

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA DE PETROLEO,
GAS NATURAL Y PETROQUIMICA**



**ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD PARA LA INSTALACIÓN
DE UNA PLANTA DE COGENERACIÓN EN UNA EMPRESA
CERVECERA UTILIZANDO COMO COMBUSTIBLE GAS
NATURAL**

**TITULACION POR ACTUALIZACION DE CONOCIMIENTOS
PARA OPTAR EL TITULO DE INGENIERO PETROQUIMICO**

**ELABORADO POR:
JOSÉ ALBERTO NAVARRO CAMPOS**

PROMOCION 2001-0

**LIMA – PERU
2006**

AGRADECIMIENTO

En agradecimiento a Dios; al esfuerzo y sacrificio de mis padres, que supieron inculcarme valores morales, siempre me apoyaron y me ayudaron con su sabiduría.

Agradezco a la Universidad Nacional de Ingeniería que permitió desarrollarme profesionalmente en sus aulas y a todos mis profesores por transmitirme sus conocimientos y sabiduría.

Así mismo a mi esposa e hija por su paciencia, apoyo y sacrificio.

Muchas gracias.

INDICE

	Página
CAPITULO I SUMARIO	1
CAPITULO II INTRODUCCION	2
CAPITULO III ASPECTOS GENERALES	4
3.1 Reseña Cronológica.....	4
CAPITULO IV DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS SISTEMAS DE COGENERACIÓN	6
4.1. Clasificación de los Sistemas de Cogeneración	6
4.1.1. De acuerdo al orden de energía usada:	6
4.1.2. De acuerdo al sistema de operación:	7
4.1.3. De acuerdo al motor principal:	7
4.2. Ciclos Termodinámicos de Potencia	9
4.2.1. Ciclo Rankine	9
4.2.1.1. Tipos de Turbinas de Vapor.....	10
4.2.1.2. Cogeneración y el Ciclo rankine	10
4.2.2. Cogeneración y el Ciclo Brayton	10
4.2.3. Ciclo Otto y ciclo Diesel	11
4.3. Ventajas que aportan los Sistemas Cogenerativos	12
CAPITULO V ESTUDIO DE LA DEMANDA DE LOS SERVICIOS INDUSTRIALES PARA UNA EMPRESA CERVECERA	14
5.1. Ubicación Geográfica y Climatología de la Zona.....	14
5.2. Programa de Trabajo	14
5.3. Datos Generales del Centro en Estudio.....	15
5.4. Servicios Industriales	15
5.4.1. Cocimiento	15
5.4.2. Embotellamiento	15
5.5. Análisis de las Energías Terciarias y Secundarias	16
5.5.1. vapor	16

5.5.1.1.Descripción actual del circuito de vapor	16
5.5.1.2.Consumo global de vapor y petróleo residual 500 en la empresa cervecera	18
5.5.1.3.Demanda térmica de la empresa cervecera	18
a)Vapor	18
b)Petróleo residual 500	19
c)Electricidad para fuerza motriz y alumbrado	19
5.5.2.Resumen energético y económico de la situación base	20
CAPITULO VI SELECCIÓN DE SISTEMAS DE COGENERACIÓN	21
6.1.Criterios de Selección	21
CAPITULO VII TERMODINÁMICA DE LOS SISTEMAS DE COGENERACIÓN ..	23
7.1. ALTERNATIVA N° 1 TURBINA VAPOR	23
7.2. ALTERNATIVA N° 2 TURBINA GAS	26
7.3. ALTERNATIVA N° 3 MOTOR RECIPROCANTE A GAS NATURAL ..	35
CAPITULO VIII EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE LAS ALTERNATIVAS DE COGENERACIÓN	38
8.1.Alternativa N° 1: Turbina a vapor	38
8.1.1.Evaluación de parámetros energéticos	38
8.1.1.1.Autogeneración Turbina de Vapor	38
8.1.1.2.Consumo de combustible caldera Alta presión	38
8.1.1.3.Electricidad importada.....	38
8.2.Alternativa N° 2: Turbina gas.....	39
8.2.1.Evaluación de parámetros energéticos	39
8.2.1.1.Vapor caldera de recuperación.....	39
8.2.1.2.Autogeneración eléctrica turbina gas	40
8.2.1.3.Consumo de combustible Turbina Gas	40
8.2.1.4.Electricidad importada.....	40
8.3.Alternativa N° 3: Motor Reciprocante a Gas Natural	41
8.3.1.Evaluación de parámetros energéticos	41
8.3.1.1.Vapor caldera de recuperación.....	41

8.3.1.2. Autogeneración eléctrica del motor a gas	42
8.3.1.3. Consumo de combustible caldera convencional.....	42
CAPITULO IX DESCRIPCIÓN DE LOS PROCESOS DE COGENERACIÓN E INVERSIONES	44
9.1. Alternativa N° 1: Turbina a vapor	44
9.1.1. Descripción del proceso térmico y eléctrico	44
9.1.2. Características de los equipos principales	45
9.1.3. Inversiones previstas	45
9.2. Alternativa N° 2: Turbina gas.....	46
9.2.1. Descripción del proceso térmico y eléctrico	46
9.2.2. Características de los equipos principales	47
9.2.3. Inversiones previstas	48
9.3. Alternativa N° 3: Motor Reciprocante a Gas Natural	48
9.3.1. Descripción del proceso térmico y eléctrico	49
9.3.2. Características de los equipos principales	50
9.3.3. Inversiones previstas	50
CAPITULO X EVALUACIÓN ECONOMICA DE LAS ALTERNATIVAS DE COGENERACIÓN	52
10.1. Turbina vapor	52
10.1.1. Evaluación económica de la central	52
10.1.2. Bases económicas consideradas	53
10.1.2.1. Electricidad al usuario	53
10.1.2.2. Energía térmica al usuario	53
10.1.2.3. Importación de electricidad	53
10.1.2.4. Combustible caldera alta presión	53
10.1.2.5. Costos de operación y mantenimiento	54
10.1.2.6. Margen Bruto	54
10.1.2.7. Margen objetivo	54
10.1.2.8. Inversión central	54
10.1.2.9. P.B.T.	54

10.2.Turbina gas	55
10.2.1.Evaluación económica de la central	55
10.2.2.Bases económicas consideradas	56
10.2.2.1.Importación de electricidad	56
10.2.2.2.Costos de operación y mantenimiento	56
10.3.Motor Reciprocante a Gas Natural.....	56
10.3.1.Evaluación económica de la central	56
10.3.2.Bases económicas consideradas	57
10.3.2.1.Importación de electricidad	57
10.3.2.2.Costos de operación y mantenimiento	57
CAPITULO XI SELECCIÓN DEL SISTEMA DE COGENERACIÓN PARA LA EMPRESA CERVECERA	58
CAPITULO XII CONCLUSIONES.....	59
CAPITULO XIII RECOMENDACIONES	60
CAPITULO XIV BIBLIOGRAFÍA	61
ANEXOS	63

CAPÍTULO I

SUMARIO

El siguiente trabajo presentará una guía para la selección, evaluación y análisis de los sistemas de cogeneración posibles de utilizar en el sector industrial, para motivos de este trabajo se ha elegido una empresa cervecera y utilizará como combustible gas natural, a fin de incentivar el uso de este recurso en el país.

