



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

“Propuesta estratégica de gestión energética para reducir el consumo energético de la caldera pirotubular Johnston Boiler de 900BHP de la empresa CNC S.A.C”

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

AUTOR

Joseph Anthony Redhead Zapata

ASESOR

Mg. Paredes Rosario Raúl Rosali

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN

Generación, Transmisión y Distribución de energía

TRUJILLO – PERÚ

2019

PAGINAS PRELIMINARES

**“PROPUESTA ESTRATÉGICA DE GESTIÓN ENERGÉTICA PARA REDUCIR EL
CONSUMO ENERGÉTICO DE LA CALDERA PIROTUBULAR JOHNSTON
BOILER DE 900BHP DE LA EMPRESA CNC S.A.C”**

Joseph Anthony Redhead Zapata

Autor

Presentada a la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad César Vallejo de Trujillo para obtener el título de Ingeniero Mecánico eléctrico.

Ing. Alex Tejeda Ponce

Presidente

Ing. Felipe De La Rosa

Secretario

Ing. Raúl Paredes

Vocal

DEDICATORIA

Primeramente dedico a Dios, por brindarme inteligencia y sabiduría durante el camino de mi formación profesional

A mi madre Mercedes Zapata por brindarme el cariño y el amor en los momentos difíciles. A mi padre José Redhead por enseñarme la fuerza, el impulso y la estrategia para conseguir el objetivo base de mi vida. A mis hermanos Connie y George por su apoyo y confianza. A mi esposa Ana Rosa y mi hija Connie Aimeth por enseñarme la fórmula de la felicidad.

AGRADECIMIENTO

Agradecer de forma especial y sincera al Ing. Raúl Paredes Rosario por su guía en esta investigación de tesis, por sus consejos como maestro y por su enseñanza impecable en el desarrollo de mi carrera profesional.

A la Universidad Cesar Vallejo por su excelente plana Docente. Y a todas aquellas personas que de una u otra forma, colaboraron o participaron en la realización de esta investigación, hago extensivo mi más sincero agradecimiento.

DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Yo: Joseph Anthony Redhead Zapata, con DNI N° 47232610, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaro bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, Diciembre del 2018.

Joseph Anthony Redhead Zapata

PRESENTACIÓN

Señores miembros del jurado, presento ante ustedes la tesis titulada "*Propuesta estratégica de gestión energética para reducir el consumo energético de la caldera pirotubular Johnston Boiler de 900BHP de la empresa CNC S.A.C.*", con la finalidad de reducir los costos en consumo de combustible, costos de generación de vapor y aumentar el rendimiento energético del caldero. En cumpliendo con el reglamento de grados y títulos de la Universidad César Vallejo, con el propósito de cumplir con los requisitos para obtener el Título profesional de Ingeniero Mecánico Electricista.

Por tanto, considero que el esfuerzo en el desarrollo del presente trabajo cumpla y satisfaga sus expectativas. Pongo a su consideración, este documento para su respectiva evaluación y de esta manera poder obtener su aprobación.

El Autor.

ÍNDICE

PAGINAS PRELIMINARES.....	1
DEDICATORIA.....	2
AGRADECIMIENTO.....	3
DECLARACION DE AUTENTICIDAD	4
PRESENTACIÓN	5
ÍNDICE	6
RESUMEN	10
ABSTRACT	11
I. INTRODUCCIÓN.	12
1.1 Realidad problemática.	13
1.2. Trabajos Previos.	14
1.3. Teorías relacionadas al tema.	17
1.3.1. Gestión energética.....	17
1.3.2. Consumo energético.....	17
1.3.4. Eficiencia energética de una caldera.	19
1.3.5. Poderes caloríficos inferiores de combustibles.	25
1.3.6. Sistema de recuperación de vapor flash.	28
1.3.7. Implementación de sistemas de recuperación de calor.	29
1.3.8. Aislamiento térmico.....	36
1.3.9. Análisis estructural.....	39
1.3.10. Diseño de recipiente de almacenamiento mediante el código ASME Sección VIII Div. 1	41
1.3.11. Costos de generación de vapor.	47
1.3.12. Periodo de retorno de la inversión.	47
1.3.13. Valor actual neto.	47
1.3.14. Tasa interna de retorno.....	48
1.4. Formulación del problema.....	48
1.5. Justificación del estudio.	49
1.6. Hipótesis.	49
1.7. Objetivos	49

1.7.1. Objetivo General.....	49
1.7.2. Objetivos específicos.....	50
II. MÉTODO.....	51
2.1. Diseño de investigación: Pre-experimental.....	52
2.2. Variables, operacionalización.....	53
2.2.1. Variables independientes.....	53
2.2.2. Variables dependientes.....	53
2.2.3. Variables intervinientes.....	53
2.2.4. Operacionalización.....	55
2.3. Población y muestra.....	57
2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.....	57
2.5. Métodos de análisis de dato.....	57
III. RESULTADOS.....	58
3.1. PARÁMETROS ACTUALES DE OPERACIÓN DEL CALDERO PIROTUBULAR JOHNSTON BOILER DE 900BHP DE LA EMPRESA CNC...	59
3.1.1. Flujos máxicos de operación.....	59
3.1.2. Rendimiento energético en condiciones actuales.....	60
3.1.3. Costos de generación de vapor saturado en condiciones actuales.....	66
3.2. IMPLEMENTACIÓN DE CAMBIO DE COMBUSTIBLE DEL CALDERO JOHNSTON BOILER DE 900BHP.....	67
3.2.1. Determinación del consumo de gas natural del caldero de 900BHP...	68
3.2.2. Diseño del tanque de almacenamiento de gas natural y accesorios de seguridad.....	74
3.2.3. Selección del quemador.....	80
3.3. IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR...	81
3.3.1. Sistema de recuperación de vapor flash.....	81
3.3.2. Implementación de intercambiador de calor para el calentamiento de aire por vapor flash.....	85
3.3.3. Implementación de intercambiador de calor para el calentamiento de agua por gases residuales.....	95
3.4. PARÁMETROS DE OPERACIÓN BASADO EN LA REDUCCIÓN DEL CONSUMO ENERGÉTICO MEDIANTE LAS PROPUESTAS ESTRATÉGICAS DE GESTIÓN ENERGÉTICA.....	105
3.4.1. Flujos máxicos de operación.....	105

3.4.2. Rendimiento energético en condiciones de mejora.	106
3.4.3. Costos de generación de vapor saturado en condiciones actuales. ...	115
3.5. DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE LAS ESTRUCTURAS METÁLICAS, PLACAS DE SOPORTE, PERNOS, CIMIENTOS Y AISLAMIENTO TÉRMICO PARA LA TECNOLOGÍA A IMPLEMENTAR CON LA GESTIÓN ENERGÉTICA.....	116
3.5.1. Análisis estructural en I.C (gases residuales y agua de alimentación).	116
3.5.2. Análisis estructural en I.C (aire y vapor flash).....	121
3.5.3. Aislamiento térmico.....	124
3.6. ANÁLISIS ECOLÓGICO DE IMPACTO AMBIENTAL.....	129
3.6.1. Análisis ecológico del impacto ambiental con petróleo industrial N°6.	129
3.6.2. Análisis ecológico del impacto ambiental con gas natural.	130
3.7. ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA GESTIÓN ENERGÉTICA.....	131
3.7.1. Beneficio en ahorro de combustible.....	131
3.7.2. Beneficio en ahorro de agua de alimentación.....	131
3.7.3. Beneficio bruto de la gestión energética.	132
3.7.4. Costos de mantenimiento.	132
3.7.5. Beneficio útil de la gestión energética.....	133
3.7.6. Inversión de activos para la gestión energética.	134
3.7.7. Periodo de retorno de la inversión.	136
3.8. ANÁLISIS FINANCIERO DE LA GESTIÓN ENERGÉTICA.	137
IV. DISCUSIÓN.....	138
V. CONCLUSIÓN.....	142
VI. RECOMENDACIONES.....	145
VII. REFERENCIAS.	147
ANEXOS.	150
A.1. Registro de consumo de petróleo industrial N°6 de las calderas Pirotubulares de la empresa pesquera CNC S.A.C en el año 2016.....	151
A.2. Ficha de registro del caldero pirotubular 900BHP Johnston Boiler.....	152
A.3. Composición del gas natural del Perú.	153
A.4. Excesos de aire recomendados en combustibles.....	154
A.5. Temperatura del gas natural en cámara de combustión.....	154
A.6. Tablas del Código ASME Sección VIII Div. 1.	154

A.7. Catálogo Baltur de quemadores duales.....	158
A.8. Propiedades termofísicas del aire.....	159
A.9. Velocidades de fluidos.....	160
A.10. Tubos normalizados ASTM A53 SCH 40 grado A y B al Sí, sin costura.	160
A.11. Propiedades termofísicas del vapor flash.....	161
A.12. Propiedades térmicas de los materiales.....	162
A.13. Resistencias de ensuciamiento de los fluidos.....	163
A.14. Propiedades termofísicas del agua.....	163
A.15. Tabla de propiedades termofísicas de los gases residuales.....	164
A.16. Ficha técnica de perfiles ASTM A-36.....	165
A.18. Esfuerzo de terrenos y concreto o hormigón de 22000 N/m ³	167
A.19. Ficha técnica de la Lana Mineral de Roca.....	169
A.20. Evaluación estadística de aislamientos térmicos.....	170
A.21: Accesorios del tanque de combustible: Gas Natural.....	171
A.22. Catalogo Spirax Sarco – Tanques de revaporizado.....	173

RESUMEN

El presente estudio de tesis, propone estrategias de gestión energética para mejorar el consumo energético del caldero pirotubular Johnston Boiler de 900BHP, estrategias como el cambio de combustible petróleo industrial N°6 por gas natural, recuperación de vapor flash de purgas continuas para el calentamiento del agua de alimentación y calentamiento de la temperatura de aire por medio del aprovechamiento de la energía de los gases residuales.

La situación actual del caldero pirotubular Johnston Boiler de 900BHP, indico que el flujo másico de purgas es 2667.6 Kg/h, el flujo másico de gases residuales 29700 Kg/h, el flujo másico de aire 28656 Kg/h, flujo másico de vapor flash 396 Kg/h y el rendimiento energético 77.08%. De tal manera que dichas condiciones de operación actuales del caldero, conllevan a que el costo de generación de vapor corresponda a 53.10 \$/TM. Se implementó el sistema de cambio de combustible petróleo industrial N°6 por gas natural.

La propuesta de gestión energética permitió que la caldera con cambio de combustible a gas natural consuma 653.18Kg/h, con un rendimiento mejorado de 93.34%, donde las perdidas por gases residuales se redujeron a 253.42KW (2.60%), combustión incompleta 54.65KW (0.55%), hollín 69.10KW (0.70%), purgas 228.67KW (2.30%), convección 16.14KW (0.16%) y radiación 34.40KW (0.35%). Logrando reducir los costos de generación de vapor a 8.11 \$/TM. Seleccionando un quemador dual Baltur GI MIST 100 DPSGM CE 60HZ con una potencia de 15500KW.

La implementación de sistemas de recuperación de calor, permitieron recuperar el 14.70% del vapor flash equivalente a 396Kg/h en tanques de revaporizado tipo FV12 Spirax Sarco para aumentar la temperatura del aire a 80.40°C y la temperatura del agua de alimentación a 105°C a través de la energía de los gases residuales. De esta manera se logró un ahorro de 64.90 Kg/h de gas natural. Obteniendo un beneficio útil de 2713489.71 \$/año, con una inversión inicial de 452898.00 U\$\$ y un retorno operacional de la inversión de 2 meses.

Descriptor: Auditoria energética, Consumo energético, caldera pirotubular.

ABSTRACT

The present study of theses, proposed energy management strategies to improve the energy consumption of the pirotubular Johnston boiler cauldron 900BHP, strategies such as industrial fuel oil change N°6 by natural gas, vapor recovery flash of purges continued to heat the water supply and heating of the air temperature through the use of the energy of the waste gases.

The current status of the pirotubular Johnston boiler cauldron 900BHP, indicated that the mass flow of purges is 2667.6 Kg/h, the residual gas mass flow of 29700 kg/h, the mass flow of air 28656 Kg/h, flash steam mass flow 396 kg/h and energy efficiency 77.08%. In such a way that the current operating conditions of the cauldron, lead to that the cost of steam generation corresponds to 53.10 \$/MT. Implemented the system of industrial fuel oil change N°6 by natural gas.

The proposal for energy management allowed the boiler with fuel switching to natural gas consumed 653.18kg/h, with improved performance of 93.34%, where the losses by waste gases were reduced to 253.42KW (2.60%), incomplete combustion 54.65KW (0.55%), soot 69.10KW (0.70%), bleeding 228.67KW (2.30%), convection 16.14KW (0.16%) and radiation 34.40KW (0.35%). Reducing the costs of steam generation to 8.11 \$/MT. By selecting a dual burner DPSGM Baltur GI MIST 100 EC 60Hz with a number 15500KW of power.

The implementation of heat recovery systems, made it possible to recover the 14.70% of the steam flash equivalent to 396Kg/h in tanks flash vessel type FV12 Spirax Sarco to increase the temperature of the air at 80.40°C and the temperature to 105°C through the energy of the waste gases. In this way, a saving of 64.90 Kg/h of natural gas. Obtaining a useful benefit of 2713489.71 \$/year, with an initial investment of \$452898.00 and an operational return on investment of 2 months.

Keywords: energy audit, energy consumption, firetube boiler.

I. INTRODUCCIÓN.

1.1 Realidad problemática.

CNC SAC, es una empresa pesquera de productos hidrobiológicos localizada en la zona industrial N°2, distrito de Paita, departamento de Piura que procesa 300 TM/día de pota en congelado para el consumo directo humano en el Perú, 120 TM/día de harina residual y 220 TM/día de harina de pescado para la exportación de consumo indirecto en avicultura, acuicultura y porcina, (CNC SAC, 2018).

La empresa CNC SAC, en su planta térmica cuenta con un caldero pirotubular de 900 BHP marca Johnston Boiler para la producción de 14.094 TM vapor saturado/hora a 120 Psig (8.3 bar manométricos), el caldero consume en promedio 1336088 galones/año petróleo industrial N°6 (Anexo A.1), con petróleo precalentado a 65°C, agua de alimentación a 60°C y con temperatura de aire de ingreso a la cámara de combustión a condiciones atmosféricas promedio de 20°C. Trabajando a máxima carga 4642 horas/año, comprando el combustible a un precio promedio de 2.6 \$/galón, gastando anualmente en petróleo industrial 3473828.80 \$/año (Anexo A.2).

Por otra parte, la caldera evacua sus gases residuales con temperaturas de 240°C, los sólidos disueltos totales de purgas se evacuan en tiempos periódicos de 3 veces al día con un valor promedio de 2200 ppm. La planta térmica cuenta con 2 ablandadores de agua, que tratan el agua de pozo de 1100ppm reduciéndola a 300ppm, para luego mezclarse con el 70% del condensado recuperado a 50ppm, logrando que ingrese el agua de alimentación al caldero con una dureza de 350ppm (Anexo A.2).

Según lo especificado, se propone una estrategia de gestión para reducir el consumo energético basado en la reducción del flujo másico de combustible para minimizar los costos de generación de vapor, logrando de esta manera aumentar el rendimiento energético del caldero de 900BHP y de esta manera contribuir a la mejora del impacto ambiental. Para tal fin se propone lo siguiente:

- Plantear el cambio de petróleo industrial N°6 por un combustible ecológico como el gas natural.

- Implementar sistemas de recuperación de vapor flash con purgas continuas para calentar el aire de combustión del caldero.
- Implementar intercambiador de calor de recuperación de gases residuales para calentar el agua de alimentación.

1.2. Trabajos Previos.

Chero (2014), en su trabajo de tesis titulado “Dimensión y selección de un precalentador de aire por gases residuales para caldero pirotubular de 700 BHP en la empresa pesquera Don Fernando usando combustibles alternativos”, realizada en la Escuela Superior Politécnica Del Litoral, Ecuador, Facultad de Ingeniería y Ciencias de la Producción, Escuela de Ingeniería Mecánica (EIM) para optar el grado de Ingeniero Mecánico. Detalla que el consumo de combustible y rendimiento energético de la caldera sin precalentador de aire con petróleo industrial sería 216 gal/h y 78.45%, con gas licuado de petróleo 156.53 gal/h y 89.5% y con gas natural 142 gal/h y 90.14%. Asimismo, con el uso de un precalentador para calentar el aire a una temperatura de 140°C con petróleo industrial sería 176 gal/h y 88.42%, con gas licuado de petróleo 142.6 gal/h y 94.13% y con gas natural 130.2 gal/h y 94.47%. El diseño del precalentador consto de 144 tubos de ASTM A36 cédula 40 con un diámetro nominal de 2 ½ in, con un diámetro de coraza de 68 in y una longitud de 3.3 m con aislamiento térmico de lana mineral de roca de espesor de 1 in localizado a una altura de 6m y soportado por una viga W310x21. Concluyendo que para la implementación del GLP y GN se debe instalar un quemador dual con una capacidad máxima de 7500 BTU/h, con un beneficio en referencia al calentamiento del aire para la combustión con petróleo industrial de 136060.71 \$/año, con GLP 48139.40 \$/año y con GN 12233.56 \$/año. Con una inversión con petróleo industrial N°6 de 23778.5 \$ y con GLP y GN 45179.15 \$, obteniendo un PRI con petróleo de 2 mes, GLP 11 meses y con GN 3 años.

Sánchez (2012), en su trabajo de tesis titulado “Auditoria energética de la caldera pirotubular de la planta piloto de producción de azúcar en Senati La Libertad para mejorar su eficiencia y condiciones de operación”, realizada en la Universidad Nacional de Ingeniería, Perú, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería

Mecánica (EIM) para optar el título de Ingeniero Mecánico. Explicó que la caldera pirotubular de 370.8 Kg/h de vapor, consume 25.344 Kg/h de gas licuado de petróleo a una temperatura de 25°C, con una presión de vapor saturado de 100Psig, temperatura de agua de alimentación de 25°C con sólidos totales disueltos de 250ppm, temperatura de pared de los calderos 45°C, velocidad del aire 5.4 Km/h, temperatura del pared del hogar 1392°C y temperatura de chimenea promedio de 180°C con un exceso de aire de 65% que involucra obtener una participación másica de carbono de 0.035% y una participación volumétrica de monóxido de carbono de 0.1%, encontrando que bajo estas condiciones de operación la eficiencia energética del caldero es 78.14% (pérdida en gases residuales 8.75%, convección 1.06%, hollín 3.65%, combustión incompleta 5.64%, radiación 0.73% y purgas 2.03%). Por lo cual se tomaron medidas correctivas como: reducir la temperatura de gases residuales a 140°C para calentar la temperatura del aire a 70°C obteniendo una pérdida en gases residuales de 5.15%, se aisló con fibra de vidrio las paredes laterales del caldero para una temperatura de 30°C y se cerraron los canales de ingreso de vientos de aire para una velocidad de aire de 0 m/s permitiendo una pérdida de convección de 0.158%, se redujo el exceso de aire a 30% debido a la reducción de la temperatura de gases residuales para lo cual la participación másica de carbono es 0.2% y la participación volumétrica del monóxido de carbono 0.65% encontrando una pérdida en hollín de 0.51% y pérdida en combustión incompleta de 0.63%, la reducción del hollín permitió el incremento de la temperatura de la pared del hogar a 1777°C por la elevación de la temperatura de gases calientes con una pérdida en radiación de 0.843%, se calentó el agua de alimentación del caldero a 60°C y se implementó un sistema de osmosis inversa para una dureza de 16ppm en el agua de alimentación para obtener una pérdida en purgas de 0.084%, con todas estas mejoras el rendimiento energético del caldero llego al valor de 92.625%. Concluyendo que el beneficio útil logrado con la implementación de las mejoras es 25080.00 \$/año, con un PRI de 3 meses.

Hernández y Vega (2011), en su trabajo de tesis titulado “Determinación del rendimiento energético real de la caldera pirotubular de vapor saturado con método indirecto con vista a mejora energética en la Empresa DANPER en la

ciudad de Trujillo”, realizada en la Universidad Cesar Vallejo, Perú, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica (EIM) para optar el título de Ingeniero Mecánico. Explica que el estudio se realizó a la caldera de 400BHP y que mediante el método indirecto se determinó que la caldera en condiciones actuales tiene un rendimiento energético de 79.15%, es decir: pérdidas en gases residuales 13.796%, convección 0.4%, combustión incompleta 4.62%, hollín 4.9% y purgas 1.046% con un flujo másico de combustible de 129.3 gal/hora de petróleo industrial N°6. Para mejorar las condiciones del caldero se emplearon NTP (normas técnicas peruanas) que especifican que la temperatura de gases residuales mínima debe ser 190°C, el exceso de aire 103.5%, la temperatura de pared de las calderas 35°C con aislamiento térmico, la velocidad del viento 0 m/s, la participación másica del carbono 0.035%, la participación volumétrica del monóxido de carbono 0.025%, la temperatura del agua de alimentación 105°C lograda a través de la implementación de un economizador y sólidos disueltos totales de 16ppm con la implementación de sistema de osmosis inversa, para lo cual el rendimiento energético del caldero incremento a 93.86%, con pérdidas en gases residuales 5.4%, convección 0.15%, combustión incompleta 0.1%, hollín 0.43% y purgas 0.063% con un consumo de combustible de 99.45 gal/hora. Concluyendo que el aumento del rendimiento en el caldero es 14.71%, con un beneficio neto de 649968.5968 \$/año, con una inversión de 112510 \$, para lo cual el periodo de retorno de la inversión se calculó en 2 meses.

Purizaca (2015), en su tesis titulada “Diseño técnico y económico de un sistema de recuperación de vapor flash de purgas continuas para calentar el agua de alimentación de las calderas de la empresa pesquera Ribaud S.A”, realizada en la Universidad Cesar Vallejo, Perú, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica (EIM) para optar el título de Ingeniero Mecánico. Detalló que los procesos de mayor consumo de vapor son secadores rotativos, cocinadores, prensas y evaporadores, recuperando el 84% del condensado es decir 38182.32 TM/h de un total de 45414 TM/h, la planta térmica cuenta con 5 calderas pirotubulares (800 BHP, 700 BHP, 600BHP y 2 de 400 BHP) a 125 Psig. Para reducir el consumo de combustible se instalaron sistemas de recuperación de vapor flash en tanques de revaporizado recuperando 1742.4 Kg/h equivalente al

15% del vapor flash. Los intercambiadores de calor para el calentamiento del agua son de 121 tubos con diámetro de 16 in y longitud de 2 m. Concluyendo que el ahorro es de 35.28 galones de petróleo/ hora, permitiendo una reducción en los gases de dióxido de carbono de 1791 TM/h y en dióxido de azufre 34.47 TM/h. Con incrementos en el rendimiento energético de los calderos de 5 a 10% en referencia a los valores actuales. El periodo de retorno de la inversión es 2 meses con un beneficio de 414909.00 \$/año y una inversión 49082.14 \$.

1.3. Teorías relacionadas al tema.

1.3.1. Gestión energética.

La gestión energética se define como las estrategias para que un equipo térmico (caldera, turbina, bomba, compresor, otros), funcionen óptimamente bajo ciertas condiciones de operación en un tiempo determinado, con la finalidad de aumentar la eficiencia energética, reducir los costos de generación de vapor, reducir los costos de combustible y contribuir al impacto ambiental reduciendo la masa de los gases de dióxido de carbono y dióxido de azufre, basándose en propuestas de mejora para minimizar el consumo energético. En una gestión energética dirigida a calderos pirotubulares, propone cambios como: utilización de combustibles limpios o renovables, implementación de intercambiadores de calor para calentar los fluidos agua y aire, sistema de tratamiento de agua con osmosis inversa, aislamiento térmico con lanas minerales y sistemas de recuperación de vapor flash con tanques revaporizadores, (Beltrán, 2008).

1.3.2. Consumo energético.

El consumo energético es el resultado de una buena gestión energética, que contribuye a una empresa térmica o termoeléctrica a minimizar los consumos de combustible, consumos de vapor, consumos de agua y gases de efecto invernadero principalmente dióxido de carbono y dióxido de azufre. En una caldera minimizar el consumo energético contribuye a reducir las pérdidas energéticas como la de gases residuales, convección, hollín, combustión incompleta, radiación y purgas, (Muñoz, 2011).

1.3.3. Balance de masa y energía.

1.3.3.1. Balance de materia o masa.

Es la ley más básica de la física, que detalla que la masa no puede crearse ni destruirse solo se transforma. Por lo tanto, la masa que ingresa a un determinado sistema debe ser la misma al ser evacuada de dicho sistema, (Kenneh y Donald, 2010).

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad \text{Ec. (1)}$$

Dónde:

- \dot{m}_e : Flujo másico de entrada al sistema $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right]$
- \dot{m}_s : Flujo másico de Salida del sistema $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right]$

1.3.3.2. Balance de energía.

Es la ley fundamental de la física, que explica que el calor intercambiado y acumulado en un sistema, debe ser igual al evacuado después del determinado proceso, (Kenneh y Donald, 2010).

$$\sum \dot{m}_e * h_e = \sum \dot{m}_s * h_s \quad \text{Ec. (2)}$$

Dónde:

- \dot{m}_e : Flujo másico de entrada al sistema $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right]$
- h_e : Entalpia especifica del fluido de entrada $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right]$
- \dot{m}_s : Flujo másico de Salida del sistema $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right]$
- h_s : Entalpia especifica del fluido de salida $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right]$

1.3.4. Eficiencia energética de una caldera.

Para evaluar la eficiencia energética de una caldera, se procede al método indirecto, que se fundamenta en determinar las 6 pérdidas principales ocurridas en un caldero, tales como: pérdida por gases residuales, pérdida por convección pared – medio ambiente, pérdida por acumulación de hollín en tubos de fuegos, pérdida por combustión incompleta, pérdida por radiación y pérdida por purgas, (Beltrán, 2008).

$$\eta_{\text{energ}} = 100\% - (L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6) \% \quad \text{Ec. (3)}$$

Dónde:

- L_1 : Pérdida de calor por gases residuales [%]
- L_2 : Pérdida de calor por combustión incompleta [%]
- L_3 : Pérdida de calor por calor hollín [%]
- L_4 : Pérdida de calor por purgas [%]
- L_5 : Pérdida de calor por convección [%]
- L_6 : Pérdida de calor por radiación [%]

1.3.4.1. Pérdida de calor por gases residuales.

Es la pérdida más relevante y de mayor porcentaje en una caldera, depende principalmente de la temperatura de gases residuales, es decir a mayor temperatura de los gases, mayor es la pérdida porcentual. También depende del porcentaje de dióxido de carbono, exceso de aire y del tipo de combustible, (Beltrán, 2008).

$$L_1 = \frac{H_1}{H_T} * 100\% \quad \text{Ec. (4)}$$

Dónde:

- H_1 : Es la potencia pérdida por gases residuales [KW]
- H_T : Es la potencia total de la combustión aire y combustible [KW]

Y la potencia pérdida de los gases residuales, (Beltrán, 2008):

$$H_1 = \dot{m}_{wg} * \overline{C}_{P_{wg}} * (T_{wg} - T_e) \quad \text{Ec. (5)}$$

Dónde:

- \dot{m}_{wg} : Flujo másico de gases residuales [Kg/s]
- $\overline{C}_{P_{wg}}$: Calor específico promedio de la mezcla gas y aire [KJ/Kg°C]
- T_{wg} : Temperatura de gases residuales [°C]
- T_e : Temperatura del medio ambiente [°C]

1.3.4.2. Pérdida de calor por combustión incompleta.

Esta pérdida involucra los gases presentes en los gases combustión, tales como: monóxido de carbono, hidrogeno y metano (CO, H_2 y CH_4). Se debe a las partículas de carbono que no se queman durante la combustión y que, combinado al oxígeno, forman el monóxido de carbono evacuado en los gases residuales, (Beltrán, 2008).

$$L_2 = \frac{H_2}{H_T} * 100\% \quad \text{Ec. (6)}$$

Dónde:

- H_2 : Es la potencia pérdida por combustión incompleta [KW]
- H_T : Es la potencia total de la combustión aire y combustible [KW]

Y la potencia pérdida por combustión incompleta, (Beltrán, 2008):

$$H_2 = \dot{V}_{wg} * r_{co} * PCI_{co} \quad \text{Ec. (7)}$$

Dónde:

- \dot{V}_{wg} : Flujo volumétrico de los gases residuales $\left[\frac{m^3}{s}\right]$
- r_{co} : Participación volumétrica del monóxido de carbono.
- PCI_{co} : Poder calorífico inferior volumétrico del monóxido de carbono [KJ/Kg],
teniendo un valor promedio de $12720 \frac{KJ}{m^3}$

El flujo volumétrico de los gases residuales, (Beltrán, 2008):

$$\dot{V}_{wg} = \frac{\dot{m}_{wg}}{\bar{\rho}_{wg}} \quad \text{Ec. (8)}$$

Dónde:

- \dot{m}_{wg} : Flujo másico de gases residuales [Kg/s]
- $\bar{\rho}_{wg}$: Densidad promedio de los gases residuales $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]$

1.3.4.3. Pérdida de calor por Hollín.

Esta pérdida se debe a la acumulación de hollín en las paredes de los tubos de fuego, debido a la mala calidad del combustible o tipo de combustible que no se llega a quemar por completo en la combustión aire y combustible, (Beltrán, 2008).

$$L_3 = \frac{H_3}{H_T} * 100\% \quad \text{Ec. (9)}$$

Dónde:

H_3 : Es la potencia pérdida por Hollín [KW]

H_T : Es la potencia total de la combustión aire y combustible [KW]

Y la potencia pérdida por hollín, (Beltrán, 2008):

$$H_3 = \dot{m}_{wg} * g_c * PCI_C \quad \text{Ec. (10)}$$

Dónde:

- \dot{m}_{wg} : Flujo másico de gases residuales [Kg/s]
- g_c : Participación másica del carbono.
- PCI_C : Poder calorífico inferior del carbono $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right]$, tiene el valor de $32714.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$

1.3.4.4. Pérdida de calor por purgas.

Esta pérdida se debe a la acumulación de una capa de hollín en la superficie lateral exterior de los tubos de fuego, que impide la completa transferencia de

calor de los gases de combustión hacia el agua. El factor más relevante son los sólidos disueltos totales contenidos en el agua, (Beltrán, 2008).

$$L_4 = \frac{H_4}{H_T} * 100\% \quad \text{Ec. (11)}$$

Dónde:

H_4 : Es la potencia pérdida por purgas [KW]

H_T : Es la potencia total de la combustión aire y combustible [KW]

Y la potencia pérdida por purgas, (Beltrán, 2008):

$$H_4 = \dot{m}_{\text{purgas}} * (h_f - h_{\text{agua}}) \quad \text{Ec. (12)}$$

Dónde:

- \dot{m}_{purgas} : Flujo másico de purgas [Kg/s].
- h_f : Entalpia especifica del líquido saturado de purgas [KJ/Kg].
- h_{agua} : Entalpia del agua de alimentación [KJ/Kg].

El flujo másico de purgas, se determina en base a los sólidos disueltos totales del agua de alimentación y purga, (Beltrán, 2008):

$$\dot{m}_{\text{purgas}} = \dot{m}_s * \left(\frac{SDT_w}{SDT_b - SDT_w} \right) \quad \text{Ec. (13)}$$

Dónde:

- \dot{m}_s : Flujo másico de vapor saturado [Kg/s].
- SDT_w : Solidos disueltos totales del agua de alimentación [ppm].
- SDT_b : Solidos totales disueltos permisibles en la caldera [ppm].

1.3.4.5. Pérdida de calor por convección.

Esta pérdida es provocada por la elevada temperatura de las paredes exteriores de los calderos y a la exposición de ráfagas de vientos. Por lo cual una buena selección del tipo de aislante y espesor del mismo, contribuyen a minimizar esta pérdida, (Beltrán, 2008).

$$L_5 = \frac{H_5}{H_T} * 100\% \quad \text{Ec. (14)}$$

Dónde:

H_5 : Es la potencia pérdida por convección [KW]

H_T : Es la potencia total de la combustión aire y combustible [KW]

Y la pérdida de calor por convección, (Beltrán, 2008):

$$H_5 = \frac{S_b * h_{wb \rightarrow e} * (T_{wb} - T_e)}{1000} \quad \text{Ec. (15)}$$

Dónde:

- S_b : Superficie lateral exterior de la caldera [m^2].
- $h_{wb \rightarrow e}$: Coeficiente de transferencia de calor [$W/m^2 \cdot ^\circ C$].
- T_{wb} : Temperatura de la pared exterior lateral del caldero [$^\circ C$].
- T_e : Temperatura del medio ambiente [$^\circ C$].

La superficie exterior del caldero:

$$S_b = \pi * D_{ext} * L_b \quad \text{Ec. (16)}$$

Dónde:

- $S_{caldera}$: Superficie lateral exterior de la caldera [m^2]
- D_{ext} : Diámetro exterior del caldero [m]
- L_b : Longitud del caldero [m]

El coeficiente de convección desde la pared lateral exterior del caldero hasta medio atmosférico, (Beltrán, 2008):

$$h_{p \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * U_v^{0.5} \quad \text{Ec. (17)}$$

Dónde:

- $h_{wb \rightarrow e}$: Coeficiente de transferencia de calor [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
- U_v : Velocidad promedio del viento [$\frac{m}{seg}$]

1.3.4.6. Pérdida de calor por radiación.

Se origina debido a la deficiencia de la llama de combustión, la cual pierde temperatura en la cámara de combustión debido a la superficie lateral del hogar, (Beltrán, 2008):

$$L_6 = \frac{H_6}{H_T} * 100\% \quad \text{Ec. (18)}$$

Dónde:

H_6 : Es la potencia pérdida por radiación [KW]

H_T : Es la potencia total de la combustión aire y combustible [KW]

$$H_6 = \frac{\epsilon_h * \sigma * S_h * (T_{hg}^4 - T_{p_{cc}}^4)}{1000} \quad \text{Ec. (19)}$$

Dónde:

- ϵ_h : Emisividad del hogar
- σ : Constante de Stefan-Boltzmann, $5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$
- S_h : Superficie lateral del hogar [m^2].
- T_{hg} : Temperatura de gases calientes [$^\circ K$].
- $T_{p_{cc}}$: Temperatura de la pared del hogar [$^\circ K$].

Asimismo, la potencia total de combustión, (Beltrán, 2008):

$$H_T = H_a + H_f \quad \text{Ec. (20)}$$

Es decir:

$$H_T = (\dot{m}_a * C_{p_a} * T_a) + \dot{m}_f * (PCI + C_{p_f} * T_f) \quad \text{Ec. (21)}$$

Dónde:

- H_T : Potencia calorífica total [KW]
- H_a : Potencia calorífica del aire [KW]
- H_f : Potencia calorífica del combustible [KW]
- PCI: Poder calorífico inferior $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right]$
- \dot{m}_a : Flujo másico de aire $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \right]$
- $\dot{m}_f = \dot{m}_c$: Flujo másico de combustible $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \right]$
- C_{p_f} : Calor específico a presión constante del aire $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \right]$
- C_{p_a} : Calor específico a presión constante del combustible. $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \right]$
- T_a : Temperatura del aire en quemador [$^\circ\text{C}$]
- T_f : Temperatura del combustible [$^\circ\text{C}$]

1.3.5. Poderes caloríficos inferiores de combustibles.

El poder calorífico se define como la cantidad de calor que entrega una unidad de masa de combustible al oxidarse en su totalidad. Se divide en dos partes: poder calorífico superior donde todos los reactantes y productos son tomados a una temperatura de 273.15°K después de la combustión, donde el agua se encuentra en la fase de vapor saturado, mientras el poder calorífico inferior por el contrario indica que el agua contenida en los gases de combustión no se ha condensado en su totalidad, (Amau, 2010).

El poder calorífico inferior para un combustible líquido, (Amau, 2010):

$$PCI = 17290 + 40 * (^{\circ}API - 10) \quad \text{Ec. (22)}$$

Dónde:

- PCI: Poder calorífico inferior $\left[\frac{BTU}{Lb}\right]$
- $^{\circ}API$: Instituto Americano del Petróleo.

Y para combustibles gaseosos, (Fernández, 2010):

$$PCI = \sum_{i=1}^n PCI_{C_mH_n} * g_{C_mH_n} \quad \text{Ec. (23)}$$

Dónde:

- $PCI_{C_mH_n}$: Poderes caloríficos inferiores de los hidrocarburos $\left[\frac{KJ}{Kg}\right]$
- $g_{C_mH_n}$: Participación másica de cada compuesto o hidrocarburo

El poder calorífico por cada hidrocarburo:

$$PCI_{C_mH_n} = \frac{M_{Cm} * PCI_{carb.} + M_{Hn} * PCI_{hid.}}{M_{CmHn}} \quad \text{Ec. (24)}$$

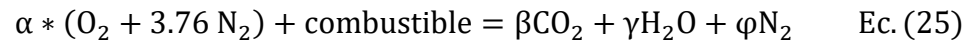
Dónde:

- M_{Cm} : Peso atómico del compuesto de carbono $\left[\frac{Kg}{Kmol}\right]$
- $PCI_{carb.}$: Poder calorífico inferior del carbono $\left[\frac{KJ}{Kg}\right]$, 32714.7 KJ/Kg
- M_{Hn} : Peso atómico del compuesto de hidrogeno $\left[\frac{Kg}{Kmol}\right]$
- $PCI_{hid.}$: Poder calorífico inferior del hidrogeno $\left[\frac{KJ}{Kg}\right]$, 119838.13 KJ/Kg
- M_{CmHn} : Peso atómico del compuesto $\left[\frac{Kg}{Kmol}\right]$

El balance en un sistema de combustión se basa en relacionar o equilibrar la masa de los reactantes y los productos durante el periodo de la reacción química, (Martínez, 2010).

1.3.5.1. Balance en combustión completa.

Refiere a que existe la cantidad completa de comburente para oxidar todas las partículas del combustible como el carbono, hidrogeno y nitrógeno, (Capcha, 2007):

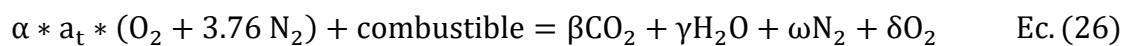


Donde:

- α : Número de moles del oxígeno $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} \right]$
- β : Número de moles del dióxido de carbono $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} \right]$
- γ : Número de moles del agua $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} \right]$
- φ : Número de moles del nitrógeno $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} \right]$

1.3.5.2. Balance en combustión real o incompleta.

Refiere a un exceso de comburente para lograr oxidar todas las partículas del combustible, es decir en los productos aparece un sobrante de oxígeno, (Capcha, 2007):



Dónde:

- α : Número de moles del oxígeno $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} \right]$
- a_t : Porcentaje de aire teórico
- β : Número de moles del dióxido de carbono $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} \right]$
- γ : Número de moles del agua $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} \right]$
- ω : Número de moles del nitrógeno $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} \right]$
- δ : Número de moles del oxígeno libre $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} \right]$

1.3.5.3. Ratio de combustión.

Es la relación de la masa de aire en combustión incompleta y la masa del combustible. Refleja el consumo másico de aire en referencia a un 1 Kg de combustible, (Capcha, 2007):

$$r_{(a/c)} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{\theta * a_t * (O_2 + 3.76 N_2)}{m_c} \quad \text{Ec. (27)}$$

Dónde:

- $r_{(a/c)}$: Relación aire combustible $\left[\frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg cble}} \right]$

Por lo consiguiente, el flujo másico de gases y aire:

$$\dot{m}_a = r_{(a/c)} * \dot{m}_c \quad \text{Ec. (28)}$$

$$\dot{m}_{GR} = (r_{(a/c)} + 1) * \dot{m}_c \quad \text{Ec. (29)}$$

1.3.5.4. Temperatura de gases calientes y temperatura de hogar.

La de gases calientes es la máxima temperatura en caldero, pero la temperatura del hogar inferior en aproximadamente 5°C debido a la superficie del hogar, (Capcha, 2007):

La temperatura de gases calientes:

$$T_{GC} = \frac{H_T}{\dot{m}_{GR} * C_{pGC}} \quad \text{Ec. (30)}$$

Y la temperatura del hogar:

$$T_h = T_{GC} - 5^\circ\text{C} \quad \text{Ec. (31)}$$

1.3.6. Sistema de recuperación de vapor flash.

La recuperación del vapor flash en tanques de revaporizado de purgas continuas, contribuye a reducir los costos de operación de un caldero y a mejorar el impacto ambiental. El vapor flash tiene el mismo comportamiento que el vapor saturado, se forma al evacuar el condensado de las purgas a la misma presión máxima de

servicio del caldero a un tanque de revaporizado en el cual expuesto a una temperatura y presión separa el condensado en dos fases: vapor flash y lodo debido a la dureza del agua, (Fernández, 2009).

El porcentaje de vapor flash, que se puede recuperar en el condensado de purgas, (Fernández, 2009):

$$F = \left[\frac{(h_f)_1 - (h_f)_2}{(h_{fg})_2} \right] * 100 \quad \text{Ec. (32)}$$

Dónde:

- F: Porcentaje de vapor flash [%]
- $(h_f)_1$: Entalpia de líquido saturado a la entrada de la trampa de vapor $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right]$
- $(h_f)_2$: Entalpia de líquido saturado a la salida de la trampa de vapor $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right]$
- $(h_{fg})_2$: Entalpia de vaporización a la salida de la trampa de vapor $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right]$

El flujo másico de vapor flash, (Fernández, 2009):

$$\dot{m}_{V,F} = \dot{m}_{\text{purgas}} * \frac{F}{100} \quad \text{Ec. (33)}$$

Dónde:

- $\dot{m}_{V,F}$: Flujo másico de vapor flash $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right]$
- \dot{m}_{purgas} : Flujo másico de purgas de las calderas $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right]$
- F: Porcentaje de vapor flash [%]

1.3.7. Implementación de sistemas de recuperación de calor.

La implementación de sistemas de recuperación de calor en calderas, referidos al diseño de intercambiadores de calor para elevar la temperatura del agua de alimentación y aire, contribuyen a reducir el consumo directo del combustible, además de reducir la cantidad de masa de gases residuales evacuados por unidad de tiempo, (Broatch, 2010).

El diseño de un intercambiador de calor, depende de 6 variables, las cuales deben interrelacionarse entre sí, para obtener un intercambiador de calor eficiente

y ergonómico, tales variables son: el coeficiente de convección interno, coeficiente de convección externo, coeficiente global de transferencia de calor, variación de temperatura media logarítmica, calor útil y superficie lateral de los tubos, (Broatch, 2010).

1.3.7.1. Coeficiente de transferencia de calor interno.

Es la relación de la potencia del fluido que circula por el interior de los tubos y la superficie lateral por unidad de temperatura, (Cengel, 2007).

$$h_{int} = \frac{(Nu)_i * K_i}{d_{int}} \quad \text{Ec. (34)}$$

Donde:

- h_{int} : Coeficiente de convección interno $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$
- $(Nu)_i$: Número de Nusselt del fluido interno
- K_i : Conductividad térmica promedia del fluido que circula por los tubos $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$
- d_{int} : Diámetro interior de los tubos [m]

El número de Reynolds por la ecuación de Dittus Boelter, para valores superiores a 10000, (Cengel, 2007):

$$(Nu)_i = 0.0263 * (Re)_i^{0.8} * Pr_i^{0.4} \quad \text{Ec. (35)}$$

Donde:

- $(Nu)_i$: Número de Nusselt
- $(Re)_i$: Número de Reynolds interno
- Pr_i : Número de prandtl promedio del fluido interno.

