

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESCUELA PROFESIONAL
DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**



**“INFLUENCIA DE UN SISTEMA DE VAPOR FLASH EN EL
ÁREA DE SECADO PARA LA REDUCCIÓN DEL CONSUMO
DE COMBUSTIBLE EN LA PLANTA DE HARINA COPEINCA
CHANCA Y, 2019”**

AUTOR : Bach. RAMOS MEDINA JHON ELVIS

Bach. VALLE BENDEZÚ KEVIN DANIEL

ASESOR : M.SC. GUEVARA CHINCHAYÁN ROBERT

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA**

Nuevo Chimbote, Perú

2019



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE
INGENIERÍA EN ENERGÍA**

HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente Tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la Universidad Nacional del Santa (R: D: N° 471-2002-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA**

**Título: “INFLUENCIA DE UN SISTEMA DE VAPOR FLASH EN EL ÁREA
DE SECADO PARA LA REDUCCIÓN DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE
EN LA PLANTA DE HARINA COPEINCA CHANCAY, 2019”**

TESISTAS: Bachiller RAMOS MEDINA, Jhon Elvis
Bachiller VALLE BENDEZÚ, Kevin Daniel

Mg. Guevara Chinchayán Robert
ASESOR



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE
INGENIERÍA EN ENERGÍA**

HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO

El presente proyecto de investigación de Tesis titulado:

**“INFLUENCIA DE UN SISTEMA DE VAPOR FLASH EN EL ÁREA DE
SECADO PARA LA REDUCCIÓN DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN
LA PLANTA DE HARINA COPEINCA CHANCAY, 2019”**

Elaborado por los tesistas:

TESISTAS: Bachiller RAMOS MEDINA, Jhon Elvis
Bachiller VALLE BENDEZÚ, Kevin Daniel

Revisado y Aprobado por El siguiente jurado Evaluador

Mg. Antenor Mariños Castillo
Presidente

Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán
Integrante

MSc. Julio Hipólito Néstor Escate Ravelo
Integrante

RESUMEN

En la presente tesis se tiene por objetivo general evaluar la influencia que tiene un sistema de vapor flash en el área de secado en la reducción del consumo de combustible en la planta de harina de pescado Copeinca Chancay. Para cumplir este objetivo, la investigación se ha realizado en dos fases definidas, la de campo y de gabinete.

En la fase de campo se hizo el reconocimiento de planta y proceso en general, luego del sistema en particular a estudiar. Se realizó un estudio de los modos de operación de los equipos de interés los cuales fueron las calderas, cocinas, secadores a vapor indirecto e intercambiadores de calor directo del área de PAMA. También se realizaron entrevistas con los operadores de la planta y se recopiló los parámetros de operación de los equipos así como la información técnica pertinente para el estudio.

En la fase de gabinete de se procesó la información recopilada en la fase de campo, se calculó una eficiencia de calderos de 91.48%. Se realizaron balances de materia y energía, se calculó las dimensiones de los tanques flash y se determinó que estos producen un flujo de 3504.71 kg/h de vapor flash a una presión de 1.4 Barg, con este vapor flash producido se logra reducir el consumo de combustible en un 3.68% en la planta de harina. Esta reducción de consumo de combustible representa un ahorro económico anual de USD 94 975.

Finalmente se hizo un análisis económico en base al ahorro y los costos de inversión y mantenimiento que representa la implementación del sistema de vapor flash, concluyendo la factibilidad económica de la implementación del sistema de vapor flash, por lo que se recomienda su instalación.

Palabras clave: Vapor Flash, Ahorro Energético, Reducción del consumo de Combustible, recuperación de condensado.

ABSTRACT

The general objective of this thesis report is to evaluate the influence of a flash steam system in the drying area in order to reduce fuel consumption in the fish meal plant Copeinca - Chancay. In order to achieve this objective, the research has been carried out in two defined phases, field research and desk research.

In the field research recognition of the plant facilities and the process were made. Then the operation mode of the boilers, cooking area, indirect steam dryers and direct heat exchangers of the PAMA area were studied. Also, interviews with plant's workers were made and the operation and technical data of the studied equipment were compiled.

In the desk research the collected information were gathered and analyzed, obtaining an efficiency of the boiler area of 91.48%. They were made balances of material and energy, then the dimensions of the flash tanks were calculated and it was determined that the flash tanks produce 3504.71 kg / h of flash steam at a pressure of 1.4 Barg, using the energy of the flash steam generated, the fuel consumption of the plant is reduced in 3.68%. The reduction of fuel consumption is equivalent to a cost saving of USD 94 975.

Finally, an economic analysis based on the savings, investment and maintenance costs of the flash steam system implementation was made, concluding that is economically feasible the implementation of the flash steam system, so its installation is recommended.

Keywords: Flash Steam, Energy Saving, Fuel Consumption Reduction, condensate recovery.

ÍNDICE

RESUMEN	iii
ABSTRACT	iv
CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN	1
1.1. ANTECEDENTES.....	2
1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	4
1.3. OBJETIVOS.....	6
1.3.1. OBJETIVOS GENERALES.....	6
1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	6
1.4. FORMULACIÓN DE LA HIPÓTESIS	7
1.5. JUSTIFICACIÓN	7
1.6. LIMITACIONES DEL TRABAJO	7
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO	8
2.1. TEORÍA DEL VAPOR.....	9
2.1.1. VAPOR COMO FUENTE DE ENERGÍA.....	9
2.1.2. EL VAPOR COMO FUENTE DE CALOR.....	9
2.2. GENERADOR DE VAPOR.....	10
2.2.1. ESTACIÓN DE GAS NATURAL COMPRIMIDO.....	10
2.2.2. ESTACIÓN DE REGULACIÓN Y MEDICIÓN	15
2.2.3. CALDEROS	17
2.3. EVALUACIÓN DE EFICIENCIA EN CALDERAS	19
2.3.1. EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA POR MÉTODO DIRECTO	19
2.3.2. EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA POR EL MÉTODO INDIRECTO.....	20
2.3.3. EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN.....	25
2.4. FUNDAMENTO DE BALANCE DE MASA Y ENERGÍA	25
2.4.1. BALANCE DE MASA	25
2.4.2. CALOR ESPECÍFICO DE LA MATERIA ORGÁNICA	26
2.4.3. BALANCE DE ENERGÍA.....	26
2.5. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN LOS EQUIPOS DE COCCIÓN, SECADO E INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	27

2.5.1.	BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN EQUIPOS DE COCCIÓN	27
2.5.2.	BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN LOS EQUIPOS DE SECADO A VAPOR INDIRECTO.....	34
2.5.3.	BALANDE MASA Y ENERGÍA EL PAMA	37
2.6.	RECUPERACION DE VAPOR CONDENSADO	43
2.6.1.	VAPOR FLASH	43
2.6.2.	TANQUE FLASH	44
2.6.3.	TUBERÍAS DE INGRESO Y SALIDA DE VAPOR FLASH	48
2.7.	ELABORACIÓN DE INDICADORES.....	49
2.7.1.	INDICADOR TÉRMICO.....	49
2.7.2.	INDICADOR ENERGÉTICO.....	49
2.7.3.	INDICADOR ENERGÉTICO ECONÓMICO.....	50
2.7.4.	INDICADOR ENERGÉTICO AMBIENTAL.....	50
2.7.5.	REDUCCIÓN DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE	51
2.8.	FUNDAMENTOS DE LA INGENIERÍA ECONÓMICA	52
2.8.1.	VALOR ACTUAL NETO.....	52
2.8.2.	TASA INTERNA DE RETORNO	52
2.8.3.	PAYBACK.....	53
CAPÍTULO III: MATERIALES Y MÉTODOS.....		54
3.1.	MATERIALES.....	55
3.1.1.	SUSTANCIAS	55
3.1.2.	EQUIPOS E INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	55
3.1.3.	FORMATOS.....	56
3.2.	MÉTODO DE INVESTIGACION	56
3.3.	METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN	57
3.3.1.	CONSIDERACIONES DEL PROCESO.....	58
3.3.2.	CONSIDERACIONES DE LA GENERACIÓN DE VAPOR FLASH Y APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA DISPONIBLE.....	58
3.3.3.	CONSIDERACIONES PARA LA EVALUACIÓN ECONÓMICA	58
3.4.	INVENTARIO DE EQUIPOS DE GENERACIÓN DE VAPOR, COCCIÓN, SECADO E INTERCAMBIADORES DE CALOR DEL AREA DE PAMA	59

3.4.1.	GENERADORES DE VAPOR	59
3.4.2.	COCINADORES.....	60
3.4.3.	SECADORES DE VAPOR INDIRECTO.....	61
3.4.4.	INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PAMA.....	63
3.5.	CIRCUITO DE VAPOR Y CONDENSADO DE LA PLANTA COPEINCA CHANCAY	64
3.5.1.	CIRCUITO DE VAPOR SIN SISTEMA DE VAPOR FLASH	64
3.5.2.	CIRCUITO DE VAPOR CON LA IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE VAPOR FLASH	65
CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y DISCUSIONES.....		66
4.1.	DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA DE LAS CALDERAS	67
4.2.	EVALUACIÓN TÉRMICA DE LOS EQUIPOS.....	70
4.2.1.	BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN EQUIPOS DE COCCIÓN	70
4.2.2.	BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA EN EQUIPOS DE SECADO A VAPOR.....	78
4.2.3.	BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA EN EL ÁREA DE PAMA.....	81
4.3.	DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE VAPOR FLASH	86
4.3.1.	VAPOR FLASH GENERADO	86
4.3.2.	DISEÑO DEL SISTEMA DE VAPOR	88
4.4.	DETERMINACIÓN DE LA VARIACIÓN DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE	94
4.4.1.	DETERMINACIÓN DE LA GANANCIA DE CALOR A PARTIR DE VAPOR FLASH.....	94
4.4.2.	DETERMINACIÓN DEL AHORRO DE COMBUSTIBLE A PARTIR DE LA GANANCIA DE VAPOR.....	95
4.5.	ANÁLISIS DE INDICADORES.....	96
4.5.1.	INDICADOR TÉRMICO	96
4.5.2.	INDICADOR ENERGÉTICO.....	97
4.5.3.	INDICADOR ECONÓMICO	97
4.5.4.	INFLUENCIA DEL SISTEMA DE VAPOR FLASH EN LOS INDICADORES TERMOECONÓMICOS	98
4.5.5.	INFLUENCIA DEL SISTEMA DE VAPOR FLASH EN EL CONSUMO DE COMBUSTIBLE DE LA PLANTA COPEINCA CHANCAY	99
4.5.6.	INDICADOR ENERGÉTICO AMBIENTAL	99

4.6.	ANÁLISIS ECONÓMICO.....	100
4.6.1.	CÁLCULO DEL AHORRO ECONÓMICO.....	100
4.6.2.	GASTOS ECONÓMICOS DEBIDO AL SISTEMA DE VAPOR FLASH.....	100
4.6.3.	FLUJO DE CAJA NETO	101
4.7.	DISCUSIONES	102
4.7.1.	RESPECTO A LAS EFICIENCIAS DE LAS CALDERAS.....	102
4.7.2.	RESPECTO AL CONSUMO ENERGÉTICO DE LOS EQUIPOS DE COCCIÓN, SECADO Y PAMA	103
4.7.3.	RESPECTO AL VAPOR FLASH RECUPERADO DE LOS CONDENSADOS CALIENTES	104
4.7.4.	RESPECTO AL DIMENSIONAMIENTO DE LOS TANQUES FLASH.....	105
4.7.5.	RESPECTO AL APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO DEL VAPOR FLASH GENERADO.....	105
4.7.6.	RESPECTO AL ANÁLISIS DE LOS INDICADORES.....	106
4.7.7.	RESPECTO AL ANÁLISIS ECONÓMICO.....	106
CAPÍTULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		108
5.1.	CONCLUSIONES.....	109
5.2.	RECOMENDACIONES.....	111
CAPÍTULO VI: REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS Y VIRTUALES.....		113
ANEXOS		119

ÍNDICE DE TABLAS

CUADRO 1: PROPIEDADES DE LOS COMBUSTIBLES.....	21
CUADRO 2: VALORES DEL ÍNDICE DE BACHARACH.....	23
CUADRO 3: LISTA DE CALDEROS PIROTUBULARES DE LA PLANTA HARINERA COPEINCA CHANCA Y.....	59
CUADRO 4: LISTA DE COCINAS DE LA PLANTA HARINERA COPEINCA CHANCA Y	60
CUADRO 5: LISTA DE SECADORES ROTADISCOS DE LA PLANTA HARINERA COPEINCA CHANCA Y.....	61
CUADRO 6: LISTA DE SECADORES ROTATUBOS DE LA PLANTA HARINERA COPEINCA CHANCA Y.....	62
CUADRO 7: INTERCAMBIADORES DE CALOR EN EL ÁREA DEL PAMA.....	63
CUADRO 8: ANÁLISIS DE GASES Y OTRAS MEDICIONES EN LAS CALDERAS.....	67
CUADRO 9: EFICIENCIA DE CALDERAS PIROTUBULARES EVALUADAS.....	68
CUADRO 10. DETERMINACIÓN CP. DE LA ANCHOVETA	70
CUADRO 11: FLUJO DE CALOR REQUERIDO PARA COCCIÓN DEL PESCADO	71
CUADRO 12: FLUJO DE CALOR PERDIDO POR RADIACIÓN	71
CUADRO 13: BALANCE DE ENERGÍA CON UNA PÉRDIDA DE CALOR POR CONVECCIÓN BASE DE 1%	72
CUADRO 14: FLUJO DE VAPOR REQUERIDO POR LA COCINAS EN BASE A UNA PÉRDIDA DE CALOR POR CONVECCIÓN DEL 1%.....	73
CUADRO 15: CÁLCULO DEL CALOR PERDIDO POR CONVECCIÓN - PRIMERA ITERACIÓN	74
CUADRO 16: ITERACIONES PARA EL CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CALOR POR CONVECCIÓN	75
CUADRO 17: RESULTADO DE FLUJO DE CALOR TOTAL REQUERIDO EN LAS COCINAS.....	76
CUADRO 18: RESULTADO DE VAPOR REQUERIDO DEL ÁREA DE COCCIÓN	77
CUADRO 19: RESULTADO FLUJO MÁSIICO COMBUSTIBLE EQUIVALENTE	78
CUADRO 20: DATOS DE PRODUCCIÓN.	78
CUADRO 21: RESULTADO DE HARINA PRODUCIDA.....	79
CUADRO 22: RESULTADO DE SOLIDOS GRASOS EN ETAPAS DE SECADO.....	79

CUADRO 23. AGUA EVAPORADA (KG/H) EN CADA EQUIPO DE SECADO	80
CUADRO 24. RESULTADO DE VAPOR REQUERIDO POR ÁREA DE SECADO A VAPOR INDIRECTO.....	80
CUADRO 25: RESULTADO DEL CONSUMO ENERGÉTICO DE LOS SECADORES A VAPOR INDIRECTO.....	81
CUADRO 26: RESULTADO DE CALOR ESPECÍFICO DE LA ESPUMA.....	82
CUADRO 27: RESULTADO DEL CALOR NECESARIO PARA CALENTAR LA ESPUMA EN PRECOAGULADORES	82
CUADRO 28: CALOR PERDIDO AL AMBIENTE POR RADIACIÓN Y CONVECCIÓN EN PRECOAGULADORES	83
CUADRO 29: CALOR TOTAL REQUERIDO EN LOS PRECOAGULADORES.....	83
CUADRO 30: FLUJO DE VAPOR A LOS PRECOAGULADORES.....	84
CUADRO 31: FLUJO DE GAS NATURAL EQUIVALENTE EN LOS PRECOAGULADORES	84
CUADRO 32: RESULTADO DEL CALOR NECESARIO PARA CALENTAR LA ESPUMA EN EL COAGULADOR	85
CUADRO 33: CALOR PERDIDO AL AMBIENTE POR RADIACIÓN Y CONVECCIÓN EN COAGULADOR.....	85
CUADRO 34: CALOR TOTAL REQUERIDO EN EL COAGULADOR	86
CUADRO 35: FLUJO DE GAS NATURAL EQUIVALENTE EN EL COAGULADOR.....	86
CUADRO 36: CÁLCULO DEL VAPOR FLASH PRODUCIDO POR LOS CONDENSADOS DE LOS SECADORES.	87
CUADRO 37: RESULTADO DEL DIÁMETRO DE TUBERÍA DE INGRESO DE CONDENSADO A ALTA PRESIÓN AL TANQUE FLASH	89
CUADRO 38: RESULTADO DEL DIÁMETRO DE TUBERÍA SALIDA DE VAPOR FLASH	90
CUADRO 39: RESULTADO DEL DIÁMETRO DE TUBERÍA DE SALIDA DE CONDENSADO A BAJA PRESIÓN DEL TANQUE FLASH	90
CUADRO 40: CÁLCULO DE VELOCIDADES MÁXIMAS ADMISIBLES PARA TANQUE FLASH	91
CUADRO 41: DIMENSIONAMIENTO DE TANQUES FLASH.....	92
CUADRO 42: RESUMEN DE LAS DIMENSIONES DE LOS TANQUES FLASH	93

CUADRO 43: GANANCIA DE CALOR EN BHP A PARTIR DEL VAPOR FLASH GENERADO DE LOS CONDENSADOS DE LOS SECADORES ROTADISCOS.....	94
CUADRO 44: GANANCIA DE CALOR EN BHP A PARTIR DEL VAPOR FLASH GENERADO DE LOS CONDENSADOS DE LOS SECADORES ROTATUBOS	95
CUADRO 45: AHORRO DE COMBUSTIBLE POR LA PRODUCCIÓN DE VAPOR FLASH	95
CUADRO 46: VARIACIÓN DE LOS INDICADORES TERMOECONÓMICOS EN LAS COCINAS	98
CUADRO 47: VARIACIÓN DE LOS INDICADORES TERMOECONÓMICOS EN EL PAMA	99
CUADRO 48: LISTADO DE EGRESOS POR CONCEPTO DE INVERSIÓN DEL PROYECTO.....	100
CUADRO 49: LISTADO DE EGRESOS ANUALES POR CONCEPTO DE MANTENIMIENTO.....	101
CUADRO 50: FLUJO DE CAJA NETO	101
CUADRO 51: HERRAMIENTAS DE ANÁLISIS ECONÓMICO	102

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: VENTEO DE VAPOR FLASH EN EL TANQUE DE CONDENSADOS EN LA PLANTA COPEINCA CHANCAY.....	6
FIGURA 2: INTERCAMBIADOR DE CALOR INDIRECTO.....	10
FIGURA 3: UNIDAD DE REDUCCIÓN Y CONTROL DE PRESIÓN – RCU DE COPEINCA CHANCAY.	12
FIGURA 4: RCU 4000	12
FIGURA 5. UNIDAD DE CALENTAMIENTO Y TANQUE DE AGUA DE RCU 4000	15
FIGURA 6: DISTRIBUCIÓN DE LA ESTACIÓN DE GAS NATURAL DE LA PLANTA CHANCAY	17
FIGURA 7: CALDERA DESARROLLADA POR BABCOCK Y WILCOX EN 1877.....	17
FIGURA 8: DETALLE DE UNA CALDERA ACUOTUBULAR.....	18
FIGURA 9: DETALLES DE UNA CALDERA PIROTUBULAR Y SUS ACCESORIOS.....	19
FIGURA 10: VOLUMEN DE CONTROL DE UNA COCINA.....	29
FIGURA 11: RESISTENCIAS AL FLUJO DE CALOR DESDE LA CÁMARA DE VAPOR AL AMBIENTE.	30
FIGURA 12: DIAGRAMA DE FLUJO DE ÁREA DE SECADO DE LA EMPRESA COPEINCA CHANCAY.....	34
FIGURA 13: CELDA DAF DE LA PLANTA COPEINCA CHANCAY.....	39
FIGURA 14: PRECOAGULADORES DE LA PANTA COPEINCA CHANCAY.....	40
FIGURA 15: TANQUE COAGULADOR DE LA PLANTA COPEINCA CHANCAY.	40
FIGURA 16: VOLUMEN DE CONTROL PARA LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DIRECTO DEL ÁREA DE PAMA DE LA EMPRESA COPEINCA CHANCAY.	41
FIGURA 17: FORMACIÓN DE VAPOR FLASH A PARTIR DE LA CAÍDA DE PRESIÓN DEL VAPOR CONDENSADO.....	43
FIGURA 18: VOLUMEN DE CONTROL DE TANQUE FLASH.....	44
FIGURA 19: MEDIDAS DE UN TANQUE DE VAPOR FLASH.....	47
FIGURA 20: DIAGRAMA DE LA METODOLOGÍA APLICADA PARA LA DETERMINACIÓN DE LA REDUCCIÓN DE COMBUSTIBLE	57
FIGURA 21: DIAGRAMA DEL SISTEMA DE VAPOR FLASH SIN LA IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE VAPOR FLASH.	64

FIGURA 22. DIAGRAMA DEL SISTEMA DE VAPOR FLASH SIN LA IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE VAPOR FLASH.	65
FIGURA 23: DIAGRAMA SANKEY DEL ÁREA DE GENERACIÓN DE VAPOR.....	69
FIGURA 24: EFICIENCIAS MÁXIMA Y MÍNIMA DE LAS CINCO CALDERAS PIROTUBULARES DE LA PLANTA DE VAPOR.	70
FIGURA 25: DISTRIBUCIÓN DEL CONSUMO DE ENERGÍA DE LA ZONA DE COCINAS.....	77
FIGURA 26: VAPOR CONSUMIDO POR LOS SECADORES A VAPOR.....	80
FIGURA 27: CONSUMO ENERGÉTICO DE LOS SECADORES A VAPOR INDIRECTO.....	81
FIGURA 28: VAPOR FLASH PRODUCIDO POR LOS SECADORES A VAPOR INDIRECTO	88

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO 1: TABLA DE VAPOR SATURADO - TABLA DE PRESIONES	120
ANEXO 2: FORMATO CONTROL DE PROCESO – ÁREA DE SECADORES ROTADISK	122
ANEXO 3: FORMATO CONTROL DE PROCESO – ÁREA DE SECADORES ROTATUBOS.....	124
ANEXO 4:FORMATO CONTROL DE PROCESO – ÁREA DE COCCIÓN.....	126
ANEXO 5: DIMENSIONES DE LOS TANQUES FLASH	129
ANEXO 6: FICHAS TÉCNICAS DE LOS EQUIPOS USADOS PARA LA MEDICIÓN	131
ANEXO 7: FOTOGRAFÍAS	134

CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES

Se encontró la tesis para obtener el grado de Ingeniero en Energía realizado por Urcia Sosa, Gary & Zavaleta Dominguez, Jean (2016) titulado: *“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA VAPOR FLASH PARA REDUCCIÓN DEL CONSUMO DE VAPOR EN ÁREA DE COCCIÓN-EMPRESA PESQUERA CENTINELA S.A.C”*, cuyo objetivo fue implementar un sistema vapor flash en el área de cocción para reducir el consumo de vapor en dicha área. Así, plantearon la implementación de unos tanques flash para aprovechar el condensado saliente de los equipos de secado. Se propuso la instalación de 03 tanques flash, uno para el área de secadores rotadiscos, con un total de 722.13 kg/h vapor flash generado, otro tanque para generar 966.94 kg/h de vapor flash en los secadores Rotatubos y el final para el secador de aire caliente que genera 323.68 kg/h de vapor flash. Como conclusión se determinó la reducción del consumo de vapor en un 11.24% en el área de cocción, un ahorro de combustible de 29.36 gal/h de petróleo R-500 equivalente a un ahorro económico de 98356.0 U\$/año.

De la misma manera, se encontró la tesis para obtener el grado de Ingeniero Forestal en la Universidad Nacional Agraria la Molina, realizado por Suárez Cabellos, Froylán (2015) en su trabajo de investigación titulado: *“DETERMINACIÓN DEL AHORRO ENERGÉTICO A PARTIR DE LA RECUPERACIÓN DEL VAPOR CONDENSADO EN UNA FÁBRICA DE PAPEL TISSUE”*, donde, primero se realizó el análisis energético del sistema inicial de vapor, el cual descargaba el vapor condensado proveniente de la máquina papelera al tanque de alimentación del caldero, venteando, al igual que en nuestro caso de estudio, vapor flash a la atmósfera. Luego, se determinó el calor total generado por un sistema de vapor, en el cual se reingresa el vapor condensado directamente al caldero. Para determinar si existía una diferencia significativa entre los calores totales generados por ambos sistemas se realizó la prueba de Wilcoxon para diferencia de medias relacionadas, determinándose una diferencia. Finalmente logró determinar un calor ahorrado equivalente a 6.82×10^5 de kJ/h, el cual representa un ahorro del 19.87% en el consumo de gas natural generando un ahorro de 8.8×10^4 dólares por año.

De la misma forma León Tello, Darwin (2009) en su tesis para optar el grado de Ingeniero en Energía en la Universidad Nacional del Santa, titulada *“AHORRO ENERGÉTICO CON LA PRODUCCIÓN DE VAPOR FLASH A TRAVÉS DE LOS CONDENSADOS RECUPERADOS DE PROCESO EN LA EMPRESA COPEINCA-HUARMEY”* concluye lo siguiente: Se cuantificó el flujo de condensado de retorno al tanque desareador para la línea de secado a fuego directo el cual es 25,38 TON de condensado por hora a $3,5 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$, mientras que el flujo de condensado de la línea de secado a vapor es de 27,90 TON de condensado/hora a $3,5 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$, totalizando en Total de Planta de 53,28 TON de condensado/hora a $3,5 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$. Asimismo se cuantificó la generación de vapor flash a 4 niveles de presión: 3.0, 2.5, 2.0 y 1.5 kg_f/cm^2 , obteniéndose que es mucho más rentable técnico y económicamente la generación de vapor flash a $1.5 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$. Finalmente se mejora los Indicadores Energéticos y Económicos en el orden del 4,12 % en toda la Planta, estableciendo que la Instalación de un Sistema de Generación de Vapor Flash es rentable energética y técnicamente. La línea de secado a vapor SD tuvo una mejora de 5.08% mientras la línea de secado a fuego Directo una de 3.43%.

Asimismo Custodio Rodriguez, Juan y Solís Pérez, Enzo (2017) en su tesis para optar el grado de Ingeniero en Energía en la Universidad Nacional del Santa, titulada *“EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE PURGAS DE FONDO Y DE NIVEL DE LAS CALDERAS PIROTUBULARES EN LA EMPRESA PESQUERA AUSTRAL GROUP S.A.A. – COISHCO”* concluyen lo siguiente: Tras evaluar la eficiencia de las calderas, se calculó un valor del 85% generando un flujo de condensado de purgas de 9 617.33 Kg/h a una presión de 120 PSI, el cual genera un flujo de vapor flash de 1 206.01 Kg/h a una presión de 7.5 PSI. Tras una evaluación económica se determinó una tasa interna de retorno (TIR) de 52.5%, un periodo de repago de inversión de 23 meses y la relación Beneficio-Costo del proyecto de 2.68 por lo que el sistema recuperador de calor mixto permitió un ahorro de 17632.40 Gal R-500/año.

Otra Investigación es la realizada por Purizaca Felipa, Rafael (2015) en su tesis para optar el grado de Ingeniero Mecánico en la Universidad Cesar Vallejo, titulada “DISEÑO TÉCNICO-ECONÓMICO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE VAPOR FLASH DE PURGAS CONTINUÚAS PARA CALENTAR EL AGUA DE ALIMENTACIÓN DE LAS CALDERAS DE LA EMPRESA PESQUERA RIBAUDO S.A.” concluye lo siguiente: El rendimiento actual de los calderos pirotubulares de 400 BHP-01, 400 BHP-02, 600 BHP, 700 BHP y 800 BHP son: 79.61%, 79.23%, 76.92%, 77.10% y 75.82% respectivamente. Se calculó el flujo másico de purgas por cada caldero pirotubular de 400 BHP-01, 400 BHP-02, 600 BHP, 700 BHP y 800 BHP, obteniendo: 2689.2 kg/h, 1760.4 kg/h, 2286 kg/h, 2739.6 kg/h y 3150 kg/h. Se pudo obtener el flujo másico de vapor flash por las purgas en un tanque de revaporizado por cada caldero pirotubular de 400 BHP-01, 400 BHP-02, 600 BHP, 700 BHP y 800 BHP, obteniendo: 14.96% de vapor flash, es decir: 255.6 kg/h, 262.8 kg/h, 342kg/h, 410.4kg/h y 471.6 kg/h respectivamente. Para las calderas se seleccionó un tanque de revaporizado modelo FV18. Con el vapor flash recuperado se logró calentar el agua de alimentación incrementado la temperatura de 60 °C a 80°C, ahorrando 35.1 gal de combustible/h. Este proyecto obtiene un beneficio de 1 152 572 soles/año con un retorno de inversión de 2 meses.

1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

A lo largo de la historia se ha vislumbrado una siempre creciente demanda de energía, y se proyecta una demanda aún mayor a futuro. Por ejemplo, el Ministerio de Energía y Minas del Perú en su Plan Energético Nacional 2014-2025; señala que, entre el año 2003 al 2013, el consumo de energía eléctrica se incrementó en 92%, mientras que la demanda de hidrocarburos aumentó en un 100%. Asimismo se estima que, desde el 2014 al 2025, habrá un crecimiento entre el 65% y 100% de la demanda de energía nacional.

La creciente demanda energética trae consigo un mayor consumo de combustibles fósiles y junto a esto mayor emisión de gases de efecto invernadero junto a otros tipos de gases contaminantes que generan gran impacto ambiental degradando nuestro medio ambiente y poniendo en riesgo las diferentes formas de vida.

La industria es uno de los sectores con mayor demanda energética a nivel mundial y nacional. Si a lo señalado en los dos párrafos le agregamos junto al elevado y creciente precio del combustible, hace que las industrias estén en constante búsqueda de mejoras e implementen programas para reducir el consumo de energía.

