

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

**FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA Y
AGROINDUSTRIA**

**DIAGNÓSTICO Y MEJORAMIENTO ENERGÉTICO TÉRMICO
EN LA FÁBRICA EXTRACTORA DE ACEITE
PALMERAS DEL ECUADOR S.A.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIERA QUÍMICA**

**JULIA NATALY JIMÉNEZ ROMERO
tefajr@hotmail.com**

**DIRECTORA: ING. LUCÍA MARGARITA MONTENEGRO AGUAS
lucia.montenegro@hotmail.com**

Quito, enero 2015

© Escuela Politécnica Nacional (2015)
Reservados todos los derechos de reproducción

DECLARACIÓN

Yo, Julia Nataly Jiménez Romero, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Julia Nataly Jiménez Romero

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por la Srta. Julia Nataly Jiménez Romero, bajo mi supervisión.

Lucía Margarita Montenegro Aguas
DIRECTORA DE PROYECTO

AUSPICIO

La presente investigación contó con el auspicio financiero de la empresa PALMERAS DEL ECUADOR S.A.

AGRADECIMIENTOS

A mis papis, Bernardo y Naty, ya que no me alcanzará la vida para agradecer todo lo que han hecho por mí, su amor y sacrificio. Les amo.

A mis hermanos: Richard, Erick y Santiago, porque a pesar de los buenos y malos momentos que hemos pasado, siempre han demostrado su cariño y apoyo.

A la Ing. Lucía Montenegro, por su incansable labor y extraordinaria paciencia, y especialmente porque más que una directora, fue una amiga.

A todas las personas de Palmeras del Ecuador, Ing. Panchi, Ing. Beltrán, Ing. Trujillo, Ing. Sarango, entre otras; quienes me brindaron todo el apoyo y apertura, para poder desarrollar el presente proyecto.

A Luis, por haber estado junto a mí en todo momento, por tan gratos recuerdos, y especialmente por siempre haber apoyado todos mis sueños y nunca dejar que me rindiera; esto no lo hubiera logrado sin ti.

A mis muchachillas: Jiraf, Rove, Vale, Karen, Fresia y Lore, por tantos años de amistad, por estar en las buenas y en las malas, y sobretodo porque más que amigas son mis hermanas de vida.

A Stalin, por ser mi amigo incondicional, quien siempre me escuchó y estuvo ahí para mí, y cuya amistad es muy valiosa para mí.

A Pauli, mi amiga, compinche y confidente durante todos estos años; porque la carrera no hubiera sido tan memorable de no haber contado contigo a mi lado.

A Oscar, por los momentos compartidos y las palabras de ánimo que siempre me motivaron a ser mejor y creer que todo es posible.

A Majito, por su amistad sincera y por las innumerables charlas en las que compartimos penas y frustraciones, pero de las cuales siempre sacamos esa fuerza para seguir adelante y cumplir la meta. Lo logramos!

A mis Sotes: Carlitos y Rodolfo por haberme acompañado y ayudado a lo largo de la carrera, y fuera de ella.

A mis amigos Carlitos A., Katty, Cris, Dieguito, Majo, Chiflo, Andresito y todos quienes fueron parte de mi vida universitaria, gracias por su amistad y todos los momentos compartidos.

DEDICATORIA

A mis papis, que con su amor y ejemplo me enseñaron que nada es imposible,
solo se debe luchar. Este trabajo es por y para ustedes!

A mis sobrinos: Josué, Karen y Junior, que con su cariño, dulzura y ocurrencia,
alegran mis días.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

	PÁGINA
RESUMEN	xix
INTRODUCCIÓN	xxii
1 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	1
1.1 Descripción general de la empresa	1
1.1.1 Materia prima	2
1.1.1.1 Palma <i>Elaeis Guineensis</i>	2
1.1.1.2 Palma Híbrida (<i>Elaeis Oleífera x Elaeis Guineensis</i>)	2
1.1.1.3 Racimos de fruta fresca	3
1.1.2 Proceso de extracción de aceite de palma y palmiste	5
1.1.2.1 Recepción de materia prima	6
1.1.2.2 Esterilización	7
1.1.2.3 Desfrutado	8
1.1.2.4 Extracción	9
1.1.2.5 Clarificación	10
1.1.2.6 Desfibrado	11
1.1.2.7 Palmistería	11
1.1.2.8 Prensado almendra	12
1.1.2.9 Generación de vapor y potencia	12
1.2 Sistemas de producción y distribución de vapor	14
1.2.1 Sistemas de producción de vapor	14
1.2.1.1 Tanque de alimentación	14
1.2.1.2 Calderas	15
1.2.2 Sistemas de distribución de vapor	17
1.2.2.1 Generación de energía eléctrica (potencia)	17
1.2.2.2 Esterilización	20
1.2.2.3 Palmistería	23
1.3 Auditoria energética en la generación de vapor	25
1.3.1 Mediciones de condiciones del medio ambiente	26
1.3.2 Balance de masa	26
1.3.3 Análisis energético de los generadores térmicos	27
1.3.3.1 Eficiencia energética	27
1.3.3.2 Pérdidas energéticas en calderas	30
1.3.4 Análisis energético de los equipos consumidores de vapor.	34
1.3.4.1 Balance de energía del equipo	34
1.3.5 Análisis energético de los sistemas de distribución de energía.	35
1.4 Métodos de ahorro energético	39
1.4.1 Medidas de ahorro en los equipos de generación de energía	40
1.4.1.1 Control de la eficiencia de combustión	40
1.4.1.2 Minimización de pérdidas por paredes	41
1.4.2 Ahorro energético por recuperación de condensados	42

1.4.2.1	Sistema abierto - recuperación en un tanque atmosférico	43
1.4.2.2	Sistema cerrado - recuperación en un tanque presurizado	45
1.4.3	Ahorro energético en redes de vapor	47
1.4.3.1	Aislamiento de líneas de condensado y de vapor	48
1.4.3.2	Reducción de fugas	49
2	PARTE EXPERIMENTAL	50
2.1	Diagnóstico energético y térmico de los equipos generadores de vapor	50
2.1.1	Caracterización de las corrientes de biomasa	50
2.1.1.1	Flujo másico de biomasa	50
2.1.1.2	Porcentaje de humedad de la biomasa	51
2.1.2	Eficiencia de las calderas	51
2.1.2.1	Determinación de pérdidas energéticas en las calderas (L)	52
2.1.2.2	Determinación del calor suministrado por la biomasa (Hf)	57
2.1.2.3	Determinación de aportes energéticos o créditos (B)	58
2.1.3	Cálculo de producción de vapor	59
2.2	Diagnóstico energético y térmico del sistema de distribución y consumo de vapor	60
2.2.1	Diagnóstico energético y térmico en el tanque de alimentación de las calderas	60
2.2.1.1	Determinación de pérdidas energéticas en el tanque de alimentación	61
2.2.1.2	Determinación de consumo de vapor en el tanque de alimentación	63
2.2.2	Diagnóstico energético y térmico en turbinas	64
2.2.2.1	Determinación del consumo de vapor en las turbinas	64
2.2.2.2	Determinación de pérdidas energéticas en las turbinas	64
2.2.2.3	Cuantificación de condensados de vapor de las turbinas	65
2.2.3	Diagnóstico energético y térmico de esterilizadores	66
2.2.3.1	Determinación del consumo de vapor de esterilizadores	66
2.2.3.2	Eficiencia de esterilización	67
2.2.3.3	Determinación de pérdidas energéticas en los esterilizadores	68
2.2.3.4	Cuantificación de condensados de vapor de los esterilizadores	68
2.2.4	Diagnóstico energético y térmico de palmistería	69
2.2.4.1	Determinación de pérdidas energéticas en palmistería	69
2.2.4.2	Determinación del consumo de vapor en el área de palmistería	69
2.2.4.3	Cuantificación de condensados de vapor en el área de palmistería	70
2.3	Diseño de medidas correctivas y de ahorro energético	70
2.3.1	Aislamiento térmico de las tuberías de vapor	71
2.3.2	Aislamiento térmico del tanque de alimentación	72
2.3.3	Sistema de recuperación de condensados	72
2.3.3.1	Análisis físico-químico del condensado	72

2.3.3.2	Diseño del sistema de recuperación del condensado	73
2.4	Determinación y evaluación económica de las medidas de recuperación energética.	74
2.4.1	Costo de implementación de las medidas correctivas y de ahorro	74
2.4.2	Ganancia obtenida de la implementación de medidas de ahorro.	74
2.4.2.1	Estimación de la disminución de costos de tratamiento de agua para calderas por recuperación de condensados de palmistería y turbinas	74
2.4.2.2	Estimación del aumento de ganancia por incremento de fruta procesada	75
2.4.3	Estimación de la tasa de retorno y el valor actual neto	75
3	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	76
3.1	Diagnóstico energético y térmico de los equipos generadores de vapor	76
3.1.1	Caracterización de las corrientes de biomasa	76
3.1.2	Eficiencia de las calderas	77
3.1.2.1	Determinación de pérdidas energéticas en las calderas (L)	77
3.1.2.2	Energía generada por la biomasa (H_f)	92
3.1.2.3	Determinación de aportes energéticos o créditos (B)	93
3.1.3	Cálculo de producción de vapor	94
3.2	Diagnóstico energético y térmico del sistema de distribución y consumo de vapor	96
3.2.1	Diagnóstico energético y térmico en el tanque de alimentación de las calderas	96
3.2.1.1	Determinación de pérdidas energéticas en el tanque de alimentación	97
3.2.1.2	Determinación del consumo de vapor en el tanque de alimentación	101
3.2.2	Diagnóstico energético y térmico en turbinas	106
3.2.2.1	Determinación del consumo de vapor en las turbinas	106
3.2.2.2	Determinación de pérdidas energéticas en las turbinas	108
3.2.2.3	Cuantificación de condensados de vapor de las turbinas	112
3.2.3	Diagnóstico energético y térmico de esterilizadores	116
3.2.3.1	Determinación del consumo de vapor de esterilizadores	116
3.2.3.2	Eficiencia de esterilización	121
3.2.3.3	Determinación de pérdidas energéticas en los esterilizadores	123
3.2.3.4	Cuantificación de condensados de vapor de los esterilizadores	127
3.2.4	Diagnóstico energético y térmico de palmistería	130
3.2.4.1	Determinación de pérdidas energéticas en palmistería	130
3.2.4.2	Determinación del consumo de vapor en el área de palmistería	133
3.2.4.3	Cuantificación de condensados de vapor en el área de palmistería	136

3.3	Diseño de medidas correctivas y de ahorro energético	140
3.3.1	Aislamiento térmico de las tuberías sin recubrimiento	140
3.3.2	Aislamiento térmico del tanque de alimentación	144
3.3.3	Sistema de recuperación de condensados	146
3.3.3.1	Análisis físico-químico del condensado	146
3.3.3.2	Condensado de palmistería y turbinas	147
3.3.3.3	Condensado de esterilización	151
3.4	Determinación y evaluación económica de las medidas de recuperación energética.	154
3.4.1	Costo de implementación de las medidas correctivas y de ahorro	154
3.4.1.1	Costo del aislamiento térmico de las tuberías sin recubrimiento y tanque de alimentación	155
3.4.1.2	Costo del sistema de recuperación de condensados	155
3.4.2	Ganancia obtenida de la implementación de medidas de ahorro	157
3.4.2.1	Estimación de la disminución de costos de tratamiento de agua para calderas por recuperación de condensados de palmistería y turbinas	157
3.4.2.2	Estimación del aumento de ganancia por incremento de fruta procesada	158
3.4.3	Estimación de la tasa de retorno y el valor actual neto	161
4	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	163
4.1	Conclusiones	163
4.2	Recomendaciones	165
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	166
	ANEXOS	175

ÍNDICE DE TABLAS

		PÁGINA
Tabla i.1.	Resumen del diagnóstico energético y térmico de los principales equipos consumidores de vapor en la fábrica Palmeras del Ecuador	xx
Tabla 1.1.	Composición en peso de los racimos de palma africana de los tipos <i>Elaeis Guineensis</i> e Híbrido	3
Tabla 1.2.	Especificaciones técnicas del tanque de alimentación de agua para calderas	14
Tabla 1.3.	Especificaciones técnicas de las calderas piro-acuatubulares	17
Tabla 1.4.	Especificaciones técnicas de operación de las turbinas	19
Tabla 1.5.	Especificaciones técnicas del distribuidor de vapor	20
Tabla 1.6.	Especificaciones técnicas de los autoclaves	20
Tabla 1.7.	Especificaciones técnicas del sistema de secado de palmistería de Palmeras del Ecuador: silo, ventilador y radiador	25
Tabla 1.8.	Calor de combustión de las reacciones de combustión completa e incompleta	32
Tabla 1.9.	Pérdidas energéticas asociadas a una caldera y sus posibles causantes	33
Tabla 1.10.	Flujo de vapor fugado en función del diámetro de fuga y la presión de vapor de la línea	36
Tabla 1.11.	Flujo de vapor fugado en función en función de la presión de vapor en la línea y la altura de pluma	37
Tabla 1.12.	Porcentaje de exceso de aire recomendado para distintos tipos de combustible	21
Tabla 1.13.	Cuadro comparativo de los sistemas de recuperación de condensado	47
Tabla 3.1.	Composición de las corrientes de biomasa a las calderas	76
Tabla 3.2.	Resultados promedio del análisis de emisiones de las calderas de la fábrica Palmeras del Ecuador	77

Tabla 3.3.	Requerimiento de aire estequiométrico para la combustión por kg de combustible	78
Tabla 3.4.	Flujo de aire seco por cada corriente de biomasa, considerando exceso de aire	78
Tabla 3.5.	Flujos y parámetros de gases secos de combustión	79
Tabla 3.6.	Pérdidas energéticas por calor sensible en gases secos de acuerdo a la corriente de cada combustible a las calderas	79
Tabla 3.7.	Pérdidas energéticas por formación de monóxido de carbono, de acuerdo a la corriente de cada combustible	80
Tabla 3.8.	Flujos y fracción molar de los gases de combustión de las calderas	81
Tabla 3.9.	Parámetros energéticos del vapor en los gases de combustión	81
Tabla 3.10.	Pérdidas energéticas por combustión de hidrógeno, de acuerdo a la corriente de cada combustible	82
Tabla 3.11.	Pérdidas energéticas por humedad del combustible de acuerdo a la corriente de cada combustible y caldera	82
Tabla 3.12.	Datos de temperatura y humedad relativa del aire en la fábrica	83
Tabla 3.13.	Condiciones de ingreso del aire de entrada a las calderas de Palmeras del Ecuador	84
Tabla 3.14.	Cantidad de agua que ingresa en el aire y las pérdidas energéticas por humedad del aire de acuerdo a la corriente de cada combustible	84
Tabla 3.15.	Pérdidas por combustión en las calderas de Palmeras del Ecuador	84
Tabla 3.16.	Temperaturas promedio de las superficies de las calderas	86
Tabla 3.17.	Parámetros para la determinación de pérdidas por convección natural en la caldera 1	88
Tabla 3.18.	Parámetros para la determinación de pérdidas por convección natural en la caldera 2	88
Tabla 3.19.	Pérdidas energéticas por convección natural de las calderas	89
Tabla 3.20.	Pérdidas energéticas por radiación de las calderas	90

Tabla 3.21.	Contenido de sólidos totales disueltos (TDS) en las corrientes de agua de alimentación y agua de cada caldera	91
Tabla 3.22.	Flujo de purgas y pérdidas energéticas por purgas en cada caldera	91
Tabla 3.23.	Poder calórico bruto y neto de cada combustible	92
Tabla 3.24.	Poder calórico neto y energía generada por el combustible en cada caldera	92
Tabla 3.25.	Pérdidas energéticas y eficiencia de cada una de las calderas	93
Tabla 3.26.	Datos de presión y temperatura del vapor, y temperatura del agua a las calderas de Palmeras del Ecuador	94
Tabla 3.27.	Parámetros del vapor y del agua de alimentación de las calderas	95
Tabla 3.28.	Relación entre el vapor generado y los flujos de combustible	95
Tabla 3.29.	Datos de temperatura promedio de superficie del tanque de alimentación	97
Tabla 3.30.	Parámetros necesarios para la determinación de pérdidas por convección natural y radiación en el tanque de alimentación	98
Tabla 3.31.	Pérdidas energéticas por convección natural y radiación en el tanque de alimentación	99
Tabla 3.32.	Codificación y datos generales de las tuberías del área de generación de vapor	100
Tabla 3.33.	Temperatura de superficie y longitud de las tuberías del sistema de distribución de vapor al tanque de alimentación	100
Tabla 3.34.	Pérdidas energéticas de las tuberías del sistema de distribución de vapor al tanque de alimentación	101
Tabla 3.35.	Parámetros para la determinación del consumo de vapor en el tanque de alimentación	102
Tabla 3.36.	Energía requerida para el calentamiento del tanque de alimentación en función de la temperatura de salida del agua	103
Tabla 3.37.	Efecto de la temperatura de salida del agua del tanque de alimentación en el flujo de vapor requerido para el tanque y el vapor producido en las calderas	103

Tabla 3.38.	Datos de voltaje, amperaje y potencia de la turbina CF-4	106
Tabla 3.39.	Datos de potencia de la turbina Shinko	106
Tabla 3.40.	Consumo de vapor de cada turbina, con base en la potencia generada	107
Tabla 3.41.	Datos de temperatura promedio de superficie del distribuidor de vapor	109
Tabla 3.42.	Parámetros necesarios para la determinación de pérdidas por convección natural y radiación en el distribuidor	109
Tabla 3.43.	Pérdidas energéticas por convección natural y radiación en el distribuidor de vapor	110
Tabla 3.44.	Codificación y datos generales de las tuberías del área de generación de potencia	110
Tabla 3.45.	Temperatura de superficie y longitud de las tuberías del sistema de distribución de vapor a las turbinas	111
Tabla 3.46.	Pérdidas energéticas de las tuberías del sistema de distribución de vapor a las turbinas	112
Tabla 3.47.	Pérdidas relacionadas a la formación de condensados en el área de esterilización	113
Tabla 3.48.	Temperaturas de entrada de la fruta de cada canasta al esterilizador	116
Tabla 3.49.	Temperaturas de salida de la fruta de cada canasta del esterilizador	117
Tabla 3.50.	Presión absoluta promedio de las autoclaves en el ciclo del proceso de esterilización (bar)	118
Tabla 3.51.	Canastas procesadas, paradas y horas de operación por día	119
Tabla 3.52.	Pesos de fruta Guineensis en canastas, antes y después del proceso de esterilización	120
Tabla 3.53.	Pesos de fruta Híbrida en canastas, antes y después del proceso de esterilización	120
Tabla 3.54.	Consumo de vapor en el área de esterilización	121
Tabla 3.55.	Tasa de evaporación en porcentaje de las canastas 3 y 6 de los esterilizadores	122

Tabla 3.56.	Tiempo requerido y real de esterilización, de acuerdo al tipo de RFF	122
Tabla 3.57.	Parámetros generales de los esterilizadores	123
Tabla 3.58.	Parámetros calculados para la determinación de pérdidas por convección natural y radiación en el distribuidor	124
Tabla 3.59.	Pérdidas por convección y radiación de los esterilizadores	124
Tabla 3.60.	Codificación y datos generales de las tuberías del área de esterilización	125
Tabla 3.61.	Temperatura de superficie y longitud de las tuberías del distribuidor a los esterilizadores	125
Tabla 3.62.	Pérdidas energéticas de las tuberías de los esterilizadores	126
Tabla 3.63.	Diámetro y presión de cada fuga	127
Tabla 3.64.	Pérdidas calóricas por fugas	128
Tabla 3.65.	Pérdidas relacionadas a la formación de condensados en el área de esterilización	131
Tabla 3.66.	Codificación y datos generales de las tuberías del distribuidor a los silos (área de palmistería)	131
Tabla 3.67.	Temperatura de superficie y longitud de las tuberías del distribuidor a los silos (área de palmistería)	132
Tabla 3.68.	Pérdidas energéticas de las tuberías de los silos	132
Tabla 3.69.	Temperatura del aire en cada radiador de los silos	134
Tabla 3.70.	Flujos de aire y vapor, y humedad en cada radiador de los silos	134
Tabla 3.71.	Pérdidas relacionadas a la formación de condensados en el área de palmistería	136
Tabla 3.72.	Resumen del diagnóstico energético y térmico de los equipos generadores de vapor en la fábrica Palmeras del Ecuador	138
Tabla 3.73.	Resumen del diagnóstico energético y térmico de los principales equipos consumidores de vapor en la fábrica Palmeras del Ecuador	138
Tabla 3.74.	Consumo específico de energía con base en las toneladas de vapor producido en las calderas y la producción de cada área	139

Tabla 3.75.	Parámetros para la determinación del número de capas de aislante	141
Tabla 3.76.	Características técnico-económicas de la lana de vidrio como material aislante para tuberías	141
Tabla 3.77.	Parámetros calculados y el número de capas de aislante para cada tubería sin recubrimiento	141
Tabla 3.78.	Cantidad de cañuelas de aislante requerido según su diámetro	143
Tabla 3.79.	Ahorro energético con aislamiento térmico de las tuberías	143
Tabla 3.80.	Características técnico-económicas de la lana de vidrio	144
Tabla 3.81.	Parámetros y número de capas de aislante para el tanque de alimentación	145
Tabla 3.82.	Ahorro energético con aislamiento térmico del tanque de alimentación	145
Tabla 3.83.	Requisitos de la calidad del agua para las calderas de la fábrica Palmeras del Ecuador	145
Tabla 3.84.	Parámetros de calidad analizados en los condensados a recuperar	146
Tabla 3.85.	Incremento del vapor producido en cada caldera por la recuperación de condensado al tanque de alimentación, considerando el efecto del aislamiento térmico del tanque de alimentación	148
Tabla 3.86.	Dimensiones del tanque de recuperación de condensados de palmistería y turbinas	150
Tabla 3.87.	Parámetros para la determinación del diámetro de la tubería de condensados de palmistería y turbinas	150
Tabla 3.88.	Parámetros de la bomba centrífuga especializada para los condensados de palmistería y turbinas	151
Tabla 3.89.	Especificaciones técnicas de los tanques de agua caliente de prensado de la fábrica Palmeras del Ecuador	151
Tabla 3.90.	Flujo de vapor ahorrado en cada tanque de agua caliente de prensado, considerando recuperación de condensados hacia el tanque de prensado	152

Tabla 3.91.	Dimensiones de la piscina de recuperación de condensados de esterilización	153
Tabla 3.92.	Parámetros para la determinación del diámetro de la tubería de condensados de esterilización	154
Tabla 3.93.	Parámetros de la bomba centrífuga especializada para los condensados de esterilización	154
Tabla 3.94.	Costos del aislamiento térmico de las tuberías sin recubrimiento y del tanque de alimentación	155
Tabla 3.95.	Costo de implementación del sistema de recuperación de condensados de palmistería y turbinas	155
Tabla 3.96.	Costo de implementación del sistema de recuperación de condensados de esterilización	156
Tabla 3.97.	Costos de los reactivos utilizados en el tratamiento de agua de alimentación de las calderas por tonelada de agua tratada	157
Tabla 3.98.	Ahorro económico en el tratamiento de agua por recuperación de condensados de palmistería y turbinas	158
Tabla 3.99.	Vapor recuperado y/o producido de cada medida correctiva	159
Tabla 3.100.	Parámetros del aceite de palma y palmiste de la fábrica Palmeras del Ecuador	159
Tabla 3.101.	Aumento de la producción e ingresos por implementación de las medidas correctivas	160
Tabla 3.102.	Costo de la materia prima necesaria para el incremento de la producción	160
Tabla 3.103.	Datos necesarios para la determinación de la TIR y el VAN de las opciones de mejora	161
Tabla 3.103.	Criterios financieros TIR y VAN de las medidas correctivas	162
Tabla AI.1.	Composición química de la biomasa	176
Tabla AI.2.	Poder calórico bruto de la fibra y cascarilla de palma africana	176
Tabla AII.1.	Requerimientos de aire estequiométrico para la combustión por kg de combustible	179
Tabla AII.2.	Flujo de aire seco por cada corriente de biomasa, considerando exceso de aire	180

Tabla AIII.1.	Resumen de la iteración de la producción de vapor para la caldera 1, con base en la cantidad de purgas producidas y la eficiencia calculada	182
Tabla AIII.2.	Resumen de la iteración de la producción de vapor para la caldera 2, con base en la cantidad de purgas producidas y la eficiencia calculada	182
Tabla AIV.1.	Flujo de vapor fugado en función del diámetro de fuga y la presión de vapor de la línea	183
Tabla AIV.2.	Entalpías del vapor y del agua para la determinación del calor perdido por fugas	184
Tabla AVIII.1.	Peso molecular y fracción molar de los gases secos de combustión de las calderas	195
Tabla AVIII.2.	Flujo y fracción molar de los gases de combustión de la caldera 1	197
Tabla AIX.1.	Dimensiones de las calderas 1 y 2	203
Tabla AIX.2.	Parámetros para la determinación de pérdidas por convección natural y radiación en la cara posterior del hogar de la caldera 1	203
Tabla AIX.3.	Propiedades térmicas del aire de la cara posterior del hogar de la caldera 1	204
Tabla AX.1.	Código de la tubería para cada área de la planta	206
Tabla AX.2.	Código de la tubería de acuerdo al servicio que presta	206
Tabla AXI.1.	Datos generales de la tubería 4-ST-009	207
Tabla AXI.2.	Conductividad térmica de la tubería y del aislante de la línea 4-ST-009	207
Tabla AXI.3.	Emisividad de la tubería con y sin aislamiento a diferentes temperaturas	208
Tabla AXI.4.	Propiedades térmicas del aire de la tubería 4-ST-009	209
Tabla AXIII.1.	Composición estructural de la fruta fresca	213
Tabla AXV.1.	Costos de los reactivos utilizados en el tratamiento de agua de alimentación de las calderas por tonelada de vapor producido en la Fábrica Palmeras del Ecuador	216

Tabla AXV.2.	Parámetros del aceite de palma y palmiste para la determinación del costo de oportunidad de la energía	218
Tabla AXV.3.	Resumen de la iteración de la temperatura de pared (T_p) para determinar el calor perdido con la medida correctiva de aislamiento térmico de las tuberías sin recubrimiento	221
Tabla AXVI.1.	Parámetros del agua de los tanques de agua caliente de prensado	224
Tabla AXVI.2.	Flujo de vapor y de agua requerido para cada tanque de agua caliente de prensado en función del flujo de condensado recuperado	225
Tabla AXVII.1.	Parámetros energéticos del condensado y del vapor para la determinación del porcentaje de vapor flash	227
Tabla AXIX.1.	Parámetros para la determinación del diámetro de la tubería de condensados de palmistería y turbinas	236
Tabla AXIX.2.	Longitud equivalente de las pérdidas por accesorios en la tubería de condensados de palmistería y turbinas	237
Tabla AXX.1.	Dimensiones de la canaleta de esterilización	240
Tabla AXXI.1.	Flujo de caja generado por la implementación de las opciones de mejora	241

ÍNDICE DE FIGURAS

		PÁGINA
Figura 1.1.	Distribución general de la fábrica extractora Palmeras del Ecuador	1
Figura 1.2.	Palma africana <i>Elaeis Guineensis</i>	2
Figura 1.3.	Palma Híbrido (<i>Elaeis Oleífera x Elaeis Guineensis</i>)	3
Figura 1.4.	Partes de los frutos de los RFF	4
Figura 1.5.	Diagrama de bloques del proceso extracción de aceite de palma y palmiste.	5
Figura 1.6.	Recepción de la materia prima	6
Figura 1.7.	Esterilización	7
Figura 1.8.	Desfrutado	8
Figura 1.9.	Digestión y prensado	9
Figura 1.10.	Clarificación - tricanter	10
Figura 1.11.	Vista general del área de palmistería	11
Figura 1.12.	Esquema típico de generación de vapor y potencia de una planta extractora de aceite de palma	13
Figura 1.13.	Esquema de una caldera combinada piro-acuatubular	15
Figura 1.14.	Esquema general de un autoclave horizontal para esterilización	21
Figura 1.15.	Ciclo base para la esterilización de racimos de fruta fresca (RFF) enteros de palma africana	22
Figura 1.16.	Esquema del silo secador	24
Figura 1.17.	Esquema del método indirecto para determinar eficiencia de calderas a partir de sus pérdidas de energía	29
Figura 1.18.	Esquema de pérdidas energéticas en tuberías	39
Figura 1.19.	Composición del gas de combustión en función de la cantidad de aire presente	40

Figura 1.20.	Esquema del sistema de recuperación mediante una bomba centrífuga	44
Figura 1.21.	Esquema del sistema de recuperación mediante una bomba centrífuga especializada	45
Figura 1.22.	Esquema del sistema de recuperación de condensado en un tanque presurizado	46
Figura 2.1.	Esquema de resistencias térmicas de las tuberías de vapor	62
Figura 3.1.	Vista frontal de la caldera 1	86
Figura 3.2.	Deterioro del aislante de las calderas	87
Figura 3.3.	Compuertas sin aislamiento de los recalentadores de las calderas 1 y 2	87
Figura 3.4.	Tanque de alimentación de la fábrica Palmeras del Ecuador	97
Figura 3.5.	Tubería sin aislamiento del tanque de alimentación	100
Figura 3.6.	Diagrama de flujo (PFD) del área de generación de energía	105
Figura 3.7.	Distribuidor de vapor de la fábrica Palmeras del Ecuador	108
Figura 3.8.	Tubería sin aislamiento del área de generación de potencia	111
Figura 3.9.	Condensado de turbinas arrojado al desagüe	113
Figura 3.10.	Diagrama de flujo (PFD) del área de generación de potencia	115
Figura 3.11.	Tubería sin aislamiento y con fugas en el área de esterilización	127
Figura 3.12.	Diagrama de flujo (PFD) del área de esterilización	129
Figura 3.13.	Silo de almacenamiento y secado de la fábrica Palmeras del Ecuador	130
Figura 3.14.	Tubería sin aislamiento en el área de palmistería	130
Figura 3.15.	Condensado de silos enviados al desagüe	136
Figura 3.16.	Diagrama de flujo (PFD) del área de palmistería	137
Figura 3.17.	Esquema del sistema abierto de recuperación de condensados de palmistería y turbinas	149

Figura 3.18.	Esquema del sistema abierto de recuperación de condensados de esterilización	153
Figura AV.1.	Esquema del balance de energía en el tanque de alimentación	185
Figura AVI.1.	Curva de consumo de vapor de acuerdo a la potencia generada por la turbina Shinko	188
Figura AVI.2.	Curva de consumo de vapor de acuerdo a la potencia generada por la turbina CF-4	189
Figura AVIII.1.	Carta psicrométrica para la cuantificación de agua presente en el aire de entrada a las calderas	199
Figura AX.1.	Esquema general de codificación de las tuberías	206
Figura AXVI.1.	Esquema del balance de energía en el tanque de alimentación considerando la recuperación de condensados de palmistería y turbinas	222
Figura AXVIII.1.	Diámetro de tubería de condensado en función de la presión del sistema, temperatura del vapor y flujo de condensado	231
Figura AXVIII.2.	Longitud equivalente de pérdidas por fricción de accesorios en tuberías de agua en régimen turbulento	232
Figura AXIX.1.	Altura y potencia de bomba para transportar los condensados de palmistería y turbinas	238
Figura AXIX.2.	Altura y potencia de bomba para transportar los condensados de esterilización	238

ÍNDICE DE ANEXOS

	PÁGINA
ANEXO I Cálculo del poder calórico neto de la biomasa	176
ANEXO II Cálculos de la combustión en las calderas	178
ANEXO III Determinación de la producción de vapor en las calderas	181
ANEXO IV Determinación de pérdidas por fugas	183
ANEXO V Cálculos del diagnóstico energético térmico del tanque de alimentación	185
ANEXO VI Cálculos del diagnóstico energético térmico turbinas	193
ANEXO VII Métodos utilizados en el análisis físico-químico de los condensados	190
ANEXO VIII Determinación de la eficiencia energética en las calderas	193
ANEXO IX Determinación de pérdidas por convección y radiación en equipos	201
ANEXO X Codificación de las tuberías	206
ANEXO XI Cálculos para la determinación de pérdidas energéticas en tuberías	207
ANEXO XII Cálculos para la cuantificación de condensados	211
ANEXO XIII Datos del diagnóstico energético térmico esterilizadores	213
ANEXO XIV Cálculos del diagnóstico energético térmico palmistería	215
ANEXO XV Cálculos del diseño aislamiento térmico de las tuberías de vapor	216

ANEXO XVI	222
Efecto de la recuperación de condensados	
ANEXO XVII	226
Cálculos del diseño del tanque de recuperación de condensados de palmistería y turbinas	
ANEXO XVIII	231
Diseño de las tuberías del sistema de recuperación de condensados	
ANEXO XIX	233
Cálculos para la selección de la bomba del sistema de recuperación de condensados	
ANEXO XX	239
Cálculos para el diseño de la piscina de recuperación de condensados de esterilización	
ANEXO XXI	241
Flujo de caja para la evaluación económica de las medidas de recuperación energética	
ANEXO XXII	242
Deducción de las fórmulas para el diseño del sistema de recuperación de condensados	

RESUMEN

En el presente proyecto se realizó el diagnóstico de las condiciones energéticas y térmicas a las cuales funcionan actualmente los procesos de producción de la empresa extractora de aceite de palma Palmeras del Ecuador S.A. Dentro de los procesos se determinaron los sistemas de generación y consumo de vapor, el cual es obtenido a partir de biomasa, principal fuente de energía en la fábrica.

El análisis energético del sistema de generación de vapor, conformado por dos calderas piro-acuatubulares, comprendió la determinación de la eficiencia energética y cuantificación de vapor producido por cada caldera, obteniéndose: una eficiencia del 63,23 % y una generación de 10,61 t/h de vapor a 21,0 bares para la caldera 1, y una eficiencia de 54,91 %, con una generación de 12,62 t/h de vapor a 22,4 bares para la caldera 2.

Pese a la baja eficiencia que presentan las calderas, no se realizó ninguna medida de ahorro energético, debido que a las calderas se alimentan flujos de combustible hasta 76,5 % superiores a los de diseño, en consecuencia previo a la realización de cualquier cambio se requiere un estudio del quemador y del efecto de la variación del flujo de biocombustible en la eficiencia de las calderas.

Para el análisis energético del sistema de consumo de vapor, se determinaron los principales equipos consumidores de vapor, que son: el tanque de alimentación del área de generación de vapor, las dos turbinas del área de generación de potencia, los cinco autoclaves del área de esterilización y los tres silos de almacenamiento de nuez y almendra del área de palmistería; de los cuales se cuantificaron: el uso de vapor, los condesados generados y las pérdidas energéticas: en equipo, en tuberías, por fugas y por condensados. Los resultados obtenidos se detallan en la Tabla i.1.

Tabla i.1. Resumen del diagnóstico energético y térmico de los principales equipos consumidores de vapor en la fábrica Palmeras del Ecuador

Equipo	Consumo de vapor [t/h]	Pérdidas energéticas [kW]				Condensados de vapor [t/h]
		Equipo	Tuberías	Fugas	Condensados	
Tanque de alimentación	2,83	17,29	13,08	N/A	N/A	N/A
Turbina Shinko	16,90	N/A	23,75	N/A	205,16	1,50
Turbina CF-4	6,27	N/A				
Esterilizadores	13,28	48,94	12,14	3,55	1 046,20	17,39
Silo 1	0,09	N/A	23,34	N/A	95,28	0,72
Silo 2	0,37					
Silo 3	0,22					
TOTAL		63,23	72,31	3,55	1 346,64	19,61

N/A: No aplica

Con base en este diagnóstico, se determinaron tres opciones de ahorro energético: aislamiento térmico de las tuberías sin recubrimiento, aislamiento térmico del tanque de alimentación y la recuperación de condensados.

Para el sistema de recuperación de condensados, se analizaron 2 corrientes: el condensado de esterilización, con un flujo de 17,37 t/h a 80,2 °C y 5 760 ppm de TDS y los condensados de turbinas y palmistería, con un flujo de 2,22 t/h a 143,6 °C y 4,01 ppm de TDS en promedio.

Para el aislamiento térmico de las tuberías sin recubrimiento y el tanque de alimentación, se determinaron el espesor óptimo de aislamiento y la cantidad de aislante requerido. Con estas medidas se obtendrá un ahorro energético en tubería de 42,40 kW, que representan el 92 % de las pérdidas en líneas (sin aislar); y 16,88 kW en el tanque de alimentación, que representa el 98% de las pérdidas energéticas debidas al equipo.

Dadas las características del condensado de esterilización, se diseñó el sistema de recuperación de condensados hacia los tanques de agua caliente de prensado, que contempla una piscina de recolección de 23,62 m³ y una bomba centrífuga

especializada de 17,38 m³/h. Este sistema permitirá un ahorro de 1,93 t/h de vapor.

Para los condensados de turbinas y palmistería, se diseñó un sistema de recuperación de condensados hacia el tanque de agua de alimentación de las calderas, el cual consiste en un tanque atmosférico de 3,21 m³ y una bomba centrífuga especializada de 2,22 m³/h. Este sistema permitirá incrementar la producción de vapor de las calderas en 0,44 t/h.

Las medidas de ahorro energético requieren una inversión inicial de 26 239,63 USD, con la cual se obtienen una tasa interna de retorno de 911 % y un valor actual neto de 861 471,40 USD.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad la eficiencia energética es decisiva para mejorar la competitividad de cualquier tipo de industria, sin embargo para lograrlo es necesario conocer la situación inicial de la planta, para posteriormente controlar y proponer medidas de mejora. Es aquí donde se muestra la importancia del diagnóstico energético. (Dufour, 2006, p. 1).

En el sector industrial, y específicamente en la industria de extracción de aceite de palma, la generación de vapor es indispensable, pues no solamente es utilizado dentro del proceso (esterilización y calentamiento de equipos), sino también para la generación de energía eléctrica de autoabastecimiento de la misma (mediante turbinas de vapor); siendo norma común, hoy en día, asociar el porcentaje de extracción de aceite con la disponibilidad de vapor para cubrir todos sus requerimientos. Es por esto que es necesario que la planta posea procesos de generación y consumo eficientes, lo que implica un control de flujos de masa y energía tanto a la entrada como a la salida de cada etapa, así como un manejo adecuado de los mismos (Echeverry, 2005, p. 137).

Una planta típica de extracción de aceite de palma y palmiste requiere aproximadamente 370 kg de vapor y entre 15 a 25 kW por tonelada de racimo de fruta fresca (RFF) que se receipte. Aunque el vapor se lo puede obtener de manera relativamente sencilla, por medio de calderas piro o acuatubulares, la generación de energía eléctrica presenta una dificultad, pues no siempre se dispone de un sistema interconectado nacional del que se pueda hacer uso; es por ello, que en un sistema denominado “cogeneración”, se puede usar el vapor producido para generar energía eléctrica mediante turbinas (Delgado, 2013, p. 1; Wambeck, 2005, pp. 11,13).

La fábrica Palmeras del Ecuador S.A. puede considerarse como una planta extractora de aceite tipo, que utiliza el sistema de “cogeneración” con dos calderas piro-acuatubulares de biomasa y tres turbinas de vapor. Sin embargo, parte de la problemática referente a su eficiencia, radica en la falta de control de

la cuantificación de los flujos de vapor, agua y materia prima. Esto ha conllevado a que la planta no funcione bajo las condiciones para las que fue diseñada, con un consecuente decremento de la eficiencia en los procesos de la misma.

La empresa preocupada por la pérdida de eficiencia que presentan sus equipos propone el presente proyecto con la finalidad de determinar las causas y posibles soluciones para su pérdida energética. Con esto se busca optimizar el consumo y la generación de vapor en todos sus procesos, especialmente de sus calderas y los principales equipos de consumo de vapor, partiendo de una cuantificación de flujos adecuada mediante mediciones in situ y cálculos teóricos.

1 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

1.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA EMPRESA

La empresa Palmeras del Ecuador, perteneciente al grupo Agroindustrial DANEC S.A., se estableció en el año 1976 en el cantón Shushufindi, Provincia de Sucumbíos, en la amazonia ecuatoriana. Su planta industrial, cuyo esquema general se presenta en la Figura 1.1., se dedica a la extracción de aceite de palma africana.

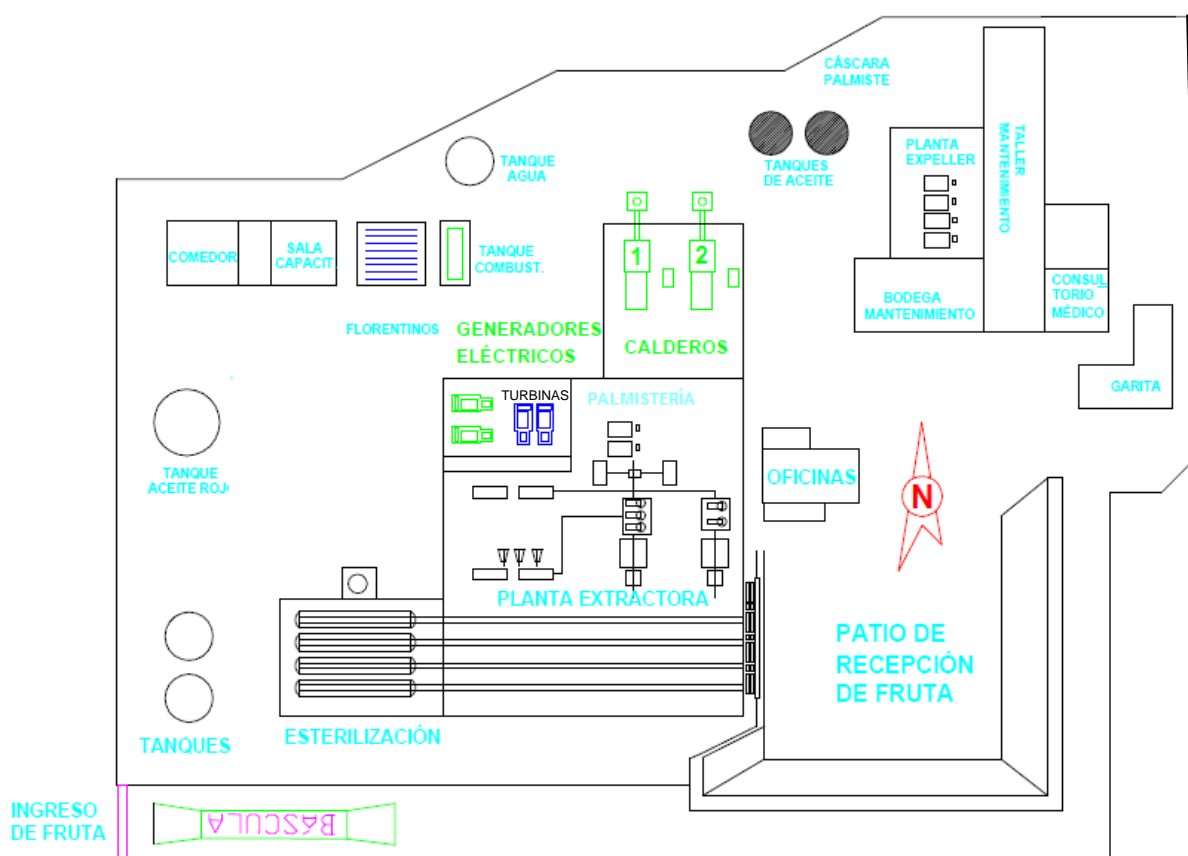


Figura 1.1. Distribución general de la fábrica extractora de aceite Palmeras del Ecuador (Camacho - Cifuentes Servicios, 2012, p. 2)

La fábrica tiene una capacidad de procesamiento de 60 t/h de racimos fruta fresca (RFF) de palma africana, a partir de los cuales obtiene 21 t/h de aceite de palma y 1 t/h de aceite palmiste.

1.1.1 MATERIA PRIMA

La fábrica produce aceite de palma y palmiste a partir de los RFF de palma del tipo *Elaeis Guineensis* y un Híbrido (*Elaeis Oleífera x Elaeis Guineensis*) desarrollado en la empresa.

1.1.1.1 Palma *Elaeis Guineensis*

También conocida como palma aceitera, es una planta perenne monocotiledónea, cuyos frutos se extrae aceite vegetal, con un rendimiento por hectárea es de 5 a 7 veces mayor al de otras semillas oleaginosas (IICA, 2008, p.15).

Sus frutos conforman racimos compactos de 10 a 40 kg en peso y son de color anaranjado rojizo a violeta oscuro, como se puede observar en la Figura 1.2. El número de racimos producidos por palma en un año es variable, de acuerdo a la edad y a los factores genéticos (San Pedro Sula, 2009, p. 5).



Figura 1.2. Palma africana *Elaeis Guineensis*
(San Pedro Sula, 2009, p. 8)

1.1.1.2 Palma Híbrida (*Elaeis Oleífera x Elaeis Guineensis*)

Existe otra especie, *Elaeis Oleífera*, también conocida como palma de aceite americana, la cual difiere de la *Elaeis Guineensis*, porque tiene un tallo más

pequeño y racimos con mayor número de frutos, pero de menor tamaño, con una menor producción de aceite (Hernández *et al.*, 2010, p. 4).

La palma americana ha sido cruzada con la palma de aceite para producir híbridos (*Elaeis Oleífera x Elaeis Guineensis*), con el fin de obtener una planta de alta producción de frutos y aceite, tolerante a las plagas y enfermedades, y una tasa baja de crecimiento (mayor tiempo de vida útil) (Hernández *et al.*, 2010, p. 4).

Sus frutos son de color anaranjado, como se visualiza en la Figura 1.3.



Figura 1.3. Palma Híbrida (*Elaeis Oleífera x Elaeis Guineensis*)
(San Pedro Sula, 2009, p. 10)

1.1.1.3 Racimos de fruta fresca

Los racimos de fruta fresca (RFF) están compuestos de racimos vacíos o raquis, agua y fruto; cuyo porcentaje varía de acuerdo al tipo de palma, como se observa en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1. Composición en peso los racimos de palma africana de los tipos *Elaeis Guineensis* e Híbrido

Composición	Porcentaje en peso [%]	
	Híbrido	<i>Guineensis</i>
Agua libre	10,7	10,7
Raquis	22,2	23,0

(Palmeras del Ecuador S.A., 2012)

Tabla 1.1. Composición en peso los racimos de palma africana de los tipos *Elaeis Guineensis* e Híbrido (continuación...)

Composición	Porcentaje en peso [%]	
	Híbrido	<i>Guineensis</i>
Fruto		
Nuez	10,3	7,2
Fibra	15,0	15,7
Aceite	22,0	19,0
Impurezas	19,7	24,4

(Palmeras del Ecuador S.A., 2012)

El fruto es una drupa sésil cuya forma varía, siendo generalmente ovoide, su longitud varía desde 2 - 5 cm y está formado de afuera hacia adentro por: exocarpio o piel, mesocarpio o pulpa y endocarpio o cuesco, en cuyo interior guarda una única semilla denominada almendra; como se muestra en la Figura 1.4. (San Pedro Sula, 2009, p. 15).

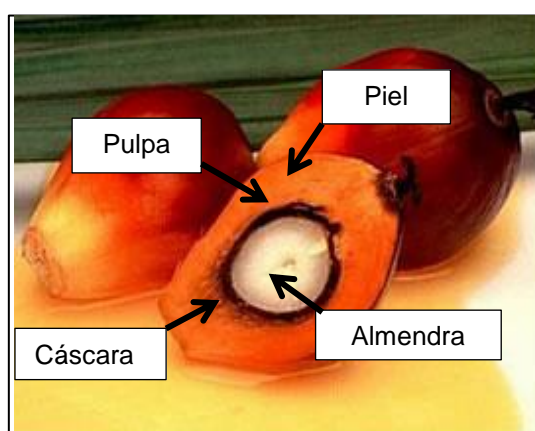


Figura 1.4. Partes de los frutos de los RFF
(San Pedro Sula, 2009, p. 16)

El aceite de palma se obtiene del mesocarpio (pulpa del fruto), mientras que el aceite de palmiste se encuentra en la almendra (nuez). Los dos aceites están separados por la delgada cáscara de las almendras, como se puede observar en la Figura 1.4. Es por esto que la extracción debe realizarse con sumo cuidado, con el fin de extraer la mayor cantidad de aceite de la pulpa sin romper la nuez (Cala y Bernal, 2008, p. 5).

Todos los componentes de los RFF son utilizados: El racimo vacío o raquis es usado como fertilizante de las palmas (compost), y la fibra y cascarilla se emplean como biocombustible para las calderas (Palmeras del Ecuador S.A., 2012).

1.1.2 PROCESO DE EXTRACCIÓN DE ACEITE DE PALMA Y PALMISTE

El proceso de extracción de aceite de palma y palmiste se muestra en la Figura 1.5. y consiste de manera general en: esterilización y desfrutado de los racimos (RFF); los frutos libres se someten al proceso de maceración y prensado, de donde se obtiene tanto el jugo como la torta de prensa. El jugo de prensa se centrifuga para purificar el aceite de palma, mientras que la torta de prensa (que contiene la nuez del fruto), se somete a desfibración y secado, previo al prensado final para recuperar el aceite de palmiste de la almendra (Palmeras del Ecuador S.A., 2012).

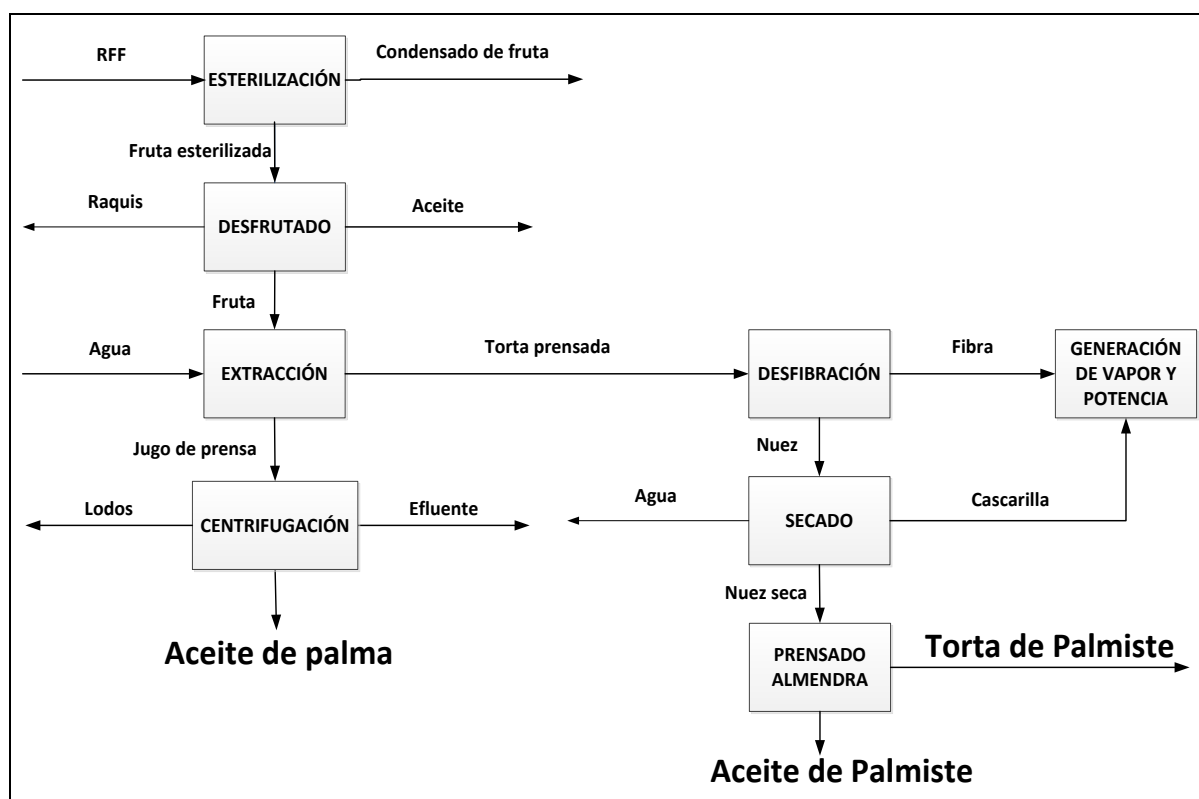


Figura 1.5. Diagrama de bloques del proceso extracción de aceite de palma y palmiste (Palmeras del Ecuador S.A., 2012)

1.1.2.1 RECEPCIÓN DE MATERIA PRIMA

Los RRF son producidos en las plantaciones de la empresa, y una vez maduros, son cosechados y enviados lo más pronto posible a la fábrica, con el fin de atenuar el proceso de desdoblamiento de los ácidos grasos libres del aceite (AGL), que incrementan muy rápidamente con el envejecimiento de los frutos (Cala y Bernal, 2008, p. 40).

El tiempo entre la cosecha y la esterilización de los racimos debe ser menor a 24 horas, por esta razón, la cantidad de RFF que ingresan a la fábrica depende del monto cosechado por día, siendo un promedio 1200 t/día (Palmeras del Ecuador S.A., 2012).

Los camiones cargados con RFF son pesados a la entrada de la fábrica y a la salida, en una báscula de 50 toneladas de capacidad, con el fin de determinar la cantidad de racimos que ingresan. Una vez pesados son sometidos al control de calidad, para analizar: grado de madurez (fruta madura, fruta verde), tamaño del pedúnculo, cantidad de frutos sueltos e impurezas (Palmeras del Ecuador S.A., 2012).



Figura 1.6. Recepción de la materia prima
(Wambeck, 2005, p. 2)

Los racimos son descargados en un sistema de tolvas que alimentan a las canastas (aproximadamente dos toneladas de RFF por canasta), donde se mantendrán almacenados y listos para su posterior uso, como se muestra en la Figura 1.6.

1.1.2.2 ESTERILIZACIÓN

Los racimos almacenados en las canastas son enviados al área de esterilización, cuya capacidad de producción es de 60 t/h de RFF, donde se procesan ocho canastas por autoclave, como se observa en la Figura 1.7. (Palmeras del Ecuador S.A., 2012).



Figura 1.7. Esterilización
(Palmeras del Ecuador S.A., 2012)

Durante el proceso los racimos se someten a vapor saturado (4 bares) en los autoclaves, debiendo controlarse el tiempo de cocción y la temperatura. Los RFF de Híbrido requieren un tiempo de cocción de aproximadamente 45 min, mientras que la fruta *Guineensis* se esteriliza por 50 min (Alfaro y Ortiz, 2006, p. 2; Palmeras del Ecuador S.A., 2012).

El proceso de esterilización requiere alrededor de 200 – 250 kg de vapor saturado por tonelada de RFF, lo que representa del 40 al 50% del vapor total producido en

la planta. El vapor no puede ser “seco”, debido a que el desprendimiento de los frutos se realiza a causa del rompimiento con agua de los puntos de unión de los frutos al raquis (Yáñez, García y Martínez, 2010, p. 58).

La esterilización genera efluentes por condensados, estos son una mezcla del vapor condensado del proceso y del agua evaporada de las RFF, que representa el 10 % en peso de los racimos (Palmeras del Ecuador S.A., 2012).

1.1.2.3 DESFRUTADO

El fruto cocinado es retirado del esterilizador mediante el sistema de cabrestantes y poleas, y transportado al tambor rotatorio, como se muestra en la Figura 1.8., donde se llevará a cabo la separación del fruto del raquis o tusa, que constituye cerca del 23 % del peso total del racimo (Palmeras del Ecuador S.A., 2012).

Posteriormente, los granos de fruta son conducidos por transportadores de tornillo a la sección de extracción, y los racimos vacíos son llevados al campo para utilizarlo como abono orgánico (compost) (Palmeras del Ecuador S.A., 2012).



Figura 1.8. Desfrutado
(Palmeras del Ecuador S.A., 2012)

1.1.2.4 EXTRACCIÓN

Digestión

Los frutos separados se descargan en los digestores (recipientes cilíndricos con paletas), se maceran por medio de agitación y vapor (10 - 20 kg/t RFF); esto permite que el aceite se desligue del fruto y con ello una recuperación eficiente en el prensado (Cala y Bernal, 2008, p. 52; Palmeras del Ecuador S.A., 2012).

El producto final es una masa homogénea viscosa de aceite, agua, fibra y nuez.

