



**TECNOLÓGICO DE COSTA RICA
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA**



**INFORME DE PRÁCTICA DE ESPECIALIDAD PARA OPTAR POR EL TÍTULO DE
INGENIERO EN MANTENIMIENTO INDUSTRIAL, GRADO LICENCIATURA.**

**Estudio de Viabilidad de un Turbogenerador de 6 Mega Watts en
el Ingenio El General Milton Fonseca.**

Anthony Castro Valverde

Cartago, Noviembre, 2018



Carrera evaluada y acreditada por:

Canadian Engineering Accreditation Board

Bureau Canadien d'Accréditation des Programmes d'Ingénierie

DATOS GENERALES.

Datos del estudiante.	
Nombre completo:	Anthony Castro Valverde
Número de cédula:	402300171
Número de carné:	2014063195
Edad:	22 Años
Número de teléfono:	85569941
Correo electrónico:	anthonycastro466@gmail.com ,
Dirección exacta de domicilio:	600 metros este del dique de quebradas, Pérez Zeledón, San José, Costa Rica
Datos de la práctica profesional.	
Tema:	Estudio de Viabilidad de un Turbogenerador de 6 Mega Watts en el Ingenio El General.
Profesor guía:	Ing. Oscar Monge Ruiz.
Asesor industrial:	Ing. Olman Guzmán Ramírez.
Horario de trabajo:	Lunes a viernes de 7 am a 3 pm.
Datos de la empresa	
Nombre:	Ingenio el general Milton Fonseca.
Actividad Principal:	Producción de azúcar.
Dirección:	Peñas Blancas, Pérez Zeledón, San José, Costa Rica.
Contacto:	Ing. Olman Guzmán Ramírez
Teléfono:	89143371
Correo electrónico:	oguzman@coopeagri.co.cr

DEDICATORIA.

*A Dios, por permitirme llegar hasta aquí, porque sin su
Misericordia, y poder nada de esto habría sido posible, porque
siempre me levantó cuando tropecé.*

*A mis padres Álvaro y Flor María,
gracias el apoyo incondicional durante todo este
proceso, porque en los momento difíciles
siempre estuvieron ahí, porque me formaron a siempre
dar lo mejor de mí, son el pilar fundamental
de mi educación. Por todo el esfuerzo que hicieron
durante estos años para brindarme la educación que hoy
me permite aspirar por el sueño de toda mi vida.*

AGRADECIMIENTO.

*A mis familiares, porque han sido excepcionales conmigo,
por todo el cariño y apoyo que siempre me*

*han demostrado, gracias a cada uno de ellos,
porque todos son un ejemplo de superación a seguir.*

*A los profesores del Instituto Tecnológico, porque son unos excelentes
formadores de profesionales, a las trabajadoras sociales que
velan siempre por el bienestar de los estudiantes,
a los funcionarios del comedor institucional que me enseñaron
muchas lecciones de vida y de ellos en especial a Pablito que siempre va a estar en mi
corazón, por esa energía que alegraba a cualquiera.*

*A todas esas personas que me ayudaron a crecer tanto como persona
y estudiante, han aportado grandes cosas a mi vida.*

*A mi profesor guía, el Ingeniero Oscar Monge por el apoyo, el
profesionalismo y seriedad que lo caracteriza. A mi asesor industrial, el Ingeniero Olman
Guzmán por el apoyo y las recomendaciones en cada decisión que tomaba, por
transmitirme tanto conocimiento en tan poco tiempo.*

*A esos compañeros de trabajo que hacen que este proyecto
haya sido tan ameno y bonito, por sus conocimientos y buenos consejos.*

*Por último y no menos importante, a mis compañeros de universidad, que
en muchas ocasiones entre todos nos ayudamos a salir adelante, por las risas y
por esta gran experiencia.*

CARTA DE ENTENDIMIENTO

Fecha: 2018-11-12

Señores
Instituto Tecnológico de Costa Rica
Sistema de Bibliotecas del Tecnológico

Yo Anthony Castro Valverde
carné No. 2014063195, si autorizo no autorizo, al Sistema de Bibliotecas del Tecnológico
(SIBITEC), disponer del Trabajo Final de graduación, del cual soy autor, para optar por el grado
de Licenciatura, en la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Industrial
, presentado en la fecha 2018-11-14, con el título Estudio de
viabilidad de un turbogenerador de 6MW en el ingenio el general Milton Fonseca.

para ser ubicado en el Repositorio Institucional y Catálogo SIBITEC, con el objetivo de ser visualizado a través de la red Internet.

Firma de estudiante: Anthony Castro
Correo electrónico: anthonycastro466@gmail.com
Cédula No.: 4 0230 0171

TABLA DE CONTENIDO

Datos generales.....	2
Dedicatoria.....	3

Agradecimiento.....	3
Resumen.....	1
Abstract.....	2
Índice de gráficos.	11
CAPÍTULO 1	3
1.1 Introducción	3
1.2 Reseña de la Empresa	3
1.3 Descripción del proceso de fabricación de azúcar.....	5
1.3.1 Programación y Recibo de Caña.....	5
1.3.2 Almacenamiento y Preparación de la Caña	5
1.3.3 Extracción del Jugo y Calderas	5
1.3.4 Tratamiento de Jugo	6
1.3.5 Evaporación.....	6
1.3.6 Cristalización	7
1.3.7 Centrifugación	7
1.3.8 Secado, Empaque, Despacho y Almacenamiento de Azúcar	8
CAPÍTULO 2	9
2.1 Planteamiento del problema.	9
2.2 Objetivo General:.....	12
2.3 Objetivos Específicos:	12
2.4 Justificación:.....	13
2.5 Viabilidad:	14
2.6 Alcance:.....	15
4.7 Limitaciones	16
4.8 Metodología.....	17
4.9 Plan de trabajo.....	18
4.9.1 Recolección de datos.....	19
4.9.2 Balances energéticos	19
4.9.3 Selección del turbogenerador.	19

4.9.4 Análisis económico.....	19
CAPÍTULO 3	20
Marco teórico:	20
3.1 Calderas:	20
3.2 Potencia:	21
3.3 Flujo másico:	21
3.4 Eficiencia:	21
3.5 Ciclo Rankine.....	22
3.6 Conducción	24
3.7 Convección.....	26
3.7.1. Flujo laminar y turbulento.....	26
3.7.2. Convección interna forzada (flujo turbulento en tubos).....	27
3.8 Pérdidas en tuberías.....	28
3.9 Biomasa.....	30
3.10 Turbinas de vapor	31
3.10.1 Partes de una turbina.....	32
3.10.2 Turbina de reacción.....	36
3.10.3 Turbina de contrapresión.....	37
3.10.4 Turbinas de acción.....	38
3.10.5 Escalonamiento Curtis:	39
3.10.6 Escalonamiento rateau.....	40
3.10.7 Consumos de vapor	41
3.11 Criterios de diseño del turbo generador.	41
3.12 Índices financieros.	43
3.12.1 Flujos de efectivo.....	44
3.12.2 Valor actual neto (VAN).....	45
3.12.3 Tasa interna de retorno (TIR).	45
3.13 Normativa	46
3.14 Tarifas Eléctricas	50
3.15 Ventiladores.....	51
3.16 Bombas	53
a. N.P.S.H Requerido.....	53

b. N.P.S.H Disponible.....	53
CAPÍTULO 4	54
DESARROLLO DEL PROYECTO.....	54
4.1 Balance energético de la red de vapor.	54
4.1.1 Información relevante.	54
4.1.2 Consumos preliminares.	56
a. Caídas de presión.	63
b. Pérdida de temperatura.....	70
4.1.3 Consumos finales.....	76
4.1.4 Acciones de mejora en la red de vapor.	79
4.2 Balance energético de la red eléctrica.....	79
4.3 Cambios en la red de vapor.	88
4.3.1 Dimensionamiento del motor inducido, caldera #3.....	89
4.3.2 Dimensionamiento del motor de cuchillas.....	91
4.4 Cálculo de potencia de la torre de enfriamiento.	91
4.4.1 Facturación eléctrica de la torre de enfriamiento.....	93
4.5 Balance energético de la red con ampliaciones proyectadas.....	94
4.6 Selección del turbogenerador.....	103
4.7 Modelo de instalación.	107
4.8 Análisis económico.	108
4.9 Modelo definitivo y viabilidad del proyecto.	111
4.9 Cronograma	113
CAPÍTULO 5	114
5.1 CONCLUSIONES.....	114
5.2 RECOMENDACIONES.....	114
5.3 Bibliografía	115
Capítulo 6.....	118
Anexo 1: Diagrama de fricción versus número de Reynolds.	118
Anexo 2: Aspereza de cada uno de los materiales para tuberías de vapor.....	119
Anexo 3: Tablas termodinámicas de agua saturada.	120
Anexo 4: Tablas termodinámicas de vapor de agua sobrecalentado.	121

Anexo 5: Valores promedios de potencia para las cuchillas.....	122
Anexo 6: Longitud equivalente de los codos y accesorios para molinos.....	122
Anexo 7: Longitud equivalente de los codos y accesorios para el turbogenerador.	124
Anexo 8: Longitud equivalente de los codos y accesorios para el ventilador.	125
Anexo 9: Longitud equivalente de los codos y accesorios para cuchillas.....	127
Anexo 10: Longitud equivalente de los codos y accesorios para la desfibradora.	128
Anexo 11: Longitud equivalente de los codos y accesorios para la bomba peerless.	129
Anexo 12: Caída de presión presente en el tramo del cabezal al turbogenerador.	131
Anexo 13: Caída de presión presente en el tramo del cabezal al molino 5.....	132
Anexo 14: Caída de presión presente en el tramo de la de intersección del molino 5 al molino 4.	134
Anexo 15: Caída de presión presente en el tramo de la de intersección del molino 4 al molino 3.	137
Anexo 16: Caída de presión presente en el tramo de la de intersección del molino 4 al molino 3.	139
Anexo 17: Caída de presión presente en el tramo del cabezal al molino 2.....	141
Anexo 18: Caída de presión presente en el tramo de la intersección del molino 2 al molino 1.	142
Anexo 18: Caída de presión presente en el tramo del cabezal a la desfibradora.	143
Anexo 19: Caída de presión presente en el tramo del cabezal a las cuchillas.....	144
Anexo 20: Datos de generación del turbogenerador para diferentes días en el mes de Enero, 2018.	145
Anexo 21: Datos de generación del turbogenerador para diferentes días en el mes de Enero, 2018.	147
Anexo 22: Datos de generación del turbogenerador para diferentes días en el mes de marzo, 2018.	150
Anexo 23: Curva de desempeño para el turbogenerador de 5MW.	153
Anexo 24: Especificaciones técnicas del turbogenerador de 5MW.	154
Anexo 25: Curva de desempeño del generador para el turbogenerador de 5MW.....	155
Anexo 26: Cotización turbogenerador de 5 MW (Inter-unión).	156
Anexo 27: Especificaciones del ventilador del inducido, caldera 3.	157
Anexo 28: Especificaciones de la torre de enfriamiento (Cooling tower Depot).	158
Anexo 29: Dimensiones de la torre de enfriamiento (Cooling tower Depot).....	159
Anexo 30: Especificaciones propuesta turbogenerador 5MW (Bosch Trading).....	159

Anexo 31: Generador Eléctrico 4160 V.....	162
Anexo 32: Generador Eléctrico 13800 V.....	164
Anexo 33: Especificaciones torre de enfriamiento (Bosch Trading).....	164
Anexo 34: Especificaciones para el motor del ventilador inducido, caldera 3.....	166
Anexo 35: Especificaciones para el motor de cuchillas.....	167
Anexo 36: Datos técnicos del reductor para cuchillas.....	169
Anexo 37: Cotización del conjunto turbogenerador, motores, reductor y torre de enfriamiento.	171
Anexo 38: Gráfica de la bomba seleccionada.....	173
Anexo 39: Tabla de anotaciones para el diagrama del balance de cargas en la red de vapor... 175	
Anexo 40: Diagrama del balance de cargas en la red de vapor.....	175
Anexo 41: Detalle del cabezal de distribución.....	176
Anexo 41: Casos del análisis económico realizado.....	177
Anexo 42: Cotización del transformador de 4.5 MVA.....	179

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Proceso productivo del ingenio el general Milton Fonseca.....	¡Error! Marcador no definido.
Figura 2: Historial de consumo en el periodo de zafra de los últimos 5 años.....	13
Figura 3: Historial de demanda en el periodo de zafra de los últimos cinco años.....	14
Figura 4: Comparación del ciclo Rankine con un incremento en la presión.....	21
Figura 5: Ciclo Rankine ideal Simple.....	23
Figura 6: Red de resistencias térmicas para un cilindro con tres capas de conducción. ...	25
Figura 7: Turbina de vapor.....	31
Figura 8: Estator de una turbina de vapor.....	32
Figura 9: Alabes de una turbina de vapor.....	33

Figura 10: Turbina de reacción.	37
Figura 11: Turbina de contrapresión.	38
Figura 12: Turbina de Acción.	39
Figura 13: Perfiles de los alabes móviles y fijos de una etapa Curtis.....	40
Figura 14: Perfiles de los alabes móviles y fijos de una etapa Rateau.	40
Figura 15: Etapas de un estudio financiero.....	44
Figura 16: Cálculo de la longitud equivalente para el turbogenerador a 10".	65
Figura 17: Cálculo de la longitud equivalente para el turbogenerador a 8".	66
Figura 18: Caída de presión en la sección de tubería de 10" para el turbogenerador.....	68
Figura 19: Caída de presión en la sección de tubería de 8" para el turbogenerador.....	69
Figura 21: Potencia eléctrica en los motores sobredimensionados seccionadas.....	¡Error!

Marcador no definido.

ÍNDICE DE GRÁFICOS.

Gráfico 1: Consumo porcentual de cada equipo, respecto a la generación total de vapor.78	
Gráfico 2: Porcentaje de consumo de vapor con el balance de vapor realizado.	89
Gráfico 3: Demanda total en el periodo de zafra 2018.....	96
Gráfico 4: Valores de potencia en operación.....	98
Gráfico 5: Balance energético con las cargas correspondientes a la sustitución de equipos.....	99
Gráfico 6: Diferencia en potencias en el arranque y la operación nominal.....	101
Gráfico 7: Potencia de operación con la torre de enfriamiento instalada.....	102

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Capacidad de generación de energía proyectada.....	10
Tabla 2: Tipos de turbogenerador según la capacidad de generación.....	42
Tabla 3: Tarifas correspondientes a los consumos de energía.....	51
Tabla 4: Distribución de los equipos consumidores de vapor vivo.....	54
Tabla 5: Especificaciones de las calderas generadoras de vapor.....	55
Tabla 6: Valores de temperatura y presión presentes en el cabezal de distribución.....	56
Tabla 7: Valores de temperatura, presión y potencia calculados por el fabricante.....	57
Tabla 8: Valores de consumo de vapor del turbo generador.....	58
Tabla 9: Potencia consumida por el motor de la bomba Peerless.....	59
Tabla 10: Resumen de las presiones preliminares de entrada y salida de las turbinas.....	59
Tabla 11: Valores de preliminares de entalpía de entrada y salida.....	61
Tabla 12: Eficiencia global de los equipos instalados.....	62
Tabla 13: Consumo de vapor preliminar para cada uno de los equipos.....	62

Tabla 14: Cantidad de codos en las tuberías de cada equipo.....	63
Tabla 15: Cantidad de válvulas instaladas en cada tubería.....	64
Tabla 16: Longitud total equivalente de todas las tuberías.	67
Tabla 17: Presión presente en cada uno de los equipos instalados.	70
Tabla 18: Longitudes de tubería para los tramos sin recubrimiento.....	71
Tabla 19: Temperaturas finales en cada uno de los equipos.	71
Tabla 20: Datos generales para el cálculo de pérdida de temperatura.	72
Tabla 21: Cálculo de áreas para el tubo y el aislamiento.....	74
Tabla 22: Cálculo de las resistencias equivalentes en el sistema.....	74
Tabla 23: Entalpías finales de entrada y salida en los equipos.....	76
Tabla 24: Consumos finales de los equipos de vapor.	77
Tabla 25: Comparación consumos de vapor preliminares y finales de cada equipo.....	77
Tabla 26: Potencia instalada por área de producción.....	80
Tabla 27: Motores en condición de sobredimensionamiento.....	83
Tabla 28: Motores en condición de sobredimensionamiento (continuación).	85
Tabla 29: Diferencias entre potencia nominal y potencia consumida.	86
Tabla 30: Consumo de vapor de los equipos a desinstalar.	88
Tabla 31: Facturación eléctrica de la torre de enfriamiento.....	93
Tabla 32: Historial de consumo y demanda.	94
Tabla 33: Valores de energía y potencia promedios.....	95
Tabla 34: Valores promedio de generación del turbogenerador (Enero 2018).....	95
Tabla 35: Valores promedio de generación del turbogenerador (Febrero 2018).	95
Tabla 36: Valores promedio de generación del turbogenerador (Marzo 2018).	96
Tabla 37: Valores de potencia en operación para el mes de enero, 2018.....	97
Tabla 38 : Valores de potencia en operación para el mes de febrero, 2018.....	97
Tabla 39: Valores de potencia en operación para el mes de marzo, 2018.....	98
Tabla 40: Resumen del aumento de potencia con los cambios en la red.	100
Tabla 41: Aumento de potencia con la instalación de la torre de enfriamiento.	102

Tabla 42: Cuadro comparativo para la selección del turbogenerador.....	104
Tabla 43: Comparación de propuestas técnicas.....	105
Tabla 44: Comparativo de propuestas comerciales.....	106
Tabla 45: Tabla resumen del vapor disponible y demanda de operación.....	107
Tabla 46: Cantidad de vapor necesario para generar la demanda de potencia.....	107
Tabla 47: Ciclo de vida para los equipos a instalar.....	108
Tabla 48: Costo total del proyecto.....	109
Tabla 49: Ingreso real con la instalación del turbogenerador.....	110
Tabla 50: Tabla resumen de los resultados del análisis financiero.....	111
Tabla 51: Cronograma proyectado.....	113

RESUMEN

En el presente proyecto se desarrolla un estudio de viabilidad para la instalación de un turbogenerador de 6MW en el ingenio el general Milton Fonseca. La meta del proyecto es independizar la empresa de la red eléctrica nacional y además evitarse cobros por consumo y demanda, contemplando ampliaciones proyectadas.

El principal problema es que no hay suficiente vapor disponible para generar más electricidad, es por esto que se debe realizar un manejo de cargas para definir que equipos (turbinas) reemplazar por motores eléctricos, para tomar el vapor de las turbinas y re direccionarlo al nuevo equipo de generación, la electrificación de motores conlleva a un aumento de potencia, el cual debe ser soportado por el turbogenerador.

El presente trabajo contempla cuatro grandes trabajos.

- Balance de cargas de la red de vapor.
- Balance de cargas de la red eléctrica.
- Selección de equipos.
- Costo total de la obra.

Una vez seleccionada la opción que mejor se adapta a las necesidades y condiciones de la empresa, se realiza el análisis económico en el cual se determina la viabilidad financiera del proyecto. Por último, se valoran los escenarios técnicos, económicos y de confiabilidad para determinar si es viable invertir en el proyecto.

Palabras clave

Gestión de recursos.

Vapor.

Viabilidad.

Turbogenerador

ABSTRACT

In the present project, a viability study was developed for the installation of a 6MW turbo generator in the sugar mill, General Milton Fonseca. The main objective of the project is to separate the company from the national electricity grid and also to avoid consumption and demand expenses, contemplating projected extensions.

The main problem is that there is not enough steam available to generate more electricity, which is why loads must be handled to define which equipment (turbines) to replace with electric motors, to take the steam from the turbines and redirect it to the new generation equipment, the electrification of motors leads to an increase in power, which must be supported by the turbo generator.

The present work contemplates four great works.

- Charges balance of the steam network.
- Charges balance of the electric network.
- Equipment selection.
- Total cost of the work.

Once the option that best adapts to the needs and conditions of the company has been selected, the economic analysis is carried out in which the financial viability of the project is determined.

Finally, the technical, economic and reliability case are evaluated to determine if it is viable to invest in the project.

Keywords

Steam.

Turbogenerator.

Resources management.

Viability.

CAPÍTULO 1

1.1 INTRODUCCIÓN

La turbina de vapor es una turbo-máquina que transforma la energía de un flujo de vapor en energía mecánica, a través de un intercambio de cantidad de movimiento entre el fluido de trabajo (el vapor) y el rodete, órgano principal de la turbina. Este cuenta con palas o alabes, cuya configuración permite realizar el intercambio energético. La disminución del contenido entálpico del vapor se convierte en trabajo mecánico, que es aprovechado por un generador para producir electricidad.

En el presente trabajo se expondrá la viabilidad para la instalación de un turbogenerador, conectado a una red de vapor.

Para dicho proyecto se realizará un estudio completo de ingeniería el cual abarcará temas de gestión de mantenimiento, sistemas de potencia, análisis financiero, sistemas de vapor y termo fluidos, para analizar si es viable incorporar esta tecnología en la red de vapor que cuenta la empresa, qué efectos tendrá en la facturación eléctrica, que impacto social puede generar en la región y en los trabajadores, el análisis de viabilidad estará fundamentado en mediciones que determinaran la capacidad de generación de vapor que poseen las calderas. Para este proyecto ser completos y deben abarcar los escenarios más críticos, es de vital importancia tener información a mano de todos las variables que afectan el proceso, sin embargo muchas de estas variables son difíciles de medir, afortunadamente en el ingenio el general existe actualmente un turbogenerador de 2 MW, lo cual favorece al estudio, debido a que la empresa tiene experiencia con este tipo de tecnologías, y conoce las actividades de mantenimiento que conllevan los turbogeneradores.

1.2 RESEÑA DE LA EMPRESA

COOPE AGRI El General R.L. nace el 25 de noviembre de 1.962 como la opción para solucionar los problemas de industrialización y comercialización primeramente con un beneficio de café y es hasta en 1974 que se da inicio a la construcción del ingenio, el cual primeramente contaba con capacidad de molienda de 37721 toneladas de caña, en la actualidad el ingenio cuenta con una capacidad de molienda de 300 mil toneladas en el periodo de zafra, produciendo una cantidad aproximada a los 750 mil bultos de azúcar, cada uno de estos con un peso de 50 kg.

El ingenio cuenta con una planilla de alrededor de 380 personas en el período de zafra, y además se estima que alrededor de 2800 productores independientes son los responsables de cubrir la demanda de caña del ingenio.

El período de producción del ingenio inicia en el mes de enero y finaliza a mediados del mes de abril, durante estos tres meses el ingenio opera las 24 horas del día, realizando un único paro los domingos en la tarde para realizar algunas labores de mantenimiento y para realizar el cambio de turno, luego del mes de abril la empresa se dedica a labores de mantenimiento en toda la planta.

En la actualidad COOPEAGRI es una cooperativa que se dedica a brindarle servicios a la población en diversas áreas, como se muestra a continuación

Actividades productivas y servicios:

1. Área Agroindustrial

- Producción y comercialización de café para consumo nacional e internacional
- Producción y comercialización de caña de azúcar
- Producción y comercialización de abono orgánico

2. Área Comercial

- Cuatro supermercados
- Un almacén de suministros agrícolas
- Una estación de combustible
- Una ferretería

3. Área Medio Ambiente

- Producción y comercialización de abono orgánico
- Servicios forestales

4. Área Financiera

- CREDECOOP

1.3 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN DE AZÚCAR.

1.3.1 Programación y Recibo de Caña

La caña proveniente de las fincas propias o de asociados es ingresada al Ingenio mediante una programación previa, dicha caña es pesada en dos romanas, una de entrada que pesa la caña y el camión y la otra de salida que pesa solo el camión, con esto se determina el peso de la caña. Esta caña es muestreada en un core simple y analizada en el laboratorio para determinar el peso del azúcar y el peso de la miel que contiene esta.

1.3.2 Almacenamiento y Preparación de la Caña

Una vez muestreada la caña, ésta puede ser almacenada, o alimentada en las mesas de caña, las mesas son una a granel y la otra a rollos. Aquí la caña es pasada a través de dos juegos de cuchillas y una desfibradora con las cuales se logra abrir las células que poseen azúcar. El indicador de preparación de la caña se denomina Open Cell o Índice de Preparación (IP).

1.3.3 Extracción del Jugo y Calderas

La extracción del jugo se realiza mediante la compresión de la caña entre cilindros llamados masas. La combinación de cuatro masas, entre las cuales pasa sucesivamente la caña, conforma lo que se le denomina molinos. Existen cinco molinos consecutivos, en los cuales al molino dos, tres y cuatro se le agrega jugo a la fibra saliente (operación llamada maceración) y al molino quinto se le agrega agua (operación llamada imbibición) que ayudan a extraer sólidos solubles por medio de una operación unitaria llamada lixiviación.

El jugo extraído en el primero y segundo molino, se llama jugo diluido o jugo mixto. Este jugo es tamizado para eliminarle la fibra gruesa, dicha fibra es retornada al primer molino y el jugo es bombeado a la fábrica, en el área de tratamiento.

La fibra que sale del último molino se denomina bagazo; es utilizado como combustible en las calderas.

1.3.4 Tratamiento de Jugo

Al jugo mixto se le adiciona ácido fosfórico para elevar el contenido de fosfatos y mitigar los problemas de los jugos refractarios. Luego se le agrega azufre (en forma de Dióxido de Azufre) para eliminar sustancias que producen color al azúcar. Como el jugo es ácido, es universal el uso de la cal y el calor como agentes clarificadores. La lechada de cal, es preparada a una concentración entre de 7 a 8 Baumé y adicionada al jugo.

Con lo anterior se logra neutraliza la acidez natural del jugo y forma sales insolubles de calcio, principalmente en forma de fosfatos. El jugo alcalizado es pasado por tres calentadores para elevarle la temperatura, luego se le adiciona floculante de alto peso molecular (dicho floculante es preparado a una concentración de 0.05 % en peso) para coagular la albúmina y algunas de las grasas, ceras y gomas. Luego el jugo es pasado por un tanque flash en el cual se le reduce la velocidad, disminuyendo la turbulencia y facilitando de esta manera la sedimentación de sólidos insolubles generados en las etapas anteriores.

1.3.5 Evaporación

El jugo clarificado, que posee casi la misma composición que el jugo mixto extraído (con la excepción de las impurezas precipitadas que fueron extraídas por el tratamiento con cal, Dióxido de Azufre, ácido fosfórico y floculante) contiene aproximadamente 85 % de agua. Las dos terceras partes de esta agua se evapora en evaporadores de múltiples - efectos al vacío, que consisten en una sucesión de cuatro celdas de ebullición al vacío llamadas “cuerpos”, dispuestas en serie para que en cada cuerpo haya más vacío que en el cuerpo inmediatamente anterior y de esta forma el jugo que dicho cuerpo contiene hierva a menos temperatura. Así los vapores producidos en un cuerpo podrán calentar a ebullición el jugo que contenga el siguiente. Con el uso de este sistema el vapor que se introduce al primer cuerpo logra producir “evaporación en múltiple efecto”. El vapor que sale

del último cuerpo va a un condensador. El jarabe o meladura sale continuamente del último cuerpo.

1.3.6 Cristalización

La cristalización se lleva a cabo en recipientes al vacío, de simple efecto, denominados tachos, en los cuales se concentra la meladura hasta quedar saturada. El proceso incluye las formaciones de tercera, segunda y primera, se parte de la cristalización para terceras obteniendo cristales de 0.1 mm, luego se desarrolla la tercera para obtener cristales de 0.33 mm, luego se desarrolla la segunda para obtener cristales de 0.45 mm y por último se desarrolla la primera obteniendo cristales de 0.6 hasta 0.85 mm, ya esta es el azúcar comercial que se va a empacar. Los materiales como miel A y B, magma B y C se recirculan en el proceso de cristalización para lograr bajar la pureza de la meladura desde 88 pza hasta obtener una miel final de 34 de pureza, con lo cual se logra el agotamiento de las mieles.

1.3.7 Centrifugación

La masa cocida que se llevó al mezclador o cristalizador se hace pasar a máquinas giratorias llamadas centrífugas. El “canasto” cilíndrico de la centrífuga, que está suspendido en una flecha o “huso” tiene sus costados perforados y forrados de tela metálica; entre el forro y el costado hay láminas de metal que contienen de 400 a 600 perforaciones por pulgada cuadrada (62 a 93 perforaciones por cm^2). Las máquinas que son impulsadas por motores eléctricos giran a velocidad de 1000 a 1800 rpm. El forro perforado retiene los cristales de azúcar, que pueden ser lavados con agua o vapor si se requiere. Las aguas madres o “melaza” pasan a través del forro, impulsadas por la fuerza centrífuga que sobre ellas se ejerce; y cuando el azúcar queda purgado, se descarga de la centrífuga, quedando ésta lista para recibir otra carga de masa cocida. La miel obtenida de este proceso de centrifugado se llama miel final, melaza o miel de purga.

1.3.8 Secado, Empaque, Despacho y Almacenamiento de Azúcar

El azúcar abandona las centrífugas con un contenido de humedad del 1% aproximadamente, siendo conducida por transportadores de espiral y elevadores de cangilones, al secador rotatorio que consiste en un tambor inclinado girando a velocidades bajas. En su interior, el azúcar se coloca en contacto con el aire caliente en régimen de flujo a contracorriente. La temperatura del aire se acondiciona con Aero fines, este aire alcanza una temperatura aproximada a los 40° - 45° C y se alimenta a la secadora por medio de un ventilador tiro inducido. El azúcar seco a una humedad inferior al 0.1 %, sale por el extremo opuesto de la secadora donde se tamiza en una malla clasificadora para remover terrones de azúcar. El grano tamizado es pasado entre juegos de imanes para eliminar posibles partículas metálicas.

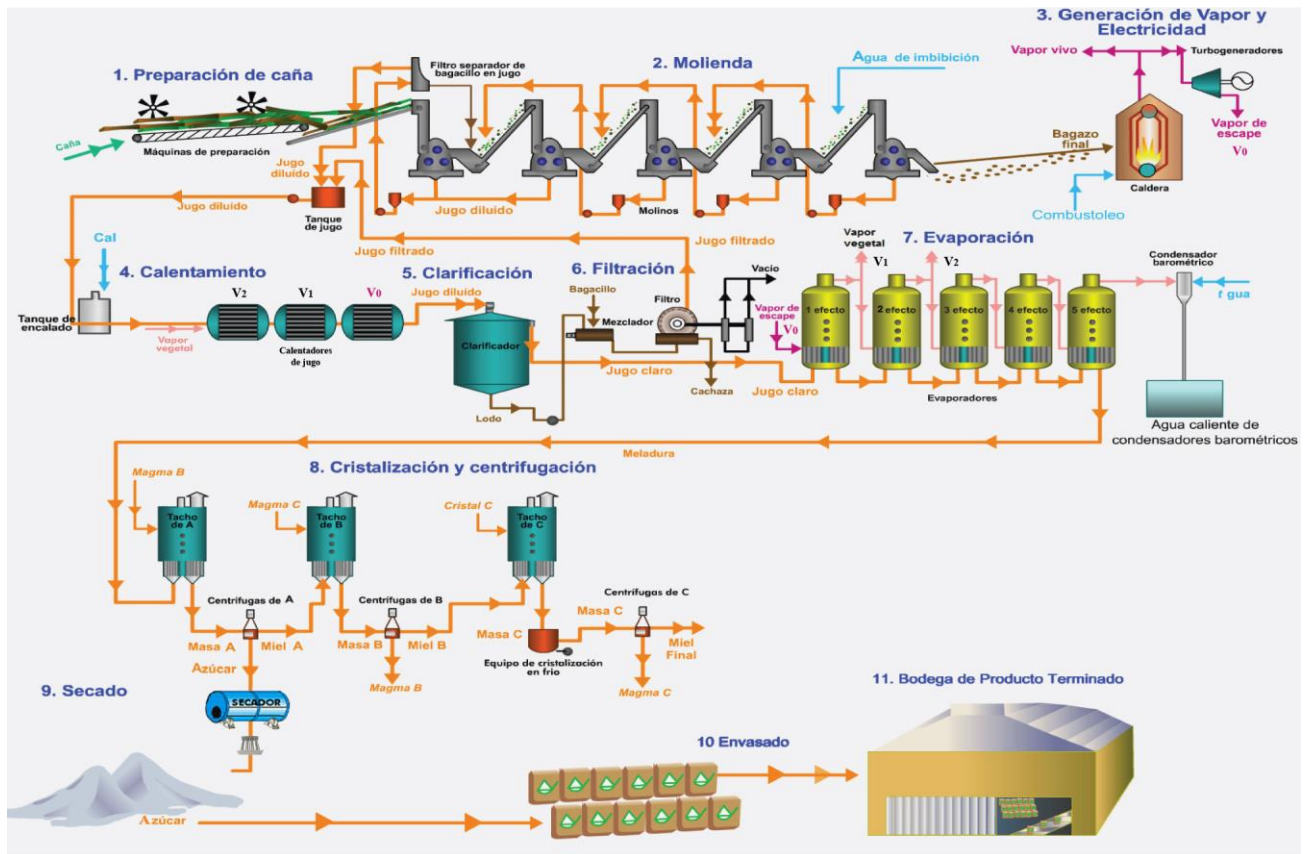


Figura 1 Proceso productivo del ingenio el general Milton Fonseca.

Fuente: Recursos empresa.

CAPÍTULO 2

2.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

La situación actual de la empresa es que se quiere realizar un estudio para determinar cuál es la máxima capacidad de generación de energía eléctrica con vapor, La empresa cuenta con un turbo generador de 2 MW conectado la red de vapor, sin embargo, este

turbogenerador no soporta la demanda eléctrica, existe un estudio realizado en el 2004, dicho estudio expone la capacidad de generación del ingenio, en resumidas cuentas, se muestra en la siguiente tabla las principales proyecciones de dicha investigación.

Tabla 1: Capacidad de generación de energía proyectada.

Etapas	Año	Potencia total instalada (KW)	Potencia para consumo interno (KW)	Energía total en producida en zafra (MW-HR)
Etapa 1	2005/2006	1600	2000	7920
Etapa 2	2008/2009	5000	3550	18810
Etapa 3	2012/2013	15000	7275	49005

Fuente: (Elaboración propia, Excel)

En este momento no existe un estudio completo que determine cuáles son las capacidades de generación eléctrica del ingenio.

La facturación a la compañía de servicios eléctricos las sumas que se muestran en las figuras 1 y 2, la empresa busca una manera de reducir costos de operación en el periodo de zafra, la meta a lograr es que el ingenio sea autosuficiente.

En el ingenio la producción de energía debe ser constante para generar un proceso confiable y estable, para evitar sanciones y ordenamientos como el que se especifica en el artículo 133 de la ley orgánica de la agricultura e industria de la caña de azúcar, el cual determina que el ingenio será el único responsable por la calidad del azúcar y los demás subproductos que elabore. La rebaja o disminución en el precio que obtenga por su azúcar, debida a errores o deficiencias en el proceso, a multas que deba cancelar o cualquier otra causa que influya desfavorablemente en su valor, solo afectará al ingenio y, en ningún caso, podrán ser transferidas a los productores mediante el rebajo del precio de la liquidación final (Ministerio de Agricultura, 1998).

Se espera que al cubrir esa capacidad eléctrica que debe ser suministrada por la compañía externa por mes, en el periodo de producción evidenciará una disminución en la facturación que puede aproximarse a los datos de las figuras 2 y 3, con este monto de dinero que se ahorra, se evaluará si el proyecto es rentable para la empresa o no.

Uno de los principales análisis que conlleva el proceso, es definir cuáles son los sistemas que se le deben extraer a la red de vapor para dar espacio al turbogenerador adecuado para el proceso, los sistemas que se extraen se deben reemplazar las fuentes de potencia mecánica por motores eléctricos, al cambiar turbinas se debe recalcular la demanda y el nuevo consumo de la empresa debido a que la instalación conlleva a un aumento de demanda y consumo, todos los motores que se instalarían deben ser alimentados por el turbogenerador que se vaya a colocar.

Otro aspecto que se tomará en cuenta es que el ingenio es que no cuenta con una torre de enfriamiento, es un proyecto que se debe gestionar a corto plazo, el principal problema de esta torre de enfriamiento es que su instalación está ligada a un consumo alto de energía eléctrica, y por ende una facturación mayor, la potencia que demanda esta torre de enfriamiento debe ser soportada por el nuevo turbogenerador.

Todas las turbinas instaladas en el ingenio son de contrapresión, debido a que el vapor que sale de ellas debe alimentar los evaporadores y demás sistemas, se sabe que estas turbinas trabajan a eficiencias muy bajas comparadas a las eficiencias de las turbinas de condensado.

2.2 OBJETIVO GENERAL:

- Definir mediante la capacidad instalada en generación de vapor del Ingenio El General, el turbogenerador adecuado para el contexto operacional de la empresa, fundamentado en aspectos técnicos, con capacidad de suplir las demandas actuales de electricidad y futuras ampliaciones a la red.

2.3 Objetivos Específicos:

- Aplicar la normativa vigente responsable de los estándares y responsabilidades del comprador y el proveedor para los procedimientos de instalación de turbinas de vapor a la hora de definir el equipo a utilizar. Uso de la norma API 612 y API 611.
- Definir el caso de instalación de equipos, que proporcione los mayores beneficios a la empresa, con el menor presupuesto.
- Diagnosticar el estado de la red de vapor y eléctrica, para la formulación de técnicas de ahorro energético.
- Presentar el presupuesto del proyecto, y a partir de este definir los beneficios económicos a largo plazo.

2.4 JUSTIFICACIÓN:

La selección de una turbina conlleva un proceso tedioso debido a la necesidad de basar las decisiones en normas y códigos como la API 612 y la ASME BTC6 para definir los estándares de dichos equipos, de igual manera la selección de turbinas es fuertemente influenciada por el contexto operacional de la empresa, es decir, es necesario incluir estudios del ambiente de trabajo, para adaptar el sistema lo mejor posible al entorno de producción. Debido a esto se necesita un documento naturalizado al país el cual especifique los puntos y procesos más importantes basados en criterios de las mismas normas, manuales y equipos disponibles en la industria que cumplan con las necesidades de las redes de vapor existentes en Costa Rica.