Se presentará una síntesis bibliográfica respecto a los sistemas de cogeneración existentes, antecedentes, tipo de principio de funcionamiento que priman en ellos, criterios a tener en cuenta para la elección de los mismos; para luego presentar la problemática de la empresa cervecera exponiéndose información con respecto a los consumos de energía existentes en la empresa cervecera tales como vapor para procesos, consumo de energía eléctrica, combustible utilizado, tipo de facilidades industriales que posee la empresa; los que serán descritos detalladamente en el presente informe.

Finalmente se indicarán los costos e inversiones implicadas en cada uno de los sistemas propuestos, para luego realizar una evaluación económica de los mismos y presentar las alternativas para la elección de las más adecuadas.

El propósito del presente informe de suficiencia tiene como objetivo obtener el Título Profesional de Ingeniero PETROQUIMICO y entregar una herramienta documentada para evaluar proyectos de cogeneración.

CAPÍTULO II

INTRODUCCION

El gran desarrollo industrial que se vive en estos tiempos, se debe en gran parte a la capacidad del hombre en el uso de la energía, permitiendo adecuarla para el consumo de los usuarios finales.

Este gran desarrollo ha solicitado cada vez mayores cantidades de energía y ha permitido que un sector se especialice en abastecer al usuario las energías que éste precise; nos referimos al sector energético.

El problema energético no está en la escasez de la energía, pero si en la capacidad tecnológica de su conversión a formas energéticas útiles. Las energías deseadas (entendidas como aquellas fáciles de usar) son escasas, y la energía eléctrica (tal vez la más requerida por su facilidad de uso) es escasa y no existe en la naturaleza en forma aprovechable; por lo que el hombre ha tenido que ingeniar sistemas tecnológicos para producirla desde otras formas menos útiles de energía.

Así el sector energético parte de las energías primarias (por ejemplo petróleo crudo, GLP, Gas Natural) para que, por intermedio de tecnologías adecuadas convertirlas en secundarias tomando la forma de electricidad y combustible, las que pasan a estar disponibles en el mercado.

Estas energías primarias disponibles al ser transformadas en otras utilizando tecnologías de conversión, llevan consigo perdidas energéticas; por consiguiente la energía obtenida será de magnitud menor que la energía inicial.

La posibilidad de un ulterior aprovechamiento de estas pérdidas energéticas depende en gran medida del nivel térmico de dichas energías degradadas.

Por ejemplo, los humos ardientes a 800 °C de la zona de convección del horno de un proceso de steam cracking para la producción de olefinas, se aprovechan en la generación de vapor de agua para uso en el mismo proceso, si la temperatura

fuese mucho menor, la extracción de energía, para otras aplicaciones, sería más difícil.

Los usuarios del sector industrial, comercial y doméstico, acuden al mercado para adquirir las energías del tipo secundario y convertirlas a través de sistemas tecnológicos propios de estos usuarios en energías terciarias (por ejemplo vapor, electricidad), y utilizarlos en procesos industriales o en calefacción de ambientes.

Los pasos intermedios se deben a la aplicación de tecnologías de conversión diversos, sustentadas en el 1º y 2º principio de la termodinámica.

Por todas estas razones, la lógica del proceso energético induce a perseguir dos objetivos:

- 1º Minimizar el número de procesos tecnológicos de conversión que deba sufrir una cierta forma energética, y
- 2º Aprovechar al máximo las energías residuales que en el proceso de conversión se generan.

Precisamente el objetivo de los sistemas de cogeneración es optimizar el proceso de conversión energética, obteniendo de las energías disponibles por el usuario como son la primaria o secundaria la máxima calidad y utilidad de las mismas, como energía térmica y eléctrica que en caso contrario debe adquirirlos a las compañías de electricidad o producir el vapor comprando un combustible como petróleo residual o gas natural. Esta última situación, la más generalizada en nuestro país, es la que debe servir de base de comparación para cualquier nuevo sistema que se proponga.

Entonces se define la cogeneración como una tecnología de conversión la que transforma una energía de calidad media, como por ejemplo el gas natural, en una energía de calidad superior como la energía mecánica o eléctrica, más otra de nivel térmico inferior como el vapor de agua.

En la actualidad la cogeneración permite obtener estos productos a un costo bajo y un suministro constante y seguro en su propio centro industrial, lo que también permitirá reducir al mínimo el impacto ambiental que las actuales condiciones, permitiendo así reducir los recursos que anteriormente eran para cuidado del medio ambiente a otras actividades.

CAPÍTULO III

ASPECTOS GENERALES

3.1. Reseña Cronológica

Aunque los principios básicos de la cogeneración son conocidos desde finales del siglo XIX, las aplicaciones industriales han evolucionado de una forma lenta e irregular como indica la siguiente sinopsis:

- ❖ Hasta la década de los 50 la cogeneración por medio de turbina de vapor era práctica común en el diseño de algunos sectores: Plantas, papeleras, química básica, azucareras, refinación de petróleo, etc. La razón no era solamente de índole energética, asegurar el suministro de energía eléctrica en una época en que las redes públicas no merecían el alto grado de fiabilidad que han alcanzado en la actualidad, figuraba entre las prioridades del diseño.
- ❖ Posteriormente, a partir de los años sesenta, las mejoras en las redes externas de distribución eléctrica coinciden con un período relativamente largo de crudo barato. No existía suficiente incentivo, económico o de seguridad del suministro, para implantar cogeneración, por lo que de manera generalizada se abandonó el criterio favorable al autoabastecimiento eléctrico.
- ❖ Se ha de recurrir a la crisis energética de 1973, y en particular al rebrote de 1978, para encontrar un renacido interés por todos los temas relacionados con la conservación energética. Entre ellos la cogeneración se presenta como una de las opciones más eficaces para disminuir el consumo energético
- ❖ También a principios de los años 80 se producen circunstancias que habrían de jugar un destacado papel en el desarrollo de la cogeneración:

- La turbina de gas experimenta un notorio avance en eficiencia, acompañada de mayor fiabilidad y sensible disminución del coste específico, que la sitúan a la cabeza de los equipos cogeneradores.
- La creciente preocupación social por el deterioro del medio ambiente, provoca cierto rechazo del carbón y más acusado de la energía nuclear situando al gas natural en un escenario privilegiado para tomar el relevo como combustible de elección.