Prensado

La masa obtenida de los digestores pasa por seis prensas de tornillo, de capacidad de 10 t/h de RFF cada una, como se observa en la Figura 1.9. La fase líquida o licor de prensa es una mezcla de: aceite de palma, agua residual y lodos, a la que se denomina aceite crudo. La fase sólida o torta de prensa contiene la nuez del fruto y la fibra, que representan el 36% en peso del RFF (Palmeras del Ecuador S.A., 2012).



Figura 1.9. Digestión y prensado
(Palmeras del Ecuador S.A., 2012)

En el prensado, la adición de agua (200 kg de agua/t RFF) es indispensable para lograr la eficiente extracción de aceite y el lavado de las fibras, además de dar la dilución adecuada para realizar la separación en la sección de clarificación. (Alfaro y Ortiz, 2006, p. 2, Palmeras del Ecuador S.A., 2012).

1.1.2.5 CLARIFICACIÓN

El licor de prensa obtenido contiene gran cantidad de impurezas (lodos) y agua, los mismos que deben ser removidos con el fin de obtener un aceite de palma de buena calidad y apariencia, lo que se logra mediante un decantador horizontal conocido como tricanter (Palmeras del Ecuador S.A., 2012).

El licor se pasa por el tamiz vibratorio, para la eliminación de sólidos, y es recogido en el tanque pulmón, para finalmente ser enviado al tricanter, como se muestra en la Figura 1.10., el cual permite la separación simultánea de las 3 fases: agua, aceite (líquidos inmiscibles) y lodos (sólidos) (Palmeras del Ecuador S.A., 2012).



Figura 1.10. Clarificación - tricanter
(Palmeras del Ecuador S.A., 2012)

En este proceso se obtiene el aceite de palma a razón de 21 t/h.

1.1.2.6 DESFIBRADO

La torta de prensa entra a un ciclón, por el cual pasa un flujo de aire ascendente a una velocidad definida, separando así las fibras de las nueces. Las fibras se utilizan como combustible (biomasa) en los calderos de generación de vapor, y las nueces son enviadas al área de palmistería.

1.1.2.7 PALMISTERÍA

Las nueces se liberan de impurezas al pasar por un tambor pulidor antes de ser almacenadas en el silo de secado. Al secarse (del 25 % de humedad al 10 %), el rompimiento de la cáscara de la nuez se facilita y la recuperación de la almendra es más sencilla.

Las nueces secas son clasificadas por tamaño, y enviadas a las rompedoras, donde se libera la almendra de su cáscara. En la Figura 1.11. se presenta una vista general del área de palmistería.



Figura 1.11. Vista general del área de palmistería
(Palmeras del Ecuador S.A., 2012)

Una vez liberada, la almendra debe ser separada de la cáscara, para lo cual existen dos sistemas de recuperación: en fase seca y en fase húmeda.

En fase seca

Las almendras partidas son conducidas a un ciclón, en el cual por densidad y mayor peso son conducidas al silo de secado.

En fase húmeda

El resto de almendras son conducidas a un hidrociclón, tanque que consta de un separador hidráulico y dos tambores escurridores, en el cual las almendras son separadas de la cascarilla por diferencia de pesos específicos. Una vez separadas, son escurridas y enviadas a su respectivo proceso.

La almendra, separada por cualquiera de los dos métodos, se almacena en silos de secado (máx. 5% de humedad); mientras la cascarilla es enviada por medio de un tornillo sinfín a la caldera para ser utilizada como combustible.

1.1.2.8 PRENSADO ALMENDRA

Una vez obtenida la almendra seca, se envía al área expeller de la fábrica, donde se prensa y se extrae el aceite de almendra o palmiste, a razón 1 t/h aproximadamente.

Los desechos sólidos obtenidos del filtro prensa se denominan torta de palmiste y son utilizados en la preparación de balanceado para ganado.

1.1.2.9 GENERACIÓN DE VAPOR Y POTENCIA

Dentro de la fábrica la producción de vapor y potencia se da mediante un sistema de cogeneración, es decir que parte de la energía de presión del vapor generado en las calderas es usada en una primera estación para generar energía eléctrica o

mecánica en las turbinas lograda mediante la expansión del vapor y luego, en una segunda estación en el proceso, la restante se usa para producir energía térmica (calentamiento) (Echeverry, 2005, p. 153).

Para ello, el vapor se produce en dos calderas piro-acuatubulares a presiones y temperaturas más altas (20 bares y 240 °C) de lo requerido para el proceso. Primero, este es expandido en las turbinas de vapor y luego conducido al proceso en donde el calor latente contenido en el vapor de escape (4 bares) es utilizado para la esterilización de los RFF y para los sistemas de secado y calentamiento en el proceso (Wambeck, 2005, pp. 11,13).

En la Figura 1.12 se muestra un esquema típico de generación de vapor y potencia de una planta extractora de aceite de palma.

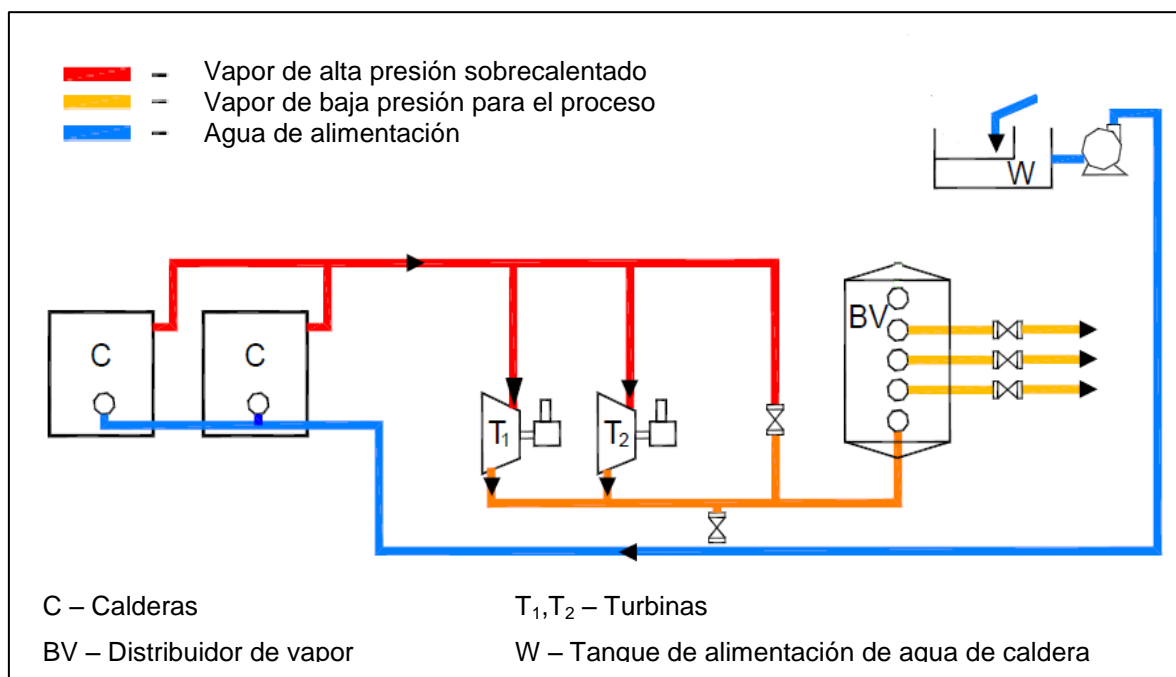


Figura 1.12. Esquema típico de generación de vapor y potencia de una planta extractora de aceite de palma (Wambeck, 2005, p. 12)

La planta requiere aproximadamente 370 kg de vapor y entre 15 a 25 kW por tonelada de racimo de fruta fresca (RFF) que se recepte (Delgado, 2013, p. 1; Wambeck, 2005, pp. 11,13).

1.2 SISTEMAS DE PRODUCCIÓN Y DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

1.2.1 SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE VAPOR

En Palmeras del Ecuador el sistema de generación de vapor está conformado por un tanque de alimentación y dos calderas combinadas piro-acuatubular.

1.2.1.1 Tanque de alimentación

En el tanque de alimentación se calienta el agua ablandada (baja dureza) por inyección de vapor directo (de baja presión), sobrante del distribuidor de vapor, hasta una temperatura entre 85 y 95 °C. Este calentamiento permite aprovechar al máximo la eficiencia de las calderas y evitar golpes de ariete por cambios bruscos de temperatura a la entrada de los mismos (Palmeras del Ecuador, 2012; Spirax Sarco, 2000, p. 43).

Con base en el libro de especificaciones técnicas de Palmeras del Ecuador S.A., realizado por la empresa SINDA LTDA. (1983), el tanque de alimentación es un recipiente cilíndrico vertical con un volumen de 24 m³, con fondo abombado y chimenea para desfogue de vapor, como se especifica en la Tabla 1.2. Cuenta con nivel visible, válvula de flotador para alimentación de agua fresca, termómetro de 0 – 120 °C y accesorios de entrada y salida de agua y vapor (p. 55).

Tabla 1.2. Especificaciones técnicas del tanque de alimentación de agua para calderas

Parámetro	Valor	Unidad
Diámetro del cilindro	2,52	m
Altura en el cilindro	5,00	m
Espesor chapa cilindro	¼	in
Diámetro chimenea	0,60	m

(SINDA LTDA, 1983, p. 55)

1.2.1.2 Calderas

Cuando las plantas de extracción de aceite de palma superan una producción de 30 t RFF/h se consideran de gran tamaño, y generalmente utilizan calderas acuaturbulares o combinadas piro-acuaturbular (Delgado, 2013, p.1).

Un caso especial se presenta en las calderas piro-acuaturbulares de biocombustible, que pese a su alto costo presentan algunas ventajas (Wambeck, 2005, p. 8):

- Queman toda la fibra, cáscara y racimos vacíos
- Temperatura del horno más baja, de 650 a 850 °C
- Domo más grande, superficie y área de horno para sostener una alta demanda y sobrecarga de vapor
- Relación aire-combustible controlada automáticamente
- Parrilla enfriada por agua

Palmeras del Ecuador cuenta con dos calderas combinadas piro-acuaturbulares marca Vyncke de iguales características, cuyo esquema general se presenta en la Figura 1.13. y que constan de:

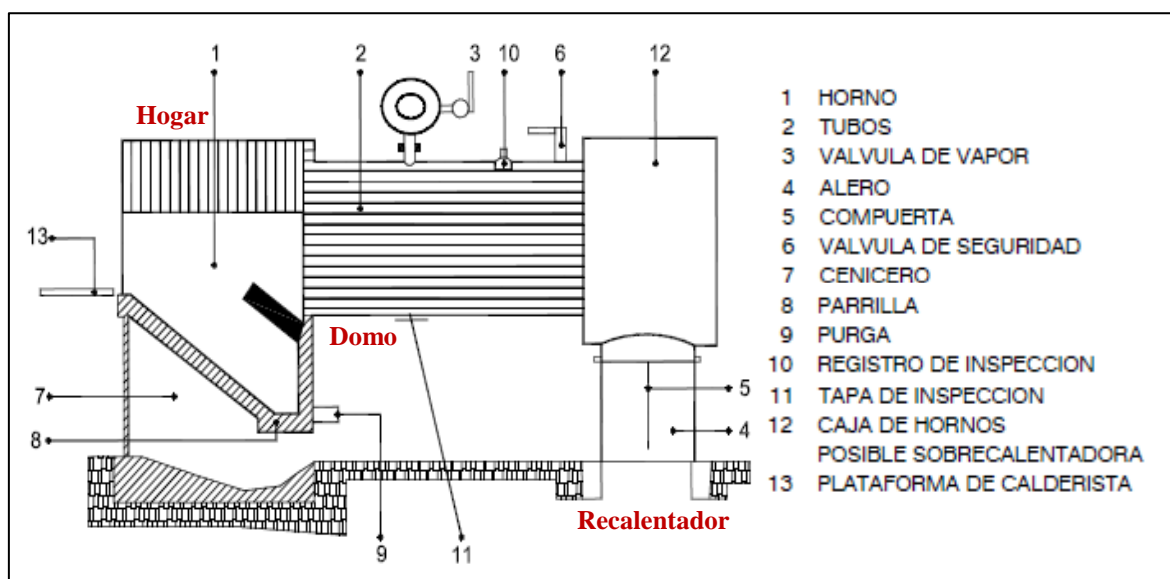


Figura 1.13. Esquema de una caldera combinada piro-acuaturbular
(Wambeck, 2005, p. 6)

Hogar

El hogar fue diseñado para la combustión de fibra y cascarilla, para lo cual se requiere cantidades elevadas y adecuadas de aire. Para esto, cuenta con dos parrillas horizontales fijas de tiro forzado, las cuales tienen un ventilador de aire primario y un ventilador de aire secundario (SINDA LTDA, 1983, p. 54; Wambeck, 2005, p. 9).

En la parte posterior del hogar hay tres sistemas de conductos alimentadores de combustible que disponen también de un ventilador de inyección forzada, mientras la parte superior de la caldera está provista de un ventilador de tiro inducido, ubicado antes de la chimenea (SINDA LTDA, 1983, p. 55).

Domo

El domo de agua representa la sección pirotubular de la caldera, al ser un colector cilíndrico que cuenta con un banco de tubos de humo (Wambeck, 2005, p. 10).

Banco de tubos

Las calderas están equipadas con paredes de tubos de agua en cada lado del hogar, que consisten en un banco de tubos adosados inclinados, diseñados para funcionar completamente separados de los bancos principales; así, en el caso eventual de que las paredes de tubos de agua salgan de servicio, el resto de la caldera puede funcionar a una capacidad más baja por un periodo determinado (SINDA LTDA, 1983, p. 56).

Sobrecalentador

Para la generación de energía, las turbinas requieren vapor seco y sobrecalentado, por lo que cada caldera cuenta con un sobrecalentador

conectado directamente al domo, que permite alcanzar un vapor de 20 bares a 250 °C (SINDA LTDA, 1983, p. 56; Wambeck, 2005, p. 11).

La caldera cuenta con: un manómetro de presión de vapor del domo, un termómetro de salida del sobrecalentador y un indicador de nivel de lectura remota de agua. Otras especificaciones técnicas de las dos calderas que dispone Palmeras del Ecuador se detallan en la Tabla 1.3.

Tabla 1.3. Especificaciones técnicas de las calderas piro-acuatubulares

Parámetro	Caldera 1	Caldera 2
Marca	VYNCKE	VYNCKE
Modelo	JH/10000/22/5	JH/10000/24/5
Tipo	pirotubular-acuatubular	pirotubular-acuatubular
Año	1985	1992
Capacidad máxima	14 t vapor/h	16 t vapor/h
Tipo de tubos	2" de diámetro 5,3 m de longitud	2" de diámetro 5,7 m de longitud
Número de tubos	162	162
Combustible	Biomasa (fibra y cascarilla)	Biomasa (fibra y cascarilla)
Consumo máximo de biomasa	2,1 t/h fibra 0,9 t/h cascarilla	2.1 t/h fibra 0,9 t/h cascarilla
Aislamiento	Lana de vidrio	Lana de vidrio
Altura del caldero	4,0 m	5,3 m
Diámetro de chimenea	1,3 m	1,3 m
Largo del Caldero	15,5 m	14,7 m
Ancho del Caldero	2,8 m	2,8 m

(SINDA LTDA, 1983, p. 56)

1.2.2 SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

1.2.2.1 Generación de energía eléctrica (potencia)

Dada la dificultad del abastecimiento de energía eléctrica pública y su elevado costo, las plantas de extracción generalmente se encuentran ubicadas cerca de

los cultivos; razón por la cual se requieren implementar sistemas autónomos de generación de energía eléctrica (Delgado, 2013, p.1).

La fábrica Palmeras del Ecuador se abastece de electricidad por medio de 3 turbinas de contrapresión, que aprovechan el vapor de alta presión que se produce en las calderas.

Al dejar las turbinas, el vapor remanente se dirige a un distribuidor de vapor de baja presión, para posteriormente ser utilizado en los procesos de esterilización y calentamiento de equipos.

Se debe acotar que en el arranque de la planta, la presión de vapor es insuficiente para el adecuado funcionamiento de las turbinas, por lo que se cuenta con dos generadores eléctricos que suministran la energía necesaria para el arranque o en su defecto, actúan en caso de falla en el suministro de energía eléctrica (SINDA LTDA, 1983, p. 58).

Turbinas

La turbina de vapor está compuesta por un rodete con álabes, que giran movidos por el vapor que se introduce a través de toberas, el cual transfiere su energía mecánica, y parte de su energía térmica (transformada en mecánica por la expansión dentro de la máquina) al eje de la turbina (MAVAINSA, 2013, p.11).

La turbina debe trabajar a una frecuencia estable, por lo cual se controla la velocidad de la misma con un vástago flexible que comanda hidráulicamente la válvula de arranque y regula el caudal de alimentación de vapor; el equipo también cuenta con un dispositivo de cierre rápido, y dos grupos de toberas automáticas (SINDA LTDA, 1983, p. 61).

Las 3 turbinas de la fábrica Palmeras del Ecuador, cuyas especificaciones se detallan en la Tabla 1.4., producen una disminución en el vapor de alta presión

(20 - 22 bares) que ingresa a ellas, hasta un valor cercano a los 4 bares. El vapor final, ahora de baja presión, se envía al distribuidor de vapor que lo destina a los diversos procesos de extracción de aceite (SINDA LTDA, 1983, p. 56).

Tabla 1.4. Especificaciones técnicas de operación de las turbinas

Especificaciones	Unidad	Turbina 1	Turbina 2	Turbina 3
Marca		KKK	KKK	SHINKO
Tipo		CF 4 GS	CF 5 GS	-
Max. Salida continua	kW	364	636	1 000
Capacidad	kg/h	7 850	17 350	23 800
Velocidad	rpm	1800		
Presión de entrada de vapor	bar.	18		
Temperatura de vapor	°C	280		
Presión de salida de vapor	bar.	3 – 4		
Temperatura de salida	°C	196		

(SINDA LTDA, 1983, p. 61)

Distribuidor de vapor

Se trata de un tanque cilíndrico horizontal con dos fondos abombados, que se emplea para la saturación y distribución de vapor a las diferentes áreas del proceso, y cuya presión de operación máxima es de 5 bares.

El distribuidor de vapor, cuyas especificaciones técnicas se detallan en la Tabla 1.5., cuenta con una válvula reguladora de presión, que permite la descarga de exceso de vapor, y una válvula de seguridad de escape progresivo (SINDA LTDA, 1983, p. 60).

El tanque distribuye vapor tanto al tanque de alimentación de agua a las calderas como a 4 áreas específicas de la planta: esterilización, extracción, clarificación y palmistería. Debido al cambio de sistema de clarificación tradicional por uno moderno (tricanter), el flujo de vapor destinado a esta área es despreciable.

Tabla 1.5. Especificaciones técnicas del distribuidor de vapor

Parámetro	Valor	Unidad
Capacidad	11	m ³
Largo	5,0	m
Diámetro	1,6	m
Presión de trabajo	3-4	bar
Presión de diseño	8	bar

(SINDA LTDA, 1983, p. 60)

1.2.2.2 Esterilización

En la fábrica Palmeras del Ecuador, la esterilización se efectúa en autoclaves cilíndricos horizontales, provistos de un par de rieles internos sobre los cuales se desplazan las canastas de racimos de fruta fresca (Palmeras del Ecuador, 2012, p. 13).

Los autoclaves cuentan con un depósito provisional (canaleta) de los condensados de esterilización antes de ser descargados al pozo florentino; lugar de toma de muestras de análisis de condensados (Palmeras del Ecuador, 2012, p. 13).

Autoclaves

El cuerpo de cada esterilizador está provisto de un aislamiento térmico de lana de vidrio de 2 in de espesor, cubierta con lámina de aluminio atornillado de 1,0 mm de espesor (SINDA LTDA, 1983, p. 11). Todos los autoclaves cuentan con las mismas especificaciones, que se detallan en la Tabla 1.6.

Tabla 1.6. Especificaciones técnicas de los autoclaves

Especificaciones	Valor	Unidad
Capacidad	8	canastas
Diámetro externo	2,1	m

(SINDA LTDA, 1983, p. 13)

Tabla 1.6. Especificaciones técnicas de los autoclaves (**continuación...**)

Especificaciones	Valor	Unidad
Largo	18,0	m
Espesor	12	mm
Presión de operación	3-4	bar

(SINDA LTDA, 1983, p. 13)

Los autoclaves cuentan con una válvula de entrada, una de descarga de vapor y una para la eliminación de condensados, como se esquematiza en la Figura 1.14. (Delgado, 2013, p. 1)

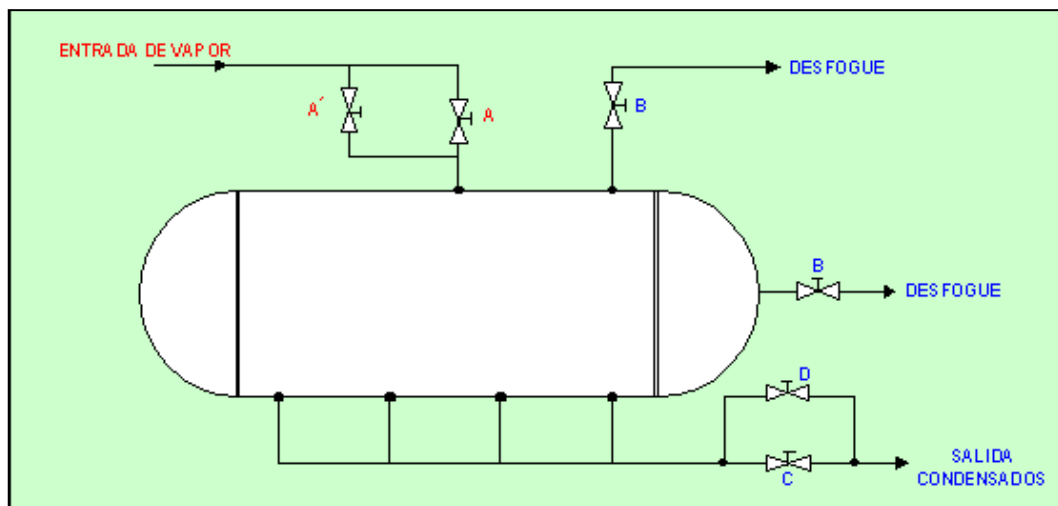


Figura 1.14. Esquema general de un autoclave horizontal para esterilización
(Delgado, 2013, p.1)

El consumo de vapor típico en un autoclave es de aproximadamente 250 kg/t de racimos. Este consumo no es uniforme, pues durante el proceso de cocción se realizan tres picos de expansión (incrementos y descargas súbitas de la presión) (Delgado, 2013, p. 2).

En la primera etapa de esterilización, la fruta se encuentra fría, por lo que para el incremento de temperatura requieren altas cantidades de energía, generando así gran condensación del vapor (por el calor cedido) y con ello un consumo elevado del mismo (Anilcolsa S.A., 2011, p. 1).

Ciclos de esterilización

Un ciclo de esterilización es una secuencia de aumento y disminución de presión por medio de la adición o expulsión de vapor en el interior del autoclave o esterilizador durante un cierto tiempo. Los ciclos pueden variar dependiendo de la madurez y la condición física de los racimos, al igual que si se encuentran enteros o partidos (Delgado, 2013, p. 2; Yáñez, García y Martínez, 2010, p. 36).

Un ciclo normal para racimos enteros cuenta con 8 pasos, representados en la Figura 1.15.:

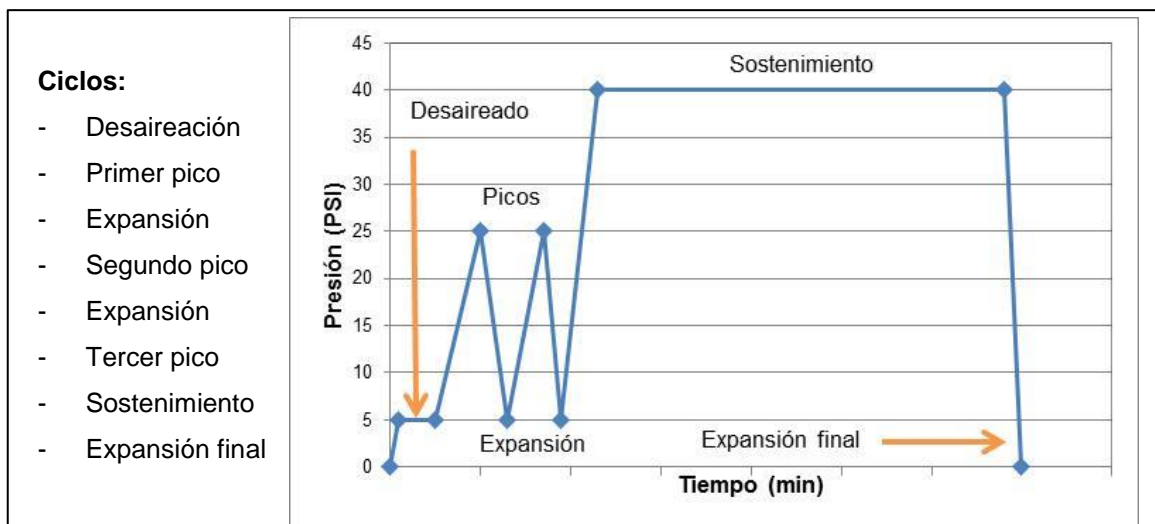


Figura 1.15. Ciclo base para la esterilización de racimos de fruta fresca (RFF) enteros de palma africana (Yáñez, García y Matínez, 2010, p. 36)

Desaireación

Debido a que el aire es una mezcla de gases que no se calienta fácilmente, disminuye el coeficiente de transferencia de calor dentro de un autoclave, por lo que se introduce vapor para evacuar todo el aire contenido y así evitar la formación de bolsas de aire y alcanzar la temperatura requerida para una esterilización completa de los racimos (Delgado, 2013, p. 2; Yáñez, García y Matínez, 2010, p. 36).

Ascenso y expansión en el primer y segundo pico

Se expulsa el aire residual dentro del esterilizador y se elimina el condensado producto del calentamiento del fruto (Yáñez, García y Matínez, 2010, p. 37; Delgado, 2013, p. 2).

En este paso no es recomendable disminuir la presión hasta cero, ya que podría haber reingreso de aire al equipo. Un valor aceptable esta alrededor de los 5 psi (Delgado, 2013, p. 2).

Sostenimiento

Es el paso en el cual se consiguen los objetivos de la esterilización. Como se mencionó anteriormente, la presión y el tiempo utilizados en el sostenimiento dependen del grado de madurez y calidad de los frutos (Yáñez, García y Matínez, 2010, p. 37).

Expansión final y operaciones de descargue y cargue del esterilizador

Luego de terminada la esterilización, la apertura de las compuertas del autoclave genera una expansión del vapor residual, cuya liberación permite realizar la descarga de los racimos y el ingreso de nuevo material (Delgado, 2013, p. 1).

1.2.2.3 Palmistería

Los silos secadores del área de palmistería son unidades que almacenan y acondicionan (reducción del porcentaje de humedad) las nueces y almendras de palma por medio de aire calentado por vapor (TECNINTEGRAL S.A., 2010, p. 2).

El acondicionamiento de la nuez se realiza a través del sistema de secado, compuesto de un ventilador que provee de aire al sistema de ductos del silo. Este

aire, dependiendo de los requerimientos, es calentado por medio de radiadores, que son los equipos consumidores de vapor (TECNINTEGRAL S.A., 2010, p. 3).

El aire caliente sube por el silo a través de conductos, cediendo su calor y arrastrando el vapor de agua que el material almacenado libera debido al calentamiento (SINDA LTDA, 1983, p. 72).

Se debe controlar la entrada de vapor a cada uno de los radiadores, pues el calentamiento del aire no es fijo, debido a que la humedad con la que entra el material a la parte superior del silo es la más alta, e irá disminuyendo conforme avance a la tolva de descarga en la parte inferior del silo, requiriendo cada vez menos cantidad de calor para mantener el acondicionamiento (TECNINTEGRAL S.A., 2010, p. 2).

Cada silo es un recipiente vertical cuadrado, como se esquematiza en la Figura 1.16., que funge como contenedor del material, almacenándolo y distribuyéndolo de manera homogénea y continua hacia la tolva de descarga (SINDA LTDA, 1983, p. 72; TECNINTEGRAL S.A., 2010, p. 1).

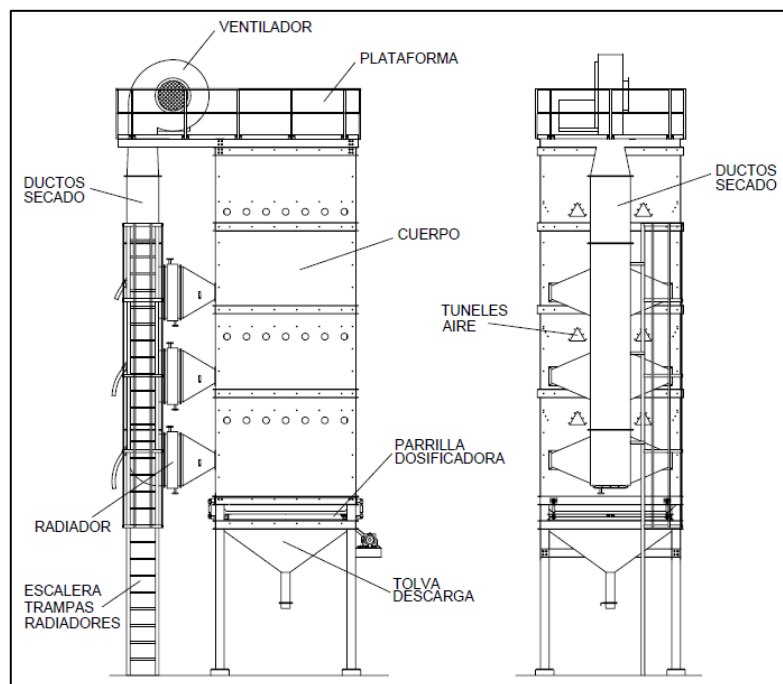


Figura 1.16. Esquema del silo secador
(TECNINTEGRAL S.A., 2010, p. 1)

La fábrica Palmeras del Ecuador cuenta con 3 silos secadores de almacenamiento, de iguales características, cuyas especificaciones técnicas se detallan en la Tabla 1.7.

Tabla 1.7. Especificaciones técnicas del sistema de secado de palmistería de Palmeras del Ecuador: silo, ventilador y radiador

Especificaciones	Valor	Unidad
Silo		
Capacidad nominal	90	m ³
Largo	3,5	m
Ancho	3,5	m.
Altura total	11,5	m.
Ventilador		
Capacidad	9 600	cfm.
Presión	260	mm H ₂ O
Motor	37	kW
Radiador (intercambiador)		
Baterías de Calefacción	3	
Presión de Vapor	4	bar
Capacidad térmica	116 000	kcal/h

(SINDA LTDA, 1983, p. 72)

1.3 AUDITORIA ENERGÉTICA EN LA GENERACIÓN DE VAPOR

Prats, F. (2011) define una auditoría energética como un proceso sistemático mediante el cual se obtiene un conocimiento suficiente y fiable del consumo energético de la industria (p. 5), cuyo objetivo fundamental es identificar y evaluar las distintas oportunidades de ahorro en función de la factibilidad de las mismas.

1.3.1 MEDICIONES DE CONDICIONES DEL MEDIO AMBIENTE

Los equipos generadores y consumidores de vapor presentan una transferencia de calor por convección de dos tipos: una interna, debida al fluido que circula dentro de ellos (en este caso vapor), y una externa, relacionada al fluido que rodea las fronteras del equipo, denominado su “entorno” (en este caso el aire ambiental). Es por esto, que las condiciones ambientales son importantes para la determinación de pérdidas energéticas con el ambiente, ya que de las mismas dependerá la magnitud de la transferencia de calor que se generé y por ende de las pérdidas que se ocasionen (Instituto para la diversificación y ahorro de la energía, 2007, p. 9).

Sin embargo, la medición de las condiciones ambientales deben realizarse en las áreas donde se localizan los sistemas de generación y distribución de vapor, pues son las que representan el “entorno” de cada equipo (Campos *et al.*, 2007, p. 8).

Para un análisis energético se deben considerar los siguientes parámetros ambientales:

- Temperatura: Temperatura normal del ambiente, medida por un termómetro.
- Humedad Relativa: Medida en forma directa con un psicrómetro, o a través de tablas psicrométricas, con base en las temperaturas de bulbo seco y húmedo.
- Presión Barométrica: Se determina con un barómetro, barómetro aneroide o conociendo la elevación del lugar.

1.3.2 BALANCE DE MASA

El balance de masa, elaborado a partir del diagrama de bloques, permite conocer el rendimiento másico del proceso, caudales y composición de las corrientes, recirculaciones de productos intermedios y los residuos materiales (Universidad de Córdoba, 2008, p.25).

Con base en el balance de masa se puede determinar el balance de energía y el cálculo de eficiencia y/o rendimiento, es decir, el consumo de energía destinada al proceso entre las distintas etapas en que se ha dividido (Universidad de Córdoba, 2008, p.25).

La información obtenida, de ser el caso, permitirá además el dimensionamiento de equipos auxiliares, como son: ventiladores, quemadores, chimeneas, etc. (Agencia andaluza de la energía, 2011, p. 27).

1.3.3 ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LOS GENERADORES TÉRMICOS

1.3.3.1 Eficiencia energética

La generación de energía térmica a través de la combustión en calderas, tiene asociada una serie de pérdidas: por convección y radiación, por combustión, por purga, entre otras; por esta razón, es necesario la determinación de la eficiencia real de las calderas (Agencia andaluza de la energía, 2011, p. 28).

Eficiencia de la combustión

La eficiencia de la combustión representa el porcentaje de calor transferido al generador con respecto a la energía proporcionada por el combustible quemado. Se calcula restando el porcentaje de pérdidas por combustión del 100 % (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 34).

Eficiencia energética en calderas

La eficiencia o rendimiento permite evaluar el funcionamiento de la caldera a través de la relación entre la energía del vapor producido y la energía proporcionada a la caldera. A diferencia de la eficiencia de la combustión, incluye otros componentes de pérdidas de energía como purgas, convección, etc.

(Unidad de capacitación y asistencia técnica en eficiencia energética, 2008, p. 3; Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 35)

Existen dos formas de realizar el balance energético para calcular la eficiencia: método directo y método indirecto.

El método directo

“Relación entre la energía aprovechada en la transformación del agua en vapor, y la energía entregada a la caldera” (CONAE, 2013, p. 5). La energía aprovechada es la que produce el cambio de estado en el agua, y la entregada se considera como la suma de la energía del combustible, basada en el poder calorífico del combustible, más los créditos de energía que ingresan al sistema: calor sensible del aire, agua y combustible; como se indica en la Ecuación [1.1] (ATECYR, 2007, p. 21; Golato *et al.*, 2008, p. 18).

$$\eta = \frac{E_{\text{aprov}}}{E_{\text{ent}}} * 100 = \frac{w_v (\lambda_{vf} - \lambda)}{H_f + B} * 100 \quad [1.1]$$

Dónde:

η : Eficiencia energética

E_{aprov} : Energía aprovechada

E_{ent} : Energía entregada

w_v : flujo másico del vapor producido

λ_{vf} : entalpía del vapor producido.

λ : entalpía del agua de alimentación.

H_f : Calor suministrado por el combustible

B : Créditos de energía (calor sensible del aire de combustión, el agua de alimentación y el combustible).

A excepción de que el equipo cuente con caudalímetros, este método se dificulta por la medición del caudal de agua y vapor de la caldera (ATECYR, 2007, p. 21).

El método indirecto

“Evaluación de las pérdidas como un porcentaje de la energía aportada por el combustible” (Agencia andaluza de la energía, 2011, p. 28).

Este método requiere medir la concentración de los componentes de los gases de combustión, efectuar un análisis del combustible y su flujo, y la cuantificación de las pérdidas, posibilitando el incremento de la eficiencia mediante la reducción de las pérdidas identificable (Golato *et al.*, 2008, p. 18).

Se considera que toda la energía entregada a la caldera es captada por el agua (vapor), a excepción de las pérdidas energéticas que presente la caldera, como se esquematiza en la Figura 1.17. (ATECYR, 2007, p. 21).

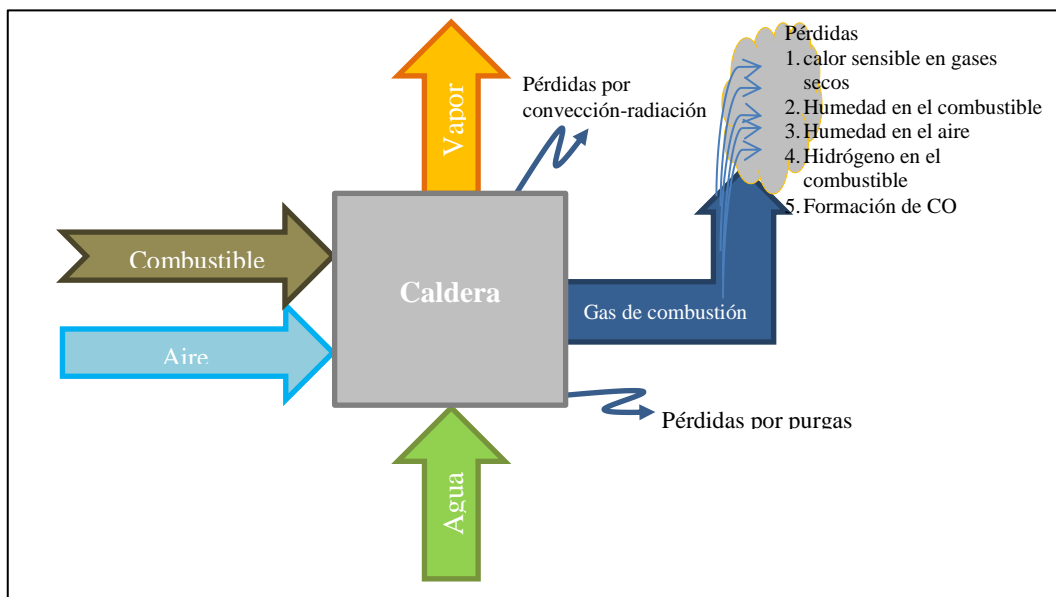


Figura 1.17. Esquema del método indirecto para determinar eficiencia de calderas a partir de sus pérdidas de energía
(Bureau of Energy Efficiency, 2005)

El método indirecto es más preciso, pero requiere más mediciones y cálculos, aunque una vez obtenido el valor total de las pérdidas, el cálculo final es sencillo, y se resume a la Ecuación [1.2].

$$\text{Eficiencia de la caldera} = 100 - \% \text{pérdidas}$$

[1.2]

1.3.3.2 Pérdidas energéticas en calderas

Las principales pérdidas de energía en las calderas se dan por: combustión, convección y radiación, y purgas.

Pérdidas por combustión

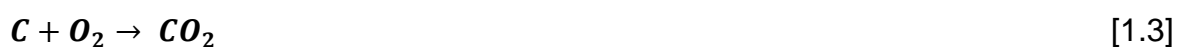
Las pérdidas por combustión son las más relevantes en una caldera, ya que concentran entre el 80 % y 90 % de las mismas (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 43).

Las principales pérdidas derivadas de la combustión del combustible respectivo son:

Pérdidas por calor sensible de gases secos

Las pérdidas por calor sensible implican el calor no aprovechado que abandona la caldera en el flujo de gases de combustión, éstas dependen principalmente de la temperatura y el flujo de gases a la salida del equipo. Dicho flujo es una combinación de aire estequiométrico, aire en exceso y gases de combustión, cuya determinación implica conocer la relación aire-combustible, sin considerar la humedad del mismo (Agencia andaluza de la energía, 2011, p.29; Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 33).

La relación aire-combustible se obtiene a partir de las proporciones estequiométricas de las Ecuaciones [1.3], [1.4] y [1.5]; y del tipo y composición química del combustible.





Pérdidas por la combustión de hidrógeno presente en el combustible

El hidrógeno contenido en el combustible se une con el oxígeno del aire para formar agua (H₂O), como se muestra en la Ecuación [1.4]; lo que genera 9 kg de H₂O por cada kg de hidrógeno. El agua formada absorbe parte de la energía generada en la combustión, transformándose en vapor sobrecalentado que sale por la chimenea junto con los otros gases, lo que implica pérdidas por calor latente y calor sensible, cuya suma representa la pérdida por combustión de hidrógeno (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 33).

Pérdidas por humedad en el combustible

El agua contenida en el combustible absorbe parte de la energía que proporciona la biomasa en el proceso de combustión, disminuyendo la transferencia de calor hacia el producto útil del equipo, energía que finalmente se descarga a la atmósfera por la chimenea del equipo (Agencia andaluza de la energía, 2011, p.29; Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 33).

Esta pérdida es relevante en combustibles derivados de la biomasa, ya que tienen altos porcentajes de humedad; en el caso de los combustibles fósiles este factor es mínimo (Agencia andaluza de la energía, 2011, p.29; Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 33).

Pérdidas por vapor de agua en el aire

Al igual que las pérdidas por combustión de hidrógeno y humedad del combustible esta pérdida se debe a la energía que absorbe el agua presente en el aire. En este caso en particular el calor perdido no depende directamente del combustible

ni del equipo, sino de la humedad del ambiente donde opera el equipo y de la temperatura de salida de los gases; pero depende indirectamente del combustible dado que cada combustible requiere una cantidad distinta de aire estequiométrico y exceso de aire requerido para la combustión completa (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 34).

Pérdidas por formación de monóxido de carbono

Cuando en la caldera la reacción de combustión es incompleta, hecho evidenciado por la formación de monóxido de carbono (CO), se genera una menor cantidad de energía debido a que esta reacción libera un calor de combustión aproximadamente tres veces menor, en comparación a una combustión completa que forma el dióxido de carbono (CO₂), como se detalla en la Tabla 1.8.; lo que representa una pérdida energética (Agencia andaluza de la energía, 2011, p.9).

Tabla 1.8. Calor de combustión de las reacciones de combustión completa e incompleta

Reacción de Combustión	Calor de combustión (H _C)
	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg Carbon}} \right]$
Completa (CO ₂)	33 823,46
Incompleta (CO)	10 167,12

(Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 9)

Pérdidas por convección y radiación

Las pérdidas de calor por la superficie de la caldera por convección y radiación dependen del aislamiento térmico de la superficie de la caldera, de la temperatura ambiente y de la velocidad del aire entorno a la caldera (Agencia andaluza de la energía, 2011, p.31).

Una caldera bien aislada, tendrá pérdidas por convección y radiación de 0,3 a 0,5% de su energía (CONAE, 2013, p. 9).

Pérdidas por purgas

Las purgas tienen como fin de eliminar los sólidos disueltos remanentes en el fondo de la caldera, ya que al vaporizarse el agua, la concentración de sólidos aumenta en el agua, creando problemas de picaduras en los bancos de tubos y/o disminución del coeficiente de transferencia de calor. Pero dado que las purgas secuenciales liberan agua al ambiente, estas implican pérdidas por calor sensible (CONAE, 2013, p. 11)

Estas pérdidas dependen de la operación y mantenimiento de la caldera (razón de purga), lo que a su vez depende de la calidad del agua disponible para la misma (TDS principalmente) y de su tratamiento químico (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 34).

En la Tabla 1.9. se resumen las pérdidas energéticas asociadas a una caldera y sus posibles causales.

Tabla 1.9. Pérdidas energéticas asociadas a una caldera y sus posibles causantes

Pérdidas de calor en las calderas	Causas de las pérdidas de calor
Pérdida por humedad del combustible	a. Excesiva humedad en la fibra. b. Excesiva humedad en la cascarilla.
Pérdida por combustión incompleta.	a. Suministro insuficiente de aire. b. Lecho de combustible en condiciones pobres. c. Enfriamiento bajo la parrilla con bajo caudal. d. Ajuste inadecuado de la caldera.
Pérdida debida a humedad del aire.	a. El aire se carga de humedad por un chorro de vapor. b. Exceso de aire en los días de humedad alta.
Pérdida por radiación y convección desde la caldera y el hogar	a. Domo de la caldera no aislado. b. Pared del hogar muy delgada o de calidad pobre. c. Refractarios del hogar para ser reparados o renovados.
Pérdida por combustión incompleta.	a. Suministro insuficiente de aire. b. Lecho de combustible en condiciones pobres. c. Enfriamiento bajo la parrilla con bajo caudal. d. Ajuste inadecuado de la caldera.

(Wambeck, 2005, p. 12)

Tabla 1.9. Pérdidas energéticas asociadas a una caldera y sus posibles causantes
(continuación...)

Pérdidas de calor en las calderas	Causas de las pérdidas de calor
Pérdida por gases de combustión	a. Alto exceso de aire que se revela por el bajo contenido de CO ₂ en los gases. b. Alta temperatura de los gases. c. Superficies de calefacción sucias. d. Circulación pobre de agua. e. Velocidad de gases muy alta.

(Wambeck, 2005, p. 12)

1.3.4 ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LOS EQUIPOS CONSUMIDORES DE VAPOR.

Los principales parámetros que interesan en un estudio térmico son:

- La medición de flujos máxicos
- La medición de variables energéticas

Con base en estas medidas se puede determinar la eficiencia energética térmica con la cual está operando el equipo estudiado. Una vez determinada esta se podrá decidir si es necesario actuar sobre el equipo, mejorando su rendimiento energético o si se está trabajando dentro del rango adecuado (Molina, 2014, p.1).

1.3.4.1 Balance de energía del equipo

El punto de partida para toda medición térmica es el balance de energía del equipo a medir, mediante la Ecuación [1.6] (Molina, 2014, p.1).

$$\text{Energía que ingresa al sistema} = \text{Energía que sale del sistema} \quad [1.6]$$

Es fundamental en un balance de energía identificar las energías involucradas en el sistema, y con base en estas plantear las ecuaciones necesarias y las variables relevantes a medir. Los parámetros que se miden con mayor frecuencia son: temperatura y caudal (Campos *et al.*, 2007, p. 8; Molina, 2014, p.1).

La temperatura, junto con la presión del fluido (vapor, aire o agua), permite conocer las propiedades termodinámicas de éste (Molina, 2014, p.1).

El caudal o flujo del fluido permite cuantificar la energía involucrada en el sistema, pero generalmente no puede ser medido directamente, por lo que se calcula de otros parámetros de consumo como son: presión, voltaje, etc (Campos *et al.*, 2007, p. 8; Molina, 2014, p.1).

Localizar adecuadamente procesos consumidores de energía y cantidades consumidas (balance de energía), permite conocer qué fracción de los flujos térmicos existentes en el sistema es efectivamente utilizada y en qué fracción es desperdiciada, siendo esta última el calor disponible para recuperación (Campos *et al.*, 2007, p. 8).

Una vez terminado el balance se debe determinar:

- Calidad y cantidad de calor desperdiciado y cantidad de calor requerido

Se debe analizar la factibilidad de utilizar calor de recuperación y en qué porcentaje.

- Ubicación de las fuentes de calor desperdiciado

Se debe determinar las pérdidas de calor en equipos, las cuales deberían ser minimizadas.

1.3.5 ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LOS SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA.

Adicionalmente a los puntos antes vistos, los sistemas de distribución de vapor y retorno de condensado también tienen efecto en la eficiencia energética del sistema, es por ello que es importante analizar:

1.3.5.1 Fugas en líneas de vapor y retorno de condensado

Las fugas de vapor son una forma visible de desperdicio de energía, e indican la operación ineficiente del sistema. Estas pueden ser ocasionadas por corrosión o por desperfectos en empaque, juntas o válvulas (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 47; CONAE, 2002, p. 13).

Las pérdidas de energía asociadas son mayores mientras mayor sea la entalpía del vapor que pasa por la línea, y del tamaño del orificio de la fuga. (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 47)

Existen dos métodos para estimar las pérdidas de vapor por fugas: En función del tamaño del orificio y en función de la presión de operación vs. altura de pluma, ambos métodos gráficos (CONAE, 2002, p. 13).

Método del orificio

El método del orificio expresa el flujo de vapor fugado en función del diámetro de la fuga y la presión de vapor en la línea donde se encuentra la fuga, como se puede observar en la Tabla 1.10. (CONAE, 2002, p. 13).

Tabla 1.10. Flujo de vapor fugado en función del diámetro de fuga y la presión de vapor de la línea

Flujo de vapor fugado [kg/h]										
Diámetro de la fuga [mm]	Presión de vapor [bar]									
	1,0	1,8	3,5	5,3	7,0	8,8	10,5	14,0	17,5	21,0
0,79	0,32	0,43	0,70	0,96	1,23	1,50	1,77	2,32	2,86	3,36
1,59	1,27	1,73	2,77	3,86	4,91	6,00	7,09	9,23	11,41	13,55
2,38	2,86	3,84	6,27	8,68	11,09	13,50	15,95	20,77	25,64	30,45
3,18	5,09	6,82	11,14	15,45	19,73	24,05	28,36	36,95	45,45	54,09
3,97	8,00	10,68	17,41	24,14	30,86	37,59	44,27	57,73	70,91	84,55
4,76	11,50	15,36	25,05	34,73	44,41	54,09	63,64	83,18	102,73	121,82

(Spirax Sarco, 2000, p. 57)

Tabla 1.10. Flujo de vapor fugado en función del diámetro de fuga y la presión de vapor de la línea (continuación...)

Flujo de vapor fugado [kg/h]										
Diámetro de la fuga [mm]	Presión de vapor [bar]									
	1,0	1,8	3,5	5,3	7,0	8,8	10,5	14,0	17,5	21,0
5,56	15,64	20,91	34,09	47,27	60,45	73,64	86,82	113,18	139,55	165,91
6,35	20,45	27,32	44,55	61,82	78,64	96,36	113,64	147,73	182,27	216,82
7,14	25,86	34,59	56,36	78,18	100,00	121,82	143,64	187,27	230,45	274,09
7,94	31,95	42,73	69,55	96,36	123,64	150,45	177,27	230,91	285,00	338,64

(Spirax Sarco, 2000, p. 57)

Método de la altura de pluma

El método de la altura de pluma expresa el flujo de vapor fugado en función de la presión de vapor en la línea y la altura de pluma (CONAE, 2002, p. 13).

La altura de pluma es la distancia entre la tubería y la altura alcanzada por la línea central imaginaria del vapor (pluma) (Agencia andaluza de la energía, 2011, p. 31).

En la Tabla 1.11. se presenta los valores de las pérdidas de vapor, en kilogramos de vapor por hora, para una altura de pluma y temperatura ambiente determinada.

Tabla 1.11. Flujo de vapor fugado en función en función de la presión de vapor en la línea y la altura de pluma

Pérdida de vapor [kg/h]			
Altura de la pluma [m]	Temperatura Ambiente [°C]		
	7,2	21,1	32,2
Presión: 7,95 bares			
0,91	4,54	13,63	22,72
1,83	13,63	27,27	127,27
2,74	31,81	190,90	318,18
3,66	50,00	295,45	500,00

(CONAE, 2002, p. 13)

Tabla 1.11. Flujo de vapor fugado en función de la presión de vapor en la línea y la altura de pluma (**continuación...**)

Pérdida de vapor [kg/h]			
Altura de la pluma [m]	Temperatura Ambiente [°C]		
	7,2	21,1	32,2
Presión: 28,6 bares			
0,91	9,09	15,90	22,72
1,83	22,72	77,27	131,81
2,74	59,09	227,27	363,63
3,66	100,00	395,45	636,36

(CONAE, 2002, p. 13)

1.3.5.2 Trampas de vapor

Son dispositivos que captan el condensado y gases no condensables (aire) que se puede producir en distancias largas de líneas de vapor o en equipos de consumo de vapor, evitando así el desperdicio energético del mismo (Amstrong Internacional Inc., 2000, p. 9).

Los desperfectos en trampas de vapor son de dos tipos: quedan abiertas o quedan cerradas. En el primer caso, el vapor pasa por el equipo respectivo sin aportar todo su calor latente al proceso, por lo tanto se genera una cantidad de vapor que finalmente no es usado. Cuando las trampas quedan cerradas, se acumula condensado en los equipos, causando problemas de operación y proceso, que también tienen un costo asociado (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 47).

1.3.5.3 Pérdidas energéticas en líneas de agua, vapor y retorno de condensado

Se deben analizar las pérdidas de calor por el deterioro o ausencia de aislante térmico en las tuberías de transporte de vapor y agua caliente. (Soto, 1996, p. 201).

Las tuberías que conducen los fluidos calientes, sufren pérdidas de calor dependiendo de la temperatura de operación de la línea y la temperatura de superficie de los tubos, esta última no solo depende de las resistencias entre las superficie caliente y fría, sino también de la habilidad de la atmósfera circundante para remover el calor, como se puede observar en la Figura 1.18., es por esto que para calcular las pérdidas energéticas en tuberías se debe considerar las siguientes resistencias (Citlalpopoca, 2008, p.3):

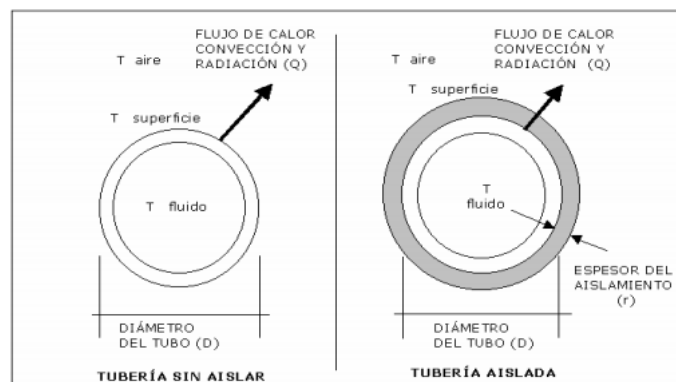


Figura 1.18. Esquema de pérdidas energéticas en tuberías (CONAE, 2002, p.14)

- La resistencia del vapor a condensar, la cual es el calor que cede a la superficie interna del tubo. Experimentalmente, se ha encontrado que esta resistencia es muy pequeña por lo que es despreciable (Citlalpopoca, 2008, p.4).
- La resistencia de la pared metálica del tubo (conducción)
- La resistencia del aislante (conducción)
- La resistencia del aire que lo rodea, siendo apreciable aun cuando sea por convección natural del aire, en adición a la radiación. (Citlalpopoca, 2008, p.4; CONAE, 2002, p.14).

1.4 MÉTODOS DE AHORRO ENERGÉTICO

Según la Agencia andaluza de la energía (2011) al analizar las pérdidas energéticas globales se puede observar que generalmente en las industrias el:

25 % se producen en la generación, el 45 % en el sistema de distribución y el 30 % restante son debidas a la no utilización de los condensados (p. 42).

1.4.1 MEDIDAS DE AHORRO EN LOS EQUIPOS DE GENERACIÓN DE ENERGÍA

1.4.1.1 Control de la eficiencia de combustión

Debido a que la combustión se ve afectada principalmente por la cantidad de aire presente, el control del mismo es importante para el adecuado funcionamiento de las calderas. Teóricamente, si el aire entrara en proporciones estequiométricas se obtendría una combustión completa. Sin embargo, debido a que la mezcla aire-combustible no es perfecta, siempre es necesario agregar un exceso de aire para mantener una combustión óptima (Agencia andaluza de la energía, 2011, p. 28; Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 41).

El exceso de aire debe ser controlado, pues a medida que crece, y una vez conseguida la combustión completa, su aumento sólo provocaría pérdidas crecientes de energía a través de los gases expulsados, como se visualiza en la Figura 1.19. (Agencia andaluza de la energía, 2011, p. 29).

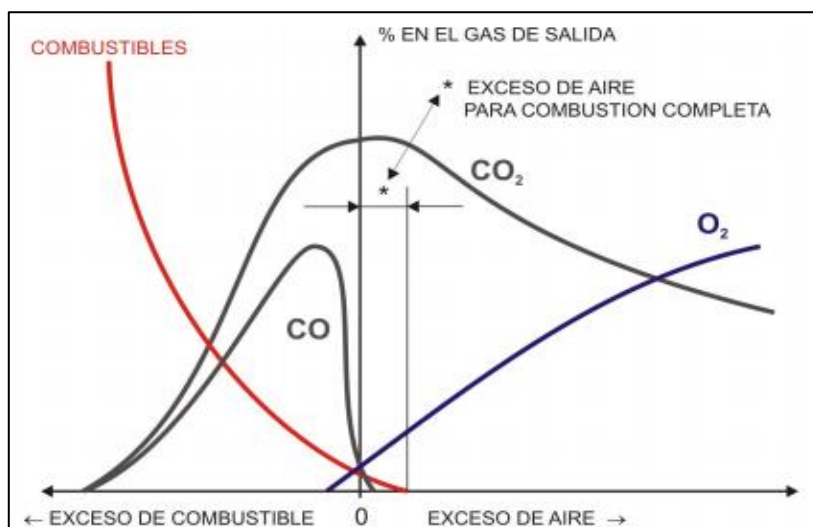


Figura 1.19. Composición del gas de combustión en función de la cantidad de aire (Agencia andaluza de la energía, 2011, p. 29)

En la Tabla 1.12. se muestra el porcentaje de exceso de aire y el contenido de oxígeno óptimos en los gases de combustión, dependiendo del tipo de combustible.