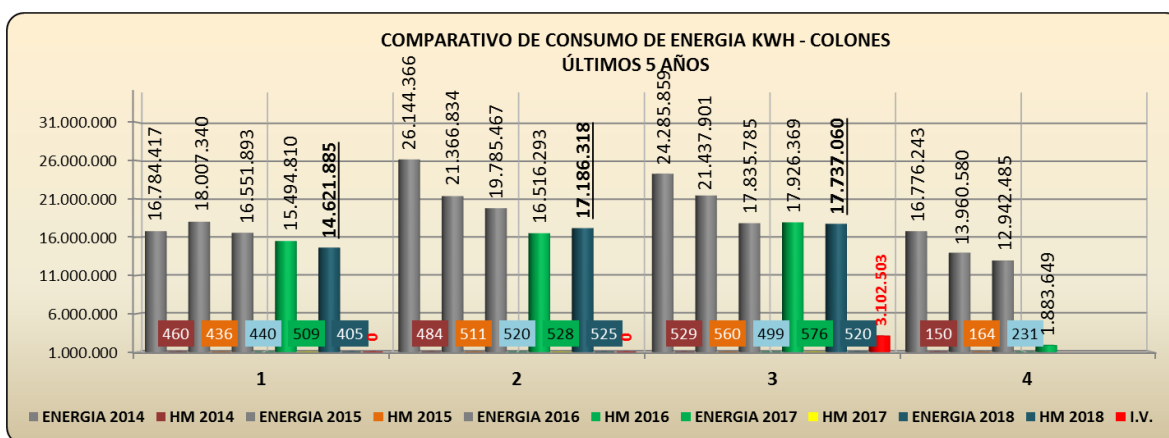


Figura 2: Historial de consumo en el período de zafra de los últimos 5 años.

Fuente: Departamento de mantenimiento.

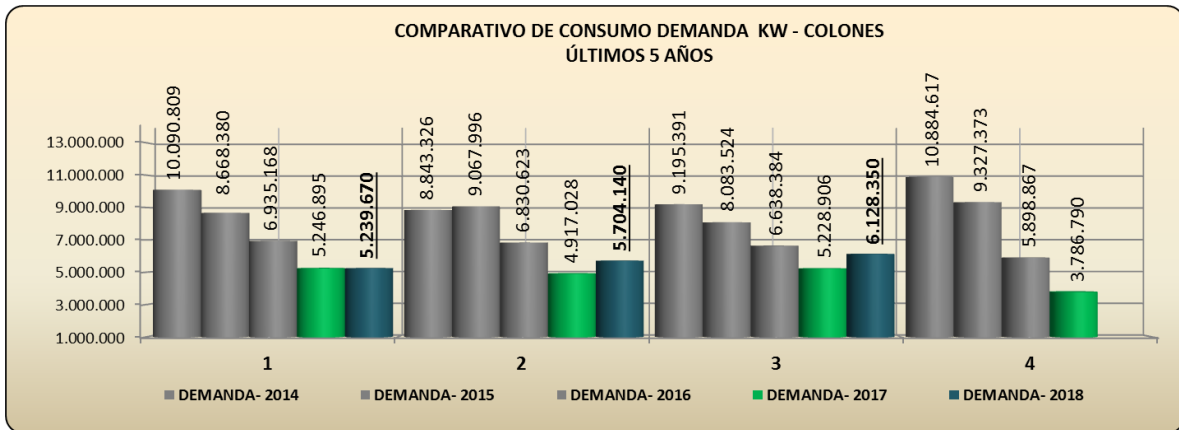


Figura 3: Historial de demanda en el período de zafra de los últimos cinco años

Fuente: Departamento de mantenimiento.

Actualmente se paga al Instituto Costarricense de Electricidad alrededor de un 18% (0.4MW) de la energía total consumida en la empresa, se quiere llegar a que en el período de zafra se trabaje con el 100% de energía producida en el ingenio.

Desde el punto de vista ambiental el proyecto es ambicioso debido a que no se ven involucrados combustibles fósiles de ningún tipo, y se aprovecha la biomasa del proceso de molienda de la caña.

Es necesario impulsar la generación de energía a partir de biomasa ya que según el plan nacional de energía (Ministerio de Ambiente y Energía, 2015) el potencial de generación eléctrica de la biomasa se estimó en alrededor de 600 MW (Arturo Molina Soto, 2011) sin que esto signifique que se haya determinado la factibilidad económica de dicho potencial, lo cual resta por realizar.

El ICE con el Plan de Expansión de la Generación (Instituto Costarricense de Electricidad, 2017) se indica que el potencial de biomasa identificado (proyectos identificados) es de 122 MW. En estos datos se ve la importancia de generar energía a partir de biomasa, y crear un estudio que dictamine los pasos a seguir para la implementación de estas tecnologías.

2.5 VIABILIDAD:

Para la validación del proyecto se utilizarán herramientas como AutoCAD, los paquetes de Microsoft, para realizar mediciones e informes, en general no se utilizarán programas de diseño como Solid Works porque no está contemplado en el proyecto una etapa de puesta en marcha al ser un proyecto más investigativo que constructivo, las herramientas de trabajo se simplifican, si se tendrán que utilizar muchos catálogos de fabricantes y curvas de operación de los turbogeneradores.

El uso de AutoCAD es básicamente para generar los diagramas para el balance energético de la red de vapor.

2.6 ALCANCE:

Este proyecto consiste en mostrar los puntos más importantes para realizar la selección de un turbogenerador para establecer criterios necesarios en la formulación de proyectos de este tipo.

El estudio de viabilidad no se contemplará las técnicas que impliquen el aumento de vapor, hablese de la opción de adquirir calderas u algún otro equipo complementario de energía. Para el problema que tiene la empresa sólo se tomará en cuenta la adquisición del turbogenerador y los equipos que conlleve su instalación.

El proyecto solo abarca la etapa de viabilidad, no se toman en cuenta las etapas de adquisición de los equipos ni instalación.

Respecto a los planos solo se realizará un croquis general de los equipos para representar las características y condiciones en cada equipo.

4.7 LIMITACIONES

Una de las principales limitaciones es que no se sabe cuántos motores se tendrán que sustituir para suplir la demanda de vapor del nuevo turbogenerador.

Los costos de los equipos generadores de electricidad son sumamente caros, además las informaciones técnicas de dichos sistemas en muchas empresas son confidenciales y no brindan datos específicos, es decir, sólo algunas especificaciones generales.

El período de práctica no coincide con el periodo de zafra del ingenio, esto puede provocar que algunas mediciones no se realicen, sin embargo, para fines académicos se recopilaran datos de años anteriores.

El estudio implica la consulta y cotización de equipos a fabricantes, esto provoca que los plazos del proyecto se encuentren ligados a personas ajenas a la práctica y por ende cause retrasos imprevistos.

4.8 METODOLOGÍA

Primeramente, lo que se va a realizar es levantar los planos de la red de vapor para actualizar con los datos que posee la empresa, esto debido a que durante en los últimos años la zona de molinos y generación de vapor han sido modificados para mejorar la producción y eficiencia de los equipos.

Un estudio importante a realizar es revisar la calidad del bagazo que en algunos de los casos contiene mucha tierra y esto afecta en la combustión del material, además se evaluará la cantidad de bagazo para quemar en cada zafra, asegurar la capacidad de

generación del ingenio en ciertas temporadas, tales como al inicio del periodo de zafra y al final de este mismo.

Para el logro de los objetivos del proyecto se realizarán mediciones en la red de vapor capaces de determinar cuál es la capacidad de generación actual y luego dictaminar según la capacidad del turbogenerador, si es necesario extraer sistemas de la red de vapor y colocar motores eléctricos como fuente de energía mecánica, cabe destacar que los motores que se proyecten para una futura instalación deben cumplir con los criterios que dictaminan el contexto operativo de cada uno de ellos.

Los cables, las protecciones, las sobrecargas, los arrancadores, todos los cálculos estarán fundamentados en las normas del NEC 2008.

Por último se va a realizar un estudio económico el cual es que arrojará si es viable invertir en el proyecto, se tomará en cuenta los aspectos de valor actual neto, tasa interna de retorno, TREMA, si el análisis económico no da datos positivos y que cumplan según (LELAND, 2006) el VAN debe ser mayor a cero y la TIR debe ser mayor a la TREMA. Si el análisis económico no se cumple, los requerimientos expuestos anteriormente se deben recalcular o en otro caso se descartaría el proyecto debido a que sale más caro producir la energía que comprarla. El proyecto solo será económicamente activo durante los cuatro meses de proceso productivo. Se toman como ingresos el monto que no se va a pagar por electricidad, debido a que ya estaría en funcionamiento el sistema.

Se utilizarán herramientas de ingeniería, para las mediciones es necesario realizar un muestreo de al menos veinte mediciones para encontrar el flujo lo más cercano posible al real, además se utilizarán herramientas como AUTOCAD para realizar el levantamiento de los planos.

Cabe destacar que todas las decisiones que se tomen estarán fundamentadas según normas americanas, libros e investigaciones.

4.9 PLAN DE TRABAJO

Se investigaron las principales directrices de la norma API 611 y 612, para realizar un estudio basado en regulaciones internacionales y así poder conocer las responsabilidades del comprador y del fabricante.

Se investigará los consumos de vapor de cada una de las máquinas, para elaborar un cuadro de manejo de cargas y a partir de estos resultados generar opciones de ahorro energético en la empresa que puedan aumentar la capacidad de generación.

El uso de la herramienta económica para la validación se ve reflejada en la tabla 4 la cual muestra las ganancias que se perciben al invertir en dicho proyecto.

Se tomarán en cuenta varios casos de instalación, compra y gestión de equipos para determinar cuál es la alternativa más factible para el ingenio.

4.9.1 Recolección de datos

Se toma en cuenta la recolección de datos de operación de equipos, en el caso de las turbinas y motores, se observan los datos de placa para registrar los valores nominales de operación. Se recolecta las longitudes pertenecientes a cada equipo desde el cabezal de distribución hasta a entrada de cada uno, se anota también la cantidad de accesorios presentes en cada trayecto. En el caso de los demás datos se consulta al departamento de mantenimiento por cualquier dato necesario.

Se tomó en cuenta opiniones de operadores de diferentes áreas y servicios.

4.9.2 Balances energéticos

Se realizará un balance de cargas en la red de vapor y en la red eléctrica para determinar el estado de la fábrica en estos ámbitos, además se buscarán oportunidades de ahorro.

El aumento de potencia conlleva a un balance para definir cuál será la nueva potencia.

4.9.3 Selección del turbogenerador.

Con los balances de cargas se procede a brindar las especificaciones de vapor que tendrá el nuevo equipo, se tomará en cuenta el contexto operacional. Una vez cotizados los equipos se procede a escoger la alternativa que mejor se adapte a las necesidades.

4.9.4 Análisis económico.

Las cotizaciones adquiridas permitirá determinar la viabilidad económica del proyecto, para este se tomará en cuenta el período de inversión que mejores resultados brinde, para cada equipo se tomará en cuenta las depreciaciones asociadas al ciclo de vida.

CAPÍTULO 3

MARCO TEÓRICO:

3.1 CALDERAS:

La caldera es un recipiente cerrado a presión con una capacidad mayor a 22.75 L utilizados para generar vapor (Chattopadhiay, 2000).

En el caso del ingenio el general Milton Fonseca las calderas existentes son de biomasa.

A mayor presión de la caldera se incrementa la temperatura de ebullición del fluido de trabajo, de forma que el vapor sufre un incremento de energía como el caso del sobrecalentamiento (Figura 5), (Ramírez, 2011).

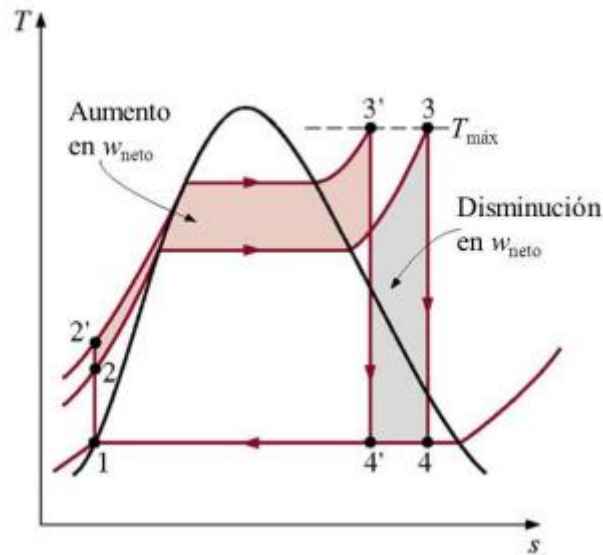


Figura 4: Comparación del ciclo Rankine con un incremento en la presión.

Fuente: (Cengel, Termodinámica , 2009).

3.2 POTENCIA:

Es el trabajo generado por la turbina por unidad de tiempo, depende de la cantidad de vapor que pasa por la turbina por unidad de tiempo y del salto entálpico de dicho vapor al circular por la turbina.

3.3 FLUJO MÁSSICO:

Es la cantidad de masa de vapor por unidad de tiempo que fluye a través del equipo. Esta se puede medir en kg/h bien en lb/h, según el sistema de unidades utilizado.

3.4 EFICIENCIA:

Es la relación entre la cantidad de energía obtenida entre la energía disponible. Indica que tanto se aprovecha la energía, en el caso de la turbina a vapor la eficiencia indica cuanto de la energía retirada del vapor se convierte en mecánica. Para las turbinas de vapor la eficiencia total depende de la eficiencia interna, determinada a través de los triángulos de velocidades y de las velocidades de operación de la misma (lo cual hace que pueda ser estimada en el proceso de diseño), y la eficiencia mecánica que se determina mediante

las pruebas del equipo una vez construido (Diez, <http://es.pfernandezdiez.es>, 2000), depende de las condiciones de la construcción del equipo y de las condiciones de operación. $\eta = \eta_{int} * \eta_{mec}$ (Damas, Parámetros de Diseño y Evaluación De, 2017).

Donde η es la eficiencia total, η_{int} es la eficiencia interna y η_{mec} es la eficiencia mecánica. A la hora de evaluar una turbina de vapor la eficiencia se estima como la razón del consumo de vapor teórico y el consumo de vapor $\eta = \frac{TSR}{SR}$

Donde η es la eficiencia, TSR el gasto de vapor teórico en kg/kW-h y el SR el gasto de vapor también en kg/kW-h

Según (Cengel, Termodinámica , 2009).

3.5 CICLO RANKINE.

Es posible eliminar muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo de Carnot si el vapor es sobrecalentado en la caldera y condensado por completo en el condensador, como se muestra de manera esquemática en un diagrama T-s en la figura 10-2. Lo que resulta es el ciclo Rankine, el cual es el ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. El ciclo Rankine ideal no incluye ninguna irreversibilidad interna y está compuesto de los siguientes cuatro procesos:

- Compresión isentrópica en una bomba
- Adición de calor a presión constante en una caldera
- Expansión isentrópica en una turbina
- Rechazo de calor a presión constante en un condensador

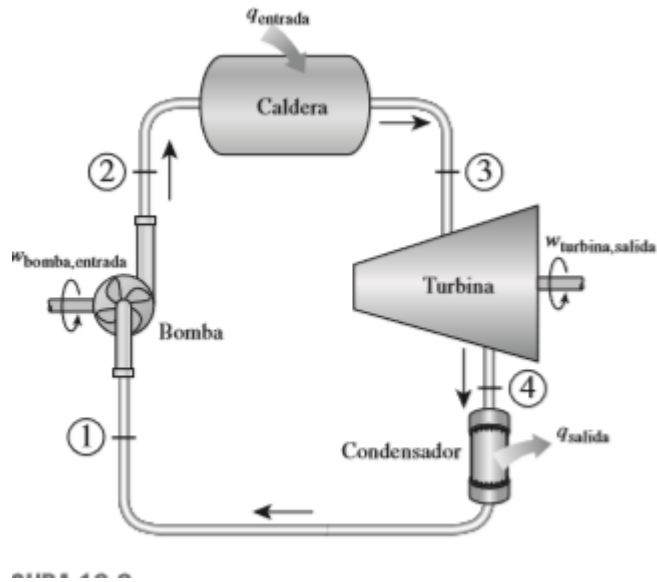


Figura 5: Ciclo Rankine ideal Simple.

Fuente: (Cengel, Termodinámica , 2009).

El agua entra a la bomba en el estado 1 como líquido saturado y se condensa isentrópicamente hasta la presión de operación de la caldera. La temperatura del agua aumenta un poco durante este proceso de compresión isentrópica debido a una ligera disminución en el volumen específico del agua. La distancia vertical entre los estados 1 y 2 en el diagrama T-s se exagera de manera considerable para mayor claridad. (Si el agua fuera realmente incompresible, ¿habría un cambio de temperatura durante este proceso?) El agua entra a la caldera como líquido comprimido en el estado 2 y sale como vapor sobrecalentado en el estado 3. La caldera es básicamente un gran intercambiador de calor donde el calor que se origina en los gases de combustión, reactores nucleares u otras fuentes, se transfiere al agua a presión constante. La caldera, junto con la sección (sobre calentador) donde el vapor se sobrecalienta, recibe el nombre de generador de vapor. El vapor sobrecalentado en el estado 3 entra a la turbina donde se expande isentrópicamente y produce trabajo al hacer girar el eje conectado a un generador eléctrico. La presión y la temperatura del vapor disminuyen durante este proceso hasta los valores en el estado 4, donde el vapor entra al condensado (tecnología, 2014) r. En este estado el vapor es por lo general un vapor húmedo con una alta calidad. El vapor se condensa a presión constante en el condensador, el cual es básicamente un gran intercambiador de calor, rechazando el calor hacia un medio de enfriamiento como un lago, un río o la atmósfera. El vapor sale del condensador como líquido saturado y entra a

la bomba, completando el ciclo. En áreas donde el agua es muy valiosa, las centrales eléctricas son enfriadas con aire en lugar de agua. Este método de enfriamiento, que también se emplea en motores de automóviles conocido como enfriamiento seco. Varias centrales eléctricas en el mundo, incluidas algunas en Estados Unidos, utilizan enfriamiento seco para conservar el agua.

3.6 CONDUCCIÓN

La conducción del calor se define como la transferencia de energía térmica de las partículas más energéticas de un medio hacia las menos energéticas adyacentes. La conducción puede tener lugar en los líquidos y los gases, así como en los sólidos, siempre que no se tenga un movimiento masivo (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2011).

Aunque la transferencia de calor y la temperatura se encuentren íntimamente relacionadas, son de naturalezas diferentes. La transferencia de calor tiene sentido de dirección, así como magnitud y por ende es una cantidad vectorial, a la cual se le debe especificar la dirección y magnitud del con el fin de describir el comportamiento.

Cabe destacar que en la conducción cuando existen materiales que se interponen entre el medio, se pueden modelar el sistema como un circuito de resistencias eléctricas, asumiendo que el calor es igual a la corriente y la diferencia de temperatura el voltaje.

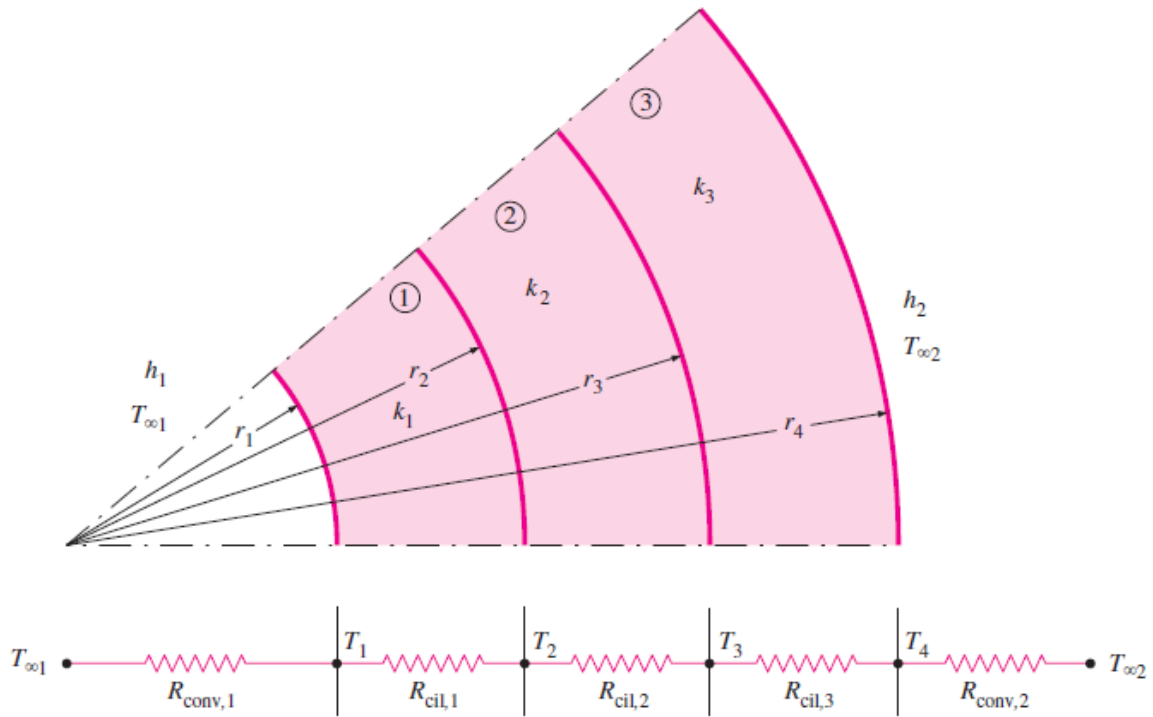


Figura 6: Red de resistencias térmicas para un cilindro con tres capas de conducción.

Fuente: (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2011).

La resistencia térmica de la capa cilíndrica respecto a la conducción se puede expresar de la siguiente manera.

$$R_{cil} = \frac{\ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)}{2\pi Lk} \quad \text{Ecuación 1.}$$

Dónde:

D2 = Diámetro mayor de la capa (m).

D1 = Diámetro menor de la capa (m).

L= longitud del cilindro (m)

k = Conductividad térmica W/°C*m

3.7 CONVECCIÓN.

La convección se clasifica como convección natural (o libre) y forzada, dependiendo de la manera en que se inicia el movimiento del fluido. En la convección forzada se obliga a que el fluido fluya sobre una superficie o en un tubo por medios externos, como una bomba o un ventilador. En la convección natural, cualquier movimiento del fluido es causado por medios naturales, como el efecto de flotación, el cual se manifiesta como la subida del fluido caliente y la caída del fluido frío (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2011).

Se puede calcular la resistencia por convección mediante la siguiente fórmula.

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad \text{Ecuación 2.}$$

Dónde:

h= Coeficiente de transferencia de calor

A= Área (m²)

3.7.1. Flujo laminar y turbulento.

Define las líneas por las cuales el fluido es transportado, en el caso del fluido en un régimen laminar, las líneas de flujo son suaves y definidas, se dan cuando las velocidades del flujo son bajas, el régimen turbulento se caracteriza por fluctuaciones en la velocidad y un movimiento altamente desordenado, la transición de un régimen a otro no se da de forma espontánea, existe una transición de una zona a otra, esta transición depende también de la configuración geométrica de la superficie (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2011).

El número de Reynolds es el que define el régimen en el que se encuentra el fluido, como se muestra a continuación:

- Flujo laminar: $Re < 2\,300$ y $Re < 10\,000$.
- Flujo turbulento $Re > 10\,000$.

El número de Reynolds puede ser calculado mediante la siguiente fórmula:

$$Re = (\rho * V_{prom} * D) / \mu \quad \text{Ecuación 3.}$$

3.7.2. Convección interna forzada (flujo turbulento en tubos).

Debido a que los fluidos en las tuberías de vapor viajan a presiones y flujos muy altos solo se explicará el método cuando los fluidos están en régimen turbulento.

El flujo turbulento se utiliza de manera común en la práctica debido a los coeficientes más altos de transferencia de calor asociado con él. La mayor parte de las correlaciones para los coeficientes de fricción y de transferencia de calor en el flujo turbulento se basan en estudios experimentales debido a la dificultad para tratar en forma teórica con este tipo de flujo (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2011).

Un término muy importante a tomar en cuenta es el número de nusselt, el cual es una magnitud bastante que se utiliza para determinar el coeficiente de transferencia de calor y se calcula de la siguiente manera:

$$Nu = Pr * (\epsilon/D)^{0.125} * Re^{0.3333} \quad \text{Ecuación 4.}$$

Dónde:

Nu: Número de Nusselt.

Pr: Número de Prandtl.

ϵ/D : Rugosidad relativa.

Re: Número de Reynolds.

Una vez calculado el número de nusselt se procede a calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección interna.

$$h = (k * Nu) / D \quad \text{Ecuación 5:}$$

Dónde:

h = coeficiente de convección interna.

Nu = Número de nusselt.

D : Diámetro (m)

Al calcular dicho coeficiente se puede calcular las pérdidas de temperatura por unidad de longitud, este cálculo se puede realizar con la técnica de resistencias térmicas explicadas en la sección anterior.

Una vez que se ha calculado la pérdida de calor por metro se debe multiplicar este valor por la longitud de la tubería, una vez calculado este dato se puede utilizar la ecuación de conservación de energía, con esta ecuación se puede conocer el calor cedido al exterior del tubo.

$$Q = m * C_p * \Delta T \quad \text{Ecuación 6.}$$

Dónde:

Q = Calor cedido (W).

m = flujo másico (kg/s).

C_p = Calor específico (J/kg*K).

ΔT = Diferencial de temperatura (°K).

3.8 PÉRDIDAS EN TUBERÍAS.

En la teoría general del análisis de los fluidos es posible encontrar muy conveniente la relación entre puntos diferentes de un sistema por medio de la ecuación de Bernoulli, de la ecuación de Euler, que analiza un volumen de control prismático con la velocidad de fluido a lo largo de una línea de corriente, a partir de la integración se obtiene la ecuación de Bernoulli.

$$gz + \left(\frac{V^2}{2} \right) + \frac{P}{\rho} = cte \quad \text{Ecuación 7.}$$

Dónde:

g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

z = altura referenciada (m)

V = velocidad en el punto (m/s)

P = Presión (MPa)

En el caso especial del análisis que se va a realizar en este trabajo es necesario aclarar que el procedimiento a tomar en cuenta, debido a que las pérdidas de carga se calculan dependiendo del estado de transición en el que se encuentra el fluido. Los cálculos se realizarán con el método cuando el flujo es turbulento.

Cuando hay flujo turbulento en tuberías es más conveniente usar la ecuación de Darcy para calcular la pérdida de energía debida a la fricción. El flujo turbulento es caótico y varía en forma constante. Por estas razones, para determinar el valor de f se debe recurrir a los datos experimentales.

Las pruebas han mostrado que el número adimensional f depende de otras cantidades adimensionales, el número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería. La rugosidad relativa es la relación del diámetro D a la rugosidad promedio de su pared ϵ . (Mott, 2006).

Para los tubos lisos, el factor de fricción en el flujo turbulento se puede determinar a partir de la primera ecuación de Petukhov explícita dada como:

$$f = (0.790 * \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad \text{Ecuación 8.}$$

$$hf = f * \frac{L * v^2}{D * 2g} \quad \text{Ecuación 9.}$$

En dónde:

hf = pérdida de cabeza de agua (m).

f = factor de fricción

L = longitud de tubería equivalente (m)

v = velocidad promedio (m/s)

D = diámetro interno (m)

g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

Para determinar la temperatura de salida de las tuberías se toma en cuenta la siguiente ecuación de energía.

3.9 BIOMASA

Según la Especificación Técnica Europea CEN/TS 14588 se define como biomasa todo material de origen biológico excluyendo aquellos que han sido englobados en formaciones geológicas sufriendo un proceso de mineralización (infocentre, 2017).

El uso de la biomasa como recurso energético, en lugar de los combustibles fósiles comúnmente utilizados, supone unas ventajas medioambientales de primer orden, como son:

- Disminución de las emisiones de azufre.
- Disminución de las emisiones de partículas.
- Emisiones reducidas de contaminantes como CO, HC y NOX.
- Ciclo neutro de CO₂, sin contribución al efecto invernadero.
- Reducción del mantenimiento y de los peligros derivados del escape de gases tóxicos y combustibles en las casas.
- Reducción de riesgos de incendios forestales y de plagas de insectos.
- Aprovechamiento de residuos agrícolas, evitando su quema en el terreno.
- Posibilidad de utilización de tierras de barbecho con cultivos energéticos.
- Independencia de las fluctuaciones de los precios de los combustibles provenientes del exterior (no son combustibles importados).
- Mejora socioeconómica de las áreas rurales

3.10 TURBINAS DE VAPOR

Según (energiza, 2011) una turbina de vapor es una turbo máquina motora, que transforma la energía de un flujo de vapor en energía mecánica a través de un intercambio de cantidad de movimiento entre el fluido de trabajo (el vapor) y el rodete, órgano principal de la turbina, que cuenta con palas o álabes los cuales tienen una forma particular para poder realizar el intercambio energético.

Para un flujo constante de vapor por la turbina (e.d. sin extracciones) la diferencia en el calor total por unidad de masa (entalpía específica, kJ/kg) en la entrada del vapor y en la salida de la turbina, representa la energía extraída del vapor en forma de trabajo mecánico, utilizada ya sea para accionar una unidad de trabajo mecánico o rotar un generador de corriente alterna (Rein, 2012).

Las turbinas son menos eficientes a cargas menores debido a las pérdidas por estrangulamiento en las válvulas de control de vapor y a que las presiones de vapor, volúmenes y velocidades en la etapa intermedia difieren de los valores de diseño (Rein, 2012).

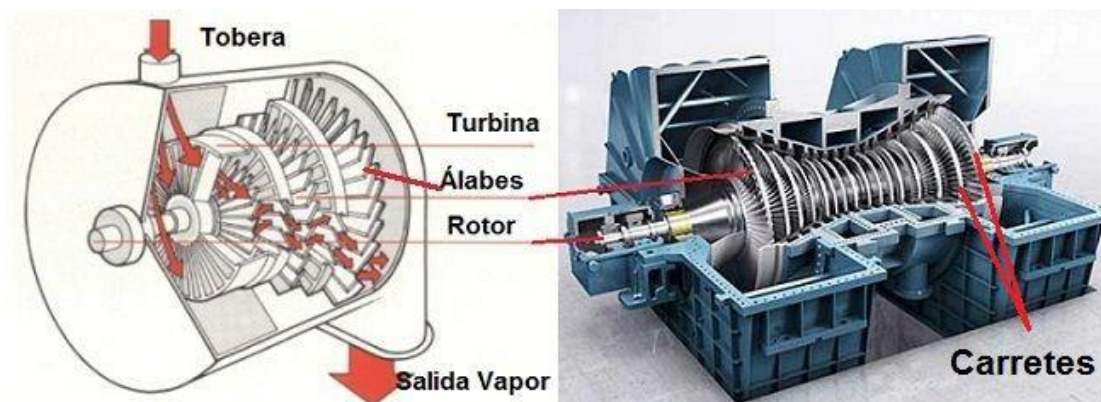


Figura 7: Turbina de vapor

Fuente: (tecnología, 2014).

3.10.1 Partes de una turbina.

Estator

Es un componente de las turbinas a vapor colocado previo al rotor en la dirección de vapor, consiste en una corona de alabes estáticos encargados de convertir la energía del vapor en velocidad (energía cinética) y direccionar la vena de vapor para que esta ingrese en el rotor

(Asuaje, 2012).



Figura 8: Estator de una turbina de vapor.

Fuente: Turbocam

Rotor

Es un componente de las turbinas a vapor compuesto por una corona de alabes que, junto con el eje, comprende el conjunto de elementos rotativos de la turbina. El rotor es el elemento encargado soportar los alabes, así como transmitir las fuerzas generadas en estos hacia el eje como se puede observar en la figura 6

Alabes:

Los alabes fijos y móviles se colocan en ranuras alrededor del rotor y carcasa. Los alabes se pueden asegurar solos o en grupos, fijándolos a su posición por medio de un pequeño seguro, en forma perno, o mediante remaches. Los extremos de los alabes se fijan en un anillo donde se remachan, y los más largos a menudo se amarran entre sí con alambres o barras en uno o dos lugares intermedios, para darles rigidez.

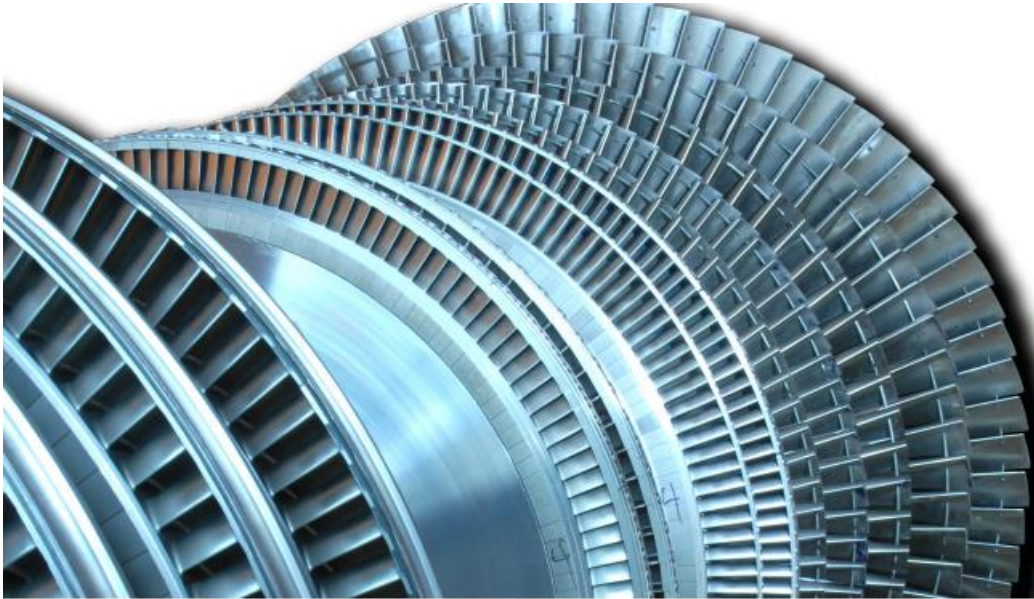


Figura 9: Alabes de una turbina de vapor.

Fuente: (Elliott, 2013).

Válvula de regulación:

Regula el caudal de entrada a la turbina, siendo de los elementos más importantes de la turbina de vapor. Es accionada hidráulicamente con la ayuda de un grupo de presión de aceite (aceite de control) o neumáticamente. Forma parte de dos lazos de control: el lazo

que controla la velocidad de la turbina y el lazo que controla la carga o potencia de la turbina.

Cojinetes de apoyo, de bancada o radiales:

Sobre ellos gira el rotor. Suelen ser de un material blando, y recubiertos de una capa lubricante que disminuya la fricción. Son elementos de desgaste, que deben ser sustituidos periódicamente, bien con una frecuencia establecida si su coste es bajo respecto de su producción, o bien por observación de su superficie y cambio cuando se encuentren en un estado deficiente (RENOVETEC, 2016).

Cojinete de empuje o axial:

El cojinete axial, o de empuje impide el desplazamiento del rotor en la dirección del eje, Evitando el empuje axial que sufre el eje por el efecto del vapor repercute en el reductor, dañándolo seriamente. No se encuentra en contacto con el eje si no que hace tope con un disco que forma parte solidaria con el eje.

El cojinete está construido en un material blando y recubierto por una capa de material que disminuya la fricción entre el disco y el cojinete. Además, debe encontrarse convenientemente lubricado (RENOVETEC, 2016).

Sistema de lubricación:

Proporciona el fluido lubricante, generalmente aceite. Para asegurar la circulación del aceite en todo momento el sistema suele estar equipado con tres bombas: (RENOVETEC, 2016)

Bomba mecánica principal:

Esta acoplada al eje de la turbina, de forma que siempre que este girando la turbina está girando la bomba, asegurándose así la presión de bombeo mejor que con una bomba

eléctrica. No obstante, en los arranques esta bomba no da presión suficiente, por lo que es necesario que el equipo tenga al menos una bomba adicional

Bomba auxiliar:

Se utiliza exclusivamente en los arranques, y sirve para asegurar la correcta presión de aceite hasta que la bomba mecánica puede realizar este servicio. Se conecta antes del arranque de la turbina y se desconecta a unas revoluciones determinadas durante el arranque, cambiándose automáticamente de la bomba auxiliar a la bomba principal. También se conecta durante las paradas de la turbina (RENOVETEC, 2016).

El depósito de aceite suele estar a presión inferior a la atmosférica para facilitar la extracción de vapores de aceite y dificultar una posible fuga de aceite al exterior. Para conseguir este vacío, el sistema de lubricación suele ir equipado con un extractor.

Sistema de refrigeración de aceite:

El aceite en su recorrido de lubricación se calienta modificando su viscosidad, y por tanto, sus características lubricantes, llegando a degradarse si el calor es excesivo. Para evitarlo, el sistema de lubricación dispone de unos intercambiadores que enfrían el aceite, estos intercambiadores pueden ser aire-aceite, de forma que el calor del aceite se evacua a la atmósfera, o agua-aceite, de forma que el calor se transfiere al circuito cerrado de refrigeración con agua de la planta (RENOVETEC, 2016).

Sistema de aceite de control:

Cuando la válvula de regulación se acciona oleo hidráulicamente el conjunto de turbina va equipado con un grupo de presión para el circuito de aceite de control. Este, debe mantener la presión normalmente entre los 50 y los 200 bares de presión hidráulica. El sistema de control gobierna la válvula de salida del grupo, que hace llegar al aceite hasta la válvula de regulación de entrada de vapor con la presión adecuada (RENOVETEC, 2016).

Sistema de sellado de vapor:

Las turbinas de vapor están equipadas con sellos de carbón, que se ajustan al eje, y/o con laberintos de vapor. Con esto se consigue evitar que el vapor salga a la atmósfera y disminuyan la eficiencia térmica de la turbina (RENOVETEC, 2016).