Ha sido pues un largo proceso de innovación tecnológica el que ha devuelto a la cogeneración su puesto en el mercado y sólo un cambio tecnológico espectacular, hoy no previsto, podría de nuevo desplazarla.

CAPÍTULO IV

DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS SISTEMAS DE COGENERACIÓN

En este capítulo se presentará la clasificación de los sistemas de cogeneración encontrados bibliográficamente, sus diferentes tipos de arreglos, los principios termodinámicos implicados en cada uno de estos sistemas de cogeneración y finalmente las ventajas que aportan estos, con el fin de ayudarnos a decidir por que sistema de cogeneración se va adoptar al caso práctico motivo de este informe.

4.1. Clasificación de los Sistemas de Cogeneración

Los sistemas de cogeneración están constituidos por un conjunto de equipos interconectados entre sí con la finalidad de satisfacer las necesidades energéticas previamente fijadas.

Los sistemas de cogeneración pueden ser clasificados de distintas formas, a continuación se describen algunas.

4.1.1. De acuerdo al orden de energía usada:

- ❖ **Sistemas de cabeza (topping systems):** cuando el combustible abastecido es usado primero para alimentar una máquina térmica (sea turbina o motor) que genere energía eléctrica con aprovechamiento del calor residual (energía térmica), el cual es un coproducto del sistema y es usado para satisfacer los requerimientos de calor de procesos, por ejemplo: Turbinas de gas con recuperación de calor, Motor de gas con recuperación de calor en agua y gases.
- ❖ **Sistemas de cola (bottoming systems):** utilizan el combustible para producir primero energía térmica, como calor a altas temperaturas, y después energía eléctrica.

4.1.2. De acuerdo al sistema de operación:

- ❖ Sistema carga básica de electricidad: En esta configuración la planta de cogeneración es dimensionada para encajar según la demanda mínima de electricidad del lugar, basado en la demanda histórica; y el resto de la electricidad es comprada a la red. La energía térmica del lugar puede ser suministrada por el sistema o por calderas adicionales.
- ❖ Sistema carga básica térmica: Aquí el sistema de cogeneración es dimensionado para abastecer los requerimientos mínimos de energía térmica del lugar. En caso la demanda de electricidad excede la que puede ser provista por el propio sistema, entonces la cantidad faltante puede ser comprada a la red. Por otro lado, si la reglamentación del lugar lo permite, los excedentes de electricidad producidos pueden ser vendidos a la red.
- ❖ Sistema carga total de electricidad: En este esquema de operación la empresa es totalmente independiente del sistema eléctrico o totalmente autónomo. Todos los requerimientos de electricidad incluyendo las reservas necesarias para mantenimientos programados y no programados, son tomados en cuenta cuando se dimensiona el sistema.
- ❖ Sistema carga total térmica: El sistema de cogeneración es diseñado para encontrar todos los requerimientos de energía térmica del lugar todo el tiempo.

4.1.3. De acuerdo al motor principal:

Y en este sentido definiríamos los sistemas como:

- a) Cogeneración con turbina de gas: La turbina de gas está básicamente constituida por una turbina accionada por la expansión de los gases calientes procedentes de una cámara de combustión, en la cual el aire se introduce mediante un compresor accionado por la propia turbina. La energía mecánica generada tiene entre otras las siguientes aplicaciones:
 - ❖ Producción de energía eléctrica mediante el accionamiento de un alternador.
 - ❖ Accionamiento de un compresor, bombas, etc.
 - ❖ Los gases de salida de la turbina pueden aprovecharse en el proceso de secado o en la producción de vapor o agua caliente mediante el uso de una caldera de recuperación.

- ❖ Utilizando los gases de escape como comburente en los quemadores de calderas convencionales.
- b) Cogeneración con turbina de vapor: En este caso, el accionamiento se produce por la expansión del vapor de alta presión procedente de una caldera convencional. La energía mecánica generada puede recibir las mismas aplicaciones que en caso de la turbina de gas.

Los tres grandes grupos de turbinas de vapor que pueden presentarse son:

- ❖ Turbinas de contrapresión: el cual produce electricidad por la expansión de un vapor de alta presión (mucho mayor a la atmosférica), la presión del vapor que deja la turbina está por encima de la presión atmosférica y puede utilizarse enviándolo a un proceso industrial o directamente a un condensador.
 - ❖ Turbinas de condensación: En este tipo de turbinas el vapor se expande desde la presión de entrada hasta una presión por debajo de la atmosférica. Esto resulta en un gran incremento de la eficiencia combustible-electricidad para el ciclo, pero el vapor que deja la turbina es de un valor termodinámico muy bajo, disminuyendo así la energía térmica recuperable. Plantas que solamente se dedican a producir electricidad, usan este tipo de turbinas.
 - ❖ Turbinas de extracción: Consiste de una turbina con una toma de vapor en la carcasa permitiendo la remoción de vapor de la turbina durante el proceso de expansión, estas turbinas pueden ser diseñadas para proporcionar una gama de presiones de extracción y flujos, esto permite una gran flexibilidad cuando tratamos de satisfacer tanto la carga térmica y eléctrica. Las turbinas de extracción son frecuentemente usadas en cogeneración, aunque su eficiencia es mucho menor que los otros tipos de turbina. La presión de extracción se mantiene constante al variar el caudal del vapor extraído por medio de un mecanismo regulador de presión que actúa sobre el vapor de entrada en la turbina. Las turbinas de extracción son de aplicación en aquellos procesos industriales en los que se puedan requerir dos niveles de presión.
- c) Cogeneración con motores de combustión Interna: Pueden ser de encendido por bujía, motores de combustión interna (o reciprocantes) a gas, o bien motores a petróleo, diesel o residual. Aunque el rendimiento térmico

obtenido en estos motores es más alto que el obtenido con las turbinas de gas o con las de vapor, presentan como inconveniente fundamental una mayor dificultad en la recuperación de calor.

- d) Cogeneración con ciclo combinado: Es la combinación de la turbina de gas y la turbina de vapor; en este caso el combustible se utiliza en la turbina de gas produciendo energía de eje, y los gases de escape calientes se dirigen a una caldera de recuperación. En dicha caldera se puede utilizar combustible adicional para la postcombustión con el objeto de incrementar la energía de los gases de escape. Estos gases de combustión transmiten su energía para generar vapor a las condiciones adecuadas para proceso o utilizar el vapor en una turbina de vapor para generar electricidad. Los tipos de turbina de vapor pueden ser de contrapresión ó condensación.

En el anexo B, se enuncian algunas ventajas y desventajas de los tipos de sistemas utilizados en cogeneración.

4.2. Ciclos Termodinámicos de Potencia

Hay cuatro ciclos que son generalmente usados en la generación de electricidad; el ciclo rankine (para turbinas de vapor), el ciclo brayton (para turbinas a gas), el ciclo otto y diesel (para motores reciprocantes).