Tabla 1.12. Porcentaje de exceso de aire recomendado para distintos tipos de combustible

Combustible	Exceso de aire [%]		O ₂ en gases [%]	
	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
Gaseoso	10,0	15,0	2,0	2,7
Líquido	12,5	25,0	2,3	4,2
Sólido	30,0	50,0	4,9	7,0

(Agencia andaluza de la energía, 2011, p. 29)

El control de la eficiencia de combustión en calderas de gran potencia, producción de vapor mayor a 10 000 kg/h, se suele realizar analizando los gases de combustión de manera continua, mediante analizadores de oxígeno y monóxido de carbono (indicador de una combustión incompleta) a la salida de los gases de combustión; el controlador recibe la señal de los analizadores y, en función de la diferencia entre ésta y la señal de referencia, se regulan las cantidades de aire y de combustible que entran al quemador (Agencia andaluza de la energía, 2011, p. 29; Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 45).

1.4.1.2 Minimización de pérdidas por paredes

El correcto aislamiento de una caldera puede mejorar hasta en un 50 % la eficiencia térmica de los procesos de calentamiento. Dependiendo del tipo de caldera y las temperaturas, el espesor y mantenimiento del refractario son elementos esenciales del ahorro energético, ya que su inadecuado diseño puede llevar asociadas pérdidas térmicas por las paredes en torno a un 30 - 40 % del poder calorífico aportado por el combustible (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p.47).

1.4.2 AHORRO ENERGÉTICO POR RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS

Inmediatamente el vapor sale de la caldera, comienza a ceder parte de su energía debido al gradiente térmico entre el interior de las paredes por donde circula el vapor y la superficie de las mismas, produciéndose así la condensación. Es por esta razón que siempre habrá condensado en líneas y equipos que utilicen vapor (Agencia andaluza de la energía, 2011, p. 31).

Los condensados de las líneas deben ser recuperados en la medida de lo posible, debido a los altos costos que estos conllevan (pérdidas energéticas). El punto de referencia óptimo para el retorno de condensado es del 90 %. Esto es posible si la planta no utiliza inyección directa de vapor para aplicaciones de proceso (Soto, 1996, p.169).

Reusar el condensado caliente puede llevar a considerables ahorros de energía y agua, adicionalmente del impacto positivo en el medio ambiente (Agencia andaluza de la energía, 2011,p. 41; Soto,1996, p.171).

El aprovechamiento del calor de los condensados en la caldera dependerá del tipo de condensado:

- Condensados contaminados

El condensado procedente de ciertos procesos, como la esterilización, podría ser corrosivo o estar contaminado, por las materias solubles o emulsionadas en este; lo que imposibilita su reutilización en la caldera, en estos casos debe recuperarse el calor sensible del condensado llevándolo a un tanque y utilizarlo en alguna etapa del proceso, si esto es posible (Soto, 1996, p.170; Gaspar, 2010, p. 25).

- Condensado no contaminado

La mejor forma de recuperar su calor es introduciéndolo nuevamente en la caldera. Para esto se puede emplear sistemas abiertos o cerrados, según sea el caso (Navas, 2005, p.12; Gaspar, 2010, p. 25).

1.4.2.1 Sistema abierto - Recuperación en un tanque atmosférico

El sistema abierto posee un tanque atmosférico, que descarga el vapor flash al ambiente, razón por la cual se emplea en procesos con condensados fríos (hasta 100 °C) (Navas, 2005, p.13; TLV INTERNACIONAL INC., 2014, p. 1). Dependiendo de la bomba utilizada, este sistema puede ser de dos tipos:

Sistema abierto de recuperación de condensado mediante bomba centrífuga

Cuando hay presión diferencial negativa entre el origen y el destino, una bomba centrífuga o turbina común puede utilizarse para aumentar la presión del condensado. Con el bombeo se puede mover más condensado y a más largas distancias (Navas, 2005, p.13; Soto, 1996, p.172).

Es posible que la trampa de vapor descargue hacia una tubería elevada, siempre que la presión diferencial sea positiva y los estándares de seguridad se cumplan (Soto, 1996, p.172).

Para bombear condensado caliente y evitar la cavitación, se debe incrementar la altura de aspiración positiva neta disponible (NPSHA). Un método para resolver esto es instalar un tanque colector (o cabezal) elevado y aumentar la cabeza de llenado de 3 a 5 metros por arriba de la altura de aspiración positiva neta requerida (NPSHR) de la bomba, tratándose de agua a temperatura regular, como se visualiza en la Figura 1.20. (Soto, 1996, p.173; TLV INTERNACIONAL INC., 2014, p. 1).

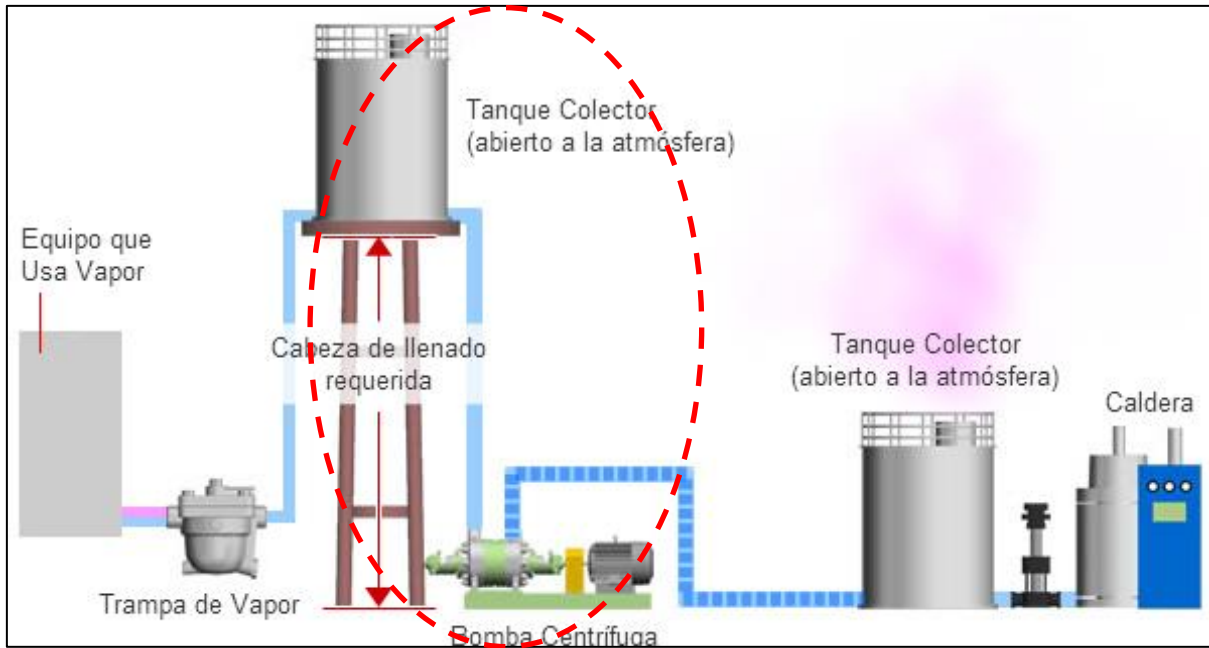


Figura 1.20. Esquema del sistema de recuperación mediante una bomba centrífuga (TLV INTERNACIONAL INC., 2014)

Sistema abierto de recuperación de condensado mediante bomba centrífuga especializada

Las bombas centrífugas especializadas que no sufren cavitación también fueron desarrolladas para la recuperación del condensado. Ellas usan un eyector instalado en la succión de la bomba para resolver el problema asociado con la caída de presión estática por el giro del impulsor (TLV INTERNACIONAL INC., 2014, p. 1).

El eyector vence la caída de presión al alimentar condensado presurizado a alta temperatura a la bomba centrífuga. De esta forma, esta lo bombea sin llegar a la cavitación, incluso con una NPSHA tan baja como 1 (TLV INTERNACIONAL INC., 2014, p.1).

Debido a los bajos requerimientos de cabeza de llenado, estas bombas de recuperación de condensado ayudan a reducir los requerimientos y costos de espacio, y se deja de tener necesidad de un tanque colector elevado o un tanque

presurizado que produzca una contrapresión al equipo que debe drenarse, como se visualiza en la Figura 1.21. Sin embargo, en esencia, su uso es similar al de una bomba convencional (Navas, 2005, p.17; TLV INTERNACIONAL INC., 2014, p. 1).

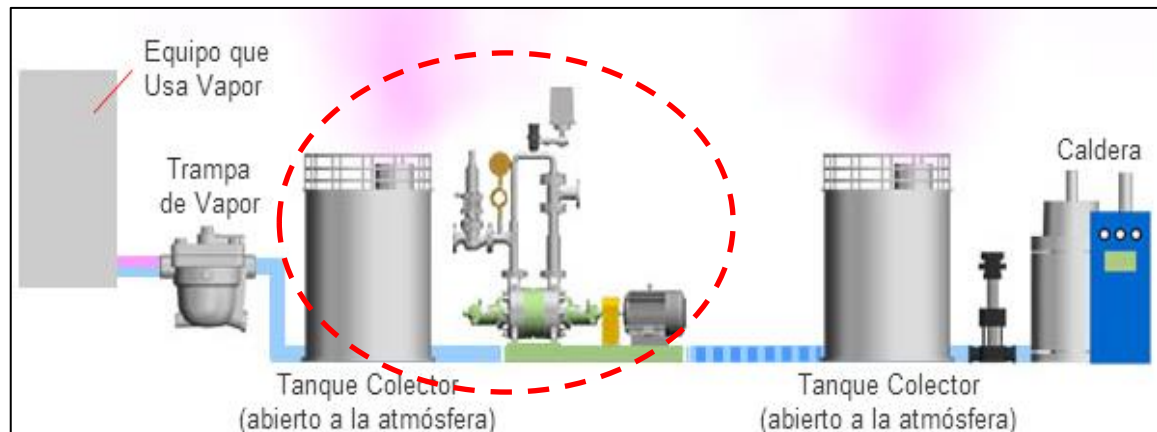


Figura 1.21. Esquema del sistema de recuperación mediante una bomba centrífuga especializada
(TLV INTERNACIONAL INC., 2014)

1.4.2.2 Sistema Cerrado - Recuperación en un tanque presurizado

Cuenta con un tanque Flash, el cual evita las pérdidas energéticas por venteo y permite recuperar vapor de baja presión, que puede ser reutilizado en el proceso. Este sistema es más eficiente que el anterior y es utilizado para flujos de condensados calientes (100 °C o más) (Navas, 2005, p.19; TLV INTERNACIONAL INC., 2014, p. 1).

Los sistemas presurizados requieren de un mayor número de consideraciones de diseño que los sistemas venteados, como se visualiza en la Figura 1.22.

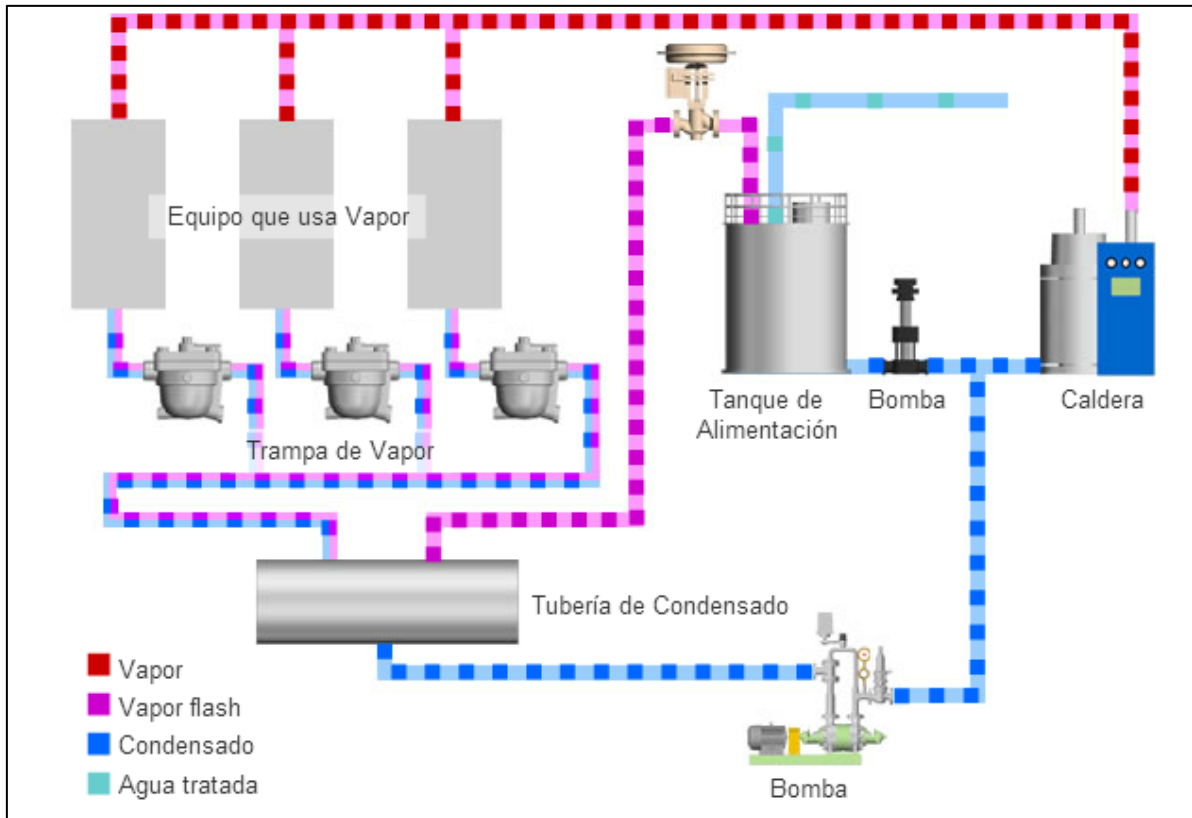


Figura 1.22. Esquema del sistema de recuperación de condensado en un tanque presurizado
(TLV INTERNACIONAL INC., 2014)

En este caso, una válvula especial debe instalarse para regular la liberación del vapor flash a la atmósfera, y la tubería que transporte el condensado deberá dimensionarse para flujo de dos fases, vapor y condensado. Sin embargo, estos sistemas permiten un mayor porcentaje de recuperación de energía al compararse con los sistemas abiertos (TLV INTERNACIONAL INC., 2014, p. 2).

Adicionalmente, como la mayoría del vapor flash no se ventea a la atmósfera, mayor cantidad de agua puede recuperarse y reusarse. La ausencia de nubes de vapor mejora considerablemente el ambiente de la planta (TLV INTERNACIONAL INC., 2014, p. 2).

Un comparativo de ambos sistemas de recuperación de condensado, se presentan en la Tabla 1.13.

Tabla 1.13. Cuadro comparativo de los sistemas de recuperación de condensado

Parámetro	Sistema abierto	Sistema cerrado
Temperatura del Condensado Recuperado	Hasta 100 °C	Hasta 180 °C
Configuración del Sistema	Simple	Avanzada
Costos Iniciales	Bajos	Altos
Costos de Operación	Varían	Varían
Corrosión en Tubería	Significativa (el condensado entra en contacto con aire)	Poca (no hay contacto con aire)
Nubes de Vapor	Gran cantidad (si la temperatura del condensado es alta)	Cantidad mínima
Aplicaciones de Recuperación	Agua de alimentación de caldera Pre-calentamiento Agua para limpieza, etc.	Principalmente para alimentación directa a la caldera y aplicaciones de recuperación de Vapor Flash

(TLV INTERNACIONAL INC., 2014, p. 2).

Finalmente, la elección del sistema de recuperación de condensado depende de los siguientes parámetros esencialmente (Soto, 1996, p. 171):

- Flujo de condensado [kg/h]
- Presión nominal de vapor
- Diferencial de presión [ΔP]

Los sistemas de recuperación abiertos son menos costosos para diseñarse e instalarse, es por ello que éstos serán elegidos cuando se desee un retorno de inversión corto o en caso de no ser viable el sistema presurizado, como por ejemplo: en sistemas que usan vapor de baja presión (TLV INTERNACIONAL INC., 2014).

1.4.3 AHORRO ENERGÉTICO EN REDES DE VAPOR

Con el fin de disminuir pérdidas, aumentar la eficiencia y ahorrar energía, se debe diseñar tuberías con longitudes y diámetros apropiados, aislar superficies calientes, utilizar purgadores adecuados y dar mantenimiento a la red de vapor

(eliminación de fugas en tuberías, comprobar el buen funcionamiento de los purgadores) (Agencia andaluza de la energía, 2011,. 42, Soto, 1996, p.203).

1.4.3.1 Aislamiento de líneas de condensado y de vapor

El aislamiento térmico se basa en tres aspectos generales:

- Económico.- Se debe considerar que la generación de energía tiene un costo y que la disipación innecesaria de la misma implica pérdidas que pueden y deben ser minimizadas, en especial en industrias de alto consumo energético como es el caso de la extracción de aceite de palma.

El aislamiento térmico reduce las pérdidas de calor, sin embargo, no las anula; a mayor espesor del aislamiento, menores son las pérdidas de calor y por ende su costo, pero a la vez mayor es el costo del material aislante; este hecho conlleva a la necesidad de optimizar el aislamiento térmico (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 47).

- Técnico.- se debe garantizar que los procesos se den adecuadamente y a las temperaturas requeridas, para hacer eficiente el proceso.

Una tubería sin aislar o mal aislada, a más de las pérdidas de energía, genera problemas mecánicos por el aumento de condensados, como son: mayor desgaste de tuberías generado por el transporte de condensados, golpes de ariete, entre otros (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 48; Spirax Sarco, 2000, p. 47).

- Seguridad.- el tener tuberías descubiertas a más de 50 °C implican riesgos de accidentes en los operarios.

Cualquier superficie por encima de los 50 °C debe ser aislada, incluyendo las superficies de la caldera, las tuberías, los depósitos y los accesorios, deben contar con aislamiento térmico (material apropiado) y en un espesor óptimo. De este modo, pueden reducirse las pérdidas de calor hasta en un 90% (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 48; Noguera, 2006, p. 22).

Por las razones antes mencionadas, el aislamiento de tuberías dependerá del espesor óptimo del aislante, que minimicé las pérdidas anuales por calor al menor costo económico.

1.4.3.2 Reducción de fugas

Reducir las fugas de vapor constituye uno de los mayores potenciales de ahorro energético y económico en las instalaciones industriales. Las fugas debidas a fallos en las tuberías son fácilmente detectables, mediante inspección visual y/o control acústico; y deberán ser eliminadas con rapidez (mantenimiento: soldadura o reemplazo tuberías), sobre todo debido al riesgo que suponen para los trabajadores (Spirax Sarco, 2000, p. 57).

2 PARTE EXPERIMENTAL

En el diagnóstico energético de la planta de extracción de aceite Palmeras del Ecuador, se identificaron tanto los procesos existentes, como los equipos usados en cada uno de ellos, dando relevancia a aquellos que emplean vapor. De estos últimos, se dividieron los equipos en: generadores y consumidores de vapor.

2.1 DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO Y TÉRMICO DE LOS EQUIPOS GENERADORES DE VAPOR

2.1.1 CARACTERIZACIÓN DE LAS CORRIENTES DE BIOMASA

Como paso preliminar a la determinación de las pérdidas energéticas y la eficiencia de las calderas, se requiere conocer el flujo real, composición química y porcentaje de humedad de las corrientes de biomasa usadas como combustible de las mismas.

2.1.1.1 Flujo másico de biomasa

Para determinar el flujo másico de biomasa de ingreso a las calderas, se dispuso de dos recipientes vacíos a la salida de la banda transportadora de cada corriente. Cada recipiente se llenó en aproximadamente 30 segundos, se registró dicho tiempo y el peso neto de la muestra recolectada. A partir de estos datos se calculó el flujo mediante la Ecuación [2.1].

$$m = \frac{W_T - W_C}{t} \quad [2.1]$$

Donde:

m: flujo másico, [kg/s]

w_T: peso muestra y canasta, [kg]

w_c : peso canasta, [kg]

t : tiempo, [s]

2.1.1.2 Porcentaje de humedad de la biomasa

Se determinó el porcentaje de humedad de las corrientes de fibra y cáscara de alimentación de las calderas. El proceso consistió en tarar 8 recipientes a 200 °C durante 3 horas, y su posterior enfriamiento en un desecador.

Una vez listos los recipientes, se colocaron las 4 muestras con su duplicado y se pesaron. Posteriormente, fueron llevadas a una estufa a 120 °C, y el peso de los recipientes se registró cada dos horas hasta que no presentaron variación. El porcentaje de humedad se determinó mediante la Ecuación [2.2] (García y Fernández, 2013, p. 4).

$$\%H = \left(\frac{W_w - W_s}{W_s} \right) * 100 \quad [2.2]$$

Donde:

$\%H$: humedad, [%]

W_w : peso de la muestra húmeda, [g]

W_s : peso de la muestra seca, [g]

La composición química de la biomasa, al igual que su poder calórico, fueron tomados de referencias bibliográficas y se detallan en el Anexo I.

2.1.2 EFICIENCIA DE LAS CALDERAS

La evaluación de la eficiencia de las calderas se realizó a través del método indirecto, en el cual se evalúan las pérdidas como un porcentaje de la energía aportada por el combustible y créditos (aportes adicionales de energía), como se expresa en la Ecuación [2.3] (Campos *et al.*, 2007, p.16).

$$\text{Eficiencia} = 100 - \left(\frac{L}{H_f + B} \right) * 100 \quad [2.3]$$

Donde:

L: pérdidas en el generador de vapor, $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

H_f: calor suministrado por el combustible, $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

B: aportes energéticos (créditos), $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

Para determinar L, H_f y B se usó como guía el Código PTC 4.1 para unidades de generación de vapor de la ASME.

2.1.2.1 Determinación de pérdidas energéticas en las calderas (L)

Para el cálculo de las pérdidas energéticas (L) en las calderas, se consideraron las generadas por combustión (L₁), por convección – radiación (L₂) y por purgas (L₃).

Pérdidas por combustión (L₁)

Las pérdidas energéticas por gases de combustión se obtuvieron indirectamente al evaluar los datos de la caracterización de las emisiones gaseosas de las calderas, realizadas por el laboratorio Margoth Cifuentes, de acuerdo al procedimiento técnico interno del laboratorio (Lab-CC-MC-PTE-008), y con base en la EPA CTM - 030, que determina la composición de gases de chimenea (O₂, CO₂, CO y NO_x), temperatura ambiental y temperatura de salida de los gases, mediante analizadores portátiles (Testo 350 M/XL).

Una vez obtenidos los datos de la caracterización de las emisiones, se consideraron pérdidas por calor sensible en gases secos, por formación de CO, por combustión de Hidrógeno, por humedad en el combustible y pérdidas no determinadas (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 43; Campos *et al.*, 2007, p. 14).

Pérdidas por calor sensible de gases secos

Las pérdidas por calor sensible en gases secos se calcularon mediante la Ecuación [2.4] (ASME, 1999, p. 52; Campos *et al.*, 2007, p. 19).

$$L_g = W_{gs} * C_{p_{gs}} * (T_g - T_{ref}) \quad [2.4]$$

Donde:

L_{gs} : pérdidas por gases secos, $\left[\frac{kJ}{kg \text{ combustible}} \right]$

W_{gs} : flujo de gases secos, $\left[\frac{kg \text{ gs}}{kg \text{ combustible}} \right]$

$C_{p_{gs}}$: calor específico de los gases secos, $\left[\frac{kJ}{kg \text{ gases secos } ^\circ C} \right]$

T_g : temperatura de los gases de escape, $[^\circ C]$

T_{ref} : temperatura de referencia, $[^\circ C]$

El flujo de gases secos por kg de combustible (W_{gs}) se calculó a partir del balance de masa entre aire, combustible y gases de combustión, restando de los gases el vapor de agua que se produce por la combustión del hidrógeno y por la humedad del combustible (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 8), como se especifica en la Ecuación [2.5]

$$w_{gs} = (1 + w_{as}) - 9 * H - H_2O \quad [2.5]$$

Donde:

w_{as} : flujo de aire seco, $\left[\frac{kg \text{ as}}{kg \text{ combustible}} \right]$

H : hidrógeno presente en el combustible, $\left[\frac{kg \text{ H}_2}{kg \text{ combustible}} \right]$

H_2O : humedad del combustible, $\left[\frac{kg \text{ H}_2O}{kg \text{ combustible}} \right]$

El flujo de aire seco (w_{as}) fue calculado a partir del aire estequiométrico y el exceso de aire, dichas ecuaciones y cálculos se encuentran especificados en el Anexo II. De igual forma, el porcentaje de hidrógeno (%H) para la fibra y cascarilla se determinó a partir su composición química.

Pérdidas por formación de monóxido de carbono

La pérdida de calor por formación de monóxido de carbono (CO) o combustión incompleta se calculó a partir de la Ecuación [2.6], en la que intervienen el contenido de carbono de la fibra y cascarilla, obtenida de la composición química de la biomasa; y las cantidades de CO₂ y CO presentes en los gases de combustión (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 9).

$$L_{CO} = C * \frac{CO}{CO_2 + CO} * (H_{cCO_2} - H_{cCO}) \quad [2.6]$$

Donde:

L_{CO}: pérdidas por formación de CO, $\left[\frac{kJ}{kg \text{ combustible}} \right]$

C: carbono presente en el combustible, [%]

CO: CO presente en los gases de combustión, [%]

CO₂: CO₂ presente en los gases de combustión, [%]

H_{cCO₂}: calor de combustión completa, $\left[\frac{kJ}{kg \text{ Carbon}} \right]$

H_{cCO}: calor de combustión incompleta, $\left[\frac{kJ}{kg \text{ Carbon}} \right]$

Pérdidas por combustión de hidrógeno presente en la biomasa

Las pérdidas por combustión de Hidrógeno dependen de la composición química de la biomasa y de la temperatura de salida de los gases de combustión, como se detalla en la Ecuación [2.7] (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 8).

$$L_H = 9 * H_2 * \left(\lambda_{H_2O} + C_{p_{vapor}} * (T_g - T_{ref}) \right) \quad [2.7]$$

Donde:

H₂: contenido de hidrógeno del combustible, [%]

λ_{H₂O}: calor latente a la presión parcial del vapor en los gases, $\left[\frac{kJ}{kg \text{ H}_2\text{O}} \right]$

C_{p_{vapor}}: calor específico vapor, $\left[\frac{kJ}{kg \text{ H}_2\text{O} \text{ } ^\circ\text{C}} \right]$

Pérdidas por humedad en el combustible

Las pérdidas por agua en la biomasa se determinaron con base en el porcentaje de agua de la fibra y cascarilla, detallado en el ítem 2.1.1.2, mediante la Ecuación [2.8] (Campos *et al.*, 2007, p. 21).

$$L_{Hc} = H_{2O} * (\lambda_{H_2O} + C_{p_{vapor}} * (T_g - T_{ref})) \quad [2.8]$$

Donde:

H_{2O} : agua en el combustible, [%]

Pérdidas por vapor de agua del aire

Estas pérdidas se determinaron mediante la Ecuación [2.9] (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 9).

$$L_{Ha} = w_{as} * H_{aire} * C_{p_{vapor}} * (T_g - T_{ref}) \quad [2.9]$$

Donde:

H_{aire} : contenido de agua del aire, $\left[\frac{kg H_2O}{kg as} \right]$

Una vez determinadas todas las pérdidas antes mencionadas, la suma de estas representa la pérdida total por combustión (L_1).

Pérdidas por convección y radiación (L_2)

Pérdidas por convección

Estas pérdidas se calcularon con la Ecuación [2.10] (INCROPERA & DeWITT, 1999, p. 285), asumiendo una convección natural.

$$L_{\text{conv}} = h_c * A_c * (T_p - T_{\text{ref}}) \quad [2.10]$$

Donde:

L_{conv} : pérdidas energéticas por convección, [W]

h_c : coeficiente de convección, $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

A_c : área de convección, [m²]

T_p : temperatura de pared, [°C]

T_{ref} : temperatura de referencia, [°C]

Pérdidas por radiación

Las pérdidas por radiación se determinaron mediante la Ecuación [2.11] (INCROPERA & DeWITT, 1999, p. 729).

$$L_{\text{Rad}} = \varepsilon * A_c * \sigma * (T_p^4 - T_{\text{ref}}^4) \quad [2.11]$$

Donde:

ε : emitancia del material

σ : constante de Stefan-Boltzmann, $5.67 \times 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4}\right]$

Para el cálculo de pérdidas por convección y radiación, se midió la temperatura de pared (T_p) mediante un termómetro infrarrojo ST-8839. Se dividió la caldera en 3 secciones: Hogar, Domo y Recalentador. En cada sección se tomó 10 medidas de temperatura en diversos puntos de cada lado, es decir: cara frontal, posterior, superior, inferior y lateral derecha e izquierda de cada sección.

Pérdidas por purgas (L₃)

Las pérdidas por purgas se calcularon mediante la Ecuación [2.12] (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 26).

$$L_3 = w_p * C_{p_{H_2O}} * (T_{sat} - T_{ref}) \quad [2.12]$$

Donde:

L_3 : pérdidas energéticas por purgas, [kW]

w_p : flujo de purgas, $\left[\frac{kg}{s}\right]$

Siendo,

$$w_p = r_{purgas} * w_{vc} \quad [2.13]$$

Donde:

w_{vc} : producción o flujo de vapor de las calderas, $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$$r_{purgas} = \frac{\text{TDS agua de alimentación}}{\text{TDS agua de la caldera} - \text{TDS agua de alimentación}} \quad [2.14]$$

El cálculo del flujo de vapor (w_{vc}) se encuentra detallado en el ítem 2.1.3. La razón de purgas (r_{purgas}), de acuerdo con la Ecuación [2.14], se determinó mediante el análisis de sólidos totales disueltos (TDS) en el sistema de purga y de agua de alimentación, para lo cual se utilizó el conductímetro portátil de rango bajo JENWAY 470.

2.1.2.2 Determinación del calor suministrado por la biomasa (H_f)

El calor suministrado por el combustible (biomasa) se calculó mediante la Ecuación [2.15] (Campos *et al.*, 2007, p. 22); a partir de su flujo (w_f), determinado en el ítem 2.1.1.1., y del poder calórico neto de la fibra y la cáscara residual.

$$H_f = W_f * PCN_f \quad [2.15]$$

Donde:

H_f : calor que entra con el combustible, [kW]

W_f : flujo de combustible, $\left[\frac{kJ \text{ combustible}}{s}\right]$

PCN_f : poder calórico neto del combustible, $\left[\frac{kJ}{kg \text{ combustible}}\right]$

2.1.2.3 Determinación de aportes energéticos o créditos (B)

Se consideraron como créditos o aportes energéticos al sistema: el calor en el aire de entrada (B_a), el calor sensible en el combustible (B_f) y el calor que entra con la humedad del aire (B_m).

Se realizó una inspección visual en busca de sistemas de precalentamiento de aire y/o combustible. Se tomaron datos de las temperaturas de entrada del aire y combustible, con el fin de cuantificar los aportes energéticos de los mismos al sistema, mediante las Ecuaciones [2.16], [2.17] y [2.18].

Calor en el aire de entrada (B_a)

El calor en el aire de entrada se determinó mediante la Ecuación [2.16] (Campos *et al.*, 2007, p. 18).

$$B_a = W_a * C_{p_{as}} * (T_a - T_{ref}) \quad [2.16]$$

Donde:

B_a : calor en el aire de entrada, $\left[\frac{kJ}{kg \text{ combustible}} \right]$

W_a : flujo de aire seco, $\left[\frac{kg \text{ as}}{kg \text{ combustible}} \right]$

$C_{p_{as}}$: calor específico del aire seco, $\left[\frac{kJ}{kg \text{ as } ^\circ C} \right]$

T_a : temperatura del aire a parrilla, $[^\circ C]$

T_{ref} : temperatura de referencia, $[^\circ C]$

Calor sensible en el combustible (B_f)

El calor sensible en el combustible se calculó a través de la Ecuación [2.17] (Campos *et al.*, 2007, p. 18).

$$B_f = C_{p_f} * (T_f - T_{ref}) \quad [2.17]$$

Donde:

B_f : calor sensible en el combustible, $\left[\frac{kJ}{kg \text{ combustible}} \right]$

C_{p_f} : calor específico del combustible, $\left[\frac{kJ}{kg \text{ combustible } ^\circ C} \right]$

T_f : temperatura del combustible, $[^\circ C]$

Calor que entra con la humedad del aire (B_m)

El calor que entra con la humedad del aire se determinó mediante la Ecuación [2.18] (Campos *et al.*, 2007, p. 19).

$$B_m = W_a * H_{aire} * C_{p_v} * (T_f - T_{ref}) \quad [2.18]$$

Donde:

B_m : calor suministrado con la humedad que entra con el aire, $\left[\frac{kJ}{kg \text{ combustible}} \right]$

C_{p_v} : calor específico del vapor, $\left[\frac{kJ}{kg \text{ H}_2\text{O } ^\circ C} \right]$

La suma de B_a , B_f y B_m representó el calor aportado por los créditos B.

Finalmente, con los valores de L, H_f y B determinados, se usó la Ecuación [2.3] para calcular la eficiencia de las calderas.

2.1.3 CÁLCULO DE PRODUCCIÓN DE VAPOR

Al no contar con medidores de flujo instalados en los equipos, la determinación de vapor producido en la fábrica Palmeras del Ecuador resultó del cálculo mediante la Ecuación [2.19] (Universidad de Santiago de Chile, 2013, p.6).

$$W_{V_{calderas}} = \frac{H_f * \text{Eficiencia}}{\lambda_v - \lambda_a} \quad [2.19]$$

Donde:

W_{calderas} : flujo de vapor de las calderas, $\left[\frac{\text{kg vapor}}{\text{s}}\right]$

H_f : calor que entra con el combustible, $[\text{kW}]$

λ_v : entalpía del vapor a T_{vapor} y P_{caldera} , $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$

λ_a : entalpía del agua de alimentación a T_{agua} y P_{atm} , $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$

Al tratarse de vapor seco sobrecalentado, la entalpía de vapor se estableció mediante las medidas de temperatura y presión de la corriente de salida de vapor de las calderas.

La temperatura del agua de alimentación se determinó a través del termómetro instalado en la tubería.

Como establece la Ecuación [2.12], las pérdidas por purgas en las calderas requieren un cálculo inicial aproximado de vapor producido, razón por la cual se realizó un proceso de iteración hasta determinar la producción de vapor y eficiencia real, dicho cálculo se encuentra detallado en el Anexo III.

2.2 DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO Y TÉRMICO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN Y CONSUMO DE VAPOR

Se determinó que los principales equipos consumidores de vapor y de objeto de estudio en la fábrica son: tanque de alimentación, turbinas, esterilizadores y silos de almacenamiento de nuez y almendra.

2.2.1 DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO Y TÉRMICO EN EL TANQUE DE ALIMENTACIÓN DE LAS CALDERAS

Una vez culminado el análisis energético de las calderas, y como parte complementaria en el sistema de generación de vapor, se realizó el diagnóstico

del tanque de alimentación. Se cuantificaron las pérdidas energéticas y el consumo de vapor necesario para el calentamiento del agua de alimentación a las calderas.

2.2.1.1 Determinación de pérdidas energéticas en el tanque de alimentación

Para la cuantificación de pérdidas energéticas en los equipos consumidores de vapor se tomó en cuenta:

- Pérdidas energéticas en el equipo
- Pérdidas energéticas en tuberías
- Pérdidas energéticas en fugas

Pérdidas energéticas en el tanque de alimentación

En el tanque de alimentación se consideraron las pérdidas por convección y radiación. Se determinaron mediante las Ecuaciones [2.10] y [2.11], detalladas en el punto de pérdidas por convección y radiación (L_2) del ítem 2.1.2.1.

Se establecieron las dimensiones del tanque, y se midieron las temperaturas de pared en 10 puntos del mismo mediante el termómetro infrarrojo, obteniéndose una temperatura promedio de cálculo.

Pérdidas energéticas en tuberías del tanque de alimentación

Las pérdidas energéticas en tuberías se calcularon mediante la Ecuación [2.20] (INCROPERA & DeWITT, 1999, p. 78).

$$Q = U * A * (T_{op} - T_{ref}) \quad [2.20]$$

Donde:

Q: pérdidas energéticas en tuberías, [W]

U: coeficiente global de transferencia, $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}\right]$

A: área de transferencia, [m^2]

T_{op} : temperatura de operación de la tubería, [$^\circ C$]

T_{ref} : temperatura de referencia, [$^\circ C$]

Para calcular las pérdidas energéticas de la tubería se requirió determinar el coeficiente global de transferencia (U), mediante la Ecuación [2.21] (INCROPERA & DeWITT, 1999, pp. 78,79); siendo éste, el inverso de la suma de resistencias térmicas por: conducción de tubería (R_1), conducción del aislante (R_2) y convección - radiación (R_3); como se detalla en el esquema de la Figura 2.1.

$$U = \frac{1}{\Sigma R} = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} \quad [2.21]$$

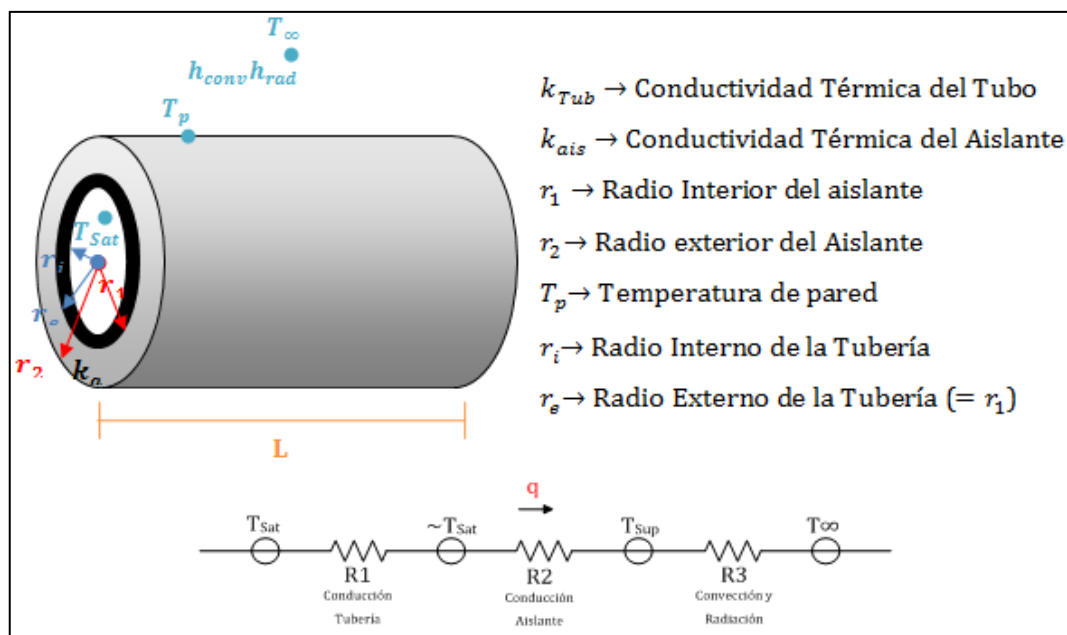


Figura 2.1. Esquema de resistencias térmicas de las tuberías de vapor

Se midió el diámetro de la tubería, espesor del material aislante, la temperatura de operación de la línea y la temperatura de pared.

Para la determinación de la temperatura de pared se fijaron puntos de muestreo, uno por cada metro (de longitud) de tubería aproximadamente, a lo largo de la línea de distribución de vapor desde las calderas hasta el sistema de generación de vapor. Se fijaron puntos adicionales en caso de zonas de tuberías descubiertas o con aislamiento deteriorado. Las mediciones se realizaron con el termómetro infrarrojo.

Pérdidas energéticas por fugas

Las pérdidas de vapor por fuga se calcularon a través de la Ecuación [2.22] (Campos *et al.*, 2007, p. 32).

$$Q_{vf} = w_{vf} * (\lambda_{vf} - \lambda) \quad [2.22]$$

Donde:

Q_{vf} : calor perdido por fugas, [kW]

w_{vf} : flujo de vapor que se fuga, [kg/s]

λ_{vf} : entalpia del vapor a la presión de operación, [kJ/kg]

λ : entalpia del agua de reposición, en el caso de no existir retorno de condensado; y entalpia del agua de alimentación, en caso de si tener retorno de condensado, [kJ/kg]

El flujo de vapor que se fuga (w_{vf}) se determinó mediante el método del tamaño de orificio (CONAE, 2002, p. 30), cuya tabla se encuentra especificada en el Anexo IV, que requirió la medición de diámetros de los orificios de las fugas y la presión del vapor de las líneas en donde se localizaban las mismas.

2.2.1.2 Determinación de consumo de vapor en el tanque de alimentación

El calentamiento del agua en el tanque de alimentación se da por inyección directa de vapor, por lo que el consumo de vapor se determinó mediante la Ecuación [2.23], cuya deducción se detalla en el Anexo V.

$$W_{va} = \frac{w_s * Cp * (T_s - T_e) + Q_p}{\lambda - Cp * T_e} \quad [2.23]$$

Donde:

w_{va} : flujo de vapor del tanque de alimentación, $\left[\frac{t}{h}\right]$

T_s : temperatura de salida del agua del tanque de alimentación, $[^{\circ}C]$

T_e : temperatura de entrada del agua al tanque de alimentación, $[^{\circ}C]$

λ_v : entalpía del vapor saturado a 4 bar, $\left[\frac{kJ}{t}\right]$

Q_p : calor perdido por convección y radiación en el equipo, $[kW]$

Se llevó un control diario de la temperatura de entrada y salida del agua del tanque durante un mes. El flujo de agua de salida del tanque se determinó mediante el balance de masa de agua en las calderas (vapor generado y purgas).

2.2.2 DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO Y TÉRMICO EN TURBINAS

2.2.2.1 Determinación del consumo de vapor en las turbinas

El consumo de vapor en las turbinas se estimó mediante la medición de voltaje, amperaje y potencia, debido a que el sistema no disponía de medidores de flujo de vapor. Una vez obtenido el promedio de potencia generada por cada equipo se calculó el uso de vapor con base en las curvas de consumo de vapor por kW generado, proporcionadas por el fabricante, detalladas en las Figuras AVI.1. y AVI.2. del Anexo VI.

2.2.2.2 Determinación de pérdidas energéticas en las turbinas

Pérdidas energéticas en el distribuidor de vapor

Para la determinación de pérdidas energéticas debidas a equipos, no se consideraron en sí las turbinas, sino el distribuidor de vapor contiguo a las

mismas. Las pérdidas se determinaron mediante las Ecuaciones [2.10] y [2.11], presentadas en el ítem 2.1.2.1.

Se utilizó una temperatura de pared promedio, a partir de la medición de 10 puntos de muestreo a lo largo del distribuidor, mediante el termómetro IR.

Pérdidas energéticas en tuberías de vapor de las turbinas

Las pérdidas en tuberías se determinaron en forma similar a la especificada en el ítem 2.2.1.1 .

2.2.2.3 Cuantificación de condensados de vapor de las turbinas

Los condensados producidos se determinaron tanto en líneas como en procesos.

La cantidad de condensados en líneas se calcularon mediante la Ecuación [2.24] (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 33).

$$W_{\text{cond-línea}} = \frac{q_{\text{línea}}}{(h_v^{\text{p}_{\text{op}}} - h_l^{\text{p}_{\text{op}}})} \quad [2.24]$$

Donde:

$q_{\text{línea}}$: calor cedido en la línea de vapor, [kW]

$h_v^{\text{p}_{\text{op}}}$: entalpía del vapor a la presión de operación de la línea, $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg vapor}}\right]$

$h_l^{\text{p}_{\text{op}}}$: entalpía del líquido a la presión de operación de la línea, $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg agua}}\right]$

El flujo de condensado de los equipos de procesos se determinó mediante la Ecuación [2.25] (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 34).

$$W_{\text{cond-proceso}} = \frac{q_{\text{proceso}}}{(h_v^{\text{p}_{\text{op}}} - h_l^{\text{p}_{\text{op}}})} \quad [2.25]$$

Donde:

q_{proceso} : calor cedido al proceso, [kW]

En este caso, q_{proceso} se consideró como el calor cedido por el vapor en la turbina durante la expansión y posterior disminución de presión (de 21 bares a 4 bares). Por lo que, su cálculo implicó únicamente la resta de entalpías del vapor a la entrada y a la salida de las turbinas.

Adicionalmente, se cuantificó las pérdidas energéticas relacionadas con la formación de condensado no reutilizado en el proceso con la Ecuación [2.26] (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 34).

$$Q_{\text{cond}} = w_{\text{cond}} * C_{p_{\text{agua}}} * (T_{\text{sat}}^{\text{P}_{\text{op}}} - T_{\text{ref}}) \quad [2.26]$$

Donde:

Q_{cond} : calor perdido en el condensado, [kW]

w_{cond} : flujo de condensado, [kg/s]

$C_{p_{\text{agua}}}$: calor específico del agua, $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg H}_2\text{O } ^\circ\text{C}}\right]$

$T_{\text{sat}}^{\text{P}_{\text{op}}}$: temperatura de saturación del condensado a la presión de operación

T_{ref} : temperatura de referencia de salida del condensado, [°C]

2.2.3 DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO Y TÉRMICO DE ESTERILIZADORES

2.2.3.1 Determinación del consumo de vapor de esterilizadores

En primer lugar, se determinó la cantidad necesaria de vapor por tonelada de fruta procesada. Dicho cálculo se realizó mediante la Ecuación [2.27] (Yáñez, García y Matínez, 2010, p. 21).

$$m_v = \frac{C_{p_f} * \Delta T_f}{\lambda_v} \quad [2.27]$$

Donde:

m_v : cantidad requerida de vapor por tonelada de fruta procesada, $\left[\frac{t \text{ vapor}}{t \text{ RFF}}\right]$

C_{pf} : capacidad calorífica específica del RFF, $\left[\frac{kJ}{t \text{ RFF } ^\circ C}\right]$

ΔT_f : variación de temperatura de los racimos de fruta, $[^\circ C]$

λ_v : calor latente de vaporización, $\left[\frac{kJ}{t \text{ vapor}}\right]$

La variación ΔT_f se determinó mediante las temperaturas de entrada y salida de la fruta en el proceso de esterilización, por lo que se realizaron mediciones en 3 puntos de cada canasta (8 canastas por parada).

Dado que no todos los esterilizadores tienen controles de temperatura, el calor latente de vaporización se determinó a través de la presión de los autoclaves. Se tomaron datos de la presión alcanzada en el primer y segundo pico de esterilización; y en la etapa de sostenimiento se tomaron datos de presión en intervalos de 10 minutos.

Para la determinación del flujo de vapor por hora, se llevó un control diario, durante un mes, del número de canastas producidas por día y las horas de operación de los esterilizadores, con ello se estableció una producción promedio y el consecuente consumo de vapor en el área de esterilización.

2.2.3.2 Eficiencia de esterilización

Se determinó la eficiencia de la esterilización mediante la tasa de evaporación. Se utilizó 2 vasos de precipitación (600 ml) por esterilizador, se vertió 300 ml de agua en cada uno y se los colocó en las canastas de tal forma que quedarán aprisionados entre los racimos. Un vaso se ubicó en la canasta número 3 y otro en la canasta número 6, con el fin de promediar la tasa de evaporación dentro del equipo. Una vez ubicados los vasos se esterilizó la fruta de manera normal, finalizado el ciclo se recogieron los vasos y se dejaron enfriar, posteriormente se

cuantificó la cantidad de agua remanente. El porcentaje de evaporación que se midió corresponde a la Ecuación [2.28] (Yáñez, García y Martínez, 2010, p. 23).

$$\%TE = \frac{\text{Volumen de agua inicial} - \text{Volumen de agua final}}{\text{Volumen de agua inicial}} * 100 \quad [2.28]$$

Donde:

%TE: tasa de evaporación, [%]

2.2.3.3 Determinación de pérdidas energéticas en los esterilizadores

Las pérdidas energéticas se determinaron de la misma forma a la especificada en el ítem 2.2.1.1.

2.2.3.4 Cuantificación de condensados de vapor de los esterilizadores

En el área de esterilización existen dos tipos de condensados que conforman el efluente final, estos son:

- Condensados de frutas

Los condensados de frutas son productos del agua libre de la fruta, que es liberada debido a la temperatura alcanzada por la esterilización.

Para la determinación de dichos condensados se pesaron 10 canastas vacías, se llenaron con fruta y se tomó el peso bruto de cada una. Se esterilizó, y al terminar se pesó nuevamente cada canasta. Una vez concluido el proceso, se determinaron los pesos netos antes y después de esterilizar. La diferencia entre ambos se consideró como la cantidad de condensados de fruta. Este proceso se realizó para cada tipo de fruta (Híbrido y *Guineensis*).

- Condensados de vapor

Los condensados de vapor se determinaron mediante las Ecuaciones [2.24] y [2.25].

2.2.4 DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO Y TÉRMICO DE PALMISTERÍA

El área de palmistería de la fábrica Palmeras del Ecuador abarca 3 silos de secado y almacenamiento de nuez y almendra; que cuentan con 3 radiadores cada uno, en los que se realizó el análisis energético.

2.2.4.1 Determinación de pérdidas energéticas en palmistería

Únicamente se consideraron las pérdidas en tuberías de los silos, calculadas de manera similar a la especificada en el ítem 2.2.1.1.

2.2.4.2 Determinación del consumo de vapor en el área de palmistería

El consumo de vapor en los silos se calculó mediante la Ecuación [2.29] (TECNINTEGRAL S.A., 2010, p. 3).

$$w_v = \frac{Q_{\text{aire}} * \rho_{\text{aire}} * C_{p_{\text{aire}}} * \Delta T_{\text{aire}}}{\lambda_v} \quad [2.29]$$

Donde:

w_v : flujo de vapor, $\left[\frac{T}{h}\right]$

Q_{aire} : caudal de aire proporcionado por los ventiladores, $\left[\frac{m^3}{h}\right]$

ρ_{aire} : densidad del aire a temperatura promedio, $\left[\frac{T}{m^3}\right]$

$C_{p_{\text{aire}}}$: capacidad calorífica específica, $\left[\frac{kJ}{t K}\right]$

ΔT_{aire} : variación de temperatura del aire, $[K]$

λ_v : calor latente de vaporización $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{t}}\right]$

Para la determinación de la variación de temperatura del aire se llevó un control diario de las temperaturas de las termocuplas en cada radiador, durante un mes.

El caudal del aire se tomó de las especificaciones técnicas de los ventiladores de los silos de secado, detallados en la Tabla 1.7. del ítem 1.2.2.3.

2.2.4.3 Cuantificación de condensados de vapor en el área de palmistería

La cantidad y pérdidas por condensados de vapor fueron calculados mediante las Ecuaciones [2.24], [2.25], presentadas en el ítem 2.2.2.3.

Una vez realizado el diagnóstico del sistema de vapor de toda la planta se calculó el indicador del consumo específico de energía (cee), el cual relaciona la energía consumida dentro del área con la producción útil final (PROENERGIA SAC, 2008, pp.2,3), como indica la Ecuación [2.35]

$$cee = \frac{C_{v_x}}{P_x} \quad [2.30]$$

Donde:

Cee: indicador de consumo específico de energía, $\left[\frac{\text{t vapor}}{\text{t RFF}}\right]$

C_{v_x} : consumo promedio de vapor por equipo o área, $[\text{t vapor}]$

P_x : producción por equipo o área, $[\text{t RFF}]$

2.3 DISEÑO DE MEDIDAS CORRECTIVAS Y DE AHORRO ENERGÉTICO

Sobre la base de los datos obtenidos en los ítems 2.1. y 2.2., se analizaron los puntos críticos del proceso. Se diseñaron las medidas correctivas que se

consideraron de mayor relevancia en cuanto al posible ahorro energético, entre las cuales se evaluaron las siguientes opciones de mejora:

1. Aislamiento térmico de tuberías de vapor
2. Aislamiento térmico del tanque de almacenamiento
3. Sistema de recuperación de condensados

2.3.1 AISLAMIENTO TÉRMICO DE LAS TUBERÍAS DE VAPOR

Se determinó el espesor óptimo de aislamiento de las tuberías y la cantidad de aislante requerido, con el fin de disminuir las pérdidas energéticas.

La determinación del espesor óptimo se realizó a través de la Ecuación [2.31] (Castro B. , 2011, p. 60), que relaciona el número de capas de aislante que se pretende usar con el costo de la energía pérdida y el costo de implementación del aislamiento.

$$n = \sqrt{\frac{a * k_{\text{ais}}}{b} - R_3 * k_{\text{ais}}} \quad [2.31]$$

Donde:

n: número de capas de aislante, [*unidades*]

a: variable del costo del calor perdido por año , $\left[\frac{h \cdot \text{USD} \cdot ^\circ\text{C}}{kJ \cdot \text{año}} \right]$

b: costo anual de rubros dependientes del espesor del aislante (amortización), $\left[\frac{\text{USD}}{m^2 \cdot \text{año}} \right]$

k_{ais} : conductividad térmica del aislante por m de aislante, $\left[\frac{kJ}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$

R_3 : resistencia térmica del aire (convección-radiación), $\left[\frac{h \cdot m^2 \cdot ^\circ\text{C}}{kJ} \right]$

Siendo:

$$a = (T_{\text{op}} - T_{\text{ref}}) * h * p \quad [2.32]$$

Donde:

h: horas trabajadas por año , $\left[\frac{h}{año}\right]$

p: costo de la energía, $\left[\frac{USD}{kJ}\right]$

$$b = \frac{C_{cañuela} * X_{cañuela}}{A_{tuberia} * t_a} \quad [2.33]$$

Donde:

$C_{cañuela}$: costo de cada cañuela, $\left[\frac{USD}{unidad}\right]$

$X_{cañuela}$: número de cañuelas necesarias por longitud de tubería, $[unidad]$

$A_{tuberia}$: área de la tubería sin aislar, $[m^2]$

t_a : tiempo de amortización, $[año]$

Adicionalmente, se cuantificó la energía recuperada por el aislamiento de las tuberías.

2.3.2 AISLAMIENTO TÉRMICO DEL TANQUE DE ALIMENTACIÓN

Se actuó bajo los mismos criterios que en el aislamiento térmico de tuberías, ítem 2.3.1.

2.3.3 SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS

Se consideraron los condensados de 3 áreas: Esterilización, Palmistería y Generación de Potencia (Turbinas)

2.3.3.1 Análisis físico-químico del condensado

Para diseñar el sistema de recuperación de condensados se requirió la caracterización de los mismos. Se midieron los siguientes parámetros: sólidos totales, conductividad, dureza y contenido de sílice, durante un mes.

Los sólidos totales y conductividad se determinaron con un conductímetro JENWAY 470.

La cantidad de sílice presente en el condensado se determinó por espectrofotometría, en un equipo HACH DR 2700, con celdas de cuarzo de 10 ml. La dureza se determinó mediante el método EDTA.

Los procedimientos y reactivos empleados se detallan en el Anexo VII.

2.3.3.2 Diseño del sistema de recuperación del condensado

Según el análisis físico-químico realizado, se determinaron dos tipos de condensados, para los cuales se diseñó diferentes sistemas de recuperación.

Condensados de palmistería y turbinas

Se determinó los beneficios de recuperación de condensados de palmistería y turbinas a las calderas, mediante el análisis del efecto del condensado en la temperatura de salida del agua del tanque y el incremento de vapor producido en cada caldera.

Conforme los resultados de las secciones 2.2.2 y 2.2.4., se diseñó el tanque de recolección de condensados de palmistería, teniéndose en cuenta parámetros como: flujo estimado de condensado, tiempo de residencia. Además, se escogió y dimensionó la bomba para el transporte de los condensados al tanque de alimentación.

Condensados de esterilización

Se determinó los beneficios de recuperación de condensados de esterilización al proceso de prensado, mediante el cálculo de vapor ahorrado por su reutilización.