La industria pesquera es una de las industrias más desarrolladas en nuestro país siendo fuente de ingresos de grandes divisas a nuestra economía desde hace ya varias décadas atrás. Sin embargo, ésta ha tenido un decaimiento en los últimos años debido a las nuevas regulaciones que buscan la preservación de la materia. Esta regulación debido a la sobreexplotación trajo consigo una serie de normas que fiscalizan estrictamente el proceso productivo. Asimismo, debido a la problemática medioambiental existente, hace unos años se promulgó una normativa que busca el compromiso del sector pesquero para el cumplimiento y preservación del ambiente. De no cumplir las normativas mencionadas, las empresas pesqueras enfrentarían desde pequeñas sanciones hasta inclusive su cierre.

La empresa Pesquera Copeinca, - Planta Chancay, tiene una capacidad de procesamiento de 168 toneladas por hora, para lo cual requiere una gran cantidad de energía, usando fundamentalmente vapor para la realización de sus procesos productivos. El vapor es generado en calderas pirotubulares duales las cuales cuentan con un sistema de combustión por gas natural y uno por petróleo Bunker, esto debido a que el abastecimiento de GNC (gas natural comprimido) que debe ser en promedio unos 40 000 m³ diarios puede no darse al 100% y por ende no es suficiente para un día de producción continua, viéndonos obligados a utilizar el caro y contaminante petróleo bunker de ser necesario.

Dentro de un programa de mejora continua, en la planta se busca mejoras los ratios de energía, por lo que se prioriza tener las líneas de distribución de vapor y equipos con aislamiento térmico, y se evita tener fugas de vapor. A pesar de esta búsqueda de eficiencia energética, la energía de los condensados calientes en una de las etapas de secado no es aprovechada correctamente y se observa un constante venteo de vapor flash en el tanque de condensado; perdiéndose así tanto energía como agua al ambiente, ambas costosas e importantes para el proceso. Esto nos llevó a la siguiente pregunta, ¿ EN QUÉ MEDIDA UN SISTEMA DE VAPOR FLASH EN

EL ÁREA DE SECADO, INFLUIRÁ EN LA REDUCCIÓN DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN LA PLANTA DE HARINA COPEINCA CHANCAY?



Figura 1: Venteo de vapor flash en el tanque de condensados en la planta Copeinca Chancay

FUENTE: Elaboración Propia

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. OBJETIVOS GENERALES

Evaluar la Influencia de un sistema de vapor flash en el área de secado para la reducción del consumo de combustible en la planta de harina Copeinca Chancay.

1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar las eficiencias de las calderas.
- Determinar el consumo energético de los equipos de cocción, secado y PAMA.
- Determinar la cantidad de vapor flash que se puede recuperar de los condensados en el área de secado a vapor.
- Diseñar las dimensiones de los tanques flash.
- Evaluar el aprovechamiento energético del vapor flash en las áreas de cocción y PAMA.
- Evaluar los Indicadores energéticos, económicos y ambientales.

- Realizar un análisis económico de la rentabilidad y las oportunidades de inversión para la implementación del sistema de vapor flash

1.4. FORMULACIÓN DE LA HIPÓTESIS

En el presente proyecto de investigación, se plantea la siguiente hipótesis: UN SISTEMA DE VAPOR FLASH INFLUIRÁ EN UN 3% EN LA REDUCCIÓN DEL CONSUMO COMBUSTIBLE EN LA PLANTA DE HARINA COPEINCA CHANCAY.

1.5. JUSTIFICACIÓN

Los sistemas de vapor flash para reducir el consumo de vapor, es una de las formas de ahorro de energía que se practica en muchas empresas del sector industrial que usan vapor como su principal fuente de energía térmica, esta práctica conlleva a la generación de un vapor llamado flash a partir de condensados calientes, el mismo que no requiere de combustible para su producción.

El presente trabajo de investigación surge tras observar, que los condensados salientes de los secadores rotatubos se regresan al tanque de condensado sin aprovechar su calor almacenado, lo que genera un constante flasheo de vapor en el tanque de condensado, perdiéndose este vapor al ambiente. Esta observación motivó a la realización de un estudio para establecer en qué medida la aplicación de la tecnología de vapor flash influye en la reducción del consumo de combustible.

Al realizarse el trabajo de investigación, se podrá cuantificar la reducción del consumo de combustible así como la mejora económica y el impacto ambiental que esta genera; además de determinar la factibilidad técnica y económica para la implementación del sistema de vapor flash.

1.6. LIMITACIONES DEL TRABAJO

Las principales limitaciones de esta investigación fueron:

- La ausencia de flujómetros para medir el consumo de vapor en la planta.
- Las variaciones en la composición de la anchoveta en sólidos y grasas.

CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO

2.1. TEORÍA DEL VAPOR

2.1.1. VAPOR COMO FUENTE DE ENERGÍA

El vapor jugó un rol principal en la revolución industrial. La evolución del motor de vapor a comienzos del siglo XVIII conllevó a desarrollar nuevas invenciones como la locomotora de vapor, el barco a vapor entre otros. (TLC, 2018)

En los últimos años, sin embargo, los motores de combustión interna y la electricidad han desplazado al vapor como fuente de energía. Sin embargo, el vapor aún usado en las plantas térmicas para generación eléctrica así como en industrias como, por ejemplo, a industria pesquera. (TLC, 2018)

2.1.2. EL VAPOR COMO FUENTE DE CALOR

El vapor es usado principalmente para el calentamiento, transfiriendo el calor de forma directa e indirecta

a. Calentamiento Directo de vapor

Cuando hablamos del calentamiento directo de vapor, nos referimos al proceso donde el vapor se pone en contacto directo (mezcla) con el producto que está siendo calentado.

b. Calentamiento Indirecto de vapor

Cuando hablamos del calentamiento indirecto de vapor, nos referimos al proceso donde el vapor está separado del producto y estos nunca entran en contacto directo.

Este tipo de calentamiento provee un calentamiento rápido y parejo. Este método generalmente utiliza un intercambiador de calor para calentar el producto. Las ventajas que ofrece este método sobre el calentamiento directo de vapor es que las gotas de agua formadas durante el calentamiento no afectaran al producto. Por lo tanto el vapor puede ser usado en una variedad de aplicaciones tales como secado, derretimiento, hervimiento etc. (TLC, 2018)



Figura 2: Intercambiador de calor indirecto.

FUENTE: Alfa Laval

2.2. GENERADOR DE VAPOR

2.2.1. ESTACIÓN DE GAS NATURAL COMPRIMIDO

El objetivo de la Estación de Descompresión es reducir la presión del gas natural comprimido (GNC) proveniente de vehículos (contenedores) para alimentar las redes de distribución locales, que pueden ser mercados residenciales, comerciales e industriales de la región.

La alimentación de la estación de descompresión es realizada a través de vehículos que transportan GNC hasta una presión de 250 bares. Estos vehículos son conectados al Sistema de Descompresión, el cual realiza la reducción de presión hasta 8 bar a partir de ese punto, el gas natural es transferido a la estación de medición.

El proceso de suministro de gas se inicia cuando un Full es conectado en el punto de recepción de gas en el equipo RCU-4000. Siempre habrá un punto de recepción en operación y las otras dos en modo stand-by. La faja de presión de trabajo que las carretas operan es de 250 bar hasta 15 bar.

Cuando la presión de una carreta está abajo de 15 bar, el sistema cambia automáticamente para la otra carreta (totalmente cargada). De esta manera, el suministro de gas nunca es interrumpido. Si sólo hay una carreta conectada, el sistema sólo abrirá su respectiva mesa de descompresión.

Después del punto de recepción, el gas pasa por el filtro interno a la RCU, donde las partículas sólidas son separadas. La faja de presión de entrada en la RCU es la misma de las carretas, de 250 bar a 15 bar.

Dentro de la RCU existen dos etapas de reducción de presión. En la primera, la reducción de presión es desde los 250 bar hasta 90 bar. En la segunda, la reducción es desde los 90 bar hasta el mínimo de 8 bar. La presión de salida de la segunda etapa corresponde a la presión requerida por el proceso y aplicación del cliente.

Cuando la presión de entrada en la primera etapa de reducción está abajo de 90 bar, el flujo de gas pasa directamente para la segunda etapa de reducción (by-pass).

Cuando el descenso de presión ocurre (tanto en la primera como en la segunda etapa de reducción), la temperatura del gas cae debido al efecto Joule -Thompson. Para compensar este efecto y mantener la temperatura requerida del gas en la salida del sistema de descompresión, la RCU posee un sistema de calentamiento de gas. Este sistema consiste en 1 calentador, que calienta y a través de un sistema de bombas, fuerzan el agua caliente para hacer circular en los intercambiadores de calor situados dentro de la RCU. En esto intercambiador de calor acontece el cambio de calor entre el agua caliente y el gas.

Todo el sistema es controlado y monitoreado por un sistema de automatización (PLC). En algunos puntos estratégicos, esta central lógica, lee informaciones de temperatura y presión, tanto del gas como del agua y también la temperatura local. La información más importante es la temperatura de salida del gas de la RCU. Otro elemento que es parte del sistema de seguridad es el sensor de gas, que se activa si el nivel de gas es superior que el especificado.



Figura 3: Unidad de reducción y control de presión – RCU de Copeinca Chancay.

FUENTE: Elaboración Propia

Toda la operación del sistema de descompresión de GNC también puede ser monitoreada y controlada por acceso remoto en Internet, a través de la NEOsat, si es contratado por el cliente. Eso significa más seguridad y agilidad en los casos de mantenimiento.

La RCU posee los siguientes equipos de apoyo que garantizan el proceso de descompresión de GNC: mesas de descompresión integrada, sistema de calentamiento de agua y tablero de control. La Figura 4 muestra la RCU.

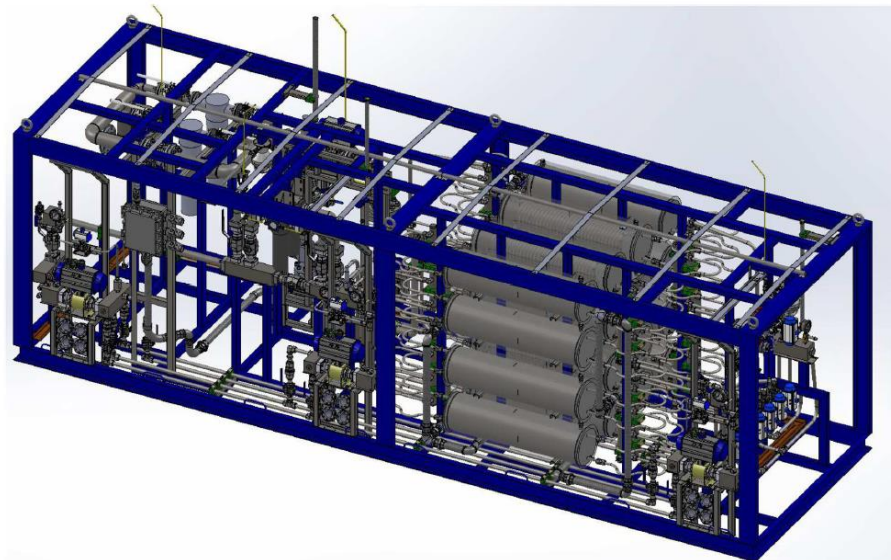


Figura 4: RCU 4000

FUENTE: NEO GAS

a. Funcionamiento

El equipo permitirá reducir la presión desde 250 bares a 8 bares. La reducción de presión es hecha en dos etapas, el sistema utiliza válvulas de alta performance e alta tecnología constructiva.

Cada etapa posee una línea principal y otra de redundancia, teniendo la línea de redundancia capacidad para abastecer la potencia nominal de la máquina.

La línea de redundancia es activada automáticamente en caso ocurra una falla de la línea principal o para mantenimiento preventivo

b. Elementos mecánicos de funcionamiento y seguridad del descompresor

El equipo consta de válvulas, tubos, mangueras, accesorios y elementos de fijación con elevados coeficientes de seguridad. Todo el cableado y la electrónica se ajustan a las normas que rigen un equipamiento para trabajar en áreas peligrosas de Clase 1 División 1.

Entre sus elementos principales se tiene:

b.1. Reguladores En Cada Etapa

Son los dispositivos que permiten el cambio de presión en cada etapa de descompresión hasta llegar desde los 250 bares hasta los 8 bares en la salida del equipo

b.2. Filtros De Partículas De Gas

Son unidades que permiten la limpieza del GNC antes de iniciar el proceso de regulación y descompresión del GNC, toda partícula posteriormente será drenada del sistema.

b.3. Intercambiador De Calor

En cada proceso de descompresión el GNC se enfría por el propio proceso y comportamiento físico de la sustancia, para evitar el congelamiento se usa intercambiadores de calor, estos permiten mantener el GNC a una temperatura manejable para su uso.

b.4. Válvulas De Alivio

El sistema trae incorporado en todo el proceso válvulas de alivio de presión conectados al sistema de venteo, cada válvula permite liberar la presión si se

sucediera un incremento peligroso para el sistema.

b.5. Elementos De Control Y Monitoreo

El sistema trae incorporado manómetros, presóstatos, termostatos, válvulas de corte manual y automático en cada línea, todo el conjunto está enlazado a un sistema inteligente que permite controlar la descarga en forma segura.

b.6. Sistema De Venteo

Es a través de una tubería SCH40 de 2" de F y está conectada al escape de las válvulas de seguridad, la tubería está erguida en una de las esquinas de la unidad en forma recta a 3m como mínimo del techo del equipo cumpliendo además con:

c. Modulo Calentador

La línea de entrada de gas al módulo calentador está conectado al equipo descompresor RCU- 4000. El gas que fluye al módulo calentador puede pasar a través de la entrada

Las válvulas que se pueden utilizar para aislar el modulo calentador.

Un regulador y manómetros estén instalados antes de la caldera entrada para asegurar una presión de alimentación correcta.

Es necesario que fluya agua caliente hacia el equipo descompresor, ya que por el fenómeno físico que se desarrolla en el equipo, (bajar la presión de 250 bares a 8 bares), el gas tiende a congelarse para evitar eso se usa el modulo calentador, conformado por calderas que usan como combustible gas del equipo descompresor.

Los compresores de aire ubicados en el módulo calentador sirven para actuar sobre las válvulas servos comandados ubicados en el equipo de descarga y equipo de descompresor.



Figura 5. Unidad de calentamiento y tanque de agua de RCU 4000

FUENTE: Elaboración Propia

2.2.2. ESTACIÓN DE REGULACIÓN Y MEDICIÓN (ERM)

El gas natural que se suministra ha de tener unas condiciones muy determinadas, debe tener una presión en un rango concreto, debe llegar a una temperatura correcta y el grado de limpieza debe estar controlado. Además, la composición química del gas natural tiene que estar controlada. Por último, debe conocerse la cantidad de gas que se consume y su poder calorífico, a efectos de facturación del combustible consumido. La estación de regulación y medida (ERM) tendrá como función regular la presión del suministro de gas para mantener siempre una presión constante y medir la cantidad suministrada a la instalación. El sistema de medición debe cumplir con los requerimientos de la compañía suministradora.

Por lo tanto las principales funciones de la estación de gas son:

- Que el gas que se reciba en los calderos y quemador del HLT tenga una presión constante y dentro de unos rangos muy concretos ya que la presión del gas suministrado a la ERM puede variar dependiendo del gaseoducto que nos alimentemos, si nos alimentamos de depósitos propios la podremos regular

nosotros más fácilmente, no dependiendo que otro consumidor nos pueda tirar la presión de dicho gaseoducto al consumir mucho de repente.

- Que la temperatura sea la adecuada, para evitar la formación de hielo por la condensación del vapor de agua.
- Que el gas se reciba limpio, sin partículas que puedan ocasionar problemas.
- El caudal y la composición deben ser conocidos

a. Elementos de una ERM

Una estación de regulación y medida está compuesta principalmente por los siguientes equipos:

a.1. Filtros

Limpian el gas de las posibles impurezas sólidas que se pudiesen arrastrar. Pueden ser de varios tipos: de cartucho, ciclónicos, etc. Además de los filtros anteriores se colocan otros antes de la turbina para conseguir un filtrado más fino, intentando que no pase ninguna impureza.

a.2. Válvulas reductoras de presión:

Si el gas tiene más presión de la que se necesita en la turbina, tendrá que atravesar unas válvulas reductoras de presión hasta ajustarse a la necesaria.

a.3. Cromatógrafo y Caudalímetro:

La compañía suministradora necesita, para facturar, que se instalen caudalímetros para saber el caudal de gas consumido. Además, hay que tener en cuenta que el gas no se factura por volumen o peso, sino que se factura como energía por tanto, es necesario saber cuál es el poder calorífico del gas, pues el caudalímetro nos dará el volumen de gas que ha atravesado la línea. Para conocer este poder calorífico se instala un cromatógrafo, debidamente calibrado, que se encargará de aportar el dato de la composición y el poder calorífico del gas. Habitualmente, caudalímetros y cromatógrafos pueden estar duplicados, pues las cantidades de dinero que se facturan a través de ellos justifican sobradamente la instalación de equipos de reserva.

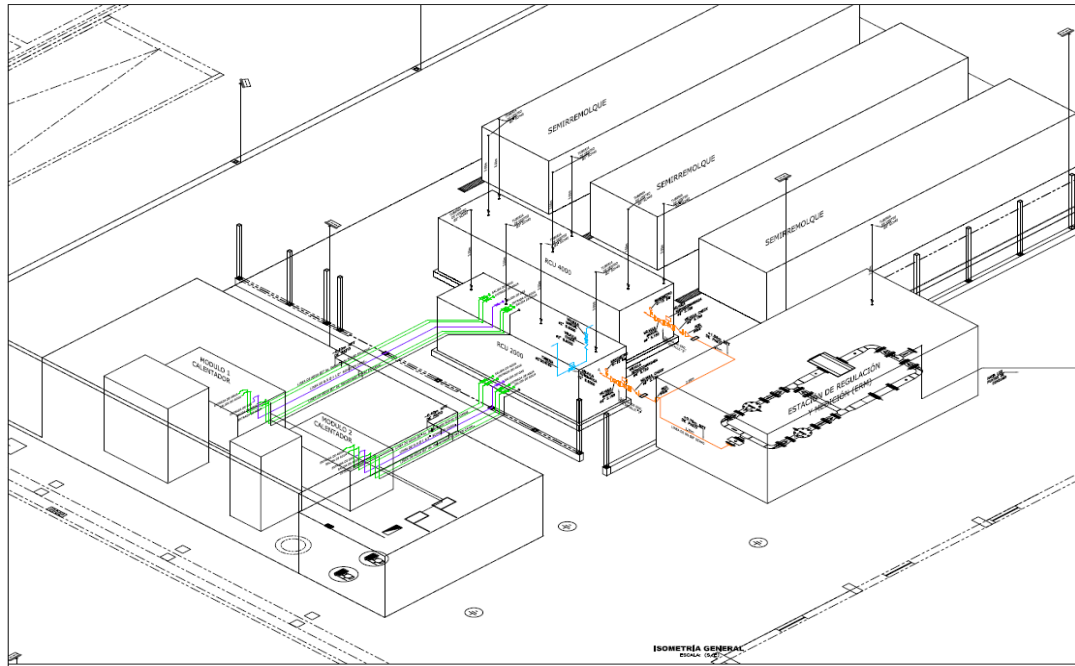


Figura 6: Distribución de la estación de gas natural de la Planta Chancay

FUENTE: Área Producción de Copeinca Chancay

2.2.3. CALDEROS

La caldera es un recipiente metálico, cerrado, que sirve para producir vapor o calentar agua, esto gracias a la inyección de calor a una temperatura superior a la del ambiente y presión mayor que la atmosférica. (Abarca)

Podemos definir a las calderas como un equipo térmico que calienta y/o convierte agua en vapor aplicando calor o energía proveniente de la combustión en el quemador.

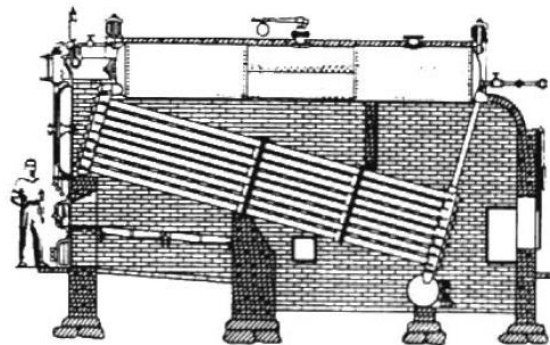


Figura 7: Caldera desarrollada por Babcock y Wilcox en 1877

FUENTE: Kakac (1991)

a. Calderas Acuotubulares

Las calderas acuotubulares son aquellas en donde el fluido de trabajo (agua) viaja por el interior de los tubos mientras los gases de combustión circulan por el exterior de los tubos. Son ideales si se requiere una presión de vapor mayor a los 22 bar. (FENERCOM, 2013)

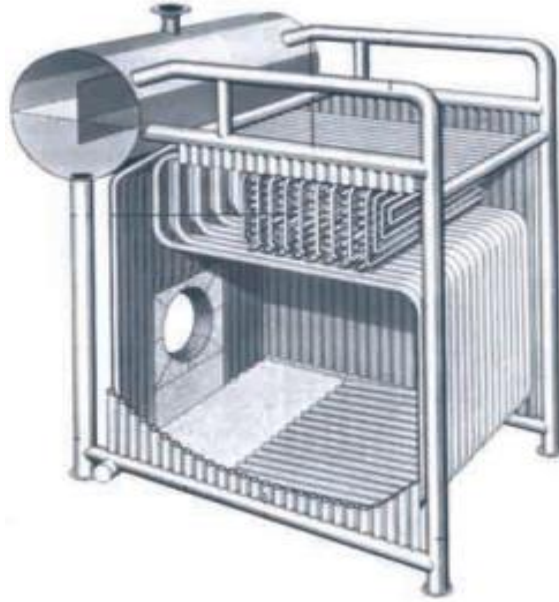


Figura 8: Detalle de una caldera acuotubular.

FUENTE: FENERCOM (2013)

b. Calderas Pirotubulares

En este tipo de calderas el por el interior de los tubos circula los gases de combustión mientras, los cuales atraviesan el agua, la que se encuentra ubicada dentro de un recipiente, su aplicación es principalmente para sistemas con presiones inferiores a los 22 Bar. (FENERCOM, 2013)

Las calderas pirotubulares son menos costosas y sus costos por mantenimiento son menores en comparación con las calderas acuotubulares. (Franz, 2012)

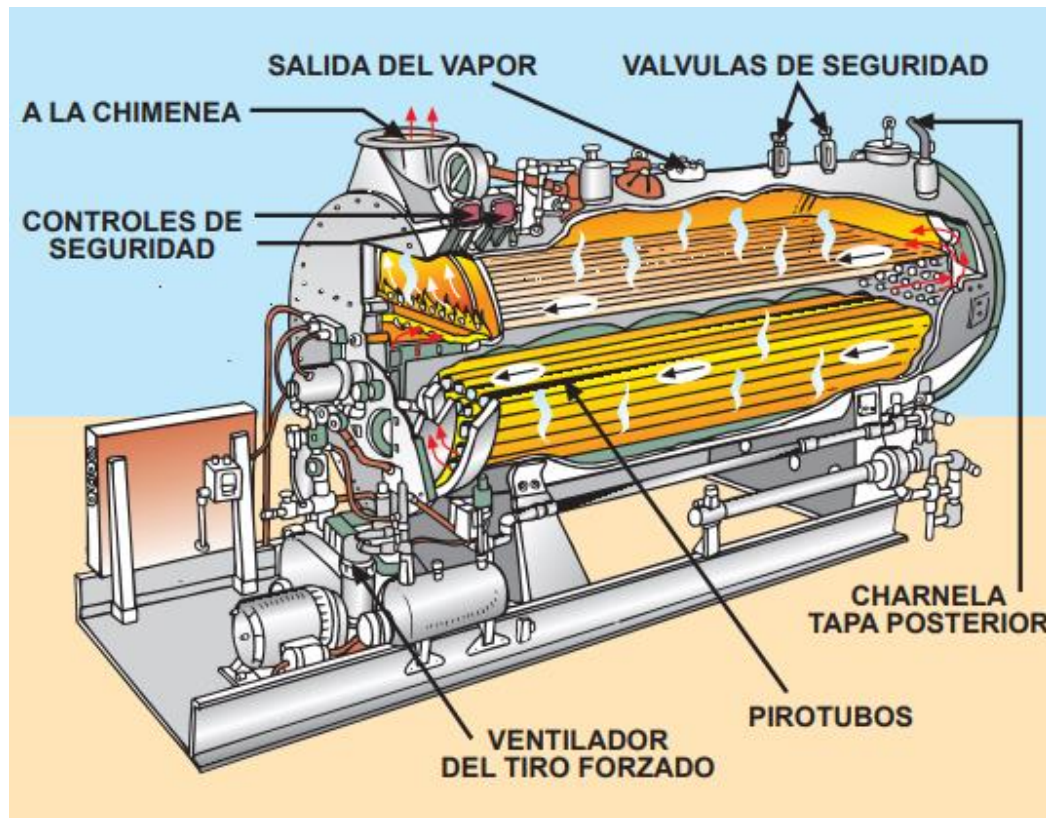


Figura 9: Detalles de una caldera pirotubular y sus accesorios.

FUENTE: ABARCA

2.3. EVALUACIÓN DE EFICIENCIA EN CALDERAS

Para evaluar la eficiencia de las calderas existen dos métodos

2.3.1. EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA POR MÉTODO DIRECTO

Conocido como el Método de Entrada y Salida de la caldera debido al hecho que esto necesita sólo la salida útil (el vapor) de calor contenida en el vapor y la entrada o suministro de calor (el combustible) a través de una fuente de energía primaria como el combustible, para evaluar la eficiencia. (Guevara, 2017)

Exige la disponibilidad de instrumentos de medición adecuados para el caso del aire: registrar el volumen, presión, temperatura, para el combustible: la composición y para el caso del vapor: la presión y cantidad de producción.

Esta eficiencia puede ser evaluada usando la fórmula:

$$\eta = \frac{\text{Energía o Potencia Calorífica Util}}{\text{Energía o Potencia Calorífica suministrada}} * 100\%$$

$$\eta = \frac{\dot{m}_v \times (h_2 - h_1)}{\dot{m}_c \times PCI} * 100\% \dots \dots \dots (1)$$

Donde:

\dot{m}_v : Flujo másico de vapor generado

(h_2-h_1) : Variación de entalpía de vapor.

\dot{m}_c : Flujo másico del combustible consumido,

PCI: Poder calorífico inferior.

2.3.2. EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA POR EL MÉTODO INDIRECTO

Conocida también como el método de las pérdidas de calor ya que calcula varias pérdidas de calor asociadas con la caldera. Una ventaja importante de este método consiste en que los errores en la medida no hacen el cambio significativo de la eficiencia.

La aplicación de este método se basa en la NORMA TÉCNICA PERUANA: 350.300.2008.

La eficiencia se determina de la siguiente forma:

$$\eta = 100\% - \sum_{i=1}^6 P_i \dots \dots \dots (2)$$

Donde:

$\eta_{cald.}$: Eficiencia de la Caldera (%)

P_1 : Pérdida por la entalpía de los gases secos

P_2 : Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases

P_3 : Pérdida por inquemados gaseosos

P_4 : Pérdida por inquemados sólidos

P_5 : Pérdida por convección

P_6 : Pérdida por radiación

a. Pérdida por la entalpía de los gases de escape secos

Es la pérdida porcentual de calor debida a la entalpía en los gases de escape, en base seca, se calcula mediante:

$$P_1 = \frac{k * (T_g - T_a)}{\%VolCO_2} \dots \dots \dots (3)$$

Donde:

T_g : Temperatura de los gases a la salida de la chimenea °C)

T_a : Temperatura ambiental o del ingreso al quemador, °C.

$\%Vol_{CO_2}$: Concentración volumétrica de CO₂ en los gases de escape, base seca.

k = Constante de Siegert para el Combustible.

Cuadro 1: Propiedades de los Combustibles

TIPO	CTE DE SIEGERT (k)	CO ₂ MAX %	CONSTANTE (K ₁)
RESIDUALES	0.53	15.8	54
DESTILADOS	0.48	15.5	53
GLP	0.4	13.8	48
GAS NATURAL	0.35	11.9	40

FUENTE: NTP 350.300.2008

El valor de la constante de Siegert puede ser calculado para cualquier combustible, mediante:

$$k = 255 * \frac{\%WtC}{PCS} \dots \dots \dots (4)$$

Donde:

$\%WtC$: Porcentaje en peso de C contenido en el combustible, %.

La relación entre los contenidos de CO₂ y O₂ es:

$$\%Vol_{CO_2} = \left(1 - \frac{\%Vol_{O_2}}{21}\right) * \%Vol_{CO_2,MAX} \dots \dots \dots (5)$$

Los Valores típicos de %Vol_{CO2MAX} se muestran en el cuadro

b. Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases.

La pérdida porcentual de calor debida a la entalpía del vapor de agua en los gases de escape, se calcula mediante:

$$P_2 = \frac{(\%Wt_{H_2O} + 9 * \%Wt H) * (2488 - 4.2Ta + 2.1Tg)}{PCS} \dots \dots \dots (6)$$

Donde:

%Wt H₂O: Porcentaje en peso de H₂O contenido en el combustible, %.

%Wt H: Porcentaje en peso de H contenido en el combustible, %.

PCS : Poder calorífico superior del combustible, kJ/kg.

c. Pérdida por Inquemados Gaseosos

La pérdida porcentual de calor bebido a los inquemados gaseosos, se calcula mediante:

$$P_3 = k_1 \left(\frac{\%Vol_{CO}}{\%Vol_{CO_2} + \%Vol_{CO}} \right) \dots \dots \dots (7)$$

Donde:

k₁: Es la constante de Inquemados del Combustible.

%Vol CO₂: Concentración volumétrica de CO₂ en los gases de escape.