4.2.1. Ciclo Rankine

Todas las grandes plantas eléctricas basadas en vapor, operan mediante un ciclo rankine. Básicamente un ciclo rankine utiliza una caldera de vapor para producir vapor con alta presión y temperatura; el vapor deja la caldera a temperaturas y presiones superiores a los 1000 °F y 4500 psig respectivamente. Seguidamente, es conducida hacia la turbina de vapor donde es expandida para producir trabajo mecánico en el eje, el cual transmitirá este movimiento a un generador eléctrico, para producir electricidad.

A efectos de incrementar la eficiencia global del proceso, la expansión es generalmente ejecutada en etapas. Esto consiste en pasar el vapor a través de una turbina de alta presión, para luego ser retornado al generador de vapor donde será recalentado. Seguidamente se produce la expansión final en una turbina de

baja presión, y ser enviado a un condensador, donde se convertirá totalmente al estado líquido y será bombeado de retorno a la caldera de vapor.

Este método de producción de electricidad, tiene una eficiencia global de aproximadamente 40%.

4.2.1.1. Tipos de Turbinas de Vapor

Las turbinas de vapor que funcionan con el principio del ciclo rankine pueden ser de diferentes tipos como se expuso en el inciso 4.1.3 (b) de este capítulo.

4.2.1.2. Cogeneración y el Ciclo rankine

El ciclo rankine por lo general no es usado para recuperación de calor. Las plantas de poder de gran tamaño, las cuales operan basándose en el ciclo rankine, no recuperan calor de los gases de combustión eliminados o del condensador; para ser clasificado como un ciclo de cogeneración, el ciclo rankine debería permitir recuperar calor. Este calor recuperado puede ser tomado de los gases productos de la combustión, del condensador o directamente del vapor.

Los nuevos sistemas de cogeneración basados en el ciclo rankine pueden ser bastante caros. Los intercambiadores de calor (calderas y condensadores) son muy caros en términos de costo del equipo y costo de instalación. Usualmente los sistemas de cogeneración que operan basándose en el ciclo rankine son económicamente atractivos si las calderas y condensadores se encuentran ya instalados, y sólo la turbina de vapor es requerida para cogenerar.

4.2.2. Cogeneración y el Ciclo Brayton

El ciclo brayton es el ciclo de energía de la turbina a gas. El término turbina a gas se debe a que la expansión (para producción de energía eléctrica) que se realiza en la turbina es con los gases de combustión.

Para el presente trabajo se utilizará como combustible GAS NATURAL.

El ciclo consiste en tomar aire del ambiente y comprimirlo a una alta presión incrementándose su temperatura, para seguido ser alimentado junto con el gas natural a una cámara de combustión, dentro de ella sucede la combustión de la mezcla aire combustible, incrementando dramáticamente la temperatura de los

productos de la combustión; estos gases calientes son expandidos en una turbina generando trabajo mecánico que es aprovechado en un generador eléctrico.

En un sistema de cogeneración, los gases eliminados de la turbina pueden ser utilizados directamente en procesos de secado (gases limpios son requeridos para secado a altas temperaturas), o en una caldera de recuperación de calor para producir grandes cantidades de vapor a elevada presión.

Esto debido a que los gases dejan la turbina a elevadas temperaturas (aproximadamente 1000 °F), con excelente calidad térmica.

Además, durante el proceso de combustión se utiliza aire en exceso, los gases de combustión que dejan la turbina poseen suficiente cantidad de oxígeno para ser utilizados posteriormente en un quemador, resultando en una mayor cantidad de calor recuperado.

Este tipo de sistema de cogeneración puede usar diferente tipo de combustibles, pero su atractivo radica en el uso de un combustible barato y limpio.

4.2.3. Ciclo Otto y ciclo Diesel

Los ciclos otto o diesel son usados en los motores de combustión interna (motores reciprocantes). El ciclo otto es un proceso de ignición por chispa, mientras que el ciclo diesel es un proceso de autoignición por compresión.

En el ciclo otto, el pistón comienza en el tope del cilindro, seguido dentro del cilindro el pistón baja, accionado por un cigüeñal, momento en el cual la mezcla aire combustible es introducida en la cámara de combustión. El pistón se eleva hasta el tope del cilindro comprimiendo la mezcla, seguido una chispa (producido por una bujía) permite la ignición y fuerza al pistón a bajar, esto permite hacer girar un cigüeñal generando trabajo, finalmente el pistón retorna a su posición inicial forzando a los gases productos de la combustión a salir, completándose así el ciclo.

Al comprimir la mezcla aire combustible del ciclo otto, deberá de evitarse que sobrepase su temperatura de ignición con lo que pudiese ocurrir una auto ignición, esta ignición espontánea es conocida como golpeteo y disminuye la eficiencia del motor. La compresión de la mezcla aire combustible es el proceso físico que permite controlar la auto ignición, debido a que con este se regula la presión hasta la cual el aire puede ser comprimido sin que alcance una temperatura tal que pueda ocurrir una auto ignición.

Por ejemplo el metano puede ser comprimido ha una relación de hasta casi 15:1, el propano hasta casi 12:1 y el butano hasta 6.4:1.

El ciclo diesel opera en forma similar, la principal diferencia es que sólo el aire es alimentado a la cámara de combustión durante el primer paso, donde es comprimido hasta que alcanza la temperatura de ignición del combustible y en este punto el combustible es inyectado en el cilindro y ocurre la combustión en vez del uso de una chispa.

Los motores reciprocantes son comúnmente usados en sistemas de cogeneración pequeños, responden mejor a sistemas con cargas variables de energía eléctrica y térmica, generalmente requieren mayor mantenimiento que los otros tipos de motores primarios antes mencionados, debido a la presencia de mayor cantidad de piezas móviles.

4.3. Ventajas que aportan los sistemas cogenerativos

La cogeneración es una tecnología que debe permitir a su usuario la satisfacción de sus necesidades energéticas, ofreciendo autonomía a un costo menor con respecto al sistema convencional.

Pero no son sólo ventajas del tipo económico y energético las que puede proporcionar la cogeneración, sino que a ellas puede añadirse otras, difícilmente evaluables pero no por ello menos ciertas, como las que siguen:

- ❖ Contaminación.

En general las instalaciones de cogeneración que utilizan gas natural disminuyen el nivel de contaminación, al emplear menos combustible y generar menos productos de combustión que una central convencional que utiliza otros combustibles orgánicos para producir los mismos kWh eléctricos.

- ❖ Distribución energética.

Los sistemas de cogeneración producen electricidad en donde se precisa, evitando instalar grandes redes de distribución eléctrica propios de las centrales convencionales.

- ❖ Más confiabilidad en el suministro de energía eléctrica.

