no se oxidan totalmente por lo que aparecen los denominados inquemados, los más importantes son CO y H₂; otros posibles inquemados son carbono, restos de combustible, etc.” (García, 2010, p.4).

El oxígeno insuficiente es una razón para la combustión incompleta y también cuando en la cámara de combustión hay más oxígeno

2.3.3.3 Combustión teórica o estequiométrica

Este tipo de combustión se consigue mezclando y quemando las cantidades exactamente requeridas de combustible y oxígeno, los cuales se queman en forma completa y sin exceso. Esta combustión completa esta sin embargo, fuertemente limitada por condiciones químicas y físicas, ya que solo en teoría se puede hablar de reacciones perfectamente estequiométricas. (Cengel & Boles, 2009)

2.3.3.4 Combustión real con exceso de aire

Para tener una combustión completa, es decir, sin presencia de monóxido de carbono (CO) en los gases de combustión es necesario emplear una proporción de oxígeno superior a la teórica. El exceso de aire se expresa en porcentaje restándole el teórico (100 %); es decir una cantidad de aire de combustión del 120 % respecto al estequiométrico, se representara como 20 % de exceso de aire (Cengel & Boles, 2009). El índice del aire es la relación entre el aire necesario y aire teórico. Siendo λ el índice, el porcentaje de exceso aire viene dado por:

$$e = (\lambda - 1)100 \quad [12]$$

Tabla 22

Índice de aire o coeficiente de exceso de aire

Combustible	λ
Combustible líquido	1,10 - 1,30
Combustible gaseoso	1,05 - 1,20

Fuente: Steam Generators Description and Design, 2008.

La cantidad correcta de exceso de aire se determina a partir del análisis de los gases de combustión en cuanto a su contenido de O_2 – CO_2 . La falta de este exceso de aire provoca una combustión incompleta y que en los gases de ésta aparezca hollín, combustible no quemado y monóxido de carbono. Por otra parte, demasiado exceso de aire resulta

una caída de temperatura de combustión, que reduce la eficiencia de la caldera.

2.4 TEORÍA DE TERMODINÁMICA

2.4.1 Principio de la conservación de la energía

El principio de la conservación de la energía conocida también como la primera ley de la termodinámica establece que la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; solo puede cambiar de forma.

El principio de la conservación de la energía se expresa: El cambio neto (de incremento a disminución) en la energía total de un sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y que sale del sistema durante el proceso. (Cengel & Boles, 2009, p.72):

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}} \quad [13]$$

Donde:

E_{entrada} : Energía total que entra al sistema

E_{salida} : Energía total que sale del sistema

$\Delta E_{\text{sistema}}$: Cambio en la energía total del sistema

Esta relación se le conoce como balance de energía y es aplicable a cualquier tipo de sistema que experimenta cualquier clase de proceso. Para el caso de la presente investigación, se analizó un generador de vapor que es un sistema abierto reactivo de flujo estacionario.

2.4.2 Principio de la conservación de masa y energía de sistemas estacionarios

“El principio de conservación de la masa para un sistema abierto y de flujo estacionario como el de un de generador de vapor con entradas y salidas múltiples se expresa de la siguiente manera” (Cengel & Boles, 2009, p.225):

$$\sum_{\text{entrada}} \dot{m} = \sum_{\text{salida}} \dot{m} \quad [14]$$

Entonces, la forma de balance de energía general se reduce para un sistema abierto de flujo estacionario:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}} \quad [15]$$

Donde:

\dot{E}_{entrada} : Tasa de transferencia de energía neta de entrada por calor, trabajo y masa (KW).

\dot{E}_{salida} : Tasa de transferencia de energía neta de salida por calor, trabajo y masa (KW).

2.4.3 Temperatura de flama adiabática

La energía química liberada durante un proceso de combustión se pierde como calor hacia los alrededores o se usa internamente para elevar la temperatura de los productos de combustión. Cuanta más

pequeña es la pérdida de calor, tanto mayor resulta el aumento de la temperatura. En el caso límite en que no haya pérdida de calor hacia los alrededores ($Q=0$), la temperatura de los productos alcanzó un máximo, conocido como temperatura de flama adiabática. (Cengel & Boles, 2009, p.786)

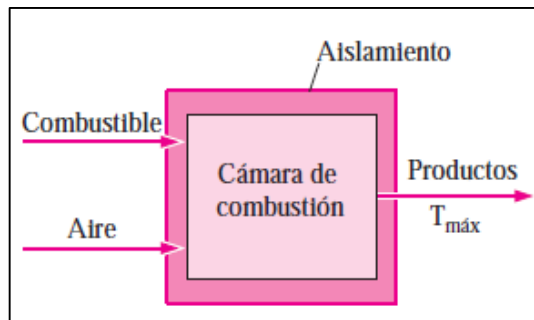


Figura 14. Temperatura flama adiabática en cámara de combustión
Fuente: Cengel & Boles, Termodinámica, 2009.

La temperatura de flama adiabática de un proceso de combustión de flujo estacionario se determina mediante la siguiente ecuación:

$$H_{\text{prod}} = H_{\text{reac}}$$

$$\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ) = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ) \quad [16]$$

Donde:

N_p : Número de moles del producto (kmol).

N_r : Número de moles del reactivo (kmol).

\bar{h}_f° : Entalpía de formación (kJ/kmol).

\bar{h} : Entalpía sensible en el estado especificado (kJ/kmol).

\bar{h}° : Entalpía sensible en el estado de referencia estándar de 25 °C a 1 atm (kJ/kmol).

2.4.3.1 Tamaño de llama

Es conveniente saber el tamaño de llama a fin de compararlo con las medidas de la cámara de combustión del caldero, para el desarrollo de la llama a pleno trabajo se requiere que las medidas del hogar sean mayores al de la llama, así se tendrá las condiciones geométricas para una adecuada combustión y también se evitará el sobrecalentamiento de las paredes del hogar por impacto directo de llama. Según D. Annaratone, (2008) afirma. “Para hallar la longitud de llama, especialmente para generadores de tubo de agua se realiza con el siguiente diagrama”:

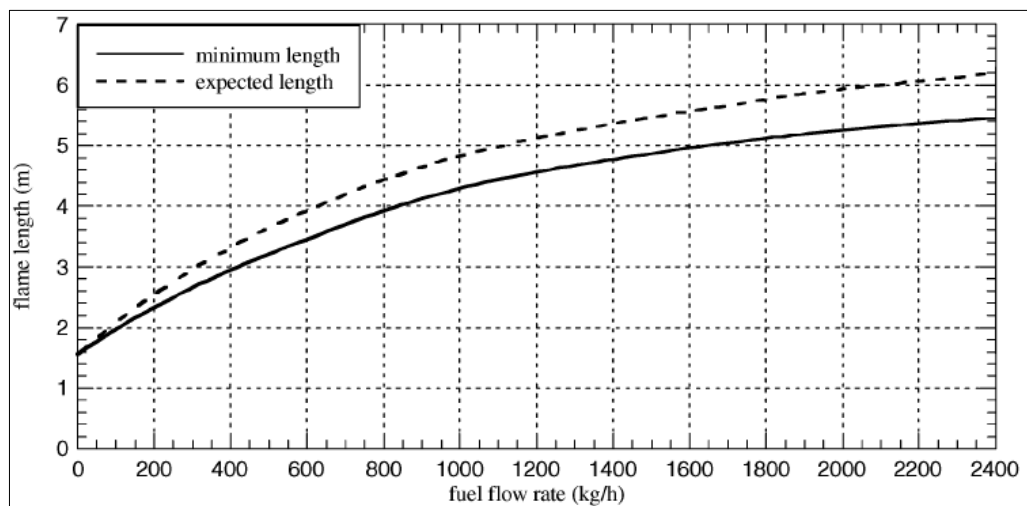


Figura 15. Indicativo de la longitud de la flama

Fuente: Steam Generators – Description and Design, 2008.

2.5 TEORÍA DE CALDERAS

2.5.1 Definición de la caldera

Una caldera es una máquina o dispositivo de ingeniería que está diseñado para generar vapor saturado. Este vapor se genera a través de una transferencia de calor a presión constante, en la cual el fluido originalmente en estado líquido, se calienta y cambia de estado. Según la ITC-MIE-AP01, caldera es todo aparato a presión en donde el calor procedente de cualquier fuente de energía se transforma en energía utilizable, a través de un medio de transporte en fase líquida o vapor.

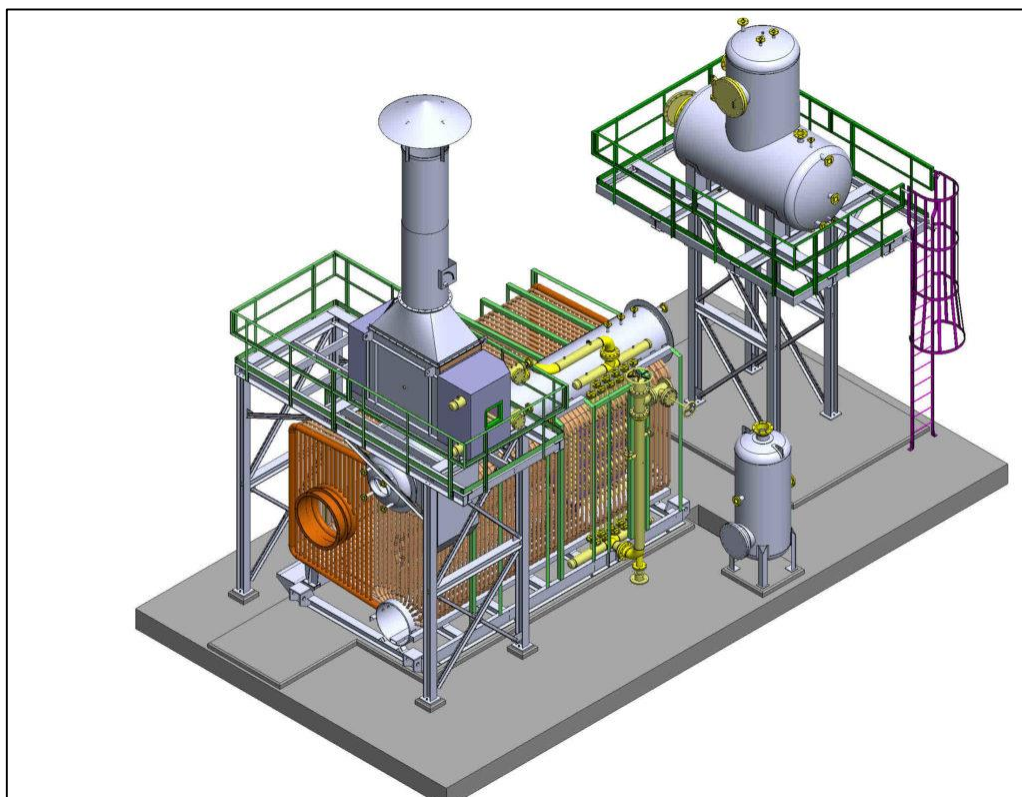


Figura 16. Caldero acuotubular marca API de 700 HP (Isométrico)

Fuente: TECNOLOG, 2014.

Las calderas son un caso particular en el que se eleva a altas temperaturas de intercambiadores de calor, en las cuales se produce un cambio de fase. Además, son recipientes a presión, por lo cual son construidas en parte con acero laminado a semejanza de muchos contenedores de gas. (Nogués & Gerrero, 1926)

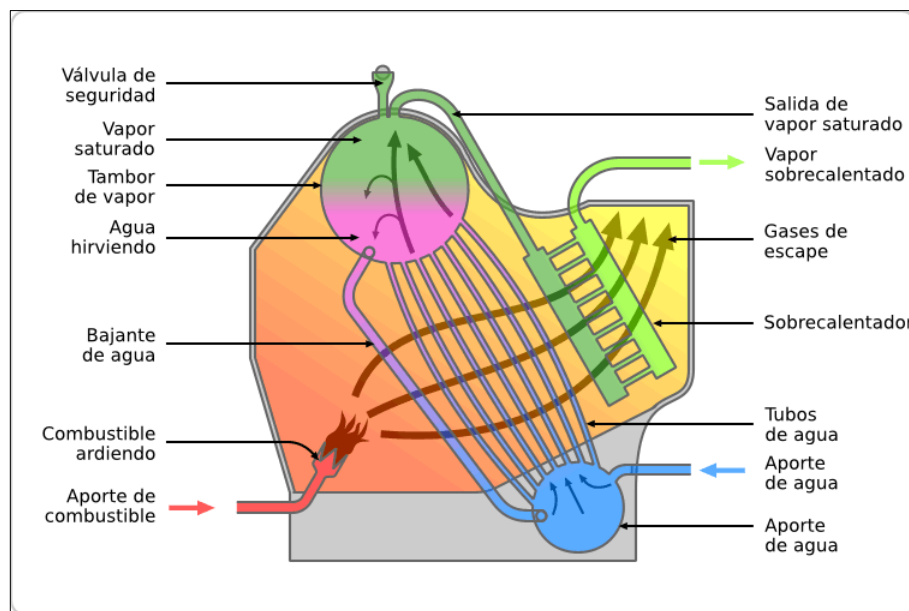


Figura 17. Esquema de un caldero acuotubular

Fuente: Elaboración propia.

2.5.2 Clasificación de calderas

Según las normas ASME se pueden clasificar en tres tipos: (a) Calderas pirotubulares, (b) Calderas acuotubulares y (e) Calderas de resistencias eléctricas (electric boilers). Según las Normas UNE sólo se consideran dos tipos de calderas: las pirotubulares y las acuotubulares. (Tecnología de la combustión, 2008, p.11)

La clasificación de las calderas son las siguientes:

- Caldera pirotubular
- Caldera acuotubular

2.5.2.1 Caldera pirotubular

Las calderas pirotubulares son aquellas en las que los gases de la combustión circulan a través de tubos que están rodeados por agua. Muchas de las calderas pequeñas y medianas de la industria son de este tipo. Los gases de la combustión se enfrían a medida que circulan por los tubos, transfiriendo su calor al agua. La transferencia de calor es función de la conductividad del tubo, de la diferencia de temperatura entre el agua y los gases. (Anthony L. Kohan, 2000)

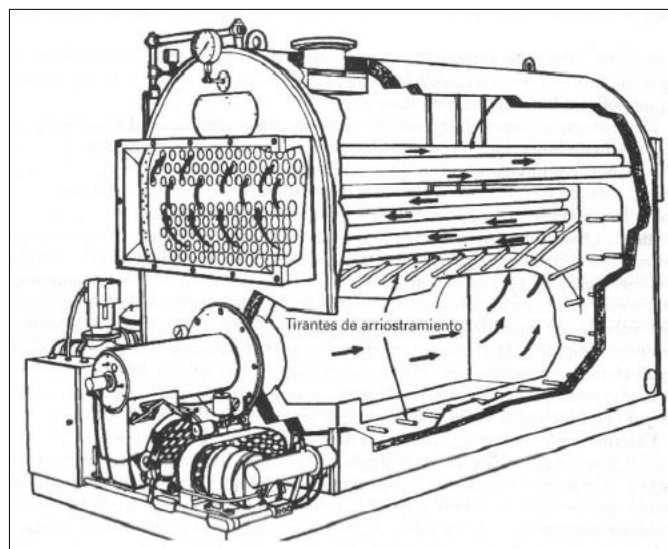


Figura 18. Caldera pirotubular
Fuente: Manual de Calderas, 2000.

2.5.2.2 Caldera acuotubular

En este tipo de calderas, por dentro de tubos circula el agua y la mezcla de agua y vapor. Por fuera, generalmente en flujo cruzado, intercambian calor los gases o llamas producidas por la combustión y el vapor o agua caliente se genera dentro de estos tubos. En este tipo de calderas además el hogar (recinto donde se produce la combustión) está conformado por paredes de tubos de agua. En ellas el intercambio es básicamente por radiación desde la llama. (Anthony L. Kohan, 2000)

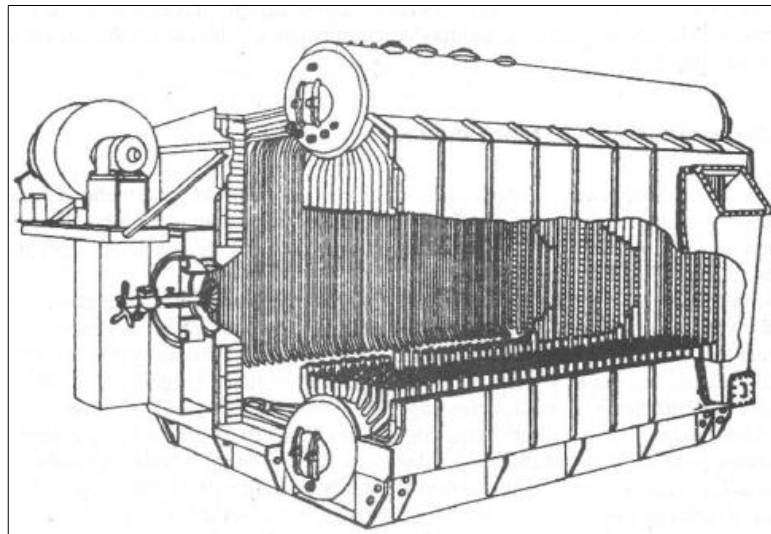


Figura 19. Caldera acuotubular

Fuente: Manual de Calderas, 2000.

Las calderas acuotubulares son de dos tipos: De tubos horizontales rectos y de tubos doblados:

A. Calderas de tubo recto horizontales

Están constituidas por bancos de tubos que por lo general están en zíg zag con una inclinación de 15° a 25° para favorecer la circulación. Este tipo de caldera fue muy popular entre 1920 y 1940 y era utilizado para producir vapor de proceso y ocasionalmente generar calentamiento en edificios. Su producción estaba limitada a 4500 kg/h por cada pie de ancho de la caldera. (Shield, 1979)

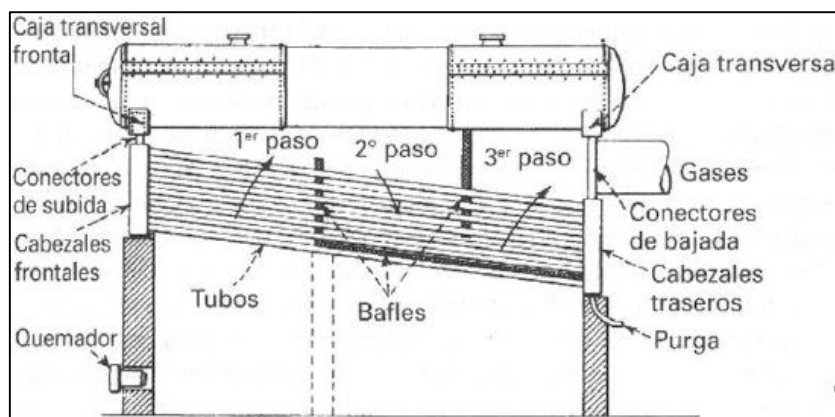


Figura 20. Caldera de tubos horizontales rectos

Fuente: Manual de Calderas, 2000.

B. Calderas de tubos doblados y paredes de agua

En necesidad de producir calderas más eficientes y económicas los diseñadores desarrollaron un horno, virtualmente rodeado por una superficie de transferencia en forma de paredes. Estas paredes están constituidas por bancos de tubos y se llaman paredes de agua o paredes de tubos de agua y además de evitar las excesivas temperaturas por ensuciamiento aumentan la capacidad de generación. A partir de la

aparición de las calderas con paredes de agua, los diseños se estandarizaron en tres tipos básicos: Calderas tipo A, tipo O y tipo D.

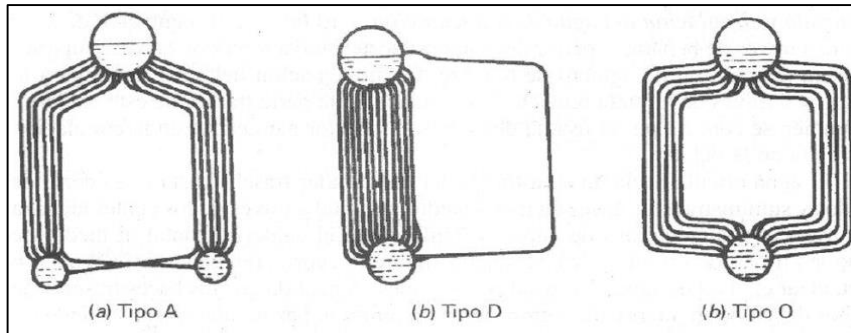


Figura 21. Calderas de tubos curvados tipo A, tipo D y tipo O

Fuente: Manual de Calderas, 2000.

- a) **Calderas tipo A:** “Consisten de un tambor de vapor y dos tambores de lodos arreglados de forma que asemejan una A con el tambor de vapor en el vértice y los tambores de lodos en el fondo” (Shield C., 1979).
- b) **Caldera tipo O:** Constan de un tambor de vapor localizado directamente encima del tambor de lodos, pero ambos se encuentran en el centro de la caldera y los tubos que los unen asemejan una O.
- c) **Calderas tipo D:** El tambor de vapor está directamente encima del tambor de lodos, pero hacia un lado del horno y una serie de tubos une los tambores verticalmente. El resto de tubos se extiende horizontalmente desde los tambores de vapor y lodos hasta las paredes del horno donde se convierten en tubos de pared de agua.

2.5.3 Partes principales de la caldera

En esta sección se da a conocer las partes que conforma un generador de vapor con las referencias de: Shield (1979), Annaratone (2008) y Kohan (2000). Específicamente, teniendo en cuenta los objetivos del presente trabajo, se trata los elementos que conforman una caldera acuotubular.

2.5.3.1 Hogar de caldera

El hogar es donde ocurre la combustión del combustible y se libera calor, que se transfiere al agua y de esta manera se produce vapor, de modo que el objetivo principal es liberar la máxima cantidad de calor. Está rodeado por una serie de tubos llamadas paredes de agua que le dan la forma y encierran la zona radiante de la caldera pues allí el calor se transmite principalmente por radiación. También en este recinto se encuentra parrillas, sobrecalentadores, quemadores y tuberías de convección.



Figura 22. Hogar del caldero

Fuente: TEGNOLOG, 2014.

Sus dimensiones se adaptan a la velocidad de liberación de calor y al método de combustión, de tal manera que se haga lo posible por tener una combustión completa y se proporcione un medio apropiado para eliminar la ceniza. Para lograr una combustión completa es necesario que el combustible tenga: tiempo suficiente para que se consuma por completo, y suficiente turbulencia para obtener una mezcla completa de aire y combustible, con el fin de lograr un quemado suficiente.

En la siguiente imagen se muestra el interior del hogar de una caldera acuotubular, con cuatro quemadores en la pared frontal.

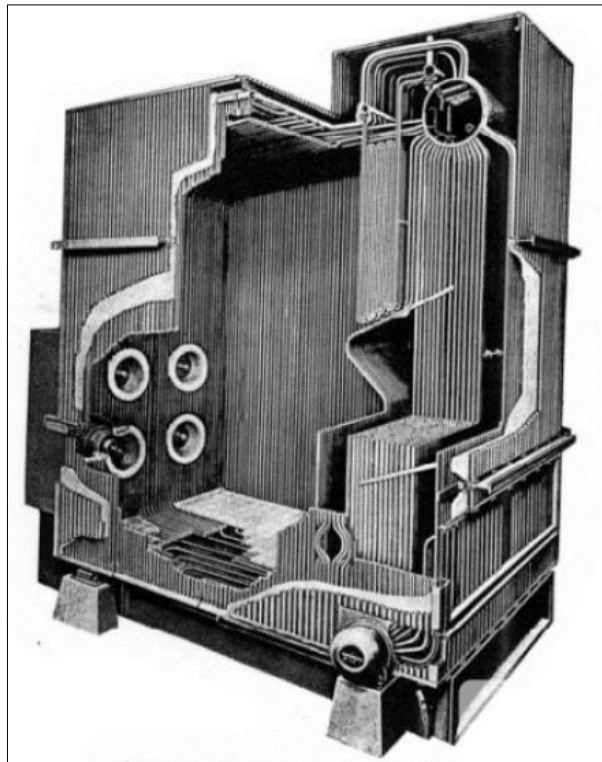


Figura 23. Vista de corte del hogar de una caldera acuotubular
Fuente: Torreguitar R., 1968.

2.5.3.2 Paredes de agua

Son superficies evaporativas que cubren parcial o totalmente las paredes del hogar. Tienen como función reducir la transferencia de calor hacia los elementos estructurales y las pérdidas de calor al exterior. Constan de tubos verticales que se instalan cubriendo las cuatro paredes del hogar donde circula el agua de alimentación. Captan agua proveniente de los colectores inferiores de la caldera, la cual proviene de los tubos de bajada. Esta agua recibe calor mediante radiación en el hogar y se dirige hacia colectores superiores a donde llega la mezcla líquido-vapor, los cuales alimentan al domo superior de la caldera.

El calor radiante recibido por el agua líquida proviene desde la zona de mayor temperatura en el hogar. A consecuencia de la gran cantidad de calor absorbido por esta parte de la caldera, el agua de alimentación debe ser de la mejor calidad y rápida para asegurar un flujo positivo a través de cada tubo.

Las paredes de agua son:

- Paredes laterales derecha e izquierda.
- Pared frontal.
- Pared posterior

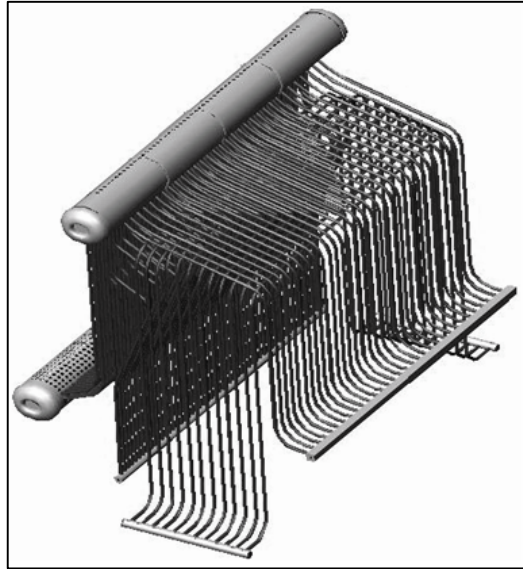


Figura 24. Paredes de un caldero acuotubular

Fuente: Elaboración propia.

2.5.3.3 Domo de vapor (Domo superior)

En el domo superior se realiza la separación del líquido-vapor que proviene de las superficies de intercambio evaporativas, y también se encuentra la entrada de agua de alimentación dependiendo del tipo de caldera. Los tubos de flujo ascendente y descendente van acoplados a este. Existe también una salida de vapor hacia el proceso o a un sobrecalentador y además se cuenta con válvulas de alivio o escape para proteger al equipo. En la Figura 25 se observa las partes internas de un domo superior.

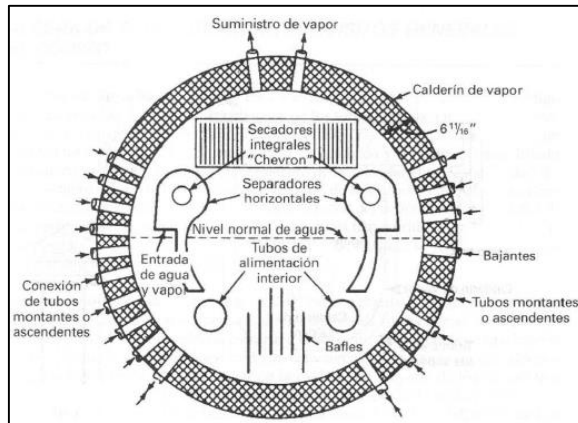


Figura 25. Parte interna de un domo superior
Fuente: Kohan, 2000.

2.5.3.4 Domo de agua (Domo inferior)

Estos domos son cabezales de recolección en el fondo de los haces de tubos ascendentes y descendentes. Otra de sus funciones es como colector-distribuidor. El domo de agua de nuestra caldera, está provisto de un serpentín interno de vapor con una válvula termostática, para mantener caliente el agua dentro de la caldera en todo momento, y así permitir la respuesta de la caldera en 5 minutos.



Figura 26. Domo de vapor
Fuente: TEGNOLOG, 2014.

Tabla 23

Dimensión del Domo de Vapor - Agua

Domo	Diam. Interior	Espesor	Largo total
Domo de Vapor	0,91 m (36")	0,019 m (3/4")	3,84 m
Domo de Agua	0,76 m (30")	0,015 m (5/8")	3,84 m

Fuente: TEGNOLOG, 2014.

2.5.3.5 Sobrecalentador

El calor añadido al vapor seco a presión constante se conoce como sobrecalentamiento y da como resultado una mayor temperatura que la indicada en la curva para la presión correspondiente. De este modo, el sobrecalentamiento se da cuando el vapor saturado sale del calderín superior y es conducido a un banco de tubos en donde el vapor absorbe mayor cantidad de energía por radiación y convección. Así, el vapor eleva su temperatura y aumenta su volumen específico.

El sobrecalentador es un haz de tubos que ofrece una superficie de intercambio de calor para elevar la temperatura del vapor saturado y obtener un vapor seco, para cumplir los requerimientos del proceso.

Tabla 24

Características de tubos de caldera

Descripción	Características
Tubos de generación	SA 178-A, Tubo 50,8 mm SA 106-B, Pipe 101,6 mm
Tubos de pared	SA 178-A, Tubo 50,8 mm
Tubos de sobrecalentador	SA 213-T22, Tubo 50,8 mm

Fuente: TEGNOLOG, 2014.

2.5.3.6 Desareador o desgasificador

Un desareador del caldero es el equipo que remueve O₂ del agua de alimentación a calderas, ya que el oxígeno es altamente corrosivo en los circuitos de vapor. El Desareador tiene tres funciones principales que son:

- Almacén de agua en un tanque cilíndrico horizontal, que asegura el funcionamiento estable de las bombas de agua de alimentación.
- Desgasificador del condensado entrante, que se atomiza y cae, encontrándose en contracorriente el vapor saturado que sale a la atmósfera arrastrando los gases disueltos incondensables.
- Calentar el agua de alimentación mediante el vapor de la extracción que se distribuye por tubos situados debajo del nivel de agua.

El desareador del presente trabajo es de marca APIN fabricado de acuerdo al código y con estampa ASME, tipo atomizador, de 11 339,81 kg/h agua de capacidad, tiene un control de almacenamiento de agua de 10 minutos, para reducir el nivel de oxígeno disuelto a 0,005 cc/Lt en el agua.

Tabla 25

Características del desareador

Parámetro	Valor
Temperatura de Ingreso	302,5 K (85 °F)
Temperatura de salida	373,1 K (212 °F)
Diámetro	1,22 m
Longitud cilíndrica	2,13 m
Volumen	1854,85 litros
Aislamiento	Lana mineral de 5,08 cm de espesor.

Fuente: TEGNOLOG, 2014.