Virador:

El sistema virador consiste en un motor eléctrico o hidráulico (normalmente el segundo) que hace girar lentamente la turbina cuando no está en funcionamiento. Esto evita que el rotor se curve, debido a su propio peso o por expansión térmica, en parada. La velocidad de este sistema es muy baja (varios minutos para completar un giro completo de turbina), pero se vuelve esencial para asegurar la correcta rectitud del rotor. Si por alguna razón este sistema se detiene (avería del rotor, avería de la turbina, inspección interna con desmontaje) es necesario asegurar que, antes de arrancar, estará girando varias horas con el sistema virador.

3.10.2 Turbina de reacción.

La total transformación de entalpía en velocidad tiene lugar en el rodete, Los alabes de este tipo de turbinas suelen tener un borde de ataque más contundente. La expansión del vapor se produce tanto en el estator de la turbina como en su rotor, etapas de la turbina (Universidad de Córdoba , 2011).

Clasificación de turbinas según el número de etapas

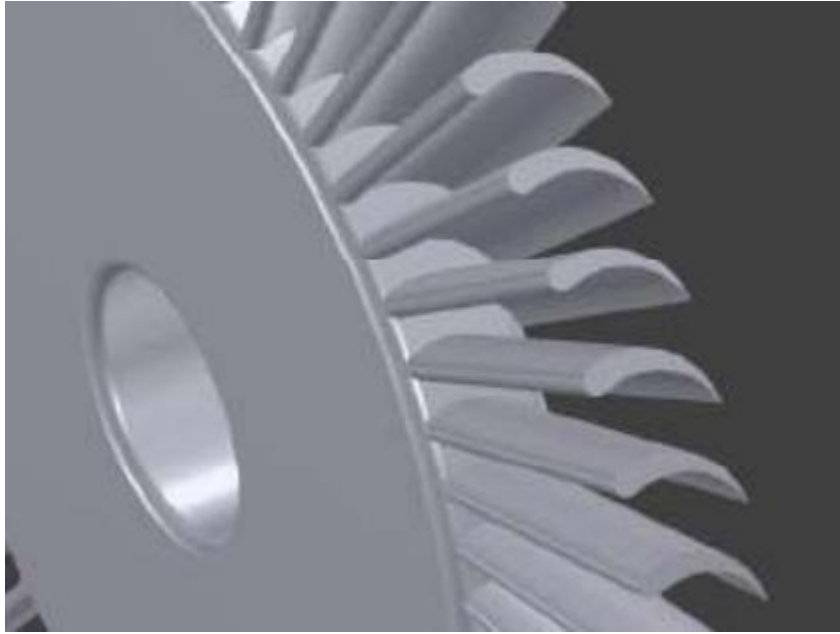


Figura 10: Turbina de reacción.

Fuente: (Nagpurwala).

Las turbinas de vapor se clasifican de diversas formas, en las cuales se encuentran, según el salto térmico: (Ramírez, 2011)

3.10.3 Turbina de contrapresión.

En ésta la presión del vapor, a la salida de la turbina está por encima de la presión atmosférica y es susceptible de ser empleado en un proceso industrial. Cuando las características del vapor sean inferiores a 17,5 atm y 290°C, las turbinas se construyen de fundición y para características superiores se fabrican de acero. Las disposiciones constructivas aplicadas a las máquinas pequeñas son sencillas, pues llevan cojinetes de anillos, topes de cojinetes de bolas, estanqueidad por anillos de carbono, regulador de acción directa, orificios de admisión y de escape en el cuerpo inferior (Ramírez, 2011).

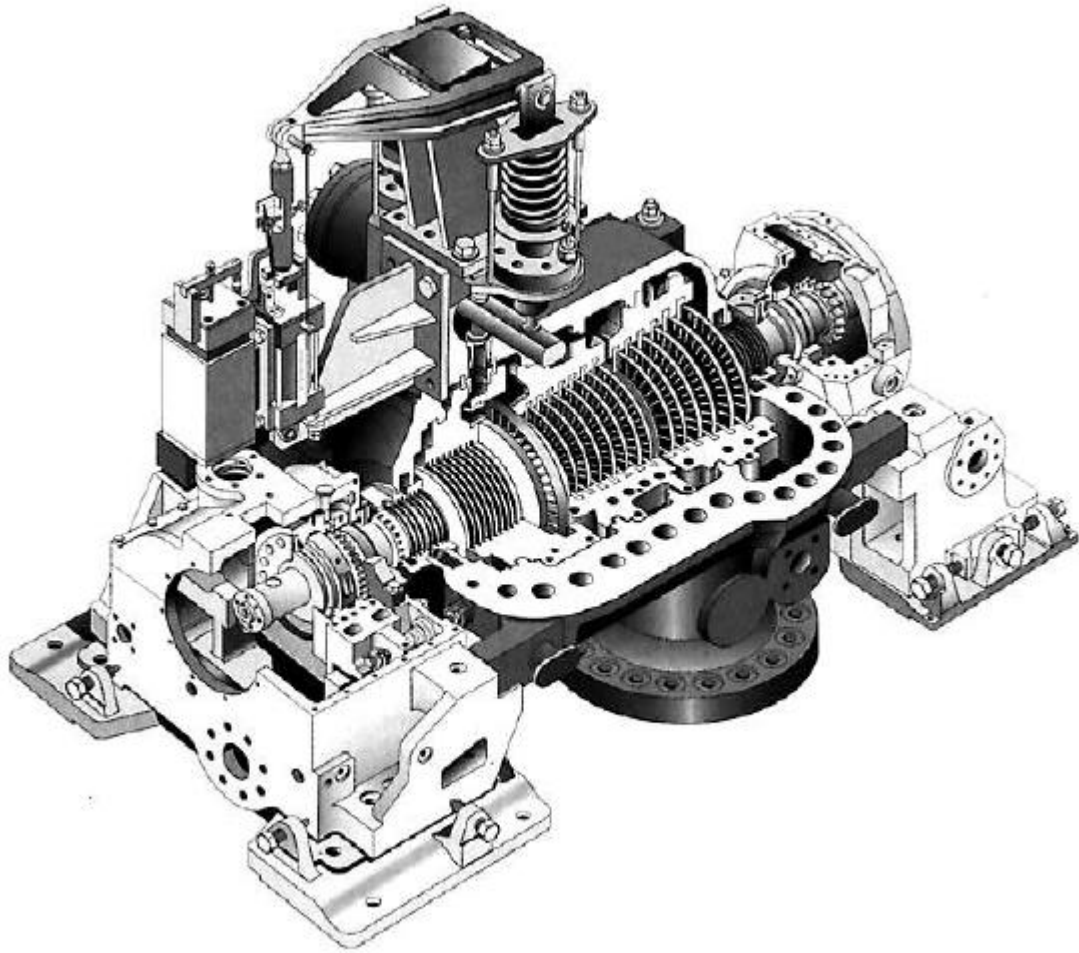


Figura 11: Turbina de contrapresión.

Fuente: (Kolmetz, 2015).

3.10.4 Turbinas de acción.

La total transformación de entalpía en velocidad tiene lugar en la corona fija. El rotor solo convierte la energía cinética en mecánica y re direcciona el flujo a la siguiente etapa o la salida, Estas suelen tener una carga aerodinámica mayor a las turbinas de reacción y por

tanto poseen mayores pérdidas (menos eficiencias), pero menos etapas. Utilizan el impulso del chorro de vapor para mover los álabes (Universidad de Córdoba , 2011).

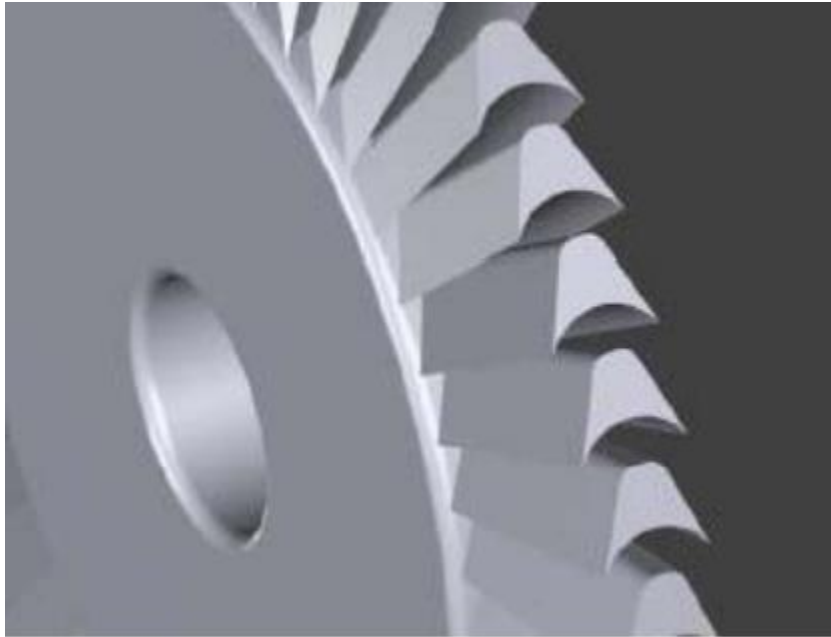


Figura 12: Turbina de Acción.

Fuente: (Nagpurwala).

En la turbina de reacción se produce un escalonamiento de velocidad. Este escalonamiento consiste en producir una gran caída de presión en un grupo de toberas y utilizar la velocidad resultante del vapor en tantos grupos de alabes como sea necesario mediante un juego de enderezadores reorientando el vapor de salida de la primera etapa para que entre en un segundo rodete (RENOVETEC, 2016).

3.10.5 Escalonamiento Curtis:

Consiste en un escalonamiento de acción con una eficiencia menor que el escalonamiento Rateau, el rodete no entra en el estator de la siguiente etapa de forma perpendicular, en cambio hace que el vapor entre de manera tangencial hacia un juego de enderezadores que re direccionan el flujo hacia el siguiente rotor debido a ello los alabes presentan deflexiones del flujo altas.

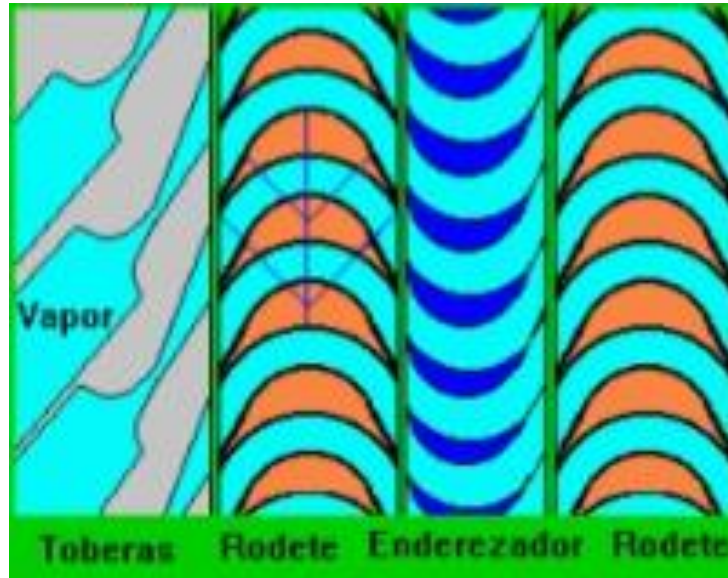


Figura 13: Perfiles de los alabes móviles y fijos de una etapa Curtis

Fuente: (Ramírez, 2011).

3.10.6 Escalonamiento rateau

El escalonamiento Rateau es utilizado en turbinas de acción; consiste en un escalonamiento de presión (Figura 2.13) donde se divide el salto entálpico del vapor en N 20 saltos pequeños, de forma tal que el vapor abandone el rotor de forma perpendicular hacia los alabes del estator de la siguiente etapa (Asuaje, 2012). Los escalonamientos Rateau son capaces de llegar a eficiencias mayores que los escalonamientos Curtis, y con relaciones de velocidad más grandes.

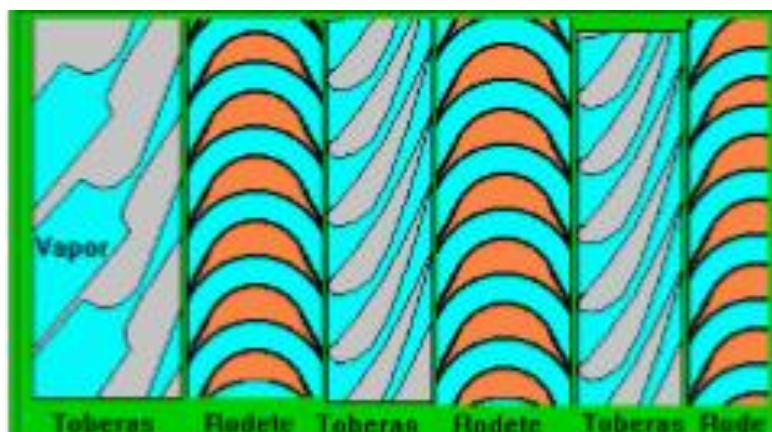


Figura 14: Perfiles de los alabes móviles y fijos de una etapa Rateau.

3.10.7 Consumos de vapor

Los consumos de vapor pueden calcularse de forma teórica conociendo la potencia que demanda la aplicación y los valores de entalpía de entrada y salida. Este procedimiento se puede realizar con la siguiente fórmula:

$$TSR = \frac{3600}{h1 - h2} \quad \text{Ecuación 10.}$$

TSR = Tasa teórica de consumo de vapor (kg/KW*h).

h 1= Entalpía de entrada (kJ/kg).

h 2 = Entalpía de salida (kJ/kg).

El dato que se calcula con la fórmula anterior se debe multiplicar por la potencia que demanda en el equipo. Las pérdidas por energía cinética y potencial están incluidas en la eficiencia global de la turbina (Bloch, 1998).

Para encontrar el flujo real que consume la turbina se debe tomar en cuenta la siguiente fórmula.

$$ASR = \frac{TSR}{n} \quad \text{Ecuación 11.}$$

Dónde:

SR = Tasa de flujo aproximado (kg/h).

TSR = Tasa teórica de consumo de vapor (kg/KW*h).

n = Eficiencia (%).

3.11 CRITERIOS DE DISEÑO DEL TURBO GENERADOR.

Antes de seleccionar un turbogenerador se debe tener en cuenta las siguientes recomendaciones de diseño.

- Si una turbina tiene con una descarga de vapor, se le debe acondicionar al sistema con sistema de drenaje para el condensado que expulse la turbina (API standard 612, 2008).
- Se debe seleccionar una turbina que sea capaz de soportar condiciones críticas en la empresa, debido a los cambios en el proceso (Elliott, 2013).
- Para turbogeneradores mayores a 2MW se deben elegir turbinas multi etapa, como se muestra en la tabla 2, debido a que brindan los más altos niveles de eficiencia, así como un control preciso de la velocidad y el flujo de vapor (Elliott, 2013).

Tabla 2: Tipos de turbogenerador según la capacidad de generación.

TURBINE DESIGN	AVAILABLE CONFIGURATIONS	POWER RANGE	INLET LIMITS		EXHAUST PRESSURE
			PRESSURE	TEMP	
Single-valve, Single-stage (SVSS)	Backpressure or Condensing	50 kW - 3.0 MW	900 psig (63.3 kg/cm ²)	900 ° F (482° C)	Vac to 375 psig (25 barg)
Single-valve, Multi-stage (SVMS)	Backpressure or Condensing Uncontrolled Extraction	2.0 MW - 12 MW	900 psig (63.3 kg/cm ²)	900 ° F (482° C)	Vac to 250 psig (17.2 barg)
Multi-valve, Multi-stage (MVMS)	Backpressure or Condensing Controlled/ Uncontrolled Extraction Induction	18 MW - 50 MW	2000 psig (140.8 kg/cm ²)	1005° F (541° C)	Vac to 600 psig (41.4 barg)

Fuente: (Elliott, 2013).

- Diseñar la turbina considerando la salida de esta como condensación, pues esto permite aun mayor aprovechamiento del vapor; la turbina puede o no operar bajo estas condiciones de descarga. Esto implica que la turbina debe ser capaz de operar a presiones de descarga menores a la atmosférica, de esta manera se reduce de manera considerable el flujo de vapor requerido por la turbina (Ramírez, 2011).
- Para turbinas de etapas múltiples el primer escalonamiento será de tipo Curtis con la intención de regular el flujo de vapor, y permitir la admisión parcial (Ramírez, 2011).

- Los escalonamientos siguientes serán de tipo Rateau, con la intención de incrementar la eficiencia y la energía obtenida, además agregar etapas de este tipo permiten reducir la presión de vapor en la turbina de manera dosificada tras una caída más grande en la primera etapa (Scipione, 2017).
- La turbina será de acción en sus primeras etapas, conforme se desarrollen las etapas Rateau se puede incrementar el grado de reacción ligeramente a medida que el vapor se expande por estas con lo cual la turbina no es netamente de acción (Ramírez, 2011).
- Para los casos de mayor potencia, incrementar la capacidad de presión en la admisión e incrementar el flujo másico que pueda manejar una turbina se recomienda el uso de válvulas múltiples que ayuden a regular el flujo (Damas, 2017).
- Se escogerán turbinas cuyo rango de velocidades de operación continua cubra la velocidad nominal requerida, pero además que excedan hasta en un 127% la velocidad nominal de operación según como lo establece la norma API 612. Esto se debe a la necesidad de establecer una velocidad de disparo como método de seguridad para evitar operación continua a velocidades excesivas y evitar velocidades momentáneas excesivas por pérdida de carga (Damas, 2017).
- Hay que considerar los cambios de velocidad en la turbina, debidos al cambio de carga en la red.
- De ser preciso se seleccionará una turbina con una o múltiples extracciones en caso de que se requiera de múltiples niveles de presión. En la ficha técnica del fabricante se especifica el número de boquillas de extracción posibles a distintos niveles de la expansión, con la intención de habilitar la boquilla que se requiera según el nivel de presión requerido (Damas, 2017).

3.12 ÍNDICES FINANCIEROS.

A la hora de realizar un proyecto es de vital importancia que se encuentren respaldados por estudios financieros que puedan definir de manera clara y concisa las ganancias o pérdidas que traerá la implementación. Es común que los factores en los cuales se basa una decisión sean una combinación de elementos económicos y no económicos.

El valor del dinero en el tiempo es algo muy obvio en el mundo de la economía. Si decidimos invertir capital (dinero) ahora en un proyecto, inherentemente esperamos tener

en el futuro más dinero del que invertimos. Si hoy prestamos dinero, en una forma u otra, esperamos recuperar la cantidad original más una cantidad adicional de dinero (Blank, 2012).

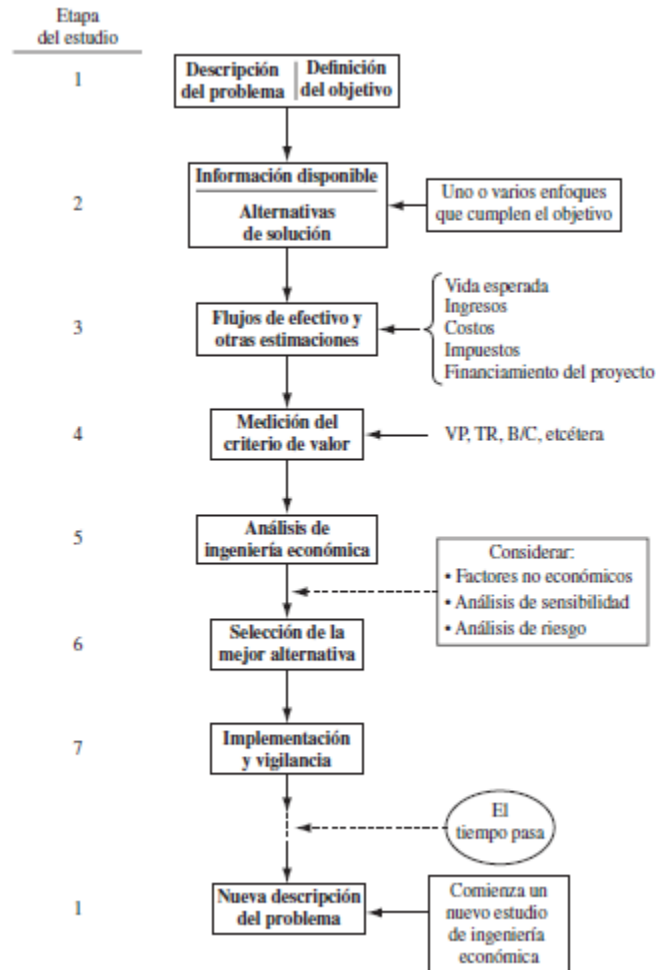


Figura 15: Etapas de un estudio financiero.

Fuente: (Blank, 2012).

3.12.1 Flujos de efectivo.

Los flujos de efectivo son las cantidades de dinero estimadas para los proyectos futuros, u observadas para los sucesos que ya tuvieron lugar en los proyectos. Los flujos de entrada de efectivo son las recepciones, ganancias, ingresos y ahorros generados por los proyectos y actividades de negocios. Un signo positivo o más indica un flujo de entrada de efectivo.

Los flujos de salida de efectivo son los costos, desembolsos, gastos e impuestos ocasionados por los proyectos y actividades de negocios. Un signo negativo o menos indica un flujo de salida de efectivo. Cuando un proyecto sólo implica costos, puede omitirse el signo negativo para ciertas técnicas, como el análisis beneficio/costo (Blank, 2012).

3.12.2 Valor actual neto (VAN).

Es un indicador financiero que mide los flujos de los ingresos y egresos futuros que tendrá un proyecto, para determinar, si luego de descontar la inversión inicial, queda una ganancia (Muñoz, 2009).

Es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros (ingresos menos egresos). El método, además, descuenta una determinada tasa o tipo de interés igual para todo el período considerado.

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=0}^n \frac{FNE_t}{(1+i)^t}$$

Ecuación 12.

Fuente: (Stone, 2002)

Dónde:

Σ = Sumatoria de t=0 hasta n períodos

FNE = Flujo Neto de Efectivo en el año t

i = Tasa de interés 21% anual

I_0 = inversión Inicial.

3.12.3 Tasa interna de retorno (TIR).

Este criterio, evalúa el proyecto en función de una tasa única de rendimiento, con la totalidad de los rendimientos actualizados.

En el sentido del análisis de sensibilidad del proyecto, el criterio de la TIR, muestra la sensibilidad del VAN, ya que esta representa la tasa de interés mayor que el

Inversionista puede pagar sin perder dinero, es decir, es la tasa de descuento que hace el VAN igual a cero (Stone, 2002). En cuanto a sensibilidad económica es importante saber que el TIR es el criterio que tiende a ser más cambiante, y es el que define en cuanto se puede variar el proyector para no incurrir en pérdidas.

3.13 NORMATIVA

La norma API 612 al igual que la 611 son normas establecidas por el instituto Americano de Petróleo (American Petroleum Institute), en la cual se establece las directrices de selección y diseño de turbinas (API standard 612, 2008).

La norma abarca las siguientes áreas

- Requerimientos.
- Diseño básico.
- Carcasas.
- Elementos rotativos.
- Dinámica del rotor.
- Cojinetes, casa de cojinetes y sellos.
- Materiales.
- Control e instrumentación.
- Sistemas eléctricos.
- Tuberías y anexos.
- Accesorios.
- Inspección pruebas y preparación para el envío.
- Información del vendedor.

A continuación, se muestran las principales directrices de la norma API.

API 6.1.1:

Los equipos (incluyendo auxiliares) deberán estar diseñados y construidos para un mínimo de 20 años de servicio y 3 años de servicio ininterrumpido.

API 6.1.3:

El punto de operación normal deberá ser especificado en las hojas de datos.

API 6.1.5:

El equipo deberá estar diseñado para operar sin daños de manera simultánea con una válvula de alivio y a velocidad de disparo (“tripspeed”).

API 6.1.9:

Todos los equipos deberán estar diseñados para permitir un mantenimiento rápido y económico. Componentes mayores como partes de las carcasas y casa de sujeciones deberán ser diseñados y fabricados para asegurar el preciso alineamiento al re-ensamblarse.

API 6.1.14:

El equipo y auxiliares deberá ser capaz de operar bajo las condiciones ambientales especificadas por el comprador. Estas condiciones deberán incluir si la instalación es en exteriores o interiores, con o sin techo, máxima y mínima temperatura, humedad, condiciones corrosivas o de polvo.

API 6.1.15:

Los arreglos de las tuberías y auxiliares deberán ser desarrollados por el comprador junto con el vendedor y deberá proporcionarse áreas libres adecuadas para un acceso seguro para operación y mantenimiento.

API 6.3.1:

Todas las partes deberán ser, al menos, capaces de operar bajo las más severas condiciones de operación y presión y temperatura para las condiciones de vapor especificadas.

API 6.3.2:

Los valores de ciclos de fatiga del material usado para diseñar la carcasa o cualquier material no deben exceder los valores dados por ASME sección II a la máxima temperatura de operación.

API 6.3.7:

Las carcasas y apoyos deberán tener la suficiente rigidez para evitar cambios en la posición del eje y la brida de acoplamiento causada por el peor caso de presión, torque y fuerzas y momentos en tuberías.

API 6.3.10:

En turbinas de condensación, si es requerido por la orientación de la boquilla de descarga o la tubería, se requiere un sistema de drenado.

API 6.7.1.1: Los rotores deberán ser capaces de operar a velocidades momentáneas de 110% de “tripspeed”.

API 6.7.3.2:

Todos los alabes deben ser mecánicamente adecuados para operar sobre el rango de velocidades especificados y momentáneamente hasta 110% de “tripspeed”.

API 6.8.1:

Las glándulas exteriores deberán ser selladas con anillos de carbono o reemplazables con sellos de laberinto, combinación de ellos, o por sellos mecánicos sin contacto.

API 6.12.1.3:

Las partes sometidas a presión deberán ser de acero si las condiciones máximas del vapor exceden los 17,2 Bar (250psig) o 260°C (500°F); aleaciones de acero deberán utilizarse cuando la temperatura máxima excede los 413°C (715°F). Sólo se podrá utilizar hierro dúctil por aprobación del comprador.

API 6.12.1.7:

El comprador debe suministrar cualquier información sobre agentes corrosivos presentes en el vapor y ambiente.

API 7.1.1:

Se considerarán para aplicaciones donde como resultado una turbina más eficiente; vapor nominal y curvas de desempeño deberán estar basados en la potencia de salida de la caja.

API 7.1.2:

No se podrán utilizar cajas de reducción integral en unidades de más de 55KW (75hp) de potencia nominal.

API 7.2.1:

A menos de que se especifique lo contrario, los acoplamientos flexibles y guardias entre turbinas horizontales y el equipo a accionar deberán ser suministrados y montados por el fabricante, al igual que para las turbinas verticales, pero con acoplamientos rígidos.

API 7.2.4:

En caso de que el fabricante incluya una transmisión, deberá también instalar un acoplamiento flexible entre la transmisión y la turbina.

API 7.2.11:

Cada acoplamiento deberá tener una guarda de acuerdo a lo siguiente:

- La guardia de los acoplamientos deberá ser capaz de sellarlos junto al eje para evitar que el personal tenga acceso a las partes móviles mientras están en operación.
- Las guardias deberán estar construidas para soportar 90kg (200lb) de carga estática sin estar en contacto con partes móviles. Las guardias deberán estar fabricadas de láminas sin orificios (a menos que estos no excedan los 10mm de diámetro) de acero, latón o polímeros.

API 7.4.1.1:

Instrumentación e instalación deberá ajustarse a las especificaciones del comprador, de lo contrario deberá ajustarse a la Norma ISO 10438 (API 614).

API 7.4.1.3:

Los sistemas de control deberán diseñarse para instalación a la intemperie según los requisitos de IP65 descritos en IEC 60079 (NEMA 250).

API 7.4.2.1.1:

El sistema principal de control deberá incluir el control de velocidad, mecanismo de control, y controlador principal de válvulas.

API 7.4.2.1.1:

El sistema principal de control deberá incluir el control de velocidad, mecanismo de control, y controlador principal de válvulas.

API 7.4.2.2.7:

Fallas en el sistema de control principal deberán llevar a la parada de la turbina.

API 7.4.2.3.1:

La turbina deberá contar con un sistema independiente de emergencia de sobre-velocidad que detenga la turbina cuando llegue a “tripspeed”.

API 611, punto 6.1.4:

- “Operar a potencia y velocidad normal bajo condiciones de vapor normal, las condiciones del vapor nominal deberán estar especificadas por el fabricante.”
- “Entregar la potencia máxima con su correspondiente velocidad bajo condiciones de entrada mínima y descarga máxima.”
- “Operar de manera continua a máxima velocidad continua y a cualquier velocidad del rango especificado.”
- “Operar de forma continua a máxima potencia y velocidad a máxima entrada de vapor y mínima descarga.”
- “Operar bajo variaciones de vapor nominal de acuerdo a NEMA SM 23”.

3.14 TARIFAS ELÉCTRICAS

Son fijadas por el instituto costarricense de electricidad y aprobadas por ARESEP, se define distintos tipos de tarifas, según las necesidades.

El cliente clasificado con el bloque de consumo monómico (carga por energía), de las tarifas T-IN, T-CO y T-CS, será reclasificado al bloque de consumo binómico (carga por energía y potencia) de la misma tarifa, cuando su consumo mensual exceda los 3 000 kWh en seis facturas consecutivas en los últimos doce meses (ICE, 2018).

LA empresa cuenta con una tarifa T-IN Industrial, la cual sólo cobra dos montos distintos para el consumo (energía), los precios actualizados de las tarifas se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 3: Tarifas correspondientes a los consumos de energía.

Criterio	Para consumos menores o iguales que 3 000 kWh	Para consumos mayores de 3 000 kWh
Cargo por energía, por cada kWh	₡116,17	₡69,50
Cargo por potencia, por cada kW	No aplica	₡11.490

Fuente: (ICE, 2018)

Cabe destacar que las tarifas que se muestran en la tabla 3 se les debe agregar el impuesto de venta, bomberos y alumbrado público, este último se debe aplicar a los consumidores directos del ICE, por el disfrute del servicio de alumbrado público en parques, vías públicas, zonas recreativas y deportivas, etc. (ICE, 2018).

Para el alumbrado público se cobra por cada kWh de consumo de electricidad..... ₡ 4.05.

Esta tarifa tiene un cargo fijo mínimo de 40 kWh y un máximo de aplicación de 50 000kWh por mes.

En el caso del impuesto a los bomberos se cobra un 1.75% del subtotal. Al subtotal se le debe calcular los impuestos de hacienda los cuales corresponden al 13%, para determinar el monto total se debe sumar todos estos rubros, en el caso de las cooperativas no se cobra el impuesto de hacienda, sin embargo para los estudios económicos se incluirá dicho monto (ICE, 2018).

3.15 VENTILADORES.

Son dispositivos eléctricos o mecánicos para la recirculación, difusión o extracción del aire de la labor deseada (Monge, 2012), expresa según operación se clasifican en:

- Ventiladores axiales.
- Ventiladores centrífugos.

En el caso del ventilador a calcular es de tipo centrífugo, este se encarga de retirar los gases provenientes del interior de la caldera, producidos por la combustión del material biomásico.

Para el cálculo de la potencia se tomó en cuenta el siguiente procedimiento (Casso, 2017).

Primeramente, se debe calcular la potencia de operación del ventilador mediante la siguiente ecuación:

$$\text{BHP} = (Q \cdot H) / 1000 \cdot \eta \quad \text{Ecuación 13.}$$

Dónde:

BHP: Potencia al freno del ventilador (KW).

Q: Caudal del aire (m³/seg).

H: Presión estática (Pa).

η : Eficiencia del ventilador (%)

Con la potencia al freno es posible calcular la eficiencia del ventilador, dicho dato permite realizar la fórmula de la potencia del motor, se puede encontrar de la siguiente manera:

$$P = (Q \times H) / (1000 \times \eta \times DE \times ME) \quad \text{Ecuación 14.}$$

Dónde:

P: Potencia del motor (KW).

Q: Caudal del aire (m³/seg).

H: Presión estática (Pa).

η : Eficiencia del ventilador (%)

DE: Eficiencia de la transmisión, varía entre 90% para transmisión por poleas y correas, y 100% para transmisión directa.

ME: Eficiencia del motor, varía entre 85% y 95%.

3.16 BOMBAS

Una bomba es una máquina transformadora de energía. Para funcionar recibe energía mecánica, que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etc., y la bomba la convierte en energía que pasa a un fluido en forma de posición, de Presión, o de velocidad (Garro, 2012).

A la hora de seleccionar bombas se debe tener en cuenta tres factores principales para determinar el tipo de bomba por utilizar son: presión, gasto y las características de los líquidos. Antes de seleccionar una bomba se debe revisar algunos conceptos.

a. N.P.S.H Requerido.

Es la presión mínima que debe el líquido en la boca de admisión de la bomba para que esta funcione correctamente. En una bomba centrífuga la N.P.S.H. requerida es aquella cantidad de energía (en metros columna de líquido) precisada para vencer las pérdidas de carga desde la abertura de admisión a los alabes del impulsor y crear la velocidad necesaria para que el fluido pase a través de los alabes (Garro, 2012).

b. N.P.S.H Disponible.

Es la presión que tiene un líquido en la toma de aspiración de la bomba por encima de su presión de vapor.

Esta se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$NPSH = H_0 - (H_v + h + h_s) \quad \text{Ecuación 15.}$$

Dónde:

H_0 = Presión atmosférica (m H₂O)

H_v = Presión de vapor a la altura correspondiente (m H₂O)

h = Altura geométrica desde la boca de succión de la bomba hasta el nivel del líquido.

h_s = Pérdida de presión en la tubería de succión, (m H₂O)

Para efectos del cavitación el N.P.S.H disponible debe ser mayor que el N.P.S.H requerido, la relación NPSH disponible/NPSH requerido debe oscilar entre 1.25 y 1.35, en los casos en los cuales se trabaja con un circuito cerrado no se debe tomar en cuenta el valor del NPSH debido a que las alturas geométricas se contrarrestan y no hay nada expuesto al ambiente.

CAPÍTULO 4

DESARROLLO DEL PROYECTO

4.1 BALANCE ENERGÉTICO DE LA RED DE VAPOR.

4.1.1 Información relevante.

El proceso de producción de la caña se caracteriza por instalaciones impulsadas en su gran mayoría por vapor, mediante calderas de biomasa se aprovecha el bagazo resultante de la molienda, generando la energía suficiente para mover turbinas que a su vez están conectadas a molinos, bombas de agua, cuchillas, desfibradoras, entre otros.

El ingenio el general Milton Fonseca cuenta con 11 consumidores de vapor vivo, los demás equipos funcionan con presión y vapor de escape de los 11 equipos conectados al cabezal, los equipos que consumen vapor vivo se muestran en la tabla 3.

Tabla 4: Distribución de los equipos consumidores de vapor vivo.

Distribución de los equipos.	
Especificaciones	Aplicación
Turbina Elliott, mono etapa, 1000 hp.	Cuchillas

Turbina Elliott, mono etapa, 1200 hp.	Desfibradora
Turbina Worthington mono etapa, 300 hp.	Bomba
Turbina NG, Multi-etapa.	Turbogenerador
Turbina Elliott, mono etapa, 1200 hp.	Molino 1
Turbina Elliott, mono etapa, 1000 hp.	Molino 2
Turbina Elliott, mono etapa, 1000 hp.	Molino 3
Turbina Elliott, mono etapa, 1000 hp.	Molino 4
Turbina Elliott, mono etapa, 1000 hp.	Molino 5
Turbina Elliott, mono etapa, 550 hp.	Ventilador
Secadores.	Secadores

Fuente: (Elaboración propia, Excel)

Respecto a las calderas en este momento se trabaja con dos calderas de biomasa las cuales envían el vapor al cabezal de distribución, en la siguiente tabla se muestran las especificaciones de cada una de ellas.

Tabla 5: Especificaciones de las calderas generadoras de vapor.

Equipo	Especificaciones
Caldera #3	Bigelow F-40, 45372,05 kg/h, capacidad de generación con bagazo al 52% de humedad, presión máxima de operación 250 psig.
Caldera #4	Caldema, 65000 kg/h, presión máxima de operación 300 psig.

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Mediante mediciones de campo y registros se determinaron la mayoría de datos necesarios para estimar las presiones, consumos y temperaturas presentes en cada equipo.

4.1.2 Consumos preliminares.

Cabe destacar que los datos que se muestran en la tabla 5 no son los que entregan en plena operación, debido a pérdidas de presión y temperatura presentes en los sobre calentadores, válvulas y codos. La caldera #3 se trabaja muy cercana a la presión de trabajo, sin embargo, la caldera #4 se debe trabajar a una presión cercana a la de la caldera #3 para no dañar sistemas en esta, para establecer los valores iniciales de presiones y temperaturas en el cabezal se tomaron valores de un sistema automatizado instalado en las calderas, este sistema de control contabiliza valores cada minuto, durante las 24 horas, con estos datos se realizó un estudio probabilístico con las cifras de tres días, cada uno con 1400 datos aproximadamente. Con estas cifras lo que se pretende encontrar son las presiones y temperaturas en el cabezal en un contexto de operación. En la siguiente tabla se muestran los valores promedio que se utilizaron para los cálculos.

Tabla 6: Valores de temperatura y presión presentes en el cabezal de distribución.

Fecha	Medición	Promedio	Valor final
3:04pm (12/03/2018) a	Temperatura	283	Temperatura
3:03 pm (13/03/2018)	Presión	1,62	284 °C
3:04 pm (07/03/2018) a	Temperatura	284	
3:03 pm (08/03/2018)	Presión	1,6	Presión
3:04 pm (22/03/2018) a	Temperatura	284	1,62 Mpag
3:03 pm (23/03/2018)	Presión	1,63	

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Los datos calculados en la tabla permiten tener una base sólida de inicio, en el ingenio se sabe que las calderas en ciertos períodos pueden entregar presiones y temperaturas

mayores sin embargo como lo comentan los operarios y funcionarios que estos contextos operacionales las calderas lo soportan por periodos muy cortos.

