

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**AUDITORÍA ENERGÉTICA DE LA CALDERA Y DE LAS LÍNEAS DE
DISTRIBUCIÓN DE VAPOR EN LAS LAVANDERÍAS DEL
HOSPITAL “CARLOS ANDRADE MARÍN”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

ORDOÑEZ CALERO CHRISTIAN DANIEL

clickdaniel@hotmail.es

TERÁN POZO DANIEL SANTIAGO

danielteranpozo@gmail.com

DIRECTOR: Ing. GUERRERO BARRIGA ORWIELD GUALBERTO

orwield.guerrero@epn.edu.ec

Quito, Junio 2012

DECLARACIÓN

Nosotros, ORDOÑEZ CALERO CHRISTIAN DANIEL y TERÁN POZO DANIEL SANTIAGO, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí escrito es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

ORDOÑEZ CALERO
CHRISTIAN DANIEL

TERÁN POZO
DANIEL SANTIAGO

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por los señores: ORDOÑEZ CALERO CHRISTIAN DANIEL y TERÁN POZO DANIEL SANTIAGO, bajo nuestra supervisión.

Ing. Orwield Guerrero

DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Jaime Vargas

COLABORADOR

Ing. Jorge Escobar

COLABORADOR

AGRADECIMIENTOS

Mi agradecimiento a Dios y la Virgen del Cisne por haber dado la oportunidad de estar vivo y con salud para poder llegar a finalizar otra meta en mi vida y alcanzar una superación personal, académica y profesional.

A la Escuela Politécnica Nacional por abrirme sus puertas y permitirme ganar mucho conocimiento a través de todo el tiempo que me ha permitido permanecer dentro de ella.

A los Ingenieros: Orwield Guerrero, Jaime Vargas y Jorge Escobar por sus conocimientos impartidos y su colaboración desinteresada en el presente trabajo.

A los Ingenieros: Álvaro Arriagada y Jaime Sanipatín por el apoyo y la colaboración brindada en el presente trabajo.

Al Hospital Carlos Andrade Marín y al director del departamento académico Dr. Carlos De La Roche por la oportunidad que nos brindó al permitirnos desarrollar nuestro trabajo de titulación dentro de tan prestigioso establecimiento.

Christian Ordoñez

Agradezco a Dios por siempre ser mi aliento y guía en mi vida, levantarme cuando he caído y ayudarme a seguir siempre adelante.

A la Escuela Politécnica Nacional, a la facultad de ingeniería mecánica y sus profesores, especialmente al Ing. Orwield Guerrero, por compartir sus conocimientos y experiencia en la dirección de este proyecto de titulación y a los ingenieros: Jorge Escobar y Jaime Vargas por su colaboración y asesoría.

A todo el personal que labora en el centro de energía del Hospital Carlos Andrade Marín, por su apertura y cooperación en la elaboración de este proyecto.

A todos mis compañeros y amigos por estar en los buenos y malos momentos gracias por el apoyo.

Daniel Terán

DEDICATORIA

A mis padres Juana Calero y Daniel Ordoñez por su apoyo en las duras etapas que he pasado, por su amor y entrega incondicional que todos los días me siguen brindando y por haberme enseñado muchos hábitos y valores.

A mi mami dos Irene Calero por estar siempre pendiente de mí desde cuando nací, hasta en los actuales momentos.

A mis hermanos David y Oswaldo que siempre me han estado brindando su amor, amistad, paciencia y confianza en cada reto que enfrento. Además unas gracias inmensas por todas sus palabras de aliento cuando lo necesite.

Christian Ordoñez

A mis queridos padres, Nancy y Gustavo por su amor y apoyo incondicional, a ustedes mis más profundos sentimientos de gratitud, admiración, cariño y respeto.

A mis hermanos y en especial a mi abuelita Conchita por siempre creer en mí y estar ahí cuando más lo necesite.

A mi gran amor María Dolores por estar junto a mí y ser mi luz.

A toda mi familia que siempre ha estado pendiente de mi crecimiento, como persona y profesional, gracias por el cariño y la confianza.

Daniel Terán

CONTENIDO

DECLARACIÓN	I
CERTIFICACIÓN	II
AGRADECIMIENTOS	III
DEDICATORIA.....	IV
CONTENIDO.....	V
ANEXOS.....	VIII
CONTENIDO DE FIGURAS.....	IX
CONTENIDO DE TABLAS.....	X
CONTENIDO DE FOTOGRAFÍAS.....	XII
NOMENCLATURA.....	XIV
RESUMEN.....	XVI
PRESENTACIÓN.....	XVII
CAPÍTULO I	1
DESCRIPCIÓN GENERAL DEL HOSPITAL CARLOS ANDRADE MARÍN.	1
1.1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.2. RESEÑA HISTÓRICA.....	1
1.3. VISIÓN.....	4
1.4. MISIÓN.....	4
1.5. LOCALIZACIÓN.....	5
1.6. SERVICIOS AUXILIARES.....	5
1.7. SITUACIÓN ADMINISTRATIVA DEL ÁREA DE MANTENIMIENTO Y CUARTO DE MÁQUINAS.	6

1.8. ENERGÍA QUE DISPONE EL HCAM.	8
1.8.1. ASPECTOS GENERALES DE LA ENERGÍA TÉRMICA.....	8
1.8.2. ENERGÍA TÉRMICA.	8
1.9. ÁREA DE GENERACIÓN DE VAPOR DEL HCAM.....	10
CAPÍTULO II	11
AUDITORÍA ENERGÉTICA PRELIMINAR.....	11
2.1. AUDITORÍA ENERGÉTICA.	11
2.2. AUDITORÍA ENERGÉTICA PRELIMINAR.....	11
2.2.1. RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN.	12
2.2.1.1.Equipos y áreas del sistema de generación de vapor.....	12
2.2.1.1.1.Calderas.....	13
2.2.1.1.2.Calderas de vapor del HCAM.	18
2.2.1.1.3.Suministro de combustible.	20
2.2.1.1.4.Suministro de agua.	21
2.2.1.1.5.Tanque de condensado.	22
2.2.1.1.6.Sistema de distribución de vapor	23
2.2.1.1.7.Equipos de consumo de vapor.....	26
2.2.1.1.8.Área de lavandería.....	28
2.2.1.1.9.Área de planchado.	32
2.2.1.1.10.Trampas de vapor.	35
2.2.2. MEDICIONES E INSPECCIÓN DEL SISTEMA DE GENERACION DE VAPOR.....	42
2.2.2.1.Mediciones de consumo	43
2.2.2.2.Mediciones de longitud y espesor del aislante térmico de las líneas de distribución.	45
2.2.2.3.Mediciones de temperatura en la caldera, tanque de condensado y las líneas de distribución.	49
2.2.2.4.Inspección de las trampas de vapor.	50

2.2.2.5. Análisis de gases en la chimenea de la caldera 1.	53
2.3. ANÁLISIS DE LA INFORMACIÓN.....	53
2.3.1. LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN.	54
2.3.2. TRAMPAS DE VAPOR.....	55
2.3.3. CALDERA.....	55
2.3.4. DISTRIBUIDOR.	55
CAPÍTULO III	57
AUDITORÍA ENERGÉTICA DETALLADA.....	57
3.1. METODOLOGÍA PARA LA DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA DEL CALDERO	57
3.2. EFICIENCIA DE LA CALDERA MÉTODO INDIRECTO	58
3.2.1. CALCULO DE PÉRDIDAS DE CALOR SENSIBLE CON LOS GASES DE SALIDA.....	59
3.2.1.1. EL PROCESO DE COMBUSTIÓN REACCIÓN BÁSICA.....	59
3.2.2. PÉRDIDAS DE CALOR POR COMBUSTIÓN INCOMPLETA.....	61
3.2.3. PÉRDIDAS DE CALOR POR RADIACIÓN Y CONVECCIÓN.....	62
3.2.4. PÉRDIDAS POR PURGAS	68
3.2.5. CONSUMO DE ENERGÍA EN NECESIDADES PROPIAS	70
3.3. RESULTADOS DEL BALANCE TÉRMICO EN LA CALDERA.....	71
3.4. CONSUMO ESPECÍFICO DE ENERGÍA.	71
3.5. PÉRDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS DE VAPOR.	72
3.5.1. PÉRDIDAS DE CALOR EN LAS TUBERÍAS DE VAPOR SIN AISLANTE.....	73
3.5.2. PÉRDIDAS DE CALOR EN LAS TUBERÍAS CON AISLAMIENTO.....	76
3.6. CALOR PERDIDO REAL EN LA TUBERÍA DE VAPOR SIN AISLAMIENTO.	93
3.7. PÉRDIDAS DE CALOR POR FUGAS DE VAPOR.	93
3.8. FLUJO DE VAPOR EN TRAMPAS DE VAPOR ABIERTAS.	94
3.9. VAPOR REVAPORIZADO NO RECUPERADO.	96

CAPITULO IV	100
EVALUACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA DE LAS OPORTUNIDADES Y MEDIDAS DE AHORRO DE ENERGÍA.	100
4.1. COSTO DE GENERACIÓN DE VAPOR.....	100
4.2. COSTO DE PÉRDIDAS ANUALES EN EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR A LAVANDERÍAS.....	103
4.3. PROPUESTAS DE MEJORAS.....	104
4.4. EVALUACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA DE LAS PROPUESTAS DE MEJORAS.	105
4.4.1.INSTALAR UNO O MÁS TANQUES DE RECUPERACIÓN DE REVAPORIZADO.	105
4.4.2.INSTALAR Y CAMBIAR EL AISLANTE TÉRMICO DE LAS TUBERÍAS DE VAPOR.....	109
4.4.3. REPARACIÓN DE FUGAS DE VAPOR	110
4.4.4. MEJORAR EL SISTEMA MANTENIMIENTO EN EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.....	111
4.5. FLUJO DE EFECTIVO DE LAS PROPUESTAS DE MEJORAS.....	111
CAPITULO V	117
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	123
5.1. CONCLUSIONES.	117
5.2. RECOMENDACIONES.....	119
5.3. BIBLIOGRAFÍA.....	120
 ANEXOS.....	 121
Anexo A. RESULTADOS DEL ANALISIS DE GASES 2011.....	121

Anexo B. TABLAS PARA DETERMINAR PÉRDIDAS DE CALOR EN TUBERÍA SIN AISLAMIENTO.....	124
Anexo B1. Pérdida de calor en la tubería de 6 pulg.....	125
Anexo B2. Pérdida de calor en la tubería de 3 pulg.....	127
Anexo B3. Pérdida de calor en la tubería de 1 pulg.....	129
Anexo C. TABLA DE FLUJO DE VAPOR EN ORIFICIOS DESCARGADOS A LA ATMÓSFERA.....	131
Anexo D. CATÁLOGOS DE TRAMPAS.....	133
Anexo E. VALORES DE REVAPORIZADO PRODUCIDO POR CADA TRAMPA.....	138
Anexo F. UBICACIÓN DEL TANQUE DE RECUPERACIÓN.....	141
Anexo G. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN.....	143
Anexo H. FOTOGRAFÍAS DE MEDICIONES Y OBSERVACIONES.....	148

CONTENIDO DE FIGURAS

FIGURA 1. 1 VISTA SATELITAL DEL HCAM	3
FIGURA 1. 2 UBICACIÓN DEL HCAM SEGÚN ORIENTACIÓN.....	5
FIGURA 1. 3 ESQUEMA JERÁRQUICO DE LA SITUACIÓN ADMINISTRATIVA DEL HCAM.....	7
FIGURA 1. 4 ÁREA DE GENERACIÓN DE VAPOR DEL HCAM	10
FIGURA 2. 1 ESQUEMA DEL FUNCIONAMIENTO DE UNA CALDERA PIROTUBULAR.....	15
FIGURA 2. 2 ESQUEMA DE CALDERA PIROTUBULAR DE UN PASO.....	16
FIGURA 2. 3 ESQUEMA DE CALDERA PIROTUBULAR DE TRES PASOS.....	16
FIGURA 2. 4 CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO DE CALDERA CLEAVER BROOKS.....	17
FIGURA 2. 5 CALDERA ACUOTUBULAR.....	18

FIGURA 2. 6 CAÑUELAS DE FIBRA DE VIDRIO CON CAPA SUPERFICIAL DE ALUMINIO.....	26
FIGURA 2. 7 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS (VAPOR INDIRECTO).....	27
FIGURA 2. 8 ÁREA DE LAVANDERÍA Y PLANCHADO [FUENTE: PROPIA].	28
FIGURA 2. 9 FORMA DE OPERACIÓN BALDE INVERTIDO (A)	37
FIGURA 2. 10 FORMA DE OPERACIÓN DE BALDE INVERTIDO (B).....	37
FIGURA 2. 11 FORMA DE OPERACIÓN BALDE INVERTIDO (C).	38
FIGURA 2. 12 FORMA DE OPERACIÓN BALDE INVERTIDO (D).	38
FIGURA 2. 13 FORMA DE OPERACIÓN TERMODINÁMICA (A).	39
FIGURA 2. 14 FORMA DE OPERACIÓN TERMODINÁMICA (B).	40
FIGURA 2. 15 FORMA DE OPERACIÓN TERMODINÁMICA.....	40
FIGURA 2. 16 TRAMPA DE VAPOR.	52
FIGURA 2. 17 OPERACIÓN DE UNA TRAMPA DE VAPOR.	52
FIGURA 3. 1 PÉRDIDAS DE CALOR PARA TUBERÍA DE ACERO SIN AISLAMIENTO...77	
FIGURA 3. 2 REPRESENTACIÓN DE LA TUBERÍA AISLADA.	77
FIGURA 3. 3 CIRCUITO TÉRMICO DE LA TUBERÍA AISLADA.	84
FIGURA 4. 1 PRECIO DE ENERGÍA COMPRADA Y TRANSFORMADA POR LA UNIDAD DE GENERACIÓN DE VAPOR.....	100
FIGURA 4. 2 DISTRIBUCIÓN PORCENTUAL DE PÉRDIDAS DE VAPOR.	104
FIGURA 4. 3 VALORES DE DIÁMETROS INTERNOS DE TANQUES DE FLASHEO PARA UN CANTIDAD DADA DE VAPOR FLASH.	107
FIGURA 4. 4 CONFIGURACIÓN DE TANQUES DE REVAPORIZADO.....	107
FIGURA 4. 5 ESQUEMA DE LA INSTALACIÓN DEL TANQUE DE RECUPERACIÓN... 108	

CONTENIDO DE TABLAS

TABLA 2. 1 DATOS GENERALES DE LA CALDERA CB-101-250.	19
TABLA 2. 2 CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS DEL CALDERO CB-101-250.	19
TABLA 2. 3 LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.....	23
TABLA 2. 4 ESPECIFICACIONES DIMENSIONALES DE LAVADORA CENTRÍFUGA MARCA MILNOR MODELO 42026 X7J.	29
TABLA 2. 5 ESPECIFICACIONES DIMENSIONALES DE LA SECADORA MARCA CISSELL MODELO 170 LB.	31

TABLA 2. 6 ESPECIFICACIONES DIMENSIONALES DE LA PLANCHADORA MARCA CMV SHARPER FINISH MODELO SR3600X120.....	33
TABLA 2. 7 ESPECIFICACIONES DIMENSIONALES DE LA PLANCHADORA MARCA FORENTA MODELO A 6024 VLFP.	35
TABLA 2. 8 TRAMPAS DE VAPOR DEL HCAM.	41
TABLA 2. 9 MEDICIONES DE CONSUMO.....	43
TABLA 2. 10 DATOS OBTENIDOS DEL NIVEL DE COMBUSTIBLE CON RESPECTO AL TIEMPO.	44
TABLA 2. 11 MEDICIONES DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE MENSUAL (2010-2011).	44
TABLA 2. 12 LONGITUDES TOTALES DE TUBERÍA Y SU ESPESOR DE AISLANTE.	45
TABLA 2. 13 LÍNEA DE DISTRIBUCIÓN DESDE LA CALDERA HASTA EL DISTRIBUIDOR.....	46
TABLA 2. 14 LÍNEA DE DISTRIBUCIÓN #1 QUE SALE DESDE EL DISTRIBUIDOR HASTA EL ÁREA DE LAVANDERÍA Y SECADO.	47
TABLA 2. 15 LÍNEA DE DISTRIBUCIÓN #2 QUE SALE DESDE EL DISTRIBUIDOR HASTA EL ÁREA DE LAVANDERÍA Y SECADO.	48
TABLA 2. 16 TABLA DE TEMPERATURA DE LA CALDERA.	49
TABLA 2. 17 TEMPERATURAS SUPERFICIALES DE LA TUBERÍA SIN AISLANTE.....	50
TABLA 2. 18 INSPECCIÓN DE ESTADO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS TRAMPAS DE VAPOR.....	52
TABLA 2. 19 DISTRIBUCIÓN PORCENTUAL DE LA TUBERÍA.....	54
TABLA 3.1 CALOR PERDIDO POR CONVECCIÓN Y RADIACIÓN EN LA CALDERA.....	66
TABLA 3. 2 CONSUMO DE ENERGÍA PARA OPERACIÓN DE LA CALDERA.	70
TABLA 3. 3 RESULTADO DEL BALANCE TÉRMICO EN LA CALDERA.	71
TABLA 3. 4 DATOS DE LAS TUBERÍAS DE VAPOR.	73
TABLA 3. 5 RESULTADOS DE PÉRDIDAS DE VAPOR EN LAS TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN SIN AISLAMIENTO.....	75
TABLA 3. 6 RESUMEN DE RESULTADOS DE PÉRDIDAS DE CALOR EN LA TUBERÍA SIN AISLANTE.	76
TABLA 3. 7 DATOS GENERALES DE LAS TUBERÍAS DE VAPOR.....	77

TABLA 3. 8 DATOS PARA EL CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CALOR EN LA TUBERÍA DE 6 PULGADAS.	77
TABLA 3. 9 RESULTADOS DE PÉRDIDAS DE VAPOR EN LAS TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN AISLADAS DE 6 PULGADAS.	87
TABLA 3. 10 DATOS PARA EL CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CALOR EN LA TUBERÍA DE 3 PULGADAS AISLADA.	87
TABLA 3. 11 RESULTADOS DE PÉRDIDAS DE VAPOR EN LAS TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN AISLADAS DE 3 PULGADAS.	88
TABLA 3. 12 DATOS PARA EL CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CALOR EN LA TUBERÍA DE 1 PULGADA AISLADA.	91
TABLA 3. 13 RESULTADOS DE PÉRDIDAS DE VAPOR EN LAS TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN AISLADAS DE 1 PULGADA.	91
TABLA 3. 14 DATOS PARA EL CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CALOR EN LA TUBERÍA DE 3/4 PULGADA AISLADA.	92
TABLA 3. 15 RESULTADOS DE PÉRDIDAS DE VAPOR EN LAS TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN AISLADAS DE 3/4 PULGADA.	92
TABLA 3.16 RESUMEN DE RESULTADOS DE PÉRDIDAS DE CALOR EN LAS TUBERÍAS CON AISLANTE.	93
TABLA 3.17 CUADRO COMPARATIVO Y CALOR PERDIDO REAL EN LA TUBERÍA SIN AISLAMIENTO.	93
TABLA 3.18 PÉRDIDAS POR FUGAS DE VAPOR.	94
TABLA 3.19 FLUJO DE VAPOR PERDIDO POR TRAMPAS ABIERTAS.	96
TABLA 3. 20 CONDENSADO REAL POR CADA TRAMPA.	97
TABLA 3. 21 VALORES DE REVAPORIZADO PRODUCIDO POR CADA TRAMPA DE VAPOR QUE NO ES RECUPERADO.	98
TABLA 4.1 PROPIEDADES DE DIESEL N°2 A CONDICIONES ESTÁNDAR.	101
TABLA 4. 2 TABLA DE RESUMEN DEL COSTO DE GENERACIÓN DE VAPOR.	102
TABLA 4. 3 PÉRDIDAS ANUALES DE ENERGÍA.	104
TABLA 4. 4 COSTOS DE INVERSIÓN PARA EL TANQUE DE RECUPERACIÓN DE VAPOR.	109
TABLA 4. 5 COSTOS DE AISLANTE TÉRMICO.	110
TABLA 4. 6 FLUJO NETO DE LAS PROPUESTAS DE MEJORAS.	114

TABLA 4. 7 TASA DE RETORNO Y RELACIÓN B/C.....	115
TABLA 4. 8 VAN Y VAN ACUMULADO.	116

CONTENIDO DE FOTOGRAFÍAS

FOTOGRAFÍA 2. 1 CALDERA PIROTUBULAR CLEAVER BROOKS	18
FOTOGRAFÍA 2. 2 BOMBA DE SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE.....	20
FOTOGRAFÍA 2. 3 UNIDAD ELECTRÓNICA DE OPERACION.....	21
FOTOGRAFÍA 2. 4 TANQUES DE ALMACENAMIENTO DE AGUA DE ALIMENTACIÓN.	21
FOTOGRAFÍA 2. 5 TANQUE DE CONDENSADO N.01.	23
FOTOGRAFÍA 2. 6 RAMIFICACIÓN PRINCIPAL DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.	25
FOTOGRAFÍA 2. 7 LAVADORA CENTRÍFUGA	29
FOTOGRAFÍA 2. 8 PLACA DE ESPECIFICACIONES.....	30
FOTOGRAFÍA 2. 9 SECADORAS.....	31
FOTOGRAFÍA 2. 10 PLACA DE ESPECIFICACIONES SECADORA CISSEL.....	32
FOTOGRAFÍA 2. 11 PLANCHADORA DE RODILLO.	33
FOTOGRAFÍA 2. 12 PLACA DE ESPECIFICACIONES.....	34
FOTOGRAFÍA 2. 13 PLANCHADORA TIPO PRENSA	34
FOTOGRAFÍA 2. 14 PLACA DE ESPECIFICACIONES.....	35
FOTOGRAFÍA 2. 15 MEDICIÓN DE TEMPERATURA SUPERFICIAL EN LA CALDERA.....	49
FOTOGRAFÍA 2. 16 VAPOR VIVO Y VAPOR FLASH.	51
FOTOGRAFÍA 2. 17 FOTOGRAFÍAS DE LAS TUBERÍAS SIN AISLAMIENTO.	54
FOTOGRAFÍA 2. 18 PÉRDIDAS DE VAPOR EN LA VÁLVULA DE SEGURIDAD DE LA CALDERA.	55
FOTOGRAFÍA 2. 19 FUGA DE VAPOR EN LA VÁLVULA DEL DISTRIBUIDOR.	56

NOMENCLATURA

ε ,	Emisividad térmica.
σ ,	Constante de Stefan Boltzmann [5.678x10 ⁻⁸ W/m ² .K ⁴].
T _{sup} ,	Temperatura superficial, [K].
T _{amb} ,	Temperatura ambiente, [K].
T _f ,	Temperatura de película, [K].
V,	Volumen, [m ³].
ρ ,	Densidad del fluido, [kg/m ³].
μ ,	Viscosidad dinámica, [Ns/m ²].
g,	Aceleración de la gravedad, [m/s ²].
Re,	Número de Reynolds.
Gr,	Número de Grashof.
Pr,	Número de Prandtl.
Nu,	Número de Nusselt.
β ,	Coefficiente de expansión volumétrica del aire.
\dot{m} ,	Flujo másico [Kg/s].
η_g ,	Eficiencia del generador.
B _c ,	Flujo másico de combustible, [Kg/s].
q ₁ ,	Pérdidas de calor sensible con los gases de salida.
q ₂ ,	Pérdida por combustión incompleta.
q ₃ ,	Pérdidas por convección y radiación.
q ₄ ,	Pérdidas por purgas.
Q _d ,	Calor disponible.
Q _{np} ,	Consumo de energía en necesidades propias, [KJ/kg].
CE,	Consumo específico de combustible, [Kgv/Kgc].
Q _i ,	Poder calórico inferior del combustible, [KJ/Kgc].
h _v ,	Entalpía del vapor a la presión de trabajo, [KJ/Kg].
h _{aa} ,	Entalpía del agua de alimentación, [KJ/Kg].
K _t ,	Conductividad térmica del acero, [W/mK].

K_a ,	Conductividad térmica de la lana de vidrio, [W/mK].
h_i ,	Coeficiente de convección interna, [W/m ² K].
h_{ext} ,	Coeficiente de convección externa, [W/m ² K].
h_{rad} ,	Coeficiente de radiación, [W/m ² K].
$R_{cond.}$,	Resistencia de conducción, [K/W].
$R_{conv.}$,	Resistencia de convección, [K/W].
$R_{rad.}$,	Resistencia de radiación, [K/W].
P_a ,	Presión absoluta, [psi].
D ,	Diámetro del orificio de la trampa [pulg].
P_1 ,	Precio de la energía comprada.
P_2 ,	Precio de la energía transformada
VP ,	Valor presente.
A ,	Anualidad.
i ,	Tasa de interés.
n ,	Tiempo de vida del proyecto 10 años.
VAN ,	Valor actual neto.
TIR ,	Tasa interna de retorno.
B/C ,	Relación beneficio-costos.

RESUMEN

El presente proyecto está orientado al desarrollo de una auditoría energética al sistema de generación y distribución de vapor del Hospital Carlos Andrade Marín con la finalidad determinar que porcentaje de energía producida en la caldera N.1 es aprovechada para el consumo en las diferentes máquinas del área de lavandería y qué porcentaje de energía es desperdiciada o pérdida.

En el **primer capítulo** se tiene una breve reseña histórica de cómo se creó el hospital, su visión, localización, cuerpo administrativo, área de generación, aspectos generales de la energía térmica y energía que dispone el hospital.

El **segundo capítulo** se enfoca en la auditoría energética preliminar, la recolección de la información de todos los equipos, máquinas y accesorios y la identificación de los factores que afectan a la eficiencia del sistema. Además se detalla cada una de las áreas, equipos y consumo de recursos que están involucradas en el sistema de vapor.

El **tercer capítulo** puntualiza a la auditoría energética detallada que es el análisis del sistema de vapor, donde se calcula en base a las mediciones la eficiencia de la caldera y las diferentes pérdidas en el sistema de distribución y se determinarán las posibles soluciones que servirán para un mejor aprovechamiento de la energía.

En el **cuarto capítulo** se evalúan técnico y económicamente cada una de las oportunidades y medidas de ahorro de energía.

En el **quinto capítulo** se puntualizan las conclusiones y recomendaciones referentes al proyecto.

PRESENTACION

Actualmente el auge de la tecnología y las políticas de calidad están llevando a la implementación de herramientas nuevas y necesarias para alcanzar índices de rendimiento altos en el sector industrial, con el fin de utilizar el menor esfuerzo posible y manteniendo una actitud de responsabilidad con la sociedad y el medio ambiente. Una de las maneras de comprometerse con éste hecho, es manejar racionalmente la energía generada a través del consumo de combustibles fósiles para lo cual se debe implementar estudios de la eficiencia de dicha planta para tener un conocimiento claro de la energía aprovechada y la energía desperdiciada.

Por lo tanto con la elaboración de este proyecto se desea es colaborar con ese compromiso de responsabilidad con el planeta y con la sociedad realizando un estudio de la eficiencia del sistema de generación de vapor en el hospital Carlos Andrade Marín. Ésto traerá beneficios tanto ambientales por la disminución de consumo de combustible, así como beneficios económicos para dicha institución.

Para este fin se utilizará la auditoría energética, la cual es una herramienta fundamental para identificar y determinar la eficiencia del sistema y así como también para proyectarse a las posibles soluciones y medidas de ahorro.

CAPÍTULO I

DESCRIPCIÓN GENERAL DEL HOSPITAL CARLOS ANDRADE MARÍN.

1.1. INTRODUCCIÓN.

El hospital Carlos Andrade Marín es uno de los centros de atención hospitalaria más importante del país, que brinda atención médica universal, es decir atiende al público en general, no solo a personas afiliadas al Instituto de Seguridad Social.

Además lo hace en forma oportuna eficaz y eficiente, con buen trato, personal capacitado, motivado e integrado; infraestructura y equipamiento adecuado, a fin de satisfacer las necesidades de sus afiliados.

Por ésta razón este hospital necesita funcionar de una manera óptima, aprovechando todo su potencial lo cual se logra si se tiene un control adecuado de sus fuentes de energía y de los procesos que lo utilizan, mediante un estudio energético de su sistema de generación.

1.2. RESEÑA HISTÓRICA.

El hospital Carlos Andrade Marín es creado por el Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social en la década de los años sesenta como una alternativa de solución a las necesidades de abastecer la gran demanda de atención hospitalaria que existía.

Pues a raíz de aquella época existían los centros de atención ambulatoria (llamados dispensarios) y establecimientos hospitalarios (Clínicas del Seguro). Así, durante años, la población afiliada fue atendida en éstos, aunque su funcionamiento no era óptimo y a medida que fue creciendo la demanda, se

evidenció la necesidad de construir hospitales más grandes bajo un criterio de regionalización y atención de referencia al más alto nivel en Quito, Guayaquil y Cuenca, y otros de alcance provincial en las demás ciudades.

Por lo tanto este hospital es parte de todo un programa de planificación estratégica de creación de centros hospitalarios propios, con personal médico y paramédico especializado y también dependiente de la estructura orgánico-administrativa de dicha institución.

Con la creación de estos centros hospitalarios el Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social busca brindar a sus afiliados la posibilidad de ser atendidos de mejor manera y con calidad.

De ésta manera con el proyecto aprobado se inician los primeros trabajos de construcción del hospital en el año de 1958, ocupando una superficie de 41 829,24 m², área que formaba parte de la antigua Quinta Miraflores, de propiedad del señor Enrique Freile Gangotena, que lo adquirió la caja del Seguro en la cantidad de 3'654,500 sucres.¹

La edificación fue diseñada por el arquitecto alemán Walter Distel en Portugal, aplicando principios de diseño de aquella época y siguiendo el principio urbanístico según el cual, los centros de atención médica deben ubicarse en los sitios de mejor relación con los núcleos a los que va a servir. Este se puede observar en la fotografía satelital tomada años atrás (**Ver figura 1.1**).

¹ <http://www.hcam.gov.ec/index.php/el-hcam/historia.html>



Figura 1. 1 Vista satelital del HCAM² (ubicado en la parte central de la ciudad).

Ésta planificación estratégica se realizó bajo la supervisión del Instituto Nacional de Previsión Social, quien fue creado en Octubre de 1935 y que era el órgano superior del Seguro Social que tenía como finalidad establecer la práctica del Seguro Social Obligatorio, fomentar el Seguro Voluntario y ejercer el Patronato del Indio y del Montubio, el mismo que comenzó a desarrollar sus actividades el 1 de mayo de 1936.

De ésta manera se logra llegar a la construcción del hospital en la presidencia del Instituto Nacional de Previsión Social y la Dirección del Departamento Médico, se encontraban los doctores Carlos Andrade Marín y Plutarco Naranjo Vargas, respectivamente.

Y es así que se llega al día tan esperado para la inauguración del nuevo y equipado hospital un sábado 30 de mayo de 1970. De ésta manera se dio un paso fundamental en la historia del país y se ponía un hito en la Seguridad Social Ecuatoriana.

Además cabe acotar que el nombre del hospital se lo debe al ilustre doctor Carlos Andrade Marín Malo, quien fue un hombre que tenía la voluntad de hacer lo mejor en cada uno de los instantes de su vida, ese afán por poner al servicio de los

² En el presente proyecto las siglas: HCMA significan Hospital Carlos Andrade Marín

demás la luminiscencia de su pensamiento, esa disposición para servir allende las fronteras, a la vez que permitieron que tan ilustre ecuatoriano lleve a lo alto el nombre del país.³

Desde su creación el HCAM ha seguido marcando el paso en la incorporación de nuevas tecnologías y nuevas especialidades para ponerlas al servicio de los afiliados, y a pesar de los avalares políticos que cíclicamente han sacudido a la Institución, ha logrado mantener estándares aceptables de atención.

La actual administración del HCAM está liderada por la Eco. María Sol Larrea Sánchez, quién pone a disposición de los afiliados, jubilados y asegurados, las nuevas áreas remodeladas y equipos de última tecnología del hospital.

1.3. VISION.

La visión del hospital Carlos Andrade Marín es ser el líder en la atención de salud a nivel nacional e internacional. Con autonomía económica y administrativa, enmarcado en los principios legales del Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social, con un modelo de organización dentro del sistema de salud, que preste atención integral, personalizada y especializada, logrando excelencia en sus servicios para satisfacer y superar las necesidades y expectativas del cliente con el uso racionalizado de los recursos disponibles.

1.4. MISIÓN

Brindar atención medica integral, ética, actualizada y especializada, mediante la utilización de tecnología de punta y capacitación continúa en beneficio de la calidad de atención y la satisfacción de las necesidades de sus afiliados y usuarios.⁴

³ <http://www.hcam.gob.ec/multimedia/revista/RCV3N5.PDF>

⁴ <http://www.hcam.gob.ec/index.php/el-hcam/quienes-somos.html>

1.5. LOCALIZACIÓN.

El hospital se encuentra ubicado en el centro norte de la ciudad de Quito, en la provincia de Pichincha, a una altura promedio de 2821 m sobre el nivel del mar.