Generando su propia energía térmica y eléctrica, en su propia planta, dándole más confiabilidad y autosuficiencia al suministro de los mismos. Un sistema de cogeneración conectado en paralelo a la red eléctrica como respaldo, garantiza la continuidad en el suministro de energía eléctrica.

❖ Costos de operación.

Estos sistemas de cogeneración al quedar integradas en los sistemas energéticos de los centros industriales no requieren otro personal que el ya habituado a las propias instalaciones y su gestión no supone un esfuerzo adicional al que se venía realizando, no implicando mayor costo por mano de obra.

❖ Competitividad empresarial.

El ahorro producido por los sistemas de cogeneración no se interpreta como un beneficio adicional, sino más bien como un aumento en la competitividad exterior.

CAPÍTULO V

ESTUDIO DE LA DEMANDA DE LOS SERVICIOS INDUSTRIALES PARA UNA EMPRESA CERVECERA

Para el presente trabajo se ha tomado como situación base la empresa cervecera San Juan de Pucallpa, debido a que se tienen datos concretos de sus procesos, asimismo, esta empresa se encuentra cerca de una de las fuentes más importantes de gas natural, como es Aguaytía.

5.1. Ubicación Geográfica y Climatología de la Zona

La empresa cervecera se encuentra ubicada en la Carretera Federico Basadre Km. 13, en la ciudad de Pucallpa, departamento de Ucayali, a una altura sobre el nivel del mar de 144 m, siendo la temperatura ambiental considerada de 36 °C.

5.2. Programa de Trabajo

La Empresa cervecera trabaja durante 24 horas de lunes a sábado. De esta forma el programa de trabajo son 276 días laborables, equivalentes a 6624 horas al año. Con esta premisa se fija el horario de trabajo base para el desarrollo del presente estudio.

5.3. Datos generales del centro en estudio

Nombre:	CIA. CERVECERA SAN JUAN PUCALLPA
Actividad:	Producción de Cerveza
Ubicación:	Pucallpa-Ucayali
Temp. Promedio:	36 °C
Altura sobre nivel del mar.	144 m
Presión:	1011.1 mbar
Programa de trabajo:	
Días del año	276
Horas/día	0-24 h de lunes a sábado
Horas laborables año	6624

5.4. Servicios Industriales

Para facilitar la interpretación del presente estudio se ha considerado el hacer una descripción de los principales procesos que se desarrollan en la empresa cervecera. Básicamente cabe distinguir entre los procesos de cocimiento y el proceso de embotellamiento:

5.4.1. Cocimiento

Consiste en el proceso de cocción del cereal. Este es un proceso intermitente de una duración aproximada de 3 horas, el cual se repite 8 veces al día. La demanda promedio de vapor durante el proceso de cocimiento es de 1.2 ton/hr.

5.4.2. Embotellamiento

Este vapor identificado como de embotellado, se destina a la producción de agua caliente utilizado en los procesos de lavado y pasteurización. Este es un proceso prácticamente uniforme a lo largo del día, con una demanda promedio de 1.5 ton/hr de vapor.

5.5. Análisis de las Energías Terciarias y Secundarias

Para seleccionar la central de cogeneración, que más se ajuste a las necesidades de energía térmica y eléctrica de la empresa cervecera, se hará un análisis de las energías terciarias y secundarias consumidas por la cervecera (véase Tabla I)

Tabla I.- Tipos de Energía consumidas por la empresa cervecera.

	Energía Secundaria	Energía Terciaria
Tipo de Consumo	Petróleo Residual 500, como combustible	Vapor
	Electricidad	Electricidad

El consumo de agua caliente como energía terciaria no será analizado en detalle debido a que este es obtenido a partir del vapor, cuyo consumo en el proceso de embotellamiento ha sido tomado en cuenta para el presente estudio.

5.5.1. Vapor

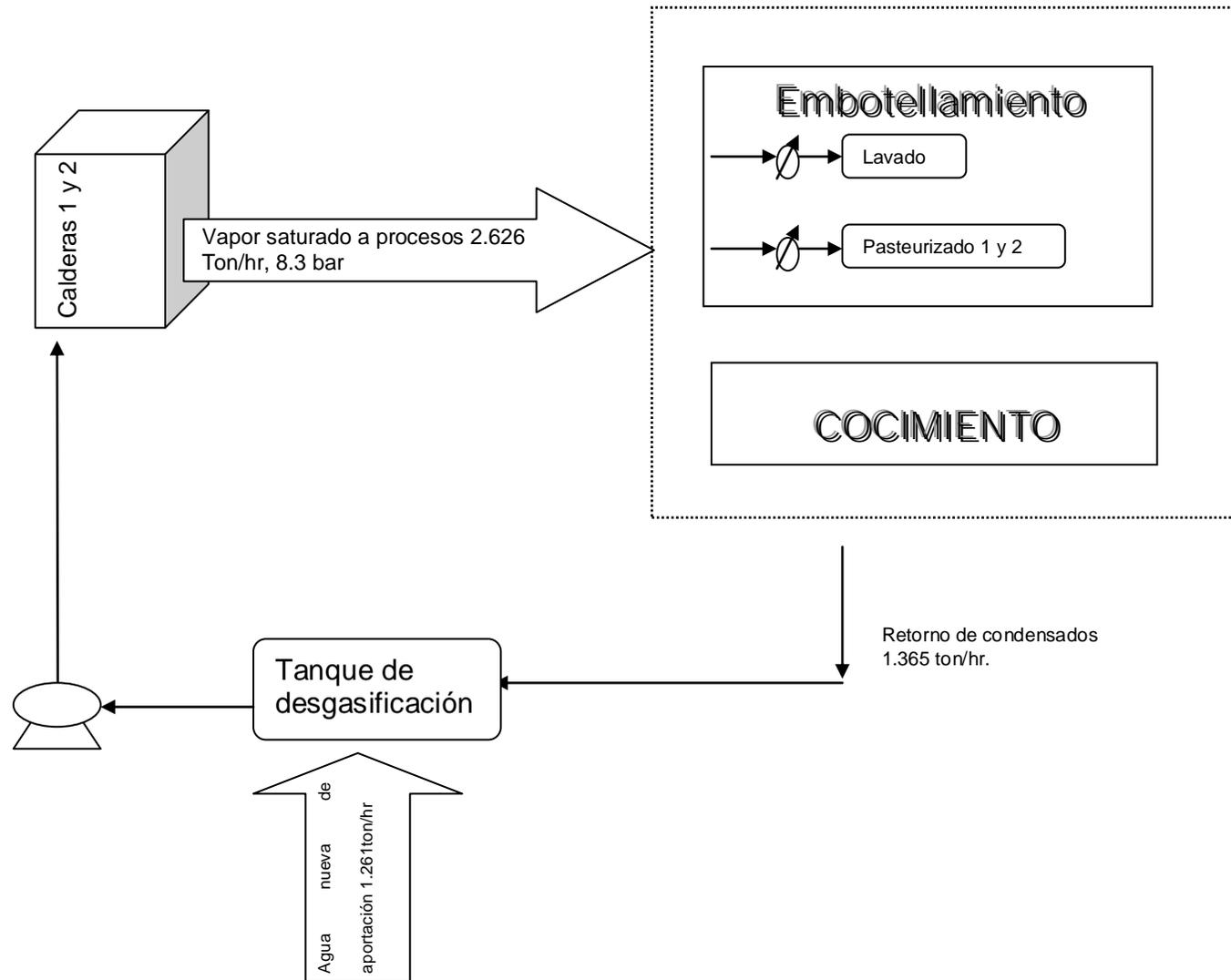
5.5.1.1. Descripción actual del circuito de vapor