%Vol CO: Concentración volumétrica de CO en los gases de escape, base seca.

d. Pérdida por Inquemados Sólidos

La pérdida porcentual de calor bebida a los inquemados sólidos, se calcula mediante:

$$P_4 = 0.14*B^2 + 0.08*B + 0.07 \dots \dots \dots (8)$$

Donde:

B : Índice de Bacharach, mediante el cual se evalúa la opacidad de los gases de la combustión.

Cuadro 2: Valores del Índice de Bacharach

ÍNDICE DE BACHARACH	CALIFICACIÓN	EFFECTOS
1	Excelente	No hay hollín
2	Buena	Hollín muy reducido
3	Regular	Cierta cant. De hollín
4	Pobre	Hollín visible
5	Muy pobre	Hollín muy visible
6 a 9	Pobrísimas	Hollín muy muy visible

Fuente: NTP 350.300.2008

e. Pérdida por Convección

La pérdida porcentual de calor debida a la convección, se obtiene sumando las pérdidas porcentuales por convección para cada tipo de superficie exterior, mediante:

$$P_5 = 80 * \frac{Q_{p5}}{W_c} \dots \dots \dots (9)$$

Donde:

$$Q_{p5} = h_{cf} * A_f * (T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g * (T_{sg} - T_a)$$

$$h_{cf} = (1.973 * 10^{-3}) * (T_{sf} - T_a)^{0.25} * (2.857 * v + 1)^{0.5}$$

$$h_{cg} = (1.973 * 10^{-3}) * (T_{sg} - T_a)^{0.25} * (2.857 * v + 1)^{0.5}$$

$$W_c = 9.81 * BHP$$

Donde:

Q_{p5} : Calor perdido por convección, por unidad de tiempo kW.

h_{cf} : Coeficiente de convección de la superficie exterior de la caldera, que cubre al fluido de trabajo, kW/m²°C

h_{cg} : Coeficiente de convección de la superficie exterior de la caldera, que cubre a los gases de la combustión, $\text{kW/m}^2\text{°C}$

T_{sf} : Temperatura de superficie exterior de la caldera, que cubre al fluido de trabajo, °C (se asume la temperatura exterior del tambor o cilindro del caldero).

T_{sg} : Temperatura exterior de la caldera, que cubre a los gases de la combustión, °C (se asume la temperatura exterior de la chimenea).

A_f : Superficie de la superficie exterior de la caldera, que cubre al fluido de trabajo, m^2 (se asume la superficie exterior del caldero)

A_g : Superficie de la superficie exterior que cubre los gases de escape, m^2 (se asume la superficie exterior de la chimenea).

v : Velocidad del viento alrededor de la caldera, m/s .

W_c : Potencia de la caldera, kW .

f. Pérdida por Radiación

La pérdida porcentual de calor debida a la radiación, se obtiene sumando las pérdidas porcentuales por radiación para cada tipo de superficie exterior, mediante:

$$P_6 = 80 * \frac{Q_{p6}}{W_c} \dots \dots \dots (10)$$

Donde:

$$Q_{p6} = I_f * A_f + I_g * A_g$$

$$I_f = 5.763 * 10^{-11} * e * [(T_{sf} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$$

$$I_g = 5.763 * 10^{-11} * e * [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]$$

$$w_c = 9,81 * \text{BHP}$$

Donde:

I_f : Flujo de calor radiante en la superficie exterior de la caldera, que cubre el fluido de trabajo, kW/m^2

I_g : Flujo de calor radiante en la superficie exterior de la caldera, que cubre los gases de la combustión, kW/m^2

e : Emisividad del material que cubre al caldero.

2.3.3. EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA DEL SISTEMA DE GENERACIÓN

La eficiencia del sistema de generación viene a ser el promedio de las eficiencias para cada caldero. Debido a que los calderos no tienen las mismas características de potencia, se hará uso del promedio ponderado.

$$\eta_{cald\ prom} = \frac{\sum_{i=1}^n (\eta_{cald\ i} \times BHP_i)}{\sum_{i=1}^n BHP_i} \dots \dots \dots (11)$$

Donde:

$\eta_{cald\ prom}$: Eficiencia promedio de las calderas, en %

$\eta_{cald\ i}$: Eficiencia del caldero i, en %

BHP_i : Potencia del caldero i, en BHP

2.4. FUNDAMENTO DE BALANCE DE MASA Y ENERGÍA

2.4.1. BALANCE DE MASA

La conservación de la masa es uno de los principios fundamentales de la naturaleza y de algún modo cada uno de nosotros está familiarizado con ella.

La conservación de la masa es la ley que establece que la masa de un sistema permanece constante, siendo así la masa una propiedad conservada que no se puede crear ni destruir. (Potter *et al*, 2002)

El principio de conservación de la masa para un proceso de flujo estacionario (constante) se puede expresar como: La cantidad de masa total que ingresa a un volumen de control es igual a la cantidad de masa que sale del mismo (ecuación 12); esto debido a que durante un proceso de flujo estacionario (constante), la cantidad total de masa contenida dentro de un volumen de control (sistema abierto) no cambia con el tiempo. (Cengel, 2012):

$$m_{entrada} = m_{salida} \dots \dots \dots (12)$$

2.4.2. CALOR ESPECÍFICO DE LA MATERIA ORGÁNICA

El cálculo se realiza conociendo las composiciones de los distintos componentes de la materia, así Choi y Okos proponen la ecuación siguiente:

$$c_{p anch} = \sum c_{pi} x_i \dots \dots \dots (13)$$

Donde:

$C_{pAnchove}$: Calor específico de la materia prima (anchoveta), en $\frac{kJ}{Kg^{\circ}C}$

C_{pi} : Calor específico de la materia i, en $\frac{kJ}{Kg^{\circ}C}$

X_i : Porcentaje de la materia i en la anchoveta, en %

2.4.3. BALANCE DE ENERGÍA

La primera ley de la termodinámica, conocida también como el principio de conservación de la energía, indica que, al igual que la masa, la energía no se puede crear ni transformar, por ende es indestructible y solo se transforma.

Asimismo la cantidad que ingresa a un sistema es igual a la que sale de él. El principio de conservación de la energía se expresa como: el cambio neto (incremento y/o disminución) de la energía total de un sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que ingresa y la energía total que sale del sistema durante el proceso. (Cengel, 2012).

$$\Delta E_{Sistema} = E_{entrada} - E_{sal} \dots \dots \dots (14)$$

La primera ley de la termodinámica, relaciona la transferencia de calor, el trabajo y el cambio de energía. Así se establece que el cambio de energía total (cinética, potencial e interna) de un sistema es igual de la velocidad de transferencia de calor de un sistema menos la velocidad la que este sistema realiza un trabajo. (Potter *et al*, 2002)

Si se aplica el principio de conservación de la energía a un sistema abierto pero que experimenta un flujo estable la primera ley de la termodinámica se expresaría como: (Avallone *et al*, 1995)

$$\left(h + \frac{1}{2} \cdot \frac{v^2}{g} + \frac{g \cdot Z}{g}\right) en. m_{en} + Q_{VC} + W_{VC} = \left(h + \frac{1}{2} \cdot \frac{v^2}{g} + \frac{g \cdot Z}{g}\right) s. m_s \dots \dots (15)$$

Asimismo, si se quiere expresar la energía requerida para producir cambio de la temperatura de una masa “m” de sustancia de calor específico “Cp” en una variación “ΔT”, en un tiempo “t”, si y solo si no se presente un cambio de fase, es la siguiente (Cengel, 2012).

$$Q = \frac{C_p \times m \times \Delta T}{t} \dots \dots \dots (16)$$

Para el cálculo del flujo másico de vapor presenta la siguiente relación: (Cengel, 2012)

$$\dot{m}_{vap} = \frac{Q}{C_p \times \Delta T} \dots \dots \dots (17)$$

2.5. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN LOS EQUIPOS DE COCCIÓN, SECADO E INTERCAMBIADORES DE CALOR

2.5.1. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN EQUIPOS DE COCCIÓN

a. Balance de Masa

De acuerdo al principio de la conservación de la materia, el flujo de entrada es igual al flujo de salida, así como lo describe la ecuación 1, donde para este caso:

$$m_{entrada} = m_{MP.E} + m_{Vap.eje.} + m_{vap.chaq} \dots (18)$$

$$m_{salida} = m_{MP.S.} + m_{Cond.eje.} + m_{cond.chaq} \dots (19)$$

Donde:

$\dot{m}_{MP.E}$: Flujo de ingreso de materia prima (Anchoveta) a las cocinas.

$\dot{m}_{MP.S.}$: Flujo de salida de materia prima (Anchoveta) de las cocinas.

- $\dot{m}_{\text{Vap.eje}}$: Flujo de vapor en el eje de las cocinas
- $\dot{m}_{\text{vap.chaq}}$: Flujo de vapor en la chaqueta de las cocinas
- $\dot{m}_{\text{Cond.eje}}$: Flujo de condensado del eje las cocinas
- $\dot{m}_{\text{Cond.chaq}}$: Flujo de condensado de la chaqueta las cocinas

Reemplazando 18 y 19 en 12, se tiene:

$$m_{MP.E} \cdot m_{Vap.eje} + m_{vap.chaq} = m_{MP.S} + m_{Cond.eje} + m_{vap.chaq} \dots (20)$$

El flujo másico de vapor que ingresa es el mismo que del condensado que sale, así definimos:

$$m_{cond} = m_{vap} = m_{Vap.eje} + m_{vap.chaq} \dots (21)$$

Donde

\dot{m}_{vapor} es el vaporo total que ingresa a los cocinares.

Se define:

$$\dot{m}_{\text{Cond}} = \dot{m}_{\text{Cond.eje}} + \dot{m}_{\text{Cond.chaq}} \dots (22)$$

Donde \dot{m}_{Cond} es el condensado total de los cocinares.

b. Balance de Energía.

Se realiza el balance de energía para determinar la cantidad de vapor que se utiliza durante el proceso de cocción de la materia prima, basados en el volumen de control mostrado en la figura 10.

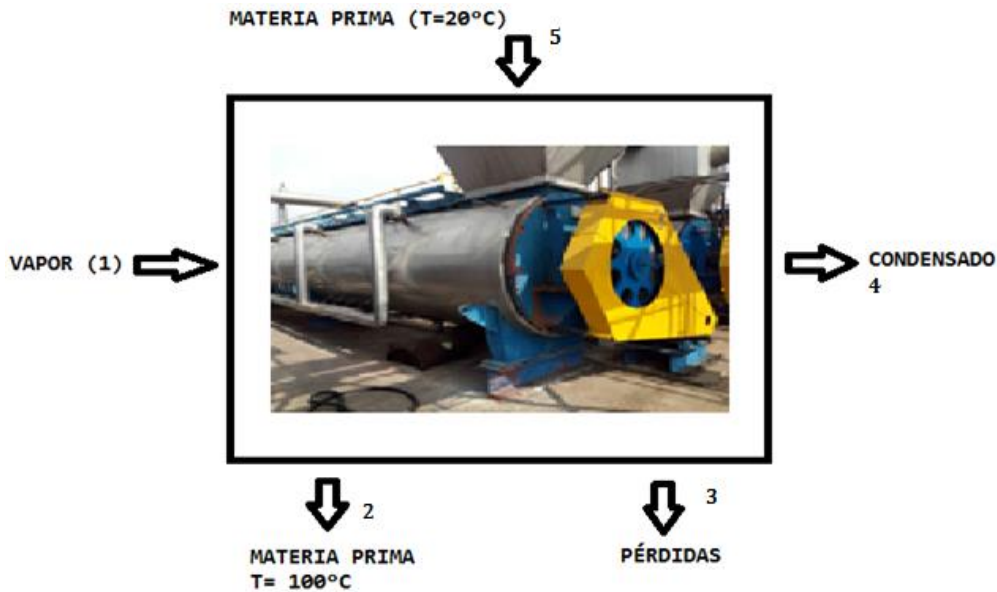


Figura 10: Volumen de control de una cocina

FUENTE: Elaboración Propia

Aplicando la primera ley de la termodinámica al volumen de control de la figura 10

$$Q + W = \dot{m}_{MP,E}h_2 + \dot{m}_{Cond}h_4 - \dot{m}_{Vap}h_1 - \dot{m}_{MP,E}h_5 \dots \dots \dots (23)$$

Desarrollando las ecuaciones:

$$[Q] = [\dot{m}_{Vap}(h_1 - h_4)] - [\dot{m}_{MP}(h_5 - h_2)]$$

$$[\dot{m}_{Vap}(h_{fg} a Presion Operación)] = [\dot{m}_{MP} \cdot (h_5 - h_2)] + [Q] \dots \dots \dots (24)$$

Energia entregada por el vapor = Calor coccion de la MP – Calor perdidas

c. Calor requerido para la cocción del pescado:

A partir de la ecuación 17, determinamos la energía que se requiere para la cocción del pescado mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{Coc.Pescado} = \dot{m}_{MP} \cdot C_{p_{Anchov}} \times (T_{Coc} - T_{i anch}) \dots \dots \dots (25)$$

Donde:

$Q_{Coc.pescado}$: Calor requerido para la cocción del pescado, en $\frac{kJ}{kg}$

\dot{m}_{MP} : Flujo de materia (pescado) procesado en las cocinas, en $\frac{kg}{h}$

$C_{p_{anchov}}$: Calor específico de la materia prima (anchoveta), en $\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$

T_{coc} : Temperatura de cocción de la materia prima, en °C

$T_{i anch}$: Temperatura de ingreso a las cocinas de la materia prima, en °C

d. Calor perdido por Convección y Radiación

d.1. Pérdida de Calor por Convección

Para determinar las pérdidas de calor al medio ambiente, partiremos de la figura 11, la cual nos muestra las resistencias al flujo de calor:

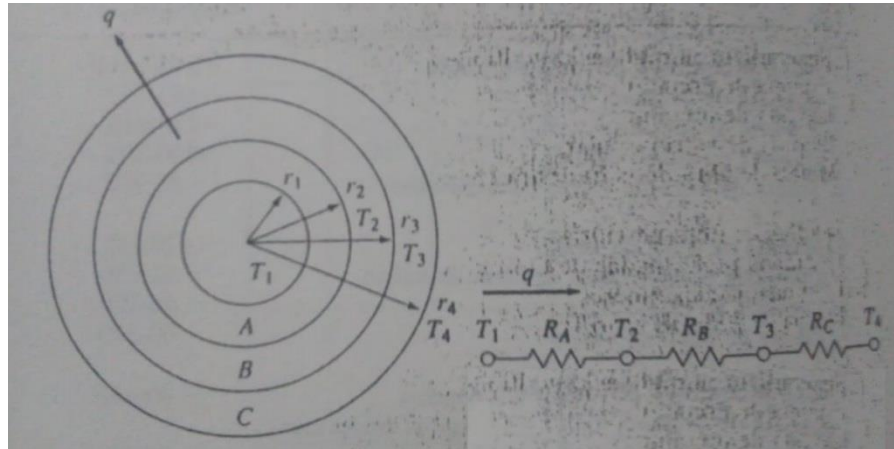


Figura 11: Resistencias al flujo de calor desde la cámara de vapor al ambiente.

FUENTE: Holman (1998)

Para el cálculo de flujo de calor se usarán las siguientes ecuaciones:

$$q_{convec} = \frac{T_1 - T_4}{R_A + R_B + R_C} \dots \dots \dots (26)$$

$$R_A = \frac{1}{2 \times \pi \times L \times r_1 \times h} \dots \dots \dots (27)$$

$$R_B = \frac{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)}{2 \times \pi \times L \times k_{tub}} \dots \dots \dots (28)$$

$$R_C = \frac{\ln \left(\frac{r_3}{r_2} \right)}{2 \times \pi \times L \times k_{tub}} \dots \dots \dots (29)$$

Donde:

q_{conv} : Calor perdido por convección.

T_1 : Temperatura en la cámara, en °C

T_4 : Temperatura en la superficie de aislamiento, en °C

- r₁: Radio interior de la cámara de vapor, en metros (m)
- r₂: Radio exterior de la cámara de vapor, en metros (m)
- r₃: Radio exterior del aislante, en metros (m)
- h: Coeficiente convectivo, en $\frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$
- K_{tub}: Conductividad térmica del Acero, en $\frac{w}{m \cdot ^\circ C}$
- K_{ais}: Conductividad térmica del Aislante, en $\frac{w}{m \cdot ^\circ C}$

- **Determinación del Coeficiente de Convección(h):** Para determinar el coeficiente de convección dentro de la cámara de vapor, nos basaremos en la definición del número de Nusselt:

$$Nu = \frac{h \times D}{k}$$

De la definición d este número adimensional, despejamos el coeficiente convectivo quedando:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D} \dots \dots \dots (30)$$

Donde:

- Nu: Número de Nusselt (adimensional)
- h: Coeficiente convectivo, en $\frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$
- k: Conductividad térmica del fluido, en $\frac{w}{m \cdot ^\circ C}$
- D: Diámetro de la cámara de vapor, en m

- **Determinación del Número de Nusselt:** Para determinar el número de Nusselt para un flujo completamente desarrollados en tubos lisos se sugiere utilizar las ecuaciones de Gnielinski. (Holman, 1998)

$$Nu = 0.0214(Re^{0.8} - 100)Pr^{0.4} \dots \dots \dots (31)$$

Para $0.5 < Pr < 1.5$, $10^4 < Re < 5 \times 10^6$

$$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \dots \dots \dots (32)$$

Para $1.5 < Pr < 300$, $3000 < Re < 10^6$

$$Re = \frac{D \times Gmax}{\mu} \dots \dots \dots (33)$$

$$Gmax = \frac{Caudal_{de\ vapor}}{\acute{A}rea\ libre} \dots \dots \dots (34)$$

$$Pr = \frac{\mu \times Cp}{k} \dots \dots \dots (35)$$

Donde:

- Nu: Número de Nusselt (adimensional)
- k: Conductividad térmica del fluido, en $\frac{w}{m^{\circ}C}$
- D: Diámetro de la cámara de vapor, en m
- Re: Número Reynolds (adimensional)
- G_{max}: Flujo másico (adimensional)
- Pr: Número de Prandtl (adimensional)
- μ: Viscosidad dinámica del fluido, en $\frac{kg\ s}{m^2}$
- Cp: Calor específico del fluido, en $\frac{kJ}{kg\ ^{\circ}C}$

d.2. Pérdida de Calor por Radiación

Cuando se tiene una superficie a Temperatura T₁ (superficie exterior de cocina) encerrada completamente en otra superficie mucho mayor a T₂ (medio ambiente), la transferencia de calor por radiación se reduce a la siguiente fórmula: (Holman, 1998)

$$q_{rad} = \epsilon_{Ace} \sigma A_{sup.ext.coc}(T_4^4 - T_{Amb}^4) \dots \dots \dots (36)$$

Donde:

- q_{rad}: Calor perdido por Radiación, en $\frac{kJ}{kg}$
- T₄: Temperatura en la superficie de aislamiento, en °C
- T_{Amb}: Temperatura en la superficie de aislamiento, en °C
- ε: Emisividad del acero Inoxidable, en $\frac{w}{m^{\circ}C}$
- σ: Constate de Stefan-Boltzmann, $5.669 \times 10^{-8} \frac{w}{m^2K^4}$
- A_{sup.ext}: Área de la superficie exterior de la cocina.

e. Flujo de calor y Vapor requerido por las cocinas

El calor total requerido en las cocinas se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{Coc.Total} = q_{Coc.Pescado} + q_{convec} + q_{rad} \dots \dots \dots (37)$$

Donde:

$Q_{Coc.Total}$: Calor Total requerido en las cocinas, en $\frac{kJ}{kg}$

El calor total requerido en las cocinas es el equivalente de la energía entregada por el vapor, así igualando ecuación 24 con la 37 tenemos.

$$\dot{m}_{vap} = \frac{\dot{Q}_{Coc.Total}}{h_{fg\ pre.ope}} = \frac{q_{Coc.Pescado} + q_{convec} + q_{rad}}{h_{fg\ pre.ope}} \dots \dots \dots (38)$$

Donde:

\dot{m}_{vap} : Calor Total requerido en las cocinas, en $\frac{kg}{h}$

$h_{fg\ pre.ope}$: Entalpia de Evaporizacion a la presión de trabajo, en $\frac{kJ}{kg}$

f. Flujo másico de combustible equivalente en las cocinas:

Para determinar el flujo másico de combustible equivalente, usaremos la fórmula de la eficiencia de calderos por el método directo, despejando el flujo de combustible tenemos:

$$\dot{m}_c = \frac{Q_{Coc.Total}}{n_{cald} \times PCI_{GN} \times 4.18} \dots \dots \dots (39)$$

Donde:

\dot{m}_c : Masa de combustible – gas natural, en $\frac{m^3}{h}$

$Q_{Coc.Total}$: Calor Total requerido en las cocinas, en $\frac{kJ}{kg}$

n_{cald} : Eficiencia de los calderos, en %

PCI_{GN} : Poder calorífico inferior del gas natural, en $\frac{kCal}{m^3}$

2.5.2. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN LOS EQUIPOS DE SECADO A VAPOR INDIRECTO

El área de secado tiene tres etapas, las dos primeras es secado a vapor indirecto y la última etapa es a través de aire caliente.

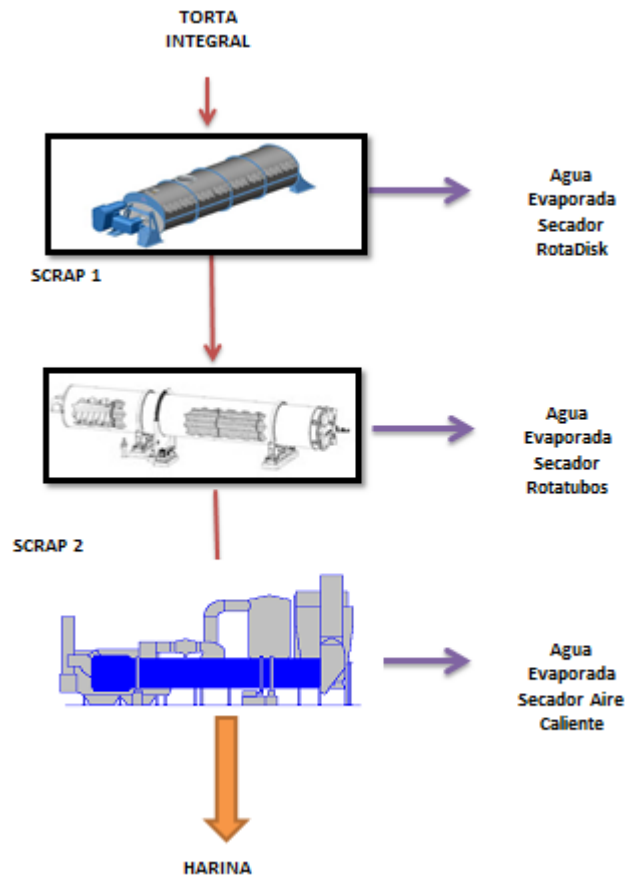


Figura 12: Diagrama de flujo de área de secado de la empresa Copeinca Chancay.

Fuente: Elaboración Propia.

a. Balance de Materia

a.1. Cálculo de la harina Producida

Para el cálculo de la harina producida, utilizaremos el ratio de producción de harina, así tenemos:

$$m_{Harina} = \frac{V_{planta}}{ratio_{Har}} \dots \dots \dots (40)$$

Donde:

m_{Harina} : Harina Producida, en $\frac{TON}{h}$

V_{Planta} : Velocidad de planta, en $\frac{TON}{h}$

a.2. Determinación de los sólidos grasos

Los sólidos grasos, se determina mediante las siguientes ecuaciones:

$$\%SG_{Harina} = 100 - \%H_{Harina} \dots \dots \dots (41)$$

$$SG_{Harina} = \frac{\%SG_{Harina} * \dot{m}_{Harina}}{100} \dots \dots \dots (42)$$

$$\%SG_{Scrap 2} = 100 - \%H_{Scrap 2} \dots \dots \dots (43)$$

$$SG_{Scrap 2} = \frac{SG_{Harina}}{(\%SG_{Scrap 2}/100)} \dots \dots \dots (44)$$

$$\%SG_{Scrap 1} = 100 - \%H_{Scrap 1} \dots \dots \dots (45)$$

$$SG_{Scrap 1} = \frac{SG_{Harina}}{(\%SG_{Scrap 1}/100)} \dots \dots \dots (46)$$

$$\%SG_{T.I.} = 100 - \%H_{T.I.} \dots \dots \dots (47)$$

$$SG_{T.I.} = \frac{SG_{Harina}}{(\%SG_{T.I.}/100)} \dots \dots \dots (48)$$

Donde:

\dot{m}_{Harina} : Harina producida, en $\frac{t}{h}$

$\%H_{Harina}$: Porcentaje de humedad en la harina, en %

$\%SG_{Harina}$: Porcentaje solidos grasos en la harina, en %

SG_{Harina} : Solidos grasos en la harina, , en $\frac{t}{h}$

$\%H_{Scrap 2}$: Porcentaje de humedad en el scrap 2, en %

$\%SG_{Scrap 2}$: Porcentaje solidos grasos en el scrap 2, en %

$SG_{Scrap 2}$: Solidos grasos en el scrap 2, en $\frac{t}{h}$

$\%H_{Scrap\ 1}$: Porcentaje de humedad en el scrap 1, en %

$\%SG_{Scrap\ 1}$: Porcentaje solidos grasos en el scrap 1, en %

$SG_{Scrap\ 1}$: Solidos grasos en el scrap 1, en $\frac{t}{h}$

$\%H_{T.I.}$: Porcentaje de humedad en la torta integral, en %

$\%SG_{T.I.}$: Porcentaje solidos grasos en la torta integral, en %

$SG_{T.I.}$: Solidos grasos en la torta integral, en $\frac{t}{h}$

a.2. Determinación del agua evaporada en cada equipo de Secado a Vapor Indirecto:

Basados en el Flujo de proceso de secado (Figura N°12), el agua evaporada en cada equipo de secado se determinará mediante las siguientes ecuaciones:

$$m_{Eva\ Rtb} = SG_{Scrap1} - SG_{Scrap2} \dots \dots \dots (49)$$

$$m_{Eva\ Rtd} = SG_{TL} - SG_{Scrap1} \dots \dots \dots (50)$$

Donde:

$m_{Eva\ Rtb}$: Flujo másico de agua evaporada en Secador Rotatubos, en $\frac{kg\ agua}{h}$

$m_{Eva\ Rtd}$: Flujo másico de agua evaporada en Secador Rotadiscos, en $\frac{kg\ agua}{h}$

a.3. Determinación del vapor de agua requerido por cada equipo de Secado a Vapor Indirecto:

Para poder determinar el flujo de vapor de agua requerido por los equipos de vapor, haremos uso de la eficiencia térmica del equipo la cual es suministrada por el fabricante y se refiere a la cantidad de vapor de vapor necesaria para evaporar un Kilogramo de agua, matemáticamente se expresa de la siguiente manera:

$$\eta_{Térmica} = \frac{Consumo\ de\ vapor}{Capacidad\ de\ Evaporación}$$

Reordenando tenemos:

$$\dot{m}_{vapor} = \dot{m}_{evapor} \times \eta_{Térmica} \dots \dots \dots (51)$$

Donde:

m_{vapor} : Flujo vapor requerido por equipo de secado, en $\frac{kg \text{ vapor de agua}}{h}$

m_{Evapor} : Flujo de agua evaporada por equipo de secado por, en $\frac{kg \text{ agua evap.}}{h}$

$\eta_{Térmica}$: Eficiencia térmica por equipo de secado por, en $\frac{kg \text{ vapor de agua}}{kg \text{ agua evap.}}$

a.4. Determinación del flujo de calor requerido por cada equipo de Secado a Vapor Indirecto:

Para poder determinar el flujo energético en forma de calor requerido por cada equipo de secado basta con multiplicar el flujo de vapor que ingresa por el calor latente del vapor saturado a la presión de trabajo.

$$\text{Consumo de Energético} = \dot{m}_{vapor} \times h_{fg} \dots \dots \dots (52)$$

Donde:

m_{vapor} : Flujo vapor requerido por equipo de secado, en $\frac{kg \text{ vapor de agua}}{h}$

h_{fg} Calor latente (entalpía de vaporización) del vapor de agua a la presión de trabajo, en $\frac{kJ}{kg}$

2.5.3. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EL PAMA

El tratamiento PAMA se divide en 3 etapas, descritas a continuación:

- Primera Etapa: Recuperación de Sanguaza de pozas y sólidos mayores a 0.3 mm en Agua de Bombeo. Los equipos de esta primera etapa son llamados filtros rotativos.
- Segunda Etapa: Recuperación de grasas disueltas de los remanentes de la primea etapa, esta grasa recibe el nombre de espumas.
- Tercera Etapa: Recuperación de sólidos y grasas de los remantes de la segunda etapa. El método de recuperación consiste en remover coagular y flocular los remanentes de agua de rebombeo, haciendo que floten en la superficie y recuperándolos con una torta en un “clarificador”

En el PAMA, solo las espumas necesitan calor, por ende solo estas serán objeto de estudio en la Tesis.

a. Proceso de Recuperación de Espumas

Como se había mencionado anteriormente, luego de quitar los sólidos mayores a 0.3 mm del Agua de rebombeo y de la sanguaza, este líquido remanente es enviado a un equipo llamado Trampa de Grasa para extracción de grasas del agua de bombeo en forma de espuma.

a.1. Trampa de Grasa

La trampa de grasa es un tanque rectangular con un fondo inclinado lo hace que los sólidos se precipiten y la grasa en forma de espuma se ubique en la superficie, esto sucede cuando el agua de rebombeo es circulada por la trampa de grasa a una baja velocidad lo que hace un flujo laminar facilitado así el ascenso de la grasa (espuma) a la superficie. La Planta Copeinca Chancay cuenta con dos trampas de grasa

a.2. Celda DAF

Luego de pasar por la trampa, el agua de rebombeo es enviado a la Celda DAF, el cual es un equipo que tiene un sistema de inyección de burbujas, las cuales son inyectadas cuando el agua de rebombeo circula a baja velocidad por la Celda DAF. El motivo de la baja velocidad es conseguir un flujo laminar para que así, las burbujas de aire generadas puedan adherirse a las grasas y sólidos disueltos, generando nuevamente espumas en la superficie. La Planta Copeinca Chancay cuenta con solo con una celda DAF.