Está delimitado al norte por la calle 18 de Septiembre, al sur por la calle Portoviejo, al este por la calle Ayacucho y al oeste por la avenida Universitaria (Ver figura 1.2).



Figura 1. 2 Ubicación del HCAM según orientación.⁵

1.6. SERVICIOS AUXILIARES.

Para brindar apropiadamente los servicios médicos el Hospital Carlos Andrade Marín tiene el respaldo de secciones administrativas que le proporcionan servicios, insumos, medicinas, instrumental, materiales de enfermería, alimentos, repuestos, energía gases medicinales y fluidos para el funcionamiento de los equipos.

⁵ Fuente: Google Earth

A continuación se indican los principales servicios auxiliares:

- Administración
- Bodegas
- Lavanderías
- Esterilización
- Cocina
- Comedor
- Farmacia
- Centro de energía

1.7. SITUACIÓN ADMINISTRATIVA DEL ÁREA DE MANTENIMIENTO Y CUARTO DE MAQUINAS.

El HCAM cuenta con una situación jerarquizada que viene liderada por la Dirección General a cargo de la Dra. Patricia Villacís Mora, le sigue el departamento de Servicios Generales a cargo de la Lic. Cecilia Guerra Vinuesa. A este departamento pertenece el área o departamento de Mantenimiento con su jefe el Ing. Álvaro Arriagada.

El departamento de Mantenimiento acoge las áreas de Gases Medicinales, Casa de Máquinas y Mantenimiento de Edificios, Mantenimiento de Equipos Médicos y Comunicaciones y Área Telefónica.

El área de casa de máquinas y mantenimiento de edificios está dirigida por el Ing. Jaime Sanipatín. Esta área tiene otras áreas más pequeñas como: Obra civil, Aluminio, Vidrio, Mecánica

El área de mantenimiento de equipos médicos que está a cargo del Ing. Alex Abril se caracteriza porque la mayoría de los trabajos que se realizan aquí lo hacen mediante la modalidad de prestación de servicios externos al hospital.

El área de comunicaciones y telefónica que se encuentra a cargo del Ing. Danny Tapia se encarga de la parte de telefonía y la parte eléctrica (Ver figura 1.3).

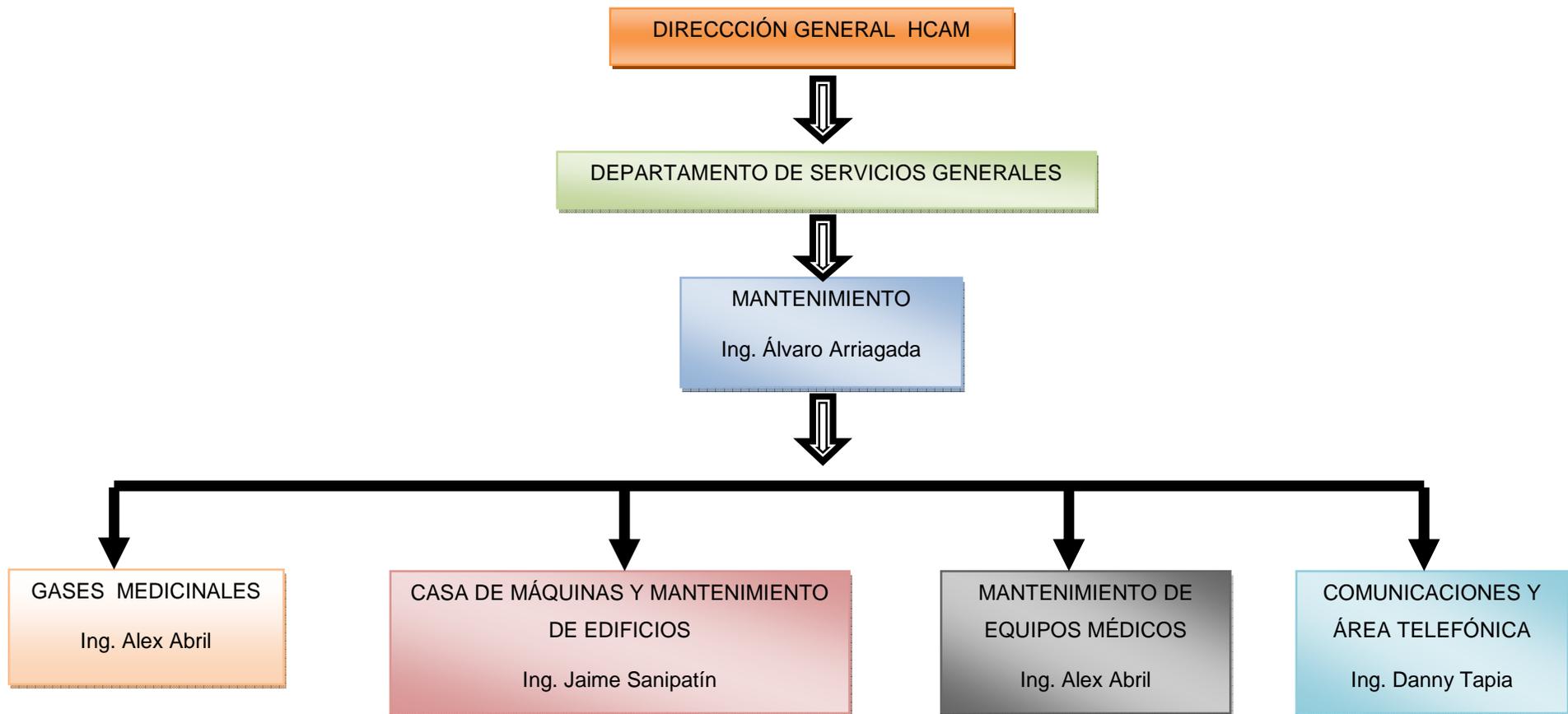


Figura 1. 3 Esquema jerárquico de la situación administrativa del HCAM.⁶

⁶ Elaboración propia.

1.8. ENERGÍA QUE DISPONE EL HOSPITAL CARLOS ANDRADE MARIN.

El hospital Carlos Andrade Marín dispone de los siguientes tipos de energía para sus diferentes actividades.

- Energía eléctrica
- Energía térmica (Diesel, GLP)

1.8.1. ASPECTOS GENERALES DE LA ENERGÍA TÉRMICA.

La energía es un recurso vital en la actividad industrial actual por lo cual debe ser considerado en la planificación, dirección y seguimiento por parte de cualquier empresa.

El ahorro y uso eficiente de la energía es el eje central de la estrategia en cualquier programa de ahorro de energía.

El vapor de agua es uno de los medios de transmisión de calor de mayor efectividad, y su fácil generación y manejo lo han situado como uno de los servicios auxiliares más difundidos en la industria. En los diagnósticos energéticos, se han encontrado grandes potenciales de ahorro en la generación y distribución de vapor, que van desde 5 hasta 20% del consumo de combustible.

La experiencia en la aplicación de los programas de ahorro de energía ha demostrado que con el incremento en la eficiencia energética se obtienen beneficios económicos adicionales a la reducción en el costo de la energía, añadiendo la posibilidad de aumentar la producción y de reducir las emisiones contaminantes.

1.8.2.ENERGÍA TÉRMICA.

El vapor de agua es uno de los medios de transmisión de energía calórica de mayor efectividad en la industria, se estima que éste servicio es utilizado por el

95% de las industrias como medio de calentamiento, por su fácil generación, manejo y bajo costo comparado con otros sistemas.

El vapor es generado en una caldera a partir de la utilización de un combustible, generalmente un derivado del petróleo, como medio aportante de energía, para transformar el agua en vapor a determinada presión y temperatura. Luego de ser generado y debido a su presión puede ser transportado al equipo o proceso consumidor sin necesidad de utilizar algún medio mecánico como una bomba (por ejemplo).

En el punto de consumo puede ser utilizado para transferir energía en forma de calor en procesos de calentamiento.

Comprende todos los componentes para la generación, distribución, consumo de vapor y los elementos para el retorno de condensado.

A parte de ser fácil de transportar por medio de una red de tuberías, el vapor es un excelente medio de transporte de energía, aunque también presenta algunas limitantes como la generación de condensado en las redes, en muchas ocasiones con problemas de corrosión. Adicionalmente el agua con que se genera el vapor debe presentar determinadas características en cuanto a calidad, siendo necesario adecuarla utilizando sustancias químicas.

Los sistemas de vapor están formados básicamente por tres subsistemas: la generación de vapor; compuesto por la caldera, la distribución; constituido por tuberías para transportar el vapor del lugar de producción hacia los usuarios y el condensado desde los procesos hacia la caldera y finalmente los consumidores finales, generalmente equipos o procesos donde se requiere la energía transportada por el vapor.

1.9. ÁREA DE GENERACIÓN DE VAPOR DEL HCAM.

El HCAM dispone de la siguiente área de generación de vapor (Ver figura 1.4)

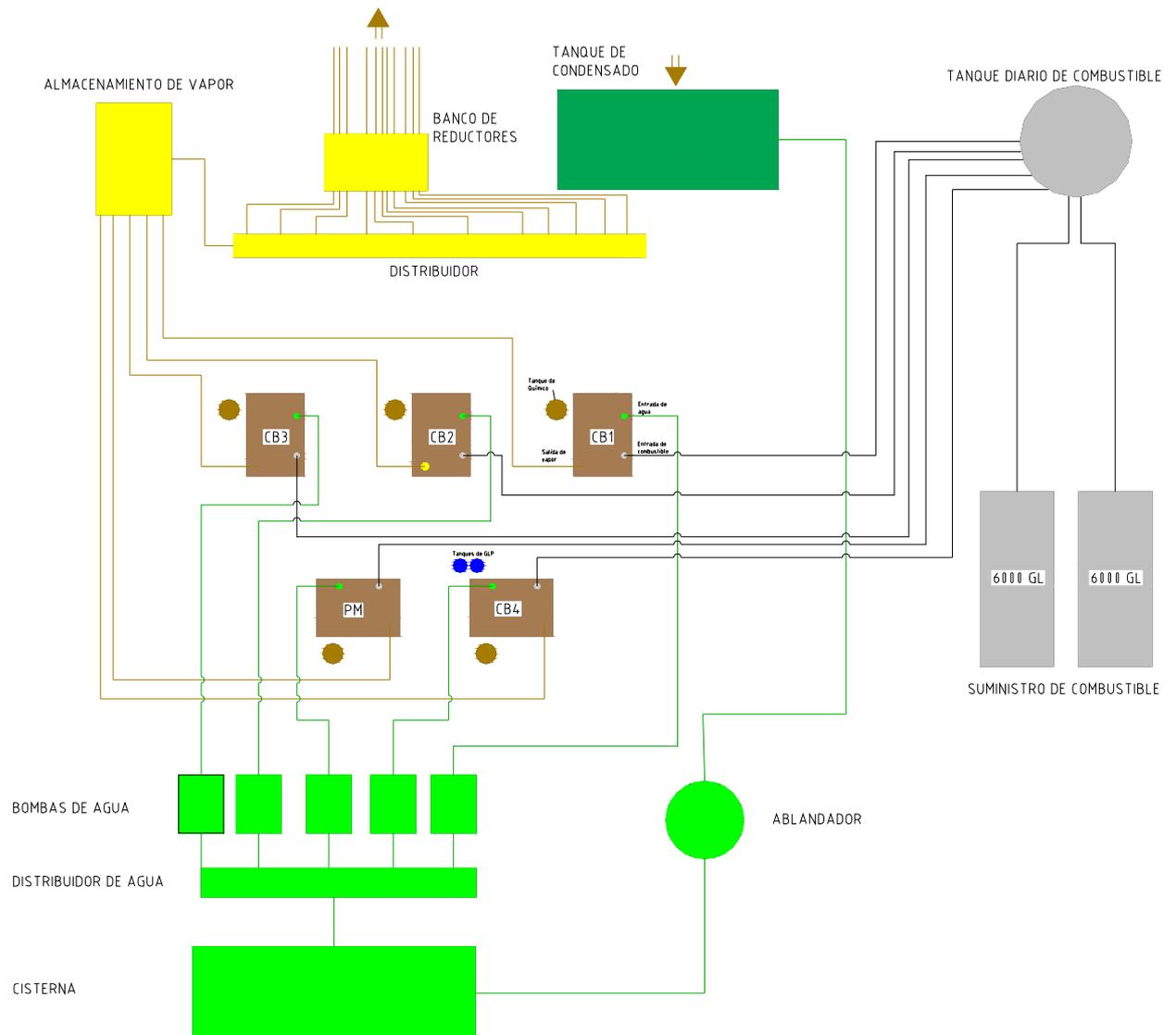


Figura 1. 4 Área de generación de vapor del Hospital “Carlos Andrade Marín”. [Fuente: propia]

CAPÍTULO II

AUDITORÍA ENERGÉTICA PRELIMINAR.

2.1. AUDITORIA ENERGÉTICA.

Es una inspección, estudio y análisis de los flujos de energía en un proceso o sistema, a lo largo de un periodo de tiempo dado, con el fin de determinar cómo y dónde se la utiliza y buscar oportunidades de ahorro.

La auditoría energética es un proceso sistemático mediante el que:

1. Se obtiene un conocimiento suficientemente fiable del consumo energético de la empresa.
2. Se detectan los factores que afectan al consumo de energía.
3. Se identifican, evalúan y ordenan las distintas oportunidades de ahorro de energía, en función de su rentabilidad.

El proyecto consta de dos partes la primera una auditoría energética preliminar, y una auditoría energética general.

2.2. AUDITORÍA ENERGÉTICA PRELIMINAR.

La auditoría preliminar se realiza en dos partes, primero la recolección de la información, y segundo el análisis de la información. Este análisis se lo va a realizar mediante los datos que se obtengan de las mediciones que se han realizado y recopilado durante los últimos 2 años, los mismos que han sido tomados por el personal técnico del hospital.

Una vez obtenidos los datos se procederá a localizar e identificar los equipos o sistemas de mayor consumo de energía para realizar un seguimiento y así plantear las posibles soluciones para disminuir su costo consumo.

2.2.1. RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN.

1. Información referente a los tipos de energía que dispone el Hospital para su normal funcionamiento, se explica cada uno de los componentes que conforman el sistema de vapor desde el generador de vapor, la línea de distribución hasta el retorno del condensado.
2. Se realiza una recopilación de datos de temperaturas y consumos en el sistema de vapor durante los dos últimos años.
3. Se realizará un análisis de gases en la chimenea.
4. Todas las mediciones necesarias para determinar la eficiencia del sistema de vapor.

2.2.1.1. Equipos y áreas del sistema de generación de vapor.

El sistema de generación de vapor está formado por varios equipos de los cuales se tomaron sus medidas así como sus características físicas y funcionales. Entre los cuales se tiene:

- Calderas
- Suministro de combustible
- Suministro de agua
- Tanque de condensado
- Sistema de distribución de vapor
- Equipos de consumo de vapor (área de lavandería y de planchado)
- Trampas de vapor.

2.2.1.1.1. Calderas.

La caldera es una máquina o dispositivo de ingeniería diseñado para generar vapor. Son aparatos tubulares calentados directamente, que por principio convierten la energía del combustible en calor latente de vaporización. Este vapor se genera a través de una transferencia de calor a presión constante, en la cual el fluido, originalmente en estado líquido, se calienta y cambia de estado mediante la energía liberada en una reacción de combustión.

Además, como es un recipiente de presión, se lo construye en parte con acero laminado a semejanza de muchos contenedores de gas.

Las calderas están ampliamente extendidas tanto para uso industrial como no industrial, debido a las amplias aplicaciones que tiene el vapor:

- Esterilización (tindarización): lo que permite esterilizar los instrumentos médicos, también en los comedores para esterilizar los cubiertos, así como para elaborar alimentos en marmitas.
- Calentar otros fluidos, por ejemplo, en la industria petrolera se calienta a los petróleos pesados para mejorar su fluidez.
- Generar electricidad a través del ciclo Rankine, ya que la caldera es la parte fundamental de las centrales termoeléctricas.
- Procesos químicos.
- Vapor como medio de calefacción directa o indirecta.
- Agua caliente sanitaria.

Todas estas necesidades de vapor de agua dentro de una industria en general se pueden obtener si se controla de forma efectiva las condiciones de operación de una caldera.

La búsqueda de esas condiciones óptimas de operación y el control de las mismas no es una tarea fácil, ya que una caldera de vapor es un sistema muy complejo en el que todas las variables están interrelacionadas. Además, la realización de pruebas de forma directa sobre una caldera son difíciles de llevar a cabo, tanto desde el punto de vista técnico (por los peligros derivados de la manipulación de las condiciones de operación), como económico (tiempo y dinero necesario).

Tampoco debe olvidarse el aspecto económico, considerando no sólo los costes de construcción, sino también de operación (grandes cantidades de combustibles quemados) y los costes de mantenimiento relacionados con las condiciones de operación ya mencionadas.⁷

Es común la confusión entre caldera y generador de vapor, pero su diferencia es que el segundo genera vapor sobrecalentado.

Las calderas se pueden clasificar de acuerdo a las siguientes características:

- Por la posición relativa de los gases calientes y el agua: se subdividen en pirotubulares y acuotubulares.
- Por la posición de los tubos: se subdividen en verticales, horizontales e inclinados.
- Por la forma de los tubos: se subdividen en tubos rectos y tubos curvados.
- Por la naturaleza del servicio que prestan: se subdividen en fijas, portátiles.

Calderas pirotubulares.

Se denominan pirotubulares por ser los gases calientes procedentes de la combustión de un combustible, los que circulan por el interior de tubos cuyo exterior está bañado por el agua de la caldera (**Ver figura 2.1**).

El combustible se quema en un hogar, en donde tiene lugar la transmisión de calor por radiación, y los gases resultantes, se les hace circular a través de los tubos

⁷ http://www.proosis.com/download/articles/C01_05_es.pdf

que constituyen el haz tubular de la caldera, y donde tiene lugar el intercambio de calor por conducción y convección. Según sea una o varias las veces que los gases pasan a través del haz tubular, se tienen las calderas de uno o de varios pasos. En el caso de calderas de varios pasos, en cada uno de ellos, los humos solo atraviesan un determinado número de tubos, mediante las denominadas cámaras de humos. Una vez realizado el intercambio térmico, los humos son expulsados al exterior a través de la chimenea.⁸

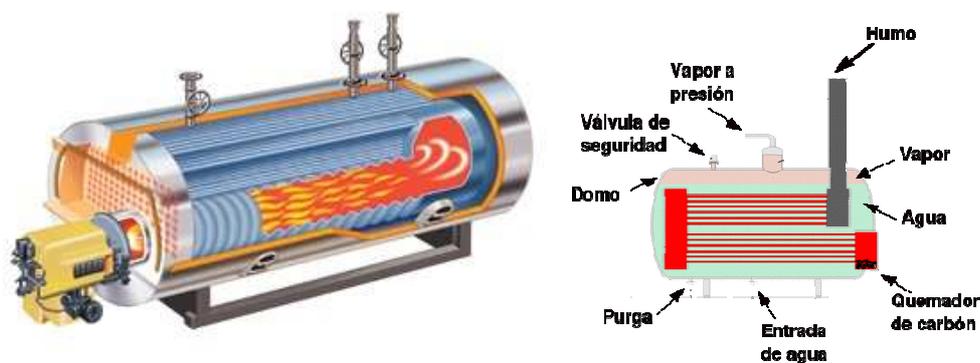


Figura 2. 1 Esquema del funcionamiento de una caldera pirotubular.⁹

En las calderas acuotubulares, sucede lo contrario que en las pirotubulares es decir es el agua la que pasa por el interior de los tubos que conforman un circuito cerrado a través del caldero.

Calderas pirotubulares de un paso.

Estas calderas tienen un conjunto de tubos de humo que las atraviesan desde el principio hasta el final, con los quemadores al principio y la chimenea al final de éstos, los tubos pueden ser colocados en la cámara de la caldera en forma vertical u horizontal. Los quemadores van montados dentro de cada tubo (Ver figura 2.2).

⁸ http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_industrial/tiposdecalderasindustriales/

⁹ http://www.entrepares.com/juancontrol/files/479/1638/ARTICULO_REVISTA+definitivo.pdf

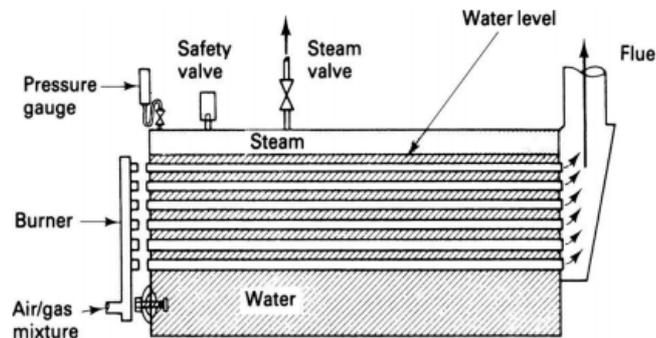


Figura 2. 2 Esquema de caldera pirotubular de un paso.¹⁰

Calderas pirotubulares de múltiples pasos.

Esta caldera usualmente tiene una sola cámara para la combustión principal, con un conjunto de tubos por donde pasan los gases calientes, tanto por el frente como por la parte de atrás de ésta (Ver figura 2.3).

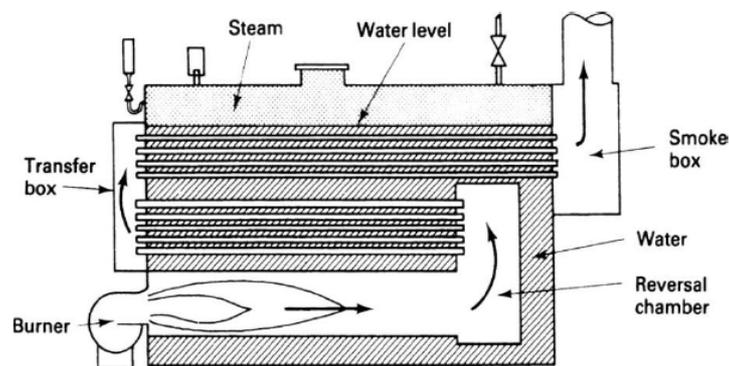


Figura 2. 3 Esquema de caldera pirotubular de tres pasos.¹¹

Caldera de cuatro pasos marca CB- Cleaver Brooks.

Son calderas diseñadas para soportar presiones de 60 a 800 hp, con diseño de cuatro pasos, tipo paquete tubos de fuego. De fácil acceso para inspección y mantenimiento ya que el quemador está montado sobre la tapa delantera, esto permite que se abra toda la tapa.

¹⁰ JUAN G. MEJÍA A., WILLIAM OROZCO M., "Calderas de Vapor"; Instituto Tecnológico Metropolitano; Colombia; 2007

¹¹ JUAN G. MEJÍA A., WILLIAM OROZCO M., "Calderas de Vapor"; Instituto Tecnológico Metropolitano; Colombia; 2007

El quemador es del tipo modulante, es decir que no es necesario encender y apagar la caldera cuando hay variación en la demanda de vapor, también puede pasar de fuego bajo a fuego medio y a su vez fuego alto dependiendo la necesidad de vapor.

Son calderas certificadas por ASME y UL (Ver figura 2.4).



Caballo Caldera	Presión de Diseño		Capacidad de Generación
	H. P.	PSI.	
250	de 150	a 300	8625
300	de 150	a 300	10350
350	de 150	a 300	12075.

Figura 2. 4 Características de diseño de caldera Cleaver Brooks.¹²

Calderas acuotubulares.

En éstas calderas, al contrario de lo que ocurre en las pirotubulares, es el agua la que circula por el interior de los tubos que conforman un circuito cerrado a través del calderín o calderines que constituyen la superficie de intercambio (Ver figura 2.5).

Constan de un hogar configurado por tubos de agua, tubos y refractario, o solamente refractario, en el cual se produce la combustión del combustible y constituyendo la zona de radiación.

Desde dicho hogar, los gases calientes resultantes de la combustión son conducidos a través del circuito de la caldera, configurado éste por paneles de tubos y constituyendo la zona de convección. Finalmente, los gases son enviados a la atmósfera a través de la chimenea.

Adicionalmente, pueden estar dotadas de otros elementos de intercambio de calor, como pueden ser el sobrecalentador, recalentador, economizador, etc.¹³

¹² <http://cleaver-brooks.com.mx/>

¹³ http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_industrial/tiposdecalderasindustriales/

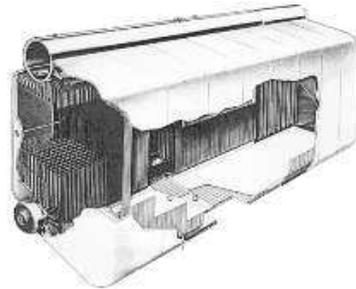


Figura 2. 5 Caldera acuotubular¹⁴

2.2.1.1.2. Calderas de vapor del HCAM.

El cuarto de máquinas del Hospital Carlos Andrade Marín cuenta con cinco calderas pirotubulares:

- Las calderas N° 1, 2, 3 son de marca Cleaver Brooks y modelo CB101-250.
- La caldera N° 4 también es de marca Cleaver Brooks pero de modelo CB100-60.
- La caldera N° 5 es de marca Power Master y de modelo 3L.

Éste estudio se basa en determinar la eficiencia energética de la caldera pirotubular Cleaver Brooks N. 1, la cual es una caldera de 4 pasos que genera vapor saturado a 85 psig (Ver fotografía 2.1, Tabla 2.1 y 2.2).



Fotografía 2. 1 Caldera pirotubular Cleaver Brooks [Fuente: propia].

¹⁴ http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_industrial/tiposdecalderasindustriales/

Tabla 2.1. Datos generales de la caldera CB-101-250.

Longitud	3.90 m	12.79 ft
Diámetro	2 m	6.56 ft
Capacidad de evaporación	3912 Kg/h	8625 Lb/h
Presión de diseño	10.5 Kg/cm ²	150 PSI
Superficie de calefacción	115.961 m ²	1247.740 P ²
Tipo de caldera	Horizontal/4 pasos	Tubos de fuego
Consumo aproximado de combustible a plena carga del equipo		
Diesel	74.5 GPH	4.7 Lt/min
Gas	10461000 BTU/h	296 m ³ /h

Fuente: Casa de máquinas H.C.A.M.

Tabla 2.2. Características eléctricas del caldero CB-101-250.

Energía principal	230 V	3 fases	60 Hz	28 A
Capacidad mínima de circuito	35 A			
Capacidad máxima protección circuito	112 A			
Motor soplador	10 HP			
Control del circuito	120	1 fase	60 Hz	7 A
Motor bomba aceite	115	1 fase	60 Hz	7 A

Fuente: Casa de maquinas H.C.A.M.

A continuación se describen los suministros de combustible y agua necesarios para la operación de la caldera:

2.2.1.1.3. Suministro de combustible.

El suministro del combustible se lo realiza mediante un tanque diario de combustible, el cual almacena diesel industrial N°2 y lo distribuye a los calderos. Su funcionamiento está controlado por una boya que regula el nivel del diesel encendiendo o apagando la bomba de suministro. El tanque tiene un volumen de $2,68 \text{ m}^3$. (Ver fotografía 2.2).



Fotografía 2. 2 Bomba de suministro de combustible [Fuente: propia].

Una vez que el diesel ingresa al quemador se inician los pasos de programación de encendido comandados por la unidad electrónica de operación de la caldera (Ver fotografía 2.3), haciendo que esta se encienda y empiece a elevar la temperatura del agua contenida en la caldera, que es suministrada por medio de una bomba centrífuga desde el tanque de condensado.



Fotografía 2.3 Unidad electrónica de operación [Fuente: propia].

2.2.1.1.4. Suministro de agua.

El suministro de agua para el consumo de la caldera proviene de dos tanques de almacenamiento de agua caliente cada uno tiene un volumen de 3000 galones, trabajan a una presión que varía entre 70-90 psi, a una temperatura de 40-70 °C, el diámetro del tanque es de 1,85 m, su longitud es de 5,50 m. (Ver fotografía 2.4).



Fotografía 2.4 Tanques de almacenamiento de agua de alimentación [Fuente: propia].

El agua de reposición es el agua que se pierde en los diferentes procesos ya sea como evaporación (fugas), o por consumo directo en los diferentes equipos, la cual proviene de una cisterna principal para pasar de ahí al sistema de tratamiento de ablandamiento; cuyo objetivo es eliminar la dureza de agua (niveles altos de minerales especialmente calcio y magnesio).

Éstos son iones cargados positivamente, los cuales producen un alto riesgo de depósitos de cal generando un bloqueo en las tuberías.

Durante el recorrido del agua hasta la caldera, se añaden químicos al agua para disminuir la cantidad de oxígeno disuelto y de minerales y de ésta manera se garantiza que el agua que ingresa a la caldera tiene las características más adecuadas de ablandamiento. Este procedimiento permite evitar incrustaciones y corrosión en los tubos de la caldera ya que las mismas se forman más rápidamente en superficies calientes y es una resistencia adicional al flujo de calor lo cual provoca una reducción de la eficiencia de la caldera.¹⁵

2.2.1.1.5. Tanque de condensado.

Se dispone de dos tanques de condensado los mismos que suministran el agua a las calderas a través de las bombas de agua.

Éstos recogen el condensado de las líneas de vapor del hospital con el objetivo de aprovechar el agua que ha sido previamente tratada permitiendo ahorro en el consumo de agua, tratamientos químicos y un significativo ahorro de combustible.

- **Tanque de condensado N°1**

Este tanque suministra agua a los calderos 1, 2 y 3 a través de las bombas respectivas. Su volumen es de 3,58 m³. **(Ver fotografía 2.5).**

¹⁵ KERN DONALD, "Procesos de transferencia de calor", Editorial Continental, 1999



Fotografía 2. 5 Tanque de condensado N.01 [Fuente: propia].

- Tanque de condensado N°2

Este tanque suministra agua a los calderos 4, 5 a través de las respectivas bombas para estos calderos. Su volumen es de 0,5 m³.

2.2.1.1.6. Sistema de distribución de vapor

El sistema de distribución de vapor es el encargado de transportar el vapor saturado generado en la caldera hasta los distintos puntos de consumo. Se dispone de 14 líneas que se distribuyen como se muestra en la tabla 2.3.

Tabla 2.3. Líneas de distribución de vapor.

Número de línea	Nombre	Días de operación	Horario de operación
Línea 1	Salida desde el caldero	Siempre	Continuo
Línea 2	Tanque de agua caliente	Lunes – Viernes	6 h – 19 h
		Sábados - Domingos – Feriados	6h – 16h
Línea 3	Cocina principal	Todos los días	6h – 19h
Línea 4	Patología y laboratorio central	Todos los días	7h – 23h

.....

Tabla 2. 1 Líneas de distribución de vapor.**(Continuación)**

Línea 5	Obstetricia	Todos los días	7h – 23h
Línea 6	Biberones	Todos los días	7h – 23h
Línea 7	Piscina	Lunes – Viernes	13h – 15h
Línea 8	Tanque condensado 2	Continuo	Continuo
Línea 9	Quirófano y sala de partos	Todos los días	6h – 23h
Línea 10	Lavandería y comedor	Todos los días	6h – 20h
Línea 11	Lavandería	Lunes – Viernes Sábados - Domingos – Feriados	7 h – 19 h 7h – 13h
Línea 12	Caldero 2 y 4	Continuo	Continuo
Línea 13	Caldero 3 y 5	Continuo	Continuo
Línea 14	Quemados	Todos los días	7h – 23h

Fuente: propia.

Las líneas de distribución desde la caldera al distribuidor de vapor son de 6 pulgadas y las que parten de este a las diferentes máquinas de consumo son de 3 pulgadas, para ciertos equipos como las secadoras usan tubería de $\frac{3}{4}$ pulgada, y en las planchadoras usan de 1 pulgada. **(Ver fotografía 2.6).**

Este estudio se enfoca solo en las líneas 2 y 3 que corresponden al área de lavanderías y planchado. La presión de entrada es de 60 psi.



Fotografía 2. 6 Ramificación principal de distribución de vapor [Fuente: propia].

Aislamiento térmico para las tuberías de vapor

Son materiales que se utilizan con el fin de conservar el calor o controlar la temperatura. La energía en forma de calor tiene un valor monetario, representado en la economía de los combustibles.

Termodinámicamente cuando la energía se utiliza para producir calor, el flujo de éste, es de dentro hacia fuera como en el caso de hornos y calderas, por éste motivo el aislamiento térmico ayuda a ahorrar gran parte de la energía necesaria para éste proceso y un óptimo aislamiento hace que los equipos sean más eficientes y trabajen con menores costos.

Su uso brinda beneficios como:

- Evitar pérdidas por transferencia de calor en equipos de proceso, y redes de distribución.
- Conservar condiciones fisicoquímicas de los fluidos,
- Proteger a los operadores y evitar la transmisión de calor a otros equipos.

En el HCAM, el sistema de distribución de vapor utiliza como aislante térmico fibra de vidrio con su presentación en forma de cañuelas que en el mercado se encuentra en las siguientes medidas (**Ver figura 2.6**).