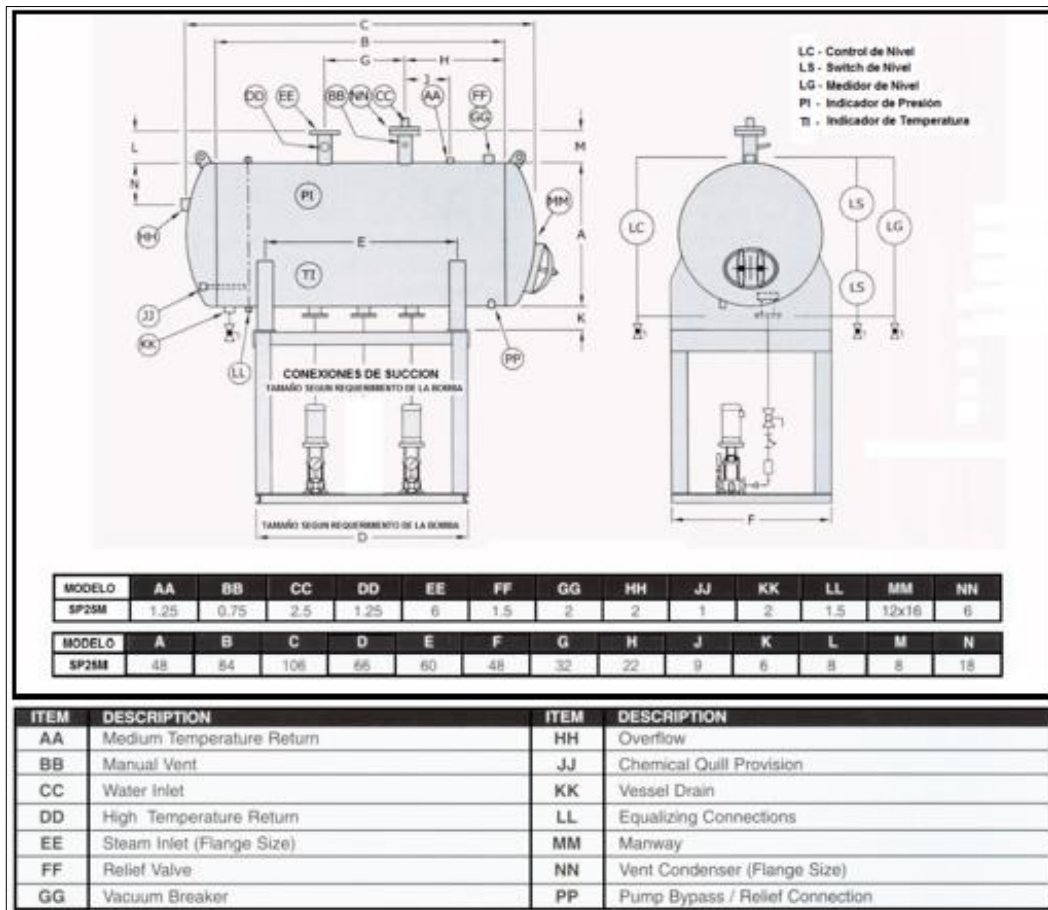


Figura 27. Partes del desareador

Fuente: TEGNOLOG, 2014.

2.5.3.7 Economizador

Este componente tiene la función de recuperar calor de los gases de la caldera. Cuando los gases de combustión dejan la zona de transferencia de calor por radiación/convección, aun contienen energía sensible que al no recobrase, causará pérdidas en la eficiencia de la caldera. Se puede recuperar una porción de ese calor con la instalación de un economizador.

Los economizadores son superficies termo intercambiadoras constituidas por bancos tubulares, que captan calor de desecho de los gases de combustión para recuperarlo en forma de calor útil.

Es la parte del generador donde por intercambio de calor entre los gases de combustión y el agua líquida del generador se le reduce la temperatura a los gases de combustión y se le incrementa al agua líquida proveniente de la bomba de alimentación.

Tabla 26

Características del economizador APIN

Descripción	
Capacidad de diseño	10 432,625 kg/h
Temperatura de Ingreso	373,15 K (212 °F)
Temperatura de salida	396,71 K (254,4 °F)
Presión de diseño	2 413,16 kPa (350 PSI)
Presión de trabajo	1 861,58 kPa (270 PSI)
Tubos	ASME SA 178 Gr A de 50,8 mm x 3,429 mm
Superficie de Transferencia	176,51 m ²
Estructura	ASME SA-36
Aislamiento	Lana Mineral de 50,8 mm

Fuente: TEGNOLOG, 2014.

El economizador incrementa el rendimiento de la caldera en función de la gráfica siguiente:

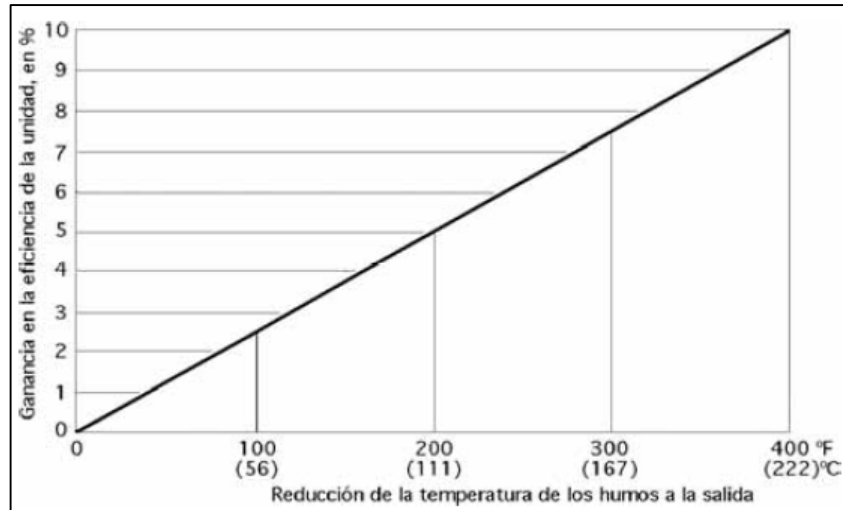


Figura 28. Indicativo de incremento de rendimiento de economizador
Fuente: Fernández, 2008.

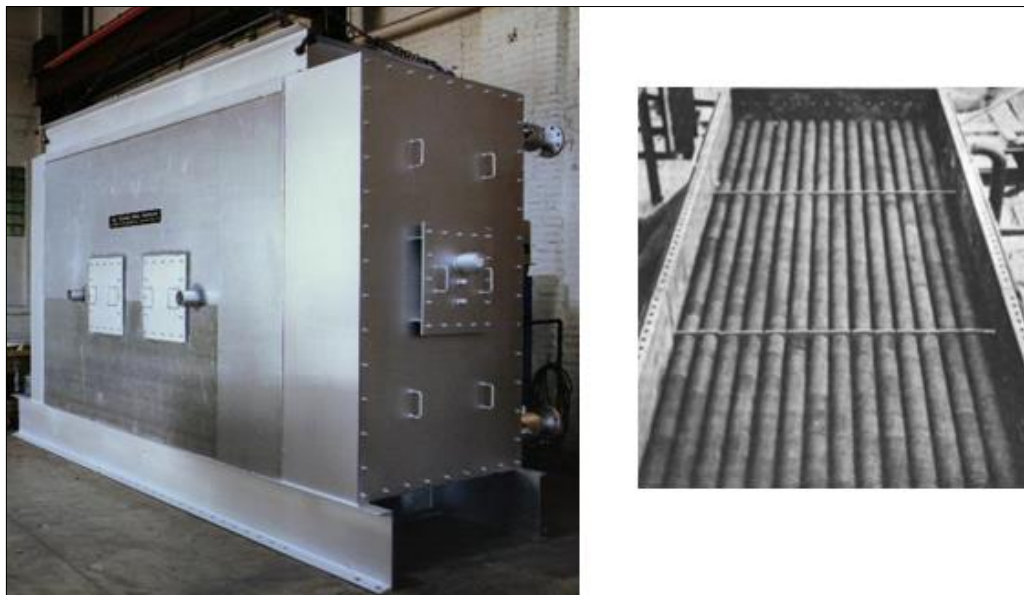


Figura 29. Vista exterior e interior del economizador APIN
Fuente: TEGNOLOG, 2014.

2.5.3.8 Chimenea

La chimenea es el conducto vertical disponible para llevar a los gases de combustión a la salida final de la caldera. La chimenea cumple las siguientes funciones:

- Tiene como función evacuar los gases de combustión de la caldera, después de que han cedido la mayor parte posible de calor.
- Producir un tiro o presión estática para ayudar a la evacuación de los gases de combustión.
- Ayuda a controlar la contaminación ambiental.

Para el caso del presente estudio se ha instalado un economizador en la base de la chimenea que tiene como función incrementar la temperatura del agua de alimentación y reducir la temperatura de salida de los gases de combustión.

2.6 TEORÍA DE QUEMADOR

2.6.1 Definición de quemador

Los quemadores son los equipos donde se realiza la combustión para calderas que queman combustibles líquidos y/o gaseosos, por lo tanto deben contener los tres vértices del triángulo de combustión; es

decir, tienen que lograr la mezcla íntima del combustible con el aire y además proporcionar la energía de activación. (García, 2010)

En el campo de la combustión y quemadores existen un gran número de quemadores por cada tipo de combustible, los quemadores se diferencian en su diseño, construcción y operación.

2.6.2 Funciones del quemador

Las funciones del quemador son las siguientes:

- Aportar combustible a la cámara de combustión en condiciones de ser quemado.
- Atomización (en el caso de líquidos).
- Aportar aire o comburente a la cámara de combustión.
- Mezclar íntimamente el aire y el combustible.
- Encender y quemar la mezcla.
- Monitorear y controlar la llama.
- Desplazar los productos de la combustión

Para el quemado del gas natural no requiere pulverización ni atomización del mismo, llega con su propio impulso, esta función se limita al control y regulación del flujo a través de la presión del propio gas, en función del impulso requerido a la salida de la tobera. Las características del quemador del caldero acuatubular de 700 HP son:

Tabla 27

Características del quemador

Descripción	
Marca	JOHNSON
Tamaño	596, 56 kW (800 HP)
Modelo	FD68AA800LM
Capacidad	10 886,217 lb/kg
Combustible	Diesel B5
Tipo	Modulante
Voltaje	480/3ph/60Hz
Voltaje para control	120/60 Hz
Potencia del Ventilador	22,371 kW (30 HP)
Consumo de Combustible	794,936 l/h (210 GPH)
Max. Presión de cámara	76,2 mm c.a.
Ceniza: Máximo	0,015%
Azufre: Máximo	0,55%

Fuente: TEGNOLOG, 2014.



Figura 30. Quemador Johnson Modelo FD68 – Diesel 2

Fuente: TEGNOLOG, 2014.

2.6.3 Clasificación de quemadores

La clasificación de los quemadores se realiza bajo el criterio del tipo de combustible a utilizar, que son los siguientes:

- Quemadores de combustible líquido.
- Quemadores de combustible gaseosos.

- Quemadores mixtos.
- Quemadores de combustible sólido.

2.6.3.1 Quemadores para combustibles líquidos

A. Quemador de una etapa

Estos quemadores solo se usan con diesel 2 o similar hasta un rango de potencia de 350 kW, pero también son usados hasta 600 kW pero su operación en el arranque es ruidoso.

Los quemadores On-off son de una sola llama, cuyo encendido es con chispa eléctrica producido con corriente eléctrica a alta tensión, este circuito está conformado por dos electrodos de encendido colocados directamente sobre la tobera de atomización y un transformador de encendido de dos polos de 10 000 V. (Albujar, 2011)

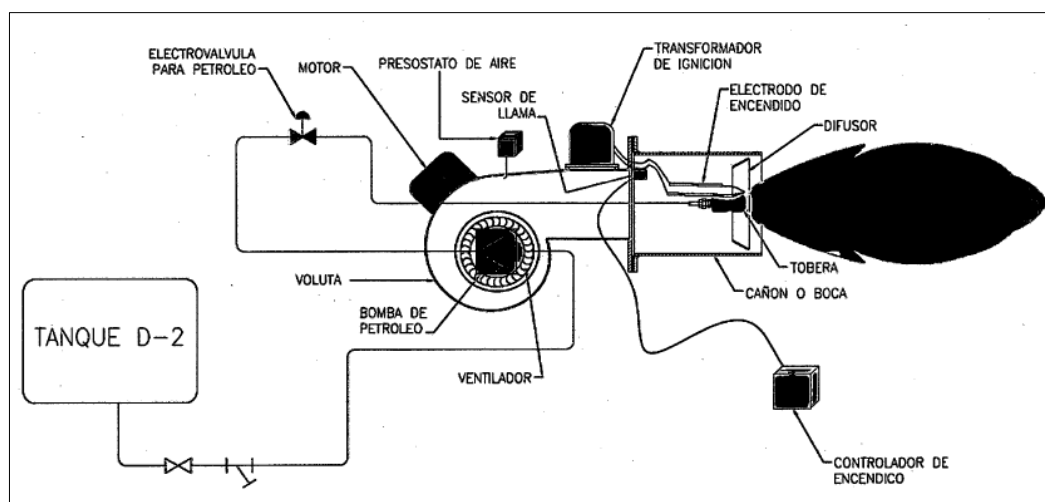


Figura 31. Quemador de una etapa (on-off) Diesel 2

Fuente: Albujar, 2011.

B. Quemador tipo bajo/alto/bajo fuego

“Son usados normalmente con Diesel 2 o usando hasta un rango de 1200 kW, estos quemadores son de dos llamas (bajo fuego y alto fuego), arrancan en bajo fuego para luego ir a alto fuego” (Albujar, 2011).

Constructivamente estos quemadores son muy similares al del tipo de una etapa; la diferencia entre ambos es que estos últimos tienen dos toberas, dos electroválvulas y un dámper que regula el suministro del aire.

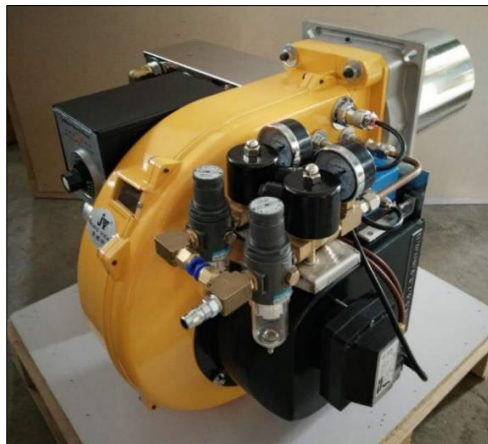


Figura 32. Quemador de doble llama diesel 2
Fuente: Quemadores baltur, 2018.

C. Quemador modulante

Es un quemador que es idóneo de operar con una cantidad indefinido de llamas dentro del rango entre la llama chica y llama grande. Este tipo de quemador permite generar sólo la cantidad de calor necesario, para satisfacer la demanda térmica de la planta o un determinado proceso. De tal manera que cuando la demanda de calor

crece rápidamente se incrementa el tamaño de llama y viceversa, acertando siempre en equilibrio la demanda y la generación del calor. (Albujar, 2011, p.95)

Su aplicación en calderas es necesario a partir de potencias mayores a 1200 kW. En el presente caso es un quemador de 700 HP (522 kW) que tiene como fin la generación de vapor para los procesos de la Central Térmica.



Figura 33. Quemador modulante de Diesel 2
Fuente: Quemadores baltur, 2018.

2.6.3.2 Quemadores para combustibles gaseosos

A. Quemador de una etapa

Son de una sola llama, cuyo encendido es por chispa eléctrica producida por un transformador de alta tensión (6000 V) y un electrodo de encendido colocados a 3 mm del distribuidor de gas, se usan para potencias de 350 kW hasta 6000 kW, pero su arranque es ruidoso acompañado de escasos retrocesos de llama. (Albujar M., 2011, p.109)

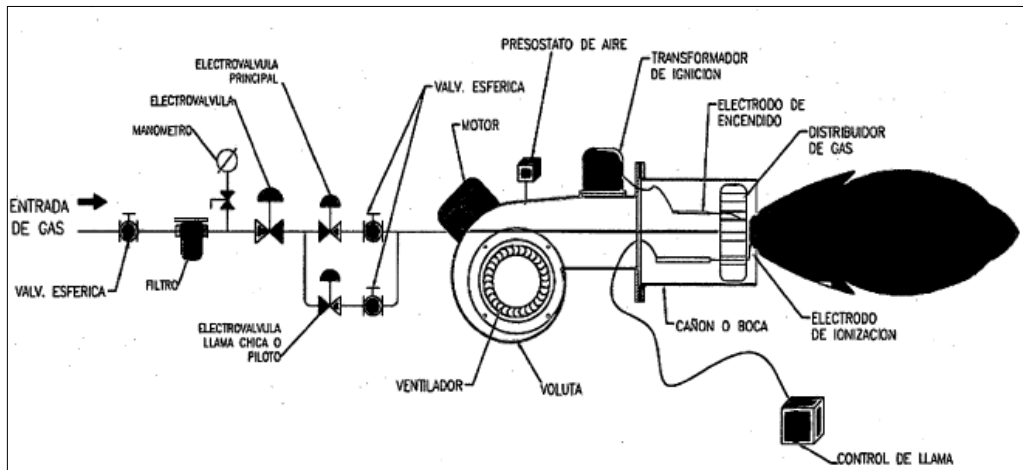


Figura 34. Quemador de una etapa a gas natural

Fuente: Albuja, 2011.

B. Quemador tipo bajo/alto/bajo fuego

Son de dos llamas (bajo y alto fuego), su rango de aplicación en calderas es hasta una potencia de 1750 kW. El encendido es en bajo fuego para luego ir gradualmente a alto fuego, una vez cumplida la demanda de calor en alto fuego regresa a bajo fuego. Estos quemadores constructivamente son muy similares al de una etapa, con la diferencia que tienen un servomotor que controla al mismo tiempo un dámper que regula el suministro del aire y una válvula reguladora que controla del caudal del gas. Entre sus ventajas se puede mencionar su operaci3n más silenciosa y generaci3n de calor acorde a la demanda. (Albuja, 2011, p.112)



Figura 35. Quemador de dos etapas de gas
Fuente: Quemadores baltur, 2018.

C. Quemador modulante

“Este quemador, en cuanto a su funcionamiento, es igual al de los combustibles líquidos modulantes, pero tiene ciertas diferencias constructivas” (Albujar, 2011, p.113).



Figura 36. Quemador modulante de gas natural
Fuente: Quemadores baltur, 2018.

2.6.3.3 Quemador mixto

Los quemadores mixtos son aquellos que pueden quemar de forma simultánea o alternativa dos combustibles, sólido/líquido, sólido/gas y líquido/gas. Para el presente proyecto, el quemador convertido opera de forma alternativa con gas o Diesel B5.



Figura 37. Quemador mixto de gas/gasóleo de dos etapas
Fuente: Quemadores baltur, 2018.

2.7 TEORÍA DEL DESARROLLO DE EFICIENCIA TÉRMICA

La eficiencia térmica de un caldero es la relación entre el calor aprovechado por el fluido (agua y vapor) y el calor que suministra el combustible al mismo en una hora, según el Manual de Calderas Selmec, (1997), se obtiene a través de la siguiente ecuación:

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_c} \times 100\% \quad [17]$$

Donde:

η_t : Eficiencia térmica del caldero

\dot{Q}_a : Calor aprovechable

\dot{Q}_a : Calor suministrado

En el presente trabajo se determinó la eficiencia térmica por el balance de masa y balance de energía de los combustibles en estudio (Diesel B5 y gas natural) de un caldero acuotubular. El caldero en estudio se considera un sistema termodinámico abierto reactivo de flujo estacionario.

2.7.1 Balance de masa

2.7.1.1 Análisis del aire

El aire, que ingresa al caldero para la combustión, es un aire húmedo. La composición estándar del aire seco, es de la siguiente manera:

Tabla 28

Composición del aire estándar

Elemento	Símbolo	% volumen molares
Oxígeno	O ₂	21
Nitrógeno	N ₂	79

Fuente: Cengel & Boles, 2016.

Para el desarrollo de la presión parcial de la humedad de aire (P_V) en kPa, se necesita la presión de saturación del agua a temperatura

ambiente ($P_{\text{sat@Tab}}$) en kPa y la humedad relativa del sitio (ϕ). Mediante la siguiente ecuación se halla P_V :

$$P_V = \phi P_{\text{sat@Tab}} \quad [18]$$

Se procede hallar la relación por fracciones molares de la humedad de vapor de agua por aire seco (y_i) como se muestra en la siguiente ecuación:

$$y_i = \frac{P_V}{P - P_V} \quad [19]$$

Donde:

P: Presión Atmosférica en kPa.

y_i : Relación de fracción molar se expresa kmol de vapor de agua / kmol de aire seco.

P_V : Presión parcial de la humedad de aire.

2.7.1.2 Análisis del combustible

En el análisis del combustible se necesita saber las características principales como: poder calorífico, su composición química, calor específico, cenizas y otros. No se considera la humedad de ambos combustibles para el cálculo de combustión por ser mínima la cantidad.

Para el desarrollo de estas características se hacen siguiendo los estándares de la industria tales como ASTM e ISO. En el presente caso

se tomó las características de ambos combustibles (Diesel B5 y gas natural) por parte de Petroperú y Osinerming.

2.7.1.3 Balance de Agua y vapor

Este balance se da por la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_v \quad [20]$$

Donde:

\dot{m}_w : Flujo másico de agua de alimentación (kg/h).

\dot{m}_v : Flujo másico de vapor de agua generado (kg/h).

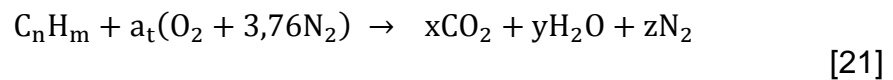
2.7.1.4 Balance de masa en la combustión

El proceso de combustión se puede expresar mediante ecuaciones químicas, y donde se libera la energía necesaria para la producción de vapor.

En la combustión se generan productos que son los gases de combustión expuestos en la Tabla 21. Teniendo en cuenta los gases de combustión se procederá a plantear las ecuaciones de balance de masa.

Los gases de combustión se consideran como una mezcla de gases ideales. Con estas indicaciones se procede a realizar los balances de masas de ambos combustible:

A. Ecuación química de combustión estequiométrica o teórica



Donde n y m son el número de átomos de carbono e hidrógeno respectivamente en el combustible.

Los coeficientes desconocidos en la ecuación anterior se encuentran a partir de balance de masas, donde se obtiene las siguientes igualdades:

$$C: n = x \rightarrow x = n \quad [22]$$

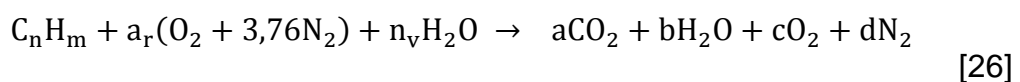
$$H: m = 2y \rightarrow y = m/2 \quad [23]$$

$$O_2: a_t = x + 0,5y \rightarrow a_t = x + 0,5y \quad [24]$$

$$N_2: 3,76a_t = z \rightarrow z = 3,76a_t \quad [25]$$

Hallando el balance de masas de la ecuación [21] se obtiene los coeficientes desconocidos y el coeficiente de aire teórico.

B. Ecuación química de combustión real con exceso de aire y humedad



Los coeficientes desconocidos en la ecuación [26] se encuentran a partir de balance de masas, donde se obtiene las siguientes igualdades:

$$C: 12 = a \rightarrow a = 12 \quad [27]$$

$$H: m + 2n_v = 2b \rightarrow b = 0,5m + n_v \quad [28]$$

$$O_2: a_r + 0,5n_v = a + 0,5b + c \rightarrow c = a_r + 0,5n_v - a - 0,5b \quad [29]$$

$$N_2: 3,76a_r = d \rightarrow d = 3,76a_r \quad [30]$$

Para determinar el coeficiente de aire real se halla mediante la siguiente fórmula:

$$a_r = a_t(1 + e) \quad [31]$$

Donde:

a_r : Coeficiente de aire real (kmol O_2 /kmol Diesel B5).

e : Exceso de aire.

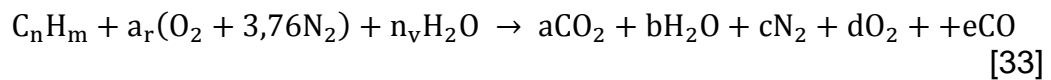
Posteriormente, se determina el coeficiente n_v que representa el número de moles de vapor de agua presente en el aire en Kmol vapor/kmol combustible seco. En la ecuación 18 se obtiene la fracción molar de vapor de agua y_i , se plantea la siguiente fórmula:

$$n_v = n_a \times y_i \quad [32]$$

Donde:

n_a : representa el número de moles de aire seco presente en la combustión en kmol aire seco / kmol Combustible.

C. Ecuación química de combustión incompleta



Los coeficientes desconocidos en la ecuación [33] se encuentran a partir de balance de masas.

D. Masa y volumen de gases de combustión generados por cada kg de combustible

Se necesita de la masa molar del combustible que se obtiene según las Tablas 6 y 9 (masa molar de Diesel B5 y gas natural). Las masas de combustión se obtienen de la siguiente fórmula:

$$CO_2 = a \left(\frac{M_{CO_2}}{M_{comb}} \right) \quad [34]$$

$$H_2O = b \left(\frac{M_{H_2O}}{M_{comb}} \right) \quad [35]$$

$$N_2 = c \left(\frac{M_{N_2}}{M_{comb}} \right) \quad [36]$$

$$O_2 = d \left(\frac{M_{O_2}}{M_{comb}} \right) \quad [37]$$

$$CO = e \left(\frac{M_{CO}}{M_{comb}} \right) \quad [38]$$

Donde:

CO_2 : Masa de CO_2 generada por cada kg de Combustible (kg CO_2 /kg Combustible).

H_2O : Masa de H_2O generada por cada kg de Combustible (kg H_2O /kg Combustible).

N_2 : Masa de N_2 generada por cada kg de Combustible (kg N_2 /kg Combustible).

O_2 : Masa de O_2 generada por cada kg de Combustible (kg O_2 /kg Combustible).

CO : Masa de CO generada por cada kg de Combustible (kg CO /kg Combustible).

M_{CO_2} : Masa molar del CO_2 (kg CO_2 /kmol CO_2).

M_{H_2O} : Masa molar del H_2O (kg H_2O /kmol H_2O).

M_{N_2} : Masa molar del N_2 (kg N_2 /kmol N_2).

M_{O_2} : Masa molar del O_2 (kg O_2 /kmol O_2).

M_{CO} : Masa molar del CO (kg CO /kmol CO).

M_{comb} : Masa molar del combustible.

Lo siguiente es hallar la masa total de gases de combustión total y en base seca (Ecuación 39-40):

$$G_m = CO_2 + H_2O + N_2 + O_2 + CO \quad [39]$$

$$\dot{G}_m = \text{CO}_2 + \text{N}_2 + \text{O}_2 + \text{CO} \quad [40]$$

Donde:

G_m : Masa total de gases de combustión (kg de gases de combustión /kg de Combustible).

\dot{G}_m : Masa de gases de combustión secos (kg de gases de combustión secos /kg de Combustible).

Una vez obtenida las masas de combustión de cada componente se procede a hallar el volumen generado de los gases de combustión por kg de combustible, con la siguiente ecuación:

$$[\text{CO}_2] = \left(\frac{\text{CO}_2}{\rho_{\text{CO}_2}} \right) \quad [41]$$

$$[\text{H}_2\text{O}] = \left(\frac{\text{H}_2\text{O}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} \right) \quad [42]$$

$$[\text{N}_2] = \left(\frac{\text{N}_2}{\rho_{\text{N}_2}} \right) \quad [43]$$

$$[\text{O}_2] = \left(\frac{\text{O}_2}{\rho_{\text{O}_2}} \right) \quad [44]$$

$$[\text{CO}] = \left(\frac{\text{CO}}{\rho_{\text{CO}}} \right) \quad [45]$$

Donde:

[CO₂]: Volumen de CO₂ generado por cada kg de combustible (m³ CO₂ / kg Combustible).

[H₂O]: Volumen de H₂O generado por cada kg de combustible (m³ H₂O / kg Combustible).

[N₂]: Volumen de N₂ generado por cada kg de combustible (m³ N₂ / kg Combustible).

[O₂]: Volumen de O₂ generado por cada kg de combustible (m³ O₂ / kg Combustible).

[CO]: Volumen de CO generado por cada kg de combustible (m³ CO / kg Combustible).

Las densidades de los gases de combustión son determinadas en condiciones estándares a (298,15 K y 1 atm).

Después se halla el volumen total y el volumen seco de gases de combustión generada (Ecuación 46-47):

$$G_v = [CO_2] + [H_2O] + [N_2] + [O_2] + [CO] \quad [46]$$

$$\dot{G}_v = [CO_2] + [N_2] + [O_2] + [CO] \quad [47]$$

Donde:

G_v: Volumen total (m³ gases de combustión/kg /kg de combustible).

\dot{G}_V : Volumen seco (m^3 gases de combustión secos/kg /kg de combustible).

Determinación las relaciones aire/combustible de masa y volumen.

Para esto será necesario utilizar términos hallados anteriormente como a_r en la ecuación [31], n_v en la ecuación [32] y la masa molar del combustible M_{comb} del Diesel B5 y gas natural:

$$A_m = \frac{a_r(M_{O_2} + 3,76M_{N_2}) + n_v M_{H_2O}}{M_{comb}} \quad [48]$$

$$A_v = \frac{a_r \left(\frac{M_{O_2}}{\rho_{O_2}} + 3,76 \frac{M_{N_2}}{\rho_{N_2}} \right) + n_v \frac{M_{H_2O}}{\rho_{H_2O}}}{M_{comb}} \quad [49]$$

Donde:

A_m : La relación de aire/combustible (kg aire/kg combustible).

A_v : La relación de aire/combustible (m^3 aire/kg combustible).

2.7.2 Balance de energía

Se procede a realizar el balance de energía para desarrollar los niveles energéticos de cada uno de los flujos de materia y energía de la caldera.

2.7.2.1 Ecuación de la conservación de la energía

Se plantea la ecuación de conservación de la energía para un sistema abierto estacionario igualando flujos energía de entrada y salida:

$$\dot{Q}_i + \dot{Q}_{ap} + \dot{Q}_c = \dot{Q}_{ci} + \dot{Q}_{cz} + \dot{Q}_{rp} + \dot{Q}_{ch} + \dot{Q}_a \quad [50]$$

Donde:

\dot{Q}_i : Potencia térmica por la combustión del combustible (kJ/h).

\dot{Q}_{ap} : Potencia térmica de ingreso de aire de ambiente (kJ/h).

\dot{Q}_c : Potencia térmica del combustible entrante (kJ/h).

\dot{Q}_{ci} : Potencia térmica debido a la combustión incompleta (kJ/h).

\dot{Q}_{cz} : Potencia térmica debido a ceniza (kJ/h).

\dot{Q}_{rp} : Potencia térmica debido a la radiación externa (kJ/h).

\dot{Q}_{ch} : Potencia térmica debido a calor sensible con que expulsan los gases de combustión a la atmosfera (kJ/h).

\dot{Q}_a : Potencia térmica neta aprovechable para generación de vapor (kJ/h).