Figura 13: Celda DAF de la planta Copeinca Chancay.

FUENTE: Elaboración Propia

a.3. Coagulación de Espumas

Luego de ser recuperadas de la trampa de grasa y celda DAF, las espumas pasan un proceso de coagulación, proceso en el cual se eleva su temperatura hasta los 95 - 100 °C.

La espuma es enviada a 3 tanques, llamados Precoaguladores, donde la espuma es calentada, añadiéndole vapor de forma directa, desde la temperatura ambiente hasta los 70 °C.



Figura 14: Precoaguladores de la planta Copeinca Chancay.

Fuente: Elaboración Propia

Una vez alcanzados los 80 °C, la espuma pasa desde los precoaguladores a un tanque coagulador, el cual es un pequeño tanque al cual se inyecta vapor flash de forma directa para asegurar que la espuma alcance los 100 °C.



Figura 15: Tanque coagulador de la planta Copeinca Chancay.

Fuente: Elaboración Propia

b. Balance de Masa

En la figura 16 se muestra el volumen de control de Intercambiadores de calor (coaguladores) del PAMA.

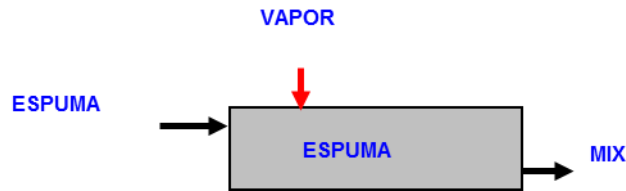


Figura 16: Volumen de control para los intercambiadores de calor directo del área de PAMA de la empresa Copeinca Chancay.

Fuente: Elaboración Propia

$$\dot{m}_{mix} = \dot{m}_{espuma} + \dot{m}_{vapor\ calent\ esp} \dots \dots \dots (53)$$

Donde:

\dot{m}_{mix} : flujo másico compuesto por espuma y condensado, en $\frac{kg}{h}$

\dot{m}_{espuma} : Flujo másico de espuma, en $\frac{kg}{h}$

$\dot{m}_{vap\ cal\ espuma}$: Flujo vapor que ingresa para calentar la espuma, en $\frac{kg}{h}$

c. Balance de Energía

El calor requerido por los equipos térmicos es igual al calor necesario para el calentamiento de la espuma más las pérdidas por convección y radiación, matemáticamente se expresa de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{X,Total} = Q_{Cal\ espuma} + Q_{pérdidas} \dots \dots \dots (54)$$

Donde:

$\dot{Q}_{X\ Total}$: Calor Total requerido en el coagulador y/o precoaguladores, en $\frac{kJ}{kg}$

$Q_{cal\ espuma}$: Calor necesario para calentar las espumas, en $\frac{kJ}{kg}$

$Q_{pérdidas}$: Calor perdido al ambiente por radiación y convección, en $\frac{kJ}{kg}$

c.1. Calor Necesario para calentar la espuma

A partir de la ecuación xx, obtenemos la siguiente ecuación para el cálculo:

$$\dot{Q}_{\text{Cal espumas}} = \dot{m}_{\text{espuma}} \times C_{p_{\text{espumas}}} \times (T_f - T_i) \dots \dots \dots (55)$$

Donde:

$Q_{\text{Cal. espumas}}$: Calor requerido para el calentamiento de la espuma, en $\frac{kJ}{kg}$

\dot{m}_{espuma} : Flujo másico de espuma, en $\frac{kg}{h}$

$C_{p_{\text{espuma}}}$: Calor específico de la espuma, en $\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$

$T_{f \text{ espuma}}$: Temperatura final de la espuma, en $^{\circ}C$

$T_{i \text{ espuma}}$: Temperatura inicial de la espuma, en $^{\circ}C$

c.2. Calor Perdido por convección y Radiación

El calor perdido por Convección y Radiación para los tanques coaguladores se determina mediante la siguiente formula

$$Q_{\text{perdido}} = A \times U(T_{\text{inicial}} - T_{\text{Final}}) \dots \dots \dots (56)$$

Donde:

Q_{perdido} : Calor perdido por convección y radiación, en $\frac{kJ}{h}$

A: Área de Transferencia de calor, en m^2

U: Coeficiente Global de Transferencia de Calor, en $\frac{kJ}{h^{\circ}C-m^2}$

T_{inicial} : Temperatura inicial del aire, en $^{\circ}C$

T_{final} : Temperatura Final del aire, en $^{\circ}C$

Determinacion del Coeficiente Global de Tranefrencia de Calor:

$$U = 8.4 + 0.06(T_{\text{ais}} - T_{\text{inicial}}) \dots \dots \dots (57)$$

Donde:

T_{inicial} Temperatura inicial en el equipo, en °C

T_{aisl} Temperatura en el aislamiento, en °C

2.6. RECUPERACIÓN DE VAPOR CONDENSADO

2.6.1. VAPOR FLASH

Si se tiene condensado caliente o agua hirviendo, presurizados, y esta se libera a una presión inferior, un porcentaje de esos líquidos se vuelven a evaporar, a este vapor se le asigna el nombre de Vapor Flash o Vapor Secundario. (Armstrong, 1998)

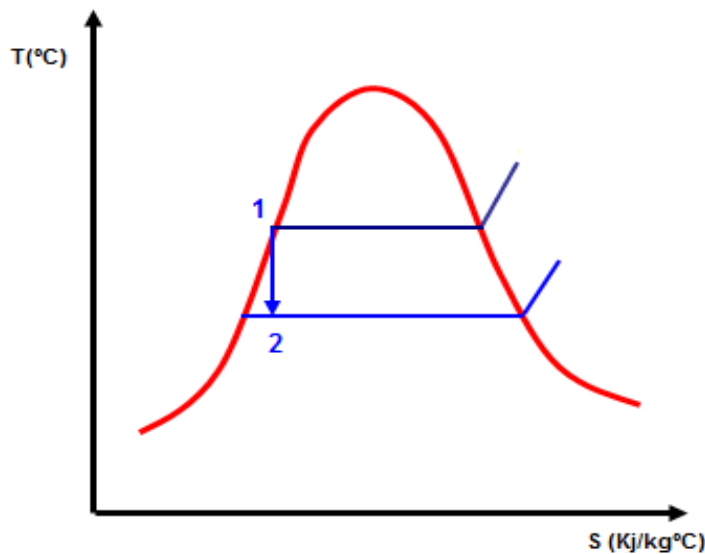


Figura 17: Formación de vapor flash a partir de la caída de presión del vapor Condensado.

FUENTE: Elaboración Propia

El % de vapor flash generado (a partir del flujo condensado a alta presión) puede ser calculado de la siguiente manera. (Armstrong, 1998)

$$F = \frac{h_{f1} - h_{f2}}{h_{fg2}} \dots \dots \dots (58)$$

Donde:

h_{f1} : Entalpía específica del condensado a la presión 1 (mayor presión), en $\frac{kJ}{kg}$

h_{f2} : Entalpía específica del condensado a la presión 2 (menor presión), en $\frac{kJ}{kg}$

h_{fg2} Entalpía específica del condensado a la presión 2 (menor presión), en $\frac{kJ}{kg}$

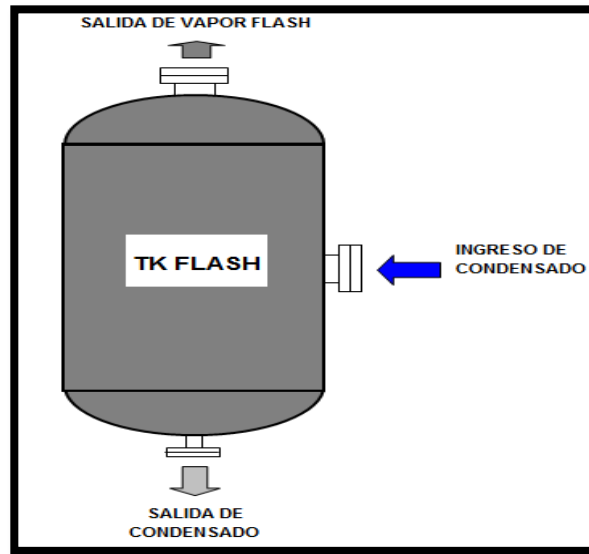


Figura 18: Volumen de control de tanque flash.

FUENTE: Elaboración Propia

A partir de la figura 18, aplicando la primera de la termodinámica podemos tener la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \dots \dots \dots (59)$$

Donde:

m_1 : Flujo de ingreso de condensado al tanque flash, en kg/h

m_2 : Flujo de salida de vapor flash al tanque flash, en kg/h

m_3 : Flujo de salida de condensado al tanque flash, en kg/h

2.6.2. TANQUE FLASH

También llamados tanques de revaporizado, sirven para separar el condensado del vapor flash.

Los tanques flash pueden ser fabricados con un tubo largo gran diámetro, al que en los extremos se le colocan. La salida del vapor se debe de tener en la parte superior, y la descarga del condensado en la parte inferior. La entrada del condensado debe de estar 150 - 200 mm más arriba que la descarga de condensado.

La dimensión más importante es el diámetro interior. Esta dimensión es crítica, ya que un tamaño adecuado ayuda a que la velocidad de mezcla no sea tan baja evitando así el acarreo de condensado junto al vapor flash generado. (Armstrong, 1998)

En el cálculo de las dimensiones del tanque flash, se recomienda primero determinar el volumen del tanque flash; el cual debe ser igual o mayor al volumen de la mezcla que circula por el tanque en un segundo, matemáticamente se escribe como: (Ahlgren, 1991)

$$V_{TQ} \geq \frac{m_1 \times V_{evc}}{3600} \dots \dots \dots (60)$$

Donde:

m_1 : Flujo de ingreso de condensado al tanque flash, en kg/h

V_{evc} : Volumen específico de la mezcla vapor/condensado, en m^3/kg

V_{TQ} : Volumen del tanque flash, en m^3

a. Cálculo del Diámetro del Tanque flash

Conocido el volumen del tanque flash, se procede a calcular el diámetro del tanque flash mediante la siguiente fórmula:

$$D_{TQ} = \sqrt{\frac{4 \times V_{TQ}}{\pi \times v_w}} \dots \dots \dots (61)$$

Donde:

D_{TQ} : Diámetro de tanque flash, en m.

v_w : Velocidad de la mezcla en el interior del tanque flash, en m/s

V_{TQ} : Volumen del tanque flash, en m^3

El valor de V_w es importante debido a que de este depende el arrastre de condensado en el vapor flash, se recomienda una velocidad de mezcla de 0.6 m/s para una óptima separación de vapor y agua. Una velocidad de mezcla baja acarrea un tanque flash de mayores proporciones y por ende mayores costos, por lo que se fabrican tanques flash de menor tamaño que permiten velocidades de mezcla máxima de 3 m/s. (Ahlgren, 1991)

El tiempo ha demostrado que a una velocidad del vapor dentro del tanque de 3 m/s se tiene una buena separación del vapor flash y condensado. (Armstrong, 1998)

Con la siguiente ecuación se puede calcular la velocidad máxima de mezcla, si se diseña los tanques con una velocidad superior a esta, se presentará problemas por arrase de condensado. (Wankat, 2008)

$$v_{\max \text{mez}} = k_{\text{tanq}} \sqrt{\frac{\rho_f - \rho_g}{\rho_g}} \dots \dots \dots (62)$$

Donde:

$V_{\max \text{mez}}$: Velocidad máxima de mezcla, en ft/s

ρ_f : Densidad del líquido saturado, en $\frac{kg}{m^3}$

ρ_g : Densidad del vapor saturado, en $\frac{kg}{m^3}$

K_{tanq} : Constante empírica que depende del tipo de tanque.

Si bien K_{tanq} es una constante empírica, Blackwell (1984) ajustó esta constante a la siguiente correlación: (Wankat, 2008)

$$K_{\text{tanq}} = \exp(A + B \ln F_{lv} + C (\ln F_{lv})^2 + D (\ln F_{lv})^3 + E (\ln F_{lv})^4) \dots \dots \dots (63)$$

$$F_{lv} = \frac{m_f}{W_v} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_f}} \dots \dots \dots (64)$$

Donde:

m_f : Flujo de líquido, en kg/h

m_g : Flujo de vapor, en kg/h

Las constantes son:

A= -1.877478097

B= -0.8145804597

C= -0.1870744085

D= -0.0145228667

E= 0.0010148518

El valor que se obtiene típicamente de K_{tanq} va de 0.1 a 0.35

b. Cálculo de la Altura del Tanque de Vapor Flash

La altura total del tanque flash viene dada por 3 alturas, tal y como se muestra en la figura 19.

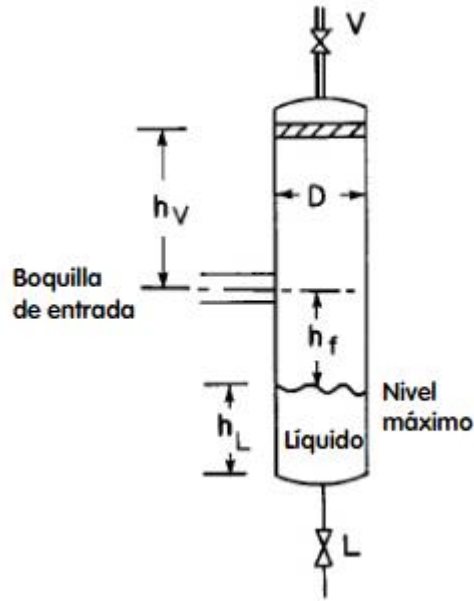


Figura 19: Medidas de un Tanque de vapor flash.

FUENTE: Wankat (2008)

$$H = H_L + H_F + H_V \dots \dots \dots (65)$$

Donde:

H: Altura total de Tanque Flash

H_L: Profundidad del líquido

H_F: Altura intermedia del tanque flash

H_V: Altura del tanque arriba de la tubería de ingreso de vapor flash.

La profundidad del líquido (H_L) se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$H_L = \frac{V_{res}}{\frac{\pi \times D_{TQ}^2}{4}} \dots \dots \dots (66)$$

Donde:

D_{TQ}: Diámetro de tanque flash, en m.

V_{rese}: Volumen de reserva de condensado que se desee, en m³

La altura intermedia del tanque flash (H_f), viene dada por la siguiente expresión:

$$H_f = 0.3048 + \frac{D_{TQ}}{2} \dots \dots \dots (67)$$

Donde:

D_{TQ} : Diámetro de tanque flash, en m.

De igual manera para la Altura del tanque arriba de la tubería de ingreso de vapor flash (H_v):

$$H_v = 0.9144 + \frac{D_{TQ}}{2} \dots \dots \dots (68)$$

Donde:

D_{TQ} : Diámetro de tanque flash, en m.

Para corroborar unas correctas medidas se tiene que cumplir la siguiente expresión:

$$3 < \frac{H}{D_{TQ}} < 5$$

Si se tiene valores menores a 3, debe de aumentarse el volumen de reserva de condensado, para así evitar líquidos, para valores mayores de 5 se deben de considerar una velocidad de mezcla menor o trabajar con un tanque flash horizontal.

2.6.3. TUBERÍAS DE INGRESO Y SALIDA DE VAPOR FLASH

Para calcular el tamaño de tubería se sigue el proceso matemático basado en la ley de continuidad, expuesto a continuación:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times m \times V_f}{\pi \times v_f}} \dots \dots \dots (69)$$

Donde:

D: Diámetro de tanque flash, en m

m: Masa del fluido, en $\frac{kg}{s}$

V_f : Volumen específico del fluido, en $\frac{m^3}{kg}$

v_f : Velocidad del fluido, en $\frac{m}{s}$

El volumen específico de un fluido que se compone de una mezcla vapor/condensado se puede calcular de la siguiente manera:

$$V_f = V_c(1 - F) + (V_v \times F) \dots \dots \dots (70)$$

Donde:

V_c : Volumen específico del condensado, en $\frac{m^3}{Kg}$

V_v : Volumen específico del vapor, en $\frac{m^3}{Kg}$

F: Porcentaje de vapor flash, en %

Para tuberías de distribución de vapor saturado seco, la experiencia demuestra que son razonables las velocidades entre 25 - 35 m/s, pero deben considerarse como el máximo sobre la cual aparecen el ruido y la erosión, particularmente si el vapor es húmedo. En líneas de suministro de longitudes considerables, es frecuentemente necesario restringir las velocidades a 15 m/s si se quieren evitar grandes caídas de presión. (SPIRAX SARCO)

2.7. ELABORACIÓN DE INDICADORES

2.7.1. INDICADOR TÉRMICO

El indicador térmico es la relación que compara el consumo de energía con toneladas de harina producidas. (Chucuya, 2017)

$$I.T = \frac{\text{Calor consumido}}{\text{Tonelada de harina producida por hora}} \dots \dots \dots (74)$$

Donde:

I.T.: Indicador Térmico, en $\frac{kJ}{\text{Ton Har Prod}}$

Calor consumido, en kJ/h

2.7.2. INDICADOR ENERGÉTICO

El indicador energético es la relación que compara el consumo de combustible con toneladas de harina producidas. (Chucuya, 2017)

$$I.E = \frac{\dot{m}_{com}}{\text{Tonelada de harina producida por hora}} \dots \dots \dots (75)$$

Donde:

I.E.: Indicador Energético, en $\frac{kJ}{\text{Ton Har Prod}}$

M_{com} : Combustible consumido, en m^3/h

2.7.3. INDICADOR ENERGÉTICO ECONÓMICO

El indicador energético económico es la relación que compara el costo del combustible consumido con toneladas de harina producidas. (Chucuya, 2017)

$$I.E.E = \frac{U\$ \text{ por combustible consumido}}{\text{Tonelada de harina producida por hora}} \dots \dots \dots (76)$$

$$I.E.E = I.E \times Costo$$

Donde:

I.T.: Indicador Energético, en $\frac{U\$}{\text{Ton Har Prod}}$

2.7.4. INDICADOR ENERGÉTICO AMBIENTAL

Todos los combustibles industriales son combinaciones carbono/hidrógeno y se disocian en sus componentes antes de quemarse, produciéndose la combustión siempre en forma básica y elemental: $C + O_2 = CO_2$ y $2H_2 + O_2 = 2H_2O$. (Guevara, 2017)

Se define al Indicador Energético Ambiental como la cantidad de CO_2 dejado de emitir al ambiente, cuando se logra una disminución en el consumo de combustible, lo podemos calcular matemáticamente con la siguiente fórmula: (Chucuya, 2017)

$$IEA = \frac{\dot{m}_{GN \text{ ahor.}} \times (FE \text{ } CO_2/GN) \times \rho_{GN}}{1000} \dots \dots \dots (77)$$

Donde:

IEA: Toneladas de CO_2 dejados de emitir

$m_{\text{agna Ahor}}$: Flujo másico de Gas Natural Ahorrado, en $\frac{m^3}{h}$

$FE_{CO_2/GN}$: factor de emisiones de carbono por el Gas Natural Peruano, en $\frac{kg \text{ } CO_2}{kg \text{ } GN}$

ρ_{GN} : Densidad del gas natural, en $\frac{Kg}{m^3} \left(0.735 \frac{Kg}{m^3} \right)$

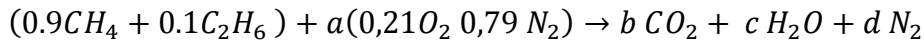
Los factores de emisiones para los distintos combustibles, se pueden encontrar en diferentes bibliografías. Si bien se puede encontrar un factor de emisiones de

carbono por el Gas Natural en la web, esta información corresponde a un Gas Natural de Europa y/o otras localidades, gas natural que presente características diferentes al gas Natural Seco Peruano, por lo se procederá a determinar el factor de emisiones de carbono por el Gas Natural Peruano, haciendo uso de una ecuación estequiométrica.

El gas natural peruano presenta las siguientes características:(OSINERMING, 2015)

- Composición del gas Natural Peruano: 90% metano – 10% etano.
- Gravedad específica: 0.6

Con estos datos presentamos la siguiente ecuación estequiométrica:



De esta ecuación solo nos interesa calcular el valor de b, el cual es:

$$b = \frac{(0.9 \times 1) + (0.1 \times 2)}{1} = 1.1$$

Calculado el valor de b, procedemos a determinar el factor de emisiones de carbono por el Gas Natural Peruano:

$$FE_{CO_2/GN} = \frac{1.1(12 + 32)}{0.9(12 + 4) + 0.1(24 + 6)} = 2.78 \frac{Kg CO_2}{Kg GN} \dots \dots \dots (78)$$

Donde:

$FE_{CO_2/GN}$: Factor de emisiones de carbono del Gas Natural Peruano, $\frac{kg CO_2}{kg GN}$

2.7.5. REDUCCIÓN DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE

La reducción en el consumo de combustible de la planta es igual a la variación o reducción del Indicador energético de la planta (ratio de combustible de planta) y esta se evaluará de la siguiente manera:

$$\Delta I.E_{Planta} = I.E_{Planta} - \Delta I.E_{Coc} - \Delta I.E_{PAMA} \dots \dots \dots (79)$$

Donde:

$\Delta I.E_{planta}$.: Variación del consumo de combustible de la planta, en $\frac{m^3}{Ton Har Prod}$

$I.E_{planta}$.: Ratio de combustible de planta sin sistema de vapor flash, en $\frac{m^3}{Ton Har Prod}$

$\Delta I.E_{Coc.}$: Variación del Indicador energético en el área de cocción por influencia del sistema de vapor flash, en $\frac{m^3}{Ton\ Har\ Prod}$

$\Delta I.E_{PAMA.}$: Variación del Indicador energético en el área del PAMA por influencia del sistema de vapor flash, en $\frac{m^3}{Ton\ Har\ Prod}$

2.8. FUNDAMENTOS DE LA INGENIERÍA ECONÓMICA

La ingeniería económica consiste en un conjunto de técnicas de análisis para la toma de decisiones de decisiones financieras en el aparato industrial. (Baca, 2007)

La ingeniería económica ofrece conocimientos básicos para una adecuada toma de decisiones, teniendo como fin principal la rentabilidad y las oportunidades de inversión. (García, 2011)

2.8.1. VALOR ACTUAL NETO

El valor actual neto es una técnica que consiste en calcular el valor de futuras cantidades monetarias en su equivalente del presente, se usa la siguiente ecuación para su cálculo: (Baca, 2007)

$$VAN = -I + \frac{FNE_1}{(1+i)^1} + \frac{FNE_2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{FNE_n}{(1+i)^n} \dots \dots \dots (80)$$

Donde:

VAN: Valor Actual Neto

I: Inversión Inicial

FNE_n : flujo neto de efectivo del año n, que corresponde a la ganancia neta después de impuestos en el año n.

i: Tasa mínima aceptable de rendimiento (12%)

2.8.2. TASA INTERNA DE RETORNO

Es una tasa que nos garantiza la recuperación de la inversión con el paso del tiempo, midiendo la rentabilidad del proyecto, se calcula dándole un valor de cero al VAN. (García, 2011)

$$VAN = 0 = -I + \frac{FNE_1}{(1+TIR)^1} + \frac{FNE_2}{(1+TIR)^2} + \dots + \frac{FNE_n}{(1+TIR)^n} \dots \dots \dots (81)$$

Donde:

TIR: Tasa Interna de Retorno

2.8.3. PAYBACK

Es una técnica que tiene por objetivo hacerse una idea aproximada del tiempo que se tardará en recuperar la inversión inicial en función a los ingresos por ahorros obtenidos.

$$P = \frac{I}{FNE} \dots \dots \dots (82)$$

CAPÍTULO III: MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. MATERIALES

3.1.1. SUSTANCIAS

Se tiene las siguientes sustancias que se estudiarán para el análisis:

- Materia Prima: Engraulis ringens.
- Sanguaza.
- Scrap de equipos de secado.
- Licores del PAMA.
- Harina de Pescado.
- Gas Natural Peruano.
- Gases de Combustión de calderas.
- Vapor saturado.
- Vapor flash.
- Condensado.

3.1.2. EQUIPOS E INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN

A. Instrumentos Instalados en el Proceso

- Termómetros industriales bimetálicos: Para registrar temperaturas en los diferentes puntos del proceso.
- Manómetros estándar inundado con glicerina: Para registrar la presión de operación de los equipos a analizar.
- Equipo de análisis de Gases de combustión: Instalados en cada una de las Calderas, para registrar la concentración y temperatura de los gases de combustión y del ambiente. (El equipo incluye analizador de gases, termómetros, PLC y pantalla táctil).

B. Instrumentos Adicionales

- Termómetro infrarrojo con láser marca SKF: Para medir la temperatura en las superficies.

C. Equipo del Departamento de Control de Calidad

Se dispuso del laboratorio de control de calidad para poder determinar las propiedades de la materia prima, sanguaza, scrap del proceso y licores del área PAMA.

- Balanzas de precisión eléctrica
- Balanza infrarroja para humedad
- Centrífugas
- Reactivos
- Estufas
- Probetas

3.1.3. FORMATOS

Los datos de operación de equipos y procesos se muestran en los siguientes formatos, adjuntos en los anexos N°02, N°03 y N°04.

- Formato reporte diario de producción
- Formato control de proceso – área de Cocinado
- Formato control de proceso – área de secado

3.2. MÉTODO DE INVESTIGACIÓN

El método de la investigación es el conjunto de procedimientos lógicos con los cuales se plantea el problema científico y se pone a prueba la hipótesis y los instrumentos del trabajo de investigación. Se tiene 3 métodos, uno de los cuales es el Método Descriptivo, que se caracteriza porque se enfoca definir las características fundamentales de la muestra de estudio, utilizando criterios sistemáticos que permitan poner en manifiesto su estructura o comportamiento; los otros dos métodos son: Método Explicativo y el Método Exploratorio. (Guevara, 2017)

El método de la investigación es del tipo descriptivo, pues la preocupación principal de esta investigación radica en describir en cuanto influye un sistema de vapor flash en la reducción del consumo de combustible; este vapor flash se ha de recuperar de los condensados de los equipos de secado a vapor, este vapor generado será aprovechado en las chaquetas de la cocinas para la cocción de la materia prima (anchoveta) y para suministrar energía térmica al área de PAMA.

3.3. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

La presente investigación se realizó en diferentes fases, las cuales fueron:

A) La fase de campo consiste en el reconocimiento de planta y proceso en general, luego del sistema en particular a estudiar. Se realizará un estudio de los modos de operación de las áreas de interés, así como entrevistas con los operadores de la planta y se recopilará la información técnica pertinente para el estudio.

B) Desarrollo del procedimiento para determinar el ahorro de combustible, tal como se explica en el diagrama de flujo de la siguiente figura 20

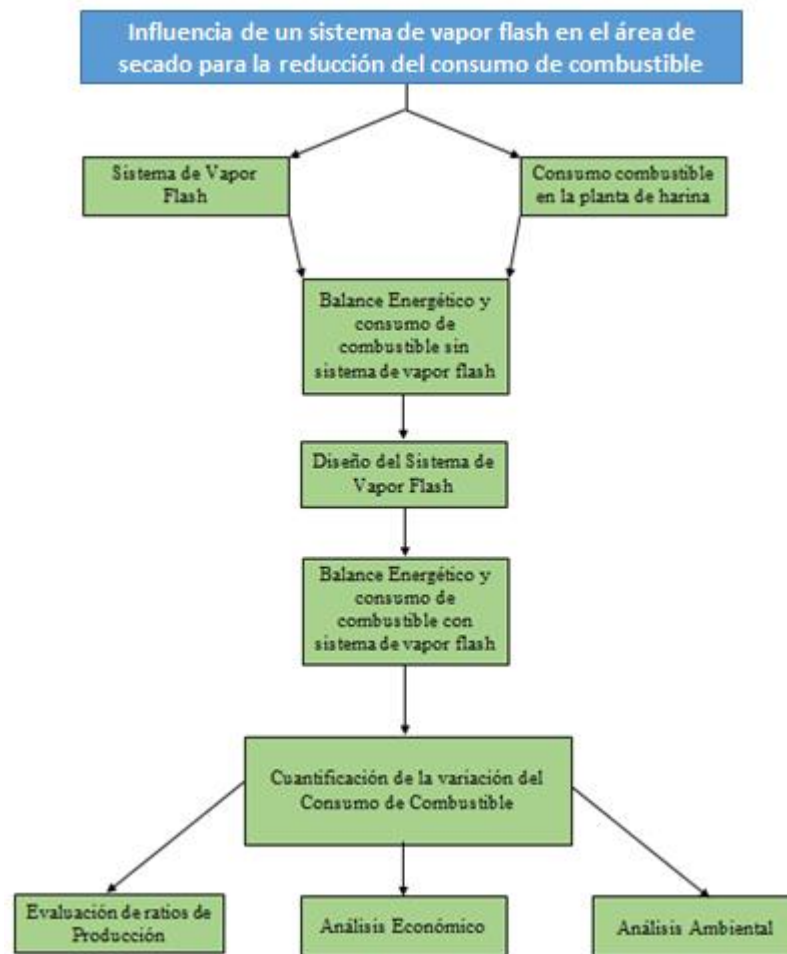


Figura 20: Diagrama de la metodología aplicada para la determinación de la reducción de combustible

Fuente: Elaboración Propia

3.3.1. CONSIDERACIONES DEL PROCESO

Se considera lo siguiente:

- La producción de planta en su máxima capacidad es de 168 Ton/h.
- La Capacidad de 168 Ton/h viene limitada por la capacidad de procesamiento de las prensas.
- Al tener todas las cocinas la misma capacidad, para una velocidad de 168 Ton/h, se considera que cada cocina procesa 42 Ton/h.
- El producto final (harina de pesado) tiene una humedad final promedio de 7.43.
- Las calderas solo trabajan a gas natural y tienen una eficiencia promedio de
- Las calderas trabajan a fogueo alto para una producción de 168 Ton/h.