Presentación:

Largo: 91cm ≈ 36"

Diámetro: de ½" a 25"

Espesor de pared: de 1" a 5"



Figura 2. 6 Cañuelas de fibra de vidrio con capa superficial de aluminio.¹⁶

El vidrio celular (lana de vidrio), es un material que posee características como:

- Material completamente inorgánico;
- No absorbe líquidos ni vapores;
- Es quebradizo,
- Instalación rápida completamente atóxica,
- Incombustible,
- Eficiente desde el punto de vista térmico.

2.2.1.1.7. Equipos de consumo de vapor.

Son elementos donde finalmente llega el vapor para entregar su energía al producto o proceso. Estos equipos pueden ser de vapor directo o indirecto.

¹⁶ http://servicios.corferias.com/stand_virtual/exhibicion.cfm?stand=5978

Vapor indirecto.

El vapor que ingresa al equipo cede su calor latente de cambio de fase transfiriendo la energía a un fluido o al material de proceso. Al ceder parte de su energía se transforma en condensado y sale del intercambiador o serpentín por la presión del sistema mediante la apertura de una trampa de vapor. Generalmente éste condensado puede ser recuperado y llevado nuevamente a la caldera, siempre y cuando su flujo y condición química lo justifiquen.

En la figura 2.7 se puede observar un equipo de consumo de vapor indirecto.



Figura 2. 7 Intercambiador de calor de placas (vapor indirecto).

Vapor directo.

Éste ingresa directamente al fluido o al material de proceso cediendo el total de su energía. El sistema acumula masa con el condensado producido por el cambio de fase. Como ejemplo de éste equipo se cita un calentador de agua con entrada de vapor con flautas.

A continuación se describe el sistema de distribución de vapor y los equipos que consumen el vapor producido.

En el hospital los equipos consumidores de vapor son de tipo indirecto.

2.2.1.1.8. Área de lavandería.

El área de lavanderías se dispone como se muestra en la figura 2.8.

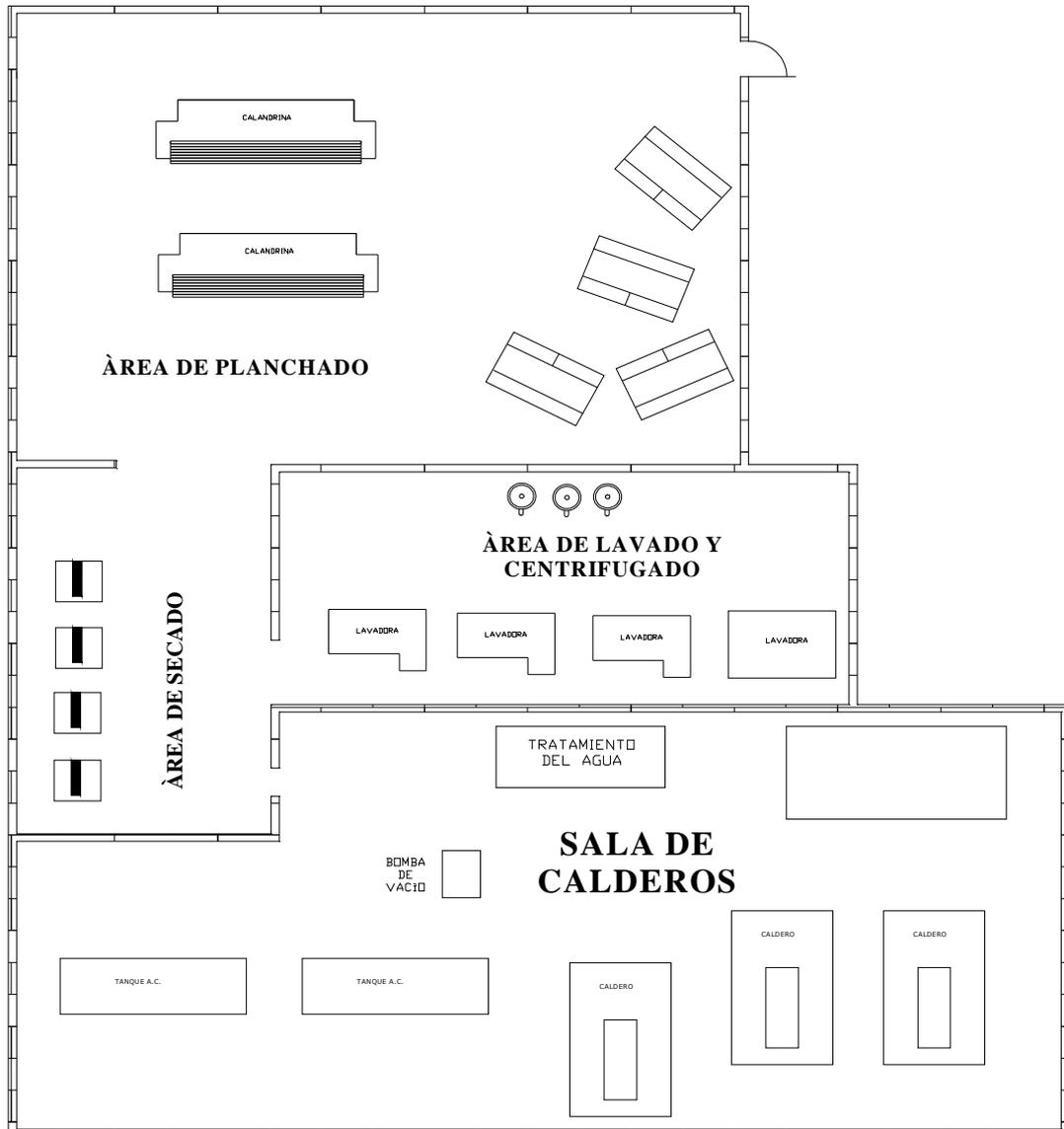


Figura 2. 8 Área de lavandería y planchado [Fuente: propia].

Lavadoras.

En el HCAM existen 5 lavadoras marca MILNOR modelo 42026 X7J¹⁷, las cuales son las unidades más importantes del área de lavandería, ya que todas las otras fases dependen de ellas. El tiempo de lavado varía de acuerdo con el tipo y peso de las prendas, el grado de suciedad, y la capacidad de la lavadora. (Ver tabla 2.4 y fotografía 2.8).



Fotografía 2. 7 Lavadora centrífuga [Fuente: propia].

Tabla 2.4. Especificaciones dimensionales de lavadora centrífuga marca MILNOR modelo 42026 X7J.¹⁸

Capacidad max— lbs. (kg)	1140	(63)
Diámetro del cilindro— (mm)	42	(1067)
Profundidad del cilindro— (mm)	26	(660)
Volumen del cilindro — cu. ft. (L)	20.85	(590)
Motor — HP (kW)	15	(11.2)
Lavado 1 — RPM	36	--
Lavado 2 — RPM	40	--
Distribución — RPM	60	--
Extracción 1 — RPM	400	--
Extracción2 — RPM	550	--
Max. Final Extract — RPM	710	--

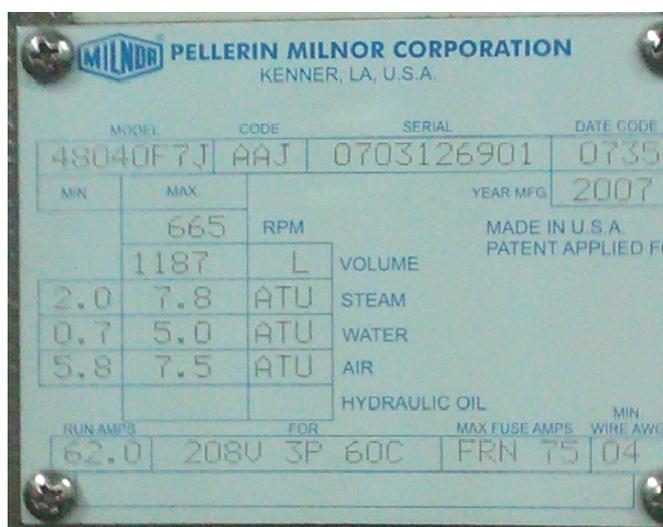
¹⁷ Actualmente solo se encuentran funcionando 3 de las 5 lavadoras, pero para los cálculos respectivos se han tomado en cuenta todas.

¹⁸ http://www.milnordealer.com/milnor/brochures/SL_Suspended.pdf

Tabla 2. 4 Especificaciones dimensionales de lavadora centrífuga marca MILNOR modelo 42026 X7J.

(Continuación)

Max. Final Extract G Forces	300	--
Válvula descarga— ins.(mm)	3	(76)
Inlet válvula — ins. (mm)	1.25	(31.8)
Espesor — ins. (mm)	62.9	(1598)
Profundidad — ins. (mm)	74	(1880)
Altura — ins. (mm)	88.75	(2254)



Fotografía 2. 8 Placa de especificaciones [Fuente: propia].

Secadoras.

Las secadoras centrífugas son máquinas destinadas a retirar el agua de las piezas de ropa; su funcionamiento básico consiste en la introducción forzada de aire caliente en el interior de un tambor giratorio de capacidad variable, dentro del cual va dando vueltas lentamente la ropa húmeda hasta secarla. (Ver fotografía 2.9). Su instalación está cerca de las máquinas de lavar. El HCAM cuenta con 4 secadoras marca CISSELL modelo 170 lb. (Ver tabla 2.5 y fotografía 2.10).

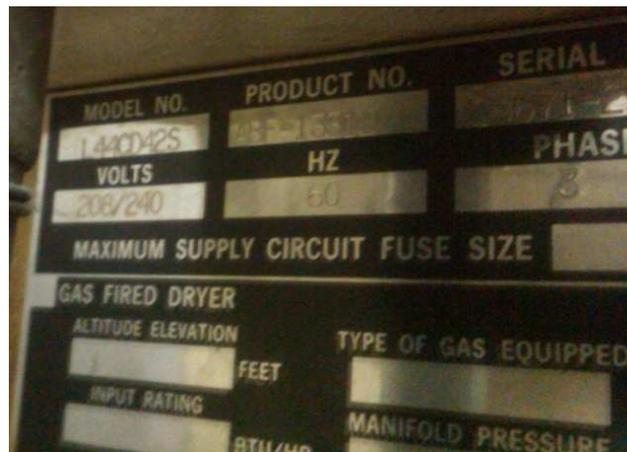


Fotografía 2. 9 Secadoras [Fuente: propia].

Tabla 2.5. Especificaciones dimensionales de la secadora marca CISSELL modelo 170 lb.¹⁹

Nivel de ruido durante la operación	66 dBA
Tamaño del cilindro: Pulg (mm)	50.75x42.5 (1289x1080)
Capacidad del cilindro de secado en peso: Lb (Kg)	170 (77.1)
Motor del cilindro HP	0.75
Motor del ventilador HP	3
Diámetro de la salida del aire: Pulg (mm)	12 (300)
Presión máxima de retorno: W.C.I (mbar)	0.3 (0.8)
Flujo máxima de aire: C.F.M. (L/s)	2450 (1156)
Peso neto Aprox.: Pounds (Kg)	1675 (761)
Conexión de vapor	3/4in. NPT inlet 1in. NPT outlet
Tasa de consumo de vapor: BHP (Btu/h)	18.8 (648000)

¹⁹ http://www.cissell.com/tech_pdf/production/70260301en.pdf



Fotografía 2. 10 Placa de especificaciones secadora CISSEL [Fuente: propia].

2.2.1.1.9. Área de planchado.

Planchadoras

Estas máquinas tienen formas diversas, de acuerdo al fin para el cual son destinadas, y por lo general son calentadas a vapor. Para tal función el Hospital Carlos Andrade Marín cuenta con dos tipos de planchadoras:

- Planchadoras de rodillo,
- Planchadoras tipo prensa.

Planchadoras de rodillo.

Funcionan en base a un juego de rodillos y bandas para formar la superficie de planchado, por donde las piezas húmedas pasan, se secan y se planchan. Se componen de dos partes: un rodillo fijo por donde circula el vapor y un móvil.

El HCAM cuenta con 2 planchadoras de rodillo marca CMV SHARPER FINISH modelo SR3600X120. (Ver tabla 2.6 y fotografías 2.11 y 2.12).



Fotografía 2. 11 Planchadora de rodillo [Fuente: propia].

Tabla 2.6. Especificaciones dimensionales de la planchadora marca CMV SHARPER FINISH modelo SR3600X120.²⁰

Acabado de superficie Ancho pulgadas (mm)	120 (3048)
Diámetro del rolo de calefacción pulgadas (mm)	30 (762)
Acabado velocidad de pies por minuto (m / min)	25-70 (6.1 –30.5)
Requisitos eléctricos-H.P. (kW)	3+ 2 x 1 (2.24 + 2 x .746)
Máxima de entrada de gas-B.T.U. / h. (Cal. kg / h.)	625,000 (183)
Consumo de vapor-caldera-H.P. (kg / h.)	8 (133)
Peso neto de Libras (kg)	8650 (3950)
Peso con embalaje de Libras (kg)	9150 (4178)
Tamaño Embaladas L x W x H-mm (pulgadas)	176 x 64 x 79 (4470 x 1626 x 2007)
Volumen Embaladas -Pies cúbicos (m ³)	515 (14.6)

²⁰ <http://www.cmvsharperfinish.com/brochures/brochure.3000.3600.pdf>

CMV SHARPER FINISH INC.	
4300 AUGUSTA BOULEVARD CHICAGO, ILLINOIS 60651	
MODEL:	BR3500X120
SERIAL NO.	CHV17466GE
ELECT. SPECIF.	220/60/3
LARGEST MOTOR	3.0 H.P.
TOTAL AMPS	18.2
BLOWER MOTOR	1.0 H.P.
GAS TYPE	
MAX. GAS INPUT	
GAS PRESSURE	
BURNER ORIFICE	
MANIFOLD PRES. NAT.	
MANIFOLD PRES. L.P.	
MAX. STEAM PRES.	150 P.S.I.
STEAM CONSUMPTION	8.0 H.P.
ELECT. HEATING	
MAX. AIR PRESSURE	
MIN. AIR PRESSURE	

Fotografía 2. 12 Placa de especificaciones. [Fuente: propia]

Planchadoras tipo prensa.

En las superficies de planchado, las prensas son compuestas de dos partes: una almohadilla fija y una móvil de acero inoxidable llamada cabeza, por donde circula el vapor. El HCAM cuenta con 5 planchadoras tipo prensa marca Forenta modelo A 6024 VLFP. (Ver tabla 2.7 y fotografías 2.13 y 2.14).

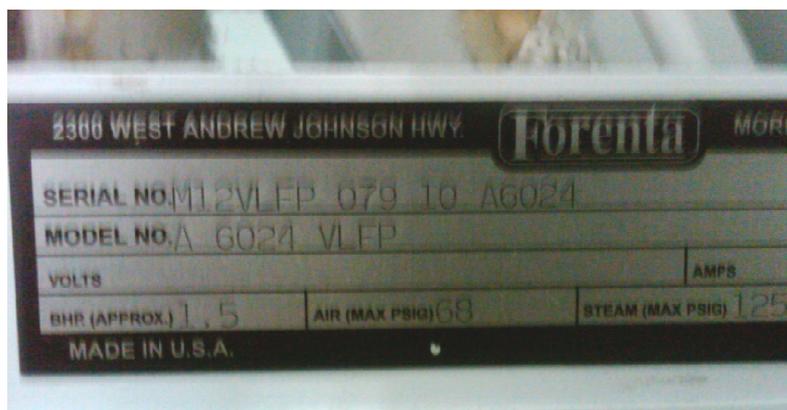


Fotografía 2. 13 Planchadora tipo prensa [Fuente: propia]

Tabla 2.7. Especificaciones dimensionales de la planchadora marca Forenta modelo A 6024 VLFP.²¹

Rec. Presión del vapor:	100-125 PSIG
Consumo de vapor:	1.5 BHP
Aire comprimido:	NPT 3/8"
Rec. presión del aire:	PSIG 68
Conexión de vacío:	NPT 1 1/4"
Peso:	kg 485
Dimensiones:	775 x 1524 x 1524 mm

[Fuente: propia]



Fotografía 2. 14 Placa de especificaciones. [Fuente: propia]

2.2.1.1.10. Trampas de vapor.

Es una válvula automática cuya misión es descargar condensado sin permitir que escape vapor. La eficiencia de cualquier sistema que utilice vapor está en función directa de la capacidad de drenaje de condensado.

Para optimizar el drenaje del condensado éstas deben cumplir tres funciones básicas:

²¹ <http://machinery.fibre2fashion.com/productDetail.aspx?refno=12426>

- Drenar los condensados, manteniendo las condiciones de presión y temperatura del vapor requeridos.
- Eliminar el aire y otros gases no condensables, pues el aire y los gases disminuyen el coeficiente de transferencia de calor. Se debe tener en cuenta que la presencia de oxígeno y bióxido de carbono son corrosivas en presencia del condensado.
- Evitar pérdidas de vapor de alto contenido energético, así como agua del sistema.

Tipos de trampas.

Según su principio de operación se clasifican en:

- Mecánica: su operación se basa en la diferencia de densidades del vapor y del condensado.
- Termostática: opera por diferencia de temperatura entre el vapor y el condensado.
- Termodinámica: basado en el cambio de estado que sufre el condensado.

El sistema de generación de vapor del HCAM dispone de 20 trampas de vapor, de tipo mecánicas (balde invertido) y termodinámicas.

A continuación se detalla el funcionamiento de los dos tipos de trampas de vapor.

Balde invertido.

Forma de operación:

- a. Al arranque, el balde está abajo y la válvula está completamente abierta. El condensado sale a través de la válvula completamente abierta y se descarga a la tubería de regreso (**Ver figura 2.9**).

■ Vapor
 ■ Condensado
 ■ Aire
 ■ Condensado Flasheando



Figura 2. 9 Forma de operación balde invertido (a)²²

- b. El vapor que entra en el balde invertido y sumergido, causa que éste flote y cierre la válvula de descarga. A diferencia de otras trampas mecánicas, el balde invertido también ventea continuamente aire y bióxido de carbono a la temperatura del vapor (**Ver figura 2.10**).

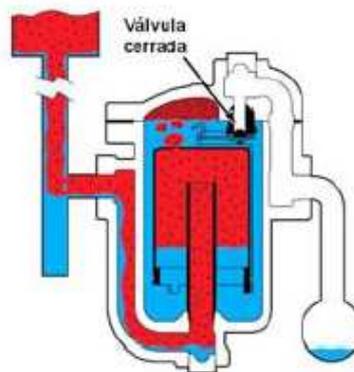


Figura 2. 10 Forma de operación de balde invertido (b).²³

- c. Cuando el condensado empieza a llenar el balde, éste comienza a mover la palanca de la válvula. Dado que el nivel del condensado sigue subiendo, se ejerce más fuerza en la palanca, hasta que es suficiente para vencer la presión diferencial de la válvula, la cual se abre (**Ver figura 2.11**).

²² http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/3856/2/trampas_de_vapor_1_1.pdf

²³ http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/3856/2/trampas_de_vapor_1_1.pdf

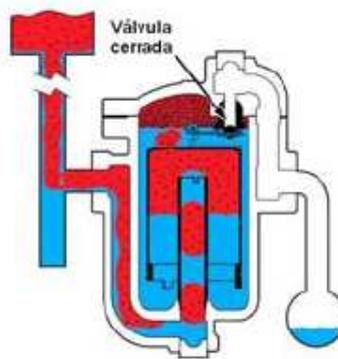


Figura 2. 11 Forma de operación balde invertido (c).²⁴

- d. Al momento que la válvula se abre, la fuerza de la presión a través de ella se reduce, y el balde se hunde rápidamente, lo que abre la válvula completamente. Primero, sale el aire que se ha acumulado, seguido por el condensado. El flujo que hay por debajo del borde del balde levanta la suciedad y se la lleva fuera de la trampa. La descarga continúa hasta que llegue más vapor que haga flotar al balde, y así se repita el ciclo (Ver figura 2.12).

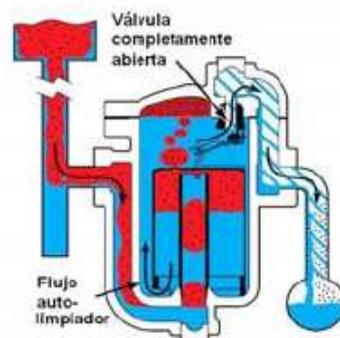


Figura 2. 12 Forma de operación balde invertido (d).²⁵

²⁴ http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/3856/2/trampas_de_vapor_1_1.pdf

²⁵ http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/3856/2/trampas_de_vapor_1_1.pdf

Termodinámica.

Forma de operación:

- a. Al arrancar, el condensado y el aire entran a la trampa y pasan por la cámara de calentamiento, alrededor de la cámara de control, y a través de los orificios de entrada. Este flujo separa el disco de los orificios y permite que el condensado fluya por los conductos de salida (Ver figura 2.13).

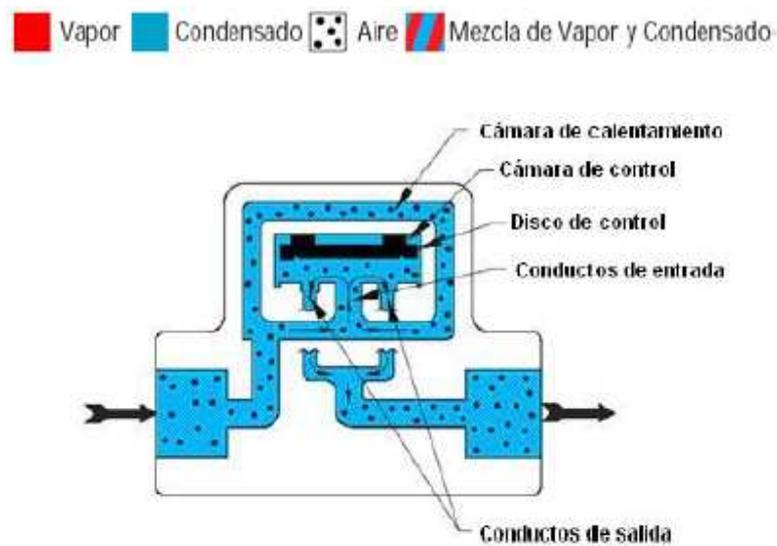


Figura 2. 13 Forma de operación Termodinámica (a).²⁶

- b. El vapor ingresa por los conductos de entrada y fluye hasta debajo del disco de control. La velocidad de flujo a lo largo de la cara del disco se incrementa, produciéndose una reducción en la presión que mueve al disco hacia al asiento, cerrando la trampa (Ver figura 2.14).

²⁶ http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/3856/2/trampas_de_vapor_1_1.pdf

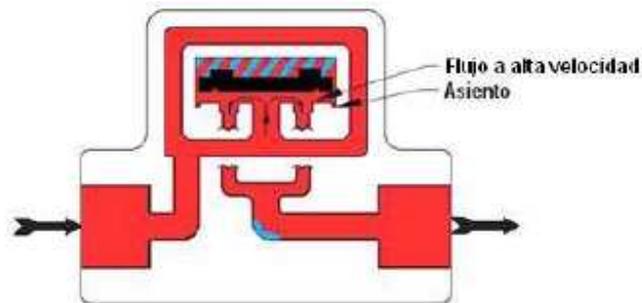


Figura 2. 14 Forma de operación Termodinámica (b).²⁷

- c. El disco se apoya en las dos caras concéntricas del asiento, cerrando los conductos de entrada, atrapando el vapor y condensado arriba del disco. Hay una purga controlada del vapor y vapor flash en la cámara de control, para ayudar a mantener la presión en la cámara de control. Cuando la presión arriba del disco se reduce, la presión a la entrada separa el disco de su asiento. Si existe condensado, se descarga y se repite el ciclo (Ver figura 2.15).

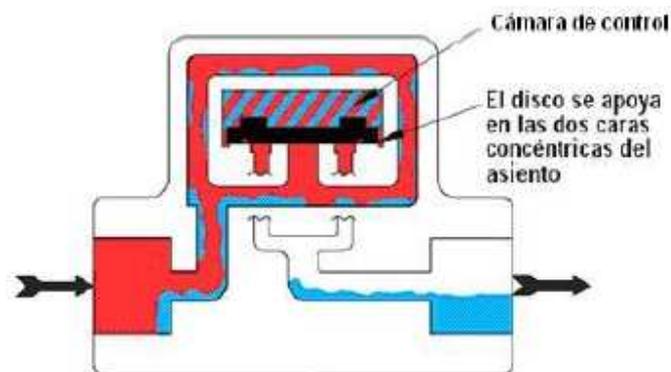


Figura 2. 15 Forma de operación Termodinámica

Las trampas según el equipo son (Ver tabla 2.8):

²⁷ http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/3856/2/trampas_de_vapor_1_1.pdf

Tabla 2.8. Trampas de vapor del HCAM.

Trampa	Equipo	Marca	Conexión	Modelo	Tipo
Trampa 1	Tanque de agua caliente 1	Hoffman Specialty	1"	Serie B	Balde invertido
Trampa 2	Tanque de agua caliente 1	Hoffman Specialty	1"	Serie B	Balde invertido
Trampa 3	Tanque de agua caliente 1	Hoffman Specialty	1"	Serie B	Balde invertido
Trampa 4	Tanque de agua caliente 1	Hoffman Specialty	1"	Serie B	Balde invertido
Trampa 5	Tanque de agua caliente 2	Hoffman Specialty	1"	Serie B	Balde invertido
Trampa 6	Tanque de agua caliente 2	Watson McDaniel	1"	1032	Balde invertido
Trampa 7	Tanque de agua caliente 2	Watson McDaniel	1"	1032	Balde invertido
Trampa 8	Tanque de agua caliente 2	Watson McDaniel	1"	1032	Balde invertido
Trampa 9	Planchadora de rodillo 1	Spirax Sarco	1"	Serie S	Balde invertido
Trampa 10	Planchadora de rodillo 2	Watson McDaniel	1"	1032	Balde invertido
Trampa 11	Tanque de condensado	Spirax Sarco	3/4"	Serie S	Balde invertido
Trampa 12	Secadora 1	Spirax Sarco	3/4"	Serie S	Balde invertido
Trampa 13	Secadora 2	Armstrong	3/4"	815	Balde invertido
Trampa 14	Secadora 3	Armstrong	3/4"	815	Balde invertido
Trampa 15	Secadora 4	Armstrong	3/4"	815	Balde invertido
Trampa 16	Planchadora tipo prensa 1	Spirax Sarco	1/2"	Serie S	Balde invertido
Trampa 17	Planchadora tipo prensa 2	Spirax Sarco	1/2"	Serie S	Balde invertido
Trampa 18	Planchadora tipo prensa 3	Spirax Sarco	1/2"	Serie S	Balde invertido
Trampa 19	Planchadora tipo prensa 4	Spirax Sarco	1/2"	Serie S	Balde invertido
Trampa 20	Planchadora tipo prensa 5	Spirax Sarco	1/2"	Serie S	Balde invertido

Fuente: propia.

2.2.2. MEDICIONES E INSPECCIÓN DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR.

La medición en un diagnóstico energético, es una etapa que, mediante la instrumentación adecuada, buen criterio, programación, análisis, coordinación y planeación apropiadas, permite dar seguimiento al flujo y distribución de energía en sus procesos de transformación y establecer un balance en cada etapa y en cualquier tiempo. Aún cuando las aplicaciones, usos finales, fuentes de pérdida y formas de la energía son numerosas, conceptualmente los procesos siguen patrones bien establecidos y sencillos en sus transformaciones de energía química – térmica – mecánica – eléctrica. Para la medición, se parte del conocimiento de los parámetros que intervienen en cada etapa de transformación, de los efectos que el cambio produce en ellos y de los patrones que siguen esos cambios.

La calidad del diagnóstico energético, dependerá de la efectividad de las medidas que se recomienden, conservando una precisión, exactitud, forma y condiciones en que las mediciones sean tomadas, por lo que habrá que cuidar la variación entre lecturas de los diversos parámetros.

En un proceso de medición se persigue los siguientes puntos:

a. Propósito de las pruebas y mediciones.- tienen como objetivo, conocer el comportamiento energético de la unidad, por lo que será importante y necesario representar o reproducir las condiciones y régimen de operación que normalmente se tienen durante la mayor parte del tiempo en servicio, en la unidad que se prueba.

Los parámetros principales a medir serán aquellos cuya influencia es importante o determinante en los cálculos de eficiencia o rendimiento energético de la caldera, y de éstos, aquellos con mayor exigencia en la precisión serán los que en forma directa o en mayor proporción participen en el cálculo de pérdidas.

- b. Condiciones deseables de prueba.-** la toma de mediciones y pruebas presenta también la oportunidad de determinar, además del rendimiento energético, la capacidad real de generación y la identificación de áreas de mejora operativa o de factores potencia del sistema.
- c. Pruebas a diferente régimen.-** las posibilidades prácticas de conseguir conocer el comportamiento de una caldera en toda su rango de capacidades es dificultoso, algunas de las razones son:
- Condiciones determinantes por demanda de usuarios principales del vapor.
 - Perfil de carga constante.
 - Imposibilidad por deterioro o “derrateo” de la unidad para alcanzar su capacidad nominal.
 - Problemas con sistemas o equipos auxiliares.
 - Diseño original inapropiado del generador de vapor.

2.2.2.1. Mediciones de consumo

Tabla 2.9. Mediciones de consumo.

Consumo promedio diario de combustible	650 gal/día
Temperatura de salida del vapor	170 °C
Presión de trabajo	80 psi

Fuente: propia

Consumo de combustible.

El diámetro del tanque diario de combustible es: $D = 80\text{ cm}$, la cantidad consumida de combustible se establece desde la diferencia entre volúmenes de combustible existente en un intervalo de tiempo determinado (**Ver tabla 2.10 y 2.11**).

Tabla 2.10. Datos obtenidos del nivel de combustible con respecto al tiempo.

N°	Hora	Altura medida (cm)	ΔX
1	9:30:00	100	-
2	9:40:00	98,5	1,5
3	9:50:00	97,2	1,3
4	10:00:00	95,6	1,6
5	10:10:00	94	1,2
6	10:20:00	92,8	1,5
7	10:30:00	91.3	1,6
8	10:40:00	89.7	1,3
9	10:50:00	88.4	1,4
10	11:00:00	87	-
		Promedio	1,43

Fuente: propia

Tabla 2.11. Mediciones de consumo de combustible mensual (2010-2011).

Año	Mes	Número de horas mensuales	Cantidad de galones
2009	Enero	90	2925
	Febrero	80	2600
	Marzo	90	2925
	Abril	90	2925
	Mayo	100	3250
	Junio	80	2600
	Julio	80	2600
	Agosto	100	3250
	Septiembre	80	2600
	Octubre	90	2925
	Noviembre	90	2925
	Diciembre	90	2925
	TOTAL	1060	34450
2010	Enero	100	3250
	Febrero	80	2600
	Marzo	80	2600
	Abril	80	2600
	Mayo	100	3250
	Junio	80	2600
	Julio	90	2925

.....

Tabla 2. 11 Mediciones de consumo de combustible mensual (2010-2011). **(Continuación)**

	Agosto	90	2925
	Septiembre	80	2600
	Octubre	100	3250
	Noviembre	80	2600
	Diciembre	80	2600
	TOTAL	1040	33800
2011	Enero	100	3250
	Febrero	80	2600
	Marzo	80	2600
	Abril	100	3250
	Mayo	90	2925
	Junio	80	2600
	Julio	100	3250
	Agosto	80	2600
	Septiembre	80	2600
	Octubre	100	3250
	Noviembre	80	2600
	Diciembre	90	2925
	TOTAL	1060	34450

Fuente: propia

2.2.2.2. Mediciones de longitud y espesor del aislante térmico de las líneas de distribución.

Tabla 2.12. Longitudes totales de tubería y su espesor de aislante.

Tubería	Longitud total (m)	Espesor del aislante (mm)
Tubería de 6 pulg.	8,52	30,1
Tubería de 3 pulg.	68,2	22,2
Tubería de 1 pulg.	4	22,2

Fuente: propia.

Tabla 2.13. Línea de distribución desde la caldera hasta el distribuidor.

Tramo	Longitud (m)	Diámetro (in)	Espesor del aislamiento (mm)
a - b	1,52	6	30,1
b - c ²⁸	0,25	6	30,1
c - d	5,1	6	30,1
d - e	0,25	6	30,1
e - f	1,4	6	30,1
Longitud total	8,52		

Fuente: propia.

²⁸ Los tramos que se encuentran en rojo son aquellos que no disponen de aislante.

Tabla 2.14. Línea de distribución #1 que sale desde el distribuidor hasta el área de lavandería y secado.