Los datos que se muestran en la tabla 6 sirvieron de referencia para calcular teóricamente las caídas de presión y temperatura en la red. Antes de realizar cualquier calculo con estas presiones y temperaturas se determinó el consumo teórico en cada equipo, este estudio se fundamentó en una investigación de un fabricante, la cual incluye valores de temperatura y presión en cada equipo, sin embargo dichos valores son los mismos para cada equipo, de ahí la importancia de calcular mediante pérdidas, los valores reales de presión y temperatura en cada equipo. El estudio realizado cuenta con valores de potencia demandada en el eje de cada turbina (refiérase a la tabla 7), este estudio es de vital importancia porque brinda las bases para realizar el balance energético de la red de vapor.

Primero se realiza el cálculo con estos datos porque para calcular las pérdidas de presión y temperatura se necesita un flujo de vapor, el cual no está tabulado en los sistemas.

Tabla 7: Valores de temperatura, presión y potencia calculados por el fabricante.

Equipo	Presión (Mpa)	Potencia a TMCH (hp)	Temperatura °C
Cuchillas	1,37	500	287
Desfibradora	1,37	682	287
Molino 1	1,37	500	287
Molino 2	1,37	500	287
Molino 3	1,37	500	287
Molino 4	1,37	500	287
Molino 5	1,37	500	287
Ventilador	1,37	350	287

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

En la tabla 7 se puede observar que no se encuentran los valores correspondientes al turbogenerador y la bomba, para estos dos equipos se realizaron procedimientos distintos, debido a que el dato de ambas turbinas no se encuentra en el documento de referencia. En el caso del turbogenerador no se realizaron cálculos ya que existe un flujo

metro que mide el vapor que consume en tiempo real, por ende, lo que se hizo fue un estudio probabilístico para determinar el flujo de vapor promedio.

Tabla 8: Valores de consumo de vapor del turbo generador.

Fecha	Medición	Promedio (kg/h)	Valor final (kg/h)
3:04pm (12/03/2018) a 3:03 pm (13/03/2018)	Flujo	24001,36	24191
3:04 pm (07/03/2018) a 3:03 pm (08/03/2018)	Flujo	24162,43	
3:04 pm (22/03/2018) a 3:03 pm (23/03/2018)	Flujo	24409,25	

Fuente: (Elaboración propia, Excel)

La turbina Worthington no posee ningún tipo de curvas, ni estudios de consumo, sin embargo, está conectada en paralelo con un motor eléctrico con el fin de realizar los arranques con el motor, esto debido a que en los arranques no existe generación de vapor, sin embargo la caldera necesita agua bombeada por la bomba Peerless, para iniciar con la producción de vapor.

Con los datos de corriente a plena carga del motor se determinó aproximadamente la potencia en KW demandada por el motor, y a partir de este dato se aproximó el consumo de la turbina.

Tabla 9: Potencia consumida por el motor de la bomba Peerless.

Mediciones	Corriente (A)	Promedio corriente (A)	Voltaje (V)	Fp	Potencia (KW)
1	134,7	135,13	460	0,8	86.1
2	139,3				
3	131,4				

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Con este dato de potencia se puede aproximar la potencia dividiendo el valor obtenido en la tabla 8 por 0.746, dando como resultado un valor cercano a los 115.28 hp, como se desconoce la carga en el momento de la medición se sobredimensiona la potencia de la turbina a 150 hp para cubrir alguna sobrecarga de operación.

Para el cálculo de los consumos se debe conocer los valores de entalpía de entrada y salida a la turbina, en el caso de la entalpía de salida se sabe que las turbinas son de contrapresión y proveen vapor de escape a una temperatura de 120 °C y una presión de 0.2 MPa.

Tabla 10: Resumen de las presiones preliminares de entrada y salida de las turbinas.

Datos de entrada

Datos de salida

Equipo	Presión (Kpa)	Temperatura (°C)	Presión (Kpa)	Temperatura (°C)
Cuchillas	1370	287	200	120
Desfibradora	1370	287	200	120
Bomba	1370	287	200	120
Molino 1	1370	287	200	120
Molino 2	1370	287	200	120
Molino 3	1370	287	200	120
Molino 4	1370	287	200	120
Molino 5	1370	287	200	120
Ventilador	1370	287	200	120

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

De las tablas de termodinámicas (Cengel, Termodinámica, 2009), se obtuvieron las entalpías de entrada y salida para cada equipo, tomando como referencia los datos de la tabla 10.

Cabe destacar que a la entrada de la turbina se utilizaron las tablas de vapor sobrecalentado y a la salida de las turbinas el vapor se tomó como un vapor saturado, debido a que la temperatura se encuentra en el punto de saturación a una presión de 200 KPa.

Tabla 11: Valores de preliminares de entalpía de entrada y salida.

Equipo	Entalpía de entrada (kJ/Kg)	Entalpía de salida (kJ/Kg)
Cuchillas	2991,18	2706
Desfibradora	2991,18	2706
Bomba	2991,18	2706
Molino 1	2991,18	2706
Molino 2	2991,18	2706
Molino 3	2991,18	2706
Molino 4	2991,18	2706
Molino 5	2991,18	2706
Ventilador	2991,18	2706

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Con los valores de entalpía que se muestran en la tabla 10 se puede calcular el consumo teórico de vapor de cada equipo, como parte del trabajo se demostrará un solo cálculo, debido a que los demás cálculos son los mismos para todos los equipos. La turbina a la cual se le va a calcular demostrativamente el consumo es la que mueve las cuchillas.

$$TSR = \frac{3600}{2991 - 2706}$$

$$TSR = 12.63 \text{ kg/KW} \cdot \text{h}$$

Como cuchillas demanda 500 hp (refiérase a la tabla 6) se puede conocer el consumo en kg/h, de la siguiente manera.

$$TSR = 12.63 \cdot 500 \cdot 0.746$$

$$TSR = 4711 \text{ kg/h.}$$

Como se explica anteriormente, este dato de consumo de vapor es teórico y se debe dividir entre la eficiencia, los valores de eficiencia globales de cada equipo se muestran en la siguiente tabla, cabe destacar que los datos que se muestran son tomados de un estudio, debido a que no hay forma de medir la potencia en el eje de cada turbina, por eso los valores de eficiencia se tomaron de este estudio.

Tabla 12: Eficiencia global de los equipos instalados.

Equipo	Eficiencia %
Cuchillas	50,1
Desfibradora	48
Bomba	45
Molino 1	49,2
Molino 2	49,2
Molino 3	49,2
Molino 4	49,2
Molino 5	49,2
Ventilador	50

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Se puede conocer el valor actual de consumo de vapor mediante la siguiente fórmula.

$$ASR = \frac{4711}{0.501}$$

$$ASR = 9403.19 \text{ kg/h}$$

Tabla 13: Consumo de vapor preliminar para cada uno de los equipos.

Equipo	Consumo kg/h)
Cuchillas	9398,4
Desfibradora	12819,4
Bomba	2819,5

Molino 1	9323,2
Molino 2	9323,2
Molino 3	9323,2
Molino 4	9323,2
Molino 5	9323,2
Ventilador	7518,7
Turbogenerador	24191
Secadores	4573
Total	107936,2

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Los datos que se muestran en la tabla 13 permiten calcular las caídas de presión y temperatura presentes en las tuberías.

a. Caídas de presión.

En el caso de las caídas de presión se recolectaron datos de campo para determinar mediante un software las pérdidas de presión.

Además de realizar los cálculos mediante programas, se verificaron los valores con cálculos, en al menos un equipo.

Tabla 14: Cantidad de codos en las tuberías de cada equipo.

Equipo	Diámetro (m)	Cantidad de codos
Cuchillas	0,1524	10
Desfibradora	0,1524	9
Bomba	0,2032	4
Bomba	0,0762	4
Turbogenerador	0,1524	3
Turbogenerador	0,2032	4
Molino 1	0,254	8
Molino 1	0,1524	3

Molino 2	0,2032	8
Molino 2	0,1524	3
Molino 3	0,2032	6
Molino 3	0,1524	3
Molino 4	0,2032	6
Molino 4	0,1524	3
Molino 5	0,2032	6
Molino 5	0,1524	3
Ventilador	0,1524	9

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

El efecto de los codos en el transporte o movimiento de fluidos es que de ordena la línea de los fluidos provocando así pérdidas de presión a los equipos. Los accesorios son los equipos que más pérdidas producen a las redes de fluido.

Tabla 15: Cantidad de válvulas instaladas en cada tubería.

Equipo	Diámetro (m)	Cantidad de válvulas
Cuchillas	0,1524	2
Desfibradora	0,1524	2
Bomba	0,2032	1
Bomba	0,0762	1
Turbogenerador	0,2032	1
Molino 1	0,2032	1
Molino 1	0,1524	1
Molino 2	0,2032	1
Molino 2	0,1524	1
Molino 3	0,2032	1
Molino 3	0,1524	1
Molino 4	0,2032	1










Molino 4	0,1524	1
Molino 5	0,2032	1
Molino 5	0,1524	1
Ventilador	0,1524	2

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Para encontrar la longitud equivalente en cada tramo se hizo uso de software de kaeser para encontrar las equivalencias en metros de cada uno de los accesorios presentes en la tubería. A continuación, se demuestra cómo se realizó el cálculo de cada longitud equivalente, se va a calcular la longitud equivalente del turbo generador.

Cálculo de la Longitud de tubería equivalente

SI - Units
 US - Units

Diámetro de la tubería		DN	250
		Longitud equivalente [m]	Número
Codo		15	<input type="text" value="0"/>
Codo R=2d		3	<input type="text" value="3"/>
Codo R=d		4	<input type="text" value=""/>
Racor en T sentido libre de paso		5	<input type="text" value="0"/>
Racor en T sentido de desviación		15	<input type="text" value="0"/>
Válvula de asiento		0	<input type="text" value="0"/>
Válvula de cierre / válvula de bola		3.2	<input type="text" value="0"/>
Válvula de retención		20	<input type="text" value="0"/>
Reducción a DN: 200		6	<input type="text" value="0"/>

Longitud de tubería equivalente de todos los accesorios montados: m

Figura 16: Cálculo de la longitud equivalente para el turbogenerador a 10".

Fuente: (Kaeser, 2018).










Diámetro de la tubería		DN	200
		Longitud equivalente [m]	Número
Codo		12	<input type="text" value="0"/>
Codo R=2d		2.4	<input type="text" value="4"/>
Codo R=d		3.2	<input type="text" value="0"/>
Racor en T sentido libre de paso		4	<input type="text" value="1"/>
Racor en T sentido de desviación		12	<input type="text" value="0"/>
Válvula de asiento		45	<input type="text" value="1"/>
Válvula de cierre / válvula de bola		2.6	<input type="text" value="0"/>
Válvula de retención		16	<input type="text" value="0"/>
Reducción a DN: 150		4.8	<input type="text" value="0"/>
Longitud de tubería equivalente de todos los accesorios montados: :			<input type="text" value="58.6"/> m

Figura 17: Cálculo de la longitud equivalente para el turbogenerador a 8".

Fuente: (Kaeser, 2018).

Con estos datos se definió la longitud total de las tuberías en cada diámetro, lo importante de este paso es que se puede calcular de una manera más exacta las caídas de presión en cada tramo. Cabe destacar que para cada equipo se utilizó el mismo software, de ahí que el procedimiento sea el mismo.

Tabla 16: Longitud total equivalente de todas las tuberías.

Equipo	Diámetro (m)	Longitud equivalente (m)
Cuchillas	0,1524	184,3
Desfibradora	0,1524	177,1
Bomba	0,2032	75,3
Bomba	0,0762	27,65
Turbogenerador	0,254	25,2
Turbogenerador	0,2032	78,95
Molino 1	0,2032	148,2
Molino 1	0,1524	47,3
Molino 2	0,2032	140,5
Molino 2	0,1524	47,8
Molino 3	0,2032	136
Molino 3	0,1524	47,3
Molino 4	0,2032	126,4
Molino 4	0,1524	47,3
Molino 5	0,2032	124,6
Molino 5	0,1524	43,4
Ventilador	0,1524	112,8

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Respecto a las longitudes que se muestran en la tabla 16 se puede observar que las longitudes totales equivalentes más grandes son las del molino 1, en práctica los equipos más alejados del cabezal de distribución son los de cuchillas y desfibradora, sin embargo, estas poseen tuberías con menos desviaciones y tomas que las de molinos.

Con los datos finales de longitud equivalente se procede a realizar los cálculos de caída de presión mediante la aplicación web de TLV, cada tramo de diámetro distinto se calcula por separado para obtener resultados más aproximados.

En este caso también se realizará un solo cálculo debido a que los todos los procedimientos se repiten para cada equipo, de igual manera se realizará el cálculo de caída de presión con el turbogenerador.

Introducir Datos

Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch40 ▼	
Tamaño de Tubería	NPS10 ▼	
Presión de Vapor	1.72	MPa abs ▼
Rango de Flujo del Vapor	24151	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	78.95	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Resultados		
Caída de Presión	0.00443593	MPa ▼
Velocidad del Vapor	15.211	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	78.95	m ▼

Figura 18: Caída de presión en la sección de tubería de 10" para el turbogenerador.

Fuente: (TLV, 2018).

Introducir Datos

Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch40 ▼	
Tamaño de Tubería	NPS8 ▼	
Presión de Vapor	1.72	MPa abs ▼
Rango de Flujo del Vapor	24151	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	78.95	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

[Limpiar](#)

Resultados		
Caída de Presión	0.0143144	MPa ▼
Velocidad del Vapor	23.9762	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	78.95	m ▼

Figura 19: Caída de presión en la sección de tubería de 8" para el turbogenerador.

Fuente: (TLV, 2018).

Con los valores que se calcularon en esta sección, se puede conocer un aproximado de presión en cada equipo, como se escribe anteriormente es un aproximado debido a las grandes variaciones existente en las calderas. Las fluctuaciones en la presión se deben a muchos factores que no son sencillos de medir, por ejemplo, en el proceso de molienda si en la zona de molinos la caña ingresa en desorden o mucha cantidad produce lo que los operadores llaman tacos, esto genera picos en el consumo de vapor generando que la presión en la red disminuya.

Tabla 17: Presión presente en cada uno de los equipos instalados.

Equipo	Presión (Mpa)
Cuchillas	1,6
Desfibradora	1,6
Bomba	1,68
Turbogenerador	1,7
Molino 1	1,66
Molino 2	1,68
Molino 3	1,68
Molino 4	1,68
Molino 5	1,69
Ventilador	1,7

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Los datos de la tabla 17 muestran que cada equipo tiene presiones diferentes de operación y por ende los valores de entalpía cambiarán con respecto a los que se calcularon preliminarmente en la tabla 6. Al comparar estos valores con los de la tabla 5 se puede observar que las presiones son mayores en todos los equipos. Para definir las entalpías finales de cada equipo se debe conocer también las pérdidas de temperatura por longitud y por tramos que no se encuentran aislados, en este caso se utilizaron las fórmulas que se explican en la sección de conducción, convección interna forzado y flujo turbulento en tuberías. La red de tuberías en el ingenio cuenta con grandes deficiencias en el tema de aislamiento, el principal problema de una red no aislada es que se transfiere mucho calor al ambiente, donde este puede ser utilizado para las aplicaciones, se sabe que a mayor entalpía existe mayor energía disponible, de ahí la importancia de mantener las pérdidas de presión y temperatura en el mínimo posible.

b. Pérdida de temperatura.

Los cambios en la temperatura influyen en un proceso termodinámico debido a que entre menor temperatura en el equipo menor será la energía para transformarla en la aplicación deseada.

En el caso de las temperaturas se tomaron las longitudes equivalentes de cada diámetro de tubería, cabe destacar que para los tramos descubiertos se midió la longitud y los codos para encontrar la longitud equivalente, las tuberías que cuentan con tramos descubiertos son las de las cuchillas y desfibradora, las demás tuberías cuentan con aislamiento de 2" y 1", sin embargo para este ejercicio solo se tomó un espesor de 1" debido a algunos codos que no contaban con recubrimiento de fibra de vidrio. En la siguiente tabla se muestra las longitudes sin recubrimiento para las cuchillas y la desfibradora.

Tabla 18: Longitudes de tubería para los tramos sin recubrimiento.

Equipo	Longitud sin recubrir (m)	Longitud recubierta (m)
Cuchillas	50	134,9
Desfibradora	45	132,1

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Para los demás equipos se tomaron en cuenta los valores de longitud equivalente (refiérase a la tabla 15), para determinar la temperatura en cada turbina.

Con los procedimientos que se describen en la sección de conducción y convección interna forzada se determinó en cada diámetro de tubería. A continuación, se muestra la tabla resultante en las que se muestran las temperaturas que llegan a cada equipo.

Tabla 19: Temperaturas finales en cada uno de los equipos.

Equipo	Temperatura (°C)
Cuchillas	250
Desfibradora	265
Bomba	282
Turbogenerador	282
Molino 1	272
Molino 2	276

Molino 3	276
Molino 4	278
Molino 5	280
Ventilador	278

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

A continuación se realizará un cálculo demostrativo del procedimiento utilizado para dichas pérdidas de temperatura. Se realizará la demostración con la tubería de 8'' del molino 5, para dicho equipo se tienen los siguientes datos.

Tabla 20: Datos generales para el cálculo de pérdida de temperatura.

Datos de entrada tubería 8''	
Temperatura (°C)	284
Temperatura ambiente (°C)	27
K hierro fundido (W/m°C)	80
K fibra de vidrio (W/m°C)	0,05
Diámetro 1 (m)	0,2017
Diámetro 2 (m)	0,2191
Diámetro 3 (m)	0,3207
H1 (W/m²)	0
H2 (W/m²)	18
Longitud (m)	124,6
Consumo (kg/h)	28900
Volumen específico (m³/kg)	0,1175
Viscosidad cinemática (m²/s)	5,64E-07

Espesor (m)	0,00026
Conductividad térmica (W/K·m)	0,0605

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Como se puede observar en la tabla 19 el coeficiente de transferencias de calor interno es cero, este valor se debe calcular por medio de convección interna y luego incluir en el análisis de resistencias térmicas dicho resultado. De la siguiente manera se calculó la velocidad del vapor.

$$V = m * \mu * \frac{4}{3600 * \pi * D^2}$$

$$V = (4 * 28900 * 0.1175) / (3600 * \pi * 0.2017^2)$$

$$V = 29.52 \text{ m/s.}$$

Con el valor de velocidad se puede calcular inmediatamente el número de Reynolds y determinar si el flujo que atraviesa la tubería es turbulento o laminar.

$$Re = (\rho * V_{prom} * D) / \mu$$

$$Re = (29.52 * 0.2017) / (5.64E-07)$$

$$Re = 1.06 \text{ E}+07$$

El resultado del número de Reynolds demuestra que el fluido es transportado en un estado turbulento, al desarrollar los cálculos para todos los tramos de tubería se determinó que el estado de cada uno de ellos es turbulento y por ende se utilizaron los mismos métodos para el cálculo del número de Nusselt. Es importante determinar el estado del fluido, debido a que las fórmulas para el cálculo del número de Nusselt cambian según el régimen del fluido.

$$Nu = Pr * (\epsilon/D)^{0.125} * Re^{0.3333}$$

$$Nu = 1.49 * 0.001289^{0.125} * 1.06 \text{ E}+07^{0.3333}$$

$$Nu = 844.65$$

Con el resultado obtenido anteriormente se procede a calcular el coeficiente de transferencia de calor interno.

$$h = \text{Nu} * k / D1$$

$$h = 844.5 * 0.0605 / 0.2017$$

$$h = 253.35 \text{ W/m}^2$$

El coeficiente de transferencia de calor permite realizar un cálculo más exacto de las pérdidas de calor por metro. Para este procedimiento se utilizó el método de analogías con resistencias eléctricas, a continuación se muestra como se realizó el cálculo de equivalencia de resistencias.

Tabla 21: Cálculo de áreas para el tubo y el aislamiento.

Áreas (m²)		
Área 1	$A1 = \pi * D * l$	0,63365924
Área 2	$A2 = \pi * D * l$	1,00750876

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Tabla 22: Cálculo de las resistencias equivalentes en el sistema.

Resistencias del sistema (°C/W)		
R1(Conv1)	$R1 = \frac{1}{h * A1}$	0,006229
Ri (Tubo)	$Ri = \left(\frac{\ln \left(\frac{D2}{D1} \right)}{2 * \pi * K1 * l} \right)$	0,0001646
R2 (Conv2)	$R2 = \frac{1}{h * A2}$	0,0551415
Ro (Aisl)	$Ro = \left(\frac{\ln \left(\frac{D3}{D2} \right)}{2 * \pi * K2 * l} \right)$	1,2126902

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Una vez encontradas las resistencias de cada tipo de transferencia de calor se procede a sumar los datos obtenidos en la tabla 21, los datos obtenidos se deben sumar en serie, debido la configuración del sistema.

$$R_{\text{total}} = 0.006229 + 0.0001646 + 0.0551415 + 12126902 = 1.2742 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Con la resistencia total se puede determinar la pérdida estacionaria de calor por unidad de longitud, este cálculo se demuestra a continuación. Para el siguiente cálculo se tomó la temperatura presente en el cabezal (284°C) y la temperatura ambiente (27°C).

$$Q = \Delta T / R$$

$$Q = 257 / 1.2742$$

$$Q = 201.69 \text{ W/m.}$$

El dato obtenido anteriormente, permite conocer el calor cedido con solo multiplicar dicho valor por la longitud equivalente de la tubería.

$$Q_{\text{total}} = 201.69 * 124.6$$

$$Q_{\text{total}} = 25130.57 \text{ W}$$

Por último, mediante la ecuación de la conservación de la energía (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2011) se determina la temperatura de salida del vapor, cabe destacar que para los tramos de diferentes diámetros se debe realizar este mismo cálculo, de ahí que la temperatura calculada no coincida con la dada en la tabla 18.

$$Q = m * C_p * \Delta T$$

$$25130.7 = 8.02 * 2306 * (284 - T_f)$$

$$T_f = 282 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.1.3 Consumos finales

Con los datos que se muestran en la tabla 18 y en la tabla 16 se pueden calcular las nuevas entalpías, y con estas determinar los consumos finales de cada equipo.

Estos datos son los que permitirán conocer cuáles son los que se deben sustituir por motores eléctricos para darle más libras de vapor al turbogenerador que se quiere instalar.

Tabla 23: Entalpías finales de entrada y salida en los equipos.

Equipo	Temperatura °C	Presión (Mpa)	Entalpía de entrada (kJ/Kg)	Entalpía de salida (kJ/Kg)
Cuchillas	250	1,6	2919,9	2706
Desfibradora	265	1,6	2954,6	2706
Bomba	282	1,68	2978	2706
Molino 1	272	1,66	2975	2706
Molino 2	276	1,68	2977,24	2706
Molino 3	276	1,68	2977,24	2706
Molino 4	278	1,68	2981,91	2706
Molino 5	280	1,69	2986,24	2706
Ventilador	278	1,7	2981,24	2706

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Comparando las entalpías de la tabla 11 con las calculadas en la tabla 23 se puede observar que la energía que llega a cada equipo no es la misma, las temperaturas no son las mismas, algunos de los equipos aumentan su consumo de vapor, en cambio otros disminuyen el consumo.

Para el consumo de vapor se realizó el mismo procedimiento que se utilizó en la sección anterior de consumos preliminares

Tabla 24: Consumos finales de los equipos de vapor.

Equipo	Consumo (kg/h)
Cuchillas	12530,3
Desfibradora	14705,7
Bomba	2956,1
Molino 1	9884
Molino 2	9802,4
Molino 3	9802,4
Molino 4	9636,5
Molino 5	9487,6
Ventilador	6816,5
Turbogenerador	24151
Secadores	4573
Total	115319,3

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Los nuevos datos obtenidos en la tabla 24 muestran los consumos reales que deberían tener las turbinas de acuerdo con las presiones y temperaturas dadas en el principio. Se demostrará mediante una tabla, las diferencias de consumo entre las temperaturas dadas por el fabricante y las que se obtuvieron mediante cálculos.

Tabla 25: Comparación consumos de vapor preliminares y finales de cada equipo.

Equipo	Consumo (kg/h)	Consumo preliminar (kg/h)
Cuchillas	12530,3	9398,4

Desfibradora	14705,7	12819,4
Bomba	2956,1	2819,5
Molino 1	9884	9323,2
Molino 2	9802,4	9323,2
Molino 3	9802,4	9323,2
Molino 4	9636,5	9323,2
Molino 5	9487,6	9323,2
Ventilador	7790,3	7518,7
Turbogenerador	24151	24191
Secadores	4573	4573
Total	115319,3	107936,2

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

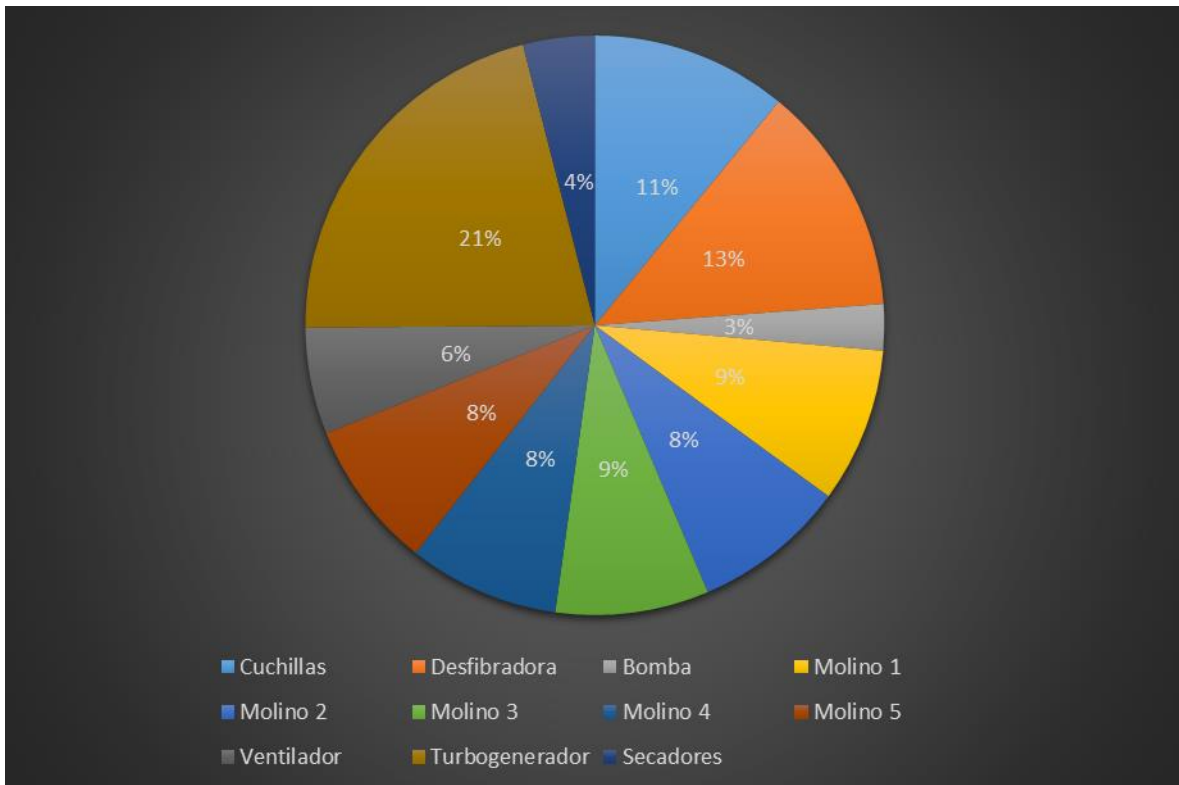


Gráfico 1: Consumo porcentual de cada equipo, respecto a la generación total de vapor.

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

4.1.4 Acciones de mejora en la red de vapor.

La red de vapor es una de las instalaciones más descuidadas en la empresa, debido a que los recorridos de las tuberías no son los idóneos, existen codos innecesarios que provocan pérdidas de presión, tuberías sin ningún tipo de aislamiento, entre otros.

Algunas de las acciones que mejorarán la calidad del vapor que consume cada equipo:

- Instalación de trampas de vapor según los requerimientos de cada equipo.
- Rediseño de los recorridos de las tuberías.
- Aislamiento de tuberías de vapor de escape.
- A largo plazo aumentar el espesor de aislamiento a las zonas actualmente instaladas.
- Implementar (si es viablemente económico) una repotenciación de turbinas.
- Recubrir con material aislante los tramos que no cuenta con material aislante para disminuir las pérdidas de temperatura.

4.2 BALANCE ENERGÉTICO DE LA RED ELÉCTRICA

Otra zona sensible en la producción del azúcar, es la parte eléctrica, ya que cuenta con innumerables equipos que necesita energía mecánica para trabajar, los ingenios poseen una gran cantidad de motores eléctricos para trabajos en específico. Los motores mal dimensionados provocan consumos de potencia elevados que a su vez se transforman en dinero de más que hay que facturar, de ahí la importancia de utilizar los motores lo más cercano posible a su carga nominal, porque entre más cerca de sus valores recomendados por el fabricante tendrá mayor eficiencia y a su vez demandar menor potencia.

La matriz energética del ingenio se divide en 11 áreas principales, las cuales son las que demandan y consumen mayor energía eléctrica, estas zonas se muestran a continuación.

Tabla 26: Potencia instalada por área de producción.

Área	Potencia instalada (KW)
Centrifugas de II y III	342,7
Centrifugas de I	36,8
Clarificador SRI	15,5
Calentadores	11,8
Calentadores de jugo	127,5
Clarif.-Tachos y cristalizad.	229,2
Bodega de empaque	129,1
Caldera 4	497,3
Molinos	449,4
Evaluación de la caña	46,3
Bombas de agua y caldera 3	781,2
Total	2666,7

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Para efectos académicos algunos de los motores no se incluyeron en este balance debido a falta de información, o que no eran equipos considerablemente grandes, los valores de potencia fueron calculados con un factor de potencia igual a 0.8, por recomendaciones del encargado del taller eléctrico, se puede decir que este valor es un dato general, que para encontrar un valor más exacto se tendría que medir directamente del motor, sin embargo, estas mediciones de factor de potencia son difíciles de realizar debido a la inexistencia

equipos para medir el factor de potencia y además en la época que se realizó el balance no coincidía con el periodo de zafra.

Gracias a una medición de corrientes realizada en la zafra 2018 se pudo determinar la corriente que consume cada motor en operación, sin embargo, este estudio carece de confiabilidad, debido a que no se sabe el momento exacto en el que se realizaron las mediciones, por ende, no se puede definir cuál será la potencia que consume el motor en operación.

Cabe destacar que muchos de los motores instalados son dimensionados por fabricantes y se detectó que en algunos casos los motores se encuentran sobredimensionados por cuestiones de contexto operacional, de ahí la justificación del porque no se pueden reemplazar por motores más pequeños. Algunos de los factores que justifican en el sobredimensionamiento de los motores son los siguientes:

- Diámetro del eje para aplicaciones específicas.
- Grandes fluctuaciones en el campo de trabajo.
- Rango de potencias de los motores.
- Ampliaciones futuras en el equipo o carga.

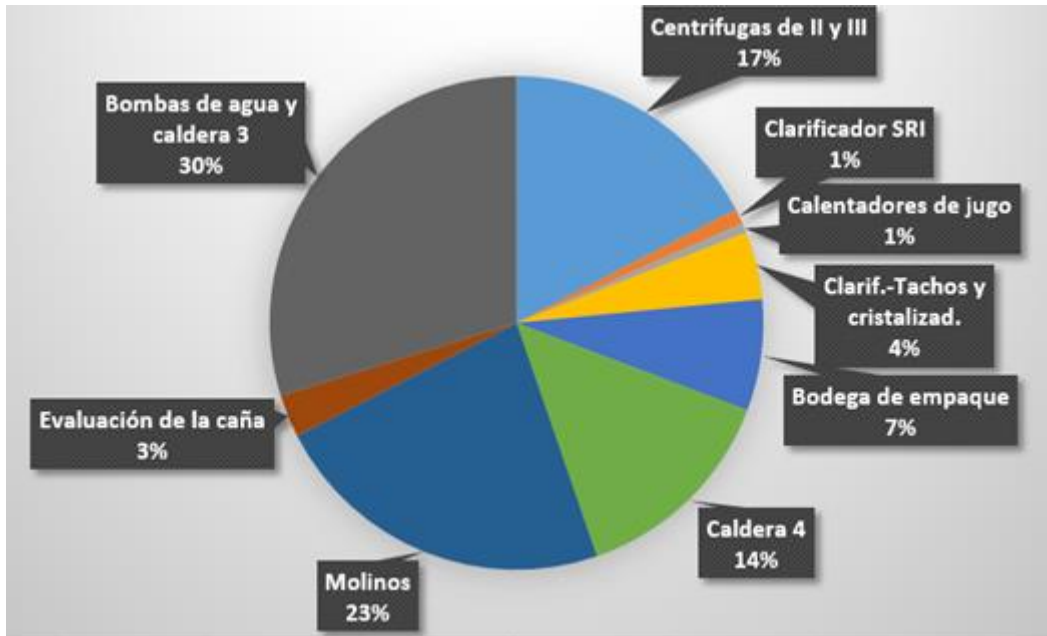


Gráfico 2: Porcentaje sobredimensionamiento por área.

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Al calcular la energía que no se consume en la planta debido al sobredimensionamiento se pudo encontrar las zonas que se encuentran en condiciones críticas, el gráfico muestra que las áreas de bombas de agua y caldera 3, molinos, caldera 4 y centrifugas de II y III son las que cuentan con escenarios críticos, como plan inicial se deberá

A continuación, se detallan los motores que se identificaron como sobredimensionados, dichos motores se puede tener certeza que si se encuentran en un contexto operacional crítico.

Tabla 27: Motores en condición de sobredimensionamiento.

Equipo	Zona	Motor	Potencia (Hp)	Corriente nominal (A)	Corriente a plena carga (A)	Voltaje (V)
Motor bomba de agua principal #3	Bombas de agua y caldera 3	Leeson	150	169	118,0	460
Motor bomba de agua principal #2	Bombas de agua y caldera 3	Khol Bach	150	171	119,7	460
Motor bomba de agua principal #1	Bombas de agua y caldera 3	ND	120	145	102,3	460
Motor Bomba peerless	Bombas de agua y caldera 3	Weg	250	279	135,3	460
Motor centrífuga segunda #3	Centrifugas de II y III	Gamak	100	121	58,8	460

Motor centrifuga segunda #1	Centrifugas de II y III	Weg	75	84,2	32,8	460
Motor centrifuga de tercera #1	Centrifugas de II y III	Leeson	100	114,5	66,4	460
Secadora de azúcar	Bodega empaque	Lincoln	40	47,6	21,9	460
Motor Gallego #2	Molinos	Leeson	30	34,6	15,7	460
Motor cuchillas de mesa de rollos	Molinos	Weg	100	122	57,3	460
Motor del rodillo de la desfibradora de caña	Molinos	ND	25	29,4	12,3	460

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Tabla 28: Motores en condición de sobredimensionamiento (continuación).

Equipo	Potencia nominal (W)	Potencia consumida (W)	Factor de demanda %
Motor bomba de agua principal #3	107719,7	75233,8	69,8
Motor bomba de agua principal #2	104255,6	72958,6	70,0
Motor bomba de agua principal #1	92422,2	65184,2	70,5
Motor Bomba peerless	177833,1	86258,6	48,5
Motor centrífuga segunda #3	73771,5	35829,0	48,6
Motor centrifuga segunda #1	53668,6	20906,5	39,0
Motor centrifuga de tercera #1	72981,7	42323,0	58,0
Secadora de azúcar	30340,0	13937,7	45,9
Motor Gallego #2	22053,9	10007,1	45,4
Motor cuchillas de mesa de rollos	77762,2	36501,5	46,9

Motor del rodillo de la desfibradora de caña	18739,4	7840,0	41,8
---	---------	--------	------

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

A continuación (ver tabla 29), se muestra la energía sin consumir en los equipos estudiados, no obstante, los datos que se muestran no son los valores que se ahorrarían al cambiar dichos motores por otros más pequeños.

Es importante aclarar que los motores de la tabla 27 solo son los que presentaron sobredimensionamientos muy altos y también que es posible el cambio por criterios de diseño. Para el cambio de un motor por uno más pequeño es necesario tomar en cuenta el precio que conlleva la instalación del motor correcto, ya que existen motores muy robustos, y cambiarlos puede resultar muy costoso.

Tabla 29: Diferencias entre potencia nominal y potencia consumida.

Equipo	Potencia (W)
Motor bomba de agua principal #3	32485,9
Motor bomba de agua principal #2	31297
Motor bomba de agua principal #1	27238
Motor Bomba peerless	91574,5
Motor centrífuga segunda #3	37942,5
Motor centrífuga segunda #1	32762,1
Motor centrífuga de tercera #1	30658,7
Secadora de azúcar	16402,3
Motor Gallego #2	12046,8
Motor cuchillas de mesa de rollos	41260,7
Motor del rodillo de la desfibradora de caña	10899,4
Total	364567,9

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

El valor obtenido en la tabla 29 es un valor de referencia al cual se puede llegar, sin embargo, por temas de dimensionamientos estandarizados en los motores puede que este valor se reduzca, además para realizar un estudio lo suficientemente confiable es necesario verificar con total certeza los valores de corriente, no obstante, para el ejercicio de balance de cargas se puede utilizar este valor menos un 20%, este factor lo que busca es brindar un valor cercano al que se puede aspirar.

Reduciendo en un 20% el dato de demanda, quedaría el siguiente valor:

$$P=291654.46 \text{ W.}$$

$$P=291.7 \text{ KW}$$

4.3 CAMBIOS EN LA RED DE VAPOR.

El aumento de capacidad de generación instalada en la red implica un cambio en la red de vapor, ya que en la actualidad no existe vapor disponible para aumentar la capacidad de generación, por ende, se debe reemplazar equipos que funcionan con vapor por motores eléctricos, la electrificación de estos sistemas conlleva a un aumento de potencia instalada, provocando que la capacidad de generación del turbogenerador sea mayor.