3.3.2. CONSIDERACIONES DE LA GENERACIÓN DE VAPOR FLASH Y APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA DISPONIBLE

Para la generación de vapor flash se tendrá en cuenta las siguientes consideraciones:

- Se instalará un tanque de producción de vapor flash para los secadores rotadiscos y uno para los secadores rotatubos.
- La presión del condesando de los secadores rotadiscos es de 4.5 Barg mientras que el condensado de los secadores rotatubos es de 5 Barg.
- La presión de descarga del tanque flash es de 1.4 Barg.
- Se cuantifica el calor disponible en función del vapor flash producido, y se determina el equivalente del calor generado en gas natural.
- En función a la cuantificación del gas natural dejado de consumir, se determina el ahorro económico y las toneladas de CO₂ dejadas de emitir.

3.3.3. CONSIDERACIONES PARA LA EVALUACIÓN ECONÓMICA

Se considera lo siguiente:

- La Empresa Copeinca SAC – Chancay tiene licencia para producir 40 000 Ton/año de harina de pescado.
- Se considera una vida útil de 10 años para los proyectos y una tasa de rendimiento mínima atractiva del 12%.
- El precio del gas natural puesto en planta es de 0.4163 USD/Sm³

3.4. INVENTARIO DE EQUIPOS DE GENERACIÓN DE VAPOR, COCCIÓN, SECADO E INTERCAMBIADORES DE CALOR DEL ÁREA DE PAMA

3.4.1. GENERADORES DE VAPOR

Se trata de calderas tipo pirotubulares de 4 pasos con quemadores duales (gas natural y Petróleo Bunker) de tipo modulante, que modulan el fogueo ya sea en forma automática o manual, en función de la presión de vapor que está fijada entre 90 psi (mínimo) y 120 psi (máximo). Los quemadores cuentan con un sistema mecánico de varillas y levas que es posicionado por un modutrol para mantener una relación aire-combustible (exceso de aire) más o menos constante en todo el rango de fogueo del quemador.

Cuadro 3: Lista de calderos pirotubulares de la planta harinera Copeinca Chancay.

Calderos	Marca	Modelo	Combustible	Potencia (BHP)
Caldero N°1	DISTRAL	D3B-900-150	GAS / R-500	900
Caldero N°2	JOHNSTON BOILER	PFTA 800-4MG-150S	GAS / R-500	800
Caldero N°3	JOHNSTON BOILER	PFTA 1200-4LG-125W	GAS / R-500	1200
Caldero N°4	JOHNSTON BOILER	PFTA 1200-4LG-125W	GAS / R-500	1200
Caldero N°5	JOHNSTON BOILER	PFTA 1000-4LG-150S	GAS / R-500	1000
Caldero N°6	JOHNSTON BOILER	PFTA 1500-4HG-150	GAS / R-500	1500

FUENTE: Elaboración Propia

3.4.2. COCINAS

Copeinca SAC-Chancay, cuenta con las siguientes cocinas:

Cuadro 4: Lista de cocinas de la planta harinera Copeinca Chancay

Datos	Cocina N°1	Cocina N°2	Cocina N°3	Cocina N°4
Marca	ATLAS FIMA	ATLAS FIMA	FABTECH	FABTECH
Modelo	AF-50	AF-50	C1-11616-30-1S	C1-11616-30-1S
Tipo	Mixto	Mixto	Mixto	Mixto
Rpm	5	5	5	5
Radio Del Cocina	1690 mm	1690 mm	1760 mm	1760 mm
Longitud Del Cocina	1288 mm	1288 mm	1470 mm	1470 mm
Superficie De Calefacción Estator	47 m ²	47 m ²	65 m ²	65 m ²
Superficie De Calefacción Rotor	113 m ²	113 m ²	125 m ²	125 m ²
Capacidad (Tmp/H)	50	50	50	50

FUENTE: Elaboración Propia

3.4.3. SECADORES DE VAPOR INDIRECTO

Copeinca SAC-Chancay, cuenta con las siguientes Secadores de Vapor del Tipo Indirecto:

Cuadro 5: Lista de secadores rotadiscos de la planta harinera Copeinca Chancay.

Datos	Secador Rotadiscos N°1	Secador Rotadiscos N°2	Secador Rotadiscos N°3	Secador Rotadiscos N°4
Marca	FIMA	FIMA	FIMA	FIMA
Modelo	ADD-1968	ADD-1968	ADD-1968	ADD-1968
Humedad Ingreso (%)	52-55	52-55	52-55	52-55
Humedad Salida (%)	44 - 47	44 - 47	44 - 47	44 - 47
Reducción De Humedad %	8	8	8	8
ÁREA DE CALEFACCIÓN M ²	355	355	355	355
Rpm Del Rotor	14	14	14	14
Tiempo Residencia (Min.)	12	12	12	12
Presión De Trabajo (Barg)	4 – 4.5	4 – 4.5	4 – 4.5	4 – 4.5
Capacidad (Kg H ₂ O Evap/Tmp)	3500	3500	3500	3500
Eficiencia Térmica	1.3	1.3	1.3	1.3

Fuente: Elaboración Propia

Cuadro 6: Lista de secadores rotatubos de la planta harinera Copeinca Chancay

Datos	Secador Rotatubos N° 1	Secador Rotatubos N° 2	Secador Rotatubos N° 3
Marca	HAARSLEV INDUSTRIES	HAARSLEV INDUSTRIES	HAARSLEV INDUSTRIES
Modelo	RTD 3522-22	RTD 3522-22	RTD 3522-22
Presión de máxima (Barg)	6	6	6
Presión de trabajo (Barg)	4 – 5	4 – 5	4 – 5
Peso Tambor (Ton)	100	100	100
Área de calefacción m ²	1 758	1 758	1 758
Diámetro exterior (M)	3.5	3.5	3.5
Longitud del Tambor (M)	22	22	22
N° Tubos	192	192	192
Dimensiones de tubos	L=22 m φ114.3x3.06	L=22 m φ114.3x3.06	L=22 m φ114.3x3.06
Inclinación	1.53°	1.53°	1.53°
Potencia De Motor	110 kW (150 HP) (3x440 V, 60 Hz)	110 kW (150 HP) (3x440 V, 60 Hz)	110 kW (150 HP) (3x440 V, 60 Hz)
Rpm	7	7	7
Capacidad de Evaporación (Kg H ₂ O Evap/H)	8000	8000	8000
Consumo nominal de vapor (Kg Vapor/H)	16000	16000	16000
Flujo Extracción Vahos (M ³ /H)	9900	9900	9900

FUENTE: Elaboración Propia

3.4.4. INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PAMA

Copeinca SAC-Chancay, cuenta con las siguientes Intercambiadores de calor en el área del PAMA.

Cuadro 7: Intercambiadores de calor en el área del PAMA.

Datos	Pre coagulador 1	Pre coagulador 2	Pre coagulador 3	Tanque Coagulador
Marca	Fab. Nacional	Fab. Nacional	Fab. Nacional	Fab. Nacional
Tipo De Intercambiador	IC a vapor Directo	IC a vapor Directo	IC a vapor Directo	IC a vapor Directo
Capacidad (Ton/H)	4.5	4.2	4.5	14
Temperatura De Inicio (°C)	20	20	20	80
Temperatura Final (°C)	80	80	80	100
Tipo De Vapor	Vapor Vivo	Vapor Vivo	Vapor Vivo	Vapor Flash
Tiempo De Calentamiento.	Continuo	Continuo	Continuo	Continuo

FUENTE: Elaboración Propia

3.5. CIRCUITO DE VAPOR Y CONDENSADO DE LA PLANTA COPEINCA CHANCA Y

3.5.1. CIRCUITO DE VAPOR SIN SISTEMA DE VAPOR FLASH

El circuito de vapor sin el sistema de vapor flash se muestra en la figura 21.

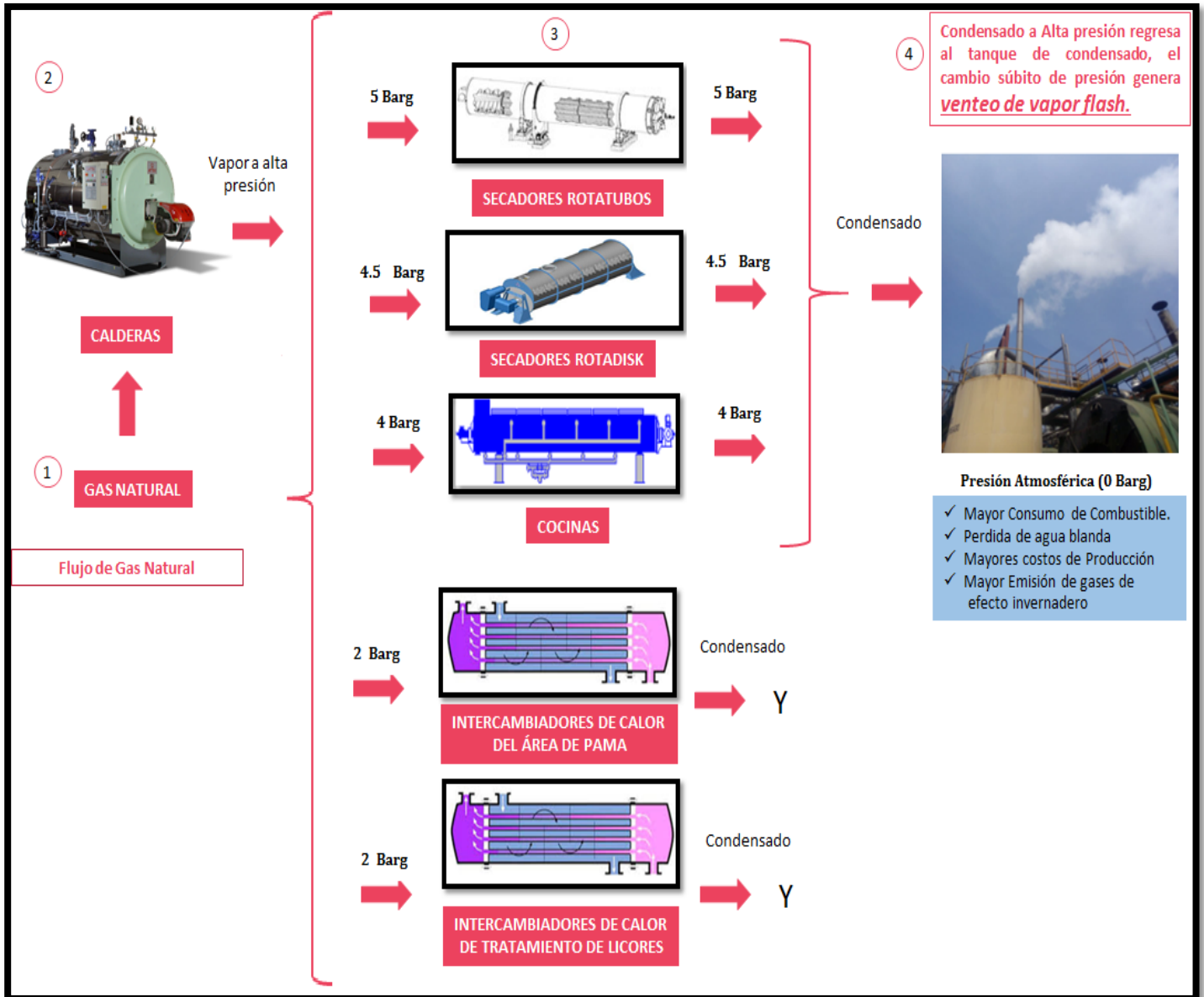


Figura 21: Diagrama del sistema de vapor Flash sin la implementación del sistema de vapor flash.

Fuente: Elaboración propia

3.5.2. CIRCUITO DE VAPOR CON LA IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE VAPOR FLASH

El circuito de vapor con la implementación del sistema de vapor flash se muestra en la figura 22.

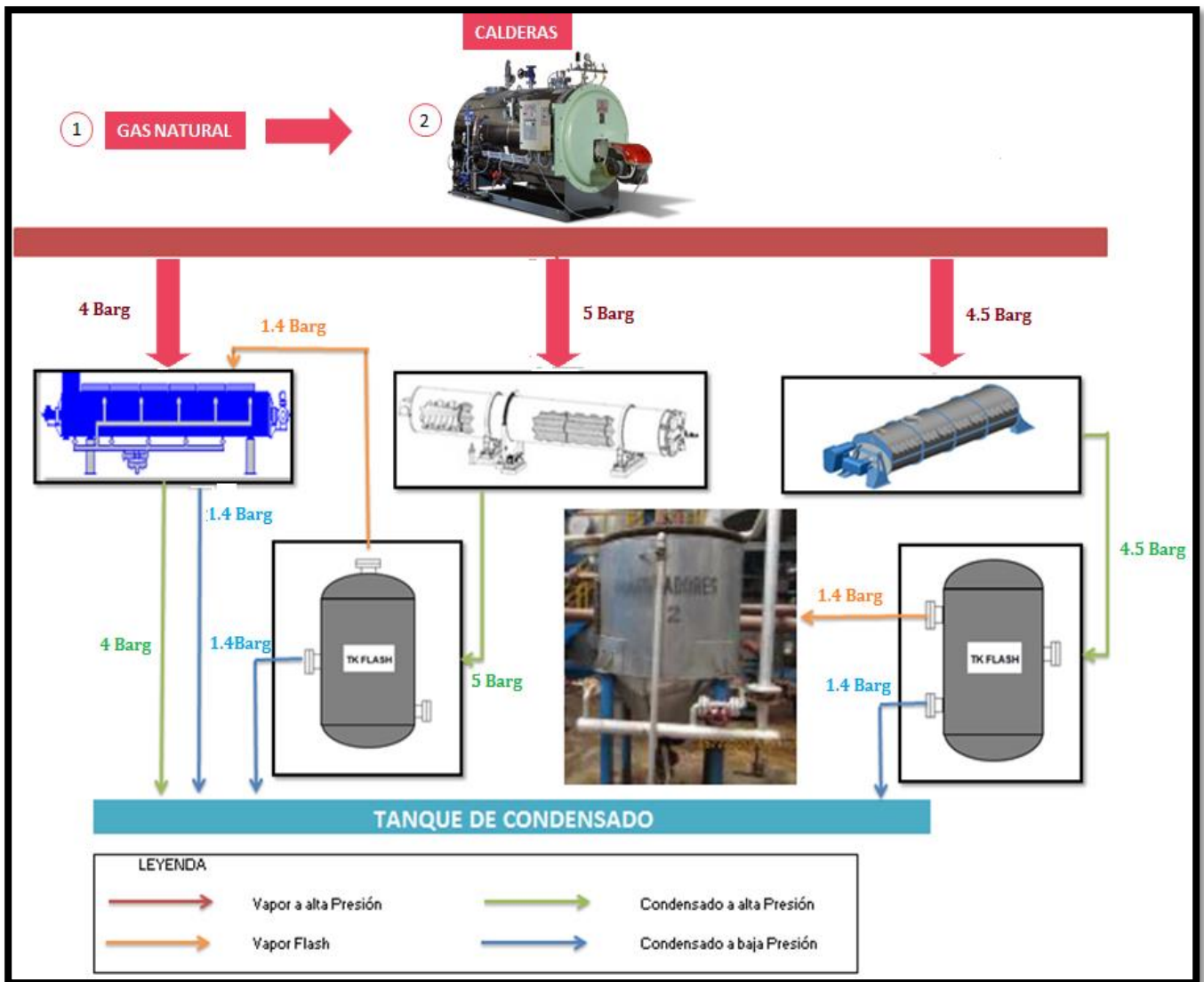


Figura 22. Diagrama del sistema de vapor Flash sin la implementación del sistema de vapor flash.

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y DISCUSIONES

4.1. DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA DE LAS CALDERAS

Para la evaluación de la eficiencia de las calderas se ha evaluado siguientes parámetros que resultan cruciales para un proceso de combustión y que influyen grandemente en la eficiencia térmica de una caldera.

- Exceso de aire (reflejado por la concentración de oxígeno de chimenea).
- Temperatura de gases.
- Opacidad de humos (reflejado por el Índice de Bacharach).

En la Cuadro N°8 se muestran los resultados de las mediciones realizadas en las cinco calderas operativas de la planta quemando gas natural, con respecto a los parámetros antes señalados.

Cabe señalar que periódicamente (cada 2 o 3 meses) un técnico externo a la planta realiza ajustes del sistema de combustión del quemador de cada caldera con la finalidad de lograr un mínimo de exceso de aire.

Cuadro 8: Análisis de gases y otras mediciones en las calderas

Variables	Caldera	Caldera	Caldera	Caldera	Caldera	Caldera
	N°1	N°2	N°3	N°4	N°5	N°6
Tg	Inoperativa	178	174	181	172	179
Ta	Inoperativa	27	27	27	27	27
% CO ₂	Inoperativa	9.5	9.6	10.1	9.7	9.8
% O ₂	Inoperativa	4	3.9	3	3.7	4,8
PCS GN (kCal/m ³)	Inoperativa	9200	9200	9200	9200	9200
CO (ppm)	Inoperativa	0	0	0	0	0
B	Inoperativa	0	0	0	0	0

FUENTE: Elaboración Propia

En el Cuadro N°9 se presentan los resultados correspondientes de las eficiencias térmicas de las calderas. Se incluyen las pérdidas térmicas en porcentaje con respecto a la energía del combustible.

Cuadro 9: Eficiencia de calderas pirotubulares evaluadas

Pérdida		Caldera 2	Caldera 3	Caldera 4	Caldera 5	Caldera 6	Prom Pond
Nombre	Símb	800 BHP	1200 BHP	1200 BHP	1000 BHP	1500 BHP	
Calor Sensible En Gases	P ₁	5.56%	5.36%	5.34%	5.23%	5.43%	5.44%
Vapor De Agua En Gases	P ₂	0.16%	0.16%	0.16%	0.16%	0.16%	0.16%
Inquemados Gaseosos	P ₃	0.00%	0.00%	0,00%	0.00%	0.00%	0.00%
Inquemados Solidos	P ₄	1.27%	1.27%	1.27%	1.27%	1.27%	1.27%
Convección Paredes	P ₅	1.05%	1.00%	1.02%	0.94%	1.00%	1.02%
Radiación Paredes	P ₆	0.60%	0.67%	0.68%	0.63%	0.61%	0.63%
$\sum P$	$\sum p$	8.64%	8.46%	8.47%	8.23%	8.47%	8.52%
Eficiencia	η_{cald}	91.36%	91.54%	91.53%	91.77%	91.53%	
Promedio Ponderado Eficiencias	η_{cald} prom	91.48%					

FUENTE: Elaboración Propia

Cabe señalar que para el cálculo de la eficiencia Total del Área de calderas se utilizó el promedio ponderado basado en la potencia de los Calderos. En la Figura N° 21 se muestra el diagrama de Sankey que ilustran las energías útiles y pérdidas de energía en el Área de calderas de la Planta, el cual se hizo en base a los promedios ponderados de las 5 calderas operativas.

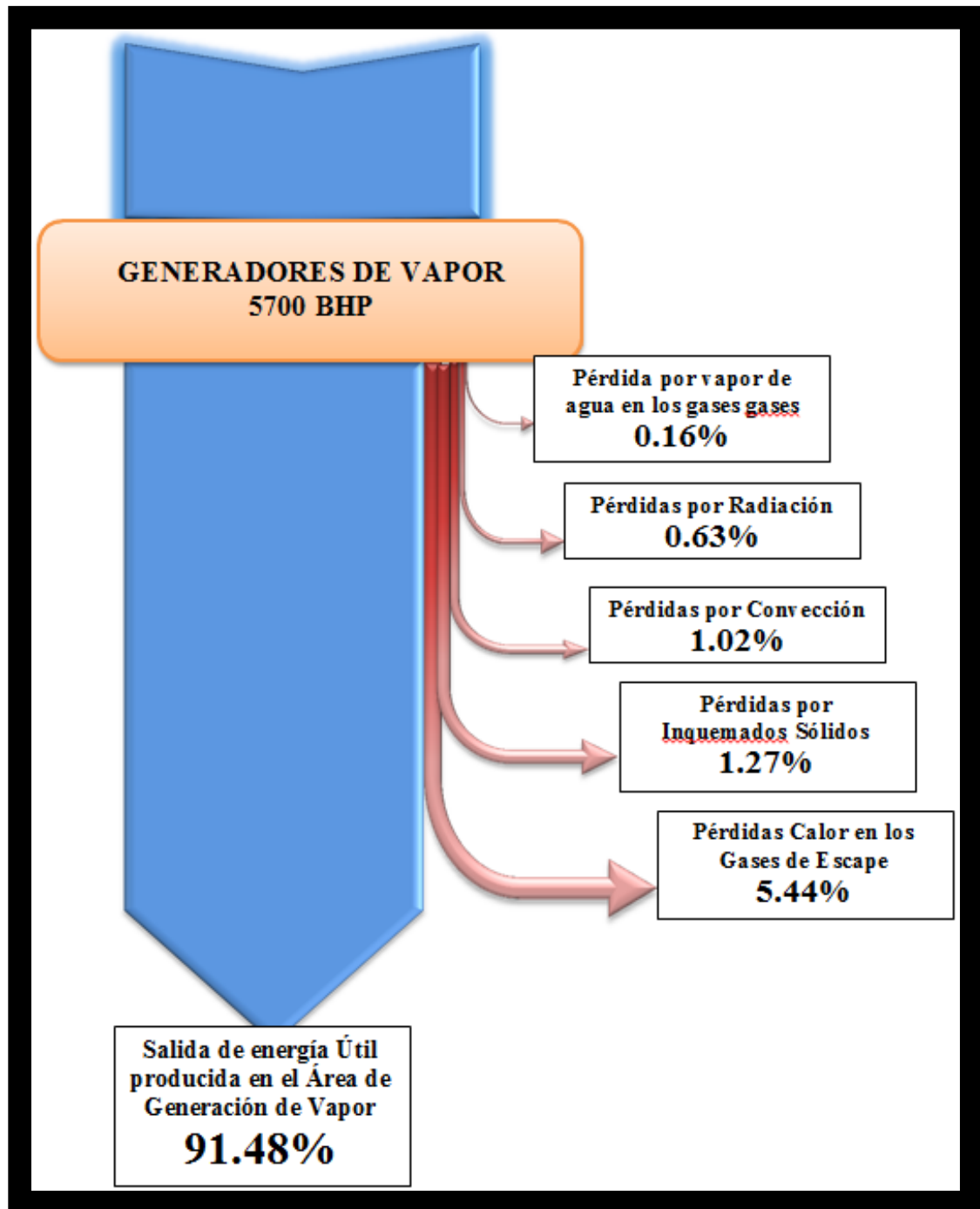


Figura 23: Diagrama Sankey del área de generación de vapor

FUENTE: Elaboración Propia

A continuación, en la figura 22, podemos apreciar que la caldera con mayor eficiencia es la caldera N°05 y la de menor eficiencia es la caldera N°02.



Figura 24: Eficiencias máxima y mínima de las cinco calderas pirotubulares de la planta de vapor.

FUENTE: Elaboración Propia

4.2. EVALUACIÓN TÉRMICA DE LOS EQUIPOS

4.2.1. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN EQUIPOS DE COCCIÓN

a. Determinación del Cp. De la Anchoveta

Para determinar el Cp. De la anchoveta, hacemos uso de la ecuación N° 13:

Cuadro 10. Determinación Cp. de la anchoveta

Composición Química De La Anchoveta Peruana	Composición M.P (A)	Cp.(B)	(A)x(B)
	%	(kJ / kg.°C)	(kJ / kg.°C)
Agua	76.94%	4.184	3.219
Grasa	3.56%	2.092	0.074
Sólidos	19.50%	1.339	0.261
Cp. Anchoveta			3.555

FUENTE: Elaboración Propia

b. Flujo de calor requerido para la cocción del pescado

Una vez obtenido el Cp de la anchoveta, pasamos a utilizarlo en la ecuación N°25 para determinar el flujo calor requerido para la cocción de 168 TON/h de pescado

Cuadro 11: Flujo de calor requerido para cocción del pescado

Parámetros	Símbolo	Cocina 1	Total 4 Cocinas	Unidad
Materia Prima Procesada	m_{MP}	42000.00	168000.00	Kg/H
Calor Especifico De M.P	$C_{pAnchov}$	3.555	3.555	kJ / kg.°C
$T_{Cocción}$	T_{coc}	100	100	°C
$T_{Ingreso De Anchoveta}$	$T_{ing anchv}$	15	15	°C
Calor Cocción Del Pescado	$Q_{Coc.}$	12690373.25	50761492.99	kJ / h.

FUENTE: Elaboración Propia

c. Flujo de Calor Perdido por Radiación

Se determina el calor perdido por radiación, mediante la ecuación N°36:

Cuadro 12: Flujo de calor perdido por radiación

Parámetros	Símbolo	Cocina 1	Cocina 2	Cocina 3	Cocina 4	Unidad
Radio de la cocina	R	1.69	1.69	1.76	1.76	m
Longitud de la cocina	L	12.88	12.88	14.70	14.70	m
Temperatura de aislamiento	T_{ais}	35	40	35	39	°C
Temperatura exterior superficie cilíndrica	$T_{ext caras}$	99	98	97	100	°C
Temperatura ambiente	T_{amb}	20	20	20	20	°C
Área superficie cilíndrica	$A_{sup cil}$	154.70	154.70	182.01	182.01	m ²

Continuación:

Área las caras	A_{caras}	7.50	7.20	7.50	7.26	m^3
Coefficiente emisividad del acero inoxidable	$\epsilon_{\text{ace inox}}$	0.30	0.30	0.30	0.30	-
Coefficiente emisividad del hierro	ϵ_{fo}	0.44	0.44	0.44	0.44	-
Calor perdido por radiación en caras	$Q_{\text{rad caras}}$	64.60	59.54	60.76	65.10	kJ / h
Calor perdido por superficie cilíndrica	$Q_{\text{rad sup cil}}$	12.70	22.74	14.94	24.00	kJ / h
Calor total perdido por radiación por cocina	$Q_{\text{tot rad cocin}}$	77.30	82.28	75.71	89.10	kJ / h

FUENTE: Elaboración Propia.

d. Flujo de calor perdido por Convección

Para calcular el Flujo de calor perdido por convección utilizamos las ecuaciones 26 al 35. Debido a que se desconoce los flujos de vapor dentro de las cocinas, se realizará un algoritmo basado en iteraciones, donde tomaremos como punto base una pérdida de calor de calor por convección del 1% (pérdida base o supuesto), del flujo de calor requerido por las cocinas y se determinará el flujo de vapor requerido.

Cuadro 13: Balance de energía con una pérdida de calor por convección base de 1%

Parámetros	Símb	Cocina 1	Cocina 2	Cocina 3	Cocina 4	Unid.
Calor Cocción del pescado	$Q_{\text{Coc.}}$	12690373.25	12690373.25	12690373.25	12690373.25	kJ / h
Calor perdido por radiación en caras	$Q_{\text{rad cara}}$	64.60	59.54	60.76	65.10	kJ / h
Calor perdido por superficie cilíndrica	$Q_{\text{rad cil}}$	12.70	22.74	14.94	24.00	kJ / h
Calor perdido por convección 1%	Q_{conv}	634522.53	634522.78	634522.45	634523.12	kJ / h
Calor total requerido Cocinas	$Q_{\text{req coc}}$	13324973.07	13324978.30	13324971.40	13324985.47	kJ / h

Continuación:

Entalpía vaporización de vapor a 4barg	$H_{fg4Barg}$	2108.00	2108.00	2108.00	2108.00	KJ/Kg
Flujo de Vapor Requerido	$m_{vap\ coci}$	1.76	1.76	1.76	1.76	Kg/s

FUENTE: Elaboración Propia.

Con el valor del flujo de vapor requerido para las cocinas del Cuadro 13 se procede a calcular el flujo de vapor que circula por las chaquetas de las cocinas

Cuadro 14: Flujo de vapor requerido por la cocinas en base a una pérdida de calor por convección del 1%

Parámetros	Símbolo	Cocina 1	Cocina 2	Cocina 3	Cocina 4	Unidad
Flujo de vapor Requerido	$Q_{req\ coc}$	1.76	1.76	1.76	1.76	Kg/s
Superficie Calefacción Estator	$S_{cal\ est}$	47	47	65	65	m ²
Superficie Calefacción Rotor	$S_{cal\ rot}$	113	113	125	125	m ²
Flujo de Vapor en Chaqueta	$m_{vap\ chaquet}$	0.5158	0.5158	0.6007	0.6007	kg/s

FUENTE: Elaboración Propia.

Con este valor se procede determinar la pérdida de calor por convección, siendo esta la primera iteración.