Para valores de Reynolds por la ecuación de Gnielinski, inferiores a 10000, (Incropera y Witt, 2009):

$$Nu_i = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) * (Re_i - 1000) * Pr_i}{1 + 12.7 * \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} * (Pr_i^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad \text{Ec. (36)}$$

Donde "f" es el factor de fricción y se determina, (Incropera y Witt, 2009):

$$f = (0.79 * \ln(Re_i) - 1.64)^{-2} \quad \text{Ec. (37)}$$

Y número de Reynolds:

$$(Re)_i = \frac{V_{fi} * d_{int}}{\gamma_{fi}} \quad \text{Ec. (38)}$$

Donde:

- (Re)_i: Número de Reynolds del fluido interno.
- V_{fi} : Velocidad del fluido en los tubos $\left[\frac{m}{s}\right]$
- d_{int} : Diámetro interior de los tubos [m]
- γ_{fi} : Viscosidad promedio cinemática del fluido interno $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

Para evaluar el diámetro interior, es necesario determinar el flujo másico unitario por cada tubo, (Shapiro y Howard, 2005):

$$\dot{m}_{u,t} = \rho_{fi} * V_{fi} * S \quad \text{Ec. (39)}$$

O también:

$$\dot{m}_{u,t} = \frac{\dot{m}_f}{N_t} \quad \text{Ec. (40)}$$

Donde:

- $\dot{m}_{u,t}$: Flujo másico unitario por cada tubo $\left[\frac{kg}{s}\right]$
- \dot{m}_f : Flujo másico total, que distribuirá en los tubos del intercambiador $\left[\frac{kg}{s}\right]$
- N_t : Número de tubos totales
- ρ_{fi} : Densidad promedio del fluido interno $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
- V_{fi} : Velocidad del fluido en los tubos $\left[\frac{m}{s}\right]$
- S : Superficie transversal de transferencia de calor [m²]

Donde, el diámetro interior, (Incropera y Witt, 2009):

$$d_{int} = \left(\frac{4 * S}{\pi}\right)^{0.5} \quad \text{Ec. (41)}$$

Donde:

- d_{int} : Diámetro interior de los tubos [m]
- S: Superficie transversal de transferencia de calor [m²]

Para normalizar el diámetro, se debe cuantificar el número de cedula, (Amau, 2010):

$$Sch = 1000 \left(\frac{P}{S} \right) * fs \quad \text{Ec. (42)}$$

Dónde:

- P: presión de trabajo [bar]
- S: esfuerzo de trabajo [bar]
- fs: factor de seguridad

1.3.7.2. Coeficiente de transferencia de calor externo.

Es la relación de la potencia del fluido que circula por el exterior y la superficie lateral de los tubos por unidad de temperatura, (Cengel, 2007).

$$h_{ext} = \frac{(Nu)_e * Ke}{d_{ext}} \quad \text{Ec. (43)}$$

Donde:

- h_{ext} : Coeficiente de convección externo $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$
- $(Nu)_e$: Número de Nusselt del fluido externo
- Ke: Conductividad térmica del fluido externo $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$
- d_{ext} : Diámetro exterior de los tubos [m]

El número de Nusselt:

$$(Nu)_e = 0.0263 * (Re)^{0.8} * Pr^{0.3} \quad \text{Ec. (44)}$$

Donde:

- (Nu)_e: Número de Nusselt del fluido externo
- (Re)_e: Número de Reynolds externo
- Pr_e: Número de Prandtl promedio del fluido externo

El número de Reynolds:

$$(Re)_e = \frac{U_{fe} * dh}{\nu_{fe}} \quad \text{Ec. (45)}$$

Donde:

- (Re)_e: Número de Reynolds externo
- U_{fe}: Velocidad del fluido externo $\left[\frac{m}{s}\right]$
- dh: Diámetro hidráulico [m]
- ν_{fe} : Viscosidad cinemática promedio del fluido externo $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

El diámetro hidráulico:

$$dh = \frac{D_{int}^2 - Nt * d_{ext}^2}{D_{int} + Nt * d_{ext}} \quad \text{Ec. (46)}$$

Donde:

- D_{int}: Diámetro interior de la coraza [m]
- d_{ext}: Diámetro exterior de los tubos [m]
- Nt: Número de tubos totales en el intercambiador de calor.

El diámetro interior de la coraza:

$$D_{int} = \sqrt{[(N_L - 1)L]^2 + [(N_T - 1)L]^2} + 2L \quad \text{Ec. (47)}$$

Donde:

- N_L: Número de tubos laterales del intercambiador de calor.
- N_T: Número de tubos Transversales del intercambiador de calor.
- L: Distancia entre centros de tubos [m]

La velocidad del fluido externo:

$$U_{fe} = \frac{\dot{m}_F}{\rho_{fe} * A_f} \quad \text{Ec. (48)}$$

Donde:

- U_{fe} : Velocidad del fluido externo $\left[\frac{m}{s}\right]$
- \dot{m}_F : Flujo másico total del fluido externo $\left[\frac{kg}{s}\right]$
- ρ_{fe} : Densidad promedio del fluido externo $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

El área de circulación del fluido:

$$A_f = \frac{\pi * D_{int}^2}{4} - Nt \left(\frac{\pi * d_{ext}^2}{4} \right) \quad \text{Ec. (49)}$$

Donde:

- A_f : Área transversal de circulación del fluido externo $[m^2]$
- D_{int} : Diámetro interior de la coraza $[m]$
- d_{ext} : Diámetro exterior de los tubos $[m]$
- Nt : Número de tubos totales en el intercambiador de calor.

1.3.7.3. Coeficiente Global de transferencia calor.

Es el agrupamiento de los coeficientes de transferencia de calor por convección (interno y externo), la conductividad térmica del material de los tubos y las resistencias de ensuciamiento, con la finalidad de obtener un solo coeficiente de transferencia de calor global, (Cengel, 2007).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{\delta_{tubo}}{K_{tubo}} + \frac{1}{h_{ext}} + R_{f,externo} + R_{f,interno}} \quad \text{Ec. (50)}$$

Donde:

- U : Coeficiente Global de transferencia del I.C $\left[\frac{W}{m^2\text{°C}}\right]$
- h_{int} : Coeficiente de convección interno $\left[\frac{W}{m^2\text{°C}}\right]$
- h_{ext} : Coeficiente de convección externo $\left[\frac{W}{m^2\text{°C}}\right]$
- δ_{tubo} : Espesor de los tubos [m]
- K_{tubo} : Conductividad térmica del material de los tubos $\left[\frac{W}{m\text{°C}}\right]$
- $R_{f,\text{externo}}$: Resistencia de ensuciamiento del fluido externo $\left[\frac{m^2\text{°C}}{W}\right]$
- $R_{f,\text{interno}}$: Resistencia de ensuciamiento del fluido interno $\left[\frac{m^2\text{°C}}{W}\right]$

1.3.7.4. Variación de temperatura media logarítmica.

Es la temperatura promedio de las temperaturas medias del fluido interno y externo, (Cengel, 2007).

$$\Delta T_{mL} = \frac{\Delta T_{\text{max}} - \Delta T_{\text{min}}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\text{max}}}{\Delta T_{\text{min}}}\right)} \quad \text{Ec. (51)}$$

- ΔT_{mL} : Variación de temperatura media logarítmica [°C]
- ΔT_{max} : Variación de temperatura máxima en el I.C [°C]
- ΔT_{min} : Variación de temperatura mínima en el I.C [°C]
- T_{sat} : Temperatura de saturación [°C]

1.3.7.5. Calor útil.

Es la potencia térmica aprovechada por el fluido frío, debido al aumento de su temperatura, (Cengel, 2007).

$$\dot{Q}_{\text{util}} = \dot{m}_f * C_{pfi} * (T_s - T_e) \quad \text{Ec. (52)}$$

Donde:

- \dot{Q}_{util} : Calor útil del I.C [KW]

- $C_{p_{fi}}$: Calor específico a presión constante del fluido interno $\left[\frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ C} \right]$
- T_s : Temperatura de salida del fluido interno [$^\circ C$]
- T_e : Temperatura de ingreso del fluido externo [$^\circ C$]

1.3.7.6. Superficie de intercambio de calor total.

Es el área necesaria para la transferencia de calor entre los fluidos interno y externo, (Cengel, 2007).

$$S_{IC} = \frac{\dot{Q}_{util} * 1000}{U * \Delta T_{mL}} \quad \text{Ec. (53)}$$

Donde:

- S_{IC} : Superficie lateral de intercambio de calor total de los tubos [m^2]
- \dot{Q}_{util} : Calor útil del I.C [KW]
- U : Coeficiente Global de transferencia del I.C $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$
- ΔT_{mL} : Variación de temperatura media logarítmica [$^\circ C$]

Una vez, obtenida la superficie de intercambio de calor, se determina la longitud necesaria de transferencia de calor, (Cengel, 2007):

$$L_t = \frac{S_{IC}}{\pi * d_{ext} * N_t} \quad \text{Ec. (54)}$$

Donde:

- L_t : Longitud unitaria de los tubos [m]
- S_{IC} : Superficie lateral de intercambio de calor total de los tubos [m^2]
- d_{ext} : Diámetro exterior de los tubos [m]
- N_t : Número de tubos totales en el intercambiador de calor.

1.3.8. Aislamiento térmico.

Es el proceso para reducir las pérdidas de calor al medio ambiente, donde el mejor aislamiento es aquel que posee la menor posible conductividad térmica. Un

correcto aislamiento térmico permite a una empresa lograr un ahorro económico, proteger a sus trabajadores y proteger el medio atmosférico, (Esplugas y Chamarro, 2005).

Para determinar el correcto espesor del aislamiento térmico, se debe proceder:

Primero: determinar la superficie exterior, (Esplugas y Chamarro, 2005):

$$S_e = \pi * D_{ext} * L \quad \text{Ec. (55)}$$

Donde:

- S_e : Superficie exterior [m^2]
- D_{ext} : Diámetro del exterior [m]
- L : Longitud [m]

Segundo: determinar el calor perdido sin aislante, (Esplugas y Chamarro, 2005):

$$Q_{s,a} = S_e * h_o * (T_p - T_0) \quad \text{Ec. (56)}$$

Dónde:

- $Q_{s,a}$: Potencia térmica sin aislante [W]
- S_e : Superficie exterior [m^2]
- h_o : Coeficiente de convección pared externa – medio [$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$]
- T_p : Temperatura de la pared exterior sin aislante [$^\circ C$]
- T_0 : Temperatura del medio atmosférico [$^\circ C$]

Tercero: determinar el calor con aislante, (Esplugas y Chamarro, 2005):

$$Q_{c,a} = Q_{s,a} * (1 - \eta_{aisl}) \quad \text{Ec. (57)}$$

Dónde:

- $Q_{c,a}$: Potencia térmica con aislante [W]
- $Q_{s,a}$: Potencia térmica sin aislante [W]
- η_{aisl} : Rendimiento del aislante térmico.

Cuarta: Diámetro exterior del aislante, (Esplugas y Chamarro, 2005):

$$D_{e,a} = D_{ext} * e^{\frac{2\pi * K_a * L * (T_p - T_0)}{Q_{c,a}}} \quad \text{Ec. (58)}$$

Dónde:

- $D_{e,a}$: Diámetro exterior del aislante [m]
- K_a : Conductividad térmica del aislante $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right]$
- L : Longitud [m]
- T_p : Temperatura de la pared exterior con aislante [$^\circ C$]
- T_0 : Temperatura del medio atmosférico [$^\circ C$]
- D_{ext} : Diámetro del exterior [m]
- $Q_{c,a}$: Potencia térmica con aislante [W]

La conductividad térmica del aislante, se evalúa, (Esplugas y Chamarro, 2005):

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * T_m \quad \text{Ec. (59)}$$

Dónde:

- T_m : Temperatura media en el aislante [$^\circ C$]

Por lo consiguiente el espesor del aislante, sería:

$$\delta_a = \frac{D_{e,a} - D_{ext}}{2} \quad \text{Ec. (60)}$$

Dónde:

- δ_a : Espesor del aislante térmico [m]
- $D_{e,a}$: Diámetro exterior del aislante [m]
- D_{ext} : Diámetro del exterior [m]

Una vez determinado el espesor del aislante, es necesario determinar el número de fardos unitario y total, (Esplugas y Chamarro, 2005):

Número de fardos unitario:

$$n_{f,u} = \frac{S_e}{S_f} \quad \text{Ec. (61)}$$

Dónde:

- $n_{f,u}$: número de fardos unitarios
- S_e : Superficie exterior [m²]
- S_f : Superficie de un fardo [m²]

Número de fardos totales, (Esplugas y Chamarro, 2005):

$$n_{f,t} = \frac{n_{f,u} * \delta_a}{\delta_f} \quad \text{Ec. (62)}$$

Dónde:

- $n_{f,t}$: número de fardos totales
- δ_a : Espesor del aislante térmico [m]
- δ_f : Espesor del fardo [m]

1.3.9. Análisis estructural.

El análisis estructural, nos permite que los intercambiadores de calor instalados operen correctamente libres de pandeo en su estructura de soporte. Esta metodología nos permite una selección correcta de las de vigas estructurales, placas de soporte, pernos y cimientos.

1.3.9.1. Selección de la viga estructural.

La selección de una viga estructural depende directamente del momento de inercia y radio de giro.

Carga critica por pandeo:

$$(P_{cr})_t = W_{I.C} * n \quad \text{Ec. (63)}$$

Dónde:

- $(P_{cr})_t$: carga critica de pandeo total [N]
- $W_{I.C}$: peso del intercambiador de calor [N]
- n : factor de seguridad

Momento de inercia, según la ecuación de Euler, (Shigley, 2008):

$$I = \frac{(P_{cr})_t * H^2}{E * \pi^2} \quad \text{Ec. (64)}$$

Dónde:

- I: momento de inercia [m⁴]
- (P_{cr})_t: carga crítica de pandeo total [N]
- H: altura de la columna [m]
- E: módulo de elasticidad o Young [Pa]

Radio de giro, según la relación de esbeltez para columnas:

$$r \leq \frac{H}{100} \quad \text{Ec. (65)}$$

Dónde:

- r: radio de giro [m]
- H: altura de la columna [m]

1.3.9.2. Placas de soporte.

Es muy relevante determinar el espesor de las placas bases para evitar flexión, así como el diámetro óptimo de los pernos.

Espesor de las placas, (Singer, 2008).

$$t = \frac{2 * W_p * n}{l * S_y} \quad \text{Ec. (66)}$$

Dónde:

- t: espesor mínimo de la placa base [m]
- W_p: peso del I.C y columna [N]
- n: factor de seguridad
- l: lado mínimo de la placa [m]
- S_y: esfuerzo de fluencia del material de la placa [Pa]
- τ: esfuerzo cortante al que está sometido la placa [Pa]

Diámetro de los pernos, (Singer, 2008):

$$d = \frac{n * V_p}{\pi * \tau_{max} * t} \quad \text{Ec. (67)}$$

Dónde:

- d: diámetro del perno [m]
- V_p : fuerza cortante [N]
- n: factor de seguridad
- t: espesor mínimo de la placa base [m]
- τ_{max} : esfuerzo máximo o admisible de la placa [Pa]

1.3.9.3. Cimientos.

Es la base de concreto expuesta a esfuerzo axial, que soporta el peso del conjunto: intercambiador de calor, columna, placas bases y pernos, (Harper, 2004).

$$b = \left(\frac{W_{neto}}{(\sigma_{adm})_t - \gamma_c * e} \right)^{0.5} \quad \text{Ec. (68)}$$

Dónde:

- b: largo y ancho del cimiento [m]
- e: altura o profundidad del cimiento [m]
- W_{neto} : carga total que soporta el cimiento [N]
- $(\sigma_{adm})_t$: esfuerzo admisible del terreno [Pa]
- γ_t : peso específico del terreno $\left[\frac{N}{m^3} \right]$

1.3.10. Diseño de recipiente de almacenamiento mediante el código ASME Sección VIII Div. 1

Metodología que permite determinar el espesor máximo, longitud y diámetro del tanque de almacenamiento bajo condiciones seguras y óptimas, (Beltrán, 2008).

1.3.10.1. Masa del combustible de almacenamiento.

Es la masa contenida en el tanque cilíndrico horizontal, para almacenar el combustible gaseoso en fase líquida, (Beltrán, 2008).

$$m_c = \dot{m}_c * t_p \quad \text{Ec. (69)}$$

Dónde:

- m_c : masa de combustible $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{h}}\right]$
- \dot{m}_c : flujo másico de combustible $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{h}}\right]$
- t_p : tiempo de almacenamiento del combustible [h]

1.3.10.2. Densidad del combustible.

Depende de la densidad de los compuestos del combustible y sus participaciones másicas, (Beltrán, 2008).

$$\rho_L = \sum_{i=1}^n \rho_i * g_i \quad \text{Ec. (70)}$$

Dónde:

- ρ_L : densidad del combustible en estado líquido $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right]$
- ρ_i : densidad de los compuestos del combustible $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right]$
- g_i : participación másica de los compuestos del combustible

1.3.10.3. Volumen del combustible en el recipiente.

Refiere de la masa del combustible, respecto a la densidad del combustible en estado líquido, (Beltrán, 2008).

$$V_c = \frac{m_c}{\rho_L} \quad \text{Ec. (71)}$$

Dónde:

- V_c : volumen del combustible [m^3]
- m_c : masa de combustible [Kg]
- ρ_L : densidad del combustible en estado líquido $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$

1.3.10.4. Volumen máximo de almacenamiento.

Los tanques de almacenamiento de gas natural, por lo general se diseñan con un porcentaje adicional a su capacidad máxima, (Beltrán, 2008).

$$(V_c)_{\text{máx}} = V_c * f. s \quad \text{Ec. (72)}$$

Dónde:

- $(V_c)_{\text{máx}}$: volumen máximo de combustible [m^3]
- V_c : volumen del combustible [m^3]
- f. s: factor de servicio de llenado

1.3.10.5. Vida operativa del tanque de almacenamiento.

Es la máxima vida de operación del tanque bajo condiciones seguras, dependiendo del margen de corrosión y velocidad de corrosión, (Beltrán, 2008).

$$\text{Vida operativa} = \frac{C}{v} \quad \text{Ec. (73)}$$

Dónde:

- C: margen de corrosión [pulg]
- v: velocidad de corrosión $\left[\frac{\text{pulg}}{\text{año}}\right]$

1.3.10.6. Presión de diseño.

Es la presión de soporte máximo del tanque en condiciones de operaciones, (Beltrán, 2008).

$$P_o \leq 300 \text{ Psi} \rightarrow P = (P_o + 30) \quad \text{Ec. (74)}$$

Dónde:

- P_o : presión del combustible [Psi]
- P: presión de diseño del recipiente [Psi]

1.3.10.7. Dimensionamiento óptimo del recipiente.

Para la evaluación del diámetro óptimo, de debe calcular el factor de recipiente "f", el cual, intersectado con el flujo volumétrico máximo de combustible, determinar el diámetro interior del recipiente, (Beltrán, 2008).

$$F = \frac{P}{C * S * E} \quad \text{Ec. (75)}$$

Dónde:

- P: presión de diseño [Psi]
- C: margen de corrosión [pulg]
- S: esfuerzo máximo permisible de diseño [Pa]
- E: eficiencia de la soldadura

1.3.10.8. Longitud del tanque.

Ya obtenido el diámetro interno óptimo, se procede a determinar el valor de la longitud del recipiente, (Beltrán, 2008).

$$L = \frac{4 * (V_{GNL})_{\max}}{\pi * D_{\text{int}}^2} - \frac{D_{\text{int}}}{3} \quad \text{Ec. (76)}$$

Dónde:

- L: longitud del tanque [m]
- $(V_c)_{\text{máx}}$: volumen máximo de combustible [m³]
- D_{int} : diámetro interior del tanque [m]

1.3.10.9. Espesor del cuerpo y tapas por presión interna.

Para un recipiente cilíndrico horizontal por presión interna, es necesario realizar independientemente el cálculo del espesor del cuerpo y las tapas, (Beltrán, 2008).

$$t = \frac{P * R_{\text{int}}}{S * E - 0.6 P} \quad \text{Ec. (77)}$$

Dónde:

- t: espesor mínimo del tanque [pulg]
- P: presión de diseño [Psi]
- C: margen de corrosión [pulg]
- S: esfuerzo máximo permisible de diseño [Psi]
- E: eficiencia de la soldadura
- R_{int} : radio interior del tanque [pulg]

Donde el espesor total del tanque:

$$t_e = t + 2 * C \quad \text{Ec. (78)}$$

Dónde:

- t_e : espesor total del recipiente [pulg]
- t: espesor mínimo del tanque [pulg]
- C: margen de corrosión [pulg]

1.3.10.10. Cálculo del espesor de pared de las tapas semielípticas.

Para un recipiente cilíndrico horizontal por presión interna, es necesario realizar el cálculo del espesor de las tapas semielípticas, (Beltrán, 2008).

$$t = \frac{P * R_{\text{int}}}{S * E - 0.1 P} \quad \text{Ec. (79)}$$

Dónde:

- t: espesor mínimo del tanque [pulg]
- P: presión de diseño [Psi]
- C: margen de corrosión [pulg]
- S: esfuerzo máximo permisible de diseño [Psi]
- E: eficiencia de la soldadura
- R_{int} : radio interior del tanque [pulg]

1.3.10.11. Alturas interior y exterior del tanque de almacenamiento.

Dependen del diámetro interior y espesor óptimos, (Beltrán, 2008).

$$h_{int} = \frac{D_{int}}{4} \quad \text{Ec. (80)}$$

$$h_{ext} = h_{int} + t_e \quad \text{Ec. (81)}$$

Dónde:

- D_{int} : diámetro interior del tanque [pulg]
- h_{int} : altura interior del tanque [pulg]
- h_{ext} : altura exterior del tanque [pulg]
- t_e : espesor total del recipiente [pulg]

1.3.10.12. Diámetro exterior del tanque.

Es el diámetro más seguro, al cual un tanque de almacenamiento, cumple las normas de diseño, (Beltrán, 2008).

$$D_{ext} = D_{int} + 2 * t_e \quad \text{Ec. (82)}$$

Dónde:

- D_{int} : diámetro interior del tanque [pulg]
- D_{ext} : diámetro exterior del tanque [pulg]
- t_e : espesor total del recipiente [pulg]

1.3.11. Costos de generación de vapor.

Es el costo referente a la producción de una tonelada métrica de vapor saturado, depende del costo unitario del combustible, flujo másico de combustible y flujo másico de vapor, (Esplugas y Chamarro, 2005):

$$C_v = \frac{C_{uc} * \dot{m}_c}{\dot{m}_v} * 1000 \quad \text{Ec. (83)}$$

Dónde:

- C_v : Costo de generación de vapor saturado $\left[\frac{\$}{TM_v} \right]$
- C_{uc} : Costo unitario de combustible $\left[\frac{\$}{Kg_c} \right]$
- \dot{m}_c : Flujo másico de combustible $\left[\frac{Kg_c}{s} \right]$
- \dot{m}_v : Flujo másico de vapor $\left[\frac{Kg_v}{s} \right]$

1.3.12. Periodo de retorno de la inversión.

Es una medida de cuantificación que determina el periodo de tiempo que se requiere para que los flujos netos de efectivo de una inversión recuperen su inversión inicial, (Sowell, 2013).

$$PRI = \frac{I}{B} \quad \text{Ec. (84)}$$

Dónde:

ROI: Retorno operacional de la inversión [años]

I: Inversión para la ejecución del proyecto [\\$]

B: Beneficio logrado por el proyecto [\$/año]

1.3.13. Valor actual neto.

Es un método de valoración de inversiones que puede definirse como la diferencia entre el valor actualizado de los cobros y de los pagos generados por una inversión, (Sowell, 2013).

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+r)^t} - I_0 \quad \text{Ec. (85)}$$

Dónde:

- VAN : Valor actual neto [\$]
- V_t : Flujos de caja en cada tiempo [\$]
- r: Interés [%]
- t: Número de períodos considerados [años]
- I_0 : Valor del desembolso inicial de la inversión [\$]

1.3.14. Tasa interna de retorno.

Es la tasa efectiva anual o tasa de descuento que hace que los valores actuales netos de todos los flujos de efectivo de una determinada inversión sean igual a cero, (Sowell, 2013).

$$\sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1 + TIR)^t} - I_0 = 0 \quad \text{Ec. (86)}$$

Dónde:

- TIR: Tasa interna de retorno [%]
- VAN: Valor actual neto [\$]
- V_t : Flujos de caja en cada tiempo [\$]
- t: Número de períodos considerados [años]
- I_0 : Valor del desembolso inicial de la inversión [\$]

1.4. Formulación del problema.

¿En qué medida la propuesta estratégica de gestión energética reducirá el consumo energético de la caldera pirotubular Johnston Boiler de 900BHP de la empresa CNC SAC?

1.5. Justificación del estudio.

Relevancia económica: La reducción del consumo energético a través de una propuesta estratégica de gestión energética, reducirá los costos en consumo de combustible y costos de generación de vapor de la caldera pirotubular de la empresa pesquera CNC SAC.

Relevancia tecnológica: Las propuestas de gestión energética, permiten implementar tecnología de uso moderno en plantas térmicas eficientes, como tanques de revaporizado, aislamiento térmico, implementación de intercambiadores de calor para el calentamiento de los fluidos aire y agua, que permiten aumentar la eficiencia y mejorar la operación de un caldero.

Relevancia institucional: El estudio de propuestas de gestión energética para reducir el consumo energético, permite contribuir con las plantas térmicas y termoeléctricas, donde su fuente primaria es la generación de vapor con calderas.

Relevancia socio-ambiental: El presente estudio permite reducir la cantidad de masa de gases residuales evacuados por las calderas, reduciendo de esta manera la masa de dióxido de carbono y dióxido de azufre. Además del aprovechamiento del vapor flash y reutilización del agua de alimentación.

1.6. Hipótesis.

La propuesta estratégica de gestión energética si reducirá el consumo energético de la caldera pirotubular Johnston Boiler de 900BHP de la empresa CNC S.A.C

1.7. Objetivos

1.7.1. Objetivo General.

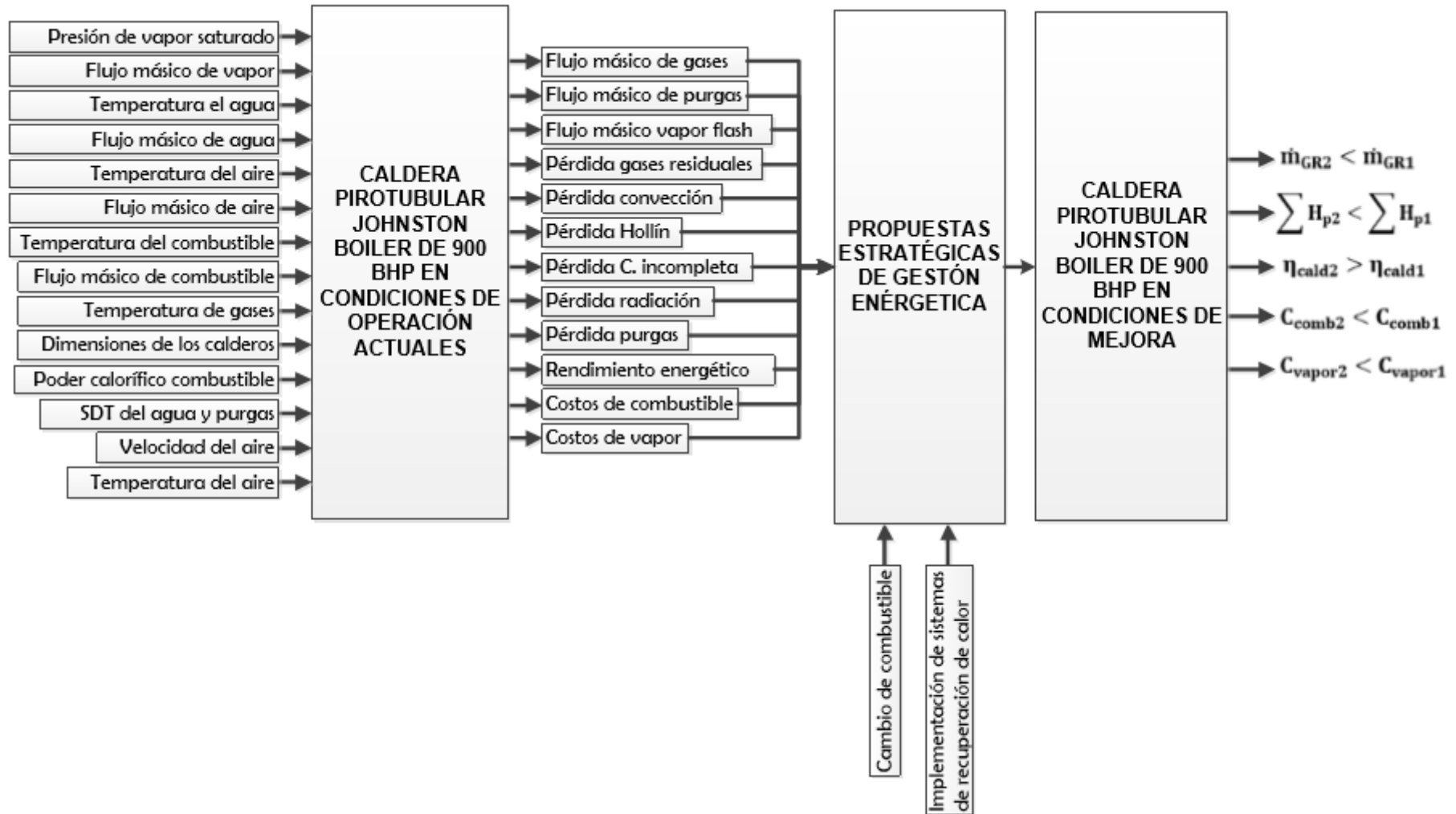
Proponer una estratégica de gestión energética para reducir el consumo energético de la caldera pirotubular Johnston Boiler de 900BHP de la empresa CNC S.A.C

1.7.2. Objetivos específicos.

1. Determinar los parámetros de operación actuales del pirotubular, como flujos máxicos: purga, gases residuales, aire de combustión y vapor flash, eficiencia energética y costos de vapor.
2. Implementar un sistema de cambio de combustible para el caldero pirotubular, cambiando el actual combustible petróleo industrial N°6 por gas natural.
3. Implementar sistemas de recuperación de calor (vapor flash y gases residuales) para el calentamiento del aire de combustión y agua de alimentación.
4. Determinar los nuevos parámetros de operación basado en la reducción del consumo energético mediante las propuestas estratégicas de gestión energética.
5. Dimensionar y seleccionar las estructuras metálicas, placas de soporte, pernos, cimientos y aislamiento térmico para la tecnología a implementar con la gestión energética.
6. Realizar un análisis ecológico de impacto ambiental, basado en la reducción de la masa de dióxido de carbono y dióxido de azufre.
7. Realizar un análisis económico, calculando el beneficio útil, inversión inicial y periodo de retorno de la inversión.
8. Realizar un análisis financiero, calculando las principales herramientas financieras valor actual neto y tasa interna de rentabilidad.

II. MÉTODO

2.1. Diseño de investigación: Pre-experimental



2.2. Variables, operacionalización.

2.2.1. Variables independientes.

- Propuesta estratégica de gestión energética
 - Flujo másico de combustible $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right]$
 - Poder calorífico inferior del combustible $\left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right]$
 - Temperatura del agua de alimentación $[\text{°C}]$
 - Flujo másico de agua $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right]$
 - Temperatura del aire de combustión $[\text{°C}]$
 - Flujo másico de aire $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right]$
 - Solidos disueltos totales del agua [ppm]

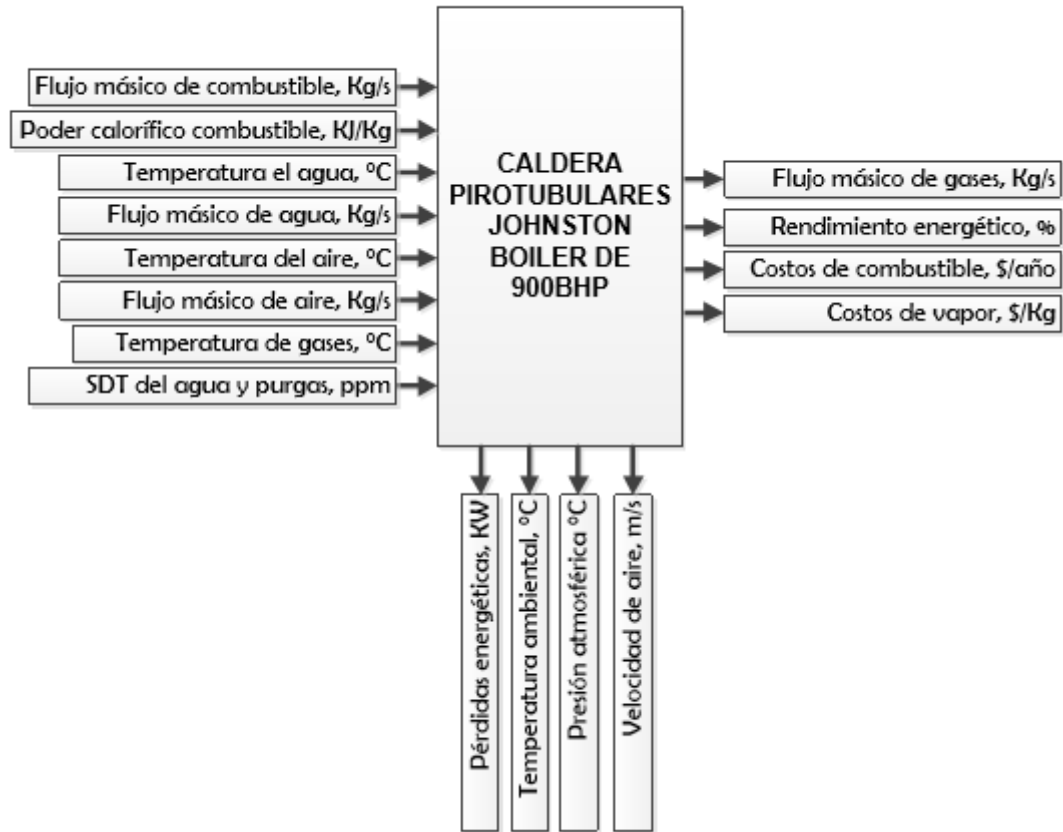
2.2.2. Variables dependientes.

- Consumo energético de la caldera pirotubular Johnston Boiler de 900BHP
 - Flujo másico de gases residuales $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right]$
 - Rendimiento energético [%]
 - Costos de combustible [\$/año]
 - Costos de vapor [\$/Kg]
 - Temperatura de gases residuales $[\text{°C}]$

2.2.3. Variables intervinientes.

- Condiciones debido a parámetros ambientales
 - Perdidas energéticas [KW]
 - Temperatura ambiental $[\text{°C}]$
 - Presión atmosférica [Pa]
 - Velocidad del aire $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$

Caja negra:



2.2.4. Operacionalización.

Variables	Indicadores	Definición conceptual	Definición operacional	Escala de medición
Variable Independiente				
Propuesta estratégica de gestión energética	Flujo másico de combustible	Consumo horario de combustible del caldero pirotubular en condiciones de operación en un determinado periodo	El consumo horario de combustible, se registra diariamente mediante el análisis documental	Cuantitativa (Kg/s)
	Poder calorífico inferior del combustible	Cantidad de energía útil en la combustión con el aire y depende del tipo de combustible de consumo del caldero pirotubular	Depende de la gravedad API y participación másica de los compuestos.	Cuantitativa (KJ/Kg)
	Temperatura del agua de alimentación	Temperatura de ingreso del agua en el caldero pirotubular, proveniente de la mezcla agua tratada y condensado	Se registra diariamente mediante el análisis documental	Cuantitativa (°C)
	Flujo másico de agua	Consumo horario de agua de alimentación del caldero pirotubular proveniente del tanque de agua de alimentación	El consumo horario de agua, se registra diariamente mediante el análisis documental	Cuantitativa (Kg/s)
	Temperatura del aire de combustión	Temperatura del aire de ingreso a la cámara de combustión, para su mezcla con el combustible	La temperatura de aire para la combustión ingresa a condiciones ambientales	Cuantitativa (°C)
	Flujo másico de aire	Consumo horario de aire del caldero pirotubular, a través de un ventilador de tiro forzado	Depende del ratio de combustión o gases de combustión y combustible	Cuantitativa (Kg/s)
	Temperatura de gases residuales	Temperatura de los gases evacuados por la chimenea del caldero pirotubular, cuando están en máxima operación	Temperatura máxima de los gases, se registra diariamente mediante el análisis documental	Cuantitativa (°C)
	Sólidos disueltos totales del agua	Dureza contenida en el agua de alimentación y purgas del caldero pirotubular	Contaminación del agua y purgas, se registra diariamente mediante el análisis documental	Cuantitativa (ppm)
Variable Dependiente				
Consumo energético de la caldera pirotubular Johnston Boiler de 900BHP	Flujo másico de gases residuales	Consumo horario de gases evacuados del caldero pirotubular, mezcla de aire y combustible	Se evalúa a través de un balance masa y energía al caldero	Cuantitativa (Kg/s)
	Rendimiento energético	Es el porcentaje de calor total aprovechado o útil del caldero pirotubular	Se evalúa a través de un balance masa y energía al caldero	Cuantitativa (%)
	Costos de combustible	Referido al beneficio logrado, debido a la reducción del consumo	Se evalúa mediante el análisis del beneficio	Cuantitativa

		de combustible	económico del combustible	(\$/año)
	Costos de vapor	Refiere al costo de un 1Kg de vapor generado, dependiendo del costo unitario del combustible, flujo másico de vapor y flujo másico de combustible	Se evalúa mediante el análisis del beneficio económico de la generación de vapor	Cuantitativa (\$/Kg)
Variable Dependiente				
Condiciones debido a parámetros ambientales	Perdidas energéticas	Referidas a las pérdidas por gases, hollín, convección, combustión incompleta, radiación y purgas, que dependen de factores como la temperatura ambiental, presión ambiental y velocidad del aire	Se evalúa a través de un balance masa y energía al caldero.	Cuantitativa (KW)
	Temperatura ambiental	Temperatura que depende de la ubicación geográfica y afectan indirectamente la operación de un caldero	Se obtiene de datos históricos de la temperatura ambiental en la zona.	Cuantitativa (°C)
	Presión atmosférica	Presión que depende de la ubicación geográfica y afectan indirectamente la operación de un caldero	Se obtiene de datos históricos de la presión ambiental en la zona.	Cuantitativa (Pa)
	Velocidad del aire	Velocidad que depende de la ubicación geográfica y afectan indirectamente la operación de un caldero	Se obtiene de datos históricos de la velocidad de aire en la zona.	Cuantitativa (m/s)

2.3. Población y muestra.

- **Población:**

Plantas térmicas pesqueras

- **Muestra:**

Caldera pirotubular Johnston Boiler de 900 BHP de empresa pesquera CNC SAC.

2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

Técnica	Instrumento
Análisis Documental	Fichas de registros

El análisis documental a la caldera pirotubular, a través de fichas de registro nos permitirá obtener los principales datos de funcionamiento, como presión de servicio, flujo másico de vapor saturado, temperatura del agua de alimentación, consumo horario de combustible, temperatura del combustible, temperatura del aire de combustión, temperatura de gases residuales, sólidos disueltos totales del agua de alimentación y purgas, exceso de aire, dimensiones y costo unitario del combustible. Permitiendo determinar la masa de gases calientes, rendimiento energético, costos de combustible y costos de generación de vapor actualmente, para posteriormente mediante las estrategias de gestión energética, reducir la masa de gases quemados (dióxido de carbono y dióxido de azufre), maximizar el rendimiento energético, reducir las pérdidas energéticas, minimizar los costos en consumo de combustible y reducir el costo de producción de vapor saturado,

2.5. Métodos de análisis de dato.

Para la tabulación de los resultados de la reducción del consumo energético obtenidos, se expresarán en tablas y gráficos de barras elaborados en Excel, y diagrama de Sankey para las pérdidas en el caldero. Permitiendo comparar las condiciones iniciales con las condiciones finales de la gestión energética.

III. RESULTADOS

3.1. PARÁMETROS ACTUALES DE OPERACIÓN DEL CALDERO PIROTUBULAR JOHNSTON BOILER DE 900BHP DE LA EMPRESA CNC.

3.1.1. Flujos máxicos de operación.

3.1.1.1. Flujo máxico de purgas.

El flujo máxico de vapor es 3.915 kg/s, los sólidos disueltos totales del agua de alimentación 350ppm y los sólidos disueltos totales de purgas 2200ppm.

De la ecuación (13):

$$\dot{m}_{\text{purgas}} = \left(\frac{350 \text{ ppm}}{2200\text{ppm} - 350\text{ppm}} \right) * 3.915 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 0.741 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

3.1.1.2. Flujo máxico de gases residuales.

El flujo máxico de combustible 0.2894 Kg/s y el ratio de combustión 27.5 Kga/Kgc

De la ecuación (29):

$$\dot{m}_{\text{GR}} = (27.5 + 1) * 0.2894 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 8.25 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

3.1.1.3. Flujo máxico de aire para la combustión.

El flujo máxico de combustible 0.2894 Kg/s y el ratio de combustión 30.5 Kga/Kgc

De la ecuación (28):

$$\dot{m}_a = 27.5 * 0.2894 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 7.96 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

3.1.1.4. Flujo máxico de vapor flash.

El condensado de las purgas se evacua a 9.3 bar absolutos con una entalpia de líquido saturado 748.8 KJ/Kg y el vapor flash o vapor vivo a 1 bar absoluto con una entalpia de líquido saturado 417.5 KJ/Kg y entalpia de vapor 2675.5 KJ/Kg.

De la ecuación (32):

$$F = \left[\frac{748.8 - 417.5}{2675.4 - 417.5} \right] * 100 = 14.7\%$$

Y de la ecuación (33):

Con los valores obtenidos del flujo másico de purgas 0.741 Kg/s y porcentaje de vapor flash 14.7%.

$$\dot{m}_{V.F} = 0.741 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * \frac{14.7}{100} = 0.11 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

3.1.2. Rendimiento energético en condiciones actuales.

Para la evaluación del rendimiento energético en condiciones actuales, se debe primero determinar el poder calorífico inferior del combustible y el calor total en la combustión

El Poder calorífico del petróleo industrial N°6, tiene una gravedad de 11.5 °API.

De la ecuación (22):

$$\text{PCI} = 17290 + 40 * (°11.5 - 10)$$

$$\text{PCI} = 17350 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} = 40353.3 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

El calor total de combustión, depende del flujo másico de aire 7.96 Kg/s, con una temperatura de aire 20°C, calor específico de aire 1.007 KJ/Kg°C, flujo másico de combustible 0.2894 Kg/s, temperatura del combustible 65°C, calor específico de combustible 3 KJ/Kg y poder calorífico inferior 40353.3 KJ/Kg.

De la ecuación (21):

$$H_T = \left(7.96 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 1.007 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} * 20^\circ\text{C} \right) + 0.2894 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * \left(40353.3 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} + 3 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} * 65^\circ\text{C} \right)$$

$$H_T = 11895 \text{ KW}$$

3.1.2.1. Pérdida por gases residuales.

Con un flujo másico de gases residuales 8.25 Kg/s, calor específico a presión constante de la mezcla gases y aire 1.057 KJ/Kg°C, temperatura de gases residuales 240°C y temperatura ambiental 20°C.

De la ecuación (5):

$$H_1 = 8.25 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 1.057 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} * (240 - 20)^\circ\text{C}$$
$$H_1 = 1918.455 \text{ KW}$$

De la ecuación (4), determinamos el porcentaje perdido en gases residuales:

$$L_1 = \frac{1918.455 \text{ KW}}{11895 \text{ KW}} * 100 = 16.13\%$$

3.1.2.2. Pérdida de calor por combustión incompleta.

De la ecuación (8), determinamos el flujo volumétrico de los gases residuales, con una densidad en los gases 0.6956 Kg/m³ y un flujo másico de gases residuales de 8.25 Kg/s.

$$\dot{V}_{\text{wg}} = \frac{8.25 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{0.6956 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 11.86 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

El análisis de gases residuales, establece una participación volumétrica del monóxido de carbono de 0.12%. Asimismo, el poder calorífico inferior del monóxido de carbono es 12720 KJ/m³.

De la ecuación (7):

$$H_2 = 11.86 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * \frac{0.12}{100} * 12720 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^3}$$
$$H_2 = 181.03 \text{ KW}$$

De la ecuación (6), determinamos el porcentaje perdido en combustión incompleta:

$$L_2 = \frac{181.03 \text{ KW}}{11895 \text{ KW}} * 100 = 1.52\%$$

3.1.2.3. Pérdida de calor por Hollín.

El flujo másico de gases residuales 8.25 Kg/s, el análisis de gases de combustión contiene una participación másica de carbono de 0.06% y el poder calorífico inferior másico del monóxido de carbono es 32714.7 KJ/Kg.