Sobre la base de los resultados obtenidos en la sección 2.2.3., se diseñó la piscina de recolección de condensados de esterilización. Además, se escogió y dimensionó la bomba de transporte de estos condensados al tanque de agua caliente.

2.4 DETERMINACIÓN Y EVALUACIÓN ECONÓMICA DE LAS MEDIDAS DE RECUPERACIÓN ENERGÉTICA.

2.4.1 COSTO DE IMPLEMENTACIÓN DE LAS MEDIDAS CORRECTIVAS Y DE AHORRO

Una vez diseñadas las medidas correctivas y de ahorro, se estableció la inversión requerida mediante los costos de equipos, materiales para su construcción y mano de obra necesarios para la implementación de cada medida.

2.4.2 GANANCIA OBTENIDA DE LA IMPLEMENTACIÓN DE MEDIDAS DE AHORRO.

2.4.2.1 Estimación de la disminución de costos de tratamiento de agua para calderas por recuperación de condensados de palmistería y turbinas

Con los resultados obtenidos en el ítem 2.3.3., se determinó la disminución de la cantidad de agua tratada para la alimentación a las calderas, por la recuperación de condensados.

Se determinó el costo de tratamiento por tonelada de agua utilizada, a partir de la cantidad y precio de cada uno de los reactivos utilizados para el proceso de ablandamiento.

Finalmente, se cuantificó el ahorro económico anual que implica la disminución de la cantidad de agua tratada por la recuperación del condensado de palmistería y turbinas.

2.4.2.2 Estimación del aumento de ganancia por incremento de fruta procesada

Con base en los resultados establecidos en el ítems 2.3.1., 2.3.2. y 2.3.3., se determinó el potencial incremento de energía, por optimización en el consumo de vapor en el proceso. Este incremento se relacionó con el aumento de fruta procesada y aceite a producir, mediante los requerimientos de vapor de cada tipo de aceite.

La ganancia de la medida correctiva se cuantificó a partir del costo de materia prima necesaria para el incremento de la producción y la cantidad adicional de aceite producido y su precio en el mercado.

2.4.3 ESTIMACIÓN DE LA TASA DE RETORNO Y EL VALOR ACTUAL NETO

Con ayuda del programa MS ExcelTM, se desarrolló una matriz de relación de costos y ganancias. Dentro de los costos se consideró: la tasa de inflación del mercado, el impuesto a la renta y la depreciación de los equipos. Mientras que, para las ganancias se cuantificaron la fruta procesada y el aceite de palma y palmiste producido, con su respectivo costo en el mercado.

Una vez obtenidos los costos y ganancias, se analizó la factibilidad de la implementación de las opciones de mejora a través de los parámetros TIR y VAN.

3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO Y TÉRMICO DE LOS EQUIPOS GENERADORES DE VAPOR

3.1.1 CARACTERIZACIÓN DE LAS CORRIENTES DE BIOMASA

En la fábrica Palmeras del Ecuador, la fibra residual de la línea de procesamiento de la fruta Híbrida alimenta a la caldera 1; mientras que, la fibra proveniente de la fruta *Guineensis* provee a la caldera 2, como se visualiza en la Tabla 3.1.

En cuanto a la cáscara de nuez, segunda fuente de biocombustible, la diferencia entre los flujos a las calderas se debe al proceso de obtención de cada corriente; siendo así que, a la caldera 1 se alimenta polvo, material más liviano obtenido de la separación de la cáscara de la almendra en fase seca (Palmistería), y en el caso de la caldera 2 se alimenta la cáscara obtenida en la separación en fase húmeda.

Tabla 3.1. Composición de las corrientes de biomasa a las calderas

Equipo	Corriente	Humedad [%]	Flujo real [t/h]	Flujo de diseño [t/h]	Exceso flujos real- diseño [%]
Caldera 1	Fibra	33,99 ± 2,21	2,477 ± 0,115	2,1	17,95
	Polvo*	17,66 ± 1,51	0,870 ± 0,073	0,9	-3,33
Caldera 2	Fibra	33,77 ± 2,22	3,045 ± 0,158	2,1	45,00
	Cascarilla*	22,68 ± 1,87	1,589 ± 0,095	0,9	76,56

* La cáscara separada de la almendra en fase seca se denomina polvo, y la separada en fase húmeda se denomina cascarilla.

$\bar{x} \pm \sigma$ (n = 18)

Puede notarse que los valores de humedad de toda la biomasa son altos, a pesar que se trata de residuos. Tal efecto se debe a que este material resulta de los procesos de extracción del aceite, en los que se adiciona agua, que no puede ser retirada completamente en las prensas, y es arrastrado por estos componentes.

La diferencia que se presenta entre los flujos de fibra a cada caldera, es efecto de la composición de cada tipo de fruto usado, siendo el contenido de fibra mayor en el tipo *Guineensis* - que alimenta a la caldera 2 - (15,7 %) que en la fruta Híbrida (15,0 %).

El flujo de combustible a la caldera 2 excede en un porcentaje significativo (superior al 50 %) al flujo de diseño de operación del equipo, 2,1 y 0,9 t/h de fibra y cascarilla respectivamente; lo que influye en el desempeño operativo y de eficiencia, algo que debería ser evaluado a mayor profundidad.

3.1.2 EFICIENCIA DE LAS CALDERAS

3.1.2.1 Determinación de pérdidas energéticas en las calderas (L)

Pérdidas por combustión (L_1)

Conforme el método indirecto, los datos requeridos para la determinación de pérdidas por combustión se obtuvieron de los resultados de la caracterización de las emisiones gaseosas realizadas a las calderas, los mismos que se presentan en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Resultados promedio del análisis de emisiones de las calderas de la fábrica Palmeras del Ecuador

Parámetro	Unidad	Caldera 1	Caldera 2
Caudal de gases (flujo de gas seco)	m ³ /h	26 964	31 950
Temperatura de gases	°C	250,3	234,1
O ₂	%	11,65	10,13
CO ₂	%	8,87	10,33
CO	ppm	1 644	27 529
SO ₂	ppm	83	82
NO _x	ppm	137	0
Exceso de aire	%	119,8	75,7
Eficiencia	%	74,9	76,3

(Camacho - Cifuentes Servicios, 2012)

Pese a que las emisiones de monóxido de carbono (CO) de las calderas son representativas (>1000 ppm) (TIEMPO REAL S.A., 2010, p. 33), no se encuentran reguladas en el TULSMA. Además, dado que las calderas funcionan a partir de un combustible renovable (biomasa), subproducto del proceso, se genera una energía limpia y amigable con el ambiente.

Pérdidas por calor sensible de gases secos (L_g)

Dado que el flujo de gas seco es una combinación de aire (estequiométrico y en exceso) y gases de combustión, previo a la cuantificación de sus pérdidas se requiere determinar la relación aire-combustible y el flujo de aire seco que ingresa a las calderas; datos que se presentan en las Tablas 3.3 y 3.4.; y cuyos detalles de cálculo se encuentran en el Anexo II.

Tabla 3.3. Requerimiento de aire estequiométrico para la combustión por kg de combustible

Combustible	$\left(\frac{A}{C}\right)_{st}$	Unidad
Cascarilla	4,03	$\frac{\text{kg aire seco}}{\text{kg Cascarilla}}$
Fibra	3,44	$\frac{\text{kg aire seco}}{\text{kg Fibra}}$

Como en los procesos de combustión se requiere exceso de aire para garantizar la combustión completa, se utilizó el dato reportado en la caracterización de emisiones para determinar el flujo real de aire y de gases.

Tabla 3.4. Flujo de aire seco por cada corriente de biomasa, considerando exceso de aire

Equipo	Corriente	Flujo aire seco por kg de combustible [kg as/kg combustible]	Flujo aire seco por hora [kg as/h]	Flujo aire seco total [kg as/h]
Caldera 1	Fibra	7,55	18 696,54	26 384,07
	Polvo	8,84	7 687,53	
Caldera 2	Fibra	5,99	18 236,96	29 377,90
	Cascarilla	7,01	11 140,94	

Los valores de los flujos de gas seco así determinados, junto con los parámetros de temperatura y calor específico obtenidos en la caracterización de las emisiones, se presentan en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5. Flujos y parámetros de gases secos de combustión

Equipo	Corriente	Flujo gas seco [kg/kg combustible]	Calor específico [kJ/kg°C]	T gases secos [°C]
Caldera 1	Fibra	7,59	1,008	250,3
	Polvo	9,09		
Caldera 2	Fibra	6,03	1,025	234,1
	Cascarilla	7,21		

Debido a que la cantidad de carbón presente en la composición de la cáscara (polvo y cascarilla) es más alto que en la fibra, como se puede observar en la Tabla A1.1. del Anexo I; la relación aire-combustible será mayor para las primeras, generando a su vez flujos de gas seco mayores en cada caldera.

Con base en la Ecuación [2.4] se calcularon las pérdidas energéticas conforme se muestra en la Tabla 3.6, cuyo detalle de cálculo se encuentra en el Anexo VIII.

Tabla 3.6. Pérdidas energéticas por calor sensible en gases secos de acuerdo a la corriente de cada combustible a las calderas

Equipo	Corriente	Energía pérdida por kg combustible [kJ/kg combustible]	Calor perdido por combustible [kW]	Calor perdido [kW]
Caldera 1	Fibra	1 693,05	1 164,91	1 655,01
	Polvo	2 027,99	490,10	
Caldera 2	Fibra	1 267,87	1 072,40	1 741,76
	Cascarilla	1 516,49	669,36	

Pérdidas por formación de monóxido de carbono (L_{CO})

Las pérdidas calculadas por formación de CO para las dos calderas de Palmeras del Ecuador se detallan en la Tabla 3.7. El ejemplo de cálculo se encuentra en el Anexo VIII.

Tabla 3.7. Pérdidas energéticas por formación de monóxido de carbono, de acuerdo a la corriente de cada combustible

Equipo	Corriente	Concentración de CO en los gases [ppm]	Energía pérdida por kg combustible [kJ/kg combustible]	Calor perdido por combustible [kW]	Calor perdido [kW]
Caldera 1	Fibra	1 644	131,73	90,63	127,57
	Polvo		152,82	36,93	
Caldera 2	Fibra	27 529	1 523,19	1 288,37	2 068,35
	Cascarilla		1 767,10	779,98	

Como se puede observar en la Tabla 3.7., el calor perdido por formación de CO de la caldera 2 es aproximadamente 16 veces mayor que el de la caldera 1. Esto se puede relacionar fácilmente, si analizamos la concentración de CO en los gases de combustión que también tienen una relación de 16 a 1.

En general, esta pérdida es despreciable cuando se hace una auditoria energética, siempre y cuando la concentración de CO sea menor a 1000 ppm, siendo lo recomendable 200 ppm (TIEMPO REAL S.A., 2010, p. 33). Sin embargo, en especial para la caldera 2, un valor de 27 529 ppm de CO genera una pérdida energética tal, que ya no puede ser despreciada.

Pérdidas por la combustión de hidrógeno presente en la biomasa (L_H)

Para calcular L_H mediante la Ecuación [2.7], se requirió una determinación previa de la fracción molar y presión parcial del vapor en el gas de combustión, pues el calor latente depende de estos factores. Los resultados obtenidos se presentan en las Tablas 3.8.y 3.9, y su detalle de cálculo se encuentra en el Anexo VIII.

Tabla 3.8. Flujos y fracción molar de los gases de combustión de las calderas

Gases de combustión	Caldera 1			Caldera 2		
	Flujo másico [kg/h]	Flujo molar [mol/h]	Fracción molar	Flujo másico [kg/h]	Flujo molar [mol/h]	Fracción molar
N ₂	20 051,89	716,14	0,65	22 327,20	797,40	0,62
O ₂	3 366,00	105,19	0,10	3 366,26	105,20	0,08
H₂O	3 453,14	191,84	0,18	4 657,79	258,77	0,20
CO	41,56	1,48	0,00	695,96	24,86	0,02
CO ₂	3 523,83	80,09	0,07	4 103,85	93,27	0,07

Tabla 3.9. Parámetros energéticos del vapor en los gases de combustión

Parámetro	Valor	Unidad
Calor latente a 0,18 bar ($\lambda_{H_2O_{Caldera 1}}$)	2 366,84	$\frac{kJ}{kg H_2O}$
Calor latente a 0,20 bar ($\lambda_{H_2O_{Caldera 2}}$)	2 357,80	$\frac{kJ}{kg H_2O}$
Calor específico ($C_{p_{vapor}}$)	1,883	$\frac{kJ}{kg H_2O ^\circ C}$

(Renedo, 2010, p. 1)

Los valores de presión parcial de 0,18 y 0,20 bares mostrados en la Tabla 3.9., se relacionan con la cantidad de vapor que salen en los gases, como se esquematiza en la Tabla 3.8. Tal proporción se debe a que a diferencia de los combustibles comunes, la fibra y cascarilla usadas en estas calderas, tienen:

- Una humedad del 17 al 34 % aproximadamente, lo que indica que por cada kg de biomasa ingresa a la caldera entre 0,17 y 0,34 kg de agua, que se transformarán en vapor durante la combustión. Usualmente, un combustible como el diésel contiene una humedad menor al 0,05 % (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2012, pp. 1, 2)
- Un contenido de oxígeno superior al 50 % de su composición, como se muestra en la Tabla A1.1.; lo que produce un requerimiento menor de aire de entrada para la combustión, disminuyendo la cantidad de nitrógeno, que usualmente tiene la mayor fracción molar y presión parcial en los gases de salida.

Una vez determinados los datos requeridos, las pérdidas por la combustión de Hidrógeno (L_H) se detallan en la Tabla 3.10.

Tabla 3.10. Pérdidas energéticas por combustión de hidrógeno, de acuerdo a la corriente de cada combustible

Equipo	Corriente	Energía pérdida por kg de combustible [kJ/kg combustible]	Calor perdido por tipo de combustible [kW]	Calor perdido [kW]
Caldera 1	Fibra	1 728,56	1 189,34	1 573,78
	Polvo	1 590,77	384,44	
Caldera 2	Fibra	1 704,00	1 441,30	2 133,48
	Cascarilla	1 568,18	692,18	

Pérdidas por la humedad en el combustible (L_{Hc})

El gasto de energía por humedad del combustible dependió de la cantidad de agua presente en la fibra y cascarilla, como se muestra en la Tabla 3.11. En la fibra se presenta mayor pérdida de energía por kg de combustible, debido a que tiene una humedad del 34 % aproximadamente, mientras que el polvo y cascarilla el 18 y 23 % respectivamente.

Tabla 3.11. Pérdidas energéticas por humedad del combustible de acuerdo a la corriente de cada combustible y caldera

Equipo	Corriente	Humedad [%]	Energía pérdida por kg de combustible [kJ/kg combustible]	Calor perdido por tipo de combustible [kW]	Calor perdido [kW]
Caldera 1	Fibra	33,99	946,11	650,98	769,77
	Polvo	17,66	491,57	118,80	
Caldera 2	Fibra	33,77	926,64	783,78	1 058,47
	Cascarilla	22,68	622,33	274,69	

Pérdidas por vapor de agua del aire (L_{Ha})

Al calcular las pérdidas por gases secos (L_g), se determinó la cantidad de aire requerida para la combustión, incluido el exceso de aire. Esta cantidad de aire sufre el efecto de la humedad ambiental (no es seco), lo que aporta una cantidad de agua, en estado gaseoso, que representa pérdidas por el calor sensible requerido para llevar el vapor de la temperatura de entrada a las calderas a la temperatura de salida de los gases de combustión.

Debido a que el aire no tiene un precalentamiento entra directamente a las calderas a condiciones ambientales, cuyos valores promedio de temperatura y humedad relativa se obtuvieron con base en un registro diario durante un mes, como se especifica la Tabla 3.12.

Tabla 3.12. Datos de temperatura y humedad relativa del aire en la fábrica

Día	Temperatura [°C]	Humedad [%]
1	28	78
2	29	74
3	30	91
4	28	81
5	27	77
6	28	72
7	29	81
8	29	84
9	30	83
10	30	77
11	30	79
12	29	87
13	29	84
14	28	92
15	29	75
16	28	86
Promedio	29±1	82 ± 6

Nota: Se consideró un mes de 4 semanas, cada semana de 4 días de operación estable.

Con los valores de temperatura y humedad relativa promediados, se utilizó la tabla psicrométrica, expuesta en el Anexo VIII, para determinar el contenido de agua presente en el aire, como se detalla en la Tabla 3.13.

Tabla 3.13. Condiciones de ingreso del aire de entrada a las calderas de Palmeras del Ecuador

Parámetro	Valor	Unidad
Temperatura	29	°C
Humedad relativa	82	%
Contenido de agua	0,020	$\frac{\text{kg agua}}{\text{kg aire seco}}$

Establecida la cantidad de agua presente en el aire, se calcularon las pérdidas mediante la Ecuación [2.9], cuyos resultados se presentan en la Tabla 3.14. El ejemplo de cálculo de las mismas se encuentra en el Anexo VIII.

Tabla 3.14. Cantidad de agua que ingresa en el aire y las pérdidas energéticas por humedad del aire de acuerdo a la corriente de cada combustible.

Equipo	Corriente	Cantidad agua que ingresa en el aire [kg/kg combustible]	Energía pérdida por kg de combustible [kJ/kg combustible]	Calor perdido por combustible [kW]	Calor perdido [kW]
Caldera 1	Fibra	0,15	62,90	43,28	61,07
	Polvo	0,18	73,63	17,80	
Caldera 2	Fibra	0,12	46,26	39,12	63,03
	Cascarilla	0,14	54,15	23,90	

Una vez determinadas las pérdidas L_g , L_{CO} , L_H , L_{Hc} y L_{Ha} , se calcularon las pérdidas por combustión L_1 de cada caldera, resumidas en la Tabla 3.15.

Tabla 3.15. Pérdidas por combustión en las calderas de Palmeras del Ecuador

Pérdida	Caldera 1		Caldera 2	
	Pérdida total [kW]	% Pérdidas	Pérdida total [kW]	% Pérdidas
Por calor sensible en gases secos	1 655,01	39,53	1 741,76	24,65
por formación de CO	127,57	3,05	2 068,35	29,28

Tabla 3.15. Pérdidas por combustión en las calderas de Palmeras del Ecuador
(continuación...)

Pérdida	Caldera 1		Caldera 2	
	Pérdida total [kW]	% Pérdidas	Pérdida total [kW]	% Pérdidas
por combustión H	1 573,78	37,59	2 133,48	30,20
por humedad combustible	769,77	18,38	1 058,47	14,98
por humedad del aire	61,07	1,46	63,03	0,89
Total	4 187,20	100,00	7 065,09	100,00

Como se puede observar en la Tabla 3.15. las principales pérdidas energéticas son: por calor sensible en gases secos y por combustión de hidrógeno en el combustible. Adicionalmente, en la caldera 2 tienen relevancia las pérdidas por formación de CO.

Las pérdidas por gases secos se deben a la alta temperatura de salida de los gases de combustión, relacionada al inadecuado exceso de aire empleado, 119,6 % y 75,7 % para la caldera 1 y 2 respectivamente; comparado con el 50 % que se considera como máximo para combustibles sólidos (Agencia andaluza de la energía, 2011, p. 29). Además, se puede visualizar que en forma contradictoria, que a pesar de este exceso, la producción de CO es crítica para la caldera 2, con pérdidas elevadas, por lo que se recomienda una revisión y ajuste del quemador, para lograr una combustión completa.

Pérdidas por convección y radiación (L₂)

Las calderas de Palmeras del Ecuador presentan las 3 zonas típicas de una caldera combinada piro-acuatubular: hogar, domo y recalentador, como se esquematiza en las Figura 3.1.; por lo que se requirió tomar las temperaturas de superficie en cada una de las zonas para obtener los valores promedio que se usaron para calcular las pérdidas por convección y radiación, como se detalla en la Tabla 3.16.



Figura 3.1. Vista frontal de la caldera 1

Tabla 3.16. Temperaturas promedio de las superficies de las calderas

Ubicación		Temperatura	
		Caldera 1	Caldera 2
Hogar	Frente	36,0	38,8
	Posterior	97,8	81,2
	Lateral 1	39,1	53,5
	Lateral 2	44,7	49,5
	Superior	66,8	70,5
Domo	Cilindro	65,2	69,1
Recalentador	Frente	52,0	57,9
	Posterior	120,4	191,1
	Lateral 1	52,6	67,2
	Lateral 2	73,2	68,4
	Superior	72,8	108,1

Las paredes de las calderas presentan valores que superan la temperatura recomendada para una superficie caliente (50 °C) (Noguera, 2006, p. 22), esto se debe a que el material aislante ya ha cumplido su vida útil, pues tiene más de 5 años de no ser reemplazado, y en algunos puntos, como la parte posterior del hogar y superior del recalentador, es evidente su deterioro, como se puede observar en la Figura 3.2.



Figura 3.2. Deterioro del aislante de las calderas

El punto más alto de temperatura se encuentra en la parte posterior del recalentador, donde se localiza la compuerta de acceso para el mantenimiento del mismo, el cual no posee aislante, solo material refractario, como se visualiza en la Figura 3.3.



Figura 3.3. Compuertas sin aislamiento de los recalentadores de las calderas 1 y 2

Pérdidas por convección

Como se mencionó en el ítem 2.1.2.1., el calor por convección se determinó con la Ecuación [2.10], la cual depende del coeficiente de convección (h_c) y del

número de Nusselt (Nu), presentados en las Tablas 3.17. y 3.18. El cálculo detallado se encuentra en el Anexo IX.

Tabla 3.17. Parámetros para la determinación de pérdidas por convección natural en la caldera 1

Equipo	Tp [°C]	L* [m]	Ra _L	Nu	h _c [W/m ² K]	Área [m ²]
Hogar						
Frente	36,0	3,20	1,92*10 ¹⁰	310,09	2,59	8,96
Posterior	97,8	1,83	2,25*10 ¹⁰	325,87	5,16	5,12
Lateral 1	39,1	3,20	2,71*10 ¹⁰	345,72	2,90	23,55
Lateral 2	44,7	3,20	4,03*10 ¹⁰	392,44	3,31	23,55
Superior	66,8	2,80	4,84*10 ¹⁰	546,46	5,39	20,61
Domo						
Cilindro	65,2	2,61	4,32*10 ¹⁰	438,45	4,67	43,79
Recalentador						
Frente	52,0	1,83	1,04*10 ¹⁰	255,43	3,81	5,12
Posterior	120,4	4,45	3,71*10 ¹¹	800,83	5,37	12,46
Lateral 1	52,6	4,45	1,53*10 ¹¹	602,35	3,70	12,33
Lateral 2	73,2	4,45	2,47*10 ¹¹	702,08	4,43	12,33
Superior	72,8	2,80	9,39*10 ⁸	146,87	5,92	7,76

Tabla 3.18. Parámetros para la determinación de pérdidas por convección natural en la caldera 2

Equipo	Tp [°C]	L* [m]	Ra _L	Nu	h _c [W/m ² K]	Área [m ²]
Hogar						
Frente	38,8	3,74	4,22*10 ¹⁰	398,23	2,85	10,51
Posterior	81,2	2,75	6,50*10 ¹⁰	457,18	4,72	7,73
Lateral 1	53,5	3,74	9,37*10 ¹⁰	514,23	3,76	27,94
Lateral 2	49,5	3,74	8,08*10 ¹⁰	490,43	3,57	27,94
Superior	70,5	2,81	5,95*10 ¹⁰	585,61	5,83	20,99
Domo						
Cilindro	69,1	2,54	4,29*10 ¹⁰	437,43	4,81	45,48

Tabla 3.18. Parámetros para la determinación de pérdidas por convección natural en la caldera 2 (continuación...)

Equipo	Tp [°C]	L* [m]	Ra _L	Nu	h _c [W/m ² K]	Área [m ²]
Recalentador						
Frente	57,9	2,75	4,25*10 ¹⁰	399,25	3,99	7,73
Posterior	191,1	4,80	5,27*10 ¹¹	895,82	6,07	13,49
Lateral 1	67,2	4,80	2,79*10 ¹¹	730,97	4,24	7,49
Lateral 2	68,4	4,80	2,86*10 ¹¹	736,40	4,28	7,49
Superior	108,1	2,81	4,98*10 ⁸	118,89	6,96	4,38

Una vez determinados parámetros para el uso de la Ecuación [2.10], las pérdidas energéticas por convección natural en las calderas se presentan en la Tabla 3.19.

Tabla 3.19. Pérdidas energéticas por convección natural de las calderas

Componente	Calor perdido [kW]	
	Caldera 1	Caldera 2
Hogar		
Frente	0,16	0,30
Posterior	1,82	1,90
Lateral 1	0,69	2,57
Lateral 2	1,23	2,04
Superior	3,53	5,09
Domo		
Cilindro	7,39	8,77
Recalentador		
Frente	0,45	0,89
Posterior	6,11	13,27
Lateral 1	1,08	1,21
Lateral 2	2,41	1,26
Superior	2,01	2,41
TOTAL	26,88	39,72

A pesar de las altas temperaturas de pared, provocada por el problema de aislamiento, los datos obtenidos indican que las pérdidas por convección son relativamente pequeñas en comparación con las pérdidas por combustión.

Pérdidas por radiación

Las pérdidas por radiación se determinaron mediante la Ecuación [2.12], con base a las temperaturas superficiales de las calderas. Los resultados se presentan en la Tabla 3.20. cuyos cálculos constan en el Anexo IX.

Tabla 3.20. Pérdidas energéticas por radiación de las calderas

Componente	Calor perdido por lado [kW]	
	Caldera 1	Caldera 2
Hogar		
Frente	0,02	0,02
Posterior	0,12	0,12
Lateral 1	0,06	0,18
Lateral 2	0,09	0,14
Superior	0,18	0,25
Domo		
Cilindro	0,44	0,45
Recalentador		
Frente	0,03	0,06
Posterior	0,44	1,26
Lateral 1	0,07	0,08
Lateral 2	0,16	0,08
Superior	0,10	0,12
TOTAL	1,69	2,77

Tanto en la caldera 1 como en la caldera 2, las pérdidas por radiación son despreciables, esto se debe a que la radiación se vuelve considerable a partir de los 400 °C, y en las calderas se alcanza una temperatura promedio de 80 °C, a excepción de los puntos de fuga energética especificados en la Tabla 3.16., en los que la temperatura máxima alcanzada es de 190 °C.

Pérdidas por purgas

El agua usada en las calderas de Palmeras del Ecuador presenta los valores de sólidos disueltos (TDS) expresados en la Tabla 3.21., con su respectivo valor de razón de purga (r_{purga}).

Tabla 3.21. Contenido de sólidos totales disueltos (TDS) en las corrientes de agua de alimentación y agua de cada caldera.

Equipo	Corriente	TDS [ppm]	r_{purga}
Caldera 1	Agua de alimentación	71,72 ± 11,54	0,053
	Purga de la caldera	1 413,91 ± 239,14	
Caldera 2	Agua de alimentación	71,72 ± 11,54	0,059
	Purga de la caldera	1 285,45 ± 107,94	

$\bar{x} \pm \sigma$ (n = 16)

Para calderas entre 20 y 25 bares de presión, el límite máximo de TDS es 3000 ppm (CONUEE, 2009, p. 7). Como se puede observar en la Tabla 3.21., las purgas en las calderas de la fábrica se realizan cuando los TDS alcanzan concentraciones de hasta 1600 ppm aproximadamente. Sin embargo, a pesar de estar en el rango permitido, este indica un posible exceso de purgas, pues lo conveniente sería trabajar en valores cercanos al límite (CONUEE, 2009, p. 7; SISTEAGUA, 2013, p. 5), lo que incrementa las pérdidas de energía por esta vía.

Con base en la razón de purga calculada y la Ecuación [2.14], se determinó el flujo de agua liberada al ambiente y sus pérdidas energéticas. El ejemplo de cálculo se presenta en el Anexo VIII, y los resultados obtenidos se detallan en la Tabla 3.22.

Tabla 3.22. Flujo de purgas y pérdidas energéticas por purgas en cada caldera

Equipo	Flujo de purga [t/h]	Calor perdido [kW]
Caldera 1	0,567	139,38
Caldera 2	0,746	183,28

3.1.2.2 Energía generada por la biomasa (H_f)

La energía generada por la biomasa, según la Ecuación [2.15], es la aportación de la cantidad de combustible y su poder calórico.

El uso del poder calórico implica una dificultad, ya que depende del contenido de agua del combustible. Como se puede observar en la Tabla 3.23., el poder calórico superior (bruto) de la biomasa disminuye conforme se incrementa el porcentaje de humedad, generando un poder calórico inferior (neto), que se puede determinar mediante la ecuación de Cala (1995), detallado en el Anexo I (Cala, 1995, p.124). Este poder calórico neto es el que realmente aporta la energía durante la combustión.

Tabla 3.23. Poder calórico bruto y neto de cada combustible

Equipo	Corriente	Humedad [%]	Poder calórico bruto* [kJ/kg]	Poder calórico neto [kJ/kg combustible]
Caldera 1	Fibra	33,99	21 438,82	12 322,74
	Polvo	17,66	18 828,00	13 924,34
Caldera 2	Fibra	33,77	21 438,82	12 371,94
	Cascarilla	22,68	18 828,00	12 926,71

* (Ramirez, 2008, p. 8)

En la Tabla 3.24. se detalla la energía que teóricamente aporta cada combustible durante la producción de vapor en las calderas.

Tabla 3.24. Poder calórico neto y energía generada por el combustible en cada caldera

Equipo	Corriente	Flujo [t/h]	Poder Calórico neto del combustible [kJ/kg combustible]	Energía generada por combustible[kW]	Energía generada total [kW]
Caldera 1	Fibra	2,477	12 322,74	8 478,73	11 843,78
	Polvo	0,870	13 924,34	3 365,05	
Caldera 2	Fibra	3,045	12 371,94	10 464,60	16 170,31
	Cascarilla	1,589	12 926,71	5 705,71	

3.1.2.3 Determinación de aportes energéticos o créditos (B)

La evaluación de posibles aportes energéticos por: el calor en el aire de entrada (B_a), el calor sensible en el combustible (B_f) y el calor que entra con la humedad del aire (B_m), según las Ecuaciones [2.16], [2.17] y [2.18], se dan cuando hay un gradiente de temperatura entre el ambiente y los fluidos usados en la combustión (aire y biomasa).

En la actualidad, la planta no cuenta con sistemas de precalentamiento de aire o de combustible (biomasa), siendo la temperatura de entrada de ambos fluidos la ambiental, por lo que no existe ningún tipo de aporte energético.

Eficiencia de las calderas

Una vez determinadas las pérdidas energéticas (L), la energía generada por la biomasa (H_f) y los créditos (B), se calculó la eficiencia de las calderas, mediante la Ecuación [2.3], y se presenta en la Tabla 3.25.

Tabla 3.25. Pérdidas energéticas y eficiencia de cada una de las calderas

Pérdida	Caldera 1		Caldera 2	
	Pérdida total [kW]	% Pérdidas	Pérdida total [kW]	% Pérdidas
Por combustión	4 187,20	35,35	7 065,09	43,69
Por convección	26,88	0,23	39,72	0,25
Por radiación	1,69	0,01	2,77	0,02
Por purgas	139,38	1,18	183,28	1,13
Total	4 355,16	36,77	7 290,86	45,09
Eficiencia		63,23		54,91

Los porcentajes de pérdidas mostrados en la Tabla 3.25., indican que la combustión genera la mayor parte de pérdidas, producto del mal manejo en el exceso de aire y de la humedad con la que ingresa el combustible. En el caso de la caldera 2, adicionalmente existen problemas con la formación de CO en elevadas cantidades.

Para calderas de biomasa la eficiencia debe estar alrededor de 70 % a 80 % (Wambeck, 2005, p. 9), por lo que las dos calderas de Palmeras del Ecuador se encuentran por debajo del nivel aceptable.

3.1.3 CÁLCULO DE PRODUCCIÓN DE VAPOR

La producción de vapor se determinó con la Ecuación [2.20] con base en la energía aportada por la biomasa (H_f), la eficiencia de las calderas y las entalpías del vapor y del agua.

Las entalpías requeridas dependen de la temperatura y presión de operación de las calderas, estos datos se obtuvieron del promedio de mediciones diarias, tomadas durante un mes, como se detalla en la Tabla 3.26.

Tabla 3.26. Datos de presión y temperatura del vapor, y temperatura del agua a las calderas de Palmeras del Ecuador

Día	Presión Vapor [bar]		T. Vapor [°C]	T. Agua [°C]
	Caldera 1	Caldera 2		
1	20,0	21,1	240,1	82,7
2	20,3	21,4	247,5	77,7
3	20,2	21,3	241,9	80,4
4	20,6	21,9	245,4	76,8
5	20,1	21,9	239,8	79,4
6	20,8	22,0	240,4	80,2
7	20,1	21,6	242,8	78,3
8	20,1	21,6	242,8	80,1
9	19,3	21,7	235,5	78,1
10	20,1	21,6	243,2	79,6
11	19,5	20,1	227,3	78,8
12	19,7	20,6	240,0	81,4
13	19,8	21,6	240,0	78,9
14	20,1	21,6	240,0	78,3

Nota: Se consideró un mes de 4 semanas, cada semana de 4 días de operación estable.

Tabla 3.26. Datos de presión y temperatura del vapor, y temperatura del agua a las calderas de Palmeras del Ecuador

Día	Presión Vapor [bar]		T. Vapor [°C]	T. Agua [°C]
	Caldera 1	Caldera 2		
15	20,3	21,4	247,5	77,7
16	20,1	21,6	242,8	78,3
Promedio	20,0 ± 0,4	21,4 ± 0,5	240,5 ± 4,8	79,3 ± 1,6

Nota: Se consideró un mes de 4 semanas, cada semana de 4 días de operación estable.

Con base en los datos de presión y temperatura del vapor y del agua de alimentación, se determinaron las entalpías requeridas, cuyos valores se presentan en la Tabla 3.27.

Tabla 3.27. Parámetros del vapor y del agua de alimentación de las calderas

Corriente	Parámetro	Unidad	Caldera 1	Caldera 2
Vapor	Temperatura	°C	240,5 ± 4,8	240,5 ± 4,8
	Presión	Bar	21,00 ± 0,4	22,40 ± 0,5
	Entalpía*	kJ/kg	2 872,43	2 865,17
Agua	Temperatura	°C	79,30 ± 1,6	
	Presión	Bar	1,00	
	Entalpía*	kJ/kg	332,10	

* (Renedo, 2010, pp. 1, 4)

La Tabla 3.28. muestra la relación entre el vapor generado y los flujos de combustible tanto reales como de diseño de las calderas.

Tabla 3.28. Relación entre el vapor generado y los flujos de combustible

Equipo	Corriente	Flujo de biomasa de diseño [t/h]	Flujo de biomasa real [t/h]	Generación de vapor de diseño [t/h]	Generación de vapor real [t/h]	Eficiencia calculada [%]
Caldera 1	Fibra	2,100	2,477	14,0	10,61	63,23
	Cascarilla	0,900	0,870			
Caldera 2	Fibra	2,100	3,045	16,0	12,62	54,91
	Cascarilla	0,900	1,589			

A la caldera 1 ingresa aproximadamente 15 % más biomasa de su capacidad. Sin embargo, a pesar de este exceso se puede asumir que la caldera está trabajando a condiciones cercanas a las de diseño, dado que con esta cantidad de combustible (2,447 t/h de fibra y 0,870 t/h de polvo), tiene una eficiencia del 63,23 %, que le permite generar 10,61 t/h de vapor; un valor coherente si analizamos la generación de diseño (14 t/h), lo que nos daría una eficiencia de diseño del 83% aproximadamente, acorde a los valores de referencias bibliográficas para este tipo de calderas (70 – 80 %).

A la caldera 2 ingresa un exceso superior al 50 % de biomasa, llegando incluso al 76,5 % para la cascarilla, 1,589 t/h de cascarilla, siendo las respecto a las 0,900 t/h que recomienda el fabricante. Esto hace que la caldera no se encuentre trabajando a condiciones cercanas a las de diseño, impidiendo relacionar la generación de vapor real con la de diseño, y por ende su eficiencia.

El exceso de combustible afecta al correcto funcionamiento del quemador y es la principal causa de formación de CO (a pesar del alto exceso de aire), por lo que previo a un ajuste del exceso de aire en las calderas, se recomienda realizar un estudio del quemador y del efecto de la variación del flujo de biocombustible en la eficiencia de las calderas.

3.2 DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO Y TÉRMICO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN Y CONSUMO DE VAPOR

3.2.1 DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO Y TÉRMICO EN EL TANQUE DE ALIMENTACIÓN DE LAS CALDERAS

Como se mencionó en el ítem 1.2.1.1., la fábrica Palmeras del Ecuador cuenta con un solo tanque de alimentación que precalienta y suministra el agua a las dos calderas. Este precalentamiento se realiza mediante inyección directa de una fracción de vapor producido en las calderas para aumentar la temperatura del agua de 24,0 °C a 79,3 °C en promedio, la cual se encuentra por debajo de las recomendaciones técnicas de la planta (85 °C – 90 °C) (Palmeras del Ecuador,

2012). Esto se debe a pérdidas energéticas en el sistema y/o a un flujo insuficiente de vapor; ambas causas serán analizadas a continuación.

3.2.1.1 Determinación de pérdidas energéticas en el tanque de alimentación

Pérdidas energéticas debidas al equipo

El tanque de alimentación no cuenta con aislamiento térmico, como se visualiza en la Figura 3.4.; por lo que la superficie alcanza una temperatura de 70,5 °C, dicha temperatura es el resultado de la medición en 10 puntos de la superficie, dos veces al día durante un mes.



Figura 3.4. Tanque de alimentación de la fábrica Palmeras del Ecuador

Tabla 3.29. Datos de temperatura promedio de superficie del tanque de alimentación

Punto	Temperatura* [°C]
1	70,7
2	71,0
3	68,3
4	72,7
5	69,3
6	68,7

*Datos de temperatura promedio, basados en n = 32

Tabla 3.29. Datos de temperatura promedio de superficie del tanque de alimentación (continuación...)

Punto	Temperatura* [°C]
7	73,0
8	70,0
9	71,8
10	69,5
Promedio	70,5 ± 1,6

*Datos de temperatura promedio, basados en n = 32

La Tabla 3.30. presenta los parámetros necesarios para la determinación de las pérdidas por convección y radiación, cuyo procedimiento de cálculo es similar al usado en ítem 3.1.2.1. para las calderas.

Tabla 3.30. Parámetros necesarios para la determinación de pérdidas por convección natural y radiación en el tanque de alimentación

Parámetro	Valor	Unidad
Temperatura	70,5 ± 1,6	°C
Altura	5,00	m
Diámetro	2,52	m
Área	39,58	m ²
Ra _L	3,35*10 ¹¹	-
Nu *	855,51	-
h _c	4,59	W/m ² K
ε **	0,79	-

$\bar{x} \pm \sigma$ (n = 32)

* Figura geométrica tomada como cilindro vertical

**Valor correspondiente para el acero al carbono

Antes de cuantificar las pérdidas energéticas, se determinó el calor entregado por el vapor, mediante la Ecuación [3.1] (Campos *et al.*, 2007, p. 22), con el fin de analizar si las mismas son significativas.

$$Q_{va} = w_{va} * \lambda \quad [3.1]$$

Donde:

Q_{va} : Calor proporcionado por el vapor, [kW]

w_{va} : flujo de vapor del tanque de alimentación, $\left[\frac{t}{h}\right]$, calculado en el ítem 3.2.1.2.

λ_v : entalpía del vapor saturado a 4 bar , $\left[\frac{kJ}{t}\right]$, (Renedo, 2010, p. 1)

$$Q_{va} = 2,83 \left[\frac{t}{h}\right] \left[\frac{1 h}{3 600 s}\right] * 2 133 800 \left[\frac{kJ}{t}\right]$$

$$Q_{va} = 1 678,5 \text{ kW}$$

Se consideró que Q_{va} representa el 100 % de energía que se proporciona al tanque de alimentación para el precalentamiento del agua. En la Tabla 3.31., se relacionan las pérdidas calculadas como un porcentaje del total Q_{va} .

Tabla 3.31. Pérdidas energéticas por convección natural y radiación en el tanque de alimentación

Pérdida	Calor perdido [kW]	Calor perdido [%]
Por convección	7,86	0,47
Por radiación	9,43	0,60
Total	17,29	1,07

Las pérdidas por convección y radiación en el tanque de alimentación son mínimas, pues son menores al 1,5 %; por lo que no son la causa principal de la baja eficiencia del tanque.

Aunque las pérdidas no son representativas en el sistema, por seguridad del personal se recomienda la colocación de material aislante para el tanque.

Pérdidas energéticas en tuberías del tanque de alimentación

Se analizó las líneas de vapor de insuflación al tanque de alimentación y del agua caliente que entra a las calderas. Para la primera existen varios segmentos de

tubería que no cuentan con aislamiento, mientras la segunda no cuenta con ningún tipo de recubrimiento aislante, como se puede observar en la Figura 3.5.



Figura 3.5. Tubería sin aislamiento del tanque de alimentación

Las tuberías de distribución tanto de vapor como de agua, son de acero al carbono ASTM A-53 SCH 40. Para facilidad, las líneas se han codificado como se especifica en la Tabla 3.32. según el esquema presentado en el Anexo X; mientras que la Tabla 3.33. presenta los datos de las líneas.

Tabla 3.32. Codificación y datos generales de las tuberías del área de generación de vapor

Código	Descripción	Diámetro nominal [in]	Espesor tubería [in]
4-ST-010	Tubería de entrada de vapor al tanque de alimentación	4	1/4
8-HW-010	Tubería de entrada de agua a las calderas	8	1/3

Tabla 3.33. Temperatura de superficie y longitud de las tuberías del sistema de distribución de vapor al tanque de alimentación

Código	Espesor del aislante [in]	Longitud tubería [m]	Temperatura superficie [°C]
4-ST-010	1	10,00	61,2
	N.E.	1,50	132,4
8-HW-010	N.E.	12,50	76,6

N.E.: No existe

Se consideraron pérdidas por conducción, convección y radiación; cuyos valores se presentan en la Tabla 3.34., el detalle de cálculo se encuentra en el Anexo XI.

Tabla 3.34. Pérdidas energéticas de las tuberías del sistema de distribución de vapor al tanque de alimentación

Código	Temperatura superficie [°C]	U [W/m ² °C]	Q'' [W/m ²]	Área [m ²]	Pérdidas [kW]
4-ST-010	61,2	1,62	185,36	5,19	0,96
	132,4	15,17	1 738,44*	0,54	0,94
8-HW-010	76,6	11,29	1 293,37	8,64	11,18
Total					13,08

*Tubería sin aislante

La tubería sin aislante presenta aproximadamente 10 veces más pérdida de calor por área que la tubería que si cuenta con el mismo. Se puede observar que la mayor cantidad de pérdidas se da en la tubería de agua caliente, debidas al área de transferencia (8,64 m²) y coeficiente global que posee (11,29 W/m²°C).

3.2.1.2 Determinación del consumo de vapor en el tanque de alimentación

Previo al cálculo del consumo de vapor, se determinó el flujo de agua de salida del tanque de alimentación (w_s), el cual se obtuvo del balance de masa del agua en las calderas mediante la Ecuación [3,2].

$$w_s = \sum (w_{vi} + w_{pi}) \quad [3.2]$$

Donde:

w_s : flujo de agua del tanque de alimentación, $\left[\frac{t}{h}\right]$

w_{vi} : flujo de vapor generado en la caldera i (1 y 2), $\left[\frac{t}{h}\right]$

w_{pi} : flujo de agua purgada en la caldera i (1 y 2), $\left[\frac{t}{h}\right]$

La cantidad de vapor generado en la caldera 1 y 2 se detalla en la Tabla 3.28., mientras que el flujo de agua purgada se encuentra en la Tabla 3.22.

$$w_s = (10,613 + 0,567) \left[\frac{t}{h} \right] + (12,619 + 0,746) \left[\frac{t}{h} \right]$$

$$w_s = 24,544 \frac{t}{h}$$

El consumo de vapor del tanque de alimentación se determinó mediante la Ecuación [2.23]. Los parámetros necesarios para el cálculo se detallan en la Tabla 3.35.

Tabla 3.35. Parámetros para la determinación del consumo de vapor en el tanque de alimentación

Parámetro	Valor	Unidad
Flujo de agua de salida (w_s)	24,54	$\frac{t}{h}$
Capacidad calorífica del agua (C_{p_i})	4 184	$\frac{kJ}{t \text{ } ^\circ\text{C}}$
Temperatura de entrada del agua (T_e)	24,0	$^\circ\text{C}$
Temperatura de salida del agua (T_s)	79,3	$^\circ\text{C}$
Calor perdido en el tanque	17,299	$\frac{kJ}{s}$
Entalpía del vapor a 4 bar (h_v)*	2 133 800	$\frac{kJ}{t}$

* (Renedo, 2010, p. 1)

Con base en los datos de la Tabla 3.35. y la Ecuación [2.23] se determinó el flujo de vapor en el tanque de alimentación

$$w_{va} = \frac{24,54 \left[\frac{t}{h} \right] * 4 184 \left[\frac{kJ}{t \text{ } ^\circ\text{C}} \right] * (79,3 - 24) [^\circ\text{C}] + 17,299 \left[\frac{kJ}{s} \right] \left[\frac{3 600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right]}{2 133 800 \left[\frac{kJ}{t} \right] - 4 184 \left[\frac{kJ}{t \text{ } ^\circ\text{C}} \right] * 24 [^\circ\text{C}]}$$

$$w_{va} = 2,83 \frac{t}{h}$$

Como se determinó en el ítem 3.2.1.1., las pérdidas energéticas por conducción y radiación no son representativas, por lo que no son la causa de que la temperatura de agua no llegue al óptimo (85 $^\circ\text{C}$ – 90 $^\circ\text{C}$). En este sentido, mediante las Ecuaciones [2.23] y [3.1], se calculó el flujo de vapor y energía necesarios para alcanzar las temperaturas deseadas, los resultados obtenidos se detallan en la Tabla 3.36.

Tabla 3.36. Energía requerida para el calentamiento del tanque de alimentación en función de la temperatura de salida del agua

T_s [°C]	Flujo de vapor insuflado [t/h]	Energía requerida [kW]
79,3	2,83	1 678,50
85	3,11	1 848,25
90	3,36	1 998,26

Los datos de la Tabla 3.36. indican que el flujo actual de vapor (2,83 t/h) no proporciona la energía necesaria para el calentamiento adecuado del agua de alimentación a las calderas ($T_s = 85$ °C min), siendo la razón principal de que ésta se encuentre por debajo de las especificaciones de la planta (Palmeras del Ecuador, 2012).

Si bien un aumento en el flujo de vapor al tanque puede incrementar la temperatura del agua de alimentación, se debe analizar el beneficio aportado al sistema, representado como el aumento de generación de vapor en las calderas, debido a que estos se encuentran relacionados a través de la entalpía del agua (λ_a).

Tabla 3.37. Efecto de la temperatura de salida del agua del tanque de alimentación en el flujo de vapor requerido para el tanque y el vapor producido en las calderas

T_{agua} [°C]	Incremento en el flujo de vapor al tanque de alimentación [t/h]	Incremento de vapor producido [t/h]		
		Caldera 1	Caldera 2	Total
85,0	0,29	0,10	0,11	0,22
90,0	0,54	0,19	0,22	0,41

Como se puede observar en la Tabla 3.37., el incremento en el flujo de vapor al tanque de alimentación para alcanzar las temperaturas óptimas de salida del agua no es proporcional con la cantidad de vapor adicional producida en las calderas. Así por ejemplo, para incrementar la producción de vapor de las calderas en 0,41 t/h, se requiere incrementar el flujo vapor en el tanque de alimentación en

0,54 t/h, para lograr la temperatura de salida del agua necesaria (90 °C), algo que no justifica esta opción en primera instancia.

Sin embargo, la minimización de energía disipada al ambiente a través de material aislante, y la recuperación de condensado del proceso (cuya entalpía es mayor), permitiría alcanzar la energía necesaria sin incrementar el flujo de vapor ya existente en el tanque de alimentación. Dicha opción de mejora será analizada más adelante, en el literal 3.3.3.

Una vez finalizado el diagnóstico energético térmico de las calderas y el tanque de alimentación, en la Figura 3.6. se presenta un compendio de las corrientes de entrada y salida en el área de generación de energía (Tanque de alimentación, caldera 1 y caldera 2) mediante un diagrama de flujo (PFD), solicitado por la empresa.

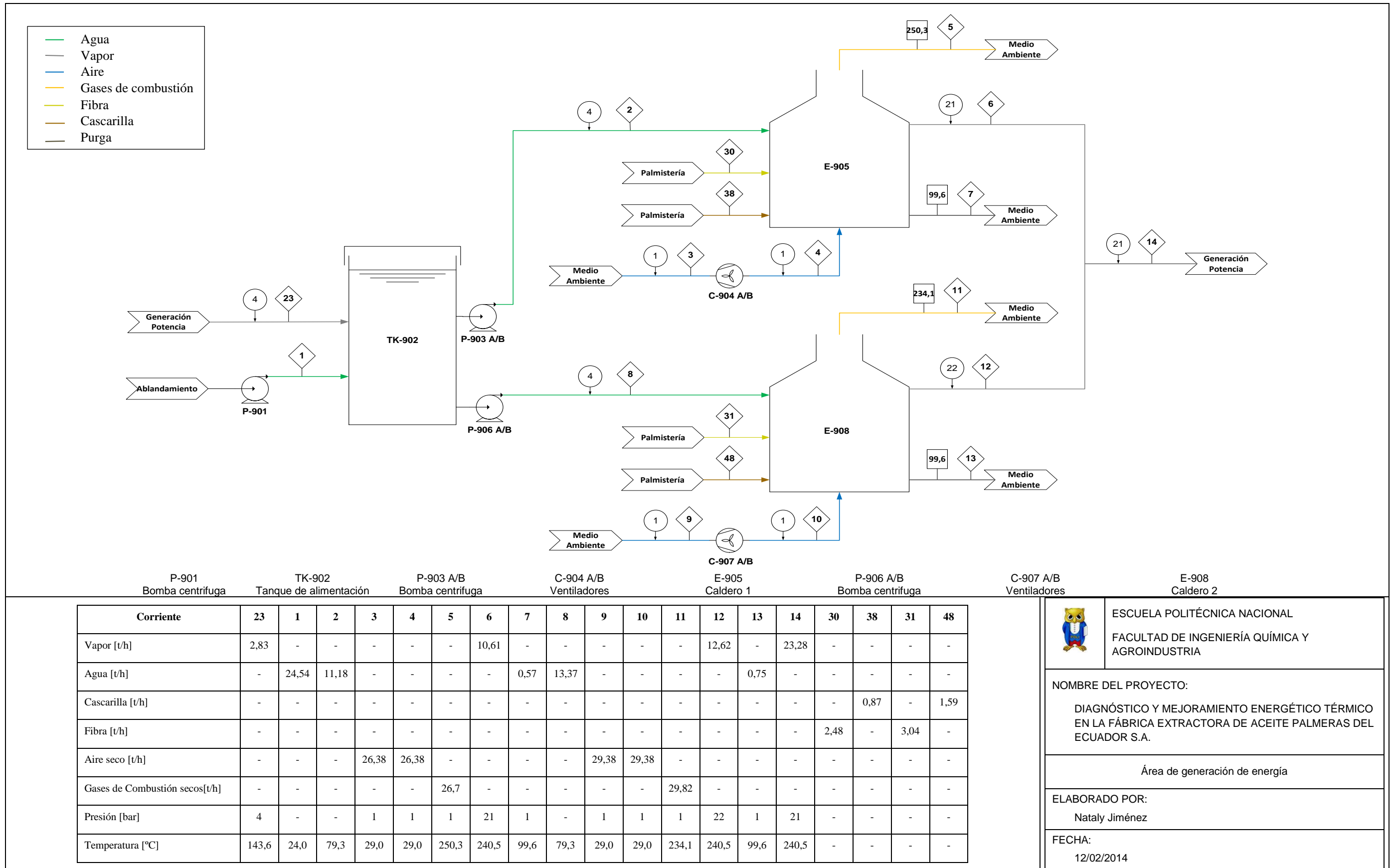



Figura 3.6. Diagrama de flujo (PFD) del área de generación de energía


ESCUOLA POLITÉCNICA NACIONAL
 FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA Y AGROINDUSTRIA

NOMBRE DEL PROYECTO:
 DIAGNÓSTICO Y MEJORAMIENTO ENERGÉTICO TÉRMICO EN LA FÁBRICA EXTRACTORA DE ACEITE PALMERAS DEL ECUADOR S.A.

Área de generación de energía

ELABORADO POR:
 Nataly Jiménez

FECHA:
 12/02/2014

3.2.2 DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO Y TÉRMICO EN TURBINAS

3.2.2.1 Determinación del consumo de vapor en las turbinas

Como se mencionó en el ítem 1.2.2.1., la fábrica Palmeras del Ecuador usa únicamente 2 de las 3 turbinas existentes: Shinko y CF4, cuyas potencias generadas por hora se presentan en las Tablas 3.38. y 3.39.

Tabla 3.38. Datos de voltaje, amperaje y potencia de la turbina CF-4

Día	Voltaje [V]	Amperaje [A]	Potencia* [kW]
1	1 500	330	1 500
2	1 400	308	1 400
3	950	209	950
4	1 100	242	1 100
5	900	198	900
6	950	209	950
7	1 200	264	1 200
8	1 050	231	1 050
9	1 000	220	1 000
10	1 100	242	1 100
11	980	216	980
12	1 190	262	1 190
13	1 050	231	1 050
14	1 080	242	1 080
15	1 150	242	1 150
16	950	209	950
Promedio	220± 0	1050± 98	241 ± 21

Nota: Valores promedios obtenidos del control diario de las turbinas, (n=10)

*El valor de potencia es calculado con base en el voltaje y amperaje de la turbina

Tabla 3.39. Datos de potencia de la turbina Shinko

Día	Potencia [kW]
1	697
2	712

Nota: Valores promedios obtenidos del control diario de las turbinas, (n=10)

Tabla 3.39. Datos de potencia de la turbina Shinko (continuación...)

Día	Potencia [kW]
3	657
4	704
5	696
6	691
7	639
8	704
9	693
10	738
11	702
12	637
13	678
14	769
15	700
16	670
Promedio	693 ± 37

Nota: Valores promedios obtenidos del control diario de las turbinas, (n=10)

Dado que las turbinas no cuentan con medidores de flujo, el consumo de vapor de cada una se hizo con base en las gráficas proporcionadas por el fabricante, Figuras AVI.1. y AVI.2. del Anexo VI. (SINDA LTDA, 1983, pp. 96, 97). Los valores obtenidos de esta determinación se presentan en la Tabla 3.40.

Tabla 3.40. Consumo de vapor de cada turbina, con base en la potencia generada

Equipo	Potencia [kW]	Vapor [t/h]
Turbina Shinko	693	16,91
Turbina CF4	241	6,27
Total	934	23,18

El flujo de vapor en las turbinas comprueba que son las principales unidades de “consumo” de vapor, pues utilizan 23,18 t/h de las 23,26 t/h producidas por las calderas. De las 0,08 t/h restantes de vapor, se analizará más adelante que

porcentaje se encuentra como condensado en línea y que cantidad es disipada al ambiente.

3.2.2.2 Determinación de pérdidas energéticas en las turbinas

Las pérdidas energéticas en el área de generación de potencia (turbinas) se dan en:

- Distribuidor de vapor.
- Sistema de distribución del vapor desde las calderas a las turbinas.

Distribuidor de vapor

El distribuidor de vapor se encuentra recubierto con 2 pulgadas de lana de vidrio (aislante) y una lámina de aluminio (espesor = 0,5 mm), como se puede observar en la Figura 3.7. La temperatura de superficie promedio es de 61,7 °C; resultado obtenido de la medición en 15 puntos de la superficie, dos veces al día durante un mes, y cuyo resumen se presenta en la Tabla 3.41.



Figura 3.7. Distribuidor de vapor de la fábrica Palmeras del Ecuador

Tabla 3.41. Datos de temperatura promedio de superficie del distribuidor de vapor

Punto	Temperatura* [°C]
1	62,2
2	62,2
3	68,9
4	57,7
5	65,9
6	64,7
7	61,6
8	57,5
9	66,9
10	60,9
11	60,6
12	56,1
13	55,1
14	65,6
15	59,6
Promedio	61,7 ± 4,1

*Datos de temperatura promedio, basados en n = 32

Una vez determinada la temperatura promedio de superficie del distribuidor y junto con las especificaciones técnicas del equipo, se calculó los parámetros necesarios para la determinación de pérdidas por convección y radiación en el distribuidor.