Actualmente el vapor se genera en dos calderas acuotubulares todas ellas generando vapor a 10.3 bar. El rendimiento de dichas calderas se considera del 85% y el combustible utilizado por ellas es petróleo residual 500. El vapor generado es reducido a 8.3 bar en la propia central térmica y de ahí distribuido a los diferentes puntos de consumo.

La recuperación de condensados es del 52% a 53 °C, como resultado de la generación de agua caliente a partir de vapor y lo que se pierde al ambiente en el proceso de lavado de botellas. Estos condensados son mezclados junto con el agua nueva de aportación a 15 °C en un tanque de desgasificación alcanzando una temperatura de 105 °C, que es la temperatura del agua de alimentación a los calderos de vapor.

El consumo de vapor en la empresa cervecera se reparte básicamente entre los consumos para cocimiento y embotellamiento (véase diagrama N° 1).

Diagrama N° 1: Descripción general del proceso de trabajo en la empresa cervecera.



5.5.1.2. Consumo global de vapor y petróleo residual 500 en la empresa cervecera

De la información proporcionada por la empresa cervecera, se tienen los consumos de vapor (véase Tabla II)

Tabla II- Datos de consumo de vapor en la empresa cervecera.

Mes	Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Sep.	Oct.	Nov.	Dic.	Total
Ton.	1612	1300	1176	1408	1492	1600	1600	1468	1144	1576	1338	1680	17394

Basándonos en el programa de trabajo donde las horas laborables por año equivalen a 6624 hr y el consumo de vapor tenemos que el valor promedio de vapor saturado consumido por la empresa cervecera será de 2.626 ton/hr a 8.3 bar (Véase diagrama N° 1, página 17).

Además se tiene el consumo mensual de petróleo residual 500 obtenido de los datos proporcionados por la empresa cervecera para el periodo enero 2004 – diciembre 2004 (véase Tabla III).

Tabla III.- Datos de consumo mensual de petróleo residual 500.

Mes	Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Sep.	Oct.	Nov.	Dic.	Total
10 ³ *gal	40.3	32.5	29.4	35.2	37.3	40.0	40.0	36.7	28.6	39.4	33.45	42.0	434.85

Con esto tenemos que en la situación base se consume 434850 galones de petróleo residual 500, con las siguientes propiedades fisicoquímicas: densidad de 3.722 kg/gln y poder calorífico superior de 7901 kCal/kg.

Eventualmente, la empresa cervecera utiliza asimismo Diesel N° 2 como combustible para sus cuatro motores alternativos (tres de 700 kW y uno de 1000 kW), que son utilizados solamente en caso de fallos en el sistema de suministro eléctrico de ELECTROUCAYALI S.A. En la actualidad, no se produce recuperación de calor de dichos motores durante sus periodos de funcionamiento.

5.5.1.3. Demanda térmica de la empresa cervecera

a) Vapor

El consumo de vapor que define la situación base es el que resulta de sumar la demanda de vapor de cocimiento y embotellamiento (véase Tabla IV).

Tabla IV.- Requerimiento térmicos del vapor usado por la empresa cervecera.

	Ton/año	MWh/año	Usos del vapor
	Base	Base	
Vapor producido en calderas actuales	17394	13375.9	Cocimiento y embotellamiento
Presión y temperatura de producción	10.3 bar, sat (200 °C)		
Presión y temperatura de consumo	8.3 bar, 172 °C		Utilizado en los procesos de la empresa cervecera
retorno de condensados	9045	556.8	
porcentaje y temperatura de condensados	52 %, 53 °C		
Calor usado en procesos		12819.1	

b) Petróleo residual 500

La demanda de petróleo residual 500, en base anual, queda establecida como se indica en Tabla V:

Tabla V.- Requerimiento petróleo residual 500 para la empresa cervecera.

Combustible	PCS	Consumo
		Base
Petróleo residual 500	7901 kcal/kg	19219.8 MWh/año

c) Electricidad para fuerza motriz y alumbrado

La empresa cervecera posee una máxima demanda contratada de energía eléctrica de 1400 KW y una tensión de alimentación de 10 KV. Esta energía consumida se analizará a partir de la energía entregada por ELECTROUCAYALI S.A. la cual se ve reflejada en su factura eléctrica (véase anexo C). Así mismo se considerará que las pérdidas en las centrales de transformación eléctrica internas a fábrica son nulas.

Del análisis de la factura eléctrica, la compra de electricidad en base anual es la siguiente:

Compañía suministradora	Tensión (V)	Potencia contratada horas punta (KW)	Energía consumida por año (kWh)	Tarifa y modalidad
ELECTROUCAYALI S.A.	10000	1400	6517000	MT 3

5.5.2. Resumen energético y económico de la situación base

El costo energético considerado es el correspondiente a las energías adquiridas a las compañías del sector energético.

Dicho costo se evalúa aplicando a los consumos de energías secundarias, las tarifas correspondientes y los complementos por la modulación de su demanda, así como las cargas e impuestos (excepto el IGV que es deducible) que corresponde a cada uso.

El costo medio es el cociente entre el costo energético y el consumo (véase Tabla VI).

Tabla VI.- Costo medio de la situación base.

	Consumo Kwh/año	Coste energético Situación base (S./año)	Costo medio (S./kWh)
Electricidad	6517000	2063462.6 ¹	0.3166
Petróleo residual 500	19219763.5	1111684.2 ²	0.0578
Total	25736763.5	3175146.8	0.1233

¹ Véase anexo C

² Véase anexo D

CAPÍTULO VI

SELECCIÓN DE SISTEMAS DE COGENERACIÓN

6.1. Criterios de Selección

En esta parte del trabajo, se describen algunos criterios que ayuden a elegir un sistema cogenerativo, de manera que satisfaga los requerimientos previamente definidos.