Tramo	Longitud (m)	Diámetro (in)	Esesor del aislamiento (mm)
1 - 2	0,25	3	22,2
2 - 3	2,7	3	22,2
3 - 4	0,5	3	22,2
4 - 5	10,8	3	22,2
5 - 6	0,3	3	0
6 - 7	4,2	3	22,2
7 - 8	0,3	3	0
8 - 9	6,3	3	22,2
9 - 10	0,15	3	0
10 - 11	0,25	3	22,2
11 - 12	0,7	3	22,2
12 - 13	0,15	3	22,2
13 - 14	2,75	3	22,2
14 - 15	0,4	3	22,2
15 - 16	1,5	3	22,2
16 - 17	0,7	3	22,2
17 - 18	0,8	3	22,2
17 - 19	10,5	3	22,2
19 - 20	0,15	3	22,2
20 - 21	0,6	3	22,2
21 - 22	0,15	3	22,2
22 - 23	2,75	3	22,2
23 - 24	0,15	3	22,2
24 - 25	2,5	3	22,2

Tramo	Longitud (m)	Diámetro (in)	Esesor del aislamiento (mm)
25 - 26	0,3	3	22,2
22 - 27	0,8	3	22,2
27 - 28	0,5	3	22,2
28 - 29	0,6	3	22,2
29 - 30	0,7	3	22,2
30 - 31	6,25	3	22,2
31 - 32	1,1	3	22,2
33 - 34	1,1	3	22,2
35 - 36	1,1	3	22,2
18 - 37	1,5	3	22,2
37 - 38	2,25	3	22,2
38 - 39	0,75	3	0
39 - 40	0,15	3	0
40 - 41	0,65	3	0
37 - 42	0,3	3	0
42 - 43	1	3	22,2
43 - 44	0,8	3	0
18 - 45	1,75	3	22,2
45 - 46	0,8	3	0
45 - 47	0,75	3	22,2
47 - 48	1,25	3	22,2
48 - 49	0,8	3	0
49 - 50	1,1	3	22,2
Longitud total	75,85		

Tabla 2.15. Línea de distribución #2 que sale desde el distribuidor hasta el área de lavandería y secado.

Tramo	Longitud (m)	Diámetro (in)	Espesor del aislamiento (mm)
1' - 2'	0,37	3	22,2
2' - 3'	2,9	3	22,2
3' - 4'	0,15	3	0
4' - 5'	10,5	3	22,2
5' - 6'	1,35	3	0
6' - 7'	4,2	3	22,2
7' - 8'	0,3	3	0
8' - 9'	6,3	3	22,2
9' - 10'	0,4	3	0
10' - 11'	0,92	3	22,2
11' - 12'	0,15	3	22,2
12' - 13'	6	3	22,2
13' - 14'	0,15	3	0
14' - 15'	6,25	3	22,2
15' - 16'	0,45	3	0
16' - 17'	0,25	3	0
17' - 18'	1,76	3	22,2
18' - 19'	1,3	3	22,2
19' - 20'	0,15	3	22,2
20' - 21'	0,3	3	22,2
21' - 22'	0,15	3	0
22' - 23'	2,75	3	0
23' - 24'	0,75	3	22,2
24' - 25'	0,25	3	0
25' - 26'	2,25	3	22,2

Tramo	Longitud (m)	Diámetro (in)	Espesor del aislamiento (mm)
26' - 27'	0,15	3	22,2
27' - 28'	1,4	1	0
28' - 29'	2	1	22,2
29' - 30'	0,8	1	0
31' - 32'	0,8	1	0
33' - 34'	0,8	1	0
35' - 36'	0,8	1	0
37' - 38'	0,8	1	0
17' - 39'	10,25	3	22,2
39' - 40'	0,15	3	22,2
40' - 41'	0,5	3	22,2
41' - 42'	0,15	3	22,2
42' - 43'	2	3	0
43' - 44'	1,6	3	0
44' - 45'	2,9	3	0
43' - 46'	4,25	3	0
46' - 47'	0,15	3	0
47' - 48'	1,5	3	0
48' - 49'	1,9	3	22,2
49' - 50'	0,9	3	0
Longitud total	84,1		

Fuente: propia.

2.2.2.3. Mediciones de temperatura en la caldera, tanque de condensado y las líneas de distribución.

Temperatura de la caldera.

Las mediciones de las temperaturas superficiales fueron tomadas en 8 puntos de la parte lateral de la caldera distanciadas 0,5m entre cada punto. (Ver fotografía 2.15 y tabla 2.16).



Fotografía 2. 15 Medición de temperatura superficial en la caldera.

Tabla 2.16. Tabla de temperatura de la caldera.

Sección	Puntos	Temperaturas °C	promedio
A	1	73,2	73,2
B	2	43,8	42,3
	3	42,6	
	4	39,4	
	5	41,6	
	6	40	
	7	47,4	
C	8	84,4	84,4

Fuente: propia.

La temperatura ambiente se midió con una termocupla, fue de 27.5 °C.

Temperatura del tanque de condensado.

La temperatura en el tanque de condensado es de 65 °C, medida mediante el termómetro instalado en la misma.

Temperatura superficial en las líneas de distribución sin aislante.

Tabla 2.17. Temperaturas superficiales de la tubería sin aislante.

Medición	Temperatura °C
1	148,4
2	150,8
3	147,4
4	139,6
5	148
6	148,4
7	148
8	148,4
9	151,2
10	149,5
Temperatura promedio	147,97

Fuente: propia.

Temperatura de purgas en el caldero y en el distribuidor.

La temperatura del agua saturada en la purga de la caldera es de 87 °C y en la purga del distribuidor es de 76,8 °C, fueron medidas con una termocupla.

2.2.2.4. Inspección de las trampas de vapor.

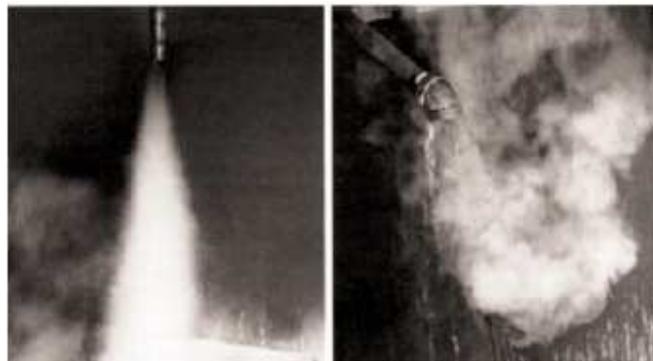
Existen cuatro métodos de inspección de las trampas de vapor: visual, acústico, electrónico y térmico.

Para éste análisis se usará el método visual.

Método visual.

Se fundamenta en la observación de la descarga de las trampas de vapor, cuando ésta se realiza a la atmósfera, es decir, cuando existe recuperación de condensado.

El inspector de trampas de vapor debe reconocer entre vapor flash o revaporizado, que es característico en el funcionamiento de los purgadores, y vapor vivo, presente cuando la trampa falla en posición abierta. La diferencia entre vapor vivo y vapor flash se aprecia en la siguiente fotografía 2.16.



Fotografía 2. 16 Vapor vivo y vapor flash.²⁹

También, se pueden emplear los vidrios de observación para realizar la inspección visual. **(Ver figura 2.16)**

En la figura 2.17. a) y 2.17. b) se indica la operación correcta de una trampa de vapor y una trampa fallando en el modo abierta. En cambio en la figura 2.17. c) se indica una trampa inundada. Puede deberse por formación de exceso de condensado durante el inicio del proceso que el purgador subdimensionado no puede descargar, a un bloqueo en el sistema de retorno de condensado o la trampa de vapor falla en el modo cerrado.

Se realiza la evaluación del funcionamiento de las trampas en el HCAM según su estado **(Ver tabla 2.18)**

²⁹ Folleto estimación energética E.P.N

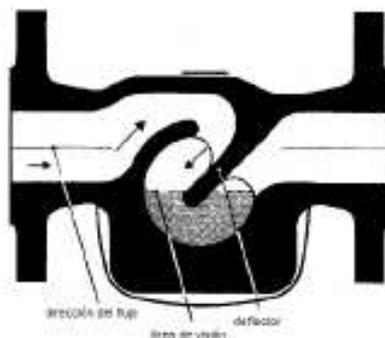


Figura 2. 16 Trampa de vapor.

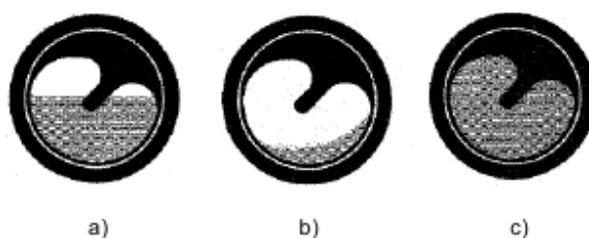


Figura 2. 17 Operación de una trampa de vapor a) Normal, b) Abierta, c) Trampa inundada.³⁰

Tabla 2.18. Inspección de estado de funcionamiento de las trampas de vapor.

Trampa	Equipo	Marca	Conexión	Modelo	Tipo	Estado
Trampa 1	Tanque de agua caliente 1	Hoffman Specialty	1"	Serie B	Balde invertido	Correcto
Trampa 2	Tanque de agua caliente 1	Hoffman Specialty	1"	Serie B	Balde invertido	Correcto
Trampa 3	Tanque de agua caliente 1	Hoffman Specialty	1"	Serie B	Balde invertido	Correcto
Trampa 4	Tanque de agua caliente 1	Hoffman Specialty	1"	Serie B	Balde invertido	Correcto
Trampa 5	Tanque de agua caliente 2	Hoffman Specialty	1"	Serie B	Balde invertido	Correcto
Trampa 6	Tanque de agua caliente 2	Watson McDaniel	1"	1032	Balde invertido	Correcto
Trampa 7	Tanque de agua caliente 2	Watson McDaniel	1"	1032	Balde invertido	Correcto
Trampa 8	Tanque de agua caliente 2	Watson McDaniel	1"	1032	Balde invertido	Correcto

.....

³⁰ Folleto estimación energética E.P.N

Tabla 2. 18 Inspección de estado de funcionamiento de las trampas de vapor. **(Continuación)**

Trampa 9	Planchadora de rodillo 1	Spirax Sarco	1"	Serie S	Balde invertido	Correcto
Trampa 10	Planchadora de rodillo 2	Watson McDaniel	1"	1032	Balde invertido	Correcto
Trampa 11	Tanque de condensado	Spirax Sarco	3/4"	Serie S	Balde invertido	Correcto
Trampa 12	Secadora 1	Spirax Sarco	3/4"	Serie S	Balde invertido	Correcto
Trampa 13	Secadora 2	Armstrong	3/4"	815	Balde invertido	Correcto
Trampa 14	Secadora 3	Armstrong	3/4"	815	Balde invertido	Correcto
Trampa 15	Secadora 4	Armstrong	3/4"	815	Balde invertido	Abierta
Trampa 16	Planchadora tipo prensa 1	Spirax Sarco	1/2"	Serie S	Balde invertido	Abierta
Trampa 17	Planchadora tipo prensa 2	Spirax Sarco	1/2"	Serie S	Balde invertido	Abierta
Trampa 18	Planchadora tipo prensa 3	Spirax Sarco	1/2"	Serie S	Balde invertido	Abierta
Trampa 19	Planchadora tipo prensa 4	Spirax Sarco	1/2"	Serie S	Balde invertido	Correcto
Trampa 20	Planchadora tipo prensa 5	Spirax Sarco	1/2"	Serie S	Balde invertido	Correcto

Fuente: Propia

2.2.2.5. Análisis de gases en la chimenea de la caldera 1.

Los análisis de los gases de las calderas del HCAM se realizan cada tres meses por la empresa EISMASTER CIA. LTDA, los mismos que presentan un informe de caracterizaciones gaseosas. Para éste análisis se usa el último informe realizado el 27 de Octubre del 2011. **(Ver Anexo A)**.

2.3. ANÁLISIS DE LA INFORMACIÓN.

En este punto se detallan los aspectos más relevantes así como las áreas más críticas debido a las pérdidas basadas estas en las diferentes observaciones y mediciones que se realizó.

2.3.1. LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN.

De los datos medidos se observa que existe un 18,7 % de la tubería total que se encuentra sin aislamiento, lo que implicaría una pérdida significativa de calor por convección y radiación (Ver tabla 2.19 y fotografía 2.17).

Tabla 2.19. Distribución porcentual de la tubería.

Tubería	Dimensión (m)	Porcentaje (%)
Total tubería	168,47	100
Tubería sin aislar	31,45	18,7
Tubería aislada	137,02	81,3

Fuente: Propia



Fotografía 2. 17 Fotografías de las tuberías sin aislamiento.

2.3.2. TRAMPAS DE VAPOR.

Del análisis de revisión de las trampas de vapor, se determinó que 4 de de las 20 no funcionan de forma correcta es decir el 20% del total ubicadas desde la generación de vapor hasta el área de lavanderías están funcionando de forma abierta.

2.3.3. CALDERA.

Se ha observado que se encuentran puntos de fuga de vapor, debido a una válvula de seguridad en mal estado; también existen pérdidas en la superficie de la caldera debido a que no se encuentra correctamente aislada **(Ver fotografía 2.18)**



Fotografía 2. 18 Pérdidas de vapor en la válvula de seguridad de la caldera.

2.3.4. DISTRIBUIDOR.

Se observa una fuga en una de las válvulas de apertura la cual se encuentra dañada (Ver fotografía 2.19)



Fotografía 2. 19 Fuga de vapor en la válvula del distribuidor.

CAPÍTULO III

AUDITORÍA ENERGÉTICA DETALLADA.

El capítulo establece los cálculos para determinar las pérdidas de energía. Éstos se fundamentan en las mediciones realizadas en el capítulo anterior donde se utilizaron instrumentos de medida, así como también de experiencias del personal del hospital. Mediante la auditoria energética detallada se va a evaluar las condiciones de operación a las cuales está funcionando el hospital, una vez realizado los cálculos se podrá saber a qué eficiencia se encuentra operando el sistema y en base a esto, se determinarán las posibles soluciones que servirán para un mejor aprovechamiento de la energía.

3.1. METODOLOGÍA PARA LA DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA DEL CALDERO.

La eficiencia térmica es el indicador de trabajo de un generador de vapor, que caracteriza el grado de aprovechamiento de la energía suministrada por el combustible, es decir, la parte de esa energía que ha sido transferida al agente de trabajo.

Para determinar la eficiencia de la caldera existen dos métodos:

Método directo: en este método la eficiencia de una caldera se define como la relación entre la energía aprovechada en la transformación del agua en vapor, y la energía suministrada por el combustible. Se expresa normalmente en forma de porcentaje:

$$\eta_d = \frac{Q_1}{Q_d} \times 100, [\%]^{31} \quad (1)$$

³¹ http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/3856/2/Calderas_02.pdf

Donde:

Q1, calor útil, es el calor transferido al agente de trabajo.

Qd, calor disponible, constituye la energía de entrada al generador de vapor por unidad de masa del combustible.

Método indirecto: la eficiencia se calcula restándole a 100 el valor de las pérdidas de calor; también se expresa como un porcentaje:

$$\text{Eficiencia de la caldera} = (100 - \Sigma \text{pérdidas}), \% \quad ^{32} \quad (2)$$

A continuación se utilizará el método indirecto, dado que la información requerida por el método directo obliga al uso de equipos e instrumentos especiales.

3.2. EFICIENCIA DE LA CALDERA METODO INDIRECTO.

Considera la suma de las pérdidas térmicas expresadas en porcentaje del calor disponible y luego calcula la eficiencia como porcentaje restante, entre las pérdidas tenemos:

- a) Pérdidas de calor sensible con los gases de salida
- b) Pérdidas de calor por combustión incompleta
- c) Pérdida de calor por radiación y convección
- d) Pérdidas por purgas
- e) Consumo de energía en necesidades propias

³² http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/3856/2/Calderas_02.pdf

3.2.1. CALCULO DE PÉRDIDAS DE CALOR SENSIBLE CON LOS GASES DE SALIDA.

Las pérdidas se producen debido a la temperatura y volumen de los gases que salen por la chimenea: a mayor temperatura de los gases, menor es la eficiencia de la caldera.

Los gases pueden estar demasiado calientes por una de dos razones:

1. El quemador está produciendo más calor que el que se requiere para la carga específica de la caldera.
 - Esto indica que el quemador y el mecanismo de la compuerta de aire requieren mantenimiento y recalibración.
2. Las superficies de calefacción de la caldera no están funcionando correctamente y el calor no se está transfiriendo al agua.
 - Esto significa que las superficies de calefacción están sucias o con incrustaciones y necesitan limpieza.

Se debe tener cuidado al reducir la temperatura de los gases de combustión, ya que demasiado enfriamiento puede reducir la temperatura de los gases por debajo del “punto de rocío”, lo que aumenta la posibilidad de corrosión por la formación de:

- Ácido nítrico (del nitrógeno del aire utilizado para la combustión).
- Ácido sulfúrico (si el combustible contiene azufre)
- Agua

3.2.1.1. El proceso de combustión reacción básica

Durante el proceso de la combustión se producen muchas transformaciones y reacciones químicas, dependiendo de la composición del tipo de combustible utilizado y de las condiciones en que se realice la combustión.

Cuando se quema un hidrocarburo, el hidrógeno contenido en éste se combina con el oxígeno del aire para producir agua, el carbón se combinará con el oxígeno del aire para formar bióxido de carbono y, además, se liberará energía en forma de calor.

Para obtener una buena eficiencia de la caldera es necesario controlar la cantidad de aire que se suministra al proceso de combustión:

- Demasiado aire reducirá la temperatura del hogar y arrastrará una buena parte del calor útil.
- Poco aire producirá una combustión incompleta, se escapará por la chimenea mucho combustible sin quemar y se producirá humo.

Sin embargo, en la práctica, existe un buen número de obstáculos para obtener una combustión completa (estequiométrica):

- Las condiciones en que opera el quemador no son perfectas y es imposible asegurar la mezcla de las moléculas de carbón, hidrógeno y oxígeno.
- Algunas de las moléculas de oxígeno se combinarán con moléculas de nitrógeno para formar óxidos de nitrógeno (NOx).

Para asegurar una combustión completa, se necesita suministrar una cantidad extra de aire o “exceso de aire”. Esto tiene su efecto sobre la eficiencia de la caldera.

Para calcular ésta pérdida de calor tenemos:

$$q_1 = \frac{k(t_g - t_a)}{(CO_2 - CO)} , [\%]^{33} \quad (3)$$

Donde:

t_g , temperatura de los gases de escape, °C

³³ PALACIOS E. JOSÉ LUIS, “Auditoria energética de la caldera y el sistema de distribución de vapor de la planta de elaborados y embutidos de Pronaca”; Tesis E.P.N; 2009.

t_a , temperatura del aire ambiente, °C

CO_2, CO , porcentaje en volumen de dióxido de carbono y monóxido de carbono contenido en los gases de escape.

k , constante que depende del tipo de combustible denominado coeficiente de Hassentein. Para fuel oil se puede tomar $K= 0.56 - 0.58$

Se reemplaza los datos obtenidos del análisis de gases (**Ver Anexo A**) en la ecuación (3) se tiene:

Datos:

$$K = 0.57$$

$$t_g = 224,3 \text{ } ^\circ C$$

$$t_a = 16 \text{ } ^\circ C$$

$$CO_2 = 11.63 \%$$

$$CO = 0.0029 \%$$

$$q_1 = \frac{k(t_g - t_a)}{(CO_2 - CO)}$$

$$\therefore q_1 = \frac{0.57(224.3 - 16)}{(11.63 - 0.0029)}$$

$$q_1 = 10.21 \%$$

Por lo tanto, las pérdidas de calor sensible con los gases de salida es igual a 10.21%.

3.2.2. PÉRDIDAS DE CALOR POR COMBUSTIÓN INCOMPLETA.

Es la pérdida asociada a la presencia de productos de combustión incompleta (CO, H₂, CH₄) en los gases de combustión y que está provocada por la no entrega del poder calorífico de los mismos durante la reacción de combustión.

Para una evaluación de la pérdida por combustión incompleta puede utilizarse la siguiente expresión recomendada por la DIN.

$$q_2 = \frac{60 CO}{CO_2 + CO} \times 100, [\%]^{34} \quad (4)$$

³⁴ PALACIOS E. JOSÉ LUIS, "Auditoria energética de la caldera y el sistema de distribución de vapor de la planta de elaborados y embutidos de Pronaca"; Tesis E.P.N; 2009.

Donde:

CO_2, CO , porcentaje en volumen de dióxido de carbono y monóxido de carbono contenido en los gases de escape.

Se reemplaza los datos obtenidos del análisis de gases (**Ver Anexo A**) en la ecuación (4) se tiene:

Datos:

$$CO_2 = 11.63 \%$$

$$CO = 0.0029 \%$$

$$q_2 = \frac{60 CO}{CO_2 + CO} \times 100$$

$$\therefore q_2 = \frac{60 (0.0029)}{11.63 + 0.0029} \times 100$$

$$q_2 = 1,49 \%$$

Por lo tanto, las pérdidas de por combustión incompleta es igual a 1.49 %.

3.2.3. PÉRDIDA DE CALOR POR RADIACIÓN Y CONVECCIÓN

Durante el funcionamiento de los generadores de vapor, las superficies exteriores del horno y los conductos, los colectores, el domo, conductos de gases, tuberías, etc., alcanzan una temperatura superior a la ambiental. Este gradiente de temperatura genera una transferencia de calor al medio exterior que se efectúa por dos mecanismos fundamentales: convección y radiación, lo que representa una pérdida de calor, en ocasiones significativa, que afecta la eficiencia del generador de vapor.

La magnitud de ésta pérdida depende fundamentalmente de las dimensiones de la unidad (capacidad nominal), de la temperatura y velocidad del aire exterior; es usualmente pequeña en generadores de vapor de media y alta capacidad, pero se convierte en una de las principales pérdidas en calderas de pequeña potencia.

Son dos causas principales que pueden provocar un incremento:

- El deterioro del aislamiento térmico.
- La operación de cargas reducidas.

Con los valores medidos de la tabla 2.1 y 2.14 del capítulo 2 se procede a calcular las pérdidas correspondientes:

Datos:

$$L = 3.90 \text{ m}$$

$$D_{ext} = 2 \text{ m}$$

$$T_{sup} = (\text{ver tabla } 2.14)$$

$$T_{amb} = 27.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon = 0.81 \text{ }^{35}$$

A continuación se determina el coeficiente de convección por radiación:

$$h_{rad} = \frac{\varepsilon \sigma (T_{sup}^4 - T_{amb}^4)}{T_{sup} - T_{amb}} \text{ }^{36} \quad (5)$$

Donde:

ε , Emisividad, propiedad que depende del tipo de material de la superficie y acabado.

σ , Constante de Stefan Boltzmann ($5.678 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$).

T_{sup} , Temperatura superficial.

T_{amb} , Temperatura ambiente.

Se reemplaza los datos en la ecuación (5), (ejemplo de cálculo $T_{sup1} = 73.2 \text{ } ^\circ\text{C}$)

³⁵ INCROPERA, Frank; Fundamentos de transferencia de calor, capítulo 12, pág., 658.

³⁶ INCROPERA, Frank; Fundamentos de transferencia de calor

$$h_{rad} = \frac{0.81 \times 5.67 \times 10^{-8} ((73.2 + 273)^4 - (27.5 + 273)^4)}{73.2 - 27.5}$$

$$h_{rad} = 6.24 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

La evaluación de las propiedades del aire se realizará a T_f y 1 atm, así:

$$T_f = \frac{T_{sup} + T_{amb}}{2}$$

$$T_f = \frac{73.2 + 27.5}{2} = 50.35 \text{ } ^\circ C$$

$$T_f = 323.35 \text{ } ^\circ K$$

Se evalúa las propiedades del aire a la temperatura de 323.35 °K, de la interpolación se tiene: ³⁷

$$\rho = 1.084 \left(\frac{Kg}{m^3} \right)$$

$$K = 28 \times 10^{-3} \left(\frac{W}{m.K} \right)$$

$$\mu = 195.5 \times 10^{-7} \left(\frac{N.s}{m^2} \right)$$

$$\nu = 18.20 \times 10^{-6} \left(\frac{m^2}{s} \right)$$

$$Pr = 0.703$$

$$Gr = \frac{D^3 g \beta \Delta T}{\nu^2} \quad (6)$$

$$Gr = \frac{(2m)^3 (9.8 \frac{m}{s^2}) (\frac{1}{323.35 \text{ } ^\circ K}) (73.2 - 27.5) \text{ } ^\circ K}{(18.20 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s})^2}$$

$$Gr = 3.3451 \times 10^{10}$$

³⁷ INCROPERA, Frank, Fundamentos de transferencia de calor; Tabla A-4; pág. 839

$$Gr \times Pr = (3.3451 \times 10^{10})(0.703) = 2.3516 \times 10^{10}$$

$$N_{UD} = \frac{hD}{K} = 0.525(Gr \times Pr)^{\frac{1}{4}}$$

$$N_{UD} = 0.525(2.3516 \times 10^{10})^{\frac{1}{4}}$$

$$N_{UD} = 205.589$$

$$h = \frac{N_{UD} K}{D} \quad (7)$$

$$h = \frac{205.589 \times 28.0 \times 10^{-3} \frac{W}{m K}}{2 m}$$

$$h_c = 2.8782 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$h_{cr} = h_c + h_r$$

$$h_{cr} = 2.87 + 6.24 = 9.118 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$q = h_{cr} A \Delta T \quad (8)$$

$$q = 9.118 \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \times \pi \times 2m \times 0.5m \times (73.2 - 27.5)K$$

$$q = 1309.11[W] = 4710,83 \left[\frac{KJ}{h} \right]$$

A continuación se muestra el resultado de los cálculos de las pérdidas de calor por convección y radiación de la caldera con los datos medidos la tabla 2.14, los datos necesarios fueron evaluados a la temperatura superficial de cada sección de la caldera y obtenidos mediante interpolación.

Tabla 3. 1 Calor perdido por convección y radiación en la caldera.

Sección	T _{sup} [°C]	h _{rad} [W/m ² K]	T _f [K]	ρ [Kg/m ³]	k [W/mK]	v [m ² /s]	Pr	Gr	Nu	h _{comv} [W/m ² K]	h _{cr} [W/m ² K]	A [m ²]	ΔT [K]	q [KJ/h]
A	73,2	6,24	323	1,084	2,80E-02	1,82E-05	0,703	3,35E+10	205,65	2,879	9,119	3,14	45,7	4.710,83
B	42,47	5,37	308	1,135	2,69E-02	1,67E-05	0,705	1,37E+10	164,52	2,212	7,582	18,85	14,97	7.702,29
C	84,4	6,58	329	1,065	2,85E-02	1,88E-05	0,702	3,83E+10	212,62	3,025	9,605	3,14	56,9	6.177,62
														18.590,74

Fuente: Propia

El calor perdido total es la suma de las pérdidas de calor en las tres secciones en las que se midió la temperatura, por lo tanto el $q_3' = 18590.74$ (KJ/h).

Se divide el valor obtenido para el consumo de combustible y se obtiene la fracción de pérdidas por radiación y convección de la caldera. Luego se multiplica éste por cien se obtiene su porcentaje, así:

$$q_3 = \frac{\text{Pérdidas}}{B_c}, \left[\frac{KJ}{Kg} \right]^{38} \quad (9)$$

Para el cálculo de la fracción de pérdidas por radiación y convección de la caldera es necesario calcular el flujo másico de combustible, por tal razón se procede de la siguiente manera utilizando los datos obtenidos en el capítulo II.

$$\text{Flujo masico de combustible} = \frac{V \times \rho_{\text{combustible}}}{\Delta t} \left[\frac{Kg}{hr} \right]^{39} \quad (10)$$

Siendo,

$$V = \text{Volumen} = (\Delta x) \cdot \pi \cdot \left(\frac{D}{2} \right)^2 [m^3]$$

$$\rho_{\text{combustible}} = \text{Densidad del combustible} = 0.8325 \left[\frac{g}{cm^3} \right]$$

$$\Delta t = \text{Variacion del tiempo} [h]$$

Utilizando los datos de la tabla 2.9:

$$V = (0,014)m \times \pi \times \left(\frac{0.8}{2} m \right)^2$$

$$V = 0.00704 m^3$$

$$\rho_{\text{Diesel.N.2}} = 832.5 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\Delta t = t_f - t_i = 10 \text{ min} = 0.166 h$$

³⁸ PALACIOS E. JOSÉ LUIS, “Auditoria energética de la caldera y el sistema de distribución de vapor de la planta de elaborados y embutidos de Pronaca”; Tesis E.P.N; 2009.

³⁹ PÉREZ MACAL, FIDEL, “Análisis térmico de la caldera pirotubular marca power master modelo 54”; Tesis; Universidad de San Carlos de Guatemala; 2005.

$$B_c = \frac{0.00704 \text{ m}^3 \times 832.5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}}{0.166 \text{ h}}$$

$$B_c = 35.31 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Entonces,

$$q_3' = \frac{\text{Pérdidas}}{B_c}, \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right)$$

$$q_3' = \frac{18590.74 \frac{\text{KJ}}{\text{h}}}{35.31 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}} = 526.56 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right]$$

$$q_3 = \frac{q_3'}{Q_d} \times 100, \%$$

$$q_3 = \frac{526.56 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}}{34125.8 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} \times 100$$

$$q_3 = 1.54\%$$

Q_d , es el calor disponible, constituye la energía de entrada al generador de vapor por unidad de masa del combustible.

Por lo tanto se concluye que el porcentaje de pérdidas por convección y radiación en la caldera corresponde al 1.54%

3.2.4. PÉRDIDAS POR PURGAS

El objetivo de ésta operación es la extracción de sólidos disueltos y en suspensión dentro de la caldera, ya que al vaporizarse el agua, la concentración de sólidos aumenta en el agua que queda, lo cual conduce a problemas de incrustación importantes, que entre otros efectos negativos, reducen significativamente la tasa

de transferencia de calor del combustible al agua, reduciendo con ello la eficiencia de la caldera.

La purga se realiza extrayendo agua de la parte inferior de la caldera, donde se encuentran más concentrados los sólidos disueltos y en suspensión e introduciendo agua de alimentación con una concentración muy baja.

Hay que buscar el nivel adecuado de purga que se le debe dar a la caldera, una purga insuficiente no impide la formación de fangos, incrustaciones y arrastres mientras que una purga excesiva producirá pérdidas de calor elevadas.

Las pérdidas por purga están constituidas por el calor que escapa al eliminar los sólidos o impurezas disueltos en el agua, y que se han acumulado dentro de la caldera.

Para el empleo de la ecuación (11) se utilizan los siguientes valores:

Datos:

$$\begin{aligned}
 D_p &= 156.48 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \\
 T_{LS} &= 87^\circ\text{C} = 360 \text{ K} \\
 h_{LS} &= 366.53 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \\
 T_{aa} &= 45^\circ\text{C} = 318 \text{ K} \\
 h_{aa} &= 188.44 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \\
 B_c &= 35.31 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}, \text{ a condiciones estándar}
 \end{aligned}
 \quad q_4' = D_p \frac{(h_{LS} - h_{aa})}{B_c}, \quad \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right] \quad (11)$$

Entonces,

$$\begin{aligned}
 q_4' &= 156.48 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times \frac{(366.53 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 188.44 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}})}{35.31 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}} = 789.22 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \\
 q_4 &= \frac{q_4'}{Q_d} \times 100\% = \frac{789.22}{34125.8} \times 100\% = 2.31\%
 \end{aligned}$$

Entonces las pérdidas por purgas son de 2.31%

3.2.5. CONSUMO DE ENERGÍA EN NECESIDADES PROPIAS

La potencia de los equipos que consumen energía eléctrica para necesidades propias de trabajo de la caldera se indica en la tabla 3.2.

Tabla 3. 2 Consumo de energía para operación de la caldera.

Energía consumida		(KJ/h)
Motor soplador	10 hp	26845.2

Fuente: Propia

Para determinar el consumo de energía en la operación de la caldera se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q_{np} = \frac{q_{np}}{B_c}, \left[\frac{KJ}{h} \right]^{40} \quad (12)$$

Donde:

Q_{np} = consumo de energía en necesidades propias por unidad de masa de combustible consumido, KJ/kg

q_{np} = consumo de energía en necesidades propias por unidad de tiempo, KJ/h

B_c = gasto de combustible, kg/h.

$$Q_{np} = \frac{26845.2 \frac{KJ}{h}}{35.31 \frac{Kg}{h}} = 760.272 \frac{KJ}{h}$$

Por lo tanto el consumo de energía para necesidades propias es de 760.272 KJ/h.

⁴⁰ PALACIOS E. JOSÉ LUIS, "Auditoría energética de la caldera y el sistema de distribución de vapor de la planta de elaborados y embutidos de Pronaca"; Tesis E.P.N; 2009.

3.3. RESULTADOS DEL BALANCE TÉRMICO EN LA CALDERA.

Los resultados que se obtienen del balance térmico se muestran en la tabla 3.3.

Tabla 3. 3 Resultado del balance térmico en la caldera.