Cuadro 15: Cálculo del calor perdido por convección - primera iteración

Parámetros	Símbolo	Cocina 1	Cocina 2	Cocina 3	Cocina 4
Diámetro interior del cilindro	D_{car}	1.400	1.400	1.480	1.480
Diámetro interior de la chaqueta	D_{cha}	1.420	1.420	1.500	1.500
Diámetro exterior de la chaqueta	$D_{ext cha}$	1.428	1.428	1.508	1.508
Diámetro ext de aislamiento	D_{ais}	1.59	1.59	1.66	1.66
Longitud de la cocina	L	12.88	12.88	14.70	14.70
Presión Vapor	P	4	4	4	4
Temperatura Vapor	T_{vapor}	146.62	146.62	146.62	146.62
Temperatura de aislamiento	T_{ais}	35	40	35	39
Coficiente de conductividad del acero	K_{acero}	43	43	43	43
Coficiente de conductividad fibra vidrio	$K_{fib vidrio}$	0.035	0.035	0.035	0.035
Calor específico vapor	Cp_{vap}	2.29	2.29	2.29	2.29
Caudal de vapor por chaqueta	m	0.516	0.516	0.601	0.601
Área libre de chaqueta	A_{libre}	0.017794	0.017794	0.018799	0.018799
Viscosidad Dinámica	μ	0.000014	0.000014	0.000014	0.000014
Flujo másico de Vapor	G_{max}	28.99	28.99	31.95	31.95
Número de Reynolds	Re	2940074.26	2940075.41	3423534.43	3423538.04

Continuación

Número de Prandtl	Pr	1.03	1.03	1.03	1.03
Número de Nusselt (1)	Nu	3237	3237	3657	3657
Coefficiente de conductividad del vapor	K _{vapor}	0.000031	0.000031	0.000031	0.000031
Coefficiente Convectivo	hi	70.881	70.881	75.797	75.797
Diferencia de Temperaturas	ΔT	112	107	112	108
Resistencia térmica del fluido vapor	R ₁	0.0002455	0.0002455	0.0001905	0.0001905
Resistencia térmica de la chaqueta	R ₂	0.0000016	0.0000016	0.0000013	0.0000013
Resistencia térmica del aislante	R ₃	0.0379385	0.0379385	0.0297069	0.0297069
Calor Perdido por Convección	Q_{perd conv}	10523	10052	13440	12958

FUENTE: Elaboración Propia.

Ahora se procede a repetir el proceso hasta que el valor de la pérdida de calor por convección converja a un valor.

Cuadro 16: Iteraciones para el cálculo de las pérdidas de calor por convección

Parámetros	Símb	Cocina 1	Cocina 2	Cocina 3	Cocina 4	Unidad	Iteración
Calor perdido por convección 1 %	Q _{per conv}	634522.53	634522.78	634522.45	634523.12	kJ / h	I ₀
Calor perdido por convección	Q _{per conv}	10523.128	10051.746	13439.803	12958.176	kJ / h	I ₁
Calor perdido por convección	Q _{per conv}	10520.480	10049.215	13436.469	12954.959	kJ / h	I ₂
Calor perdido por convección	Q _{per conv}	10520.480	10049.215	13436.469	12954.959	kJ / h	I ₃

FUENTE: Elaboración Propia.

e. **Flujo de calor total requerido en las cocinas**

El calor total requerido en las cocinas es igual a la suma del calor requerido para la cocción del pescado y el calor requerido por convección y radiación, empleando la ecuación N°37, se tiene:

Cuadro 17: Resultado de flujo de calor total requerido en las cocinas

Parámetros	Símbolo	Cocina 1	Cocina 2	Cocina 3	Cocina 4	Unidad
Calor Cocción del pescado	$Q_{Coc.}$	12690373.25	12690373.25	12690373.25	12690373.25	kJ / h
Calor perdido por radiación en caras	$Q_{rad\ cara}$	64.60	59.54	60.76	65.10	kJ / h
Calor perdido por radiación en la superficie cilíndrica	$Q_{rad\ cil}$	12.70	22.74	14.94	24.00	kJ / h
Calor perdido por convección	Q_{conv}	10520.48	10049.21	13436.47	12954.96	kJ / h
Calor total requerido Cocinas	$Q_{req\ coc}$	12700971.03	12700504.74	12703885.42	12703417.31	kJ / h

FUENTE: Elaboración Propia

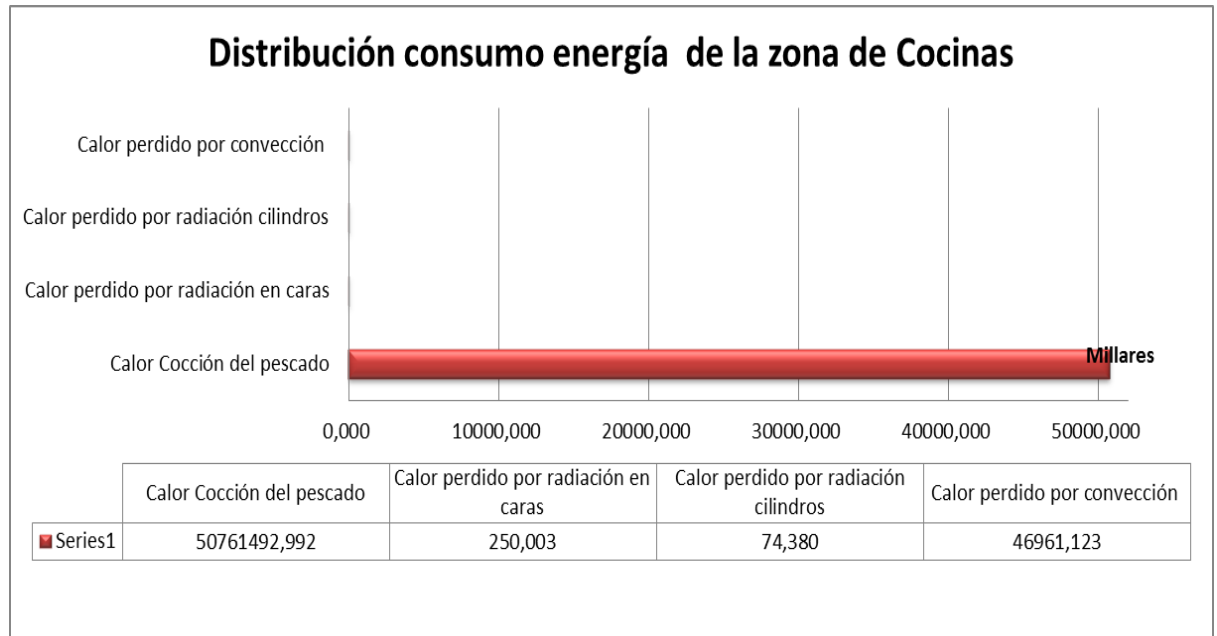


Figura 25: Distribución del consumo de energía de la zona de cocinas.

FUENTE: Elaboración Propia

f. Flujo de Vapor total requerido en las Cocinas

La masa de vapor requerido en las cocinas, se determina mediante la ecuación N° 38:

Cuadro 18: Resultado de vapor requerido del área de cocción

Parámetros	Símbolo	Cocina 1	Cocina 2	Cocina 3	Cocina 4	Unidad
Calor total requerido Cocinas	$Q_{req\ coc}$	13324973.07	13324978.30	13324971.40	13324985.47	kJ / h
Entalpía de vaporización a 4barg	H_{fg}	2108.00	2108.00	2108.00	2108.00	KJ/Kg
Flujo de Vapor Requerido	$m_{vap\ coci}$	1.6736	1.6736	1.6740	1.6740	Kg/s
Flujo de Vapor Total Requerido en el área de Cocción	$m_{vap\ Total\ coci}$	6.6952				Kg/s

FUENTE: Elaboración Propia.

g. Flujo Másico de combustible equivalente del Área de Cocción

Mediante la ecuación N° 39, se determina el flujo másico equivalente, basado en la eficiencia del área de generación de vapor calculado anteriormente.

Cuadro 19: Resultado flujo másico combustible equivalente

Parámetros	Símbolo	Valor	Unidad
Calor total requerido por las Cocinas	$Q_{\text{Total req coc}}$	50808778.499	kJ / h
Promedio Ponderado de las Eficiencias	$\eta_{\text{cald prom}}$	91.48	%
Poder calorífico inferior del Gas Natural	PCI	8280	kCal/m ³
Flujo másico combustible equivalente	$m_{\text{comb equ}}$	1604.744809	m ³ /h

FUENTE: Elaboración Propia.

4.2.2. BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA EN EQUIPOS DE SECADO A VAPOR

Según datos de producción se obtiene el siguiente cuadro:

Cuadro 20: Datos de producción.

Parámetros	Símbolo	Cantidad	Unidad
Velocidad de Planta	V_{Planta}	168	kg / h
Rendimiento de Harina	η_{Harina}	4	
Humedad torta integral	%H _{T.I.}	55	%
Humedad Scrap 1	%H _{Scrap1}	44.8	%
Humedad Scrap 2	%H _{Scrap2}	16.42	%
Humedad harina	%H _{Harina}	7.43	%

FUENTE: Elaboración Propia.

a. Determinación de la Harina Producida

Para determinar la harina producida, empleamos la ecuación N° 40.

Cuadro 21: Resultado de harina producida

Parámetros	Símbolo	Cantidad	Unidad
Harina Producida	$m_{\text{Harina Prod}}$	42000	kg / h

FUENTE: Elaboración Propia

b. Determinación de los Sólidos Grasos

Para determinar los sólidos grasos, se emplea el intervalo de ecuaciones N° 41 al N°48

Cuadro 22: Resultado de solidos grasos en etapas de secado

Cálculo Harina Producida		
% Sólidos grasos en la harina	92.57	%
Sólidos grasos en la harina	38879.4	Kg/h
% Sólidos grasos en Scrap 2	83.58	%
Sólidos grasos en Scrap 2	46517.59	Kg/h
% Sólidos grasos en Scrap 1	55.20	%
Sólidos grasos en Scrap 1	70433.70	Kg/h
% Sólidos grasos torta integral	45	%
Sólidos grasos torta integral	86398.67	Kg/h

FUENTE: Elaboración Propia

c. Determinación del agua evaporada en cada equipo de Secado

Para determinar el agua evaporada en los equipos de secado a vapor indirecto, se emplea las ecuaciones N° 49 y N° 50.

Cuadro 23. Agua evaporada (kg/h) en cada equipo de secado

Parámetros	Símbolo	Cantidad	Unidad
Agua evaporada en RT	$\dot{m}_{evap RT}$	23916.11	kg / h
Agua evaporada en RD	$\dot{m}_{evap RD}$	15964.97	kg / h
Total		39881.08	kg / h

FUENTE: Elaboración Propia

d. Determinación de vapor requerido en los equipos de Secado a vapor

El vapor requerido se calculará en base a la eficiencia térmica de los secadores, usando la ecuación 51 tenemos:

Cuadro 24. Resultado de vapor requerido por área de secado a vapor indirecto

Equipo	Cantidad De Agua Evaporada (Kg/h)	Eficiencia Térmica (Kg Vapor/Kg H ₂ O Evap)	Vapor De Agua Requerido Por Área de Secado (Kg/h)
$\dot{m}_{evap RD}$	15964.97	1.3	20754.46
$\dot{m}_{evap RT}$	23916.11	1.238	29596.18

FUENTE: Elaboración Propia

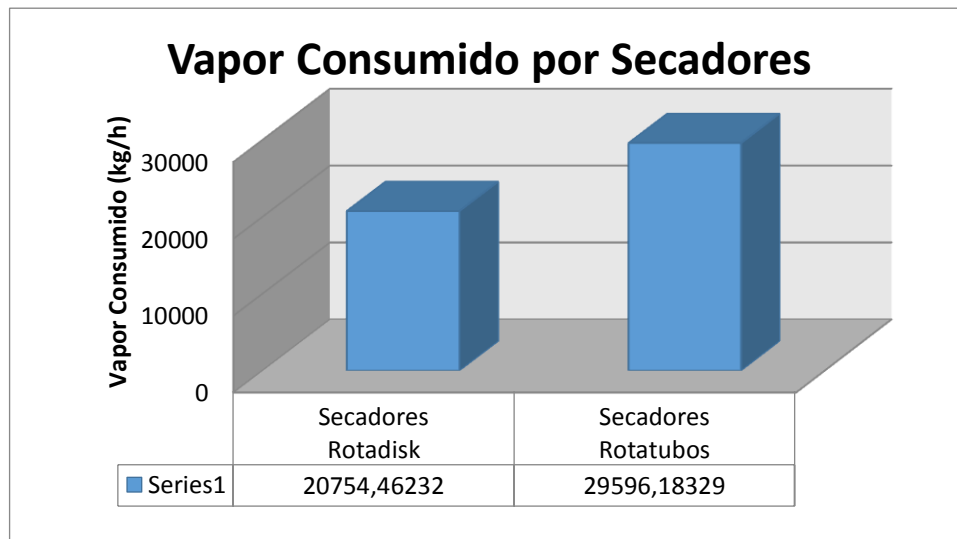


Figura 26: Vapor consumido por los secadores a vapor.

FUENTE: Elaboración Propia

e. Determinación de Consumo energético de los equipos de Secado a vapor

El consumo energético se calculará en base al calor latente del vapor, usando la ecuación 52 tenemos:

Cuadro 25: Resultado del consumo energético de los secadores a vapor indirecto

Equipo	Calor Latente (kJ/Kg)	Vapor De Agua Requerido Por Área de Secado (Kg/h)	Consumo energético (kJ/h)
Secadores Rotadiscos	2086.09 (a 4.5 Barg)	20754.46	43295597.43
Secadores Rotatubos	2075.77 (a 5 Barg)	29596.18	61434956.71

FUENTE: Elaboración Propia

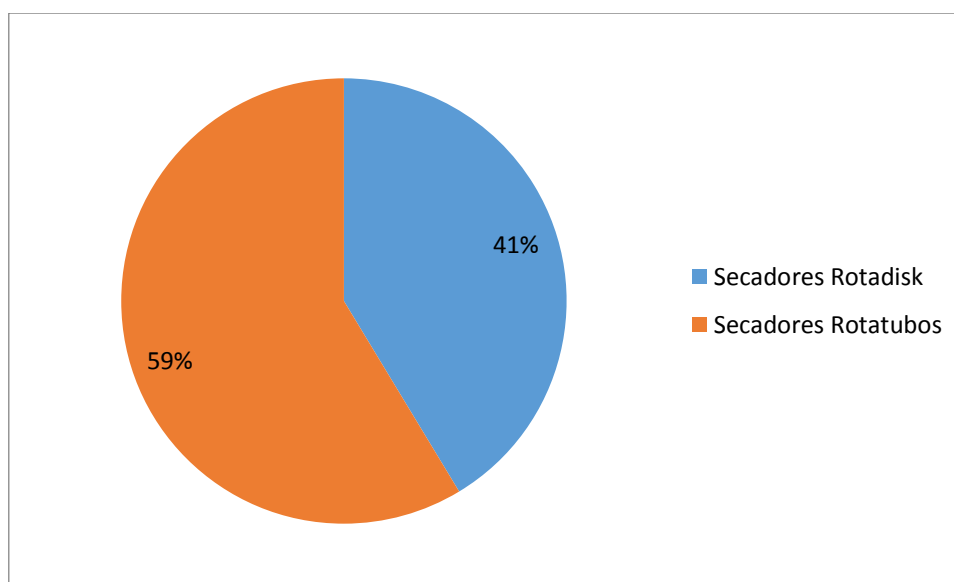


Figura 27: Consumo energético de los secadores a vapor indirecto

FUENTE: Elaboración Propia

4.2.3. BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA EN EL ÁREA DE PAMA

a. Determinación del Calor Específico de la Espuma de PAMA

Se procede a determinar el calor específico de la espuma, haciendo uso de la ecuación 13.

Cuadro 26: Resultado de calor específico de la espuma.

Composición Química Anchoveta	Composición M.P (A) %	Cp.(B) (kJ / kg. °C)	(A)x(B) (kJ / kg. °C)
Agua	65.00 %	4.184	2.7196
Grasa	28.00 %	2.092	0.58576
Solidos	7.00 %	1.339	0.09373
Cp. Anchoveta			3.399

FUENTE: Elaboración Propia

b. Evaluación de los Precoaguladores

b.1. Determinación del calor necesario para calentar la espuma en los Precoaguladores

Cuadro 27: Resultado del calor necesario para calentar la espuma en Precoaguladores

Parámetros	Símbolo	Pre coagulador	Unidad
Temperatura Inicial espuma	$T_{in\ esp}$	20	°C
Temperatura Final espuma	$T_{fin\ espuma}$	80	°C
Materia Prima Procesada	m_{espuma}	4 666.67	kg/h
Calor específico de M.P	Cp_{espum}	3.40	kJ/kg °C
Calor Calentamiento de Espuma	Q_{espum}	951720	kJ / h

FUENTE: Elaboración propia

b.2. Calor perdido por Radiación y convección

Cuadro 28: Calor perdido al ambiente por radiación y convección en Precoaguladores

Parámetros	Símbolo	Pre coagulador	Unidad
Diámetro del Pre coagulador	D	1.00	m
Longitud del Pre coagulador	L	3.00	m
Temperatura Inicial	$T_{in\ esp}$	20	°C
Temperatura Final	$T_{fin\ espuma}$	80	°C
Temperatura aislamiento	T_{ais}	45	°C
Coef. Global de Transf. Calor	U	9.90	$\text{kJ/h}^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2$
Calor Perdido	Q_{per}	14 927	kJ / h

FUENTE: Elaboración Propia.

b.3. Flujo de calor total requerido en los Precoaguladores

Cuadro 29: Calor total requerido en los precoaguladores

Parámetros	Símbolo	Pre coagulador	Unidad
Calor Calentamiento de Espuma	Q_{espum}	951720	kJ / h
Calor Perdido al Ambiente	Q_{per}	14927	kJ / h
Calor total requerido por Pre coagulador	$Q_{req\ por\ coa}$	966647	kJ / h
Número Precoaguladores	N°	3	
Calor total requerido	$Q_{req\ coa}$	2899.940.869	kJ / h

FUENTE: Elaboración Propia.

b.4. Flujo de vapor en los Precoaguladores

Cuadro 30: Flujo de vapor a los precoaguladores

Parámetros	Símbolo	Pre coagulador	Unidad
Calor total requerido Cocinas	$Q_{\text{req coc}}$	966646.96	kJ / h
Entalpía de vaporización a 2barg	H_{fg}	2163.5	KJ/Kg
Flujo de Vapor Requerido	$m_{\text{vap coci}}$	0.1241	Kg/s

FUENTE: Elaboración propia

b.5. Flujo Másico combustible equivalente en los Precoaguladores

Cuadro 31: Flujo de gas natural equivalente en los precoaguladores

Parámetros	Símbolo	Precoaguladores	Unidad
Calor total requerido Cocinas	$Q_{\text{req coc}}$	2899940.87	kJ / h
Promedio Ponderado de las Eficiencias	$\eta_{\text{cald prom}}$	91.48	%
Poder calorífico inferior del Gas Natural	PCI	8280	kCal/m ³
Flujo másico combustible equivalente	$m_{\text{comb equ}}$	91.59175233	m ³ /h

FUENTE: Elaboración Propia.

c. Evaluación Coagulador

c.1. Calor Necesario para calentar la espuma en el Coagulador

Hacemos uso de la ecuación 55

Cuadro 32: Resultado del calor necesario para calentar la espuma en el coagulador

Parámetros	Símbolo	Coagulador	Unidad
Temperatura Inicial espuma	$T_{in.esp}$	80	°C
Temperatura Final espuma	$T_{fin\ espuma}$	100	°C
Flujo másico mezcla espuma / condensado	$m_{mezcla\ esp +\ cond}$	5113.46	kg/h
Calor específico de M.P	$C_{p\ espum}$	3.40	kJ/kg °C
Calor Calentamiento Espuma	Q_{espum}	347613	kJ / h

FUENTE: Elaboración propia

c.2. Calor perdido por Radiación y convección

Para determinar las pérdidas de calor al ambiente usamos las ecuaciones 56.

Cuadro 33: Calor perdido al ambiente por radiación y convección en coagulador

Parámetros	Símbolo	Coagulador	Unidad
Temperatura Inicial	$T_{in\ esp}$	80	°C
Temperatura Final	$T_{fin\ esp}$	100	°C
Temperatura aislamiento	T_{ais}	45	°C
Área Coagulador	A_{coag}	3.10	m ²
Coficiente Global de Transferencia de Calor	U_{glob}	6.90	kJ/°C m ²
Calor Perdido al Ambiente	Q_{per}	614.48	kJ / h

FUENTE: Elaboración propia

c.3. Flujo de calor total requerido en el Coagulador

Cuadro 34: Calor Total Requerido en el coagulador

Parámetros	Símbolo	Coagulador	Unidad
Calor Calentamiento de Espuma	Q_{espum}	347613.31	kJ /h
Calor Perdido al Ambiente	Q_{per}	614.48	kJ/h
Calor total requerido en el coagulador	$Q_{\text{req coa}}$	348227.7917	kJ /h

FUENTE: Elaboración Propia

c.4. Flujo Másico combustible equivalente en el Coagulador

Cuadro 35: Flujo de gas natural equivalente en el Coagulador

Parámetros	Símbolo	Coagulador	Unidad
Calor total requerido Cocinas	$Q_{\text{req coc}}$	348227.79	kJ/h
Promedio Ponderado de las Eficiencias	$\eta_{\text{cald prom}}$	91.48	%
Poder calorífico inferior del Gas Natural	PCI	8280	kCal/m ³
Flujo másico combustible equivalente	$m_{\text{comb equ}}$	10.998	m ³ /h

FUENTE: Elaboración Propia.

4.3. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE VAPOR FLASH

4.3.1. VAPOR FLASH GENERADO

El vapor flash generado se calculará a partir de las ecuación 58, se evalúa a una presión del trabajo de 1.4 Barg, que es la contrapresión máxima que alcanzan los condensado salientes de los secadores.

Cuadro 36: Cálculo del Vapor Flash producido por los condensados de los secadores.

Parámetros	Símbolo	Secador Rotadiscos	Secador Rotatubos	Unidad
Presión de Trabajo (Secador)	P_t	4.5	5	Barg
Presión de Descarga (TQ Flash)	P_d	1.4	1.4	Barg
Entalpía condensado presión Trabajo	hf_{pt}	669.99	683.72	kJ/kg
Entalpía condensado a presión Descarga	hf_{pd}	525.79	525.79	kJ/kg
Entalpía de evaporación a presión Descarga	hfg_{pd}	2187.60	2187.60	kJ/kg
Volumen Específico de los Condensados a la Presión de descarga	V_d	0.001065	0.001065	m ³ /Kg
Volumen Específico del Vapor a la Presión de Descarga	V_{pd}	0.708648	0.708648	m ³ /Kg
Velocidad de la Mezcla Recomendada	V_w	20.000	20.000	m/s
Flujo de Condensado a Transportar	m_1	20754.462	29596.183	kg/h
Porcentaje Vapor Flash	F	6.59%	7.22%	%
Vapor flash Producido	m_3	1368.07	2136.65	Kg/h

FUENTE: Elaboración propia

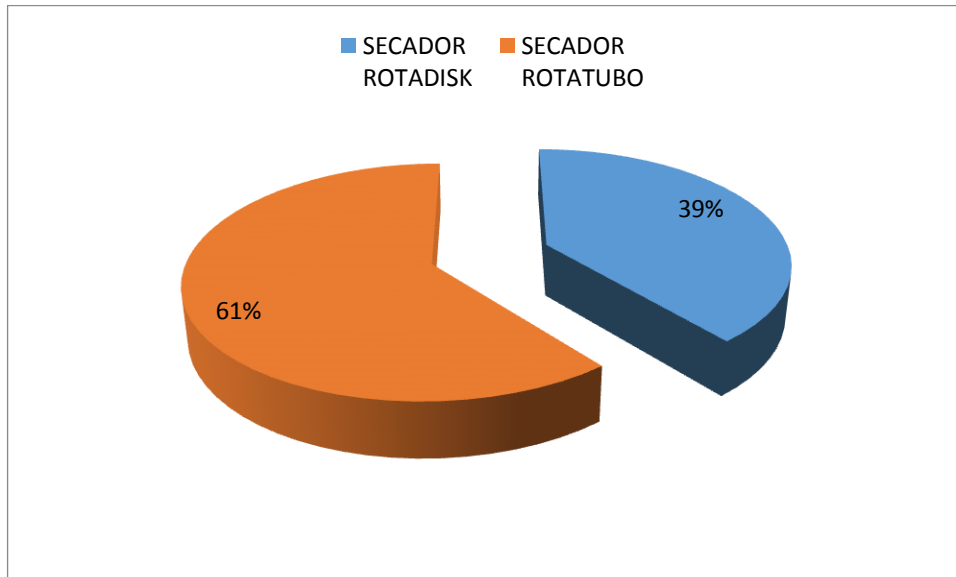


Figura 28: Vapor flash producido por los secadores a vapor indirecto

Fuente: Elaboración propia

4.3.2. DISEÑO DEL SISTEMA DE VAPOR

El sistema de vapor flash diseñado contara con dos tanques flash, uno para los secadores Rotadiscos y otro par los Rotatubos. Si bien se tiene una cantidad considerable de condensado, el cual permitiría la instalación de 2 tanques flash para los secadores Rotadiscos y tres para rotatubos, se considera solo uno para cada tipo ya que, en el diseño, se prioriza el ahorro de espacio y de inversión sobre la robustez.

a. Diámetro de Tubería de Ingreso al Tanque Flash

Cuadro 37: Resultado del diámetro de tubería de ingreso de condensado a alta presión al tanque flash

Parámetros	Símbolo	Secador Rotadiscos	Secador Rotatubos	Unidad
Presión de Trabajo (Secador)	P_t	4.5	5	Barg
Presión de Descarga (TQ Flash)	P_d	1.4	1.4	Barg
Entalpía condensado presión Trabajo	hf_{pt}	669.99	683.72	kJ/kg
Entalpía condensado a presión Descarga	hf_{pd}	525.79	525.79	kJ/kg
Entalpía de evaporación a presión Descarga	hfg_{pd}	2187.60	2187.60	kJ/kg
Volumen Específico de los Condensados a la Presión de descarga	V_d	0.001065	0.001065	m ³ /Kg
Volumen Específico del Vapor a la Presión de Descarga	V_{pd}	0.708648	0.708648	m ³ /Kg
Velocidad de la Mezcla Recomendada	V_w	20	20	m/s
Flujo de Condensado a Transportar	m_1	20754.462	29596.183	kg/h
Porcentaje Vapor Flash	F	6.59%	7.22%	%
Volumen específico del fluido (mezcla vapor/condensado)	V_f	0.04771	0.05215	m ³ /kg
Área de la Tubería	A	0.01375	0.02144	m ²
Diámetro interno de la tubería	D	132.323	165.205	mm
Diámetro Nominal	D	5 - 1/4	6 - 3/4	inch

FUENTE: Elaboración propia

b. Diámetro de Tubería de Salida de Vapor Flash del Tanque Flash

Cuadro 38: Resultado del diámetro de tubería salida de vapor flash

Parámetros	Símbolo	Secador Rotadiscos	Secador Rotatubos	Unidad
Presión de Trabajo (TQ Flash)	P_t	1.4	1.4	Barg
Vapor flas Producido	m^3	1368.07	2136.64	Kg / h
Velocidad de Vapor	V_w	20	20	m / s
Volumen Específico del Vapor	V_{ev}	0.708648	0.708648	m^3 / Kg
Área de la Tubería	A	0.013	0.021	m^2
Diámetro interno de la tubería	D	130.936	163.633	mm
Diámetro Nominal	D	5 - 1/4	6 - 3/4	inch

FUENTE: Elaboración propia

c. Diámetro de Tubería de salida de Condensado del Tanque Flash.

Cuadro 39: Resultado del diámetro de tubería de salida de condensado a baja presión del tanque flash

Parámetros	Símbolo	Secador Rotadiscos	Secador Rotatubos	Unidad
Presión de Trabajo (TQ Flash)	P_t	1.4	1.4	Barg
Contrapresión	P_d	0.35	0.35	Barg
Entalpía condensado presión Trabajo	hf_{pt}	525.79	525.79	kJ/kg
Entalpía condensado a presión Descarga (Contrapresión)	hf_{pd}	456.82	456.82	kJ/kg

Continuación:

Entalpía de evaporación a presión Descarga(Contrapresión)	hf_{gpd}	2230.93	2230.93	kJ/kg
Volumen Específico de los Condensados a la Presión de descarga (Contrapresión)	V_d	0.001048	0.001048	m^3 / Kg
Volumen Específico del Vapor a la Presión de Descarga	V_{pd}	1.37500	1.37500	m^3 / Kg
Velocidad de la Mezcla Recomendada	V_w	20	20	m / s
Flujo de Condensado a Transportar	m^3	19998.569	28518.268	kg / h
Porcentaje Vapor Flash	F	3.09%	3.09%	%
Volumen especifico del fluido (mezcla vapor/condensado)	V_f	0.04353	0.04353	m^3 / kg
Área de la Tubería	A	0.01216	0.01734	m^2
Diámetro interno de la tubería	D	124.424	148.582	mm
Diámetro Nominal	D	5	6	inch

FUENTE: Elaboración propia

d. Dimensiones Tanques Flash

Cuadro 40: Cálculo de velocidades máximas admisibles para tanque flash

Parámetros	Símbolo	Secador Rotadiscos	Secador Rotatubos	Unidad
Presión de Trabajo (Secador)	P_t	4.5	5	Barg
Presión de Descarga (TQ Flash)	P_d	1.4	1.4	Barg
Entalpía condensado presión Trabajo	hf_{pt}	669.99	683.72	kJ/kg

Continuación:

Entalpía condensado a presión Descarga	hf_{pd}	525.79	525.79	kJ/kg
Entalpía de evaporación a presión Descarga	hfg_{pd}	2187.60	2187.60	kJ/kg
Volumen Específico de los Condensados a la Presión de descarga	V_d	0.001065	0.001065	m^3 / Kg
Volumen Específico del Vapor a la Presión de Descarga	V_{pd}	0.708648	0.708648	m^3 / Kg
Velocidad de la Mezcla Máxima	V_w	2.750	2.750	m / s

FUENTE: Elaboración propia

Cuadro 41: Dimensionamiento de tanques flash

Parámetros	Símbolo	Secador Rotadiscos	Secador Rotatubos	Unidad
Presión de Trabajo (TQ Flash)	P_t	1.4	1.4	Barg
Contrapresión	P_d	0.35	0.35	Barg
Volumen Específico de los Condensados a la Presión de descarga	V_d	0.001065	0.001065	m^3 / Kg
Volumen Específico del Vapor a la Presión de Descarga	V_{pd}	0.708648	0.708648	m^3 / Kg
Velocidad de la Mezcla Recomendada	V_w	2.000	2.000	m / s
Flujo de Vapor a Transportar	m_l	20754.462	29596.183	kg / h
Porcentaje Vapor Flash	%F	6.59%	7.22%	%
Volumen específico del fluido (mezcla vapor/condensado)	V_f	0.0477	0.0521	m^3 / kg
Volumen del Tanque Flash	V	0.275	0.429	m^3

Continuación:

Diámetro del Tanque Flash	D	0.418	0.522	m
Volumen de reserva de condensado deseado	V _{res}	0.100	0.100	m
Profundidad del Líquido	H _L	0.357	0.357	m
Altura Intermedia	H _F	0.514	0.566	m
Altura tanque arriba del ingreso de condensado	H _v	1.124	1.176	m
Área de Tanque Flash	A	0.138	0.214	m ²
Altura de tanque flash	H	1.99	2.10	m
Relación A/D	r (H/D)	4.8	4.0	<3-5>

FUENTE: Elaboración propia

e. Resumen del Medidas de los Tanques flash

Cuadro 42: Resumen de las dimensiones de los tanques flash

Dimensiones	Símbolo	TQ Flash Secador Rotadiscos	TQ Flash Secador Rotatubos	Unidad
Diámetro ingreso de condensado tanque flash	D	5 - ¼	6 - ¾	inch
Diámetro salida de vapor flash	D	5 - ¼	6 - ¾	inch
Diámetro salida de condensado tanque flash	D	5	6	inch
Diámetro tanque Flash	D _{TQ}	420	525	mm
Altura Tanque Flash	H	1990	2100	mm

FUENTE: Elaboración propia

4.4. DETERMINACIÓN DE LA VARIACIÓN DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE

4.4.1. DETERMINACIÓN DE LA GANANCIA DE CALOR A PARTIR DE VAPOR FLASH

El vapor flash recuperado de los secadores Rotadiscos será utilizado para el calentamiento de las espumas, este ingresa como vapor saturado a 1.4 Barg y sale mezclado con la espuma como líquido saturado a presión atmosférica.