De la ecuación (10):

$$H_3 = 8.25 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * \frac{0.06}{100} * 32714.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$H_3 = 162 \text{ KW}$$

De la ecuación (9), determinamos el porcentaje perdido hollín:

$$L_3 = \frac{162 \text{ KW}}{11895 \text{ KW}} * 100 = 1.36\%$$

3.1.2.4. Pérdida de calor por purgas.

La caldera tiene un flujo másico de purgas evacuado de 0.741 Kg/s, entalpia de líquido saturado en las purgas de 748.8 KJ/Kg y la entalpia de líquido saturado del agua de alimentación 251.1 KJ/Kg.

De la ecuación (12):

$$H_4 = 0.741 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * \left(748.8 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 251.1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right)$$

$$H_4 = 368.8 \text{ KW}$$

De la ecuación (11), determinamos el porcentaje perdido por purgas:

$$L_4 = \frac{368.8 \text{ KW}}{11895 \text{ KW}} * 100 = 3.10\%$$

3.1.2.5. Pérdida de calor por convección.

Para evaluar las perdidas por convección en el caldero pirotubular, se tiene primero que determinar la superficie lateral del caldero y el coeficiente global de transferencia de calor

De la ecuación (16), determinamos la superficie lateral exterior, el cual tiene un diámetro exterior de 3.62 m y una longitud de 5.84 m

$$S_b = \pi * 3.62 \text{ m} * 5.84 \text{ m} = 66.42 \text{ m}^2$$

De la ecuación (17), determinamos el coeficiente de transferencia de calor pared medio ambiente, donde la velocidad del aire que afecta las paredes del caldero es 3.33 m/s.

$$h_{p \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * 3.33^{0.5} = 24.30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{°C}}$$

Por lo tanto, de la (15), determinamos la potencia pérdida por convección donde la temperatura de pared exterior del caldero es 55°C, con una temperatura ambiental promedio de la zona de 20°C.

$$H_5 = \frac{66.42 \text{ m}^2 * 24.30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{°C}} * (55 - 20) \text{°C}}{1000}$$

$$H_5 = 56.50 \text{ KW}$$

De la ecuación (14), determinamos el porcentaje perdido por convección:

$$L_5 = \frac{56.50 \text{ KW}}{11895 \text{ KW}} * 100 = 0.47\%$$

3.1.2.6. Pérdida de calor por radiación.

Para determinar la pérdida por radiación, se debe determinar primero la temperatura por gases calientes y temperatura pared de hogar.

Temperatura de gases calientes, ecuación (30): con un calor total de 11895 KW, flujo másico de gases residuales 8.25 Kg/s, con un calor específico promedio en cámaras de combustión de 1.32 KJ/Kg.

$$T_{GC} = \frac{11895 \text{ KW}}{8.25 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 1.32 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 1092.3^{\circ}\text{C} = 1365.45^{\circ}\text{K}$$

Y la temperatura del hogar, ecuación (31):

$$T_h = 1092.3^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C} = 1087.3^{\circ}\text{C} = 1360.45^{\circ}\text{K}$$

La emisividad en el hogar con petróleo industrial es 0.65, el diámetro del hogar 1.35m y la longitud 5.12m por lo tanto la superficie lateral del hogar es 21.71m², reemplazando en la ecuación (19):

$$H_6 = \frac{0.65 * 5.67 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}^4} * 21.71\text{m}^2 * (1365.45^4 - 1360.45^4)^{\circ}\text{K}^4}{1000}$$

$$H_6 = 40.52 \text{ KW}$$

De la ecuación (18), determinamos el porcentaje perdido por radiación:

$$L_6 = \frac{40.52 \text{ KW}}{11895 \text{ KW}} * 100 = 0.34\%$$

Por lo consiguiente, el rendimiento energético del caldero pirotubular de 900BHP en condiciones de operación actual, sería:

De la ecuación (3):

$$\eta_{\text{energ}} = 100\% - (16.13 + 1.52 + 1.36 + 3.10 + 0.47 + 0.34) \%$$

$$\eta_{\text{energ}} = 77.08\%$$

En la figura 1, se muestran las pérdidas energéticas y su porcentaje, del caldero de APIN de 900BHP

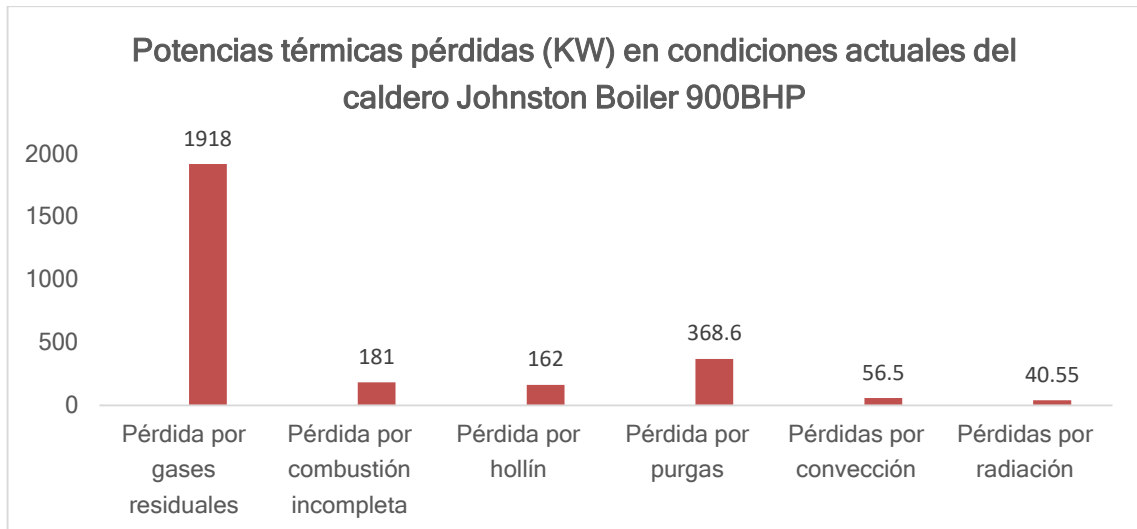


Figura 1: Potencias pérdidas actualmente por el caldero de 900BHP

En la figura 2, se muestra el porcentaje perdido por cada pérdida energética del caldero de 900BHP

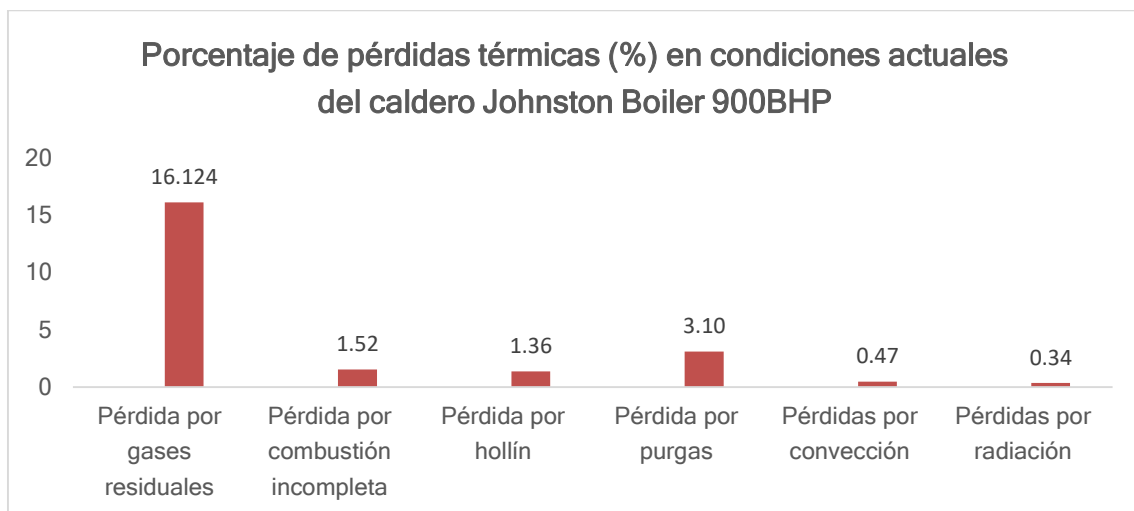


Figura 2: Porcentaje de pérdidas actualmente por el caldero de 900BHP

En la figura 3, se muestra el diagrama de Sankey, en condiciones de operación actuales del caldero de 900BHP

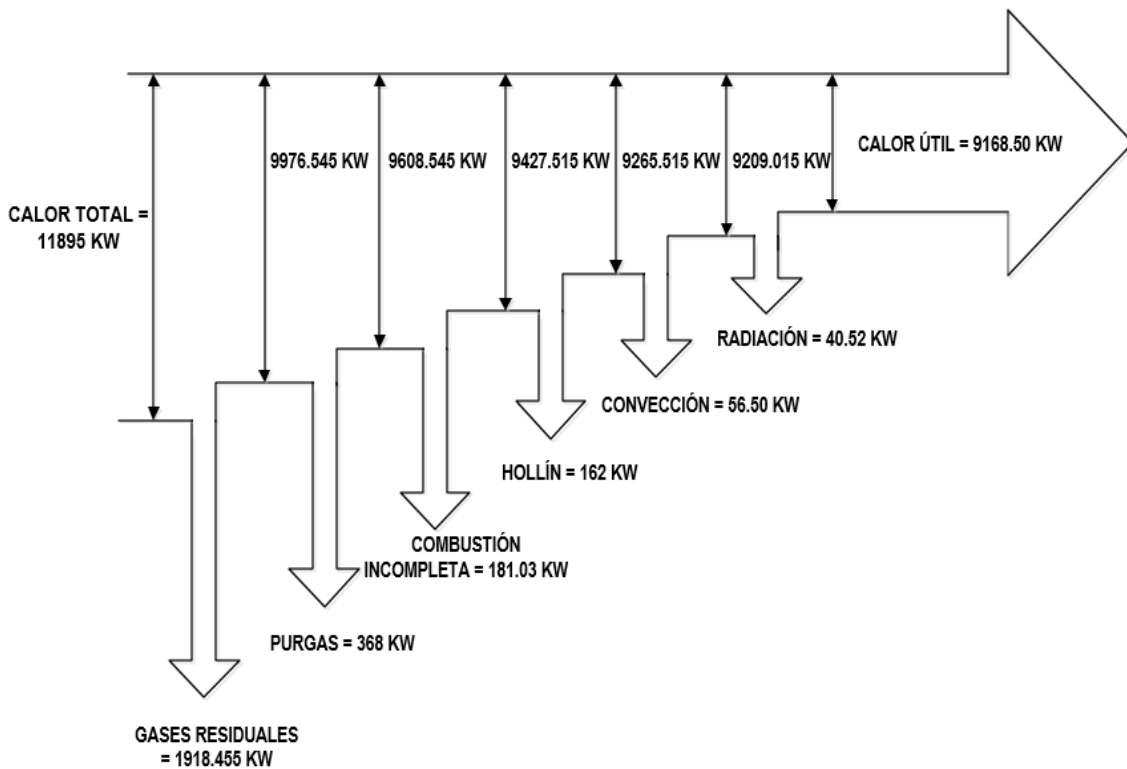


Figura 3: Diagrama de Sankey en condiciones de operación actual del caldero

3.1.3. Costos de generación de vapor saturado en condiciones actuales.

El consumo de combustible del caldero en condiciones actuales es 0.2894 Kg/s, el flujo másico de vapor 3.915 Kg/s y el costo unitario de combustible 2.6 \$/gal (0.718 \$/Kg).

De la ecuación (83):

$$C_v = \frac{0.718 \frac{\$}{\text{Kg}} * 0.2894 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{3.915 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}} * 1000$$

$$C_v = 53.10 \frac{\$}{\text{TM}_v}$$

3.2. IMPLEMENTACIÓN DE CAMBIO DE COMBUSTIBLE DEL CALDERO JOHNSTON BOILER DE 900BHP.

Se pretende implementar el cambio de combustible petróleo industrial N°6 por un combustible limpio, renovable y ecológico como el gas natural, tal como se detalla en la figura 4.

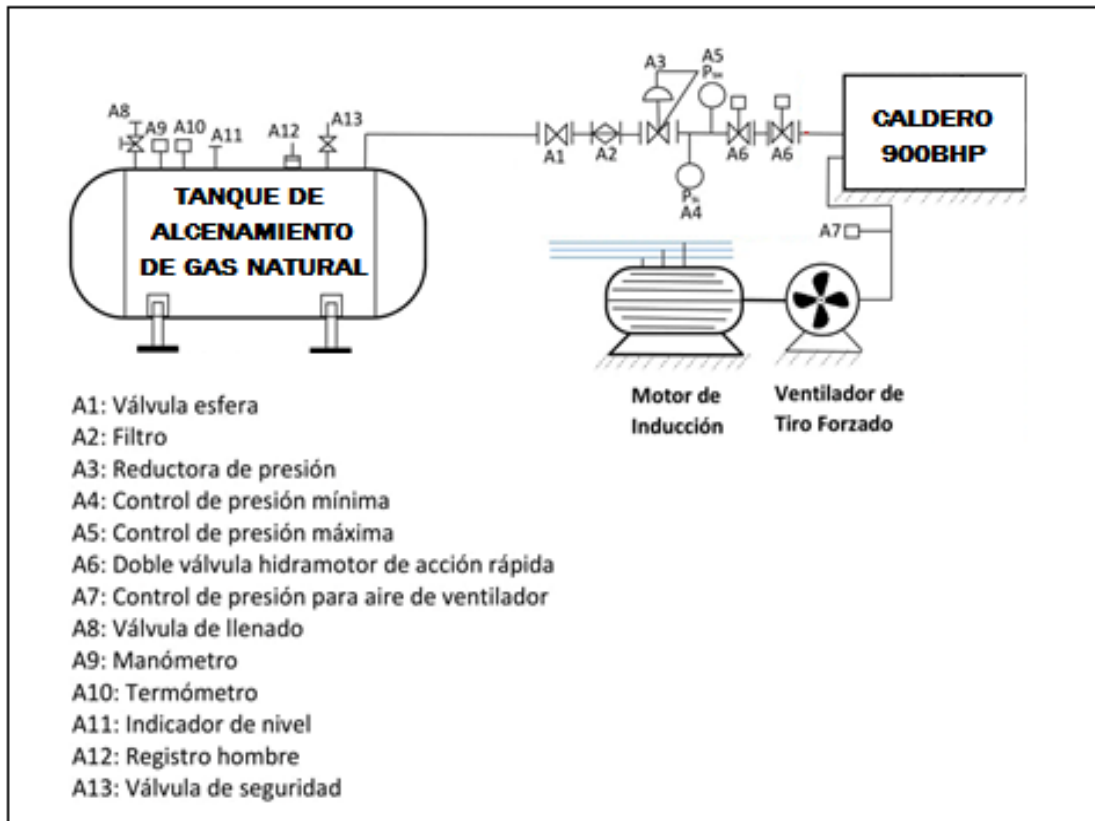


Figura 4: Implementación de sistema de consumo de gas natural para el caldero Johnston Boiler de 900BHP de la empresa CNC SAC.

3.2.1. Determinación del consumo de gas natural del caldero de 900BHP.

Para la evaluación del consumo másico de gas natural que consumiría el caldero pirotubular Johnston Boiler de 900BHP, procederemos:

3.2.1.1. Composición del gas natural en Perú.

El gas natural del Perú, está compuesto en mayor composición de metano. El Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería (Osinergmin), establece la siguiente composición para el gas natural, Anexo A.3:

Tabla 1: composición del gas natural en el Perú

Componente	Nomenclatura	Composición másica (%)
Metano	CH ₄	95.08
Etano	C ₂ H ₆	2.14
Propano	C ₃ H ₈	0.29
Butano	C ₄ H ₁₀	0.11
Pentano	C ₅ H ₁₂	0.04
Hexano	C ₆ H ₁₄	0.01
Nitrógeno	N ₂	1.94
Gas carbónico	CO ₂	0.39

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2017

3.2.1.2. Poder calorífico inferior del gas natural.

El poder calorífico inferior a través de la ecuación de Dulong para combustibles gaseosos, depende de la masa molar de cada hidrocarburo, participación másica y poder caloríficos inferiores del carbono e hidrogeno.

En la tabla 2, se evalúan los PCI de cada componente (Hidrocarburo, HC) para determinar el PCI del gas natural.

Tabla 2: PCI del gas natural

HC	M_{C_n} (Kg/Kmol)	M_{H_m} (Kg/Kmol)	$M_{C_nH_m}$ (Kg/mol)	$PCI_{C_nH_m}$ (KJ/Kg) Ecuación (24)	g_i	$PCI_{G.N}$ (KJ/Kg) Ecuación (23)
CH_4	12	4	16	54495.558	0.9508	51814.376
C_2H_6	24	6	30	50139.386	0.0214	1072.983
C_3H_8	36	8	44	48555.324	0.0029	140.810
C_4H_{10}	48	10	58	47735.981	0.0011	52.510
C_5H_{12}	60	12	72	47235.272	0.0004	18.894
C_6H_{14}	72	14	86	46897.584	0.0001	4.690
N_2	-	-	-	-	0.0194	-
CO_2	12	-	12	32714.7	0.0039	127.587
						53231.85

Para el análisis, se consideró: $PCI_C = 32714.7 \frac{KJ}{Kg}$; $PCI_H = 119838.13 \frac{KJ}{Kg}$

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2017

Por lo consiguiente, queda establecido que el PCI del gas natural de los yacimientos del Perú, es 53231.85 KJ/Kg.

3.2.1.3. Análisis de combustión con gas natural.

El objetivo es determinar la relación aire-combustible real con gas natural a la cual operara el caldero pirotubular. Para lo cual se debe determinar el número de Kmol de cada hidrocarburo en base a 100 Kg de combustible, tal como se detalla en la tabla 3.

Tabla 3: Evaluación del número de Kmol de cada hidrocarburo

HC	$M_{C_nH_m}$ (Kg/Kmol)	$g_i = m$ (Kg)	$n = \frac{m}{M_{C_nH_m}}$ (Kmol)
CH_4	16	95.08	5.9425
C_2H_6	30	2.14	0.0713
C_3H_8	44	0.29	0.0066
C_4H_{10}	58	0.11	0.0019
C_5H_{12}	72	0.04	0.0006

C_6H_{14}	86	0.01	0.0001
N_2	28	1.94	0.0693
CO_2	44	0.39	0.0089
		100	

3.2.1.3.1. Combustión completa.

Para análisis de combustión es necesario, definir la masa de gas natural, aire y gases residuales en función de sus números de moles y peso molecular.

- $m_{\text{Gas Natural}} = 5.9425CH_4 + 0.0713C_2H_6 + 0.0066C_3H_8 + 0.0019C_4H_{10} + 0.0006C_5H_{12} + 0.0001C_6H_{14} + 0.0693N_2 + 0.0089CO_2$
- $m_{\text{aire}} = \alpha * (O_2 + 3.76 N_2)$
- $m_{\text{gases evacuados}} = \beta CO_2 + \gamma H_2O + \varphi N_2$

Sustituyendo en la ecuación (25), el balance de masas:

$$\begin{aligned}
 &5.9425CH_4 + 0.0713C_2H_6 + 0.0066C_3H_8 + 0.0019C_4H_{10} + 0.0006C_5H_{12} \\
 &\quad + 0.0001C_6H_{14} + 0.0693N_2 + 0.0089CO_2 + \alpha * (O_2 + 3.76 N_2) \\
 &= \beta CO_2 + \gamma H_2O + \varphi N_2
 \end{aligned}$$

✓ Determinación del número de Kmol, del carbono (Balance de carbonos):

$$\begin{aligned}
 &5.9425 + 2 * 0.0713 + 3 * 0.0066 + 4 * 0.0019 + 5 * 0.0006 + 6 * 0.0001 + 0.0089 \\
 &= \beta
 \end{aligned}$$

$$\beta = 6.125 \text{ Kmol}$$

✓ Determinación del número de mol, del hidrogeno (Balance de hidrógenos):

$$\begin{aligned}
 &5.9425 * 4 + 6 * 0.0713 + 8 * 0.0066 + 10 * 0.0019 + 12 * 0.0006 + 14 * 0.0001 \\
 &= 2\gamma
 \end{aligned}$$

$$\gamma = 12.14 \text{ Kmol}$$

✓ Determinación del número de mol, del oxígeno (Balance de oxígenos):

$$2 * 0.0089 + 2\alpha = 2\beta + \gamma$$

$$\alpha = \frac{2\beta + \gamma - 2 * 0.0089}{2} = \frac{2 * 6.125 + 12.14 - 2 * 0.0089}{2} = 12.2 \text{ Kmol}$$

✓ Determinación del número de mol, del nitrógeno (Balance de nitrógenos):

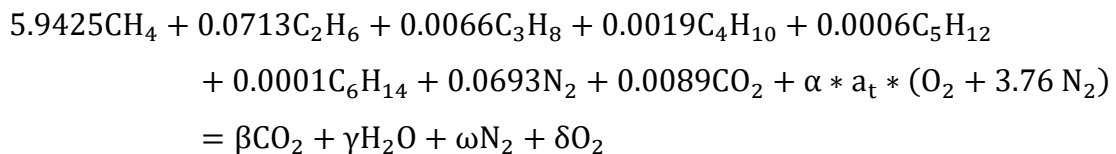
$$2 * 0.0693 + 2 * 3.76\alpha = 2\varphi$$

$$2 * 0.0693 + 2 * 3.76 * 12.2 = 2\varphi$$

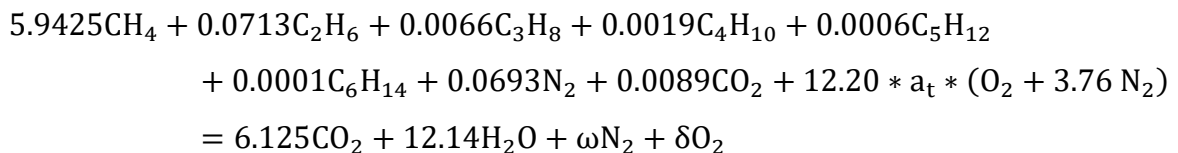
$$\varphi = 46 \text{ Kmol}$$

3.2.1.3.2. Combustión real e incompleta.

De la ecuación (26):

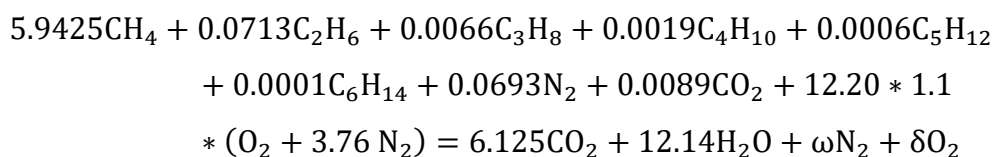


Donde, $\alpha, \beta \wedge \gamma$, se mantienen constantes



Para el gas natural, el exceso de aire varía entre un mínimo de 10% y un máximo de 40%, necesitamos evaluar el consumo de gas natural máximo que consumiría el caldero piro-tubular, por lo tanto se considerara el 10%, es decir el porcentaje de aire teórico (a_t), es 110%. Anexo A.4.

Tenemos:



✓ Balance de oxígenos:

$$2 * 0.0089 + 2 * 12.20 * 1.1 = 2 * 6.125 + 12.14 + 2\delta$$

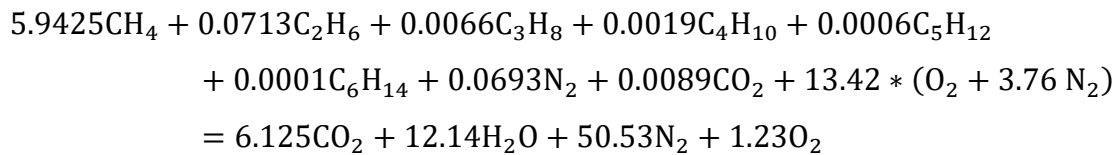
$$\delta = 1.23 \text{ Kmol}$$

✓ Balance de Nitrógenos:

$$2 * 0.0693 + 2 * 3.76 * 1.1 * 12.20 = 2\omega$$

$$\omega = 50.53 \text{ Kmol}$$

Finalmente, la ecuación real de combustión, sería:



3.2.1.3.3. Masas reales de la combustión.

De la ecuación real de combustión tenemos;

Masa de combustible:

$$\begin{aligned} m_{\text{Gas Natural}} &= 5.9425\text{CH}_4 + 0.0713\text{C}_2\text{H}_6 + 0.0066\text{C}_3\text{H}_8 + 0.0019\text{C}_4\text{H}_{10} \\ &+ 0.0006\text{C}_5\text{H}_{12} + 0.0001\text{C}_6\text{H}_{14} + 0.0693\text{N}_2 + 0.0089\text{CO}_2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_{\text{Gas Natural}} &= 5.9425 * 16 + 0.0713 * 30 + 0.0066 * 44 + 0.0019 * 58 + 0.0006 * 72 \\ &+ 0.0001 * 86 + 0.0693 * 28 + 0.0089 * 44 \end{aligned}$$

$$m_{\text{Gas Natural}} = 100 \text{ Kg}$$

Masa de aire:

$$m_{\text{aire}} = 13.42 * (\text{O}_2 + 3.76 \text{N}_2)$$

$$m_{\text{aire}} = 13.42 * (32 + 3.76 * 28)$$

$$m_{\text{aire}} = 1842.30 \text{ Kg}$$

Masa de gases residuales:

$$m_{GR} = 6.125CO_2 + 12.14H_2O + 50.53N_2 + 1.23O_2$$

$$m_{GR} = 6.125 * 44 + 12.14 * 18 + 50.53 * 28 + 1.23 * 32$$

$$m_{GR} = 1942.22 \text{ Kg}$$

3.2.1.3.4. Ratio de combustión.

De la ecuación (27), determinamos el ratio de combustión o relación aire combustible:

$$r_{(a/c)} = \frac{m_{aire}}{m_{Gas \text{ Natural}}}$$

$$r_{(a/c)} = \frac{1842.30 \text{ Kg aire}}{100 \text{ Kg GN}}$$

$$r_{(a/c)} = 18.42 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg comb.}}$$

3.2.1.4. Flujo másico de gas natural.

La caldera pirotubular con gas natural, debe trabajar a las mismas condiciones, referente al calor de combustión del petróleo industrial N°6.

La ecuación (21), calculamos el flujo másico de combustible de gas natural, donde el calor específico a presión constante del gas natural es $C_{pGN} = 8.57 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kmol} \cdot ^\circ\text{C}} = 2.134 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$, ($M_{GN} = \sum M_{C_nH_m} * g_i = 16.8 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$). Anexo A.3. Y la temperatura del gas natural 15°C. Anexo A.5.

$$11895\text{KW} = ((1 + 18.42)\dot{m}_c * 1.007 * 20) + \dot{m}_c(53231.85 + 15 * 2.134)$$

$$\dot{m}_c = 0.2217 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 798.12 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

3.2.2. Diseño del tanque de almacenamiento de gas natural y accesorios de seguridad.

El diseño del tanque de almacenamiento de gas natural, se basada en la metodología de cálculo del Código ASME Sección VIII Div. 1; mediante el siguiente procedimiento:

3.2.2.1. Determinación de la masa de gas natural.

Es la masa contenida en el tanque cilíndrico horizontal, para almacenar gas natural en fase líquida, es decir GNL (Gas Natural Licuado).

El tanque de gas natural, se diseñará para un servicio de 3 días (66 horas), por lo tanto, la masa contenida en el recipiente, sería:

De la ecuación (69):

$$m_{GN} = 798.12 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 66 \frac{\text{h}}{\text{día}} = 52676 \frac{\text{Kg}}{\text{día}}$$

3.2.2.2. Densidad del gas natural licuado.

Tabla 4: Densidad del GNL

Fase	HC	Densidad unitaria, $\rho_i \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	Participación másica, g_i	Densidad del GNL, ρ_{GNL} Ecuación (70)
Líquido	C ₁ H ₄	422.36	0.9508	401.58
Líquido	C ₂ H ₆	543.83	0.0214	11.64
Líquido	C ₃ H ₈	580.88	0.0029	1.68
Líquido	C ₄ H ₁₀	601.26	0.0011	0.661
Líquido	C ₅ H ₁₂	630	0.0004	0.252
Líquido	C ₆ H ₁₄	654.8	0.0001	0.0655
Líquido	N ₂	806.11	0.0194	15.64
Líquido	CO ₂	1256.74	0.0039	4.901
				436.42

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2017

3.2.2.3. Volumen de gas natural contenido en el tanque cilíndrico.

La masa del gas natural en estado líquido (GNL) y en estado gaseoso (GNC) es la misma. Por lo tanto:

De la ecuación (71):

$$V_{GN} = \frac{52676 \frac{\text{Kg}}{\text{día}}}{436.42 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 120.7 \frac{\text{m}^3}{\text{día}}$$

3.2.2.4. Volumen máximo.

Los tanques de almacenamiento de gas natural, por lo general se diseñan con un 20% adicional a su capacidad máxima.

De la ecuación (72)

$$(V_{GNL})_{\text{máx}} = 120.7 \text{ m}^3 * 1.2 = 144.84 \text{ m}^3 = 5115 \text{ pie}^3$$

3.2.2.5. Condiciones de operación del tanque cilíndrico horizontal.

Las condiciones de operación del tanque cilindro horizontal a GNL, se regirá según lo expuesto en la Sección VIII – División 1 del código ASME:

- ✓ Presión y Temperatura de almacenamiento: Norma Técnica peruana: NTP-111.013
 - Presión = 14.5 psi (1 bar abs.)
 - Temperatura = - 162° C (- 259.6 °F)
- ✓ Margen de corrosión: 0.125 pulg (3.175mm)
- ✓ Velocidad de corrosión: 5 milésimas de pulg/año
- ✓ Vida operativa del recipiente a gas natural, ecuación (73):

$$\text{Vida operativa} = \frac{0.125 \text{ pulg}}{0.005 \frac{\text{pulg}}{\text{año}}} = 25 \text{ años}$$

- ✓ Material del tanque: Acero al carbón SA-285 Grado C (Material recomendado para tanques a gas natural-ASME), con un esfuerzo admisible de 13.8Kpsi, (Anexo A.6).

- ✓ Eficiencia de soldadura: Los tipos de uniones, serán soldados a tope unida con soldadura por ambos lados, con una eficiencia del 85%, (Anexo A.6).

3.2.2.6. Presión de diseño.

Basada en la presión de operación $P_o = 14.5$ psi:

De la ecuación (74):

$$P = 14.5 + 30 = 44.5 \text{ psi}$$

3.2.2.7. Dimensionamiento óptimo del recipiente.

Para determinar el diámetro óptimo, primero se determina el factor “F” de medidas adecuadas en el recipiente a presión:

De la ecuación (75):

$$F = \frac{P}{C * S * E}$$
$$F = \frac{44.5}{0.125 * 13.8 * 10^3 * 0.85} = 0.030 \text{ pulg}^{-1}$$

De la figura 5, intersectamos el valor de 0.030 pulg^{-1} y 5115 pie^3 , obteniendo el diámetro interior del tanque:

$$D_{\text{int}} = 12 \text{ pies} = 144 \text{ pulg} = 3.6576 \text{ m}$$

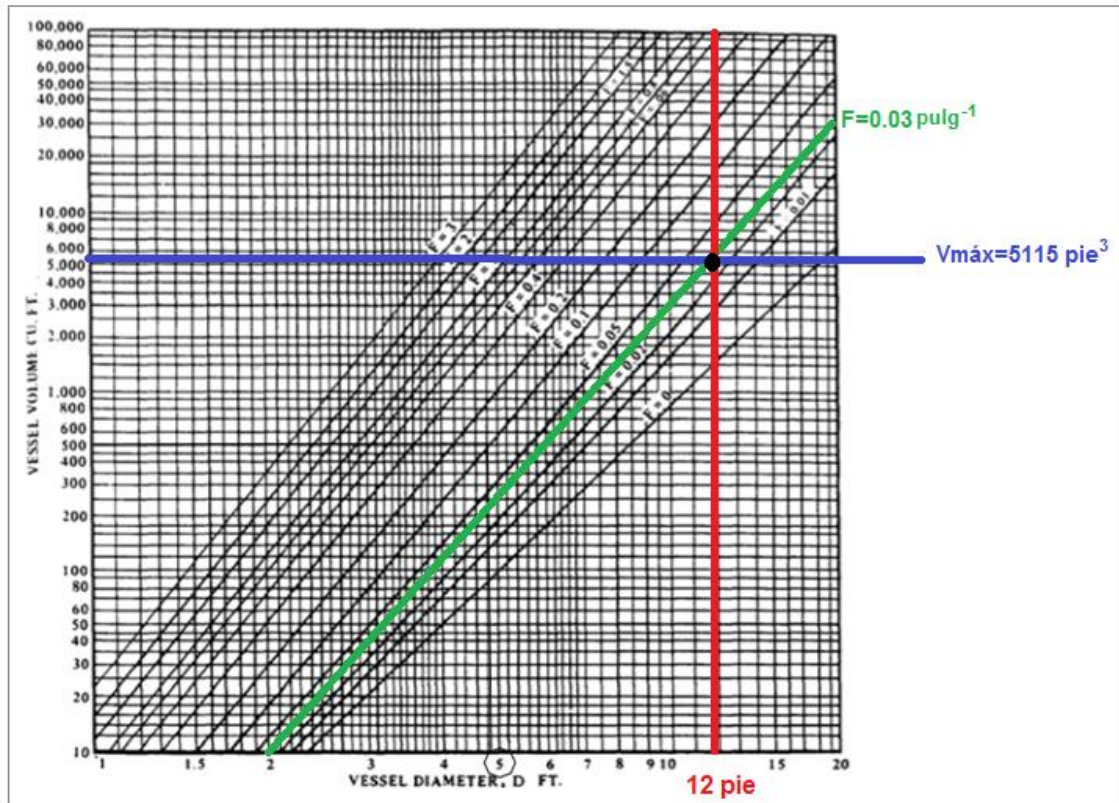


Figura 5: medidas óptimas del diámetro interior del recipiente

3.2.2.8. Longitud del tanque.

Ya obtenido el diámetro interno óptimo, se procede a determinar el valor de la longitud del recipiente:

De la ecuación (76):

$$L = \frac{4 * 5115 \text{ pie}^3}{\pi * (12 \text{ pie})^2} - \frac{12 \text{ pie}}{3}$$

$$L = 41.23 \text{ pie} = 494.76 \text{ pulg} = 12.57 \text{ m}$$

3.2.2.9. Cálculo del espesor del cuerpo y tapas por presión interna.

Para un recipiente cilíndrico horizontal por presión interna, es necesario realizar independientemente el cálculo del espesor del cuerpo y las tapas.

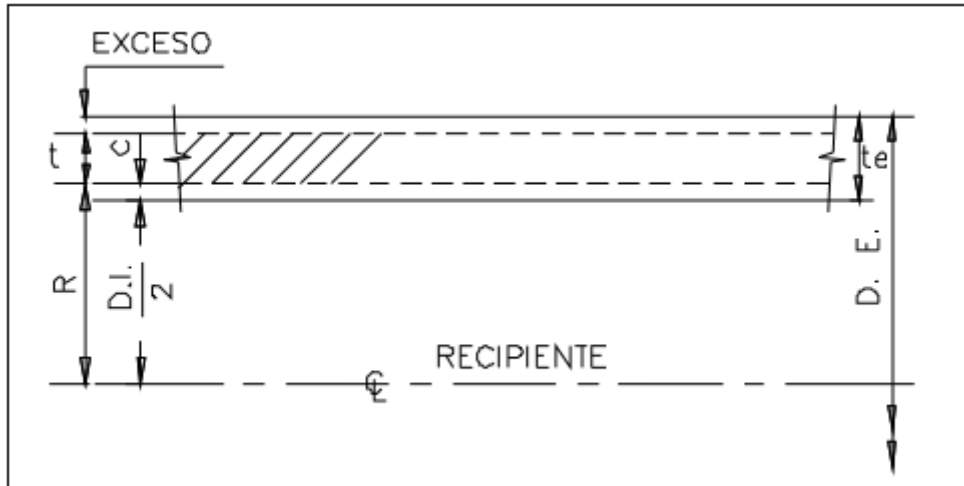


Figura 6: Espesor de pared del cuerpo.

De la ecuación (77), tenemos:

$$t = \frac{P * R_{int}}{S * E - 0.6 P}$$

Reemplazando:

$$t = \frac{0.0445 * 72}{13.8 * 0.85 - 0.6 * 0.0445} = 0.274 \text{ pulg}$$

En la ecuación (78), al valor obtenido, se le suma el margen de corrosión y el valor obtenido se aproxima a valores comerciales (Anexo A.6), es decir:

$$t_e = 0.274 + 2 * 0.125 = 0.524 \text{ pulg} \approx \frac{5}{8} \text{ pulg}$$

3.2.2.10. Cálculo del espesor de pared de las tapas semielípticas.



Figura 7: Cabezales del recipiente a GNL

De la ecuación (79), tenemos:

$$t = \frac{0.0445 * 72}{(13.8 * 0.85 - 0.1 * 0.0445)} = 0.273 \text{ pulg}$$

En la ecuación (78), al valor obtenido, se le suma el margen de corrosión y el valor obtenido se aproxima a valores comerciales (Anexo A.6), es decir:

$$t_e = 0.273 + 2 * 0.125 = 0.523 \text{ pulg} \approx \frac{5}{8} \text{ pulg}$$

3.2.2.11. Calculamos las alturas.

De las ecuaciones (80) y (81):

$$h_{\text{int}} = \frac{144 \text{ pulg}}{4} = 36 \text{ pulg}$$

$$h_{\text{ext}} = 36 + \frac{5}{8} = 36.625 \text{ pulg}$$

3.2.2.12. Diámetro exterior del tanque de GNL.

$$D_{\text{ext}} = D_{\text{int}} + 2 * t_e = 144 + 2 * \frac{5}{8} = 145.25 \text{ pulg}$$

En la figura 8, se muestran las principales dimensiones del tanque de GNL

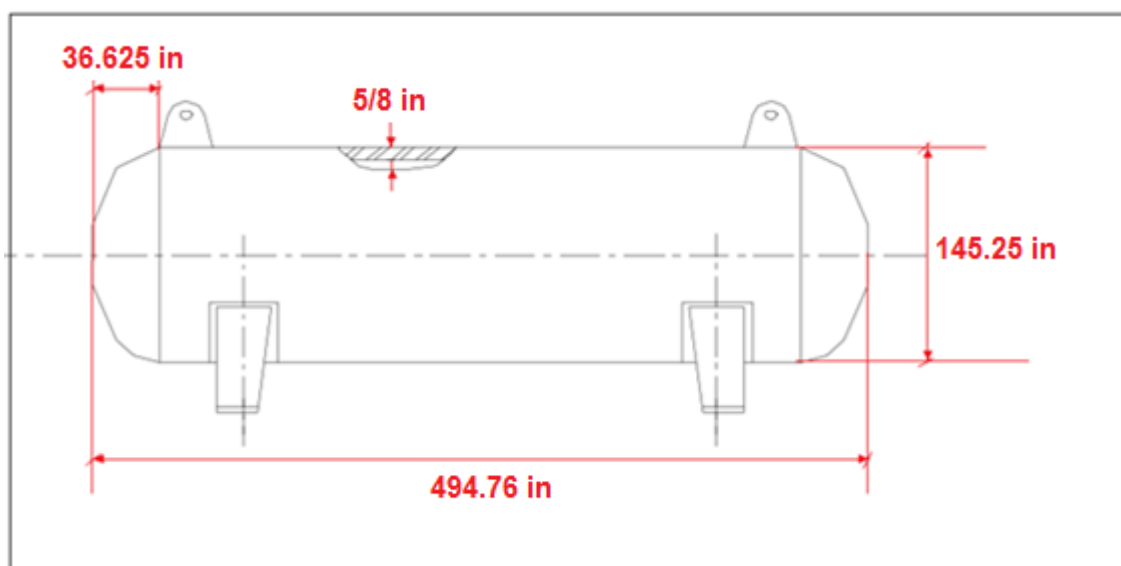


Figura 8: Dimensiones del tanque a GNL

3.2.3. Selección del quemador.

La selección del quemador, depende del calor total de combustión 11895 KW y para evitar sobrecargas, lo aumentaremos al 25% adicional de su carga, es decir con un factor de servicio de 1.25. Por lo consiguiente la potencia calorífica del quemador sería:

$$\dot{Q}_{\text{quemador}} = 11895 \text{ KW} * 1.25 = 14868.75 \text{ KW}$$

Del catálogo de quemadores duales BALTUR, seleccionamos el quemador GI MIST 1000 DSPGM CE 60HZ, el cual tiene una potencia nominal de 15500 KW. Ver Anexo A.7.

3.3. IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR.

3.3.1. Sistema de recuperación de vapor flash.

Una vez determinado el flujo másico de purgas 0.741 Kg/s (2667.6 Kg/h), el porcentaje de recuperación de vapor flash 14.70% y el flujo másico de vapor flash 0.11 Kg/s (396 Kg/h), se debe seleccionar el adecuado tanque de revaporizado.

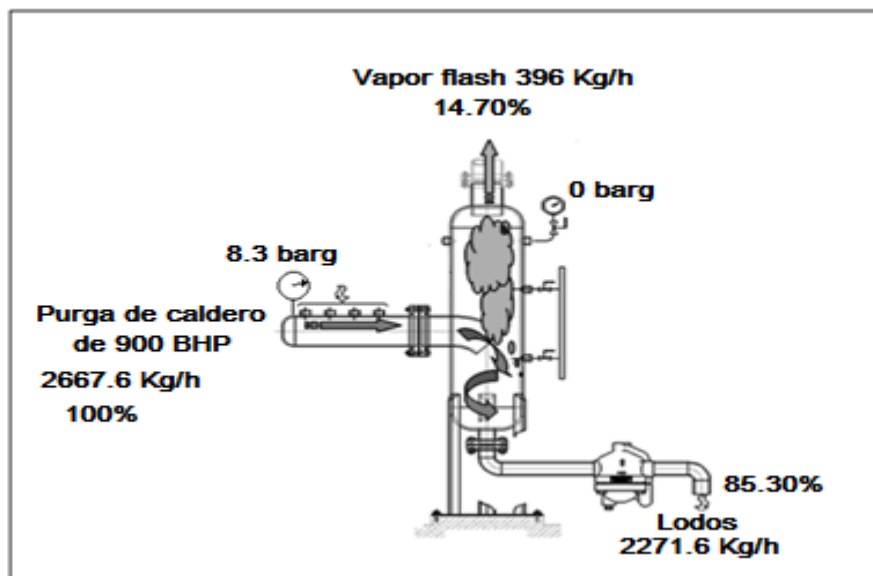


Figura 9: Parámetros de operación del tanque de revaporizado

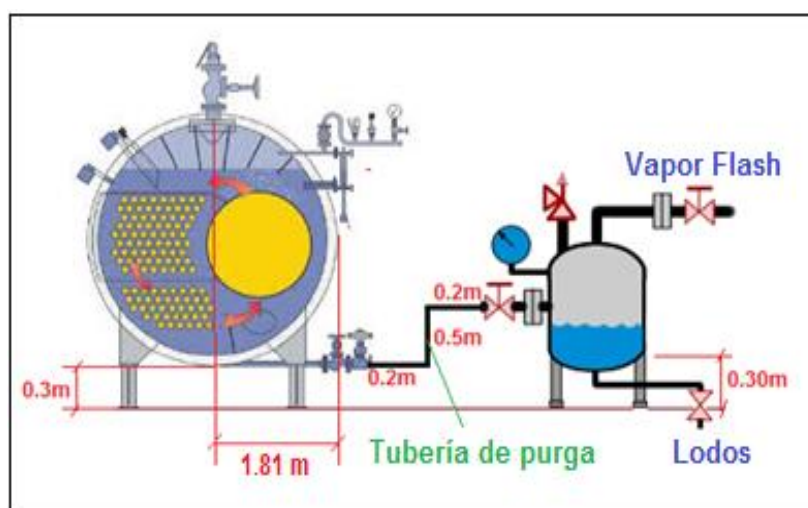


Figura 10: Implementación de tanque de revaporizado con caldera de 900BHP

Del proveedor Spirax Sarco, seleccionaremos el tipo de tanque de revaporizado, teniendo en cuenta 3 datos: presión manométrica de las purgas o caldera, flujo de purgas y presión manométrica de revaporizado, según la figura 11, el tipo de tanque revaporizado para la caldera pirotubular Johnston de 900BHP será de tipo FV12.