Magnitud	Notación	Unidad	* Valor
Calor disponible	Q_d	KJ/Kg	34125.8
a) Pérdidas de calor sensible con los gases de salida	q_1	%	10.21
a) Pérdida por combustión incompleta	q_2	%	1.49
b) Pérdidas por convección y radiación	q_3	%	1.54
c) Pérdidas por purgas	q_4	%	2.31
Suma total de pérdidas	Suma q_p	%	15.55
Eficiencia por balance indirecto	η_i	%	84.45%

* a condiciones normales de operación de la caldera

Fuente: Propia

3.4. CONSUMO ESPECÍFICO DE ENERGÍA.

También conocido como índice de consumo. Es un indicador de eficiencia energética y se define como la cantidad de energía por unidad de producción o servicios, medidos en términos físicos (productos o servicios prestados).

La expresión matemática que define lo anterior para el presente proyecto es:

$$CE = \frac{\eta_g Q_i}{h_v - h_{aa}}, \left[\frac{Kgv}{Kgc} \right]^{41} \quad (13)$$

⁴¹ PALACIOS E. JOSÉ LUIS, "Auditoria energética de la caldera y el sistema de distribución de vapor de la planta de elaborados y embutidos de Pronaca"; Tesis E.P.N; 2009.

Dónde,

CE = Consumo específico de combustible, Kgv/Kgc

η_g = Eficiencia del generador de vapor

Q_i = Poder calórico inferior del combustible, KJ/Kgc

h_v = Entalpía del vapor a la presión de trabajo, KJ/Kg

h_{aa} = Entalpía del agua de alimentación, KJ/Kg

Así, para determinar éste indicador se consideran los siguientes datos constantes:

$Q_i = 10.200 \text{ Kcal/kg} = 42705.4 \text{ KJ/Kg}$ a condiciones estándar ⁴²

$h_v = 2752.3 \text{ KJ/Kg}$ a 80 psig

$h_{aa} = 188.43 \text{ KJ/Kg}$ a 80 psig y 45°C

$$CE = \frac{0.8445 \times 42705.4 \frac{KJ}{Kgc}}{(2752.3 - 188.43) \frac{KJ}{Kgv}} = 14.06 \left[\frac{Kgv}{Kgc} \right]$$

3.5. PÉRDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS DE VAPOR.

Para el cálculo de las pérdidas de calor en el sistema de distribución se lo dividió en dos partes:

- Pérdidas de calor en las tuberías de vapor sin aislante.
- Pérdidas de calor en las tuberías de vapor con aislante.

⁴² ROCA SUÁREZ MANUEL, CARRATALÁ FUENTES JUAN; DEPARTAMENTO DE CONSTRUCCIÓN ARQUITECTÓNICA, Las Palmas de gran canaria, "Calefacción".

3.5.1. PÉRDIDAS DE CALOR EN LAS TUBERÍAS DE VAPOR SIN AISLANTE.

Éstas se calculan en base a la figura 3.1 (Ver Anexo B). En dicha figura se encuentra un factor que permite evaluar estas pérdidas.

Se tiene que utilizar el tipo de tubería, diámetro, longitud, temperatura superficial y espesor de aislante para mediante todos estos datos encontrar un punto de intersección entre las líneas de la figura y se obtenga el factor buscado (Ver tabla 3.4).

Tabla 3. 4 Datos de las tuberías de vapor.

Diámetro Tubería (D)	Espesor de la tubería (mm)	Temperatura superficial promedio (°C)
6 pulgadas	6	147,97
3 pulgadas	5	147,97
1 pulgada	2	147,97

Fuente: Propia

Tubería de 6 pulgadas.

Ejemplo de cálculo de cómo encontrar el punto de intersección en la gráfica (Ver figura 3.1):

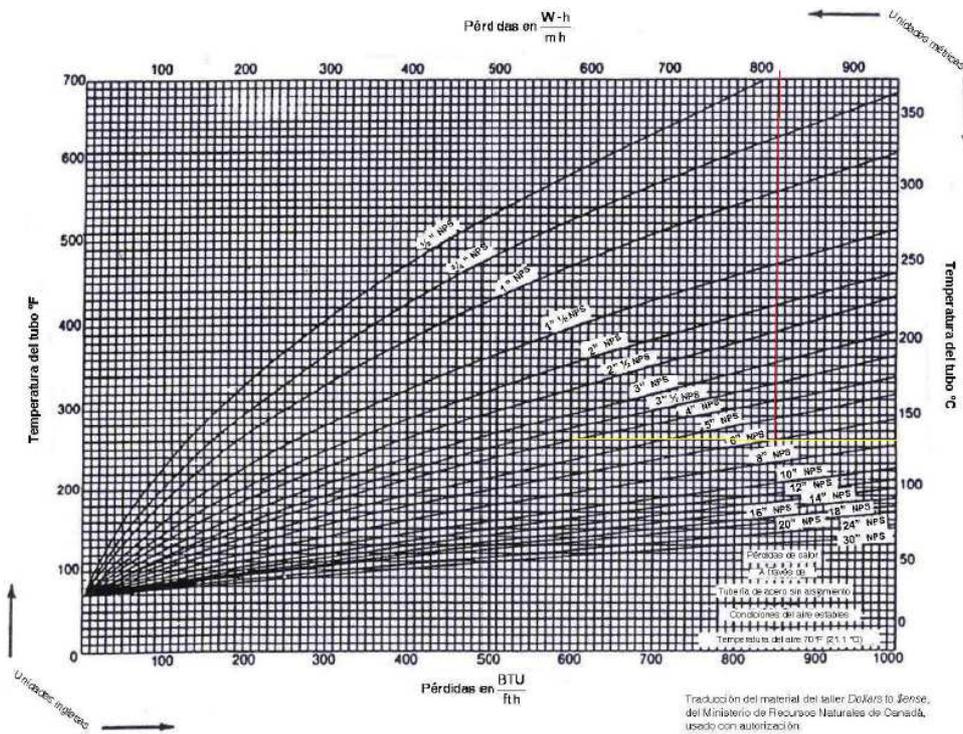


Figura 3. 1 Pérdidas de calor para tubería de acero sin aislamiento.⁴³

Hallado el valor de F, calcular Q en kW.

$$Q = F * L$$

$$Q = 816,67 * 0,25$$

$$Q = 204,17 W$$

$$Q = 0,20 KW$$

A continuación se muestra los resultados de los cálculos de las pérdidas de calor en la tubería de vapor que se encuentra sin aislamiento (Ver tabla 3.5):

⁴³ <http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/3856/2/Estimaciondepérdidasdeenergíatermica.pdf>

Tabla 3. 5 Resultados de pérdidas de vapor en las tuberías de distribución sin aislamiento.

TUBERÍA DE 6 PULGADAS SIN AISLAMIENTO					
Tramo	Longitud (m)	Diámetro (in)	Espesor del aislamiento (mm)	F (Wh/m)	Q (KW)
b - c	0,25	6	0	816,67	0,20
Longitud total	0,25			TOTAL	0,20
TUBERÍA DE 3 PULGADAS SIN AISLAMIENTO					
Tramo	Longitud (m)	Diámetro (in)	Espesor del aislamiento (mm)	F (Wh/m)	Q (KW)
5 - 6	0,3	3	0	458,33	0,14
7 - 8	0,3	3	0	458,33	0,14
9 - 10	0,15	3	0	458,33	0,07
40 - 41	0,75	3	0	458,33	0,34
41 - 42	0,15	3	0	458,33	0,07
42 - 43	0,65	3	0	458,33	0,30
39 - 44	0,3	3	0	458,33	0,14
45 - 46	0,8	3	0	458,33	0,37
47 - 48	0,8	3	0	458,33	0,37
50 - 51	0,8	3	0	458,33	0,37
3' - 4'	0,15	3	0	458,33	0,07
5' - 6'	1,35	3	0	458,33	0,62
7' - 8'	0,3	3	0	458,33	0,14
9' - 10'	0,4	3	0	458,33	0,18
13' - 14'	0,15	3	0	458,33	0,07
15' - 16'	0,45	3	0	458,33	0,21
16' - 17'	0,25	3	0	458,33	0,11
18' - 19'	1,3	3	0	458,33	0,60
21' - 22'	0,15	3	0	458,33	0,07
22' - 23'	2,75	3	0	458,33	1,26
24' - 25'	0,25	3	0	458,33	0,11
42' - 43'	2	3	0	458,33	0,92
43' - 44'	1,6	3	0	458,33	0,73
44' - 45'	2,9	3	0	458,33	1,33
43' - 46'	4,25	3	0	458,33	1,95
46' - 47'	0,15	3	0	458,33	0,07
47' - 48'	1,5	3	0	458,33	0,69
49' - 50'	0,9	3	0	458,33	0,41
Longitud total	25,8			TOTAL	11,82

TUBERÍA DE 1 PULGADA SIN AISLAMIENTO					
Tramo	Longitud (m)	Diámetro (in)	Espesor del aislamiento (mm)	F (Wh/m)	Q (KW)
27' - 28'	1,4	1	0	191,67	0,27
29' - 30'	0,8	1	0	191,67	0,15
31' - 32'	0,8	1	0	191,67	0,15
33' - 34'	0,8	1	0	191,67	0,15
35' - 36'	0,8	1	0	191,67	0,15
37' - 38'	0,8	1	0	191,67	0,15
Longitud total	5,4			TOTAL	1,04

Fuente: Propia

A continuación se muestra un resumen de las pérdidas de calor en las tuberías sin aislamiento (Ver tabla 3.6).

Tabla 3. 6 Resumen de resultados de pérdidas de calor en la tubería sin aislante.

Diámetro Tubería (D)	Longitud total (m)	Calor perdido (KW)
6 pulgadas	0,25	0,20
3 pulgadas	25,8	11,82
1 pulgada	5,4	1,04
TOTAL		13,06

Fuente: Propia

El calor perdido total es la suma de las pérdidas de calor en las tres tuberías sin aislamiento, por lo tanto el $q_1 = 13,06$ (KW).

3.5.2. PÉRDIDAS DE CALOR EN LAS TUBERÍAS CON AISLAMIENTO.

A continuación se realiza el cálculo de las pérdidas de calor en los cuatro tipos de tuberías que se encuentran aisladas, las cuales a pesar de su aislamiento térmico reflejan un porcentaje aceptable de pérdidas (Ver figura 3.2 y tabla 3.7).

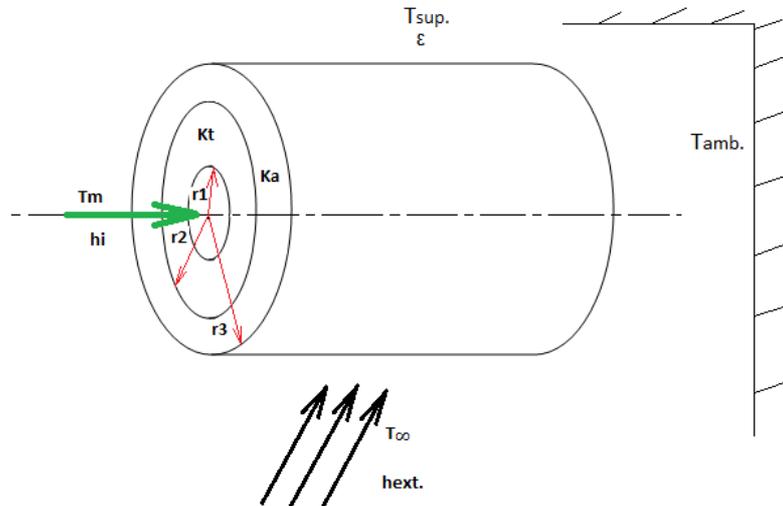


Figura 3. 2 Representación de la tubería aislada.

Tabla 3. 7 Datos generales de las tuberías de vapor.

Díámetro Tubería (D)	Espesor de la tubería (mm)	Espesor del aislamiento (mm)	Temperatura superficial promedio (°C)
6 pulgadas	6	30,1	36,4
3 pulgadas	5	22,2	46,65
1 pulgada	2	22,2	41
3/4 pulgada	1,5	22,2	35,4

Fuente: Propia

Ejemplo de cálculo:

Para el cálculo de las pérdidas de calor en las tuberías de distribución se procede primero a encontrar los coeficientes de convección interno, externo y coeficiente de radiación. Se parte de los datos que se tiene de cada tubería, así como también de sus temperaturas superficiales (Ver tabla 3.8).

Tabla 3. 8 Datos para el cálculo de la pérdida de calor en la tubería de 6 pulgadas.

Tm (°C)	Tamb. (°C)	r1 (m)	r2 (m)	r3 (m)	KT (W/m.K)	Ka (W/m.K)	ε	σ (W/m ² .K ⁴)
200	27,5	0,0732	0,0762	0,1063	45,3	0,036	0,07	5,678E-08

Fuente: Propia

$$K_a = 0,036 \text{ (W/m.K) (Lana de vidrio)}^{44}$$

$$K_T = 45,3 \text{ (W/m.K) (acero)}^{45}$$

$$\varepsilon = 0,07^{46} \text{ (aluminio superficie rugosa).}$$

Para el cálculo del coeficiente de convección interior (h_i), se realizan los siguientes cálculos que a continuación se detallan.

Cálculo de la velocidad del vapor a través de la tubería.

Para determinar la velocidad del vapor a través de la tubería se parte de la capacidad de evaporación de la caldera la cual es 3912 Kg/h = 8606,4 lb/h. Con este valor se interpola de las tablas que se encuentran en el catálogo de Spirax Sarco.⁴⁷

Velocidad (ft/s)	Capacidad (lb/h)
50	7000
X	8606,4
80	12200

Se interpola para encontrar la velocidad de:

$$V = 59,27 \text{ ft/s} \Rightarrow \frac{59,27 \text{ ft}}{\text{s}} * \frac{12 \text{ in}}{1 \text{ ft}} * \frac{2,54 \text{ cm}}{1 \text{ in}} * \frac{1 \text{ m}}{10^2 \text{ cm}}$$

$$V = 18,065 \text{ m/s}$$

⁴⁴ Incropera Frank, 1999, "Fundamentos de transferencia de calor", Prentice Hall, México, cuarta edición, pp. 834

⁴⁵ Cengel Yunus, 2005, "Heat Transfer", Mc Graw Hill, Estados Unidos, pp. 423 - 440

⁴⁶ <http://www.fluke.com/Fluke/eses/Camaras-Termograficas/Emissivity-table-TI.htm>

⁴⁷ Spirax Sarco, "Design of Fluid Systems", pp. 2

Cálculo del flujo másico:

$$\dot{m} = \rho * V * A$$

Para ello se necesita encontrar la densidad del vapor que circula internamente por la tubería a la presión de 80Psi y $T_m = 200^\circ\text{C}$.⁴⁸

T	ρ (lb/ft ³)
198,9	$\frac{1}{6,135} = 0,163$
200	X
204,4	$\frac{1}{6,218} = 0,161$

Por lo tanto se tiene que $\rho = 0,1626$ (lb/ft³), que realizando la respectiva transformación se tiene: $\rho = 2,61$ (kg/m³).

Se calcula el área de la superficie del tubo es:

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} \quad ; \text{ donde } D = d_1 = 2r_1$$

$$A = \frac{\pi * (146,4 * 10^{-3})^2}{4}$$

$$A = 0,0168 \text{ m}^2$$

Se reemplaza y se tiene:

$$\dot{m} = \rho * V * A$$

$$\dot{m} = 2,61 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 18,065 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,0168 \text{m}^2$$

$$\dot{m} = 0,792 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

⁴⁸ Representaciones y Servicios de Ingeniería, S.A., Tablas de Vapor

Para el cálculo de la viscosidad, Número de Prandtl y la conductividad del flujo de vapor se evaluó a $T_m = 200 \text{ }^\circ\text{C} = 473 \text{ K}$.⁴⁹

T (K)	μ (N.s/m ²)	Pr	K
470	$15,54 \cdot 10^{-6}$	1,2	$36,3 \cdot 10^{-3}$
473	X	X	X
480	$15,88 \cdot 10^{-6}$	1,23	$38,1 \cdot 10^{-3}$

Se obtiene:

$$\mu = 1,5642 \cdot 10^{-5} \text{ (Kg/m.s)}$$

$$\text{Pr} = 1,209$$

$$K = 36,84 \cdot 10^{-3} \text{ (W/m.K) (vapor)}$$

Cálculo de Reynolds:

$$Re_D = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * D * \mu}$$

$$Re_D = \frac{4 * (0,792) \text{ Kg} * \text{m} * \text{s}}{\text{s} * \pi * (146,4 * 10^{-3}) \text{ m} * (1,5642 * 10^{-5}) * \text{kg}}$$

$$Re_D = 440353,9962$$

Por lo tanto se tiene que es flujo turbulento ya que $Re_D > 2300$.

Luego aplicando la fórmula para calcular Nusselt cuando se tiene flujo turbulento en tubos circulares, para flujo interno⁵⁰ se tiene.

$$Nu_D = 0,023(Re_D)^{4/5} * Pr^n \quad ; n = 0,3 \text{ para enfriamiento } (T_s < T_m)$$

Se calcula:

$$Nu_D = 0,023(440353,9962)^{4/5} * (1,209)^{0,3}$$

⁴⁹ Incropera Frank, 1999, "Fundamentos de transferencia de calor", Prentice Hall, México, cuarta edición, pp. 846 – 847

⁵⁰ Incropera Frank, 1999, "Fundamentos de transferencia de calor", Prentice Hall, México, cuarta edición, pp. 444 - 445

$$Nu_D = 797,07$$

Cálculo del coeficiente de convección interior:

$$hi = \frac{Nu_D * K}{D}$$

$$hi = \frac{797,07 * 36,84 * 10^{-3} W}{(146,4 * 10^{-3}) m^2 * K}$$

$$hi = 200,57 \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$$

El cálculo del coeficiente de convección exterior (h_{ext}), se basa en la teoría de convección libre en tubos circulares.⁵¹

Datos:

$$T_{\infty} = 27,5^{\circ}C$$

$$T_{s6} = 36^{\circ}C$$

T_{s6} es temperatura superficial en la tubería de 6 pulgadas.

Calcular los respectivos datos para la temperatura de película T_f .

$$T_f = \frac{27,5 + 36}{2}$$

$$T_f = 31,75^{\circ}C = 304,75K$$

Se interpola para determinar la temperatura de película (tabla de propiedades físicas del vapor)⁵²:

⁵¹ Incropera Frank, 1999, "Fundamentos de transferencia de calor", Prentice Hall, México, cuarta edición, pp. 501 - 502

⁵² Incropera Frank, 1999, "Fundamentos de transferencia de calor", Prentice Hall, México, cuarta edición, pp. 839

T (K)	ν (m ² /s)	α (m ² /s)	Pr	K
300	$15,89 \cdot 10^{-6}$	$22,5 \cdot 10^{-6}$	0,707	$26,3 \cdot 10^{-3}$
304,75	X	X	X	X
350	$20,92 \cdot 10^{-6}$	$29,9 \cdot 10^{-6}$	0,7	$30 \cdot 10^{-3}$

Por lo tanto se tiene:

$$\nu = 1,6368 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^2\text{/s)}$$

$$\alpha = 2,3203 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^2\text{/s)}$$

$$\beta = 0,00328 \text{ K}^{-1}$$

$$\text{Pr} = 0,7063$$

$$K = 26,6515 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

Con los correspondientes datos encontrados se calcula el número de Rayleigh.

$$Ra_D = \frac{g * \beta * (T_s - T_\infty) * D^3}{\nu * \alpha}$$

$$Ra_D = \frac{9,8m * 0,00328 * s^2 * (36 - 27,5)K * (212,6 * 10^{-3})^3 * m^3}{s^2 * (1,6368 * 10^{-5}) * m^2 * (2,3203 * 10^{-5}) * m^2 * K}$$

$$Ra_D = 805165463,6$$

Calcular el número de Nusselt para convección libre en un cilindro largo horizontal.

$$Nu_D = \left[0,60 + \frac{0,387 * (Ra_D)^{\frac{1}{6}}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right]^2$$

$$Nu_D = \left[0,60 + \frac{0,387 * (805165463,6)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{0,7063} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2$$

$$Nu_D = 108,062$$

Cálculo del coeficiente de convección exterior:

$$h_{ext} = \frac{K * Nu_D}{D}$$

$$h_{ext} = \frac{(26,6515 * 10^{-3})W * 108,062}{m * K * (212,6 * 10^{-3})m}$$

$$h_{ext} = 13,55 \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$$

A continuación se determina el coeficiente de radiación:

$$h_{rad} = \frac{\varepsilon \sigma (T_{sup}^4 - T_{amb}^4)}{T_{sup} - T_{amb}} \quad 53$$

Donde:

$$T_{sup} = T_{s6} = 36,4$$

$$T_{amb.} = 27,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

⁵³ INCROPERA, Frank; Fundamentos de transferencia de calor

Cálculo del flujo de calor mediante resistencias.

El flujo de calor se calcula mediante la analogía de resistencias térmicas en un circuito térmico. Tomando en cuenta que la convección externa y la radiación son procesos que se dan mediante resistencias en paralelo y que la conducción y la convección interna son mediante resistencias en serie (Ver figura 3.3).

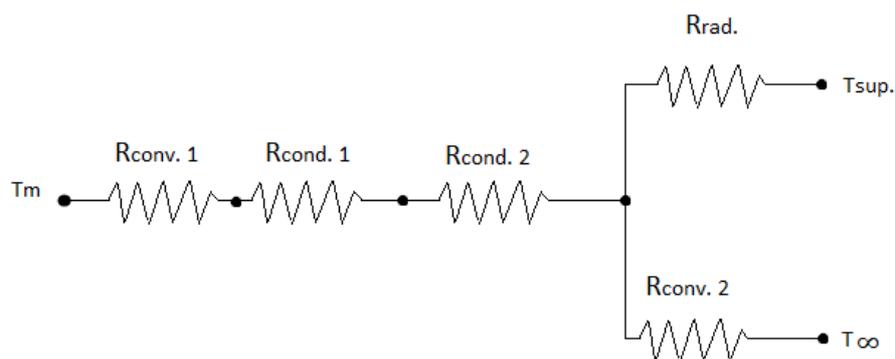


Figura 3. 3 Circuito térmico de la tubería aislada.

Se calcula las resistencias.

Resistencia de convección interna:

Resistencia a la conducción a través del espesor del tubo:

$$R_{cond.1} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 * \pi * K_T * L}$$

$$R_{cond.1} = \frac{\ln\left(\frac{0,0762}{0,0732}\right) * m * K}{2 * \pi * (45,3)W * 1,52m}$$

$$R_{cond.1} = 9,284 * 10^{-5} \frac{K}{W}$$

Resistencia a la conducción a través del espesor del aislante que está sobre el tubo:

$$R_{cond.2} = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 * \pi * K_a * L}$$

$$R_{cond.2} = \frac{\ln\left(\frac{0,1063}{0,0762}\right) * m * K}{2 * \pi * 0,036 * W * 1,52m}$$

$$R_{cond.2} = 0,968 \frac{K}{W}$$

Resistencia de convección externa dado sobre el tubo-aislante:

$$R_{conv.2} = \frac{1}{h_{ext} * 2 * \pi * r_3 * L}$$

$$R_{conv.2} = \frac{1 * m^2 * K}{(13,55)W * 2 * \pi * 0,1063 * (1,52)m^2}$$

$$R_{conv.2} = 0,0727 \frac{K}{W}$$

Resistencia de radiación dado sobre el tubo-aislante:

$$R_{rad.} = \frac{1}{h_{rad} * 2 * \pi * r_3 * L}$$

$$R_{rad.} = \frac{1 * m^2 * K}{(0,00052858)W * 2 * \pi * (0,1063)m * (1,52)m}$$

$$R_{rad.} = 1863,5158 \frac{K}{W}$$

Cálculo del flujo de calor:

$$q = \frac{T_m - T_{\infty}}{R_{conv.1} + R_{cond.1} + R_{cond.2} + \frac{R_{conv.2} * R_{rad.}}{R_{conv.2} + R_{rad.}}}$$

$$q = \frac{(200 - 27,5)K}{\left(7,1318 * 10^{-3} + 9,284 * 10^{-5} + 0,968 + \frac{0,0727 * 1863,5158}{0,0727 + 1863,5158}\right) \frac{K}{W}}$$

$$q = 0,1646KW$$

A continuación se muestra los resultados de las pérdidas de calor en las tuberías aisladas según su diámetro (Ver tablas 3.9, 3.10, 3.11, 3.12, 3.13, 3.14, 3.15 y 3.16).

Tabla 3. 9 Resultados de pérdidas de vapor en las tuberías de distribución aisladas de 6 pulgadas.

Tramo	Longitud (m)	Diámetro (in)	Rconv.1	Rcond.1	Rcond.2	Rconv.2	Rrad.	Q (KW)
a - b	1,52	6	0,007131805	9,28405E-05	9,68E-01	0,07269491	1866,66396	0,1646
b - c	0,25	6	0,043361377	0,00056447	5,89E+00	0,44198503	11349,3169	0,0271
c - d	5,1	6	0,002125558	2,76701E-05	2,89E-01	0,02166593	556,339063	0,5522
d - e	0,25	6	0,043361377	0,00056447	5,89E+00	0,44198503	11349,3169	0,0271
e - f	1,4	6	0,007743103	0,000100798	1,05E+00	0,0789259	2026,66373	0,1516
TOTAL	8,52							0,9225

Fuente: Propia

Tabla 3. 10 Datos para el cálculo de la pérdida de calor en la tubería de 3 pulgadas aislada.

Tm (°C)	T∞ (°C)	Tamb. (°C)	hi (W/m ² .K)	hext. (W/m ² .K)	hrad. (W/m ² .K)	r1 (m)	r2 (m)	r3 (m)	KT (W/m.K)	Ka (W/m.K)	ε	σ (W/m ² .K ⁴)
200	27,5	27,5	235,43	4,2831	0,000864248	0,0330962	0,0381	0,0603	45,3	0,036	0,07	5,678E-08

Fuente: Propia

Tabla 3. 11 Resultados de pérdidas de vapor en las tuberías de distribución aisladas de 3 pulgadas.

Tramo	Longitud (m)	Diámetro (in)	Rconv.1	Rcond.1	Rcond.2	Rconv.2	Rrad.	Q (KW)
1 - 2	0,25	3	0,08170	1,98E-03	8,12E+00	2,46E+00	1,22E+04	0,01617
2 - 3	2,7	3	0,00757	1,83E-04	7,52E-01	2,28E-01	1,13E+03	0,17465
3 - 4	0,5	3	0,04085	9,89E-04	4,06E+00	1,23E+00	6,11E+03	0,03234
4 - 5	10,8	3	0,00189	4,58E-05	1,88E-01	5,71E-02	2,83E+02	0,69860
5 - 6	0,3	3	0,06809	1,65E-03	6,77E+00	2,05E+00	1,02E+04	0,01941
6 - 7	4,2	3	0,00486	1,18E-04	4,83E-01	1,47E-01	7,27E+02	0,27168
7 - 8	0,3	3	0,06809	1,65E-03	6,77E+00	2,05E+00	1,02E+04	0,01941
8 - 9	6,3	3	0,00324	7,85E-05	3,22E-01	9,78E-02	4,85E+02	0,40751
9 - 10	0,15	3	0,13617	3,30E-03	1,35E+01	4,11E+00	2,04E+04	0,00970
10 - 11	0,25	3	0,08170	1,98E-03	8,12E+00	2,46E+00	1,22E+04	0,01617
11 - 12	0,7	3	0,02918	7,07E-04	2,90E+00	8,80E-01	4,36E+03	0,04528
12 - 13	0,15	3	0,13617	3,30E-03	1,35E+01	4,11E+00	2,04E+04	0,00970
13 - 14	2,75	3	0,00743	1,80E-04	7,38E-01	2,24E-01	1,11E+03	0,17788
14 - 15	0,4	3	0,05106	1,24E-03	5,07E+00	1,54E+00	7,63E+03	0,02587
15 - 16	1,5	3	0,01362	3,30E-04	1,35E+00	4,11E-01	2,04E+03	0,09703
16 - 17	0,7	3	0,02918	7,07E-04	2,90E+00	8,80E-01	4,36E+03	0,04528
17 - 18	0,8	3	0,02553	6,18E-04	2,54E+00	7,70E-01	3,82E+03	0,05175
17 - 19	10,5	3	0,00195	4,71E-05	1,93E-01	5,87E-02	2,91E+02	0,67919
19 - 20	0,15	3	0,13617	3,30E-03	1,35E+01	4,11E+00	2,04E+04	0,00970
20 - 21	0,6	3	0,03404	8,24E-04	3,38E+00	1,03E+00	5,09E+03	0,03881
21 - 22	0,15	3	0,13617	3,30E-03	1,35E+01	4,11E+00	2,04E+04	0,00970
22 - 23	2,75	3	0,00743	1,80E-04	7,38E-01	2,24E-01	1,11E+03	0,17788
23 - 24	0,15	3	0,13617	3,30E-03	1,35E+01	4,11E+00	2,04E+04	0,00970

.....

Tabla 3. 11 Resultados de pérdidas de vapor en las tuberías de distribución aisladas de 3 pulgadas. **(Continuación)**

24 - 25	2,5	3	0,00817	1,98E-04	8,12E-01	2,46E-01	1,22E+03	0,16171
25 - 26	0,3	3	0,06809	1,65E-03	6,77E+00	2,05E+00	1,02E+04	0,01941
22 - 27	0,8	3	0,02553	6,18E-04	2,54E+00	7,70E-01	3,82E+03	0,05175
27 - 28	0,5	3	0,04085	9,89E-04	4,06E+00	1,23E+00	6,11E+03	0,03234
28 - 29	0,6	3	0,03404	8,24E-04	3,38E+00	1,03E+00	5,09E+03	0,03881
29 - 30	0,7	3	0,02918	7,07E-04	2,90E+00	8,80E-01	4,36E+03	0,04528
30 - 31	6,25	3	0,00327	7,91E-05	3,25E-01	9,86E-02	4,89E+02	0,40428
18 - 39	1,5	3	0,01362	3,30E-04	1,35E+00	4,11E-01	2,04E+03	0,09703
39 - 40	2,25	3	0,00908	2,20E-04	9,02E-01	2,74E-01	1,36E+03	0,14554
40 - 41	0,75	3	0,02723	6,60E-04	2,71E+00	8,22E-01	4,07E+03	0,04851
41 - 42	0,15	3	0,13617	3,30E-03	1,35E+01	4,11E+00	2,04E+04	0,00970
42 - 43	0,65	3	0,03142	7,61E-04	3,12E+00	9,48E-01	4,70E+03	0,04205
39 - 44	0,3	3	0,06809	1,65E-03	6,77E+00	2,05E+00	1,02E+04	0,01941
44 - 45	1	3	0,02043	4,95E-04	2,03E+00	6,16E-01	3,05E+03	0,06468
45 - 46	0,8	3	0,02553	6,18E-04	2,54E+00	7,70E-01	3,82E+03	0,05175
18 - 47	1,75	3	0,01167	2,83E-04	1,16E+00	3,52E-01	1,75E+03	0,11320
47 - 48	0,8	3	0,02553	6,18E-04	2,54E+00	7,70E-01	3,82E+03	0,05175
47 - 49	0,75	3	0,02723	6,60E-04	2,71E+00	8,22E-01	4,07E+03	0,04851
49 - 50	1,25	3	0,01634	3,96E-04	1,62E+00	4,93E-01	2,44E+03	0,08086
50 - 51	0,8	3	0,02553	6,18E-04	2,54E+00	7,70E-01	3,82E+03	0,05175
51 - 52	1,1	3	0,01857	4,50E-04	1,85E+00	5,60E-01	2,78E+03	0,07115
1' - 2'	0,37	3	0,05521	0,00133693	5,48580111	1,66549327	8253,96387	0,0239
2' - 3'	2,9	3	0,00704	0,00017057	0,69991256	0,21249397	1053,09194	0,1876
3' - 4'	0,15	3	0,13617	0,00329777	13,5316427	4,10821672	20359,7776	0,0097
4' - 5'	10,5	3	0,00195	4,7111E-05	0,19330918	0,05868881	290,853965	0,6792
5' - 6'	1,35	3	0,01513	0,00036642	1,50351586	0,45646852	2262,19751	0,0873

.....