A la ecuación [50] se divide por \dot{m}_c el flujo másico del combustible (kg/h), de la cual se obtiene la siguiente ecuación:

$$q_i + q_{ap} + q_c = q_{ci} + q_{cz} + q_{rp} + q_{ch} + q_a \quad [51]$$

Obteniendo ya la ecuación [51] se procede a despejar con respecto a q_a energía térmica neta (kJ/kg), de la cual se obtiene la siguiente ecuación:

$$q_a = q_i + q_{ap} + q_c - (q_{ci} + q_{cz} + q_{rp} + q_{ch}) \quad [52]$$

Expresando q_a en función de \dot{m}_c y despejando:

$$\frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}_c} = q_i + q_{ap} + q_c - (q_{ci} + q_{cz} + q_{rp} + q_{ch}) \quad [53]$$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_a}{q_i + q_{ap} + q_c - (q_{ci} + q_{cz} + q_{rp} + q_{ch})} \quad [54]$$

Donde:

Todas las energías representadas por la simbología “q” se expresa en (kJ/kg de combustible)

2.7.2.2 Calor aprovechable

La potencia térmica aprovechable es la potencia térmica final que se utiliza para la generación de vapor, viene determinada por la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_v(h_{vg} - h_{wa}) \quad [55]$$

Donde:

h_{wa} : Entalpía de agua de alimentación a T_{wa} (kJ/kg).

h_{vg} : Entalpía de vapor de agua generado a la salida del caldero a T_{vg} y P_{vg} (kJ/kg).

\dot{m}_v : Flujo de vapor generado (kJ/h).

La entalpía del agua de alimentación h_{wa} viene definida por la tabla (Anexo C), mientras que la entalpía h_{vg} es determinada mediante tablas (Anexo E). El flujo de vapor \dot{m}_v viene dado por el dato de diseño del caldero a estudiar.

2.7.2.3 Ganancias de energía

Son los diversos aportes de energía al sistema termodinámico que favorecen para la generación de vapor del caldero, de las cuales se tiene las siguientes ganancias de energía que son:

A. Energía por unidad de masa liberada por la combustión (q_i)

Viene determinada por el poder calorífico inferior del combustible (PCI), se tiene la siguiente expresión:

$$q_i = \text{PCI} \quad [56]$$

Donde:

PCI: Poder Calorífico Inferior del combustible (kJ/kg)

B. Energía por unidad de masa de aire entrante (q_{ap})

Esta ecuación se basa en los términos de la relación aire/combustible hallada en la anterior ecuación [48], la cual se obtiene de la siguiente ecuación:

$$q_{ap} = \left(C_{pa} \left(\frac{a_r(M_{O_2} + 3,76M_{N_2})}{M_{comb}} \right) + C_{pv} \left(\frac{n_v M_{H_2O}}{M_{comb}} \right) \right) (T_{ap} - T_{ref})$$

[57]

Donde:

T_{ap} : Temperatura de entrada del aire primario (K).

T_{ref} : Temperatura de referencia (K).

C_{pa} : Calor específico a presión constante del aire entrante (kJ/kg °C).

C_{pv} : Calor específico a presión constante del vapor de agua en el aire (kJ/kg °C).

En las temperaturas de entrada del aire se utilizan calores específicos constantes a 300 K, con una temperatura de referencia T_{ref} de 298,15 K. La ecuación [57] toma la siguiente expresión:

$$q_{ap} = \left(1,005 \left(\frac{a_r(M_{O_2} + 3,76M_{N_2})}{M_{comb}} \right) + 1,872 \left(\frac{n_v M_{H_2O}}{M_{comb}} \right) \right) (T_{ap} - 298,15)$$

[58]

C. Energía por unidad de masa del combustible entrante (q_c)

La siguiente ecuación viene definida por la siguiente expresión:

$$q_c = C_{pb}(T_b - 298,15)$$

[59]

Donde:

C_{pb} : Calor específico a presión constante del combustible (kJ/kg K).

T_b : Temperatura de entrada del combustible (K).

2.7.2.4 Pérdidas de energía

A. Pérdida por calor sensible en gases de combustión (q_{ch})

Esta pérdida representa el calor sensible que se pierde con los gases de combustión cuando salen por la chimenea. Según Annaratone (1985), vienen determinadas por la siguiente ecuación:

$$q_{ch} = G_m C_{p-gc} (T_{g-ch} - T_{ref}) \quad [60]$$

Donde:

G_m : Masa molar total de los gases de combustión.

C_{p-gc} : Calor específico de los gases de combustión de salida.

T_{g-ch} : Temperatura de salida de los gases de combustión (K).

T_{ref} : Temperatura de referencia (K).

B. Pérdida por combustión incompleta (q_{ci})

Esta pérdida representa la consecuencia de una combustión incompleta. Es cuando se genera el monóxido de carbono (CO) en vez de CO_2 durante la combustión. Según Annaratone (1985), vienen determinadas por la siguiente ecuación:

$$q_{ci} = [CO] \times 12\,644 \quad [61]$$

C. Pérdida por ceniza (q_{cz})

Esta pérdida es generada por la cantidad de combustible que no se quema. Depende exclusivamente de la masa de ceniza “C” presente en el combustible en base seca y del poder calorífico inferior del combustible. Viene determinada por la siguiente ecuación:

$$q_{cz} = C \times PCI \quad [62]$$

D. Pérdida por radiación (q_{rp})

Son las pérdidas producidas por la radiación de calor hacia el exterior que rodea a los generadores de vapor. Estas tienen lugar en toda la superficie exterior de estos y se asumirá, Según Annaratone (1985), vienen determinadas por la siguiente ecuación:

$$q_{rp} = \frac{0,35PCI}{\left(\frac{\dot{Q}_a}{3600}\right)^{0,4}} \quad [63]$$

Donde:

PCI: Poder calorífico inferior del combustible (kJ/kg).

\dot{Q}_a : Potencia térmica neta aprovechable para generación de vapor (kJ/h).

2.7.2.5 Eficiencia térmica del generador de vapor

Finalmente, los cálculos anteriores se consolidan para hallar la eficiencia térmica del generador de vapor, mediante la siguiente expresión:

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}_c \text{PCI}} \times 100\% \quad [64]$$

Donde:

η_t : Rendimiento térmico del generador de vapor (%).

2.7.2.6 Capacidad de generación de vapor

Para el cálculo de la capacidad de producción de vapor se realiza mediante la siguiente relación:

$$R_{v/b} = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_c} \quad [65]$$

Donde:

$R_{v/b}$: Relación de vapor producido por kg de combustible (kg vapor/kg combustible)

2.7.2.7 Flujo de gases de combustión del combustible

A. Flujo másico de los gases de combustión del combustible

Para el cálculo del flujo másico generado por los gases de combustión del combustible se realiza mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_g = G_m \times \dot{m}_c \quad [66]$$

Donde:

G_m : Masa total (kg de gases de combustión /kg de combustible).

\dot{m}_c : Flujo másico del combustible (kg de combustible/h)

B. Flujo volumétrico de los gases de combustión del combustible

Para el cálculo del flujo volumétrico generado por los gases de combustión del combustible se realiza mediante la siguiente ecuación:

$$V_{ti} = G_v \times \dot{m}_c \quad [67]$$

Donde:

G_v : Volumen total (m³gases de combustión/kg de combustible).

\dot{m}_c : Flujo másico del combustible (kg de combustible/h)

2.8 DEFINICIÓN DE TÉRMINOS

2.8.1 Mol

El mol es la unidad utilizada para expresar la cantidad de una determinada sustancia en el Sistema Internacional de unidades (SI), el resultado de expresar la masa atómica de un elemento o la masa molecular de un compuesto en gramos.

2.8.2 Fracción molar

Es la relación existente entre el número de moles de la sustancia particular y el número de moles totales de todas las sustancias que forman la mezcla homogénea que contiene a la sustancia particular.

La fracción molar es equivalente a la fracción volumétrica para los gases.

$$\bar{x} = \frac{n_i}{n_t} \quad [68]$$

Donde:

n_i = Número de moles de la sustancia (kmol)

n_t = Número de moles totales de la mezcla (kmol)

2.8.3 Entalpía

Entalpía es una magnitud termodinámica, simbolizada con la letra H mayúscula, definida como “el flujo de energía térmica en los procesos químicos efectuados a presión constante cuando el único trabajo es de presión-volumen”, es decir, la cantidad de energía que un sistema intercambia con su entorno.

2.8.4 Entalpía de formación

La entalpía de formación de un compuesto químico es la variación de entalpía de la reacción de formación de dicho compuesto a partir de

las especies elementales que lo componen, en su forma más abundante. La entalpía de formación de un compuesto es la energía necesaria para formar un mol de dicho compuesto a partir de sus elementos, medida, normalmente, en unas condiciones de referencia estándar, 1 atm de presión y una temperatura de 298 K (25 °C). Esta entalpía es negativa cuando se trata de una reacción exotérmica, que desprende calor, mientras que es positiva cuando es endotérmica.

2.8.5 Transferencia de calor

La transferencia de calor es un proceso por el que se intercambia energía en forma de calor de un sistema a otro como resultado de la diferencia de temperatura. La transferencia de energía como calor siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja, y la transferencia de calor se detiene cuando los dos medios alcanzan la misma temperatura. (Yunus A. Cengel, 2007)

2.8.6 Conducción

“Es la forma de transferencia en la cual el calor se propaga a través de un punto a otro dentro de un determinado material, o a través de otro contiguo a éste” (Yunus A. Cengel, 2007).

2.8.7 Convección

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. (Yunus A. Cengel, 2007)

2.8.8 Radiación

Todos los cuerpos irradian energía. La radiación, a diferencia de la conducción o convección, no necesita medio físico para trasladarse; viaja tanto a través de la materia, como a través del vacío. Su forma de propagación es similar a la de la luz, o sea por ondas electromagnéticas. (Yunus A. Cengel, 2007)

2.8.9 Elementos de una estación de regulación de presión a gas medidor

“Instrumento utilizado para cuantificar el volumen de gas natural seco que influye a través de un sistema de tuberías” (NTP 1110.10, 2014).

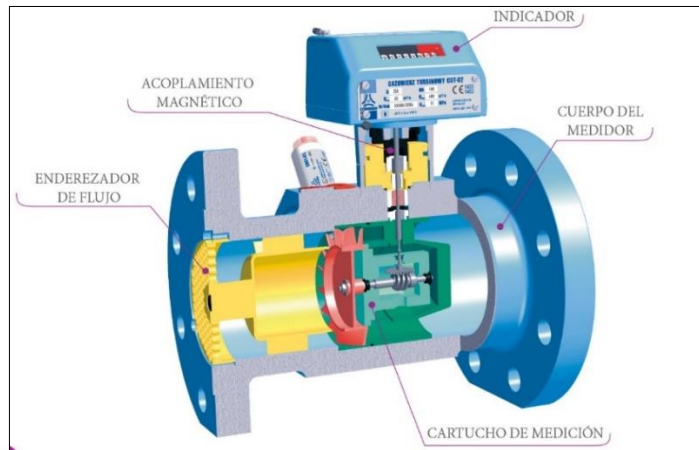


Figura 38. Esquema del medidor tipo turbina de gas natural
Fuente: Medidor gas natural Common, 2015.

Regulador de presión

Dispositivo que reduce la presión del fluido que recibe y la mantiene constante, independiente de los caudales que permite pasar y de variación de la presión aguas arriba del mismo, dentro de los rangos admisibles. La regulación puede efectuarse en una o varias etapas. (NTP 1110.10, 2014)

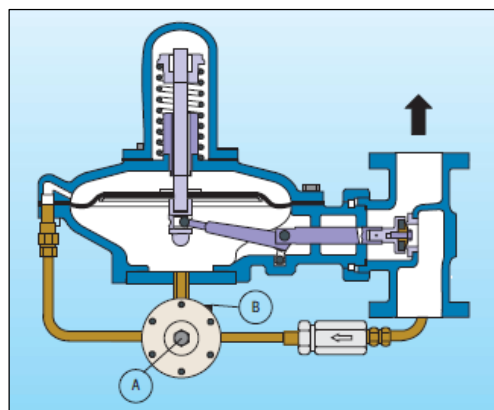


Figura 39. Esquema del regulador de presión de gas natural
Fuente: EQA, 2013.

Separador/filtro

“Conjunto de elementos prefabricados que responde a un proyecto particular y que se destinan a retener partículas sólidas y/o líquidas contenidas en el gas natural seco” (NTP 1110.10, 2014).



Figura 40. Filtro de gas natural

Fuente: Tormene americana, 2018.

Válvula

“Instrumento colocado en las tuberías para controlar o bloquear el suministro de gas natural seco hacia cualquier sección de un sistema de tuberías o de un aparato de consumo” (NTP 1110.10, 2014).



Figura 41. Esquema de válvula de bola flotante

Fuente: WALWORTH, 2017.

Válvula de alivio por venteo

“Un artefacto diseñado para abrirse a fin de prevenir un aumento de la presión del gas natural seco en exceso, de un valor especificado debido a una emergencia o una condición anormal" (NTP 1110.10, 2014).

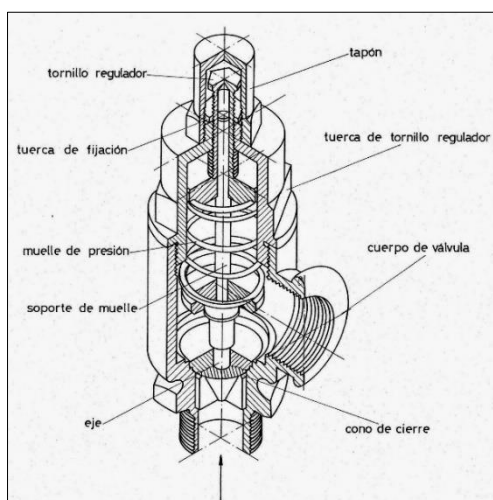


Figura 42. Esquema de válvula de alivio de presión

Fuente: Kohan, 2000.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1 TIPO Y NIVEL DE INVESTIGACIÓN

3.1.1 Tipo de investigación

El tipo de Investigación es tecnológico porque tuvo como objetivo mejorar la eficiencia térmica del caldero acuotubular de 700 HP de la empresa ENGIE S.A.

La investigación tecnológica es el conjunto de actividades que permite descubrir nuevos conocimientos (investigación básica), a la que posteriormente se puede encontrarles aplicaciones prácticas para el diseño o mejoramiento de un producto, proceso industrial o maquinaria y equipo, con el fin de obtener conocimiento para resolver problemas o necesidades de la sociedad para el beneficio de una sociedad.

Además, la investigación es tipo tecnológica por que se hizo una comparación de los resultados de la eficiencia térmica del caldero con combustible diesel B5 (actual) y gas natural que pasó a reemplazarlo a fin de lograr el beneficio de los habitantes.

3.1.2 Nivel de investigación

El nivel de investigación es aplicada, también conocido como diseño o innovación, según Espinoza Ciro, (2014); La investigación aplicada tiene como propósito aplicar los resultados de la investigación experimental para diseñar tecnologías de aplicación inmediata en la solución de los problemas de la sociedad.

3.2 POBLACIÓN Y MUESTRA

El estudio se realizó al caldero acuatubular APIN de 700 HP que opera en la Central Térmica Ilo 1 de la empresa ENGIE S.A.

Tabla 29

Datos del caldero considerado para estudio

ÍTEM	EQUIPO	MARCA	MODELO	CÓDIGO
01	CALDERO	APIN	DAC- B- 32- O	BOILER AUXILIAR

Fuente: TEGNOLOG, 2014.

3.3 TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS

La técnica desarrollada para la presente investigación, es de tipo documental y empírica mediante la observación de datos con los documentos utilizados del área de mantenimiento y operación de la empresa ENGIE S.A.

- Manual de mantenimiento

- Manual de operación
- Libro de construcción del caldero del fabricante
- Libros de termodinámica, caldero y combustibles
- Datos de operación de la Sala de Control

3.4 PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS DE DATOS

La técnica de procesamiento de datos se realizó mediante el uso de una computadora y es donde se registró la caracterización y valores de funcionamiento del caldero a estudiar para hacer los cálculos necesarios para la obtención de resultados, para la cual se logró avanzar el trabajo de investigación.

Para el desarrollo de la eficiencia térmica se procedió a desarrollar el análisis de datos con los valores y caracterización obtenidos de la caldera, con el análisis del balance de masa y energía de los combustibles.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

4.1 CARACTERIZACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DEL CALDERO ACUOTUBULAR DE 700 HP

4.1.1 Funciones del caldero acuotubular

La función principal de la caldera acuotubular es suministrar de vapor a las condiciones requeridas para los distintos procesos auxiliares tanto de la Central Térmica ILO 1 como de SCC (Southern Copper Corporation), los siguientes procesos son:

- Atomización del petróleo en quemadores de calderos de fuego directo.
- Calentamiento de petróleo residual.
- Desalinizar agua en la Planta desalinizadora 2.
- Suministrar vapor auxiliar a SCC.

El suministro de vapor auxiliar de esta caldera será en situaciones en las que no hay disponibilidad de vapor saturado de la caldera de recuperación de SCC. La operación de esta caldera auxiliar debe garantizar la toma rápida de la producción de vapor, esto porque los procesos de la Fundición de SCC no pueden soportar la interrupción de

este suministro por un tiempo prolongado disponibilidad de vapor saturado de la caldera de recuperación de SCC.

En la Figura 43 se observa salida de vapor auxiliar, provenientes del caldero auxiliar, luego este vapor es regulada su presión, para su ingreso al cabezal de 1241 kPa con el fin de abastecer vapor a los procesos.

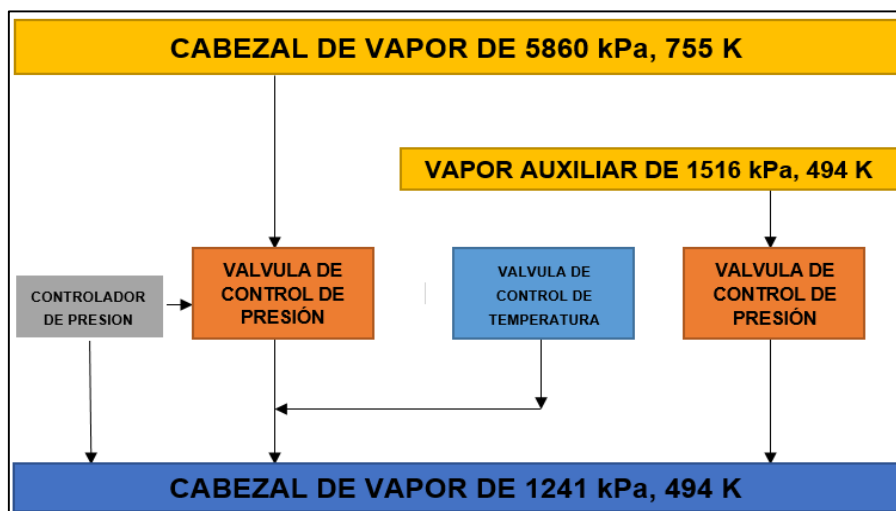


Figura 43. Esquema del sistema de vapor de 1 241 kPa

Fuente: Elaboración propia.

La caldera auxiliar tiene una capacidad de producción de vapor de 10 432,625 kg/h, a presión de 1 516 kPa y temperatura de 494 K, en el escenario en que haya vapor disponible procedente de SCC, y a cualquier caldera en servicio en CT ILO 1, la caldera auxiliar debe estar al servicio y mantener en su mínimo carga técnica lista para proporcionar el vapor para los procesos auxiliares.

4.1.2 Características de funcionamiento del caldero acuotubular

La caracterización de funcionamiento del caldero se realizó bajo las especificaciones de diseño del caldero, para que brinde soporte para la presente investigación, que son las siguientes:

Tabla 30

Régimen de funcionamiento del caldero

PARÁMETRO	UNIDAD	VALOR
Capacidad de diseño	kg/h	10 432,625
Capacidad máxima de vapor	kg/h	10 432,625
Presión de diseño	kPa	2 068,42
Presión de operación	kPa	1 516,84
Temperatura de vapor (sobrecalentado)	K	505,37
Temperatura de salida del desareador	K	373,15
Temperatura de salida del economizador	K	396,70

Fuente: TEGNOLOG, 2014.

Para el desarrollo de la eficiencia térmica del caldero, se calculó con los datos de la Tabla 30, para ambos combustibles.

En la Tabla 31 se muestra los datos de la superficie calefacción del caldero y en la Tabla 32 su dimensión y peso del caldero.

Tabla 31

Superficie de calefacción del caldero

PARÁMETRO	UNIDAD	VALOR
Superficie radiante	m ²	32,51
Superficie de convección	m ²	151,89
Superficie total	m ²	184,41
Volumen de la cámara	m ³	16,56

Fuente: TEGNOLOG, 2014.

Tabla 32

Dimensión y peso del caldero

PARÁMETRO	UNIDAD	VALOR
Alto a la salida de vapor	m	3,7
Alto del hogar del caldero	m	2,9
Largo del hogar del caldero	m	5,5
Ancho del hogar del caldero	m	3,3
Peso en seco	kg	20 751
Peso operacional	kg	25 650
Quemador y accesorios	kg	2 948

Fuente: TEGNOLOG, 2014.



Figura 44. Caldera APIN de 700 HP

Fuente: TEGNOLOG, 2014.

En la Figura 45 se muestra la ventana de operación del caldero auxiliar, trabajando con combustible Diesel B5.

4.2 CÁLCULO DE EFICIENCIA TÉRMICA DEL CALDERO CON COMBUSTIBLE DIESEL B5

Para el cálculo de la eficiencia térmica del caldero acuatubular con combustible Diesel B5 se halló por el método de balance de masa y energía. Para ello se tomó los datos de diseño y funcionamiento del caldero.

Para el desarrollo de la eficiencia térmica del caldero se dio a conocer los datos del generador:

Tabla 33

Datos de diseño y funcionamiento de la caldera-Diesel B5

Símbolo	Parámetro	Unidad	Valor
\dot{m}_v	Capacidad de producción de vapor de la caldera	kg/h	10 432,625
T_{vg}	Temperatura de salida de vapor generado	K	505,37
P_{vg}	Presión de salida de vapor generado	kPa	1 516,84
T_{g-c}	Temperatura del ambiente o de ingreso del aire	K	300,15
P	Presión atmosférica o de entrada del aire primario	kPa	101,325
ϕ	Humedad relativa presente en el aire atmosférico	%	80
C	Porcentaje de ceniza presente en el Diesel B5	%	0,01
V_{CO}	Monóxido de Carbono (CO) en gases de combustión	ppm	260
T_{wa}	Temperatura de agua de alimentación, entrada del economizador	K	373,15
T_{a-s}	Temperatura de agua de alimentación, salida del economizador	K	396,70
T_{g-c}	Temperatura de salida de gases de combustión en caldero	K	544,90
T_{g-ch-d}	Temperatura de salida de gases de combustión en chimenea	K	521,35
T_{ref}	Temperatura de referencia estándar	K	298,15
T_{fa-d}	Temperatura de flama adiabática	K	2 358,76
E	Exceso de aire en combustión	%	15
C_p	Calor específico a presión constante	kJ/kg K	1,9664

Fuente: Elaboración propia.

4.2.1 Balance de masa

4.2.1.1 Análisis de aire

Mediante la tabla de temperatura de agua saturada del ANEXO C se determina la presión de saturación del vapor a la temperatura ambiente o de entrada del aire 300,15 K (80,6 °F).

$$P_{\text{sat@Tab}} = 3,601 \text{ kPa}$$

Una vez calculada la presión de saturación del agua se procede a hallar la presión de vapor (P_V) usando la humedad relativa local (ϕ) mediante la ecuación [18]. Se toma el 80 % de humedad relativa en el ambiente.

$$P_V = \phi P_{\text{sat@Tab}}$$

Reemplazando los valores a la ecuación se tiene lo siguiente:

$$P_V = 0,80 \times 3,601 \text{ kPa} = 2,880 \text{ kPa}$$

Una vez calculada la presión parcial del agua se procede a encontrar la razón de humedad representada en moles de vapor de agua por mol de aire seco mediante la ecuación [19].

$$y_i = \frac{P_V}{P - P_V} = \frac{2,880}{101,325 - 2,880}$$

$$y_i = 0,029 \text{ kmol vapor de agua/Kmol aire seco}$$

4.2.1.2 Análisis del Diesel B5

Como se mencionó en el Capítulo II (Estudio del combustible), el Diesel B5 contiene un bajo contenido de azufre, por tanto, no se tomó en cuenta la presencia del SO_2 (dióxido de azufre) en este trabajo de tesis, tiene un elevado poder calorífico como lo indica en la Tabla 7, que garantiza una eficiente combustión y protege el ambiente al reducir la emisión de gases contaminantes e hidrocarburos no quemados.

El Diesel N° 2 es una mezcla compleja de hidrocarburos, se considera que su composición es $\text{C}_{12}\text{H}_{26}$ según Cengel & Boles (2009), la masa molar del Diesel B5 (Tabla 6) es:

$$M_{\text{comb}} = 170 \text{ kg/kmol}$$

4.2.1.3 Balance de masa del agua-vapor

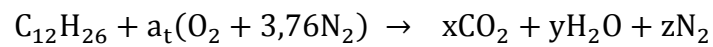
A partir de la ecuación [20], se tiene la capacidad de producción de vapor del caldero:

$$\dot{m}_W = \dot{m}_V = 10\,432,625 \text{ kg/h}$$

Donde la producción de vapor es 10 432,625 kg/h según dato de diseño.

4.2.1.4 Balance de masa de combustión

A. Ecuación química de combustión estequiométrica o teórica ecuación 21 con respecto a la fórmula química del Diesel B5 que es $C_{12}H_{26}$:



Los coeficientes desconocidos (a_t x y z) de la ecuación anterior se encuentran a partir de balance de masas en diversos elementos:

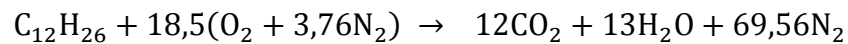
$$C: \quad 12 = x \quad \rightarrow \quad x = 12$$

$$H: \quad 26 = 2y \quad \rightarrow \quad y = 13$$

$$O_2: \quad a_t = x + 0,5y \quad \rightarrow \quad a_t = 18,5$$

$$N_2: \quad 3,76a_t = z \quad \rightarrow \quad z = 69,56$$

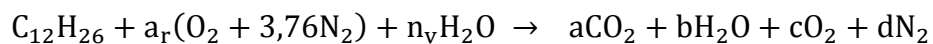
Reemplazando los coeficientes hallados a las ecuaciones anteriores de cada elemento, se obtiene la siguiente ecuación:



Donde también se obtiene el coeficiente de aire teórico (a_t) en kmol O_2 /kmol Diesel B5, necesario para una combustión completa del Diesel B5.

$$a_t = 18,5 \text{ kmol } O_2/\text{kmol Diesel B5}$$

B. Ecuación química de combustión real teniendo en cuenta el exceso de aire y la humedad ecuación 26 con respecto al Diesel B5 $C_{12}H_{26}$.



El exceso de aire (e) es dato de diseño que se encuentra en la Tabla 33 y el coeficiente de aire real se halla mediante la siguiente ecuación con respecto al Diesel B5 ($C_{12}H_{26}$):

$$a_r = a_t(1 + e)$$

Donde los valores hallados se reemplazan en la ecuación 31:

$$a_r = 18,5(1 + 0,15)$$

$$a_r = 21,275 \text{ kmol } O_2/\text{kmol Diesel B5}$$

Se determina el coeficiente n_v que representa el número de moles de vapor de agua presente en el aire en kmol vapor/kmol Diesel B5. Se halla con la ecuación 32:

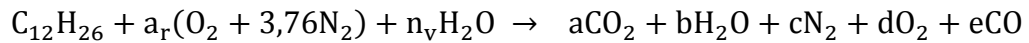
$$n_v = n_a \times y_i$$

Reemplazando los valores a la ecuación anterior se tiene lo siguiente:

$$n_v = 4,76 \times 0,029$$

$$n_v = 0,139 \text{ Kmol vapor/Kmol Diesel B5}$$

C. Ecuación química de combustión incompleta ecuación 33 del combustible Diesel B5 $C_{12}H_{26}$.



Ya se obtuvo los valores n_v y a_r en el apartado anterior, también se tiene como dato de operación de los gases de combustión 260 ppm o 0,026 % (e) de volumen base seca de CO en la salida de la chimenea.

Los coeficientes desconocidos (a b c d) de la ecuación anterior se encuentran a partir de balance de masas:

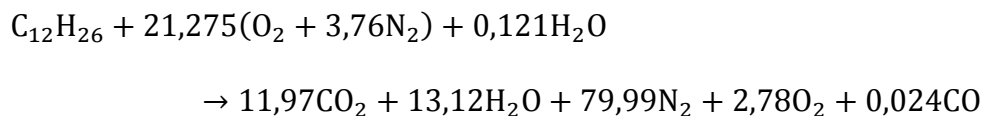
$$C: \quad 12 = a + e \rightarrow a = 11,974$$

$$H: \quad 26 + 2n_v = 2b \rightarrow b = 13,138$$

$$O_2: a_r + 0,5n_v = a + 0,5b + d + 0,5e \rightarrow d = 2,788$$

$$N_2: \quad 3,76a_r = c \rightarrow c = 79,994$$

Reemplazando los coeficientes hallados a las ecuaciones anteriores de cada elemento, se obtiene la siguiente ecuación:



D. De los resultados del apartado anterior se determina la masa de gases de combustión generados por cada kg de combustible, que en este caso es el Diesel B5. Se aplica la ecuación (34-38).

$$CO_2 = a \left(\frac{M_{CO_2}}{M_D} \right) = 11,974 \left(\frac{44,001}{170} \right)$$

$$CO_2 = 3,099 \text{ kg } CO_2/\text{kg Diesel B5}$$

$$H_2O = b \left(\frac{M_{H_2O}}{M_D} \right) = 13,138 \left(\frac{18,015}{170} \right)$$

$$H_2O = 1,392 \text{ kg } H_2O/\text{kg Diesel B5}$$

$$N_2 = c \left(\frac{M_{N_2}}{M_D} \right) = 79,994 \left(\frac{28,013}{170} \right)$$

$$N_2 = 13,182 \text{ kg } N_2/\text{kg Diesel B5}$$

$$O_2 = d \left(\frac{M_{O_2}}{M_D} \right) = 2,788 \left(\frac{31,998}{170} \right)$$

$$O_2 = 0,525 \text{ kg } O_2/\text{kg Diesel B5}$$

$$CO = e \left(\frac{M_{CO}}{M_D} \right) = 0,026 \left(\frac{28,01}{170} \right)$$

$$CO = 0,00428 \text{ kg } CO/\text{kg Diesel B5}$$

El siguiente es hallar la masa total de gases de combustión total y en base seca con la ecuación 39 y 40:

$$G_m = CO_2 + H_2O + N_2 + O_2 + CO = 18,202 \text{ kg gases/kg Diesel B5}$$

$$\dot{G}_m = CO_2 + N_2 + O_2 + CO = 16,810 \text{ kg gases secos/kg Diesel B5}$$

E. Teniendo las masas de combustión, se procede a desarrollar el volumen generado de los gases de combustión por kg de combustible, con la ecuación (41-45) donde se reemplaza los datos hallados:

$$[CO_2] = \left(\frac{3,099}{1,842} \right) = 1,682 \text{ m}^3 CO_2/\text{kg Disel B5}$$

$$[\text{H}_2\text{O}] = \left(\frac{1,392}{1000}\right) = 0,0014 \text{ m}^3\text{H}_2\text{O}/\text{kg Diesel B5}$$

$$[\text{N}_2] = \left(\frac{13,182}{1,2506}\right) = 10,541 \text{ m}^3\text{N}_2/\text{kg Diesel B5}$$

$$[\text{O}_2] = \left(\frac{0,525}{1,429}\right) = 0,367 \text{ m}^3\text{O}_2/\text{kg Diesel B5}$$

$$[\text{CO}] = \left(\frac{0,00428}{1,14}\right) = 0,0037 \text{ m}^3\text{CO}/\text{kg Diesel B5}$$

Las densidades de los gases de combustión están definidas bajo condiciones normales.