Tabla 3.42. Parámetros necesarios para la determinación de pérdidas por convección natural y radiación en el distribuidor

Parámetro	Valor	Unidad
Área	25,13	m ²
Ra _L	9,21*10 ⁹	-
Nu*	234,12	-
h _c	4,05	W/m ² K

* Figura geométrica tomada como cilindro horizontal

Las pérdidas energéticas por convección y radiación en el distribuidor de vapor, se presentan en la Tabla 3.43., en la que se aprecia que estas son despreciables en comparación con el flujo de vapor con el que se trabaja y la energía que este aporta (considerando la caída de presión por expansión en las turbinas de 21 bares a 4 bares), misma que se puede cuantificar con la Ecuación [3.1], de manera similar al sistema de inyección de vapor del tanque de alimentación:

$$Q_{va} = 21,675 \left[\frac{t}{h} \right] \left[\frac{1 h}{3\,600 s} \right] * 2\,738\,600 \left[\frac{kJ}{t} \right] \text{ (Renedo, 2010, p. 1)}$$

$$Q_{va} = 16\,488,89 \text{ kW}$$

Las 21,68 t/h de vapor usadas en el cálculo difiere del valor de 23,18 t/h reportado en la Tabla 3.40., debido al condensado que se produce por la expansión en las turbinas; que se detalla más adelante, en el ítem 3.2.2.3.

Tabla 3.43. Pérdidas energéticas por convección natural y radiación en el distribuidor de vapor

Pérdida	Calor perdido [kW]	Calor perdido [%]
Por convección	3,32	0,020
Por radiación	0,22	0,001
Total	3,54	0,021

Sistema de distribución del vapor desde las calderas a las turbinas

Las tuberías de distribución de vapor son de acero al carbono ASTM A-53 SCH 40, cuya codificación se detalla en la Tabla 3.44.

Tabla 3.44. Codificación y datos generales de las tuberías del área de generación de potencia

Código	Descripción	Diámetro nominal [in]	Espesor tubería [in]
6-ST-009	Tubería de entrada al área de generación de potencia	6	1/3
6-ST-009-01	Tubería de entrada a la turbina Shinko	6	1/3
4-ST-009-02	Tubería de entrada a la turbina CF4	6	1/3
4-ST-009-03	Tubería de entrada a la turbina CF5	6	1/3

En las líneas de vapor de las calderas a las turbinas, existen varios segmentos de tubería que no cuentan con aislamiento térmico, presentando así altas temperaturas de superficie en las mismas, como se observa en la Figura 3.8.



Figura 3.8. Tubería sin aislamiento del área de generación de potencia

Tabla 3.45. Temperatura de superficie y longitud de las tuberías del sistema de distribución de vapor a las turbinas

Código	Espesor del aislante [in]	Longitud tubería [m]	Temperatura superficie [°C]
6-ST-009	1	40,00	69,4
	N.E.	0,50	214,9
	N.E.	1,00	108,4
	N.E.	0,75	215,9
6-ST-009-01	1	4,52	65,2
	N.E.	1,50	182,4
4-ST-009-02	1	4,72	57,3
	N.E.	0,64	126,0
4-ST-009-03	1	4,84	48,5
	N.E.	0,45	108,4

Nota: los datos de temperatura son valores promedio de diversos puntos a lo largo de las tuberías.
N.E.: No existe

Las pérdidas energéticas se detallan en la Tabla 3.46. y el cálculo se desarrolló de manera similar al expresado en el Anexo XI.

Tabla 3.46. Pérdidas energéticas de las tuberías del sistema de distribución de vapor a las turbinas

Código	Temperatura superficie [°C]	U [W/m ² °C]	Q'' [W/m ²]	Área [m ²]	Pérdidas [kW]
6-ST-009	69,4	2,07	437,75	27,66	12,11
	214,9	18,82	3 980,55*	0,27	1,06
	108,4	13,29	2 811,30	0,53	1,50
	215,9	18,88	3 992,52*	0,40	1,59
6-ST-009-01	65,2	2,05	434,05	3,13	1,36
	182,4	17,04	3 604,54*	0,80	2,88
4-ST-009-02	57,3	2,00	423,19	2,45	1,04
	126,0	14,84	3 138,89*	0,23	0,72
4-ST-009-03	48,5	1,93	408,71	2,51	1,03
	108,4	13,93	2 945,41*	0,16	0,48
Total					23,75

*Tubería sin aislante

Q'': calor por unidad de área

La tubería sin aislante presenta de 8 a 10 veces más pérdida de calor por área que la tubería que se encuentra recubierta, debido a la baja conductividad térmica del aislante.

3.2.2.3 Cuantificación de condensados de vapor de las turbinas

En el área de generación de potencia (turbinas y distribuidor de vapor), la fábrica no cuenta con sistemas de recuperación de condensados, únicamente se limita a evitar que haya ingreso de agua a las turbinas por medio de una pierna colectora (trampa de vapor), de 1 m³ de capacidad, la cual permanece cerrada durante todo el proceso y funciona al arranque del mismo, para purgar el agua que ha condensado en la tubería durante la para.

Una vez que el vapor es expandido en las turbinas, los condensados generados en las mismas son arrojados al desagüe, como se visualiza en la Figura 3.9.

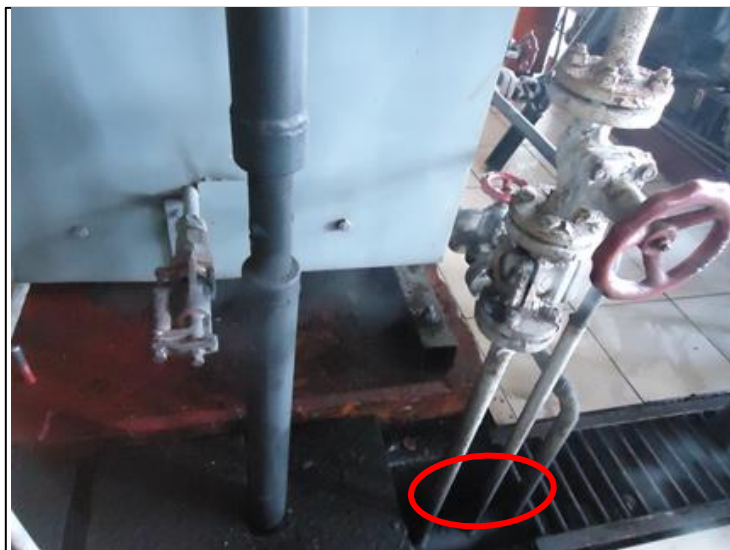


Figura 3.9. Condensado de turbinas arrojado al desagüe

La falta de recuperación de condensados genera pérdidas, pues contienen una cantidad de energía aún aprovechable en el proceso. Para la cuantificación de flujo y pérdidas energéticas se utilizaron las Ecuaciones [2.24], [2.25] y [2.26]. Un resumen de los valores obtenidos se presenta en la Tabla 3.47., y cuyo cálculo se muestra en el Anexo XII.

Tabla 3.47. Pérdidas relacionadas a la formación de condensados en el área de generación de potencia

Componente	Temperatura [°C]	Flujo [t/h]	Pérdidas por condensados [kW]
Tuberías	240,5	0,044	10,76
Distribuidor de vapor	143,6	0,006	0,80
Turbina Shinko	143,6	1,060	141,20
Turbina CF4	143,6	0,393	52,40
Total	-	1,503	205,16

El 97% del condensado del área de generación de potencia (1,453 t/h), se debe a la pérdida de energía del vapor, producto de la disminución de presión (de 21 a 4 bares), que se da a lugar en las turbinas

En el área de generación de potencia (turbinas y distribuidor de vapor) se obtiene 1,503 t/h de condensado de vapor a 4 bares (143,6 °C), que representa

aproximadamente el 6 % del agua tratada para la generación de vapor (24,54 t/h). Este condensado actualmente es enviado al desagüe, sin ser reutilizado en el proceso, lo que constituye una gran pérdida energética, 205,16 kW no utilizados y disipados al ambiente; y de recursos, tratamiento químico del agua de reposición para las calderas

.

Las pérdidas de energía por condensado pueden ser eliminadas (en su mayor parte) con un sistema de recuperación de condensado atmosférico, el cual permite mantener la temperatura del condensado en un valor muy cercano a la saturación a la presión del proceso. Esta medida de ahorro energético será analizada más adelante, en el ítem 3.3.3.

Finalmente, una vez expandido el vapor en las turbinas, se cuenta con 21,675 t/h de vapor (a 4 bares) para el resto del proceso, que se distribuirá a las distintas áreas, como se muestra en la Figura 3.10.

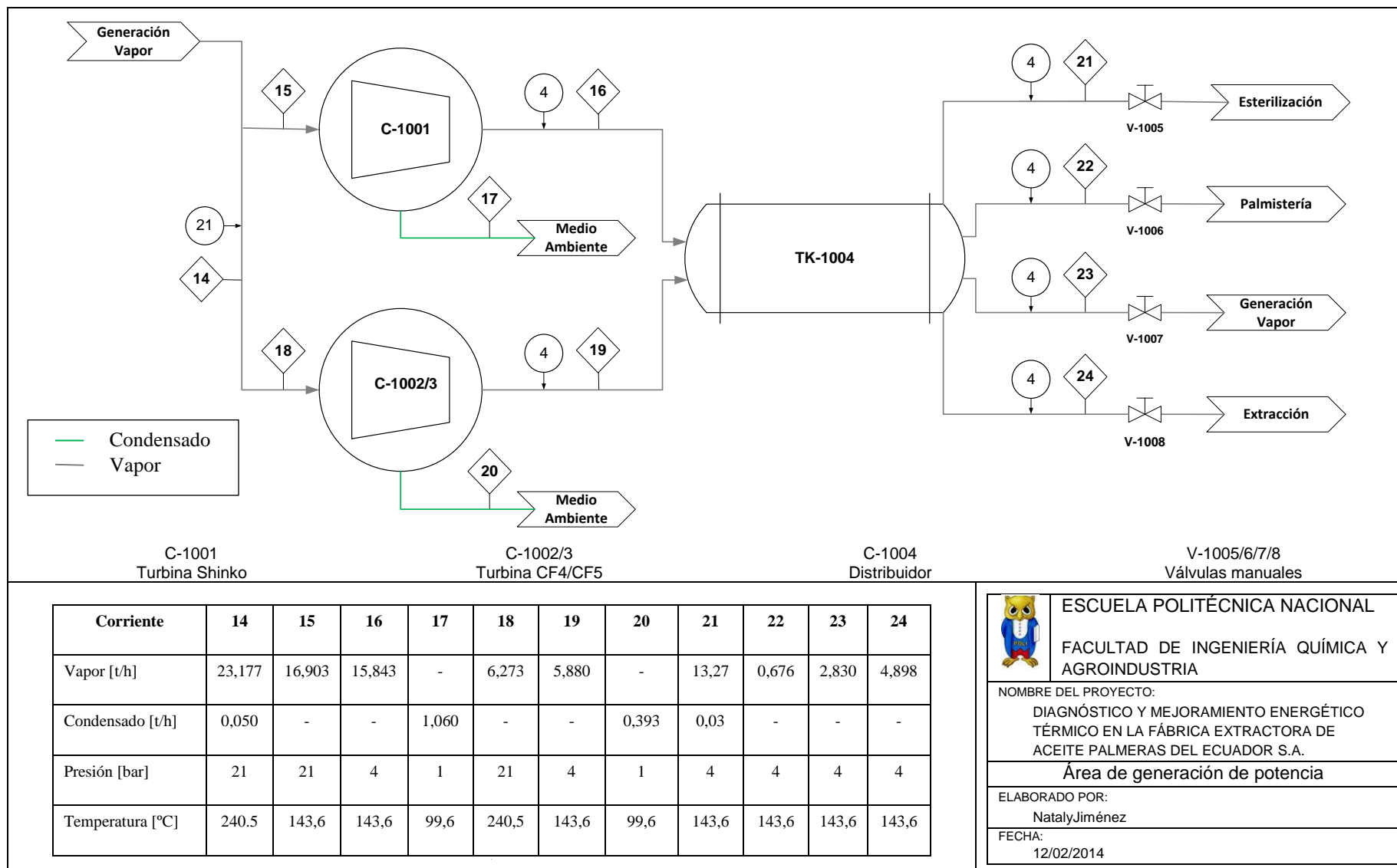


Figura 3.10. Diagrama de flujo (PFD) del área de generación de potencia

3.2.3 DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO Y TÉRMICO DE ESTERILIZADORES

A diferencia de las turbinas, en las cuales el vapor no se consume como tal, sino que únicamente disminuye su presión (de 21 bares a 4 bares) para producir electricidad; los esterilizadores son equipos de alta demanda y consumo, por lo que generan la mayor pérdida energética durante el manejo del vapor, proveniente de las turbinas.

3.2.3.1 Determinación del consumo de vapor de esterilizadores

Para la determinación del consumo de vapor de los esterilizadores, mediante la Ecuación [2.32], se requirió la determinación de parámetros como: temperatura de entrada y salida de la fruta del esterilizador, la capacidad calorífica específica de la fruta, la entalpía y flujo del vapor.

Las temperaturas de entrada y salida de la fruta del esterilizador fueron promedios de mediciones realizadas en cada canasta, durante un mes.

Tabla 3.48. Temperaturas de entrada de la fruta de cada canasta al esterilizador

Día	Temperatura de entrada de la fruta de cada canasta [°C]								Promedio [°C]
	1	2	3	4	5	6	7	8	
1	33,1	33,9	33,3	33,7	33,4	33,6	33,2	33,5	33,5
2	33,3	33,6	32,9	33,5	33,1	33,2	33,7	32,9	33,3
3	33,5	33,1	32,5	33,7	33,2	33,2	33,1	32,8	33,1
4	30,5	30,9	30,4	30,8	30,7	30,6	30,2	30,5	30,6
5	32,7	32,8	32,4	32,5	32,3	32,1	32,5	32,3	32,5
6	32,2	32,1	32,1	32,5	32,7	32,8	32,6	32,7	32,5
7	34,2	34,0	34,3	34,1	34,3	34,3	34,1	34,3	34,2
8	31,1	30,8	31,5	31,7	31,3	31,3	31,7	31,4	31,4
9	33,7	33,2	33,9	33,1	33,7	33,7	33,1	33,2	33,5
10	32,1	32,6	32,5	32,3	32,3	32,4	32,3	32,5	32,4
11	30,1	30,2	30,0	30,2	29,9	30,1	30,2	29,8	30,1
12	30,2	31,0	30,4	30,4	30,2	30,6	31,0	30,4	30,5
13	30,6	31,1	30,5	30,7	31,5	30,8	31,1	31,3	31,0

Tabla 3.48. Temperaturas de entrada de la fruta de cada canasta al esterilizador (continuación...)

Día	Temperatura de entrada de la fruta de cada canasta [°C]								Promedio [°C]
	1	2	3	4	5	6	7	8	
14	30,4	30,8	30,1	30,2	30,8	30,9	30,0	30,3	30,4
15	33,7	33,7	33,8	33,6	33,5	33,5	33,9	33,6	33,7
16	30,1	30,8	30,5	30,7	30,3	30,6	30,7	30,4	30,5
Promedio									32,1 ± 1,4

Tabla 3.49. Temperaturas de salida de la fruta de cada canasta del esterilizador

Día	Canasta								Promedio
	1	2	3	4	5	6	7	8	
1	103,9	103,2	103,5	103,1	103,1	103,6	103,9	103,5	103,5
2	103,6	103,2	102,9	103,3	103,5	103,2	103,6	103,5	103,4
3	104,7	104,5	104,6	104,3	104,8	104,5	104,3	104,4	104,5
4	99,9	99,2	99,4	99,5	99,5	99,6	99,9	99,5	99,6
5	101,8	101,5	101,7	101,7	101,8	101,6	101,8	101,4	101,7
6	98,0	98,3	98,8	98,2	98,7	98,5	98,0	98,2	98,3
7	103,5	103,6	103,7	103,2	103,2	103,8	103,5	103,2	103,5
8	99,8	99,7	99,5	99,1	99,5	99,5	99,8	99,5	99,6
9	104,2	104,5	104,9	104,7	104,2	104,7	104,2	104,2	104,5
10	101,6	101,5	101,5	101,1	101,5	101,4	101,6	101,5	101,5
11	99,2	99,2	99,0	99,1	100,9	99,5	99,2	99,5	99,5
12	101,3	101,4	100,6	101,3	101,7	101,9	101,4	101,7	101,4
13	99,5	99,5	99,9	99,6	99,8	99,8	99,5	99,6	99,7
14	99,8	99,4	99,5	99,3	99,6	99,7	99,8	99,5	99,6
15	103,6	103,2	102,9	103,3	103,5	103,2	103,6	103,5	103,4
16	99,0	99,2	99,1	99,2	100,2	99,5	99,5	99,9	99,5
Promedio									101,4 ± 2,1

El calor latente de vaporización se determinó a través de la presión de los autoclaves, ya que no todos los esterilizadores disponían de controles de temperatura. Se tomaron datos de la presión alcanzada en el primer y segundo

pico de esterilización; y en la etapa de sostenimiento o cocción, como se detalla en la Tabla 3.50.

Tabla 3.50. Presión absoluta promedio de las autoclaves en el ciclo del proceso de esterilización (bar)

Equipo	Presión absoluta [bar]		
	1er pico	2do pico	Cocción
Esterilizador 1	2,50 ± 0,01	2,99 ± 0,12	2,98 ± 0,12
Esterilizador 2	2,44 ± 0,09	2,83 ± 0,19	3,33 ± 0,15
Esterilizador 3	2,51 ± 0,04	2,98 ± 0,10	3,00 ± 0,09
Esterilizador 4	2,51 ± 0,05	2,96 ± 0,07	3,06 ± 0,10
Esterilizador 5	2,51 ± 0,03	2,97 ± 0,06	3,02 ± 0,14

$\bar{x} \pm \sigma$ (n = 16)

Con base en los datos de presión de los esterilizadores, se puede asumir que los 5 autoclaves trabajan a las mismas condiciones de presión en cada una de las etapas de esterilización, por lo que en promedio, en el 1er pico es 2,49 bares, en el 2do pico 2,95 bares y en la etapa de cocción 3,08 bares.

Según Wambeck (2005) la cocción requiere un vapor a presiones mayores a 2,8 bares (p. 14), por lo cual teóricamente no existe ningún problema en cuanto al flujo de vapor destinado al área de esterilización, pues se cuenta con la presión necesaria de vapor (3,08 bares).

Con las presiones promedio usadas, mediante tablas termodinámicas de vapor, se obtuvo un calor latente de vaporización promedio de: **2 161 375,37 kJ/t** (Renedo, 2010, p. 1).

Una vez obtenidos los datos necesarios para aplicar la Ecuación [2.27] se determinó el consumo de vapor por tonelada de RFF. Sin embargo, este dato como tal no es útil para el balance de masa del vapor del proceso, razón por la cual se cuantificó la cantidad de fruta esterilizada por hora, mediante la capacidad de procesamiento total de los esterilizadores.

Para determinar la capacidad de procesamiento de los esterilizadores, se analizó el número de paradas por día y el peso de racimos de fruta por canasta. Se llevó un registro de las canastas procesadas por día de la fruta Híbrida y *Guineensis*, así como el número de canastas reprocesadas y las horas de operación de los esterilizadores, datos que se presentan en Tabla 3.51.

Tabla 3.51. Canastas procesadas, paradas y horas de operación por día

Día	N° Canastas Procesadas por día				Paradas por día*	Horas de operación
	Híbrida	Guineensis	Reprocesadas	Total		
1	212	278	13	503	63	20
2	220	216	18	454	57	19
3	290	230	16	536	67	21
4	252	242	16	510	64	20
5	232	264	15	511	64	20
6	214	274	16	504	63	20
7	256	278	14	548	69	19
8	236	245	15	496	62	20
9	300	217	17	534	67	21
10	271	242	12	525	66	20
11	225	273	16	514	64	19
12	234	254	14	502	63	21
13	278	212	18	508	64	19
14	223	261	12	496	62	19
15	287	210	13	510	64	21
16	254	256	15	525	66	20
Promedio					64 ± 3	20 ± 1

* El esterilizador cuenta con una capacidad de 8 canastas por parada

La variación de número de paradas, se debe a que la fábrica únicamente procesa la cantidad de materia prima (RFF) que ingresa diariamente, cuyo valor no es constante y depende de la cantidad cosechada.

Para determinar la cantidad de fruta esterilizada en cada parada. Se pesaron 10 canastas vacías, se llenaron con fruta y se tomó el peso bruto de cada una. Se esterilizó, y al terminar se pesó nuevamente cada canasta. Una vez concluido el

proceso, se determinaron los pesos netos antes y después de esterilizar. Los datos obtenidos se presentan en las Tablas 3.52. y 3.53.

Tabla 3.52. Pesos de fruta *Guineensis* en canastas, antes y después del proceso de esterilización

N°	Peso Canasta [kg]	Peso Bruto [kg]	Peso Neto [kg]	Peso Bruto Esterilizado [kg]	Peso Neto Esterilizado [kg]	% Condensado
1	840	2 720	1 880	2 490	1 650	12,23
2	980	3 000	2 020	2 790	1 810	10,40
3	890	3 040	2 150	2 850	1 960	8,84
4	910	3 140	2 230	2 900	1 990	10,76
5	950	3 210	2 260	3 030	2 080	7,96
6	890	2 970	2 080	2 720	1 830	12,02
7	840	2 980	2 140	2 770	1 930	9,81
8	940	3 220	2 280	3 020	2 080	8,77
9	850	2 950	2 100	2 710	1 860	11,43
10	970	3 110	2 140	2 910	1 940	9,35
Promedio	-	-	2 128	-	1 913	10,16

Tabla 3.53. Pesos de fruta Híbrida en canastas, antes y después del proceso de esterilización

N°	Peso Canasta [kg]	Peso Bruto [kg]	Peso Neto [kg]	Peso Bruto Esterilizado [kg]	Peso Neto Esterilizado [kg]	% Condensado
1	990	2 960	1 970	2 790	1 800	8,63
2	870	2 890	2 020	2 740	1 870	7,43
3	990	3 070	2 080	2 920	1 930	7,21
4	800	2 770	1 970	2 590	1 790	9,14
5	860	2 930	2 070	2 750	1 890	8,70
6	1010	3 180	2 170	2 980	1 970	9,22
7	840	2 990	2 150	2 880	2 040	5,12
8	990	3 370	2 380	3 160	2 170	8,82
9	810	2 920	2 110	2 760	1 950	7,58
10	880	2 990	2 110	2 800	1 920	9,00
Promedio	-	-	2 103	-	1 933	8,08

Dado que el peso neto de racimos por canasta de fruta Híbrida (2 103 kg) y *Guineensis* (2 128 kg) es similar, para facilidad de cálculo se consideró un peso promedio de: **2 116 kg de RFF por canasta.**

Con base en los datos de número de paradas por hora y el peso neto de racimos por canasta, la capacidad de procesamiento total de los esterilizadores se calculó en **54,16 t RFF/h.**

Una vez determinada la capacidad total, se cuantificó el consumo de vapor hora, detallado en la Tabla 3.54.

Tabla 3.54. Consumo de vapor en el área de esterilización

Parámetro	Valor	Unidad
Consumo de vapor por tonelada de RFF	0,245	$\frac{t \text{ vapor}}{t \text{ RFF}}$
Consumo de vapor por hora	13,28	$\frac{t \text{ vapor}}{h}$

Los datos de la Tabla 3.54. indican que se consume 245 kg de vapor por cada tonelada de RFF, lo que concuerda con referencias bibliográficas (200 – 250) (Yáñez, García, y Matínez, 2010, p. 58).

Se puede corroborar que el principal consumo de vapor se encuentra en la esterilización, abarcando el 60 % del vapor destinado para el proceso (21,675 t/h).

3.2.3.2 Eficiencia de esterilización

Con el fin de evaluar si la cantidad y el tiempo de inyección de vapor suministrado en el proceso de esterilización es el adecuado, se analizó la eficiencia de esterilización. Dicha eficiencia se determinó a través de la tasa de evaporación en 2 de las 8 canastas, ubicadas en ambos extremos del autoclave, y cuyos datos se detallan en la Tabla 3.55.

Tabla 3.55. Tasa de evaporación en porcentaje de las canastas 3 y 6 de los esterilizadores

Día	Canasta 3			Canasta 6		
	V. Inicial [mL]	V. Final [mL]	Tasa de evaporación [%]	V. Inicial [mL]	V. Final [mL]	Tasa de evaporación [%]
1	300	216	28,00	300	252	16,00
2	300	258	14,00	300	240	20,00
3	300	252	16,00	300	244	18,67
4	300	238	20,67	300	250	16,67
5	300	228	24,00	300	226	24,67
6	300	216	28,00	300	225	25,00
7	300	246	18,00	300	172	42,67
8	300	230	23,33	300	236	21,33
9	300	260	13,33	300	250	16,67
10	300	248	17,33	300	228	24,00
11	300	262	12,67	300	246	18,00
12	300	250	16,67	300	246	18,00
13	300	256	14,67	300	262	12,67
14	300	254	15,33	300	258	14,00
15	300	238	20,67	300	250	16,67
16	300	233	22,33	300	242	19,33
17	300	239	20,33	300	246	18,00
18	300	243	19,00	300	257	14,33
19	300	254	15,33	300	250	16,67
20	300	216	28,00	300	225	25,00
21	300	218	27,33	300	240	20,00
Promedio	-	-	19,76 ± 5,12	-	-	19,65 ± 6,55

La tasa de evaporación a lo largo del autoclave se encuentran cercanos a los de la eficiencia esperada, 20 – 21 % (Yáñez, García y Matínez, 2010, p. 23). Sin embargo, la desviación presente en ambas canastas evidencia irregularidades en el proceso de esterilización, ya sea en el tiempo de cocción o en la presión del vapor suministrado (flujo de vapor).

Dado que la presión de vapor se encuentra dentro del parámetro de calidad, se analizaron los tiempos de cocción utilizados en el proceso.

Tabla 3.56. Tiempo requerido y real de esterilización, de acuerdo al tipo de RFF

Parámetro	<i>Guineensis</i>	Híbrido
Tiempo requerido de esterilización [min]	50	45
Tiempo real de esterilización [min]	61,1 ± 16,6	51,6± 8,3

$\bar{x} \pm \sigma$ (n = 21)

Los tiempos reales de cocción indican que existieron variaciones en el proceso, consecuencia del manejo manual de los autoclaves por parte de los operarios, que usan su criterio para determinar:

- La “buena” cocción de la fruta.- existen casos en los que el operario decide alargar o acortar los tiempos de cocción, ya sea por bajas de presión en las líneas o por experiencias personales.
- Descarga de la fruta.- cuando la carga de un esterilizador coincide con la descarga de otro, el operario decide cual posterga.

3.2.3.3 Determinación de pérdidas energéticas en los esterilizadores

Pérdidas en los esterilizadores

El cálculo de las pérdidas se realizó en forma similar al establecido en el Anexo IX. Los parámetros necesarios para la determinación de pérdidas se presentan en la Tabla 3.57. y 3.58.

Tabla 3.57. Parámetros generales de los esterilizadores

Parámetro	Valor	Unidad
Largo	18,0	m
Diámetro	2,10	m
Conductividad térmica (k)*	0,100	$\frac{W}{m^{\circ}C}$
Espesor de aislante	2,00	in
Área transferencia	118,75	m ²

*Lana de vidrio (MILLS, 1997, pp. 856, 860)

Tabla 3.58. Parámetros calculados para la determinación de pérdidas por convección natural y radiación en el distribuidor

Equipo	Temperatura [°C]	Ra _L	Nu*	hc [W/m ² K]	ε**
Esterilizador 1	51,1 ± 1,2	1,52*10 ¹⁰	275,21	3,57	0,036
Esterilizador 2	49,0 ± 1,1	1,40*10 ¹⁰	267,90	3,47	0,036
Esterilizador 3	52,3 ± 1,2	1,59*10 ¹⁰	279,11	3,63	0,036
Esterilizador 4	50,7 ± 1,3	1,50*10 ¹⁰	273,87	3,55	0,036
Esterilizador 5	50,2 ± 1,0	1,47*10 ¹⁰	272,16	3,53	0,036

$\bar{x} \pm \sigma$ (n = 10)

ε: Emisividad

* Figura geométrica tomada como cilindro horizontal

** Valor correspondiente para lámina de aluminio

Tabla 3.59. Pérdidas por convección y radiación de los esterilizadores

Equipo	Temperatura [°C]	Pérdidas por convección [kW]	Pérdidas por radiación [kW]	Pérdidas Totales [kW]
Esterilizador 1	51,1	9,38	0,66	10,04
Esterilizador 2	49,0	8,24	0,59	8,83
Esterilizador 3	52,3	10,04	0,70	10,75
Esterilizador 4	50,7	9,16	0,65	9,81
Esterilizador 5	50,2	8,89	0,63	9,52
TOTAL		45,70	3,24	48,94

Las pérdidas indicadas en la Tabla 3.59. son despreciables en comparación con la energía proporcionada por el flujo de vapor, esto se debe a que cada esterilizador se encuentra correctamente aislado, como se puede observar en las temperaturas de superficie alcanzadas.

Pérdidas en tuberías de esterilizadores

Las tuberías de distribución de vapor hacia los esterilizadores son de acero al carbono ASTM A-53 SCH 40, cuya codificación se detalla en la Tabla 3.60.

Tabla 3.60. Codificación y datos generales de las tuberías del distribuidor al área de esterilización

Código	Descripción	Diámetro nominal [in]	Espesor tubería [in]
8-ST-002	Tubería de entrada al área de esterilización	8	1/3
6-ST-002-01	Tubería de entrada al esterilizador 1	6	1/3
6-ST-002-02	Tubería de entrada al esterilizador 2	6	1/3
6-ST-002-03	Tubería de entrada al esterilizador 3	6	1/3
6-ST-002-04	Tubería de entrada al esterilizador 4	6	1/3
6-ST-002-05	Tubería de entrada al esterilizador 5	6	1/3

Las líneas de vapor presentan segmentos no aislados de tubería, generando altas temperaturas de superficie en las mismas, como se observa en la Tabla 3.61.

Tabla 3.61. Temperatura de superficie y longitud de las tuberías del distribuidor a los esterilizadores

Código	Espesor del aislante [in]	Longitud [m]	Temperatura superficie [°C]
8-ST-002	1	52,0	47,8
6-ST-002-01	1	4,1	49,4
	N.E.	0,8	116,8
6-ST-002-02	1	7,0	44,4
	N.E.	0,8	122,0
6-ST-002-03	1	7,0	41,1
	N.E.	0,8	116,8
6-ST-002-04	1	7,0	43,9
	N.E.	0,8	114,0
6-ST-002-05	1	7,0	38,6
	N.E.	0,8	126,1

N.E.: No existe

Las pérdidas energéticas se detallan en la Tabla 3.62. y el cálculo se desarrolló de manera similar al expresado en el Anexo XI.

Tabla 3.62. Pérdidas energéticas de las tuberías de los esterilizadores

Código	Temperatura superficie [°C]	U [W/m ² °C]	Q'' [W/m ²]	Área [m ²]	Pérdidas [kW]
8-ST-002	47,8	1,55	179,13	44,17	7,91
6-ST-002-01	49,4	1,58	180,87	2,84	0,51
	116,8	13,72	1 572,09*	0,43	0,67
6-ST-002-02	44,4	1,54	176,60	4,84	0,85
	122,0	13,98	1 602,00*	0,43	0,68
6-ST-002-03	41,1	1,51	172,89	4,84	0,84
	116,8	13,72	1 572,09*	0,43	0,67
6-ST-002-04	43,9	1,54	176,06	4,84	0,85
	114,0	13,58	1 555,96*	0,43	0,66
6-ST-002-05	38,6	1,48	169,27	4,84	0,82
	126,1	14,18	1 625,49*	0,43	0,69
Total					12,14

Q'': Calor por área

* Tubería sin aislante

La tubería sin aislante presenta aproximadamente 9 veces más pérdida de calor por área que la tubería que si cuenta con el mismo.

Pérdidas por fugas

En las líneas de distribución de vapor de los esterilizadores existen diversos puntos de fuga, como se pueden observar en la Figura 3.11. Éstas generan una pérdida de calor cuantificable mediante el método de orificio, como se detalla en el Anexo IV.

Tabla 3.63. Diámetro y presión de cada fuga

Componente	Diámetro de fuga [mm]	Presión en la línea [bar]
8-ST-002-01	1,00	4
8-ST-002-04	0,75	4
8-ST-002-05	1,50	4



Figura 3.11. Tubería sin aislamiento y con fugas en el área de esterilización

Con base en los datos de diámetro y presión de cada fuga encontrada en las líneas, se determinó el flujo de vapor perdido al ambiente y sus correspondientes energéticas, como se resume en la Tabla 3.64.

Tabla 3.64. Pérdidas calóricas por fugas

Componente	Vapor fugado [kg/h]	Calor perdido [KW]
8-ST-002-01	1,38	1,01
8-ST-002-04	0,66	0,48
8-ST-002-05	2,81	2,06
Total	4,85	3,55

3.2.3.4 Cuantificación de condensados de vapor de los esterilizadores

En el área de esterilización se debe diferenciar dos tipos de condensados:

- El condensado común de las tuberías, que en este caso no se recupera, pues los esterilizadores no cuentan con ningún tipo de trampa de vapor.

- El condensado de los esterilizadores, que es una mezcla del vapor condensado y del agua evaporada de las RFF, que tampoco es recuperado, en este caso debido a que se encuentra contaminado (impurezas).

La Tabla 3.65. resume los valores de las pérdidas por condensados generados, cuyos cálculos se asemejan a los expuestos en el Anexo XII.

Tabla 3.65. Pérdidas relacionadas a la formación de condensados en el área de esterilización

Componente	Temperatura [°C]	Flujo [t/h]	Pérdidas [kW]
Tuberías	143,6	0,020	2,73
Esterilizadores	80,1	12,441	747,56
Fruta	80,1	4,925	295,91
Total	-	17,387	1 046,20

Como se visualiza en la Tabla 3.65. el flujo de condensado es elevado, lo que indica que la mayor parte del vapor en el proceso cambia de fase, generando un efluente de agua caliente, que si bien no puede ser recuperado para las calderas, si se puede usar en otros procesos, específicamente en el prensado.

La Figura 3.12. ilustra el balance de masa en los puntos relevantes del sistema.

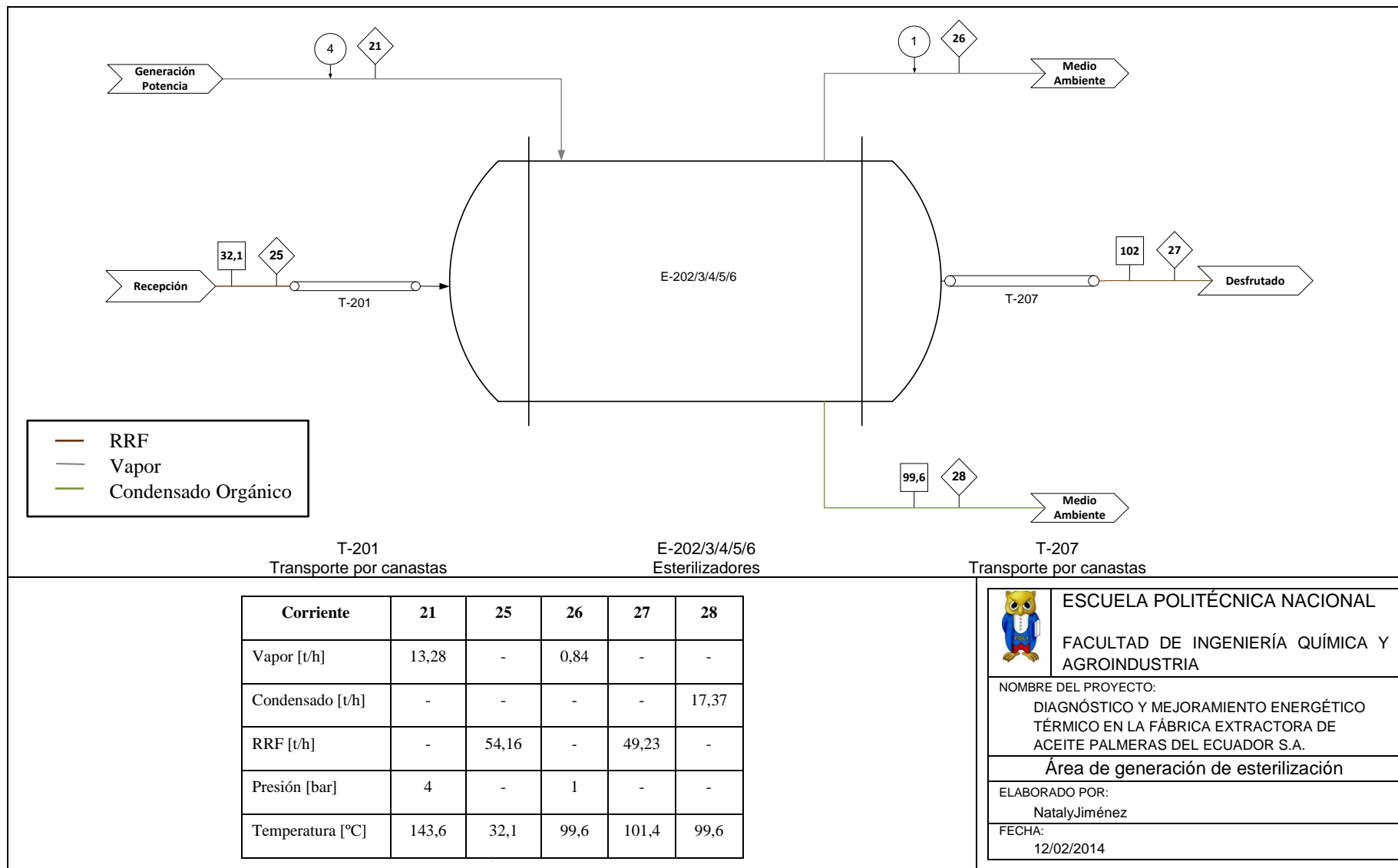


Figura 3.12. Diagrama de flujo (PFD) del área de esterilización

3.2.4 DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO Y TÉRMICO DE PALMISTERÍA

Esta área cuenta con tres silos de almacenamiento de nuez y almendra, que usan aire de secado caliente proveniente de tres radiadores por silo. Estos radiadores funcionan como intercambiadores de calor aire-vapor, cuyo consumo de vapor es relevante en el diagnóstico.

3.2.4.1 Determinación de pérdidas energéticas en palmistería

Pérdidas en tuberías del área de palmistería

El esquema de los 3 de los silos de almacenamiento y secado se encuentra en la Figura 3.13.



Figura 3.13. Silo de almacenamiento y secado de la fábrica Palmeras del Ecuador

Las tuberías de los silos no cuentan con aislamiento, como se visualiza en la Figura 3.14.



Figura 3.14. Tubería sin aislamiento en el área de palmistería

En la Tabla 3.66. se presentan la codificación y datos generales de las tuberías del área de palmistería.

Tabla 3.66. Codificación y datos generales de las tuberías del distribuidor a los silos (área de palmistería)

Código	Descripción	Diámetro nominal [in]	Espesor tubería [in]
2,5-ST-007-01	Tubería de entrada al silo 1	2 ½	1/5
1-ST-007-01-1	Tubería de salida del radiador 1 del silo 1	1	1/6
1-ST-007-01-2	Tubería de salida del radiador 2 del silo 1	1	1/6
1-ST-007-01-3	Tubería de salida del radiador 3 del silo 1	1	1/6
2,5-ST-007-02	Tubería de entrada al silo 2	2 ½	1/5
1-ST-007-02-1	Tubería de salida del radiador 1 del silo 2	1	1/6
1-ST-007-02-2	Tubería de salida del radiador 2 del silo 2	1	1/6
1-ST-007-02-3	Tubería de salida del radiador 3 del silo 2	1	1/6
2,5-ST-007-03	Tubería de entrada al silo 3	2 ½	1/5
1-ST-007-03-1	Tubería de salida del radiador 1 del silo 3	1	1/6
1-ST-007-03-2	Tubería de salida del radiador 2 del silo 3	1	1/6
1-ST-007-03-3	Tubería de salida del radiador 3 del silo 3	1	1/6

Los datos de temperatura de superficie presentados en la Tabla 3.67. son el promedio de mediciones realizadas dos veces al día, durante un mes.

Tabla 3.67. Temperatura de superficie y longitud de las tuberías del distribuidor a los silos (área de palmistería)

Equipo	Código	Espesor del aislante [in]	Longitud [m]	Temperatura superficie [°C]
Silo 1	2,5-ST-007-01	N.E.	10,10	118,1 ± 3,2
	1-ST-007-01-1	N.E.	9,35	36,1 ± 1,7
	1-ST-007-01-2	N.E.	6,90	36,0 ± 1,3
	1-ST-007-01-3	N.E.	5,35	116,7 ± 2,1
Silo 2	2,5-ST-007-02	N.E.	10,10	118,5 ± 3,5
	1-ST-007-02-1	N.E.	9,35	105,4 ± 3,9
	1-ST-007-02-2	N.E.	6,90	110,1 ± 3,8
	1-ST-007-02-3	N.E.	5,35	108,0 ± 2,5
Silo 3	2,5-ST-007-03	N.E.	10,10	116,7 ± 3,6
	1-ST-007-03-1	N.E.	9,35	116,0 ± 2,1
	1-ST-007-03-2	N.E.	6,90	117,0 ± 2,2
	1-ST-007-03-3	N.E.	5,35	114,3 ± 2,5

$\bar{x} \pm \sigma$ (n = 10)

N.E.: No existe

La Tabla 3.67. presenta dos datos de temperatura de superficie inconsistentes con el resto, para las líneas 1-ST-007-01-1 y 1-ST-007-01-2, valores de 36 °C indican que no existe vapor circulando por las mismas, lo que implica que los radiadores 1 y 2 del silo 1 no se encuentran en funcionamiento. Adicionalmente, la columna de espesor de aislamiento indica que las líneas no cuentan con ningún tipo de aislamiento a lo largo de las mismas.

Con los parámetros de la Tabla 3.68. se calcularon las pérdidas de las tuberías de los silos, en forma similar al ítem 3.2.1.1. y resumidos en la Tabla 3.68.

Tabla 3.68. Pérdidas energéticas de las tuberías de los silos

Código	Temperatura superficie [°C]	U [W/m ² °C]	Q'' [W/m ²]	Área [m ²]	Pérdidas [kW]
2,5-ST-007-01	118,1 ± 3,2	14,32	1 641,01	2,34	3,84
1-ST-007-01-1	36,1 ± 1,7	10,25	1 174,71	0,99	1,17

Q'': calor por unidad de área

Tabla 3.68. Pérdidas energéticas de las tuberías de los silos (continuación...)

Código	Temperatura superficie [°C]	U [W/m ² °C]	Q'' [W/m ²]	Área [m ²]	Pérdidas [kW]
1-ST-007-01-2	36,0 ± 1,3	10,23	1 172,38	0,73	0,86
1-ST-007-01-3	116,7 ± 2,1	16,80	1 925,58	0,57	1,10
2,5-ST-007-02	118,5 ± 3,5	14,34	1 643,43	2,34	3,85
1-ST-007-02-1	105,4 ± 3,9	16,14	1 849,66	0,99	1,84
1-ST-007-02-2	110,1 ± 3,8	16,42	1 881,47	0,73	1,38
1-ST-007-02-3	108,0 ± 2,5	16,29	1 867,30	0,57	1,06
2,5-ST-007-03	116,7 ± 3,6	14,25	1 632,57	2,34	3,82
1-ST-007-03-1	116,0 ± 2,1	16,76	1 920,93	0,99	1,91
1-ST-007-03-2	117,0 ± 2,2	16,82	1 927,58	0,73	1,42
1-ST-007-03-3	114,3 ± 2,5	16,66	1 909,60	0,57	1,09
Total					23,34

Q'': calor por unidad de área

Como se puede observar en la Tabla 3.68., y considerando que no existe aislamiento alguno, las tuberías no presentan pérdidas elevadas en comparación con la energía del vapor que circula por ellas.

3.2.4.2 Determinación del consumo de vapor en el área de palmistería

El consumo de vapor en los silos se calculó mediante la Ecuación [2.29], que requirió previamente la determinación de la temperatura del aire que sale de los radiadores. Para el efecto, mediante las termocuplas que llevan cada uno de los radiadores, se registró la temperatura de operación de cada uno de ellos, como se detalla en la Tabla 3.69.

La Tabla 3.69. considera también la temperatura de referencia de los equipos, a la cual debe salir el aire y que se encuentra seteada en los controladores automáticos de cada radiador.

Tabla 3.69. Temperatura del aire en cada radiador de los silos

Equipo	Temperatura seteada [°C]	Temperatura real [°C]
Silo 1		
Radiador 1	75	-
Radiador 2	60	-
Radiador 3	55	61 ± 1,3
Silo 2		
Radiador 1	75	84 ± 1,7
Radiador 2	60	72 ± 1,9
Radiador 3	55	63 ± 2,1
Silo 3		
Radiador 1	75	53 ± 1,2
Radiador 2	60	57 ± 1,4
Radiador 3	55	54 ± 1,2

Ninguno de los radiadores se encuentra operando en las condiciones de diseño, llegando a temperaturas mayores (caso radiador 1 del silo 2) o menores a las especificadas (caso radiador 1 del silo 3). Este aspecto infiere la necesidad de que se lleve a cabo un mantenimiento correctivo de estos equipos, a pesar de la dificultad del mismo, pues requerirá una para del proceso y desmantelamiento.

Con los datos de temperatura del aire de salida de cada radiador de la Tabla 3.61. y el caudal de aire de entrada a los mismos, obtenido de las especificaciones de los equipos, se calculó el flujo de vapor del sistema mediante la Ecuación [2.29], conforme los resultados mostrados en la Tabla 3.70.

Tabla 3.70. Flujos de aire y vapor, y humedad en cada radiador de los silos

Equipo	Caudal del aire de entrada [m ³ /h]	Flujo teórico de vapor [t/h]	Flujo real de vapor [t/h]	Humedad teórica [%]	Humedad real [%]
Silo 1					
Radiador 1	5 436,83	0,127	-	máx. 10	17,4 ± 3,4
Radiador 2		0,088	-		
Radiador 3		0,074	0,091		

Tabla 3.70. Flujos de aire y vapor, y humedad en cada radiador de los silos (continuación...)

Equipo	Caudal del aire de entrada [m ³ /h]	Flujo teórico de vapor [t/h]	Flujo real de vapor [t/h]	Humedad teórica [%]	Humedad real [%]
Silo 2					
Radiador 1	5 436,83	0,127	0,150	máx. 5	3,7 ± 0,9
Radiador 2		0,088	0,120		
Radiador 3		0,074	0,096		
Silo 3					
Radiador 1	5 436,83	0,127	0,069	máx. 5	4,3 ± 1,6
Radiador 2		0,088	0,080		
Radiador 3		0,074	0,071		
Total		0,868	0,676	-	-

El silo 1 tiene un tercio de su capacidad de secado, pues dos de sus tres radiadores no están ingresando aire caliente, sino aire a la temperatura ambiente, lo que afecta el proceso de rompimiento cáscara-nuez, pues genera una humedad de salida de la nuez del 17 % aproximadamente, muy por encima al 10 % permitido para el proceso.

En el silo 2, todos los radiadores se encuentran operando con flujos de vapor mayores a los de diseño, ingresando aire a una temperatura mayor a la especificada, lo que genera una humedad de salida de la almendra del 3,7 %.

En el silo 3, todos los radiadores se encuentran operando con flujos de vapor menores a los de diseño, ingresando aire a una temperatura menor a la especificada. lo que genera una humedad de salida de la almendra del 4,3 %.

Si bien los silos 2 y 3 cumplen con la humedad final requerida, los desajustes de operación podrían generar a futuro problemas técnicos, por lo que el mantenimiento de sus radiadores es recomendable. No así en el caso del silo 1 se requiere revisión inmediata del equipo.

3.2.4.3 Cuantificación de condensados de vapor en el área de palmistería

En el área de palmistería se cuenta con 9 trampas de vapor, correspondientes a los radiadores. Sin embargo el condensado producido no es recuperado y se envía al desagüe, como se observa en la Figura 3.15., con las consecuentes pérdidas energéticas, que se calcularon conforme el Anexo XII, y cuyo resumen se presenta en la Tabla 3.71.



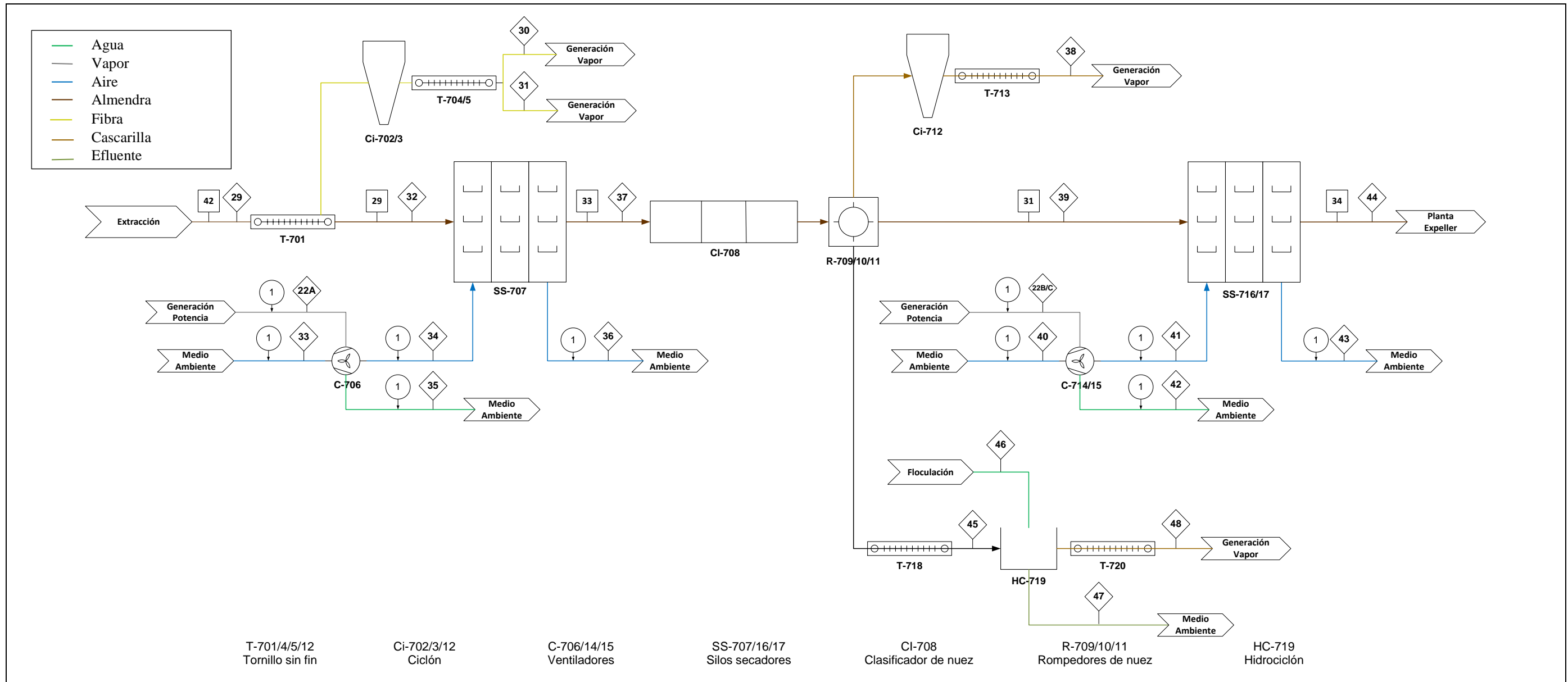
Figura 3.15. Condensado de los silos enviados al desagüe

Tabla 3.71. Pérdidas relacionadas a la formación de condensados en el área de palmistería

Componente	Temperatura [°C]	Flujo [t/h]	Pérdidas [kW]
Tuberías	143,6	0,039	5,24
Silos	143,6	0,676	90,04
Total	-	0,715	95,28

En el área de palmistería se obtiene 0,715 t/h de condensado de vapor a 4 bares (143,6 °C), que podría ser recuperado el agua de entrada a las calderas.

La Figura 3.16. ilustra el balance de masa en los puntos relevantes del sistema.



riente	29	30	31	32	33	34	22A	35	36	37	38	39	40	41	22B/C	42	43	44	45	46	47	48
Vapor [t/h]	-	-	-	-	-	-	0,019	-	-	-	-	-	-	-	0,858	-	-	-	-	-	-	-
Agua [t/h]	-	-	-	-	-	-	-	0,019	-	-	-	-	-	-	-	0,858	-	-	-	5,2	5,2	-
Cascarilla [t/h]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,87	-	-	-	-	-	-	-	1,59	-	-	1,59
Fibra [t/h]	5,520	2,480	3,040	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Aire seco [t/h]	-	-	-	-	17,67	17,67	-	-	17,67	-	-	-	35,33	35,33	-	-	35,33	-	-	-	-	-
Nuez [t/h]	4,738	-	-	4,738	-	-	-	-	-	4,738	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Almendra [t/h]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,365	-	-	-	-	1,365	-	-	-	-	-
Temperatura [°C]	42,5	29,0	29,0	29,0	29,0	70,3	143,6	143,6	99,6	29,0	29,0	31,0	29,0	99,6	143,6	143,6	-	-	29,0	-	-	29,0

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA Y AGROINDUSTRIA

NOMBRE DEL PROYECTO:

DIAGNÓSTICO Y MEJORAMIENTO ENERGÉTICO TÉRMICO EN LA FÁBRICA EXTRACTORA DE ACEITE PALMERAS DEL ECUADOR S.A.

Área de palmistería

ELABORADO POR:

Nataly Jiménez

FECHA:

12/02/2014

Figura 3.16. Diagrama de flujo (PFD) del área de palmistería

Una vez concluido el diagnóstico energético y térmico de los equipos generadores y consumidores de vapor de la fábrica Palmeras del Ecuador, se presenta un resumen de los resultados obtenidos en las Tablas 3.72. y 3.73.

Tabla 3.72. Resumen del diagnóstico energético y térmico de los equipos generadores de vapor en la Fábrica Palmeras del Ecuador

Equipo	Generación de vapor [t/h]	Energía generada [t/h]
Caldera 1	10,61	7 488,62
Caldera 2	12,62	8 879,44
TOTAL	23,23	16 368,07

Tabla 3.73. Resumen del diagnóstico energético y térmico de los principales equipos consumidores de vapor en la fábrica Palmeras del Ecuador

Equipo	Consumo de vapor [t/h]	Pérdidas energéticas [kW]				Condensados de vapor [t/h]
		Equipo	Tuberías	Fugas	Condensados	
Generación de vapor						
Tanque de alimentación	2,83	17,29	13,08	-	N/A	N/A
TOTAL	2,83	17,29	13,08	-	-	-
Generación de potencia						
Turbina Shinko	16,90	-	23,75	-	205,16	1,50
Turbina CF-4	6,27	-				
Distribuidor de vapor	-	3,54				
TOTAL	23,18	3,54	23,75	-	205,16	1,50
Esterilización						
Esterilizadores	13,28	48,94	12,14	3,55	1 046,20	17,39
TOTAL	13,28	48,94	12,14	3,55	1 046,20	17,39*
Palmistería						
Silo 1	0,09	N/A	23,34	-	95,28	0,72
Silo 2	0,37					
Silo 3	0,22					
TOTAL	0,68	-	23,34	-	95,28	0,72

* este condensado incluye el agua que libera la fruta al cocinarse

Sedeterminó el consumo específico de energía (cee) con base en las toneladas de vapor producido en las calderas y la producción de cada área, mediante la Ecuación [2.30]. Los datos obtenidos se presentan en la Tabla 3.74.