- a) Primer criterio: Se define la magnitud de cada tipo de carga (térmica o eléctrica); si uno de estos es relativamente bajo o no existe, entonces un sistema de cogeneración en general no es una opción a considerar.
- b) Segundo criterio: Es la dimensión de la carga térmica y eléctrica de la empresa (esto no debería ser confundido con el primer criterio, donde se asume que la magnitud de cada tipo de carga es suficiente para considerar un sistema de cogeneración). Por ejemplo para un alto uso eléctrico versus un menor uso térmico, sería recomendable un sistema con una alta eficiencia eléctrica, como un motor reciprocante. Si lo opuesto ocurre, la carga térmica sobrepasa a la carga eléctrica; entonces se aconseja una turbina de vapor para la aplicación. Finalmente si ambos son relativamente iguales, entonces una turbina a gas debería ser el sistema inicial a analizar.
- c) Tercer criterio: No sólo la magnitud relativa de carga térmica y eléctrica es un criterio; sino la dependencia de la carga, sea constante o variable. Cargas que varía constantemente con respecto al tiempo pueden causar efectos no deseables sobre ciertos sistemas, mucho más que sobre otros que siguen una estrategia operacional. Un motor reciprocante responde mejor a cargas variables que una turbina a gas, no sólo en términos de eficiencia sino en confiabilidad. Turbinas de vapor pueden operar a cargas variables muy bien, simplemente mediante una válvula que regula el flujo de vapor a través de la turbina.

- d) Cuarto criterio: Una importante consideración cuando elegimos un sistema de cogeneración es el tipo de combustible disponible. Para cada tipo de sistema hay un tipo de combustible. Combustibles gaseosos, tales como el gas natural es comúnmente usado en turbinas a gas, pero también este es usado en motores reciprocantes. Combustibles como el diesel son quemados en los motores reciprocantes y como combustible de encendido en las turbinas a gas. Combustibles sólidos tales como carbón y biomasa son usados exclusivamente en los ciclos rankine; así cualquier combustible puede ser usado en cualquier sistema, existiendo una cierta flexibilidad; pero el uso de un combustible diferente del ideal puede causar incremento en el costo de operación y disminución en el tiempo de vida del equipo. Sin embargo el gas natural ofrece la mejor elección debido a su bajo costo, alta eficiencia, fácil transporte, baja cantidad de emisiones contaminantes, bajo costo del equipo de distribución.
- e) Quinto criterio: El espacio físico disponible para un sistema de cogeneración puede con frecuencia afectar el tipo de equipo a usar. Las turbinas a gas y los motores reciprocantes son compactos, mientras que las turbinas a vapor requieren mayor espacio físico debido a que no existen sistemas compactos.
- f) Sexto criterio: El costo operacional es un factor clave en la elección de un sistema de cogeneración. Sistemas que tienen un alto costo de combustible, mantenimiento o supervisión podría aminorar el ahorro producto de la cogeneración.

CAPÍTULO VII

TERMODINÁMICA DE LOS SISTEMAS DE COGENERACIÓN

En el presente capítulo se describe el análisis y cálculos termodinámicos realizados a cada una de las alternativas tomadas como base para realizar el presente estudio, lo cual nos permitirá recordar los fundamentos teóricos que gobiernan cada una de las alternativas a estudiar (fundamentos explicados en capítulo IV).

El objetivo del presente estudio es permitir a la empresa cervecera tener una autonomía de su mayor consumo energético (12819.1 MWh/año como calor a procesos³, frente a los 6517 MWh/año como consumo de energía eléctrica), lo cual servirá de premisa para realizar la estimación de cada una de las alternativas de cogeneración.

7.1. ALTERNATIVA No1 TURBINA VAPOR

- A. Partiendo de que en el mercado no se dispone de turbinas de vapor del tipo contrapresión para presiones de vapor de ingreso superiores a 700 Psi (48 bar); entonces nuestro rango de trabajo para la elección de la turbina a vapor se ceñirá a valores de presión de ingreso a la turbina de vapor del orden de 20 bar, 30 bar, 40 bar.
- B. Se asumirá que la turbina a vapor será isentrópica, es decir que la entropía del vapor al ingreso de la turbina será igual a la entropía del vapor a la salida de la turbina a vapor.

7.1.1. REQUERIMIENTOS DE LA EMPRESA CERVECERA (véase anexo figura1):

El vapor requerido para los procesos de la empresa cervecera será de las siguientes características:

³ Véase tabla 4, página 19

- * Vapor saturado
- * Presión de vapor para procesos (P_2) = 8.3 bar
- * Flujo másico de vapor (m_1) = 2.626 Ton/hr

Basándonos en los datos numéricos anteriores y ayudados de la tabla propiedades físicas para el agua, tenemos:

- * Entalpía del vapor saturado (H_2) = 2768.7 kJ/kg
- * Entropía del vapor saturado (S_2) = 6.6482 kJ/kg.°K

Las condiciones del agua a la salida de la bomba y al ingreso de la caldera de vapor, serán como líquido saturado; con esta información y ayudados de la tabla propiedades físicas para el agua tenemos:

- * Entalpía del líquido saturado (H_5) = 727.06 kJ/kg
- * Volumen específico (V_{liq}) = 0.00112 m³/kg
- * Temperatura líquido saturado (T_5) = 105 °C
- * Presión en el degasificador (P_4) = 1.2203796 bar

7.1.2. CÁLCULOS

Estos cálculos se realizaron tomando en cuenta las asunciones realizadas y los datos numéricos obtenidos de tablas de propiedades físicas. Además se asumirá diferentes valores de presión de ingreso del vapor a la turbina con la finalidad de buscar el valor más alto de trabajo realizado por la turbina a vapor, a efecto de obtener la mayor cantidad de energía eléctrica a generar.

A. Con lo anterior y ayudados del Diagrama de Mollier Temperatura-Entropía, tablas para vapor sobrecalentado, se obtiene la información necesaria para realizar los cálculos (véase Tabla VII).