La sustitución de equipos conlleva un análisis para determinar cuáles son los equipos que menor costo y dificultad instalación, a continuación se muestra un análisis

Los equipos que se escogieron dar de baja son las turbinas correspondientes a las cuchillas, el ventilador del inducido de la caldera #3 y la bomba peerless, cabe destacar que a estos equipos no se les va a desinstalar del todo la turbina por un tema de respaldo, el fin es realizar arranques con vapor, y así no depender de la red eléctrica en este lapso. Además del cambio de los equipos anteriormente mencionados, se debe incluir que a los secadores se les realizará el cambio de vapor vivo a vapor de escape, para destinar este vapor al turbogenerador. Los valores de vapor disponibles para el nuevo equipo de generación eléctrica se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 30: Consumo de vapor de los equipos a desinstalar.

Equipo	Consumo (kg/h)
Cuchillas	12530
Bomba	2956
Ventilador	6816
Turbogenerador	24151
Secadores	4573
Total	52001

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

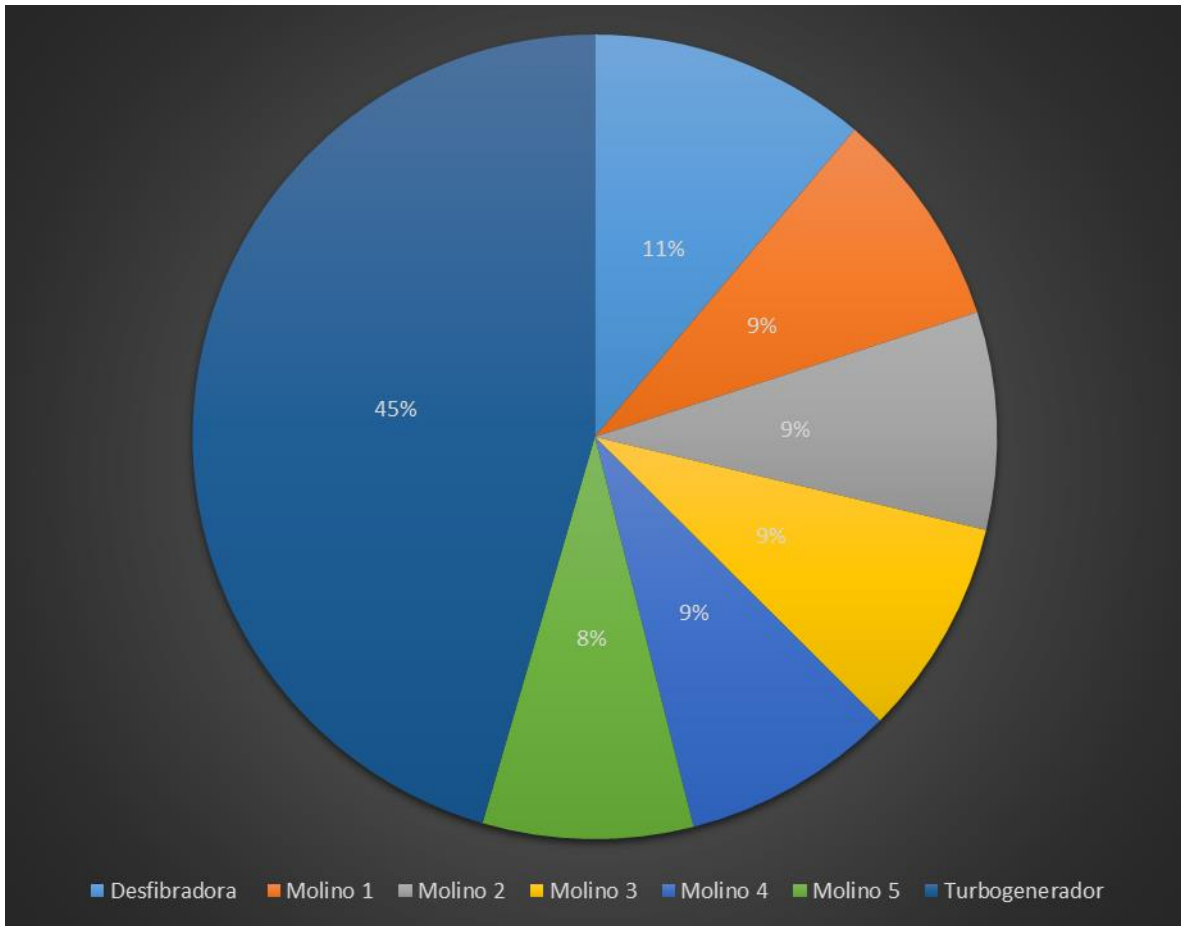


Gráfico 3: Porcentaje de consumo de vapor con el balance de vapor realizado.

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

4.3.1 Dimensionamiento del motor inducido, caldera #3

El ventilador de la caldera 3 es movido por medio de una turbina Elliott de 550 hp, dicha turbina debe ser reemplazada por un motor eléctrico, para aumentar el vapor disponible en el nuevo turbogenerador, mediante las especificaciones del ventilador (refiérase al anexo 27) se calculó el torque necesario para mover dicho ventilador.

Se tomaron los datos de presión estática y consumo del ventilador y con el procedimiento descrito en la sección 3.15, se calculó el tamaño del motor capaz de reemplazar la turbina.

- Consumo de operación: 228 BHP.

- Presión estática: 254 mmcA.
- Caudal: 120 614 CFM.

Considerando el sistema de unidades en el cual se debe realizar el cálculo se convirtieron los datos de consumo, presión y caudal a KW, Pa y (m³/seg) respectivamente.

- Consumo de operación: 167.808 KW.
- Presión estática: 2482.2 Pa.
- Caudal: 56.92 (m³/seg).

Con la ayuda de la ecuación se determinó la eficiencia del ventilador, para luego calcular la potencia del motor.

$$167.808 = (56.92 * 2482.2) / 1000 * \eta$$

$$\eta = 84.2\%$$

Se asumió una eficiencia de las poleas de un 90% y para los motores 85% de eficiencia, una vez establecidos los datos para cada uno de los sistemas involucrados, se realiza el cálculo de potencia del motor adecuado. A continuación se muestra el procedimiento realizado.

$$P = (56.92 * 2482.2) / 1000 * 0.85 * 0.9 * 0.84.2$$

$$P = 220.48 \text{ KW}$$

En dato calculado anteriormente, se multiplica por 0.746 para encontrar la potencia indónea en Hp.

$$P = 220.48 * 0.746 = 295.55 \text{ Hp.}$$

Una vez calculada la potencia del motor se puede deducir que un motor de 300 Hp es capaz de proveer al cliente un desempeño adecuado a las especificaciones del ventilador.

Otro aspecto importante a tomar en cuenta en la selección del motor es la velocidad de operación, se tomó como referencia el dato de velocidad del ventilador (Anexo 27), el ventilador gira a una velocidad de 890 rpm, por ende se definió que es mejor colocar un motor eléctrico de 8 polos, y así no invertir en elementos de transmisión de potencia.

4.3.2 Dimensionamiento del motor de cuchillas.

Las cuchillas en un sistema de preparación de la caña son de los equipos que sufren mayores fluctuaciones a la hora de preparar la caña, debido a cambios constantes en los rollos o calidad de la caña, debido a su contexto operativo se debe seleccionar un motor que sea capaz de soportar los cambios en las cargas, la turbina que actualmente se encuentra instalada en este equipo tiene una potencia de 1000 hp, sin embargo, se sabe que en zafra no trabaja a esta potencia (refiérase a la tabla 6). El tamaño del motor es dictado por el máximo valor de las fluctuaciones de carga (Rein, 2012).

Para el dimensionamiento se tomó en cuenta los requerimientos de potencia que establece (Rein, 2012), en la tabla 4.1 (Anexo 5), esta define el consumo en KW*h/ft (ver anexos) en ingenios instalados Suráfrica, se investigó de los datos registrados de zafra en el ingenio, el porcentaje de fibra por cada tonelada de caña, el cual en promedio es de 14.68% de fibra por tonelada de caña. Con este porcentaje de fibra y con las 185 toneladas de caña por hora se calculó la cantidad de toneladas de fibra de caña por hora.

$$\text{Potencia} = 185 * 0.1468 * 8 = 217.64 \text{ KW}$$

$$\text{Potencia} = 185 * 0.1468 * 38 = 1032.004 \text{ KW}$$

$$\text{Potencia promedio} = 624.5 \text{ KW}$$

Con estos valores de potencia se puede encontrar los valores de potencia en hp del motor a dimensionar, necesitaría un motor de alrededor 840 hp, como no existen motores específicos con este caballaje se dimensiona a 800 hp, con un factor de servicio de 1.15.

4.4 CÁLCULO DE POTENCIA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Uno de los principales requerimientos de la empresa es que el turbogenerador sea capaz de generar la potencia para futuras ampliaciones, en caso del ingenio es necesario la instalación de una torre de enfriamiento, debido a que actualmente se cuenta con el permiso de tomar de un canal 400 l/s, sin embargo, este caudal no es suficiente para enfriar lo necesario el agua que sale de los condensadores. La torre de enfriamiento viene a solucionar esta deficiencia, pero disminuir la temperatura del agua se necesitan bombas para inyectar el agua dentro de la cámara y también para mover el ventilador encargado de enfriar por convección.

Para el dimensionamiento de la torre de enfriamiento básicamente lo que se realizó fue recolectar los datos necesarios y enviarlos a un fabricante, los datos suministrados al fabricante se detallan a continuación:

- Flujo a manejar: 400 l/s.
- Temperatura de entrada: 37 °C.
- Temperatura de salida: 30 °C.
- Tipo de agua: Agua de río y de retorno de condensadores barométricos con leve arrastre de azúcares.
- Altura sobre el nivel del mar: 600 msnm.
- Bulbo Húmedo (temperatura media). 28 °C.

Las dimensiones y especificaciones de la torre de enfriamiento se muestran en la sección de anexos, el dato necesario para esta sección es el tamaño del motor del ventilador y el motor de bombeo, en el caso del ventilador el fabricante recomienda un motor de 100 hp, el motor de bombeo no lo estipula, sin embargo, con los datos de cabeza de presión se dimensiona una bomba adecuada para las condiciones de la torre.

La bomba a instalar debe ser capaz de suplir las siguientes características:

- Caudal: 6341 GPM.
- Presión requerida: 3 mca.
- Altitud: 600 msnm.

Con los datos proporcionados anteriormente se dimensionó una bomba (ver anexo 37), de la gráfica de la bomba seleccionada se obtuvo la siguiente información:

- Potencia: 250 Hp.
- NPSH requerido: 5 m.
- Eficiencia: 80%.

Para determinar que la bomba no cavite se debe comparar el valor del NPSH disponible con el valor de NPSH requerido. Para determinar el valor del NPSH disponible se tomó en

cuenta una presión atmosférica de 0.960 kg/cm², una presión de vapor de 0.3 m y una pérdida por accesorios de 1, cabe destacar que la bomba tendrá una succión negativa, con una altura geométrica de 1m.

$$\text{NPSH requerido: } 9.73 - (0.3 + 1 + 1) = 7.43 \text{ m}$$

$$\text{NPSHd/NPSHr} = 7.43/5 = 1.48$$

El resultado obtenido demuestra que la bomba no provocará cavitación porque el NPSH disponible es mayor que el requerido, lo que provoca es que la presión de vapor en la succión no será menor que la nominal, esto lo que genera es que el líquido no cambie su fase y por ende no forme las pequeñas burbujas que implotan en los alabes de la bomba provocando la cavitación.

4.4.1 Facturación eléctrica de la torre de enfriamiento.

La instalación de la torre de enfriamiento conlleva un aumento de energía y potencia, asociado al tamaño de los motores que se deben colocar para su funcionamiento.

De la sección anterior se toman los valores de potencia de los dos motores seleccionados. La potencia total que la torre de enfriamiento es de 261.1 KW, este dato proviene de la suma del motor del abanico (74.6 KW), y el motor de la bomba (186.5KW), cabe destacar que la torre de enfriamiento tendrá un ciclo operativo de 24 horas diarias, durante 28 días al mes.

Para definir el consumo se debe multiplicar el valor de potencia por las horas que se utiliza diariamente y luego por la cantidad de días al mes que funcionará

$$\text{Consumo} = 261.1 * (24 * 28) = 175459 \text{ kWh.}$$

Tabla 31: Facturación eléctrica de la torre de enfriamiento.

Criterio	Cantidad
Consumo kWh	175459
Tarifa de consumo	¢69,52
Tarifa demanda	¢11.490,23
Demanda KW	161
Pago demanda	¢1.849.927,03
Pago energía	¢12.197.909,68
Alumbrado público	¢202.500
Sub Total	¢14.250.336,71

Impuestos	₡1.852.543,77
Total	₡16.102.880,48

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

El monto que se muestra en la tabla 31 es el dinero que se debe pagar nominalmente, sin embargo se debe realizar un balance energético para determinar cuál es el valor exacto de potencia que demandará (Sección 4.5).

4.5 BALANCE ENERGÉTICO DE LA RED CON AMPLIACIONES PROYECTADAS

Se sabe que la motorización de las turbinas, como se detalla en la sección 4.3, el instalar motores conlleva un aumento de potencia y energía a la red, dichos aumentos el turbogenerador debe ser capaz de soportarlos.

Actualmente, en energía y potencia se consumen altas cantidades de ambas asignaciones, cabe destacar que únicamente en el periodo de zafra se llega a estos valores, dichos datos se muestran a continuación:

Tabla 32: Historial de consumo y demanda.

Mes	Año	Energía (KWH)	Potencia (KW)
Enero	2016	231.091	585,56
Febrero	2016	276.991	578,46
Marzo	2016	249.696	562,18
Enero	2017	240.640	492,93
Febrero	2017	256.504	461,94
Marzo	2017	278.403	491,24
Enero	2018	211.360	458,12
Febrero	2018	248.429	498,73
Marzo	2018	256.390	535,82

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Los valores que se muestran en la tabla anterior son datos proporcionados por la empresa, para efectos del balance se tomará el promedio de cada mes durante estos tres años estudiados.

Tabla 33: Valores de energía y potencia promedios.

Mes	Energía (KWH)	Potencia (KW)
Enero	227697	512,2
Febrero	260641,3	513,04
Marzo	261496,3	529,75
Promedio		518,33

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Los datos que se muestran en la tabla 33 corresponden a la potencia y energía que supe la red eléctrica nacional, por ende, para determinar los valores totales se debe agregar lo que el turbogenerador actual genera. Se tomaron como referencia los datos de generación de tres días en un período de 6:00 am a 5:00 pm, A partir de esta información se tomó un valor promedio, para sumarlo en conjunto a los datos de la tabla 31.

Tabla 34: Valores promedio de generación del turbogenerador (Enero 2018).

Fecha	Potencia (KW)
13/1/2018	1511,4
19/1/2018	1548,2
22/1/2018	1554
Promedio	1537,9

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Tabla 35: Valores promedio de generación del turbogenerador (Febrero 2018).

Fecha	Potencia (KW)
6/2/2018	1750,7
8/2/2018	1720,3
10/2/2018	1607,1
Promedio	1692,7

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Tabla 36: Valores promedio de generación del turbogenerador (Marzo 2018).

Fecha	Potencia (KW)
19/3/2018	1592,7
20/3/2018	1560,8
21/3/2018	1549,3
Promedio	1567,6

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

De los datos mostrados en las tablas 34, 35 y 36, en conjunto con los datos de la tabla 31 se construyó el siguiente gráfico.

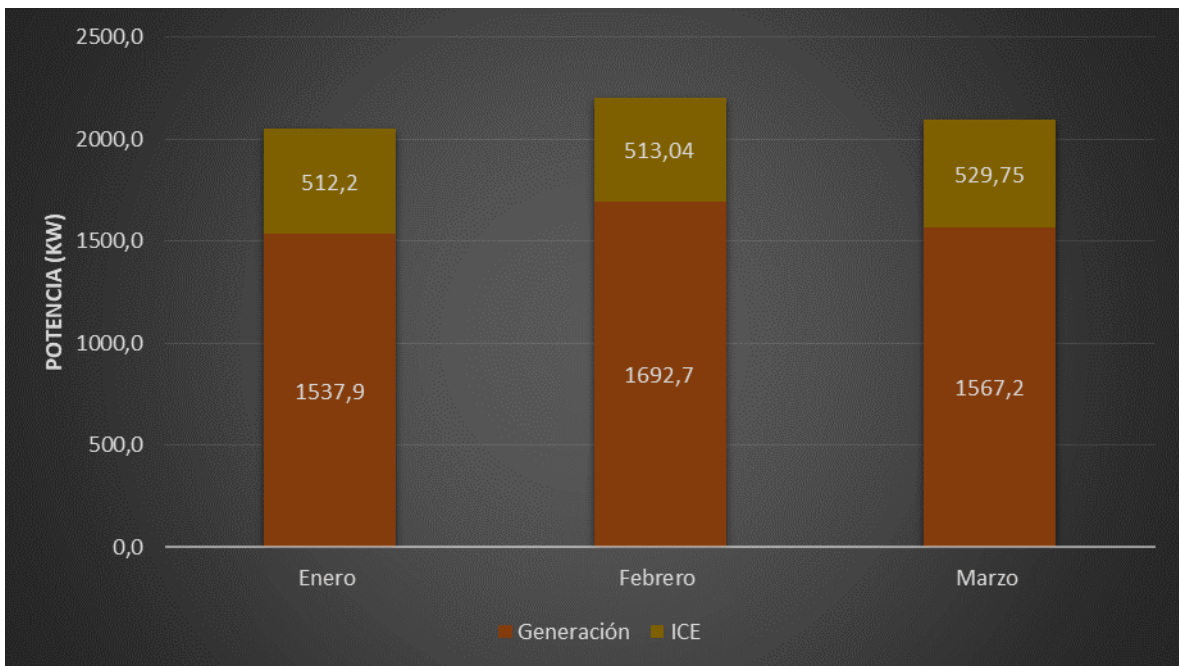


Gráfico 4: Demanda total en el periodo de zafra 2018.

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

En el gráfico 4 se puede observar claramente el rango de demanda que se necesita para realizar el proceso de la caña de azúcar, cabe destacar que la potencia obtenida de la red de la compañía eléctrica que se muestra en el gráfico anterior corresponde a los arranques, para fijar un punto de partida se debe tomar en cuenta la potencia total en operación y sumar la potencia de los siguientes equipos.

- Motor de cuchillas =600KW.
- Motor bomba peerles= 120 KW.
- Torre de enfriamiento= 261,11 KW.
- Motor inducido caldera= 223,8 KW

Cabe destacar que los valores de potencia que se factura al ICE se producen en los arranques, en operación la potencia baja debido al aporte de energía del turbogenerador. Se debe aclarar dicho contexto para explicar de mejor manera la forma en que va a influir el ciclo operativo de la torre de enfriamiento en la red eléctrica.

La torre de enfriamiento en los arranques de la planta no operará, es decir, su operación iniciará siempre y cuando el proceso de arranque haya finalizado, la potencia necesaria para arrancar la torre de enfriamiento será generada por el turbogenerador.

Con el perfil de carga correspondiente al periodo de zafra 2018, se realizó un estudio probabilístico para determinar el valor de demanda en operación, dicho análisis se muestra a continuación.

Tabla 37: Valores de potencia en operación para el mes de enero, 2018

Fecha	Potencia (KW)
13/1/2018	397,06
19/1/2018	391,94
22/1/2018	396,89
Promedio	395,3

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Tabla 38 : Valores de potencia en operación para el mes de febrero, 2018

Fecha	Potencia (KW)
6/2/2018	408,67
8/2/2018	409,32
10/2/2018	407,72
Promedio	408,57

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Tabla 39: Valores de potencia en operación para el mes de marzo, 2018

Fecha	Potencia (KW)
19/3/2018	395,8
20/3/2018	391,22
21/3/2018	407,58
Promedio	398,2

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Se debe analizar la potencia de operación que está conectada a la red eléctrica, con el fin de definir la potencia para el balance de cargas que se debe hacer con las turbinas que se van a electrificar y la torre de enfriamiento.

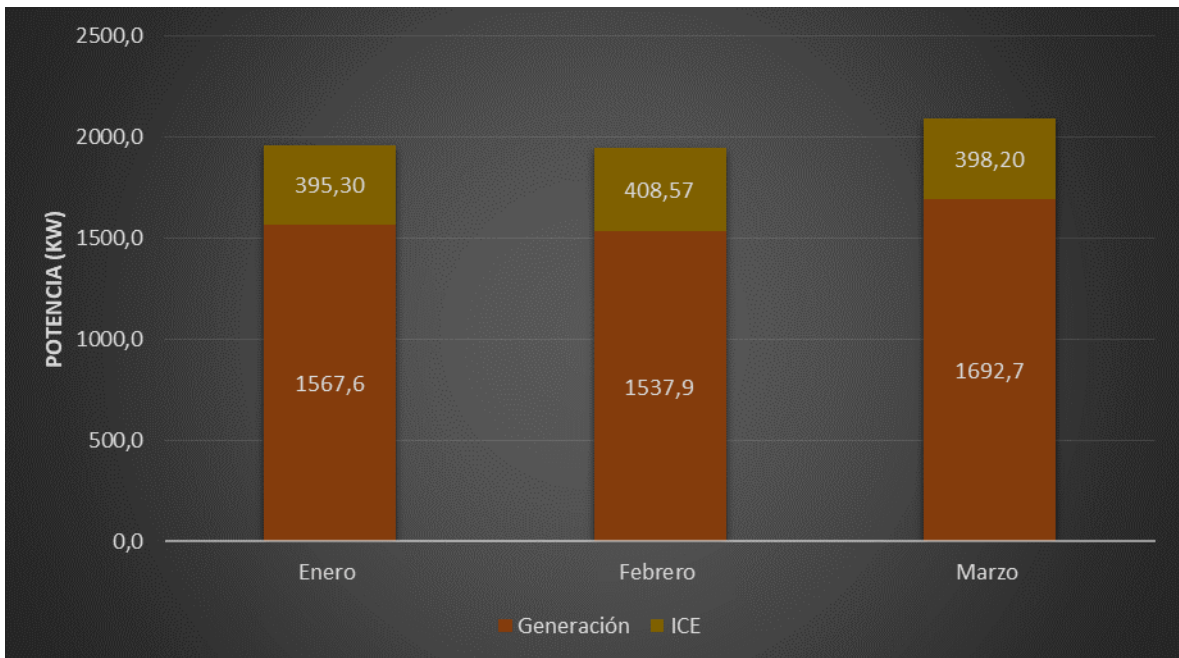


Gráfico 5: Valores de potencia en operación.

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Del gráfico anterior se puede obtener el valor de referencia que se utilizará para realizar el balance energético, para este caso se tomó en cuenta el máximo valor de potencia, se utilizó el valor correspondiente al mes de marzo (2100 KW), a este valor se le agregarán 100 KW, para cubrir picos en operación que puedan afectar en la toma de decisiones.

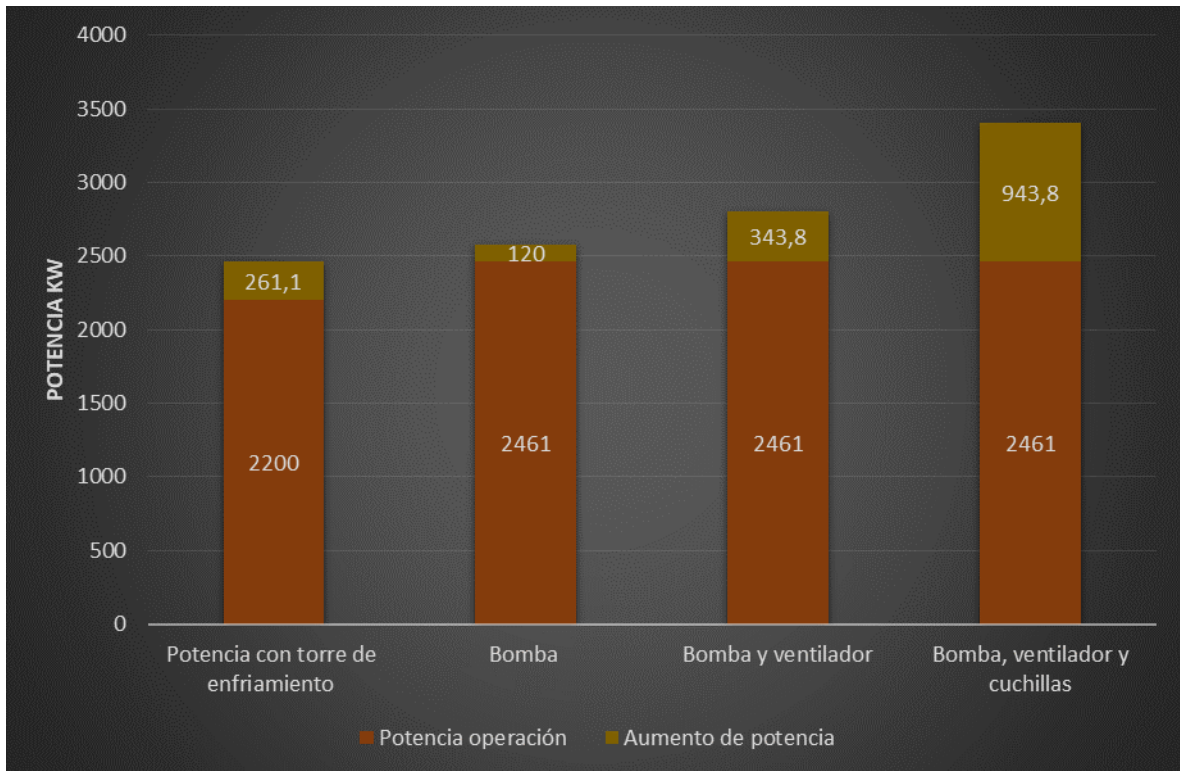


Gráfico 6: Balance energético con las cargas correspondientes a la sustitución de equipos.

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Del gráfico anterior se puede determinar los valores de potencia total que demandaría la red con diferentes alternativas, a continuación se muestran los valores para cada uno de los casos.

Tabla 40: Resumen del aumento de potencia con los cambios en la red.

Cambio en la red	Potencia (KW)
Potencia de Operación	2200
Torre de enfriamiento	2461
Bomba	2581
Bomba y ventilador	2805
Bomba, ventilador y cuchillas	3405

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

El principal objetivo de este estudio es determinar cuál es la menor cantidad de cambios a la red de vapor para lograr la independencia de la red eléctrica, Con los datos de la tabla 40 es posible calcular el flujo necesario para generar esa potencia, mediante el consumo específico del turbogenerador seleccionado (refiérase sección 4.6).

Los datos obtenidos de las tablas 34, 35, 36 muestran los valores promedio de demanda, en operación, a estos datos son los a los que se le van a adicionar el valor de potencia de la torre de enfriamiento. Para demostrar de mejor manera la diferencia entre la potencia en el arranque y la potencia en operación se construyó el siguiente gráfico.

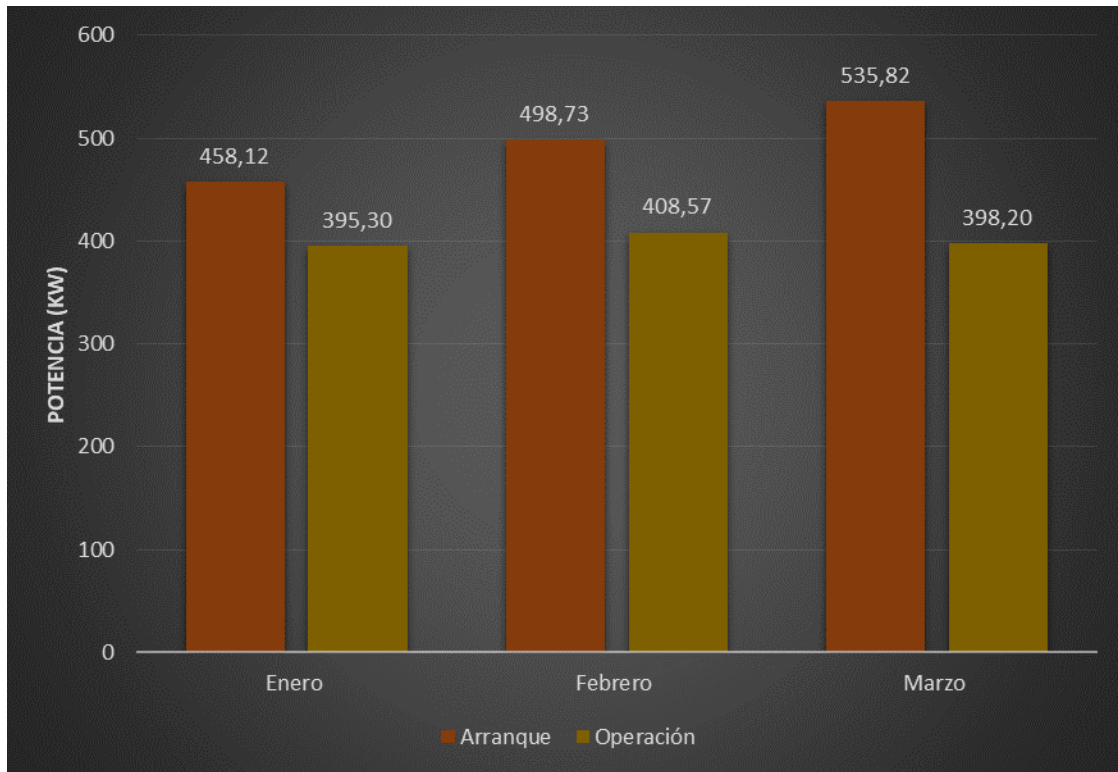


Gráfico 7: Diferencia en potencias en el arranque y la operación nominal.

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Al gráfico anterior se le debe agregar el valor de potencia correspondiente a la torre de enfriamiento mostrado en la sección 4.4.1. A continuación se muestra el nuevo comportamiento de la red eléctrica.

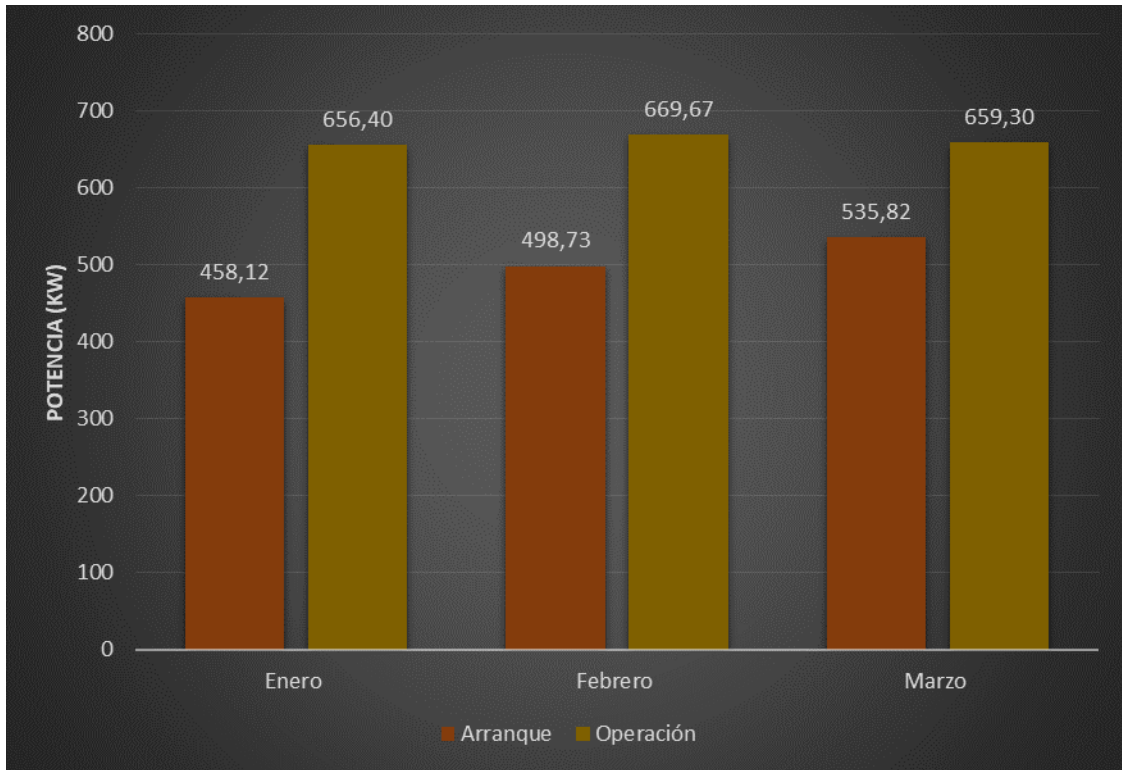


Gráfico 8: Potencia de operación con la torre de enfriamiento instalada.

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

En el gráfico anterior se puede observar el aumento de potencia al instalar la torre de enfriamiento, el principal problema de este aumento es que la facturación eléctrica aumentará. El aumento de potencia correspondiente a cada mes se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 41: Aumento de potencia con la instalación de la torre de enfriamiento.

Mes	Potencia (KW)
Enero	198,3
Febrero	170,9
Marzo	123,0
Promedio	164,1

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Para encontrar el punto óptimo entre consumo de vapor/demanda eléctrica se debe realizar una serie de caso para determinar la opción que brinde los mejores beneficios al proyecto.

A continuación se muestra un cuadro comparativo, en el cual se muestra el aumento de potencia y la cantidad de vapor disponible en la red con los cambios en turbinas.

4.6 SELECCIÓN DEL TURBOGENERADOR.

La selección del turbogenerador conlleva un proceso exhaustivo de comparación y toma de decisiones a lo largo de sus etapas. Primeramente, cabe destacar que las normas API 611 y 612 son regulaciones que se establecieron para turbinas con un aplicaciones petroleras, estas normas lo que establecen son responsabilidades por parte del dueño como del fabricante, al consultar por acreditación de las normas API en sus equipos se determinó que solo una empresa provee turbinas con estas normas, sin embargo, al consultar las ventajas de las normas en los equipos, esta empresa aclaró que los equipos certificados por lo general solo los compran para aplicaciones petroleras y en el caso de ingenios no se toma en cuenta, debido al incremento del precio en lo equipos.

Es importante aclarar en este apartado que no se tomaron en cuenta las directrices de la norma API, por lo mencionado anteriormente, sólo se realizará la comparación entre diferentes fabricantes para determinar cuál es la mejor opción.

Antes de todo se mostrará las especificaciones que se requieren para la selección del turbogenerador.

- Presión de operación: 1.72 MPa.
- Temperatura de entrada: 284 °C.
- Vapor disponible: 52178 kg/h.
- Presión de salida: 0.2 MPa.
- Temperatura de salida: 120 °C.
- Frecuencia: 60 Hz.

- Voltaje generado: 4160 V.

Para la viabilidad del turbogenerador se plantearon varios escenarios de instalación, en los cuales se evaluaron las ventajas y desventajas de cada opción, en el siguiente cuadro se muestran alternativas que se estudiaron para la selección del turbogenerador.

Tabla 42: Cuadro comparativo para la selección del turbogenerador.

Opción	Ventajas	Desventajas	Viabilidad
--------	----------	-------------	------------

Repotenciación de la turbina.	Presupuestos más bajos.	No existiría un equipo de respaldo. Reemplazo de todo el equipo, excepto la carcasa de la turbina.	Nula.
Dos turbogeneradores de 2 MW.	Presupuesto bajo respecto a los turbogeneradores de mayor capacidad.	No se dispondría de equipo de respaldo.	Baja.
Turbogenerador de 6 MW y equipo actual.	Equipo de respaldo para fallas.	Altos costos del turbogenerador y baja demanda eléctrica (sobredimensionamiento).	Buena.
Turbogenerador actual y turbogenerador a capacidad de generación de vapor.	Equipo de respaldo ante fallas, presupuesto acorde a las necesidades.	Costos moderados.	Muy buena.

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

La alternativa que más se adapta a las necesidades y exigencias de la empresa; es la de instalar un equipos acorde a la generación de vapor y el turbogenerador actual como respaldo ante cualquier eventualidad. Una vez seleccionada dicha opción se realizó el proceso de cotización de los equipos con los fabricantes, de las propuestas recibidas se realizó un cuadro comparativo en el cual se muestran las especificaciones de cada equipo.

Tabla 43: Comparación de propuestas técnicas.

Condiciones	Bosch Trading	Interunion
-------------	---------------	------------

Potencia generada (KW)	4967	5000
Flujo de vapor (kg/h)	56715	65500
Presión de entrada (Mpa)	1,7	1,72
Temperatura (°C)	284	270
Tasa de vapor (kg/h)	11,41	13
Presión salida (Mpa)	0,2	0,2
Temperatura salida (°C)	120	130
Consumo específico (kg/h)	11.41	13

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

De las especificaciones mostradas en la tabla 43 se puede observar que la propuesta facilitada por Bosch trading brinda mejores condiciones de performance, preliminarmente se concluye que el conjunto turbo generador presentado por Bosch trading proporcionará mejor resultados, sin embargo se debe evaluar el precio que proporciona cada empresa para tomar una decisión concreta, a continuación se muestran los precios de cada equipo.

Tabla 44: Comparativo de propuestas comerciales.

Empresa	Precio
Bosch Trading	\$1.028.437
Interunion	\$781.000

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

De la tabla 44 se puede observar las diferencias en precios de los equipos, el precio facilitado por interunión se puede observar en el anexo 26, por otra parte los precios de Bosch trading se muestran en el anexo 37, en el caso particular de esta cotización se realizó un caso del conjunto turbo-reductor conectado a un generador a 4160 V y otro conectado a un generador a 13800 V, en el caso de este conjunto se tomó la decisión de escoger el de 4160 V, debido a un menor precio de adquisición y además las cotizaciones de motores por parte de la empresa trabajan con un voltaje de 4160 V.

En el caso de la selección se tomó en cuenta las propuestas técnicas y comerciales de las dos empresas que cotizaron el equipo, al verificar detalladamente cada propuesta se determina que el equipo ofertado por Bosch trading será el más adecuado, aunque este

sea mucho más caro que el de interunion, existe un tema de respaldo y confiabilidad de esta empresa que provoca que se escoja. En el caso de especificaciones y presupuestos Bosch trading brinda un análisis más detallado y estructurado de los equipos, la propuesta de interunion deja algunos datos y presupuestos inconclusos.