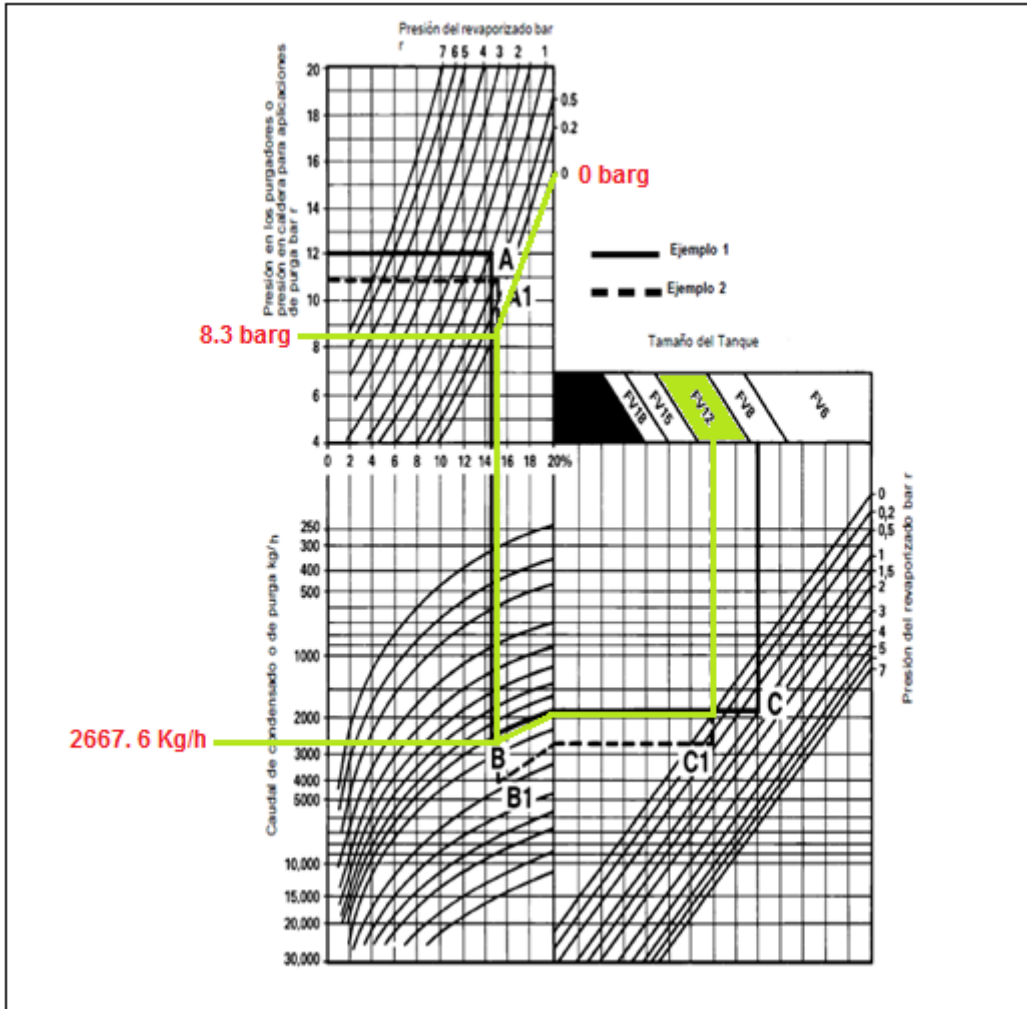


Figura 11: Selección de tanque de revaporizado

Fuente: Spirax Sarco, 2017.

El tanque de revaporizado tendrá un diámetro de 305 mm y una altura de 1340 mm, con un peso de 191 Kg, tal como se detalla en la figura 12.

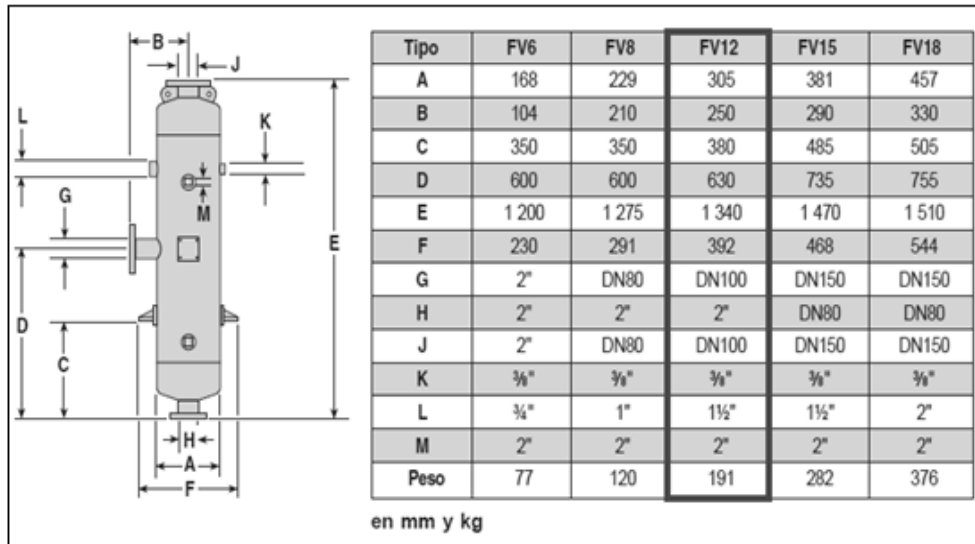


Figura 12: Características del tanque de revaporizado

Fuente: Spirax Sarco, 2017.

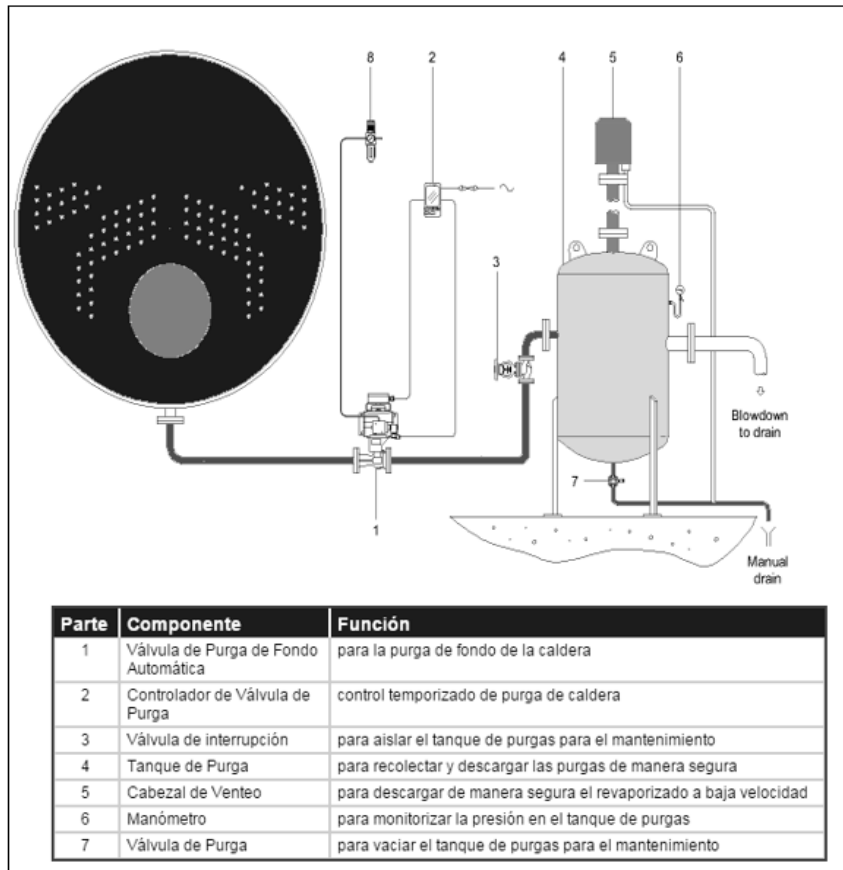


Figura 13: Instrumentación del tanque de revaporizado

Fuente: Spirax Sarco, 2017.

Spirax Sarco proporciona la adecuada instrumentación, según el tipo de tanque de revaporizado, para el caso de tanque tipo FV12 se muestra en la tabla 5.

Tabla 5: Instrumentación del tanque FV12

	FVS6/		FVS8/		FVS12/		FVS15/		FVS18/	
Tanque de revaporizado	FV6 (BSP)		FV8 (BSP/PN16)		FV12 (BSP/PN16)		FV15 (BSP/PN16)		FV18 (BSP/PN16)	
Conjunto para manómetro	Incluye: Manóm. 4" 0-4 bar r, sifón-U y grifo purga		Incluye: Manóm. 4" 0-4 bar r, sifón-U y grifo purga		Incluye: Manómetro 4" 0-4 bar r, sifón-U y grifo purga		Incluye: Manómetro 4" 0-4 bar r, sifón-U y grifo purga		Incluye: Manómetro 4" 0-4 bar r, sifón-U y grifo purga	
Válvula de seguridad	SV615AS ½" rosca BSP* tarada a 2 bar r		SV615AS ¾" rosca BSP* tarada a 2 bar r		SV615AS 1" rosca BSP* tarada a 2 bar r		SV615AS 1¼" rosca BSP* tarada a 2 bar r		SV615AS 1½" rosca BSP* tarada a 2 bar r	
Rompedor de vacío	VB14 ½" rosca BSP		VB14 ½" rosca BSP		VB14 ½" rosca BSP		VB14 ½" rosca BSP		VB14 ½" rosca BSP	
Distribuidor de vapor	SD40 1½" rosca BSP		SD50 2" rosca BSP		SD80 3" rosca BSP		SD100 DN100 brida PN16		SD150 DN150 bridas PN16	
Válvula de descarga del tanque de revaporizado	Válvula de esfera (no-venteada) Spirax-Monnier 2" rosca BSP		Válvula de esfera (no-venteada) Spirax-Monnier 2" rosca BSP		Válvula de esfera (no-venteada) Spirax-Monnier 2" rosca BSP		Válvula de esfera (no-venteada) Spirax-Monnier 2" rosca BSP		Válvula de esfera (no-venteada) Spirax-Monnier 2" rosca BSP	
Purgador(es) FT14- 4.5	1" BSP	1½" BSP	1½" BSP	2" BSP	1½" BSP	2" BSP	2" BSP	2" BSP x 2	2" BSP	2" BSP x 2

Fuente: Spirax Sarco, 2017.

3.3.2. Implementación de intercambiador de calor para el calentamiento de aire por vapor flash.

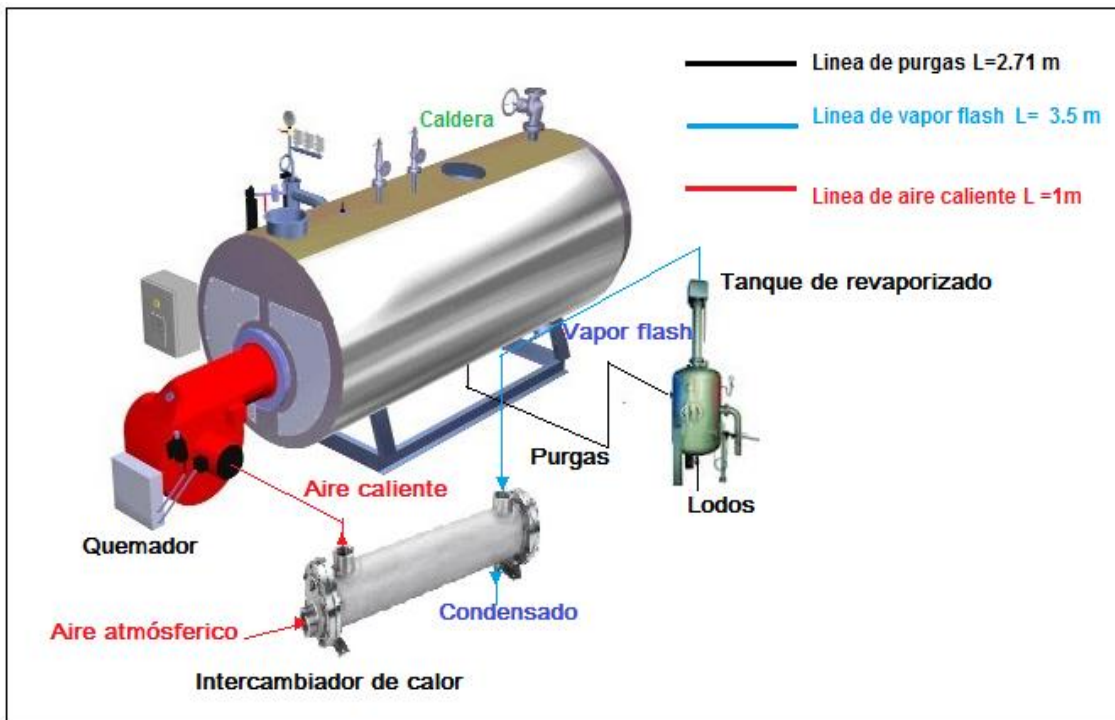


Figura 14: Implementación de I.C por aire y vapor flash

3.3.2.1. Temperatura de aire caliente.

Para el diseño del intercambiador de calor, es necesario primero determinar la temperatura alcanzada del aire por medio del vapor flash.

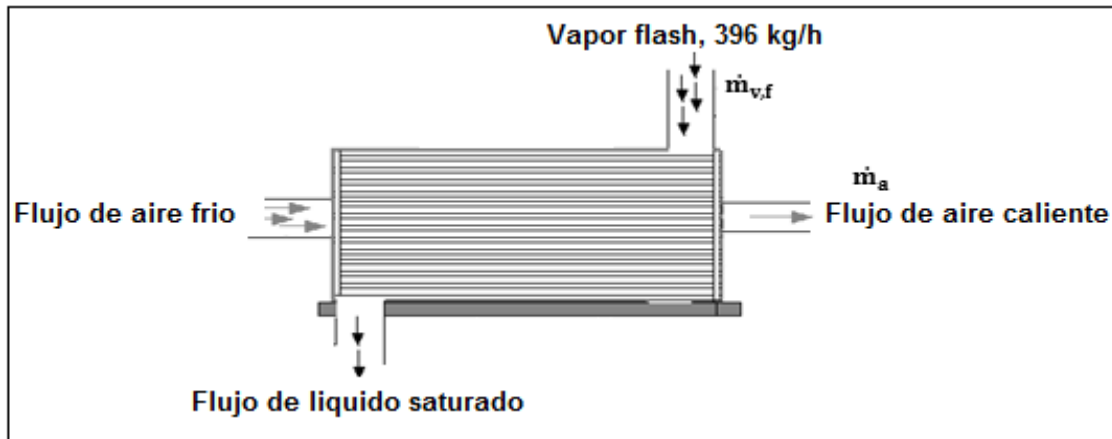


Figura 15: Intercambiador de calor para el calentamiento de aire por vapor flash

- Evaluación del flujo másico de aire: La caldera pirotubular de 900BHP, trabajara con gas natural, con un ratio de 18.42 y un consumo de gas natural de 0.2217 Kg/s. Reemplazando en la ecuación (28):

$$\dot{m}_a = 18.42 * 0.2217 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 4.084 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

- Balance de masa y energía: realizando un balance de masa y energía al intercambiador de calor de aire por vapor flash, utilizando las ecuaciones (1) y (2), podemos deducir la siguiente formulación de la entalpia del aire caliente:

$$h_{a_o} = \frac{\dot{m}_{v.f} * (h_g - h_f)}{\dot{m}_{\text{aire}}} + h_{a_i}$$

Donde el vapor flash o vivo, tiene una presión de 1bar absoluto y una temperatura de 99.63°C, para lo cual la entalpia de líquido es 417.5 KJ/Kg y la entalpia de vapor 2675.5 KJ/Kg, con una entalpia del aire frío de 20.14 KJ/Kg. Con los datos establecidos, la entalpia del aire caliente:

$$h_{a_o} = \frac{0.11 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * \left(2675.5 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 417.5 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right)}{4.084 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}} + 20.14 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 80.96 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Por lo consiguiente, la temperatura del aire caliente, sería:

$$T_{a_o} = \frac{80.96 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}}{1.007 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}} = 80.40^\circ\text{C}$$

3.3.2.2. Diseño del intercambiador de calor de aire por vapor flash.

3.3.2.2.1. Coeficiente de transferencia de calor interno (aire).

a). Temperatura media del aire:

$$(T_m)_a = \frac{20^\circ\text{C} + 80.40^\circ\text{C}}{2} = 50.20^\circ\text{C}$$

b). Propiedades termofísicas del aire: Se evalúan las propiedades termofísicas necesarias del aire a la temperatura media. Anexo A.8.

Tabla 6: Propiedades termofísicas del aire

Parámetro físico	Densidad	Viscosidad cinemática	Conductividad térmica	Número de Prandtl
Valor	1.09	$1.80 * 10^{-5}$	0.027	0.722
Unidad	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$	Adimensional
Símbolo	ρ_a	γ_a	K_a	Pr_a

c). Número de tubos en el intercambiador: Arreglo cuadrado

$$N_t = 25 * 25 = 625$$

d). Flujo másico de aire por cada tubo: Ecuación (40):

$$\dot{m}_{u,t} = \frac{4.084 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{625} = 0.0065 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

e). Diámetro interior de los tubos: considerando una velocidad del aire de 10 m/s.

Anexo A.9. Ecuación (39):

$$S = \frac{0.0065 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{1.09 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 6 * 10^{-4} \text{m}^2$$

Por lo tanto; Ecuación (41):

$$d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4 * 6 * 10^{-4} \text{m}^2}{\pi}} = 0.0276 \text{ m} = 27.6 \text{ mm}$$

- Normalizando el diámetro del diámetro de la tubería:

Material: Las tuberías de aire están sometidas a una presión de 1bar, por lo consiguiente el material más adecuado de acuerdo a la industrial, sería: ASTM A-53 grado A al Sí, el cual tiene una presión de prueba de 49.20 bar, según la dimensión del diámetro de la tubería. Anexo A.10

Número de cédula: Para un factor de servicio, recomendado de 1.75. Ecuación (42)

$$\text{SHC} = \frac{1000 * 1\text{bar}}{49.20 \text{ bar}} * 1.75 = 35.57 \approx 40$$

Dimensiones de la tubería: Las dimensiones normalizadas de las tuberías para el transporte de aire en el I.C. Anexo A.10, serían:

$$D_n = 1 \text{ pulg} \left\{ \begin{array}{l} d_{\text{ext}} = 33.40 \text{ mm} \\ t = 3.38 \text{ mm} \\ d_{\text{int}} = 26.64 \text{ mm} \\ S = 5.57 * 10^{-4} \text{ m}^2 \end{array} \right.$$

Vida estimada máxima de la tubería: El Código ASME Sección VIII Div. 1, establece que la velocidad de corrosión del acero es 0.127 mm/año (0.005 in/año). Ecuación (73):

$$t_{\text{vida}} = \frac{3.38 \text{ mm}}{0.127 \frac{\text{mm}}{\text{año}}} = 27 \text{ años}$$

Recalculando la velocidad del aire en los tubos del intercambiador de calor.
Ecuación (39):

$$V_a = \frac{0.0065 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{1.09 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 5.57 * 10^{-4} \text{ m}^2} = 10.71 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

f). Número de Reynolds. Ecuación (38):

$$Re_a = \frac{10.71 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.02664 \text{ m}}{1.80 * 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 15850.8$$

g). Número de Nusselt. Ecuación (35):

$$Nu_a = 0.0263 * 15850.8^{0.8} * 0.722^{0.4} = 53$$

El coeficiente de convección interno sería, Ecuación (34):

$$h_{\text{int}} = \frac{53 * 0.027 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}}{0.02664 \text{ m}} = 54 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

3.3.2.2.2. Coeficiente de transferencia de calor externo (Vapor flash).

a). Propiedades termo físicas del vapor flash:

El vapor flash en el intercambiador de calor se encuentra a una presión de 1bar @ y 99.6316°C en estado de vapor saturado seco, y las propiedades termofísicas del vapor se muestran en la tabla 7. Anexo A.11

Tabla 7: Propiedades termofísicas del vapor flash

Parámetro físico	Densidad Vapor	Densidad Liquido	Viscosidad Dinámica Liquido	Viscosidad Cinemática Liquido $\nu_1 = \mu_1/\rho_1$	Conductividad térmica liquido	Número de Prandtl liquido
Valor	0.59	958.632	282.914	0.295	0.679	1.756
Unidad	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\mu\text{Pa.s}$	$\mu \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$	Adim.
Símbolo	ρ_g	ρ_l	μ_l	ν_l	K_l	Pr_l

b) Dimensiones de la carcasa del intercambiador de calor:

El intercambiador de calor está compuesto por 25 tubos laterales y 25 tubos transversales y se diseñarán con una separación de 38.40 mm entre tubo y tubo, obteniendo una luz de 5mm.

- Diámetro interior. Ecuación (47):

$$D_{int} = \sqrt{[(25 - 1) * 38.40]^2 + [(25 - 1) * 38.40]^2} + 2 * 38.40 = 1380.14 \text{ mm}$$

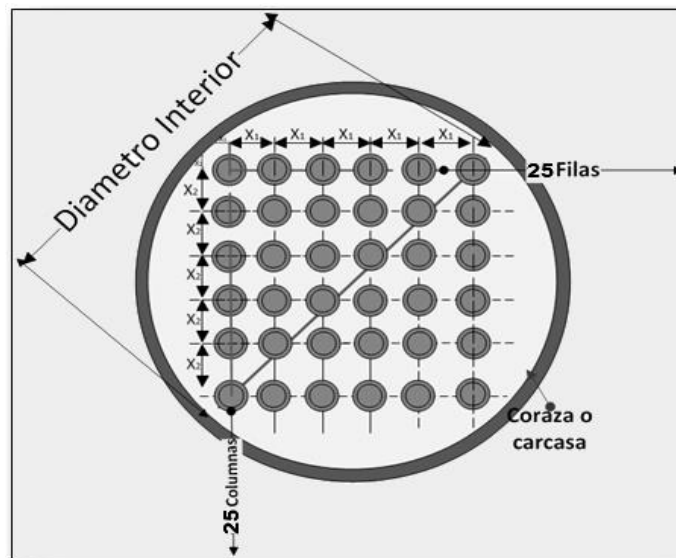


Figura 16: I.C de aire por vapor flash en arreglo cuadrado

- Diámetro exterior: En el diseño de la carcasa del intercambiado de calor, se impondrá un espesor de 1/8 in para obtener una vida estimada máxima de 25 años, ya que la velocidad de corrosión del acero al carbono es de 0.005 in/año, es decir:

Ecuación (73):

$$t_{vida} = \frac{e}{v_c} = \frac{\frac{1}{8} \text{ in}}{0.005 \frac{\text{in}}{\text{año}}} = 25 \text{ años}$$

Por lo consiguiente el diámetro exterior de la carcasa, sería:

$$D_{ext} = 1380.14 + 2 * \left(\frac{1}{8} * 25.40\right) = 1386.50 \text{ mm}$$

c) Área de circulación del vapor flash. Ecuación (49):

$$A_{v,f} = \frac{\pi * (1.38014)^2}{4} - 625 * \left(\frac{\pi * (0.03340\text{m})^2}{4} \right) = 0.9484\text{m}^2$$

d) Velocidad del vapor flash en el intercambiador de calor. Ecuación (48):

$$U_{v,f} = \frac{0.11 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.59 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.9484 \text{ m}^2} = 0.1966 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad del vapor flash, determinado está dentro del rango de diseño permitido; 0.05 a 0.6 m/s. Anexo A.9. Por lo consiguiente el valor es aceptado.

e) Diámetro hidráulico. Ecuación (46):

$$dh = \frac{(1.38014\text{m})^2 - 625 * (0.03340\text{m})^2}{1.38014\text{m} + 625 * 0.03340\text{m}} = 0.05426 \text{ m}$$

f) Número de Reynolds. Ecuación (45):

$$Re_{v,f} = \frac{U_{v,f} * dh}{\nu_l} = \frac{0.1966 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.05426 \text{ m}}{0.295 * 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 36161.10$$

g). Número de Nusselt. Ecuación (44):

$$Nu_{v,f} = 0.0263 * Re_{v,f}^{0.8} * Pr_l^{0.3} = 0.0263 * 36161.10^{0.8} * 1.756^{0.3} = 138$$

El coeficiente de convección externo. Ecuación (43):

$$h_{\text{ext}} = \frac{Nu_{v,f} * K_l}{d_{\text{ext}}} = \frac{138 * 0.679 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}}{0.03340 \text{ m}} = 2805.45 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

3.3.2.2.3. Coeficiente Global de transferencia calor.

Una vez obtenidos por separados los coeficientes de transferencia de calor interna y externa, se unificarán en el coeficiente global de transferencia de calor.

▪ $K_{\text{tubo}} = 52 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$, los tubos están sometidos a una temperatura de 99.6316°C y la clasificación A 53 grado A, tiene una composición inferior o igual al 0.25%C. Anexo A.12

▪ $R_{f,\text{externo}} = 0.0001 \frac{\text{m}^2\text{C}}{\text{W}}$, resistencia de ensuciamiento del vapor flash. Anexo A.13

▪ $R_{f,\text{interno}} = 0.001 \frac{\text{m}^2\text{C}}{\text{W}}$, resistencia de ensuciamiento del aire. Anexo A.13.

Ecuación (50):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{54} + \frac{3.38 * 10^{-3}}{52} + \frac{1}{2805.45} + 0.0001 + 0.001} = 50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

3.3.2.2.4. Variación de temperatura media logarítmica.

Se considera por diseño, intercambio de calor en contracorriente; tal como se detalla en la figura 17.

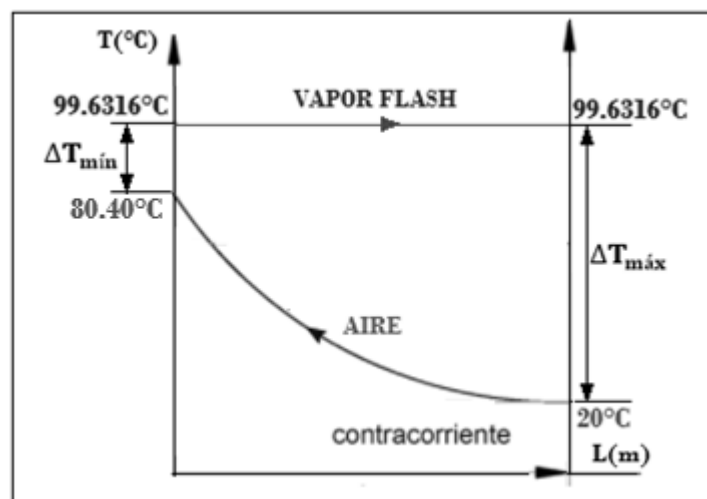


Figura 17. Variación de temperatura en contracorriente

Variación de temperatura máxima:

$$\Delta T_{\text{máx}} = 99.6316 - 20 = 79.63^{\circ}\text{C}$$

Variación de temperatura mínima:

$$\Delta T_{\text{mín}} = 99.6316 - 80.40 = 19.23^{\circ}\text{C}$$

Ecuación (51):

$$\Delta T_{\text{mL}} = \frac{79.63 - 19.23}{\ln\left(\frac{79.63}{19.23}\right)} = 42.51^{\circ}\text{C}$$

3.3.2.2.5. Calor útil.

El calor ganado por el aire de combustión. Ecuación (52):

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = 4.084 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 1.007 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}} * (80.40 - 20)^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = 248.40 \text{ KW}$$

3.3.2.2.6. Superficie de intercambio de calor total.

La superficie lateral de transferencia de calor para lograr la elevación de la temperatura calculada. Ecuación (53):

$$S_{\text{IC}} = \frac{248.40 \text{ KW} * 1000}{50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2^{\circ}\text{C}} * 42.51^{\circ}\text{C}} = 116.87 \text{ m}^2$$

3.3.2.2.7. Longitud del intercambiador de calor.

Finalmente, la longitud del intercambiador de calor. Ecuación (54):

$$L_t = \frac{116.87 \text{ m}^2}{\pi * 0.03340 \text{ m} * 625} = 1.78 \text{ m}$$

3.3.2.2.8. Flujo másico de combustible ahorrado por calentamiento del aire de combustión.

El calor útil ganado del aire, refleja un ahorro de combustible (gas natural) significativo para la caldera de 900 BHP, es decir:

$$\Delta\dot{m}_{\text{cble}} = \frac{\dot{Q}_{\text{util}}}{\left(\text{PCI} + h_c + R_{\text{aire}} * h_{a_0} \right)_{\text{cble}}} = \frac{248.40}{53231.85 + 15 * 2.134 + 18.42 * 80.96}$$

$$\Delta\dot{m}_{\text{cble}} = 4.54 * 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 16.34 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Tabla 8: Resultados del diseño del I.C de aire por vapor flash

DISEÑO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR AIRE Y VAPOR FLASH		
PARÁMETROS DEL DISEÑO	RESULTADO	UNIDAD
FLUJOS MÁSICOS DE LOS FLUIDOS		
Flujo másico de aire	4.0840	Kg aire/s
Flujo másico de vapor flash	0.11	Kg/s
DIMENSIONES DE LOS TUBOS ASTM A53		
Número de cédula	40	
Diámetro nominal	1	pulg
Diámetro interior normalizado	26.64	mm
Diámetro exterior normalizado	33.4	mm
Espesor de los tubos	3.38	mm
Número de tubos laterales	25	
Número de tubos transversales	25	
Número de tubos totales en el I.C	625	
VALORES DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR		
Coefficiente de convección interno	54.21	W/m²°C
Coefficiente de convección externo	2805.397	W/m²°C
Coefficiente global de transferencia de calor	50.08	W/m²°C
Media logarítmica	42.51	°C
Calor ganado por el aire	248.40	KW
DIMENSIONES DE LA CARCASA ASTM A53		
Diámetro interior de la carcasa	1.380	m
Diámetro exterior del I.C	1.386	m
Espesor normalizado	1/8	pulg
Vida estimada del I.C	25	Años
Longitud	1.78	m

3.3.3. Implementación de intercambiador de calor para el calentamiento de agua por gases residuales.

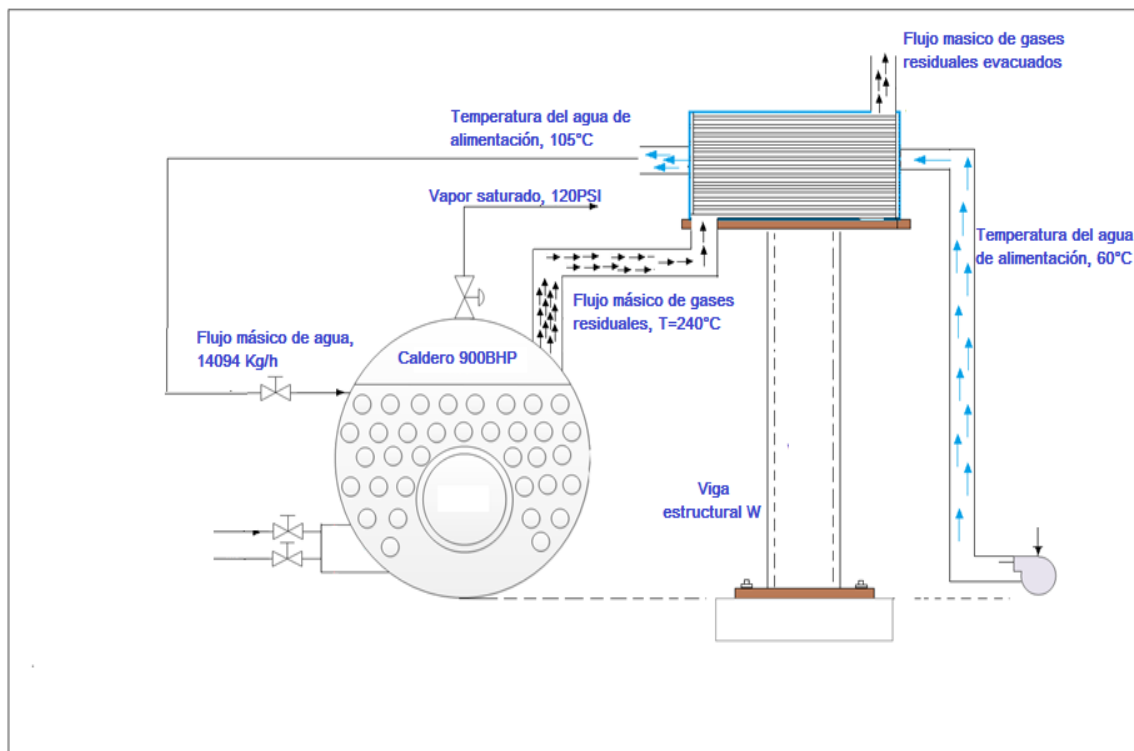


Figura 18: Implementación de I.C por aire y vapor flash

3.3.3.1. Temperatura de los gases residuales.

La caldera pirotubular de 900BHP, trabajara con gas natural, con un ratio de 18.42 y un consumo de gas natural de 0.2217 Kg/s. Reemplazando en la ecuación (29):

$$\dot{m}_{GR} = (18.42 + 1) * 0.2217 \frac{Kg}{s} = 4.3054 \frac{Kg}{s}$$

- Balance de masa y energía: realizando un balance de masa y energía al intercambiador de calor de agua por gases residuales, utilizando las ecuaciones

(1) y (2), podemos deducir la siguiente formulación de la entalpia de salida de los gases en el intercambiador de calor:

$$h_{G.R_o} = h_{G.R_i} - \frac{(h_{a_{g_o}} - h_{a_{g_i}}) * \dot{m}_{a_{g_u}}}{\dot{m}_{G.R}}$$

Donde el gas residual evacua la caldera a la temperatura de 240°C, para lo cual la entalpia es 265.68 KJ/Kg, con una entalpia del agua fría de 251.1 KJ/Kg, entalpia del agua caliente 440.2 KJ/Kg, un flujo másico de agua 3.915 Kg/s y un flujo másico de gases residuales 4.3054 Kg/s. Con los datos establecidos, la entalpia del gas residual al evacuar el I.C, será:

$$h_{G.R_o} = 265.68 \frac{KJ}{Kg} - \frac{\left(440.2 \frac{KJ}{Kg} - 251.1 \frac{KJ}{Kg}\right) * 3.915 \frac{Kg}{s}}{4.3054 \frac{Kg}{s}} = 93.73 \frac{KJ}{Kg}$$

Por lo consiguiente, la temperatura del gas residual evacuado del I.C, seria:

$$T_{a_{g_o}} = \frac{93.73 \frac{KJ}{Kg}}{1.05 \frac{KJ}{Kg^{\circ}C}} = 90^{\circ}C$$

3.3.3.2. Diseño del intercambiador de calor de agua de alimentación por gases residuales.

3.3.3.2.1. Coeficiente de transferencia de calor interno (agua).

a). Temperatura media del agua de alimentación:

$$(T_m)_{ag} = \frac{T_{a_{g_o}} + T_{a_{g_i}}}{2} = \frac{60^{\circ}C + 105^{\circ}C}{2} = 82.50^{\circ}C$$

b). Propiedades termofísicas del agua de alimentación:

Se determinan las propiedades termofísicas del agua de alimentación. Anexo A.14.

Tabla 9: Propiedades termofísicas del agua de alimentación

Parámetro físico	Densidad	Viscosidad cinemática	Conductividad térmica	Número de Prandtl
Valor	970.50	$3.46 * 10^{-7}$	0.666	2.187
Unidad	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$	Adimensional
Símbolo	ρ_{ag}	γ_{ag}	K_{ag}	Pr_{ag}

c). Número de tubos en el intercambiador: para un arreglo cuadrado

$$N_t = 18 * 18 = 324$$

d). Flujo másico de agua por cada tubo. Ecuación (40):

$$\dot{m}_{u,t} = \frac{\dot{m}_{\text{ag}}}{N_t} = \frac{3.915 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{324} = 0.01208 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

e). Diámetro interior de los tubos:

Para una velocidad promedio del agua de 0.1 m/s. Anexo A.9. Ecuación (39):

$$S = \frac{0.01208 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{970.50 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.1 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 1.2447 * 10^{-4} \text{m}^2$$

Ecuación (41):

$$d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4 * 1.2447 * 10^{-4} \text{m}^2}{\pi}} = 0.0126 \text{ m} = 12.6 \text{ mm}$$

- Normalizando el diámetro del diámetro de la tubería:

- ✓ Material: La bomba de agua centrifuga entrega el agua de alimentación a las calderas a una presión de 15 Psi (1.1 bar @), por lo consiguiente el material más aceptable seria: ASTM A-53 grado A al Sí, el cual tiene una presión de prueba de 49.2 bar, según la dimensión del diámetro de la tubería. Anexo A.15

- ✓ Número de cédula: Para un factor de servicio, recomendado de 1.75. Ecuación (42):

$$SHC = \frac{1000 * 1.034 \text{ bar}}{49.2 \text{ bar}} * 1.75 = 36.80 \approx 40$$

- ✓ Dimensiones de la tubería: Las dimensiones normalizadas de las tuberías para el transporte de agua en el I.C. Anexo A.15, serian:

$$Dn = 1/2 \text{ pulg} \left\{ \begin{array}{l} d_{\text{ext}} = 21.3 \text{ mm} \\ t = 2.77 \text{ mm} \\ d_{\text{int}} = 15.76 \text{ mm} \\ S = 1.95 * 10^{-4} \text{ m}^2 \end{array} \right.$$

- ✓ Vida estimada máxima de la tubería: El Código ASME Sección VIII Div. 1, establece que la velocidad de corrosión del acero es 0.127 mm/año (0.005 in/año). Ecuación (73):

$$t_{\text{vida}} = \frac{2.77 \text{ mm}}{0.127 \frac{\text{mm}}{\text{año}}} = 22 \text{ años}$$

Recalculando la velocidad del agua en los tubos del intercambiador de calor. Ecuación (39):

$$V_{\text{ag}} = \frac{0.01208 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{970.50 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1.95 * 10^{-4} \text{ m}^2} = 0.0638 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Cabe señalar, que la velocidad del agua varía entre los valores de 0.05 a 0.6 m/s, indicando que la velocidad determinada está dentro del rango.

- f). Número de Reynolds. Ecuación (38):

$$Re_{\text{ag}} = \frac{0.0638 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.01576 \text{ m}}{3.46 * 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 2906.035$$

Se debe saber, que cuando el número adimensional de Reynolds supera el valor de 4000, se considera Turbulento.

g). Número de Nusselt:

Cuando el número de Reynolds es inferior a 10^4 la ecuación de Dittus Boelter deja de ser precisa, por lo tanto, se debe utilizar la ecuación de Gnielinski para valores de Reynolds que van desde $1 * 10^3$ hasta $5 * 10^6$, basado en el siguiente procedimiento:

- Factor de fricción. Ecuación (37):

$$f = (0.79 * \ln(2906.035) - 1.64)^{-2} = 0.046$$

Ecuación (36):

$$Nu_{ag} = \frac{\left(\frac{0.046}{8}\right) * (2906.035 - 1000) * 2.187}{1 + 12.7 * \left(\frac{0.046}{8}\right)^{0.5} * (2.187^{\frac{2}{3}} - 1)} = 14.44$$

El coeficiente de convección interno. Ecuación (34):

$$h_{int} = \frac{14.44 * 0.666 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0.01576 m} = 610.22 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

3.3.3.2.2. Coeficiente de transferencia de calor externo (Gas Residual).

a). Propiedades termo físicas del gas residual:

Las propiedades termofísicas del gas residual a la temperatura media de $165^{\circ}C$ ($(240+90/2)$) se muestran en la tabla 10. Anexo A.15

Tabla 10: Propiedades termofísicas del gas residual

Parámetro físico	Densidad	Viscosidad Cinemática	Conductividad térmica	Número de Prandtl
Valor	0.84	$2.86 * 10^{-5}$	0.37	0.679
Unidad	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\mu \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$	Adim.
Símbolo	ρ_{gr}	ν_{gr}	K_{gr}	Pr_{gr}

b) Dimensiones de la carcasa del intercambiador de calor:

El intercambiador de calor está compuesto por 18 tubos laterales y 18 tubos transversales y se diseñaran con una separación de 31.3 mm entre tubo y tubo, obteniendo una luz de 10mm, cabe resaltar que los intercambiadores de calor se diseñan con una Luz de 5mm a 10mm por lo que estamos dentro del rango permitido.

- Diámetro interior. Ecuación (47):

$$D_{\text{int}} = \sqrt{[(18 - 1) * 31.3]^2 + [(18 - 1) * 31.3]^2} + 2 * 31.3 = 815.1 \text{ mm}$$

- Diámetro exterior: En el diseño de la carcasa del intercambiado de calor, se impondrá un espesor de 1/8 in para obtener una vida estimada máxima de 25 años, ya que la velocidad de corrosión del acero al carbono es de 0.005 in/año. Ecuación (73):

$$t_{\text{vida}} = \frac{\frac{1}{8} \text{ in}}{0.005 \frac{\text{in}}{\text{año}}} = 25 \text{ años}$$

Por lo consiguiente el diámetro exterior de la carcasa, seria:

$$D_{\text{ext}} = 815.1 + 2 * \left(\frac{1}{8} * 25.40\right) = 821.45 \text{ mm}$$

c) Área de circulación del vapor flash. Ecuación (49):

$$A_{gr} = \frac{\pi * (0.8151\text{m})^2}{4} - 324 * \left(\frac{\pi * (0.0213\text{m})^2}{4} \right) = 0.406 \text{ m}^2$$

d) Velocidad del vapor flash en el intercambiador de calor. Ecuación (48):

$$U_{gr} = \frac{4.3054 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.84 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.406 \text{ m}^2} = 12.62 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

e) Diámetro hidráulico. Ecuación (46):

$$dh = \frac{(0.8151\text{m})^2 - 324 * (0.0213\text{m})^2}{0.8151\text{m} + 324 * 0.0213\text{m}} = 0.0671 \text{ m}$$

f) Número de Reynolds. Ecuación (45):

$$Re_{gr} = \frac{12.62 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.0671 \text{ m}}{2.86 * 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 29608.46$$

g). Número de Nusselt. Ecuación (44):

$$Nu_{gr} = 0.0263 * 29608.46^{0.8} * 0.679^{0.3} = 88.44$$

El coeficiente de convección externo. Ecuación (43):

$$h_{ext} = \frac{88.44 * 0.37 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}}{0.0213 \text{ m}} = 1536.30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

3.3.3.2.3. Coeficiente Global de transferencia calor.

Una vez obtenidos por separados los coeficientes de transferencia de calor interna y externa, se unificarán en el coeficiente global de transferencia de calor.

- $K_{\text{tubo}} = 46.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$, los tubos están sometidos a una temperatura máxima de 240°C y la clasificación A 53 grado A, tiene una composición inferior o igual al 0.25%C. Anexo A.12.
- $R_{f,\text{externo}} = 0.0001 \frac{\text{m}^2\text{C}}{\text{W}}$, resistencia de ensuciamiento del gas. Anexo A.13.
- $R_{f,\text{interno}} = 0.0003 \frac{\text{m}^2\text{C}}{\text{W}}$, resistencia de ensuciamiento del agua. Anexo A.13.

Ecuación (50):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{610.22} + \frac{2.77 * 10^{-3}}{46.8} + \frac{1}{1536.30} + 0.0001 + 0.0003} = 363.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

3.3.3.2.4. Variación de temperatura media logarítmica.

Se considera por diseño, intercambio de calor en contracorriente; tal como se detalla en la figura 19.