Tabla 3.74. Consumo específico de energía con base en las toneladas de vapor producido en las calderas y la producción de cada área

Equipo	Consumo de vapor [t/h]	Consumo específico de energía		
		Por tonelada de vapor producido [$\frac{t \text{ vapor}}{t \text{ vapor calderas}}$]	Por producción	
			Valor	Unidades
Generación de vapor				
Tanque de alimentación	2,83	0,122	0,115	$\frac{t \text{ vapor}}{t \text{ agua}}$
Total	2,83	0,122	-	
Generación de potencia				
Turbina Shinko	16,90	0,728	0,024	$\frac{t \text{ vapor}}{kW}$
Turbina CF-4	6,27	0,270	0,026	$\frac{t \text{ vapor}}{kW}$
Distribuidor de vapor	-	-	-	-
Total	23,18	0,998	-	
Esterilización				
Esterilizadores	13,28	0,572	0,245	$\frac{t \text{ vapor}}{t \text{ RFF}}$
Total	13,28	0,572	-	
Palmistería				
Silo 1	0,09	0,004	0,019	$\frac{t \text{ vapor}}{t \text{ nuez}}$
Silo 2	0,37	0,016	0,536	$\frac{t \text{ vapor}}{t \text{ almendra}}$
Silo 3	0,22	0,009	0,322	$\frac{t \text{ vapor}}{t \text{ almendra}}$
Total	0,68	0,029	-	
Extracción				
Tanques de agua caliente	2,24	0,096	0,102	$\frac{t \text{ vapor}}{t \text{ agua}}$
Prensado	2,65	0,118	0,241	$\frac{t \text{ vapor}}{t \text{ aceite}}$
Total	4,89	0,215	-	
TOTAL*	21,68	0,933	-	

*Este valor no considera el consumo de las turbinas, dado que en este proceso no se consume vapor como tal, sino que únicamente se da un cambio de presión en el vapor

Como se puede observar en la Tabla 3.74. en el proceso de extracción de aceite de palma y palmiste se utilizan 21,68 t/h de vapor (93,3 %) de las 23,23 t/h producidas en las calderas. Esto se debe a que en el proceso de generación de potencia, las turbinas condensan 1,50 t/h de vapor (6,5 %) y el cual no es recuperado en el proceso.

Del vapor utilizado para el proceso: el 12,2 % se usa para el calentamiento del agua del tanque de alimentación, 57,2 % para la esterilización de RFF, 2,9 % para el secado de nuez y almendra y 9,11 % para el calentamiento del agua de los tanques de prensado y el 11,8 % para extracción y calentamiento del aceite de palma.

3.3 DISEÑO DE MEDIDAS CORRECTIVAS Y DE AHORRO ENERGÉTICO

Una vez realizado el diagnóstico energético indicado hasta el ítem 3.2., y con base en los datos obtenidos, se analizaron los puntos críticos existentes en el sistema, que permitieron identificar las potenciales opciones de mejora, resumidas en:

1. Aislamiento térmico de las tuberías de vapor
2. Aislamiento térmico del tanque de alimentación
3. Recuperación de condensados

3.3.1 AISLAMIENTO TÉRMICO DE LAS TUBERÍAS SIN RECUBRIMIENTO

Con base en los datos de las Tablas 3.75. y 3.76, se determinó el número de capas de aislante necesarias en cada línea, mediante las Ecuaciones [2.31], [2.32] y [2.33]. Los resultados obtenidos se indican en la Tabla 3.77., cuyo ejemplo de cálculo se detalla en el Anexo XV.

Tabla 3.75. Parámetros para la determinación del número de capas de aislante

Parámetro	Valor	Unidad
Costo de energía (p)	0,802	$\frac{\text{USD}}{\text{kW-h}}$
Horas trabajadas por año (h)	6 864	h.
Temperatura de referencia (T_{ref})	29	°C
Tiempo de amortización	1	año.

Tabla 3.76. Características técnico-económicas de la lana de vidrio como material aislante para tuberías

Parámetro	Valor	Unidad
Largo	91	cm.
Diámetro interno	4	in.
Espesor	1	in.
Conductividad térmica	0,031	$\frac{W}{m^{\circ}C}$
Costo de la cañuela de 1 in de diámetro*	7,34	USD/cañuela
Costo de la cañuela de 3 in de diámetro*	10,52	USD/cañuela
Costo de la cañuela de 4 in de diámetro*	12,94	USD/cañuela
Costo de la cañuela de 6 in de diámetro*	17,25	USD/cañuela
Costo de la cañuela de 8 in de diámetro*	21,92	USD/cañuela

Datos proporcionados por la LLAVE S.A

*cañuela con hoja de aluminio de 0,5 mm de espesor

Tabla 3.77. Parámetros calculados y el número de capas de aislante para cada tubería sin recubrimiento

Línea	T_c [°C]	L [m]	A [m ²]	a [$\frac{h \cdot \text{USD}^{\circ}C}{\text{kJ} \cdot \text{año}}$]	b [$\frac{\text{USD}}{\text{m}^2 \cdot \text{año}}$]	k [$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}C \cdot h}$]	R_3 [$\frac{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}C \cdot h}{\text{kJ}}$]	n
4-ST-010	132,4	1,50	0,54	175,19	48,05	0,074	0,0658	1
8-HW-010	76,6	12,50	8,64	85,61	35,50	0,009	0,0884	1
6-ST-009	214,9	0,50	0,27	323,32	64,85	0,223	0,0529	1
	108,4	1,00	0,53	323,32	64,85	0,112	0,0750	1
	215,9	0,75	0,40	323,32	43,24	0,149	0,0527	1
6-ST-009-01	182,4	1,50	0,80	323,32	43,24	0,074	0,0584	1
4-ST-009-02	126,0	0,64	0,23	323,32	56,31	0,174	0,0672	1
4-ST-009-03	108,4	0,45	0,16	323,32	80,08	0,248	0,0716	1

Tabla 3.77. Parámetros calculados y el número de capas de aislante para cada tubería sin recubrimiento (**continuación...**)

Línea	T _c [°C]	L [m]	A [m ²]	a [$\frac{h \cdot USD \cdot ^\circ C}{kJ \cdot año}$]	b [$\frac{USD}{m^2 \cdot año}$]	k [$\frac{kJ}{m^2 \cdot ^\circ C \cdot h}$]	R ₃ [$\frac{m^2 \cdot ^\circ C \cdot h}{kJ}$]	n
6-ST-002-01	116,8	0,80	0,43	175,19	40,53	0,140	0,0727	1
6-ST-002-02	122,0	0,80	0,43	175,19	40,53	0,140	0,0713	1
6-ST-002-03	116,8	0,80	0,43	175,19	40,53	0,140	0,0727	1
6-ST-002-04	114,0	0,80	0,43	175,19	30,41	0,140	0,0734	1
6-ST-002-05	126,1	0,80	0,43	175,19	30,41	0,140	0,0703	1
2,5-ST-007-01	118,1	10,10	2,34	175,19	66,29	0,011	0,0697	1
1-ST-007-01-3	116,7	5,35	0,57	175,19	136,40	0,021	0,0594	1
2,5-ST-007-02	118,5	10,10	2,34	175,19	66,29	0,011	0,0696	1
1-ST-007-02-1	105,4	9,35	0,99	175,19	143,08	0,012	0,0618	1
1-ST-007-02-2	110,1	6,90	0,73	175,19	141,01	0,016	0,0608	1
1-ST-007-02-3	108	5,35	0,57	175,19	136,40	0,021	0,0613	1
2,5-ST-007-03	116,7	10,10	2,34	175,19	66,29	0,011	0,0701	1
1-ST-007-03-1	116	9,35	0,99	175,19	143,08	0,012	0,0595	1
1-ST-007-03-2	117	6,90	0,73	175,19	141,01	0,016	0,0593	1
1-ST-007-03-3	114,3	5,35	0,57	175,19	136,40	0,021	0,0599	1

Como se puede observar en la Tabla 3.77. se requiere una capa de aislante de una pulgada de espesor para recubrir cada tubería sin aislar. El resultado obtenido concuerda con el espesor que es utilizado en las tuberías aisladas actualmente.

Para determinar la cantidad de aislante requerido, se consideró el largo de la tubería sin recubrimiento y el largo de la cañuela de aislante, detallados en la Tabla 3.76. y 3.77. respectivamente. Los valores obtenidos se resumen en la Tabla 3.78.

Tabla 3.78. Cantidad de cañuelas de aislante requerido según su diámetro

Diámetro [in]	Línea	L [m]	x	Total
1	1-ST-007-01-3	5,35	6	56
	1-ST-007-02-1	9,35	11	
	1-ST-007-02-2	6,90	8	
	1-ST-007-02-3	5,35	6	
	1-ST-007-03-1	9,35	11	
	1-ST-007-03-2	6,90	8	
	1-ST-007-03-3	5,35	6	
3	2,5-ST-007-01	10,10	12	36
	2,5-ST-007-02	10,10	12	
	2,5-ST-007-03	10,10	12	
4	4-ST-010	1,50	2	4
	4-ST-009-02	0,64	1	
	4-ST-009-03	0,45	1	
6	6-ST-009	0,50	1	11
		1,00	2	
		0,75	1	
	6-ST-009-01	1,50	2	
	6-ST-002-01	0,80	1	
	6-ST-002-02	0,80	1	
	6-ST-002-03	0,80	1	
	6-ST-002-04	0,80	1	
	6-ST-002-05	0,80	1	
8	8-HW-010	12,50	14	14

Adicionalmente, se determinó el potencial ahorro energético del aislamiento térmico de las tuberías, cuyo ejemplo de cálculo se detalla en el Anexo XV. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 3.79.

Tabla 3.79. Ahorro energético con aislamiento térmico de las tuberías

Diámetro Línea [in]	Temp. Línea [°C]	L _T [m]	Pérdidas sin aislamiento [kW]	Pérdidas con aislamiento [kW]	Ahorro energético [kW]
1	143,6	48,55	10,73	1,02	9,71
2,5	143,6	30,00	11,51	1,07	10,44

Tabla 3.79. Ahorro energético con aislamiento térmico de las tuberías
(continuación...)

Diámetro Línea [in]	Temp. Línea [°C]	L _T [m]	Pérdidas sin aislamiento [kW]	Pérdidas con aislamiento [kW]	Ahorro energético [kW]
4	143,6	1,50	0,94	0,07	0,87
4	240,5	1,09	1,2	0,1	1,10
6	143,6	4,00	3,37	0,67	2,70
6	240,5	3,75	7,03	0,49	6,54
8	76,6	12,50	11,18	0,14	11,04
Total			45,96	3,56	42,40

El aislamiento de las tuberías sin recubrimiento permitiría un ahorro de 42,40 kW; que representan aproximadamente el 92 % de las pérdidas por tuberías sin aislar.

3.3.2 AISLAMIENTO TÉRMICO DEL TANQUE DE ALIMENTACIÓN

Con los mismos criterios del ítem 3.3.1. se determinó el espesor óptimo para el aislamiento del tanque de alimentación, cuyos parámetros de cálculo se detallan en las Tablas 3.75. y 3.80. Los resultados obtenidos se detallan en la Tabla 3.81.

Tabla 3.80. Características técnico-económicas de la lana de vidrio

Parámetro	Valor	Unidad
Largo	8	m.
Alto	1,2	m.
Espesor	1	in.
Conductividad térmica	0,031	$\frac{W}{m^{\circ}C}$
Costo de la cañuela sin hoja de aluminio	199,43	USD/cañuela

Datos proporcionados por la LLAVE S.A.

Tabla 3.81. Parámetros y número de capas de aislante para el tanque de alimentación

Parámetro	Valor	Unidad
Temperatura de pared (T_{op})	79,3	°C
Altura	5	m.
Área	1	m ²
Variable del costo del calor perdido por año (a)	0,031	$\frac{USD}{m^2 \cdot \text{año}}$
costo anual de rubros dependientes del espesor del aislante (b)	25,20	$\frac{USD}{m^2 \cdot \text{año}}$
Tiempo de amortización	5	años.
Conductividad térmica por m de aislante (k)	199,52	$\frac{kJ}{h \cdot ^\circ C \cdot m}$
Resistencia térmica del aire (R_3)	0,0748	$\frac{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}{kJ}$
Número de capas de aislante (n)		1
Número de cañuelas (x)		4

Se requiere 4 cañuelas de lana de vidrio de 8 m x 1,2 m de una pulgada de espesor para el recubrimiento del tanque de alimentación.

Una vez calculado el espesor óptimo del aislante y el número de cañuelas necesarias, se determinó el potencial ahorro energético del aislamiento térmico del tanque, cuyos resultados se detallan en la Tabla 3.82.

Tabla 3.82. Ahorro energético con aislamiento térmico del tanque de alimentación

Pérdidas sin aislamiento [kW]	Pérdidas con aislamiento [kW]	Ahorro energético [kW]
17,29	0,41	16,88

El aislamiento térmico del tanque de alimentación permitiría un ahorro de 16,88 kW; que representan aproximadamente el 98 % de las pérdidas energéticas debidas al equipo.

3.3.3 SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS

Con el fin de recuperar la energía contenida en los condensados se diseñaron sistemas de recuperación. Las áreas consideradas son:

- Esterilización
- Palmistería
- Turbinas

El vapor de otras áreas no fue tomado en cuenta debido a que éste no es recuperable, ya que se añade directamente a los distintos procesos o puede contener contaminantes perjudiciales para su reutilización (trazas de aceite).

3.3.3.1 Análisis físico-químico del condensado

Conforme a los requisitos de la calidad del agua de alimentación a las calderas, detallados en la Tabla 3.83., se analizaron los parámetros de conductividad, sólidos totales, sílice y dureza, de los condensados disponibles para su recuperación; con el fin de analizar la factibilidad de recirculación de los mismos al proceso.

Tabla 3.83. Requisitos de la calidad del agua para las calderas de la fábrica Palmeras del Ecuador

Parámetro	Valor	Unidad
Conductividad	máx. 5 000	μS/cm
Sólidos Totales	máx. 3 500	ppm
Sílice	máx. 60	ppm
Dureza	máx. 5	ppm

(Palmeras del Ecuador S.A., 2012)

Los datos obtenidos del análisis físico-químico de los condensados de esterilizadores, silos y turbinas se presentan en la Tabla 3.84.

Tabla 3.84. Parámetros de calidad analizados en los condensados a recuperar

Condensado	Conductividad [μ S/cm]	Sólidos Totales [ppm]	Sílice [ppm]	Dureza [ppm]
Esterilizadores	7 293,00 \pm 897,00	5 760,00 \pm 785,00	N.A.*	29 \pm 6
Silo 1	10,59 \pm 5,91	6,28 \pm 3,64	0,16 \pm 0,10	0 \pm 0
Silo 2	6,94 \pm 3,73	4,05 \pm 2,40	0,14 \pm 0,08	0 \pm 0
Silo 3	5,33 \pm 1,20	3,01 \pm 0,75	0,26 \pm 0,12	0 \pm 0
Turbinas	4,29 \pm 1,01	2,62 \pm 0,64	0,04 \pm 0,01	0 \pm 0

N.A.:No aplica

*El contenido de sílice en los condensados de esterilizadores no fue determinado, debido a que la concentración que estos presentan se encuentra fuera del límite superior de medición del equipo (> 100 ppm).

Los condensados provenientes de los silos de secado (1, 2 y 3), junto con los obtenidos de las turbinas, presentan características similares y cumplen con los requisitos de calidad de agua de alimentación a la caldera, especificados en la Tabla 3.83. Estas 4 corrientes se unirán para diseñar el sistema de recirculación de condensados a las calderas.

Debido a las características que presentan los condensados de esterilización: alto contenido de sólidos totales (> 3 500 ppm) y agua semidura (dureza entre 20 ppm y 60 ppm); éstos no pueden ser recirculados a las calderas. Sin embargo, dada la temperatura de salida (80 °C), se analizó la posibilidad de recircular los mismos a algún otra área del proceso, pudiendo ser utilizados para la generación del licor de prensa en el área de extracción, donde se requiere agua caliente (min. 60 °C) y sin tratar, por lo que se diseñó el sistema de recuperación de condensados de esterilización al área de extracción, detallado más adelante, en el ítem 3.3.3.3.

3.3.3.2 Condensado de palmistería y turbinas

La recuperación de condensado hacia el tanque de alimentación presenta los siguientes beneficios:

- Disminución del gasto de reactivos para el tratamiento de agua.- al recuperar condensado hacia las calderas, se requerirá menos cantidad de agua de reposición, y por ende menos reactivo para ablandar la misma. Este beneficio se analizará en el ítem 3.4.2.
- Incremento de la producción de vapor en las calderas.- la recuperación 2,21 t/h de condensado a 143,6 °C al tanque de alimentación, aumentará la temperatura de salida del agua (sin un requerimiento mayor de flujo de vapor en el tanque), lo que incrementaría la producción de vapor, como se detalla en la Tabla 3.85., cuyo ejemplo de cálculo se presenta en el Anexo XVI.

Se consideró el efecto del aislamiento térmico del tanque de alimentación (pérdidas energéticas en el equipo), dado que se encuentran directamente relacionadas, como lo indica la Ecuación [AXVI.2].

Tabla 3.85. Incremento del vapor producido en cada caldera por la recuperación de condensado al tanque de alimentación, considerando el efecto del aislamiento térmico del tanque de alimentación

Tanque de alimentación	Pérdidas en el equipo [kW]	Temperatura de salida del agua [°C]	Incremento del vapor producido [t/h]		
			Caldera 1	Caldera 2	Total
Sin aislamiento	17,29	90,1	0,19	0,23	0,42
Con aislamiento	0,41	90,6	0,20	0,24	0,44

Una vez analizado el efecto de la recuperación de condensado, se diseñó el sistema de recuperación de condensados de palmistería y turbinas, bajo los siguientes criterios:

- El sistema cerrado requiere que el condensado se alimente directamente a las calderas, como se puede observar en la Figura 1.22. del ítem 1.4.2.; dicha configuración no es posible debido a que las calderas cuentan con un control de nivel conectado directamente con el flujo de agua de alimentación a las calderas.

- El condensado de palmistería y turbinas es de baja presión (4 bares), lo que conlleva a un diferencial de presión de operación igualmente bajo.
- El vapor flash producido (aprovechable) es bajo, 8 % aproximadamente.

Por las razones antes mencionadas se diseñó un sistema de recuperación de condensados abierto, conformado por: el tanque atmosférico de almacenamiento de condensados, una bomba centrífuga, la tubería y accesorios, y el tanque de alimentación (instalado); el esquema propuesto se presenta en la Figura 3.17.

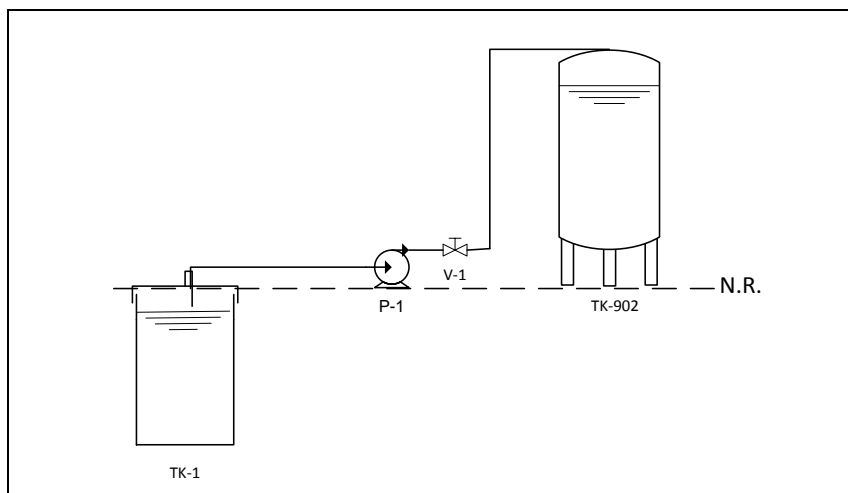


Figura 3.17. Esquema del sistema abierto de recuperación de condensados de palmistería y turbinas

Con el fin de que los condensados fluyan hacia el tanque de recolección sin necesidad de bombas de transporte, éste se ubicó bajo el nivel de referencia del resto de la planta.

Tanque de recolección de condensados

Se diseñó un tanque cilíndrico de acero al carbono ASTM A-285 grado C para almacenamiento de líquidos calientes a una presión menor de 17 bares (ASME, 2013, p. 119).

Las dimensiones del tanque de recuperación de condensados de palmistería y tuberías, cuyos criterios de diseño se encuentran en el Anexo XVII, se resumen en la Tabla 3.86.

Tabla 3.86. Dimensiones del tanque de recuperación de condensados de palmistería y turbinas

Parámetro	Valor	Unidad
Volumen	3,21	m ³
Altura	3,33	m
Diámetro	1,11	m
Espesor tanque	0,003	m
Superficie tapa	1,10	m ²
Espesor tapa	0,014	m

Selección de la bomba

Previo a la selección de la bomba se dimensionó el diámetro de tubería de condensados, el cual se obtuvo a partir de los datos de temperatura del vapor de la línea, la presión manométrica del sistema de recuperación de condensados y el flujo de condensados, detallados en la Tabla 3.87., y la Figura AXVIII.1.

Tabla 3.87. Parámetros para la determinación del diámetro de la tubería de condensados de palmistería y turbinas

Parámetro	Valor	Unidad
Temperatura del vapor en línea (4 bar)	143,6	°C
Presión manométrica del sistema de recuperación del condensado (sistema abierto)	0	bar g
Flujo de condensados de palmistería y turbinas	2 111,0	$\frac{kg}{h}$

Siendo el diámetro de la tubería para los condensados de palmistería y turbinas de 3 in. Se escogió tubería de acero galvanizado (Spirax Sarco, 2000, p. 3).

Con base en el diámetro y material de la tubería, Se seleccionó la bomba centrífuga vertical especializada CRNE 3-5 para transportar flujos de condensado de 25 a 150 °C. Las especificaciones de la bomba fueron determinadas mediante el programa WINCAPS con el caudal y la altura de bomba, detallados en la Tabla 3.88 La memoria de cálculo de la altura de bomba se encuentra en el Anexo XIX.

Tabla 3.88. Parámetros de la bomba centrífuga especializada para los condensados de palmistería y turbinas

Parámetro	Valor	Unidad
Altura bomba	20,6	m
Caudal	2,22	m ³ /h
NPSH	1,1	m

3.3.3.3 Condensado de esterilización

Los condensados de esterilización serán utilizados en el área de extracción, donde se cuenta con dos tanques de agua caliente a 71 °C para el prensado, cuyas especificaciones se encuentran en la Tabla 3.89.

Tabla 3.89. Especificaciones técnicas de los tanques de agua caliente de prensado de la fábrica Palmeras del Ecuador

Parámetro	Valor	Unidad
Volumen	11	m ³
Diámetro	1 740	mm
Alto	4 500	mm
Temperatura promedio	71	°C
Vapor consumido	1,07	t/h
Flujo de salida del agua del tanque	11,0	t/h

(SINDA LTDA, 1983, p. 57)

La recuperación de condensado hacia los tanques de prensado presenta los siguientes beneficios:

- Disminución de efluentes de la fábrica.- dado que el condensado de esterilización es el principal efluente que tiene la empresa, su recuperación reduciría significativamente el caudal del mismo.
- Disminución del consumo de vapor en el prensado.- El condensado de esterilización ya se encuentra caliente (80 °C), por lo que solamente se requeriría vapor para calentar el agua de reposición a los tanques de agua caliente, efecto analizado en el Anexo XVI, y cuyos resultados se presentan en la Tabla 3.90.

Tabla 3.90. Flujo de vapor ahorrado en cada tanque de agua caliente de prensado, considerando recuperación de condensados hacia el tanque de prensado

Tanque	Flujo de condensado hacia el tanque de prensado [t/h]	Flujo de agua de reposición [t/h]	Vapor utilizado [t/h]	Vapor ahorrado [t/h]
1	8,68	2,32	0,10	0,97
2	8,68	2,32	0,10	0,97
Total	17,37	4,64	0,20	1,94

Como se puede observar en la Tabla 3.90. al recuperar 8,68 t/h de condensado de esterilización a cada tanque de prensado, se requerirá únicamente 2,32 t/h de agua, de las 11 t/h que actualmente se usan en el área de prensado. Lo que significaría un ahorro de 2 t/h de vapor aproximadamente, que podrían ser utilizadas en el área de esterilización para incrementar la cantidad de fruta procesada y aceite producido.

Una vez analizado el efecto de la recuperación del condensado de esterilización, se diseñó el sistema, el cual está conformado por una piscina de recolección, una bomba centrífuga, tubería y accesorios, y el tanque de agua caliente, como se esquematiza en la Figura 3.18.

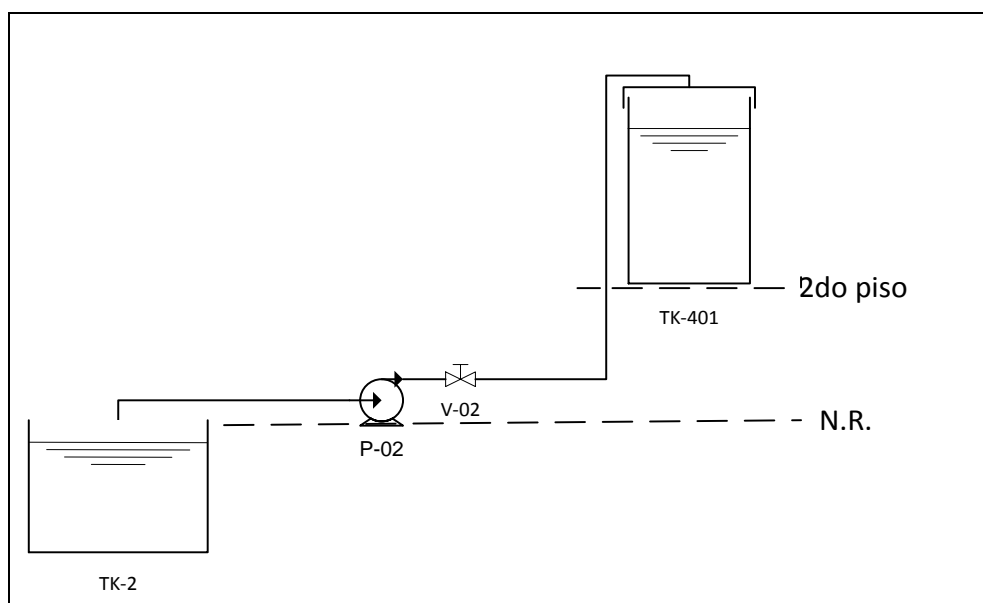


Figura 3.18. Esquema del sistema abierto de recuperación de condensados de esterilización

Piscina de recolección de condensados del área de esterilización

Se dimensionó la piscina de recolección, cuyos cálculos se presentan en el Anexo XIX. Las medidas de la misma se resumen en la Tabla 3.91.

Tabla 3.91. Dimensiones de la piscina de recuperación de condensados de esterilización

Parámetro	Valor	Unidad
Volumen	23,62	m ³
Profundidad	2,00	m
Largo	5,61	m
Ancho	2,81	m

Selección de la bomba

Con los mismos criterios del ítem 3.3.3.2. se dimensionó el diámetro de la tubería para el sistema de recolección de condensados de esterilización, cuyos parámetros de cálculo se encuentran en la Tabla 3.92.

Tabla 3.92. Parámetros para la determinación del diámetro de la tubería de condensados de esterilización

Parámetro	Valor	Unidad
Temperatura del vapor en línea (1 bar)	99,6	°C
Presión manométrica del sistema de recuperación del condensado (sistema abierto)	0	bar g
Flujo de condensados de esterilización	17 387,0	kg/h

Siendo el diámetro de la tubería para los condensados de esterilización de 3 in. Se escogió tubería de acero galvanizado (Spirax Sarco, 2000, p. 3).

Se seleccionó la bomba centrífuga vertical especializada, SEN1.100.100.130.Ex.4.511.Q., utilizada para transportar flujos de aguas residuales y sistemas de agua sin tratar en ambientes agresivos de 0 a 100 °C, cuyas especificaciones fueron determinadas de manera similar al ítem 3.3.3.2. Los datos obtenidos se detallan en la Tabla 3.93.

Cabe mencionar que el material tanto de la bomba como del impulsor es de acero inoxidable fundido.

Tabla 3.93. Parámetros bomba centrífuga especializada para los condensados de esterilización

Parámetro	Valor	Unidad
Altura bomba	22,8	m
Caudal	17,38	m ³ /h

3.4 DETERMINACIÓN Y EVALUACIÓN ECONÓMICA DE LAS MEDIDAS DE RECUPERACIÓN ENERGÉTICA.

3.4.1 COSTO DE IMPLEMENTACIÓN DE LAS MEDIDAS CORRECTIVAS Y DE AHORRO

El costo de implementación de las medidas correctivas se determinó como la sumatoria de costos de equipos y mano de obra necesarios para cada medida.

3.4.1.1 COSTO DEL AISLAMIENTO TÉRMICO DE LAS TUBERÍAS SIN RECUBRIMIENTO Y TANQUE DE ALIMENTACIÓN

Los costos de aislar las tuberías sin recubrimiento y del tanque de alimentación se determinaron a partir del número de cañuelas necesarias y del costo de la cada una de ellas. Además, se consideró la mano de obra necesaria para su instalación, como se detalla en la Tabla 3.94.

Tabla 3.94 Costos del aislamiento térmico de las tuberías sin recubrimiento y del tanque de alimentación

Concepto	Cantidad [unidades]	Costo Unitario [USD]	Costo Total [USD]
Mano de Obra (USD/h)	40	1,80	72,00
cañuela de 1 in de diámetro	56	7,34	411,04
cañuela de 3 in de diámetro	36	10,52	378,72
cañuela de 4 in de diámetro	4	12,94	51,76
cañuela de 6 in de diámetro	11	17,25	189,75
cañuela de 8 in de diámetro	14	21,92	306,88
cañuela de 8 m x 1,20 m	4	199,52	798,08
TOTAL			2 208,23

3.4.1.2 COSTO DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS

El costo del sistema de recuperación de condensados de palmistería y turbinas se calculó a partir del precio de los equipos que conforman el sistema: tanque de recuperación, tubería y accesorios, y bomba; detallados en la Tabla 3.95.

Tabla 3.95. Costo de implementación del sistema de recuperación de condensados de palmistería y turbinas

Concepto	Cantidad [unidades]	Costo Unitario [USD]	Costo Total [USD]
Tanque atmosférico de recuperación de condensado	1	13 326,10	13 326,10

Tabla 3.95. Costo de implementación del sistema de recuperación de condensados de palmistería y turbinas (**continuación...**)

Concepto	Cantidad [unidades]	Costo Unitario [USD]	Costo Total [USD]
Bomba centrífuga	1	2 200,00	2 200,00
Tubería y accesorios	-	1 353,00	1 353,00
TOTAL			16 879,10

De acuerdo a la Tabla 3.95. el costo de implementación del sistema de recuperación de condensados de palmistería y turbinas asciende a 16 879,1 USD.

De igual forma se determinó el costo del sistema de recuperación de condensados de esterilizadores, el cual consta de: piscina de recuperación, tuberías y accesorios, y bomba; cuyos precios se detallan en la Tabla 3.96.

Tabla 3.96. Costo de implementación del sistema de recuperación de condensados de esterilización

Concepto	Cantidad [unidades]	Costo Unitario [USD]	Costo Total [USD]
Piscina de recuperación (Excavación, recubrimiento de concreto)	1	2 500,00	2 500,00
bomba centrífuga	1	3 100,00	3 100,00
Tubería y accesorios	-	1 552,30	1 552,30
TOTAL			7 152,30

El costo de implementación del sistema de recuperación de condensados de esterilización asciende a 7 152,3 USD.

El costo total de la implementación de las medidas correctivas y de ahorro para la empresa Palmeras del Ecuador se calculó mediante la Ecuación [3.2]

$$C_T = C_{m1} + C_{m2} + C_{m3} \quad [3.3]$$

$$C_T = 2\,208,23[\text{USD}] + 16\,879,10[\text{USD}] + 7\,152,30[\text{USD}]$$

$$C_T = 26\,239,63 \text{ USD}$$

3.4.2 GANANCIA OBTENIDA DE LA IMPLEMENTACIÓN DE MEDIDAS DE AHORRO

Con el fin de determinar la ganancia de la implementación de las medidas de ahorro, se consideró: la disminución de costos de tratamiento de agua para calderas y el aumento de ganancia por incremento de fruta procesada.

3.4.2.1 Estimación de la disminución de costos de tratamiento de agua para calderas por recuperación de condensados de palmistería y turbinas

Con base en el flujo de entrada de agua al tanque de alimentación y el costo de tratamiento de la misma, se determinó el ahorro económico que implica la recuperación de condensados a las calderas.

El costo de tratamiento de agua de alimentación de las calderas se estableció a partir de la cantidad y precio de cada uno de los reactivos adicionados para ablandar el agua. Estos datos fueron proporcionados por la fábrica Palmeras del Ecuador y se presentan en la Tabla 3.97.

Tabla 3.97. Costos de los reactivos utilizados en el tratamiento de agua de alimentación de las calderas por tonelada de agua tratada

Producto	Cantidad [kg/t agua]	Valor Unitario* [USD/kg]	Valor Total [USD/t agua]
Hidróxido de Sodio Liquido	0,050	1,35	0,07
Producto 6147 U	0,039	3,35	0,13
Posca 6656 U	0,112	3,94	0,44
DC W Clar 1335	0,120	1,48	0,18

*(Palmeras del Ecuador S.A., 2012)

Tabla 3.97. Costos de los reactivos utilizados en el tratamiento de agua de alimentación de las calderas por tonelada de agua tratada (**continuación...**)

Producto	Cantidad [kg/t agua]	Valor Unitario* [USD/kg]	Valor Total [USD/t agua]
Oxitrol 6014	0,061	4,08	0,25
Dichem 27	0,050	1,06	0,05
Di-Chem 2030 ^a	0,007	0,92	0,01
Sal en grano	1,424	0,05	0,07
Costo Total			1,20

*(Palmeras del Ecuador S.A., 2012)

Una vez determinado el costo de tratamiento de agua, se calculó el ahorro económico anual que implica la recuperación del condensado. Se consideró que la fábrica opera 22 h/día, 312 días/año. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 3.98.

Tabla 3.98. Ahorro económico en el tratamiento de agua por recuperación de condensados de palmistería y turbinas

Sistema	Flujo de agua de entrada [t/h]	Costo tratamiento [USD/h]	Costo anual del tratamiento [USD/año]	Ahorro económico anual [USD]
Sin retorno de condensado	21,72	26,06	178 898,50	18 203,33
Con retorno de condensado	19,51	23,41	160 695,17	

Como se visualiza en la Tabla 3.98. la recuperación de condensados a las calderas implica un ahorro de 18 203,33 USD.

3.4.2.2 Estimación del aumento de ganancia por incremento de fruta procesada

La optimización de energía en los distintos puntos del proceso, permite la utilización del vapor “sobrante” – producto de la mejora energética térmica-, en el procesamiento de mayor cantidad de fruta. Es por ello que se determinó la cantidad de vapor recuperado en cada medida correctiva y se la asoció con la producción de aceite de palma y palmiste, y su precio en el mercado.

El vapor potencial a recuperarse o producirse se detalla en la Tabla 3.99.

Tabla 3.99. Vapor recuperado y/o producido de cada medida correctiva

Medida correctiva	vapor recuperado y/o producido [t/h]
Aislamiento tuberías	0,07
Recuperación de condensados de palmistería y turbinas, y aislamiento tanque de alimentación	0,44
Recuperación de condensados de esterilización	1,93
Total	2,44

Una vez calculada la cantidad potencial de vapor a disponerse, se analizó los requerimientos de vapor de cada tipo de aceite y el precio de venta de cada uno de ellos, como se detalla en la Tabla 3.100.

Tabla 3.100. Parámetros del aceite de palma y palmiste de la fábrica Palmeras del Ecuador

Tipo de aceite	Parámetro	Valor	Unidad
Aceite de Palma	Precio de la tonelada*	801,54	USD/t palma
	Producción hora	11,021	t palma/h
	Vapor consumido por hora	17,820	t vapor/h
Aceite de Palmiste	Precio de la tonelada*	1 167,92	USD/t palmiste
	Producción hora	0,640	t palmiste/h
	Vapor consumido por hora	18,477	t vapor/h

*(Index Mundi, 2014)

Los valores de vapor consumido por hora para cada tipo de aceite se determinaron a partir de los balances de masa esquematizados en la Figura 3.10. y considerando que el consumo de vapor en los procesos de esterilización y extracción, son los requeridos para procesar el aceite de palma. Mientras que, para procesar aceite de palmiste se requiere adicionalmente vapor para el secado de la nuez y almendra, proceso dado en el área de palmistería.

Con base en los datos de la Tabla 3.99. y 3.100. se determinó el incremento de la ganancia por la implementación de las medidas correctivas, como se detalla en el Anexo XX y cuyos resultados se presentan en la Tabla 3.101.

Tabla 3.101. Aumento de la producción e ingresos por implementación de las medidas

Tipo de aceite	Producción [t aceite/h]	Producción anual [t aceite/año]	Ingreso anual [USD]
Aceite de palma	1,509	10 358,11	8 302 437,29
Aceite de palmiste	0,084	580,12	677 530,28
Total			8 979 967,58

La implementación de medidas correctivas y de ahorro energético representa un incremento en el ingreso anual de la fábrica de 8 979 967.58 USD. Si bien es cierto esta cantidad es alta, se debe considerar que estos valores son acordes a los ingresos que produce la industria de aceite de palma.

Para determinar el beneficio real o ganancia de la medida correctiva, se consideró el costo de materia prima necesaria para el incremento de la producción, cuyo valor se presenta en la Tabla 3.102.

Tabla 3.102. Costo de la materia prima necesaria para el incremento de la producción

Parámetro	Valor	Unidad
Precio de la tonelada de RFF*	175,3	USD/t RFF
Cantidad por hora	7,186	t RFF/h
Cantidad por año	49 322,52	t RFF/año
Costo anual	8 661 073,65	USD/año

*(Index Mundi, 2014)

La ganancia obtenida de la implementación de las medidas correctivas se determinó mediante la Ecuación [3.4]

$$\text{Ganancia} = \text{Ingresos} - \text{Costos}$$

[3.4]

Ganancia = 8 979 967,58 [USD] - 8 661 073,65 [USD]

Ganancia = 318 893,93 USD/año

Con la recuperación de 2,44 t/h de vapor se obtiene una ganancia anual de: 318 893,93 USD.

3.4.3 ESTIMACIÓN DE LA TASA DE RETORNO Y EL VALOR ACTUAL NETO

Con el fin de determinar la viabilidad del proyecto se analizaron los criterios económicos TIR y VAN.

Los parámetros necesarios para determinar la TIR y el VAN se presentan en la Tabla 3.103.

Tabla 3.103. Datos necesarios para la determinación de la TIR y el VAN de las opciones de mejora

Parámetro	Valor
Tasa anual de inflación, en porcentaje *	2,77
Tasa de impuesto a la renta, en porcentaje	25
Depreciación (inversión/vida útil) *	5 247,926
Tasa de descuento, en porcentaje *	7,95
Comienzo del proyecto	2015
Terminación del proyecto	2016
Vida útil del equipo, en años	5
Préstamo bancario, en dólares	0
Toneladas de fruta procesadas/año	49 322,74
Toneladas de aceite de palma/año	10 358,11
Toneladas de aceite de palmiste/año	580,12
Precio de aceite de palma **, USD/t	801,54
Precio de aceite de palmiste **, USD/t	1 167,92
Precio de materia prima **, USD/t	74,8

* (Banco Central del Ecuador, Noviembre 2013)

** (Index Mundi, 2014)

Con base en los datos de la Tabla 3.103. se realizó el flujo de caja, detallado en el Anexo XXI, con el cual se determinó la TIR y VAN, cuyos valores se presentan en la Tabla 3.104.

Tabla 3.104. Criterios financiero TIR y VAN de las medidas correctivas

Parámetro	Valor
Valor Actual Neto (VAN)	861 471,40
Tasa interna de retorno (TIR)	911 %

Con base en la Tabla 3.104. se concluye que el proyecto es viable, dado que el valor actual neto (VAN) es positivo, y la tasa interna de retorno (TIR) es mayor a la tasa del mercado (7,95 %).

4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 CONCLUSIONES

- La eficiencia calculada de las calderas fue de: 63,23 % para la caldera 1, con 10,61 t/h de vapor producido a 21 bares y 240,5 °C; mientras que para la caldera 2 fue de 54,91 %, con 12,62 t/h de vapor producido a 22,4 bares y 240,5 °C.
- Las mayores pérdidas en las calderas 1 y 2 se dan por combustión, 4 187,20 kW y 7 065,09 kW respectivamente; siendo las principales causas: la formación de CO, la temperatura de los gases de chimenea y la combustión de hidrógeno.
- En el proceso de extracción de aceite de palma y palmiste se utilizan 21,68 t/h de vapor (93,3 %) de las 23,23 t/h producidas en las calderas. En el proceso de generación de potencia, las turbinas condensan 1,50 t/h de vapor (6,5 %) y el cual no es recuperado en el proceso.
- Del vapor utilizado para el proceso: 2,83 t/h (12,2 %) se usa para el calentamiento del agua del tanque de alimentación, 13,28 t/h (57,2 %) para la esterilización de RFF, 0,68 t/h (2,9 %) para el secado de nuez y almendra y 2,12 t/h (9,1 %) para el calentamiento del agua de los tanques de prensado y 2,74 t/h (11,8 %) para extracción y calentamiento del aceite de palma.
- Las principales pérdidas dentro de los equipos consumidores de vapor son las pérdidas por condensados no recuperados, que expresadas en flujo y energía, son: 1,503 t/h y 205 kW en las turbinas; 17,387 t/h y 1 046 kW en los esterilizadores; y 0,715 t/h y 95,28 kW en los silos.
- Las medidas correctivas y de ahorro recuperan: 0,07 t/h de vapor con el aislamiento térmico de las tuberías, 0,44 t/h con el aislamiento térmico del

tanque de alimentación y la recuperación de condensados de palmistería y turbinas, y 1,93 t/h con la recuperación de condensados de esterilización.

- El espesor óptimo de aislante (lana de vidrio) para todas las tuberías es de una pulgada, y se requieren: 56 cañuelas de 1 in de diámetro, 36 cañuelas de 3 in de diámetro, 4 cañuelas de 4 in de diámetro, 11 cañuelas de 6 in de diámetro y 14 cañuelas de 8 in de diámetro.
- Para el aislamiento del tanque de alimentación se requieren 4 cañuelas de lana de vidrio de 8 m x 1,2 m de una pulgada de espesor.
- El sistema de recuperación de condensados de palmistería y turbinas contempla: un tanque atmosférico de 3,21 m³ y una bomba centrífuga especializada de 2,22 m³/h con una altura de bomba de 20,6 m.
- El sistema de recuperación de condensados de esterilización contempla: una piscina de recolección de 23,62 m³ y una bomba centrífuga especializada de 17,38 m³/h con una altura de bomba de 22,8 m.
- El costo total de implementación de las medidas correctivas es de 26 239,63 USD. Siendo: 2 208,23 USD del aislamiento de tuberías y el tanque de alimentación, 16 879,10 USD del sistema de recuperación de condensados de palmistería y turbinas, y 7 152,30 USD del sistema de recuperación de condensados de esterilización.
- Con la recuperación de condensados de palmistería y turbinas se tiene un ahorro de 18 203,33 USD por disminución de gasto de reactivos de tratamiento de agua en el tanque de alimentación.
- La recuperación de 2,44 t/h de vapor genera un incremento de la ganancia, por producción de aceite de palma y palmiste, de: 318 893,93 USD.

- El valor actual neto del proyecto es de 861 471,40 USD, con una tasa interna de retorno del 911 %, siendo el proyecto rentable.

4.2 RECOMENDACIONES

- Implementar el sistema de recuperación de condensados de palmistería y turbinas, con el fin de disminuir el costo de tratamiento de agua para las calderas.
- Implementar el sistema de recuperación de condensados de esterilización para aumentar las ganancias anuales de la empresa.
- Colocar material aislante tanto para el tanque de alimentación como para todas las tuberías, que permitirá un ahorro energético, reducirá la temperatura ambiente en cada área y evitará cualquier riesgo laboral por contacto con dichas superficies calientes.
- Con base en los datos obtenidos del diagnóstico de las calderas, se recomienda realizar un estudio de los quemadores y del efecto de la variación del flujo de biocombustible en la eficiencia de las calderas

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Agencia andaluza de la energía. (2011). *Metodología para la elaboración de auditorías energéticas en la industria*. Sevilla, España: Servigraf Artes Gráficas.
2. Agencia chilena de eficiencia energética. (2013). *Guía para la calificación de consultores en Eficiencia Energética*. Santiago de Chile: AChEE.
3. Agencia chilena de eficiencia energética. (2013). *Guía para la calificación de consultores en Eficiencia Energética - Ejemplos prácticos*. Santiago de Chile: AChEE.
4. Alfaro, M. y Ortiz, E. (2006). *Proceso de producción del aceite de palma*. San Juan: MERCANET.
5. Amstrong Internacional Inc. (2000). *Guía para la conservación de vapor en el drenado de condensados*. Boston, Estados Unidos: Amstrong
6. ANILCOLSA S.A. (2011, Noviembre). *Aceite de Palma: Usos, orígenes e impactos*. Recuperado de: <http://taninos.tripod.com/aceitepalma.htm> (Diciembre, 2012).
7. ASME. (1999). *Steam generating unit*. En ASME, ASME Power Test Codes (PTC). New York: ASME.
8. ASME. (2013). *Materials, Ferrous Material Specifications*. En ASME, ASME Boiler and Pressure Vessel Code (BPVC) (Vol. II). New York: ASME.
9. ATECYR. (2007). *Guía técnica sobre procedimiento de inspección periódica de eficiencia energética*. Madrid, España: IDAE.

10. Banco Central del Ecuador. (2013, Noviembre). Recuperado de: http://www.bce.fin.ec/resumen_ticker.php?ticker_value=inflacion Marzo, 2014).
11. Belén-Camacho, D., Herrera, S., Castillo, A., Moreno-Álvarez, M., García, D. y Medina, C. (2005). *Características físicas y químicas del fruto de la coroba*. *Grasas y Aceites*, 56(4), pp. 317-323.
12. Brown, T., LeMay, E. y Bursten, B. (2004). *Química, la ciencia central*. Pearson.
13. Bureau of Energy Efficiency. (2005). *Guidebook: National Certificate Examination for Energy Managers and Energy Auditors*. India.
14. Cala, G. (1995). Racimos vacíos: Mejora en eficiencia de extracción y producción de energía. *PALMAS*, 16(Número especial), pp. 121-128.
15. Cala, G. y Bernal, G. (2008). *Procesos modernos de extracción de aceite palma*. Bogotá, Colombia: FEDEPALMA.
16. Camacho - Cifuentes Servicios. (2012). *Informe de análisis de gases de combustión*. Quito.
17. Campos, J. C., Lora, E., Meriño, L., Tovar, I., Navarro, A., Quispe, E. y Prias, O. (2007). *Eficiencia energética en la generación y distribución del vapor*. Colombia: COLCIENCIAS.
18. Castro, A., Mendoza, M. y Robalino, Y. (2006). *Generación de energía eléctrica con combustibles no convencionales*. Guayaquil: PALMAS.
19. Castro, B. (2011, Marzo). *Aislaciones, pérdidas al aire*. Recuperado de: http://www.fing.edu.uy/iq/cursos/cm2/teorico/Aislaciones_2011.pdf el (Mayo, 2014).

20. Citlalpopoca, A. (2008). *Tubos aislados y no aislados*. Primavera: Universidad Iberoamericana.
21. CONAE. (2002, Octubre). *Guía de vapor para la industria*. Recuperado de: http://www.cnpml.org.sv/UCATEE/ee/docs/GUIA_VAPOR_FINAL.pdf (Noviembre, 2013).
22. CONAE. (2013, Abril). *Eficiencia en Calderas y Combustión*. Recuperado de: http://www.cnpml.org.sv/UCATEE/ee/docs/Calderas_02.pdf (Agosto, 2013).
23. CONUEE. (2009). *Tratamiento de agua para su utilización en calderas*. México.
24. Delgado, F. (2013, Noviembre). *La esterilización*. Recuperado de: <http://cultivopalma.webcindario.com/esteriliza.htm> (Diciembre, 2013).
25. Delgado, F. (2013, Noviembre). *La producción de vapor*. Recuperado de: <http://cultivopalma.webcindario.com/caldera.htm> (Diciembre, 2013).
26. Delgado, F. C. (2013, Enero). *Esterilización*. Recuperado de: <http://cultivopalma.tripod.com/esterilizacion.htm> (Marzo, 2013).
27. Domingo Montané, M., Portales Reyes, O. y Benitez Alvarez, I. (2003). *Cálculo de los índices de consumo de vapor en la planta de llenado, liofilización y envase y otros servicios del centro nacional de biopreparados*. Ingeniería Energética, XXIV(2), 34.
28. Dufour, J. (2006). *Auditorías energéticas: Herramientas de competitividad empresarial y mejora del medio ambiente*. Recuperado de: <http://www.madrimasd.org/blogs/energiasalternativas/2006/02/22/14146>. (Octubre, 2012).

29. Dukelow, S. (1991). *The control of Boilers* (Segunda Ed.). Estados Unidos: Isa-Instrument Society of America.
30. Echeverry, A. (2005). *Ahorro de energía y manejo de vapor*. Palmas, 16(Número Especial), 138-157.
31. Esquivel, J. (2007). *Dimensionamiento de Equipos*. En Evaluación Económica Preliminar de Plantas Químicas (pág. 136). Puebla, México: Universidad de las Américas Puebla.
32. FAO. (2006). Recuperado de: http://www.fao.org/inpho_archive/content/documents/vlibrary/AE620s/Pfrescos/PALMADEACEITE.HTM (Diciembre, 2013).
33. García, E. y Fernández, I. (2013). *Determinación de la humedad de un alimento por un método gravimétrico indirecto por desecación*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia.
34. Gaspar, G. (2010). *Eficiencia energética en los sistemas de vapor de plantas industriales*. Buenos Aires: INTI.
35. Golato, M., Franck Colombres, F., Aso, G., Correa C. y Paz, D. (2008), *Metodología de cálculo de la eficiencia térmica de generadores de vapor*. Tucumán.
36. HACH. (2000). *Manual de análisis de agua*. (2da ed. en español). Loveland: HACH Company.
37. Hernández, J., Olivera, A., Palacios, A., Sandoval, A., Grajales, M., Estrada, J., Domínguez, E., Alonso, M., Ortiz, E., Ávila, L., Jaimes, A. y Coutiño, M. (2010). *Tecnología para la producción de palma de aceite*. México.

38. ICCA. (2008). *Situación y perspectivas de los biocombustibles en el Perú*. Lima: ICCA.
39. Index Mundi. (2014, Enero). *Precios de mercado*. Recuperado de: <http://www.indexmundi.com/es/precios-de-mercado/> (Enero, 2014).
40. INCROPERA, F. y DeWITT, D. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor* (4ta ed.). México: PRENTICE HALL.
41. Instituto Ecuatoriano de Normalización. (2012). NTE INEN 1489:2012. Quito.
42. Instituto para la diversificación y ahorro de la energía (2007). *Guía técnica para el diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos*. Madrid: IDAE.
43. León, J. (2001). *Diseño y cálculo de recipientes sujetos a presión*. INGLESIA.
44. Lipták, B. (2006). *Instrument Engineers' Handbook* (Cuarta ed., Vol. II). Boca Ratón, Florida, Estados Unidos: CRC Press.
45. López, A. (2011, Octubre). Transmisión de calor por convección. Recuperado de: <http://lopezva.files.wordpress.com/2011/10/correlaciones-para-la-conveccion-natural.pdf> (Marzo, 2014).
46. MAVAINSA. (2013, Noviembre). *Turbinas de vapor*. Recuperado de: http://www.fidena.edu.mx/biblioteca/MAQUINAS/Copia%20de%208_turbinas_de_vapor.pdf (Noviembre, 2014).
47. Megyesy, E. (2001). *Pressure Vessel Handbook* (Décima Segunda ed.). Oklahoma: Pressure Vessel Publishing.

48. MILLS, A. (1997). *Transferencia de Calor*. Los Ángeles: McGRAW HILL/IRWIN.
49. Molina, J, (2014). *Instrumentos de Medición para la Evaluación del Consumo de Energía Térmica*. San Juan: INTI.
50. Morán, M. y Shapiro, H. (2004). *Fundamentos de termodinámica técnica*. Segunda Edición. Estados Unidos: Reverte
51. Navas, J. (2005) *Sistemas de Vapor*. Bogotá: IMPROMAQ LDTA.
52. Noguera, N. (2006). *Ahorro de energía con aislamientos removibles en válvulas y accesorios industriales*. *Industria al día*, 61, 22.
53. Osorio, O. (2007, Junio). *Eficiencia Energética*. Recuperado de Hydrotrap: <http://146.83.6.25/lvargas/courses/PPTS/EE%20Oscar%20Osorio%20C.pdf> (Noviembre, 2013).
54. Palmeras del Ecuador S.A. (2012). *Proceso de extracción de aceite de palma*. Shushufindi.
55. Palmeras del Ecuador S.A. (2012). *Composición en porcentaje de cada tipo de fruta*. Shushufindi.
56. Palmeras del Ecuador S.A. (2012). *Costos de reactivos de tratamiento de aguas*. Shushufindi.
57. Prats, F. (2011, Julio). *Gestión eficiente de la energía - Asesorías Energéticas*. Recuperado de: <http://catedrabpennergia.uji.es/wp-content/uploads/2011/07/2-INTRODUCCI%C3%93N-ASESORIAS.pdf> (Mayo, 2013)

58. Ramírez, M. (2008). *Palma Africana*. En Cultivos para producción sostenible de biocombustibles (primera ed.). Tegucigalpa, Honduras: SNV.
59. Renedo, C. (2010, Septiembre). *Propiedades del Agua*. Recuperado de <http://personales.unican.es/renedoc/Traspereancias%20WEB/Trasp%20Termo%20y%20MF/02%20Termo/Tablas%20Termo.pdf> (Junio, 2013).
60. Rozo, D. y Velasco, L. (2007). *Ingeniería de automatización para el proceso de palma africana de la empresa Oleoflores Ltda*. Revista Colombiana de Tecnologías de Avanzada, 2(10), 82,83.
61. Sainz, J. (2005). *Tecnologías para la sostenibilidad: procesos y operaciones unitarias en depuración de aguas residuales*. (1ra. Edición). Madrid, España: Editorial Fundación EOI.
62. San Pedro Sula. (2009). *Manual técnico de palma africana*. Cortés: Techno Serve.
63. SINDA LTDA. (1983). *Especificaciones técnicas de Palmeras del Ecuador* S.A. Bogotá.
64. Sinnott, R. (2007). *Chemical Engineering Design* (Cuarta ed., Vol. 6). Oxford: Elsevier.
65. SISTEAGUA. (2013). *Calidad de agua para generadores de vapor*. Monterrey.
66. Spirax Sarco. (2000). *Design of fluids systems* (Decima segunda ed.). Estados Unidos: Hook-ups.
67. Spirax Sarco. (2009, Mayo). *Guía de Referencia Técnica: Calderos y Accesorios*. Recuperado de: http://www.spiraxsarco.com/cl/pdfs/training/gcm_04.pdf (Enero, 2014).

68. Soto, J. (1996). *Fundamentos sobre ahorro de energía*. Yucatán, México: Universidad Autónoma de Yucatán.
69. TECNINTEGRAL S.A. (2010). *Manual de operación y mantenimiento del silo secador*. Bogotá.
70. TESTO INC. (2011, Marzo). *Testo 350 M/XL: Short Operation Instruction Manual*. New Jersey, Estados Unidos: Testo Inc.
71. THERMAL ENGINEERING LTDA. (2009). *Tratamiento de agua para calderas*. Santiago.
72. TIEMPO REAL S.A. (2010, Mayo). *Optimización de la combustión*. Recuperado de: <http://www.tiemporeal.es/archivos/OptimizacionCombustion.pdf> (Enero, 2014).
73. TLV INTERNACIONAL INC.. (2014, Marzo). *Retorno de condensado y cuándo usar bombas de condensado*. Recuperado de: [http://www.TLVINTERNACIONAL INC..com/global/LA/steam-theory/types-of-condensate-recovery.html](http://www.TLVINTERNACIONALINC.com/global/LA/steam-theory/types-of-condensate-recovery.html) (Marzo, 2014).
74. TULSMA. (2003). LIBRO VI, ANEXO 3: Norma para emisiones al aire desde fuentes fijas de combustión. Recuperado de: <http://faolex.fao.org/docs/pdf/ecu112182.pdf> (Enero, 2013).
75. Unidad de capacitación y asistencia técnica en eficiencia energética (UCATEE). (2008). *Manual de eficiencia energética para MYPES*. El Salvador: CNPML.
76. UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES. (2004, Octubre). *Propiedades térmicas de algunos gases y vapores*. Recuperado de: <http://materias.fi.uba.ar/6731/Tablas/Tabla10.pdf> (Enero, 2014).

77. UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA. (2008). *Auditorías energéticas*. Recuperado de: <http://adegua.files.wordpress.com/2008/10/auditorias-energeticas.pdf> (Febrero, 2014)
78. UNIVERSIDAD DE SANTIAGO DE CHILE. (2013, Octubre). *Balance térmico de una caldera con sistemas integrados*. Recuperado de: <http://www.icytal.uach.cl/efmb/apuntes/ITCL286/Teor%C3%ADa/Unidad%20-%20Vapor%20y%20Calderas/Calderas%20-%20Balance%20T%C3%A9rmico.pdf> (Octubre, 2013).
79. UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA. (2014, Abril). *Termodinámica I*. Recuperado de: http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/sedes/manizales/4090002/html/pages/cap4/c4_8.htm (Abril, 2014).
80. Velazquez, J. y Gomez, A. (2010). *Palma Africana en Tabasco*. Tabasco, México: Colección José N. Roviroso.
81. Wambeck, N. (2005). *Caldera de Vapor: Consideraciones de diseño, operación y mantenimiento*. En N. Wambeck, Sinopsis del proceso de la palma de aceite (Vol. 3). Bogotá, Colombia: FEDEPALMA.
82. Wambeck, N. (2005). *Procesos y sistemas de una planta de extracción de aceite de palma*. En N. Wambeck, Sinopsis del proceso de la palma de aceite (Vol. 1, pág. 7). Bogotá: FEDEPALMA.
83. Yáñez, E. E., García, J. A. y Martínez, L. P. (2010). *Esterilización de racimos de fruta de palma*. Bogotá, Colombia.

ANEXOS

ANEXO I

CARACTERIZACIÓN QUÍMICA DE LA BIOMASA

Composición química de la biomasa

Tabla AI.1. Composición química de la fibra y cascarilla de palma africana

Biomasa	Composición química [%]				
	C	N	H	O	S
Cascarilla	35,50	0,60	6,35	55,15	2,40
Fibra	30,60	0,70	6,90	59,70	2,10

(Castro, Mendoza y Robalino, 2006, p. 26)

Poder calórico bruto de la biomasa

Tabla AI.2. Poder calórico bruto de la fibra y cascarilla de palma africana

Biomasa	Poder calórico Bruto [kJ/kg]
Cascarilla	18 828,00
Fibra	21 438,82

(Ramirez, 2008, p. 8)

Poder calórico neto a diferentes contenidos de humedad

El poder calórico neto de la biomasa se determinó mediante la Ecuación [AI.1] (Cala, 1995, p.124).

$$PCN = PCB * (1 - x) - \lambda * (9 * H * (1 - x) + x) \quad [AI.1]$$

Donde:

PCN: poder calórico neto a diferentes contenidos de humedad, $\left[\frac{kcal}{kg} \right]$

PCB: poder calórico bruto en base seca, $\left[\frac{kcal}{kg} \right]$

x: Contenido de humedad

H: Composición del hidrógeno en base seca

λ : Calor latente del vapor - 583 $\left[\frac{kcal}{kg}\right]$ a 29 °C, temperatura ambiente
(Renedo, 2010, p. 1)

Con base en los datos de contenido de humedad, detallados en la Tabla 3.1., la composición de hidrógeno en base seca, obtenida de la composición físico química de la biomasa, el poder calórico bruto de cada tipo de combustible, especificado en la Tabla AI.2.; y mediante la Ecuación [AI.1] se determinó el poder calórico neto de cada una de las corrientes de biocombustibles, como se detalla en la Tabla AI.3.

$$PCN = 5\,124,0 \left[\frac{k\,Cal}{kg}\right] * (1 - 0,3399) - 583 \left[\frac{k\,Cal}{kg}\right] * (9 * 0,0690 * (1 - 0,3399) + 0,3399)$$

$$PCN = 2\,945,21 \frac{kcal}{kg} = \mathbf{12\,322,74 \frac{kJ}{kg}}$$

Tabla AI.3. Poder calórico neto de la fibra y cascarilla con base en la humedad de cada una de las corrientes

Equipo	Corriente	Poder Calórico Neto [kJ/kg]
Caldera 1	Fibra	12 322,74
	Polvo	13 924,34
Caldera 2	Fibra	12 371,94
	Cascarilla	12 926,71

ANEXO II

CÁLCULOS DE LA COMBUSTIÓN EN LAS CALDERAS

Balance de masa de la combustión estequiométrica

Con base en las Ecuaciones de combustión [1.3], [1.4], [1.5] y la composición química del combustible, especificada en el ANEXO I, se obtiene:

$$0,3060 \frac{\text{kg C}}{\text{kg Fibra}} * \frac{1 \text{ kg mol C}}{12 \text{ kg C}} * \frac{1 \text{ kg mol O}_2}{1 \text{ kg mol C}} * \frac{32 \text{ kg O}_2}{1 \text{ kg mol O}_2} = 0,816 \frac{\text{kg O}_2}{\text{kg Fibra}}$$

$$0,0690 \frac{\text{kg H}}{\text{kg Fibra}} * \frac{1 \text{ kgmolH}_2}{2 \text{ kg H}} * \frac{1 \text{ kgmolO}_2}{2 \text{ kgmolH}_2} * \frac{32 \text{ kg O}_2}{1 \text{ kgmolO}_2} = 0,552 \frac{\text{kg O}_2}{\text{kg Fibra}}$$

$$0,0210 \frac{\text{kg S}}{\text{kg Fibra}} * \frac{1 \text{ kgmol S}}{32 \text{ kg S}} * \frac{1 \text{ kgmolO}_2}{1 \text{ kgmolS}} * \frac{32 \text{ kgO}_2}{1 \text{ kgmolO}_2} = 0,021 \frac{\text{kgO}_2}{\text{kg Fibra}}$$

El oxígeno total requerido para quemar 1,000 kg de fibra es:

$$0,816 \frac{\text{kgO}_2}{\text{kg Fibra}} + 0,552 \frac{\text{kgO}_2}{\text{kg Fibra}} + 0,021 \frac{\text{kgO}_2}{\text{kg Fibra}} = 1,389 \frac{\text{kgO}_2}{\text{kg Fibra}}$$

Sin embargo, 1,000 kg de fibra contiene 0,5970 kg de oxígeno, según Tabla A1.1., por lo tanto la cantidad de oxígeno en el aire requerido para la combustión de 1,000 kg es:

$$1,389 \frac{\text{kg O}_2}{\text{kg Fibra}} - 0,597 \frac{\text{kg O}_2}{\text{kg Fibra}} = 0,792 \frac{\text{kg O}_2}{\text{kg Fibra}}$$

El aire contiene 23% en peso de oxígeno, por lo tanto, el aire requerido para la combustión estequiométrica de 1,000 kg de fibra es:

$$\left(\frac{A}{C}\right)_{st} = \frac{0,792 \frac{\text{kgO}_2}{\text{kg Fibra}}}{0,23 \frac{\text{kgO}_2}{\text{kg aire seco}}} = 3,44 \frac{\text{kg aire seco}}{\text{kg fibra}}$$

A continuación se resume los requerimientos de aire estequiométrico para la combustión de 1,000 kg de combustible

Tabla AII.1. Requerimiento de aire estequiométrico para la combustión por kg de combustible

Combustible	$\left(\frac{A}{C}\right)_{st}$	Unidad
Cascarilla	4,03	$\frac{\text{kg aire seco}}{\text{kg Cascarilla}}$
Fibra	3,44	$\frac{\text{kg aire seco}}{\text{kg Fibra}}$

Consumo de aire seco

El flujo de aire seco se determinó mediante la Ecuación [AII.1] (Agencia chilena de eficiencia energética, 2013, p. 11).

$$w_{as} = \left(\frac{A}{C}\right)_{st} * (1 + E_a) \quad [\text{AII.1}]$$

Donde:

E_a : exceso de aire

El exceso de aire que entra a cada caldera fue obtenido en la caracterización de las emisiones, presentada en la Tabla 3.2.

Una vez determinados el exceso de aire y la relación estequiométrica aire-combustible, mediante la Ecuación [AII.1] se calculó el flujo de aire seco por kg de combustible, como se especifica en la Tabla AII.2.

$$w_{as} = 3,44 \left[\frac{\text{kg as}}{\text{kg fibra}} \right] * (1 + 1,19)$$

$$w_{as} = 7,55 \frac{\text{kg as}}{\text{kg fibra}}$$

El flujo de aire seco por hora se obtuvo de la multiplicación del aire seco por kg de combustible por el flujo de cada una de las corrientes de biomasa.

$$w_{as} = 7,55 \left[\frac{\text{kg as}}{\text{kg fibra}} \right] * 2 477 \left[\frac{\text{kg fibra}}{\text{h}} \right] \left[\frac{1 \text{ h}}{3 600 \text{ s}} \right]$$

$$w_{as} = 18 696,54 \frac{\text{kg as}}{\text{h}}$$

Tabla AII.2. Flujo de aire seco por cada corriente de biomasa, considerando exceso de aire

Equipo	Corriente	Flujo aire seco por kg de combustible [kg as/kg combustible]	Flujo aire seco por hora [kg as/h]	Flujo aire seco total [kg as/h]
Caldera 1	Fibra	7,55	18 696,54	26 384,07
	Polvo	8,84	7 687,53	
Caldera 2	Fibra	5,99	18 236,96	29 377,90
	Cascarilla	7,01	11 140,94	

ANEXO III

PRODUCCIÓN DE VAPOR EN LAS CALDERAS

Las pérdidas por purgas en la caldera dependen de la cantidad de vapor producido, como indica la Ecuación [2.13], la misma que depende de la eficiencia (valor que considera las pérdidas por purgas). Se realizó un proceso de iteración para determinar la producción de vapor y eficiencia real, como se muestra en las Tablas AIII.1 y AIII.2.

La eficiencia de la caldera se determinó mediante la Ecuación [2.3]. Por facilidad de cálculo, inicialmente no se consideraron las pérdidas por purgas (L_3).

$$\text{Eficiencia} = 100 - \left(\frac{L_1 + L_2 + L_3}{H_f + B} \right) * 100 = 100 - \left(\frac{4\,187,20 \text{ [kW]} + 26,88 \text{ [kW]} + 1,69 \text{ [kW]} + 0 \text{ [kW]}}{11\,843,78 \text{ [kW]} + 0 \text{ [kW]}} \right) * 100$$

$$\text{Eficiencia} = 64,405\%$$

Una vez obtenida la eficiencia, se reemplazaron todos los datos en la Ecuación [2.19].

$$WV_{\text{calderas}} = \frac{H_f * \text{Eficiencia}}{\lambda_v - \lambda_a} = \frac{11\,843,78 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right] \left[\frac{3600 \text{ s}}{\text{h}} \right] * 0,64405}{2\,872,43 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] - 332,10 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]}$$

$$WV_{\text{calderas}} = 10\,810,12 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 10,81 \frac{\text{T}}{\text{h}}$$

Con la producción de vapor se calculó la cantidad de purga, mediante la Ecuación [2.13] y la razón de purga, detallada en la Tabla 3.21.

$$w_p = r_{\text{purgas}} * w_{v_c} = 0,053 * 10\,607,75 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

$$w_p = 566,81 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Con la cantidad de purga se calcularon las pérdidas (L_3), mediante la Ecuación [2.12].

$$L_3 = 139,32 \text{ kW}$$

Una vez determinadas las pérdidas por purga (L_3), se calculó nuevamente la eficiencia, y se repitió todo el proceso hasta que la variación (Δ) de la producción de vapor (Δ) sea cero.

Tabla AIII.1. Resumen de la iteración de la producción de vapor para la caldera 1, con base en la cantidad de purgas producidas y la eficiencia calculada

Purgas [kg/h]	Pérdidas por purgas [kW]	Eficiencia calculada [%]	Producción de vapor [kg/h]	Δ Producción de vapor [kg/h]
-	-	64,405	10 810,12	-
577,62	141,98	63,206	10 608,91	201,21
566,87	139,33	63,228	10 612,65	-3,75
567,07	139,38	63,228	10 612,58	0,07
567,07	139,38	63,228	10 612,59	0,00

Tabla AIII.2. Resumen de la iteración de la producción de vapor para la caldera 2, con base en la cantidad de purgas producidas y la eficiencia calculada

Purgas [kg/h]	Pérdidas por purgas [kW]	Eficiencia calculada [%]	Producción de vapor [kg/h]	Δ Producción de vapor [kg/h]
-	-	56,043	12 879,54	-
761,04	187,06	54,886	12 613,68	265,85
745,33	183,20	54,910	12 619,17	-5,49
745,65	183,28	54,909	12 619,06	0,11
745,64	183,28	54,909	12 619,06	0,00

ANEXO IV

DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS POR FUGAS

Método del orificio

El método del orificio expresa el flujo de vapor fugado en función del diámetro de la fuga y la presión de vapor en la línea donde se encuentra la fuga (CONAE, 2002, p. 13), como se observa en la Tabla AIV.1.

Tabla AIV.1. Flujo de vapor fugado en función del diámetro de fuga y la presión de vapor de la línea

Flujo de vapor fugado [kg/h]										
Diámetro de la fuga [mm]	Presión de vapor [bar]									
	1,0	1,8	3,5	5,3	7,0	8,8	10,5	14,0	17,5	21,0
0,79	0,32	0,43	0,70	0,96	1,23	1,50	1,77	2,32	2,86	3,36
1,59	1,27	1,73	2,77	3,86	4,91	6,00	7,09	9,23	11,41	13,55
2,38	2,86	3,84	6,27	8,68	11,09	13,50	15,95	20,77	25,64	30,45
3,18	5,09	6,82	11,14	15,45	19,73	24,05	28,36	36,95	45,45	54,09
3,97	8,00	10,68	17,41	24,14	30,86	37,59	44,27	57,73	70,91	84,55
4,76	11,50	15,36	25,05	34,73	44,41	54,09	63,64	83,18	102,73	121,82
5,56	15,64	20,91	34,09	47,27	60,45	73,64	86,82	113,18	139,55	165,91
6,35	20,45	27,32	44,55	61,82	78,64	96,36	113,64	147,73	182,27	216,82
7,14	25,86	34,59	56,36	78,18	100,00	121,82	143,64	187,27	230,45	274,09
7,94	31,95	42,73	69,55	96,36	123,64	150,45	177,27	230,91	285,00	338,64

(Spirax Sarco, 2000, p. 57)

Pérdidas por fugas

Las pérdidas de vapor por fuga se calcularon a través de la Ecuación [2.22].

Para el ejemplo de cálculo se tomó en cuenta la tubería 8-ST-002-01

La línea 8-ST-002-01 tiene vapor a 4 bares de presión. El diámetro de fuga es de 1 mm, como se detalla en la Tabla 3.63.

Mediante interpolación de los datos de la Tabla AIV.1. se obtuvo que el flujo de vapor fugado es 1,38 kg/h.

Al no existir retorno de condensado, λ se definió como la entalpía del agua de reposición, es decir, a 24°C. Los datos de entalpías se detallan en la Tabla AIV.2.

Tabla AIV.2. Entalpías del vapor y del agua para la determinación del calor perdido por fugas

Parámetro	Valor	Unidad
Entalpía del vapor a 4 bares (λ_{vf})	2 738,60	$\frac{kJ}{kg}$
Entalpía del agua de reposición a 24°C (λ)	100,70	$\frac{kJ}{kg}$

Una vez obtenidos los datos de flujo de vapor fugado y entalpías, mediante la Ecuación [2.26] se determinó el calor perdido por la fuga en la línea 8-ST-002-01.

$$Q_{vf} = 1,38 \left[\frac{kg}{h} \right] \left[\frac{1 h}{3 600 s} \right] * (2 738,60 - 100,70) \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$Q_{vf} = 1,01 \text{ kW}$$

ANEXO V

CÁLCULOS DEL DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO TÉRMICO DEL TANQUE DE ALIMENTACIÓN

Balance de energía en el tanque de alimentación

Con base en el esquema del balance de energía del tanque de alimentación, representado en la Figura AV.1. y mediante la Ecuación [AV.1], se dedujo la fórmula para calcular el consumo de vapor en el tanque, Ecuación [AV.2]

$$E - S + G - C = A \quad [AV.1]$$

Donde:

E: energía que entra, [kW]

S: energía que sale, [kW]

G: energía que se genera, [kW]

C: energía que se consume, [kW]

A: energía que se acumula, [kW]

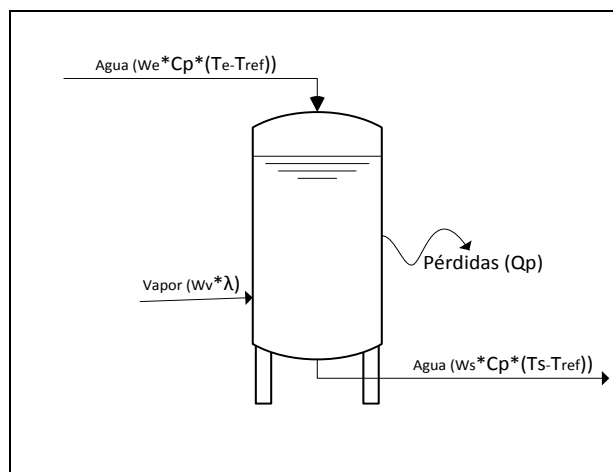


Figura AV. 1. Esquema del balance de energía en el tanque de alimentación

Para resolver la Ecuación [AV.1] se consideró:

- Estado estacionario, el flujo que sale inmediatamente es repuesto, manteniendo así siempre el tanque lleno, $A = 0$

- No hay generación, ni consumo $G = 0$ y $C = 0$
- Calentamiento por inyección directa de vapor
- Flujo de entrada, $w_e = w_s - w_{va}$

Entonces:

$$(w_s - w_{va}) * C_p * (T_e - T_{ref}) + w_{va} * \lambda - w_s * C_p * (T_s - T_{ref}) - Q_p = 0$$

Donde:

w_s : flujo de agua del tanque de alimentación, $\left[\frac{t}{h}\right]$

w_{va} : flujo de vapor del tanque de alimentación, $\left[\frac{t}{h}\right]$

T_s : temperatura de salida del agua del tanque de alimentación, $[\text{°C}]$

T_e : temperatura de entrada del agua al tanque de alimentación, $[\text{°C}]$

T_{ref} : temperatura de referencia, 0 [°C]

λ : entalpía del vapor saturado a 4 bar, $\left[\frac{kJ}{t}\right]$

Q_p : calor perdido por convección y radiación en el equipo, $[kW]$

C_p : capacidad calorífica específica del agua, $\left[\frac{kJ}{t \text{ °C}}\right]$

$$w_s * C_p * T_e - w_{va} * C_p * T_e + w_{va} * \lambda - w_s * C_p * T_s - Q_p = 0$$

$$w_s * C_p * (T_e - T_s) + w_{va} * (\lambda - C_p * T_e) - Q_p = 0$$

$$w_{va} = \frac{w_s * C_p * (T_s - T_e) + Q_p}{\lambda - C_p * T_e} \quad [AV.2]$$

Efecto de la temperatura de salida del agua del tanque de alimentación en el flujo de vapor requerido para el tanque y el vapor producido en las calderas

Como se puede observar en la Ecuación [2.19], el vapor generado se encuentra relacionado a la temperatura de entrada del agua de alimentación a las calderas, a través de su entalpía (λ_a). A mayor temperatura de ingreso del

agua, menor será la energía necesaria para generar vapor y mayor será su producción, como se puede observar en el ejemplo de cálculo del vapor generado en la caldera 1, con agua de alimentación a 85°C.

Con base en una temperatura de agua de alimentación de 85°C y los datos de H_f y Eficiencia calculados para la caldera 1, se determinó la cantidad de vapor generado.

A esas condiciones la entalpía del agua (λ_a) es 355,90 $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ (Renedo, 2010, p. 1)

$$WV_{\text{calderas}} = \frac{H_f * \text{Eficiencia}}{\lambda_v - \lambda_a} = \frac{11\,843,78 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right] \left[\frac{3600 \text{ s}}{\text{h}} \right] * 0,6323}{2\,872,43 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] - 355,90 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]}$$

$$WV_{\text{calderas}} = 10\,712,80 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 10,71 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

El incremento en la producción de vapor para la caldera 1 es: 0,10 $\frac{\text{t}}{\text{h}}$.

De igual forma se determinó la cantidad de vapor generado en la caldera 2.

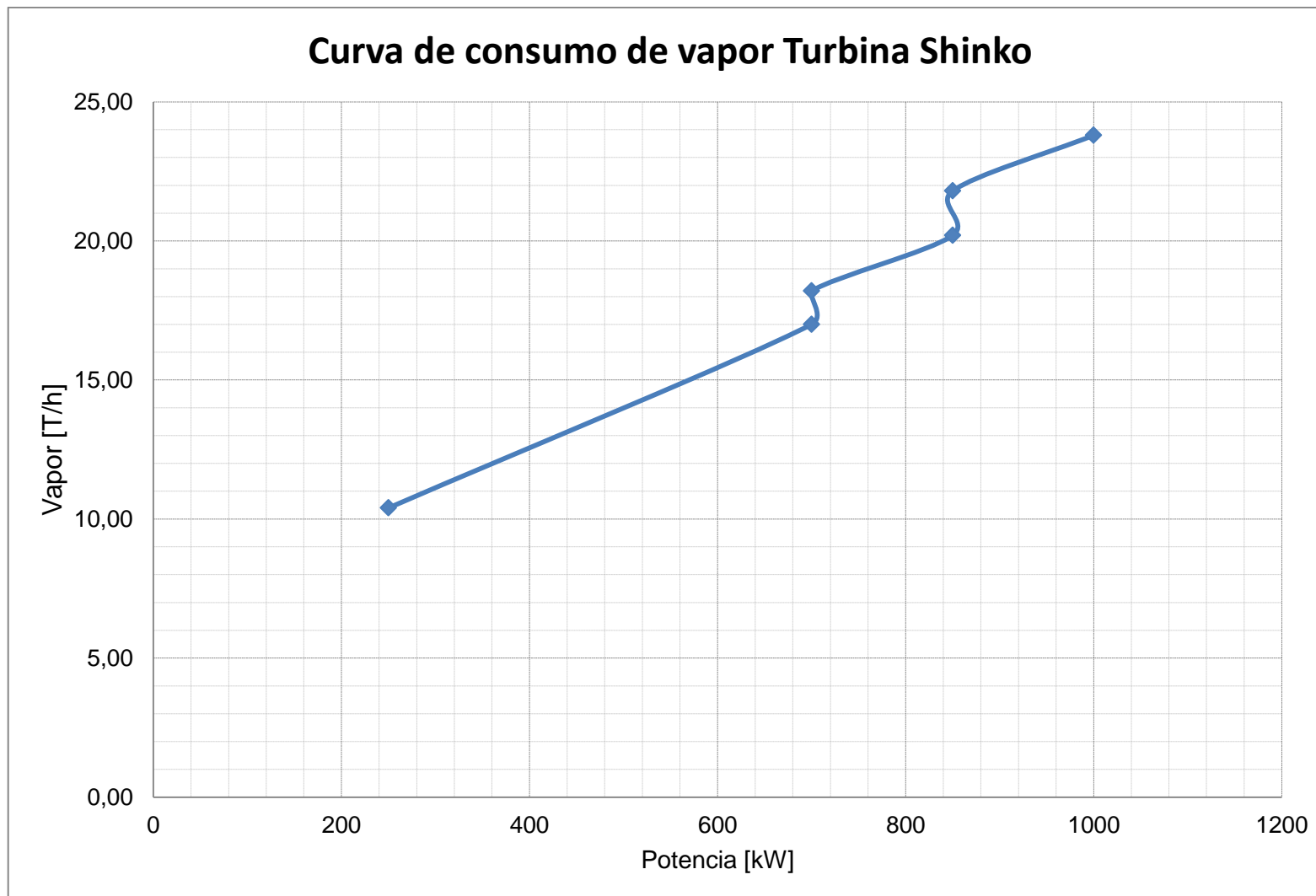


Figura AVI. 1. Curva de consumo de vapor de acuerdo a la potencia generada por la turbina Shinko (SINDA LTDA, 1983, p. 96)

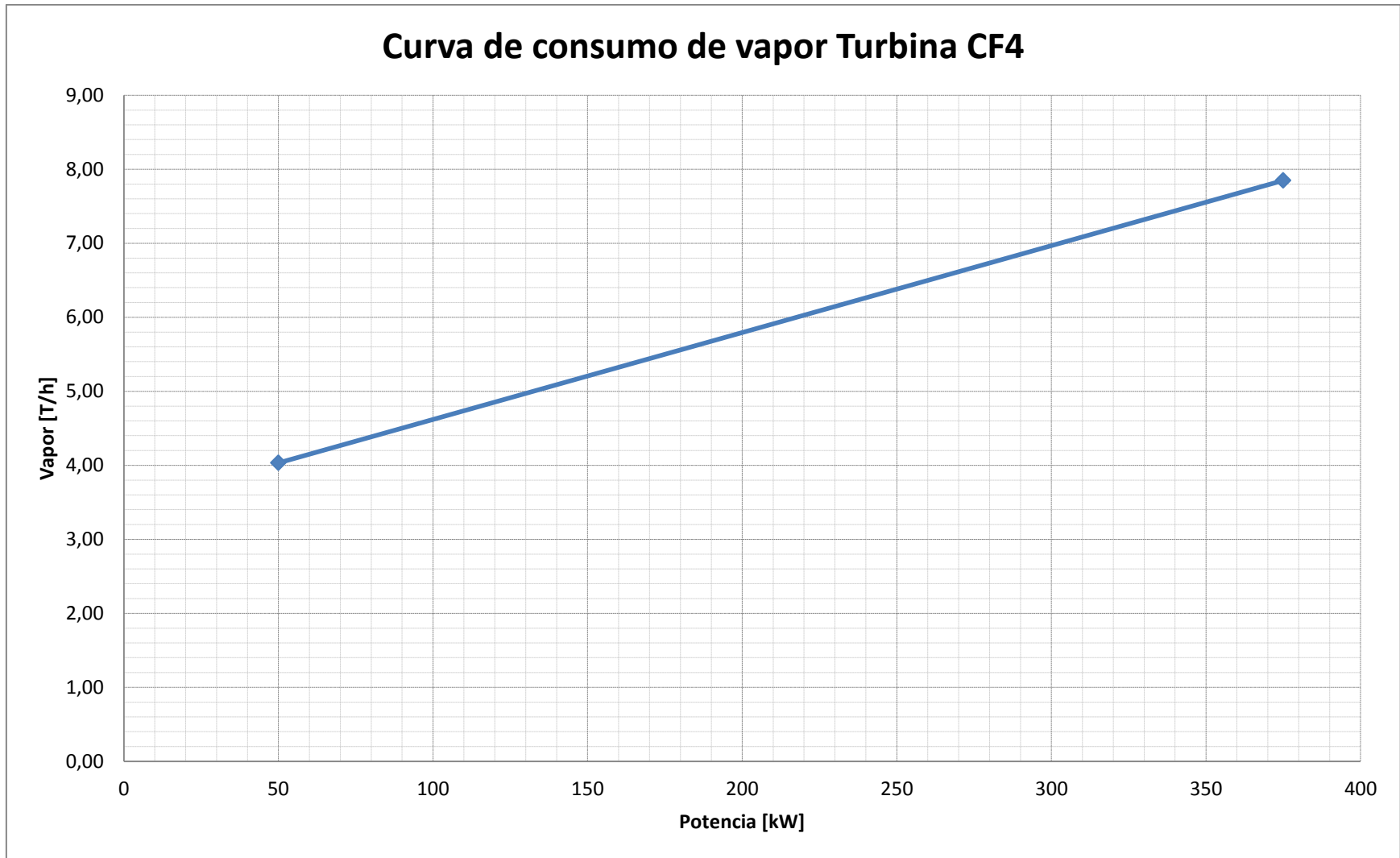


Figura AVI. 2. Curva de consumo de vapor de acuerdo a la potencia generada por la turbina CF-4 (SINDA LTDA, 1983, p. 97)

ANEXO VII

METODOS UTILIZADOS EN EL ANÁLISIS FÍSICO QUÍMICO DE LOS CONDENSADOS

Sílice

Reactivos

Para la determinación de sílice se utilizaron los siguientes reactivos:

Reactivo 1: Molibdato 3

- Bisulfato de sodio (10034-88-5)
- Ácido molibdico (7782-91-4)
- Ácido sulfúrico (7664-93-9)
- Agua desmineralizada (7732-18-5)

Reactivo 2: Ácido cítrico

- Ácido cítrico (77-92-9)
- Ácido propiónico (79-09-4)

Reactivo 3: Aminoácido

- Metabisulfito de sodio
- Aminoácido rápido

Procedimiento

De acuerdo al método 8185 (HACH, 2000, p. 199), utilizado en el laboratorio de Palmeras del Ecuador:

- Se colocó 25 ml de muestra en un vaso de precipitación
- Se añadió 2 ml de molibdato 3, se agitó y se dejó reposar 5 min.
- Se añadió 2 ml de ácido cítrico, se agitó y se dejó reposar 2 min.
- Se agregó un sobre de aminoácido (para 25 ml), se agitó y se dejó reposar 2 min.
- El mismo procedimiento se realizó para el blanco (agua destilada).

- El blanco y la muestra se colocaron en celdas de cuarzo de 10 ml
- Se colocó el blanco en el espectrofotómetro y se ajustó la absorbancia a cero.
- Finalmente, se colocó la muestra y se determinó la cantidad de sílice presente, de acuerdo a la curva de calibración del programa.

Dureza total

Reactivos

Los reactivos utilizados en la determinación de dureza fueron los siguientes:

Reactivo 1: Solución buffer

- pH 10,1 \pm -0,1
- Otro componente
- Aminometh propanol (124-68-5)
- Ácido acético (64-19-7)

Reactivo 2: Manver, indicador de dureza

- Hidrocloruro de hidroxilamina
- Cloruro de sodio.

Reactivo 3: EDTA.

- Concentración: 0,01 N

Procedimiento

Con base en el método 8506 (HACH, 2000, p. 81), utilizado en el laboratorio de Palmeras del Ecuador:

- Se colocó 25 ml de la muestra en un vaso de precipitación.
- Se agregó 3 gotas de solución buffer.
- Se añadió un sobre de Manver (para 25 ml) y se agitó.
- Se tituló con EDTA (sal disódica); el viraje va de fucsia a azul.

Cálculos

$$\text{Dureza} = \frac{V * N * 1000}{\text{mL muestra}}$$

[AVII.1]

Donde:

V: mL gastados de EDTA

N: Normalidad (Concentración) del EDTA

ANEXO VIII

DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LAS CALDERAS

Determinación de pérdidas energéticas en las calderas (L)

La determinación de pérdidas energéticas se basó en los datos de la fibra como combustible de la caldera 1.

Pérdidas por combustión (L_1)

- Pérdidas por calor sensible de gases secos (L_g)

En primer lugar, se determinó el flujo de gas seco por kg de fibra combustionado (W_{gs}) mediante la Ecuación [2.4].

El flujo de aire seco (W_{as}), el contenido de hidrógeno (H) y humedad (H_2O) se detallan en las Tablas AII.2., AI.1. y 3.1. respectivamente.

$$W_{gs} = \left(1 + 7,55 \left[\frac{\text{kg aireseco}}{\text{kg fibra}} \right] \right) - 9 \left[\frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg H}_2} \right] * 0,0690 \left[\frac{\text{kg H}_2}{\text{kg fibra}} \right] - 0,3399 \left[\frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg fibra}} \right]$$

$$W_{gs} = 7,59 \frac{\text{kg gs}}{\text{kg fibra}}$$

Una vez calculado el flujo de gas seco (W_{gs}), y con los datos temperatura y calor específico, detallados en la Tabla 3.5., se determinó las pérdidas energéticas por calor sensible de gases secos mediante la Ecuación [2.4].

$$L_g = 7,59 \left[\frac{\text{kg gs}}{\text{kg fibra}} \right] * 1,008 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg gs } ^\circ\text{C}} \right] * (250,3 - 29) [^\circ\text{C}]$$

$$L_g = 1\,693,05 \frac{\text{kJ}}{\text{kg fibra}}$$

Con base en el flujo de fibra a la caldera 1, especificado en el ítem 3.1.1.

$$L_g = 1\,768,90 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg fibra}} \right] * 2\,477 \left[\frac{\text{kg fibra}}{\text{h}} \right] \left[\frac{1\text{ h}}{3\,600\text{ s}} \right]$$

$$L_g = 1\,612,77\text{ kW}$$

- **Pérdidas por formación de CO (L_{CO})**

Las pérdidas por formación de CO se calcularon con base en la Ecuación [2.7]. y los datos de CO y CO₂ de la caldera 1, el calor de combustión completa e incompleta y el contenido de carbón en la fibra, detallados en las Tablas 3.2., 1.8. y Al.1. respectivamente.

$$L_{CO} = 0,3060 \left[\frac{\text{kg Carbón}}{\text{kg fibra}} \right] * \frac{0,16 [\%]}{8,87 [\%] + 0,16 [\%]} * \left(33\,823,46 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg Carbón}} \right] - 10\,167,12 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg Carbón}} \right] \right)$$

$$L_{CO} = 131,73 \frac{\text{kJ}}{\text{kg fibra}}$$

Con base en el flujo de fibra a la caldera 1, especificado en la Tabla 3.1.

$$L_{CO} = 131,73 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg fibra}} \right] * 2\,477 \left[\frac{\text{kg fibra}}{\text{h}} \right] \left[\frac{1\text{ h}}{3\,600\text{ s}} \right]$$

$$L_{CO} = 90,63\text{ kW}$$

- **Pérdidas por combustión de Hidrógeno**

Previo a la determinación de las pérdidas por combustión de Hidrógeno se requiere determinar la presión parcial del vapor en los gases de combustión, mediante la Ecuación [AVIII.1], con base en la ley de presiones parciales de Dalton (Brown, LeMay y Bursten, 2004, p. 383)

$$\bar{P}_{H_2O} = x_{H_2O} * P_{ref} \quad \text{[AVIII.1]}$$

Donde:

\bar{P}_{H_2O} : presión parcial del vapor en los gases de combustión, [bar]

P_{ref} : presión barométrica del lugar, [*bar*]

x_{H_2O} : fracción molar del agua en los gases de combustión

Dado que no se conoce la fracción molar del agua presente en los gases de combustión, ésta se determinó mediante el flujo en moles de cada uno de los gases de salida, obtenido a través del cálculo del flujo másico y peso molecular de cada gas, valores presentados en la Tabla AVIII.1.

Los valores de fracción molar de los gases O_2 , CO_2 y CO se obtuvieron de la caracterización de las emisiones gaseosas realizadas a las calderas, detallada en la Tabla 3.2., mientras que la fracción de N_2 se obtuvo como la fracción restante de los gases secos.

Tabla AVIII.1. Peso molecular y fracción molar de los gases secos de combustión de las calderas

Compuesto	Peso molecular [kg/kgmol]	Fracción molar (x_i)	
		Caldera 1	Caldera 2
O_2	32	0,1165	0,1013
CO_2	44	0,0887	0,1033
CO	28	0,0016	0,0275
N_2	28	0,7932	0,7679
Total		1,0000	1,0000

Adicionalmente, se asume que el N_2 no reacciona en la combustión, por lo que la cantidad de N_2 presente en el aire seco (76 %w), detallado en la Tabla AII.2., se mantendrá en los gases de combustión.

$$0,76 \frac{\text{kg } N_2}{\text{kg as}} * 26\,384,07 \frac{\text{kg as}}{\text{h}} = 20\,051,89 \frac{\text{kg } N_2}{\text{h}}$$

Con base el flujo másico de N_2 , su peso molecular y la fracción molar de N_2 en los gases secos, se determinó el número total de moles de gases secos y las cantidades de CO , CO_2 y O_2 .

$$20\,051,89 \frac{\text{kg N}_2}{\text{h}} * \frac{1 \text{ kgmol N}_2}{28 \text{ kg N}_2} * \frac{1 \text{ kgmol gs}}{0,7932 \text{ kgmol N}_2} = 902,90 \frac{\text{kgmol gs}}{\text{h}}$$

$$902,90 \frac{\text{kgmol gs}}{\text{h}} * \frac{0,1165 \text{ kgmol O}_2}{1 \text{ kgmol gs}} = 105,19 \frac{\text{kgmol O}_2}{\text{h}}$$

$$902,90 \frac{\text{kgmol gs}}{\text{h}} * \frac{0,0887 \text{ kgmol CO}_2}{1 \text{ kgmol gs}} = 80,09 \frac{\text{kgmol CO}_2}{\text{h}}$$

$$902,90 \frac{\text{kgmol gs}}{\text{h}} * \frac{0,0016 \text{ kgmol CO}}{1 \text{ kgmol gs}} = 1,48 \frac{\text{kgmol CO}}{\text{h}}$$

Una vez determinados todos los flujos de gases secos, se calculó el contenido de agua en los gases de combustión ($m_{\text{H}_2\text{O}}$) por balance de masa, el cual es igual a la suma del agua formada por la combustión de hidrógeno del combustible, la humedad presente en el combustible y la humedad del aire, como se representa en la Ecuación [AVIII.2].

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = 9 * H_2 + H_2\text{O} + w_{\text{as}} * H_{\text{aire}} \quad [\text{AVIII.2}]$$

Donde:

H_2 : contenido de hidrógeno del combustible por hora, $\left[\frac{\text{kg H}_2}{\text{h}}\right]$

$H_2\text{O}$: humedad en el combustible por hora, $\left[\frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{h}}\right]$

H_{aire} : contenido de humedad del aire, $\left[\frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg as}}\right]$

w_{as} : flujo de aire seco, $\left[\frac{\text{kg as}}{\text{h}}\right]$

El contenido de hidrógeno de la biomasa, la humedad en el combustible, el contenido de humedad del aire y el flujo de aire seco, se encuentran detallados en las Tablas AI.1., 3.1., 3.13. y AII.2. respectivamente.

$$H_2 = 0,0690 \left[\frac{\text{kg H}_2}{\text{kg fibra}}\right] * 2\,477 \left[\frac{\text{kg fibra}}{\text{h}}\right] + 0,0635 \left[\frac{\text{kg H}_2}{\text{kg cascarilla}}\right] * 870 \left[\frac{\text{kg cascarilla}}{\text{h}}\right]$$

$$H_2 = 226,16 \frac{\text{kg H}_2}{\text{h}}$$

$$H_2\text{O} = 0,3399 \left[\frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg fibra}}\right] * 2\,477 \left[\frac{\text{kg fibra}}{\text{h}}\right] + 0,1766 \left[\frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg cascarilla}}\right] * 870 \left[\frac{\text{kg cascarilla}}{\text{h}}\right]$$

$$H_2O = 995,57 \frac{\text{kg } H_2O}{h}$$

$$m_{H_2O} = 9 \left[\frac{\text{kg } H_2O}{\text{kg } H_2} \right] * 226,16 \left[\frac{\text{kg } H_2}{h} \right] + 995,57 \left[\frac{\text{kg } H_2O}{h} \right] + 0,020 \left[\frac{\text{kg } H_2O}{\text{kg } as} \right] * 26\,700,07 \left[\frac{\text{kg } as}{h} \right]$$

$$m_{H_2O} = 3\,558,68 \frac{\text{kg } H_2O}{h}$$

$$3\,558,68 \frac{\text{kg } H_2O}{h} * \frac{1 \text{ kg mol } H_2O}{18 \text{ kg } H_2O} = 197,70 \frac{\text{kg mol } H_2O}{h}$$

A partir del número de moles de H₂O y el número de moles totales se determinó la fracción molar de H₂O, como se detalla en la Tabla AVIII.2.

Tabla AVIII.2. Flujo y fracción molar de los gases de combustión de la caldera 1

Compuesto	Flujo molar [mol/h]	Fracción molar (x _i)
O ₂	105,19	0,10
CO ₂	80,09	0,07
CO	1,48	0,00
N ₂	716,14	0,65
H ₂ O	191,84	0,18
Total	1 100,60	1,00

Con los datos de m_{H₂O} y su fracción correspondiente, se calculó la presión parcial del vapor mediante la Ecuación [AVIX.1]. Establecida la presión parcial, mediante tablas termodinámicas, se determinó el calor latente del vapor, valores detallados en la Tabla 3.9.

$$\bar{P}_{H_2O} = 0,18 * 1[\text{bar}]$$

$$\bar{P}_{H_2O} = 0,18 \text{ bar}$$

A 0,18 bar, la entalpía del vapor es $2\,366,84 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } H_2O}$ (Renedo, 2010, p. 1).

Una vez calculados todos los datos, se determinaron las pérdidas por combustión de Hidrógeno mediante la Ecuación [2.7].

$$L_H = 9 \left[\frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg H}_2} \right] * 0,0690 \left[\frac{\text{kg H}_2}{\text{kg fibra}} \right] * \left(2\,366,84 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg H}_2\text{O}} \right] + 1,88 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg H}_2\text{O } ^\circ\text{C}} \right] * (250,30 - 29) [^\circ\text{C}] \right)$$

$$L_H = 1\,728,56 \frac{\text{kJ}}{\text{kg fibra}}$$

$$L_H = 1\,728,56 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg fibra}} \right] * 2\,477 \left[\frac{\text{kg fibra}}{\text{h}} \right] \left[\frac{1 \text{ h}}{3\,600 \text{ s}} \right]$$

$$L_H = 1\,189,34 \text{ kW}$$

- Pérdidas por la humedad en el combustible (L_{Hc})

A partir de la humedad del combustible, determinada en el ítem 3.1.1. y con base en los datos de la Tabla 3.11., se determinó las pérdidas por humedad en el combustible, mediante la Ecuación [2.8].

$$L_{Hc} = 0,3399 \left[\frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg fibra}} \right] * \left(2\,366,84 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg H}_2\text{O}} \right] + 1,88 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg H}_2\text{O } ^\circ\text{C}} \right] * (250,30 - 29) [^\circ\text{C}] \right)$$

$$L_{Hc} = 946,11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg fibra}}$$

$$L_{Hc} = 946,11 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg fibra}} \right] * 2\,477 \left[\frac{\text{kg fibra}}{\text{h}} \right] \left[\frac{1 \text{ h}}{3\,600 \text{ s}} \right]$$

$$L_{Hc} = 650,98 \text{ kW}$$

- Pérdidas por humedad del aire (L_{Ha})

Previo a la determinación de las pérdidas por humedad del aire se requirió conocer la temperatura y humedad relativa promedio del ambiente al que se encuentra la planta, datos presentados en la Tabla 3.12. Con base en estos datos y mediante una carta psicrométrica, se determinó la cantidad de agua presente en el aire, como se observa en la Figura AVIII.1

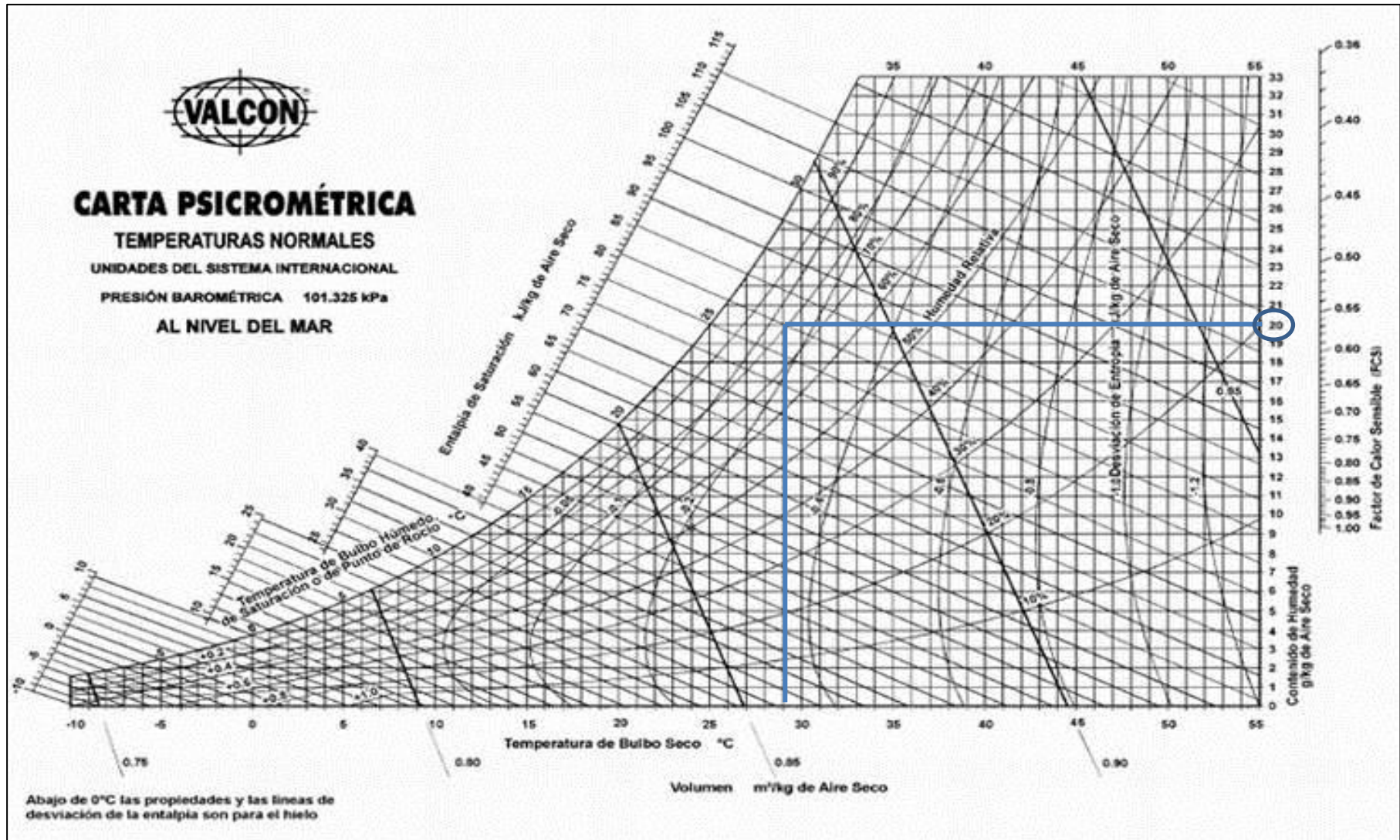


Figura AVIII. 1. Carta psicrométrica para la cuantificación de agua presente en el aire de entrada a las calderas

Una vez determinada la cantidad de agua por kg de aire seco, se calculó las pérdidas por humedad del aire, mediante la Ecuación [2.9].

$$L_{Ha} = 7,55 \left[\frac{\text{kg as}}{\text{kg fibra}} \right] * 0,020 \left[\frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg as}} \right] * 1,88 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg vapor } ^\circ\text{C}} \right] * (250,30 ^\circ\text{C} - 29 ^\circ\text{C})$$

$$L_{Ha} = 62,90 \frac{\text{kJ}}{\text{kg fibra}}$$

$$L_{Ha} = 62,90 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg fibra}} \right] * 2\,477 \left[\frac{\text{kg fibra}}{\text{h}} \right] * \frac{1 \text{ h}}{3\,600 \text{ s}}$$

$$L_{Ha} = \mathbf{43,28 \text{ kW}}$$

ANEXO IX

DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS POR CONVECCIÓN Y RADIACIÓN EN EQUIPOS

Las ecuaciones utilizadas para la determinación de pérdidas energéticas en los equipos se detallan a continuación.

Pérdidas por convección

La pérdida por convección se calculó con la Ecuación [AIX.1]:

$$L_{\text{conv}} = h_c * A * (T_p - T_{\text{ref}}) \quad [\text{AIX.1}]$$

Donde:

L_{conv} : pérdidas energéticas por convección, [W]

h_c : coeficiente de convección, $\left[\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ K}\right]$

A_c : área de convección, [m^2]

T_p : temperatura de pared, [$^\circ C$]

T_{ref} : temperatura de referencia, [$^\circ C$]

Es necesario definir que:

$$h_c = \frac{\text{Nu} \cdot k}{L^*} \quad [\text{AIX.2}]$$

El número de Nu se encuentra en función del número adimensional Ra_{L^*} , para lo cual se utilizaron las expresiones (INCROPERA & DeWITT, 1999, pp. 493, 498, 502, 505):

Placas verticales

$$\text{Nu} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_{L^*}^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad [\text{AIX.3}]$$

Restricción: ninguna

Placas horizontales (superficie superior caliente)

$$Nu = 0,15 (Ra_L)^{1/3} \quad [AIX.4]$$

Restricción: $10^7 < Ra_L < 10^{11}$

Cilindro horizontal

$$Nu = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad [AIX.5]$$

Restricción: $Ra_L < 10^{12}$

Siendo:

$$Ra_L = \frac{L^3 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu \cdot \alpha} \quad [AIX.6]$$

Donde:

$$\beta = \frac{1}{T_{film}}, \left[\frac{1}{^\circ K} \right]$$

$$\Delta T = T_p - T_{ref}, [^\circ K]$$

$$g: \text{ gravedad, } 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

L^* : longitud característica, $[m]$

ν : viscosidad cinemática del aire, $\left[\frac{m^2}{s} \right]$

α : constante particular, $\left[\frac{m^2}{s} \right]$

Pérdidas por Radiación

Las pérdidas por radiación se determinaron mediante la Ecuación [AIX.7]:

$$L_{Rad} = \varepsilon \cdot A \cdot \sigma \cdot (T_p^4 - T_{ref}^4) \quad [AIX.7]$$

Donde:

ε : emitancia del material

σ : constante de Stefan-Boltzmann, $5.67 \times 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$

Dimensiones de las calderas 1 y 2

Tabla AIX.1. Dimensiones de las calderas 1 y 2

Ubicación		Caldera 1		Caldera 2	
		L [m]	W [m]	L [m]	W [m]
Hogar	Frente	3,20	2,80	3,74	2,81
	Posterior	1,83	2,80	2,75	2,81
	Lateral 1	3,20	7,36	3,74	7,47
	Lateral 2	3,20	7,36	3,74	7,47
	Superior	2,80	7,36	2,81	7,47
Domo	Cilindro	2,61	5,34	2,54	5,7
Recalentador	Frente	1,83	2,80	2,75	2,81
	Posterior	4,45	2,80	4,80	2,81
	Lateral 1	4,45	2,77	4,80	1,56
	Lateral 2	4,45	2,77	4,80	1,56
	Superior	2,80	2,77	2,81	1,56

Se utilizó la cara posterior del hogar de la caldera 1 para el ejemplo de cálculo.

Tabla AIX.2. Parámetros para la determinación de pérdidas por convección natural y radiación en la cara posterior del hogar de la caldera 1

Parámetro	Valor	Unidad
Temperatura superficie	97,8	°C
Temperatura ambiente	29,0	°C
Altura	1,830	m
Diámetro	2,800	m
ϵ	0,036	-

ϵ : emisividad

$$A_{\text{posterior}} = 1,830[\text{m}] * 2,800[\text{m}] = 5,12 \text{ m}^2$$

- **Pérdidas por convección**

Para el cálculo del coeficiente de convección (h_c) se requirió determinar las propiedades térmicas del aire a temperatura film.

$$T_{\text{film}} = \frac{T_p + T_{\text{ref}}}{2} = \frac{97,8 + 29,0}{2} = 63,4 \text{ °C} = 336,4 \text{ K}$$

Con base en la temperatura film se determinó las propiedades térmicas del aire

Tabla AIX.3. Propiedades térmicas del aire de la cara posterior del hogar de la caldera 1

T [K]	ν [m ² /s]	α [m ² /s]	k [W/m°C]	Pr
336,4	1,96 x10 ⁻⁵	2,79 x10 ⁻⁵	0,0290	0,702

(MILLS, 1997, p .868)

$$\beta = \frac{1}{T_{\text{film}}} = \frac{1}{(63,4+273)} = 0,00297 \frac{1}{\text{K}}$$

$$Ra_L = \frac{L^3 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu \cdot \alpha} = \frac{(1,83[\text{m}])^3 \cdot 9,8 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right] \cdot 0,00297 \left[\frac{1}{\text{K}}\right] \cdot (370,8 - 302,0)[\text{K}]}{1,96 \times 10^{-5} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right] \cdot 2,79 \times 10^{-5} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right]}$$

$$Ra_L = 2,25 \times 10^{10}$$

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 (2,25 \times 10^{10})^{1/6}}{[1 + (0,492/0,702)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 325,87$$

$$h_{\text{posterior}} = \frac{Nu \cdot k}{L} = \frac{325,87 \cdot 0,0290 \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right]}{1,830[\text{m}]}$$

$$h_{\text{posterior}} = 5,16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$L_{\text{CONV posterior}} = 5,16 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right] \cdot 5,12[\text{m}^2] \cdot (370,8 - 302,0)[\text{K}]$$

$$L_{\text{CONV}_{\text{posterior}}} = 1\,821.14 \text{ W} = 1,82 \text{ kW}$$

- **Pérdidas por radiación**

$$L_{\text{RAD}_{\text{posterior}}} = 0,039 * 5,12[\text{m}^2] * 5,67 \times 10^{-8} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4} \right] * (370,8^4 - 302,0^4)[\text{K}^4]$$

$$L_{\text{RAD}_{\text{posterior}}} = 118,62 \text{ W} = 0,119 \text{ kW}$$

ANEXO X

CODIFICACIÓN DE LAS TUBERIAS

Las tuberías fueron codificadas considerando el servicio que prestan, la sección a la que se dirigen, el diámetro nominal y si es principal o una ramificación. A continuación, en la figura se explica de manera gráfica la codificación de tuberías.

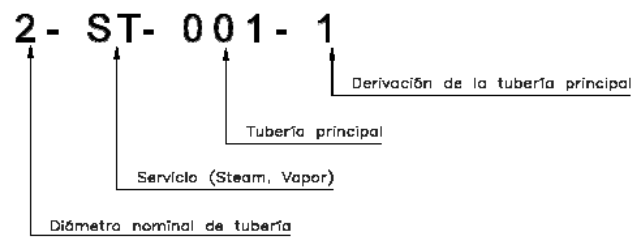


Figura AX. 1. Esquema general de codificación de las tuberías

Tabla AX.1. Código de la tubería para cada área de la planta

Área	Código
Recepción	001
Esterilización	002
Desfrutado	003
Extracción	004
Clarificación	005
Desfibrado	006
Palmistería	007
Prensado Almendra	008
Generación vapor y potencia	009

Tabla AX.2. Código de la tubería de acuerdo al servicio que presta

Servicio	Código
Vapor	ST
Condensado	CD
Agua Caliente	HW

ANEXO XI

CÁLCULOS PARA LA DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS ENERGÉTICAS EN TUBERÍAS

Para el ejemplo de cálculo de las pérdidas energéticas en tuberías, se utilizó la línea 4-ST-009.

Tabla AXI.1. Datos generales de la tubería 4-ST-009

Código	Diámetro nominal [in]	Espesor tubería [in]	Espesor del aislante [in]	Longitud tubería [m]	Temperatura superficie [°C]	Temperatura operación [°C]
4-ST-009	4	1/9	2	40,00	69,4	240,5

$$r_i = 2[\text{in}] \left[\frac{2,54 \text{ cm}}{1 \text{ in}} \right] \left[\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right] = 0,0508 \text{ m}$$

$$r_1 = \left(2 + \frac{1}{18} \right) [\text{in}] \left[\frac{2,54 \text{ cm}}{1 \text{ in}} \right] \left[\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right] = 0,0522 \text{ m}$$

$$r_2 = \left(2 + \frac{1}{18} + 1 \right) [\text{in}] \left[\frac{2,54 \text{ cm}}{1 \text{ in}} \right] \left[\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right] = 0,0776 \text{ m}$$

Para calcular las pérdidas energéticas de la tubería se determinó el coeficiente global de transferencia. Se han considerado las resistencias térmicas por unidad de área: por conducción de tubería (R_1), por conducción del aislante (R_2) y por convección y radiación (R_3)

En el caso de no poseer aislante, $r_2 = r_1$ y la $R_2 = 0$

Tabla AXI.2. Conductividad térmica de la tubería y del aislante de la línea 4-ST-009

Material	k^* [W/m°C]
Acero al carbono	38,6
Lana de vidrio	0,100

*Propiedad a $T_{op} = 513,5 \text{ K}$
(MILLS, 1997, pp. 856, 860)

Siendo:

$$R_1 = \frac{r_2 \cdot \ln\left(\frac{r_1}{r_i}\right)}{k_{\text{tub}}} \quad [\text{AXI.1}]$$

$$R_1 = \frac{0,0776[\text{m}] \cdot \ln\left(\frac{0,0522[\text{m}]}{0,0508[\text{m}]}\right)}{38,6\left[\frac{\text{W}}{\text{mK}}\right]}$$

$$R_1 = 5,51 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

Siendo:

$$R_2 = \frac{r_2 \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_{\text{ais}}} \quad [\text{AXI.2}]$$

$$R_2 = \frac{0,0776[\text{m}] \cdot \ln\left(\frac{0,0776[\text{m}]}{0,0522[\text{m}]}\right)}{0,100\left[\frac{\text{W}}{\text{mK}}\right]}$$

$$R_2 = 0,308 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

Para determinar la R_3 primero se calculó los coeficientes de convección y radiación.