4.7 MODELO DE INSTALACIÓN.

Como se ha mencionado en secciones anteriores, la instalación del turbogenerador conlleva un aumento de potencia a la red eléctrica y un aumento del costo del proyecto, debido al cambio de equipos de vapor a motores eléctricos, de ahí importancia de gestionar los recursos para encontrar la mejor solución. En la sección 4.3 se mencionaron los equipos que es viable cambiar por motores eléctricos. A continuación se muestra una tabla resumen que reúne los datos obtenidos en las secciones 4.3, 4.5 y 4.6.

Tabla 45: Tabla resumen del vapor disponible y demanda de operación.

Criterio	Potencia (KW)	Vapor disponible (kg/h)
Potencia de Operación	2200	24151
Torre de enfriamiento	2581	24151
Bomba	2805	27107
Bomba y ventilador	2805	33923
Bomba, ventilador y cuchillas	3405	46453

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

El principal objetivo de esta sección es determinar si el vapor disponible es suficiente para generar la demanda de potencia, para calcular la cantidad de vapor se toma el consumo específico de vapor del turbogenerador (refiérase a la tabla 43). Con los consumos específicos del turbogenerador se construyó la siguiente tabla:

Tabla 46: Cantidad de vapor necesario para generar la demanda de potencia.

Criterio	Potencia (KW)	Vapor necesario (kg/h)
Potencia de Operación	2200	25102
Torre de enfriamiento	2461	28080
Bomba	2581	29449
Bomba y ventilador	2805	32005

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

El principal requisito que debe existir es que el vapor disponible debe ser mayor que la cantidad de vapor necesario para que el turbogenerador se capaz de suplir la demanda eléctrica. Al comparar la tabla 45 con la 46 se puede observar que cambiar solo el motor de la bomba no es suficiente para generar la potencia que demanda la red, sin embargo, el caso en el que se motoriza el ventilador y la bomba, se puede diferenciar que el vapor necesario es menor que el vapor disponible, este caso provee un escenario confiable para la generación, por ende se puede deducir que no es necesario la motorización de cuchillas.

Al no motorizar la turbina de cuchillas se puede prescindir del reductor y el motor de 800 Hp, Esto conlleva a reducir los costos totales del proyecto.

4.8 ANÁLISIS ECONÓMICO.

Los análisis económicos en proyectos de ingeniería son de vital importancia a la hora de definir si es rentable o no invertir en la propuesta. En el caso de dicho proyecto se debe verificar si económicamente es viable.

Para efectos de financiamiento se tomó como referencia una tasa de interés de un 10%, dicho valor se consultó con el departamento de proyectos de la empresa para ser congruentes con los datos que se manejan normalmente.

Para efectos de los equipos se manejó una depreciación constante durante los años de uso, dichos están asociados al ciclo de vida del activo, dichos datos se muestran a continuación.

Tabla 47: Ciclo de vida para los equipos a instalar.

Equipo	Ciclo de vida
Turbogenerador	20 años
Motor 300 hp	10 años
Motor 800 hp	10 años

Reductor 10 años

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Con estos datos se construyó una hoja de cálculo en la cual se muestran diferentes escenarios, donde se proyecta los beneficios del proyecto, a lo que se quiere llegar es; encontrar el período que más beneficios proporcione a un menor plazo, a continuación se muestran los resultados obtenidos con un proyecto con un período de retorno fijado a 8, 10, 12 y 15 años.

Como costos totales se tomó en cuenta el precio de los equipos (ver anexo 37), e instalación, a continuación se muestra el precio de cada equipo del modelo utilizado.

En el caso de los costos de nacionalización se tomó en cuenta un dato aproximado al 20 % del costo total del equipo, este dato se obtiene directamente del departamento de mantenimiento de la empresa que con la importación de equipos anteriormente han determinado que en un promedio, los costos de nacionalización oscilan de un 12% a un 20%, para el estudio económico se toma en cuenta el escenario crítico, es decir, el mayor valor.

En el caso de imprevisto también se consultó al personal del departamento de mantenimiento, para este caso en particular se debe tomar el valor de imprevistos en un 5% del valor del equipo, este valor sirve para cubrir cambios en los tipos de cambios y algunos gastos que puedan aparecer durante la adquisición y montaje y puesta en marcha

En el caso del transformador de potencia se tomó como referencia el precio que se muestra en el anexo 42.

Tabla 48: Costo total del proyecto.

Criterio	Precio
Turbo-reductor	¢292.134.900
Panel de protecciones	¢100.636.530
Generador	¢205.778.904
Motor 300 Hp	¢30.000.000
Imprevistos	¢35.562.452
Empaque	¢15.370.620
Supervisión	¢49.493.280
Costos de nacionalización	¢142.249808

Montaje	¢30.000.000
Transformador	¢82.698.708
Total	¢983.925.203

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Los valores que se tomaron de los anexos corresponden a precios en dólares, para realizar el cambio a colones se tomó en cuenta un tipo de cambio de ¢582.

Un aspecto importante a tomar en cuenta, es el beneficio económico que proporcionará a la empresa la instalación del turbogenerador. Para calcular el ingreso real por la instalación se debe tomar en cuenta el valor de potencia de la tabla 41, como el monto de demanda, ahora bien, para el consumo se deben sumar dos montos, el valor de consumo de la torre de enfriamiento (sección 4.4.1), y el valor de consumo actual que se le factura a la empresa distribuidora de energía eléctrica (figura 2), en este caso hay que tomar el valor promedio correspondiente a la zafra 2018. A continuación se muestran las cifras correspondientes a cada criterio.

- Demanda torre de enfriamiento: 261,000 kW.
- Consumo torre de enfriamiento: 175.459,2 kWh.
- Consumo zafra: 250.000 kWh.

Con los datos anteriores es posible determinar el monto de facturación.

Tabla 49: Ingreso real con la instalación del turbogenerador.

Criterio	Cantidad
Consumo kWh	425459
Tarifa de consumo	¢69,52
Tarifa demanda	¢11.490,23
Demanda KW	161
Pago demanda	¢1.849.927,03
Pago energía	¢29.577.909,68
Alumbrado público	¢202.500
Sub Total	¢31.630.336,71
Impuestos	¢4.111.943,77
Total	¢35.742.280,48

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Con los datos anteriormente calculados se puede proceder a realizar el análisis económico para determinar la viabilidad del proyecto a largo plazo. Se mostrarán los resultados de los análisis a 9, 10, 12 y 15 años.

Tabla 50: Tabla resumen de los resultados del análisis financiero.

Período proyectado	VAN	TIR
9 años	Ⓢ250.275.708	-15%
10 años	Ⓢ244.493.506	-15%
12 años	Ⓢ198.865.502	-10%
15 años	Ⓢ153.064.798	-15%

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

De acuerdo con los datos de la tabla 50 se puede observar que en ninguno de los casos construidos hay retorno de la inversión, la tasa interna de retorno es menor que la terna, por ende económicamente no se acepta el proyecto. Sin embargo, el hecho que el análisis económico no dé datos positivos, no significa que se rechaza el proyecto. En este proyecto se debe evaluar muchos escenarios aparte del económico.

4.9 MODELO DEFINITIVO Y VIABILIDAD DEL PROYECTO.

En secciones anteriores se determinó que equipos era necesario motorizar, para transferir el vapor que consumen sus turbinas al turbogenerador. En la sección 4.7 se realizó un estudio comparativo para determinar cuál es el caso de instalación que podía brindar la demanda de vapor necesaria para generar la demanda de potencia.

Se concluye que el motorizar la turbina de la bomba peerless y la turbina del ventilador de tiro inducido de la caldera es necesario para suplir la demanda eléctrica, por ende se recomienda el no motorizar cuchillas debido al aumento de presupuesto.

Respecto al tema de viabilidad ya se pudo observar que el proyecto no es viable en el aspecto económico (ver sección 4.8), sin embargo, el hecho que no sea viable económicamente no significa que se va a rechazar el proyecto, al contrario, solo es una desventaja pero existen aspectos que se deben estudiar para realizar una decisión segura.

En el aspecto operacional es más que necesario, la independencia de la red eléctrica, ya que en apagones el ingenio no puede realizar su ciclo productivo, generando pérdidas millonarias. El poder moler sin la necesidad de la red eléctrica nacional viene a solucionar una debilidad de la empresa.

Como se ha explicado y estudiado anteriormente, el aspecto técnico es viable, ya que se puede observar que es posible suplir la demanda con los cambios que se gestionaron.

Otro aspecto que se debe tomar en cuenta es que el turbogenerador actualmente instalado ya tiene alrededor de 13 años de operación, e incluso ya se le han realizado trabajos importantes en su estructura. El principal problema de este equipo es que los costos de mantenimiento aumentan conforme pasan los años y cada vez es más caro realizar técnicas de mantenimiento a un equipo de este calibre, por ende el proyecto no es un lujo más en la empresa, es casi una necesidad.

El respaldo de los equipos es un tema que se debe estudiar para encontrar las afectaciones que actualmente tiene la empresa cuando algún dispositivo del turbogenerador falla, se deben suspender todo el proceso productivo, retrasando la molienda y pagando salario es tiempo muerto, el nuevo turbogenerador viene a solucionar este problema, ya que cuando este falle se conectaría inmediatamente el otro para no detener el proceso productivo.

Tomando en cuenta los casos anteriores se determina que el proyecto si es viable, al menos en los escenarios estudiados en el presente trabajo.

4.9 CRONOGRAMA

Tabla 51: Cronograma proyectado.

No.	Actividad	Julio (23-27) Semana 1	Jul 30-Ag3 Semana 2	Ag (13-17) Semana 3	Ag (20-24) Semana 4	Ag (27-31) Semana 5	Sept (3-7) Semana 6	Sept (10-14) Semana 7	Sept (17-21) Semana 8	Sept (24-28) Semana 9	Oct (1-5) Semana 10	Oct (8-12) Semana 11	Oct (15-19) Semana 12	Oct (22-26) Semana 13	Oct 29- Nov 2 Semana 14
1	Reconocimiento de los equipos y recolección de datos.	■													
2	Cálculo de consumos de vapor, pérdidas de presión, temperatura		■	■	■										
3	Revisión de manuales de operación de turbinas, gestión de equipos por reemplazar y capacidad total del ingenio.					■	■								
4	Elaboración de esquema con los datos técnicos de cada equipo instalado.							■							
5	Entrega avance 1.								■						
6	Cálculo de potencia de los nuevos equipos que se deben instalar.									■	■				
7	Selección final del equip de acuerdo a las necesidades											■			
8	Investigación de precios en el mercado y análisis económico.												■		
9	Preparación del segundo informe													■	■

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

CAPÍTULO 5

5.1 CONCLUSIONES

- Con base en las normas API 611 y 612 se determina que el turbogenerador cotizado en la propuesta técnica TC99 T285 6040 000 cumple con especificaciones, pruebas y responsabilidades que deben ofrecer los fabricantes.
- Se definió que el caso en el que se sustituye la turbina del ventilador y la bomba, este escenario brinda el vapor necesario para que el turbogenerador sea capaz de suplir la potencia que demanda el ingenio. Es importante destacar que es la opción con el menor presupuesto posible, que le facilita al sistema de generación condiciones de vapor necesarias para la demanda.
- Se determinaron las deficiencias en la red de vapor, como es el caso de tramos de tubería descubiertos e inexistencia de trampas de vapor, en el caso de la red eléctrica se priorizan las zonas en las que se pueden intervenir para realizar mejoras y obtener beneficios en ahorro de energía.
- Se determinó con éxito un presupuesto de la obra, dando este un valor de \$983.925.203, el análisis financiero realizado arroja resultados negativos, esto significa: que no hay un retorno de inversión con las asunciones definidas en el análisis, sin embargo se determina que el aspecto económico no dictamina en su totalidad la viabilidad del proyecto.

5.2 RECOMENDACIONES.

- Es necesaria una intervención en el tema de aislantes de tuberías de vapor, debido a que existen tramos en los cuales no se monitorea el estado del material e incluso hay muchos tramos descubiertos.
- Para mejorar la calidad del vapor que llega a cada turbina se debe realizar un estudio para determinar cuáles son las trampas de vapor adecuadas para la aplicación y el tipo de turbinas.
- Realizar mediciones de corriente en los motores con escenarios críticos, para determinar un estudio, en el cual se puedan realizar cálculos con una confiabilidad mayor, y así determinar con mayor seguridad los motores sobredimensionados.
- En el periodo de zafra del próximo año verificar las presiones y temperaturas que llegan a cada turbina, esto con la finalidad de obtener datos más actualizados.
- Implementar un estudio de viabilidad para determinar si es rentable la cogeneración en zafra, ya que puede traer mayor beneficio económico.

5.3 BIBLIOGRAFÍA

API standard 612. (2008). *Special purpose Steam Turbines* .

Arturo Molina Soto. (2011). *Balance Energético Nacional 2010*. San José.

Asuaje, M. (2012). *Curso de maquinas de vapor: Ciclos de generacion de vapor*. Caracas.

- Baldor. (2018). *ABB*. Obtenido de ABB:
<https://www.baldor.com/mvc/DownloadCenter/Files/9AKK2017-109112>
- Blank, L. (2012). *Ingeniería Económica* . Texas : Mc. Graw Hill .
- Bloch, H. P. (1998). *Guía práctica para la tecnología de turbinas de vapor* . México : McGRAW-HILL.
- Casso, D. G. (2017). Cálculo de potencia de ventilador principal mina las marías . Cúcuta, Colombia .
- Cengel, Y. (2009). *Termodinámica* . México : Mc Graw Hill.
- Cengel, Y. (2011). *Transferencia de calor y masa*. México, D.F.: Mc Graw Hill.
- Chattopadhyay, P. (2000). *Boiler operations questions and answers*. New Delhi: Mc Graw Hill.
- CIMEX. (2016). *cimex*. Obtenido de <http://www.cimex.com.mx/es/servicios/estudios-de-analisis-de-falla/>
- Damas, G. M. (2017). *Parámetros de Diseño y Evaluación De*. Venezuela.
- Damas, G. M. (2017). *Parámetros de Diseño y Evaluación De Turbinas de Vapor Como Accionador y en Planta de Generación* .
- Elliott. (2013). *Elliott-turbo*. Obtenido de <http://www.elliott-turbo.com/Files/Admin/Literature/TUR.303---Steam-Turbines-and-Gas-Expanders.pdf>
- energiza. (2011). *energiza.org* . Obtenido de <http://www.energiza.org/antiores/energizadiciembre2011.pdf>
- ICE. (2018). *Instituto Costarricense de electricidad* . Obtenido de https://www.google.com/search?rlz=1C1CHZL_esCR726CR726&ei=2a68W8XkBoOy5gLNq7uQCA&q=tarifas+ice&oq=tarifas+ice&gs_l=psy-ab.3...9884525.9885559.0.9886620.0.0.0.0.0.0.0.0....0...1c.1.64.psy-ab..0.0.0....0.mVsL-6blq4k
- infocentre. (2017). *Instituto para la diversificación y la energía*. Obtenido de http://nol.infocentre.es/ictnol/pdf/manual_biomasa.pdf

- Instituto Costarricense de electricidad. (2017). *PLAN DE EXPANSION DE LA GENERACION 2016-2035*. San José.
- Kaeser. (2018). *Cálculo de la caída de presión*. Obtenido de http://www.kaeser.es/Online_Services/Toolbox/Pressure_drop/default.asp
- Kolmetz, K. (2015). *Kolmetz Handbook*. Malaysia .
- LELAND, B. (2006). *Ingeniería económica*. México: Mc. Graw Hill.
- Ministerio de agricultura. (1998). *-LEY ORGÁNICA DE LA AGRICULTURA E INDUSTRIA DE LA CAÑA DE AZÚCAR*. San Jose.
- Ministerio de ambiente y energía. (2015). *Plan nacional de energía 2015-2030*. San Jose.
- Monge, O. (2012). *Ventilación* . Cartago , Costa Rica .
- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de fluidos* . México : Pearson .
- Muñoz, M. P. (2009). *Fundamentos de finanzas* . Chile : Universidad Atruroprat .
- Nagpurwala, Q. H. (s.f.). *Ramaiah School of Advanced Studies*. Obtenido de <http://164.100.133.129:81/econtent/Uploads/13-Steam%20Turbines%20%5BCompatibility%20Mode%5D.pdf>
- Ramírez, A. D. (2011). *ESTUDIO DESCRIPTIVO Y ANALÍTICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO*. México.
- Rein, P. (2012). *Ingeniería de la caña de azúcar* . Berlin: Bartens .
- RENOVETEC. (2016). *Turbinas de vapor*. Obtenido de <http://www.turbinasdevapor.com/index.php/component/content/category/11>
- Scipione, G. M. (2017). *Diseño de plantas de generación*. Cucuta.
- Stone, C. M. (2002). *Evaluación financiera* . México: UNAM.
- tecnología, A. (2014). *área tecnologia.com* . Obtenido de <http://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbina-de-vapor.html>
- TLV. (2018). *Calculadora: Caída de Presión de Vapor en la Tubería*. Obtenido de <https://www.tlv.com/global/LA/calculator/steam-pressure-loss-through-piping.html>

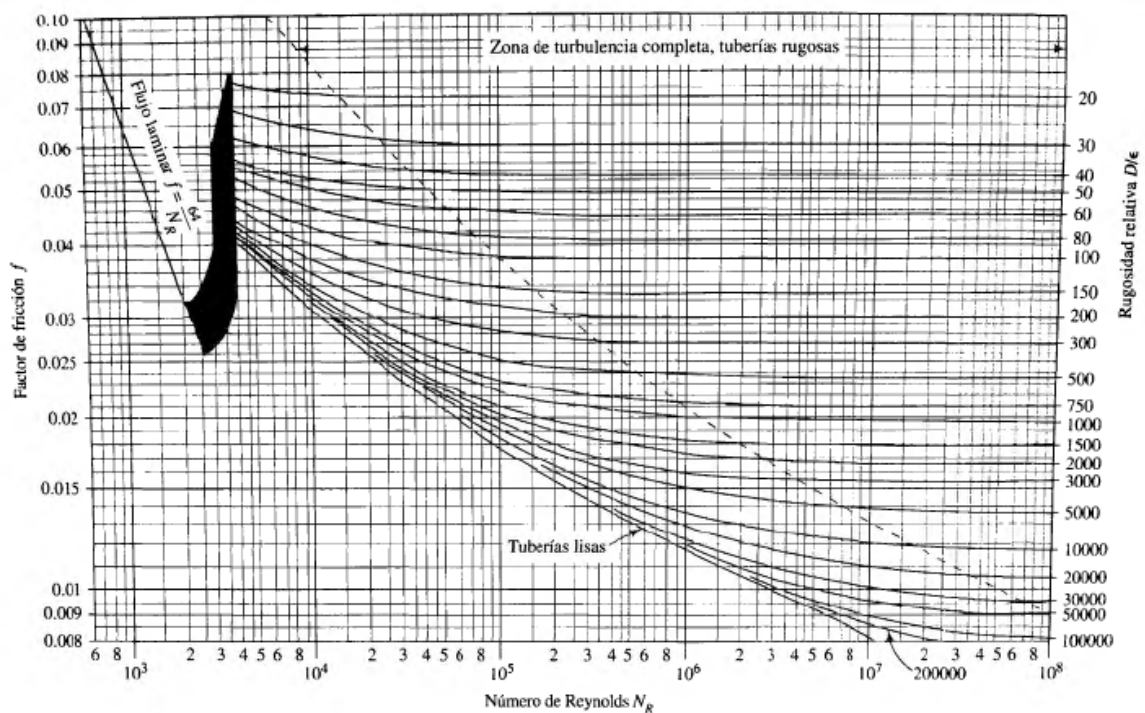
TURBOCAM . (s.f.). *Turbocam International*. Obtenido de
<http://www.turbocam.com/steam-turbines>

U.S Department of energy . (2018). *Energy Efficiency and renewable energy* . Obtenido de
https://www4.eere.energy.gov/manufacturing/tech_deployment/amo_steam_tool/equipTurbine

Universidad de Córdoba . (2011). *Universidad de Córdoba* . Obtenido de
<http://www.uco.es/termodinamica/ppt/pdf/termo%206-2.pd>

CAPÍTULO 6

ANEXO 1: DIAGRAMA DE FRICCIÓN VERSUS NÚMERO DE REYNOLDS.



Fuente: (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2011).

ANEXO 2: ASPEREZA DE CADA UNO DE LOS MATERIALES PARA TUBERÍAS DE VAPOR.

TABLA 8-3

Valores de la aspereza equivalente para tubos comerciales nuevos*

Material	<i>Aspereza, ϵ</i>	
	ft	mm
Vidrio, plástico	0 (liso)	
Concreto	0.003-0.03	0.9-9
Duela de madera	0.0016	0.5
Caucho alisado	0.000033	0.01
Tubería de cobre o latón	0.000005	0.0015
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Hierro forjado	0.00015	0.046
Acero inoxidable	0.000007	0.002
Acero comercial	0.00015	0.045

Fuente: (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2011).

ANEXO 3: TABLAS TERMODINÁMICAS DE AGUA SATURADA.

TABLA A-4

Agua saturada. Tabla de temperaturas (conclusión)

Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Líqu. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líqu. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líqu. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líqu. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
205	1724.3	0.001164	0.11508	872.86	1723.5	2596.4	874.87	1920.0	2794.8	2.3776	4.0154	6.3930
210	1907.7	0.001173	0.10429	895.38	1702.9	2598.3	897.61	1899.7	2797.3	2.4245	3.9318	6.3563
215	2105.9	0.001181	0.094680	918.02	1681.9	2599.9	920.50	1878.8	2799.3	2.4712	3.8489	6.3200
220	2319.6	0.001190	0.086094	940.79	1660.5	2601.3	943.55	1857.4	2801.0	2.5176	3.7664	6.2840
225	2549.7	0.001199	0.078405	963.70	1638.6	2602.3	966.76	1835.4	2802.2	2.5639	3.6844	6.2483
230	2797.1	0.001209	0.071505	986.76	1616.1	2602.9	990.14	1812.8	2802.9	2.6100	3.6028	6.2128
235	3062.6	0.001219	0.065300	1010.0	1593.2	2603.2	1013.7	1789.5	2803.2	2.6560	3.5216	6.1775
240	3347.0	0.001229	0.059707	1033.4	1569.8	2603.1	1037.5	1765.5	2803.0	2.7018	3.4405	6.1424
245	3651.2	0.001240	0.054656	1056.9	1545.7	2602.7	1061.5	1740.8	2802.2	2.7476	3.3596	6.1072
250	3976.2	0.001252	0.050085	1080.7	1521.1	2601.8	1085.7	1715.3	2801.0	2.7933	3.2788	6.0721
255	4322.9	0.001263	0.045941	1104.7	1495.8	2600.5	1110.1	1689.0	2799.1	2.8390	3.1979	6.0369
260	4692.3	0.001276	0.042175	1128.8	1469.9	2598.7	1134.8	1661.8	2796.6	2.8847	3.1169	6.0017
265	5085.3	0.001289	0.038748	1153.3	1443.2	2596.5	1159.8	1633.7	2793.5	2.9304	3.0358	5.9662
270	5503.0	0.001303	0.035622	1177.9	1415.7	2593.7	1185.1	1604.6	2789.7	2.9762	2.9542	5.9305
275	5946.4	0.001317	0.032767	1202.9	1387.4	2590.3	1210.7	1574.5	2785.2	3.0221	2.8723	5.8944
280	6416.6	0.001333	0.030153	1228.2	1358.2	2586.4	1236.7	1543.2	2779.9	3.0681	2.7898	5.8579
285	6914.6	0.001349	0.027756	1253.7	1328.1	2581.8	1263.1	1510.7	2773.7	3.1144	2.7066	5.8210
290	7441.8	0.001366	0.025554	1279.7	1296.9	2576.5	1289.8	1476.9	2766.7	3.1608	2.6225	5.7834
295	7999.0	0.001384	0.023528	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2076	2.5374	5.7450
300	8587.9	0.001404	0.021659	1332.7	1230.9	2563.6	1344.8	1404.8	2749.6	3.2548	2.4511	5.7059
305	9209.4	0.001425	0.019932	1360.0	1195.9	2555.8	1373.1	1366.3	2739.4	3.3024	2.3633	5.6657
310	9865.0	0.001447	0.018333	1387.7	1159.3	2547.1	1402.0	1325.9	2727.9	3.3506	2.2737	5.6243
315	10,556	0.001472	0.016849	1416.1	1121.1	2537.2	1431.6	1283.4	2715.0	3.3994	2.1821	5.5816
320	11,284	0.001499	0.015470	1445.1	1080.9	2526.0	1462.0	1238.5	2700.6	3.4491	2.0881	5.5372
325	12,051	0.001528	0.014183	1475.0	1038.5	2513.4	1493.4	1191.0	2684.3	3.4998	1.9911	5.4908
330	12,858	0.001560	0.012979	1505.7	993.5	2499.2	1525.8	1140.3	2666.0	3.5516	1.8906	5.4422
335	13,707	0.001597	0.011848	1537.5	945.5	2483.0	1559.4	1086.0	2645.4	3.6050	1.7857	5.3907
340	14,601	0.001638	0.010783	1570.7	893.8	2464.5	1594.6	1027.4	2622.0	3.6602	1.6756	5.3358
345	15,541	0.001685	0.009772	1605.5	837.7	2443.2	1631.7	963.4	2595.1	3.7179	1.5585	5.2765
350	16,529	0.001741	0.008806	1642.4	775.9	2418.3	1671.2	892.7	2563.9	3.7788	1.4326	5.2114
355	17,570	0.001808	0.007872	1682.2	706.4	2388.6	1714.0	812.9	2526.9	3.8442	1.2942	5.1384
360	18,666	0.001895	0.006950	1726.2	625.7	2351.9	1761.5	720.1	2481.6	3.9165	1.1373	5.0537
365	19,822	0.002015	0.006009	1777.2	526.4	2303.6	1817.2	605.5	2422.7	4.0004	0.9489	4.9493
370	21,044	0.002217	0.004953	1844.5	385.6	2230.1	1891.2	443.1	2334.3	4.1119	0.6890	4.8009
373.95	22,064	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070

Fuente: (Cengel, Termodinámica, 2009).

ANEXO 4: TABLAS TERMODINÁMICAS DE VAPOR DE AGUA SOBRECALENTADO.

TABLA A-6

Vapor de agua sobrecalentado (continuación)

<i>T</i> °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K
<i>P</i> = 1.00 MPa (179.88 °C)				<i>P</i> = 1.20 MPa (187.96 °C)				<i>P</i> = 1.40 MPa (195.04 °C)				
Sat.	0.19437	2582.8	2777.1	6.5850	0.16326	2587.8	2783.8	6.5217	0.14078	2591.8	2788.9	6.4675
200	0.20602	2622.3	2828.3	6.6956	0.16934	2612.9	2816.1	6.5909	0.14303	2602.7	2803.0	6.4975
250	0.23275	2710.4	2943.1	6.9265	0.19241	2704.7	2935.6	6.8313	0.16356	2698.9	2927.9	6.7488
300	0.25799	2793.7	3051.6	7.1246	0.21386	2789.7	3046.3	7.0335	0.18233	2785.7	3040.9	6.9553
350	0.28250	2875.7	3158.2	7.3029	0.23455	2872.7	3154.2	7.2139	0.20029	2869.7	3150.1	7.1379
400	0.30661	2957.9	3264.5	7.4670	0.25482	2955.5	3261.3	7.3793	0.21782	2953.1	3258.1	7.3046
500	0.35411	3125.0	3479.1	7.7642	0.29464	3123.4	3477.0	7.6779	0.25216	3121.8	3474.8	7.6047
600	0.40111	3297.5	3698.6	8.0311	0.33395	3296.3	3697.0	7.9456	0.28597	3295.1	3695.5	7.8730
700	0.44783	3476.3	3924.1	8.2755	0.37297	3475.3	3922.9	8.1904	0.31951	3474.4	3921.7	8.1183
800	0.49438	3661.7	4156.1	8.5024	0.41184	3661.0	4155.2	8.4176	0.35288	3660.3	4154.3	8.3458
900	0.54083	3853.9	4394.8	8.7150	0.45059	3853.3	4394.0	8.6303	0.38614	3852.7	4393.3	8.5587
1000	0.58721	4052.7	4640.0	8.9155	0.48928	4052.2	4639.4	8.8310	0.41933	4051.7	4638.8	8.7595
1100	0.63354	4257.9	4891.4	9.1057	0.52792	4257.5	4891.0	9.0212	0.45247	4257.0	4890.5	8.9497
1200	0.67983	4469.0	5148.9	9.2866	0.56652	4468.7	5148.5	9.2022	0.48558	4468.3	5148.1	9.1308
1300	0.72610	4685.8	5411.9	9.4593	0.60509	4685.5	5411.6	9.3750	0.51866	4685.1	5411.3	9.3036
<i>P</i> = 1.60 MPa (201.37 °C)				<i>P</i> = 1.80 MPa (207.11 °C)				<i>P</i> = 2.00 MPa (212.38 °C)				
Sat.	0.12374	2594.8	2792.8	6.4200	0.11037	2597.3	2795.9	6.3775	0.09959	2599.1	2798.3	6.3390
225	0.13293	2645.1	2857.8	6.5537	0.11678	2637.0	2847.2	6.4825	0.10381	2628.5	2836.1	6.4160
250	0.14190	2692.9	2919.9	6.6753	0.12502	2686.7	2911.7	6.6088	0.11150	2680.3	2903.3	6.5475
300	0.15866	2781.6	3035.4	6.8864	0.14025	2777.4	3029.9	6.8246	0.12551	2773.2	3024.2	6.7684
350	0.17459	2866.6	3146.0	7.0713	0.15460	2863.6	3141.9	7.0120	0.13860	2860.5	3137.7	6.9583
400	0.19007	2950.8	3254.9	7.2394	0.16849	2948.3	3251.6	7.1814	0.15122	2945.9	3248.4	7.1292
500	0.22029	3120.1	3472.6	7.5410	0.19551	3118.5	3470.4	7.4845	0.17568	3116.9	3468.3	7.4337
600	0.24999	3293.9	3693.9	7.8101	0.22200	3292.7	3692.3	7.7543	0.19962	3291.5	3690.7	7.7043
700	0.27941	3473.5	3920.5	8.0558	0.24822	3472.6	3919.4	8.0005	0.22326	3471.7	3918.2	7.9509
800	0.30865	3659.5	4153.4	8.2834	0.27426	3658.8	4152.4	8.2284	0.24674	3658.0	4151.5	8.1791
900	0.33780	3852.1	4392.6	8.4965	0.30020	3851.5	4391.9	8.4417	0.27012	3850.9	4391.1	8.3925
1000	0.36687	4051.2	4638.2	8.6974	0.32606	4050.7	4637.6	8.6427	0.29342	4050.2	4637.1	8.5936
1100	0.39589	4256.6	4890.0	8.8878	0.35188	4256.2	4889.6	8.8331	0.31667	4255.7	4889.1	8.7842
1200	0.42488	4467.9	5147.7	9.0689	0.37766	4467.6	5147.3	9.0143	0.33989	4467.2	5147.0	8.9654
1300	0.45383	4684.8	5410.9	9.2418	0.40341	4684.5	5410.6	9.1872	0.36308	4684.2	5410.3	9.1384
<i>P</i> = 2.50 MPa (223.95 °C)				<i>P</i> = 3.00 MPa (233.85 °C)				<i>P</i> = 3.50 MPa (242.56 °C)				
Sat.	0.07995	2602.1	2801.9	6.2558	0.06667	2603.2	2803.2	6.1856	0.05706	2603.0	2802.7	6.1244
225	0.08026	2604.8	2805.5	6.2629								
250	0.08705	2663.3	2880.9	6.4107	0.07063	2644.7	2856.5	6.2893	0.05876	2624.0	2829.7	6.1764
300	0.09894	2762.2	3009.6	6.6459	0.08118	2750.8	2994.3	6.5412	0.06845	2738.8	2978.4	6.4484
350	0.10979	2852.5	3127.0	6.8424	0.09056	2844.4	3116.1	6.7450	0.07680	2836.0	3104.9	6.6601
400	0.12012	2939.8	3240.1	7.0170	0.09938	2933.6	3231.7	6.9235	0.08456	2927.2	3223.2	6.8428
450	0.13015	3026.2	3351.6	7.1768	0.10789	3021.2	3344.9	7.0856	0.09198	3016.1	3338.1	7.0074
500	0.13999	3112.8	3462.8	7.3254	0.11620	3108.6	3457.2	7.2359	0.09919	3104.5	3451.7	7.1593
600	0.15931	3288.5	3686.8	7.5979	0.13245	3285.5	3682.8	7.5103	0.11325	3282.5	3678.9	7.4357
700	0.17835	3469.3	3915.2	7.8455	0.14841	3467.0	3912.2	7.7590	0.12702	3464.7	3909.3	7.6855
800	0.19722	3656.2	4149.2	8.0744	0.16420	3654.3	4146.9	7.9885	0.14061	3652.5	4144.6	7.9156
900	0.21597	3849.4	4389.3	8.2882	0.17988	3847.9	4387.5	8.2028	0.15410	3846.4	4385.7	8.1304
1000	0.23466	4049.0	4635.6	8.4897	0.19549	4047.7	4634.2	8.4045	0.16751	4046.4	4632.7	8.3324
1100	0.25330	4254.7	4887.9	8.6804	0.21105	4253.6	4886.7	8.5955	0.18087	4252.5	4885.6	8.5236
1200	0.27190	4466.3	5146.0	8.8618	0.22658	4465.3	5145.1	8.7771	0.19420	4464.4	5144.1	8.7053
1300	0.29048	4683.4	5409.5	9.0349	0.24207	4682.6	5408.8	8.9502	0.20750	4681.8	5408.0	8.8786

Fuente: (Cengel, Termodinámica, 2009).










ANEXO 5: VALORES PROMEDIOS DE POTENCIA PARA LAS CUCHILLAS.

Tabla 4.2: Valores promedio de la potencia instalada en fábricas Surafricanas, mostrando el rango de valores entre paréntesis










Máquina de preparación	(kW · h)/t _F	(kW · h)/t _C
Nivelador	8 (2–25)	1.2 (0.3–3.8)
Picadora convencional	18 (8–38)	2.7 (1.1–5.6)
Picadora de rotación inversa	24 (15–35)	3.6 (2.1–5.4)

Fuente: (Rein, 2012).

ANEXO 6: LONGITUD EQUIVALENTE DE LOS CODOS Y ACCESORIOS PARA MOLINOS.

Diámetro de la tubería		DN	Longitud equivalente [m]		Número
Codo		200	12	<input type="text" value="0"/>	
Codo R=2d			2.4	<input type="text" value="8"/>	
Codo R=d			3.2	<input type="text" value="0"/>	
Racor en T sentido libre de paso			4	<input type="text" value="1"/>	
Racor en T sentido de desviación			12	<input type="text" value="0"/>	
Válvula de asiento			45	<input type="text" value="1"/>	
Válvula de cierre / válvula de bola			2.6	<input type="text" value="0"/>	
Válvula de retención			16	<input type="text" value="0"/>	
Reducción a DN: 150			4.8	<input type="text" value="0"/>	
Longitud de tubería equivalente de todos los accesorios montados :				<input type="text" value="68.2"/>	m

Fuente: (Kaeser, 2018).










Diámetro de la tubería		DN	150
		Longitud equivalente [m]	Número
Codo		9	<input type="text" value="0"/>
Codo R=2d		1.8	<input type="text" value="3"/>
Codo R=d		2.4	<input type="text" value="0"/>
Racor en T sentido libre de paso		3	<input type="text" value="0"/>
Racor en T sentido de desviación		9	<input type="text" value="0"/>
Válvula de asiento		35	<input type="text" value="1"/>
Válvula de cierre / válvula de bola		1.9	<input type="text" value="0"/>
Válvula de retención		12	<input type="text" value="0"/>
Reducción a DN: 125		3.6	<input type="text" value="0"/>
Longitud de tubería equivalente de todos los accesorios montados: :			<input type="text" value="40.4"/> m

Fuente: (Kaeser, 2018).










ANEXO 7: LONGITUD EQUIVALENTE DE LOS CODOS Y ACCESORIOS PARA EL TURBOGENERADOR.

Cálculo de la Longitud de tubería equivalente

- SI - Units
 US - Units










Diámetro de la tubería		DN	250
		Longitud equivalente [m]	Número
Codo		15	<input type="text" value="0"/>
Codo R=2d		3	<input type="text" value="3"/>
Codo R=d		4	<input type="text"/>
Racor en T sentido libre de paso		5	<input type="text" value="0"/>
Racor en T sentido de desviación		15	<input type="text" value="0"/>
Válvula de asiento		0	<input type="text" value="0"/>
Válvula de cierre / válvula de bola		3.2	<input type="text" value="0"/>
Válvula de retención		20	<input type="text" value="0"/>
Reducción a DN: 200		6	<input type="text" value="0"/>
Longitud de tubería equivalente de todos los accesorios montados: :			<input type="text" value="9"/> m

Fuente: (Kaeser, 2018).

Diámetro de la tubería		DN	200
		Longitud equivalente [m]	Número
Codo		12	<input type="text" value="0"/>
Codo R=2d		2.4	<input type="text" value="4"/>
Codo R=d		3.2	<input type="text" value="0"/>
Racor en T sentido libre de paso		4	<input type="text" value="1"/>
Racor en T sentido de desviación		12	<input type="text" value="0"/>
Válvula de asiento		45	<input type="text" value="1"/>
Válvula de cierre / válvula de bola		2.6	<input type="text" value="0"/>
Válvula de retención		16	<input type="text" value="0"/>
Reducción a DN: 150		4.8	<input type="text" value="0"/>
Longitud de tubería equivalente de todos los accesorios montados: :			<input type="text" value="58.6"/> m










Fuente: (Kaeser, 2018).