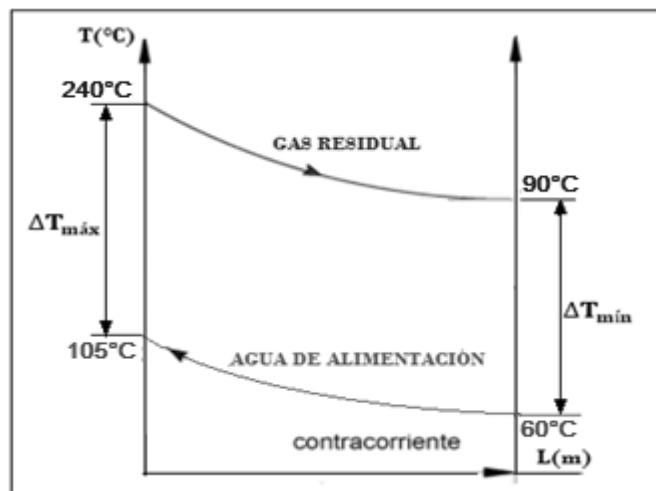


Figura 19. Variación de temperatura en contracorriente en el I.C

Variación de temperatura máxima:

$$\Delta T_{\text{máx}} = 240 - 105 = 135 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Variación de temperatura mínima:

$$\Delta T_{\text{mín}} = 90 - 60 = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ecuación (51):

$$\Delta T_{\text{mL}} = \frac{135 - 30}{\ln\left(\frac{135}{30}\right)} = 69.81^{\circ}\text{C}$$

3.3.3.2.5. Calor útil.

El calor ganado por el agua de alimentación. Ecuación (52):

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = 3.915 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * (440.20 - 251.10) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = 740.3265 \text{ KW}$$

3.3.3.2.6. Superficie de intercambio de calor total.

La superficie lateral de transferencia de calor para lograr la elevación de la temperatura calculada. Ecuación (53):

$$S_{\text{IC}} = \frac{740.3265 \text{ KW} * 1000}{363.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}} * 69.81^{\circ}\text{C}} = 29.15 \text{ m}^2$$

3.3.3.2.7. Longitud del intercambiador de calor.

Finalmente, la longitud del intercambiador de calor. Ecuación (54):

$$L_t = \frac{29.15 \text{ m}^2}{\pi * 0.0213\text{m} * 324} = 1.34 \text{ m}$$

3.3.3.2.8. Flujo másico de combustible ahorrado por calentamiento del agua de alimentación.

El calor útil ganado del agua, refleja un ahorro de combustible (gas natural) significativo para la caldera de 900 BHP, es decir:

$$\Delta\dot{m}_{\text{cble}} = \frac{\dot{Q}_{\text{util}}}{\left(\text{PCI} + h_c + R_{\text{aire}} * h_{a_0} \right)_{\text{cble}}} = \frac{740.3265}{53231.85 + 15 * 2.134 + 18.42 * 80.96}$$

$$\Delta\dot{m}_{\text{cble}} = 0.0135 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 48.60 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Tabla 11: Resultados del diseño del I.C de agua por gases residuales

DISEÑO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR AGUA POR GASES RESIDUALES		
PARÁMETROS DEL DISEÑO	RESULTADO	UNIDAD
FLUJOS MÁSCICOS DE LOS FLUIDOS		
Flujo másico del agua de alimentación	3.9150	Kg agua/s
Flujo másico del gas residual	4.3054	Kg/s
DIMENSIONES DE LOS TUBOS ASTM A53		
Número de cédula	40	
Diámetro nominal	1/2	pulg
Diámetro interior normalizado	15.76	mm
Diámetro exterior normalizado	21.3	mm
Espesor de los tubos	2.77	mm
Número de tubos laterales	18	
Número de tubos transversales	18	
Número de tubos totales en el I.C	324	
VALORES DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR		
Coefficiente de convección interno	611.31	W/m ² °C
Coefficiente de convección externo	1535.702	W/m ² °C
Coefficiente global de transferencia de calor	364.14	W/m ² °C
Media logarítmica	69.81	°C
Calor ganado por el agua en el I.C	739.82	KW
DIMENSIONES DE LA CARCASA ASTM A53		
Diámetro interior de la carcasa	0.815	m
Diámetro exterior del I.C	0.821	m
Espesor normalizado	1/8	pulg
Vida estimada del I.C	25	Años
Longitud	1.34	m

3.4. PARÁMETROS DE OPERACIÓN BASADO EN LA REDUCCIÓN DEL CONSUMO ENERGÉTICO MEDIANTE LAS PROPUESTAS ESTRATÉGICAS DE GESTIÓN ENERGÉTICA.

3.4.1. Flujos másicos de operación.

3.4.1.1. Flujo másico de gas natural.

El flujo de gas natural de la caldera pirotubular con la propuesta estratégica de cambio de quemador fue 718.12 Kg/h, pero con la implementación del sistema de recuperación de vapor flash para calentar el aire de combustión se obtuvo un ahorro de 16.34 Kg/h y con la implementación de un intercambiador para el calentamiento del agua de alimentación por gases residuales se obtuvo también un ahorro de 48.60 Kg/h. Por lo consiguiente el nuevo flujo másico de gas natural, sería:

$$\dot{m}_c = 718.12 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} - 16.34 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} - 48.60 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 653.18 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 0.1814 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

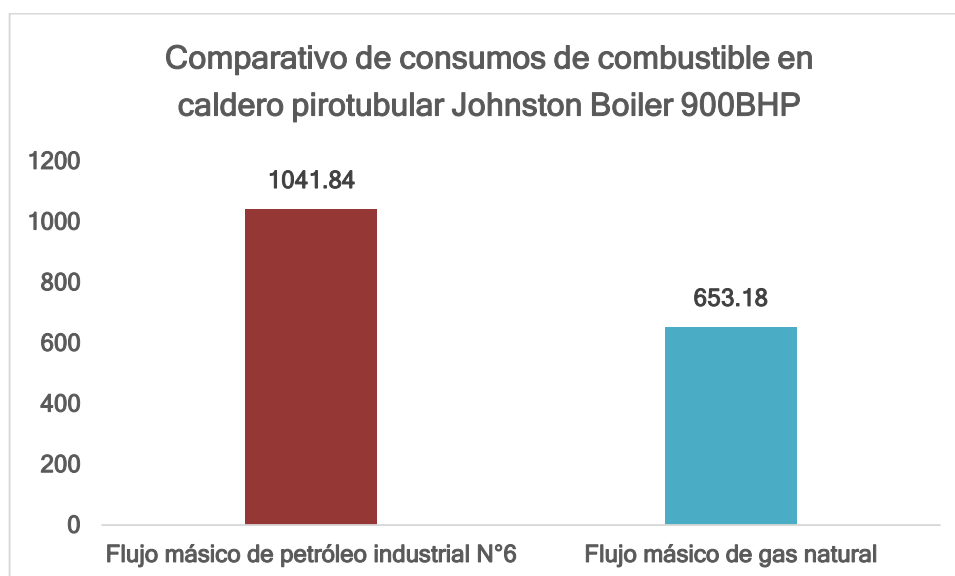


Figura 20: Comparativo petróleo industrial vs gas natural

3.4.1.2. Flujo másico de gases residuales.

El flujo másico de combustible 0.1814 Kg/s y el ratio de combustión 18.42 Kga/Kgc

De la ecuación (29):

$$\dot{m}_{GR} = (18.42 + 1) * 0.1814 \frac{Kg}{s} = 3.52 \frac{Kg}{s}$$

3.4.1.3. Flujo másico de aire para la combustión.

El flujo másico de combustible 0.1814 Kg/s y el ratio de combustión 18.42 Kga/Kgc

De la ecuación (28):

$$\dot{m}_a = 18.42 * 0.1814 \frac{Kg}{s} = 3.34 \frac{Kg}{s}$$

3.4.2. Rendimiento energético en condiciones de mejora.

El calor total de combustión, depende del flujo másico de aire 3.34 Kg/s, con una temperatura de aire 80.40°C, calor específico de aire 1.007 KJ/Kg°C, flujo másico de combustible 0.1814 Kg/s, temperatura del combustible 15°C, calor específico de combustible 2.134 KJ/Kg y poder calorífico inferior 53231.85 KJ/Kg.

De la ecuación (21):

$$H_T = \left(3.34 \frac{Kg}{s} * 1.007 \frac{KJ}{Kg^\circ C} * 80.4^\circ C \right) + 0.1814 \frac{Kg}{s} * \left(53231.85 \frac{KJ}{Kg} + 2.134 \frac{KJ}{Kg^\circ C} * 15^\circ C \right)$$

$$H_T = 9932.50 KW$$

3.4.2.1. Pérdida por gases residuales.

Con un flujo másico de gases residuales 3.52 Kg/s, calor específico a presión constante de la mezcla gases y aire 1.0285 KJ/Kg°C, temperatura de gases residuales 90°C y temperatura ambiental 20°C.

De la ecuación (5):

$$H_1 = 3.52 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 1.0285 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} * (90 - 20)^\circ\text{C}$$
$$H_1 = 253.42 \text{ KW}$$

De la ecuación (4), determinamos el porcentaje perdido en gases residuales:

$$L_1 = \frac{253.42 \text{ KW}}{9932.50 \text{ KW}} * 100 = 2.60 \%$$

3.4.2.2. Pérdida de calor por combustión incompleta.

De la ecuación (8), determinamos el flujo volumétrico de los gases residuales, con una densidad en los gases 0.9845 Kg/m³ y un flujo másico de gases residuales de 3.52 Kg/s.

$$\dot{V}_{\text{wg}} = \frac{3.52 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{0.9845 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 3.58 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

El análisis de gases residuales, establece una participación volumétrica del monóxido de carbono de 0.12%. Asimismo, el poder calorífico inferior del monóxido de carbono es 12720 KJ/m³.

De la ecuación (7):

$$H_2 = 3.58 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * \frac{0.12}{100} * 12720 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^3}$$
$$H_2 = 54.65 \text{ KW}$$

De la ecuación (6), determinamos el porcentaje perdido en combustión incompleta:

$$L_2 = \frac{54.65 \text{ KW}}{9932.50 \text{ KW}} * 100 = 0.55\%$$

3.4.2.3. Pérdida de calor por Hollín.

El flujo másico de gases residuales 3.52 Kg/s, el análisis de gases de combustión contiene una participación másica de carbono de 0.06% y el poder calorífico inferior másico del monóxido de carbono es 32714.7 KJ/Kg.

De la ecuación (10):

$$H_3 = 3.52 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * \frac{0.06}{100} * 32714.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$
$$H_3 = 69.10 \text{ KW}$$

De la ecuación (9), determinamos el porcentaje perdido hollín:

$$L_3 = \frac{69.10 \text{ KW}}{9932.50 \text{ KW}} * 100 = 0.70\%$$

3.4.2.4. Pérdida de calor por purgas.

La caldera tiene un flujo másico de purgas evacuado de 0.741 Kg/s, entalpia de líquido saturado en las purgas de 748.8 KJ/Kg y la entalpia de líquido saturado del agua de alimentación 440.20 KJ/Kg.

De la ecuación (12):

$$H_4 = 0.741 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * \left(748.8 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 440.20 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right)$$
$$H_4 = 228.67 \text{ KW}$$

De la ecuación (11), determinamos el porcentaje perdido por purgas:

$$L_4 = \frac{228.67 \text{ KW}}{9932.50 \text{ KW}} * 100 = 2.30\%$$

3.4.2.5. Pérdida de calor por convección.

Para evaluar las pérdidas por convección en el caldero pirotubular, se tiene primero que determinar la superficie lateral del caldero y el coeficiente global de transferencia de calor

De la ecuación (16), determinamos la superficie lateral exterior, el cual tiene un diámetro exterior de 3.62 m y una longitud de 5.84 m

$$S_b = \pi * 3.62 \text{ m} * 5.84 \text{ m} = 66.42 \text{ m}^2$$

De la ecuación (17), determinamos el coeficiente de transferencia de calor pared medio ambiente, donde la velocidad del aire que afecta las paredes del caldero es 3.33 m/s.

$$h_{p \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * 3.33^{0.5} = 24.30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Por lo tanto, de la (15), determinamos la potencia pérdida por convección donde la temperatura de pared exterior del caldero es 30°C (propuesta en aislamiento térmico), con una temperatura ambiental promedio de la zona de 20°C.

$$H_5 = \frac{66.42 \text{ m}^2 * 24.30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} * (30 - 20) ^\circ\text{C}}{1000}$$

$$H_5 = 16.14 \text{ KW}$$

De la ecuación (14), determinamos el porcentaje perdido por convección:

$$L_5 = \frac{16.14 \text{ KW}}{9932.50 \text{ KW}} * 100 = 0.16\%$$

3.4.2.6. Pérdida de calor por radiación.

Para determinar la pérdida por radiación, se debe determinar primero la temperatura por gases calientes y temperatura pared de hogar.

Temperatura de gases calientes, ecuación (30): con un calor total de 9932.50 KW, flujo másico de gases residuales 3.52 Kg/s, con un calor específico promedio en cámaras de combustión de 1.32 KJ/Kg.

$$T_{GC} = \frac{9932.50 \text{ KW}}{3.52 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 1.32 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 2137.7^{\circ}\text{C} = 2410.85^{\circ}\text{K}$$

Y la temperatura del hogar, ecuación (31):

$$T_h = 2137.7^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C} = 2132.7^{\circ}\text{C} = 2405.85^{\circ}\text{K}$$

La emisividad en el hogar con gas natural 0.10, el diámetro del hogar 1.35m y la longitud 5.12m por lo tanto la superficie lateral del hogar es 21.71m², reemplazando en la ecuación (19):

$$H_6 = \frac{0.10 * 5.67 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}^4} * 21.71\text{m}^2 * (2410.85^4 - 2405.85^4)^{\circ}\text{K}^4}{1000}$$

$$H_6 = 34.40\text{KW}$$

De la ecuación (18), determinamos el porcentaje perdido por radiación:

$$L_6 = \frac{34.40 \text{ KW}}{9932.50 \text{ KW}} * 100 = 0.35\%$$

Por lo consiguiente, el rendimiento energético del caldero pirotubular de 900BHP en condiciones de mejora, sería:

De la ecuación (3):

$$\eta_{\text{energ}} = 100\% - (2.60 + 0.55 + 0.70 + 2.30 + 0.16 + 0.35) \%$$

$$\eta_{\text{energ}} = 93.34\%$$

En la figura 21, se muestran las pérdidas energéticas y su porcentaje, del caldero de Johnston Boiler de 900BHP en condiciones de mejora.

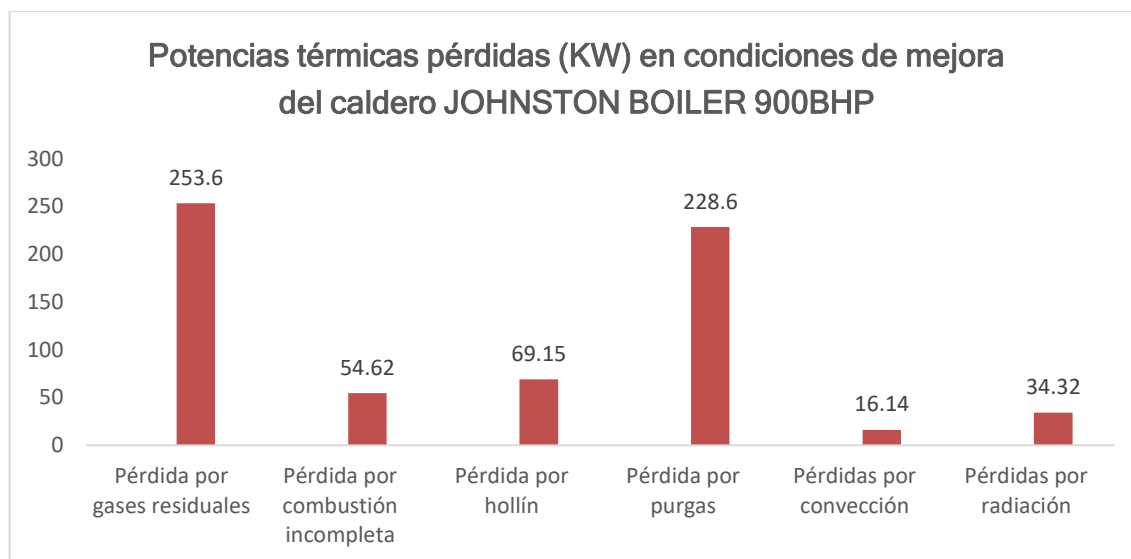


Figura 21: Potencias pérdidas en mejora del caldero de 900BHP

En la figura 22, se muestra el porcentaje perdido por cada pérdida energética del caldero Johnston Boiler de 900BHP en condiciones de mejora

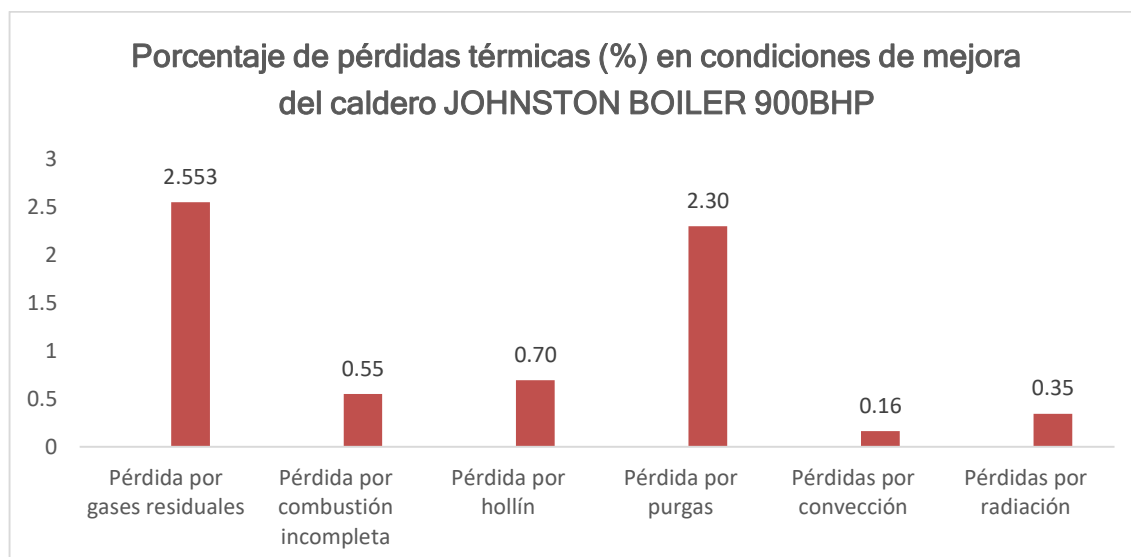


Figura 22: Porcentaje de pérdidas en mejora del caldero de 900BHP

En la figura 23, se muestra el diagrama de Sankey, en condiciones de operación mejoradas del caldero de 900BHP mediante la gestión energética.

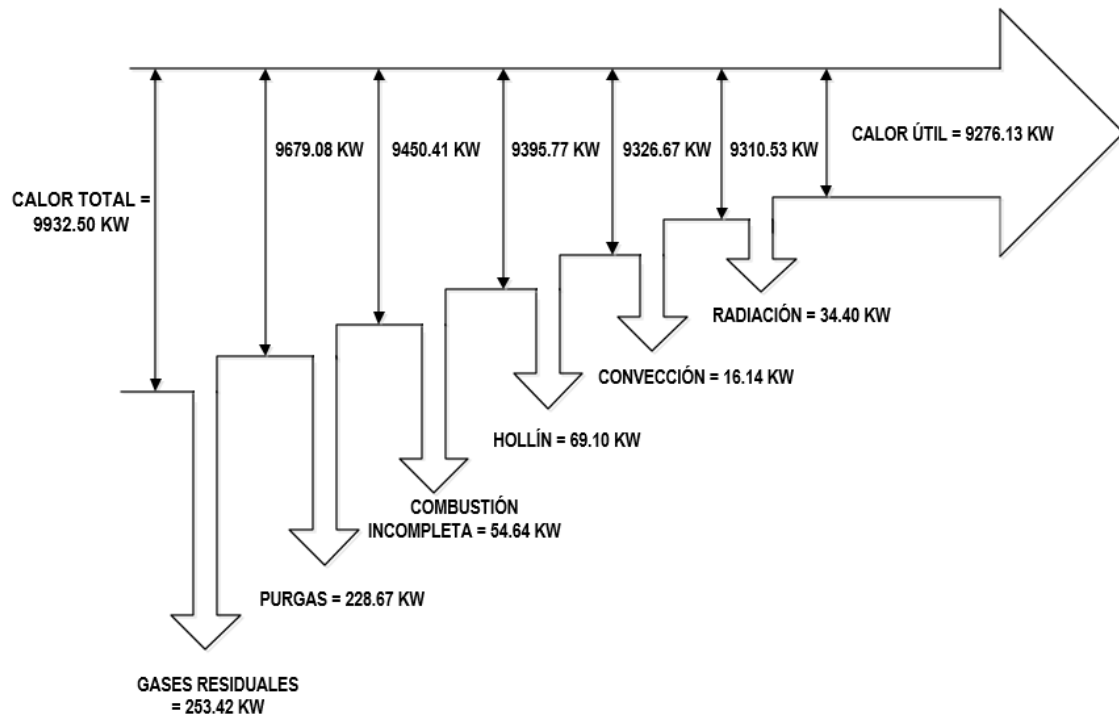


Figura 23: Diagrama de Sankey en condiciones de operación de mejora

En la figura 24, 25 y 26, se muestran los valores comparativos de las perdidas y rendimientos energéticos de la caldera pirotubular Johnston Boiler de 900BHP.

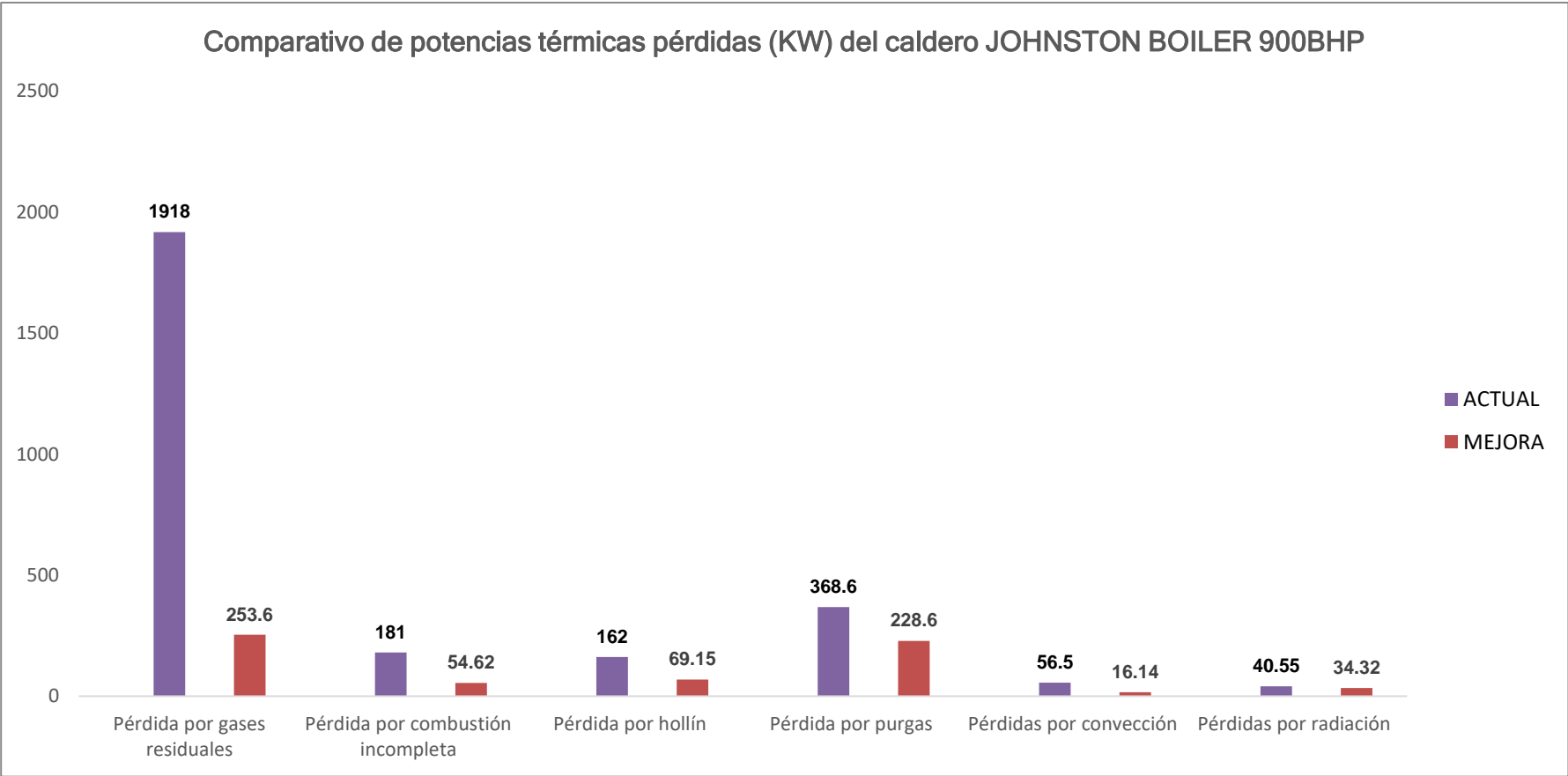


Figura 24: Comparativo de potencias térmicas pérdidas en KW

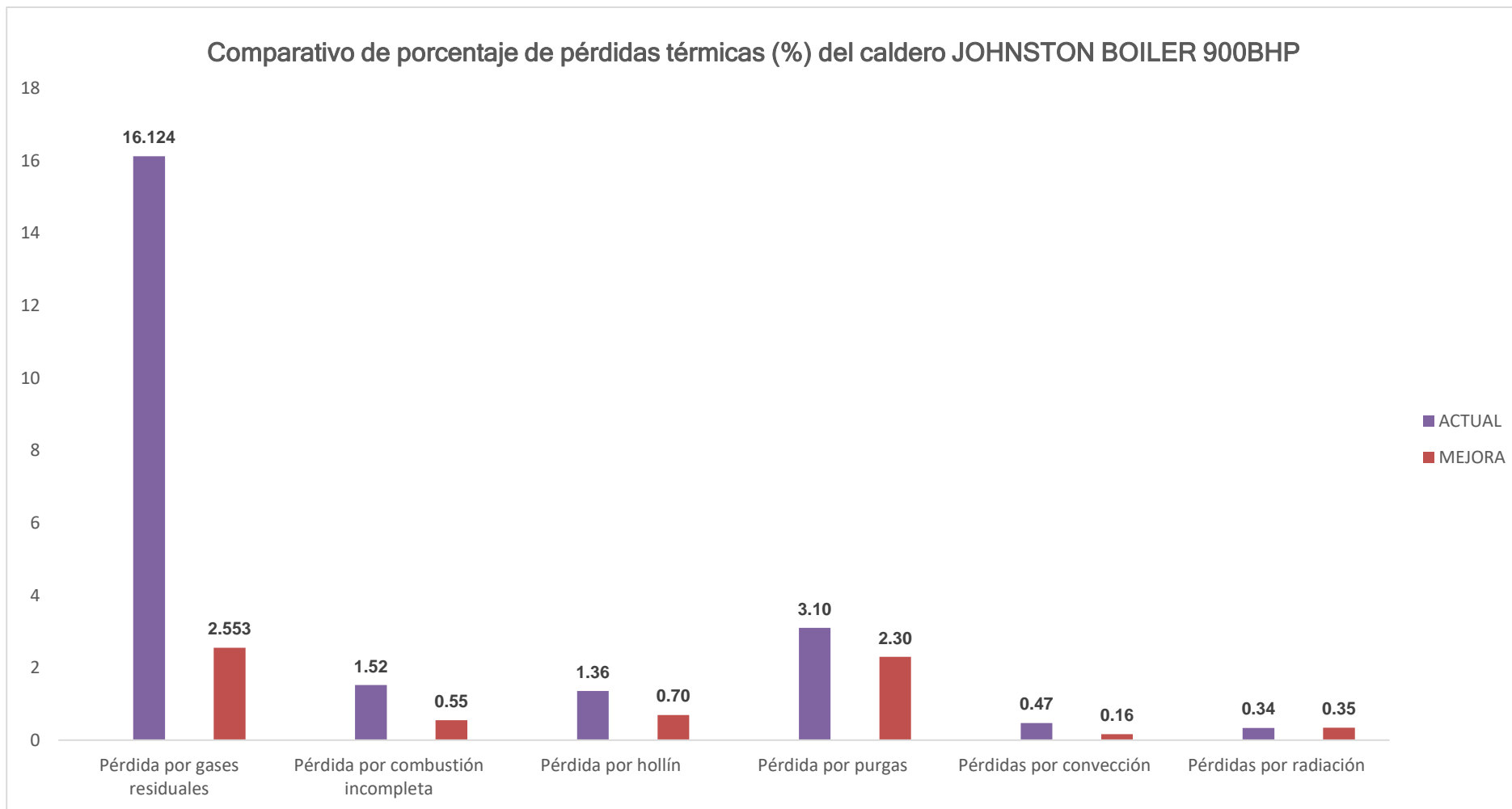


Figura 25: Comparativo de porcentajes de potencias térmicas pérdidas en %

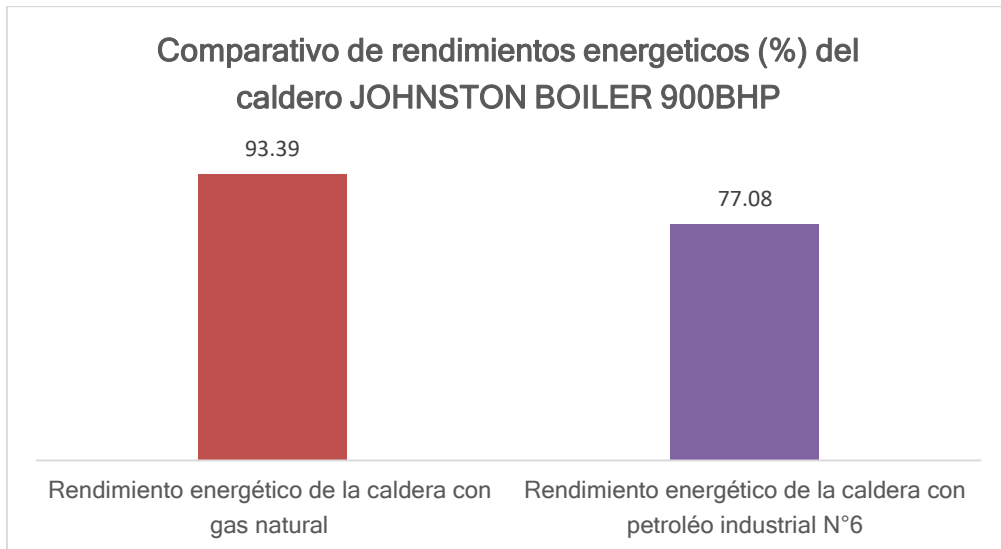


Figura 25: Comparativo de rendimientos energéticos

3.4.3. Costos de generación de vapor saturado en condiciones actuales.

El consumo de combustible del caldero en condiciones actuales es 0.1814 Kg/s, el flujo másico de vapor 3.915 Kg/s y el costo unitario de combustible 0.175 \$/gal (0.718 \$/Kg).

De la ecuación (83):

$$C_v = \frac{0.175 \frac{\$}{\text{Kg}} * 0.1814 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{3.915 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}} * 1000$$

$$C_v = 8.11 \frac{\$}{\text{TM}_v}$$

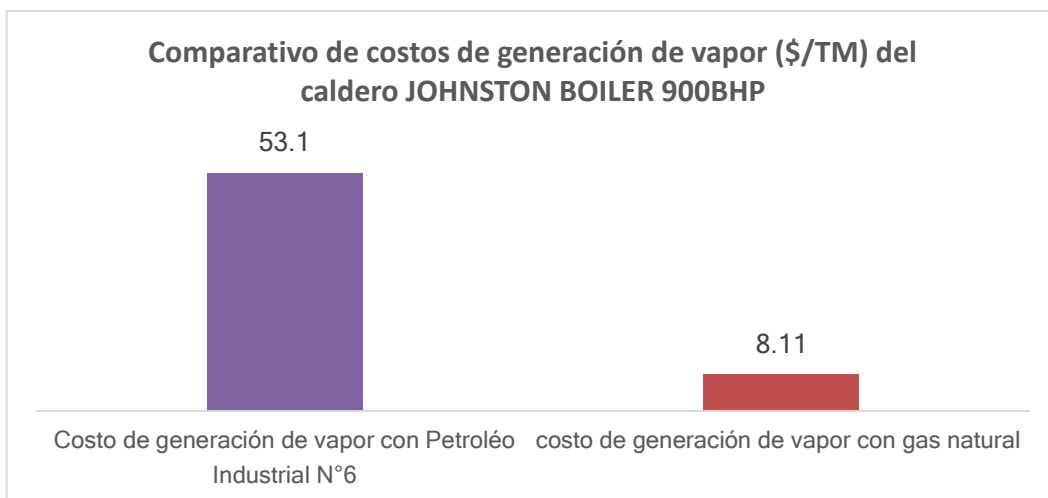


Figura 26: Comparativo de costos de generación de vapor saturado

3.5. DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE LAS ESTRUCTURAS METÁLICAS, PLACAS DE SOPORTE, PERNOS, CIMIENTOS Y AISLAMIENTO TÉRMICO PARA LA TECNOLOGÍA A IMPLEMENTAR CON LA GESTIÓN ENERGÉTICA.

3.5.1. Análisis estructural en I.C (gases residuales y agua de alimentación).

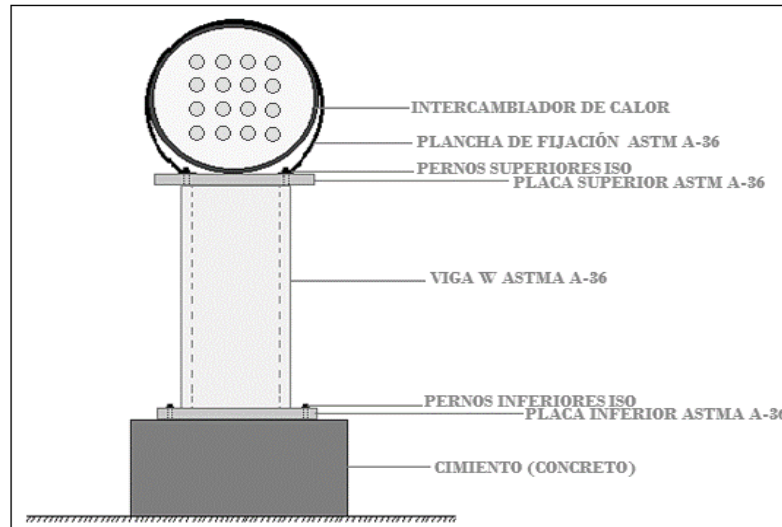


Figura 27: Estructuras de soporte del I.C gases y agua

3.5.1.1. Estructura metálica.

3.5.1.1.1. Peso máximo de soporte de la estructura metálica.

- Peso de los tubos de acero: El peso específico del acero es $76500 \frac{N}{m^3}$

$$W_{\text{tubos}} = \frac{\pi}{4} * (d_{\text{ext}}^2 - d_{\text{int}}^2) * L_t * N_t * \gamma_{\text{acero}}$$

$$W_{\text{tubos}} = \frac{\pi}{4} * (0.0213^2 - 0.01576^2) * 1.34 * 324 * 76500 = 5355.7133 \text{ N}$$

- Peso de la carcasa de acero:

$$W_{\text{carcasa}} = \frac{\pi}{4} * (D_{\text{ext}}^2 - D_{\text{int}}^2) * L_t * \gamma_{\text{acero}}$$

$$W_{\text{carcasa}} = \frac{\pi}{4} * (0.82145^2 - 0.8151^2) * 1.34 * 76500 = 836.68 \text{ N}$$

- Peso del agua de alimentación: La densidad promedio del agua es $970.50 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$$W_{\text{ag}} = \frac{\pi * d_{\text{int}}^2}{4} * L_t * N_t * \rho_{\text{ag}} * g$$

$$W_{\text{ag}} = \frac{\pi * 0.01576^2}{4} * 1.34 * 324 * 970.50 * 9.81 = 806.34 \text{ N}$$

- Peso del agua del gas residual: La densidad promedio de los gases residuales 0.84 Kg/s .

$$W_{\text{gr}} = A_{\text{gr}} * L_t * \rho_{\text{gr}} * g$$

$$W_{\text{gr}} = 0.4064 * 1.34 * 0.84 * 9.81 = 4.50 \text{ N}$$

- Peso del intercambiador de calor:

$$W_{\text{I.C}} = W_{\text{tubos}} + W_{\text{carcasa}} + W_{\text{ag}} + W_{\text{gr}}$$

$$W_{\text{I.C}} = 5355.7133 + 836.68 + 806.34 + 4.50 = 7003.23 \text{ N}$$

3.5.1.1.2. Viga estructural tipo W.

- Fuerza axial crítica: Para un factor de seguridad de 5 para evitar pandeo en la columna.

$$(P_{\text{cr}})_{\text{total}} = W_{\text{I.C}} * n$$

$$(P_{\text{cr}})_{\text{total}} = 7003.23 * 5 = 35016.15 \text{ N}$$

- Ecuación de Euler para definir el momento de inercia: El módulo de Young del acero es 207 GPa y la columna tendrá una altura de 5 m .

$$I = \frac{P_{\text{cr}} * H^2}{E * \pi^2}$$

$$I = \frac{35016.15 * 5^2}{207 * 10^9 * \pi^2}$$

$$I = 4.28 * 10^{-5} \text{ m}^4 = 42.8 * 10^6 \text{ mm}^4$$

- Radio de giro: Según la relación de esbeltez para columnas.

$$r \leq \frac{H}{100}$$

$$r \leq \frac{5 \text{ m}}{100} = 0.05 \text{ m} = 50 \text{ mm}$$

Para la selección correcta de la viga, el momento de inercia nominal debe ser superior al momento de inercia calculado ($I_{\text{catalogo}} > I_{\text{calculado}}$) y el radio de giro nominal debe ser inferior al calculado ($r_{\text{catalogo}} < r_{\text{calculado}}$)

Teniendo en consideración estos dos criterios la viga seleccionada es de designación W310X33 ASTM A-36, (Anexo A.16).

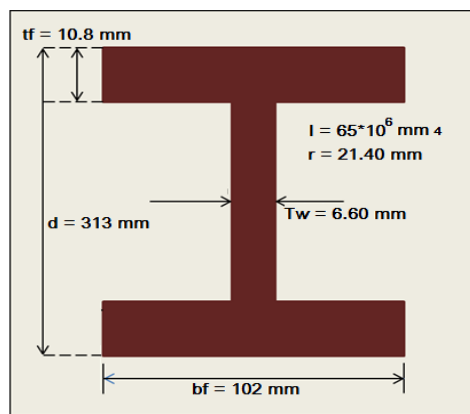


Figura 28. Viga estructural W310X33

3.5.1.2. Placas de soporte.

Las placas bases inferior y superior serán de las mismas dimensiones y los cálculos se harán con la placa que soporta la mayor carga, que es la placa base inferior:

3.5.1.2.1. Carga que soporta la placa base.

El peso lineal de la viga es 33 Kg/m de altura. Anexo A.16, por lo tanto:

$$P_e = 33 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * 5 \text{ m} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1618.65 \text{ N}$$

Tenemos:

$$W_p = (P_{\text{cr}})_{\text{total}} + P_e$$

$$W_p = 35016.15 + 1618.65 \text{ N} = 36634.80 \text{ N}$$

3.5.1.2.2. Espesor de la placa.

Dado el caso que la viga tiene una sección de 313 mm x 102 mm se considerara para la sección de las placas 400mm x 150 mm de lado. Donde el área más crítica de la placa es $0.15 \cdot t$ y el esfuerzo a la fluencia del material es 250 MPa.

$$t = \frac{2 * W_p * n}{l * S_y}$$

$$t = \frac{2 * 36634.80 * 5}{0.15 * 250 * 10^6} = 9.77 \text{ mm}$$

$$t = \frac{1}{2} \text{ pulg} = 12.7 \text{ mm}$$

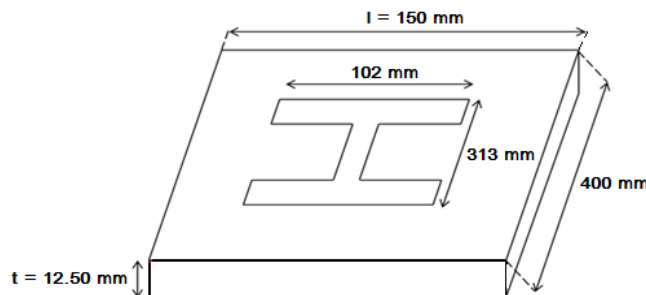


Figura 29. Placa base

3.5.1.3. Pernos de sujeción.

Mediante el mismo criterio de las placas, se diseñará los pernos de sujeción de la placa inferior, que serán los mismos para la placa superior.