El coeficiente de radiación se determinó a partir de los datos de emisividad, detallada en la Tabla AXI.3., y la temperatura de superficie de la tubería.

Tabla AXI.3. Emisividad de la tubería con y sin aislamiento a diferentes temperaturas

Material	ϵ	
	200 K	400 K
Sin Aislamiento (Acero al carbono)	0,75	0,75
Con Aislamiento (Lamina de aluminio)	0,03	0,04

(MILLS, 1997, p. 863)

$$h_r = \frac{\epsilon \cdot \sigma \cdot (T_p^4 - T_{\text{ref}}^4)}{(T_p - T_{\text{ref}})} \quad [\text{AXI.3}]$$

$$h_r = \frac{0,036 * 5,67 \times 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right] * (342,4^4 - 302,0^4) [K^4]}{(342,4 - 302,0) [K]}$$

$$h_r = 0,2750 \frac{W}{m^2 K}$$

Para determinar el h_c , se consideró convección natural en un cilindro horizontal.

$$T_{\text{film}} = \frac{T_p + T_{\text{ref}}}{2} = \frac{69,4 + 29,0}{2} = 49,2 \text{ °C} = 322,2 \text{ K}$$

Tabla AXI.4. Propiedades térmicas del aire de la tubería 4-ST-009

T [K]	ν [m ² /s]	α [m ² /s]	k [W/m°C]	Pr
322,2	1,81 x 10 ⁻⁵	2,58 x 10 ⁻⁵	0,0279	0,704

(MILLS, 1997, p. 868)

$$\beta = \frac{1}{T_{\text{film}}} = \frac{1}{(69,4 + 273)} = 0,00310 \frac{1}{K}$$

$$Ra_L = \frac{D_2^3 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu \cdot \alpha} = \frac{(0,1552 [m])^3 * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 0,00310 \left[\frac{1}{K} \right] * (342,4 - 302,0) [K]}{1,81 \times 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s} \right] * 2,58 \times 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s} \right]}$$

$$Ra_L = 9,83 \times 10^6$$

$$Nu = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad [AXI.5]$$

$$Nu = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 (9,83 \times 10^6)^{1/6}}{[1 + (0,559/0,704)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 28,08$$

$$h_c = \frac{Nu \cdot k}{D} = \frac{28,08 \cdot 0,0279 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]}{0,1552[m]}$$

$$h_c = 5,06 \frac{W}{m^2 K}$$

Siendo:

$$R_3 = \frac{1}{h_c + h_r} = \frac{1}{5,06 + 0,2750} \left[\frac{1}{\frac{W}{m^2 K}} \right]$$

$$R_3 = 0,1876 \frac{m^2 K}{W}$$

Entonces:

$$U = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{1}{5,51 \times 10^{-5} + 0,308 + 0,1876} \left[\frac{1}{\frac{m^2 K}{W}} \right]$$

$$U = 427,13 \frac{W}{m^2 K}$$

$$A = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L = 2 \cdot \pi \cdot 0,0776[m] \cdot 40[m]$$

$$A = 19,51 \text{ m}^2$$

$$Q = U \cdot A \cdot (T_{op} - T_{ref}) = 427,13 \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \cdot 19,51 [m^2] \cdot (513,5 - 302) [K]$$

$$\mathbf{Q = 8\ 331,59\ W = 8,33\ kW}$$

ANEXO XII

CÁLCULOS PARA LA CUANTIFICACIÓN DE CONDENSADOS

Condensado en línea

Debido a las pérdidas energéticas por convección y radiación en las líneas de tuberías parte del vapor condensa, para determinar la cantidad de condensado en línea se empleó la Ecuación [2.24].

Con base en los datos de la línea de distribución de vapor de las calderas a las turbinas:

$$W_{\text{cond-línea}} = \frac{q_{\text{línea}}}{(h_v^{21 \text{ bar}} - h_l^{21 \text{ bar}})} = \frac{85\,496,64 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right]}{(2\,868,80 - 919,45) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]}$$

$$W_{\text{cond-línea}} = 0,044 \frac{\text{T}}{\text{h}}$$

De igual forma se calculó el condensado producto de las pérdidas en el distribuidor de vapor.

Condensado del proceso

Se consideró como calor cedido al proceso, el paso de vapor sobresaturado de 21 bar a vapor saturado de 4 bar, que se da en las turbinas para la generación de potencia.

$$q_{\text{proceso}} = W_{\text{va}} * (h_v^{21 \text{ bar}} - h_v^{4 \text{ bar}}) = 23\,180,0 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] * (2\,872,4 - 2\,738,6) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$q_{\text{proceso}} = 3\,101\,662,42 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

Entonces:

$$W_{\text{cond-proceso}} = \frac{q_{\text{proceso}}}{(h_v^{4 \text{ bar}} - h_l^{4 \text{ bar}})} = \frac{3\,101\,662,42 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right]}{(2\,738,6 - 604,7) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]}$$

$$W_{\text{cond-proceso}} = 1,45 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

Pérdidas por condensados

Las pérdidas energéticas por los condensados fueron determinados mediante la Ecuación [2.26]

En las líneas de vapor

$$Q_{\text{cond}} = w_{\text{cond}} * C_{p_{\text{agua}}} * (T_{\text{sat}}^{21\text{bar}} - T_{\text{ref}}) = 0,044 \left[\frac{\text{t}}{\text{h}} \right] \left[\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \right] * 4,184 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right] * (240,5 - 29,0) [^\circ\text{C}]$$

$$Q_{\text{cond}} = 10,76 \text{ kW}$$

ANEXO XIII
DATOS DEL DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO TÉRMICO
ESTERILIZADORES

Determinación de la capacidad calorífica del RFF

Tabla AXIII.1. Composición estructural de la fruta fresca

Partes	Porcentaje en peso [%]	Humedad [%]	Porcentaje exceptuando agua [%]				Porcentaje Absoluto [%]		
			Grasa	Proteína	Ceniza	ELN	Humedad	Grasa	Proteína
Epicarpio	28,45	55,14	4,55	3,02	3,95	88,88	15,69	0,58	0,39
Mesocarpio	20,67	48,33	28,36	2,89	3,50	65,25	9,99	3,03	0,31
Endocarpio	33,09	25,56	10,05	2,20	5,12	82,63	8,46	2,48	0,54
Semilla	17,79	6,00	54,50	9,10	3,22	33,18	1,07	9,11	1,52
Total							35,20	15,20	2,76

(Belén-Camacho, y otros, 2005, p. 319)

La capacidad calorífica del RFF se determinó con base en los datos de la Tabla AXIII.1., mediante la Ecuación [AXIII.1] (UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA, 2014)

$$\bar{C}_p = \sum C_{p_i} * x_i \quad \text{[AXIII.1]}$$

Donde:

C_{p_i} : capacidad calorífica de cada componente

x_i : fracción molar de cada componente

Entonces:

$$\bar{C}_{p_f} = 1 \left[\frac{\text{cal}}{\text{g} \cdot ^\circ\text{C}} \right] * 0,3520 + 9 \left[\frac{\text{cal}}{\text{g} \cdot ^\circ\text{C}} \right] * 0,1520 + 4 \left[\frac{\text{cal}}{\text{g} \cdot ^\circ\text{C}} \right] * 0,0276$$

$$\bar{C}_{p_f} = 1,83 \left[\frac{\text{cal}}{\text{g} \cdot ^\circ\text{C}} \right] = 7\,650,40 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{t} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$$

Determinación de condensados de frutas

La cantidad de condensados de frutas se determinó a partir de la resta entre el peso neto esterilizado y el peso neto de cada canasta, expresados como %condensado, datos detallados en las Tablas 3.52. y 3.53.

Con el fin de cuantificar el condensado de frutas producido en una hora de esterilización, se determinó el porcentaje condensado promedio y se multiplicó por la capacidad de procesamiento total de los esterilizadores.

$$\overline{\% \text{Condensado}} = 9,1\%$$

$$W_{\text{cond-fruta}} = 0,091 * 54,16 \left[\frac{\text{t}}{\text{h}} \right]$$

$$W_{\text{cond-fruta}} = 4,925 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

ANEXO XIV

CÁLCULOS DEL DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO TÉRMICO PALMISTERÍA

Determinación del consumo de vapor en el área de palmistería

Con base en la Ecuación [2.29] y los datos de la Tabla 3.69. se determinó el consumo de vapor de cada radiador.

Se tomaron las siguientes consideraciones:

- El flujo de aire a los ventiladores es igual para los 3 radiadores.
- La densidad y capacidad calórica del aire se determinaron a temperatura film.

Para el cálculo se tomaron los datos del radiador 1 del silo 1

$$W_v = \frac{5\,436,83 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] * 1,063 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 1,008 \left[\frac{\text{kW}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right] * (84 - 29)[^\circ\text{C}]}{2\,133,86 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]}$$

$$W_v = 150 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0,150 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

ANEXO XV

CÁLCULOS DEL DISEÑO AISLAMIENTO TÉRMICO DE LAS TUBERÍAS SIN RECUBRIMIENTO

Espesor óptimo de aislante para las tuberías

Para determinar la variable del costo del calor perdido por año (a), se calculó el costo de energía y las horas trabajadas por año.

El factor p (costo de la energía) en este caso sería cero, debido a que la fuente para la generación de la energía (biomasa) es un producto residual del proceso, y no tiene costo para la empresa. Sin embargo, tomar un valor nulo, implica no considerar el costo del tratamiento del agua de alimentación de las calderas (p_1), ni el costo de oportunidad de la producción de aceite de palma y palmiste por unidad de energía (p_2 y p_3); razón por la cual, sobre estas dos consideraciones se evaluó el verdadero valor de p:

- El costo de tratamiento de agua de alimentación de las calderas se determinó a partir de la cantidad y precio de cada uno de los reactivos adicionados para ablandar el agua. Estos datos fueron proporcionados por la fábrica Palmeras del Ecuador y se presentan en la Tabla AXV.1.

Tabla AXV.1. Costos de los reactivos utilizados en el tratamiento de agua de alimentación de las calderas por tonelada de vapor producido en la Fábrica Palmeras del Ecuador

Producto	Cantidad [kg/t vapor]	Valor Unitario [USD/kg]	Valor Total [USD/ t vapor]
Hidróxido de Sodio Liquido	0,054	1,35	0,07
Producto 6147 U	0,043	3,35	0,14
Posca 6656 U	0,121	3,94	0,48
DC W Clar 1335	0,130	1,48	0,19
Oxitrol 6014	0,066	4,08	0,27

(Palmeras del Ecuador S.A., 2012)

Tabla AXV.1. Costos de los reactivos utilizados en el tratamiento de agua de alimentación de las calderas por tonelada de vapor producido en la Fábrica Palmeras del Ecuador (**continuación...**)

Producto	Cantidad [kg/t vapor]	Valor Unitario [USD/kg]	Valor Total [USD/ t vapor]
Dichem 27	0,054	1,06	0,06
Di-Chem 2030 ^a	0,007	0,92	0,01
Sal en grano	1,537	0,05	0,08
Costo Total			1,29

(Palmeras del Ecuador S.A., 2012)

Para relacionar el precio de tratamiento de agua por tonelada de vapor con el costo de energía se empleó la entalpía del vapor producido en las calderas, 2536,65 kJ/kg.

El costo de energía (p_1) es de: $5,10 \times 10^{-7} \frac{\text{USD}}{\text{kJ}} = 0,002 \frac{\text{USD}}{\text{kJ-h}}$.

Con la finalidad de trabajar con cantidades manejables, de aquí en adelante los costos de energía se expresarán en kJ-h.

- Dado que el costo de generar un kJ no representa el valor real que tiene para la fábrica cada unidad de energía utilizable, se consideró adicionalmente el costo de oportunidad de no recuperar la energía disipada. Esta última, repercute en las cantidades de aceite de palma y palmiste producidas, pues la energía no utilizada en el proceso representa fruta no tratada y por ende aceite no producido, generando pérdidas económicas para la empresa.

El costo de oportunidad se determinó mediante la Ecuación [AXV.1], a partir del precio y producción por hora de cada uno de los aceites, y la cantidad de energía consumida para el procesamiento de los mismos, calculada mediante el vapor por hora y la entalpía del mismo en el proceso (2 725,30 kJ/kg). Los precios y cantidades establecidas se presentan en la Tabla AXVI.2.

$$p_{2(3)} = p_{\text{aceite}} * \frac{W_{\text{aceite}}}{W_{\text{energía}}} \quad [\text{AXV.1}]$$

Donde:

P_{aceite} : precio del aceite, $\left[\frac{\text{USD}}{\text{t aceite}} \right]$

W_{aceite} : producción hora de aceite, $\left[\frac{\text{t aceite}}{\text{h}} \right]$

$W_{\text{energía}}$: consumo hora de vapor por producción de aceite, $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right]$

Tabla AXV.2. Parámetros del aceite de palma y palmiste para la determinación del costo de oportunidad de la energía

Tipo de aceite	Parámetro	Valor	Unidad
Aceite de Palma	Precio de la tonelada	801,54	USD/t palma
	Producción hora	11,021	t palma/h
	Vapor consumido por hora	17,820	t vapor/h
Aceite de Palmiste	Precio de la tonelada	1 167,92	USD/t palmiste
	Producción hora	0,640	t palmiste/h
	Vapor consumido por hora	18,477	t vapor/h

Los valores de vapor consumido por hora para cada tipo de aceite se determinaron a partir de los balances de masa esquematizados en la Figura 3.10. y considerando que el consumo de vapor en los procesos de esterilización y extracción, son los requeridos para procesar el aceite de palma. Mientras que, para procesar aceite de palmiste se requiere adicionalmente vapor para el secado de la nuez y almendra, proceso dado en el área de palmistería.

El costo de oportunidad p_2 es $0,704 \frac{\text{USD}}{\text{kJ-h}}$ y p_3 es $0,096 \frac{\text{USD}}{\text{kJ-h}}$. El costo total de energía (p), con la suma de los valores p_1 , p_2 y p_3 , es: **$0,802 \frac{\text{USD}}{\text{kJ-h}}$** .

Para la determinación de horas trabajadas por año (h) se consideró el número de horas trabajadas por día (22 h/día) y los días al año (312 días/año).

$$h = 22 \frac{\text{h}}{\text{día}} * 312 \frac{\text{día}}{\text{año}} = \mathbf{6\ 864} \frac{\text{h}}{\text{año}}$$

Una vez determinados el costo de energía (p) y las horas trabajadas por año (h), mediante la Ecuación [2.32] se determinó la variable del costo del calor perdido por año (a).

Para el ejemplo de cálculo se utilizaron los datos de la línea 4-ST-010.

$$a = (T_{op} - T_{ref}) * h * p = (132,4 - 29)[^{\circ}\text{C}] * 6\,864 \left[\frac{\text{h}}{\text{año}} \right] * 0,802 \left[\frac{\text{USD}}{\text{kJ-h}} \right] \left[\frac{1 \text{ kJ-h}}{3600 \text{ kJ}} \right]$$

$$a = 175,19 \frac{\text{h.USD.}^{\circ}\text{C}}{\text{kJ.año}}$$

El coeficiente de conductividad (k_{ais}) y el costo anual de rubros dependientes del espesor del aislante (b) depende de las características del material utilizado para el recubrimiento de tuberías. Se escogió lana de vidrio, cuyas especificaciones técnicas y económicas se encuentran detalladas en la Tabla 3.76.

El costo anual de rubros dependientes del espesor del aislante (b) se determinó mediante la Ecuación [2.33], a partir del costo por cañuela, el número de cañuelas necesarias para recubrir la longitud de tubería, el área sin aislar y el tiempo de amortización.

$$X_{cañuela} = \frac{L_{tuberia}}{L_{cañuela}} = \frac{1,50 \text{ [m]}}{0,91 \left[\frac{\text{m}}{\text{cañuela}} \right]}$$

$$X_{cañuela} = 1,65 \approx 2 \text{ cañuelas}$$

$$b = \frac{C_{cañuela} * X_{cañuela}}{A_{tuberia} * t_a} = \frac{12,94 \left[\frac{\text{USD}}{\text{cañuela}} \right] * 2 \text{ [cañuela]}}{0,54 \text{ [m}^2\text{]} * 1 \text{ [año]}}$$

$$b = 48,05 \frac{\text{USD}}{\text{m}^2 \cdot \text{año}}$$

$$k = \frac{0,031 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}} \right] \left[\frac{3,6 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}}{\text{W}} \right]}{1,50 \text{ [m]}}$$

$$k = 0,074 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C h}}$$

Una vez obtenidos todos los parámetros, se calculó el número de capas de aislante mediante la Ecuación [2.31]

$$n = \sqrt{\frac{a * k_{\text{ais}}}{b} - R_3 * k_{\text{ais}}} = \sqrt{\frac{175,19 \left[\frac{\text{h.USD.}^\circ\text{C}}{\text{kJ.año}} \right] * 0,074 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C h}} \right]}{48,05 \left[\frac{\text{USD}}{\text{m}^2 \cdot \text{año}} \right]} - 0,0658 \left[\frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C.h}}{\text{kJ}} \right] * 0,074 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C h}} \right]}$$

$$n = 0,52 \approx 1$$

Ahorro energético con aislamiento térmico de las tuberías

Para determinar el ahorro energético, se calcularon las pérdidas con una pulgada de lana de vidrio como aislante.

Dado que la resistencia por convección y radiación (R_3) depende de la temperatura de pared, se asumió inicialmente una $T_{p_{\text{asum}}}$ y se calcularon R_3 y U .

Una vez obtenidos estos valores, mediante la Ecuación [AXV.3], se calculó $T_{p_{\text{calc}}}$. Se reemplazó $T_{p_{\text{asum}}}$ por $T_{p_{\text{calc}}}$ y se repitió el proceso. Se iteró hasta que $T_{p_{\text{asum}}}$ sea igual $T_{p_{\text{calc}}}$.

$$Q = q_{\text{conv-rad}} \quad [\text{AXV.2}]$$

$$U * (T_{\text{op}} - T_{\text{ref}}) = \frac{(T_p - T_{\text{ref}})}{R_3}$$

$$T_p = U * (T_{\text{op}} - T_{\text{ref}}) * R_3 + T_{\text{ref}} \quad [\text{AXV.3}]$$

Para el cálculo se utilizaron los datos de la línea 4-ST-010

Para determinar los coeficientes de convección (h_{conv}), radiación (h_{rad}) y global de transferencia (U), así como la resistencia de convección-radiación (R_3) y el calor perdido (Q), inicialmente se asumió una temperatura de pared de 39°C. Los cálculos de los mismos se determinaron como se especifica en el ANEXO XI, y cuyos resultados se resumen en la Tabla AXV.3.

Una vez obtenidos los datos, se calculó la $T_{p_{calc}}$ mediante la Ecuación [AXV.3]

$$T_{p_{calc}} = U * (T_{op} - T_{ref}) * R_3 + T_{ref} = 0,7980 \left[\frac{m^2K}{W} \right] * (143,6-29)[^{\circ}C] * 0,2737 \left[\frac{W}{m^2K} \right] + 29 [^{\circ}C]$$

$$T_{p_{calc}} = 54,03 \text{ } ^{\circ}C$$

Si $T_{p_{asum}}$ no es igual a $T_{p_{calc}}$, se reemplaza $T_{p_{asum}}$ por $T_{p_{calc}}$, y se realiza nuevamente los cálculos de h_{conv} , h_{rad} , R_3 , U y Q .

Tabla AXV.3. Resumen de la iteración de la temperatura de pared (T_p) para determinar el calor perdido con la medida correctiva de aislamiento térmico de las tuberías sin recubrimiento

$T_{p_{asum}}$ [$^{\circ}C$]	h_{conv} [W/m^2K]	h_{rad} [W/m^2K]	R_3 [W/m^2K]	U [m^2K/W]	$T_{p_{calc}}$ [$^{\circ}C$]	Q [kW]
39	3,4221	0,2320	0,2737	0,7980	54,03	0,07
54,03	4,7033	0,2525	0,2018	0,8466	48,58	0,08
48,58	4,4360	0,2449	0,2136	0,8382	49,52	0,07
49,52	4,4863	0,2462	0,2113	0,8398	49,34	0,07
49,34	4,4766	0,2459	0,2118	0,8395	49,37	0,07
49,37	4,4785	0,2460	0,2117	0,8395	49,36	0,07
49,36	4,4781	0,2460	0,2117	0,8395	49,37	0,07
49,37	4,4782	0,2460	0,2117	0,8395	49,37	0,07

ANEXO XVI

EFECTO DE LA RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS

Condensados de Palmistería y Turbinas

- Balance de energía en el tanque de alimentación considerando la recuperación de condensados de palmistería y turbinas

Con base en el esquema del balance de energía del tanque de alimentación, representado en la Figura AXVI.1. y mediante las Ecuaciones [AV.1] y [AXVI.1], se dedujo la fórmula para calcular la temperatura de salida del agua, Ecuación [AXVI.3]

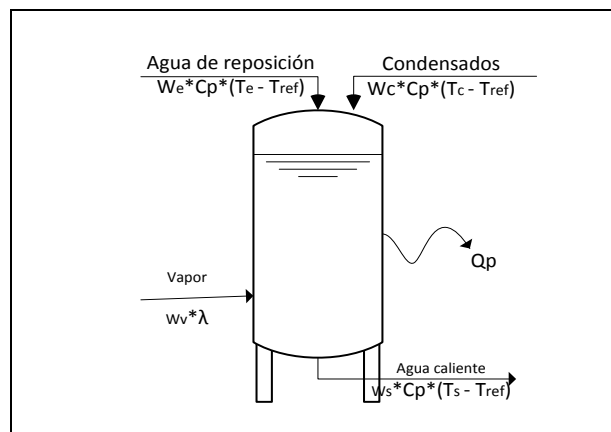


Figura AXVI. 1. Esquema del balance de energía en el tanque de alimentación considerando la recuperación de condensados de palmistería y turbinas

Siendo:

$$W_e = W_s - W_c - W_v \quad [AXVI.1]$$

Con base en la Ecuación [AV.1] se obtuvo:

$$w_e * C_p * (T_e - T_{ref}) + w_c * C_p * (T_c - T_{ref}) + w_v * \lambda - w_s * C_p * (T_s - T_{ref}) - Q_p = 0 \quad [AXVI.2]$$

Siendo:

$$T_{ref} = 0 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$(w_s - w_c - w_v) * C_p * T_e + w_c * C_p * T_c + w_v * \lambda - w_s * C_p * T_s - Q_p = 0$$

$$w_s * C_p * T_s = w_s * C_p * T_e + w_c * C_p * (T_c - T_e) + w_v * (\lambda - C_p * T_e) - Q_p$$

$$T_s = \frac{w_s * C_p * T_e + w_c * C_p * (T_c - T_e) + w_v * (\lambda - C_p * T_e) - Q_p}{w_s * C_p} \quad [\text{AXVI.3}]$$

Para el ejemplo de cálculo se usó los datos del tanque de alimentación sin aislamiento.

- Agua caliente: $w_s = 24,54$ t/h
- Vapor: $w_v = 2,83$ t/h, $\lambda = 2\,133\,800$ kJ/t
- Condensado: $w_c = 2,21$ t/h, $T_c = 143,6$
- Agua de reposición: $T_e = 24^\circ\text{C}$

$$T_s = \frac{24,54 \left[\frac{\text{t}}{\text{h}}\right] * 4\,184 \left[\frac{\text{kJ}}{^\circ\text{C}}\right] * 24[^\circ\text{C}] + 2,21 \left[\frac{\text{t}}{\text{h}}\right] * 4\,184 \left[\frac{\text{kJ}}{^\circ\text{C}}\right] * (143,6 - 24)[^\circ\text{C}] + 2,83 \left[\frac{\text{t}}{\text{h}}\right] * (2\,133\,800 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{t}}\right] - 4\,184 \left[\frac{\text{kJ}}{^\circ\text{C}}\right] * 24[^\circ\text{C}]) - 17,299 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right] \left[\frac{3\,600 \text{ s}}{1 \text{ h}}\right]}{24,54 \left[\frac{\text{t}}{\text{h}}\right] * 4\,184 \left[\frac{\text{kJ}}{^\circ\text{C}}\right]}$$

$$T_s = 90,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

- **Efecto de la temperatura de salida del agua del tanque de alimentación en el flujo de vapor requerido para el tanque y el vapor producido en las calderas**

El efecto de la temperatura del agua de alimentación en la producción de vapor en las calderas se realizó de manera similar a la especificada en el Anexo V.

Condensados de esterilizadores

- **Flujo de agua de reposición a los tanques de agua caliente de prensado**

El calentamiento en los tanques de agua caliente de prensado se da por inyección de vapor, razón por la cual el flujo de agua de reposición dependerá del flujo de vapor suministrado.

El flujo de vapor se determinó como se especifica en el Anexo V, dado que el esquema de balance de energía de los tanques de agua caliente de prensado son similares al del tanque de alimentación.

Los parámetros para determinar el flujo de vapor a cada tanque de agua caliente de prensado se detallan en la Tabla AXVI.1.

Tabla AXVI.1. Parámetros del agua de los tanques de agua caliente de prensado

Parámetro	Valor	Unidad
Flujo de salida de cada tanque	11	t/h
Temperatura de entrada	24	°C
Temperatura de salida	70	°C

Con base en los datos de la Tabla AXVII.1. se determinó el flujo de vapor y de agua de reposición requeridos, mediante las Ecuaciones [AV.2] y [AXVI.1]. Los resultados obtenidos se detallan en la Tabla AXVI.2.

Flujo de vapor:

$$w_{va} = \frac{11 \left[\frac{t}{h} \right] * 4184 \left[\frac{kJ}{t^{\circ}C} \right] * (70 - 24) [^{\circ}C]}{2133800 \left[\frac{kJ}{t} \right] - 4184 \left[\frac{kJ}{t^{\circ}C} \right] * 24 [^{\circ}C]}$$

$$w_{va} = 1,07 \frac{T}{h}$$

Flujo de agua de reposición:

$$w_e = w_s - w_c - w_v = 11 \left[\frac{t}{h} \right] - 0 \left[\frac{t}{h} \right] - 1,07 \left[\frac{t}{h} \right]$$

$$w_e = 9,93 \frac{t}{h}$$

Para determinar el flujo de agua de reposición en el caso de recuperación de condensados, se consideró que el flujo de condensados a cada tanque es: 8,68 t/h.

Tabla AXVI.2. Flujo de vapor y de agua requerido para cada tanque de agua caliente de prensado en función del flujo de condensado recuperado

Parámetro	Flujo de agua de reposición [t/h]	Flujo de agua de reposición [t/h]	Flujo de vapor [t/h]	Vapor ahorrado [t/h]
Tanque 1	0	9,93	1,07	0,97
	8,68	2,32	0,10	
Tanque 2	0	9,93	1,07	0,97
	8,68	2,32	0,10	

ANEXO XVII

CÁLCULOS DEL DISEÑO DEL TANQUE DE RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS DE PALMISTERÍA Y TURBINAS

Se dimensionó el tanque bajo las siguientes consideraciones:

- Capacidad de 1,2 veces el caudal promedio del efluente (Sinnott, 2007, p. 22).
- Factor de seguridad del 10% (Sinnott, 2007, p. 13).
- Tiempo de residencia de 1 hora, para no enfriar el condensado.

Bajo estas consideraciones, el volumen del tanque se calculó mediante la Ecuación [AXVII.1]

$$V_{tk-1} = 1,1 * (1,2 * Q * t_r) \quad [AXVII.1]$$

$$V_{tk-1} = 1,1 * \left(1,2 * 2,219 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] * 1,0836 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right] * 1 \text{ h} \right)$$

$$\mathbf{V_{tk-1} = 2,93 \text{ m}^3}$$

Adicionalmente, se requiere considerar un espacio para el vapor (Esquivel, 2007, p. 68). Razón por la que se determinó el porcentaje de vapor flash presente en el condensado, calculado mediante la Ecuación [AXVII.2].

$$VF = \frac{\lambda_{I-A} - \lambda_{I-B}}{\lambda_{IV-B}} \quad [AXVII.2]$$

Donde:

VF: porcentaje de vapor flash, [%]

λ_{I-A} : entalpía del condensado a la presión de alta, $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

λ_{I-B} : entalpía del condensado a la presión de descarga, $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

λ_{IV-B} : calor latente del vapor a la presión de descarga, $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

Los valores de entalpías de condensado y de calor latente del vapor se detallan en la Tabla AXVII.1.

Tabla AXVII.1. Parámetros energéticos del condensado y del vapor para la determinación del porcentaje de vapor flash

Parámetro	Valor	Unidad
Entalpía del condensado a 4 bares (λ_{lA})	604,74	$\frac{kJ}{kg}$
Entalpía del condensado a 1 bares (λ_{lB})	417,46	$\frac{kJ}{kg}$
Calor latente a 4 bares (λ_{lvB})	2 133,8	$\frac{kJ}{kg}$

Los datos de la Tabla AXVII.1. se reemplazaron en la Ecuación [AXVII.2]

$$VF = \frac{604,74 \left[\frac{kJ}{kg} \right] - 417,46 \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{2\,133,8 \left[\frac{kJ}{kg} \right]}$$

$$VF = 8,78\%$$

Siendo el nuevo volumen del tanque:

$$V_{tk-1} = 3,21 \text{ m}^3$$

Una vez establecido el volumen del tanque, se determinaron el diámetro y la altura del tanque mediante la Ecuación [AXVII.3], cuya deducción se encuentra en el ANEXO XXII, con una relación altura-diámetro (L/D) de 3 para tanques medianos y pequeños a presiones menores de 250 PSI_a (17 bares) (Esquivel, 2007, p. 67).

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_{tk-1}}{3 \pi}} \quad [AXVII.3]$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 * 3,31}{3 \pi}}$$

$$D = 1,11 \text{ m}$$

$$L = 3 D = 3,33 \text{ m}$$

Al estar sometido únicamente a la presión atmosférica, se requiere un recipiente de paredes delgadas, en el cual se asume un esfuerzo uniforme a lo largo del

espesor. El espesor se determinó con base en el código API-ASME mediante la Ecuación [AXVII.4] (Rase, 2000, p. 239).

$$e = \frac{P * D}{2 * K * E - P} + C \quad [AXVII.4]$$

Donde:

- e: espesor del recipiente, [in]
- P: presión aplicada en el interior del recipiente, [Psi]
- D: diámetro interior del recipiente, [in]
- K: resistencia de trabajo del material del recipiente, [Psi]
- E: eficiencia de la junta o soldadura, (0,50 – 0,95)
- C: factor de tolerancia a la corrosión, (1/16" - 1/8")

Se consideró:

- Presión de diseño 1,2 veces la presión de operación (León, 2001, p. 10), en este caso al tratarse la presión atmosférica (14,7 Psi) P: 17,64 [Psi]
- Resistencia de trabajo del acero al carbono de: 19 552,34 [Psi] (Sinnot, 2007, p. 812).
- Eficiencia de soldadura promedio (0,725).
- El acero al carbono presenta un factor de tolerancia a la corrosión mínimo (1/16").

Entonces reemplazando en la Ecuación [AXVII.4]:

$$e = \frac{17,64 \text{ [psi]} * 1,12 \text{ [m]} \left[\frac{39,37 \text{ in}}{1 \text{ m}} \right]}{2 * 19 552,34 \text{ [psi]} * 0,725 - 17,64 \text{ [psi]}} + \frac{1}{16} \text{ [in]}$$

$$e = 0,09 \text{ in}$$

Dado que las planchas de acero tienen espesores estandarizados, se utilizó la plancha de 1/8" (0,125 in).

Tapa

- Espesor tapa

Se escogió una tapa plana circular, cuyo espesor se determinó mediante la Ecuación [AXVII.5] (Megyesy, 2001, p. 26).

$$t = D * \sqrt{\frac{0,13 * P}{K * E}} \quad [\text{AXVII.5}]$$

Bajo las mismas consideraciones tomadas para el espesor del tanque se diseñó el espesor de la tapa plana del tanque es:

$$t = 1,12 \text{ [m]} \left[\frac{39,37 \text{ in}}{1 \text{ m}} \right] * \sqrt{\frac{0,13 * 17,64 \text{ psi}}{19 552,34 \text{ [psi]} * 0,725}}$$

$$\mathbf{t = 0,56 \text{ in}}$$

- Superficie de la tapa

La superficie de la tapa se calculó con la Ecuación [AXVII.6] (Rase, 2000, p. 250).

$$S_o = \frac{(\pi * D_B^2)}{4} \quad [\text{AXVII.6}]$$

Donde:

S_o : superficie exterior de la tapa en (m²)

D_B : diámetro equivalente en (m)

Dado que el espesor de la tapa es menor a 1 in, el diámetro equivalente se determinó mediante la Ecuación [AXVII.7].

$$D_B = \left(\frac{25}{24} \right) * D_o + 2 * e \quad [\text{AXVII.7}]$$

Siendo:

Do: Diámetro interno del tanque

e: espesor de la tapa, e=t

$$D_B = \left(\frac{25}{24}\right) * 1,11 \text{ [m]} + 2 * 0,014 \text{ [m]}$$

$$D_B = 1,18 \text{ m}$$

Reemplazando en la Ecuación [AXVIII.6]

$$S_o = \frac{\pi * (1,20\text{m})^2}{4}$$

$$S_o = 1,10 \text{ m}^2$$

ANEXO XVIII

DISEÑO DE LAS TUBERIAS DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CONDESADOS

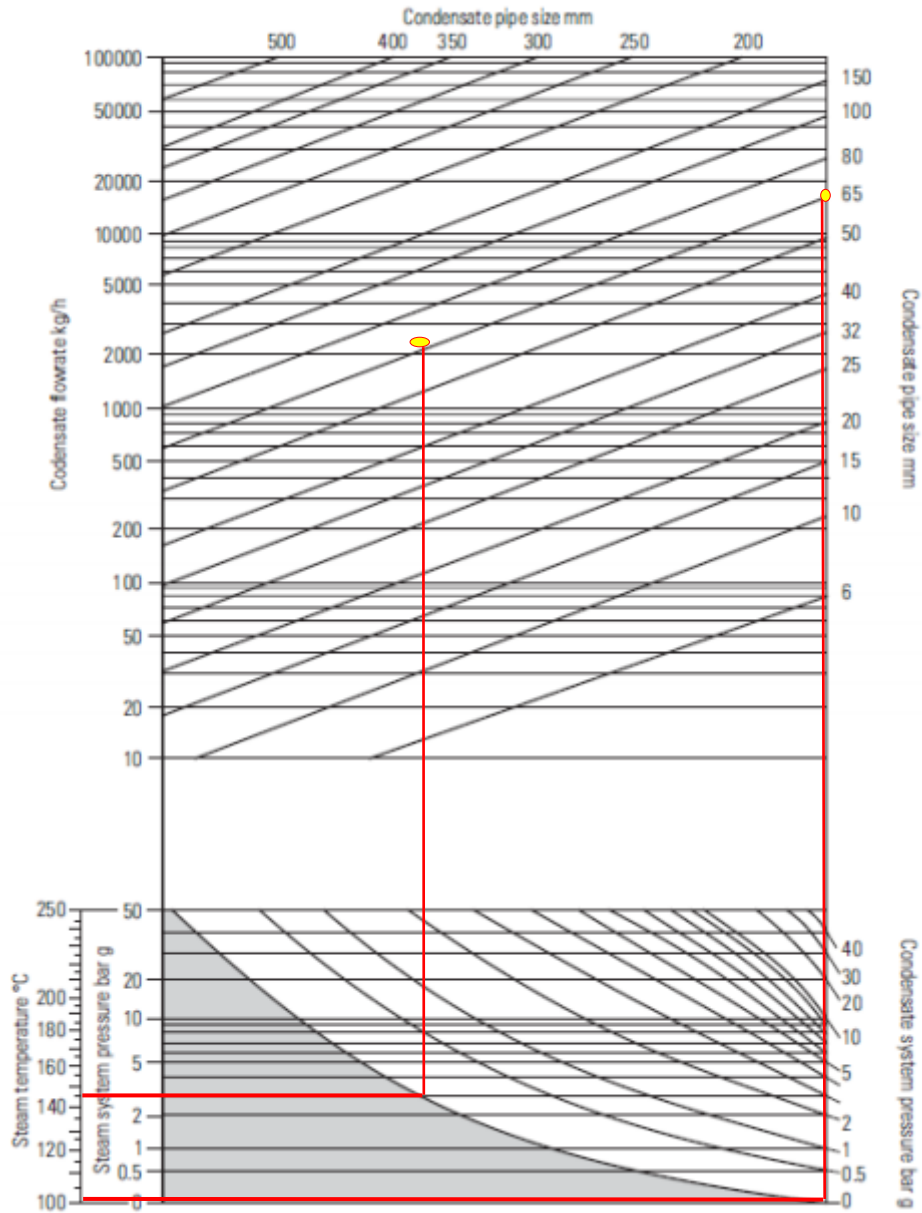


Figura AXVIII. 1. Diámetro de tubería de condensado en función de la presión del sistema, temperatura del vapor y flujo de condensado (SPIRAX SARCO, 2009, p. 68)











Fittings			Pipe Size																				
			1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24
	Screwed	Steel C.I.	2.3	3.1	3.6	4.4	5.2	6.6	7.4	8.5	9.3	11	13										
	Flanged	Steel C.I.			.92	1.2	1.6	2.1	2.4	3.1	3.6	4.4	5.9	7.3	8.9	12	14	17	18	21	23	25	30
	Screwed	Steel C.I.	1.5	2.0	2.2	2.3	2.7	3.2	3.4	3.6	3.6	4.0	4.6										
	Flanged	Steel C.I.			1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.7	2.9	3.4	4.2	5.0	5.7	7.0	8.0	9.0	9.4	10	11	12	14
	Screwed	Steel C.I.	.34	.52	.71	.92	1.3	1.7	2.1	2.7	3.2	4.0	5.5										
	Flanged	Steel C.I.		.45	.59	.81	1.1	1.3	1.7	2.0	2.6	3.5	4.5	5.6	7.7	9.0	11	13	15	16	18	22	
	Screwed	Steel C.I.	.79	1.2	1.7	2.4	3.2	4.6	5.6	7.7	9.3	12	17										
	Flanged	Steel C.I.		.69	.82	1.0	1.3	1.5	1.8	1.9	2.2	2.8	3.3	3.8	4.7	5.2	6.0	6.4	7.2	7.6	8.2	9.6	
	Screwed	Steel C.I.	2.4	3.5	4.2	5.3	6.6	8.7	9.9	12	13	17	21										
	Flanged	Steel C.I.		2.0	2.6	3.3	4.4	5.2	6.6	7.5	9.4	12	15	18	24	30	34	37	43	47	52	62	
	Screwed	Steel C.I.	2.3	3.1	3.6	4.4	5.2	6.6	7.4	8.5	9.3	11	13										
	Reg. Flanged	Steel C.I.			.92	1.2	1.6	2.1	2.4	3.1	3.6	4.4	5.9	7.3	8.9	12	14	17	19	21	23	25	30
	Long Rad Flanged	Steel C.I.			1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.7	2.9	3.4	4.2	5.0	5.7	7.0	8.0	9.0	9.4	10	11	12	14
	Screwed	Steel C.I.	21	22	22	24	29	37	42	54	62	79	110										
	Flanged	Steel C.I.		38	40	45	54	59	70	77	94	120	150	190	260	310	390						
	Screwed	Steel C.I.	.32	.45	.56	.67	.84	1.1	1.2	1.5	1.7	1.9	2.5										
	Flanged	Steel C.I.								2.6	2.7	2.8	2.9	3.1	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
	Screwed	Steel C.I.	12.8	15	15	15	17	18	18	18	18	18	18										
	Flanged	Steel C.I.		15	15	17	18	18	21	22	28	38	50	63	90	120	140	160	190	210	240	300	
	Screwed	Steel C.I.	7.2	7.3	8.0	8.8	11	13	15	19	22	27	38										
	Flanged	Steel C.I.		3.8	5.3	7.2	10	12	17	21	27	38	50	63	90	120	140						

Figura AXVIII.2 Longitud equivalente de pérdidas por fricción de accesorios en tuberías de agua en régimen turbulento (SPIRAX SARCO, 2009, p. 79)

ANEXO XIX

CÁLCULOS PARA LA SELECCIÓN DE LA BOMBA DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS

Para la selección de la bomba se debe conocer la altura de bomba, la cual se calcula mediante la ecuación de Bernoulli, Ecuación [AXIX.1].

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + H_B = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + h_{ft} \quad [\text{AXIX.1}]$$

Donde:

P_1 : presión en el punto 1, [Pa]

z_1 : altura del punto 1 respecto al nivel de referencia (N.R.), [m]

v_1 : velocidad en punto 1, [$\frac{m}{s}$]

H_B : altura de la bomba, [m]

P_2 : presión en el punto 2, [Pa]

z_2 : altura del punto 2 respecto al nivel de referencia (N.R.), [m]

v_2 : velocidad en punto 2, [$\frac{m}{s}$]

h_{ft} : pérdidas de carga totales, [m]

γ : peso específico del fluido, [$\frac{N}{m^3}$]

g : gravedad, $9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$

Para el sistema de recuperación de condensados se consideró:

- Sistema abierto (P_{atm}) $P_1 = P_2 = 0$
- Velocidad en ambos puntos de referencia es despreciable $v_1 = v_2 \cong 0$

Una vez establecidas las consideraciones para el cálculo, se reemplazaron en la Ecuación [AXIX.1]. Se determinó la altura de la bomba en función de las pérdidas a lo largo de la tubería, como se observa en la Ecuación [AXIX.2].

$$H_B = z_2 - z_1 + h_{ft} \quad [\text{AXIX.2}]$$

La pérdida total a través del sistema (hf_t) se determinó mediante la suma de las pérdidas por accesorios en la tubería de succión y descarga.

Para la determinación de pérdidas por accesorios se requiere conocer el diámetro de la tubería de condensados, la cual se determinó mediante la carta de selección que relaciona temperatura del vapor, presión manométrica del sistema de recuperación y flujo másico de condensados, como se detalla en la Figura AXVIII.1 (Spirax Sarco, 2000)

Una vez determinado el diámetro de la tubería de condensados, se calculó el número de Reynolds mediante la Ecuación [AXIX.3].

$$Re = \frac{v^* \rho^* \phi}{\mu} \quad [AXIX.3]$$

Donde:

- v: velocidad del fluido, $\left[\frac{m}{s}\right]$
- ρ : densidad del fluido, $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
- Φ : diámetro de la tubería, $[m]$
- μ : viscosidad del fluido, $\left[\frac{kg}{m.s}\right]$

Siendo,

$$v = \frac{Q}{A_\phi} \quad [AXIX.4]$$

$$Q = \frac{w}{\rho} \quad [AXIX.5]$$

$$A_\phi = \frac{\pi^* \phi^2}{4} \quad [AXIX.6]$$

Donde:

- Q: caudal del fluido, $\left[\frac{m^3}{h}\right]$
- w: flujo másico del fluido, $\left[\frac{kg}{h}\right]$
- A_ϕ : área de la tubería, $[m^2]$

Reemplazando [AXIX.5] y [AXIX.6] en [AXIX.4] se obtiene la Ecuación [AXIX.7].

$$V = \frac{4 * w}{\pi * \phi^2 * \rho} \quad [\text{AXIX.7}]$$

Los valores de densidad (ρ) y viscosidad (μ) son determinados a la temperatura del fluido.

Una vez determinada la velocidad del fluido, se calculó el número de Reynolds mediante la Ecuación [AXIX.3]. Si el fluido se encuentra en régimen turbulento ($Re > 4\,200$), se puede determinar la altura equivalente de las pérdidas por fricción de accesorios mediante la Figura AXVIII.2. (SPIRAX SARCO, 2009, p. 79).

El ejemplo de cálculo se basó en el sistema abierto de recuperación de condensados de palmistería y turbinas propuesto, esquematizado en la Figura 3.17.

Se estableció como punto 1: el tanque de recuperación de condensados de palmistería, y punto 2: el tanque de alimentación a los calderos.

La altura de bomba se calculó mediante la Ecuación [AXX.2], donde z_1 : -3,31 [m] y z_2 : 7 [m]

$$H_B = 7[\text{m}] + 3,31[\text{m}] + hf_t \quad [\text{AXIX.8}]$$

La pérdida de carga se debe a 4 codos de 90° y 1 válvula de globo. Con el fin de determinar la longitud equivalente de las pérdidas se requirió determinar la velocidad y número de Reynolds del fluido, mediante las Ecuaciones [AIXX.7] y [AXIX.3], los cuales están directamente relacionados con el diámetro de la tubería.

El diámetro de la tubería de los condensados se seleccionó mediante la Figura AXVIII.1. Se requirió los valores de temperatura del vapor de la línea, la presión

manométrica del sistema de recuperación de condensados y el flujo de condensados a recuperar, datos detallados en la Tabla AXIX.1.

Tabla AXIX.1. Parámetros para la determinación del diámetro de la tubería de condensados de palmistería y turbinas

Parámetro	Valor	Unidad
Temperatura del vapor en línea (4 bar)	143,6	°C
Presión manométrica del sistema de recuperación del condensado (sistema abierto)	0	bar g
Flujo de condensados de palmistería y turbinas	2 111,0	$\frac{kg}{h}$

Con base en los datos de la Tabla AXIX.1. y la Figura AXVIII.1. se determinó el diámetro necesario para el flujo de condensados del área de palmistería y turbinas.

$$\phi = 65 \text{ mm} \approx 2 \frac{5}{9} \text{ in}$$

Debido a que las tuberías tienen diámetro estandarizado, se eligió el diámetro de 3 in (0,0762 m). El material de la tubería será acero galvanizado, recomendable para fluidos calientes (Spirax Sarco, 2000, p. 3).

Una vez determinado el diámetro de la tubería, se calculó la velocidad y número de Reynolds, mediante la Ecuaciones [AXIX.7] y [AXIX.3] respectivamente.

$$v = \frac{4 * 2\ 187 \left[\frac{kg}{h} \right]}{\pi * (0,0762 \text{ [m]})^2 * 958,59 \left[\frac{kg}{m^3} \right]}$$

$$v = 507,53 \frac{m}{h} = 0,141 \frac{m}{s}$$

Entonces:

$$Re = \frac{0,141 \left[\frac{m}{s} \right] * 958,59 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 0,0762 \text{ [m]}}{0,000282 \left[\frac{kg}{m.s} \right]}$$

$$Re = 36\,517,00$$

Siendo $Re > 4\,200$, se encuentra en régimen turbulento, lo que permite la utilización de la Figura AXVIII.2. para determinar la longitud equivalente de las pérdidas por accesorios con base al diámetro y material de la tubería.

La longitud equivalente de las pérdidas por accesorios se detalla en la Tabla AXIX.2.

Tabla AXIX.2. Longitud equivalente de las pérdidas por accesorios en la tubería de condensados de palmistería y turbinas

Accesorio	Longitud equivalente [m]
Codo 1	0,92
Codo 2	0,92
Codo 3	0,92
Codo 4	0,92
Válvula de globo	6,58
Pérdidas Totales (h_{ft})	10,25

Una vez obtenidas las pérdidas totales (h_{ft}), detalladas en la Tabla AXIX.2., se calculó la altura de bomba (H_B) mediante la Ecuación [AXIX.8]

$$H_B = 7[m] + 3,31[m] + 10,25 [m]$$

$$H_B = 20,56 \text{ m}$$

Una vez obtenida la altura de bomba, con ayuda del programa WINCAPS, se determinó la bomba que más se ajuste al proceso. Se eligió la bomba centrífuga vertical CRNE 3-5, la cual trabaja con fluidos de 40 a 130 °C, con una potencia de 333 W, como indica la Figura AXIX.1.

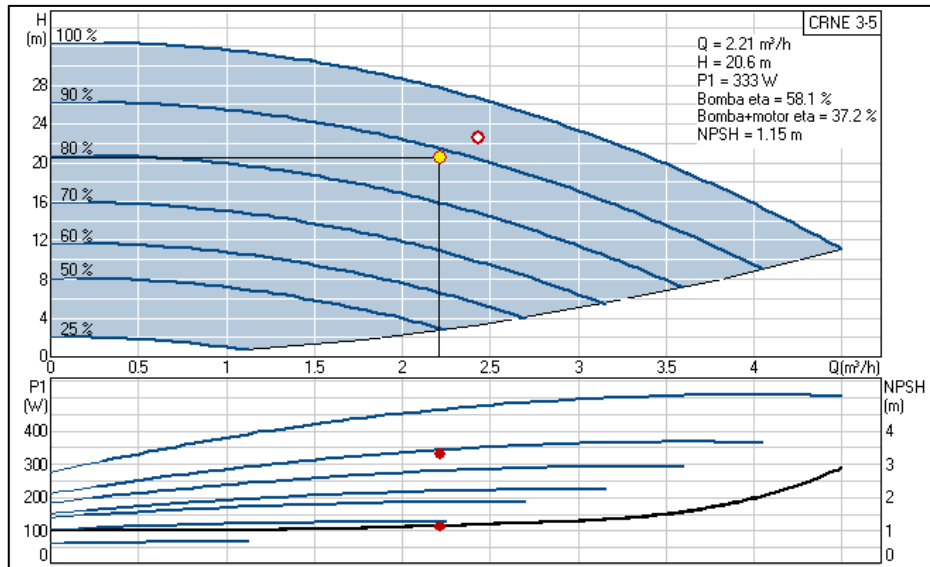


Figura AXIX. 1. Altura y potencia de bomba para transportar los condensados de palmistería y turbinas

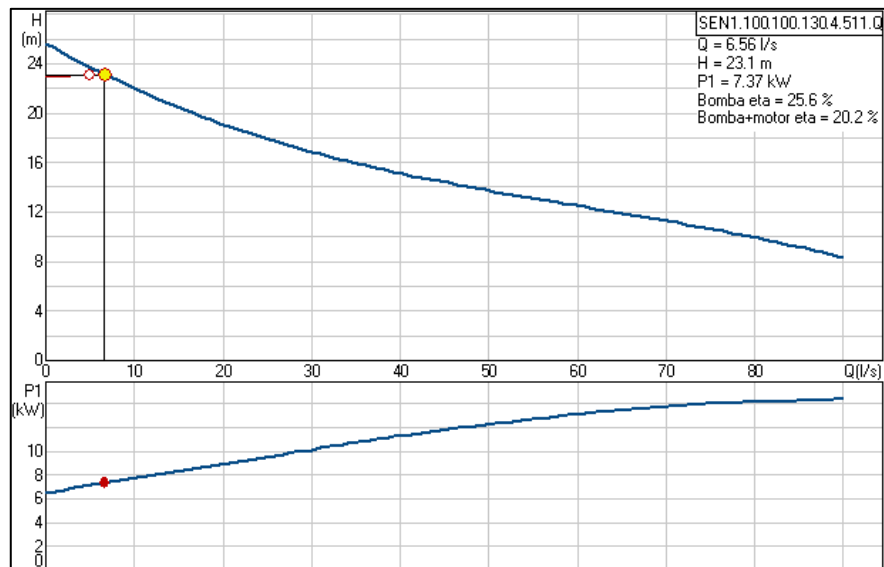


Figura AXIX. 2. Altura y potencia de bomba para transportar los condensados de esterilización

ANEXO XX

CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DE LA PISCINA DE RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS DE ESTERILIZACIÓN

Se dimensionó la piscina bajo las siguientes consideraciones:

- Capacidad de 1,2 veces el caudal promedio del efluente (Sinnott, 2007, p. 22).
- Factor de seguridad del 10% (Sinnott, 2007, p. 13).
- Tiempo de residencia de 1 hora, para no enfriar el condensado.

Bajo estas consideraciones, el volumen del tanque se calculó mediante la Ecuación [AXVII.1]

$$V_{tk-2} = 1,1 * \left(1,2 * 17\,387 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] * 1,0291 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right] * 1\text{h} \right)$$

$$V_{tk-2} = \mathbf{23,62 \text{ m}^3}$$

Una vez establecido el volumen de la piscina, se determinaron las dimensiones de la misma, se consideró:

- Forma Rectangular: largo dos veces mayor que el ancho, $l = 2a$ (Sainz, 2005, p. 337).
- Profundidad: $h = 1,5 \text{ [m]}$, para facilitar a los operadores la limpieza y/o mantenimiento.

El ancho de la piscina se calculó mediante la Ecuación [AXX.1], cuya deducción se encuentra en el ANEXO XXII.

$$a = \sqrt{\frac{V_{tk-2}}{2h}} \quad \text{[AXX.1]}$$

$$a = \sqrt{\frac{23,62 \text{ [m}^3\text{]}}{2 * 1,5 \text{ [m]}}}$$

$$\mathbf{a = 2,81 \text{ m}}$$

$$\mathbf{l = 2 a = 5,61 \text{ m}}$$

En el área de esterilización existe una canaleta por la cual se descarga los efluentes, dada sus dimensiones – detalladas en la Tabla AXX.1.-, se analizó la cantidad de condensado contenido en la canaleta, mediante la Ecuación [AXX.2].

Tabla AXX.1. Dimensiones de la canaleta de esterilización

Parámetro	Valor	Unidad
Ancho	1,00	m
Largo	14,50	m
Profundidad	0,50	m

$$V = 14,5 \text{ [m]} * 1 \text{ [m]} * 0,5 \text{ [m]}$$

$$V = 7,25 \text{ m}^3$$

Dado que la canaleta tiene un volumen considerable ($7,25 \text{ m}^3$), en el cual se puede quedar parte del condensado de esterilización (40,5% del flujo), se consideró la altura de la canaleta en la profundidad de la piscina, siendo esta $h = 2\text{[m]}$, con el fin de garantizar que todo el condensado de esterilización sea descargado en la piscina.

ANEXO XXI

**FLUJO DE CAJA PARA LA EVALUACIÓN ECONÓMICA DE LAS
MEDIDAS DE RECUPERACIÓN ENERGÉTICA**

Tabla AXXII.1. Flujo de caja generado por la implementación de las opciones de mejora

Designación	Flujo de Caja					
	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Aportación de socios	26 239,63					
Ventas		8 979 967,58	8 979 967,58	8 979 967,58	8 979 967,58	8 979 967,58
(-) Costo de Producción		8 654 186,11	8 654 186,11	8 654 186,11	8 654 186,11	8 654 186,11
Flujo bruto		325 781,46	325 781,46	325 781,46	325 781,46	325 781,46
Dividendo de financiamiento	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Flujo antes de impuestos		325 781,46	325 781,46	325 781,46	325 781,46	325 781,46
(-) Impuesto a la renta		81 445,37	81 445,37	81 445,37	81 445,37	81 445,37
Flujo después de impuestos		244 336,10	244 336,10	244 336,10	244 336,10	244 336,10
Flujo Acumulativo		218 096,47	462 432,57	706 768,67	951 104,76	1 195 440,86
Inversión total	-26 239,63					

ANEXO XXII DEDUCCIÓN DE LAS FÓRMULAS PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS

Volumen del tanque de recuperación de condensados

$$V = \frac{\pi * D^2}{4} * L \quad [AXXII.1]$$

Donde:

V: Volumen, [m³]

D: Diametro, [m]

L: Largo, [m]

$$V = \frac{\pi * D^2}{4} * 3D$$

$$V = \frac{3\pi}{4} * D^3$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V}{3\pi}}$$

Volumen de la piscina de recuperación de condensados

$$V = l * a * h \quad [AXXII.2]$$

Donde:

l: largo, [m³]

a: ancho, [m]

h: alto, [m]

$$V = 2a * a * h$$

$$V = 2a^2 * h$$

$$a = \sqrt{\frac{V}{2h}}$$