ANEXO 8: LONGITUD EQUIVALENTE DE LOS CODOS Y ACCESORIOS PARA EL VENTILADOR.

Diámetro de la tubería		DN	150	
		Longitud equivalente [m]	Número	
Codo		9	<input type="text" value="0"/>	
Codo R=2d		1.8	<input type="text" value="4"/>	
Codo R=d		2.4	<input type="text" value="0"/>	
Racor en T sentido libre de paso		3	<input type="text" value="0"/>	
Racor en T sentido de desviación		9	<input type="text" value="0"/>	
Válvula de asiento		35	<input type="text" value="2"/>	
Válvula de cierre / válvula de bola		1.9	<input type="text" value="0"/>	
Válvula de retención		12	<input type="text" value="0"/>	
Reducción a DN: 125		3.6	<input type="text" value="0"/>	
Longitud de tubería equivalente de todos los accesorios montados: :			<input type="text" value="77.2"/>	m










Fuente: (Kaeser, 2018).

ANEXO 9: LONGITUD EQUIVALENTE DE LOS CODOS Y ACCESORIOS PARA CUCHILLAS.

Diámetro de la tubería		DN	150	
		Longitud equivalente [m]		Número
Codo		9	<input type="text" value="0"/>	
Codo R=2d		1.8	<input type="text" value="9"/>	
Codo R=d		2.4	<input type="text" value="0"/>	
Racor en T sentido libre de paso		3	<input type="text" value="0"/>	
Racor en T sentido de desviación		9	<input type="text" value="0"/>	
Válvula de asiento		35	<input type="text" value="2"/>	
Válvula de cierre / válvula de bola		1.9	<input type="text" value="0"/>	
Válvula de retención		12	<input type="text" value="0"/>	
Reducción a DN: 125		3.6	<input type="text" value="0"/>	
Longitud de tubería equivalente de todos los accesorios montados: :			<input type="text" value="86.2"/> m	










Fuente: (Kaeser, 2018).

ANEXO 10: LONGITUD EQUIVALENTE DE LOS CODOS Y ACCESORIOS PARA LA DESFIBRADORA.










Diámetro de la tubería		DN	150 ▾	
		Longitud equivalente [m]	Número	
Codo		9	<input type="text" value="0"/>	
Codo R=2d		1.8	<input type="text" value="9"/>	
Codo R=d		2.4	<input type="text" value="0"/>	
Racor en T sentido libre de paso		3	<input type="text" value="0"/>	
Racor en T sentido de desviación		9	<input type="text" value="0"/>	
Válvula de asiento		35	<input type="text" value="2"/>	
Válvula de cierre / válvula de bola		1.9	<input type="text" value="0"/>	
Válvula de retención		12	<input type="text" value="0"/>	
Reducción a DN: 125		3.6	<input type="text" value="0"/>	
Longitud de tubería equivalente de todos los accesorios montados: :			<input type="text" value="86.2"/>	m

Fuente: (Kaeser, 2018).

ANEXO 11: LONGITUD EQUIVALENTE DE LOS CODOS Y ACCESORIOS PARA LA BOMBA PEERLESS.

Diámetro de la tubería		DN	200	
		Longitud equivalente [m]		Número
Codo		12	<input type="text" value="0"/>	
Codo R=2d		2.4	<input type="text" value="5"/>	
Codo R=d		3.2	<input type="text" value="0"/>	
Racor en T sentido libre de paso		4	<input type="text" value="0"/>	
Racor en T sentido de desviación		12	<input type="text" value="0"/>	
Válvula de asiento		45	<input type="text" value="1"/>	
Válvula de cierre / válvula de bola		2.8	<input type="text" value="0"/>	
Válvula de retención		16	<input type="text" value="0"/>	
Reducción a DN: 150		4.8	<input type="text" value="0"/>	
Longitud de tubería equivalente de todos los accesorios montados: :			<input type="text" value="57"/>	m

Fuente: (Kaeser, 2018).

Diámetro de la tubería		DN	80
		Longitud equivalente [m]	Número
Codo		4.8	<input type="text" value="0"/>
Codo R=2d		1	<input type="text" value="2"/>
Codo R=d		1.3	<input type="text" value="0"/>
Racor en T sentido libre de paso		1.8	<input type="text" value="0"/>
Racor en T sentido de desviación		4.8	<input type="text" value="0"/>
Válvula de asiento		20	<input type="text" value="1"/>
Válvula de cierre / válvula de bola		1	<input type="text" value="0"/>
Válvula de retención		6.4	<input type="text" value="0"/>
Reducción a DN: 50		2	<input type="text" value="0"/>
Longitud de tubería equivalente de todos los accesorios montados: :			<input type="text" value="22"/> m

Fuente: (Kaeser, 2018).

ANEXO 12: CAÍDA DE PRESIÓN PRESENTE EN EL TRAMO DEL CABEZAL AL TURBOGENERADOR.

Introducir Datos

	Unidades	SI(bar) ▾
Grado de Tubería	ANSI Sch40	▾
Tamaño de Tubería	NPS10	▾
Presión de Vapor	1.72	MPa abs ▾
Rango de Flujo del Vapor	24151	kg/h ▾
Longitud de la Tubería [?]	78.95	m ▾

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Caída de Presión	0.00443593	MPa ▾
Velocidad del Vapor	15.211	m/s ▾
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	78.95	m ▾

Fuente: (TLV, 2018).

Introducir Datos

Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch40	▼
Tamaño de Tubería	NPS8	▼
Presión de Vapor	1.71	MPa abs ▼
Rango de Flujo del Vapor	24151	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	78.95	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Caída de Presión	0.0143955	MPa ▼
Velocidad del Vapor	24.1123	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	78.95	m ▼

Fuente: (TLV, 2018).

ANEXO 13: CAÍDA DE PRESIÓN PRESENTE EN EL TRAMO DEL CABEZAL AL MOLINO 5.



Introducir Datos

Unidades SI(bar) ▾

Grado de Tubería	ANSI Sch40 ▾	
Tamaño de Tubería	NPS8 ▾	
Presión de Vapor	250	psi abs ▾
Rango de Flujo del Vapor	28899	kg/h ▾
Longitud de la Tubería [?]	118.4	m ▾

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados		
Caída de Presión	4.43098	psi ▾
Velocidad del Vapor	28.6291	m/s ▾
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	118.4	m ▾

Fuente: (TLV, 2018).

Introducir Datos

Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch40	▼
Tamaño de Tubería	NPS8	▼
Presión de Vapor	246	psi abs ▼
Rango de Flujo del Vapor	9629	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	50	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Caída de Presión	0.218652	psi ▼
Velocidad del Vapor	9.68968	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	50	m ▼

Fuente: (TLV, 2018).

ANEXO 14: CAÍDA DE PRESIÓN PRESENTE EN EL TRAMO DE LA DE INTERSECCIÓN DEL MOLINO 5 AL MOLINO 4.

Introducir Datos

Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch40	▼
Tamaño de Tubería	NPS8	▼
Presión de Vapor	246	psi abs ▼
Rango de Flujo del Vapor	19267	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	4.5	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)**Resultados**

Caída de Presión	0.0767834	psi ▼
Velocidad del Vapor	19.3884	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	4.5	m ▼

Fuente: (TLV, 2018).

Introducir Datos

	Unidades SI(bar) ▼	
Grado de Tubería	ANSI Sch40 ▼	
Tamaño de Tubería	NPS8 ▼	
Presión de Vapor	245	psi abs ▼
Rango de Flujo del Vapor	9633	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	50	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Caída de Presión	0.219692	psi ▼
Velocidad del Vapor	9.73211	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	50	m ▼

Fuente: (TLV, 2018).

ANEXO 15: CAÍDA DE PRESIÓN PRESENTE EN EL TRAMO DE LA DE INTERSECCIÓN DEL MOLINO 4 AL MOLINO 3.

Introducir Datos

	Unidades SI(bar) ▼	
Grado de Tubería	ANSI Sch40 ▼	
Tamaño de Tubería	NPS8 ▼	
Presión de Vapor	231	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	9633	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	5	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Caída de Presión	0.0219091	psi ▼
Velocidad del Vapor	9.70537	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	5	m ▼

Fuente: (TLV, 2018).

Introducir Datos

Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch40	▼
Tamaño de Tubería	NPS6	▼
Presión de Vapor	229	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	9633	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	47.3	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Caída de Presión	0.855051	psi ▼
Velocidad del Vapor	16.9399	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	47.3	m ▼

Fuente: (TLV, 2018).

ANEXO 16: CAÍDA DE PRESIÓN PRESENTE EN EL TRAMO DE LA DE INTERSECCIÓN DEL MOLINO 4 AL MOLINO 3.

Introducir Datos

Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch40	▼
Tamaño de Tubería	NPS8	▼
Presión de Vapor	231	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	9633	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	5	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular [Limpiar](#)

Resultados		
Caída de Presión	0.0219091	psi ▼
Velocidad del Vapor	9.70537	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	5	m ▼

Fuente: (TLV, 2018).

Introducir Datos

Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch40	▼
Tamaño de Tubería	NPS6	▼
Presión de Vapor	229	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	9633	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	47.3	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)**Resultados**

Caída de Presión	0.855051	psi ▼
Velocidad del Vapor	16.9399	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	47.3	m ▼

Fuente: (TLV, 2018).

ANEXO 17: CAÍDA DE PRESIÓN PRESENTE EN EL TRAMO DEL CABEZAL AL MOLINO 2.

Introducir Datos Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch40 ▼	
Tamaño de Tubería	NPS8 ▼	
Presión de Vapor	250	psi abs ▼
Rango de Flujo del Vapor	27165	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	140.5	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

[Limpiar](#)

Resultados		
Caída de Presión	4.65203	psi ▼
Velocidad del Vapor	26.9113	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	140.5	m ▼

Fuente: (TLV, 2018).

Introducir Datos Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch40 ▼	
Tamaño de Tubería	NPS6 ▼	
Presión de Vapor	245	psi abs ▼
Rango de Flujo del Vapor	9633	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	48	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

[Limpiar](#)

Resultados		
Caída de Presión	0.863236	psi ▼
Velocidad del Vapor	16.8523	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	48	m ▼

ANEXO 18: CAÍDA DE PRESIÓN PRESENTE EN EL TRAMO DE LA INTERSECCIÓN DEL MOLINO 2 AL MOLINO 1.

Introducir Datos

	Unidades	SI(bar)	▼
Grado de Tubería	ANSI Sch40 ▼		
Tamaño de Tubería	NPS6 ▼		
Presión de Vapor	232	psig	▼
Rango de Flujo del Vapor	9633	kg/h	▼
Longitud de la Tubería [?]	47.3	m	▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Caída de Presión	0.844991	psi	▼
Velocidad del Vapor	16.7399	m/s	▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	47.3	m	▼

ANEXO 18: CAÍDA DE PRESIÓN PRESENTE EN EL TRAMO DEL CABEZAL A LA DESFIBRADORA.



Inscríbese en la Revista por e-mail!

Introducir Datos

Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch40	▼
Tamaño de Tubería	NPS6	▼
Presión de Vapor	235	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	10000	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	177.1	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Caída de Presión	3.36587	psi ▼
Velocidad del Vapor	17.1748	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	177.1	m ▼

Fuente: (TLV, 2018).

ANEXO 19: CAÍDA DE PRESIÓN PRESENTE EN EL TRAMO DEL CABEZAL A LAS CUCHILLAS.



Inscríbese en la Revista por e-mail!

Introducir Datos

Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch40	▼
Tamaño de Tubería	NPS6	▼
Presión de Vapor	235	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	13000	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	184	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Caída de Presión	5.86674	psi ▼
Velocidad del Vapor	22.3273	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	184	m ▼

Fuente: (TLV, 2018).

ANEXO 20: DATOS DE GENERACIÓN DEL TURBOGENERADOR PARA DIFERENTES DÍAS EN EL MES DE ENERO, 2018.

Fecha	Hora	Potencia (KW)
13/1/2018	6:00:00 a. m.	1501
	7:00:00 a. m.	1418
	8:00:00 a. m.	1590
	9:00:00 a. m.	1580
	10:00:00 a. m.	1523
	11:00:00 a. m.	1412
	12:00:00 p. m.	1419
	1:00:00 p. m.	1620
	2:00:00 p. m.	1635
	3:00:00 p. m.	1256
	4:00:00 p. m.	1655
	5:00:00 p. m.	1528
Promedio		1511,4

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Fecha	Hora	Potencia (KW)
19/1/2018	6:00:00 a. m.	1754
	7:00:00 a. m.	1398
	8:00:00 a. m.	1592

	9:00:00 a. m.	1623
	10:00:00 a. m.	1440
	11:00:00 a. m.	1570
	12:00:00 p. m.	1479
	1:00:00 p. m.	1638
	2:00:00 p. m.	1360
	3:00:00 p. m.	1755
	4:00:00 p. m.	1442
	5:00:00 p. m.	1527
Promedio		1548,2

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Fecha	Hora	Potencia (KW)
22/1/2018	6:00:00 a. m.	1721
	7:00:00 a. m.	1615
	8:00:00 a. m.	1532
	9:00:00 a. m.	1588

	10:00:00 a. m.	1619
	11:00:00 a. m.	1671
	12:00:00 p. m.	1374
	1:00:00 p. m.	1557
	2:00:00 p. m.	1508
	3:00:00 p. m.	1642
	4:00:00 p. m.	1553
	5:00:00 p. m.	1268
Promedio		1554,0

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

ANEXO 21: DATOS DE GENERACIÓN DEL TURBOGENERADOR PARA DIFERENTES DÍAS EN EL MES DE ENERO, 2018.

Fecha	Hora	Potencia (KW)
6/2/2018	6:00:00 a. m.	1645
	7:00:00 a. m.	1714
	8:00:00 a. m.	1642
	9:00:00 a. m.	1731
	10:00:00 a. m.	1697

	11:00:00 a. m.	1894
	12:00:00 p. m.	1715
	1:00:00 p. m.	1791
	2:00:00 p. m.	1907
	3:00:00 p. m.	1741
	4:00:00 p. m.	1781
	5:00:00 p. m.	1750
Promedio		1750,7

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Fecha	Hora	Potencia (KW)
8/2/2018	6:00:00 a. m.	1816
	7:00:00 a. m.	1841
	8:00:00 a. m.	1746
	9:00:00 a. m.	1807
	10:00:00 a. m.	1540
	11:00:00 a. m.	1859
	12:00:00 p. m.	1718
	1:00:00 p. m.	1593

	2:00:00 p. m.	1599
	3:00:00 p. m.	1581
	4:00:00 p. m.	1731
	5:00:00 p. m.	1812
Promedio		1720,3

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Fecha	Hora	Potencia (KW)
10/2/2018	6:00:00 a. m.	1614
	7:00:00 a. m.	1648
	8:00:00 a. m.	1430
	9:00:00 a. m.	1519
	10:00:00 a. m.	1771
	11:00:00 a. m.	1797
	12:00:00 p. m.	1537

	1:00:00 p. m.	1751
	2:00:00 p. m.	1449
	3:00:00 p. m.	1533
	4:00:00 p. m.	1575
	5:00:00 p. m.	1661
Promedio		1607,1

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

ANEXO 22: DATOS DE GENERACIÓN DEL TURBOGENERADOR PARA DIFERENTES DÍAS EN EL MES DE MARZO, 2018.

Fecha	Hora	Potencia (KW)
19/3/2018	6:00:00 a. m.	1722
	7:00:00 a. m.	1479
	8:00:00 a. m.	1796
	9:00:00 a. m.	1758
	10:00:00 a. m.	1351
	11:00:00 a. m.	1605
	12:00:00 p. m.	1520
	1:00:00 p. m.	1557

	2:00:00 p. m.	1541
	3:00:00 p. m.	1591
	4:00:00 p. m.	1357
	5:00:00 p. m.	1453
Promedio		1560,8

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Fecha	Hora	Potencia (KW)
20/3/2018	6:00:00 a. m.	1534
	7:00:00 a. m.	1628
	8:00:00 a. m.	1690
	9:00:00 a. m.	1569
	10:00:00 a. m.	1583
	11:00:00 a. m.	1627
	12:00:00 p. m.	1523
	1:00:00 p. m.	1543
	2:00:00 p. m.	1682
	3:00:00 p. m.	1625
	4:00:00 p. m.	1629
	5:00:00 p. m.	1479

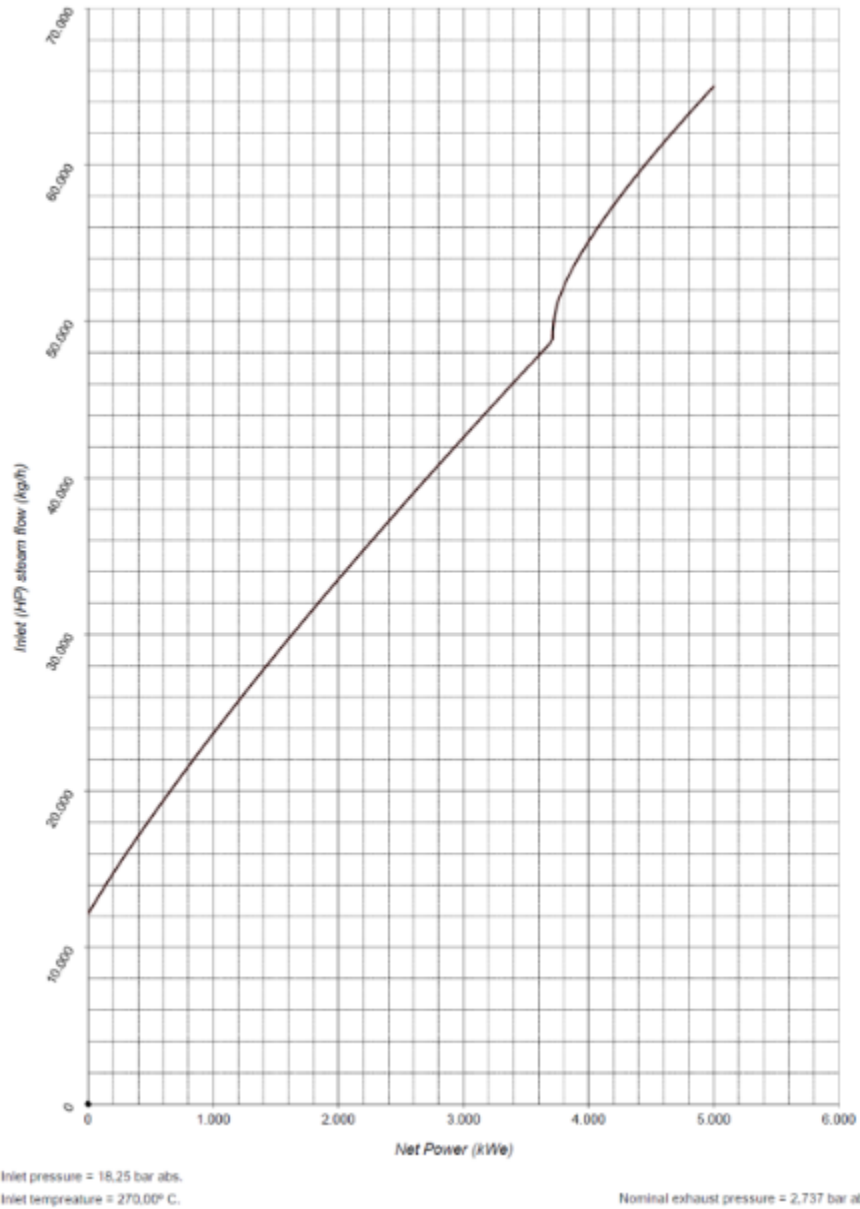
Promedio	1592,7
-----------------	--------

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

Fecha	Hora	Potencia (KW)
21/3/2018	6:00:00 a. m.	1702
	7:00:00 a. m.	1537
	8:00:00 a. m.	1507
	9:00:00 a. m.	1562
	10:00:00 a. m.	1432
	11:00:00 a. m.	1685
	12:00:00 p. m.	1518
	1:00:00 p. m.	1500
	2:00:00 p. m.	1463
	3:00:00 p. m.	1573
	4:00:00 p. m.	1504
	5:00:00 p. m.	1609
Promedio		1549,3

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

ANEXO 23: CURVA DE DESEMPEÑO PARA EL TURBOGENERADOR DE 5MW.



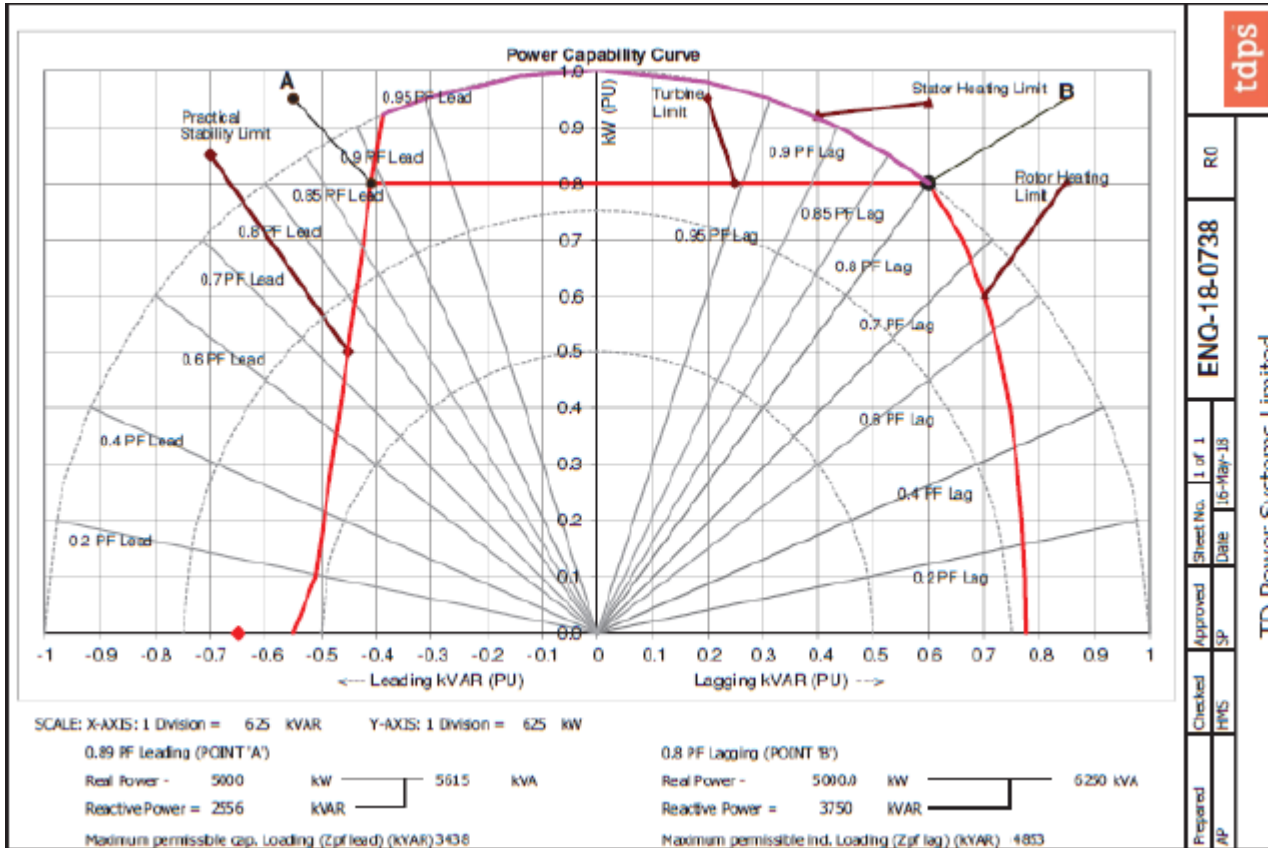
Fuente: (NG, 2018).

ANEXO 24: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL TURBOGENERADOR DE 5MW.

Condiciones de Vapor	Nominal	Unidad
Potencia en los bornes del generador	5.000	kW
Admisión		
Presión	250	Psi
Temperatura	270	°C
Flujo de vapor	65.000 143.300	kg/h lb/h
Salida		
Presión	15	Psi
Temperatura	130,0	°C
Flujo de vapor	65.500 143.300	kg/h Lb/h
Steam rate	13,0 28,6	Kg/kW/h Lb/k/Wh
Eficiencia del reductor	98,1	%
Eficiencia del generador a plena carga	96,6	%
Tolerancia de desempeño	3	%

Fuente: (Inter-unión, 2018).

ANEXO 25: CURVA DE DESEMPEÑO DEL GENERADOR PARA EL TURBOGENERADOR DE 5MW.



tdps

R0

ENG-18-0738

Approved	SP	Sheet No.	1 of 1
Checked	RWS	Date	16-May-18
Prepared	AP	TTC Power Customer Limited	

Fuente: (Inter-unión, 2018).

ANEXO 26: COTIZACIÓN TURBOGENERADOR DE 5 MW (INTER-UNIÓN).



Interunión Comercio Internacional Ltda
 Av Guadalajara, 35 Ribeirão Preto, SP
 Cep 14.095-253 tel 55 16 21029200 e-mail: lu@iu.com.br
 CNPJ: 07.663.932/0001-31 - IE: 582.216.461.111

Pg: 1

PROFORMA

Contacto ANTHONY CASTRO VALVERDE		N/Ref 048268			
Para COOPERAGRI EL GENERAL R.L SAN ISIDRO DE EL GENERAL - S/N 202M. AL SUR DEL PARQUE SAN JOSE COSTA RICA		C#3004045099			
		Fecha 26/09/2018 Validex 10/10/2018 Destino TRAILER DEL PROVEEDOR Su Ref			
Plazo de Entrega 210 DÍAS EXW		Medio de Transporte MARITIMO			
Peso: Neto		Bruto A INFORMAR			
		Volume 0,000 M³			
Condiciones de Pago		Moneda US\$			
40% CON CONFIRMACIÓN DE LA ORDEN. 60% CONTRA EQUIPOS DISPONIBLE PARA EMBAQUE. (O ALGUNA OTRA CONDICIÓN ACORDADA ENTRE LAS PARTES).					
Observaciones - TODOS PAGOS EN RETRASO, INCLUIDO PAGOS INTERMEDIARIOS, ESTARÁN SUJETOS A INTERESES MENSUALES EN CONFORMIDAD A A LOS COSTOS VIGENTES EN EL MERCADO FINANCIERO BRASILEÑO, Y/O ACTUALIZACIÓN DE VALORES DE LA MISMA MERCADERÍA QUE SOLO SERÁ EMBARCADA DESPUÉS DE LA CANCELACIÓN TOTAL DEL SALDO Y LOS INTERESES O CORRECCIÓN DE VALOR ADVERTIDOS. LOS EQUIPOS LISTOS Y NO EMBARCADOS POR FALTA DE REGULARIZACIÓN FINANCIERA ESTARÁN SUJETOS A INTERESES DE MORA. EXCEPTO CUANDO EXISTA UN CONTRATO QUE INDIQUE CONDICIONES ESPECÍFICAS. - Entrega EXW Incluye: COSTOS DE AGUANA, FUMIGACIÓN DE EMBAQUE Y FLETE INTERNO HASTA PUERTO DE EMBAQUE					
Item	Descripción de la Mercadería	Cantidad	Prec.Unit	Prec.Total	
1	TURBO GENERADOR DE 5MW CONFORME PROPUESTA TECNICA MT-007-18 IU.	1,00 UN	778.000,00	778.000,00	
Empaque 2.000,00		EXW 780.000,00		Entrega EXW 1.000,00	
Flete Intl 0,00		Seguro 0,00		Total EXW 781.000,00	
Contacto: RAFAEL DOMINGUEZ CANOVAS		Email: rcanovas@iu.com.br			

Fuente: (Inter-unión, 2018).

ANEXO 27: ESPECIFICACIONES DEL VENTILADOR DEL INDUCIDO, CALDERA 3.

DATOS TÉCNICOS	
Descripción	Punto de Selección
Cantidad (pz):	01
Modelo:	PAC-18-1900/1866
Arango (AMCA):	7
Tipo de la aspiración:	Doble
Tipo del rotor:	Palas curvadas e inclinadas para tras
Caudal volumétrica (PCM):	120.614
Caudal másica (kg/h):	131.228
Presión estática en la succión (mmCA):	-254
Presión estática en la salida (mmCA):	0
Temperatura (°F):	450
Densidad normal (kg/Nm³):	1,23
Densidad en la entrada (kg/m³):	0,64
Rotación (RPM):	890
Diámetro del rotor (mm):	1866
GD² (kgf.m²):	2045,5
Velocidad periférica (m/s):	87
Eficiencia estática (%):	86,9
Abertura del registro (%):	100
Altitud (m):	100
Consumo de Operación (BHP):	228,9
Motor recomendado (CV):	Existente
Nivel de ruido a 1,5 m por la carcasa (dBA)	79 (sin revestimiento)

Fuente: (Recursos empresa, 2018).

ANEXO 28: ESPECIFICACIONES DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO (COOLING TOWER DEPOT).



Thermal Cooling/ Thermodynamx CT
CTD Proposal Number: CTD-2114-1362-1

Project: COOPEAGRI
Project Location: C.RICA

Cooling Tower Design Conditions and Dimensions:

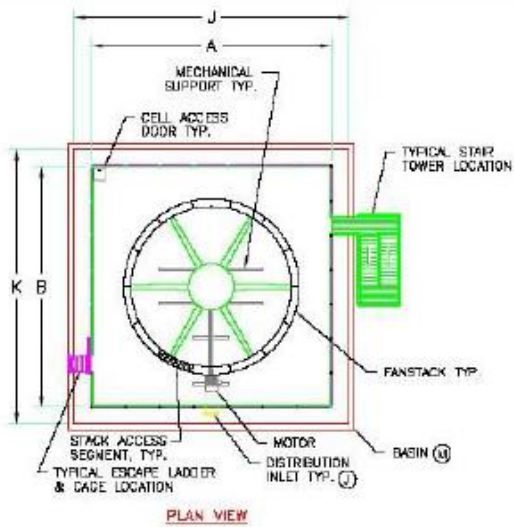
Water Flow Rate (gpm)	6,340	CTD Model #	CFF-242419-11-14
Hot Water Temp (F)	98.6	Cell Dimensions (ft)	24L x 24W x 19H
Cold Water Temp (F)	86	Tower Dimensions (ft)	24L x 24W x 19H
Wet Bulb Temp (F)	80.6	Fan Power/Cell (HP)	60
Pump Head Height (ft)	16	Evaporation/Drift Loss (%)	0.90% / 0.005%

Cooling Tower Features:

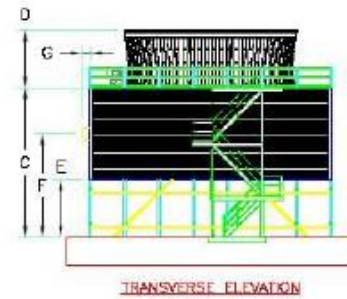
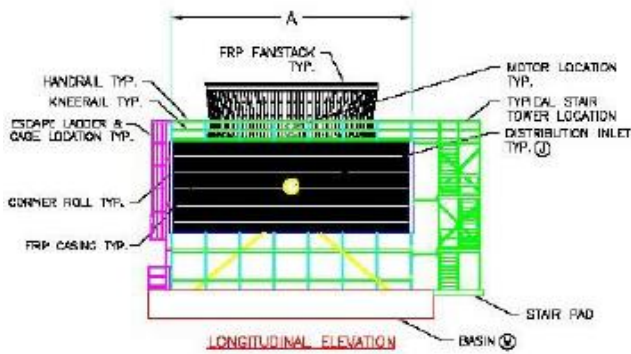
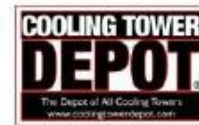
- 1 cell inline counterflow, induced draft cooling tower
- Structural Material: Fiberglass
- Hardware material: 304 series SS
- Fill: Heavy Duty, High Performance PVC Film Fill
- Cellular PVC drift eliminators
- Fan Deck Material: FRP Channel Deck
- Partition Material: 12 oz UL-25 4.2 Corr
- Windwall Material: 12 oz UL-25 4.2 Corr
- Casing Material: 12 oz UL-25 4.2 Corr
- FRP or PVC header with PVC lateral distribution system
- Addax composite drive shafts with 316 SS coupling
- Amarillo gear box
- SPDT vibration switch
- 14 ft diameter 6 blade high efficiency fan
- 6 ft high Fire Retardant FRP fan cylinder
- 60 hp high efficiency, 1 speed motor (480 volt, 3 phase, 60 Hz, 1780 rpm)
- 1 Fiberglass escape ladder
- 1 Fiberglass stairway
- Louverless design

Fuente: (Cooling Tower Depot, 2018).

ANEXO 29: DIMENSIONES DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO (COOLING TOWER DEPOT).



Model No: CFF-242419-11-14	
Tower Dimensional Information	
A	Cell Length 24'
B	Tower Length 24'
C	Cell Width 24'
D	Tower Height 19'
E	Stack Height 6'
F	Air Inlet Height 4'
G	Dist. Inlet Height 11'
H	Dist. Extension 12"
J	Dist. Inlet Diameter 18"
K	Basin Length 30'
L	Basin Width 30'
M	Basin Depth 4'



Fuente: (Cooling Tower Depot, 2018).

ANEXO 30: ESPECIFICACIONES PROPUESTA TURBOGENERADOR 5MW (BOSCH TRADING)

Condiciones de Vapor		Unidad
Limite Mecánico en los Bornes del Generador	7.500	kW
Potencia en los bornes del Generador	4.967	kW
Velocidad de la Turbina	6.500	RPM
Velocidad del generador	1.800	RPM
Admisión		
Presión	248	Psia
Temperatura	284	°C
Flujo de Vapor	125.000	Lb/h
Salida		
Presión	30	Psia
Temperatura	120	°C
Flujo de Vapor	125.000	Lb/h
Steam Rate	25,16	Lb/kWh
Tolerancia de Desempeño	2	%
<p>Nota: Límite mecánico, es el límite de diseño de la turbina para cojinetes, caja de cojinetes, sellos de vapor y aceite, carcasa, toque de trabajo en el rotor, steam chest, válvula de cierre rápido y soportes en la fundación.</p>		

Características técnicas de la Turbina

Modelo DME-450-E

Tipo Pura contrapresión, de impulso (acción)

ConstrucciónHeavy duty
 Número de etapas 5 Rateau
 Tipo del rotorBuilt up
 Numero de válvulas automáticas de control 2
 Numero de válvulas de emergencia 1
 Conexión de admisión1 x 10"
 Conexión de salida1 x 18"

Las conexiones serán conforme Norma ANSI B 16.5.

Sentido de rotación de la turbina CCW
 Sentido de rotación del equipo accionado CW
 Visto de la turbina para el generador

Límites de aplicación para las carcasas:

Presión de admisión650 Psia
 Temperatura de admisión450 OC
 Presión de salida60 Psia

Características técnicas del reductor de velocidad

ConstrucciónEjes paralelos /Simples reducción
 Rotación de entrada6.500 rpm
 Rotación de salida 1.800 rpm
 Relación de reducción (aproximada) 1:3,6
 Potencia transmitida 4.967 kW
 Factor de servicio AGMA 1
 Códigos y estandartes considerados

Turbina: Diseño NEMA SM 24 donde
 aplicable Prueba de performance DIN 1943 /
 VDI Prueba hidrostática API-611
 Diafragmas



..... ASME V Vibración
..... ISO 10816 Balanceo
..... VDI-2060 / ISO-1940 Vapor
..... IEC 45-1 Control de
velocidad NEMA SM 23 Materiales
..... ASTM / DIN Aceite
..... ISO VG 68

ANEXO 31: GENERADOR ELÉCTRICO 4160 V.

Potencia (kVA)	6250	Tipo	ATI
Potencia (kW)	5000	Montaje	Horizontal
Numero de Polos	4	Carcasa (estimada)	8700
Voltaje (Vn)	4160	Protección / Enfriamiento	TEWAC
Frecuencia (Hz)	60	Factor de Servicio	1.0
Numero de Fases	3	Clase Aislamiento Estator	F
Velocidad Síncrona (RPM)	1800	Clase Aislamiento Rotor	F
		Altitud (m)	1000
Temperatura Ambiente (°C)	-18/40	Rendimiento (%) – Carga Nominal	97.0
Temperatura Entrada de Agua (°C)	32	Rendimiento (%) – 3/4 Carga	96.8
Método de Medición de Temperatura - Estator	RTD	Rendimiento (%) – 1/2 Carga	96.5
Elevación Temperatura at S.F. 1.00 (°C) – Estator	100	Factor de Potencia (pu)	0.80
Método de Medición de Temperatura - Rotor	Res.		
Elevación Temperatura at S.F. 1.00 (°C) – Rotor	90	Excitación	
Régimen	Continuo	Tipo	Brushless
Corriente Nominal (A)	1504	Output (kW)	35
Relación Corto Circuito	0.50	Voltaje (V)	62.5
		Campo de Brushless	
		Corriente (A)	6
		Voltaje (V)	35
Tipo de Acople	Flexible	Rotación Visto NDE	Unidireccional
Tipo de Cojinete	Chumacera	Tipo de Rotor	Saliente
Lubricación Cojinete	Aceite	Rotor GD2 (kgf.m²)	LATER



ANEXO 32: GENERADOR ELÉCTRICO 13800 V.