Tabla 3. 11 Resultados de pérdidas de vapor en las tuberías de distribución aisladas de 3 pulgadas. **(Continuación)**

6' – 7'	4,2	3	0,00486	0,00011778	0,48327295	0,14672203	727,134913	0,2717
7' – 8'	0,3	3	0,06809	0,00164889	6,76582137	2,05410836	10179,8888	0,0194
8' – 9'	6,3	3	0,00324	7,8518E-05	0,32218197	0,09781468	484,756609	0,4075
9' – 10'	0,4	3	0,05106	0,00123666	5,07436603	1,54058127	7634,91658	0,0259
10' – 11'	0,92	3	0,02220	0,00053768	2,2062461	0,66981794	3319,52895	0,0595
11' – 12'	0,15	3	0,13617	0,00329777	13,5316427	4,10821672	20359,7776	0,0097
12' – 13'	6	3	0,00340	8,2444E-05	0,33829107	0,10270542	508,994439	0,3881
13' – 14'	0,15	3	0,13617	0,00329777	13,5316427	4,10821672	20359,7776	0,0097
14' – 15'	6,25	3	0,00327	7,9146E-05	0,32475943	0,0985972	488,634661	0,4043
15' – 16'	0,45	3	0,04539	0,00109926	4,51054758	1,36940557	6786,59252	0,0291
16' – 17'	0,25	3	0,08170	0,00197866	8,11898564	2,46493003	12215,8665	0,0162
17' – 18'	1,76	3	0,01161	0,00028106	1,15326501	0,35013211	1735,20831	0,1138
18' – 19'	1,3	3	0,01571	0,00038051	1,56134339	0,47402501	2349,2051	0,0841
19' – 20'	0,15	3	0,13617	0,00329777	13,5316427	4,10821672	20359,7776	0,0097
20' – 21'	0,3	3	0,06809	0,00164889	6,76582137	2,05410836	10179,8888	0,0194
21' – 22'	0,15	3	0,13617	0,00329777	13,5316427	4,10821672	20359,7776	0,0097
22' – 23'	2,75	3	0,00743	0,00017988	0,7380896	0,22408455	1110,53332	0,1779
23' – 24'	0,75	3	0,02723	0,00065955	2,70632855	0,82164334	4071,95551	0,0485
24' – 25'	0,25	3	0,08170	0,00197866	8,11898564	2,46493003	12215,8665	0,0162
25' – 26'	2,25	3	0,00908	0,00021985	0,90210952	0,27388111	1357,3185	0,1455
26' – 27'	0,15	3	0,13617	0,00329777	13,5316427	4,10821672	20359,7776	0,0097
27' – 28'	1,4	3	0,01459	0,00035333	1,44981886	0,44016608	2181,40474	0,0906
17' – 39'	10,25	3	0,00199	4,826E-05	0,19802404	0,06012024	297,947964	0,6630
39' – 40'	0,15	3	0,13617	0,00329777	13,5316427	4,10821672	20359,7776	0,0097
40' – 41'	0,5	3	0,04085	0,00098933	4,05949282	1,23246502	6107,93327	0,0323
41' – 42'	0,15	3	0,13617	0,00329777	13,5316427	4,10821672	20359,7776	0,0097

Tabla 3. 11 Resultados de pérdidas de vapor en las tuberías de distribución aisladas de 3 pulgadas. **(Continuación)**

42' - 43'	2	3	0,01021	0,00024733	1,01487321	0,30811625	1526,98332	0,1294
43' - 44'	1,6	3	0,01277	0,00030917	1,26859151	0,38514532	1908,72915	0,1035
44' - 45'	2,9	3	0,00704	0,00017057	0,69991256	0,21249397	1053,09194	0,1876
43' - 46'	4,25	3	0,00481	0,00011639	0,47758739	0,14499588	718,580384	0,2749
46' - 47'	0,15	3	0,13617	0,00329777	13,5316427	4,10821672	20359,7776	0,0097
47' - 48'	1,5	3	0,01362	0,00032978	1,35316427	0,41082167	2035,97776	0,0970
48' - 49'	1,9	3	0,01075	0,00026035	1,06828758	0,3243329	1607,35086	0,1229
49' - 50'	0,9	3	0,02270	0,00054963	2,25527379	0,68470279	3393,29626	0,0582
TOTAL	150,65							9,687

Fuente: Propia

Tabla 3. 12 Datos para el cálculo de la pérdida de calor en la tubería de 1 pulgada aislada.

Tm (°C)	T _∞ (°C)	Tamb. (°C)	hi (W/m ² .K)	hext. (W/m ² .K)	hrad. (W/m ² .K)	r1 (m)	r2 (m)	r3 (m)	KT (W/m.K)	Ka (W/m.K)	ε	σ (W/m ² .K ⁴)
200	27,5	27,5	295,116	4,2509	0,000663566	0,010701	0,0127	0,0349	45,3	0,036	0,07	5,678E-08

Fuente: Propia

Tabla 3. 13 Resultados de pérdidas de vapor en las tuberías de distribución aisladas de 1 pulgada.

Tramo	Longitud (m)	Diámetro (in)	Rconv.1	Rcond.1	Rcond.2	Rconv.2	Rrad.	Q (KW)
27' - 28'	1,4	1	3,60E-02	4,30E-04	3,19E+00	7,66E-01	4,91E+03	0,0432
28' - 29'	2	1	2,52E-02	3,01E-04	2,23E+00	5,36E-01	3,44E+03	0,0617
29' - 30'	0,8	1	6,30E-02	7,52E-04	5,59E+00	1,34E+00	8,59E+03	0,0247

Tabla 3. 13 Resultados de pérdidas de vapor en las tuberías de distribución aisladas de 1 pulgada. **(Continuación)**

31' - 32'	0,8	1	6,30E-02	7,52E-04	5,59E+00	1,34E+00	8,59E+03	0,0247
33' - 34'	0,8	1	6,30E-02	7,52E-04	5,59E+00	1,34E+00	8,59E+03	0,0247
35' - 36'	0,8	1	6,30E-02	7,52E-04	5,59E+00	1,34E+00	8,59E+03	0,0247
37' - 38'	0,8	1	6,30E-02	7,52E-04	5,59E+00	1,34E+00	8,59E+03	0,0247
Longitud total	7,4							0,2282

Fuente: Propia

Tabla 3. 14 Datos para el cálculo de la pérdida de calor en la tubería de 3/4 pulgada aislada.

Tm (°C)	T∞ (°C)	Tamb. (°C)	hi (W/m2.K)	hext. (W/m2.K)	hrad. (W/m2.K)	r1 (m)	r2 (m)	r3 (m)	KT (W/m.K)	Ka (W/m.K)	ε	σ (W/m ² .K ⁴)
200	27,5	27,5	312,6043	3,7629	0,000502357	0,008025	0,009525	0,031725	45,3	0,036	0,07	5,678E-08

Fuente: Propia

Tabla 3. 15 Resultados de pérdidas de vapor en las tuberías de distribución aisladas de 3/4 pulgada.

Tramo	Longitud (m)	Diámetro (in)	Rconv.1	Rcond.1	Rcond.2	Rconv.2	Rrad.	Q (KW)
31 - 32	1,1	0,75	0,05767	0,000547311	4,835678155	1,21200145	9078,48087	0,0282521
33 - 34	1,1	0,75	0,05767	0,000547311	4,835678155	1,21200145	9078,48087	0,0282521
35 - 36	1,1	0,75	0,05767	0,000547311	4,835678155	1,21200145	9078,48087	0,0282521
37 - 38	1,1	0,75	0,05767	0,000547311	4,835678155	1,21200145	9078,48087	0,0282521
TOTAL	4,4							0,11301

Fuente: Propia

Tabla 3. 16 Resumen de resultados de pérdidas de calor en las tuberías con aislante.

Diámetro Tubería (D)	Longitud total (m)	Calor perdido con aislante (KW)
6 pulgadas	8,52	0,9225
3 pulgadas	150,65	9,6866
1 pulgada	7,4	0,2282
3/4 pulgada	4,4	0,1130
TOTAL	170,97	10,9503

Fuente: Propia

3.6. CALOR PERDIDO REAL EN LA TUBERÍA DE VAPOR SIN AISLAMIENTO.

Para el cálculo del calor real perdido se realiza la diferencia entre los calores perdidos en la tubería sin aislamiento y la misma tubería si estuviera correctamente aislada (Ver tabla 3.17).

Tabla 3. 17 Cuadro comparativo y calor perdido real en la tubería sin aislamiento.

Diámetro Tubería (D)	Longitud total tubería sin aislamiento (m)	Calor perdido con aislante (KW)	Calor perdido sin aislante (KW)	Calor perdido real (KW)
6 pulgadas	0,25	0,027	0,20	0,177
3 pulgadas	25,8	1,7594	11,82	10,065
1 pulgada	5,4	0,17	1,04	0,868
TOTAL	31,45	1,95	13,06	11,111

Fuente: Propia

Se obtiene que es de $Q = 11,11\text{KW}$ lo que se pierde dentro del sistema de distribución de vapor por falta de aislamiento.

3.7. PÉRDIDAS DE CALOR POR FUGAS DE VAPOR.

Uno de los problemas que se presenta en el sistema de distribución de vapor, en las líneas de vapor, válvulas, bridas, uniones, tanques de proceso, intercambiadores de calor, serpentines, etc., es la presencia de fugas de vapor,

llamado por algunos como “vapor vivo”, el cual es “invisible”, pero ruidoso y con alta temperatura. El mantener dichas fugas en el sistema de vapor además de ser pérdidas de energía, y de agua tratada, acarrea problemas de seguridad laboral.

Durante la inspección al sistema de distribución de vapor se encontraron ciertas fugas las cuales fueron detalladas en el capítulo II, los diámetros de las fugas son estimados , debido a difícil acceso y dificultad de medición.

Es necesario especificar que la mayoría de estas fugas en la actualidad ya han sido reparadas, pero se las menciona para poder tener una idea de cuánto vapor se perdía y cuanto en dinero equivalía.

Para la estimación de las pérdidas de vapor por fugas se utilizó el método de diámetro de fuga, el cual consiste en determinar el diámetro de ésta y conociendo la presión en la línea se puede calcular la pérdida usando una tabla estandarizada. El flujo de vapor en cada fuga se determinó de la tabla de flujo de vapor en orificios descargados a la atmósfera (**Ver Anexo C**).

A continuación se muestra el resumen de las pérdidas por fugas de vapor (**Ver tabla 3.18**).

Tabla 3. 18 Pérdidas por fugas de vapor.

Lugar de fuga	Diámetro aproximado (pulg)	Flujo de vapor (Kg/h)
*Válvula de seguridad en la caldera	1/8	34,00
*Válvula del distribuidor	1/32	76,89
	Total	110,89

Fuente: Propia

*Fugas reparadas.

3.8. FLUJO DE VAPOR EN TRAMPAS DE VAPOR ABIERTAS.

Cuando las trampas de vapor se encuentran abiertas existe un flujo de vapor que se pierde, para estimar esta pérdida se tiene la siguiente ecuación.

$$\text{flujo de vapor} \left[\frac{\text{lb}}{\text{h}} \right] = 24,24 \times Pa \times D^2 \quad (14)$$

Donde:

Pa, presión absoluta en psi

D, diámetro del orificio de la trampa en pulg.

Cabe mencionar que éste cálculo es aproximado, ya que depende del tipo de trampa de vapor, debido a que en las de balde invertido cuando fallan son las únicas que permanecen totalmente abiertas. Caso contrario si son termodinámicas al fallar permanecen parcialmente abiertas.

La utilización de la ecuación anterior es justificable para poder estimar la pérdida de vapor que existe cuando una trampa de vapor falla.

Suposiciones para el empleo de la ecuación.

- Descarga del condensado a presión atmosférica.
- Se considera que si tienen mal funcionamiento fallan totalmente abiertas.

En el caso del sistema de generación de vapor del HCAM hasta las lavanderías casi todas las trampas son de balde invertido, por lo que el uso de la fórmula es totalmente aplicable.

Ejemplo de cálculo:

Datos:

Pa= 14.223 psi

D= 1/2plg

$$\text{flujo de vapor} = 24,24 \times Pa \times D^2$$

$$\text{flujo de vapor} = 86,19 \text{ [lb/h]}$$

Tabla 3. 19 Flujo de vapor perdido por trampas abiertas.

tipo	Modelo	diámetro (pulg)	estado	Flujo(Kg/h)
Balde invertido	Spirax Sarco	1/2	abierta	39,18
Balde invertido	Spirax Sarco	1/2	abierta	39,18
Balde invertido	Spirax Sarco	1/2	abierta	39,18
Balde invertido	Armstrong	3/4	abierta	88,15
Total				205,68

Fuente: Propia

3.9. VAPOR REVAPORIZADO NO RECUPERADO.

Cuando se tiene condensado caliente o agua de la caldera que están a una presión dada y se vacían a una presión menor, una parte del líquido se evapora nuevamente, formando lo que se llama vapor flash o vapor de recuperación. El contenido de calor de éste es idéntico al del vapor vivo, a la misma presión y muchas veces es desperdiciado cuando se deja escapar a través del venteador del equipo receptor. Si se diseña e instala un sistema adecuado de recuperación del vapor flash, el calor latente contenido en él puede recuperarse y ser utilizado en sistemas de calefacción, o de calentamiento y precalentamiento de agua, aceite y otros líquidos, o de calentamiento en procesos a baja presión.⁵⁴

Para determinar el caudal de revaporizado es necesario tomar en cuenta dos criterios:

- El porcentaje de operación de cada trampa que es un criterio que depende del lugar y equipo instalado. Además para determinar este porcentaje de operación fue necesario medir el número de descargas por minuto de cada trampa mediante un estetoscopio para así encontrar con qué frecuencia se presenta una descarga de condensado.

⁵⁴ <http://www.armstronginternational.com/files/products/traps/pdf/n101spanish.pdf>

- El segundo criterio considerado es el porcentaje de revaporizado, para lo cual fue necesario identificar la marca y modelo de la trampa de vapor y con estos datos ir a un catálogo del fabricante donde se encuentra la presión de ingreso y la presión de descarga y mediante estos datos encontrar el caudal nominal de descarga de condensado.

En el anexo D se encuentra las tablas de catálogos de trampas de vapor para determinar la cantidad nominal de condensado.

A continuación se muestran un resumen de la cantidad real de condensado (Ver tabla 3.20).

Tabla 3. 20 Condensado real por cada trampa.

Trampa	Equipo	Conexión	P diferencial (psig)	Condensado nominal (Kg/h)	Porcentaje de operación (%)	Condensado real (Kg/h)
Trampa 1	Tanque de agua caliente 1	1"	76	1150	0,6	690
Trampa 2	Tanque de agua caliente 1	1"	76	1150	0,6	690
Trampa 3	Tanque de agua caliente 1	1"	76	1150	0,6	690
Trampa 4	Tanque de agua caliente 1	1"	76	1150	0,6	690
Trampa 5	Tanque de agua caliente 2	1"	76	1150	0,2	230
Trampa 6	Tanque de agua caliente 2	1"	74	950	0,2	190
Trampa 7	Tanque de agua caliente 2	1"	74	950	0,2	190
Trampa 8	Tanque de agua caliente 2	1"	74	950	0,2	190
Trampa 9	Planchadora de rodillo 1	1"	76	1250	0,9	1125
Trampa 10	Planchadora de rodillo 2	1"	76	800	0,9	720
Trampa 11	Tanque de condensado	3/4"	77	800	0,8	640
Trampa 12	Secadora 1	3/4"	77	2750	0,8	2200
Trampa 13	Secadora 2	3/4"	77	2750	0,8	2200

.....

Tabla 3. 20 Condensado real por cada trampa.**(Continuación)**

Trampa 14	Secadora 3	3/4"	77	2750	0,8	2200
Trampa 15	Secadora 4	3/4"	76	370	0,8	296
Trampa 16	Planchadora tipo prensa 1	1/2"	76	370	0,6	222
Trampa 17	Planchadora tipo prensa 2	1/2"	76	370	0,6	222
Trampa 18	Planchadora tipo prensa 3	1/2"	76	370	0,6	222
Trampa 19	Planchadora tipo prensa 4	1/2"	76	370	0,6	222
Trampa 20	Planchadora tipo prensa 5	1/2"	76	370	0,6	222
TOTAL						14051

En el anexo E se encuentra los cálculos para determinar el vapor flash recuperado en cada una de las trampas, para esto se encontró las entalpías a la presión de descarga de cada trampa y a la presión de operación del sistema de vapor (80Psig), (Ver anexo E), para hallar el porcentaje de vapor flash y así encontrar el vapor flash recuperado.

A continuación se indica una tabla de resumen de los valores de revaporizado producido por cada trampa de vapor que no es recuperado (Ver tabla 3.21).

Tabla 3. 21 Valores de revaporizado producido por cada trampa de vapor que no es recuperado.

Trampa	Equipo	Conexión	Porcentaje de vapor flash (%)	Condensado real (Kg/h)	Vapor flash nominal (Kg/h)	Porcentaje de operación (%)	Vapor flash real (Kg/h)
Trampa 1	Tanque de agua caliente 1	1"	0,08	690	55,78	0,6	33,47
Trampa 2	Tanque de agua caliente 1	1"	0,08	690	55,78	0,6	33,47
Trampa 3	Tanque de agua caliente 1	1"	0,08	690	55,78	0,6	33,47
Trampa 4	Tanque de agua caliente 1	1"	0,08	690	55,78	0,6	33,47

.....

(Continuación)

Tabla 3. 22 Valores de revaporizado producido por cada trampa de vapor que no es recuperado.

Trampa 5	Tanque de agua caliente 2	1"	0,08	230	18,59	0,2	3,72
Trampa 6	Tanque de agua caliente 2	1"	0,08	190	15,36	0,2	3,07
Trampa 7	Tanque de agua caliente 2	1"	0,08	190	15,36	0,2	3,07
Trampa 8	Tanque de agua caliente 2	1"	0,08	190	15,36	0,2	3,07
Trampa 9	Planchadora de rodillo 1	1"	0,08	1125	90,94	0,9	81,85
Trampa 10	Planchadora de rodillo 2	1"	0,08	720	58,20	0,9	52,38
Trampa 11	Tanque de condensado	3/4"	0,08	640	51,74	0,8	41,39
Trampa 12	Secadora 1	3/4"	0,08	640	51,74	0,8	41,39
Trampa 13	Secadora 2	3/4"	0,08	960	77,60	0,8	62,08
Trampa 14	Secadora 3	3/4"	0,08	960	77,60	0,8	62,08
Trampa 15	Secadora 4	3/4"	0,08	960	77,60	0,8	62,08
Trampa 16	Planchadora tipo prensa 1	1/2"	0,08	222	17,95	0,6	10,77
Trampa 17	Planchadora tipo prensa 2	1/2"	0,08	222	17,95	0,6	10,77
Trampa 18	Planchadora tipo prensa 3	1/2"	0,08	222	17,95	0,6	10,77
Trampa 19	Planchadora tipo prensa 4	1/2"	0,08	222	17,95	0,6	10,77
Trampa 20	Planchadora tipo prensa 5	1/2"	0,08	222	17,95	0,6	10,77
TOTAL							603,89

Fuente: Propia

El vapor flash no recuperado de todas las trampas es 603,89 Kg/h equivalente a 461,68 Kw.

CAPITULO IV

EVALUACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA DE LAS OPORTUNIDADES Y MEDIDAS DE AHORRO DE ENERGÍA.

Para la evaluación técnico económica primero se realizó una contabilidad energética con el fin de conocer el costo de la generación de calor así como las pérdidas de calor en términos monetarios, para luego evaluar las oportunidades de ahorro de energía. Con estos resultados se efectúa la evaluación económica con el objeto de encontrar las medidas técnicamente y económicamente viables.

4.1. COSTO DE GENERACIÓN DE VAPOR.

Cada unidad de energía generada por la caldera estará afectada por la capacidad de aprovechar la energía proveniente del combustible, es decir por la eficiencia de la caldera en convertir energía útil a partir de la combustión del diesel (Ver figura 4.1).

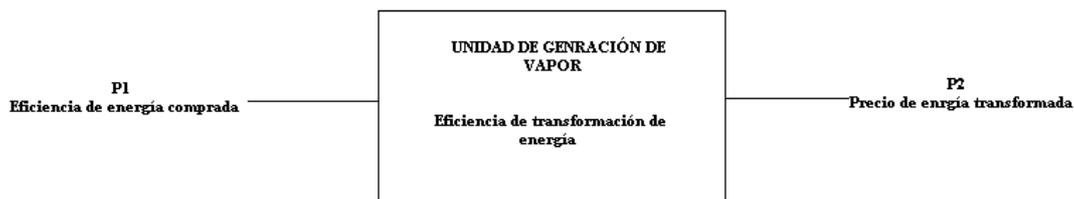


Figura 4. 1 Precio de energía comprada y transformada por la unidad de generación de vapor
[Elaboración propia]

$$P2 = \frac{P1}{\eta_g} \quad 55$$

El precio amortizado de compra de combustible (Diesel N°2), considerado para éste proyecto es de 1.02 USD/galón (Ver tabla 4.1).

Tabla 4. 1 Propiedades de Diesel N°2 a condiciones estándar.

	Unidad	Valor
Poder calórico inferior	KJ/Kg	42705.4
Densidad	Kg/m ³	832.5

Elaboración propia

A continuación se procederá a calcular el precio de compra de energía por unidad de masa y unidad de energía es decir el precio en dólares por kilogramo de combustible.

$$P1 = 1.02 \frac{USD}{galón} \times \frac{1 galón}{3.785 l} \times \frac{1000 l}{1 m^3} \times \frac{1 m^3}{832.5 Kgc}$$

$$P1 = 0.32 \frac{USD}{Kgc}$$

El procedimiento para determinar el precio de la energía transformada por unidad de masa y energía, para la eficiencia de la caldera se muestra a continuación, utilizando:

$$P2 = \frac{P1}{\eta_g}$$

$$P2 = \frac{0.32 \frac{USD}{Kgc}}{0.8445}$$

⁵⁵ PALACIOS E. JOSÉ LUIS, “Auditoría energética de la caldera y el sistema de distribución de vapor de la planta de elaborados y embutidos de Pronaca”; Tesis E.P.N; 2009.

$$P2 = 0.38 \frac{USD}{Kgc}$$

El precio de la unidad de masa de vapor generado se determina de la multiplicación del consumo específico de energía (en el que se incluye la eficiencia de transformación de energía) por el precio de compra del combustible por unidad de masa (P1), así:

$$14.06 \frac{Kgv}{Kgc} \times \frac{1 Kgc}{0.38} = 37 \left[\frac{Kgv}{USD} \right]$$

USD

Se calcula el inverso y se obtiene el costo por unidad de masa del kilogramo de vapor, es decir:

$$\frac{1}{37 \frac{Kgv}{USD}} = 0.027 \left[\frac{USD}{Kgv} \right] \quad \text{ó} \quad 2.70 \left[\frac{\text{centavos}}{Kgv} \right]$$

El costo del kilo Joule de vapor producido, se obtiene de la división del valor anteriormente encontrado para la entalpía de vapor a la presión de generación, es decir, dividir para $h_v = 2752.25 \text{ KJ/Kg}$ a 80 psig, es decir:

$$\frac{0.027 \frac{USD}{Kgv}}{2752.25 \frac{KJv}{Kgv}} = 9.8101 \times 10^{-6} \left[\frac{USD}{KJv} \right]$$

En la tabla 4.2 se indica precio del kilogramo de vapor generado en la caldera.

Tabla 4. 2 Tabla de resumen del costo de generación de vapor.

$\eta_g (\%)$	84.45
$CE \left(\frac{Kgv}{Kgc} \right)$	14.6

.....

(Continuación)

Tabla 4. 23 Tabla de resumen del costo de generación de vapor.

$P1\left(\frac{USD}{Kgc}\right)$	0.32
$P2\left(\frac{USD}{Kgc}\right)$	0.38
$\left(\frac{Kgv}{USD}\right)$	37
$\left(\frac{USD}{Kgv}\right)$	0.022
$P2\left(\frac{USD}{KJv}\right)$	9.8101×10^{-6}

Fuente: propia

Al observar la razón de kilogramos de vapor producidos por la caldera para el costo de combustible necesario, se puede notar que un dólar de combustible produce energía para generar 37 Kg de vapor.

4.2. COSTO DE PÉRDIDAS ANUALES EN EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR A LAS LAVANDERÍAS.

Se refiere a la situación energética actual del sistema de distribución de vapor a las lavanderías, es la base de comparación en términos monetarios antes de la implantación de mejoras y debe ser considerado después como medida de evaluación de las propuestas de mejoras.

Se realizó el cálculo considerando el total de horas de trabajo registradas por la caldera en el año 2011, correspondientes a 4700 horas y además se tomaron los valores de generación de vapor con la eficiencia después del mantenimiento anual de la caldera. Las pérdidas anuales de energía en el sistema de distribución de vapor se indican en la tabla 4.3. (Ver figura 4.2).

Tabla 4. 3 Pérdidas anuales de energía.

Pérdidas en:	Valor (Kw)	Valor	Valor	Costo(USD/KJ)	USD/año	%
		(KJ/h)	(KJ/año)			
Vapor flash no recuperado	461,68	1662048	7811625600	9,81E-06	76632,05	64,59
Trampas vapor abiertas	157,25	566100	2660670000	9,81E-06	26101,17	22,00
Fugas no reparadas	84,77	305185,014	1434369564	9,81E-06	14071,17	11,86
Tuberías de vapor	11,11	39996	187981200	9,81E-06	1844,1	1,55
Total =					118648,49	100

Fuente: propia

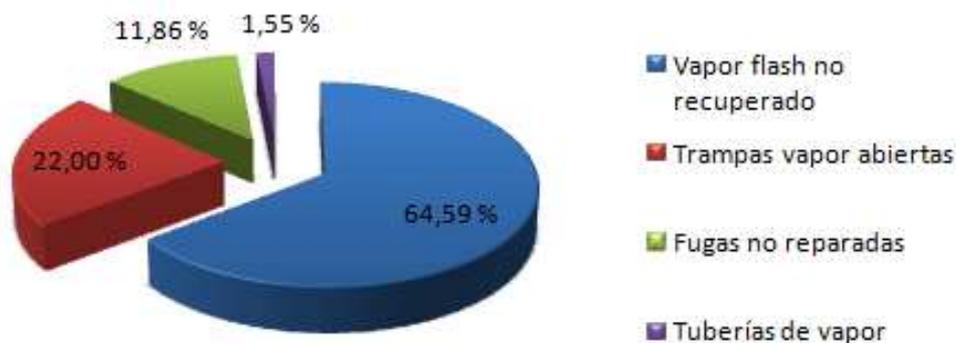


Figura 4. 2 Distribución porcentual de pérdidas de vapor.

Como se observa el mayor porcentaje de pérdidas presente es el de vapor flash no recuperado (64,59%). De manera general se precisa que las mayores pérdidas económicas que se producen en el sistema de distribución de vapor son debidas a pérdidas directas de vapor.

4.3. PROPUESTAS DE MEJORAS.

Luego de la revisión y análisis de los resultados de pérdidas de energía en el sistema de distribución de vapor, se propone ciertas soluciones las cuales serán analizadas técnica y económicamente con el fin de encontrar su factibilidad.

A continuación se enumeran las propuestas de posibles soluciones:

1. Instalar uno o más tanques de recuperación de revaporizado.
2. Instalar y cambiar el aislante térmico de las tuberías de vapor en los puntos sin aislante y con aislante deteriorado.
3. Reparación de fugas de vapor.
4. Mejorar el mantenimiento en el sistema de distribución de vapor.

4.4. EVALUACION TÉCNICO-ECONOMICA DE LAS PROPUESTAS DE MEJORAS.

En el proceso de evaluación cada propuesta de mejora, será analizada técnicamente para conocer el posible ahorro energético y económicamente para saber el ahorro monetario y si es factible implantarla en el HCAM.

4.4.1. INSTALAR UNO O MÁS TANQUES DE RECUPERACIÓN DE REVAPORIZADO.

En el análisis previo de las trampas de vapor se determinó que la pérdida de energía por revaporizado no recuperado es de 461,68 Kw al año, que en dinero equivale 76632,05 USD / año (Tabla 4.3).

Es evidente que la pérdida por revaporizado no recuperado es significativa, por lo tanto es necesaria la implantación de una solución como lo es la instalación de un tanque de recuperación.

La cantidad de vapor flash generada realmente varía de acuerdo a las condiciones de presión. Al haber mayor diferencia de presiones entre la presión inicial del vapor y su presión de descarga, se tiene mayor generación de vapor flash.

Tuberías de retorno de condensado contienen tanto condensado como vapor flash. Para recuperar el vapor flash, el cabezal de retorno llega a un tanque de

flasheo donde se drena el condensado, y el vapor es enviado hacia los puntos en que puede ser utilizado.

En general la ubicación del tanque de recuperación se debe de designar en base a los requerimientos de que se tenga de la máxima formación posible de vapor de recuperación y la mínima longitud de tuberías.

Puede ser fabricado con un tubo largo de diámetro grande, al que se le ponen tapas en sus extremos, ya sea con soldadura o con pernos y se lo instala en posición vertical. La salida del vapor se debe de tener en la parte superior, y la descarga del condensado en la parte inferior. La entrada del condensado debe de estar 150 - 200 mm más arriba que la descarga de condensado.

La dimensión importante es el diámetro interior. Esta dimensión debe de ser suficientemente grande de manera que la velocidad del vapor recuperado en la salida por la parte superior no sea muy elevada, y así se minimiza la cantidad de líquido que se acarrea conjuntamente con el vapor. Si se puede mantener una velocidad baja entonces la altura del tanque no es importante, pero algo práctico es especificar una altura para el tanque de 0.7 a 1.0 m.

Se ha comprobado que con una velocidad del vapor dentro del tanque de 3 m/s se tiene una buena separación entre el vapor y el agua. Con base en esta velocidad se tienen los diámetros internos apropiados para diferentes cantidades de vapor recuperado. Esta gráfica define los mínimos diámetros interiores recomendados **(Ver figura 4.3)**.

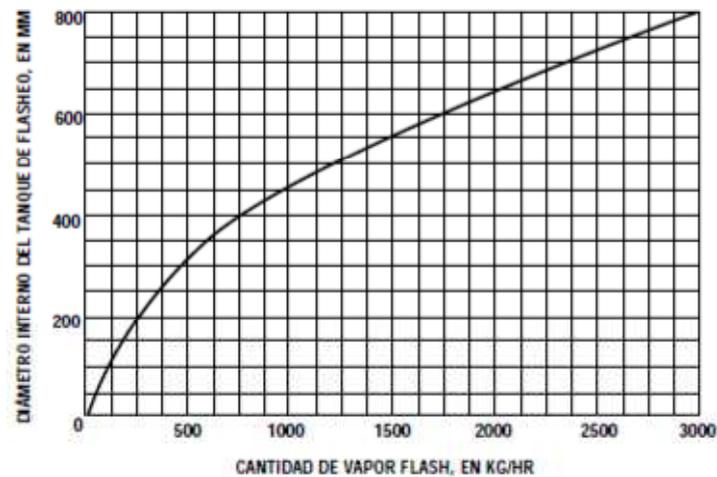


Figura 4. 3 Valores de Diámetros Internos de Tanques de Flasheo para un Cantidad Dada de Vapor Flash.⁵⁶

El vapor flash real no recuperado de todas las trampas es 1135,84 Kg/h por lo que el diámetro del tanque de recuperación determinado por la Figura 4.3 es de 0,5m y 1,5m de altura.

A continuación se muestra dos tipos de configuración de tanques de recuperación de vapor flash (Ver figura 4.4).

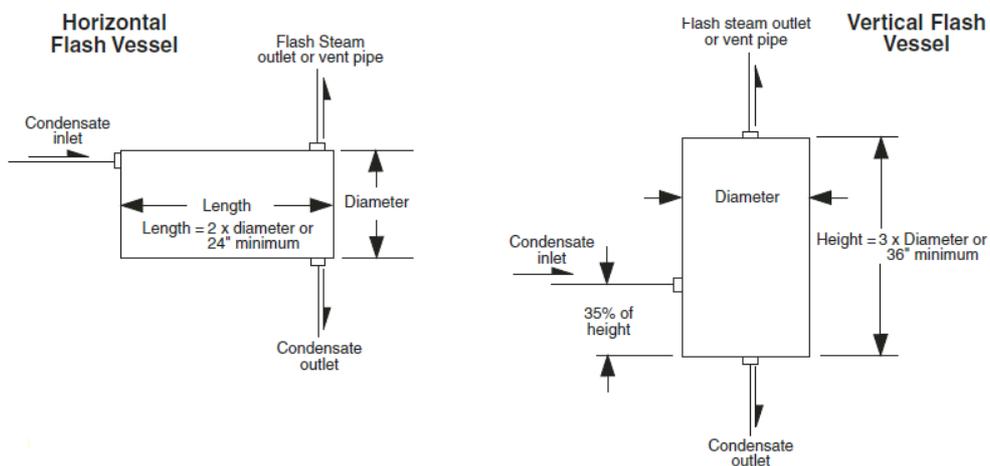


Figura 4. 4 Configuración de tanques de revaporizado.⁵⁷

⁵⁶ <http://www.armstronginternational.com/files/products/traps/pdf/n101spanish.pdf>

⁵⁷ Spirax Sarco, "Design of Fluid Systems", pp. 44

De acuerdo con las dimensiones obtenidas del tanque y considerando una presión de 20 psig (presión recomendada para el diseño de estos tanques), se ha procedido a la selección de materiales, tuberías y accesorios para la adecuada instalación del mismo (Ver figura 4.5).