3.5.1.3.1. Fuerza cortante por cada perno.

$$V_{\text{Perno}} = \frac{W_p}{N^{\circ} \text{ pernos}} = \frac{36634.80}{4} = 9158.70 \text{ N}$$

Seleccionamos pernos ISO 898 clase 5.8, con esfuerzo de fluencia de 54KPsi (372.5 MPa). Anexo A.17.

$$\tau_{\text{max}} = \frac{S_y}{2} = \frac{372.5 \text{ MPa}}{2} = 186.25 \text{ MPa}$$

3.5.1.3.2. Diámetro del perno.

$$d = \frac{n * V_{\text{perno}}}{\pi * \tau_{\text{max}} * t} = \frac{5 * 9158.70}{\pi * 186.25 * 10^6 * 12.7 * 10^{-3}} = 6.16 \text{ mm}$$
$$d = \frac{1}{2} \text{ pulg} = 12.7 \text{ mm}$$

3.5.1.4. Cimientos.

3.5.1.4.1. Peso neto a soportar por la cimentación.

Es el peso del intercambiador de calor, estructura y placas.

$$W_{\text{neto}} = W_p + P_{\text{placas}}$$

$$W_{\text{neto}} = W_p + 2 * (\gamma_{\text{acero}} * V_{\text{placa}})$$

$$W_{\text{neto}} = 36634.80 + 2 * (76500 * 0.150 * 0.400 * 0.0127) = 36751.4 \text{ N}$$

3.5.1.4.2. Dimensiones.

El largo y ancho del cimiento es representado con la letra “b” y la altura con la letra “h”, donde: $h=b/2$. El peso específico del concreto es $\gamma_c = 22 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3}$ y el esfuerzo admisible del terreno es 380 KPa (Anexo A.18).

$$b^2 = \frac{W_{\text{neto}}}{(\sigma_{\text{adm}})_t - \gamma_c * e} = \frac{W_{\text{neto}}}{(\sigma_{\text{adm}})_t - \gamma_t * \frac{b}{2}}$$

Remplazando:

$$b^2 = \frac{36751.4}{(380 * 10^3 \text{ Pa}) - (22 * 10^3) * \frac{b}{2}}$$

Resolviendo, el ancho o largo mínimo, sería:

$$b = 0.312 \text{ m} = 312 \text{ mm}$$

Por lo consiguiente, las dimensiones requeridas para el cimiento de acuerdo a las dimensiones de la placa, serian:

- ✓ Ancho máximo: 320 mm
- ✓ Largo máximo: 450 mm

✓ Altura: $b/2 = 312/2 = 156 \text{ mm} \approx 200 \text{ mm}$

3.5.2. Análisis estructural en I.C (aire y vapor flash).

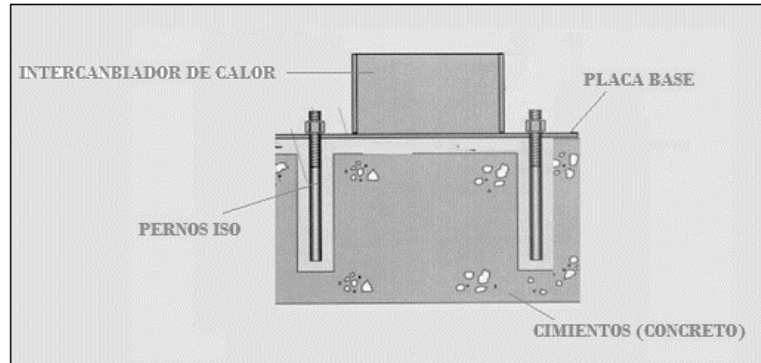


Figura 30: Estructuras de soporte del I.C aire y vapor

3.5.2.1. Peso del intercambiador de calor.

3.5.2.1.1. Peso de los tubos.

$$W_{\text{tubos}} = \frac{\pi}{4} * (d_{\text{ext}}^2 - d_{\text{int}}^2) * L_t * N_t * \gamma_{\text{acero}}$$

$$W_{\text{tubos}} = \frac{\pi}{4} * (0.03340^2 - 0.02664^2) * 1.80 * 625 * 76500 = 27434.20 \text{ N}$$

3.5.2.1.2. Peso de la carcasa.

$$W_{\text{carcasa}} = \frac{\pi}{4} * (D_{\text{ext}}^2 - D_{\text{int}}^2) * L_t * \gamma_{\text{acero}}$$

$$W_{\text{carcasa}} = \frac{\pi}{4} * (1.3865^2 - 1.38014^2) * 1.80 * 76500 = 1903 \text{ N}$$

3.5.2.1.3. Peso del aire de combustión.

La densidad del aire es: $\rho_a = 1.09 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$$W_a = \frac{\pi * d_{\text{int}}^2}{4} * L_t * N_t * \rho_{\text{ag}} * g$$

$$W_a = \frac{\pi * 0.02664^2}{4} * 1.80 * 625 * 1.09 * 9.81 = 6.71 \text{ N}$$

3.5.2.1.4. Peso del vapor flash.

La densidad del vapor flash $\rho_{vf} = 958.632 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$$W_{vf} = A_{vf} * L_t * \rho_{vf} * g$$

$$W_{vf} = 0.9484 * 1.80 * 958.632 * 9.81 = 16054.10 \text{ N}$$

En peso del intercambiador de calor seria:

$$W_{I.C} = W_{\text{tubos}} + W_{\text{carcasa}} + W_a + W_{vf}$$

acero acero

$$W_{I.C} = 27434.20 + 1903 + 6.71 + 16054.10 = 45398.01 \text{ N}$$

3.5.2.2. Dimensionamiento de la placa base.

3.5.2.2.1. Espesor de la placa.

Dado el caso que el I.C tiene una sección de 1.80 m x 1.38650 m se considerara para la sección de las placas 2 m x 1.50 mm de lado. Donde el área más crítica de la placa es 1.5*t y el esfuerzo a la fluencia del material es 250 MPa.

$$t = \frac{2 * W_p * n}{l * S_y}$$

$$t = \frac{2 * 45398.01 * 5}{1.5 * 250 * 10^6} = 1.21 \text{ mm}$$

$$t = \frac{1}{2} \text{ pulg} = 12.7 \text{ mm}$$

3.5.2.3. Pernos de sujeción.

3.5.2.3.1. Fuerza cortante por cada perno.

$$V_{\text{perno}} = \frac{W_p}{\text{N}^\circ \text{ pernos}} = \frac{45398.01}{4} = 11349.5 \text{ N}$$

Seleccionamos pernos ISO 898 clase 5.8, con esfuerzo de fluencia de 54KPsi (372.5 MPa). Anexo A.17.

$$\tau_{\max} = \frac{S_y}{2} = \frac{372.5 \text{ MPa}}{2} = 186.25 \text{ MPa}$$

3.5.2.3.2. Diámetro del perno.

$$d = \frac{n * V_{\text{perno}}}{\pi * \tau_{\max} * t} = \frac{5 * 11349.5}{\pi * 186.25 * 10^6 * 12.7 * 10^{-3}} = 7.6 \text{ mm}$$

$$d = \frac{1}{2} \text{ pulg} = 12.7 \text{ mm}$$

3.5.2.4. Cimientos.

3.5.2.4.1. Peso neto a soportar por la cimentación.

Es el peso del intercambiador de calor y placa.

$$W_{\text{neto}} = W_P + P_{\text{Placas}}$$

$$W_{\text{neto}} = W_P + \gamma_{\text{acero}} * V_{\text{placa}}$$

$$W_{\text{neto}} = 45398.01 + 76500 * 1.5 * 2 * 0.0127 = 48312.66 \text{ N}$$

3.5.2.4.2. Dimensiones.

El largo y ancho del cimiento es representado con la letra “b” y la altura con la letra “h”, donde: $h=b/2$. El peso específico del concreto es $\gamma_c = 22 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3}$ y el esfuerzo admisible del terreno es 380 KPa (Anexo A.18).

$$b^2 = \frac{W_{\text{neto}}}{(\sigma_{\text{adm}})_t - \gamma_c * e} = \frac{W_{\text{neto}}}{(\sigma_{\text{adm}})_t - \gamma_t * \frac{b}{2}}$$

Remplazando:

$$b^2 = \frac{48312.66}{(380 * 10^3 \text{ Pa}) - (22 * 10^3) * \frac{b}{2}}$$

Resolviendo, el ancho o largo mínimo, sería:

$$b = 0.358 \text{ m} = 358 \text{ mm}$$

Por lo consiguiente, las dimensiones requeridas para el cimiento de acuerdo a las dimensiones de la placa, serían:

- ✓ Ancho máximo: 2.50 mm
- ✓ Largo máximo: 2.00 mm
- ✓ Altura: $b/2 = 358/2 = 179 \text{ mm} \approx 200 \text{ mm}$

3.5.3. Aislamiento térmico.

Los equipos a implementar aislamiento térmico serán: caldera e intercambiadores de calor de calor.

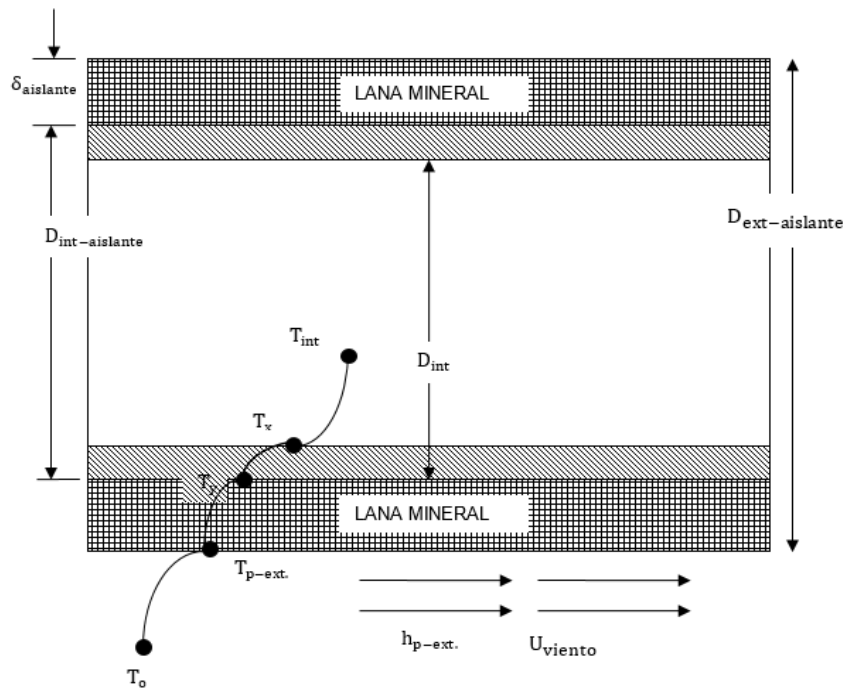


Figura 31: Parámetros del aislamiento térmico

- Aislante térmico: Lana Mineral de Roca, Anexo A.19.

- Dimensiones del fardo: 1200mmx600mmx30mm
- Superficie de un fardo, $S_f = 1.2\text{m} * 0.6\text{m} = 0.72 \text{ m}^2$

- Temperatura máxima del medio ambiente, a la cual estarán expuesto el aislante térmico: $T_o = 20^\circ\text{C}$

- Temperatura propuesta de la pared del aislante: $T_p = 30^\circ\text{C}$

- Rendimiento del aislante térmico a la temperatura del aislante $\eta_{\text{aisl}} = 97 \%$, Anexo A.20.

- Conductividad térmica del acero: $K_{\text{acero}} = 50 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$, Anexo A.12.

- Coeficiente de convección del medio ambiente: $h_o = 24.30 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

- Conductividad térmica del aislante: Para evaluar el correcto valor de este importe valor, que afecta directamente el espesor del aislante, se debe proceder de la siguiente manera:
 - Para la caldera:
 - Temperatura de saturación: $176.755^\circ C$
 - Temperatura del aislante: $30^\circ C$
 - Temperatura media: $176.755 + 30/2 = 103.4^\circ C$
 - $K_a = 0.04176 + 0.000232 * T_m = 0.04176 + 0.000232 * 103.4 = 0.0657 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$
 - Para el intercambiador de calor gases y agua de alimentación:
 - Temperatura de los gases: $165^\circ C$
 - Temperatura del aislante: $30^\circ C$
 - Temperatura media: $165 + 30/2 = 97.50^\circ C$
 - $K_a = 0.04176 + 0.000232 * T_m = 0.04176 + 0.000232 * 97.50 = 0.0644 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$
 - Para el intercambiador de calor vapor y aire:
 - Temperatura del vapor: $99.64^\circ C$
 - Temperatura del aislante: $30^\circ C$
 - Temperatura media: $99.64 + 30/2 = 64.82^\circ C$
 - $K_a = 0.04176 + 0.000232 * T_m = 0.04176 + 0.000232 * 64.82 = 0.057 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

- Superficie lateral de aislamiento térmico:
 - Para la caldera:
 - $S_e = \pi * D_{ext} * L = \pi * 3.62 \text{ m} * 5.84 \text{ m} = 66.42 \text{ m}^2$
 - Para el intercambiador de calor gases y agua de alimentación:
 - $S_e = \pi * D_{ext} * L = \pi * 0.82145 \text{ m} * 1.34 \text{ m} = 3.46 \text{ m}^2$
 - Para el intercambiador de calor vapor y aire:
 - $S_e = \pi * D_{ext} * L = \pi * 1.3865 \text{ m} * 1.80 \text{ m} = 7.84 \text{ m}^2$

- Calor perdido sin aislante:
 - Para la caldera:
 - $Q_{s,a} = S_e * h_o * (T_p - T_o) = 66.42 * 24.30 * (103.40 - 20) = 134.6 \text{ KW}$

- Para el intercambiador de calor gases y agua de alimentación:
 - $Q_{s,a} = S_e * h_o * (T_p - T_0) = 3.46 * 24.30 * (97.50 - 20) = 6.52 \text{ KW}$
 - Para el intercambiador de calor vapor y aire:
 - $Q_{s,a} = S_e * h_o * (T_p - T_0) = 7.84 * 24.30 * (64.82 - 20) = 8.54 \text{ KW}$
- Calor perdido con aislante:
- Para la caldera:
 - $Q_{c,a} = Q_{s,a} * (1 - \eta_{aisl}) = 134.6 * (1 - 0.97) = 4 \text{ KW}$
 - Para el intercambiador de calor gases y agua de alimentación:
 - $Q_{c,a} = Q_{s,a} * (1 - \eta_{aisl}) = 6.52 * (1 - 0.97) = 0.20 \text{ KW}$
 - Para el intercambiador de calor vapor y aire:
 - $Q_{c,a} = Q_{s,a} * (1 - \eta_{aisl}) = 8.54 * (1 - 0.97) = 0.26 \text{ KW}$

EQUIPOS	Diámetro exterior del aislante	Espesor del aislante	Número de fardos unitario	Número de fardos totales
	$D_{e,a} = D_{ext} * e^{\frac{2\pi * K_a * L * (T_p - T_0)}{Q_{c,a}}}$ (m)	$\delta_a = \frac{D_{e,a} - D_{ext}}{2}$ (mm)	$n_{f,u} = \frac{S_e}{S_f}$	$n_{f,t} = \frac{n_{f,u} * \delta_a}{\delta_{lana}}$ $\delta_{lana} = 30 \text{ mm}$
CALDERA	$3.62 * e^{\frac{2\pi * 0.0657 * 5.84 * (30 - 20)}{4 * 1000}} = 3.642$	$\frac{3.642 - 3.62}{2} = 11$	$\frac{S_e}{S_f} = \frac{66.42}{0.72} = 92.25$	$\frac{92.25 * 11}{30} = 33.8$
IC. AGUA Y GASES	$0.821 * e^{\frac{2\pi * 0.064 * 1.34 * (30 - 20)}{0.2 * 1000}} = 0.843$	$\frac{0.843 - 0.821}{2} = 11$	$\frac{S_e}{S_f} = \frac{3.46}{0.72} = 4.81$	$\frac{4.81 * 11}{30} = 1.8$
IC. VAPOR Y AIRE	$1.386 * e^{\frac{2\pi * 0.057 * 1.8 * (30 - 20)}{0.26 * 1000}} = 1.42$	$\frac{1.42 - 1.386}{2} = 17$	$\frac{S_e}{S_f} = \frac{7.84}{0.72} = 10.88$	$\frac{10.88 * 17}{30} = 6.2$
TOTAL				42

Tabla 12: Resultados del aislamiento térmico

3.6. ANÁLISIS ECOLÓGICO DE IMPACTO AMBIENTAL.

3.6.1. Análisis ecológico del impacto ambiental con petróleo industrial N°6.

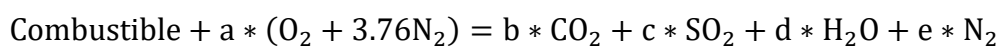
Tabla 13: Composición másicas del petróleo industrial N°6

Componente	Nomenclatura	Participación másica (%)
Carbono	C	85
Azufre	S	3
Hidrogeno	H2	10
Oxigeno	O2	2

Tabla 14. Número de moles de los compuestos

Nomenclatura	Masa (Kg)	Peso Molar $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}\right)$	Numero de Kmol $n = \frac{m}{M}$
C	85	12	7.0833
S	3	32	0.0938
H ₂	10	2	5
O ₂	2	32	0.0625

3.6.1.1. Análisis de combustión.



$$7.0833\text{C} + 0.0938\text{S} + 5\text{H}_2 + 0.0625\text{O}_2 + a * (\text{O}_2 + 3.76\text{N}_2) \\ = b * \text{CO}_2 + c * \text{SO}_2 + d * \text{H}_2\text{O} + e * \text{N}_2$$

Análisis de carbonos: $b = 7.0833 \text{ Kmol}$

Análisis de hidrógenos: $d = 5 \text{ Kmol}$

Análisis de azufres: $c = 0.0938 \text{ Kmol}$

Análisis de oxígenos $a = 9.6146 \text{ Kmol}$

Análisis de nitrógenos: $e = 36.15 \text{ Kmol}$

3.6.1.2. Relación CO₂/combustible.

$$R_{\text{CO}_2 \text{ comb.}} = \frac{m_{\text{CO}_2}}{m_c} = \frac{b_{\text{CO}_2}}{m_c} = \frac{7.0833 * 44}{100} = 3.12 \frac{\text{KgCO}_2}{\text{Kgcombustible}}$$

3.6.1.3. Relación SO₂/combustible.

$$R_{\text{SO}_2 \text{ comb.}} = \frac{m_{\text{SO}_2}}{m_c} = \frac{c_{\text{SO}_2}}{m_c} = \frac{0.0938 * 64}{100} = 0.06 \frac{\text{KgSO}_2}{\text{Kgcombustible}}$$

3.6.1.4. Flujo másico CO₂.

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = R_{\text{CO}_2 \text{ comb.}} * \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = 3.12 \frac{\text{KgSO}_2}{\text{Kgcomb}} * 1041.84 \frac{\text{Kgcomb}}{\text{h}} * 4642 \frac{\text{h}}{\text{año}} * \frac{1\text{TM}}{1000} = 15089 \frac{\text{TM}}{\text{año}}$$

3.6.1.5. Flujo másico SO₂.

$$\dot{m}_{\text{SO}_2} = R_{\text{SO}_2 \text{ comb.}} * \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_{\text{SO}_2} = 0.06 \frac{\text{KgCO}_2}{\text{Kgcomb}} * 1041.84 \frac{\text{Kgcomb}}{\text{h}} * 4642 \frac{\text{h}}{\text{año}} * \frac{1\text{TM}}{1000} = 290.17 \frac{\text{TM}}{\text{año}}$$

3.6.2. Análisis ecológico del impacto ambiental con gas natural.

Del análisis de combustión realizado con gas natural se determinó:

$$R_{\text{CO}_2 \text{ comb.}} = \frac{m_{\text{CO}_2}}{m_c} = \frac{6.125\text{CO}_2}{m_c} = \frac{6.125 * 44}{100} = 2.70 \frac{\text{KgCO}_2}{\text{Kgcombustible}}$$

Por lo consiguiente, la masa de gases de dióxido de carbono, evacuados con gas natural, son:

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = R_{\text{CO}_2 \text{ comb.}} * \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = 2.70 \frac{\text{KgSO}_2}{\text{Kgcomb}} * 653.18 \frac{\text{Kgcomb}}{\text{h}} * 4642 \frac{\text{h}}{\text{año}} * \frac{1\text{TM}}{1000} = 8186.6 \frac{\text{TM}}{\text{año}}$$

Tabla 15. Reducción de gases contaminantes

COMBUSTIBLE	CO2 (TM/año)	SO2 (TM/año)
PETRÓLEO INDUSTRIAL N°6	15089	290.17
GAS NATURAL	8186.6	0
REDUCCIÓN DE GASES CONTAMINANTES	6902.4	290.17

3.7. ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA GESTIÓN ENERGÉTICA.

3.7.1. Beneficio en ahorro de combustible.

- Caldera con consumo de petróleo industrial N°6: La caldera consume 1336088 gal/año petróleo a un precio unitario de 2.6 \$/galón.

$$C_{\text{petróleo}} = 1336088 \frac{\text{gal}}{\text{año}} * 2.6 \frac{\$}{\text{galón}} = 3473828.80 \frac{\$}{\text{año}}$$

- Caldera con consumo de gas natural: La caldera consumo 653.18 Kg/h (3032061.56 Kg/año). Con un precio unitario de 0.175 \$/Kg.

$$C_{\text{gas natural}} = 3032061.56 \frac{\text{Kg}}{\text{año}} * 0.175 \frac{\$}{\text{Kg}} = 530610.77 \frac{\$}{\text{año}}$$

El beneficio en ahorro de combustible por aplicación de la gestión energética:

$$B_c = 3473828.80 \frac{\$}{\text{año}} - 530610.77 \frac{\$}{\text{año}} = 2943218.03 \frac{\$}{\text{año}}$$

3.7.2. Beneficio en ahorro de agua de alimentación.

El intercambio de calor vapor flash y aire de combustión, entregan un flujo másico de condensado útil (flujo másico de vapor flash) de 396 Kg/h (1838232 Kg/año), la densidad del condensado 958.632 Kg/m³, es decir con un flujo volumétrico de 1917.6 $\frac{\text{m}^3}{\text{año}}$. El costo actual en el tratamiento de agua es 1.8 \$/m³

El beneficio por ahorro del condensado del vapor flash, sería:

$$B_c = 1917.6 \frac{\text{m}^3}{\text{año}} * 1.8 \frac{\$}{\text{m}^3} = 3451.68 \frac{\$}{\text{año}}$$

3.7.3. Beneficio bruto de la gestión energética.

Es la suma del beneficio por combustible y ahorro de condensado:

$$B_b = 2943218.03 \frac{\$}{\text{año}} + 3451.68 \frac{\$}{\text{año}} = 2946669.71 \frac{\$}{\text{año}}$$

3.7.4. Costos de mantenimiento.

Valores extraídos de la empresa CNC y de proveedores según el equipo.

Tabla 16: Costos de mantenimiento de la planta térmica

Equipo/sistema	Costo anual (U\$\$/año)
Caldera pirotubular	30500.00
Tanque de gas natural	20000.00
Sistema de tratamiento de agua	5000.00
Líneas de vapor y agua de alimentación	5000.00
Líneas de combustible	3000.00
Accesorios eléctricos	10000.00
Accesorios térmicos	10000.00
Tanque de revaporizado	5000.00
I.C de aire por vapor flash	10000.00
I.C de gases por agua de alimentación	10000.00
Total	108500.00

Tabla 17: Costos de personal de la planta térmica

Personal de planta fuerza	Cantidad	Costo mensual (U\$\$/mes)	Costo anual (U\$\$/año)
Jefe de mantenimiento	1	2050.00	24600.00
Supervisor de mantenimiento	3	1100.00	39600.00
Técnicos mecánicos	3	720.00	25920.00
Técnicos electricistas	4	720.00	34560.00
Total			124680.00

Los costos en mantenimiento y personal, serian:

$$B_m = 108500.00 \frac{\$}{\text{año}} + 124680.00 \frac{\$}{\text{año}} = 233180.00 \frac{\$}{\text{año}}$$

3.7.5. Beneficio útil de la gestión energética.

Es la diferencia del beneficio bruto y los costos de mantenimiento, es decir:

$$B_{\text{útil}} = 2946669.71 \frac{\$}{\text{año}} - 233180.00 \frac{\$}{\text{año}} = 2713489.71 \frac{\$}{\text{año}}$$

3.7.6. Inversión de activos para la gestión energética.

Se consideraron precios de acuerdo al mercado industrial del departamento de La Libertad y Ancash. Y según registros de compra de la empresa CNC.

Tabla 18: Inversión en activos fijos

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	PRECIO UNITARIO (U\$)	PRECIO TOTAL (U\$)
IMPLEMENTACIÓN DE CAMBIO DE COMBUSTIBLE			281530.00
Quemador dual Baltur GI MIST 1000 DSPGM CE 60HZ, P:15500KW	1	235000.00	235000.00
Tanque de almacenamiento de gas natural, ASTM, SA-285 Grado C, 13.8 Kpsi, D: 145.25 in, L: 494.76 in y e: 5/8 in	1	45000.00	45000.00
Aislante térmico lana mineral de roca, nf: 34, fardo:1200x600x30mm	34	45.00	1530.00
IMPLEMENTACIÓN DE RECUPERACIÓN DE VAPOR FLASH			4400.00
Tanque de revaporizado Spirax Sarco FV12 (Incluye accesorios), a P:1bar@, T:99.6316°C, vapor flash m: 396 Kg/h,	1	4400.00	4400.00
IMPLEMENTACIÓN DE IC DE GASES Y AGUA DE ALIMENTACIÓN			26143.00
Tubos ASTM A-53 grado A al Sí, cédula 40, Dn: 1/2 in, L:1.34 m	324	77	24948.00
Placa ASTM A-53 grado A al Sí, Dext: 821.45 mm, L:1.34 m, e: 1/8 in	1	330.00	330.00
Placa ASTM A-53 grado A al Sí, Dint: 815.10 mm, e: 1/8 in, 324 agujeros	2	75.00	150.00
Aislante térmico lana mineral de roca, nf: 2, fardo:1200x600x30mm	2	45	90.00
Placa ASTM A-36, 150x400mm, e: 1/2 in, Sy: 36Kpsi	2	50.00	100.00

Estructura ASTM A-36 W310X33, H: 5m	1	225.00	225.00
Soldadura a tope, electrodo E7018, Sy:70 Kpsi	1	100.00	100.00
Cimientos de concreto 450x320x200mm, Sadm: 380 KPa	1	120.00	120.00
Pernos grado ISO 898 clase 5.8 d: ½ in, Sy: 54Kpsi	8	10.00	80.00
IMPLEMENTACIÓN DE IC DE VAPOR FLAS Y AIRE			50825.00
Tubos ASTM A-53 grado A al Sí, cédula 40, Dn: 1 in, L:1.80 m	625	79.00	49375.00
Placa ASTM A-53 grado A al Sí, Dext: 1386.5 mm, L:1.80m, e: 1/8 in	1	450.00	450.00
Placa ASTM A-53 grado A al Sí, Dint: 1380.14 mm, e: 1/8 in, 625 agujeros	2	110.00	220.00
Aislante térmico lana mineral de roca, nf: 6, fardo:1200x600x30mm	6	45.00	270.00
Placa ASTM A-36, 2000x1500mm, e:1/2 in, Sy: 36Kpsi	1	200.00	200.00
Soldadura a tope, electrodo E7018, Sy:70 Kpsi	1	120.00	120.00
Cimientos de concreto 2500x2000x200mm, Sadm: 380 KPa	1	150.00	150.00
Pernos grado ISO 898 clase 5.8 d: ½ in, Sy: 54Kpsi	4	10.00	40.00
MANO DE OBRA Y ACCESORIOS TÉRMICOS			90000.00
Mano de obra (quemador, intercambiadores, tanque de almacenamiento de gas natural, tanques de revaporizado, cimientos, aislamiento, obras civiles, instalaciones térmicas y eléctricas)	1	80000.00	80000.00
Accesorios térmicos (termómetros, válvulas, manómetros, y tuberías)	1	10000.00	10000.00
			452898.00

3.7.7. Periodo de retorno de la inversión.

Una vez determinados el beneficio útil y la inversión del proyecto, podemos cuantificar el tiempo de retorno de la inversión, es decir:

$$\text{PRI} = \frac{\text{Inversión inicial}}{\text{Beneficio útil}} = \frac{452898.00 \$}{2713489.71 \frac{\$}{\text{año}}}$$

$$\text{PRI} = 0.17 \text{ años} = 2 \text{ meses}$$

3.8. ANÁLISIS FINANCIERO DE LA GESTIÓN ENERGÉTICA.

Para el cálculo del valor actual neto y la tasa interna de rentabilidad, se consultó a la entidad bancaria BCP obteniendo los siguientes datos, para el estudio financiero:

- Tasa de interés: 14%
- Periodo de préstamo: 10 años

Tabla 19: Resultados del análisis financiero

Periodos	Flujo de Fondos	Movimientos en el Periodo
0	-\$452,898.00	Costo Inicial del Proyecto
1	\$2,713,489.71	Beneficios Netos anuales
2	\$2,713,489.71	Beneficios Netos anuales
3	\$2,713,489.71	Beneficios Netos anuales
4	\$2,713,489.71	Beneficios Netos anuales
5	\$2,713,489.71	Beneficios Netos anuales
6	\$2,713,489.71	Beneficios Netos anuales
7	\$2,713,489.71	Beneficios Netos anuales
8	\$2,713,489.71	Beneficios Netos anuales
9	\$2,713,489.71	Beneficios Netos anuales
10	\$2,713,489.71	Beneficios Netos anuales
11	\$2,713,489.71	Beneficios Netos anuales
12	\$2,713,489.71	Beneficios Netos anuales
13	\$2,713,489.71	Beneficios Netos anuales
14	\$2,713,489.71	Beneficios Netos anuales
15	\$2,713,489.71	Beneficios Netos anuales
Total Ingresos	\$8,230,088	
Tasa de Interés:	14.00%	
TIR	599%	Tasa interna de Retorno
VAN	\$ 16,213,812	Valor Actual Neto

IV. DISCUSIÓN.

- 4.1. En el estudio de Chero (2014), “Dimensión y selección de un precalentador de aire por gases residuales para caldero pirotubular de 700 BHP en la empresa pesquera Don Fernando usando combustibles alternativos”. Estableció que la caldera pirotubular con petróleo industrial consume 781.92 Kg/h con un rendimiento energético de 78.45% y con gas natural 514.04 Kg/h con un rendimiento de 90.14% calentando el aire de combustión a una temperatura de 140°C, para lo cual el intercambiador de calor consto de 144 tubos, con tubos de 2 ½ in, con una carcasa de 68 in y longitud de 3.3m, soportado por una viga W310x21, el quemador utilizado fue de una capacidad de 10000 KW. En comparación con el presente estudio la caldera de 900BHP consume 1041.84 Kg/h de petróleo industrial con un rendimiento energético de 77.08% y con gas natural 653.18 Kg/h con un rendimiento mejorado de 93.34%, el aire se precalentó a 80.40°C en un intercambiador de calor por vapor flash de 625 tubos ASTM A-53 de 1in de diámetro nominal, longitud 1.80m y diámetro de carcasa 1386.50 mm, con un quemador dual de potencia nominal de 15500.00 KW.
- 4.2. En el estudio de Sánchez (2012), “Auditoria energética de la caldera pirotubular de la planta piloto de producción de azúcar en Senati La Libertad para mejorar su eficiencia y condiciones de operación”. Calculo las pérdidas energéticas actuales de un caldero de 370.8 Kg/h de vapor, encontrando una eficiencia energética del caldero es 78.14% (pérdida en gases residuales 8.75%, convección 1.06%, hollín 3.65%, combustión incompleta 5.64%, radiación 0.73% y purgas 2.03%), pero implemento mejoras, como el cambio de combustible de petróleo industrial a gas natural e implementación de precalentador de aire para obtener una mejora en el rendimiento energético de 92.625% pudiendo obtener un beneficio 25080.00 \$/año, con un PRI de 3 meses. En comparación con el presente estudio la caldera pirotubular produce 14094Kg/h con un rendimiento inicial de 77.08% (pérdida en gases residuales 16.13%, convección 0.47%, hollín 1.36%, combustión incompleta 1.52%, radiación 0.34% y purgas 3.10%) implementando mejoras de gestión energética como sistemas de recuperación de calor para calentar el aire y agua, cambio de petróleo industrial por gas natural y recuperación de vapor

flash de purgas, para elevar el rendimiento energético al valor de 93.34% logrando un beneficio de 2713489.71 \$/año, con un periodo de retorno de la inversión de 2 meses.

4.3. En el estudio de Hernández y Vega (2011), “Determinación del rendimiento energético real de la caldera pirotubular de vapor saturado con método indirecto con vista a mejora energética en la Empresa DANPER en la ciudad de Trujillo”. Determino el rendimiento energético del caldero mediante el método indirecto encontrando el valor de 79.15%, es decir: pérdidas en gases residuales 13.796%, convección 0.4%, combustión incompleta 4.62%, hollín 4.9% y purgas 1.046% con un flujo másico de combustible de 129.3 gal/hora de petróleo industrial N°6. Implementando mejoras como la temperatura de gases residuales mínima debe ser 190°C, el exceso de aire 103.5%, la temperatura de pared de las calderas 35°C con aislamiento térmico y la temperatura del agua de alimentación 105°C, logrando un incrementando porcentual de 14.71%, es decir con un rendimiento de 93.86% para lo cual el rendimiento energético del caldero incremento a 93.86%, con un beneficio neto de 649968.5968 \$/año, con una inversión de 112510 \$ y un periodo de retorno de la inversión de 2 meses. En comparación con la presente tesis se empleó el mismo método para calcular el rendimiento energético encontrando el valor de 78.14% (pérdida en gases residuales 8.75%, convección 1.06%, hollín 3.65%, combustión incompleta 5.64%, radiación 0.73% y purgas 2.03%), implementando mejoras como calentando el aire a 80.40°C, el agua de alimentación a 105°C y cambiando el actual consumo de petróleo industrial N°6 por gas natural, logrando un rendimiento de 93.34% (incremento de 15.20%), con un beneficio de 2713489.71 \$/año, inversión 452898.00 \$ con un periodo de retorno de la inversión de 2 meses.

4.4. En el estudio de Purizaca (2015), “Diseño técnico y económico de un sistema de recuperación de vapor flash de purgas continuas para calentar el agua de alimentación de las calderas de la empresa pesquera Ribaud S.A”. Detalló que la empresa pesquera recupera el 84% del condensado y para reducir el consumo de combustible se instalaron sistemas de recuperación de vapor flash en tanques de revaporizado recuperando 1742.4 Kg/h equivalente al

15% del vapor flash. Los intercambiadores de calor para el calentamiento del agua son de 121 tubos con diámetro de 16 in y longitud de 2 m, permitiendo una reducción en los gases de dióxido de carbono de 1791 TM/h y en dióxido de azufre 34.47 TM/h. Con un incremento en el rendimiento energético máximo del 10% en referencia al valor actual. En referencia a la presente tesis la empresa pesquera CNC SAC recupera el 70% del condensado, para recuperar el vapor flash de las purgas continuas del caldero de 900BHP implemento un tanque de revaporizado tipo FV12 con una capacidad de 396 Kg/h de vapor flash, para luego calentar el aire de combustión con el vapor vivo en un intercambiador de calor de 625 tubos con diámetros de 1in y longitud 1.80m, contribuyendo al impacto ambiental dejando de evacuar 6902.4 TM/año de dióxido de carbono y 290.17 TM/año de dióxido de azufre.

V. CONCLUSIÓN.

- 5.1. El análisis energético realizado al caldero piro-tubular Johnston Boiler de 900BHP en condiciones actuales, indicó que el flujo másico de purgas es 2667.6 Kg/h, el flujo másico de gases residuales 29700 Kg/h, el flujo másico de aire 28656 Kg/h, flujo másico de vapor flash 396 Kg/h y el rendimiento energético 77.08%, debido a las diversas pérdidas en el caldero que generan un 22.92% del calor total perdido. Asimismo, la mayor pérdida energética se encontró en los gases residuales 1918.455 KW (16.13%), seguido de la pérdida por purga 368 KW (3.10%), pérdida por combustión incompleta 181.03 KW (1.52%), pérdida por hollín 162KW (1.36%), pérdida por convección 56.50 KW (0.47%) y pérdida por radiación 40.52 KW (0.34%). De tal manera que dichas condiciones de operación actuales del caldero, conllevan a que el costo de generación de vapor corresponda a 53.10 \$/TM
- 5.2. Se implementó el sistema de cambio de combustible petróleo industrial N°6 por gas natural, el cual tiene un poder calorífico inferior de 53231.85 KJ/Kg mayor al del petróleo de 40353.3 KJ/Kg. La caldera en operación con gas natural consumirá 798.12 Kg/h, ratio de combustión de 18.42 y con un quemador dual Baltur GI MIST 100 DPSGM CE 60HZ con una potencia de 15500KW. El tanque de almacenamiento de gas natural se diseñó bajo criterios de la norma ASME para una vida de 25 años, obteniendo un tanque de diámetro 145.25 in, espesor de pared 5/8 in y una longitud 494.76 in para un almacenamiento máximo de 3 días de operación a máxima carga del caldero.
- 5.3. La implementación de sistemas de recuperación de calor, permitieron recuperar el 14.70% del vapor flash equivalente a 396Kg/h en tanques de revaporizado tipo FV12 Spirax Sarco. Asimismo, el intercambiador de calor de vapor flash por aire, logro aumentar la temperatura del aire a 80.40°C en un intercambiador de 625 tubos, con diámetro nominal de 1 in y una carcasa de 1386.50 mm con una longitud de 1.80 m ahorrando 16.34Kg/h de combustible. Por otro lado, se aumentó la temperatura del agua de alimentación a 105°C a través de la energía de los gases residuales en un intercambiador de calor de 324 tubos de ½ in de diámetro, con un diámetro de

carcasa de 821.45 mm y longitud de 1.34 m ahorrando 48.60Kg/h. De esta manera se logró un ahorro de 64.90 Kg/h de gas natural.

- 5.4. La propuesta de gestión energética permitió que la caldera con cambio de combustible a gas natural consuma 653.18Kg/h, con un rendimiento mejorado de 93.34%, donde las pérdidas por gases residuales se redujeron a 253.42KW (2.60%), combustión incompleta 54.65KW (0.55%), hollín 69.10KW (0.70%), purgas 228.67KW (2.30%), convección 16.14KW (0.16%) y radiación 34.40KW (0.35%). Logrando reducir los costos de generación de vapor a 8.11 \$/TM.
- 5.5. El análisis estructural, estableció que la viga para soportar el peso del I.C de gases residuales y agua de alimentación es una viga tipo W310x33 a una altura de 5m, con pernos de ½ in ISO 898 clase 5.8, placas de 150x400x12.7mm y cimientos de 450x320x200mm. Para los I.C de vapor flash y aire de combustión la placa es de dimensiones 2000x1500x12.7mm, con pernos de ½ in ISO 898 clase 5.8 y cimientos de 2500x2000x200mm. El aislante a utilizar en el aislamiento de los I.C y caldera sería la lana mineral de roca, con dimensiones de fardo: 1200x600x30mm, con un total de 42fardos.
- 5.6. El análisis ecológico de impacto ambiental, detallo que con la utilización del gas natural como combustible para el caldero pirotubular Johnston Boiler, se reducirán 6902.4 TM/año de dióxido de carbono y 290.17 TM/año de dióxido de azufre.
- 5.7. Se concluye que el presente estudio de tesis tiene un beneficio útil de 2713489.71 \$/año, con una inversión inicial de 452898.00 U\$\$ y un retorno operacional de la inversión de 2 meses.
- 5.8. El análisis concluye que el proyecto es muy factible con un VAN de 16213812\$ y un TIR de 599%.

VI. RECOMENDACIONES.

- 6.1. Implementar un plan de mantenimiento correctivo y preventivo para el quemador dual, tanque de almacenamiento de gas natural, tanque de revaporizado e intercambiadores de calor, para lo cual dicho mantenimiento debe estar en paralelo al mantenimiento realizado a la caldera pirotubular de 900BHP.
- 6.2. Instruir al personal de mantenimiento de la planta térmica con respecto a la operación de la nueva tecnología de implementación con la gestión energética.
- 6.3. Utilizar en los intercambiadores de calor tubos de acero al carbono con un espesor mínimo de 1/8in para una vida de 25 años.
- 6.4. Se recomienda controlar los nuevos flujos máxicos de combustible en las calderas pirotubulares, mediante el empleo del sistema automático tipo proporcional y de lógica cableada, el cual controla el ventilador de tiro forzado (entrada de aire) de acuerdo al consumo de combustible.
- 6.5. Se recomienda elaborar un diagrama de Gantt para exponer las diferentes actividades o tareas para la ejecución del proyecto en un tiempo determinado.

VII. REFERENCIAS.

- Amáu, José. 2010. *Ejercicios resueltos de máquinas térmicas*. Valencia : Universidad Politécnica de Valencia. 9788483635919
- Beltrán, Rafael. 2008. *Conversión Térmica de Energía*. Bogotá : Uniandes. 9789586953856.
- Broatch Jacobi, Alberto. 2010. *Ejercicios Resueltos de Maquinas Térmicas* : Universidad Politecnica , 978-84-8363-591-9.
- Capcha, Meliton. 2007. *Termodinámica II*. Lima : Ciencias. 15010520022131.
- Cengel, Yunus. 2007. *Transferencia de calor y masa*. México, D.F : McGraw-Hill, 2007. 9789701061732.
- Esplugas, S. y Chamarro, M. 2005. *Fundamentos de Transmisión de Calor*. España: Publicaciones y Ediciones de la Universidad de Barcelona. 9468578355547
- Fernández, Jorge. 2010. *Maquinas Térmicas*. México : UNED. 9877578355882.
- Fernández, Pedro. 2009. *Termodinámica técnica*. Madrid : Universidad de Cantabria. 8489586128.
- Harper, Enríquez. 2004. *Generadores, Transformadores y motores eléctricos*. México : Limusa Noriega Editores S.A, 2004. pág. 187. 9681860535.
- Incropera, Frank y Witt, David. 2009. *Fundamentos de transferencia de calor*. México :Prencite Hall. 0471304603.
- Kenneth, Wark y Donald, E. 2001. *Termodinámica* . Madrid : Concepción Fernández Madrid , 2001. 844812829.
- Martines, Juan. 2010. *Energías eléctricas y renovables*. Madrid : Limusa-Wiley, 2010. 9786070501760.
- Muñoz, Marta. 2011. *Problemas resueltos de motores térmicos y turbomáquinas térmicas*. Madrid : Uniandes. 9788436255645.
- Shapiro, Michael J. Moran y Howard N. 2005. *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. Barcelona : Reverté S.A. 8429143130.

Shigley, Joseph. 2008. *Mechanical Engineering Design*. United States of America : McGraw-Hill Primis. 0390764876.

Singer, Ferdinand. 2008. *Resistencia de Materiales*. Madrid : Ediciones del Castillo S.A, 2008. 063169959

Sowell, Tomas. 2013. *Economia Basica* . España : Deusto SA, 2013. 9788423412648.

ANEXOS.

A.1. Registro de consumo de petróleo industrial N°6 de las calderas Pirotubulares de la empresa pesquera CNC S.A.C en el año 2016.

Tabla 01: Consumo de petróleo industrial N°6 – Caldero APIN 900BHP

	
EMPRESA PESQUERA CNC S.A.C PERIODO: 2016	
GERENCIA DE MANTENIMIENTO. ÁREA DE CALDEROS CALDERO PIROTUBULAR JOHNSTON BOILER 900BHP RESUMEN ANUAL DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE PETROLEO N°6	
Mes	Consumo: Gal/mes
Febrero	195062
Marzo	178062
Abril	196906
Agosto	176228
Septiembre	192846
Octubre	199273
Noviembre	197712
Consumo Anual	1336088
Tiempo de operación promedio	22 horas/día
Tiempo de operación	211 días/año

Fuente: Gerencia de mantenimiento empresa CNC, 2016.

A.2. Ficha de registro del caldero pirotubular 900BHP Johnston Boiler.

Parámetros de funcionamiento del caldero de 900BHP - 2017		
Potencia (BHP): 900		Modelo: Johnston Boiler
Parámetro	Unidad	Valor
Flujo másico de vapor	Kg/s	3.915
Solidos totales disueltos de las purgas	ppm	2200
Solidos totales disueltos del agua de alimentación	ppm	350
Ratio de combustión	Kga/Kgc	27.50
Tiempo de operación	h/año	4642
Flujo másico de combustible	Kg/h	1041.84
Presión de servicio del vapor saturado	barg	8.3
Temperatura de saturación del vapor	°C	176.755
Entalpia de vapor saturado del vapor	KJ/Kg	2773.4
Entalpia de líquido saturado del vapor	KJ/Kg	748.8
Presión de purgas	barg	0
Temperatura de saturación de purgas	°C	99.6316
Entalpia de vapor saturado de purgas	KJ/Kg	2675.50
Entalpia de líquido saturado de purgas	KJ/Kg	417.50
Temperatura del agua de alimentación inicial	°C	60
Entalpia del agua de alimentación inicial	KJ/Kg	251.10
Temperatura del combustible	°C	65
Calor específico del combustible	KJ/Kg°C	3
Entalpia específica del combustible	KJ/Kg	195
Temperatura del aire	°C	20
Calor específico del aire	KJ/Kg°C	1.007
Entalpia específica del aire	KJ/Kg	20.14
Temperatura de gases residuales	°C	240
Calor específico del gas residual	KJ/Kg°C	1.107
Entalpia específica del gas residual	KJ/Kg	265.68
Exceso de aire	%	72.18
Participación másica del carbono	%	0.06
Participación volumétrica del CO	%	0.12
Emisividad del hogar con petróleo	-	0.65
Calor específico de los gases de combustión	KJ/Kg°C	1.32
Velocidad del aire en cuarto de caldero	Km/h	12

Temperatura de pared exterior del caldero	°C	55
Diámetro exterior del caldero	m	3.62
Diámetro del hogar	m	1.35
Longitud del caldero	m	5.84
Longitud del hogar	m	5.12
Espesor de lana mineral del aislante	mm	50
Costo unitario del petróleo industrial N°6	\$/gal	2.60
Parámetros de funcionamiento diversos		
Parámetro	Unidad	Valor
Temperatura del agua de alimentación final	°C	105
Entalpia del agua de alimentación final	KJ/Kg	440.20
Temperatura del gas natural	°C	15
Calor específico del gas natural	KJ/Kg°C	2.134
Emisividad del hogar con gas natural	-	0.50
Costo unitario del gas natural	\$/Kg	0.175

A.3. Composición del gas natural del Perú.

<i>Componente</i>	<i>Nomenclatura(%)</i>	<i>Composición</i>	<i>Estado Natural</i>
Metano	(CH ₄)	95,08	gas
Etano	(C ₂ H ₆)	2,14	gas
Propano	(C ₃ H ₈)	0,29	gas licuable
Butano	(C ₄ H ₁₀)	0,11	gas licuable
Pentano	(C ₅ H ₁₂)	0,04	líquido
Hexano	(C ₆ H ₁₄)	0,01	líquido
Nitrógeno	(N ₂)	1,94	gas
Gas carbónico	(CO ₂)	0,39	gas

Impurezas: helio, oxígeno, vapor de agua, H₂S

C_p (presión Cte) : 8,57 cal/mol.°C

A.4. Excesos de aire recomendados en combustibles.

Exceso de aire. Coeficiente de suministro

En la práctica es imposible obtener una combustión completa suministrando la cantidad teórica de aire a la combustión, ya que siendo ésta una reacción química de oxidación, es prácticamente imposible que todo el oxígeno del aire se combine con las sustancias combustibles hasta completar la reacción. Como en todas las reacciones químicas, es necesaria una concentración de los reactivos y un determinado tiempo y condiciones para que la reacción se complete. Si queremos que todo el oxígeno se combine, será necesario un exceso de combustible que, naturalmente, dará una pérdida importante en el rendimiento térmico. Por ello es preferible que haya exceso (mínimo) de aire para que arda la totalidad del combustible. Ello provocará, naturalmente, una dilución de los productos de la combustión y una pérdida térmica por los humos, la cual será siempre inferior a la pérdida por inquemados. A este exceso de aire se le conoce por coeficiente de suministro de aire K . Dicho coeficiente tiene los siguientes valores para los distintos combustibles: para combustibles sólidos, $K = 1,4$ a $2,5$ (exceso de aire de 40 a 150 %); para combustibles líquidos, $K = 1,25$ a $1,6$ (exceso de aire de 25 a 60 %); para combustibles gaseosos, $K = 1,1$ a $1,4$ (exceso de aire de 10 a 40 %). Este coeficiente, relativamente bajo para el gas natural comparado con el de los combustibles sólidos y líquidos, representa una importante mejora en el rendimiento térmico de la combustión, a consecuencia de una pérdida más baja en la chimenea y una temperatura más alta de combustión.