Cuadro 43: Ganancia de calor en BHP a partir del vapor flash generado de los condensados de los secadores rotadiscos

Parámetros	Símbolo	Secadores Rotadiscos	Unidad
Flujo de Vapor Flash Generado a 1.4 barg	$m_{\text{vap flash gen}}$	1368.07	kg/h
Entalpía del vapor a 1.4 barg	$h_{\text{fg 1.4 barg}}$	2713.37	kJ/kg
Entalpía del condensado a 0 barg	$h_{\text{f 0 barg}}$	419.06	kJ/kg
Flujo de Calor	$Q_{\text{dis vap flash}}$	88.87	BHP

FUENTE: Elaboración Propia

En el caso del vapor recuperado de los secadores Rotatubos, este ingresa como vapor saturado y sale como líquido saturado a 1.4 Barg.

Cuadro 44: Ganancia de calor en BHP a partir del vapor flash generado de los condensados de los secadores rotatubos

Parámetros	Símbolo	Secador Rotatubos	Unidad
Flujo de Vapor Flash Generado a 1.4 barg	$m_{\text{vap flash gen}}$	2136.64	kg / h
Entalpía del evaporación a 1,4 barg	$h_{\text{fg 1.4 barg}}$	2187.6	kJ/kg
Flujo de Calor	$Q_{\text{dis vap flash}}$	132.34	BHP

FUENTE: Elaboración Propia

4.4.2. DETERMINACIÓN DEL AHORRO DE COMBUSTIBLE A PARTIR DE LA GANANCIA DE VAPOR

Cuadro 45: Ahorro de combustible por la producción de vapor flash

Equipos De Secado	Calor Disponible (BHP)	PCI_{gn} kCal/m ³	Eficiencia Generadores De Vapor	Ahorro de Gas Natural (m ³ /h)
Rotadiscos	84.74	8289	91.48%	93.51
Rotatubos	132.34	8289	91.48%	146.04
TOTAL				239.55

Fuente: Elaboración Propia

4.5. ANÁLISIS DE INDICADORES

Los indicadores se elaborarán para dos escenarios, uno sin el sistema de vapor flash y el otro con el sistema de vapor flash.

4.5.1. INDICADOR TÉRMICO

a. Escenario sin Sistema de vapor flash

a.1. Indicador Térmico de cocinas:

$$I.T_{coc} = \frac{50\,808\,778.49 \text{ kJ/h}}{42 \text{ Ton Har prod/h}}$$

$$I.T_{coc} = 1\,209\,732.82 \frac{\text{kJ}}{\text{Ton Har prod}}$$

a.2. Indicador Térmico del PAMA

El calor necesario en el área de PAMA es la suma del calor requerido por los precoaguladores y el coagulador

$$I.T_{PAMA} = \frac{3\,248\,168.66 \text{ kJ/h}}{42 \text{ Ton Har prod/h}}$$

$$I.T_{PAMA} = 77\,337.35 \frac{\text{kJ}}{\text{Ton Har prod}}$$

b. Escenario con Sistema de vapor flash

b.1. Indicador Térmico de las cocinas:

$$I.T_{coc} = \frac{46\,134\,654.36 \text{ kJ/h}}{42 \text{ Ton Har prod/h}}$$

$$I.T_{coc} = 1\,098\,444.32 \frac{\text{kJ}}{\text{Ton Har prod}}$$

b.2. Indicador Térmico del PAMA

$$I.T_{PAMA} = \frac{255\,376.03 \text{ kJ/h}}{42 \text{ Ton Har prod/h}}$$

$$I.T_{PAMA} = 6\,080.38 \frac{\text{kJ}}{\text{Ton Har prod}}$$

4.5.2. INDICADOR ENERGÉTICO

a. Escenario sin Sistema de vapor flash

a.1. Indicador Energético de cocinas:

$$I.E_{cocinadores} = \frac{1604.74482 \frac{m^3}{h}}{42 \text{ Ton Har prod/h}}$$

$$I.E_{cocinadores} = 38.20821 \frac{m^3}{\text{Ton Har prod}}$$

a.2. Indicador Energético del Área PAMA

$$I.E_{PAMA} = \frac{102.59 \frac{m^3}{h}}{42 \text{ Ton Har prod/h}}$$

$$I.E_{PAMA} = 2.44262 \frac{m^3}{\text{Ton Har prod}}$$

b. Escenario con Sistema de vapor flash

b.1. Indicador Energético de cocinas:

$$I.E_{cocinadores} = \frac{1458,70452 \frac{m^3}{h}}{42 \text{ Ton Har prod/h}}$$

$$I.E_{cocinadores} = 34.73106 \frac{m^3}{\text{Ton Har prod}}$$

b.2. Indicador Energético del Área PAMA

$$I.E_{PAMA} = \frac{9.082 \frac{m^3}{h}}{42 \text{ Ton Har prod/h}}$$

$$I.E_{PAMA} = 0.21624 \frac{m^3}{\text{Ton Har prod}}$$

4.5.3. INDICADOR ECONÓMICO

a. Escenario sin Sistema de vapor flash

a.1. Indicador Económico de cocinas:

$$I.E.E_{cocinadores} = 38.20821 \frac{m^3}{h} \times 0.4163 \frac{USD}{m^3}$$

$$I.E.E_{cocinadores} = 15.9068 \frac{USD}{\text{Ton Har prod}}$$

a.2. Indicador Económico del Área del PAMA

$$I.E.E._{PAMA} = 2.44262 \frac{m^3}{h} \times 0.4163 \frac{USD}{m^3}$$

$$I.E.E._{PAMA} = 1.0169 \frac{USD}{Ton Har prod}$$

b. Escenario sin Sistema de vapor flash

b.1. Indicador Económico de cocinas:

$$I.E.E._{cocinadores} = 34.69 \frac{m^3}{h} \times 0.4163 \frac{USD}{m^3}$$

$$I.E.E._{cocinadores} = 14.4585 \frac{USD}{Ton Har prodh}$$

b.2. Indicador Económico del área PAMA

$$I.E.E._{PAMA} = 2.18 \frac{m^3}{h} \times 0.4163 \frac{USD}{m^3}$$

$$I.E.E._{PAMA} = 0.90 \frac{USD}{Ton Har prod}$$

4.5.4. INFLUENCIA DEL SISTEMA DE VAPOR FLASH EN LOS INDICADORES TERMOECONÓMICOS

a. En las cocinas

Cuadro 46: Variación de los indicadores termoeconómicos en las cocinas

Indicador	Unidad	Sin Sistema Vapor Flash	Con Sistema Vapor Flash	Variación
IT	$\frac{kJ}{Ton Har prod}$	1 209 732.82	1 098 444.32	111 288.5
IE	$\frac{m^3}{Ton Har prod}$	38.20821	34.73106	3.47715
IEE	$\frac{USD}{Ton Har prod}$	15.90608	14.45854	1.44754

FUENTE: Elaboración Propia

b. En el PAMA

Cuadro 47: Variación de los indicadores termoeconómicos en el PAMA

Indicador	Unidad	Sin Sistema Vapor Flash	Con Sistema Vapor Flash	Variación
IT	$\frac{kJ}{Ton Har prod}$	77 337.35	6 080.38	71256.97
IE	$\frac{m^3}{Ton Har prod}$	2.44262	0.21624	2.22638
IEE	$\frac{USD}{Ton Har prod}$	1.0157	0.9075	9.2495

FUENTE: Elaboración Propia

4.5.5. INFLUENCIA DEL SISTEMA DE VAPOR FLASH EN EL CONSUMO DE COMBUSTIBLE DE LA PLANTA COPEINCA CHANCAY

El ratio de combustible (indicador) de la planta Copeinca Chancay, sin vapor flash es de 155 m³/ton Harina

$$I.E_{planta} = 155 \frac{m^3}{Ton Har prod} - 3.47715 \frac{m^3}{Ton Har prod} - 2.22648 \frac{m^3}{Ton Har prod}$$

$$I.E_{planta} = 149.29647 \frac{m^3}{Ton Har prod}$$

Esto representa una variación de:

$$\Delta I.E_{planta} = \frac{155 \frac{m^3}{Ton Har prod} - 149.29647 \frac{m^3}{Ton Har prod}}{155 \frac{m^3}{Ton Har prod}} \times 100 \%$$

$$\Delta I.E_{planta} = 3.68 \%$$

4.5.6. INDICADOR ENERGÉTICO AMBIENTAL

Con el ahorro de combustible determinado en el cuadro 45, y haciendo uso de la ecuación 77 y el factor calculado en la ecuación 78 tenemos:

$$IEA = 228 142.857 \frac{m^3 GN}{año} \times (2.78 \frac{Kg CO_2}{Kg GN}) \times 0.735 \frac{Kg}{m^3}$$

$$IEA = 466.16 \frac{TON CO_2 \text{dejados de emitir}}{\text{año}}$$

4.6. ANÁLISIS ECONÓMICO

4.6.1. CÁLCULO DEL AHORRO ECONÓMICO

La planta Copeinca Chancay tiene una Licencia producir 40 000 Toneladas de harina por año.

$$A GN_{anual} = 5,70353 \frac{m^3}{Ton Har prod} \times 40\,000 \frac{ton har prod}{año} = 228\,141.2 \frac{m^3 GN}{año}$$

El ahorro económico anual vendría dado por:

$$A GN_{anual} = 228\,141.2 \frac{m^3 GN}{año} \times 0.4163 \frac{USD}{m^3 GN} = 94\,975.18 \frac{USD}{año}$$

4.6.2. GASTOS ECONÓMICOS DEBIDO AL SISTEMA DE VAPOR FLASH

Cuadro 48: Listado de egresos por concepto de inversión del proyecto

Descripción	Cant	UN	Precio Unit. USD	Total USD
Fabricación de tanques flash	2	UN	4500	9 000
Materiales de sistema de tanques flash (tuberías, accesorios, trampas de vapor)	1	Gbl	18000	18 000
Mano de obra por Ubicación de tanques flash, modificación de líneas de alimentación de vapor flash y retorno de condensado	1	Gbl	12000	12 000
Suministro e instalación de aislamiento y recubrimiento a tanque flash, tuberías y accesorios	1	Gbl	20000	20 000
			Total	59 000

FUENTE: Elaboración propia

Cuadro 49: Listado de egresos anuales por concepto de Mantenimiento

Descripción	Precio USD
<ul style="list-style-type: none"> - Mantenimiento de tanques flash (incluye pruebas de estanqueidad) - Mantenimiento predictivo y correctivo de trampas de vapor - Mantenimiento Preventivo de válvulas, filtros y otros accesorios - Mantenimiento de ganchos y soportes de las tuberías 	2 800

4.6.3. FLUJO DE CAJA NETO

Cuadro 50: Flujo de caja neto

AÑOS	Ingresos (Ahorro)	Egresos 1 (Inversión)	Egresos 2 (Mantenimiento)	Flujo de caja (neto anual)
0	0	59 000		-59 000
1	94 975		2 800	92 175
2	94 975		2 800	92 175
3	94 975		2 800	92 175
4	94 975		2 800	92 175
5	94 975		2 800	92 175
6	94 975		2 800	92 175
7	94 975		2 800	92 175
8	94 975		2 800	92 175
9	94 975		2 800	92 175
10	94 975		2 800	92 175

FUENTE: Elaboración propia

Aplicando las ecuaciones N° 80, N° 81 y N° 82 de la sección 2.8, tenemos:

Cuadro 51: Herramientas de análisis económico

INDICADORES	VALOR	UNIDAD
Tasa de descuento	12	%
Periodo de Evaluación	10	años
V.A.N	461.810,33	USD
T.I.R	156,22%	%
Payback	0.64	Años

FUENTE: Elaboración propia

4.7. DISCUSIONES

4.7.1. RESPECTO A LAS EFICIENCIAS DE LAS CALDERAS

- En este apartado se calculó la eficiencia de las calderas en base a la norma técnica peruana, la toma de datos se realizó después de la calibración de cada una de las calderas, por lo que estas eficiencias son las más altas que las calderas pueden tener, ya que con las horas de uso el sistema de combustión se descalibra por lo que se recomienda hacer un seguimiento exhaustivo a los parámetros de combustión para tener una eficiencia alta.
- Se calcularon las eficiencias de las calderas 02 (800 BHP), 03 (1200 BHP), 04 (1200 BHP), 05 (1000 BHP) y 06 (1500 BHP), arrojando un valor 91.36%, 91.54%, 91.53%, 91.77% y 91.53% respectivamente; luego en base a la eficiencia y potencia de cada caldera se calculó el promedio ponderado, cuyo resultado representa la eficiencia del sistema de generación de vapor y es de 91.48 %.

4.7.2. RESPECTO AL CONSUMO ENERGÉTICO DE LOS EQUIPOS DE COCCIÓN, SECADO Y PAMA

- El consumo energético total de las cocinas 1, 2 3 y 4 es de 50 808 778.49 kJ/h, para generar este 1604,7448 m³/h de gas natural. Cabe precisar que cada cocina tiene una capacidad de 50 Ton/h, sin embargo, en el cálculo de del calor de cocción de pescado se consideró que cada cocina procesa 42 Ton/h, lo que da un total de 168 ton/h de capacidad, que es la capacidad máxima de procesamiento que tiene el área de prensado.
- El consumo energético en el área de cocción es variable y depende tanto de la composición (de esto depende el calor específico) como de la temperatura de ingreso de la materia prima. La composición de la materia prima usada para los cálculos, son los valores promedios obtenidos de la materia prima procesada en la temporada de pesca 2018 – II. Respecto a la temperatura de ingreso de la materia prima, en la presente investigación se considera 15°C, pero se debe de tener en cuenta que la temperatura de ingreso de materia de barcos con sistema RCW puede llegar a ser cercana a los 0 °C, mientras que la materia prima de los barcos tradiciones ingres por lo general de 15 a 20 °C. Por lo expuesto se puede deducir que el consumo energético en las cocinas calculado no es absoluto y variará dependiendo de las condiciones de la materia prima.
- El consumo energético total del PAMA es de 3 248 168.66 kJ/h, de esto 348227.78 kJ/h es consumido por el coagulador, mientras que el restante es consumido de manera equitativa por los pre coaguladores, consumiendo cada uno 966 646.96 kJ/h. El flujo másico equivalente de combustible para el área del PAMA es de 102,5901813 m³/h de gas natural.
- El consumo energético en el área del PAMA es variable y depende tanto de la composición (de esto depende el calor específico) de las espumas como de la temperatura de ingreso de la materia prima. Respecto a su composición, la variable principal es la cantidad de sanguaza y al igual que con la materia prima, los datos aquí presentados son los datos promedios de las espumas procesadas por la planta Chancay en la temporada 2018 - II .Respecto a la temperatura de ingreso de las espumas, se considera 20 °C, ya que si bien las espumas pueden ingresar a temperaturas menores, estas también pueden salir a temperaturas

menores, siempre y cuando sean mayores o iguales a 90 °C. Por lo expuesto se puede deducir que el consumo energético en el PAMA calculado no es absoluto, aunque, a diferencia de las cocinas, su variación es menor.

- El consumo energético en el área del Secado se calculó en base al rendimiento térmico de los secadores y al rendimiento de la harina. Respecto al rendimiento de la harina, la variación de esta es mínima entre días de producción. Respecto a rendimiento térmico, este varía conforme el secador se va “ensuciando” con harina que queda pegada a las superficies de los secadores, esto se ve reflejado con el aumento de la presión de trabajo. Este cambio aumento de presión es más notorio en los secadores Rotadiscos que en los Rotatubos e indica que conforme aumenta las horas de trabajo, se necesita más vapor para secar el scrap por lo que se generaría más condensado.
- Los equipos de secado a vapor indirecto tienen un consumo energético total de 104 730 554.14; de esto el 42% va a los secadores Rotadiscos en forma de un flujo de 20754,46 kg/h de vapor saturado a 4.5 Barg, lo restante va a los secadores Rotatubos en forma de un flujo de 29596,18 kg/h de vapor saturado a 5 Barg.

4.7.3. RESPECTO AL VAPOR FLASH RECUPERADO DE LOS CONDENSADOS CALIENTES

- En este apartado se determinó que el condensado saliente de los secadores rotatubos generan el 61% (2136.64 kg/h) del total de vapor flash generado mientras los condensados salientes de los secadores rotadiscos generan el 39% (1368,07 kg/h) de vapor flash, generándose en el área de secado un total de 3504.71 kg/h kg/h de vapor flash. El vapor flash generado por los secadores rotadiscos será enviado al área del PAMA, mientras que el generado en los rotatubos serán utilizados en el área de cocción. El vapor flash en planta alcanza un máximo de 1.4 Barg.

4.7.4. RESPECTO AL DIMENSIONAMIENTO DE LOS TANQUES FLASH

- En este apartado se determinaron las dimensiones principales de los tanques flash como el diámetro ingreso del condensado alta presión, el diámetro de la salida del vapor flash, el diámetro de salida del condensado no revaporizado a baja presión, el diámetro del tanque flash y su altura. Respecto a los últimos, es importante señalar que para su diseño se tomó una velocidad de mezcla menor a la máxima permitida para asegurar la mitigación de arrastre de condensado así como para dar un margen de seguridad en caso de que por ejemplo haya un aumento de condensado ingresante a los tanques flash (esto puede darse en caso se procese mayor scrap en los secadores o que por la humedad a la salida de las prensas aumente debido a un fallo en el proceso de prensado). Asimismo sería interesante hacer un tema de investigación que se centre en simular el proceso de separación del vapor conforme varía la velocidad de mezcla en el tanque flash.
- El tanque flash de los secadores rotadiscos ya se encuentra instalado y es aprovechado para elevar la temperatura de las espumas del PAMA.

4.7.5. RESPECTO AL APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO DEL VAPOR FLASH GENERADO

- En este apartado se cuantificó la ganancia energética que representa la producción del vapor flash generado, así se tiene que el flujo másico de combustible equivalente por la generación de vapor flash, es de 93.51 m³/h de gas natural para los secadores rotadiscos, 146.04 m³/h de gas natural para los secadores rotatubos.
- El vapor flash producido por los secadores rotadiscos es usado para calentar la espuma del PAMA, mientras que se propone que el vapor flash producido por los secadores rotatubos sea aprovechado en las últimas chaquetas de las cocinas. No se considera usar el vapor flash en los intercambiadores de calor del licor de prensa y separadoras, debido a que para calentar estos licores lo ideal, debido a que la sala de tratamiento de licores se ubica debajo de las cocinas, sería utilizar los condensados de las cocinas para generar vapor flash y con este vapor calentar los licores pero; esta evaluación escapa de los límites de la presenta

investigación, por lo queda abierto una nueva investigación para que evalúe el aprovechar los condensados de las cocinas.

4.7.6. RESPECTO AL ANÁLISIS DE LOS INDICADORES

- En la evaluación del indicador térmico (IT), con el sistema de vapor flash, en el área de cocción se tiene una disminución del 9.20 %, lo que significa que el sistema de vapor flash genera un ahorro de 111288.5 kJ/Ton Harina, mientras que en el PAMA se tiene una disminución del 92.14 %, lo que significa que el sistema de vapor flash genera un ahorro de 71256.97 kJ/Ton Harina.
- En la evaluación del indicador energético (IE), con el sistema de vapor flash, en el área de cocción se genera un ahorro de 3.47715 m³ de GN/Ton harina, mientras que en el PAMA cocción se genera un ahorro de 2.22638 m³ de GN/Ton harina.
- Referente al indicador energético económico (IEE), relacionado a la facturación por consumo de gas natural, con el sistema de vapor flash, en la zona de cocción se tiene un ahorro de USD 1.4475 por tonelada de harina producida, mientras que en el PAMA se tiene un ahorro de USD 0.92686 menos por tonelada de harina producida.
- Finalmente se evaluó el indicador ambiental, el cual nos indica con la instalación del sistema de vapor flash se deja de emitir 466.16 toneladas de CO₂ por año.

4.7.7. RESPECTO AL ANÁLISIS ECONÓMICO

- Para el análisis económico se calculó que para la implementación de los sistema de vapor flash se tiene un costo de inversión de USD 59 000, se estimó también un costo anual por mantenimiento de USD 2800. Se determinó que el sistema de vapor flash, para una producción de 40 000 toneladas de harina al año, genera un ahorro anual de USD 94 975.
- Para un horizonte de duración del proyecto de 10 años y una tasa mínima atractiva del 12% se obtuvo un VAN de USD 461 810.32, el ser este valor mayor que cero y más aún un valor cercano al medio millón de dólares, la implementación de los sistemas de vapor flash es sin duda alguna factible.

- En este apartado también se calculó la tasa interna de retorno, la cual ascendía a 156.22%, valor que nos dice que es económicamente rentable para la empresa implementar este sistema de vapor flash. Al comparar esta tasa con la calculada por G. Urcia y J. Zavaleta en su tesis titulada: “Implementación de un sistema vapor flash para reducción del consumo de vapor en área de cocción-empresa pesquera Centinela S.A.C”, la cual asciende a 323%, esta discrepancia se debe a principalmente al hecho de que el precio del gas natural es mucho menor al precio del combustible R 500, que es el combustible usado en el trabajo de Urcia y Zavaleta. Esta discrepancia también la encontramos si comparamos nuestra TIR con la evaluada por D. León en su tesis titulada “Ahorro energético con la producción de vapor flash a través de los condensados recuperados de proceso en la empresa COPEINCA – HUARMEY”, donde consigue una Tasa interna de retorno (TIR) para su proyecto de inversión de 205%, esto también debido a la diferencia de precio entre los combustibles; dando así un margen de rentabilidad mayor a estas dos investigaciones.
- Por último pero no menos importante, se evaluó el tiempo de retorno de la inversión (payback), teniendo como referencia la inversión, ingresos y egresos anuales respectivos, arrojado un valor de 0.64 años, esto nos indica que la inversión realizada por la Empresa COPEINCA SAC será recuperada en un periodo realmente corto, menor a un año.

CAPÍTULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES

- Se determinó las eficiencias de las calderas 02, 03, 04, 05 y 06, las cuales son 91.36%, 91.54%, 91.53%, 91.77% y 91.53% respectivamente; asimismo se determinó que en conjunto las calderas hacen una eficiencia de 91.48% para el sistema de generación de vapor, valor que al compararlo con otras plantas nos indica un se tiene una buena eficiencia en las calderas evaluadas.
- Tras realizar un balance de masa y energía en el área de cocción, se determinó que el área de cocción tiene un consumo energético de 50 808 778.49 kJ/h (24102.84 kg vapor de vapor a 4 Barg por hora) para cocinar 168 toneladas de materia prima por hora, siendo estas los equipos con una mayor eficiencia térmica.
- Tras realizar un balance de masa y energía en el área del PAMA, se determinó que el área del PAMA tiene un consumo energético de 3 248 168.66 kJ/h (348227.78 kJ/h para el coagulador y 966 646.96 kJ/h para cada uno de los 3 precoaguladores) para calentar 14 000 kg/h de espuma.
- Tras realizar un balance de masa y energía en los secadores de vapor, se determinó que una consumo energético de 43 295 597.43 kJ/h (20 754.46 kg vapor de vapor a 4.5 Barg por hora) para los secadores rotadiscos, mientras que el consumo energético de los secadores rotatubos es de 61 434 956.71 kJ/h (29 596.18 kg vapor de vapor a 5 Barg por hora); esto para una producción de 42 toneladas de harina de pescado por hora.
- Se determinó que a partir de los condensados salientes de los secadores se puede generar 3504.71 kg/h de vapor flash a una presión de 1.4 Barg, donde los cuatro secadores rotadiscos aportan con 1368,07 kg/h vapor flash mientras que los tres secadores rotatubos con 2136.64 kg/h de vapor flash.

- Se diseñaron los tanques de vapor flash para los dos tipos de secadores, los valores de estas dimensiones son:
 - Para el tanque flash de los secadores rotadiscos: Diámetro de tanque de 420 mm, altura de tanque flash de 1990 mm, diámetro ingreso condensado a tanque flash de 5-1/4", diámetro salida del vapor flash de 5-1/4", diámetro salida de condensado de tanque flash 5".
 - Para el tanque flash de los secadores rotatubos: Diámetro de tanque de 525 mm, altura de tanque flash de 2100 mm, diámetro de ingreso condensado a tanque flash de 6-3/4", diámetro salida del vapor flash de 6-3/4", diámetro salida de condensado de tanque flash 6".

- La producción de vapor flash genera una ganancia de energía útil energía que puede ser aprovechada, equivalente a 217,08 BHP; este flujo energético equivale a un ahorro de 239,55 m³/h de gas natural para una velocidad de planta de 168 ton/h.

- Con un sistema de vapor flash a partir de los condensados de los secadores a vapor, se obtiene una mejora de los indicadores térmicos, energéticos, económicos y ambientales, quedando demostrado con los resultados obtenidos. Asimismo, a partir de estos indicadores, se demostró que con el sistema de vapor flash se tiene una disminución en el ratio de consumo de combustible de 5.70353 m³/Ton Harina, lo que equivale a una reducción porcentual de 3.68%, valor superior al 3% planteado en la hipótesis.

- En el análisis económico para un horizonte de 10 años, se determinó un de Valor Actual Neto (VAN) de USD 461 810.32, una tasa interna de retorno (TIR) de 156.22%, muy superior a la tasa de interés de 12%, así como un tiempo de retorno de la inversión de 0.64 (222 días). Del análisis económico se concluye la factibilidad económica de la implementación de un sistema de vapor flash en el área de secado a vapor.

5.2. RECOMENDACIONES

- De los resultados obtenidos en el presente estudio, se recomienda que la industria pesquera, la cual consume gran volumen de combustible, realice inversión en la reingeniería o la sustitución tecnológica para poder aprovechar la energía de los condensados a alta presión para otros procesos, siendo una opción el uso de un sistema de vapor flash; cualquier medida que se tome para reducir el consumo de combustibles tendrá un impacto sobre el costo del producto, la eficiencia del proceso, la calidad del producto y el cuidado del medio ambiente.
- El vapor flash generado por los sacadores rotatubos debe de ser suministrado a las 2 últimas chaquetas de las cocinas, es decir en la salida del pescado cocinado; suministrando vapor vivo al eje y las primeras chaquetas de las cocinas, asegurando así la coagulación de proteína del pescado y la eliminación de las bacterias.
- Se recomienda ubicar el tanque flash de los secadores rotatubos a un costado de la plataforma de las cocinas donde la salida de condensado del paquete de purga debe estar a más altura que el tanque desareador. Todo el condensado que saldría de estas chaquetas se enviaría al tanque recolector de condensado de vapor flash. Lo importante es que la salida de condensado de todos los tanques flash este por encima del tanque desareador, tal como está instalado el tanque flash de los secadores rotadiscos, para que por gravedad todo el condensado llegue al tanque desareador, y no se requiera una bomba para que todo el condensado sea impulsado.
- Se recomienda tener un bypass para cada sistema de vapor flash, para poder alimentar con vapor vivo directo del manifold de los calderos en caso haya un problema con los tanques flash.