Posteriormente, se halla el volumen total de gases de combustión generado y en volumen seco de la ecuación 46 y 47:

$$G_v = [\text{CO}_2] + [\text{H}_2\text{O}] + [\text{N}_2] + [\text{O}_2] + [\text{CO}] = 12,595 \text{ m}^3\text{gases /kg Diesel B5.}$$

$$\dot{G}_v = [\text{CO}_2] + [\text{N}_2] + [\text{O}_2] + [\text{CO}] = 12,593 \text{ m}^3\text{gases secos/kg Diesel B5.}$$

Posteriormente, se determinan las relaciones aire/combustible de masa y volumen de la siguiente ecuación 48 y 49:

$$A_m = \frac{a_r(M_{\text{O}_2} + 3,76M_{\text{N}_2}) + n_v M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_{\text{comb}}}$$

$$A_v = \frac{a_r\left(\frac{M_{\text{O}_2}}{\rho_{\text{O}_2}} + 3,76\frac{M_{\text{N}_2}}{\rho_{\text{N}_2}}\right) + n_v \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}}}{M_{\text{comb}}}$$

Reemplazando los valores a la ecuación anterior:

$$A_m = \frac{21,275(31,998 + 3,76 \times 28,013) + 0,1389 \times 18,015}{170}$$

$$A_m = 17,200 \text{ kg aire/kg Diesel B5}$$

$$A_v = \frac{21,275 \left(\frac{31,998}{1,429} + 3,76 \frac{28,013}{1,250} \right) + 0,1389 \frac{18,015}{1000}}{170}$$

$$A_v = 13,342 \text{ m}^3 \text{ aire/kg Diesel B5}$$

4.2.2 Balance de energía

Se expresa con la siguiente ecuación 54 como:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_a}{q_i + q_{ap} + q_c - (q_{ci} + q_{cz} + q_{rp} + q_{ch})}$$

Donde cada elemento “q” se expresa en kJ/kg de Diesel B5

4.2.2.1 Calor aprovechable

Se determina con la siguiente ecuación 55:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_v (h_{vg} - h_{wa}) = 10\,432,625 (2\,874,703 - 419,168)$$

$$\dot{Q}_a = 25\,617\,675,829 \text{ kJ/h}$$

4.2.2.2 Ganancias de energía

A. Energía liberada por la combustión (q_i)

Viene determinada por el poder calorífico inferior del Diesel B5 (PCI), donde tiene la siguiente expresión de la ecuación 56:

$$q_i = PCI = 42\,405 \text{ kJ/kg}$$

B. Energía de aire entrante (q_{ap})

La energía de aire entrante viene determinada por la ecuación 58:

$$q_{ap} = \left(1,005 \left(\frac{a_r(M_{O_2} + 3,76M_{N_2})}{M_{comb}} \right) + 1,872 \left(\frac{n_v M_{H_2O}}{M_{comb}} \right) \right) (T_{ap} - 298,15)$$

Reemplazando los valores a la ecuación anterior se tiene lo siguiente:

$$q_{ap} = \left(1,005 \left(\frac{21,275(31,998 + 3,76 \times 28,013)}{170} \right) + 1,872 \left(\frac{0,1389 \times 18,015}{170} \right) \right) (300,15 - 298,15)$$

$$q_{ap} = 34,592 \text{ kJ/kg diesel B5}$$

C. Energía del combustible entrante (q_c)

Se determina con la siguiente ecuación 59:

$$q_c = C_{pb}(T_b - 298,15)$$

$$q_c = 1,966(300,15 - 298,15)$$

$$q_c = 3,932 \text{ kJ/kg}$$

4.2.2.3 Pérdidas de energía

A. Pérdida por calor sensible en gases de combustión (q_{ch})

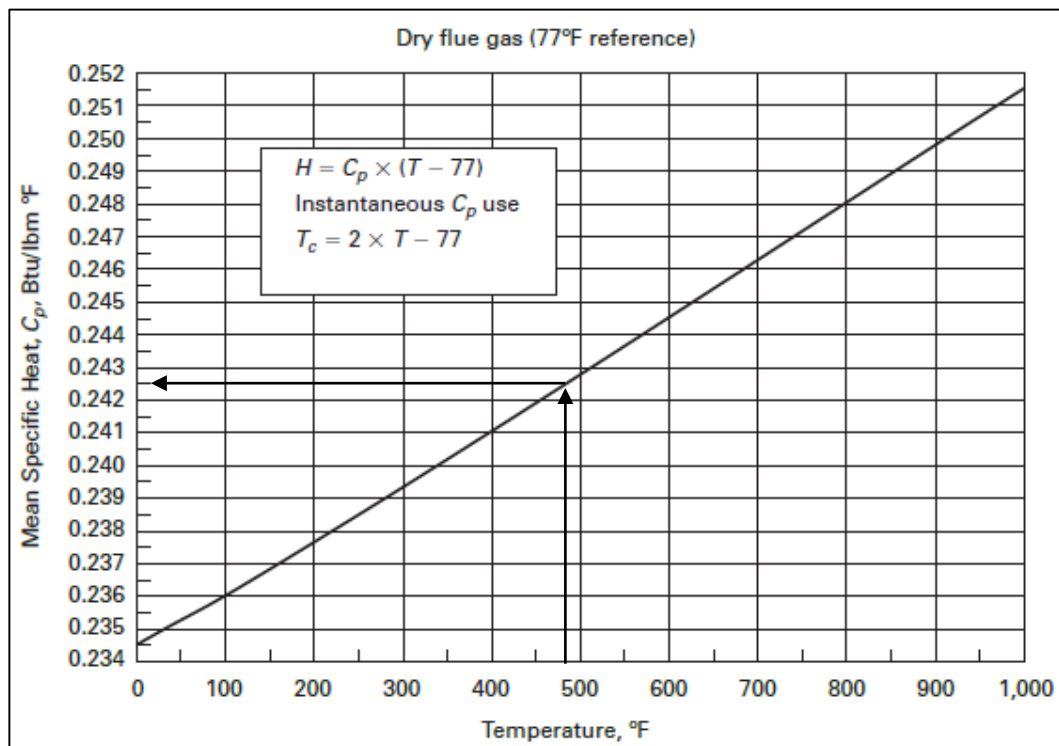
Se determina con la siguiente ecuación 60:

$$q_{ch} = G_m \times c_{pg}(T_{g-ch-d} - T_g)$$

$$q_{ch} = 18,202 \times 0,564(478,76 - 77)$$

$$q_{ch} = 4125,170 \text{ kJ/kg}$$

Donde el calor específico de gases de combustión se determina mediante la Figura 4:



Para la ubicación del calor específico se tomó la temperatura de salida de gases de combustión en chimenea que es 521,35 K (478,76 °F) de la cual se determina que el calor específico de gases de combustión es 0,2425 Btu/lb °F que es igual a 0,5641 kJ/kg °F.

B. Pérdida por combustión incompleta (q_{ci})

Se determina con la siguiente ecuación 61:

$$q_{ci} = [CO] \times 12\,644$$

$$q_{ci} = 0,00375 \times 12\,644 = 47,470 \text{ kJ/kg}$$

C. Pérdida por ceniza (q_{cz})

Se determina con la siguiente ecuación 62:

$$q_{cz} = C \times PCI = 0,0001 \times 42\,405$$

$$q_{cz} = 4,240 \text{ kJ/kg}$$

D. Pérdida por radiación (q_{rp})

Se determina con la siguiente ecuación 63:

$$q_{rp} = \frac{0,35PCI}{\left(\frac{\dot{Q}_a}{3\,600}\right)^{0.4}}$$

$$q_{rp} = \frac{0,35 \times 42\,405}{\left(\frac{25\,617\,675,829}{3\,600}\right)^{0.4}}$$

$$q_{rp} = 427,159 \text{ kJ/kg}$$

4.2.2.4 Flujo de combustible

Se determina con la siguiente ecuación 54:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_a}{q_i + q_{ap} + q_c - (q_{ci} + q_{cz} + q_{rp} + q_{ch})}$$

$$\dot{m}_c = \frac{25\,617\,675,829}{42\,405 + 34,592 + 3,932 - (47,470 + 4,240 + 427,159 + 4\,125,170)}$$

$$\dot{m}_c = 677,009 \text{ kg/h}$$

Donde:

Densidad del Diesel B5 es 856,3 kg/m³ y 01 Galón es 0,003 785 m³

$$\dot{m}_c = \frac{(677,009 \text{ kg/h})}{(856,3 \text{ kg/m}^3)(0,003\,785 \text{ m}^3)}$$

$$\dot{m}_c = 208,882 \text{ GPH}$$

4.2.2.5 Eficiencia térmica del generador de vapor

Finalmente, los cálculos anteriores se consolidan para hallar la eficiencia térmica del generador de vapor a diesel B5, de la siguiente ecuación 64:

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}_c \text{PCI}} \times 100\%$$

$$\eta_t = \frac{25\,617\,675,829}{677,009 \times 42\,405} \times 100\%$$

$$\eta_t = 89,20 \% \approx 89\%$$

4.2.2.6 Capacidad de generación de vapor

Se determina la capacidad de producción de vapor que se realiza de la siguiente relación 65:

$$R_{v/b} = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_c} = \frac{10\,432,625}{677,009} = 15,409 \text{ kg Vapor/kg Diesel B5}$$

4.2.2.7 Flujo de gases de combustión del Diesel B5

A. Flujo másico de los gases de combustión

Se determina con la siguiente ecuación 66:

$$\dot{m}_g = G_m \times \dot{m}_c = 18,202 \times 677,009$$

$$\dot{m}_g = 12\,323,109 \text{ kg gases/h}$$

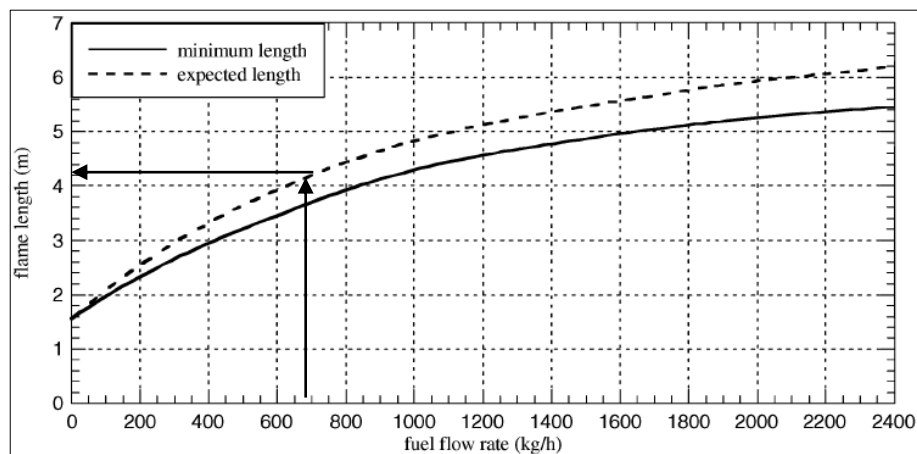
B. Flujo volumétrico de los gases de combustión

$$V_{ti} = G_v \times \dot{m}_c = 12,595 \times 677,009$$

$$V_{ti} = 8\,527,024 \text{ m}^3\text{gases/h}$$

4.2.2.8 Cálculo de la dimensión de la llama

. Para calcular la longitud de llama según D. Annaratone, (2008), se realiza con el siguiente diagrama (Figura 15) considerando el flujo del Diesel B5 677,0091 kg/h:



Según el diagrama la longitud máxima de la llama es:

$$L_D = 4,2$$

4.3 CÁLCULO DE EFICIENCIA TÉRMICA DEL CALDERO CON COMBUSTIBLE GAS NATURAL

Para el cálculo de la eficiencia térmica del caldero Acuotubular con combustible Gas Natural se halló por el método de Balance de Masa y energía. Para ello se tomó los datos de diseño y funcionamiento del caldero.

Para el desarrollo de la eficiencia térmica del caldero se dio a conocer los datos del generador:

Tabla 34

Datos de diseño y funcionamiento de la caldera-gas natural

Símbolo	Parámetro	Unidad	Valor
\dot{m}_v	Capacidad de producción de vapor de la caldera	kg/h	10 432,625
T_{vg}	Temperatura de salida de vapor generado	K	505,37
P_{vg}	Presión de salida de vapor generado	kPa	1 516,84
T_{ap}	Temperatura del ambiente o de ingreso del aire	K	300,15
P	Presión atmosférica o de entrada del aire primario	kPa	101,325
ϕ	Humedad relativa presente en el aire atmosférico	%	80
C	Porcentaje de ceniza presente en el Gas Natural	%	0,00
T_{wa}	Temperatura de agua de alimentación, entrada del economizador	K	373,15
T_{a-s}	Temperatura de agua de alimentación, salida del economizador	K	396,70
T_{ref}	Temperatura de referencia estándar	K	298,15
e	Exceso de aire en combustión	%	10
C_p	Calor específico a presión constante	kJ/kg K	2,2354

Fuente: Elaboración propia.

4.3.1 Balance de masa

4.3.1.1 Análisis de aire

Los valores del análisis del aire del gas natural serán los mismos calculados del combustible Diesel B5 de la ecuación (18-19):

$$P_{\text{sat@Tab}} = 3,601 \text{ kPa}$$

$$P_V = \phi P_{\text{sat@Tab}} = 0,80 \times 3,601 \text{ kPa} = 2,880 \text{ kPa}$$

$$y_i = \frac{P_V}{P - P_V} = \frac{2,880}{101,325 - 2,880}$$

$$y_i = 0,029 \text{ kmol vapor de agua/Kmol aire seco}$$

4.3.1.2 Análisis del gas natural

El gas natural es una mezcla de hidrocarburos gaseosos ligeros, que su principal componente químico es el metano CH_4 con 95 % de composición del gas natural de Camisea. El gas natural es una de las fuentes de energía más limpias y respetuosas con el medio ambiente, económico y eficaz; por tanto no se tomó en cuenta la presencia de SO_2 y CO en los gases de combustión para este trabajo de Tesis.

$$M_{\text{comb}} = 16,835 \text{ kg/kmol}$$

4.3.1.3 Balance de masa del agua-vapor

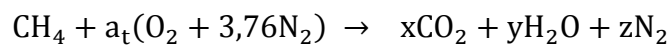
A partir de la ecuación 16, se tiene la capacidad de producción de vapor del caldero:

$$\dot{m}_W = \dot{m}_V = 10\,432,625 \text{ kg/h}$$

Donde la producción de vapor es 10 432,625 kg/h según dato de diseño.

4.3.1.4 Balance de masa de combustión

A. Ecuación química de combustión estequiométrica o teórica ecuación 21 con respecto a la fórmula química del gas natural que es CH₄:



Los coeficientes desconocidos (a_t x y z) de la ecuación anterior se encuentran a partir de balance de masas en diversos elementos:

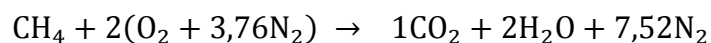
$$\text{C:} \quad 1 = x \quad \rightarrow \quad x = 1$$

$$\text{H:} \quad 4 = 2y \quad \rightarrow \quad y = 2$$

$$\text{O}_2: \quad a_t = x + 0,5y \quad \rightarrow \quad a_t = 2$$

$$\text{N}_2: \quad 3,76a_t = z \quad \rightarrow \quad z = 7,52$$

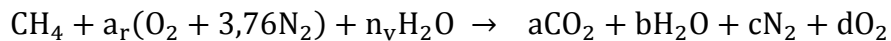
Reemplazando los coeficientes hallados a las ecuaciones anteriores de cada elemento, se obtiene la siguiente ecuación:



Donde también se obtiene el coeficiente de aire teórico (a_t) en kmol O₂/kmol gas natural, necesario para una combustión completa del gas natural.

$$a_t = 2 \text{ kmol O}_2/\text{kmol gas natural}$$

- B.** Ecuación química combustión real teniendo en cuenta el exceso de aire y la humedad ecuación 26 con respecto al gas natural CH₄.



A partir de la ecuación de combustión anterior se obtiene el balance de masas, donde se obtiene las siguientes igualdades:

$$\text{C:} \quad 1 = a \quad \rightarrow \quad a = 1$$

$$\text{H:} \quad 4 + 2n_v = 2b \quad \rightarrow \quad b = 2 + n_v$$

$$\text{O}_2: \quad a_r + 0,5n_v = a + 0,5b + d \quad \rightarrow \quad d = a_r + 0,5n_v - a - 0,5b$$

$$\text{N}_2: \quad 3,76a_r = c \quad \rightarrow \quad c = 3,76a_r$$

Para calcular el coeficiente de aire real, se halla con la ecuación [31]:

$$a_r = a_t(1 + e)$$

Donde:

El exceso de aire (e) es dato de diseño, está en la Tabla 34 y el coeficiente de aire teórico se halló en la ecuación 21 con respecto al gas natural. La cual los valores hallados se reemplaza a la ecuación 19:

$$a_r = 2(1 + 0,1)$$

$$a_r = 2,2 \text{ Kmol O}_2/\text{Kmol gas natural}$$

Se determina el coeficiente n_v que representa el número de moles de vapor de agua presente en el aire en kmol vapor/kmol gas natural. Se halla con la ecuación 32:

$$n_v = n_a \times y_i$$

Reemplazando los valores a la ecuación anterior se tiene lo siguiente:

$$n_v = 4,76 \times 0,029$$

$$n_v = 0,139 \text{ Kmol vapor/Kmol Gas Natural}$$

Ya obtenido los valores n_v y a_r se procede a desarrollar las ecuaciones de balance de masa de la combustión real con exceso de aire y humedad:

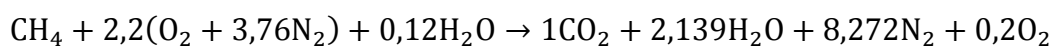
$$\text{C:} \quad 1 = a \rightarrow a = 1$$

$$\text{H:} \quad 4 + 2 \times 0,139 = 2b \rightarrow b = 2,139$$

$$\text{O}_2: \quad 2,2 + 0,5 \times 0,139 = 1 + 0,5 \times 2,139 + d \rightarrow d = 0,2$$

$$\text{N}_2: \quad 3,76a_r = c \rightarrow c = 8,272$$

Reemplazando los coeficientes hallados a las ecuaciones anteriores de cada elemento, se obtiene la siguiente ecuación:



- C.** De los resultados del apartado anterior se determina la masa de gases de combustión generados por cada kg de combustible, que en este caso es el Gas Natural. Se aplica la (34-38):

$$\text{CO}_2 = a \left(\frac{M_{\text{CO}_2}}{M_D} \right) = 1 \left(\frac{44,001}{16,835} \right)$$

$$\text{CO}_2 = 2,614 \text{ kg CO}_2/\text{kg gas natural}$$

$$\text{H}_2\text{O} = b \left(\frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_D} \right) = 2,139 \left(\frac{18,015}{16,835} \right)$$

$$\text{H}_2\text{O} = 2,288 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{kg gas natural}$$

$$\text{N}_2 = c \left(\frac{M_{\text{N}_2}}{M_D} \right) = 8,272 \left(\frac{28,013}{16,835} \right)$$

$$\text{N}_2 = 13,764 \text{ kg N}_2/\text{kg gas natural}$$

$$\text{O}_2 = d \left(\frac{M_{\text{O}_2}}{M_D} \right) = 0,2 \left(\frac{31,998}{16,835} \right)$$

$$\text{O}_2 = 0,380 \text{ kg O}_2/\text{kg gas natural}$$

El siguiente paso es hallar la masa total de gases de combustión total y en base seca con la ecuación 39 y 40:

$$G_m = \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O} + \text{N}_2 + \text{O}_2 = 19,046 \text{ kg gases/kg gas natural}$$

$$\dot{G}_m = \text{CO}_2 + \text{N}_2 + \text{O}_2 = 16,758 \text{ kg gases secos/kg gas natural}$$

- D.** Teniendo las masas de combustión se procede a desarrollar el volumen generado de los gases de combustión por kg de

combustible, con la ecuación (41-45) donde se reemplaza los datos resueltos:

$$[\text{CO}_2] = \left(\frac{2,614}{1,842} \right) = 1,419 \text{ m}^3 \text{CO}_2 / \text{kg Gas Natural}$$

$$[\text{H}_2\text{O}] = \left(\frac{2,288}{1000} \right) = 0,00228 \text{ m}^3 \text{H}_2\text{O} / \text{kg Gas Natural}$$

$$[\text{N}_2] = \left(\frac{13,764}{1,251} \right) = 11,006 \text{ m}^3 \text{N}_2 / \text{kg Gas Natural}$$

$$[\text{O}_2] = \left(\frac{0,380}{1,429} \right) = 0,266 \text{ m}^3 \text{O}_2 / \text{kg Gas Natural}$$

Después se halla el volumen total de gases de combustión generado y en volumen seco de la de la ecuación 46 y 47:

$$G_v = [\text{CO}_2] + [\text{H}_2\text{O}] + [\text{N}_2] + [\text{O}_2] = 12,693 \text{ m}^3 \text{gases} / \text{kg gas natural.}$$

$$\dot{G}_v = [\text{CO}_2] + [\text{N}_2] + [\text{O}_2] = 12,691 \text{ m}^3 \text{gases} / \text{kg gas natural.}$$

Posteriormente, se determinan las relaciones aire/combustible de masa y volumen de la siguiente ecuación 48 y 49:

$$A_m = \frac{a_r(M_{\text{O}_2} + 3,76M_{\text{N}_2}) + n_v M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_D}$$

$$A_v = \frac{a_r \left(\frac{M_{\text{O}_2}}{\rho_{\text{O}_2}} + 3,76 \frac{M_{\text{N}_2}}{\rho_{\text{N}_2}} \right) + n_v \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}}}{M_{\text{comb}}}$$

Reemplazando los valores a la ecuación anterior:

$$A_m = \frac{2,2(31,998 + 3,76 \times 28,013) + 0,139 \times 18,015}{16,835}$$

$$A_m = 18,094 \text{ kg aire/kg gas natural}$$

$$A_v = \frac{2,2 \left(\frac{31,998}{1,429} + 3,76 \frac{28,013}{1,251} \right) + 0,139 \frac{18,015}{1000}}{16,835}$$

$$A_v = 13,932 \text{ m}^3 \text{ aire/kg gas natural}$$

4.3.2 Balance de energía

Se expresa con la siguiente ecuación 54 como:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_a}{q_i + q_{ap} + q_c - (q_{ci} + q_{cz} + q_{rp} + q_{ch})}$$

Donde cada elemento "q" se expresa en kJ/kg de gas natural.

4.3.2.1 Calor aprovechable

Se determina con la siguiente ecuación 55:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_v (h_{vg} - h_{wa}) = 10\,432,625(2874,703 - 419,168)$$

$$\dot{Q}_a = 25\,617\,675,829 \text{ kJ/h}$$

4.3.2.2 Ganancias de energía

A. Energía liberada por la combustión (q_i)

Viene determinada por el poder calorífico inferior del gas natural (PCI), donde tiene la siguiente expresión de la ecuación 56:

$$q_i = \text{PCI} = 48\,616 \text{ kJ/kg}$$

B. Energía de aire entrante (q_{ap})

La energía de aire entrante viene determinada por la ecuación 58:

$$q_{ap} = \left(1,005 \left(\frac{a_r(M_{O_2} + 3,76M_{N_2})}{M_{comb}} \right) + 1,872 \left(\frac{n_v M_{H_2O}}{M_{comb}} \right) \right) (T_{ap} - 298,15)$$

Reemplazando los valores a la ecuación anterior, se tiene lo siguiente:

$$q_{ap} = \left(1,005 \left(\frac{2,2(31,998 + 3,76 \times 28,013)}{16,835} \right) + 1,872 \left(\frac{0,138 \times 18,015}{16,835} \right) \right) (300,15 - 298,15)$$

$$q_{ap} = 36,624 \text{ kJ/kg gas natural}$$

C. Energía del combustible entrante (q_c)

Se determina con la siguiente ecuación 59:

$$q_c = C_{pb}(T_b - 298,15)$$

$$q_c = 2,235(300,15 - 298,15)$$

$$q_c = 4,470 \text{ kJ/kg}$$

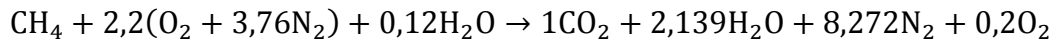
4.3.2.3 Pérdidas de energía

A. Pérdida por calor sensible en gases de combustión (q_{ch})

Para hallar el calor sensible de gases de combustión se determina primero la temperatura de salida de gases de combustión por chimenea (T_{g-ch}) del siguiente paso:

a) Temperatura de flama adiabática del gas natural (T_{fa-g})

Ecuación química de combustión real del gas natural:



La relación de la temperatura de flama adiabática $H_{\text{pro}} = H_{\text{react}}$ en este caso se reduce a la ecuación 16:

$$\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ) = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)$$

$$\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ) = \sum N_r \bar{h}_{f,r}^\circ = (N\bar{h}_f^\circ)_{\text{CH}_4}$$

Todos los reactivos están en el estado de referencia estándar y $\bar{h}_f^\circ=0$ para O_2 y N_2 . Los valores \bar{h}_f° y h de diversos componentes a 298 K son:

Tabla 35

Entalpias de formación y referencia estándar del Gas Natural

Sustancia	\bar{h}_f° kJ/kmol	$\bar{h}_{298\text{K}}^\circ$ kJ/kmol
CH_4	-74 850	-
O_2	0	8 682
N_2	0	8 669
H_2O	-241 820	9 904
CO_2	-393 520	9 364

Fuente: Elaboración propia.

Los valores del cuadro se sustituyen a la ecuación 16:

$$1(-393\,520 + \bar{h}_{\text{CO}_2} - 9\,364) + 2,139(-241\,820 + \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}} - 9\,904) + 8,272(0 + \bar{h}_{\text{N}_2} - 8$$

$$669) + 0,2(0 + \bar{h}_{\text{O}_2} - 8\,682) = 74\,850$$

$$1\bar{h}_{\text{CO}_2} + 2,139\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}} + 8,272\bar{h}_{\text{N}_2} + 0,2\bar{h}_{\text{O}_2} = 935613,523 \text{ kJ}$$

Se aplica un método de ensayo y error para determinar la temperatura de los productos.

$$h = h(T) = 1\bar{h}_{\text{CO}_2(T)} + 2,139\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}(T)} + 8,272\bar{h}_{\text{N}_2(T)} + 0,2\bar{h}_{\text{O}_2(T)}$$

$$h(2250 \text{ K}) = 1(115984) + 2,139(95562) + 8,272(73856) + 0,2(77397)$$

$$h(2250 \text{ K}) = 945173,239 \text{ kJ}$$

$$h(2200 \text{ K}) = 1(112939) + 2,1219(92940) + 8,272(72040) + 0,2(75484)$$

$$h(2200 \text{ K}) = 921160,066 \text{ kJ}$$

Se halla la temperatura de producto por interpolación.

$$T_{\text{fa-g}} = 2250 + \frac{935613,523 - 921160,066}{945173,239 - 921160,066} (2250 - 2200)$$

$$T_{\text{fa-g}} = 2280,094 \text{ K} \approx 3644,50 \text{ }^\circ\text{F}$$

b) Temperatura de salida de gases combustión chimenea ($T_{\text{g-ch-g}}$)

Se determina con la siguiente ecuación:

$$T_{\text{ac}} = T_{\text{fa-d}} - T_{\text{g-ch-d}}$$

$$T_{\text{ac}} = 3786,1 - 478,76$$

$$T_{\text{ac}} = 3307,34 \text{ }^\circ\text{F} \approx 2092,78 \text{ K}$$

Donde:

T_{ac} : Temperatura aprovechada por el hogar del caldero ($^\circ\text{F}$)

$T_{\text{fa-d}}$: Temperatura de flama adiabática del Diesel B5 ($^\circ\text{F}$)

T_{g-ch-d} : Temperatura de salida de gases de combustión por la chimenea de Diesel B5 (°F)

Temperatura de salida de gases de combustión por la chimenea de gas natural:

$$T_{g-ch-g} = T_{fa-g} - T_{ac}$$

$$T_{g-ch-g} = 3\,644,50 - 3\,307,34$$

$$T_{g-ch-g} = 3\,337,16 \text{ } ^\circ\text{F} \approx 442,68 \text{ K}$$

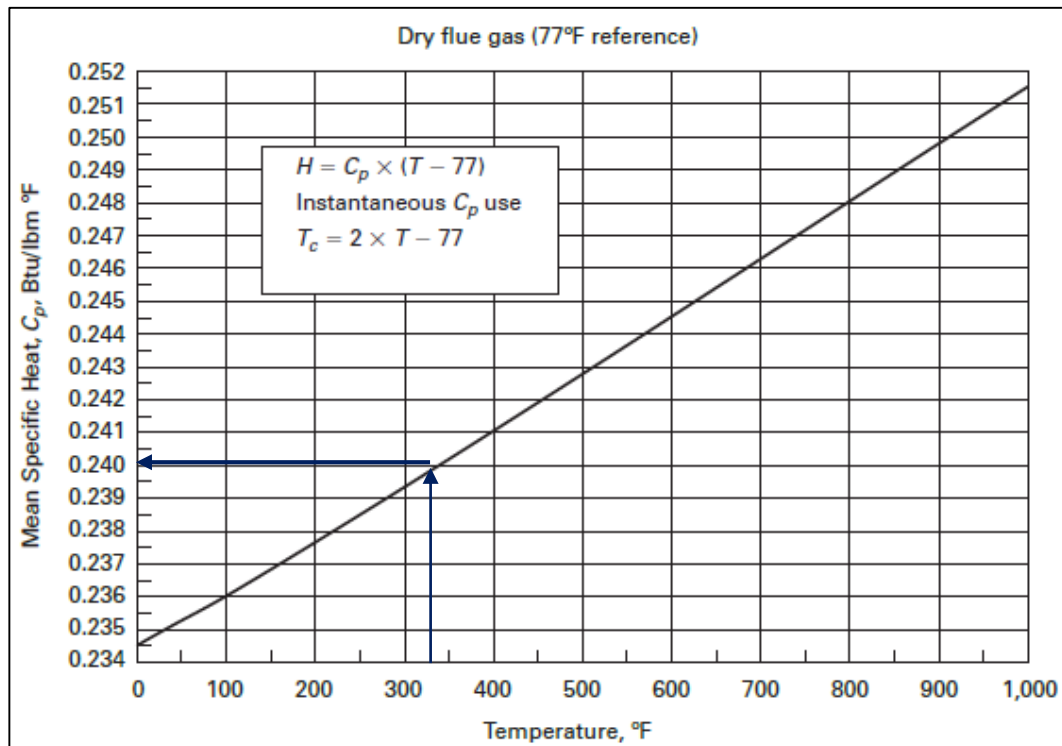
Finalmente, se determina con la siguiente ecuación 60:

$$q_{ch} = G_m \times c_{pg}(T_{g-ch} - T_g)$$

$$q_{ch} = 19,046 \times 0,558(337,16 - 77)$$

$$q_{ch} = 2765,885 \text{ kJ/kg}$$

El calor específico de gases de combustión se determina mediante la Figura 4:



Para la ubicación del calor específico se tomó la temperatura de salida de gases de combustión en chimenea que es 442,68 K (337,16 °F) de la cual se determina que el calor específico de gases de combustión es 0,240 Btu/lb °F que es igual a 0,558 kJ/kg °F.