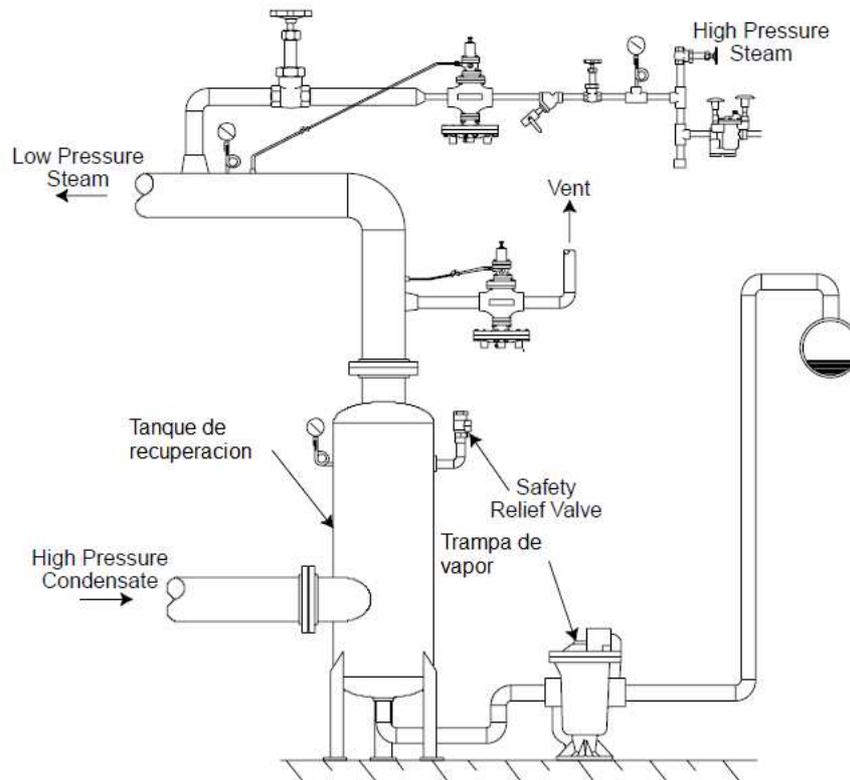


Figura 4. 5 Esquema de la instalación del tanque de recuperación.

En la figura 4.5 se identifican los siguientes componentes.

Tanque de recuperación: Es el reservorio en donde llega el condensado a condiciones de saturación y se expande formando vapor flash de baja presión.

Trampa de vapor: dispositivo encargado de separar el condensado del vapor flash, y de descargar el condensado hasta la línea de retorno al tanque de condensado.

Válvula de contrapresión: Sirve para mantener el tanque de recuperación a la presión requerida.

Válvula de venteo: Sirve para extraer todos los gases incondensables que entren a este sistema.

En el anexo F se identifica la ubicación del tanque de recuperación y de las tuberías de descarga hacia el tanque.

El análisis económico para la implantación del tanque de recuperación del revaporizado y su tubería de distribución, se realiza considerando los costos económicos de estos rubros, así como los correspondientes para su instalación (tanque, tubería, aislante térmico) que se indican en la tabla 4.4 los cuales han sido determinados en función de los costos del mercado local.

Tabla 4. 4 Costos de inversión para el tanque de recuperación de vapor.

N.-	Descripción	Costo unitario (USD)	Costo Total (USD)
1	Tanque de recuperación($\phi=500\text{mm}$, $h=1500\text{mm}$)	400	400
2	Tubería Sch 40 (1 1/2")x(38m)	10,16	427
3	Aislante térmico (1")x(38m)	8,75	368
4	Trampa termodinámica (1 1/2")	156	156
5	Válvula de seguridad (1/2"x3/4)	40	40
6	Manómetro (1/4",100 psi)	7	7
7	Codos (1/2") x(7)	0,9	6,3
		Total=	1398

Fuente: propia

4.4.2. INSTALAR Y CAMBIAR EL AISLANTE TÉRMICO DE LAS TUBERÍAS DE VAPOR EN LOS PUNTOS SIN AISLANTE Y CON AISLANTE DETERIORADO.

En las instalaciones de vapor del HCAM, se llegó a encontrar que el sistema de distribución de vapor (tuberías de vapor) no cuenta con aislamiento térmico, o bien, por cuestiones de la operación cotidiana, el aislamiento térmico está deteriorado por lo que algunas secciones de las tuberías están expuestas al

ambiente y las cuales no han sido reparadas. La falta de aislamiento térmico en las tuberías que conducen el vapor provoca una pérdida de energía de 11,111 KW al año lo que en términos económicos equivale 1844,10 USD/año (Ver tabla 4.3).

Por lo anterior, se recomienda llevar a cabo un programa de inspección para evaluar si el aislamiento térmico tiene que ser sustituido parcial o totalmente en la línea de vapor. Esta práctica debe estar enmarcada en el programa de mantenimiento rutinario.

El análisis de los costos de materiales se lo realizó en función de los costos del mercado local los cuales fueron detallados en la tabla 4.4, ésta muestra el cálculo del número de cañuelas necesarias según su espesor y su costo total. (Ver tabla 4.5).

Tabla 4. 5 Costos de aislante térmico.

Diámetro de tubería (in)	Espesor aislante (in)	Longitud de cañuela (m)	Longitud tubería (m)	# de cañuelas	Costo por cañuela (USD)	Costo total USD
6	1 ^{1/2}	0,91	0,25	1	13,13	13,13
3	1	0,91	25,8	29	8,75	253,75
1	1	0,91	5,4	6	8,75	52,5
					Total=	319,38

Fuente: propia

4.4.3. REPARACIÓN DE FUGAS DE VAPOR.

El reparar las fugas de vapor trae como beneficio, por una parte, el ahorro de energía, dado que el vapor tiene un alto valor energético, y por otra parte, se deja de desperdiciar agua tratada, además que se reduce el riesgo laboral. Esta práctica se enmarca dentro de las actividades de mantenimiento y mejoramiento de instalaciones.

La recuperación de la inversión es prácticamente inmediata, menor a un año. Esto debido a que se requiere de baja inversión, o inversiones casi nulas, ya que el

HCAM cuenta con lo necesario para realizar dichas reparaciones, o incluso deben estar contempladas dentro del presupuesto de mantenimiento.

La falta de reparación de las fugas de vapor provoca una pérdida de energía de 84,77 KW al año lo que en términos económicos equivale 14071,17 USD/año (Tabla 4.3).

4.4.4. MEJORAR EL SISTEMA DE MANTENIMIENTO EN EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.

Se ha evidenciado que la mayoría de pérdidas de energía en el sistema de distribución se podría evitar implantando o mejorando el mantenimiento preventivo en el HCAM, ya que las propuestas para su solución se las puede realizar con materiales que se encuentran en la bodega y con personal propio, lo que implica una inversión mínima comparando con el ahorro que se lograría.

4.5. FLUJO DE EFECTIVO DE LAS PROPUESTAS DE MEJORAS.

Con los datos calculados de inversión de cada una de las propuestas de mejoras, ahorro de energía y ahorro económico se procede a detallar el flujo de efectivo durante 10 años, tiempo de vida útil proyectado para cada una de las soluciones.

a) Aislamiento térmico de la tubería de 6 pulg.

Espesor (pulg)	Inversión inicial (USD)	Pérdida anual de energía (KW)	Pérdida anual económica (USD)	Ahorro anual económico (USD)
1 1/2	13,13	0,2	33,20	29,38

b) Aislamiento térmico de la tubería de 3 pulg.

Espesor (pulg)	Inversión inicial (USD)	Pérdida anual de energía (KW)	Pérdida anual económica (USD)	Ahorro anual económico (USD)
1	253,75	11,82	1961,95	1670,64

c) Aislamiento térmico de la tubería de 1 pulg.

Espesor (pulg)	Inversión inicial (USD)	Pérdida anual de energía (KW)	Pérdida anual económica (USD)	Ahorro anual económico (USD)
1	52,5	1,04	172,62	144,08

d) Tanque de recuperación de revaporizado o vapor flash, tubería y accesorios.

Inversión	Pérdida anual		Factor de recuperación	Ahorro anual	
	KW	USD		KW	USD
1398	461,68	76632,05	0,8	369,344	61304,97

Determinando la suma del valor presente VP de los ingresos y egresos, se calcula la relación B/C (costo-beneficio).

Según datos del Banco Central del Ecuador, la tasa de interés activa promedio se encuentra en un 8,17%, con este valor y con periodo de vida del proyecto de 10 años se calculara el VP, VAN, TIR.

VAN.

El Valor actual neto también conocido como valor actualizado neto, cuyo acrónimo es VAN es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. La metodología consiste en descontar al momento actual (es decir, actualizar mediante una tasa) todos los flujos de caja futuros del proyecto. A éste valor se le resta la inversión inicial, de tal modo que el valor obtenido es el valor actual neto del proyecto.

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+k)^t} - I_0$$

⁵⁸ http://es.wikipedia.org/wiki/Valor_actual_net

Donde:

V_t , representa los flujos de caja en cada periodo t .

I_0 , Es el valor de la inversión inicial.

n , Es el numero de periodos considerados.

K , tasa de interés.

TIR.

La tasa interna de retorno o tasa interna de rentabilidad (TIR) de una inversión, está definida como el promedio geométrico de los rendimientos futuros esperados de dicha inversión, y que implica por cierto el supuesto de una oportunidad para "reinvertir". En términos simples es, la tasa de interés (o la tasa de descuento) con la cual el valor actual neto o valor presente neto (VAN o VPN) es igual a cero. Es un indicador de la rentabilidad de un proyecto: a mayor TIR, mayor rentabilidad (Ver tabla 4.6).

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1 + TIR)^t} - I = 0$$

59

⁵⁹ http://es.wikipedia.org/wiki/Tasa_interna_de_retorno

Tabla 4. 6 Flujo neto de las propuestas de mejoras.

		años										
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ingresos	Aislamiento térmico de la tubería de 6 pulg.	0	29,38	29,38	29,38	29,38	29,38	29,38	29,38	29,38	29,38	29,38
	Aislamiento térmico de la tubería de 3 pulg.	0	1670,64	1670,64	1670,64	1670,64	1670,64	1670,64	1670,64	1670,64	1670,64	1670,64
	Aislamiento térmico de la tubería de 1 pulg.	0	144,08	144,08	144,08	144,08	144,08	144,08	144,08	144,08	144,08	144,08
	Tanque de recuperación de revaporizado.	0	61304,97	61304,97	61304,97	61304,97	61304,97	61304,97	61304,97	61304,97	61304,97	61304,97
	Total ingresos (A)	0	63150,07	63151,07	63152,07	63153,07	63154,07	63155,07	63156,07	63157,07	63158,07	63159,07
Egresos	Costo de combustible para la caldera.	34450	34450	34450	34450	34450	34450	34450	34450	34450	34450	34450
	Inversión aislamiento térmico de la tubería de 6 pulg.	13,13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Inversión aislamiento térmico de la tubería de 6 pulg.	253,75	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Inversión aislamiento térmico de la tubería de 6 pulg.	52,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Inversión Tanque de recuperación de revaporizado.	1398	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Total egresos (B)	36167,38	34450									
Flujo Neto (A-B)	-36167,38	28700,07	28701,07	28702,07	28703,07	28704,07	28705,07	28706,07	28707,07	28708,07	28709,07	

Fuente: Propia.

En la tabla 4.7 se muestra la tasa de retorno TIR y la suma de VP de los ingresos y egresos.

Tabla 4. 7 Tasa de retorno y relación B/C.

año	Ingresos	egresos	Flujo efectivo	VP ingresos	VP egresos
0	0	36167,38	-36167,38	0,00	36167,38
1	63150,07	34450	28700,07	58380,39	31848,01701
2	63151,07	34450	28701,07	53971,82	29442,55987
3	63152,07	34450	28702,07	49896,16	27218,78512
4	63153,07	34450	28703,07	46128,27	25162,97044
5	63154,07	34450	28704,07	42644,91	23262,42992
6	63155,07	34450	28705,07	39424,60	21505,43581
7	63156,07	34450	28706,07	36447,46	19881,14617
8	63157,07	34450	28707,07	33695,15	18379,53792
9	63158,07	34450	28708,07	31150,67	16991,34503
10	63159,07	34450	28709,07	28798,34	15708,00132
		TIR=	79%	420537,76	265567,6086

Fuente: Propia

Relación beneficio costo:

$$\frac{B}{C} = \frac{VP \text{ ingresos}}{VP \text{ egresos}} \quad 60$$

$$\frac{B}{C} = \frac{420537,76}{265567,61}$$

$$\frac{B}{C} = 1,58$$

⁶⁰ Blank, L. y Tarquin A.,2004, Ingeniería económica, 5ta edición, Mc Graw hill, México, pp.327

Calculo del VAN y tiempo de retorno (Ver tabla 4.8).

Tabla 4. 8 VAN y VAN acumulado.

AÑO	FE	VAN	VAN ACUMULADO
0	-36167,38	-36167,38	-9635,01
1	28700,07	26532,37	77594,93
2	28701,07	51062,56	124804,27
3	28702,07	73741,71	168451,29
4	28703,07	94709,58	208804,93
5	28704,07	114095,36	246113,85
6	28705,07	132018,49	280607,89
7	28706,07	148589,40	312499,59
8	28707,07	163910,19	341985,41
9	28708,07	178075,22	369246,99
10	28709,07	191171,76	1328911,03
		1137739,26	

Fuente: Propia

Se interpola linealmente el VAN acumulado y se obtiene el tiempo de recuperación de la inversión, que es de 0,1105 años que equivale a 2 meses, el ahorro total de energía en términos de dinero es de 118648,49 USD al año

Con el valor del VAN positivo y con la relación de beneficio-costado de 1,5 (>1), se llega a la conclusión de que las propuestas de mejoras son económicamente viables.

CAPITULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

5.1. CONCLUSIONES.

- La auditoría energética es una herramienta importante para focalizar los puntos donde se desperdicie la energía y encontrar las medidas para obtener un aprovechamiento eficiente.
- La operación eficaz del sistema de generación de vapor y su mantenimiento adecuado representan una gran oportunidad para disminuir los insumos energéticos y sus costos de operación.
- Se ha determinado que la eficiencia de la caldera está dentro del rango nominal aceptable que permite el campo industrial donde la eficiencia de la caldera debe estar en un rango de 75 a 85 %.
- De los cálculos se determinó que una fuga en el sistema de distribución de vapor representa un valor significativo, y su identificación y evaluación permite tener una apreciación de la magnitud económica que representa para el hospital.
- La recuperación del vapor flash representa una alternativa de ahorro importante debido a que se evitaría realizar un gasto elevado correspondiente al 64,59% del costo total por año que tiene que realiza el hospital. Por lo tanto esta alternativa de ahorro es debidamente sustentada.
- La inversión que tendrá que tendría que realizar el hospital es mínima pues muchas de las materias primas se encuentran almacenadas en bodega y además como cuenta con la mano de obra calificada será necesario aplicar y poner en práctica lo recomendado.

- La falta de aislamiento térmico en las tuberías, que conducen vapor ocasiona, además de pérdidas de energía, otros tipos de problemas, tanto operativos como de seguridad laboral en el sitio de trabajo.
- El reparar las fugas de vapor trae como beneficio, por una parte, el ahorro de energía, dado que el vapor tiene un alto valor energético, y por otra parte, se deja de desperdiciar agua tratada, además que se reduce el riesgo laboral.
- La correcta operación de las trampas de vapor depende de varios factores, tales como: una buena selección del tipo de trampa y una correcta instalación, que el sistema no presente golpes de ariete y que exista un programa de mantenimiento adecuado, entre otras.
- Del análisis técnico económico se concluye que las oportunidades de ahorro de energía son económicamente factibles y viables.

5.2. RECOMENDACIONES.

- Por regla general, se debe colocar aislamiento térmico en todas aquellas tuberías cuyas temperaturas se encuentren por arriba de los 60°C, para reducir los riesgos laborales.
- El recolectar y aprovechar los condensados del vapor es una de las medidas más importantes en el mejoramiento del circuito de vapor, con esto se reduce el consumo de combustible en la caldera y se ahorra en el tratamiento químico del agua.
- Se sugiere el establecimiento de un programa de revisión para detectar oportunamente las trampas que fallan y poder repararlas. La inversión requerida es baja, por los beneficios económicos se vuelve una medida altamente rentable.
- Inspeccionar periódicamente el aislamiento para reemplazar o reparar los tramos dañados o deteriorados. En general, al menos una vez por año, debe realizarse esta inspección de las líneas de vapor.

5.3. BIBLIOGRAFÍA.

1. YUNUS CENGEL, "Termodinámica", Mc GRAW-HILL, 5ta Ed., 2002.
2. INCROPERA F., "Principios de Transferencia de Calor", Mc. GrawHILL, 4ta Ed., 1999.
3. KERN DONALD, "Procesos de transferencia de calor", Editorial Continental, 1999
4. JUAN G., MEJÍA A., WILLIAM OROZCO M., "Calderas de Vapor"; Instituto Tecnológico Metropolitano; Colombia; 2007
5. PALACIOS E. JOSÉ LUIS, "Auditoria energética de la caldera y el sistema de distribución de vapor de la planta de elaborados y embutidos de Pronaca"; Tesis E.P.N; 2009.
6. COMISIÓN NACIONAL PARA EL AHORRO DE ENERGÍA (CONAE); "Guía de vapor para la industria" México 2002.
7. AGENCIA DE LOS ESTADOS UNIDOS PARA EL DESARROLLO INTERNACIONAL (USAID), "Guía de buenas prácticas en eficiencia energética para sistemas de vapor"; USA; 2011
8. SPIRAX SARCO, "Design of fluid systems", Twelfth Edition. 2002.
9. ARMSTRONG, "Guía para la Conversión de Vapor en el Drenado de Condensados" Armstrong Internacional, 1998.
10. BLANK, L., TARQUIN A., "Ingeniería económica", 5ta edición, Mc Graw Hill, México, 2004
11. http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_industrial/tiposdecalderasindustriales/
12. <http://www.hcam.gob.ec>

ANEXO A

RESULTADOS DEL ANALISIS DE GASES 2011

MUNICIPIO DEL DISTRITO METROPOLITANO DE QUITO
DIRECCIÓN METROPOLITANA DE MEDIO AMBIENTE
CARACTERIZACIÓN ANUAL FÍSICO QUÍMICA
EMISIONES AL AIRE
No.: CAEA- [] - [] RAZ []

1. IDENTIFICACION DE LA MEDICION
1.1 Identificación de la fuente: [] 1.2 Año de presentación: 2011

2. DATOS GENERALES DEL REGULADO
2.1 Razón Social: IESS-HOSPITAL CARLOS ÁNDRADA MARIN 2.2 CIU O9520

3. DATOS GENERALES DEL LABORATORIO AMBIENTAL / ENTIDAD DE MUESTREO
3.1 Número de Registro: LEA-007 3.2 Nombre o Razón Social: EISMASTER CONSULTORES AMBIENTALES CIA. LT

4. DATOS GENERALES DE LA ENTIDAD DE SEGUIMIENTO
4.1 Número de Registro: 004R-ES 4.2 Nombre o Razón Social: AUDITORIA AMBIENTAL LTDA.

5. EMISIONES AL AIRE

5.1 Estado de la Fuente	5.2 Tipo fuente	5.3 potencia	5.4 unidad (hp, kW)	5.5 marca (hasta 15 caracteres)	5.6 número de serie (hasta 15 caracteres)	5.7 Tipo combustible
1	1	3287,5	hp	CLEAVER BROOKS	L-80545	2

Chimenea

5.8 Altura (m)	5.9 Diámetro (m)
22	0,4

6. INFORMACIÓN ADICIONAL DE LA FUENTE

6.1 Toneladas fundidas/hora (para hornos Cubiciles)	6.2 Ton. Métricas de H ₂ SO ₄ al 100% / año (para plantas productoras de H ₂ SO ₄)	6.3 Consumo mensual de combustible	6.4 Unidad (gal, kg)	6.5 Tiempo de funcionamiento (horas/semana)	6.6 Distancia (número de diámetros entre el puerto de muestreo y)	6.7 Última perturbación (m)	6.8 Siguiente perturbación (m)
		18600	gal	85	8,5		10

7. CARACTERIZACIÓN FÍSICO-QUÍMICA DE EMISIONES AL AIRE (la información debe ser reportada a 0°C y 1013 mbar)

Periodo de Medición

7.1 Parámetros de emisión	unidad	M1	M2	M1	M2	M1	M2	M1	M2	
7.1.1 monóxido de carbono	ppm	ND		10		51		29		
7.1.2 dióxido de azufre	ppm	132		144		205		116		
7.1.3 óxidos de nitrógeno	ppm	125		111		103		98		
7.1.4 partículas	g/m ³ de gas seco	0,0363		0,0161		0,0194		0,00		
7.2 Información adicional de emisión al aire										
7.2.1 flujo de gas seco	m ³ /h	1733,91		1292,01		2192,97		970,75		
7.2.2 temperatura de la chimenea	°C	200,80		232,2		216,40		224,3		
7.2.3 porcentaje de oxígeno	%	4,61		6,12		2,45		5,26		
7.2.4 porcentaje de dióxido de carbono	%	12,25		11,04		13,86		11,63		
7.2.5 número de humo		2		2		1		6		
7.2.6 velocidad promedio de los gases	m/s	9,19		7,61		12,51		5,95		
7.2.7 humedad del gas	%	2,09		1,15		1,38		0,99		
7.2.8 volumen del muestreo	m ³	0,46		0,46		0,48		0,44		
7.2.9 tiempo de muestreo	min	40		40		32		40		
7.2.10 diámetro interior de la boquilla de succión	mm	9,52		9,52		9,52		9,52		
7.2.11 presión barométrica	mmHg	539,59		539,59		539,59		539,59		
7.2.12 presión estática medida al interior de la chimenea	mmHg	539,68		539,64		539,62		539,60		
7.2.13 presión dinámica medida al interior de la chimenea	mmHg	540,80		541,06		541,05		541,05		
7.2.14 peso material particulado	g	0,03627		0,00774		0,00923		0,00210		
7.3 Número de Puntos muestreados		8		8		8		8		
7.4 FECHA DE MUESTREO (aaaa/mm/dd)		24/02/2011		30/05/2011		25/08/2011		19/10/2011		

<p>8. Nombre, firma del Representante legal y sello del Establecimiento Hospital "Carlos Andrade Marín" Econ. María Sol Larrea Sánchez MPH Hora: [] h [] m</p>	<p>9. Firma y sello del Laboratorio Ambiental responsable EISMASTER CONSULTORES AMBIENTALES CIA. LTDA. Dr. Flavio Surasnavas Responsable Técnico</p>	<p>10. Firma y sello del responsable en la Entidad de Seguimiento: 30 NOV 2011 Carlos Huidobro Fecha de recepción (aaaa/mm/dd): 03/11/2011</p>
--	--	--

Form AA08 Caracterización Anual Físico Química Emisiones al Aire (El espacio sombreado es de uso exclusivo de la Entidad de Seguimiento)



CHAVEZSOLUTIONS AMBIENTALES Cía. Ltda.
LABORATORIO Y CONSULTORES AMBIENTALES



EISMASTER CÍA. LTDA.
CONSULTORES AMBIENTALES



LABORATORIO DE ENSAYO ACREDITADO POR EL
ORGANISMO PERUANO DE ACREDITACIÓN INDECOPI-SNA
CON REGISTRO No LE-059

LABORATORIOS DE ENSAYOS N° OAE LE 2C 06-001

EMPRESA:		HOSPITAL CARLOS ANDRADE MARIN	
SOLICITADO POR:	Ing. Jaime Sanjaquin	EQUIPO:	CALDERO 1
DIRECCIÓN:	16 de Septiembre y Ayacucho	FUENTE FLUJA:	Quemador
TELÉFONO:	2662636	CAPACIDAD TEORICA:	3287,5 HP
CÓDIGO DE INFORME:	HCA-01-04	CARGA DE OPERACIÓN:	---
FECHA DE MONITOREO:	19/10/2011	COMBUSTIBLE:	Fuel Oil #2
FECHA DE INFORME:	27/10/2011	SERIE / MARCAÑO:	CLEAVER BROOKS
MONITOREADO POR:	XCU	MONITOREO N°:	---
ELABORADO POR:	ACHE	COORDENADAS GPS:	---

INFORME DE CARACTERIZACIONES GASEOSAS

CONDICIONES AMBIENTALES	
T (°C)	16
HR (%)	32

Parámetro	Unidad	U	LC	Método	Monitoreos					
					1ro	2do	3ro	4to	5to	6to
Flujo de gas seco*	m ³ /h	---	---	USEPA M1, MBR	24/02/2011	30/05/2011	25/06/2011	19/10/2011	---	---
Temperatura*	°C	---	---	PEUE/BS/05	1738,9	1252,0	2193,0	970,8	---	---
Oxígeno	%	10,00	0,51-16,31	PEUE/BS/05	200,6	232,2	216,4	224,3	---	---
CO2*	%	---	---	PEUE/BS/05	4,81	6,12	2,45	5,26	---	---
CO	ppm	15,00	7-1075	PEUE/BS/05	12,25	11,04	13,86	11,63	---	---
SO2	ppm	25,00	10,06-1554	PEUE/BS/05	ND	10	51	29	---	---
NOx*	ppm	---	---	PEUE/BS/05	132	144	205	178	---	---
NO	ppm	27,00	15-1520	PEUE/BS/05	125	111	103	98	---	---
NO2	ppm	10,00	10,4-100,6	PEUE/BS/05	ND	ND	ND	ND	---	---
MP	g/m ³ gas seco	13,8938	0,017-0,8	PEUE/BS/05	0,0363	0,0161	0,0164	0,0340	---	---
NH ³ *	#	---	---	ASTM D169-83T	2	2	1	6	---	---

CARGAS CONTAMINANTES CALCULADAS A:	
10T3	mbar
7	% O2

CARGAS CONTAMINANTES								
Parámetro	Unidad	Norma**	1ro	2do	3ro	4to	5to	6to
CO	mg/m ³ gas	250	ND	12	48	27	---	---
SO2	mg/m ³ gas	1650	322	387	442	250	---	---
NOx	mg/m ³ gas	500	219	215	159	162	---	---
MP	mg/m ³ gas	150	33,78	16,54	15,97	3,28	---	---

Dr. Flavio Suastriavas
Responsable Técnico

MCE/IS/22.02
Revisión 3

ANEXO B

**TABLAS PARA DETERMINAR PÉRDIDAS DE CALOR EN
TUBERIA DE SIN AISLAMIENTO (CONAE).**

ANEXO B1.

Pérdida de calor en la tubería de 6 pulgadas (sin aislamiento).

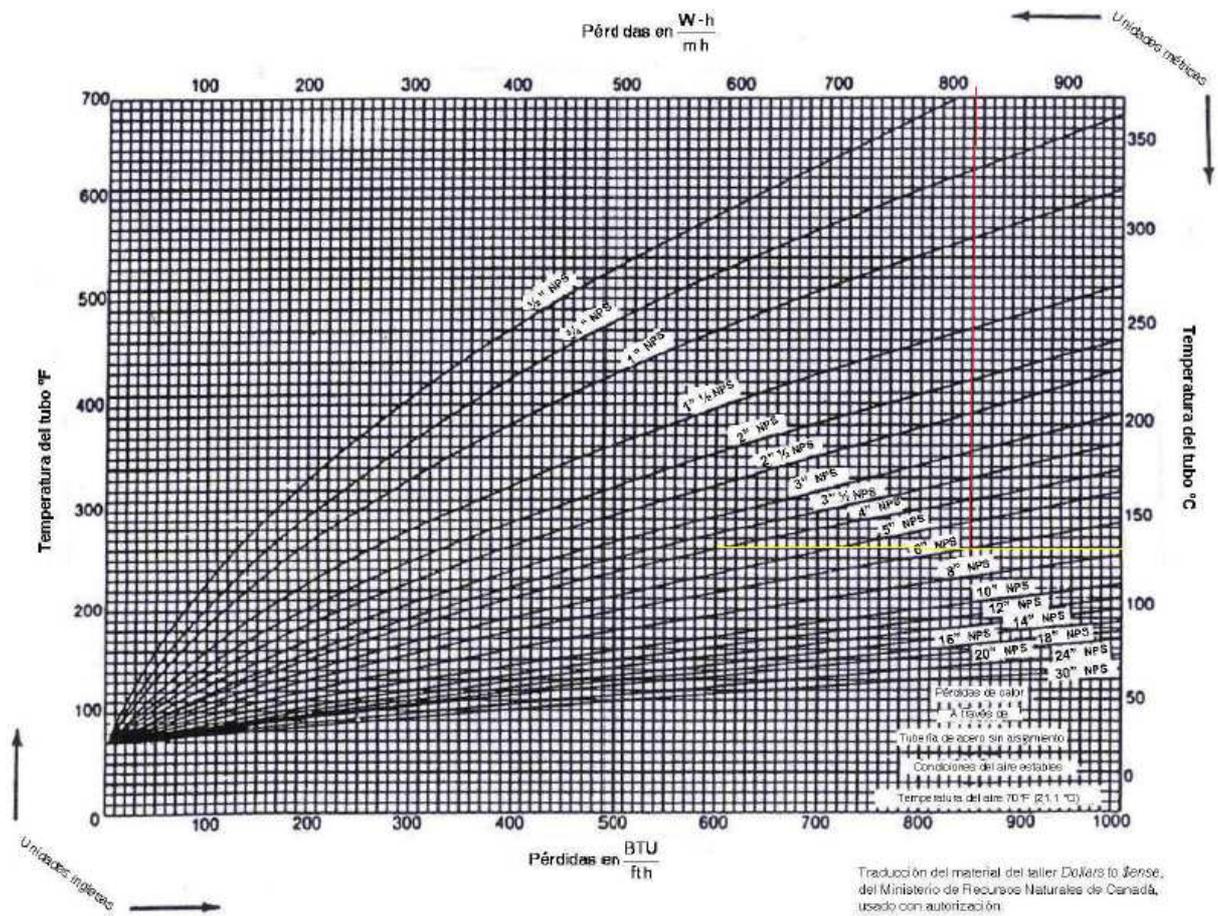


Figura 3.1. Pérdidas de calor para tubería de acero sin aislamiento.⁶¹

Se halla el valor de F para luego calcular Q en kW.

$$Q = F * L$$

$$Q = 816,67 * 0,25$$

$$Q = 204,17 W$$

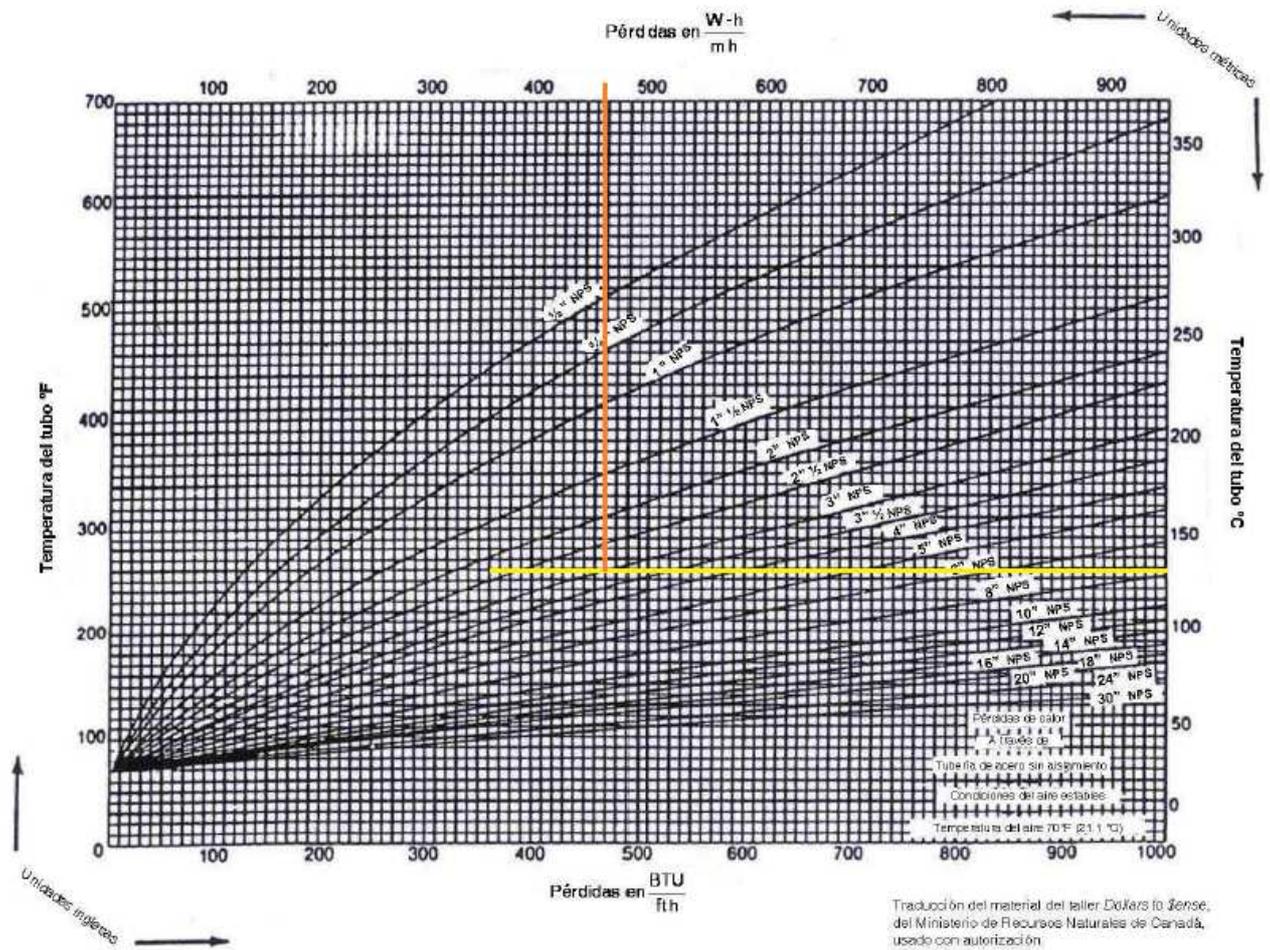
⁶¹ <http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/3856/2/Estimaciondepérdidasdeenergiatermica.pdf>

$$Q = 0,20 \text{ KW}$$

TUBERÍA DE 6 PULGADAS SIN AISLAMIENTO					
Tramo	Longitud (m)	Diámetro (in)	Espesor del aislamiento (mm)	F (Wh/m)	Q (KW)
b - c	0,25	6	0	816,67	0,20
Longitud total	0,25			TOTAL	0,20

ANEXO B2.