Potencia (kVA)	6250	Tipo	ATI
Potencia (kW)	5000	Montaje	Horizontal
Numero de Polos	4	Carcasa (estimada)	8700
Voltaje (Vn)	13800	Protección / Enfriamiento	TEWAC
Frecuencia (Hz)	60	Factor de Servicio	1.0
Numero de Fases	3	Clase Aislamiento Estator	F
Velocidad Síncrona (RPM)	1800	Clase Aislamiento Rotor	F
		Altitud (m)	1000
Temperatura Ambiente (°C)	-18/40		
Temperatura Entrada de Agua (°C)	32		
Método de Medición de Temperatura - Estator	RTD	Rendimiento (%) – Carga Nominal	97.0
Elevación Temperatura at S.F. 1.00 (°C) – Estator	100	Rendimiento (%) – 3/4 Carga	96.8
		Rendimiento (%) – 1/2 Carga	96.5
Método de Medición de Temperatura - Rotor	Res.	Factor de Potencia (pu)	0.80
Elevación Temperatura at S.F. 1.00 (°C) – Rotor	90		
Régimen	Continuo		
Corriente Nominal (A)	262	Excitación	
Relación Corto Circuito	0.50		
		Tipo	Brushless
		Output (kW)	35
		Voltaje (V)	62.5
		Campo de Brushless	
		Corriente (A)	6
		Voltaje (V)	35
Tipo de Acople	Flexible	Rotación Visto NDE	Unidireccional
Tipo de Cojinete	Chumacera	Tipo de Rotor	Saliente
Lubricación Cojinete	Aceite	Rotor GD2 (kgf.m²)	LATER



ANEXO 33: ESPECIFICACIONES TORRE DE ENFRIAMIENTO (BOSCH TRADING).

1	Fabricante	ALFATERM	6	Presión sonora por ventilador 84 +/- 2
---	------------	----------	---	--

				dB (A) a 2m de la base	
2	Modelo	EMC – 86/6/100/4	7	Tipo de Relleno BG (bloques de Grades) trapezoidal	
3	Tipo	Aspiración	8	Perdida por Evaporación	1,12 %
4	Ctd	1	9	Perdida por Arrastre	0,01 %
5	Equipo	Desarmado	10	Presión Requerida	3,0 mca
CONJUNTO MECÁNICO					
1	Ventilador	ALFATERM	7	Motor Eléctrico	Baja Tensión
2	Tipo	Axial	8	Potencia Nominal	100 HP 4 Polos
3	Diámetro	6100 mm	9	Rotación	1780 rpm
4	Rotación	191,4 rpm	10	Tensión	220 / 380 / 440 V
5	Veloc. Periférica	55,00 m/s	11	Tipo	TFVE, IPW 55 Clase F 60Hz
6	Transmisión	Reductor de Velocidad	12	Partida (por el cliente)	Con retardo
MATERIALES PARA FABRICACIÓN					
13	Carcasa:	PRFV	17	Sistema de Distribución	PVC / PRFV / Polipropileno
14	Bacia:	Hormigón (cliente)	18	Estructura	ACZF – Acero al carbón zincado a fuego
15	Relleno:	Polipropileno	19	Ventilador – palas	PRFV o PP
16	Eliminador de Niebla	Polipropileno	20	Cubo:	ACZF – Acero al carbón zincado a fuego
NOTAS					
1-) 1 T.R = 3.750 h Kcal/					

DATOS DEL PROYECTO

Carga térmica 10.080.000 kcal/h



Caudal de Agua Total 1.440,0 m3/h

Temp. de Agua Caliente 37,0 °C

Temp. de Agua Fría 30,0 °C

Temp. de bulbo Húmedo 28,0 °C

Altitud local 600 mNM

ANEXO 34: ESPECIFICACIONES PARA EL MOTOR DEL VENTILADOR INDUCIDO, CALDERA 3.

Motor eléctrico 300 CV, 8 Polos, Carcasa: 315C/D/E, 4160V con 3 terminales, Forma constructiva B3D:

Alimentación	Trifásico
Altitud	1000 m.a.n.m.
Categoría / Design	No aplicable

Clase De Aislamiento	F (DT=80K)
Factor De Servicio	1,15
Frecuencia	60 Hz
Grado de Protección	IP55
Material Involucro	Hierro
Método de Partida	Inversor de Frecuencia
Norma	IEC
Refrigeración	TFVE Totalmente Cerrado con ventilación Externa
Régimen de servicio	S1 continuo
Sentido de Rotación	Ambos
Temperatura Ambiente Máxima	40°C
Temperatura Ambiente Mínima	-20°C
Tipo de Acople	Directo
Vida L10 de los Cojinetes	40.000 horas

ANEXO 35: ESPECIFICACIONES PARA EL MOTOR DE CUCHILLAS.



Motor eléctrico 800 CV, 4 Polos, Carcasa: 400L/A/B, 4160V con 3 terminales, Forma constructiva B3D:

Alimentación	Trifásico
--------------	-----------

Altitud	1000 m.a.n.m.
Categoría / Design	No aplicable
Clase De Aislamiento	F (DT=80K)
Factor De Servicio	1,15
Frecuencia	60 Hz
Grado de Protección	IP55
Material Involucro	Hierro
Método de Partida	Directo
Norma	IEC
Refrigeración	TFVE Totalmente Cerrado con ventilación Externa
Régimen de servicio	S1 continuo
Sentido de Rotación	Ambos
Temperatura Ambiente Máxima	40°C
Temperatura Ambiente Mínima	-20°C
Tipo de Acople	Directo
Vida L10 de los Cojinetes	40.000 horas
Motor HGF	
Plano de pintura 214P / Color RAL 5009 /	
Pintura interna en la caja de interconexión en color Munsell 2,5 YR 6/14, conforme NR-10	
Cojinetes con pin para lubricación	
PT100 con 03 cables (instalado en el bobinado) - 2 por fase	
PT100 con 03 cables (cojinete delantero y trasero)	
Resistencia de Calentamiento Monofásica 110-127/200-240 V	
Caja de interconexión adicional 3 X RWG 3/4	
Caja de interconexión sin prensa cables	
Placa de Bornes línea HGF (Suporte Aislador)	

Sello tipo Labirinto taconite
Aterramiento doble
Cojinete trasero aislado con tapa

**ANEXO 36: DATOS TÉCNICOS DEL REDUCTOR PARA
CUCHILLAS.**



Datos técnicos

- Descripción/Modelo del Equipo: HELIMAX;
- Tamaño del Reductor: 28;
- Cantidad de etapas: 1;
- **Reducción Nominal: 2,8;**
- **Reducción Exacta: 2,83;**
- **Potencia Mecánica [kW]: 2000 kW @ 1800 RPM;**
- **Torque Nominal [Nm] 30300;**
- **Potencia Térmica [kW] 681;**
- **Factor de Servicio Mecánico [sobre instalada]: 3,03;**
- **Factor de Servicio Térmico [sobre instalada]: 1,03;**
- Rendimiento: 98;
- **Rotación de Entrada [RPM]: 1800;**

- **Rotación de Salida [RPM]: 636;**
- Tipo de Entrada: Eje macizo – Punta Sencilla;
- **Diámetro del Eje de Entrada [mm] 95 m6 x 170;**
- Tipo del eje de salida Macizo – punta Sencilla;
- **Diámetro Eje de Salida [mm] Ø140-m6 x 250;**
- Orientación de los Ejes: Ejes paralelos;
- Tipo de Fijación: Pies Normales;
- Refrigeración: Intercambiador de Calor;
- Lubricación: Forzada;
- Volumen de Lubricante [l]: 70;
- Suministrado con aceite: No;
- Lubricante Recomendado: ISO VG 220;
- Vida Útil Rodamientos [horas]: 50.000;
- Masa Reductor [kg]: 870;
- Material de la Carcasa: Hierro fundido nodular;
- Material de los Ejes: SAE 4140;
- Material de los Piñones: DIN 18CrNiMo7-6;
- Material de los engranajes: DIN 18CrNiMo7-6;
- Rodamientos cónicos / auto compensadores / rolos;
- Sello: Retenedor de Nitrilica;
- Forma Constructiva: P11;
- Contra retroceso: Sin contra el retroceso;



ANEXO 37: COTIZACIÓN DEL CONJUNTO TURBOGENERADOR, MOTORES, REDUCTOR Y TORRE DE ENFRIAMIENTO.

BOSCH TRADING

Av. Cel. Fernando Ferreira, 1520 - Centro Profissional Ribeirão Shopping - Salas 1713;

Ribeirão Preto - SP – Brasil

Fone: +55 (16) 3621 0717

Website: www.bosch engenharia.com.br

Propuesta Comercial TC99 T285 6040 000

Moneda: Condiciones de Pago:

30 % - CON LA CONFIRMACIÓN DE COMPRA;

US\$ 15 % - CON EL ENVIO DE LOS PLANOS Y DOCUMENTOS PARA APROBACIÓN;

25 % - CON EL TERMINO DE LA FUNDICIÓN DE LA CARCASA DE LA TURBINA;

50 % - CON AVISO DE MATERIALES LISTOS PARA EMBARQUE;

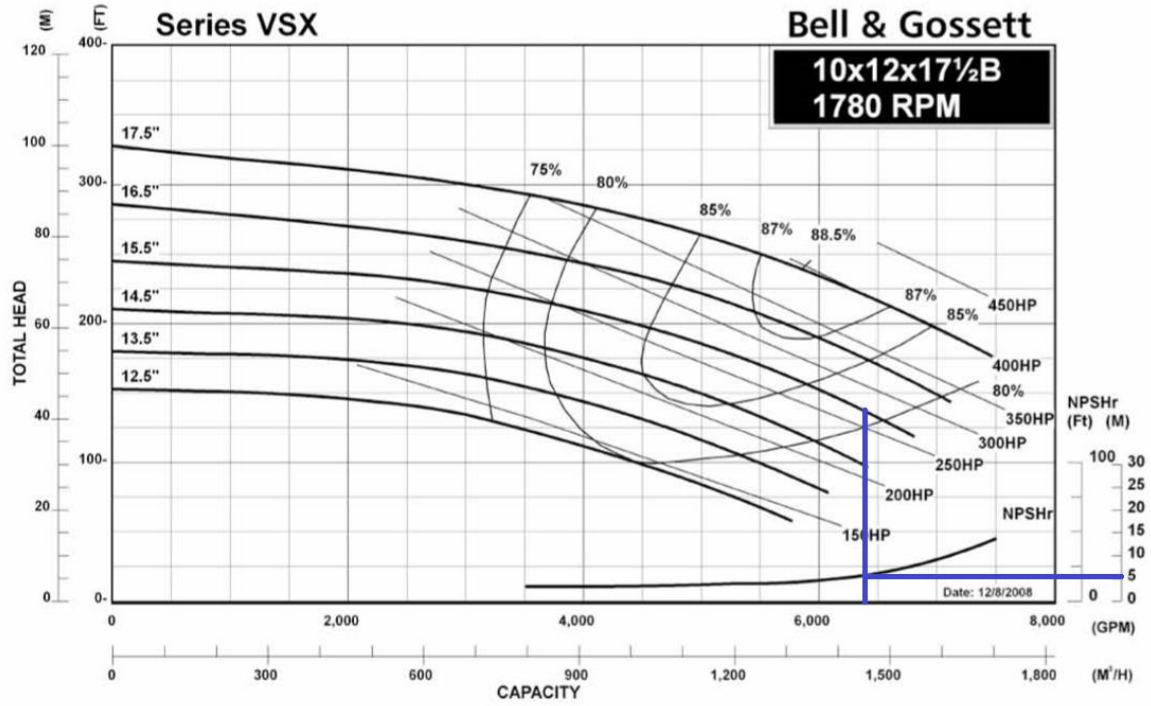
Item	Descripción	Cant.	Prec. Unit	Prec. Total
1	TURBO-REDUCTOR A VAPOR, MARCA NG METALURGICA, MULTI-ETAPAS, DE IMPULSO, CONTRAPESIÓN, CONFORME PROPUESTA TÉCNICA TC99 T285 6040 000 ;	1	501.950,00	501.950,00
2	GENERADOR SINCRONO, TRIFASICO - ATI, MARCA: GEVISA, 6250 kVA, 5.000 KW, 080 P.F, 4 POLOS, 1.800 RPM, 60 HZ TEWAC, 4160V (OPCIÓN 1), CONFORME PROPUESTA TÉCNICA TC99 T285 6040 000;	1	467.668,00	467.668,00
3	GENERADOR SINCRONO, TRIFASICO - ATI, MARCA: GEVISA, 6250 kVA, 5.000 KW, 080 P.F, 4 POLOS, 1.800 RPM, 60 HZ TEWAC, 13800V (OPCIÓN 2), CONFORME PROPUESTA TÉCNICA TC99 T285 6040 000;	1	480.010,00	480.010,00
4	SET DE PANELES EL TG INCLUYENDO: - 01 - PANEL DE TG COM IHM, PCV Y AVR; - 01 - PANEL DE MEDIA TENSIÓN COM RELÉ DE PROTECCIÓN; - 01 - PANEL DE PUESTA A TIERRA;	1	172.915,00	172.915,00
5	SERVICIO DE SUPERVISIÓN DE MONTAJE Y PUESTA EM MARCHA DEL TURBO-REDUCTOR (NO INCLUIDO LOS COSTOS DE VIAJE, HORAS EXTRAS Y SERVICIOS A LOS SABADOS, DOMINGOS Y ETC)	1	74.668,00	74.668,00

6	SERVICIO DE SUPERVISIÓN DE MONTAJE Y PUESTA EM MARCHA DEL GENERADOR (NO INCLUIDO LOS COSTOS DE VIAJE, HORAS EXTRAS Y SERVICIOS A LOS SABADOS, DOMINGOS Y ETC)	1	10.372,00	10.372,00												
7	TORRE DE ENFRIAMIENTO AUTOPORTANTE EM PRFV, CARGA TERMICA 10.080.000 KCAL/H, CONFORME PROPUESTA TÉCNICA TC99 T285 6040 000;	1	94.286,00	94.286,00												
8	MOTOR ELÉCTRICO MARCA WEG DE 300 CV, 8 POLOS, CARCASA: 315C/D/E, 4160V, 3 TERMINALES, FORMA CONSTRUCTIVA B3D, CONFORME PROPUESTA TÉCNICA TC99 T285 6040 000;	1	40.905,00	40.905,00												
9	MOTOR ELÉCTRICO MARCA WEG DE 800 CV, 4 POLOS, CARCASA: 400L/A/B, 4160V, 3 TERMINALES, FORMA CONSTRUCTIVA B3D, CONFORME PROPUESTA TÉCNICA TC99 T285 6040 000;	1	68.530,00	68.530,00												
10	REDUCTOR DE VELOCIDAD, MARCA WEG GESTARI, MODELO: HELIMAX, 2000 KW@ 1800 RPM, REDUCCION: 2,83, CONFORME PROPUESTA TÉCNICA TC99 T285 6040 000;	1	16.330,00	16.330,00												
<table style="width: 100%; border: none;"> <tr> <td style="width: 15%;">Empaque.:</td> <td style="width: 45%;">26.410,00</td> <td style="width: 15%;">Precio Total Ex</td> <td style="width: 25%;"></td> </tr> <tr> <td>Desp.</td> <td></td> <td>Works:</td> <td>1.954.044,00</td> </tr> <tr> <td>Acces.:</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>					Empaque.:	26.410,00	Precio Total Ex		Desp.		Works:	1.954.044,00	Acces.:			
Empaque.:	26.410,00	Precio Total Ex														
Desp.		Works:	1.954.044,00													
Acces.:																

Ítem	Descripción	Precio (USD)
01	<p>Generador Síncrono, Modelo AMG 630, 6188 kVA, 4950 kW, F.P.=0,80, 4160 V, <i>4 polos, 60 Hz, grado de protección IP54, método de enfriamiento IC81W, montaje horizontal (IM1001), Aislamiento, elevación de temperatura clase F, régimen de servicio continuo S1, carcasa 630, cojinetes de rodamiento (lubricación a grasa), excitación Brushless, PMG, Accionado por Turbina à Vapor;</i></p>	353.572,00
02	<p>Generador Síncrono, Modelo AMG 630, 6188 kVA, 4950 kW, F.P.=0,80, 13800 V, 4 polos, 60 Hz, grado de protección IP54, método de enfriamiento IC81W, montaje horizontal (IM1001), Aislamiento, elevación de temperatura clase F, régimen de servicio continuo S1, carcasa 630, cojinetes de rodamiento (lubricación a grasa), excitación Brushless, PMG, Accionado por Turbina à Vapor;</p>	380.510,00

ANEXO 38: GRÁFICA DE LA BOMBA SELECCIONADA.





Fuente: (Bell & Gossett, 2009).

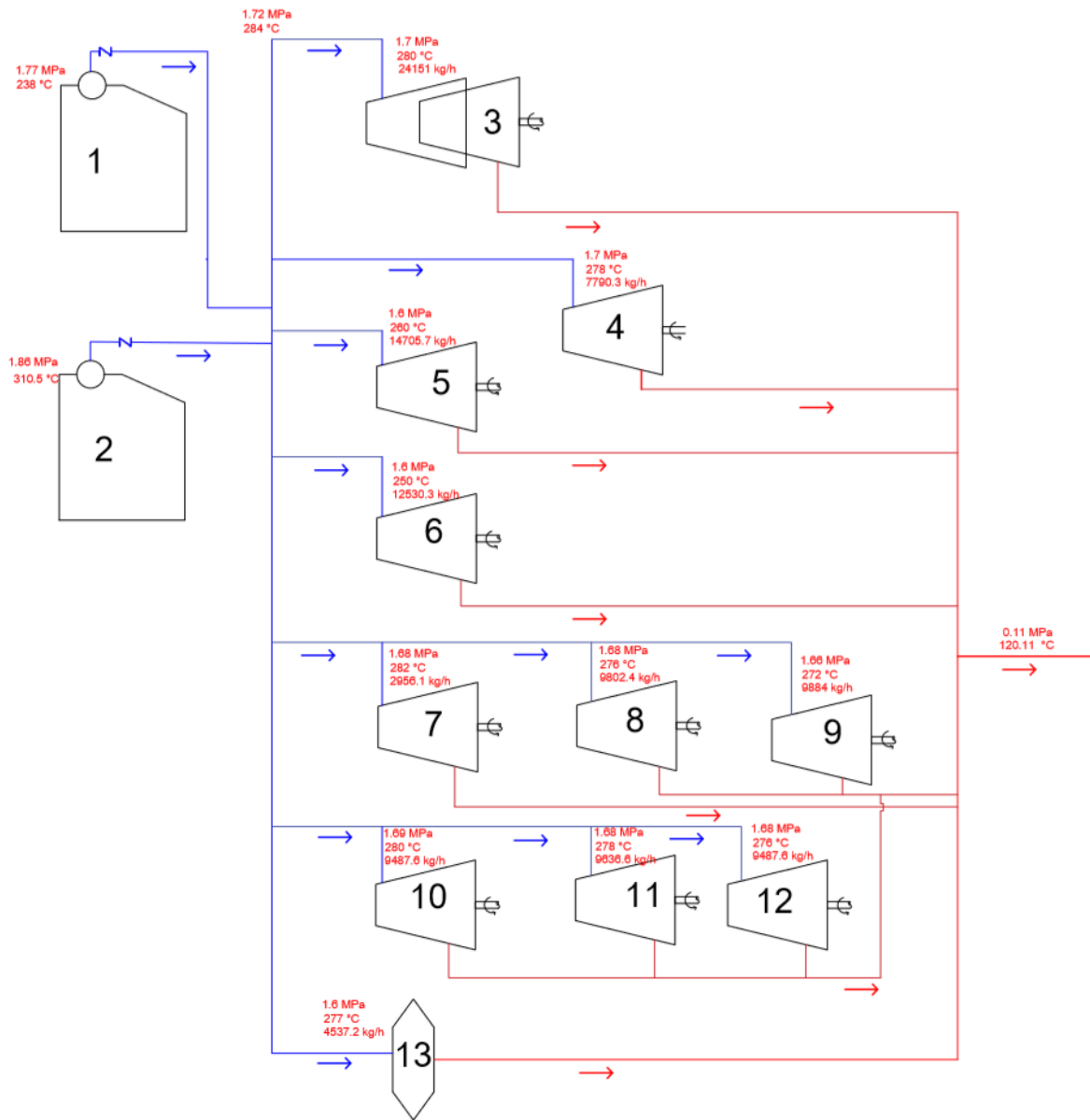
ANEXO 39: TABLA DE ANOTACIONES PARA EL DIAGRAMA DEL BALANCE DE CARGAS EN LA RED DE VAPOR.

TABLA DE ANOTACIONES

COD.	DESCRIPCIÓN
1	CALDERA BIGELOW. CAPACIDAD: 45372 KG/H PRESIÓN DE OPERACIÓN: 1.72 MPa
2	CALDERA CALDEMA A2C-22-4GB-PSE CAPACIDAD:65000 KG/H. PRESIÓN DE OPERACIÓN 1.72 MPa.
3	Turbina NG, (Turbogenerador)
4	Turbina Elliott 550 HP, Ventilador inducido
5	Turbina Elliott 1200 HP, Desfibradora.
6	Turbina Elliott 1000 HP, Cuchillas 3
7	Turbina Worthington 300 HP, Bomba Peerles
8	Turbina Elliott 1000 HP, molino 2
9	Turbina Elliott 1000 HP, molino 1
10	Turbina Elliot 1000 HP, molino 5
11	Turbina Elliott 1000 HP, molino 4
12	Turbina Elliott 1000 HP, molino 3
13	Secadoras
14	Limpieza de evaporadores
15	Purga

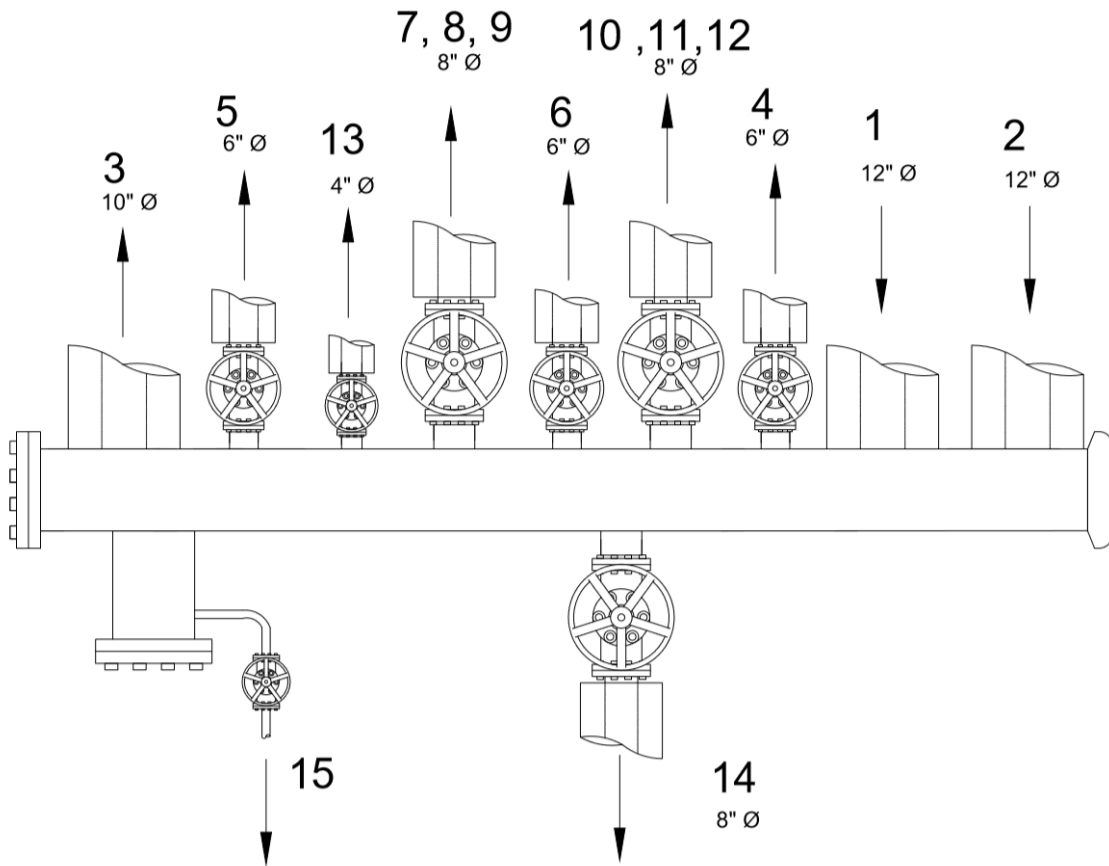
Fuente:(Elaboración propia, Autocad).

ANEXO 40: DIAGRAMA DEL BALANCE DE CARGAS EN LA RED DE VAPOR.



Fuente: (Elaboración propia, Autocad).

ANEXO 41: DETALLE DEL CABEZAL DE DISTRIBUCIÓN.



Fuente: (Elaboración propia, Autocad).

ANEXO 41: CASOS DEL ANÁLISIS ECONÓMICO REALIZADO.

CONCEPTO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
INVERSIÓN TOTAL	-829.658.068															
FIJAS	0															
Turbo-reductor	-292.134.900															
Panel de protecciones	-100.636.530															
Generador	-205.778.904															
Motor 300 Hp	-30.000.000															
Imprevistos	-31.427.517															
Empaque	-15.370.620															
Supervisión	-40.493.280															
Costos de nacionalización	-125.710.067															
Montaje	-30.000.000															
Transformador	-49.106.250															
COSTOS TOTALES	-122.710.813	-120.855.225	-126.630.079	-123.126.418	-119.773.201	-115.022.962	-110.269.589	-105.239.879	-100.997.198	-97.371.210	-94.760.800	-92.499.462	-90.411.869	-88.445.505	-86.522.517	-84.715.505
DEPRECIACIÓN / AMORTIZACIÓN	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813
Costos mantenimiento	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000
INTERÉS	0	-829.000.000	-881.394.413	-935.919.266	-992.415.605	-1.051.561.579	-1.113.322.149	-1.178.658.776	-1.247.529.066	-1.320.086.386	-1.397.497.437	-1.480.851.793	-1.571.344.385	-1.670.279.936	-1.778.192.342	-1.895.989.889
INGRESO REAL / IMPUESTO VENTAS	0	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881
FLUJO ANTES DE IMPUESTOS	-829.658.068	-47.213.912	-134.428.344	-213.243.198	-277.739.517	-323.885.510	-359.646.081	-387.962.704	-409.829.988	-426.511.571	-439.362.624	-448.851.571	-455.426.980	-459.573.429	-461.975.022	-463.376.376
IMPUESTO RENTA																
13%	-4.832.111	-4.425.685	-4.043.626	-3.695.140	-3.375.116	-3.080.900	-2.819.752	-2.589.880	-2.388.440	-2.212.624	-2.058.024	-1.921.877	-1.800.966	-1.692.129	-1.594.279	-1.504.429
FLUJO DESPUÉS DE IMPUESTO	-424.825.957	-429.922.659	-427.381.822	-424.133.357	-420.760.394	-417.092.000	-413.036.956	-408.572.308	-403.691.548	-398.399.947	-392.664.600	-386.482.693	-379.760.063	-372.425.200	-364.480.697	-355.841.929
DEPRECIACIÓN / AMORTIZACIÓN ACTIVO		37.218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813
VALOR RESCATE																
RECUPERACIÓN DE CAPITAL																
CRÉDITO	829.000.000															
AMORTIZACIÓN	-228.965.875	-211.811.402	-195.038.038	-178.542.269	-162.394.295	-146.631.718	-131.297.088	-116.402.888	-101.991.489	-88.076.488	-75.594.082	-64.124.480	-53.657.819	-44.203.518	-35.769.888	-28.359.888
FLUJO NETO	829.000.000	-429.922.659	-424.585.309	-424.999.175	-425.454.854	-425.955.877	-426.502.003	-427.113.242	-427.786.104	-428.513.652	-429.300.555	-431.156.018	-432.132.371	-433.206.309	-434.387.747	-435.675.311
TREMA PONDERADA	10,00%															
VALOR ACTUAL	-182.055.606,94	-229.028.075,10	-249.714.437,18	-268.702.402,70	-287.386.007,72	-306.195.557,74	-325.662.512,30	-346.393.801,08	-368.092.513,53	-391.594.343,55	-416.893.994,34	-444.938.363,67	-475.688.519,12	-510.124.698,46	-548.365.462,40	-591.228.798,46
VAN	-182.055.606,94	PRIFD	-177.397.539,44													
TIR	-20%	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

CONCEPTO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
INVERSIÓN TOTAL	-829.658.068												
FIJAS	0												
Turbo-reductor	-292.134.900												
Panel de protecciones	-100.636.530												
Generador	-205.778.904												
Motor 300 Hp	-30.000.000												
Imprevistos	-31.427.517												
Empaque	-15.370.620												
Supervisión	-40.493.280												
Costos de nacionalización	-125.710.067												
Montaje	-30.000.000												
Transformador	-49.106.250												
COSTOS TOTALES	-122.710.813	-120.855.225	-126.630.079	-123.126.418	-119.773.201	-115.022.962	-110.269.589	-105.239.879	-100.997.198	-97.371.210	-94.760.800	-92.499.462	-90.411.869
DEPRECIACIÓN / AMORTIZACIÓN	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813	-37.218.813
Costos mantenimiento	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000
INTERÉS	0	-829.000.000	-881.394.413	-935.919.266	-992.415.605	-1.051.561.579	-1.113.322.149	-1.178.658.776	-1.247.529.066	-1.320.086.386	-1.397.497.437	-1.480.851.793	-1.571.344.385
INGRESO REAL / IMPUESTO VENTAS	0	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881	829.386.881
FLUJO ANTES DE IMPUESTOS	-829.658.068	-47.213.912	-134.428.344	-213.243.198	-277.739.517	-323.885.510	-359.646.081	-387.962.704	-409.829.988	-426.511.571	-439.362.624	-448.851.571	-455.426.980
IMPUESTO RENTA													
13%	-4.832.111	-4.425.685	-4.043.626	-3.695.140	-3.375.116	-3.080.900	-2.819.752	-2.589.880	-2.388.440	-2.212.624	-2.058.024	-1.921.877	-1.800.966
FLUJO DESPUÉS DE IMPUESTO	-424.825.957	-429.922.659	-427.381.822	-424.133.357	-420.760.394	-417.092.000	-413.036.956	-408.572.308	-403.691.548	-398.399.947	-392.664.600	-386.482.693	-379.760.063
DEPRECIACIÓN / AMORTIZACIÓN ACTIVO		37.218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813	37,218.813
VALOR RESCATE													
RECUPERACIÓN DE CAPITAL													
CRÉDITO	829.000.000												
AMORTIZACIÓN	-228.965.875	-211.811.402	-195.038.038	-178.542.269	-162.394.295	-146.631.718	-131.297.088	-116.402.888	-101.991.489	-88.076.488	-75.594.082	-64.124.480	-53.657.819
FLUJO NETO	829.000.000	-429.922.659	-424.585.309	-424.999.175	-425.454.854	-425.955.877	-426.502.003	-427.113.242	-427.786.104	-428.513.652	-429.300.555	-431.156.018	-432.132.371
TREMA PONDERADA	10,00%												
VALOR ACTUAL	-182.055.606,94	-229.028.075,10	-249.714.437,18	-268.702.402,70	-287.386.007,72	-306.195.557,74	-325.662.512,30	-346.393.801,08	-368.092.513,53	-391.594.343,55	-416.893.994,34	-444.938.363,67	-475.688.519,12
VAN	-182.055.606,94	PRIFD	-177.397.539,44										
TIR	-20%	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00	829.000.000,00

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

CONCEPTO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
INVERSIÓN TOTAL	-929.658.068										
FIJAS	0										
Turbo-reductor	-292.134.900										
Panel de protecciones	-100.636.530										
Generador	-205.778.904										
Motor 300 Hp	-30.000.000										
Imprevistos	-31.427.517										
Empaque	-15.370.620										
Supervisión	-49.493.280										
Costos de nacionalización	-125.710.067										
Montaje	-30.000.000										
Tnsasformador	-49.106.250										
COSTOS TOTALES		-127.800.188	-122.027.611	-115.677.777	-108.692.960	-101.009.661	-92.558.032	-83.261.240	-73.034.769	-61.785.651	-49.411.621
DEPRECIACION / AMORTIZACIÓN		-32.308.188	-32.308.188	-32.308.188	-32.308.188	-32.308.188	-32.308.188	-32.308.188	-32.308.188	-32.308.188	-32.308.188
Costos mantenimiento		-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000
INTERÉS	0	-92.000.000	-86.227.424	-79.877.590	-72.892.772	-65.209.473	-56.757.844	-47.461.052	-37.234.581	-25.985.463	-13.611.433
INGRESO REAL / IMPUESTO VENTAS	0	95.386.881	95.386.881	95.386.881	95.386.881	95.386.881	95.386.881	95.386.881	95.386.881	95.386.881	95.386.881
FLUJO ANTES DE IMPUESTOS	-929.658.068	-32.413.307	-26.640.730	-20.290.896	-13.306.079	-5.622.780	2.828.849	12.125.641	22.352.112	33.601.230	45.975.260
IMPUESTO RENTA											
13%		-4.213.730	-3.463.295	-2.637.817	-1.729.790	-730.961	367.750	1.576.333	2.905.775	4.268.160	5.976.784
FLUJO DESPUÉS DE IMPUESTO		-36.627.037	-30.104.025	-17.653.080	-11.576.289	-4.891.819	2.461.099	10.549.308	19.446.337	29.233.070	39.998.476
DEPRECIACIÓN / AMORTIZACIÓN ACTIVO		32.308.188	32.308.188	32.308.188	32.308.188	32.308.188	32.308.188	32.308.188	32.308.188	32.308.188	32.308.188
VALOR RESCATE											
RECUPERACIÓN DE CAPITAL											
CRÉDITO	920.000.000										
AMORTIZACIÓN		-57.725.763	-63.498.340	-69.848.174	-76.832.991	-84.516.290	-92.967.919	-102.264.711	-112.491.182	-123.740.300	-136.114.330
FLUJO NETO	-9.658.068	-62.044.612	-61.294.177	-55.193.066	-46.101.092	-35.099.921	-22.198.633	-9.407.216	6.936.657	22.199.042	35.467.501
TREMA PONDERADA	10,00%										
VALOR ACTUAL		-56.404.192,88	-50.656.344,83	-41.467.367,21	-38.317.800,71	-35.454.558,43	-32.851.610,91	-30.485.294,97	-28.334.098,67	-26.378.465,67	-24.782.914,84
VAN	-259.224.886,94	PRIFD	-249.566.819,44								
TIR	-17%	66.062.260,38	116.718.605,20	158.185.972,41	196.503.773,12	231.958.331,55	264.809.942,46	295.295.237,43	323.629.336,11	350.007.801,78	259.224.886,94

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

CONCEPTO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
INVERSIÓN TOTAL	-929.658.068									
FIJAS	0									
Turbo-reductor	-292.134.900									
Panel de protecciones	-100.636.530									
Generador	-205.778.904									
Motor 300 Hp	-30.000.000									
Imprevistos	-31.427.517									
Empaque	-15.370.620									
Supervisión	-49.493.280									
Costos de nacionalización	-125.710.067									
Montaje	-30.000.000									
Tnsasformador	-49.106.250									
COSTOS TOTALES		-127.800.188	-121.025.258	-113.572.836	-105.375.171	-96.357.739	-86.438.565	-75.527.473	-63.525.272	-50.322.851
DEPRECIACION / AMORTIZACIÓN		-32.308.188	-32.308.188	-32.308.188	-32.308.188	-32.308.188	-32.308.188	-32.308.188	-32.308.188	-32.308.188
Costos mantenimiento		-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000	-3.492.000
INTERÉS	0	-92.000.000	-85.225.070	-77.772.648	-69.574.983	-60.557.552	-50.638.377	-39.727.285	-27.725.084	-14.522.663
INGRESO REAL / IMPUESTO VENTAS	0	95.386.881	95.386.881	95.386.881	95.386.881	95.386.881	95.386.881	95.386.881	95.386.881	95.386.881
FLUJO ANTES DE IMPUESTOS	-929.658.068	-32.413.307	-25.638.377	-18.185.955	-9.988.290	-970.858	8.948.316	19.859.408	31.861.609	45.064.030
IMPUESTO RENTA										
13%		-4.213.730	-3.332.989	-2.364.174	-1.298.478	-126.212	1.163.281	2.581.723	4.142.009	5.858.324
FLUJO DESPUÉS DE IMPUESTO		-28.199.577	-22.305.388	-15.821.780	-8.689.812	-844.647	7.785.035	17.277.685	27.719.600	39.205.706
DEPRECIACIÓN / AMORTIZACIÓN ACTIVO		32.308.188	32.308.188	32.308.188	32.308.188	32.308.188	32.308.188	32.308.188	32.308.188	32.308.188
VALOR RESCATE										
RECUPERACIÓN DE CAPITAL										
CRÉDITO	920.000.000									
AMORTIZACIÓN		-67.749.296	-74.524.226	-81.976.648	-90.174.313	-99.191.744	-109.110.919	-120.022.010	-132.024.212	-145.226.633
FLUJO NETO	-9.658.068	-63.640.685	-64.521.426	-65.490.241	-66.555.937	-67.728.203	-69.017.696	-70.436.138	-71.996.424	-73.780.616
TREMA PONDERADA	10,00%									
VALOR ACTUAL		-57.855.168,25	-53.323.492,50	-49.203.787,27	-45.458.600,70	-42.053.885,63	-38.958.690,12	-36.144.876,01	-33.586.863,19	-31.362.314,03
VAN	-256.881.117,15	PRIFD	-247.223.049,65							
TIR	-17%	67.513.235,75	120.836.728,25	170.040.515,52	215.499.116,22	257.553.001,85	296.511.691,97	332.656.567,99	366.243.431,18	256.881.117,15

Fuente: (Elaboración propia, Excel).

ANEXO 42: COTIZACIÓN DEL TRANSFORMADOR DE 4.5 MVA.



Tranformador		Precios (USD)	
Descripción	Ctd	Precio Unitario	Precio Total
Transformador de Potencia Elevador sumergido en aceite mineral de 4,5MVA ONAN, 4,16/0,48kV, grupo de conexión Dyn11.	1	131,294	131,294
Total Transformer (USD)			131,294

Servicios Transformador		Prices (USD)	
Descripción	Ctd	Precio Unitario	Precio Total
Supervision de montaje y Puesta en Marcha* – 1 técnico por 7 días / 56 horas de trabajo (En un único atendimento)	1	8,400	8,400
Tiempo de viaje - 2 días	1	2,400	2,400
* Costos adicionales: tickets aereos, Transporte interno, hotel, Lavanderia y alimentación NO incluso en el precio arriba. Estos costos están a cargo del cliente.		-	-