B. Pérdida por combustión incompleta (q_{ci})

Se consideró que la combustión es completa, por tanto [CO] es 0 y se tiene lo siguiente ecuación 61:

$$q_{ci} = [CO] \times 12\,644$$

$$q_{ci} = 0 \times 12\,644 = 0 \text{ kJ/kg}$$

C. Pérdida por ceniza (q_{cz})

Se determina con la siguiente ecuación 62:

$$q_{cz} = C \times PCI = 0,00 \times 42\,405$$

$$q_{cz} = 0 \text{ kJ/kg}$$

D. Pérdida por radiación (q_{rp})

Se determina con la siguiente ecuación 63:

$$q_{rp} = \frac{0,35PCI}{\left(\frac{\dot{Q}_a}{3600}\right)^{0,4}}$$

$$q_{rp} = \frac{0,35 \times 48\,616}{\left(\frac{25\,617\,675,8293}{3600}\right)^{0,4}}$$

$$q_{rp} = 489,725 \text{ kJ/kg}$$

4.3.2.4 Flujo de combustible

Se determina con la siguiente ecuación 54:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_a}{q_i + q_{ap} + q_c - (q_{ci} + q_{cz} + q_{rp} + q_{ch})}$$

$$\dot{m}_c = \frac{25\,617\,675,829}{48\,616 + 36,624 + 4,470 - (0 + 0 + 489,725 + 2765,885)}$$

$$\dot{m}_c = 564,247 \text{ kg/h}$$

Donde:

Densidad del Gas Natural es $0,7516 \text{ kg/m}^3$

$$\dot{m}_c = \frac{(564,2475 \text{ kg/h})}{0,7516 \text{ kg/m}^3}$$

$$\dot{m}_c = 750,728 \text{ m}^3/\text{h}$$

4.3.2.5 Eficiencia térmica del generador de vapor

Finalmente, los cálculos anteriores se consolidan para hallar la eficiencia térmica del generador de vapor a gas natural, mediante la siguiente ecuación 64:

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}_c \text{PCI}} \times 100 \%$$

$$\eta_t = \frac{25\,617\,675,829}{564,2475 \times 48\,616} \times 100 \%$$

$$\eta_t = 93,37 \% \approx 93 \%$$

4.3.2.6 Capacidad de generación de vapor

Se determina la capacidad de producción de vapor que se realiza mediante la siguiente relación 65:

$$R_{\frac{v}{b}} = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_c} = \frac{10\,432,625}{564,2475}$$

$$R_{v/b} = 18,489 \text{ kg Vapor/kg gas natural}$$

4.3.2.7 Flujo de gases de combustión del gas natural

A. Flujo másico de los gases de combustión

Se determina con la siguiente ecuación 66:

$$\dot{m}_g = G_m \times \dot{m}_c = 19,046 \times 564,248$$

$$\dot{m}_g = 10\,746,658 \text{ kg gases/h}$$

B. Flujo volumétrico de los gases de combustión

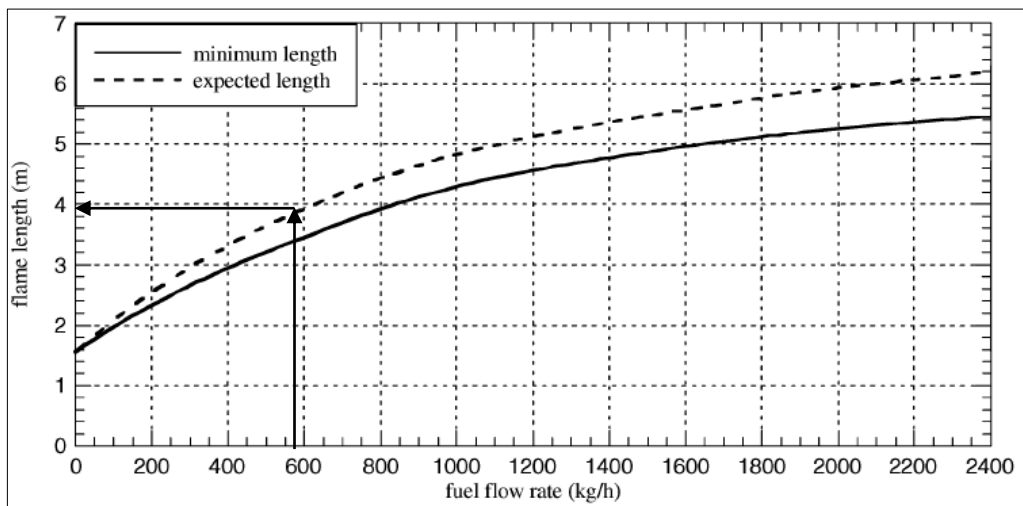
Se determina con la siguiente ecuación 67:

$$V_{ti} = G_v \times \dot{m}_c = 12,693 \times 564,248$$

$$V_{ti} = 7\,162,152 \text{ m}^3 \text{ gases/h}$$

4.3.2.8 Cálculo de la dimensión de la llama

Para calcular la longitud de llama según D. Annaratone, (2008), se realiza con el siguiente diagrama (Figura 15) considerando el flujo del gas natural 564,248 kg/h:



Según el diagrama la longitud máxima de la llama es:

$$L_D = 3,9 \text{ m}$$

4.4 INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE SUMINISTRO DE GAS NATURAL

El proyecto contó con todo el equipamiento para permitir la operación con gas natural, que permitió recibir el gas natural desde el futuro gasoducto sur andino y adaptarlo a las condiciones de operación del caldero, los principales componentes son:

- Tubería de conexión
- Estación de regulación de presión y medición primaria (ERPMP)
- Sistemas de tuberías principal
- Estación de regulación de presión secundaria (ERPS)
- Sistema de combustión para gas natural

En la siguiente imagen se muestra la vista satelital de la proyección del sistema de suministro gas natural en la Central Térmica de Ilo1:



Figura 46. Vista de componentes del sistema suministro gas natural
Fuente: Elaboración propia.

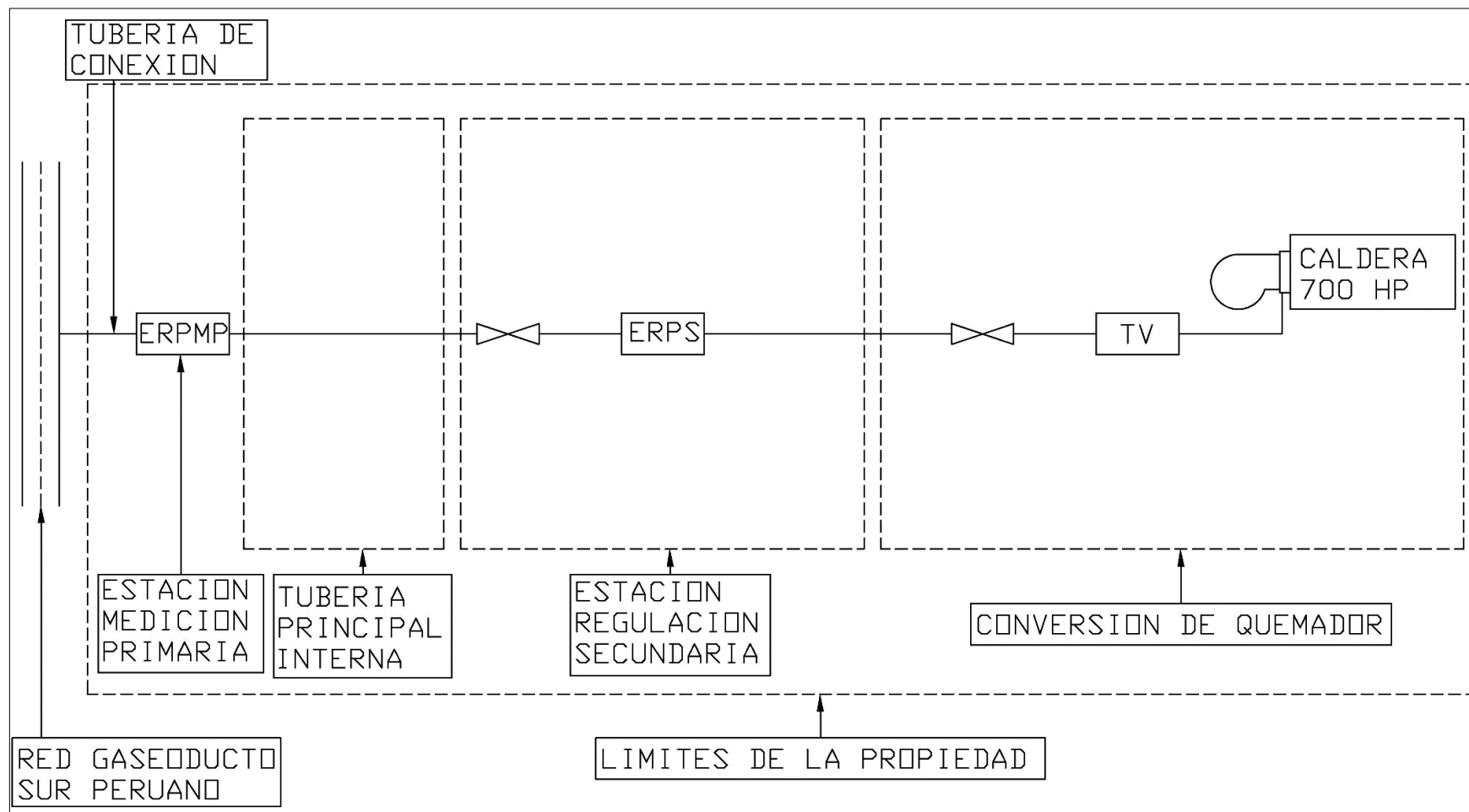


Figura 47. Diagrama de flujo de la Instalación interna de gas natural

Fuente: Elaboración propia.

4.4.1 Tubería de conexión

Es el tramo de tubería de la red del gaseoducto sur andino de gas natural que une la válvula de servicio (punto de entrega) con la ERPMP del usuario (Central Térmica Ilo 1). Debe calcularse para un caudal nominal de 750,7284 m³/h con una presión máxima de operación de 10 bares y con una presión de diseño 19 bares. La tubería tiene una longitud de 5 metros a un nivel de 1 metro de la superficie y es de acero negro con un diámetro de 2 1/2".

Tabla 36

Características de diseño de la tubería de conexión

Descripción	Unidad	Valor
Presión de diseño	bar	19
Presión de entrada máxima	bar	10
Presión de entrada mínima	bar	8
Caudal	m ³ /h	750,7 284
Caudal máximo	m ³ /h	938
Diámetro de tubería de acero negro	m	0,0635
Proceso de soldadura	ASME IX	
Grado de limpieza de superficie material	Metal casi blanco (SSPC-10)	
Protección anticorrosiva del material	Pintura Epóxica	
Color de identificación Tubería (NTP 399.012)	Amarillo Ocre RAL 1024	

Fuente: Elaboración propia.

4.4.2 Estación de regulación de presión y medición primaria (ERPMP)

La Estación de Regulación de Presión y Medición Primaria (ERPMP) tiene la finalidad de filtrar y reducir la presión el gas natural proveniente de la red del gaseoducto sur andino de gas natural que es

una presión de 4 bar, la ERPMP regulará la presión a 2 bar (presión de salida del ERPMP), y asimismo de medir el caudal de gas natural que recorre a través del medidor de diafragma o rotativos.

En la siguiente Tabla 37 se muestra las características de diseño de la Estación de regulación de presión y medición primaria:

Tabla 37

Características de diseño de la ERPMP

Descripción	Unidad	Valor
Presión de diseño	bar	19
Presión de entrada máxima	bar	6
Presión de entrada mínima	bar	4
Presión regulada	bar	2
Caudal	m ³ /h	750,7284
Caudal máximo	m ³ /h	938
Diámetro de tubería de acero negro	m	0,0635
Proceso de soldadura	ASME IX	
Grado de limpieza de superficie material	Metal casi blanco (SSPC-10)	
Protección anticorrosiva del material	Pintura Epóxica	
Color de identificación Tubería (NTP 399.012)	Amarillo Ocre RAL 1024	

Fuente: Elaboración propia.

La selección de los materiales se hizo bajo los criterios de la característica de diseño del ERPMP, en la siguiente figura 48, donde se muestra el diagrama de la ERPMP de dos ramas del Gas Natural.

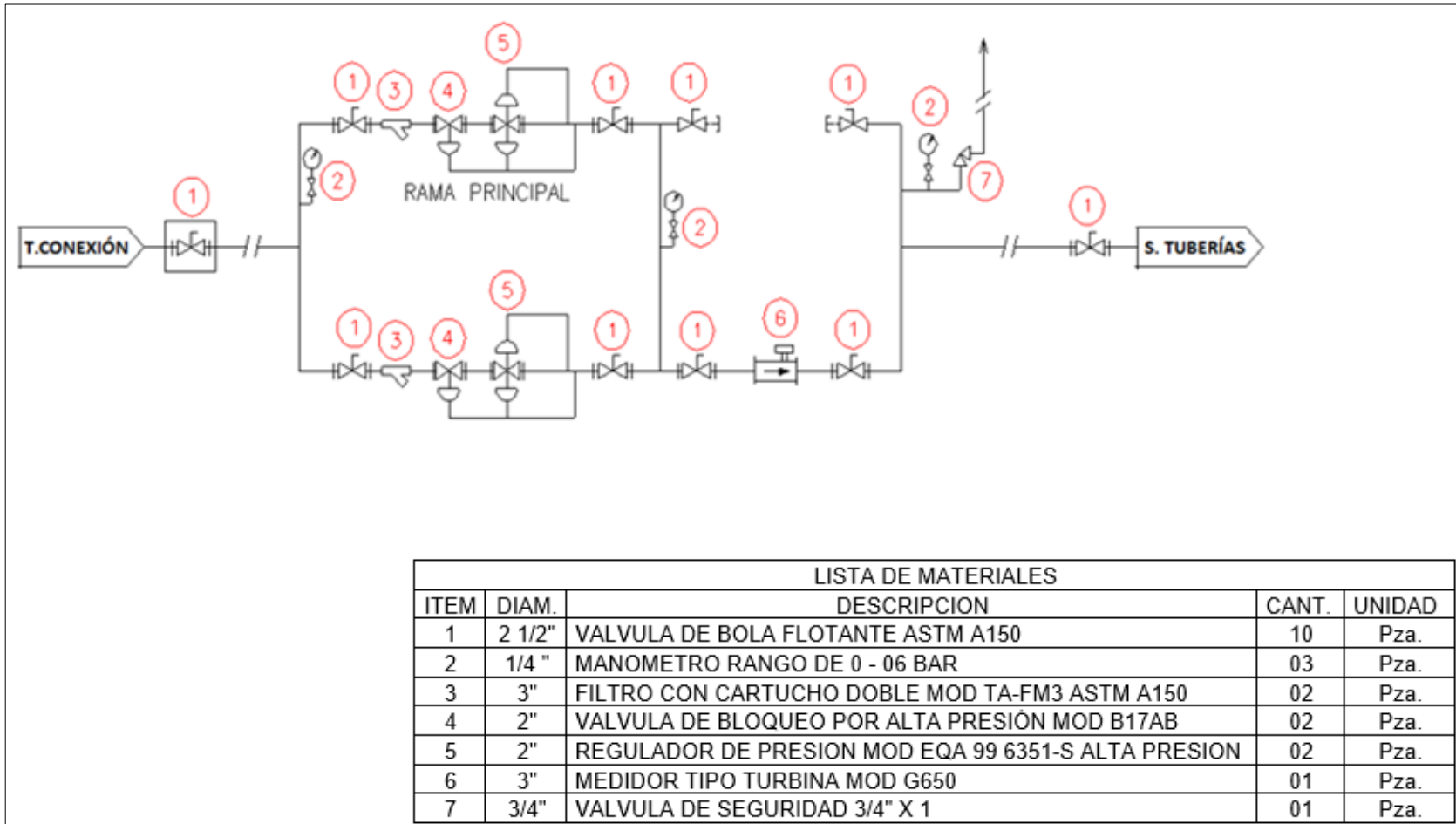


Figura 48. Diagrama de procesos e instrumentación de ERPMP - gas natural

Fuente: Elaboración propia.

4.4.3 Sistema tuberías principal

La línea principal parte desde la estación de regulación de presión y medición primaria (ERPMP) con una presión de 2 bares y un diámetro de 2 1/2" a un nivel de 2 metros sobre la superficie hasta la estación de regulación de presión secundaria (ERPS).

En la siguiente tabla 38 se menciona las características de diseño de línea principal de que va desde la ERPMP a la ERPS:

Tabla 38

Características de diseño del sistema de tuberías principal

Descripción	Unidad	Valor
Presión de diseño	bar	10
Presión de entrada máxima	bar	4
Presión de entrada mínima	bar	2
Presión regulada	bar	2
Caudal	m ³ /h	750,7284
Caudal máximo	m ³ /h	938
Proceso de soldadura	ASME IX	
Grado de limpieza de superficie material	Metal casi blanco (SSPC-10)	
Protección anticorrosiva del material	Pintura Epóxica	
Color de identificación Tubería (NTP 399.012)	Amarillo Ocre RAL 1024	

Fuente: Elaboración propia.

La selección de materiales se hizo bajo los criterios de diseño de la tabla 38, ver la figura 49, se muestra el plano isométrico de la línea principal que transporta el gas natural desde el ERPMP – ERPS:

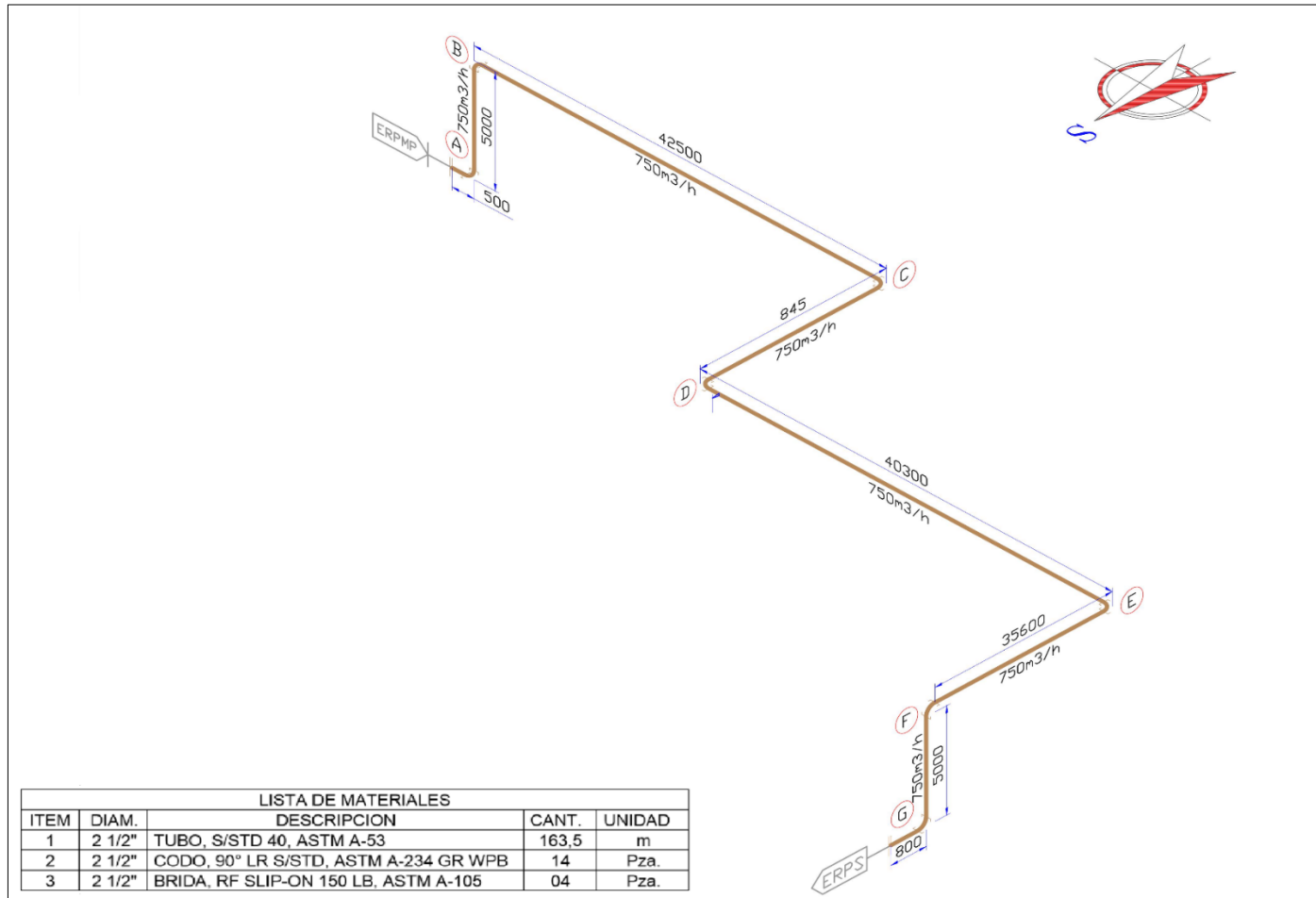


Figura 49. Plano de isométrico de la línea principal - Gas natural

Fuente: Elaboración propia.

4.4.4 Estación de regulación de presión secundaria

La Estación de regulación de presión secundaria (ERPS) tiene como función principal de regular la presión del gas natural proveniente del sistema de tuberías principal, que es una presión de 2 bares, la ERPS regula la presión a 300 mbar (presión de salida del ERPS)

La estación de regulación de presión secundaria se ubica en un lugar accesible y de fácil manejo para una mayor seguridad al operador del equipo y al sistema de regulación de presión. En la siguiente tabla 39 se muestra las características de diseño de la ERPS:

Tabla 39

Características de diseño de la ERPS

Descripción	Unidad	Valor
Presión de diseño	bar	10
Presión de entrada máxima	bar	3
Presión de entrada mínima	bar	2
Presión regulada	mbar	300
Caudal	m ³ /h	750,7284
Caudal máximo	m ³ /h	938
Diámetro de tubería de acero negro	m	0,0381
Proceso de soldadura	ASME IX	
Grado de limpieza de superficie material	Metal casi blanco (SSPC-10)	
Protección anticorrosiva del material	Pintura Epóxica	
Color de identificación Tubería (NTP 399.012)	Amarillo Ocre RAL 1024	

Fuente: Elaboración propia.

La selección de materiales se hizo bajo los criterios de diseño de la tabla 39, ver la figura 50, donde se muestra el diagrama de la ERPS:

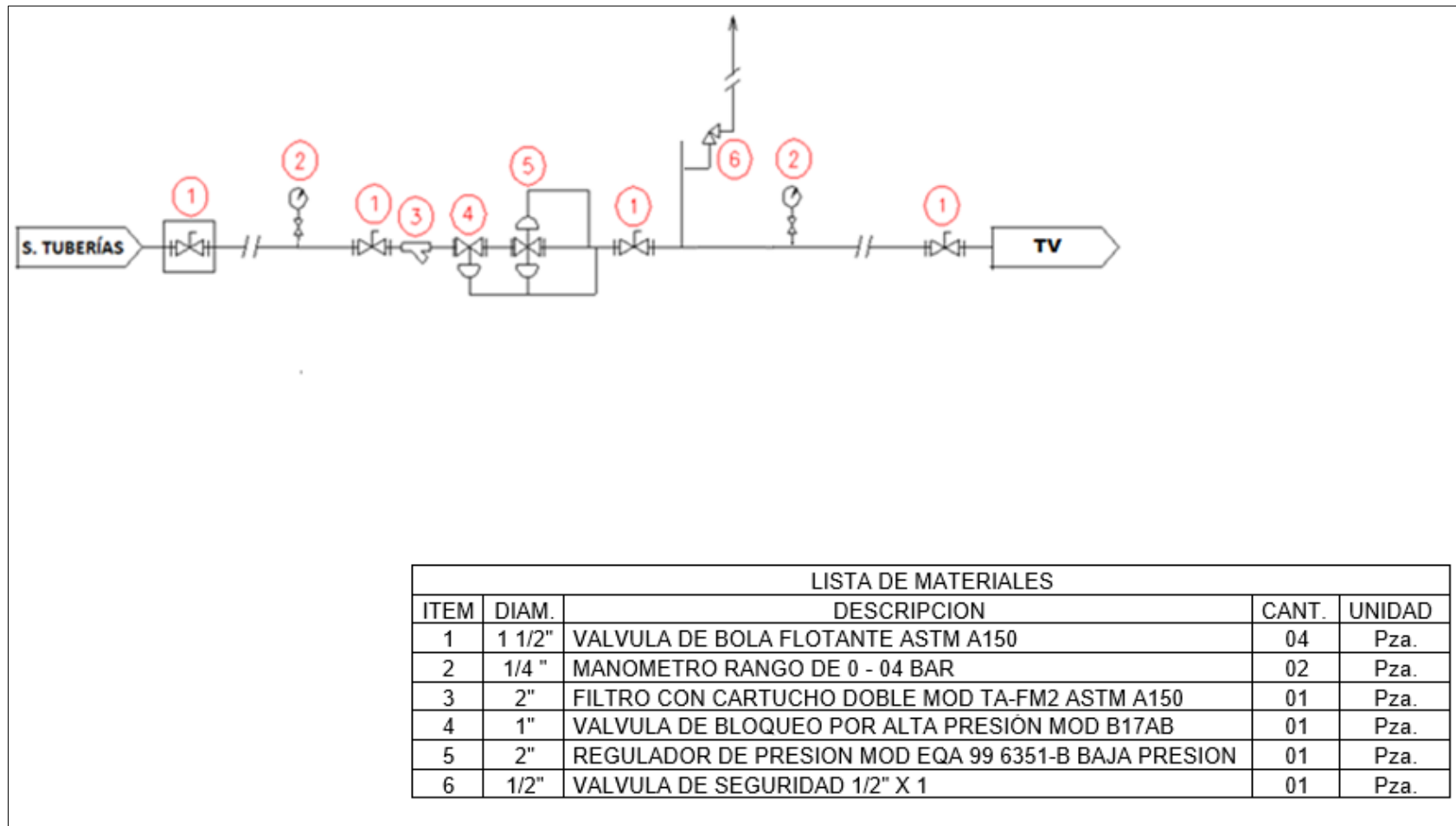


Figura 50. Diagrama de procesos e instrumentación de ERPS - Gas natural

Fuente: Elaboración propia.

4.4.5 Sistema de combustión para gas natural

El sistema de combustión comprende de dos partes para el presente proyecto:

- Tren de válvulas de Gas Natural
- Quemador

4.4.5.1 Tren de válvulas de gas natural

El sistema de Tren de válvulas es el componente vital para el funcionamiento óptimo y seguro del quemador, el tren de válvulas regula la presión de ingreso de 300 mbar proveniente del ERPS a 138 mbar (presión de ingreso al quemador según catálogo de JOHNSON FD68). El tren de válvulas está ubicado en un lugar accesible y de fácil manejo para una mayor seguridad y confort al operador del equipo. En la tabla 40 se muestra las características de diseño del tren de válvulas:

Tabla 40

Características de diseño del tren de válvulas

Descripción	Unidad	Valor
Presión de diseño	bar	5
Presión de entrada máxima	bar	2
Presión de entrada mínima	mbar	300
Presión regulada	mbar	138
Caudal	m ³ /h	750,7284
Caudal máximo	m ³ /h	938
Diámetro de tubería de acero negro	m	0,0254
Proceso de soldadura	ASME IX	
Grado de limpieza de superficie material	Metal casi blanco (SSPC-10)	
Protección anticorrosiva del material	Pintura Epóxica	
Color de identificación Tubería (NTP 399.012)	Amarillo Ocre RAL 1024	

Fuente: Elaboración propia.

La selección de materiales se hizo bajo los criterios de diseño de la tabla 40 y el diagrama de tren de válvulas del quemador se hizo bajo criterios de diseño del manual del quemador (JOHNSON FD68).

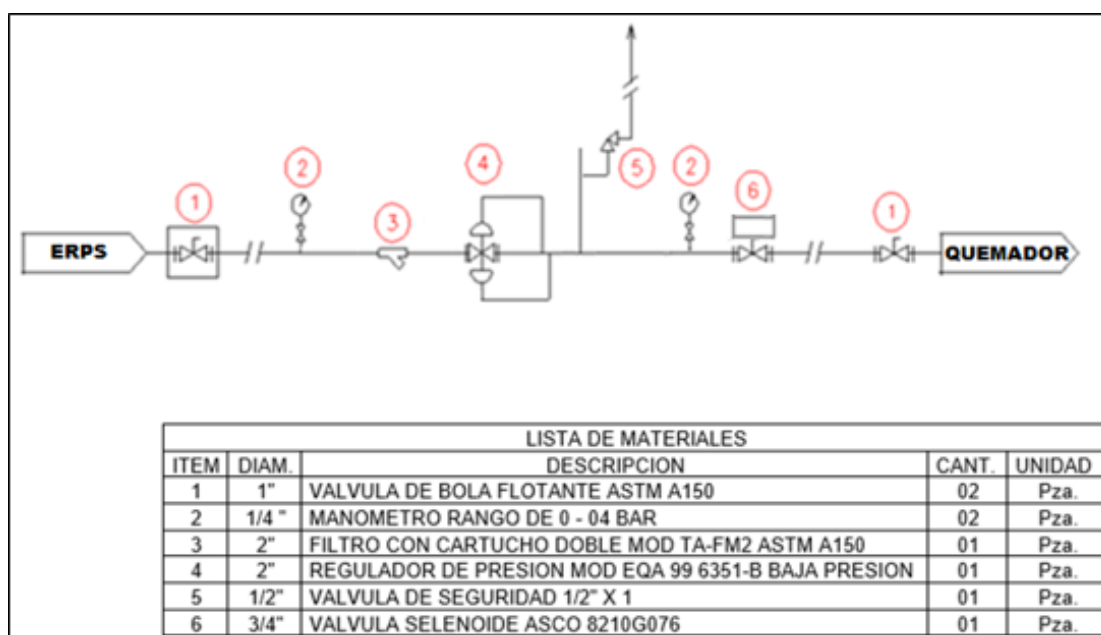


Figura 51. Diagrama de procesos e instrumentación del tren de válvulas de Gas Natural
Fuente: Elaboración propia.