Pérdida de calor en la tubería de 3 pulgadas (sin aislamiento).



Hallado el valor de F, calcular Q en kW.

$$Q = F * L$$

$$Q = 458,33 * 0,3$$

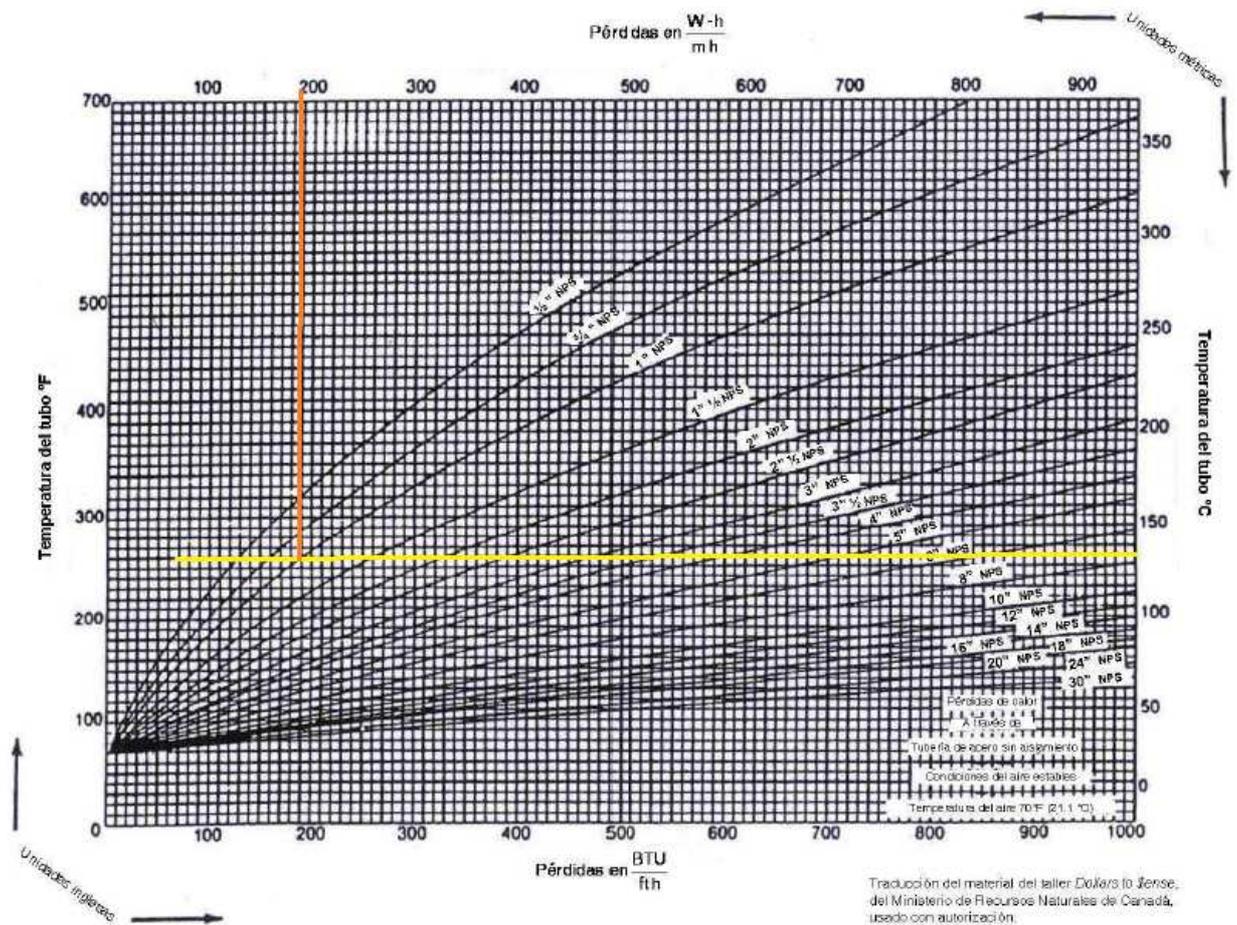
$$Q = 137,499 W$$

$$Q = 0,14 KW$$

TUBERÍA DE 3 PULGADAS SIN AISLAMIENTO					
Tramo	Longitud (m)	Diámetro (in)	Espesor del aislamiento (mm)	F (Wh/m)	Q (KW)
5 - 6	0,3	3	0	458,33	0,14
7 - 8	0,3	3	0	458,33	0,14
9 - 10	0,15	3	0	458,33	0,07
40 - 41	0,75	3	0	458,33	0,34
41 - 42	0,15	3	0	458,33	0,07
42 - 43	0,65	3	0	458,33	0,30
39 - 44	0,3	3	0	458,33	0,14
45 - 46	0,8	3	0	458,33	0,37
47 - 48	0,8	3	0	458,33	0,37
50 - 51	0,8	3	0	458,33	0,37
3' - 4'	0,15	3	0	458,33	0,07
5' - 6'	1,35	3	0	458,33	0,62
7' - 8'	0,3	3	0	458,33	0,14
9' - 10'	0,4	3	0	458,33	0,18
13' - 14'	0,15	3	0	458,33	0,07
15' - 16'	0,45	3	0	458,33	0,21
16' - 17'	0,25	3	0	458,33	0,11
18' - 19'	1,3	3	0	458,33	0,60
21' - 22'	0,15	3	0	458,33	0,07
22' - 23'	2,75	3	0	458,33	1,26
24' - 25'	0,25	3	0	458,33	0,11
42' - 43'	2	3	0	458,33	0,92
43' - 44'	1,6	3	0	458,33	0,73
44' - 45'	2,9	3	0	458,33	1,33
43' - 46'	4,25	3	0	458,33	1,95
46' - 47'	0,15	3	0	458,33	0,07
47' - 48'	1,5	3	0	458,33	0,69
49' - 50'	0,9	3	0	458,33	0,41
Longitud total	25,8			TOTAL	11,82

ANEXO B3.

Pérdida de calor en la tubería de 1 pulgadas (sin aislamiento).



Hallado el valor de F, calcular Q en kW.

$$Q = F * L$$

$$Q = 191,67 * 1,4$$

$$Q = 268,34 W$$

$$Q = 0,27 KW$$

TUBERÍA DE 1 PULGADA SIN AISLAMIENTO					
Tramo	Longitud (m)	Diámetro (in)	Espesor del aislamiento (mm)	F (Wh/m)	Q (KW)
27' - 28'	1,4	1	0	191,67	0,27
29' - 30'	0,8	1	0	191,67	0,15
31' - 32'	0,8	1	0	191,67	0,15
33' - 34'	0,8	1	0	191,67	0,15
35' - 36'	0,8	1	0	191,67	0,15
37' - 38'	0,8	1	0	191,67	0,15
Longitud total	5,4			TOTAL	1,04

ANEXO C

Tabla de flujo de vapor en orificios descargados a la atmosfera.

Tabla de flujo de vapor dependiendo del diámetro de fuga⁶².

Table 17: Steam Flow through Orifices Discharging to Atmosphere													
Steam flow, lb/h, when steam gauge pressure is													
Diameter (Inches)	2 psi	5 psi	10 psi	15 psi	25 psi	50 psi	75 psi	100 psi	125 psi	150 psi	200 psi	250 psi	300 psi
1/32	.31	.47	.58	.70	.94	1.53	2.12	2.7	3.3	3.9	5.1	6.3	7.4
1/16	1.25	1.86	2.3	2.8	3.8	6.1	8.5	10.8	13.2	15.6	20.3	25.1	29.8
3/32	2.81	4.20	5.3	6.3	8.45	13.8	19.1	24.4	29.7	35.1	45.7	56.4	67.0
1/8	4.5	7.5	9.4	11.2	15.0	24.5	34.0	43.4	52.9	62.4	81.3	100	119
5/32	7.8	11.7	14.6	17.6	23.5	38.3	53.1	67.9	82.7	97.4	127	156	186
3/16	11.2	16.7	21.0	25.3	33.8	55.1	76.4	97.7	119	140	183	226	268
7/32	15.3	22.9	28.7	34.4	46.0	75.0	104	133	162	191	249	307	365
1/4	20.0	29.8	37.4	45.0	60.1	98.0	136	173	212	250	325	401	477
9/32	25.2	37.8	47.4	56.9	76.1	124	172	220	268	316	412	507	603
5/16	31.2	46.6	58.5	70.3	94.0	153	212	272	331	390	508	627	745
11/32	37.7	56.4	70.7	85.1	114	185	257	329	400	472	615	758	901
3/8	44.9	67.1	84.2	101	135	221	306	391	476	561	732	902	1073
13/32	52.7	78.8	98.8	119	159	259	359	459	559	659	859	1059	1259
7/16	61.1	91.4	115	138	184	300	416	532	648	764	996	1228	1460
15/32	70.2	105	131	158	211	344	478	611	744	877	1144	1410	1676
1/2	79.8	119	150	180	241	392	544	695	847	998	1301	1604	1907

⁶² SPIRAX SARCO, 1992, "Design of Fluid Systems", Allentown, pp.57

ANEXO D

Catálogos de trampas.

Tablas para determinar el flujo de condensado de cada trampa de vapor.

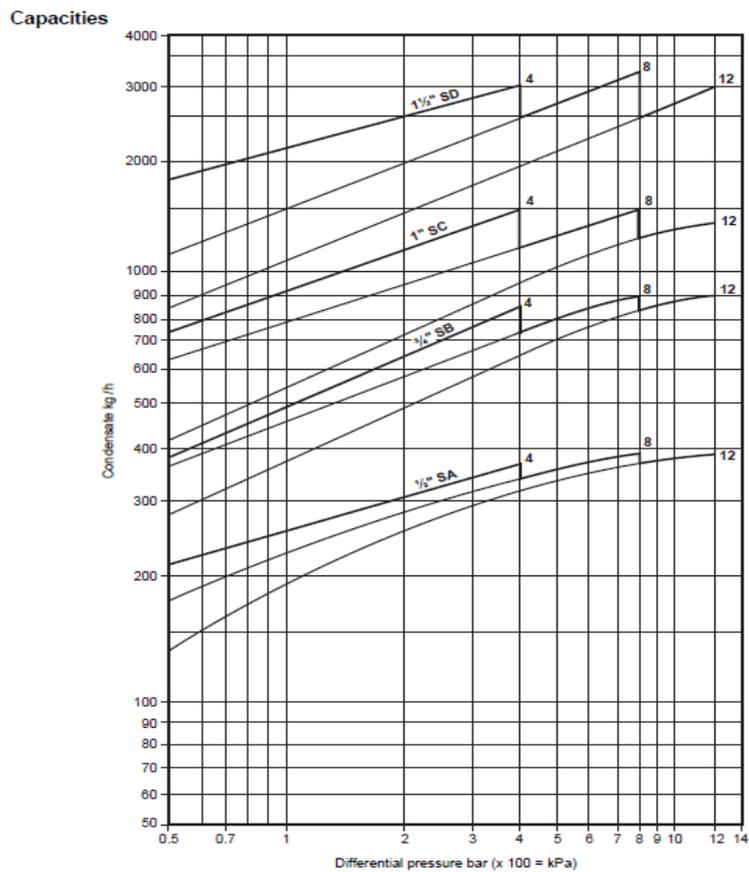
HOFMAN SPECIALTY SERIE B (#6, 1'')⁶³

Differential Pressure psig (bar)																			
Series	Orifice Size In (mm)	Seat Pressure psi (bar)	1/2	1	2	5	10	15	20	30	40	50	60	75	100	125	180	200	250
			(.035)	(0.07)	(0.14)	(0.35)	(0.69)	(1.0)	(1.4)	(2.1)	(2.8)	(3.5)	(4.2)	(5.2)	(6.9)	(8.6)	(12.4)	(13.8)	(17)
Capacity lbs./hr. (kg/hr.)																			
B3	.500	15	1450	1850	2300	3050	3700	4100	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	(12.7)	(1.0)	(658)	(839)	(1043)	(1383)	(1678)	(1860)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	.375	30	720	980	1340	2020	2760	3300	3750	4470	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	(9.53)	(2.1)	(327)	(435)	(608)	(916)	(1252)	(1497)	(1701)	(2028)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	.281	75	500	680	915	1370	1860	2200	2500	2980	3370	3720	4050	4460	-	-	-	-	-
	(7.14)	(5.2)	(227)	(308)	(415)	(621)	(762)	(998)	(1134)	(1352)	(1529)	(1687)	(1837)	(2023)	-	-	-	-	-
	.250	125	435	590	800	1200	1630	1950	2220	2665	3020	3325	3600	3970	4540	5000	-	-	-
	(6.35)	(8.6)	(197)	(268)	(363)	(544)	(739)	(885)	(1007)	(1209)	(1370)	(1508)	(1633)	(1801)	(2059)	(2268)	-	-	-
	.219	180	300	415	570	870	1190	1440	1640	1970	2250	2490	2690	2960	3400	3790	4440	-	-
	(5.56)	(10.4)	(136)	(188)	(259)	(395)	(540)	(653)	(744)	(894)	(1021)	(1129)	(1220)	(1343)	(1542)	(1719)	(2014)	-	-
.188	250	256	355	485	740	1010	1210	1390	1675	1900	2100	2285	2535	2890	3200	3780	3980	4340	
(4.78)	(17)	(116)	(161)	(220)	(336)	(458)	(549)	(631)	(760)	(862)	(953)	(1036)	(1150)	(1311)	(1452)	(1715)	(1805)	(1969)	
B4	.625	15	2382	2991	3755	5071	6366	7272	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	(16)	(1.0)	(1080)	(1357)	(1703)	(2300)	(2888)	(3300)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	.5	30	1565	2053	2693	3855	5056	5926	6633	7774	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	(12.7)	(2.1)	(710)	(931)	(1222)	(1749)	(2293)	(2688)	(3009)	(3526)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	.375	75	825	1137	1568	2396	3302	3983	4550	5489	6271	6953	7566	8389	-	-	-	-	-
	(9.53)	(5.2)	(374)	(516)	(711)	(1087)	(1498)	(1798)	(2064)	(2490)	(2845)	(3154)	(3432)	(3805)	-	-	-	-	-
	.344	125	780	1067	1459	2205	3015	3621	4122	4950	5636	6233	6767	7484	8522	9424	-	-	-
	(7.7)	(8.6)	(354)	(484)	(662)	(1000)	(1377)	(1642)	(1870)	(2245)	(2556)	(2827)	(3069)	(3395)	(3866)	(4275)	-	-	-
	.281	180	522	719	991	1516	2089	2521	2881	3476	3971	4403	4791	5313	6070	6732	7970	-	-
	(7.14)	(10.4)	(237)	(326)	(450)	(688)	(948)	(1144)	(1307)	(1577)	(1801)	(1997)	(2173)	(2410)	(2753)	(3054)	(3615)	-	-
.25	250	389	543	759	1180	1649	2005	2303	2801	3218	3583	3913	4357	5006	5574	6646	6993	7787	
(6.35)	(17)	(176)	(246)	(344)	(535)	(748)	(909)	(1045)	(1271)	(1460)	(1625)	(1775)	(1976)	(2270)	(2528)	(3015)	(3172)	(3532)	

	Trampa 1	Trampa 2	Trampa 3	Trampa 4	Trampa 5
Hoffman Specialty serie B	1"	1"	1"	1"	1"
P ingreso (Psi)	80	80	80	80	80
P descarga(Psi)	6	6	6	6	6
Descarga de condensado (Kg/h)	1150	1150	1150	1150	1150

⁶³ <http://completewatersystems.com/wp-content/uploads/2011/04/HS900-B3B4.pdf>

Spirax Sarco serie S (1/2", 5planchadoras); (3/4", 1 secadora); (1", planchadora de rodillo)⁶⁴



	Trampa 9	Trampa 11	Trampa 12	Trampa 16	Trampa 17	Trampa 18	Trampa 19	Trampa 20
Spirax Sarco serie S	1"	3/4"	3/4"	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"
P ingreso (Psi)	80	80	80	80	80	80	80	80
P descarga (Psi)	4	3	4	4	4	4	4	4
Descarga de condensado (Kg/h)	1250	800	800	370	370	370	370	370

⁶⁴ http://www.spiraxsarco.com/pdfs/TT/p077_03.pdf

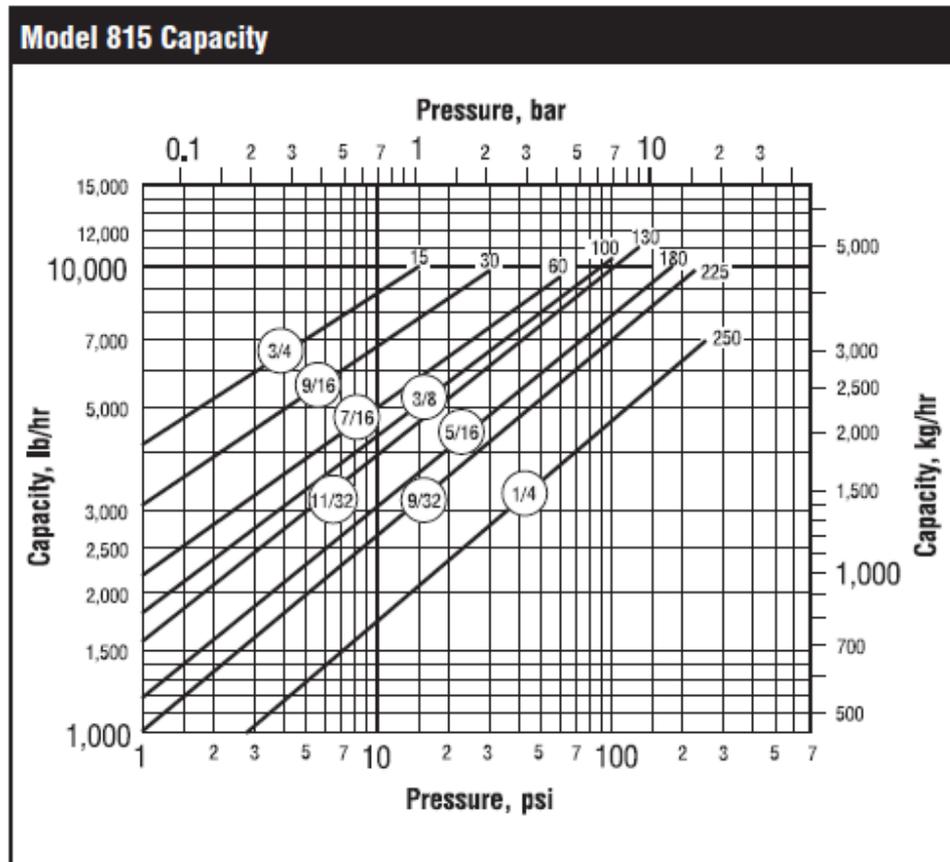
Watson McDaniel modelo 1032 (1", 3 trampas tanque de agua caliente, 1 trampa planchadora de rodillo 2)⁶⁵

CAPACITIES – Condensate (lbs/hr)																					
Model	Pipe Size	Orifice Size	PMO (PSIG)	Differential Pressure (PSI)																	
				1/4	1/2	1	2	5	10	15	20	30	50	60	70	80	100	125	150	180	200
1031	1/2", 3/4"	3/16"	20	139	200	270	340	450	560	640	690										
	1/2", 3/4"	1/8"	80	75	115	150	190	300	350	400	440	500	580	635	660	690					
1041	1/2", 3/4"	7/64"	125	50	80	100	145	240	280	320	350	410	490	520	560	580	640	680			
1031S*	1/2", 3/4"	#38	150	35	50	75	105	150	250	280	300	350	400	420	450	470	500	550	570		
1032	1/2", 3/4", 1"	1/4"	15	191	300	450	590	830	950	1060											
	1/2", 3/4", 1"	3/16"	30	150	235	325	410	530	700	820	880	1000									
	1/2", 3/4", 1"	5/32"	70	85	145	220	275	380	500	560	620	710	840	900	950						
	1/2", 3/4", 1"	1/8"	125	70	110	160	210	285	375	440	485	560	670	720	780	800	860	950			
	1/2", 3/4", 1"	7/64"	200	45	75	110	145	205	265	315	350	410	500	550	580	620	650	700	810	840	860
	1/2", 3/4", 1"	#38	250	15	40	80	105	155	205	240	270	320	400	500	530	550	580	630	660	690	710
1042	1/2", 3/4"	1/4"	15	191	300	450	590	830	950	1060											
	1/2", 3/4"	3/16"	30	150	235	325	410	530	700	820	880	1000									
	1/2", 3/4"	5/32"	70	85	145	220	275	380	500	560	620	710	840	900	950						

	Trampa 6	Trampa 7	Trampa 8	Trampa 10
Watson McDaniel	1"	1"	1"	1"
P ingreso	80	80	80	80
P descarga	6	6	6	4
D. condensado (Kg/h)	950	950	950	800

⁶⁵ <http://www.dominion.com.mx/web/catalogosMarcas/catalogoWatson/catalogosWatson/WatsonCatalog2010.pdf>

Armstrong serie 815 3/4" Secadoras (#3)⁶⁶



	Trampa 13	Trampa 14	Trampa 15
Armstrong 815	3/4"	3/4"	3/4"
P ingreso (Psi)	80	80	80
P descarga (Psi)	3	3	3
Descarga de condensado (Kg/h)	1200	1200	1200

⁶⁶ <http://www.armstronginternational.com/files/common/allproductscatalog/series814-816.pdf>

ANEXO E

Valores de revaporizado producido por cada trampa de vapor que no es recuperado.

Valores de vapor flash real producido por cada trampa de vapor que no es recuperado.

Trampa	Equipo	Conexión	hf alto (KJ/Kg)	hf bajo (KJ/Kg)	hfg bajo (KJ/Kg)	hfg (KJ/Kg)	Porcentaje de vapor flash (%)	Condensado nominal (Kg/h)	Vapor flash nominal (Kg/h)	Porcentaje de operación (%)	Vapor flash real (Kg/h)
Trampa 1	Tanque de agua caliente 1	1"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	690	55,78	0,6	33,47
Trampa 2	Tanque de agua caliente 1	1"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	690	55,78	0,6	33,47
Trampa 3	Tanque de agua caliente 1	1"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	690	55,78	0,6	33,47
Trampa 4	Tanque de agua caliente 1	1"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	690	55,78	0,6	33,47
Trampa 5	Tanque de agua caliente 2	1"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	230	18,59	0,2	3,72
Trampa 6	Tanque de agua caliente 2	1"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	190	15,36	0,2	3,07
Trampa 7	Tanque de agua caliente 2	1"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	190	15,36	0,2	3,07
Trampa 8	Tanque de agua caliente 2	1"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	190	15,36	0,2	3,07
Trampa 9	Planchadora de rodillo 1	1"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	1125	90,94	0,9	81,85
Trampa 10	Planchadora de rodillo 2	1"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	720	58,20	0,9	52,38

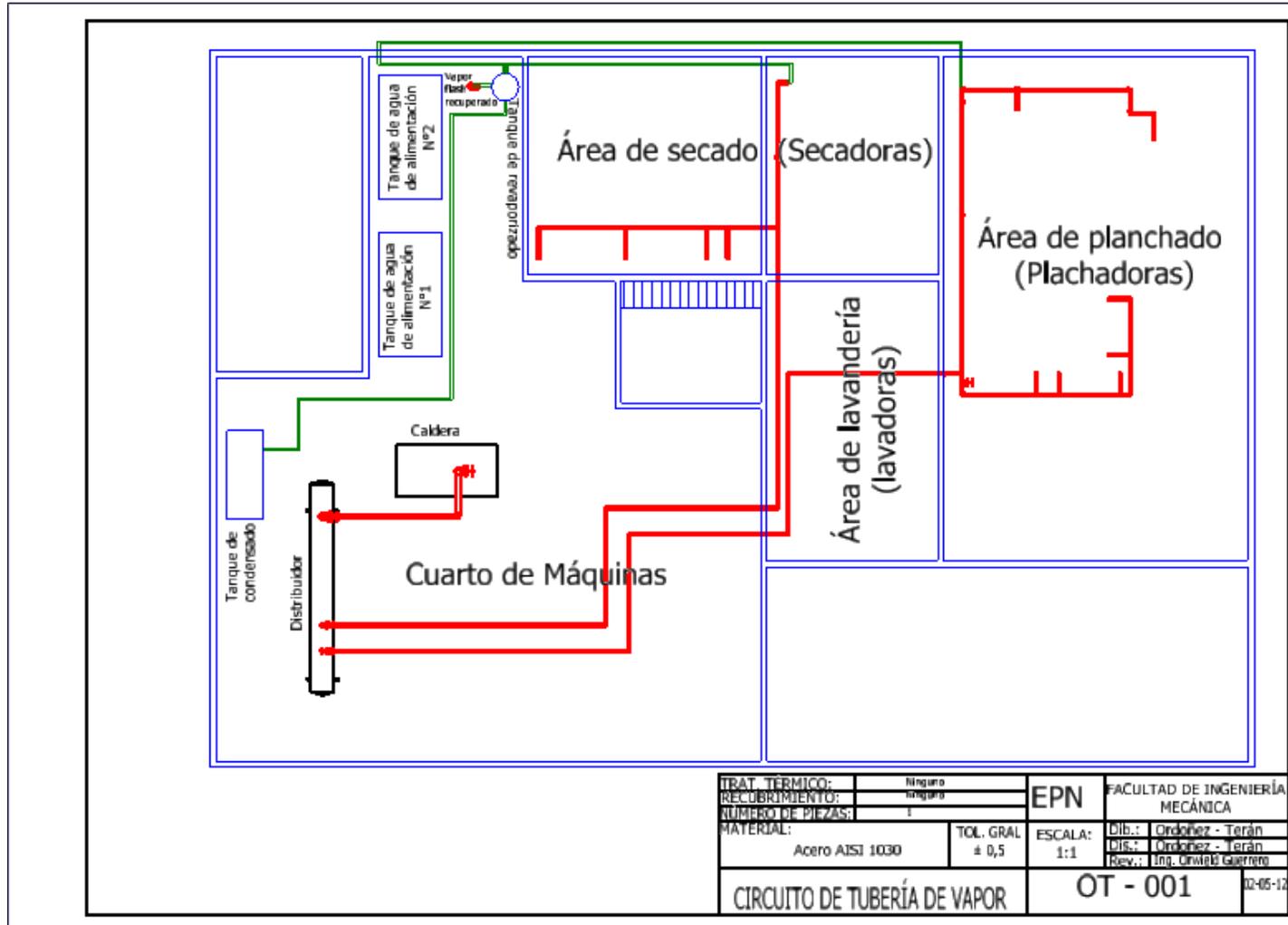
.....

Trampa 11	Tanque de condensado	3/4"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	640	51,74	0,8	41,39
Trampa 12	Secadora 1	3/4"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	2200	177,84	0,8	142,27
Trampa 13	Secadora 2	3/4"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	2200	177,84	0,8	142,27
Trampa 14	Secadora 3	3/4"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	2200	177,84	0,8	142,27
Trampa 15	Secadora 4	3/4"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	296	23,93	0,8	19,14
Trampa 16	Planchadora tipo prensa 1	1/2"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	222	17,95	0,6	10,77
Trampa 17	Planchadora tipo prensa 2	1/2"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	222	17,95	0,6	10,77
Trampa 18	Planchadora tipo prensa 3	1/2"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	222	17,95	0,6	10,77
Trampa 19	Planchadora tipo prensa 4	1/2"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	222	17,95	0,6	10,77
Trampa 20	Planchadora tipo prensa 5	1/2"	665,93	486,99	2213,6	901,4	0,08	222	17,95	0,6	10,77
										TOTAL	822,21

ANEXO F

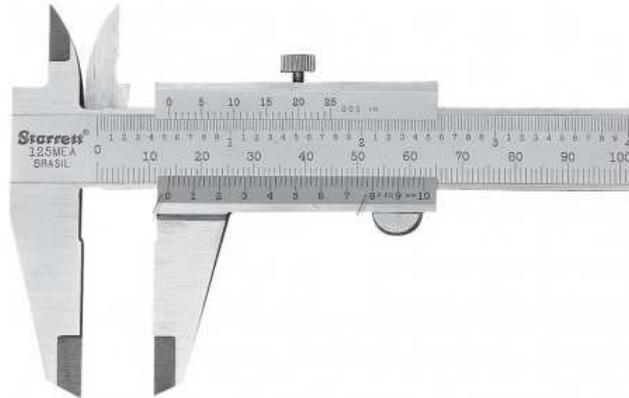
Ubicación del tanque de recuperación de revaporizado (vapor flash).

Plano de ubicación del tanque recuperación de vapor flash.



ANEXO G

Instrumentos de medición.

Calibrador.⁶⁷

El calibre, también denominado cartabón de corredera o pie de rey, es un instrumento para medir dimensiones de objetos relativamente pequeños, desde centímetros hasta fracciones de milímetros ($1/10$ de milímetro, $1/20$ de milímetro, $1/50$ de milímetro).

En la escala de las pulgadas tiene divisiones equivalentes a $1/16$ de pulgada, y, en su nonio, de $1/128$ de pulgadas.

Consta de una "regla" con una escuadra en un extremo, sobre la cual se desliza otra destinada a indicar la medida en una escala. Permite apreciar longitudes de $1/10$, $1/20$ y $1/50$ de milímetro utilizando el nonio.

Mediante piezas especiales en la parte superior y en su extremo, permite medir dimensiones internas y profundidades.

Posee dos escalas: la inferior milimétrica y la superior en pulgadas.

⁶⁷ <http://metrologia.fullblog.com.ar/calibre-pie-de-rey-711224354220.html>

Flexómetro.⁶⁸

El flexómetro es un instrumento de medición el cual es coincido con el nombre de cinta métrica, con la particularidad de que está construido por una delgada cinta metálica flexible, dividida en unidades de medición, y que se enrolla dentro de una carcasa metálica o de plástico.

En el exterior de esta carcasa se dispone de un sistema de freno para impedir el enrollado automático de la cinta, y mantener fija alguna medida precisa de esta forma. Se suelen fabricar en longitudes comprendidas entre uno y cinco metros.

La cinta metálica está subdividida en centímetros y milímetros enfrente de escala se encuentra otra escala en pulgadas.

⁶⁸ <http://flexometro.galeon.com/>

Pirómetro.⁶⁹

Los pirómetros son aparatos idóneos para realizar mediciones de precisión de temperaturas sin contacto. Gracias a su mecanismo óptico, estos pirómetros son una herramienta segura para medir temperaturas con precisión. Los pirómetros infrarrojos están especialmente indicados para aplicaciones en las que no se pueden utilizar los sensores convencionales. Este es el caso de objetos en movimiento o lugares de medición donde se requiere una medición sin contacto debido a posibles contaminaciones u otras influencias negativas.

⁶⁹ <http://www.pce-iberica.es/instrumentos-de-medida/metros/pirometros.htm>

Estetoscopio.⁷⁰

Estetoscopio, también llamado fonendoscopio, es un aparato acústico usado en medicina, para la auscultación o para oír los sonidos internos.

Está constituido por dos tubos de goma que terminan en dos olivas que se adaptan al oído y además dichos tubos enlazan con otro que contiene un diafragma y una campana los cuales amplifican los sonidos de auscultación.

⁷⁰ <http://es.wikipedia.org/wiki/Estetoscopio>

ANEXO H

Fotografías de mediciones y observaciones



Medición de la longitud de la caldera



Medición de la longitud de la tubería con aislante del distribuidor



Medición de la longitud de la tubería con aislante dañado



Medición de la longitud de la tubería sin aislante



Medición de la longitud de la tubería sin aislante



Medición de la longitud de la tubería con aislante dañado



Medición del estado de funcionamiento de la trampa mediante un estetoscopio



Medición del estado de funcionamiento de la trampa mediante un estetoscopio



Cuarto de máquinas