A.5. Temperatura del gas natural en cámara de combustión.

GAS NATURAL

	Densidad (*)	Temperatura	Presión	
Gas natural	0,743 kg/(n)m ³	0 °C	1 atm	Normal m ³ Europeo
Gas natural	0,737 kg/(s)m ³	15 °C	1 atm	Estandar m ³ Americano
GNC	158,49 kg/m ³	15 °C	200 bar	Indice de compresibilidad=0,93
GNL	431,0 kg/m ³	-161 °C	1 atm	

A.6. Tablas del Código ASME Sección VIII Div. 1.

PROPIEDADES DE ALGUNOS MATERIALES DE ACERO AL CARBON Y ACEROS DE BAJA ALEACION									
ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE DE DISEÑO A LA TENSION EN 1,000 PSI									
ESPECIFICACION DEL MATERIAL		CUANDO LA TEMPERATURA DE DISEÑO NO EXCEDE DE: °F							
NUMERO	GRADO	-20 A 650	700	750	800	850	900	950	1050
SA-283	C	12.7	---	---	---	---	---	---	---
SA-285	C	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5		







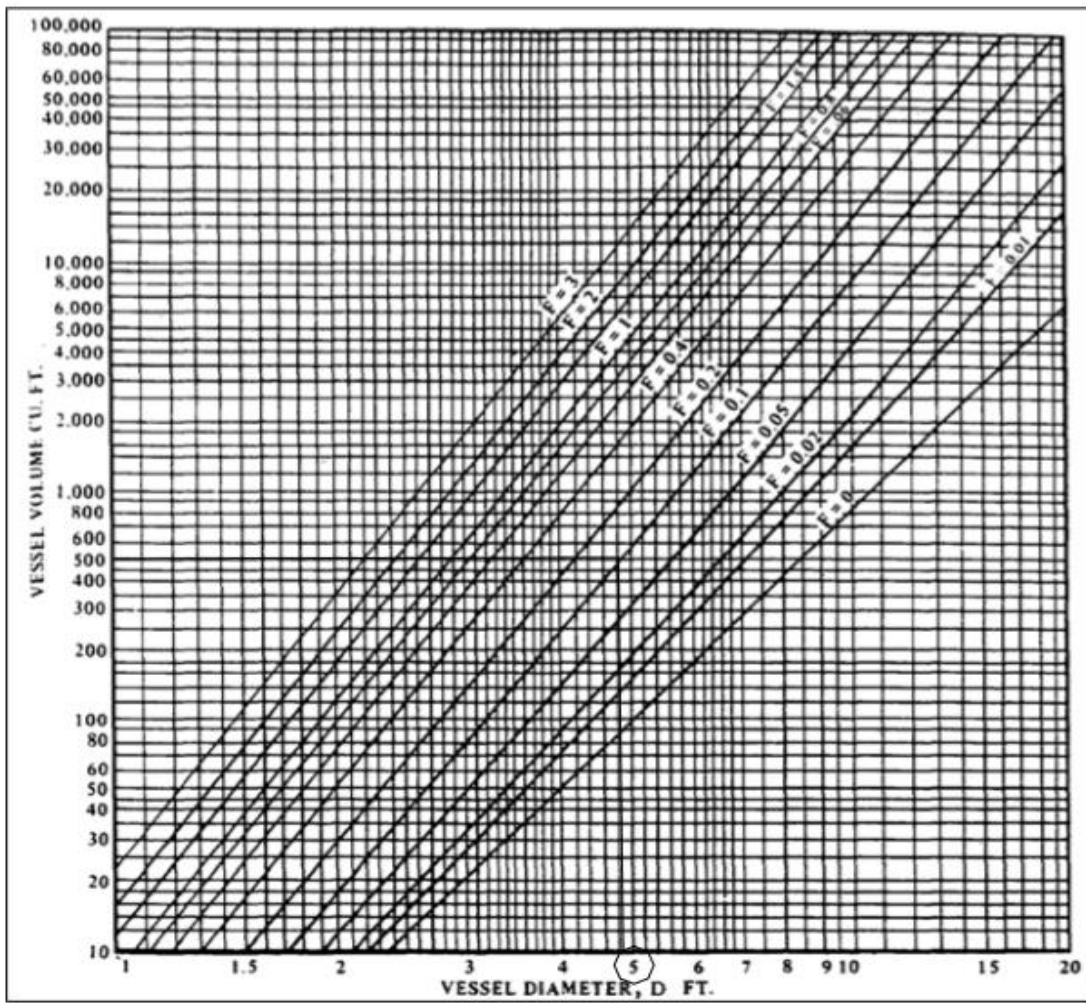
EFICIENCIA DE SOLDADURAS VALORES DE "E"				
TIPOS DE UNIONES NORMA UW-12		EFICIENCIA DE LA UNION CUANDO LA JUNTA ESTA RADIOGRAFIADA		
		AL 100 %	POR PUNTOS	SIN
	SOLDADURA A TOPE UNIDA CON SOLDADURA POR AMBOS LADOS, O BIEN POR OTRO METODO CON LO CUAL SE OBTENGA LA MISMA CALIDAD DEL METAL DE APORTE EN AMBOS LADOS DE LA SUPERFICIE SOLDADA. SI SE USA LA SOLERA DE RESPALDO, DEBERA QUITARSE DESPUES DE APLICAR LA SOLDADURA Y ANTES DE RADIOGRAFIAR.	1.00	0.85	0.70
	SOLDADURA SIMPLE A TOPE CON SOLERA DE RESPALDO LA CUAL PERMANECERA EN EL INTERIOR DEL RECIPIENTE.	0.90	0.80	0.85
	UNION SIMPLE POR UN SOLO LADO SIN SOLERA DE RESPALDO	----	----	0.60
	UNION TRASLAPADA CON DOBLE FILETE	----	----	0.55
	UNION TRASLAPADA CON FILETE SENCILLO Y TAPON DE SOLDADURA	----	----	0.50
	UNION TRASLAPADA CON FILETE SENCILLO SIN TAPON DE SOLDADURA	----	----	0.45

TABLA PARA ESTABLECER LAS MEDIDAS
ADECUADAS EN EL RECIPIENTE A PRESIÓN



Dimensiones y pesos de los aceros al carbono para tanques de GN y GLP SA -285C y SA -283C

CALIBRE	ESPESOR		M2	1.0 x 2.0 Mts.	1.22 x 2.44 Mts.	1.83 x 6.09 Mts.	2.0 x 6.0 Mts.	2.44 x 6.09 Mts.
	PULGADA	MILIMETRO	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.
16		1.50	11.78	23.56	35.01	131.00	141.00	175.00
14		1.90	14.92	29.85	44.35	166.00	179.00	222.00
		2.50	19.63	39.27	58.35	219.00	236.00	292.00
12		2.66	20.89	41.78	62.09	233.00	251.00	311.00
11		3.00	23.56	47.12	70.02	263.00	283.00	350.00
	1/8"	3.17	24.90	49.79	73.99	278.00	299.00	370.00
		4.00	31.42	62.83	93.37	350.00	377.00	467.00
		4.50	35.34	70.69	105.04	394.00	424.00	525.00
	3/16"	4.76	37.38	74.77	111.11	417.00	449.00	556.00
		5.00	39.27	78.54	116.71	438.00	471.00	584.00
		6.00	47.12	94.25	140.05	525.00	565.00	700.00
	1/4"	6.35	49.87	99.75	148.22	556.00	598.00	741.00
	5/16"	7.94	62.36	124.72	185.33	695.00	748.00	927.00
		8.00	62.83	125.66	186.73	700.00	754.00	934.00
		9.00	70.69	141.37	210.07	788.00	848.00	1,051.00
	3/8"	9.53	74.85	149.70	222.44	834.00	898.00	1,113.00
		10.00	78.54	157.08	233.41	876.00	942.00	1,167.00
		12.00	94.25	188.50	280.10	1,051.00	1,131.00	1,401.00
	1/2"	12.70	99.75	199.49	296.44	1,112.00	1,197.00	1,483.00
		13.00	102.10	204.20	303.44	1,138.00	1,225.00	1,518.00
		15.00	117.81	235.62	350.12	1,313.00	1,414.00	1,751.00
	5/8"	15.88	124.72	249.44	370.66	1,390.00	1,497.00	1,854.00
		16.00	125.66	251.33	373.46	1,401.00	1,508.00	1,868.00
		19.00	149.23	298.45	443.49	1,664.00	1,791.00	2,218.00
	3/4"	19.05	149.62	299.24	444.65	1,668.00	1,795.00	2,224.00

A.7. Catálogo Baltur de quemadores duales.

baltur



GI MIST 1000 DSPGM CE 60Hz

Código: 66875410

Serie: GI MIST DSPGM

Características de Fabricación

- Quemadores con alimentación alternada gas natural/gasóleo.
 - Funcionamiento en dos etapas progresivas de potencia.
 - Predispuesto para montar el regulador automático RWF 40 en el cuadro de mando (pedir aparte, junto con el kit de modulación adecuado).
 - Adecuado para funcionar con todo tipo de cámaras de combustión.
 - Mezcla aire-gas en la cabeza de combustión y pulverización mecánica con alta presión del combustible mediante la boquilla.
 - Posibilidad de obtener valores óptimos de combustión mediante la regulación del aire comburente y del deflector.
 - Mantenimiento facilitado gracias a la posibilidad de sacar los grupos de mezcla y de pulverización sin desmontar el quemador de la caldera.
 - Regulación del caudal mínimo y máximo del aire mediante el servomotor eléctrico con cierre de la clapeta del aire cuando el quemador no funciona para evitar dispersiones de calor en la chimenea.
 - Equipado con dispositivo de control de fugas de acuerdo con la normativa europea EN676.
 - Preparación para la conmutación automática del combustible.
- GI MIST 350 - 420 - 510 DSPGM
- Equipado con 1 brida y 1 junta aislante para fijar el quemador a la caldera, 2 latiguillos para el combustible, 1 filtro de línea.
- GI MIST 1000 DSPGM
- Incluye 1 junta aislante para la fijación a la caldera, 2 tubos flexibles y 2 filtros de línea; la tobera no está incluida pero se puede pedir a parte, en función del caudal solicitado.

Características Técnico-Funcionales

- Ventilador centrífugo para altas prestaciones.
 - Toma de aire comburente lateral con dispositivo de regulación del caudal de aire incorporado.
 - Deflector con tobera de acero inoxidable y disco deflector de acero.
 - 1 motor eléctrico para accionar la bomba y 1 para accionar el ventilador.
 - Presostato de aire que garantiza la presencia del aire comburente.
 - Servomotor eléctrico con leva mecánica para la regulación simultánea del aire comburente y del combustible.
 - Bomba de engranajes con regulador de presión.
 - Grupo pulverizador con imán para accionar las agujas de ida/retorno boquilla.
 - Centralita automática de mando y control del quemador de acuerdo con la norma europea EN298.
 - Control de la presencia de llama mediante fotocélula UV.
 - Regleta de conexiones auxiliar para la alimentación eléctrica y termoestática del quemador, para accionar la segunda etapa de funcionamiento o conectar el regulador electrónico de potencia.
 - Instalación eléctrica con grado de protección IP40.
- GI MIST 350 - 420 - 510 DSPGM
- Cuerpo quemador de aleación ligera de aluminio.
 - Brida corredera de unión al generador para adaptar la longitud del deflector a los distintos tipos de generadores de calor.
 - Rampa de gas integrada por válvulas reguladora, de funcionamiento, de seguridad y piloto, control de estanqueidad de las válvulas, presostato de mínima y máxima, regulador de presión y filtro de gas.
 - Cuadro de mandos con: interruptor encendido/apagado, selector automático/manual y mínimo/máximo, conmutador cambio combustible, luces testigo de funcionamiento, de bloqueo y del combustible utilizado.

GI MIST 1000 DSPGM

-Ventilador de chapa de acero.

-Brida de sujeción al generador fijada con bisagra para facilitar el desmontaje del grupo pulverizador y el disco de llama.

-Rampa de gas principal integrada por válvulas reguladora, de funcionamiento, de seguridad y piloto, control de estanqueidad de las válvulas, presóstato de mínima y máxima, regulador de presión y filtro de gas.

-Rampa de gas de encendido del quemador integrada por válvulas de funcionamiento y de seguridad, presóstato de mínima, regulador de presión y filtro de gas.

-Caja de paso en el aparato y cuadro de mandos separado con: Interruptor de paro/marcha. Conmutador de cambio de combustible y funcionamiento manual/automático. Conmutador cambio combustible. Indicadores de funcionamiento, de bloqueo y del combustible utilizado.

Datos técnicos - GI MIST 1000 DSPGM CE 60Hz:

Potencia Térmica Mínima	2500	kW
Potencia Térmica Máxima	15500	kW
Caudal Gasóleo Mínimo	211	kg/h
Caudal Gasóleo Máximo	885	kg/h
Caudal Gas Mínimo	251	m3/h
Caudal Gas Máximo	1056	m3/h
Viscosidad máx	1,5	°E
Potencia eléctrica motor	26	kW
Alimentación Eléctrica Fase	3	N
Alimentación Eléctrica Frecuencia	60	Hz
Alimentación Eléctrica Tipo Corriente	AC	
Alimentación Eléctrica Voltaje	400	V
Peso	880	kg
Peso Embalaje	980	kg

A.8. Propiedades termofísicas del aire.

Temp., T, °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k, W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935

A.9. Velocidades de fluidos.

SERVICIO	VELOCIDAD DEL FLUIDO	
	ft/min	m/s
Tubos de caldera y turbina	6000 -12000	30.5 - 60.9
Colectores de vapor	6000 - 8000	30.5 - 40.6
Líneas ramales de vapor	6000 -15000	30,5 - 76.2
Líneas de alimentación de agua	250 - 850	1.3 - 4.3
Líneas de salida de vapor y de baja presión	6000 -15000	30,5 - 76.2
Líneas de succión de bombas	100 - 300	0.51 - 1.52
Líneas de purga de vapor	4000 - 6000	20.3 - 30.5
Líneas principales de servicio de agua	120 - 3000	0.61 - 1.52
Líneas de vapor flash en calentadores	10-120	0.05 – 0.60
Líneas de vapor de vacío	20000 - 40000	101.6 - 203.2
Líneas de petróleo crudo	50 - 350	0.25 - 1.78
Líneas de aire comprimido	1500 - 2000	7.5 -10.2
Tubos de vapor recalentado	2000 - 5000	10.2 - 25.4
Tubos economizadores (agua)	12 - 20	0.06 – 0.1
Tubos economizadores (gases de chimenea)	6000 - 10000	30.5 – 50.8

A.10. Tubos normalizados ASTM A53 SCH 40 grado A y B al Sí, sin costura.

CAÑERIAS DE ACERO ASTM IMEL					
NORMA ASTM A-53 SCH 40 GRADO A Y B					
Diámetro Nominal	Diámetro Exterior (D)	Espesor Nominal	Peso Teórico	Presión de Prueba	
				Kg/cm ²	
pulg.	mm.	mm(e).	Kg/m.	Grado A	Grado B
1/8	10,3	1,73	0,37	49,2	49,2
1/4	13,7	2,24	0,63	49,2	49,2
3/8	17,1	2,31	0,84	49,2	49,2
1/2	21,3	2,77	1,27	49,2	49,2
3/4	26,7	2,87	1,69	49,2	49,2
1	33,4	3,38	2,5	49,2	49,2
1 1/4	42,2	3,56	3,39	84,4	91,4
1 1/2	48,3	3,68	4,05	84,4	91,4
2	60,3	3,91	5,44	161,7	175,8
2 1/2	73	5,16	8,63	175,8	175,8
3	88,9	5,49	11,29	156,1	175,8
4	114,3	6,02	16,07	133,6	155,4
6	168,3	7,11	28,26	106,9	125,1

A.11. Propiedades termofísicas del vapor flash.

ChemicaLogic SteamTab Companion

About Saturated Superheated/Subcooled Constants

Independent Variable:
 Temperature
 Pressure Value, bar

Units:
 Metric/SI
 English

Phase:
 Vapor Liquid Two-phase

Property	Value	Unit
Pressure	1	bar
Steam quality	100	%
Volume	1.69393	m ³ /kg
Density	0.590344	kg/m ³
Compressibility factor	0.984649	dimensionless
Enthalpy	2674.95	kJ/kg
Entropy	7.35885	kJ/(kg.°C)
Helmoltz free energy	-237.5	kJ/kg
Internal energy	2505.55	kJ/kg
Gibbs free energy	-68.1069	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	1.5548	kJ/(kg.°C)
Heat capacity at constant pressure	2.07845	kJ/(kg.°C)

ChemicaLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Wobum, MA 01801 Tel: 781-938-1151
 Copyright © 1999 ChemicaLogic Corporation. All rights reserved.

ChemicaLogic SteamTab Companion

About Saturated Superheated/Subcooled Constants

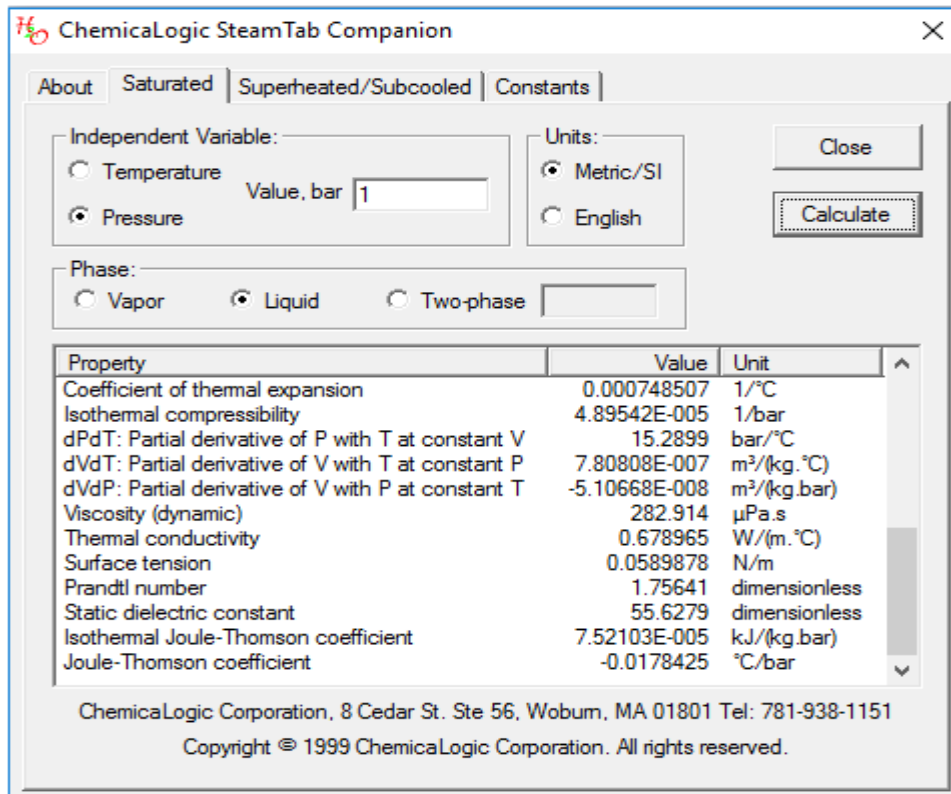
Independent Variable:
 Temperature
 Pressure Value, bar

Units:
 Metric/SI
 English

Phase:
 Vapor Liquid Two-phase

Property	Value	Unit
Temperature	99.6059	°C
Pressure	1	bar
Steam quality	0	%
Volume	0.00104315	m ³ /kg
Density	958.632	kg/m ³
Compressibility factor	0.000606366	dimensionless
Enthalpy	417.504	kJ/kg
Entropy	1.30276	kJ/(kg.°C)
Helmoltz free energy	-68.2112	kJ/kg
Internal energy	417.4	kJ/kg
Gibbs free energy	-68.1069	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	3.77021	kJ/(kg.°C)

ChemicaLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Wobum, MA 01801 Tel: 781-938-1151
 Copyright © 1999 ChemicaLogic Corporation. All rights reserved.



A.12. Propiedades térmicas de los materiales.

PROPIEDADES TERMICAS DE ALGUNAS ALEACIONES

Propiedades a 20°C		Densidad	Calor	Conduct.	Difusividad	Conductividad térmica en (W/m°C)									
Aleaciones	Composición	ρ	especif	k	$\alpha \times 10^3$	a la temperatura en °C:									
		Kg/m ³	J/kg°K	W/m°K	m ² /seg	-100	0°C	100	200	300	400	600	800	1000	
Duraluminio	94-96% Al; 3-5% Cu	2787	833	164	6,680	126	159	182	194						
Siluminio	87% Al; 1,33% Si	2659	871	164	7,100	119	137	144	152	161					
Alusil	80% Al; 20% Si	2627	854	161	7,172	144	157	168	175	178					
Al-Mg-Si	97% Al; 1% Mg; 1% Si	2707	8922	177	7,311		175	189	204						
Bronce de aluminio	95% Cu; 5% Al	8666	410	83	2,330										
Bronce	75% Cu; 25% Sn	8666	343	26	0,860										
Latón rojo	85% Cu; 9% Sn; 6% Zn	8714	385	61	1,804		59	71							
Latón	70% Cu; 30% Zn	8522	385	111	3,412	88	128	144	147	147					
Plata alemana	62% Cu; 15% Ni; 22% Zn	8618	394	24,9	0,733	19,2	31	40	45	48					
Constantán	60% Cu; 40% Ni	8922	410	22,7	0,612	21	22	26							
Fundición	4% C	7272	420	52	1,702										
Acero al carbono	0,5% C	7833	465	54	1,474	55	52	48	45	42	35	31	29		
	1% C	7801	473	43	1,172	43	43	42	40	36	33	29	28		
	1,5% C	7753	486	36	0,970	36	36	36	35	33	31	28	28		
Acero al cromo	1% Cr	7865	460	61	1,665	62	55	52	47	42	36	33	33		
	5% Cr	7833	460	40	1,110	40	38	36	36	33	29	29	29		
	20% Cr	7689	460	40	1,11	22	22	22	22	24	24	26	29		

Composición de grado y Química (%)

ASTM A53

Grade	C ≤	M ≤	P ≤	S ≤	Cu ≥	Ni ≤	Cr ≤	Mo ≤	V ≤
A	0.25	0.95	0.05	0.045	0.40	0.40	0.40	0.15	0.08
B	0.30	1.20	0.05	0.045	0.40	0.40	0.40	0.15	0.08

A.13. Resistencias de ensuciamiento de los fluidos.

Tipo de fluido	$R_{tf} \left(\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right)$
Agua de mar < 325 K	0,0009
Agua de mar > 325 k	0,0003
Agua de alimentación a calderas	0,001
Agua de río	0,001 – 0,004
Agua condensado en ciclo cerrado	0,001
Agua de torre de refrigeración tratada	0,001 – 0,002
Gasóleo ligero	0,0020
Gasóleo pesado	0,0030
Gasolina	0,0010
Gas de combustión	0,005
Aceite para temple	0,0007
Gases de escape de un motor	0,0100
Aceite combustible	0,0050
Aceite para transformadores	0,0010
Aceites vegetales	0,0030
Vapor de agua y Vapores de alcohol	0,0001
Aire comprimido	0,0010
Líquido refrigerante	0,0010

A.14. Propiedades termofísicas del agua.

AGUA

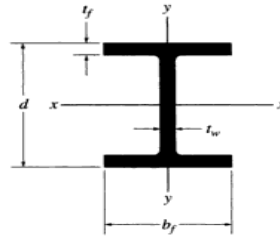
Temperatur °C	Densidad ρ (Kg/m ³)	Calor especifico c_p J/Kg°C	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^6$ (m ² /seg)	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^6$ N.seg/m ²	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m ² /seg)	Nº de Prandt Pr	$\frac{\mu \beta}{\nu^2} \cdot 10^{-9}$
0	999,9	4226	0,558	0,131	1794	1,789	13,7	
20	998,2	4182	0,597	0,143	1004	1,006	7,02	2,035
40	992,3	4178	0,633	0,151	653,0	0,658	4,34	8,833
60	983,2	4181	0,658	0,155	470,0	0,478	3,02	22,75
80	971,8	4194	0,673	0,165	353,7	0,364	2,22	46,68
100	958,4	4211	0,682	0,169	281,0	0,294	1,75	85,09
120	943,1	4245	0,685	0,171	233,0	0,247	1,45	
140	926,1	4279	0,687	0,172	198,2	0,214	1,24	
160	907,6	4338	0,682	0,173	171,5	0,189	1,10	
180	887,0	4413	0,678	0,172	153,5	0,173	1,00	
200	864,8	4501	0,665	0,170	129,0	0,160	0,94	517,2
220	840,5	4606	0,656	0,168	126,0	0,150	0,89	
240	812,2	4752	0,639	0,164	116,0	0,143	0,87	
260	784,0	4944	0,614	0,157	107,5	0,137	0,87	
280	750,8	5204	0,583	0,150	101,4	0,135	0,92	
300	712,5	6594	0,543	0,132	94,1	0,132	1,02	1766

A.15. Tabla de propiedades termofísicas de los gases residuales.

T[°C]	ρ [Kg/m ³]	Cp [KJ/Kg°K]	K * 10 ² [W/m°K]	a * 10 ² [m ² /h]	μ * 10 ⁶ [N.s/m ²]	v * 10 ⁶ [m ² /seg]	Pr –
0	1,295	1,045	2,2794	6,08	15,7842	12,2	0,72
100	0,95	1,0676	3,1284	11,10	20,3949	21,54	0,69
200	0,748	1,0969	4,0123	17,60	24,4955	32,80	0,67
300	0,617	1,1221	4,8380	25,16	28,2331	45,81	0,65
400	0,525	1,1514	5,6987	35,04	31,6863	60,38	0,64
500	0,457	1,1849	6,5593	43,61	43,8549	76,30	0,63
600	0,405	1,2142	7,4199	54,32	37,8666	93,61	0,62
700	0,363	1,2393	8,2689	66,17	40,6918	112,10	0,61
800	0,329	1,2644	9,1528	79,09	43,3798	131,80	0,60
900	0,301	1,2895	10,0134	92,87	45,9108	152,50	0,59
1000	0,275	1,3063	10,8973	109,21	48,3633	174,30	0,58
1110	0,257	1,3230	11,7463	124,37	50,7078	197,10	0,57
1200	0,24	1,3398	12,6185	141,27	52,9936	221,0	0,56

Nota: son equivalentes; $\frac{KJ}{Kg^{\circ}K} = \frac{KJ}{Kg^{\circ}C}$ y $\frac{W}{m^{\circ}K} = \frac{W}{m^{\circ}C}$

A.16. Ficha técnica de perfiles ASTM A-36.



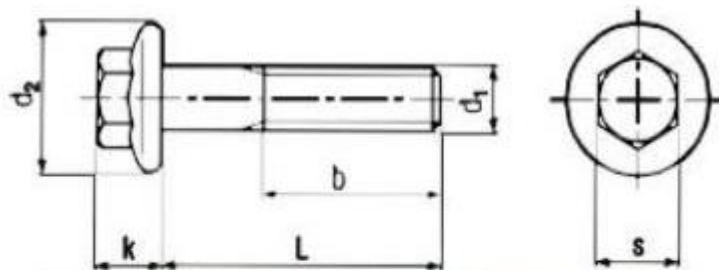
Vigas de patín ancho o perfiles W. Unidades SI

Designación	Área A	Peralte d	Espesor del alma t_w	Patín		Eje x-x			Eje y-y		
				ancho b_f	espesor t_f	I	S	r	I	S	r
mm × kg/m	mm ²	mm	mm	mm	mm	10 ⁶ mm ⁴	10 ³ mm ³	mm	10 ⁶ mm ⁴	10 ³ mm ³	mm
W310 × 129	16 500	318	13.10	308.0	20.6	308	1 940	137	100	649	77.8
W310 × 74	9 480	310	9.40	205.0	16.3	165	1 060	132	23.4	228	49.7
W310 × 67	8 530	306	8.51	204.0	14.6	145	948	130	20.7	203	49.3
W310 × 39	4 930	310	5.84	165.0	9.7	84.8	547	131	7.23	87.6	38.3
W310 × 33	4 180	313	6.60	102.0	10.8	65.0	415	125	1.92	37.6	21.4
W310 × 24	3 040	305	5.59	101.0	6.7	42.8	281	119	1.16	23.0	19.5
W310 × 21	2 680	303	5.08	101.0	5.7	37.0	244	117	0.986	19.5	19.2
W250 × 149	19 000	282	17.30	263.0	28.4	259	1 840	117	86.2	656	67.4
W250 × 80	10 200	256	9.40	255.0	15.6	126	984	111	43.1	338	65.0
W250 × 67	8 560	257	8.89	204.0	15.7	104	809	110	22.2	218	50.9
W250 × 58	7 400	252	8.00	203.0	13.5	87.3	693	109	18.8	185	50.4
W250 × 45	5 700	266	7.62	148.0	13.0	71.1	535	112	7.03	95	35.1
W250 × 28	3 620	260	6.35	102.0	10.0	39.9	307	105	1.78	34.9	22.2
W250 × 22	2 850	254	5.84	102.0	6.9	28.8	227	101	1.22	23.9	20.7
W250 × 18	2 280	251	4.83	101.0	5.3	22.5	179	99.3	0.919	18.2	20.1
W200 × 100	12 700	229	14.50	210.0	23.7	113	987	94.3	36.6	349	53.7
W200 × 86	11 000	222	13.00	209.0	20.6	94.7	853	92.8	31.4	300	53.4
W200 × 71	9 100	216	10.20	206.0	17.4	76.6	709	91.7	25.4	247	52.8
W200 × 59	7 580	210	9.14	205.0	14.2	61.2	583	89.9	20.4	199	51.9
W200 × 46	5 890	203	7.24	203.0	11.0	45.5	448	87.9	15.3	151	51.0
W200 × 36	4 570	201	6.22	165.0	10.2	34.4	342	86.8	7.64	92.6	40.9

A.17. Ficha técnica de pernos ISO.

MARCAS DE CLASES RESISTENCIA PERNOS DE ACERO (EN)									
CLASES DE RESISTENCIA Y MARCAS SODIPER	ESPECIFICACIÓN	MATERIAL	DIÁMETRO NOMINAL DEL PERNO	CARGA DE PRUEBA	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	CARGA DE PRUEBA	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	DUREZAS	
				PSI	KG/mm ²	MIN	MÁX		
 CLASE DE RESISTENCIA 5.8	ISO 898 PARTE 1	ACERO DE BAJO O MEDIANO CARBONO	DESDE M6 HASTA M38	54.000	71.000	38	50	B82	B99.5
 CLASE DE RESISTENCIA 8.8	ISO 898 PARTE 1	ACERO DE MEDIO CARBONO TEMPLADO Y REVENIDO	M6 HASTA M16	71.000	114.000	58	80	C22	C32
			SOBRE M16 HASTA M38	85.000	114.000	60	80	C23	C39
 CLASE DE RESISTENCIA 10.9	ISO 898 PARTE 1	ACERO ALEADO TEMPLADO Y REVENIDO	DESDE M6 HASTA M38	118.000	143.000	83	100	C32	C39
 CLASE DE RESISTENCIA 12.9	ISO 898 PARTE 1	ACERO ALEADO TEMPLADO Y REVENIDO	DESDE M6 HASTA M38	138.000	171.000	97	120	C39	C44

PSI : LIBRAS/PULGADAS CUADRADA
KG/mm² : KILOS POR MILÍMETRO CUADRADO



Diameter	M6	M8	M10	M12	M16
b	18	22	26	30	38
d ₂ max.	14	18	22.3	26.6	35
k max.	6.6	8.1	9.2	11.5	14
s max.	10	13	15	16	21

A.18. Esfuerzo de terrenos y concreto o hormigón de 22000 N/m³.

Naturaleza	Esfuerzo admisible KPa
Roca dura solida	2400
Pizarra o roca mediana	960
Roca blanda	480
Arcilla dura o grava compacta	380
Arcilla blanda o arena suelta	100

A.19. Ficha técnica de la Lana Mineral de Roca.



Jr. Chávez Tueros 1296, Chacra Ríos Sur, Lima1
Telef. 425-9520 / 425-8130 - Telefax: 425-8281
Nextel: 829*7173 / Rpm: #548597
www.gerdipac.com.pe / gerdipac.com.pe

CATALOGO DE PRODUCTOS AISLANTES

Lana Mineral de Roca

Rockwool Board

Los paneles de lana mineral de roca son considerados como el material mas ligero y más económico de los materiales aislantes para uso comercial e industrial. Es útil para aislamiento térmico y acústico y para protección contra fuego en fabricas, plantas de fuerza, calderos, almacenamientos fríos y calientes,



Description	Specification
Densidad	40,60,80,10,150 kg/m ³
Espesor	30,50,80,100 mm
Dimensiones(LxA)	1200 x 600 mm
Conductividad Térmica	0.035w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible, grado A
Resistencia a la Temp.	450 °C
Prueba contra humed.	<95%

Rockwool Pipe

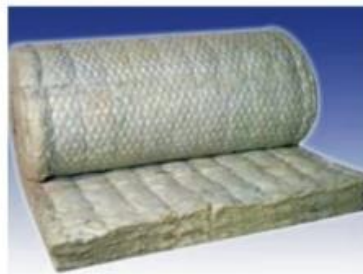


Las cañuelas preformadas de lana mineral de roca son un material económico y ligero, se utilizan para aislamiento térmico y acústico y para protección al fuego en plantas de fuerza, dispositivos de combustible, fábricas, sistemas de aire acondicionado

Description	Specification
Densidad	32,40,48,64 kg/m ³
Espesor	25,30,50 mm
Longitud	1000 mm
Diámetro interno	De 18mm a 4500mm
Conductividad térmica	0.35w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible, gradoA
Resistencia a la Temp.	600 °C
Prueba contra humed.	<95%

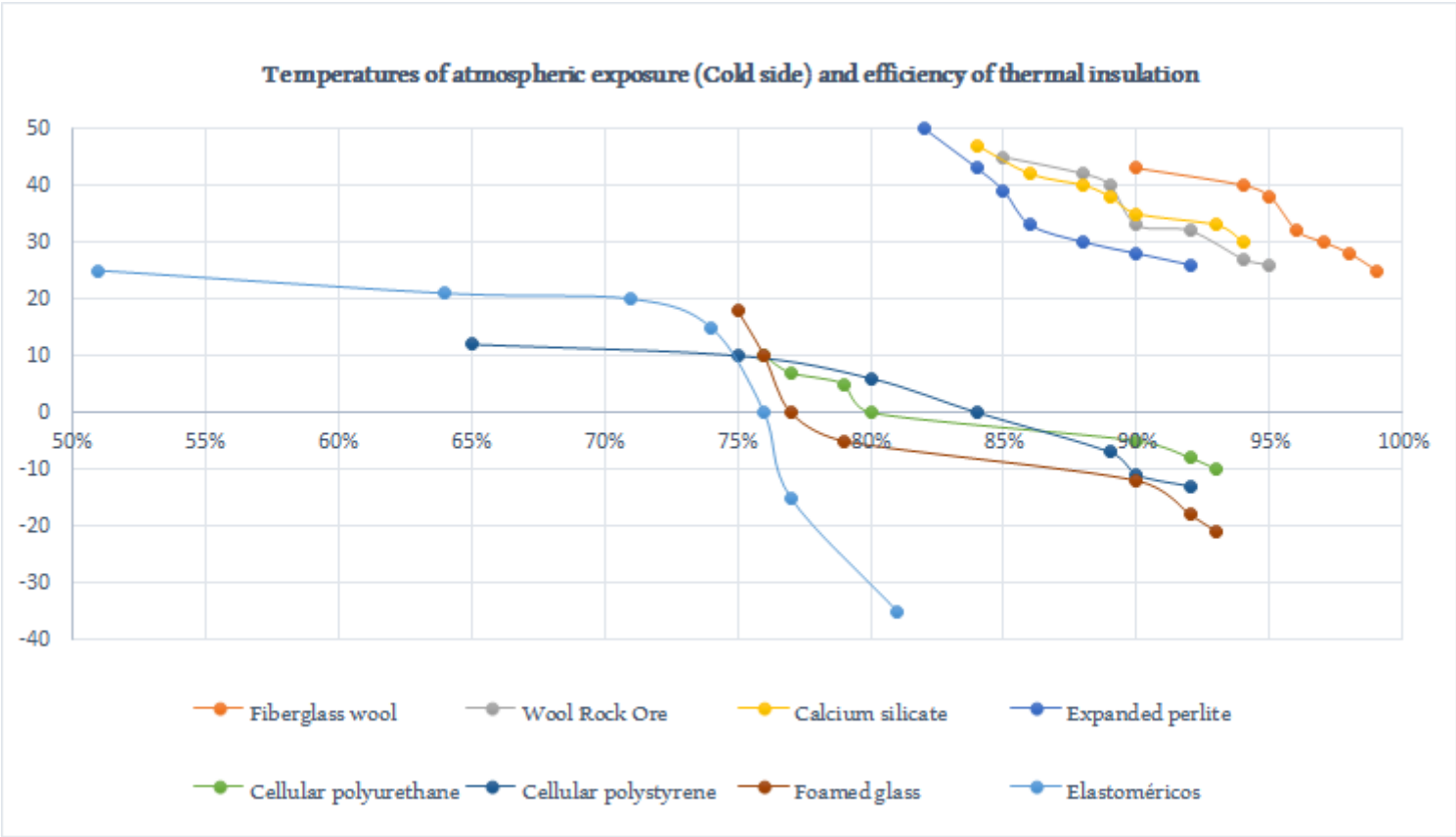
Rockwool Blanket

La manta flexible de lana mineral de roca es un material suave y de fácil instalación. Se usa para la protección contra fuego y aislamiento térmico y acústico en depósitos de combustible de grandes dimensiones, calderos, techos, etc. Puede venir con o sin refuerzo de malla metálica galvanizada.



Description	Specification
Densidad	60,80,100,120 kg/m ³
Espesor	40,50,60,70,80,100 mm
Dimensiones(LxA)	5000*600,5000*910 mm
Conductividad Térmica	0.035w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible, grado A
Resistencia a la Temp.	600 °C
Prueba contra humed.	<95%

A.20. Evaluación estadística de aislamientos térmicos.



A.21: Accesorios del tanque de combustible: Gas Natural.

DE WIT

Modelos 05



✓ CARACTERÍSTICAS GENERALES

Exactitud:	+/- 2% del total de la escala
Elemento:	Tubo bourdon de Bronce
Conexión:	Bronce 1/8" N.P.T. Inferior o Posterior al centro
Mecanismo:	Bronce
Caja:	Lámina de acero esmaltado negro
Bisel:	A presión de lámina de acero esmaltado negro
Ventana:	Acrílico
Carátula:	Aluminio fondo blanco, números negros
Aguja:	Aluminio esmaltado negro
Tamaños:	ø 40 mm (1 1/2")
Rangos:	Doble escala, kg/cm² + psi max. 21 kg/cm²

✎ COMO ORDENAR

	Cantidad	Modelo	Tamaño (mm)	Rango	Conexión
Ejem.	50 pzas.	05	40	2 kg/cm²	post. 1/8" N.P.T.

Termómetro Marca De Wit

Exactitud: +/- 1% del total de la escala.

Elemento: Espiral de acero actuado por tensión de gas

Conexión: con compensador de temperatura ambiental.

Mecanismo: Acero inoxidable AISI 304.

Caja: Acero inoxidable AISI 304.

Bisel: Cristal inastillable.

Ventana: Aluminio fondo blanco, números negros.

Aguja: Aluminio esmaltado negro con micro ajuste.

Bulbos: Acero, bronce, acero inoxidable de 100 mm hasta 1000 mm (ver guía de selección)

Fluidos: Glicerina (agregar "V" después del modelo)


Tamaños: ø 63 mm (2 1/2"), ø 100 mm (4"), ø 160 mm (6") y ø 250 mm (10")

Rangos: -200°C hasta +600°C


Válvula de llenado Marca Nacobre

Modelo TE-2	
Válvula de llenado para tanque estacionario	
Descripción	
Conexión de entrada a cilindro	1 1/4"-11.5 NPT
Conexión de acoplamiento	ACME 1 3/4"-6
Medida del hexágono para apriete	1 7/8"

Válvula de seguridad Marca Nacobre

	Modelo TE-1	
	Válvula de seguridad para tanque estacionario	
	Descripción	
	Apertura válvula de seguridad	1.7 MPa 250 Psig
	Conexión de entrada a cilindro	58 m3/min 2060 CFM
	Conexión de entrada	3/4 14 NPT
Medida del hexágono de apriete	1 3/4"	

Válvula de drene Marca Nacobre

	Modelo TE-4	
	Válvula de drenado para tanque estacionario con control de exceso de flujo	
	Descripción	
	Conexión de entrada a cilindro	3/4" 14 NPT
	Conexión de acoplamiento	3/4" 14 NPT
Medida del exagono para apriete	1 3/8"	

Indicador de Nivel

Rango de Medición: Max. 19.7 ft.
 Conexión: 2" NPT, 2"-4" ANSI
 Material: Acero Inoxidable, PVC, PPH, PTFE
 Max. Presión: 290 PSIG
 Max. Temperatura: -20 a 350°F
 Precisión: 0.4-0.8"
 Salida: Resistencia, 4-20 mA

A.22. Catalogo Spirax Sarco – Tanques de revaporizado.



Cert. No. LRQ 0983008

ISO 9001

spirax/sarco

TI-P404-03

AB Issue 5

Tanque de revaporizado Tipo FV

- Diseñado y construido según PD5500
- Cumple con la Normativa Europea de Equipos a Presión 97/23/EC
- Velocidad baja para producir vapor seco
- Suministrado con dossier de inspección
- Drenaje libre

Descripción

El tanque de revaporizado Spirax Sarco Tipo FV está diseñado y construido según PD 5500 'Recipientes a presión no fundidos'. De diseño de drenaje libre esencial en purga de calderas. Se entrega dossier de inspección con cada equipo.

Aplicaciones

Estos tanques son particularmente adecuados para los sistemas de recuperación de calor de las purgas de caldera donde la eficiente separación del revaporizado de la purga es esencial para prevenir la contaminación del tanque de alimentación de caldera y/ o las superficies de transferencia de calor. Igualmente adecuados para recuperar revaporizado de los condensados.

Tamaños y conexiones

FV6, 8, 12, 15 y 18

FV6 Roscadas BSP (BS21 cónica)

FV8 - 18 Bridas BS4504 PN16/roscadas BSP (BS21 cónica)

Bridas no estándar BS1560 Clase 150 ó 300, o roscadas NPT.

Condiciones límite

Condiciones máximas de diseño 14 bar a 198°C (temperatura de saturación del vapor).

Prueba hidráulica de acuerdo con PD 5500.

Materiales

Plancha de acero Acero al carbono BS 1501 161 430A o equivalente acabado con pintura plateada resistente al calor

Dimensiones/peso (aproximados) en mm y kg

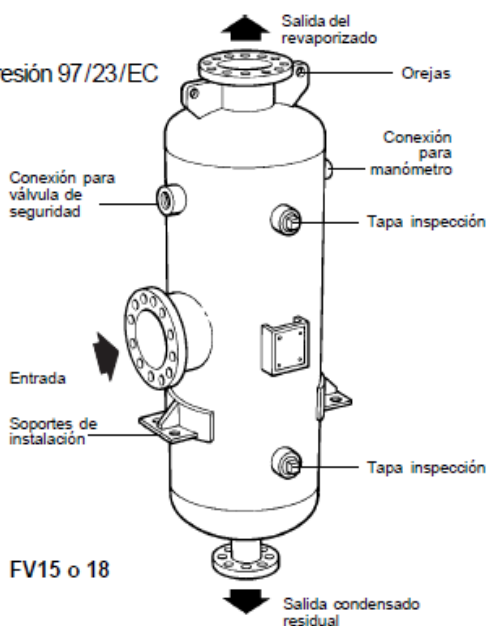
	FV6	FV8	FV12	FV15	FV18
A	168	229	305	381	457
B	104	215	250	290	330
C	350	350	380	485	505
D	600	600	630	735	755
E	1200	1275	1340	1470	1510
F	230	291	392	468	544
G	2"	DN80	DN100	DN150	DN150
H	2"	2"	2"	DN80	DN80
J	2"	DN80	DN100	DN150	DN150
K	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"
L	3/4"	1"	1 1/2"	1 1/2"	2"
M	2"	2"	2"	2"	2"
Peso	77	120	191	282	376

Como pasar pedido

Ejemplo: 1 - Tanque revaporizado Spirax Sarco FV6 roscado BSP según PD 5500, completo con dossier.