4.4.5.2 Quemador del gas natural

Actualmente se tiene un sistema de suministro de combustible Diesel 2 con un quemador Diesel instalado, la cual para el presente proyecto consiste en reemplazar por un quemador mixto (Gas Natural/Diesel 2), para evitar paradas no programadas por desabastecimiento de gas natural, así aprovechando el sistema de suministro Diesel y trabajar alternamente con los dos sistemas de suministro de combustible para tener una mayor disponibilidad de trabajo

del caldero. Para la selección del quemador mixto para la caldera de 700 HP se tomó los siguientes criterios hallados anteriormente:

El flujo de combustible hallado del gas natural es 750,7284 m³/h, según OSINERG (2005), 1 MMBTU es 27,8 m³ de gas natural y teniendo esta unidad de conversión el flujo de combustible es 27,0046 MMBTU/h que también es igual a 27 004,6187 MBH (Capacidad nominal de gas). La capacidad máxima del gas natural fue más el 20 % de la capacidad nominal del gas, que es 32 405,5424 MBH bajo esta capacidad máxima hallada se seleccionó el siguiente quemador:

Tabla 41

Especificación del quemador modelo 800

Características	
Marca	ST JOHNSON
Modelo	FD68CA800LM
Tamaño	800 HP
Capacidad Gas Natural	33 600 MBH
Capacidad Diesel N°02	240 GPH
Combustible	Gas Natural /Diesel N° 2
Tipo	Modulante
Presión ingreso Gas Natural	2 bar
Voltaje	480/3ph/60Hz
Voltaje para control	120/60 Hz
Potencia del Ventilador	30 HP
Max. Presión de cámara	0,102 mtrs. c.a.
Peso	1133,9 kg.

Fuente: S.T. Johnson, 2014.



Figura 52. Quemador mixto de 800 HP ST Johnson FD68
Fuente: S.T. Johnson, 2014.

4.4.6 Diseño y dimensionamiento del sistema de tuberías

Los criterios para el diseño y dimensionamiento de las tuberías para conducir caudal requerido a su máxima demanda del caldero, se tomó en cuenta las limitaciones en la pérdida de carga y la velocidad que se verá en la Tabla (42-43).

Para la construcción del sistema de tuberías, se tuvo en cuenta los siguientes aspectos según NTP 111.01 (2014).

- La instalación de líneas del sistema de tuberías principal, fueron rectos con una longitud máxima de 42,5 m, para evitar los cambios de dirección innecesarias.
- La línea de gas fue instalada mediante soportes metálicos con una distancia máxima de 3 m, en todo su recorrido.

- La instalación de la línea, fue accesible para su manipulación y se tomó en cuenta la Tabla 19 (distancia entre tuberías).
- Toda la línea y conexiones fueron de acero negro SCH 40 de acuerdo a especificaciones. El tipo de unión fue por soldadura SMAW conforme al código ASME Sección IX, teniendo en cuenta la técnica de unión de tubería de la Tabla 20. La tubería se recubrió con pintura amarilla RAL 1024.

4.4.6.1 Dimensionamiento de tubería gas natural

Para el desarrollo de las dimensiones de las tuberías están en función de los siguientes valores:

- **Máxima cantidad de gas natural requerido por caldero:**
750,7284 m³ /h
- **Caída de presión permitida entre el punto de la válvula de bloqueo de servicio del distribuidor gas y el ERPMP:**
10 % de la presión mínima de suministro.
- **Caída de presión permitida entre cada punto de estación de regulación:**
50 % de la presión regulada al comienzo de cada tramo.

- **Velocidad permisible del gas.**

Velocidad del gas inferior a 40 m/s, de acuerdo al 014:2008: EM “Modificación del Reglamento de Distribución de gas natural por red de ductos”.

Para el dimensionamiento del sistema de tuberías, se utilizó las siguientes fórmulas (4-6) bajo la norma técnica peruana NTP 111.010:

a) Cálculo de diámetro de las tuberías

La fórmula Poople hasta un máximo de 5kPa (50 mbar).

$$Q = \sqrt{\frac{D^5 \cdot h}{2 \cdot s \cdot l}}$$

b) Cálculo de la caída de presión

La fórmula de Renouard para presiones de 0 kPa a 400 kPa (0 bar a 4 bar); válida para $Q/D < 150$.

$$P_A^2 - P_B^2 = 48\,600 \cdot s \cdot l \cdot \frac{Q^{1,82}}{D^{4,82}}$$

c) Cálculo de la velocidad de circulación

$$v = \frac{365,35 \cdot Q}{D^2 \cdot P}$$

Teniendo los datos y fórmulas requeridas se procedió a hacer la planilla de cálculos de tuberías según modelo de la NTP 1110.10:

CÁLCULOS DEL DISEÑO DE LA INSTALACIÓN INTERNA DE GAS NATURAL

Tabla 42

Tramo desde la válvula de servicio y la ERPMP

PLANILLA DE CÁLCULO DE TUBERÍAS DE GAS NATURAL										
TRAMO	CAUDAL m3/h	LONGITUD m cálculo	PRESIONES (bar)		P1 - P2 bar	DIÁMETRO mm		VELOC m/seg.	OBSERVACIONES	UNIÓN
			P1	P2		cálculo	adap.			
VDS-ERPMP	750,72	5	10,000	9,997	0,003	64,43	2 1/2 "	6,48	TUBERÍA DE ACERO NEGRO	SOLDADURA - BRIDA

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 43

Tramo de la instalación interna entre las dos etapas de regulación (ERPMP – ERPS)

PLANILLA DE CÁLCULO DE TUBERÍAS DE GAS NATURAL										
TRAMO	CAUDAL m3/h	LONGITUD m cálculo	PRESIONES (bar)		P1 - P2 bar	DIÁMETRO mm		VELOC m/seg.	OBSERVACIONES	UNIÓN
			P1	P2		cálculo	adap.			
ERPMP-A	750,72	0,5	2,000	1,999	0,001	68,13	2 1/2 "	28,97	TUBERÍA DE ACERO NEGRO	SOLDADURA - BRIDA
A - B	750,72	5	1,999	1,989	0,010	68,13	2 1/2 "	28,98	TUBERÍA DE ACERO NEGRO	SOLDADURA
B - C	750,72	42,5	1,989	1,901	0,088	68,13	2 1/2 "	29,13	TUBERÍA DE ACERO NEGRO	SOLDADURA
C - D	750,72	33,8	1,901	1,828	0,073	68,13	2 1/2 "	30,48	TUBERÍA DE ACERO NEGRO	SOLDADURA
D - E	750,72	40,3	1,828	1,737	0,091	68,13	2 1/2 "	31,70	TUBERÍA DE ACERO NEGRO	SOLDADURA
E - F	750,72	35,6	1,737	1,652	0,084	68,13	2 1/2 "	33,37	TUBERÍA DE ACERO NEGRO	SOLDADURA
F - G	750,72	5	1,652	1,640	0,012	68,13	2 1/2 "	35,08	TUBERÍA DE ACERO NEGRO	SOLDADURA
G - ERPS	750,72	0,8	1,640	1,638	0,002	68,13	2 1/2 "	35,34	TUBERÍA DE ACERO NEGRO	SOLDADURA - BRIDA

Fuente: Elaboración propia.

CAPÍTULO V

EVALUACIÓN ECONÓMICA

Para la evaluación económica se consideró la comparación de costos de ambos combustibles (Diesel B5 y gas natural) en funcionamiento en el caldero, Para ello se presenta una descripción detallada del consumo de combustible, costos de operación y mantenimiento y el costo de inversión del proyecto de instalación de un sistema de combustible a gas natural y el quemador mixto.

Finalmente, con los ahorros obtenidos se tuvo, los indicadores económicos del Valor Actual Neto (VAN) en base a la tasa de descuento anual del 12 % y la Tasa Interna de Retorno (TIR), con la que se realizó la evaluación económica del proyecto si es factible. También el periodo de análisis del proyecto es de tres años por que los préstamos que realizan empresas externas para la conversión a gas natural son en promedio tres años.

Para la evaluación se obtuvo diferentes pasos a seguir, los cuales se definen a continuación:

5.1 COSTOS

5.1.1 Costo de consumo de combustible

Actualmente el caldero acuatubular con una potencia de 700 HP tiene una operación diaria de 5 horas, considerando un mes de trabajo de 24 días y teniendo en cuenta el consumo por hora del Diesel B5 y gas natural en base a su eficiencia térmica hallada.

Se procedió a desarrollar el consumo y costo de ambos combustibles al mes:

5.1.1.1 Consumo de combustible

Se describe el desarrollo del consumo de combustible del Diesel B5 y gas natural de la siguiente manera:

A. Combustible del Diesel B5

Datos:

Consumo de combustible: 208,882 GPH

Tiempo de operación diaria: 5 horas

Días de trabajo al mes: 24 días

Teniendo los datos se calculó el consumo de combustible mensual del Diesel B5:

$$\text{Consumo Diesel B5} = 208,882 \times 5 \times 24 = 25\,065,936 \text{ gal/mes}$$

B. Combustible del gas natural

Datos:

Consumo de combustible: 750,728 m³/h

Tiempo de operación diaria: 5 horas

Días de trabajo al mes: 24 días

Teniendo los datos se calculó el consumo de combustible mensual del Gas Natural:

$$\text{Consumo Gas Natural} = 750,728 \times 5 \times 24 = 90\,087,408 \text{ m}^3/\text{mes}$$

Tabla 44

Consumo de Combustible

Descripción	Unidad	Cantidad
Diesel B5		
Consumo de combustible por hora	Gal/hr	208,882
Consumo de combustible mensual	Gal/mes	25 065,936
Gas Natural		
Consumo de combustible por hora	m ³ /hr	750,728
Consumo de combustible mensual	m ³ /mes	90 087,408

Fuente: Elaboración propia.

5.1.1.2 Costo del combustible

Para el desarrollo del costo mensual del combustible del Diesel B5 y gas natural se determinó directamente en función del volumen consumido y el precio del combustible, ver tabla de precios (13-14).

Se hizo una comparación estadística en base al promedio de consumo mensual de petróleo y el precio del mismo y se comparó finalmente el gasto mensual de ambos combustibles.

A. Combustible del Diesel B5

Datos:

Consumo de Diesel B5 por mes: 25 065,936 gal/mes

Precio del Diesel B5: S 8,82 /gal \approx US\$ 2,65 /gal

Teniendo los datos se calculó el gasto mensual de combustible del Diesel B5:

$$\text{Gasto mensual Diesel B5} = 25\,065,936 \times 2,65 = \text{US\$ } 66\,424,730 \text{ /mes}$$

B. Combustible del gas natural

Para el siguiente el cálculo se consideró el precio del gas natural de la C.T. CHILCA perteneciente a la empresa ENGIE, ya que actualmente no se tiene el precio de la C.T. Ilo 1, ver tabla 14.

Datos:

Consumo de gas natural por mes: 90 087,408 m³/mes

Precio del gas natural: US\$ 2,7 663 /MMBTU

Poder calorífico superior (PCS): 40,48 MJ/m³ \approx 0,03834 MMBTU/m³

Teniendo los datos se calculó el gasto mensual de combustible del gas natural:

$$\begin{aligned} \text{Gasto mensual Gas natural} &= 90\,087,408 \times 2,7\,663 \times 0,03834 = \\ &\text{US\$ } 9\,554,665 \text{ /mes} \end{aligned}$$

Se obtuvo un ahorro económico generado por la sustitución del combustible Diesel B5 por gas natural en la caldera de US\$ 56 870,065 al mes. En la tabla 45 se detalla el ahorro por el uso del gas natural.

Tabla 45

Comparación del gasto en consumo de combustible

Descripción	Unidad	Cantidad
Diesel B5		
Consumo de combustible mensual	Gal/mes	25 065,936
Costo de Diesel B5 por galón	US\$/Gal	2,65
Gasto mensual por Diesel B5	US\$/mes	66 424,730
Gas Natural		
Consumo de combustible mensual	m ³ /mes	90 087,408
Costo de Gas por energía	US\$/MMBTU	2,766
PCS	MMBTU/m ³	0,03 834
Gasto mensual por gas natural	US\$/mes	9 554,665
Ahorro Mensual	US\$/mes	56 870,064

Fuente: Elaboración propia.

5.1.2 Costo de operación

Para el consumo de gas natural no se consideraron costos por servicios industriales y aditivos, lo que sí ocurre cuando se usan combustibles líquidos como el Diesel B5 que solo es el costo por bombeo del combustible:

5.1.2.1 Costo por bombeo del combustible

Según el ANEXO G, el consumo de potencia de bombeo para la caldera de 700 HP que usa Diesel B5 es de 0,75 HP. Se resuelve el costo por bombeo del combustible por la siguiente secuencia:

$$\text{Costo de bombeo} = 0,75 \text{ HP} \times 0,746 \text{ KW/HP} \times \text{US\$ } 0,12/\text{KW h}$$

Costo de bombeo = US\$ 0,067 /h

Costo de bombeo = US\$ 0,067 /h × 120 h/mes

Costo de bombeo = US\$ 8,04 /mes

5.1.3 Costo de mantenimiento

La sustitución del combustible Diesel B5 por gas natural presenta ahorros en el mantenimiento de la caldera, se describirá los costos por mantenimiento del caldero:

5.1.3.1 Costo de mano de obra por mantenimiento

Para el análisis del costo de mano de obra por mantenimiento, se asume que el costo al utilizar Diesel B5 como combustible, es el doble de los costos que cuando se usa gas natural.

Para una caldera acuotubular de 700 HP se tiene un mantenimiento programado cada seis meses con una duración de cuatro días de inspección y mantenimiento, con una asignación de tres mecánicos y dos obreros laborando 9 horas/día.

Datos:

Costo de mano de obra (Mecánicos): US\$ 120 /día

Costo de mando de obra (Obreros): US\$ 40 /día

Días requeridos para mantenimiento: 8 días/año ≈ 0,67 días/mes

Costo de mantenimiento programado:

$$(120+40) \times 0,67 = \text{US\$ } 107,2 \text{ /mes}$$

Respecto al costo de repuestos y materiales, según el historial de cambio de repuestos del caldero, no se tiene cambios de repuestos a la fecha; solo se tiene trabajos de lubricación, inspección y acondicionamiento en los mantenimientos. Para efectos de cálculo se va a considerar que estos costos están incluidos en la mano de obra.

5.1.3.2 Costo por manejo de inventario del combustible

La necesidad de mantener inventarios mínimos del Diesel B5 que aseguren el suministro ante contingencias de abastecimiento, se causa por este efecto un costo que viene definido por el interés del valor de dicho inventario. El gas natural no tiene manejo de inventarios.

Para nuestra caldera de 700 HP se debe mantener un inventario de seis días de suministro para cualquier contingencia que se presente en Central Térmica o la empresa encargada de entregar combustible se encuentre desabastecida.

$$\text{Volumen de inventario} = 200,434 \text{ gal/h} \times 5 \text{ h/día} \times 6 \text{ días} = 6\,013,023 \text{ gal}$$

$$\text{Costo de inventario} = 6\,013,023 \text{ gal} \times \text{US\$ } 2,65/\text{gal} = \text{US\$ } 15\,934,51$$

Interés por manejo de inventario: 1 % del valor del inventario.

$$\text{US\$ } 15\,934,51 \times 0,01 = \text{US\$ } 159,34 \text{ /mes}$$

5.1.3.3 Costo por monitoreo ambiental

El gas natural es un combustible limpio y respetuoso con el medio ambiente, y por lo tanto no requiere equipos de tratamiento de los gases de combustión que garanticen el cumplimiento de las normas sobre emisiones contaminantes. Actualmente el área ambiental de la empresa ENGIE monitorea las emisiones debidas al uso del Diesel B5.

El costo por monitoreo ambiental por mes es US\$ 140 /mes para el caso de seis monitoreos al año. Respecto al costo solo se considera costos de monitoreo ambiental mas no de los tratamientos de las emisiones atmosféricas. En la tabla 46 se muestra las ventajas económicas que presenta el gas natural frente al uso de combustibles Diesel B5:

Tabla 46

Ahorro generado por el cambio de combustible en relación a las propiedades del gas natural

Costos (US\$/mes)	Diesel B5	Gas natural
Costo por operación		
Calentamiento de combustible	No requiere	No requiere
Calentamiento para atomización de combustible	No requiere	No requiere
Energía de atomización del combustible	No requiere	No requiere
Bombeo del combustible	8,04	No requiere
Costo de aditivos	No requiere	No requiere
Total costo de operación	8,04	No requiere
Costo por mantenimiento		
Costo de mantenimiento (Mano de obra)	107,20	53,60
Costo de manejo de inventario de combustible	159,34	No requiere
Costo de monitoreo ambiental	140,00	No requiere
Total costo de mantenimiento	406,54	53,60
Costo Total mensual	414,58	53,60

Fuente: Elaboración propia.

Como se puede observar en la tabla 46, el gas natural es más rentable que el Diesel B5 en relación a las propiedades del gas; viendo claramente que se tendría un ahorro, para este caso, de US\$ 360,98 mensuales.

5.1.4 Inversión económica del proyecto de reemplazo de combustible

En esta parte se consideró los costos que intervendrán en la instalación del sistema de combustible a gas natural, que contempla los accesorios y materiales que componen este sistema que se halló en el capítulo anterior. En la tabla 47 se muestra el presupuesto para la instalación del sistema de combustible a gas natural:

Tabla 47

Costo de inversión para la conversión de la planta a gas natural

Ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	Costo Total [US\$]
1	Derecho de conexión y Hot tap			
1.1	Derecho de Conexión	glb	1	9 718,65
1.2	Hot tap	glb	1	11 760,00
2	Tubería de conexión			
2.1	Tubería desde la válvula de servicio hasta la ERPMP	glb	1	1 000,00
2.2	Accesorios de Tubería de Conexión	glb	1	450,00
3	Estación de regulación de presión y medición primaria (ERPMP)			
3.1	Suministro de estación de regulación de doble rama	glb	1	19 500,00
3.2	Accesorios de medición y regulación de presión	glb	1	6 400,00
3.3	Caseta, incluye puesta a tierra y conexión eléctrica antiexplosiva	glb	1	6 000,00
4	Sistema de tuberías principal			
4.1	Tuberías desde la ERPMP hasta la ERPS	glb	1	33 015,00
4.2	Accesorios del Sistema de tuberías	glb	1	14 100,00

Continuación.....

5	Estación de regulación de presión secundaria (ERPS)			
5.1	Suministro de estación de regulación de simple rama	glb	1	14 700,00
5.2	Accesorios de regulación de presión	glb	1	4 300,00
5.3	Caseta, incluye puesta a tierra y conexión eléctrica antiexplosiva	glb	1	6 000,00
6	Sistema de combustión			
6.1	Tren de válvulas	glb	1	6 500,00
6.2	Quemador mixto (Diesel 2 / Gas natural)	glb	1	42 655,00
7	Gestiones y tramites			
7.1	Gestión de contrato de suministro de gas natural	glb	1	1 000,00
7.2	Ingeniería de detalle	glb	1	1 500,00
7.3	Certificación de las instalaciones para gas natural	glb	1	2 500,00
7.4	Aprobación de análisis de riesgo y plan de contingencia	glb	1	1 500,00
7.5	Seguros	glb	1	200,00
8	Obras civiles			
8.1	Obras civiles	glb	1	10 200,00
9	Pruebas del sistema			
9.1	Prueba de resistencia y hermeticidad	glb	1	350,00
9.2	Prueba radiográfica	glb	1	500,00
9.3	Puesta en marcha	glb	1	1 500,00
10	Adquisición de los equipos			
10.1	Precio CIF, traslado, transporte, instalación, comisionado y entrenamiento	glb	1	1 200 000,00
	SUB TOTAL COSTOS			1 395 348,65
	GASTOS GENERALES MAS UTILIDAD 10%			139 534,87
	COSTO TOTAL DEL SERVICIO			1 534 883,515

Fuente: Elaboración propia.

5.2 ANÁLISIS ECONÓMICO

El análisis económico del presente trabajo fue determinar los indicadores económicos del Valor Actual Neto (VAN), Tasa Interna de Retorno (TIR) y en cuanto tiempo de recuperar la inversión, teniendo estos valores se realizó la evaluación económica del proyecto si es viable. En la Tabla 48 se muestra el resultado del análisis por el reemplazo de combustible de Diesel B5 a gas natural, partiendo de una inversión inicial.

Tabla 48

Análisis de resultados de costos por reemplazo de combustible

Mes	Inversión Inicial (i)	Costo con Diesel B5 (C1)	Costo con gas natural (C2)	Ahorro (C1-C2)	Ahorro en Op. y Mantenimiento (OM)	Flujo de Caja [US\$] (C1-C2+OM-i)
0	1 534 883,515					-1 534 883,515
1		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
2		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
3		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
4		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
5		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
6		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
7		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
8		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
9		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
10		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
11		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
12		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
13		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
14		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
15		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
16		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
17		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
18		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
19		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
20		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
21		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
22		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
23		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
24		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
25		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
26		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
27		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
28		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
29		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
30		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
31		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
32		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
33		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
34		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
35		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045
36		66 424,73	9 554,665	56 870,065	360,98	57 231,045

Fuente: Elaboración propia.

5.2.1 Valor actual neto (VAN)

Es la sumatoria de todos los las salidas y entradas de dinero del proyecto desde el periodo cero, la inversión inicial, hasta el último periodo de análisis, el último flujo de caja.

La fórmula que permite calcular el Valor Actual Neto es:

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+k)} + \frac{F_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1+k)^n}$$

Donde:

I_0 =Inversión realizada en el momento inicial (t=0)

F_t =Flujo de caja

n=Número de periodos de tiempo (años)

k=Tasa de descuento promedio

Para saber si el proyecto es rentable se toma en cuenta los criterios de decisión que son los siguientes:

$VAN < 0$: el proyecto no es rentable

$VAN = 0$: el proyecto es rentable

$VAN > 0$: el proyecto es rentable

Datos:

I_0 =US\$ 1 534 883,515

F_1 =US\$ 686 772,54

$$F_2 = \text{US\$ } 1\,373\,545,08$$

$$F_3 = \text{US\$ } 2\,060\,317,62$$

$$k = 0,12$$

Teniendo los datos se procede a determinar la ecuación del VAN.

$$\text{VAN} = -1\,534\,883,515 + \frac{686\,772,54}{(1 + 0,12)} + \frac{686\,772,54}{(1 + 0,12)^2} + \frac{686\,772,54}{(1 + 0,12)^3}$$

$$\text{VAN} = \text{US\$ } 114\,628,246$$

El valor actual neto de la inversión del proyecto es US\$ 114 628,246 > 0. Como es positiva, conviene realizar la inversión.

5.2.2 Tasa interna de retorno (TIR)

Es la tasa con que se recupera la inversión. Es un indicador que expresa porcentualmente el rendimiento intrínseco del proyecto.

La TIR, se calcula haciendo el VAN = 0

$$0 = -1\,534\,883,515 + \frac{686\,772,54}{(1 + \text{TIR})} + \frac{686\,772,54}{(1 + \text{TIR})^2} + \frac{686\,772,54}{(1 + \text{TIR})^3}$$

$$\text{TIR} = 0,163 \times 100 \% = 16,30 \%$$

$$\text{TIR} = 16,30 \% > \text{tasa de descuento (12 \%)}$$

Por lo tanto, el proyecto es rentable, en el periodo de vida del proyecto, pues tiene un VAN muy provechoso.

5.2.3 Tiempo de recuperación de la inversión

Es el tiempo en que se recupera la inversión, para determinar el tiempo de recuperación se realiza por interpolación.

2 años US\$ 1 373 545,08

X años US\$ 1 534 883,515

3 años US\$ 2 060 317,62

Hallando X, interpolando se tiene:

X= 2 años y 3 meses

Se recupera la inversión a los 2 años y 3 meses (27 meses), con ello se complementa el supuesto de tiempo de análisis del proyecto de tres años, ya que este debe ser mayor al periodo donde se recupera la inversión. En la figura 53 se observa en qué mes se recupera la inversión.

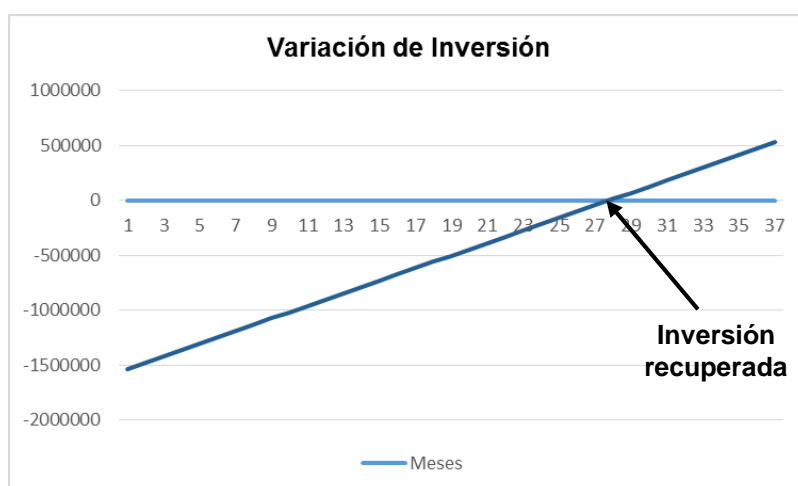


Figura 53. Variación de inversión del proyecto

Fuente: Elaboración propia.

CAPÍTULO VI

ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Después de haber realizado el reemplazo de combustible de Diesel B5 a gas natural para aumentar la eficiencia térmica de la caldera, se comparó los resultados obtenidos de ambos combustibles que son los siguientes:

6.1.1 Eficiencia de térmica

Empleando el procedimiento de un modelo termodinámico de balance de masa y energía del combustible, se calculó las eficiencias térmicas de los combustibles, donde se concluyó que la eficiencia térmica del gas natural es mayor que el Diesel B5 en la caldera acuotubular de 700 HP.

Tabla 49

Comparación de eficiencias térmicas

PARÁMETRO DE MEDICIÓN	UNIDAD	DIESEL B5	GAS NATURAL
Capacidad de agua de alimentación de ingreso	kg/h	10 432,63	10 432,63
Flujo másico del combustible	kg/h	677,01	564,25
Poder calorífico inferior (PCI)	kJ/kg	42 405,00	48 616,00
Entalpía de agua de alimentación	kJ/kg	419,17	419,17
Entalpía del vapor saturado	kJ/kg	2 874,70	2 874,70
Eficiencia térmica	%	89,20	93,37

Fuente: Elaboración propia.

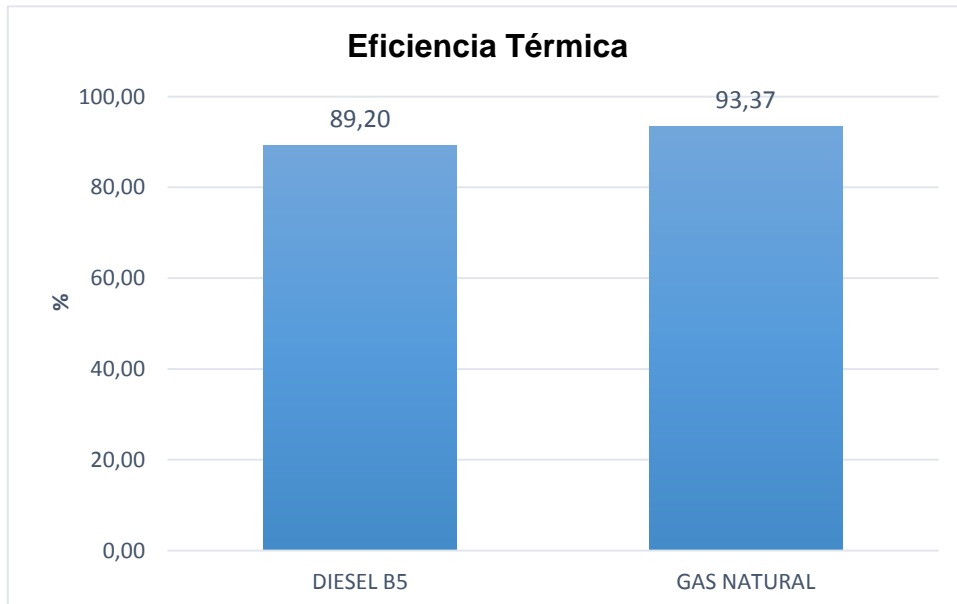


Figura 54. Eficiencia térmica del caldero con Diesel B5 y gas natural

Fuente: Elaboración propia.

6.1.2 Balance de masa

Se realizó el balance de masas de ambos combustible (Diesel B5/gas natural), donde proporciona los flujos máscicos y volumétricos resultantes del aire, combustible, gases de combustión y la generación de vapor; asimismo, lo de sus componentes.

También se especifica el porcentaje que representa cada componente respecto al total, en las siguientes tablas [50-51] se plasma la comparación de los flujos máscicos y volumétricos del generador de los combustibles. En la figura 55 se observa la comparación de flujos máscicos de gases de combustión de ambos combustibles.