- Los cálculos de la generación de vapor flash son solo sobre la cantidad de energía que contiene el condensado a diferentes presiones. Si las trampas para vapor de los equipos tienen fuga de vapor todos los cálculos no servirían al llegar condensado con vapor de la caldera, por lo que se recomienda tener un especial cuidado con el mantenimiento con las trampas de vapor de los equipos, haciendo un seguimiento de la correcta operación de las mismas.
- Se recomienda que la responsabilidad de la operatividad de los sistema de vapor flash recaiga en los operadores de las área beneficiadas ya que están son las que estarán en contacto con el vapor flash generado

**CAPÍTULO VI:
REFERENCIAS
BIBLIOGRÁFICAS Y
VIRTUALES**

LIBROS

- Avallone, E. & Baumeister, T. (1995). *Marks Manual del Ingeniero Mecánico*. Tomo 1 (9a Ed). México D.F.: Editorial Mc Graw Hill.
- Baca, G. (2007). *Fundamentos de Ingeniería Económica*. 4ta ed. Bogotá, Colombia: Editorial Mc Graw Hill Interamericana
- Cengel, Y. & Boles, M. (2012). *Termodinámica*. 7a Ed. México D.F.: Editorial Mc Graw Hill
- Ganapathy, V. (1994). *Steam Plant Calculations Manual*. 2da ed. New York, EE.UU.: Marcel Dekker
- García, D. (2011). *Ingeniería Económica: Talleres y Práctica*. 1ra ed. Bogotá, Colombia: Ecoe Ediciones
- Holman, J. (1998). *Transferencia de Calor*. 8a ed. Madrid, España: Editorial Mc Graw Hill
- Kakac, S. (1991). *Boilers, Evaporators and condensers*. 1ra ed. New York, EE.UU: John Wiley & Sons
- Potter, M. & Wiggert, D. (2002). *Mecánica de Fluidos*. 3ra ed. México D.F.. Editorial International Thomson Editores
- Treybal, R. (1998). *Operaciones de Transferencia de Masa*. 2da ed. México D.F.: Editorial McGraw Hill

APUNTES DE CLASE

Chucuya, R. (2017). *Indicadores Energéticos, Ambientales y Económicos*. Diagnóstico Y Racionalización De La Energía. Universidad Nacional del Santa, Chimbote, Ancash. 05 de mayo del 2017.

Guevara, R. (2017). *Combustión Industrial y Equipos Consumidores de Energía* [Material de Clase]. Diagnóstico Y Racionalización De La Energía, Universidad Nacional del Santa. Chimbote, Ancash.

Guevara, R. “Tipos, Método y Diseño de la Investigación científica”. Metodología de la Investigación Científica. Universidad Nacional del Santa. Chimbote, Ancash. 21 de junio del 2017.

ARTÍCULOS, CURSOS Y MANUALES

Armstrong International (1998), *Guía para la Conservación de Vapor en el Drenado de Condensados*. Recuperado de: <https://www.armstronginternational.com/sites/default/files/resources/documents/n101spanish.pdf>

Ahlgren, R. (1991). Flash Tanks for steam and boiler systems. ASHRAE Journal. Recuperado de: <https://es.scribd.com/doc/50477015/Flash-Tank>

Arroyo, V. (2008). Costos de los Combustibles. En Seminario de Capacitación “*Eficiencia Energética Y Administración De La Demanda En El Sector Productivo*”, octubre a noviembre de 2018, Lima. MINEM & Produce. Recuperado de: [http://www2.congreso.gob.pe/sicr/cendocbib/con_uibd.nsf/AE982758BA07E4B3052574F7005E39CA/\\$FILE/Costosdeloscombustibles.pdf](http://www2.congreso.gob.pe/sicr/cendocbib/con_uibd.nsf/AE982758BA07E4B3052574F7005E39CA/$FILE/Costosdeloscombustibles.pdf)

Franz, D. (2012) Comparativa de caldera pirotubular y caldera acuotubular. Gunzenhausen, Alemania: Bosch Industriekesse. Recuperado de: https://www.bosch-industrial.com/files/fb013_sp.pdf

Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid (2013). Guía básica de calderas industriales. Madrid, España. Recuperado de: <https://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-basica-calderas-industriales-eficientes-fenercom-2013.pdf>

OSINERMINING. (2015). El gas Natural y sus Diferencias con el GLP. Lima, Perú. Recuperado de: http://srvgart07.osinerg.gob.pe/webdgn/contenido/PAGINA%20WEB/folletos/Folleto14_el_gas_natural_y_sus_diferencias_con_el_GLP.pdf

Vásquez, H., Palacios, J., Olortegui, T., Córdor, J., Chio, L. & Chauca, W. Análisis de cambio de combustible en calderas a gas natural. Universidad Nacional Mayor de San Marcos. Perú. Recuperado de: <http://www.unmsm.edu.pe/cedit/linked/analisis%20de%20cambio%20de%20combustible.....pdf>

Spirax Sarco (2000). *Design of Fluid System - Hook Ups*. 12a ed. New York, EE.UU: Spirax Sarco, Inc

Spirax Sarco (2000). *Design of Fluid System – Steam Utilization*. 1ra ed. New York, EE.UU. : Spirax Sarco, Inc

PÁGINAS WEB

Abarca Bahamondes, P. (s.f.). Descripción de calderas y generadores de vapor. Chile: Asociación Chilena de Seguridad. Disponible en: <https://www.achs.cl/portal/trabajadores/Capacitacion/CentrodeFichas/Documents/descripcion-de-caldera-y-generadores-de-vapor.pdf>

- ALFA LAVAL. (s.f.). Plate heat exchanger. Recuperado de:
<https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/gasketed-plate-and-frame-heat-exchangers/aq1-ahri-certified-plate-heat-exchanger.pdf>
- Neo Gas (2019). Unidad de Reducción y Control de Presión. Disponible en:
<http://neogas.com.br/es/produtos-e-servicos/rcu-unidade-de-reducao-e-controle-de-pressao>
- TLV (2018). ¿Qué es el vapor de agua?. Disponible en:
<https://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/what-is-steam.html>

TESIS

- Custodio Rodriguez, J. & Solís Pérez, E. (2017). *Evaluación del sistema de recuperación de purgas de fondo y de nivel de las calderas pirotubulares en la Empresa Pesquera Austral Group S.A.A. – Coishco*. (Tesis de Grado, Universidad Nacional del Santa). Recuperado de:
<http://repositorio.uns.edu.pe/bitstream/handle/UNS/2564/TESIS%20%202017.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Estrada Almanza, F. (2012). *Análisis exergético para la optimización del recurso energético de una planta de harina de pescado*. (Tesis de Maestría, Universidad Nacional de Ingeniería). Recuperado de:
http://cybertesis.uni.edu.pe/bitstream/uni/3339/1/estrada_af.pdf
- León Tello, D. (2009). *Ahorro energético con la producción de vapor flash a través de los condensados recuperados de proceso en la empresa Copeinca-Huarmey*. (Tesis de Grado). Universidad Nacional del Santa, Chimbote, Perú.

Purizaca Felipa, R. (2015). *Diseño técnico-económico de un sistema de recuperación de vapor flash de purgas continuas para calentar el agua de alimentación de las calderas de la empresa pesquera Ribaldo S.A.*. (Tesis de Grado, Universidad Cesar Vallejo) Recuperado de: <http://repositorio.ucv.edu.pe/handle/UCV/9680>

Suárez Cabellos, F. (2015). *Determinación del ahorro energético a partir de la recuperación del vapor condensado en una fábrica de papel tissue*. (Tesis de grado, Universidad Nacional Agraria la Molina). Recuperado de: <http://repositorio.lamolina.edu.pe/handle/UNALM/2155>

Urcia Sosa, G. & Zavaleta Dominguez, J. (2016). *Implementación de un sistema vapor flash para reducción del consumo de vapor en área de cocción-empresa Pesquera Centinela S.A.*. (Tesis de Grado, Universidad Nacional del Santa). Recuperado de: <http://repositorio.uns.edu.pe/bitstream/handle/UNS/2635/42916.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

CAPÍTULO VII

ANEXOS

ANEXO 1:

**TABLA DE VAPOR SATURADO -
TABLA DE PRESIONES**

Agua saturada, Tabla de presiones

Pres., P kPa	Temp. sat., T_{sat} °C	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Liq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Liq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Liq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Liq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690	8.9749
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314	8.8270
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621	8.7227
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302	8.6421
3.0	24.08	0.001003	45.654	100.98	2306.9	2407.9	100.98	2443.9	2544.8	0.3543	8.2222	8.5765
4.0	28.96	0.001004	34.791	121.39	2293.1	2414.5	121.39	2432.3	2553.7	0.4224	8.0510	8.4734
5.0	32.87	0.001005	28.185	137.75	2282.1	2419.8	137.75	2423.0	2560.7	0.4762	7.9176	8.3938
7.5	40.29	0.001008	19.233	168.74	2261.1	2429.8	168.75	2405.3	2574.0	0.5763	7.6738	8.2501
10	45.81	0.001010	14.670	191.79	2245.4	2437.2	191.81	2392.1	2583.9	0.6492	7.4996	8.1488
15	53.97	0.001014	10.020	225.93	2222.1	2448.0	225.94	2372.3	2598.3	0.7549	7.2522	8.0071
20	60.06	0.001017	7.6481	251.40	2204.6	2456.0	251.42	2357.5	2608.9	0.8320	7.0752	7.9073
25	64.96	0.001020	6.2034	271.93	2190.4	2462.4	271.96	2345.5	2617.5	0.8932	6.9370	7.8302
30	69.09	0.001022	5.2287	289.24	2178.5	2467.7	289.27	2335.3	2624.6	0.9441	6.8234	7.7675
40	75.86	0.001026	3.9933	317.58	2158.8	2476.3	317.62	2318.4	2636.1	1.0261	6.6430	7.6691
50	81.32	0.001030	3.2403	340.49	2142.7	2483.2	340.54	2304.7	2645.2	1.0912	6.5019	7.5931
75	91.76	0.001037	2.2172	384.36	2111.8	2496.1	384.44	2278.0	2662.4	1.2132	6.2426	7.4558
100	99.61	0.001043	1.6941	417.40	2088.2	2505.6	417.51	2257.5	2675.0	1.3028	6.0562	7.3589
101.325	99.97	0.001043	1.6734	418.95	2087.0	2506.0	419.06	2256.5	2675.6	1.3069	6.0476	7.3545
125	105.97	0.001048	1.3750	444.23	2068.8	2513.0	444.36	2240.6	2684.9	1.3741	5.9100	7.2841
150	111.35	0.001053	1.1594	466.97	2052.3	2519.2	467.13	2226.0	2693.1	1.4337	5.7894	7.2231
175	116.04	0.001057	1.0037	486.82	2037.7	2524.5	487.01	2213.1	2700.2	1.4850	5.6865	7.1716
200	120.21	0.001061	0.88578	504.50	2024.6	2529.1	504.71	2201.6	2706.3	1.5302	5.5968	7.1270
225	123.97	0.001064	0.79329	520.47	2012.7	2533.2	520.71	2191.0	2711.7	1.5706	5.5171	7.0877
250	127.41	0.001067	0.71873	535.08	2001.8	2536.8	535.35	2181.2	2716.5	1.6072	5.4453	7.0525
275	130.58	0.001070	0.65732	548.57	1991.6	2540.1	548.86	2172.0	2720.9	1.6408	5.3800	7.0207
300	133.52	0.001073	0.60582	561.11	1982.1	2543.2	561.43	2163.5	2724.9	1.6717	5.3200	6.9917
325	136.27	0.001076	0.56199	572.84	1973.1	2545.9	573.19	2155.4	2728.6	1.7005	5.2645	6.9650
350	138.86	0.001079	0.52422	583.89	1964.6	2548.5	584.26	2147.7	2732.0	1.7274	5.2128	6.9402
375	141.30	0.001081	0.49133	594.32	1956.6	2550.9	594.73	2140.4	2735.1	1.7526	5.1645	6.9171
400	143.61	0.001084	0.46242	604.22	1948.9	2553.1	604.66	2133.4	2738.1	1.7765	5.1191	6.8955
450	147.90	0.001088	0.41392	622.65	1934.5	2557.1	623.14	2120.3	2743.4	1.8205	5.0356	6.8561
500	151.83	0.001093	0.37483	639.54	1921.2	2560.7	640.09	2108.0	2748.1	1.8604	4.9603	6.8207
550	155.46	0.001097	0.34261	655.16	1908.8	2563.9	655.77	2096.6	2752.4	1.8970	4.8916	6.7886
600	158.83	0.001101	0.31560	669.72	1897.1	2566.8	670.38	2085.8	2756.2	1.9308	4.8285	6.7593
650	161.98	0.001104	0.29260	683.37	1886.1	2569.4	684.08	2075.5	2759.6	1.9623	4.7699	6.7322
700	164.95	0.001108	0.27278	696.23	1875.6	2571.8	697.00	2065.8	2762.8	1.9918	4.7153	6.7071
750	167.75	0.001111	0.25552	708.40	1865.6	2574.0	709.24	2056.4	2765.7	2.0195	4.6642	6.6837

ANEXO 2:

FORMATO CONTROL DE PROCESO –
ÁREA DE SECADORES ROTADISCOS



SEDE CHANCAY

NORMAS DE PROCEDIMIENTO OPERACIONAL PLANTA

REGISTRO DE OPERACIÓN DE EQUIPOS DE SECADO

CÓDIGO : GPP-FOR-907
 SEDE : CHANCAY
 VERSIÓN : 04
 FECHA REV. : 05-11-2018
 PÁGINA : 01 de 03

FECHA :

HORA	INGRESO A HOMGENIZADOR			SECADOR ROTADISK Nº1				SECADOR ROTADISK Nº2				SECADOR ROTADISK Nº3				SECADOR ROTADISK Nº4				
	ADICION CONCENT RADO	%BRX CONCENT	HUMEDAD TORTA INTEGRAL	AMPERAJ E	INGRESO DE VAPOR	SALIDA DE VAHOS	HUMEDAD	AMPERAJ E	INGRESO DE VAPOR	SALIDA DE VAHOS	HUMEDAD	AMPERAJ E	INGRESO DE VAPOR	SALIDA DE VAHOS	HUMEDAD	AMPERAJ E	INGRESO DE VAPOR	SALIDA DE VAHOS	HUMEDAD	
	m3/Hr	%	%	A	PSI	°C	%H	A	PSI	°C	%H	A	PSI	°C	%H	A	PSI	°C	%H	
1:00																				
2:00																				
3:00																				
4:00																				
5:00																				
6:00																				
7:00																				
8:00																				
9:00																				
10:00																				
11:00																				
12:00																				
13:00																				
14:00																				
15:00																				
16:00																				
17:00																				
18:00																				
19:00																				
20:00																				
21:00																				
22:00																				
23:00																				
24:00																				

OBSERVACIONES:

.....

.....

.....

RESPONSABLE REVISIÓN	RESPONSABLE VERIFICACIÓN	RESPONSABLE DEL TURNO	DIA :
SUPERINTENDENTE :	JEFE DE PLANTA :		NOCHE :

ANEXO 3:

FORMATO CONTROL DE PROCESO –
ÁREA DE SECADORES ROTATUBOS



SEDE CHANCAY

NORMAS DE PROCEDIMIENTO OPERACIONAL PLANTA

REGISTRO DE OPERACIÓN DE EQUIPOS DE SECADO

CÓDIGO : GPP-FOR-907
 SEDE : CHANCAY
 VERSIÓN : 06
 FECHA : 09-11-2018
 PÁGINA : 02 de 03

FECHA :

HORA	HUMEDAD ENTRADA MIX	SECADOR ROTATUBOS Nº1					SECADOR ROTATUBOS Nº2					SECADOR ROTATUBOS Nº3					
		AMPERAJE	ING. DE VAPOR	SALIDA VAHOS	SCRAP		AMPERAJE	ING. DE VAPOR	SALIDA VAHOS	SCRAP		AMPERAJE	ING. DE VAPOR	SALIDA VAHOS	SCRAP		
					TEMP	HUMEDAD				TEMP	HUMEDAD				TEMP	HUMEDAD	
		%	PSI	A	°C	°C	%	PSI	A	°C	°C	%	PSI	A	°C	°C	%
1:00																	
2:00																	
3:00																	
4:00																	
5:00																	
6:00																	
7:00																	
8:00																	
9:00																	
10:00																	
11:00																	
12:00																	
13:00																	
14:00																	
15:00																	
16:00																	
17:00																	
18:00																	
19:00																	
20:00																	
21:00																	
22:00																	
23:00																	
24:00																	

OBSERVACIONES:

RESPONSABLE REVISIÓN	RESPONSABLE VERIFICACIÓN	RESPONSABLE DEL TURNO	DIA :
SUPERINTENDENTE :	JEFE DE PLANTA :		NOCHE :

ANEXO 4:

FORMATO CONTROL DE PROCESO –
ÁREA DE COCCIÓN



SEDE CHANCAY

NORMAS DE PROCEDIMIENTOS OPERACIONAL PLANTA

REGISTRO DE OPERACIÓN DE EQUIPOS DE COCCIÓN

CÓDIGO : GPP-FOR-905
 SEDE : CHANCAY
 VERSIÓN : 04
 FECHA REV. : 25-03-2018
 PÁGINA : 01 de 02

FECHA :

HORA	COCINA Nº 1								COCINA Nº 2							
	VELOCIDAD (RPM)	PRESION VAPOR				TEMPERATURA		VELOCIDAD (RPM)	PRESION VAPOR				TEMPERATURA			
		ROTOR (PSI)	CHAQUETA (PSI)				SALIDA DE COCINA (°C)		SALIDA DE PRE-STRAINER (°C)	ROTOR (PSI)	CHAQUETA (PSI)				SALIDA DE COCINA (°C)	SALIDA DE PRE-STRAINER (°C)
			Nº 1	Nº 2	Nº 3	Nº 4					Nº 1	Nº 2	Nº 3	Nº 4		
1:00																
2:00																
3:00																
4:00																
5:00																
6:00																
7:00																
8:00																
9:00																
10:00																
11:00																
12:00																
13:00																
14:00																
15:00																
16:00																
17:00																
18:00																
19:00																
20:00																
21:00																
22:00																
23:00																
24:00																

RESPONSABLE REVISION	RESPONSABLE VERIFICACION	RESPONSABLE DEL TURNO	DIA :
SUPERINTENDENTE :	JEFE DE PLANTA :		NOCHE :



SEDE CHANCAY

NORMAS DE PROCEDIMIENTOS OPERACIONAL PLANTA

REGISTRO DE OPERACIÓN DE EQUIPOS DE COCCIÓN

CÓDIGO : GPP-FOR-905
 SEDE : CHANCAY
 VERSIÓN : 04
 FECHA REV. : 25-03-2018
 PÁGINA : 02 de 02

FECHA :

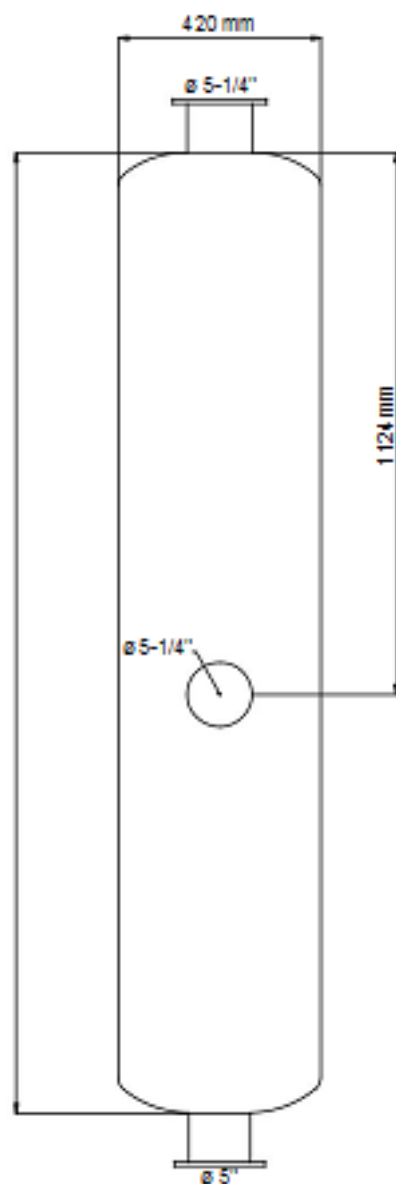
HORA	COCINA Nº 3							COCINA Nº 4						
	VELOCIDAD (RPM)	PRESION VAPOR				TEMPERATURA		VELOCIDAD (RPM)	PRESION VAPOR				TEMPERATURA	
		ROTOR (PSI)	CHAQUETA (PSI)				SALIDA DE COCINA (°C)		SALIDA DE PRE-STRAINER (°C)	ROTOR (PSI)	CHAQUETA (PSI)			
		Nº 1	Nº 2	Nº 3	Nº 4				Nº 1	Nº 2	Nº 3	Nº 4		
1:00														
2:00														
3:00														
4:00														
5:00														
6:00														
7:00														
8:00														
9:00														
10:00														
11:00														
12:00														
13:00														
14:00														
15:00														
16:00														
17:00														
18:00														
19:00														
20:00														
21:00														
22:00														
23:00														
24:00														

RESPONSABLE REVISION	RESPONSABLE VERIFICACION	RESPONSABLE DEL TURNO	DIA :
SUPERINTENDENTE :	JEFE DE PLANTA :		NOCHE :

ANEXO 5:

DIMENSIONES DE LOS TANQUES FLASH

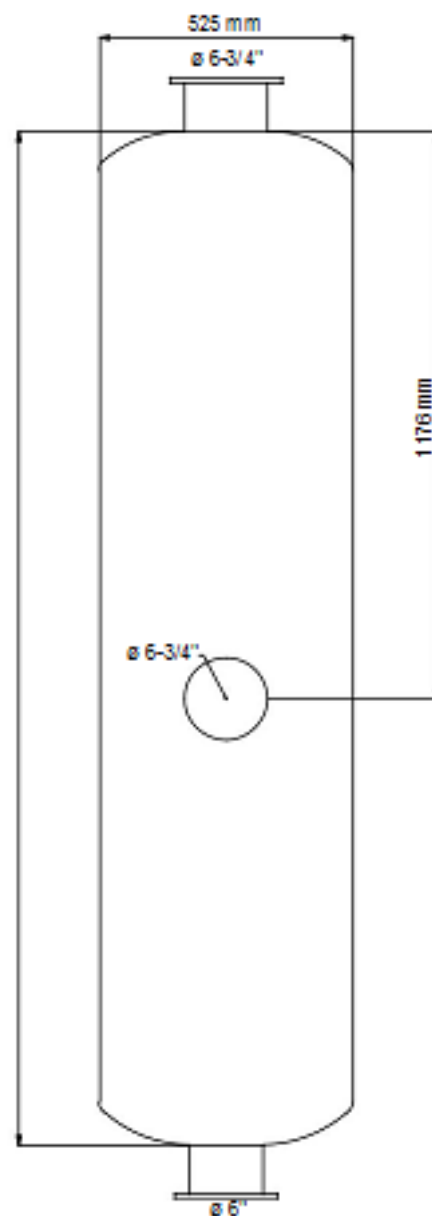
TANQUE FLASH PARA LOS SECADORES ROTADISK



Ingreso de Condensado:
20754.46 kg/h

Vapor Flash Producido:
1368.07 kg/h

TANQUE FLASH PARA LOS SECADORES ROTATUBOS



Ingreso de Condensado:
29596.18 kg/h

Vapor Flash Producido:
2136.64 kg/h

ANEXO 6:

FICHAS TÉCNICAS DE LOS EQUIPOS USADOS PARA LA MEDICIÓN



TKTL 30

Termómetro infrarrojo y de contacto con un amplio rango de medición y doble láser.

Datos técnicos				
Referencia	TKTL 10	TKTL 20	TKTL 30	TKTL 40
Sonda proporcionada	-	TMDT 2-30, adecuado para su uso hasta 900 °C (1 650 °F)	TMDT 2-30, adecuado para su uso hasta 900 °C (1 650 °F)	TMDT 2-30, adecuado para su uso hasta 900 °C (1 650 °F)
Precisión de rango total	Tobj. = 0 a 625 °C ±2% de lectura o 2 °C (4 °F), lo que sea mayor.	Tobj. = 0 a 635 °C ±2% de lectura o 2 °C (4 °F), lo que sea mayor.	±2% de lectura o 2 °C (4 °F), lo que sea mayor.	±1% de lectura o 1 °C (1.8 °F), lo que sea mayor.
Límites de entorno	Operación 0 a 50 °C (32 a 122 °F) 10 a 95% H.R.	Operación 0 a 50 °C (32 a 122 °F) 10 a 95% H.R.	Operación 0 a 50 °C (32 a 122 °F) 10 a 95% H.R.	Operación 0 a 50 °C (32 a 122 °F) 10 a 95% H.R.
	Almacenaje -20 a +65 °C (-4 a +149 °F) 10 a 95% H.R.	Almacenaje -20 a +65 °C (-4 a +149 °F) 10 a 95% H.R.	Almacenaje -20 a +65 °C (-4 a +149 °F) 10 a 95% H.R.	Almacenaje -20 a +65 °C (-4 a +149 °F) 10 a 95% H.R.
Tiempo de respuesta (90%)	<1 000 ms	<1 000 ms	<1 000 ms	<300 ms
Resolución de pantalla	0,1 °C/F desde -9,9-199,9, si no 1 °C/F	0,1 °C/F desde -9,9-199,9, si no 1 °C/F	0,1 °C/F desde -9,9-199,9, si no 1 °C/F	0,1 hasta 1 000 °C; de lo contrario 1 °C
Respuesta espectral	8-14 μm	8-14 μm	8-14 μm	8-14 μm
Activación de la retroiluminación de pantalla	No, siempre encendida	On/Off	On/Off	No, siempre encendida
Activación del puntero láser	No, siempre encendido	On/Off	On/Off	On/Off
Modos de medición	Temperatura máxima	Máx., mín., media, diferencial, modos dual temperatura por sonda/IR.	Máx., mín., media, diferencial, modos dual temperatura por sonda/IR.	Máx., mín., media, diferencial, modos dual temperatura por sonda/IR.
Modos de alarma	-	Alarma de nivel bajo y alto con alarma de aviso audible.	Alarma de nivel bajo y alto con alarma de aviso audible.	Alto y bajo con señal de advertencia sonora
Láser	Clase 2	Clase 2	Clase 2	Clase 2
Dimensiones	195 x 70 x 48 mm (7.7 x 2.7 x 1.9 pulg.)	195 x 70 x 48 mm (7.7 x 2.7 x 1.9 pulg.)	203,3 x 197 x 47 mm (8.0 x 7.7 x 1.8 pulg.)	209 x 155 x 62 mm (8.2 x 6.1 x 2.4 pulg.)
Embalaje	Caja de cartón	Maleta resistente	Maleta resistente	Maleta resistente
Dimensiones del embalaje	-	530 x 85 x 180 mm (20.9 x 3.4 x 7.0 in.)	530 x 85 x 180 mm (20.9 x 3.4 x 7.0 in.)	530 x 85 x 180 mm (20.9 x 3.4 x 7.0 in.)
Peso	230 g (0.5 lb.)	Total (maleta incl.): 1 100 g (2.4 lb.) TKTL 20: 230 g (0.5 lb.)	Total (maleta incl.): 1 300 g (2.9 lb.) TKTL 30: 370 g (0.8 lb.)	Total: 1 700 g (3.8 lb.) TKTL 40: 600 g (1.3 lb.)
Batería	2 x AAA Alcalina tipo IEC LR03	2 x AAA Alcalina tipo IEC LR03	2 x AAA Alcalina tipo IEC LR03	1 x batería recargable Li-ion 3,7 V 1 400 mAh 5,2 W
Autonomía	18 horas	18 horas	140 horas con láser y retroiluminación desactivados. Si no, 18 horas.	4 horas de uso continuo
Apagado automático	Sí	Programable	Programable	Programable
Propiedades ambientales ajustables	-	-	-	Bulbo húmedo, punto de rocío, humedad relativa, temperatura ambiente
Modo foto y video	-	-	-	Cámara 640 x 480, imágenes

Mini Thermo-Anemometer Series

Pocket Air Velocity meters
With displays of Temperature, Relative Humidity and Dew Point

Features:

- Fold up protective housing extends to 9" for better reach
- Large dual display of air velocity and temperature
- Data Hold to freeze most recent display
- Auto shutoff 15 minutes after last key is pressed
- Water resistant housing floats and Drop tested to 6 foot
- Complete with CR2032 lithium battery and lanyard

Windspeed:

- Measures ft/min, MPH, m/s, km/h, Knots and Beaufort Force
- Selectable averaging function of 5, 10, or 13 second intervals
- Replaceable non-corrosive plastic wind vane (impeller)

Temperature and Windchill:

- Measures from 0 to 122°F (-18 to 50°C)

Model 45158 Additional Features:

Relative Humidity and Dew Point:

- Dual display of air velocity and relative humidity
- Measures RH from 10% to 95%
- Measure Dew Point from 32°F to 122°F



Easily flips open with the shake of the wrist!

Measurements	Range	Resolution	Scale Accuracy
ft/min (feet per minute)	100 to 5000 ft/min	200ft/min	± (2%rdg + 400ft/min)
m/s (meters per second)	0.5 to 200m/s	0.1m/s	± (2%rdg + 0.2m/s)
km/h (kilometers per hour)	1.8 to 100.0 km/h	0.2km/h	± (2%rdg + 1.4km/h)
MPH (miles per hour)	1.1 to 62.5 MPH	0.2MPH	± (2%rdg + 0.4MPH)
knots (nautical miles per hour)	1.0 to 54.2 knots	0.2knots	± (2%rdg + 0.2knots)
Beaufort Force	1 to 17 BF	1 BF	± 1
Temperature	0 to 122°F (-18 to 50°C)	0.1°F/0.1°C	± (0.5°F/0.1°C)
Relative Humidity (Model 45158)	10% to 95%	1%	± 4%
Dew Point (Model 45158)	32°F to 122°F	1°	± 2%
Power	CR2032 Lithium battery		
Dimensions	5.25 x 2.75 x 0.75" (133 x 70 x 19mm)		
Vane	1" (25mm) diameter		
Weight	3oz (85g)		

Ordering Information:

- 45118 Mini Thermo-Anemometer with Temperature
 45158 Mini Thermo-Anemometer with Temperature & Humidity
 45116 Spare Mini Impeller Assembly (2pk) for 45118
 45156 Spare Mini Impeller Assembly (2pk) for 45158
 CAR95 Vinyl Pouch Carrying Case



ANEXO 7:

FOTOGRAFÍAS



Foto 1: Medición de Temperaturas de Superficie de Calderas



Foto 2: Medición de Espesor de la chaqueta de las cocinas.



Foto 3: Toma de Datos de los Parámetros de Combustión



Foto 4: Zona de generación de Vapor