En beneficio del desarrollo y mejora del producto, nos reservamos el derecho de cambiar la especificación.

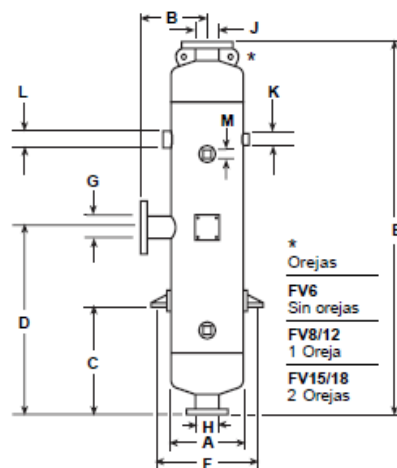
© Copyright 2003



FV15 o 18

Instalación

El tanque debe montarse con la salida del revaporizado en la parte superior y conectado como se ha dicho anteriormente. Cada tanque incorpora un orificio roscado a 3/8" para colocar manómetro. Es recomendable instalar un purgador de flotador para drenaje. Se entrega con orificio para válvula de seguridad aunque no tiene que ser del mismo tamaño que el orificio. El cálculo debe hacerse de acuerdo con el Reglamentos locales y nacionales.



Dimensionado

Usar el gráfico para la selección del tamaño de tanque adecuado.

Es necesario conocer la presión en los purgadores o de la caldera en el caso de recuperación de calor, la presión del revaporizado (deseada o existente) y el caudal de condensado o purga.

Ejemplo 1: (Línea continua)

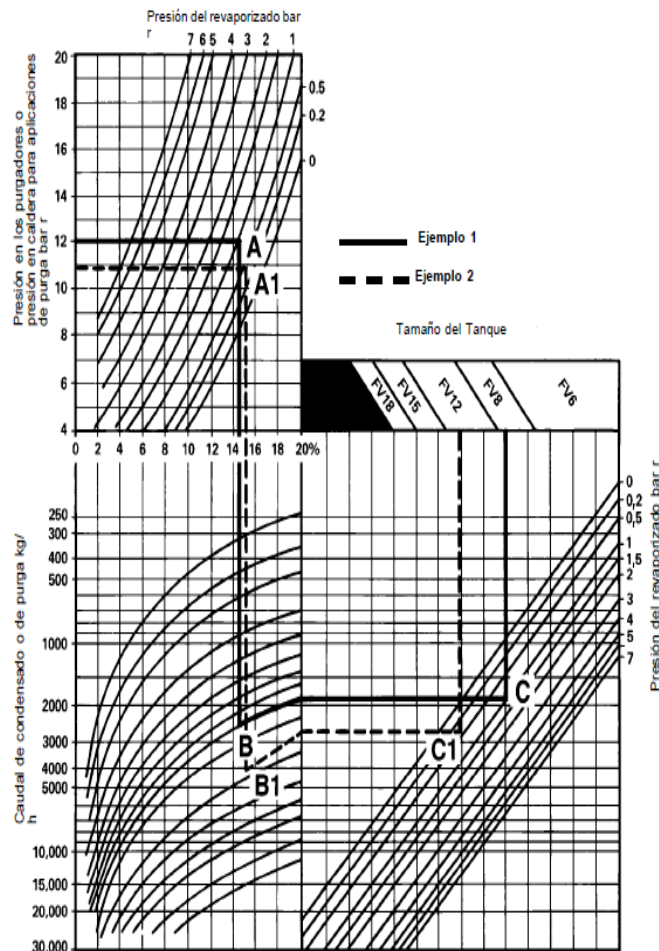
Una sala de calderas trabajando a 12 bar r tiene un caudal de purga de TDS de 2500 kg/h (3 calderas a 833 kg/h cada una). El revaporizado de la purga se añadirá a un sistema de baja presión de 1 bar r.

1. Desde la presión de caldera trazar una horizontal hasta la presión del revaporizado - **A**
2. Bajar verticalmente hasta el caudal de purga en kg/h - **B**
3. Seguir la curva hacia la derecha hasta cortar la línea de presión del revaporizado - **C**
4. Subir hasta el tamaño del tanque. En este caso el FV8.

Ejemplo 2: (Líneas de puntos)

Una planta trabaja con vapor a 11 bar y condensa 4000 kg/h de vapor. ¿Cuanto revaporizado puede recuperarse a 0,5 bar r?

1. Desde la presión en los purgadores trazar una horizontal hasta la presión del revaporizado - **A1**
2. Bajar verticalmente hasta el caudal de condensado en kg/h - **B1**
3. Seguir la curva hacia la derecha hasta cortar la línea de presión del revaporizado - **C1**
4. Subir hasta el tamaño del tanque. En este caso el **FV12**.



Válvula de Purga de Fondo Automática ABV20:



Cert. No. LRQ 0963008

ISO 9001

spirax/sarco

TI-P405-15

AB Issue 7

Purga de fondo de caldera ABV20

- Purga temporizada para evitar pérdidas de calor
- Para presiones de caldera hasta 17,25 bar
- Retorno por resorte para seguridad
- Actuador neumático de respuesta rápida

Descripción

El Spirax Sarco ABV 20 es una válvula de esfera con actuador neumático de retorno por resorte para purga de fondo de caldera. Usado conjuntamente con el temporizador Spirax Sarco, proporciona un control de la purga de fondo asegurando que los ciclos se producen con el mínimo de pérdidas de calor por duplicidad u omisión.

El actuador neumático (que puede ser actuado con gas no corrosivo), abre la válvula y mediante resorte retorna a la posición de cierre para asegurar el funcionamiento seguro.

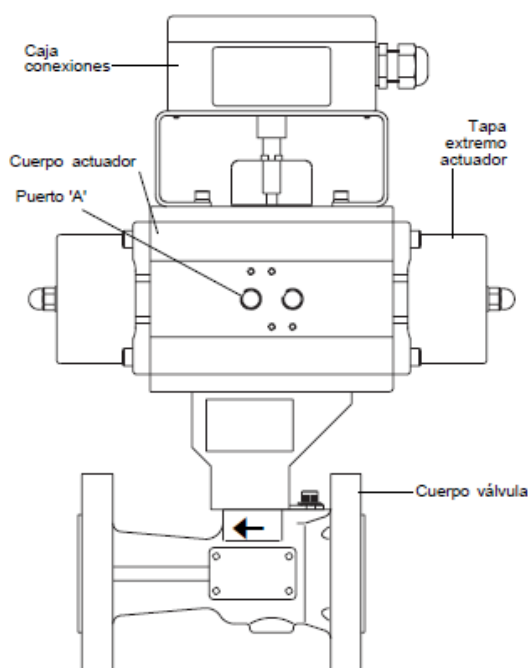
Una caja de conexiones está montada en el actuador y puede usarse para dar señal de posición abierta o cerrada de la válvula.

Nota: El temporizador BT 1000 usa solamente un interruptor para indicar la posición de 'válvula totalmente cerrada' o 'válvula no totalmente cerrada', y no indica la posición de que válvula esté totalmente abierta.

Se requiere electroválvula que puede montarse directamente en el actuador según NAMUR (VDI/VDE 3845).

Puede instalarse la electroválvula Spirax Sarco MV. Alternativamente, el aire de actuación puede conectarse directamente al puerto 'A' (1/4" BSP), del actuador cuando es necesario instalar la electroválvula lejos del actuador.

Debe usarse una electroválvula de 1/4" BSP de 3 vías. En ABV 20 debe instalarse con el flujo en sentido de la flecha en el cuerpo.



Condiciones límite

Presión máxima de trabajo	17,25 bar r
Temperatura máxima de trabajo	208°C
Prueba hidráulica válvula	(PN40) 80 bar r
	(Clase 300) 78 bar r
Temperatura ambiente máxima (Electroválvula MV: 50°C)	80°C
Presión mínima aire actuación	BVA225S, 230S 6 bar r
	BVA220S 10 bar r
Rango interruptor LSB1	10 A 250 Vca
Protección	IP65

Datos técnicos

Tamaños disponibles	DN25, DN32*, DN40, DN50, DN65
Bridas conexión	BS 4504 PN40 o BS 1560 Clase 300*
Tiempo actuación (Carrera) 1 a 3 segundos	
Medio actuación	Aire comprimido limpio Gas no corrosivo
DN25	BVA220S actuador 2 l/carrera
DN32, DN40 y DN50	BVA225S actuador 3,3 l/carrera
DN65	BVA230S actuador 4,8 l/carrera

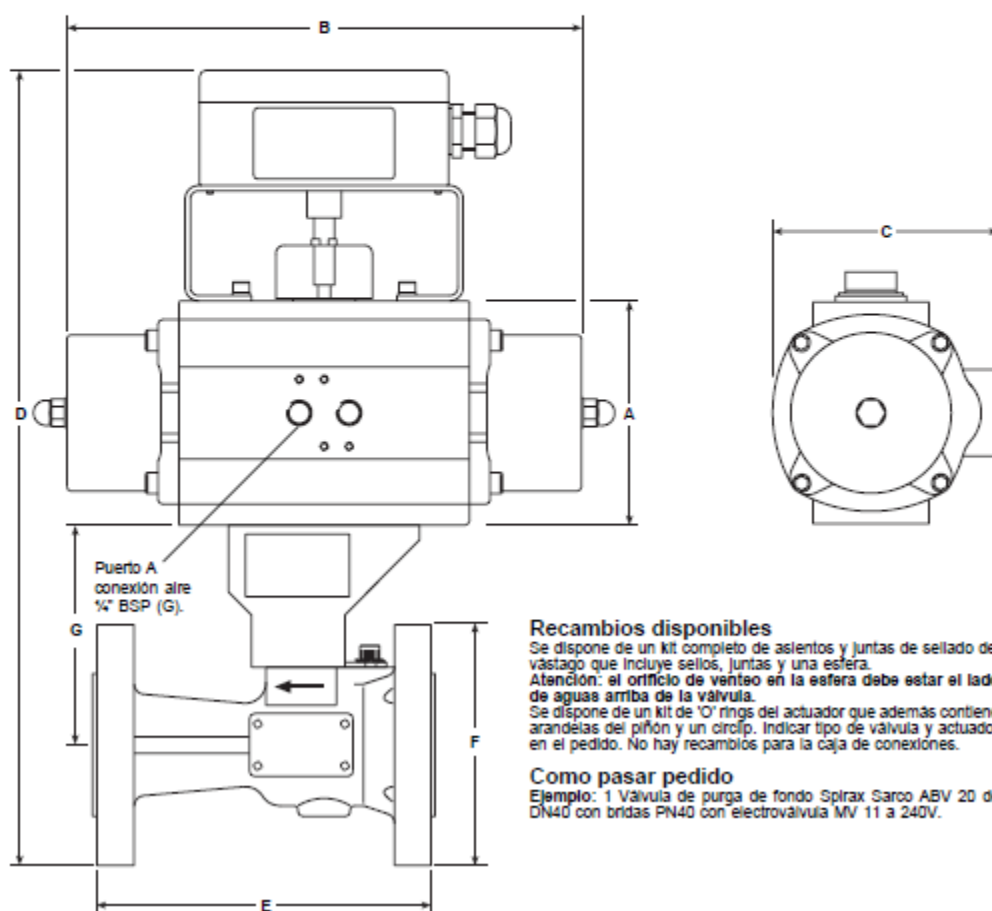
*DN32 sólo disponible con bridas PN40
Consumo de aire (dm³/carrera = litros/carrera)

Materiales

Válvula		
Cuerpo	Acero al carbono	ASTM A216 WCB
Asientos y sellos eje	PTFE reforzado con carbono	
Esfera	Acero inoxidable austenítico AISI 316	
Eje	Acero inoxidable martensítico AISI 420	
	Acero inoxidable austenítico AISI 316	
Actuador		
Cuerpo, pistón y tapas	Aleación de aluminio	
Piñón	Acero al carbono	
'O' ring	Nitrilo	

Dimensiones/peso (aproximados) en mm y kg

Tamaño válvula	Tipo de brida	Tipo de actuador	A	B	C	D	E	F	G	Orificio	Peso
DN25	PN40	BVA220S	137	270	111	377	165	115	102	20,6	9,5
	Clase 300	BVA220S	137	270	111	381	165	124	102	20,6	9,5
DN32	PN40	BVA225S	146	297	121	401	178	140	105	23,0	12,5
DN40	PN40	BVA225S	146	297	121	419	190	150	118	31,0	15,0
	Clase 300	BVA225S	146	297	121	422	191	156	118	31,0	15,0
DN50	PN40	BVA225S	146	297	121	435	216	165	126	38,0	17,0
	Clase 300	BVA225S	146	297	121	435	216	165	126	38,0	17,0
DN65	PN40	BVA230S	165	332	135	476	241	185	138	50,8	26,0
	Clase 300	BVA230S	165	332	135	479	241	191	138	50,8	26,0



Recambios disponibles

Se dispone de un kit completo de asientos y juntas de sellado del vástago que incluye sellos, juntas y una esfera.
Atención: el orificio de venteo en la esfera debe estar el lado de aguas arriba de la válvula.

Se dispone de un kit de 'O' rings del actuador que además contiene arandelas del piñón y un circlip. Indicar tipo de válvula y actuador en el pedido. No hay recambios para la caja de conexiones.

Como pasar pedido

Ejemplo: 1 Válvula de purga de fondo Spirax Sarco ABV 20 de DN40 con bridas PN40 con electroválvula MV 11 a 240V.

Temporizador de Purgas de Fondo BT1000



spirax/sarco

TI-P405-17
AB Issue 4

Temporizador BT 1000

- Para control temporizado de purga de calderas
- Intervalos de purga y duración ajustables
- Tiempo entre purgas de varias calderas programable
- Verificación periódica del correcto funcionamiento de la válvula de purga
- Sin baterías – ajustes de purga y duración almacenados en memoria no volátil

Descripción

El Spirax Sarco BT 1000 es un temporizador de doble voltaje, diseñado para el control cíclico de los intervalos de purga de calderas de vapor y su duración.

Para instalaciones con varias calderas, pueden conectarse hasta nueve temporizadores, para prevenir que más de una caldera esté purgando al mismo tiempo, previniendo que la purga de varias calderas se produzca en sucesión rápida. Esta característica evita la posibilidad de sobrecarga en el tanque de purga o que el agua de enfriamiento sea descargada a alta temperatura. El temporizador puede conectarse a un interruptor en el actuador de la válvula para visualizar el funcionamiento de la válvula y conectar un relé de alarma si la válvula de purga falla cerrando durante un cierto periodo.

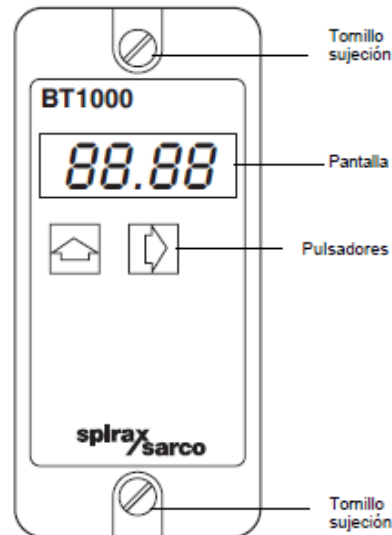
El BT 1000 puede ser utilizado para abrir una válvula con pequeño orificio, ej. una válvula solenoide como base de un control de TDS para situaciones donde un sistema de conductividad no es necesario o posible.

El temporizador tiene en el frontal cuatro LED y dos pulsadores para seleccionar las funciones y ajustar los parámetros. En funcionamiento normal la pantalla muestra normalmente el tiempo de la siguiente purga programada en horas y minutos con el punto decimal parpadeando en intervalos de dos segundos.

Puede montarse un interruptor llave externo en el panel de la caldera y conectado al lazo de la válvula de purga para la apertura y cierre manual. El BT 1000 puede también ser usado con un temporizador acumulativo que funciona únicamente cuando funciona el quemador de la caldera y así ser usado con calderas de funcionamiento intermitente, caso de calderas en stanby.

Este producto cumple con la Directiva de Compatibilidad Electromagnética 89/336/EEC al cumplir:

- Emisiones EN 61326: 1997 A1 y A2 equipos Clase B Tabla 4.
- Inmunidad industrial EN 61326: 1997 A1 y A2 equipos Clase A Tabla 1.



Datos técnicos

El voltaje de alimentación se selecciona al instalar

Voltaje de alimentación	posición 230 V	198 - 264V
	posición 115 V	99 - 132 V
Frecuencia		50 - 60 Hz
Fusible	cartucho de 20 mm , 100 mA (T)	
Consumo máximo	6 VA	
Tiempo entre purgas	0 - 99 horas	
Precisión (típica)	5 segundos/día	
Tiempo de cada purga	Purga principal	0 - 99 seconds
	Purgas de pequeño Ø	0 - 0,99 horas
	Tiempo de pausa (Intervalo mínimo entre purgas para diferentes calderas)	0 - 9,9 horas

Atención: Los relés deben protegerse con fusibles externos de 3 A

Materiales

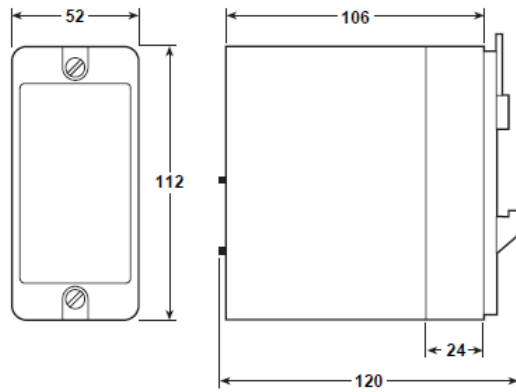
Placa base y Clip de montaje	NORYL SE1 GFN 2
Tapa y Placa intermedia	R - ABS 90.00

Condiciones límite

Protección	IP40
Temperatura ambiente máxima	55°C
Temperatura ambiente mínima	0°C
Longitud máxima cable (controlador a sonda)	100 m

Dimensiones/peso (aproximados) en mm y g

Peso	500
------	-----

**Información de seguridad, instalación y mantenimiento**

Este documento no contiene suficiente información para la instalación de este equipo. Ver las Instrucciones de Instalación y Mantenimiento que acompañan al equipo que proporcionan toda la información relacionada con el cableado, puesta en marcha e instrucciones de funcionamiento.

ATENCIÓN: Prestar atención a la información sobre Seguridad indicada en el folleto IM-GCM-10, así como a las normas locales sobre purga de calderas.

Atención especial a los peligros de trabajar en calderas paradas cuando otras calderas están funcionando.

Atención:

Aislar la corriente eléctrica antes de desconectar el controlador ya que quedarán al descubierto cables con tensión en la base del controlador.

Nota de instalación:

El controlador debe instalarse en un armario o panel de control protegido del ambiente. El controlador puede montarse en Rail DIN mediante los clips que se suministran o roscarse directamente a una placa.

Características

Temporizador programable con pantalla digital, alarma de mal funcionamiento de la válvula y capacidad de conexión con otros temporizadores.

Como pasar pedido

Ejemplo: 1 - Temporizador Spirax Sarco BT 1000

Válvula de interrupción con fuelle BSA



Cert. No. LRQ 0963008

ISO 9001

spirax/sarco

TI-P137-18

ST Issue 1

Válvulas de interrupción con fuelle BSA y BSAT

Descripción

Una gama de válvulas de interrupción con fuelle con bridas PN16, PN25 y PN40 para usar en sistemas de vapor, gas, líquidos, condensado y agua.
Nota: Para ciertas aplicaciones se dispone de obturadores con cono de regulación, asiento blando (hasta DN100) y discos de equilibrio (DN125 y superior).

Opciones disponibles:

Material y tipo	Cierre de válvula					Fuelle		
	Obturador plano estándar	Obturador cono regulación	Obturador disco equilibrado	Obturador asiento blando R-PTFE	Obturador asiento blando R-PTFE	Simple pliegue	Doble pliegue	
Hierro fundido	BSA1	•				•		
	BSA1T		•				•	
	BSA1 RPTFE				•	•		
	BSA1T RPTFE					•	•	
	BSA1B/D			•			•	
Fund. Nodular	BSA2	PN16	•			•		
		PN25	•†				•	
	BSA2T	PN16		•				•
		PN25		•				•
	BSA2 RPTFE	PN16			•	•		
	BSA2T RPTFE	PN16				•	•	
PN25					•	•		
Acero	BSA2B/D			•			•	
							•	
	BSA3	•†					•	
	BSA3T		•				•	
	BSA3 RPTFE				•		•	
BSA3T RPTFE					•	•		
	BSA3B/D			•			•	

† Solo DN125 y superior.

Normas Este producto cumple con la Directiva Europea de Equipos a Presión 97/23/EC y los productos llevan la marca CE cuando lo precisan.

Certificados Las BSA1 y BSA1T están disponibles con certificado EN 10204 2.2.

Las BSA2, BSA2T, BSA3 y BSA3T están disponibles con certificado EN 10204 3.1.B.

Nota: Los certificados y requerimientos de inspección se han de solicitar con el pedido.

Tamaños y conexiones

BSA1 y BSA1T

DN15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150 y 200

Bridas EN 1092 / ISO 7005 PN16 y JIS B 2210 / KS B 1511 10K

Distancia entre caras - EN 558

BSA2 y BSA2T

DN15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200 y 250* (*solo PN25)

Bridas EN 1092 / ISO 7005 PN16 y PN25

Distancia entre caras - EN 558

BSA3 y BSA3T (DIN)

DN15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150 y 200

Bridas EN 1092 / ISO 7005 PN40 (DN15 - DN150)

Bridas EN 1092 / ISO 7005 PN25 (DN200)

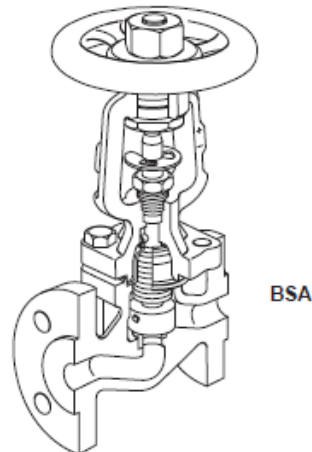
Distancia entre caras - EN 558

BSA3 y BSA3T (ANSI)

Tamaños ½", ¾", 1", 1½", 2", 3", 4", 6" y 8" (*solo ANSI 300)

Bridas ANSI B 16.5 / BS 1560 Clase 150 y 300 y JIS B 2210 / KS B 1511 20K

Distancia entre caras - ANSI B 16.10



BSA

Pérdida del asiento

Pérdida entre disco y asiento según DIN 3230 tasa de pérdida BO1 y ISO 5208 Rate A. Pérdida entre disco y asiento para BSA3 (ANSI) según API 598.

Valores K_V para las BSA1, BSA2 y BSA3

Tamaño	DN15 (½")	DN20 (¾")	DN25 (1")	DN32 (1¼")	DN40 (1½")	DN50 (2")	DN65 (2½")	DN80 (3")	DN100 (4")	DN125 (5")	DN150 (6")	DN200 (8")	DN250 (10")
K_V	4	7	12	19	30	47	77	120	193	288	410	725	1 145

Para conversión: C_V (UK) = $K_V \times 0,97$ C_V (US) = $K_V \times 1,17$

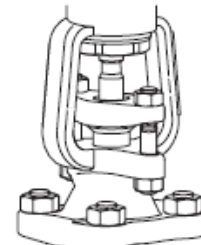
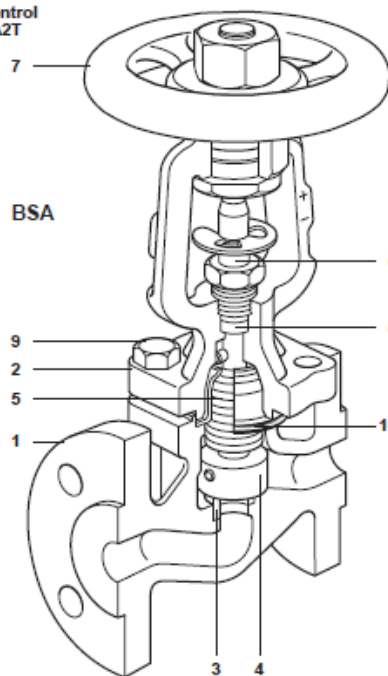
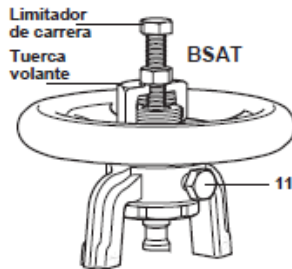
Nota: Para valores K_V y valores de curva característica e la BSA1T, BSA2T y BSA3T ver TI-P137-19.

Materiales

No. Parte	BSA1 y BSA1T	BSA2 y BSA2T	BSA3 y BSA3T (DIN)	BSA3 y BSA3T (ANSI)
1 Cuerpo	Hierro fundido DIN 1691 GG 25	Fundición nodular DIN 1693 GGG 40.3	Acero 1.0619 (GSC 25N)	Acero ASTM A 216 WCB
2 Cabezal	Fundición nodular DIN 1693 GGG 40.3		Acero (DN15 - DN80) DIN 17243 C 22.8 Acero (DN100 - DN200) 1.0619 (GSC 25N)	Acero forjado (DN15 - DN80) ASTM A 105 Acero forjado (DN100 - DN200) ASTM A 216 WCB
3 Asiento	Acero Inoxidable AISI 420			
Metal	Acero Inoxidable DIN 17440 X30 Cr13			
4 Disco Asiento	Acero Inoxidable DIN 17440 X30 Cr13			
Blando Inserto	R-PTFE 25% carga de carbono			
5 Fuelle	Acero Inoxidable DIN 17440 X8 Cr Ni Ti 1810			
6 Vástago	Acero Inoxidable AISI 420			
7 Volante	Acero BS 1449 CR4			
8 Empaquetadura	Grafito			
Esparragos	-	Acero DIN 17420 24 Cr Mo 5	-	Acero ASTM A 193 B7
9 Tuercas	-	Acero DIN 17420 Ck 35	-	Acero ASTM A 192 2 H
10 Tornillos	Acero DIN 931 Gr. 5.6	-	-	-
10 Junta cuerpo / cabezal	Espirometálica con grafito			
Tornillo bloqueo (BSAT)	DN15 - DN80	Acero M8 x 14 mm	BS 3692 Gr. 8.8	
	DN100 - DN150	Acero M8 x 20 mm	BS 3692 Gr. 8.8	
	DN200 - DN250	Acero M12 x 20 mm	BS 3692 Gr. 8.8	

Limitador de carrera para versiones de control
La tuerca del volante en la BSA1T, BSA2T
y BSA3T tiene un orificio roscado para
montar un limitador de carrera.
Se requerirán los siguientes tornillos y
tuercas estándar.

Tamaño	Tuerca hexagonal
DN15 - DN80	M8 x 50 mm
DN100 - DN150	M12 x 75 mm
DN200 - DN250	M12 x 100 mm



Conjunto prensaestopas con bridas
Opcional (solo BSA3 ANSI ½" - 4")



Conjunto disco equilibrado Opcional
25 bar ΔP DN125
Usar por 17 bar ΔP DN150 8"
encima de 10 bar ΔP DN200 8"
6 bar ΔP DN250 (solo BSA2)



Opción de disco de asiento blando

Cabezal de Venteo Serie VH



Cert. No. LRQ 0963008

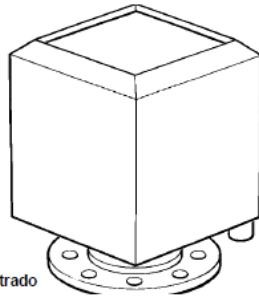
ISO 9001

spirax/sarco

TI-P405-10

AB Issue 2

Casquete de venteo VH



Aireador tipo
VH 3 — VH 12 mostrado

- Separación eficiente
- Reduce ruidos y la velocidad de descarga
- De acero inoxidable, sin partes móviles sin mantenimiento y larga vida
- Aireador simple y efectivo para aplicaciones en general

Descripción

Los aireadores Spirax sarco tipo VH están diseñados para montaje vertical en el extremo de tuberías de venteo de vapor. El aireador descarga el vapor húmedo a baja velocidad y de forma segura a la atmósfera, protegiendo al personal y a los edificios de daños. El aireador incorpora un deflector interno para separar el agua del vapor y descargarla a través de la conexión de drenaje.

Aplicaciones

Adecuados para tanques de purga, tanques de condensado, tanques de alimentación de caldera, tanques de almacenamiento de agua caliente, etc.

Atención: No se recomiendan a la salida de válvulas de seguridad.

Tipos disponibles

Tipo de aireador	Rosca entrada	Rosca drenaje
VH2S	2" BSP/NPT	¾" BSP/NPT
VH3S	3" BSP/NPT	¾" BSP/NPT

Tipo de aireador	Brida entrada a convenir	Rosca drenaje
VH3	BS 4504, PN16	¾" BSP/NPT
	BS 1560, Class 150	¾" BSP/NPT
VH4 and VH6	BS 4504, PN16	1" BSP/NPT
	BS 1560, Class 150	1" NPT
VH8 and VH10	BS 4504, PN16	1½" BSP/NPT
	BS 1560, Class 150	1½" NPT
VH12	BS 4504, PN16	2" BSP/NPT
	BS 1560, Class 150	2" NPT

Instalación y mantenimiento

La instalación de los aireadores con rosca o bridas es muy sencilla. Los aireadores con bridas llevan una brida ligera con agujeros para adaptarse a la brida especificada. La brida de fácil rotación permite que se coloque en la posición del drenaje. El drenaje debe ser conducido a un lugar seguro donde no se descargue agua demasiado caliente a desagüe.

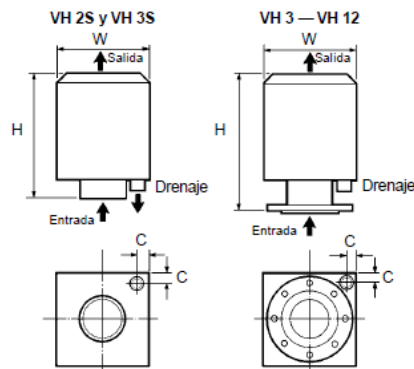
Recomendamos una inspección anual para asegurar que no hay obstrucciones en la salida y el drenaje.

Cómo especificar

Aireador VH de Spirax Sarco de acero inoxidable con rosca o bridas de acero. Los aireadores incorporan un deflector interno y una conexión roscada para drenaje.

Como pasar pedido

1— Aireador Spirax Sarco Tipo VH4 bridas BS4504 PN16, drenaje BSP



Materiales

Cuerpo: Acero inoxidable austenítico
Bridas: Acero zincado y cromado.

Dimensiones / Pesos (aproximadas) en milímetros y Kg

Tipo	VH 2S	VH 3S	VH 3	VH 4	VH 6	VH 8	VH10	VH12
Entrada mm	50mm	80mm	80mm	100mm	150mm	200mm	250mm	300mm
Drenaje	¾" BSP	¾" BSP	¾" BSP	1" BSP	1" BSP	1½" BSP	1½" BSP	2" BSP
Dimensión H mm	210	270	305	320	390	430	495	570
Dimensión W mm	152	202	218	240	340	425	525	625
Peso	2,0	2,5	5,5	6,0	13,0	20,0	28,0	35,0

Manómetro de 100 mm de Diámetro con Sifón en 'U'



spirax/sarco

TI-P027-01
ST Issue 6

Manómetro con sifón y válvula

Tipos disponibles

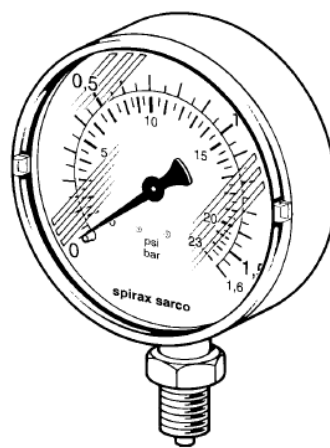
Manómetro de 100 mm de diámetro con escala en bar.
Puede suministrarse con:-
Sifón tipo R o tipo U con válvula. Construido de acuerdo con la normativa DIN 16005.

Tamaños y conexiones

Manómetro:	$\frac{3}{8}$ " BSP macho (BS 2779)
Válvula:	Lado manóm. $\frac{3}{8}$ " BSP hembra (BS 2779)
	Lado sifón $\frac{3}{8}$ " BSP hembra (BS 21)
Sifón R o U:	Lado válvula $\frac{3}{8}$ " BSP macho (BS 21)
	Lado proceso $\frac{3}{8}$ " macho (BS 21)

Condiciones límite

Condiciones máximas de diseño PN25
Temperatura máxima de diseño 217°C
(Deben montarse con sifón tipo R o U para alcanzar estas condiciones).
Rango 6 (0-25 bar r), con vapor o aire comprimido limitado a 21 bar r (BS 1387). Temperatura máxima servicio, si no se monta sifón, de 60°C. Para aplicaciones por encima de 60°C debe montarse tubo sifón.
El rango de protección es IP3 y debe mantenerse en un ambiente seco y protegido de la intemperie.



Rangos de presión

Rango	bar	psi
1	0 - 1,6	0 - 23
2	0 - 4	0 - 53
3	0 - 6	0 - 86
4	0 - 10	0 - 145
5	0 - 16	0 - 230
6	0 - 25	0 - 360

Materiales

Caja	Acero esmaltado
Manómetro	Cristal Perspex
	Tubo Bourdon CuSh 8 (92 % Cu 8 % Zn)
Sifón tipo R o U	Tubo de acero BS 1387
Válvula	Cuerpo Latón
	Asa Fenólico

Certificados

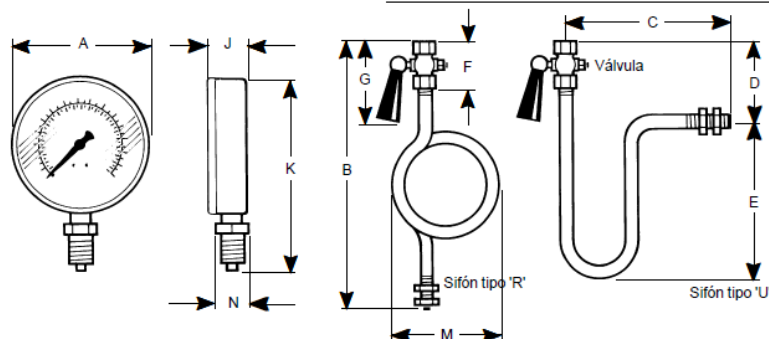
Este producto dispone de certificados de conformidad y pruebas. Se dispone de un certificado de calibración, bajo pedido y con un coste adicional.

Dimensiones / Peso (aproximados) en milímetros y kg

Manómetro				
A	J	K	N	Peso
100	29	137	22 E/C	0,43

Sifón R				
B	F	G	M	Peso Sifón / Válvula
321	35	80	116	0,94 / 0,21

Sifón U				
C	D	E	Peso Sifón / Válvula	
167,5	61,5	136,5	0,59 / 0,21	



Instalación

Al igual que con los demás instrumentos, el manómetro Spirax Sarco es un equipo de medición delicado y se han de tomar las precauciones necesarias durante su instalación y uso para que permanezca fiable. Se recomienda que se monten válvulas en todos los manómetros para facilitar la calibración y mantenimiento. Cuando se utilice con vapor u otros gases calientes, los manómetros **deben** estar protegidos del calor por un sifón en 'U' o 'R' y una válvula. El sifón debe llenarse con agua antes de montar el manómetro. Si la instalación está expuesta a heladas, el manómetro puede reventar.

Los manómetros deben estar protegidos adecuadamente contra vibraciones o cambios bruscos de presión.

La válvula de Spirax Sarco tiene diferentes roscas en cada extremo, la que está marcada con una 'G' es para el manómetro y se ha de usar la junta que se suministra. Apretar el manómetro usando una llave fija de 22 mm E/C y girando la carcasa del manómetro. Durante el uso normal, los manómetros no han de sobrepasar el 75 % de la lectura máxima de la escala.

Mantenimiento y recalibración

El manómetro Spirax Sarco no tiene recambios, el único trabajo de mantenimiento que requiere es la limpieza del cristal y recalibrado.

No usar disolventes para limpiar el cristal.

Nota: Las válvulas del manómetro **deben abrirse y cerrarse suavemente para evitar shocks de presión en los manómetros.**

Para recalibrar, se puede retirar el cristal usando un destornillador plano estrecho colocado en las ranuras del borde del cristal. La aguja se podrá sacar del eje y colocar, presionando suavemente, en la lectura correcta. Después de la calibración, presionar suavemente el cristal de nuevo en su posición. Volver a montar el manómetro en el sistema.

Seguridad

Presión

Antes de efectuar cualquier mantenimiento en el manómetro, considerar que hay o ha pasado por la tubería. Aislar (usando válvulas de aislamiento independientes) y dejar que la presión se normalice y dejar enfriar antes de abrir. Esto se puede conseguir fácilmente montando una válvula de despresurización Spirax Sarco tipo DV. No asumir que el sistema está despresurizado aunque el manómetro de presión indique cero.

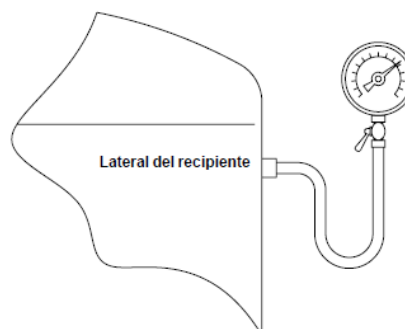
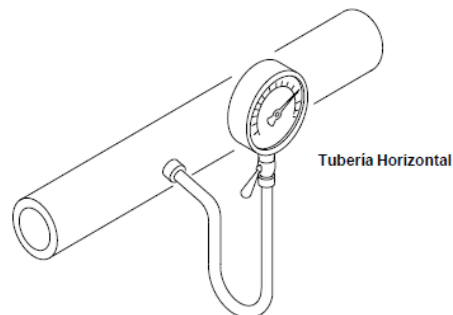
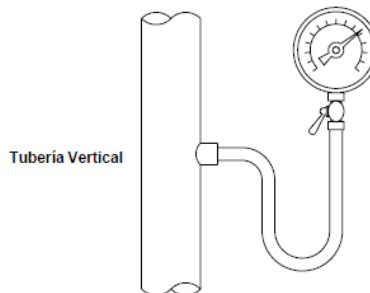
Temperatura

Dejar que se normalice la temperatura después de aislar para evitar quemaduras y considerar si se requiere usar algún tipo de protección (por ejemplo gafas protectoras).

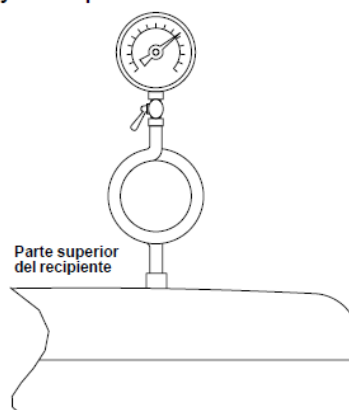
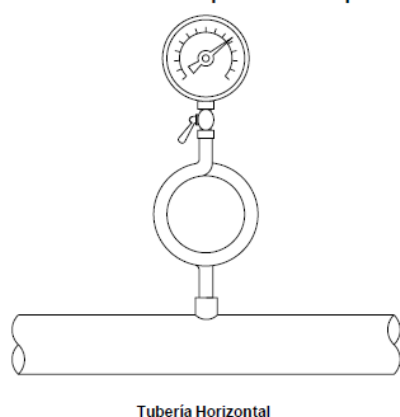
Eliminación

El eliminador es totalmente reciclable. No es perjudicial con el medio ambiente si se elimina con las precauciones adecuadas.

Aplicaciones típicas de un manómetro y sifón tipo 'U'



Aplicaciones típicas de un manómetro y sifón tipo 'R'



Válvula de Esfera M10

M70i and M80i

Sanitary ball valves for high purity applications



spirax sarco
steam specialties

The range at a glance

Sanitary ball valve model*	Body material	Valve size	FDA and USP class VI seals	Lockable handle	Surface finish
M70i	Forged 316L	½" to 2" (2½" to 4" available to special order)	As standard	As standard	Standard Mechanically polished to 0.5 micron Ra (20 micro-Inch) Optional Electropolished to 0.375 micron Ra (15 micro-Inch)
M80i	Investment cast 316L	2½" to 4"	As standard	As standard	Standard Electropolished to 0.375 micron Ra (15 micro-Inch)

* **Actuation note:** Spirax Sarco's type BVA200 series pneumatic actuators and LSB type limit switches can be supplied fitted to the M70i and M80i where actuation is required. Contact Spirax Sarco for further details.

Monnier IP2A con Manómetro

spirax
sarco

TI-P054-04

CH Issue 2

Filtro/Regulador de alta eficiencia para aire comprimido Spirax-Monnier MPC2

- Unidad compacta filtro/regulador de alto rendimiento en la eliminación de aceite.
- Eficiencia:- Superior al 99,99% según normas BS 3928, BS 4400 y D.O.P.
- Remanente de aceite a 21°C-inferior a 0,01mg/m³.
- 100% eliminación de agua a temperatura de la línea.
- Campana de policarbonato BS 6005
- Opciones: campana metálica / tapa seguridad
- Protector de campana opcional
- Campana de policarbonato con o sin drenaje manual.

Descripción

El filtro/regulador Spirax-Monnier de alta eficiencia, proporciona aire de alta calidad, con un control de presión preciso y descarga automática, adecuado para Actuadores Neumáticos y sistemas neumáticos generales.

Opciones

Las siguientes opciones están disponibles sin coste adicional, especificar al pasar pedido:

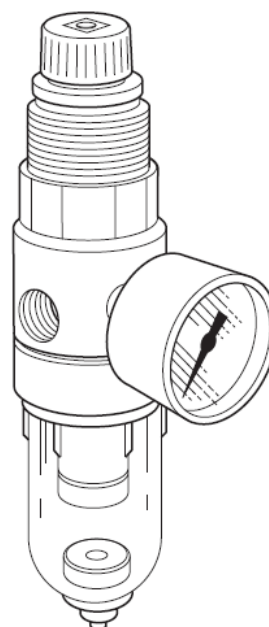
- Resorte de ajuste alternativo.
- Campana sin drenaje.

Tamaños y conexiones

Rosca 1/4" BSP (BS 21-Rp, ISO 7)

Extras opcionales (Ver TI-P054-05, incluye recambios)

- Tapa seguridad
- Junta bloqueo
- Soporte y aro de montaje
- Manómetro
- Campana metálica
- Protector campana metálica



Límites de operación

Temperatura máxima	50°C
Presión máxima	10 bar r
Caudal máximo	ver gráfico de rendimiento en TI-P054-05

Gama de presiones:

Todos los reguladores pueden ajustarse para presión cero o por encima de las cifras indicadas.

0,2 - 2,0 bar r	0,3 - 4,0 bar r	0,7 - 9,0 bar r
-----------------	-----------------	-----------------

Materiales

Parte	Material
Cuerpo	Aluminio (acabado Epoxy)
Campana	Policarbonato
Cabezal	Policarbonato
Elemento filtrante	MicroFibras/Acero inoxidable
Válvula	Nitrilo

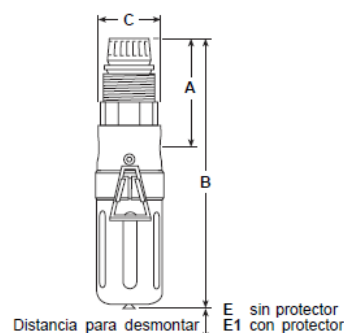
Como pasar pedido

Indicar cantidad, tamaño y tipo. El filtro/regulador se suministra para regulación de 0,7 a 9 bar.

Ejemplo: 1 filtro/regulador para aire comprimido de alta eficiencia Spirax-Monnier MPC2 de 1/4" con resorte de control de 0,3 - 4,0 bar r.

Dimensiones / peso (aproximados) en mm y kg

Tamaño	A	B	C	E	E1	Peso
1/4"	65	155	41	25	45	0,2



E sin protector
E1 con protector