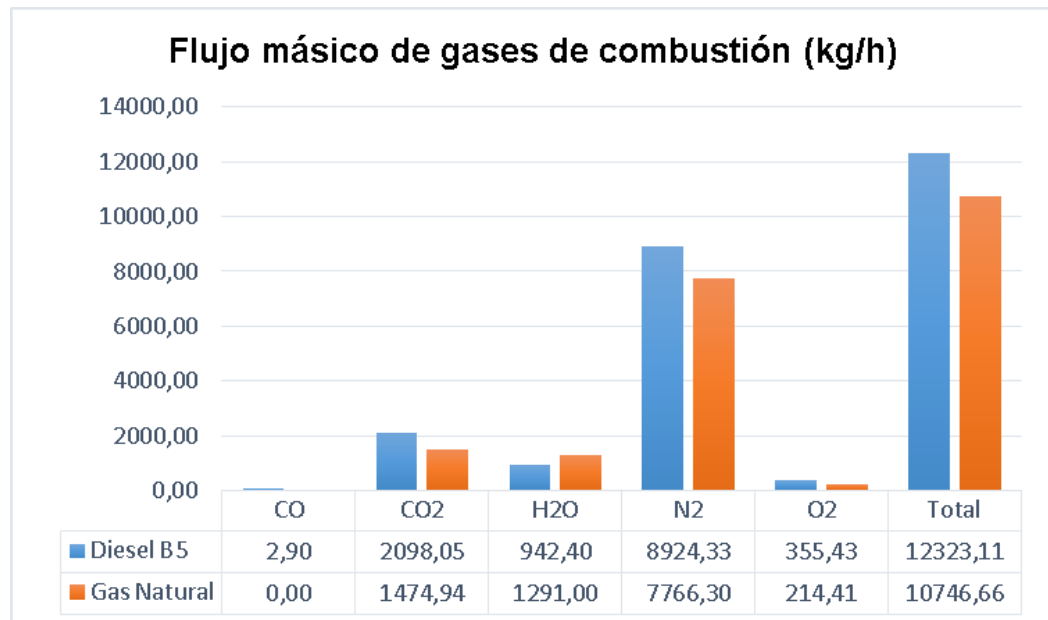


Figura 55. Flujo máscico de gases de combustión de los combustibles

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 50

Flujos másicos del generador de vapor (Diesel B5 y gas natural)

PARÁMETROS DE MEDICIÓN		DIESEL B5			GAS NATURAL		
		kg/kg de combustible	Kg/h	%	kg/kg de combustible	Kg/h	%
Aire	Aire seco	17,185	11 634,401	99.9	17,945	10 125,21	99,18
	H ₂ O	0,015	10,155	0.09	0,149	84,073	0,82
	Total	A _m 17,200	m _a 11 644,557	100	A _m 18,094	m _a 10 209,494	100
Combustible	Combustible seco	0,999	676,264	99.89	1,000	564,248	100,00
	H ₂ O	0,001	0,677	0,10	0,000	0,000	0,00
	Ceniza	0,000	0,068	0,01	0,000	0,000	0,00
	Total	1,000	m _c 677,009	100	1,000	m _c 564,248	100
Gases de Combustión	CO	CO 0,004	2,898	0.02	CO 0,000	0,000	0,00
	CO ₂	CO ₂ 3,099	2 098,051	17,03	CO ₂ 2,614	1 474,943	13,72
	H ₂ O	H ₂ O 1,392	942,397	7,65	H ₂ O 2,288	1 290,998	12,01
	N ₂	N ₂ 13,182	8 924,334	72,42	N ₂ 13,764	7 766,303	72,27
	O ₂	O ₂ 0,525	355,430	2,88	O ₂ 0,380	214,414	2,00
	Total	G _m 18,202	m _g 12 323,109	100	G _m 19,046	m _g 10 746,658	100
	Agua/Vapor	R _{v/b} 15,410	m _v 10 432,625	100	R _{v/b} 18,489	m _v 10 432,625	100

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 51

Flujos volumétricos del generador de vapor (Diesel B5 y gas natural)

PARÁMETROS DE MEDICIÓN		DIESEL B5			GAS NATURAL		
		m ³ /h de combustible	m ³ /h	%	m ³ /h de combustible	m ³ /h	%
Aire	Aire seco	13,340	9 030,963	99,98	13,930	7 859,686	99,98
	H ₂ O	0,003	1,693	0,02	0,003	1,411	0,02
	Total	A _v 13,342	V _{tf} 9 032,655	100	A _v 13,932	V _{tf} 7 861,096	100
Gases de Combustión	CO	[CO] 0,004	2,539	0,03	[CO] 0,000	0,000	0,00
	CO ₂	[CO ₂] 1,682	1 138,729	13,35	[CO ₂] 1,419	800,667	11,18
	H ₂ O	[H ₂ O] 0,001	0,941	0,01	[H ₂ O] 0,002	1,286	0,02
	N ₂	[N ₂] 10,541	7 136,353	83,69	[N ₂] 11,006	6 210,108	86,71
	O ₂	[O ₂] 0,367	248,462	2,91	[O ₂] 0,266	150,090	2,10
	Total	G _v 12,595	V _{ti} 8 527,024	100	G _v 12,693	V _{ti} 7 162,152	100

Fuente: Elaboración propia.

En los resultados anteriores de las Tablas [50-51], se observa que para la realización de este procedimiento no se ha considerado las emisiones de la caldera del SO₂ y NO_x, que son importantes en cuanto a evaluar la contaminación generada por la caldera y la tendencia a la corrosión. En el caso de los dos combustibles la concentración de SO₂ y NO_x en los gases de combustión es muy mínimo, debido a las propiedades del combustible y al análisis realizado específicamente al combustible (Diesel B5 y gas natural) utilizado en la operación de la caldera por otras entidades. Por tanto, para el desarrollo de la eficiencia térmica, se consideró factible su omisión.

Asimismo, se observa que para el Diesel B5, hay un porcentaje de [CO] como parte de la combustión incompleta y para el gas natural, no hay un porcentaje de [CO], por ser una de las fuentes de energía más limpias y que respeta el medio ambiente.

En la Figura 56 se observa que hay una mayor cantidad de salida de gases de combustión del Diesel B5 con respecto al gas natural, asimismo, se observa un mayor porcentaje de [CO₂] del Diesel B5 en comparación al gas natural, se sabe que el CO₂ provoca el efecto invernadero.

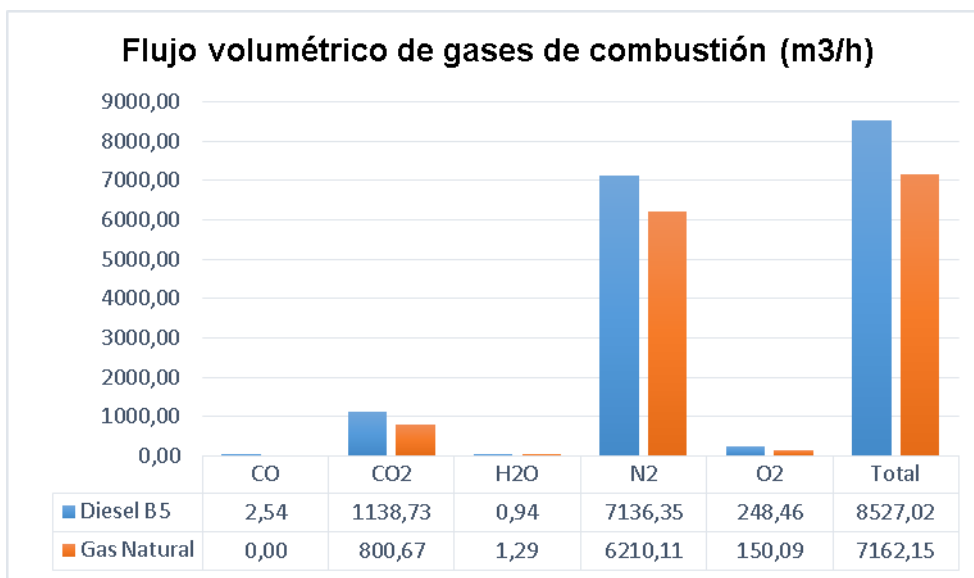


Figura 56. Flujo volumétrico de gases de combustión de los combustibles

Fuente: Elaboración propia.

Para la generación de vapor a 1 516 kPa (220 psi) y 505,37 K, se requiere más combustible Diesel B5 que el gas natural, por tanto, el gas natural tienen un mayor rendimiento para la generación de vapor solicitado. Ver Figura 57.

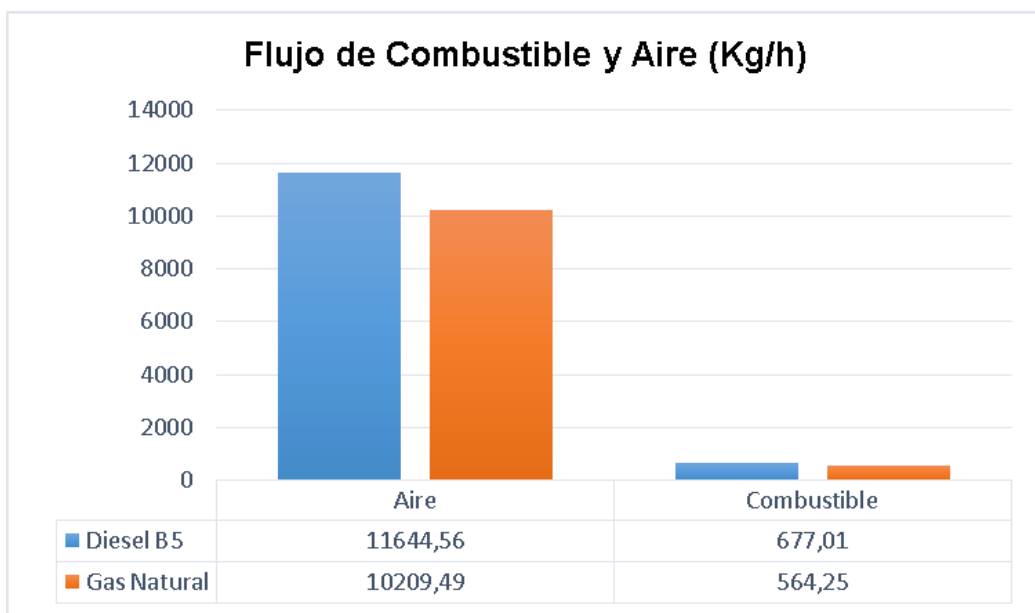


Figura 57. Flujo de combustible y aire del Diesel B5 y gas natural

Fuente: Elaboración propia.

6.1.3 Balance de energía

Se realizó el balance de energía de ambos combustible (Diesel B5/gas natural), donde se realiza el análisis energético del generador de vapor. Se observa que las pérdidas de eficiencia en una caldera son originadas por el calor sensible en los gases de combustión de la chimenea, el vapor del agua presente en los gases de combustión, el combustible no quemado, el calor perdido a través del aislamiento y en los tubos de la caldera para ambos combustibles.

La mayor cantidad de pérdidas en el sistema termodinámico están concentradas en la energía sensible que se pierde en los gases de combustión que salen de la chimenea. Sin embargo, esta pérdida es relativamente baja debido a la existencia de un economizador, ya que sin este sistema, la eficiencia térmica de la caldera sería aproximadamente 3 % menor.

En la Tabla 52 se da a conocer la comparación del análisis energético del generador de ambos combustibles (Diesel B5 y gas natural):

Tabla 52

Análisis energético general del generador de vapor (Diesel B5 y gas natural)

PARÁMETROS DE MEDICIÓN		DIESEL B5					GAS NATURAL				
		kJ/kg de combustible		kJ/h		% (respecto al PCI)	kJ/kg de combustible		kJ/h		% (respecto al PCI)
Ganancias	PCI	q_i	42 405,000	\dot{Q}_i	28 708 570,886	100%	q_i	48 616,000	\dot{Q}_i	27 431 456,460	100%
	Por aire entrante	q_{ap}	34,592	\dot{Q}_{ap}	23 419,234	0,082%	q_{ap}	36,624	\dot{Q}_{ap}	20 665,057	0,075%
	Por combustible entrante	q_c	3,933	\dot{Q}_c	2 662,541	0,009%	q_c	4,471	\dot{Q}_c	2 522,638	0,009%
Pérdidas	Por combustión incompleta	q_{ci}	47,471	\dot{Q}_{ci}	32 137,960	0,112%	q_{ci}	0,000	\dot{Q}_{ci}	0,000	0,000%
	Por calor sensible en chimenea	q_{ch}	4 125,171	\dot{Q}_{ch}	2 792 777,968	9,728%	q_{ch}	2 765,885	\dot{Q}_{ch}	1 560 643,753	5,689%
	Por radiación externa	q_{rp}	427,160	\dot{Q}_{rp}	289 190,936	1,007%	q_{rp}	489,725	\dot{Q}_{rp}	276 326,163	1,007%
	Por ceniza	q_{cz}	4,241	\dot{Q}_{cz}	2 870,857	0,010%	q_{cz}	0,000	\dot{Q}_{cz}	0,000	0,000%
Calor aprovechable		q_a	37 839,485	\dot{Q}_a	25 617 675,829	89,234%	q_a	45 401,488	\dot{Q}_a	25 617 675,829	93,388%

Fuente: Elaboración propia.

6.1.4 Ahorro por reemplazo de combustible

En la Tabla 53 se muestra el ahorro al reemplazar el Diesel B5 por el gas natural al generador de vapor, es significativo, considerando las mismas condiciones de operación.

Tabla 53

Ahorro mensual y anual por el reemplazo de combustible

PARÁMETROS DE MEDICIÓN	DIESEL B5	GAS NATURAL
Gasto Total [US\$/mes]	66 839,310	9 608,265
Ahorro en [US\$/mes]	57 231,045	
Ahorro en [US\$/año]	686 772,540	

Fuente: Elaboración propia.

En los resultados anteriores de la Tabla 53 se observa que hay un ahorro mensual de US\$ 57 231,045 y anual de US\$ 686 772,540 por el reemplazo de combustible, por defecto es factible el proyecto de instalación del sistema de combustible a gas natural por esta ventaja.

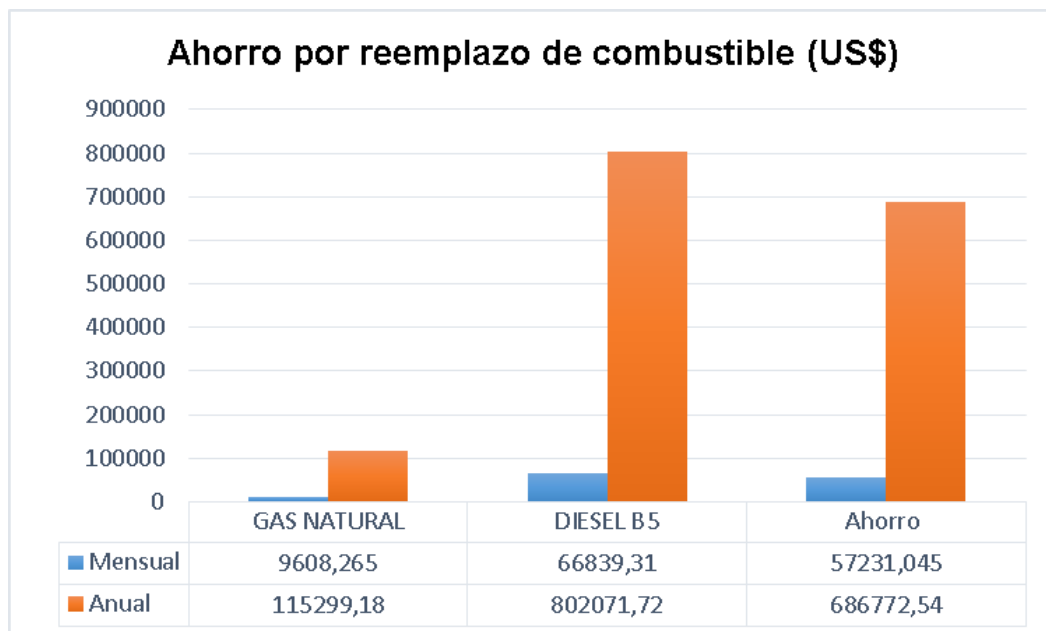


Figura 58. Ahorro generado por reemplazo de combustible

Fuente: Elaboración propia.

6.2 DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.2.1 Discusión de la investigación

El valor de la eficiencia térmica a Diesel B5 resultó 89,2 % que es mucho menor a la eficiencia térmica a gas natural que es 93,3 %, se puede decir entonces, que el reemplazo del combustible Diesel B5 por gas natural, aumentará la eficiencia térmica del caldero acuotubular, lo cual verifica que la eficiencia térmica mejora luego de aplicar el reemplazo de combustible.

$$89,2 \% < 93,3 \%$$

6.2.1.1 Prueba de hipótesis

Si se aplica el reemplazo de combustible al caldero acuotubular de 700 HP se logrará mejorar la eficiencia térmica en la Central Térmica Ilo1 de la empresa ENGIE.

Uno de los objetivos para la presente investigación consiste en comparar estadísticamente las muestras de eficiencia térmica del antes y después del reemplazo de combustible de gas natural

Formulación de la hipótesis

La hipótesis del trabajo realizado en este caso será:

H_1 : La eficiencia térmica mejora con el reemplazo de combustible (después).

H_0 : La eficiencia térmica no mejora con el reemplazo de combustible (antes).

Notación simbólica:

$H_1: \mu_1 < \mu_2$ (Hipótesis alterna)

$H_0: \mu_1 \geq \mu_2$ (Hipótesis nula)

Se acepta la hipótesis alterna (H_1) que dice que el reemplazo de combustible mejora la eficiencia térmica del caldero acuotubular de 700 HP.

6.2.2 Discusión global de la Investigación

La presente investigación concluyó que sí mejora la eficiencia térmica de la caldera al reemplazar de combustible, se corroboró con la investigación realizada a un caldero industrial, donde se sustituyó de combustible de petróleo residual a gas natural, donde mejoró su eficiencia térmica y otros aspectos, realizado este trabajo de investigación por Alfredo Tello, 2011.

CONCLUSIONES

Se cumplió con el objetivo principal del trabajo de investigación, de reemplazar de combustible de Diesel por gas natural de un caldero con el fin de mejorar la eficiencia térmica, donde se aplicó el método de balance de masa y energía, como resultado se obtuvo una eficiencia térmica del gas natural de 93,3 % en comparación con el Diesel B5 de 89,2 %.

Del análisis de la cantidad de gases de combustión generada por los combustibles, se concluye que la cantidad de gases producidos con gas natural es 16 % menor a los producidos con el Diesel B5. Por lo tanto, el área de flujo, de los tubos de humo y chimenea no requieren ninguna modificación para operar correctamente con gas natural.

En el aspecto ambiental, se concluye que la cantidad de monóxido de carbono (CO_2) generados con gas natural es 19 % menos a los producidos con Diesel B5, lo que provoca una disminución del efecto invernadero.

En la generación de vapor por hora, el gas natural genera 16 % más que el Diesel B5. Por tanto se concluye que el gas natural tiene un mayor rendimiento de generación de vapor que el Diesel B5.

La longitud de llama con gas natural es menor al del Diesel B5 en 5 % respectivamente. Por lo tanto, en el hogar del caldero no requiere ninguna modificación para usar el gas natural.

Para la elección de un quemador, se concluyó instalar un quemador mixto (Gas natural/Diesel 2) de 800 HP, el caldero trabajará con gas natural inicialmente, en casos de emergencia como el desabastecimiento de gas natural se utilizará el Diesel B5, con el fin de dar una mayor disponibilidad al activo. Las dimensiones del quemador mixto con el quemado diesel de 700 HP son las mismas, por tanto no requiere modificación en el caldero para su instalación.

En la evaluación económica, se concluye que es factible el cambio de combustible en el caldero, por un ahorro anual de 686 772,54 US\$, también el proyecto de inversión de reemplazo de combustible, la inversión se recupera a los 2 años y 3 meses.

RECOMENDACIONES

Para desarrollar la eficiencia térmica de un caldero teniendo como parámetro principal el combustible, se recomienda aplicar la metodología del balance de masas y energía, para obtener unos resultados confiables.

Tener conocimientos sólidos de la termodinámica, funcionamiento de un caldero e instalación de un sistema suministro de gas natural, para participar en este proceso de investigación del reemplazo de combustible de Diesel B5 por gas natural.

La recolección de datos debe ser eficaz y eficiente. Es fundamental, para asegurar la calidad de los datos, contar con una buena base de información del caldero para el desarrollo de los objetivos.

Se recomienda utilizar la Norma Técnica Peruana NTP 111.010 para la instalación de un sistema de suministro de gas natural, porque todas las instalaciones de gas en el sector industrial están hechas por estas normas y también por una mayor seguridad y confianza al usuario.

Para el diseño del tren de válvulas del quemador, se recomienda saber la presión de ingreso de gas natural al quemador, esta información se encuentra en los manuales o catálogos del quemador a instalar.

Para reemplazar de quemador al caldero, se recomienda saber las medidas del quemador, para evaluar si es necesario la modificación del punto de acceso del quemado al caldero.

Evaluar el tamaño del hogar versus del tamaño de llama del nuevo quemador. Esto no será necesario cuando se realiza la conversión del quemador ya que el tamaño de llama producido por el gas natural siempre es menor al producido con el Diesel B5.

Se recomienda aplicar este trabajo de investigación de reemplazo de combustible por las ventajas que tiene, como un mayor rendimiento, más económico, mejor combustión, manejo limpio y sobre todo que es el combustible menos contaminante que los combustibles líquidos y sólidos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASME PTC 4 (2008). *Fired Steam Generators, The american society of mechanical engineers*. EE.UU.
- Annaratone, D. (2008). *Steam Generators – Description and Design*. Italia: Edit. Springer – Verlag Berlin Heidelberg
- Albujar, G. (2011). *Análisis de la conversión de un quemador de petróleo industrial no 6 a gas natural para reducir costos de la reconversión de caldera en VOPAK SERLIPSA*. Perú.
- Baltur (2018). *Catálogo de quemadores industriales baltur*. Recuperado de www.baltur.pe.
- Cengel & Boles (2009). *Termodinámica* (6 ed.). México: Edit. McGRAW-HILL/ Interamericana Editores, S.A. DE C.V.
- Cengel & Boles (2007). *Transferencia de Calor* (3 ed.). México: Edit. McGRAW-HILL/Interamericana Editores, S.A. DE C.V.
- COES (2019). *Precios de los combustibles en el Perú*. Recuperado de www.coes.org.pe.
- Common (2015). *Medidores tipo turbina de gas natural CGT-02*. Recuperado de www.sti-gas.com.
- EQA (2013). *Catálogo de equipo regulador – reductor de presión de gas natural*. Recuperado de www.eqa.pe.ar.

- Domínguez, J., Uceda J. (2012). *Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes*. Madrid: Impresión Gráfica: Gráficas Arias Montano, S.A.
- García, R. (2010). *Guía Técnica Diseño de centrales de calor eficientes*, editorial del IDAE. Madrid.
- García, R. (2001). *Combustión y Combustibles, Sistema Nacional de Información de la Energía*. Cuba.
- Kohan, A. (2000). *Manual de Calderas (Vol. I)*. Madrid: McGraw-Hill / Interamericana.
- Mahallawy, S. Din Habik (2002). *Fundamentals and Technology of Combustión* (1 ed.). Egipto: Edit. ELSEVIER SCIENCE Ltd.
- Moran, H., Shapiro (2014). *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. México: Edit REVERTE S.A.
- Noguez, J., Guerrero (1926). *Elementos de Máquinas y calderas* (3 ed.). España: Edit. Casa Dochoa Bilbao.
- Norma Técnica Peruana (2014). *Gas natural seco. Sistema de Tuberías para instalaciones Internas Industriales, NTP 111.010*, Lima. Perú.
- Osinergmin (2014). *La industria del Gas Natural en el Perú a diez años del proyecto Camisea. Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería*. Perú.
- Petroperú (2016), *Especificaciones y características técnicas del Diesel B5*. Perú.

- Ramírez, E. (2005). *Mercado y Precios del Gas Natural en el Perú*,
Osinerg. Perú.
- S.T. Johnson (2014). *Sistema de un quemador FD68 de alto rendimiento*.
California.
- Shield, C. (1979). *Boilers: Types, Characteristics and Functions*. Michigan:
McGraw-Hill.
- Sixto Meléndez, G. (2006). *Conversión a gas natural seco de una caldera
Piro-tubular con potencia de 500 BHP que trabaja con diesel-2*.
Lima.
- Selmec Equipos Industriales (1997). *Manual Selmec de Calderas
Industriales*. México.
- Tecnolog S.A. (2014). *Manual de construcción caldera vapor auxiliar Ilo*.
Perú.
- Tecnología de la combustión (2008). *Universidad de Valladolid*. España.
- Tormene americana (2018). *Catálogo filtro a cartucho gas natural*.
Recuperado de www.tormeneamericana.pe.ar
- Torreguitar, R. (1968). *Combustión y generación de vapor*. Buenos Aires:
Editor Mellor-Goodwin S.A.C.
- Vásquez, H. (2006). *Análisis de cambio de combustible en calderas a gas
natural*. Lima.

Viloche, J. (2014). *Gas Natural - Propiedades y Uso - Proyectos Presentes y Futuros*. Perú.

Walsh Perú S.A. (2014), *Estudio de Impacto Ambiental del Proyecto Nodo Energético del Sur – Planta Ilo*. Perú.

WALWORTH (2017). *Catálogo de válvula de bola flotante*. Recuperado de www.walworth.pe.

ANEXOS

ANEXO A: MASA MOLAR, CONSTANTE DE GAS DE LA SUSTANCIA

TABLA A-1

Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico

Sustancia	Fórmula	Masa molar, <i>M</i> kg/kmol	Constante de gas, <i>R</i> kJ/kg · K*	Propiedades del punto crítico		
				Temperatura, K	Presión, MPa	Volumen, m ³ /kmol
Agua	H ₂ O	18.015	0.4615	647.1	22.06	0.0560
Aire	—	28.97	0.2870	132.5	3.77	0.0883
Alcohol etílico	C ₂ H ₅ OH	46.07	0.1805	516	6.38	0.1673
Alcohol metílico	CH ₃ OH	32.042	0.2595	513.2	7.95	0.1180
Amoniaco	NH ₃	17.03	0.4882	405.5	11.28	0.0724
Argón	Ar	39.948	0.2081	151	4.86	0.0749
Benceno	C ₆ H ₆	78.115	0.1064	562	4.92	0.2603
Bromo	Br ₂	159.808	0.0520	584	10.34	0.1355
<i>n</i> -Butano	C ₄ H ₁₀	58.124	0.1430	425.2	3.80	0.2547
Cloro	Cl ₂	70.906	0.1173	417	7.71	0.1242
Cloroformo	CHCl ₃	119.38	0.06964	536.6	5.47	0.2403
Cloruro metílico	CH ₃ Cl	50.488	0.1647	416.3	6.68	0.1430
Criptón	Kr	83.80	0.09921	209.4	5.50	0.0924
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl ₂ F ₂	120.91	0.06876	384.7	4.01	0.2179
Diclorofluorometano (R-21)	CHCl ₂ F	102.92	0.08078	451.7	5.17	0.1973
Dióxido de carbono	CO ₂	44.01	0.1889	304.2	7.39	0.0943
Dióxido de sulfuro	SO ₂	64.063	0.1298	430.7	7.88	0.1217
Etano	C ₂ H ₆	30.070	0.2765	305.5	4.48	0.1480
Etileno	C ₂ H ₄	28.054	0.2964	282.4	5.12	0.1242
Helio	He	4.003	2.0769	5.3	0.23	0.0578
<i>n</i> -Hexano	C ₆ H ₁₄	86.179	0.09647	507.9	3.03	0.3677
Hidrógeno (normal)	H ₂	2.016	4.1240	33.3	1.30	0.0649
Metano	CH ₄	16.043	0.5182	191.1	4.64	0.0993
Monóxido de carbono	CO	28.011	0.2968	133	3.50	0.0930
Neón	Ne	20.183	0.4119	44.5	2.73	0.0417
Nitrógeno	N ₂	28.013	0.2968	126.2	3.39	0.0899
Óxido nitroso	N ₂ O	44.013	0.1889	309.7	7.27	0.0961
Oxígeno	O ₂	31.999	0.2598	154.8	5.08	0.0780
Propano	C ₃ H ₈	44.097	0.1885	370	4.26	0.1998
Propileno	C ₃ H ₆	42.081	0.1976	365	4.62	0.1810

ANEXO B: CALORES ESPECÍFICOS DE VARIOS GASES

TABLA A-2

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes

a) A 300 K

Gas	Fórmula	Constante de gas, <i>R</i> kJ/kg · K	<i>c_p</i> kJ/kg · K	<i>c_v</i> kJ/kg · K	<i>k</i>
Aire	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argón	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Butano	C ₄ H ₁₀	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Dióxido de carbono	CO ₂	0.1889	0.846	0.657	1.289
Etano	C ₂ H ₆	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Etileno	C ₂ H ₄	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helio	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hidrógeno	H ₂	4.1240	14.307	10.183	1.405
Metano	CH ₄	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Monóxido de carbono	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Neón	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Nitrógeno	N ₂	0.2968	1.039	0.743	1.400
Octano	C ₈ H ₁₈	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oxígeno	O ₂	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propano	C ₃ H ₈	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Vapor	H ₂ O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

ANEXO C: AGUA SATURADA. TABLA DE TEMPERATURAS (°C)

TABLA A-4

Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Liq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Liq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Liq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Liq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292

ANEXO D: AGUA SATURADA. TABLA DE TEMPERATURAS (°F)

TABLA A-4E

Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., T °F	Pres. sat., P_{sat} psia	Volumen específico, ft^3/lbm		Energía interna, Btu/lbm			Entalpía, Btu/lbm			Entropía, $Btu/lbm \cdot R$		
		Liq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Liq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Liq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Liq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
32.018	0.08871	0.01602	3299.9	0.000	1021.0	1021.0	0.000	1075.2	1075.2	0.00000	2.18672	2.1867
35	0.09998	0.01602	2945.7	3.004	1019.0	1022.0	3.004	1073.5	1076.5	0.00609	2.17011	2.1762
40	0.12173	0.01602	2443.6	8.032	1015.6	1023.7	8.032	1070.7	1078.7	0.01620	2.14271	2.1589
45	0.14756	0.01602	2035.8	13.05	1012.2	1025.3	13.05	1067.8	1080.9	0.02620	2.11587	2.1421
50	0.17812	0.01602	1703.1	18.07	1008.9	1026.9	18.07	1065.0	1083.1	0.03609	2.08956	2.1256
55	0.21413	0.01603	1430.4	23.07	1005.5	1028.6	23.07	1062.2	1085.3	0.04586	2.06377	2.1096
60	0.25638	0.01604	1206.1	28.08	1002.1	1030.2	28.08	1059.4	1087.4	0.05554	2.03847	2.0940
65	0.30578	0.01604	1020.8	33.08	998.76	1031.8	33.08	1056.5	1089.6	0.06511	2.01366	2.0788
70	0.36334	0.01605	867.18	38.08	995.39	1033.5	38.08	1053.7	1091.8	0.07459	1.98931	2.0639
75	0.43016	0.01606	739.27	43.07	992.02	1035.1	43.07	1050.9	1093.9	0.08398	1.96541	2.0494
80	0.50745	0.01607	632.41	48.06	988.65	1036.7	48.07	1048.0	1096.1	0.09328	1.94196	2.0352
85	0.59659	0.01609	542.80	53.06	985.28	1038.3	53.06	1045.2	1098.3	0.10248	1.91892	2.0214
90	0.69904	0.01610	467.40	58.05	981.90	1040.0	58.05	1042.4	1100.4	0.11161	1.89630	2.0079
95	0.81643	0.01612	403.74	63.04	978.52	1041.6	63.04	1039.5	1102.6	0.12065	1.87408	1.9947
100	0.95052	0.01613	349.83	68.03	975.14	1043.2	68.03	1036.7	1104.7	0.12961	1.85225	1.9819

ANEXO E: VAPOR DE AGUA SOBRCALENTADO

TABLA A-6E

Vapor de agua sobrecalentado (continuación)

T °F	v ft ³ /lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/ lbm · R	v ft ³ /lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/ lbm · R	v ft ³ /lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/ lbm · R
Sat.	2.5322	1113.0	1197.3	1.5548	2.2882	1114.1	1198.8	1.5460	2.0423	1115.3	1200.3	1.5360
400	2.6490	1126.3	1214.5	1.5752	2.3615	1123.5	1210.9	1.5602	2.0728	1119.7	1206.0	1.5427
450	2.8514	1148.7	1243.7	1.6082	2.5488	1146.7	1241.0	1.5943	2.2457	1144.1	1237.6	1.5783
500	3.0433	1169.8	1271.2	1.6376	2.7247	1168.2	1269.0	1.6243	2.4059	1166.2	1266.3	1.6091
550	3.2286	1190.2	1297.7	1.6646	2.8939	1188.9	1296.0	1.6516	2.5590	1187.2	1293.8	1.6370
600	3.4097	1210.2	1323.8	1.6897	3.0586	1209.1	1322.3	1.6771	2.7075	1207.7	1320.5	1.6628
700	3.7635	1249.8	1375.2	1.7361	3.3796	1249.0	1374.1	1.7238	2.9956	1248.0	1372.7	1.7099
800	4.1104	1289.5	1426.5	1.7785	3.6934	1288.9	1425.6	1.7664	3.2765	1288.1	1424.5	1.7528
900	4.4531	1329.7	1478.0	1.8179	4.0031	1329.2	1477.3	1.8059	3.5530	1328.5	1476.5	1.7925
1000	4.7929	1370.5	1530.1	1.8549	4.3099	1370.1	1529.6	1.8430	3.8268	1369.5	1528.9	1.8296
1200	5.4674	1454.3	1636.5	1.9231	4.9182	1454.0	1636.1	1.9113	4.3689	1453.6	1635.6	1.8981
1400	6.1377	1541.6	1746.0	1.9855	5.5222	1541.4	1745.7	1.9737	4.9068	1541.1	1745.4	1.9606
1600	6.8054	1632.4	1859.1	2.0432	6.1238	1632.2	1858.8	2.0315	5.4422	1632.0	1858.6	2.0184
1800	7.4716	1726.7	1975.6	2.0971	6.7238	1726.5	1975.4	2.0855	5.9760	1726.4	1975.2	2.0724
2000	8.1367	1824.4	2095.4	2.1479	7.3227	1824.3	2095.3	2.1363	6.5087	1824.1	2095.1	2.1232

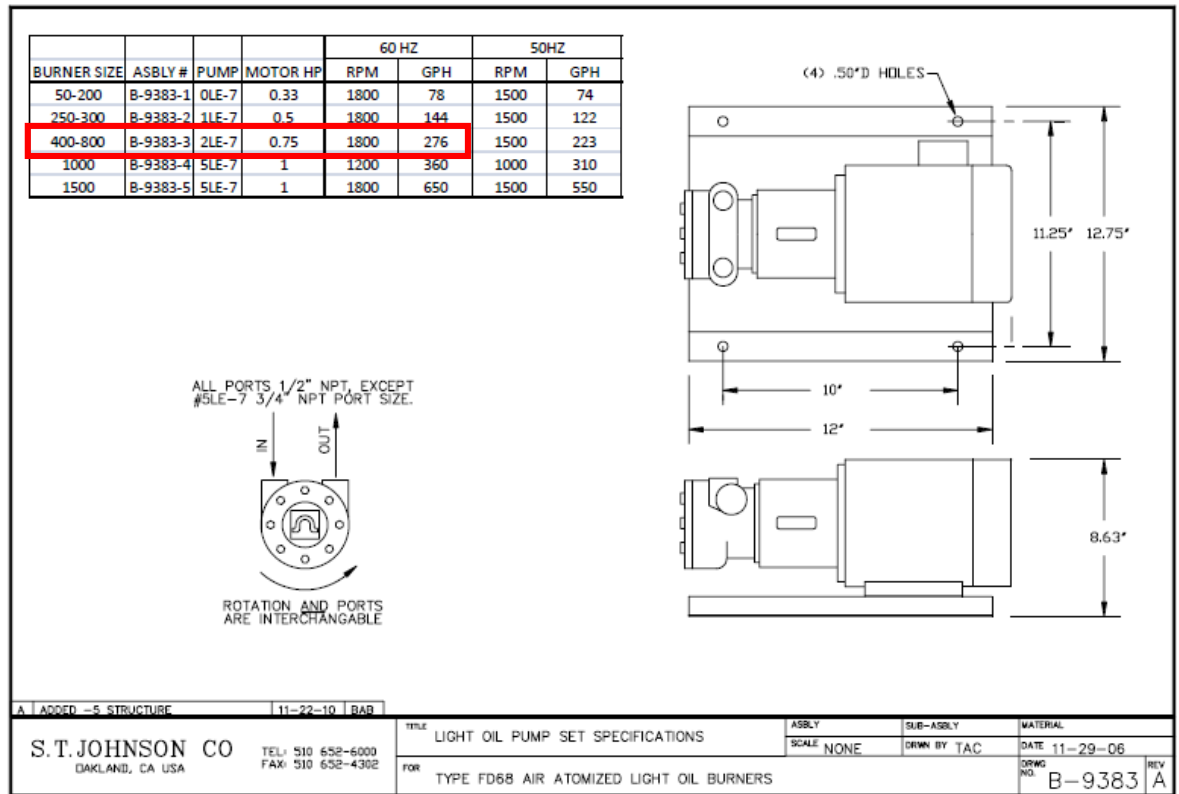
ANEXO F: ENTALPIAS DE FORMACIÓN

TABLA A-26

Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 25°C, 1 atm

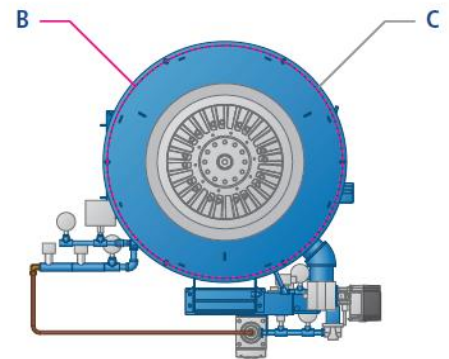
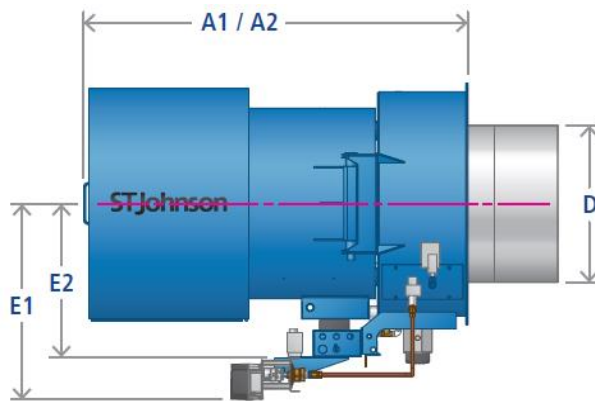
Sustancia	Fórmula	\bar{h}_f° kJ/kmol	\bar{g}_f° kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K
Acetileno	C ₂ H ₂ (g)	+226,730	+209,170	200.85
Agua	H ₂ O(l)	-285,830	-237,180	69.92
Alcohol etílico	C ₂ H ₅ OH(g)	-235,310	-168,570	282.59
Alcohol etílico	C ₂ H ₅ OH(l)	-277,690	-174,890	160.70
Alcohol metílico	CH ₃ OH(g)	-200,670	-162,000	239.70
Alcohol metílico	CH ₃ OH(l)	-238,660	-166,360	126.80
Amoníaco	NH ₃ (g)	-46,190	-16,590	192.33
Benceno	C ₆ H ₆ (g)	+82,930	+129,660	269.20
n-butano	C ₄ H ₁₀ (g)	-126,150	-15,710	310.12
Carbón	C(s)	0	0	5.74
Dióxido de carbono	CO ₂ (g)	-393,520	-394,360	213.80
n-dodecano	C ₁₂ H ₂₆ (g)	-291,010	+50,150	622.83
Etano	C ₂ H ₆ (g)	-84,680	-32,890	229.49
Etileno	C ₂ H ₄ (g)	+52,280	+68,120	219.83
Hidrógeno	H ₂ (g)	0	0	130.68
Hidrógeno	H(g)	+218,000	+203,290	114.72
Hidroxilo	OH(g)	+39,460	+34,280	183.70
Metano	CH ₄ (g)	-74,850	-50,790	186.16
Monóxido de carbono	CO(g)	-110,530	-137,150	197.65
Nitrógeno	N ₂ (g)	0	0	191.61
Nitrógeno	N(g)	+472,650	+455,510	153.30
n-octano	C ₈ H ₁₈ (g)	-208,450	+16,530	466.73
n-octano	C ₈ H ₁₈ (l)	-249,950	+6,610	360.79
Oxígeno	O ₂ (g)	0	0	205.04
Oxígeno	O(g)	+249,190	+231,770	161.06
Peróxido de hidrógeno	H ₂ O ₂ (g)	-136,310	-105,600	232.63
Propano	C ₃ H ₈ (g)	-103,850	-23,490	269.91
Propileno	C ₃ H ₆ (g)	+20,410	+62,720	266.94
Vapor de agua	H ₂ O(g)	-241,820	-228,590	188.83

ANEXO G: BOMBA DE COMBUSTIBLE DEL CALDERO



ANEXO H: QUEMADOR MODELO FD68

SIZE RANGE	50 – 1,200 HP
EMISSIONS	Uncontrolled
TURNDOWN	Up To 8:1
FUELS	NG, LPG, Biogas Or Dual-Fuel (#2-6 Oil)

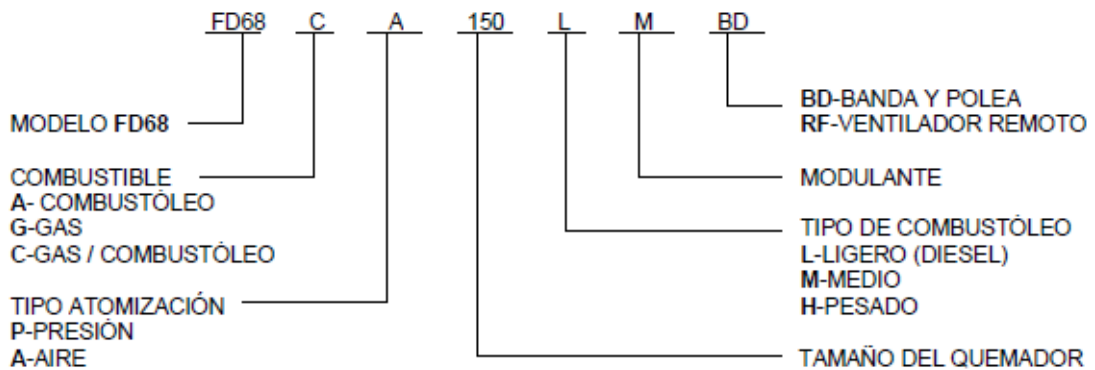


	MODEL:	50	75	100	125	150	200	250	300	400	500	625	800	1000	1200
Boiler Output	HP	50	75	100	125	150	200	250	300	400	500	625	800	1000	1200
Gas Capacity	MBH	2100	3150	4200	5250	6300	8400	10500	12600	16800	21000	26250	33600	42000	50400
Blower Motor	HP	1/2	3/4	1.5	2	2	5	7.5	7.5	15	20	25	30	40	75
Min Gas Pressure	PSI	0.5	0.5	0.5	0.5	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.5	2	2	2	2
Furnace Pressure	IN W.C.	0.75	0.75	1	1	1.5	2	2	3	4	4	4	4	4	4
Shipping Weight	LBS	1000	1000	1000	1000	1250	1250	1250	1700	1700	1800	1800	2500	2500	3000
A1	IN	36.3	36.3	36.3	36.3	44.5	44.5	44.5	53	53	57.6	57.6	67	67	78.5
A2	IN	41.2	41.2	41.2	41.2	50.7	50.7	50.7	61.4	61.4	69.5	69.5	80.5	80.5	92.5
B	IN	21.25	21.25	21.25	21.25	25.25	25.25	25.25	30.25	30.25	35.25	35.25	39.5	39.5	39.5
C	IN	22.5	22.5	22.5	22.5	26.5	26.5	26.5	31.5	31.5	36.5	36.5	41	41	41
D	IN	16	16	16	16	19.125	19.125	19.125	20	22	22.75	23.75	28	28	32
E1	IN	15.7	15.7	15.7	15.7	17.9	17.9	17.9	20.5	20.5	23.2	23.2	25.2	25.2	25.2
E2	IN	22.3	22.3	22.3	22.3	24.5	24.5	24.5	27.1	27.1	29.8	29.8	31.8	31.8	31.8

JOHNSON FD68 Capacities & Specifications

Burner Size	Burner Capacities (1)				Blower HP	Pump HP-RPM (2) (3)		
	MBH Gas	GPH #2 Oil	GPH #6 Oil	Boiler HP		Press. Atom. #2	Air Atom. # 2	Air Atom. #6
50	2,100	15	14	50	1/2	3/4-1725	1/3-1725	3/4-307
75	3,570	25	23	85	3/4	3/4-1725	1/3-1725	3/4-307
100	4,620	33	31	110	1 1/2	3/4-1725	1/3-1725	3/4-307
125	5,600	40	37	140	2	3/4-1725	1/3-1725	3/4-307
150	7,350	52	48	175	2	3/4-1725	1/3-1725	3/4-307
200	10,050	72	67	240	5	1-1725	1/3-1725	3/4-307
250	11,200	80	75	265	7 1/2	1-1725	1/2-1725	3/4-307
300	14,280	102	95	340	7 1/2	1 1/2-3450	1/2-1725	3/4-601
400	20,160	144	134	480	15	n/a	3/4-1725	3/4-601
500	24,150	172	160	575	20	n/a	3/4-1725	3/4-601
625	31,500	224	210	750	25	n/a	3/4-1725	1 1/2-601
800	33,600	240	224	800	25	n/a	3/4-1725	1 1/2-601
1000	42,000	300	282	1000	40	n/a	1-1725	2-800

ANEXO I: DESIGNACIÓN DE MODELOS DE QUEMADOR FD68



Modelo -LM: Diseñado para uso con Combustóleo ligero (#2, Diesel). El quemador no incluye provisión para calentamiento del combustible. El diseño estándar incluye una válvula reguladora de presión tipo back-pressure para recircular el diesel a la entrada del quemador. Atomización por presión disponible en tamaños desde 50 hasta 300. Atomización por aire comprimido disponible en todos los tamaños.

Modelo -MM: Diseñado para uso con Combustóleo grado medio y mezclas hasta grado #5. El quemador incluye un solo pre-calentador eléctrico montado directamente sobre el cuerpo del quemador para elevar la temperatura del combustóleo al nivel adecuado para atomización. El diseño estándar incluye una válvula reguladora de presión tipo back-pressure para recircular el combustóleo a la descarga del calentador eléctrico. Se ofrece la opción de incluir pre-purga y post-purga de la boquilla del atomizador.

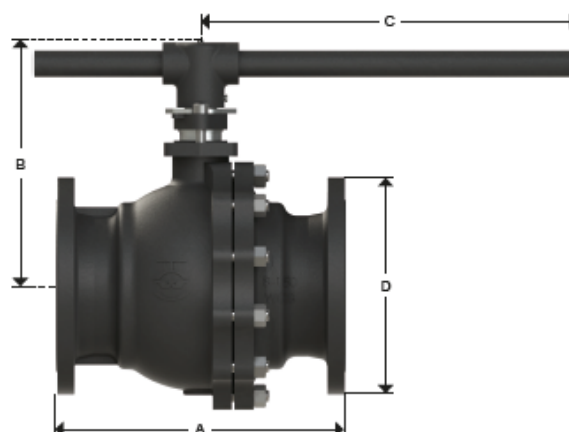
Modelo -HM: Diseñado para usarse con combustóleo pesado (#6, bunker). Los tamaños 50-125 incluyen un solo calentador de para elevar la temperatura del combustóleo al nivel adecuado para atomización. Los tamaños 150-1000 incluyen dos calentadores eléctricos para el mismo fin, montados directamente sobre el cuerpo del quemador. El diseño estándar incluye un manifold de by-pass triple para recircular el combustóleo en forma continua y mantenerlo a la temperatura adecuada para atomización, una válvula reguladora de presión tipo back-pressure para recirculación del combustóleo a la descarga del calentador eléctrico, u un sistema de pre-purga y post-purga de la boquilla del atomizador.

ANEXO J: EQUIPOS DEL SISTEMA DE SUMINISTRO DEL GAS NATURAL

VÁLVULAS DE BOLA FLOTANTE ESTÁNDAR WALWORTH CLASE 150

Características de Diseño

- Diseñada conforme a MSS SP72 & API 608
- Clase 150 conforme a ASME B16.34
- Puerto Completo
- Cuerpo de dos piezas
- Construcción de Acero Fundido
- Cuerpo atornillado
- Extremos bridados conforme a ASME B16.5
- Extremos soldable a tope conforme a ASME B16.25
- Distancia de cara a cara conforme a ASME B16.10 (tamaños menores a 2" conforme a los estándares de WALWORTH)
- Operador de Engranajes 6" y mayores (Opcional)
- Las válvulas podrán ser suministradas con brida ISO-5211 para instalar operador (Opcional)



Pesos y Dimensiones

D Diámetro Nominal	mm	15	20	25	32	40	50	65	80	100	150	200
	pulgadas		1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	6
A	mm	108	117	127	140	165	178	190	203	229	394	457
	pulgadas	4 1/4	4 3/5	5	5 1/2	6 1/2	7	7 1/2	8	9	15 1/2	18
D	mm	89	98	108	117	127	152	178	190	229	279	343
	pulgadas	3 1/2	3 6/7	4 1/4	4 3/5	5	6	7	7 1/2	9	11	13 1/2
B	mm	73	76	88	91	119	127	136	164	178	303	352
	pulgadas	2 7/8	3	3 2/5	3 4/7	4 2/3	5	5 1/3	6 1/2	7	12	13 6/7
C	mm	130	130	160	160	200	200	200	325	325	800	800
	pulgadas	5 1/8	5 1/8	6 2/7	6 2/7	7 7/8	7 7/8	7 7/8	12 4/5	12 4/5	31 1/2	31 1/2
Peso 7112	kg	1.5	2	3	4	6	8	15	19	31	82	145
	lb	3.31	4.41	6.62	8.82	13.23	17.64	33.08	41.90	68.36	180.82	319.74

Manómetro MA-EN

Hoja de datos

FESTO

Símbolo



— | — Temperatura
-20 ... +60 °C



Materiales					
Tamaño nominal	40			50	63
Conexión neumática	R $\frac{1}{8}$	R $\frac{1}{4}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{1}{4}$
Cuerpo	sólo MA-40-10- $\frac{1}{8}$ -EN	PBT (color: negro)	-		
	no MA-40-10- $\frac{1}{8}$ -EN	ABS (color: negro)			
Mirilla	PS				
Parte roscada/ materiales en contacto con el fluido	Latón				
Características del material	Conformidad con RoHS				

MANÓMETROS ROSCA VERTICAL CON GLICERINA, Clase 1,6

- Esfera de metal



Referencia	Rosca	ØEsfera (mm)	Escala (bar)	€
14005	1/4"	63	0 - 4	12,91
14006	1/4"	63	0 - 6	12,91
14007	1/4"	63	0 - 10	12,91
14008	1/4"	63	0 - 16	12,91
14009	1/4"	63	0 - 25	12,91
14010	1/4"	63	0 - 40	12,91
14011	1/2"	100	0 - 4	35,82
14012	1/2"	100	0 - 6	35,82
14013	1/2"	100	0 - 10	35,82
14014	1/2"	100	0 - 16	35,82
14015	1/2"	100	0 - 25	35,82
14016	1/2"	100	0 - 40	35,82

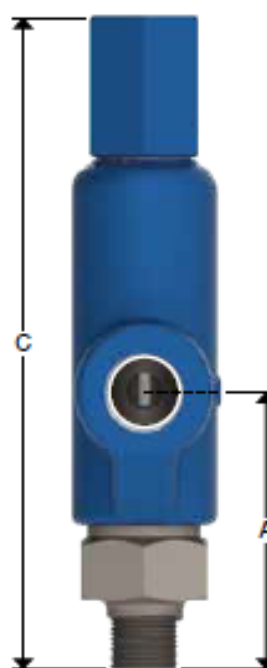
VÁLVULAS DE SEGURIDAD Y ALIVIO DE ACERO WALWORTH TIPO PORTÁTIL SERIE 1S20

Válvula tipo 1S20 Conexiones Roscadas (S)

Tamaño	Modelo	A		B		C		D		Peso aproximado	
		pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	Lbs	Kg
1/2 X 1	1S20c	3 9/16	90.5	1 3/4	44.5	8 1/2	215.9	1 7/8	47.6	5.0	2.3
3/4 X 1	1S20t	3 9/16	90.5	1 3/4	44.5	8 1/2	215.9	1 7/8	47.6	5.0	2.3
1 X 1		3 9/16	90.5	1 3/4	44.5	8 1/2	215.9	1 7/8	47.6	5.0	2.3



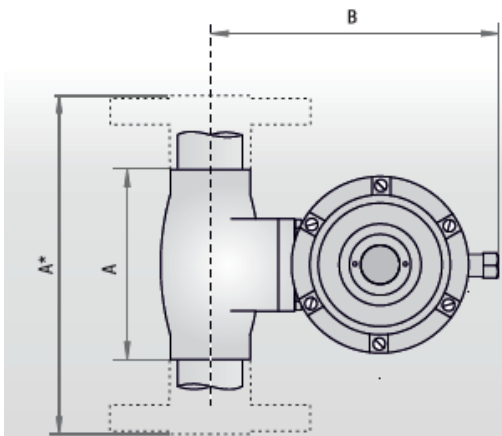
**Conexiones roscadas
(Lateral)**



**Conexiones roscadas
(Frente)**

Válvulas de Bloqueo

EQA 17/25/27



Modelos	B17/27/17AB		B25	
	A	B	A	B
¾" y 1"	117	185	117	195
1½" y 2"	160	185	160	195
1" Bridado S300			197*	195
2" Bridado S300			267*	195

DATOS TECNICOS

MODELO	B17	B27	B25	B17AB	
Bloqueo por alta presión	Si	Si	Si	Si	
Bloqueo por baja presión	No	No	No	Si	
Bloqueo por exceso de caudal	No	No	No	Si	
Presión máx.de trabajo (bar)	10	19	36	6	
Presión de prueba (bar)	17	30	54	17	
Presión mín de bloqueo (bar)	0.02	0.02	0.02	0.01 (baja)	0.04 (alta)
Presión máx de bloqueo (bar)	4.5	4.5	4.5	1.2 (baja)	2.0 (alta)
Material del cuerpo	Fundición Hierro		Acero	Fundición Hierro	
Conexiones	BSP	BSP	BSP / S300*	BSP	
Capacidad	Ver Diagrama				
Posición de montaje	Indistinta				

Regulador de Presión EQA 99

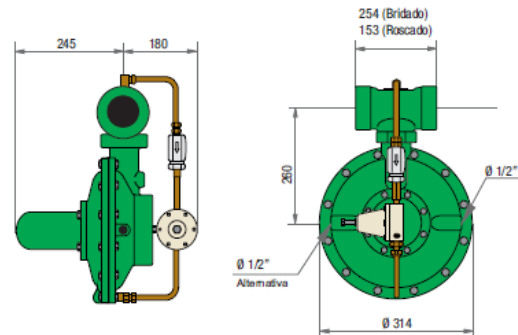
DIMENSIONES GENERALES

El modelo EQA 99 es un regulador-reductor de presión para aire o gas de múltiples aplicaciones dado su amplio rango de entrada de hasta 28 bar y presiones de salida entre 0,0175 bar y 7 bar y caudal máximo para gas natural de 7.500 Nm³/hora.

El cuerpo de la válvula puede ser roscado o con bridas de 2". Este modelo de válvulas es comandada mediante piloto, que utiliza como medio operante el mismo fluido, para cubrir todos los rangos de presión de salida; se fabrican dos tipos de pilotos, que son intercambiables:

- De baja presión (mod. 6351-B) de 0,017 bar a 0,5 bar.
- De alta presión (mod. 6351-S) de 0,5 bar a 7 bar.

En algunos casos de altas presiones de entrada se agrega un prerregulador piloto para obtener una presión óptima en la salida.



DATOS TECNICOS

Conexiones:	Roscado 2" NPT ó Brídado 2" S-150
Temperatura de operación:	-20°C a 60°C
Peso aprox:	32 Kg

MATERIALES

Cuerpo principal:	Acero al carbono
Internos:	Latón
Diafragma:	Acrílo Nitrilo
Obturador:	Acrílo Nitrilo o Teflón

TABLA DE CAPACIDADES | Densidad 0,6 | Orificio Ø 1-1/8"

Presión de Entrada (bar)	Presión de Salida (bar)										
	1	1.4	1.75	2.1	2.5	2.8	3.1	3.5	4.2	5.25	7
1.40	505										
1.75	700	565									
2.10	960	790	590								
2.45	1130	990	845	620							
2.80	1330	1245	1075	905	675						
3.50	1610	1610	1470	1330	1185	991	735				
4.20	1840	1840	1840	1755	1640	1415	1270	1075			
5.25	2205	2205	2205	2205	2205	2095	1925	1755	1415		
7.00	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2490	2090	
8.75	3455	3455	3455	3455	3455	3455	3455	3455	3455	3115	2265
10.50	4050	4050	4050	4050	4050	4050	4050	4050	4050	4050	3395
12.00	4530	4530	4530	4530	4530	4530	4530	4530	4530	4530	4390
14.00	5095	5095	5095	5095	5095	5095	5095	5095	5095	5095	5095
16.00	5805	5805	5805	5805	5805	5805	5805	5805	5805	5805	5805
17.50	6230	6230	6230	6230	6230	6230	6230	6230	6230	6230	6230
21.00	7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500



Tech. Specifications: Turbine gas meter, series Type-C TM (iM-TM) ST
TS-TM-St-1.1, November 2009

Rating		Qmax.		Qmin.		Size	
Range	Imperial	m ³ /h	cuft	m ³ /h	cuft	metric	imperial
G40		65		13		50	2"
G65		100		10		50	2"
G100		160		16-8		50-80	2"-3"
G160		250		13		80-100	3"-4"
G250		400		20		80-100	3"-4"
G400		650		32		80-100-150	3"-4"-6"
G650		1000		50		100-150-200	4"-6"-8"
G1000		1600		80		150-200-250	6"-8"-10"
G1600		2500		130		200-250-300	8"-10"-12"
G2500		4000		200		250-300-400	10"-12"-16"
G4000		6500		320		300-400-500	12"-16"-20"
G6500		10000		500		400-500	16"-20"
G10000		16000		800		500	20"

Temperature Range	-25 to 55° C Aluminum Body (other temperatures on request) -10 to 55° C Steel Body -25 to 55° C Cartridge
Environmental Temperature	-25 to 55 °C (other temperatures on request)
Pressure Loss	According EN12261 (5.2.9 Table 8)
Flange/Pressure Ratings	PN 10, 16 / ANSI 150, 300, 600 (other Flange Rating on request)
Weight (kg)	Depending on Flange/Pressure Rating (on request)
Ua Index	According to EN12261
HF Main Shaft	Refer to Price List
HF Turbine Wheel	Consult Factory
2 Each HF Turbine Wheel	Consult Factory



Filtros a cartucho

Cartridge filters

Introducción | Introduction

Los filtros a cartucho son diseñados para filtrar todas las partículas sólidas contaminantes presentes en el fluido gaseoso.

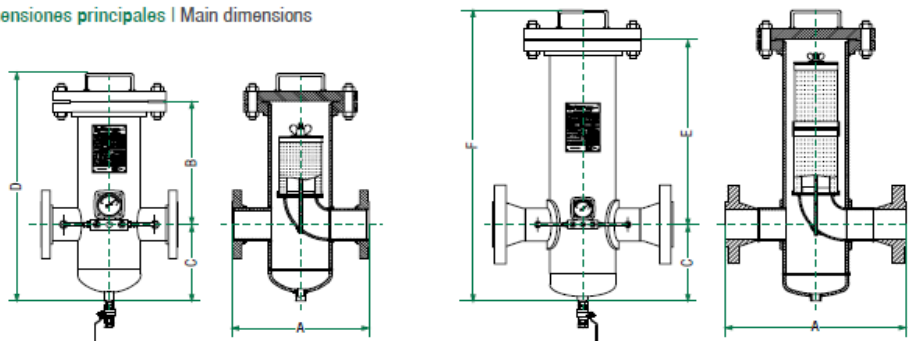
Son comercializados en distintos tipos y tamaños de forma tal de satisfacer todas las necesidades del cliente, mediante construcciones compactas y facilidad de operación.

Los filtros a cartucho que provee Tormene Americana pueden ser instalados y mantenidos fácilmente, y no requieren herramientas especiales para su mantenimiento.

Aplicaciones típicas | Typical applications

- Estaciones de reducción y medición,
- Plantas químicas,
- Plantas termoeléctricas,
- Otros procesos.

Dimensiones principales | Main dimensions



Filtro con cartucho simple | Simple cartridge filter

Filtro con cartucho doble | Double cartridge filter

Ø Conexión Ø Connection	Ø Cuerpo Ø Body	Modelo Type	Serie Class	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	Cartucho Cartridge	Area de filtrado Filtering Area	Ø Purga Ø Purge
2" (51mm)	4" (102mm)	TA-FM2	#150	278	265	170	547	385	667	G 0.5	600 cm ²	1/2" (12.5mm)
			#300	278								
			#600	470								
3" (76mm)	6" (152mm)	TA-FM3	#150	363	330	225	672	540	882	G 1	1250 cm ²	3/4" (19mm)
			#300	400						G 1.5	2.300 cm ²	
			#600	550								
4" (102mm)	8" (203mm)	TA-FM4	#150	453	410	250	781	680	1.051	G 2	4700 cm ²	3/4" (19mm)
			#300	550								
			#600	650								
6" (152mm)	12" (305mm)	TA-FM6	#150	553	600	350	1.081	920	1.401	G 2.5	7250 cm ²	1" (25mm)
			#300	650						G 3	9.500 cm ²	
			#600	800								
8" (203mm)	16" (406mm)	TA-FM8	#150	653	750	450	1.337	1.165	1.752	G 4	14.500 cm ²	1" (25mm)
			#300	750								
			#600	920								
10" (254mm)	20" (508mm)	TA-FM10	#150	850	1.135	415	1.694	1.605	2.164	G 5	23.000 cm ²	1" (25mm)
			#300	900								



**TUBERIA DE ACERO AL CARBONO
ASTM A53 / A106
Area de La Superficie del Tubo**

Diámetro Nominal NPS DN		Diámetro Exterior Real		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		Área de La Superficie Exterior en mt ² por metro lineal de tubería
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	mm.	Pulgadas (in.)	Milímetros (mm.)	Weight Class	Schedule	lb/pie	kg/m	
1/2	15	0.840	21.3	0.109	2.77	STD	40	0.85	1.27	0.067
				0.147	3.73	XS	80	1.09	1.62	
3/4	20	1.050	26.7	0.113	2.87	STD	40	1.13	1.69	0.084
				0.154	3.91	XS	80	1.47	2.20	
1	25	1.315	33.4	0.133	3.38	STD	40	1.68	2.50	0.105
				0.179	4.55	XS	80	2.17	3.24	
1-1/4	32	1.660	42.2	0.140	3.56	STD	40	2.27	3.39	0.132
				0.191	4.85	XS	80	3.00	4.47	
1-1/2	40	1.900	48.3	0.145	3.68	STD	40	2.72	4.05	0.152
				0.200	5.08	XS	80	3.63	5.41	
2	50	2.375	60.3	0.154	3.91	STD	40	3.65	5.44	0.190
				0.218	5.54	XS	80	5.02	7.48	
2-1/2	65	2.875	73.03	0.203	5.16	STD	40	5.79	8.63	0.229
				0.276	7.01	XS	80	7.66	11.41	
				0.375	9.52	---	160			
				0.552	14.02	XXS	-			
3	80	3.500	88.90	0.125	3.18	---	-	4.51	6.72	0.279
				0.156	3.96	---	-	5.57	8.29	
				0.188	4.78	---	-	6.65	9.92	
				0.216	5.49	STD	40	7.58	11.29	
				0.250	6.35	---	-	8.68	12.93	
				0.281	7.14	---	-	9.66	14.40	
				0.300	7.62	XS	80	10.25	15.27	