Tabla VII.- Valores Termodinámicos para el vapor sobrecalentado

	VAPOR SOBRECALENTADO			
$S_1=S_2$ (kJ/kg.°K)	P_1 (bar)	T_1 (°C)	H_1 (kJ/kg)	H_2 (kJ/kg)
6.6482	20	272.5	2957.57	2768.7
6.6482	30	325	3057.53	2768.7
6.6482	40	367.5	3135.59	2768.7

B. Asumiremos para la turbina a vapor y la bomba, un proceso adiabático, volumen específico constante, energía cinética y energía potencial constantes, tendremos:

* Para la turbina a vapor:

$$Q_{1-2} = W_{1-2} + H_{1-2} + E_{\text{cinet}} + E_{\text{pot}} \dots\dots\dots (1\text{ra Ley de la Termodinámica})$$

$$\text{Tenemos que: } W_{1-2} = H_1 - H_2 \dots\dots\dots (a)$$

* Para la Bomba:

$$Q_{4-5} = W_{4-5} + H_{4-5} + E_{\text{cinet}} + E_{\text{pot}} \dots\dots\dots (1\text{ra Ley de la termodinámica})$$

$$\text{Tenemos que : } W_{4-5} = - (H_5 - H_4) \dots\dots\dots (b)$$

Además:

$$T dS = dH - V dP \dots\dots\dots (2\text{da Ley de la Termodinámica})$$

se asume que en la bomba la entropía es constante, integramos y tenemos:

$$H_{4-5} = V^*(P_5 - P_4) \dots\dots\dots (c)$$

de (b) y (c) tenemos que :

$$W_{4-5} = -V^*(P_5 - P_4) \dots\dots\dots (d)$$

* Para el sistema:

$$W_{\text{neto}} = W_{1-2} + W_{4-5} \dots\dots\dots (e)$$

C. Con la información anterior construiremos el siguiente cuadro:

P ₁ (bar)	P ₁ (kg/m ²)	T ₁ (°C)	H ₁ (kJ/kg)	H ₂ (kJ/kg)	W ₁₋₂ (kJ/kg)	P ₅ -P ₄ (kg/m ²)	W ₄₋₅ (kJ/kg)	W _{neto} (kJ/kg)
20	203943.2	272.5	2957.57	2768.7	188.87	191498.794	-2.1033	186.767
30	305914.8	325	3057.53	2768.7	288.83	293470.394	-3.2233	285.607
40	407886.4	367.5	3135.59	2768.7	366.89	395441.994	-4.3433	362.547

D. Consumo de combustible:

De la expresión (b) tenemos que:

$$H_4 = H_5 + W_{4-5} \dots\dots\dots (f)$$

Además la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura del fluido del punto 5 al punto 1, asumiendo una eficiencia de 85% para la caldera de alta presión y utilizando Gas natural como combustible será:

$$Q_{5-1} = m_1 * (H_1 - H_5); Q_{5-1}/0.85 = m_{fuel} * PCGN$$

Donde tendremos:

$$m_{fuel} = m_1 * (H_1 - H_5) / (PCGN * 0.85) \dots \dots \dots (g)$$

m_1 (kg/seg)	H_4 (kJ/kg)	H_5 (kJ/kg)	Q_{5-1} (kJ/seg)	PCGN (kJ/kg)	m_{fuel} (kg/seg]
0.729444	727.06	729.16333	1625.49887	2655.423	0.7202
0.729444	727.06	730.28333	1697.59715	2655.423	0.7521
0.729444	727.06	731.40334	1753.72060	2655.423	0.7770

7.1.3. CAPACIDAD DE LA TURBINA VAPOR ESTIMADA:

En virtud de que los cálculos se realizaron con el objetivo de obtener las condiciones a la que una turbina a vapor genere la mayor cantidad de energía eléctrica, lo cual se puede observar en el punto C y que resumimos líneas abajo:

m_1 (ton/hr)	m_1 (kg/seg)	P_1 (bar)	W_{neto} (kJ/kg)	Potencia (kW)	m_{fuel} (kg/hr)
2.626	0.729444	40	362.547	264.5	2797

Esta alternativa estimada nos permitirá satisfacer la totalidad de la demanda térmica del sistema base, además de seguir aún dependientes de la empresa eléctrica.

7.2. ALTERNATIVA No2 TURBINA GAS

La finalidad de los cálculos termodinámicos de este sistema (véase figura 2) es la de obtener el equipo que permita satisfacer la demanda térmica del sistema base, que es de 2.626 ton/hr de vapor saturado a una presión de 8.3 bar, permitiendo además satisfacer una parte de los requerimientos eléctricos cuya demanda es de 1400 kW (véase anexo C).

Por tal motivo realizaremos los cálculos ayudados de GAS TURBINE PERFORMANCE DATA BY SIZE obtenido del texto GUIDE TO NATURAL GAS COGENERATION (véase anexo N).

Datos obtenidos del fabricante:

Eficiencia turbina gas(n_{tg}) =	0.9
Eficiencia compresor(n_{co}) =	0.82

Relación de compresión =	5.25
Temperatura de los gases escape de turbina =	977 °F
Flujo gases escape =	11 lb/seg
Flujo gases escape =	17962.3 kg/hr
Potencia turbina gas =	586 kW
Potencia turbina gas =	3403.00 kJ/kmol air
Peso molecular aire =	28.975

7.2.1. En el Compresor

Como las condiciones de ingreso del aire son:

Presión $P_1 =$	14.7 psia
Temperatura $T_1 =$	36 °C

Obteniéndose con los datos anteriores lo siguiente:

Entalpía ingreso $h_1 =$	197.79 kJ/kmol-air
Presión relativa $Pr_1 =$	1.54159

Para un proceso adiabático reversible se tiene que:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{Pr_2}{Pr_1}$$

donde:

P_1 : Presión ingreso al compresor

P_2 : Presión salida del compresor

Obteniéndose que $Pr_2 = 8.0933$

Con el nuevo dato obtenido y con la ayuda de las tablas para aire seco (véase anexo O) se obtiene las siguientes condiciones de salida del compresor:

Entalpía h_2	= 5639.49 kJ/kmol-air
Temperatura T_2	= 494.14 °K

Pero como :

$$Nco = \frac{\text{Trabajo ideal de compresión del aire } (W_{ci})}{\text{Trabajo real de compresión del aire } (W_{cr})}$$

donde:

$$(\text{Entalp ideal out comp} - \text{Entalp ideal in comp}) = W_{ci} = 5441.7 \text{ kJ/kmol-air}$$

Por tanto:

$$W_{cr} = 6636.22 \text{ kJ/kmol-air}$$

Como :

$$W_{cr} \text{ (kJ/kmol-air)} = (\text{entalp real salida compresor} - \text{Entalpía ideal ingreso compresor})$$

$$\text{Entalpía real salida compresor } h_{2r} \text{ (kJ/kmol-air)} = 6834.01$$

Calculada la entalpía real (h_{2r}) a salida del compresor y ayudados de las tablas para aire seco, obtenemos:

$$\text{Temperatura real salida compresor } T_{2r} \text{ (°K)} = 534.08$$

Obteniéndose finalmente las condiciones reales del aire que sale del compresor:

$$T_{2r} = 534.08 \text{ °K}$$

$$h_{2r} = 6834.01 \text{ kJ/mol-air}$$

7.2.2. En la turbina:

$$\text{Pot. turbina gas} = W_{\text{turb},r} - W_{\text{comp}}$$

donde: $W_{\text{comp}} = W_{c,r}$; $W_{\text{turb},r}$: Trabajo real realizado por turbina

$$W_{\text{turb},r} = 10039.22 \text{ kJ/kmol-air}$$

además :

$$W_{\text{turb},r} = h_{3r} - h_{4i} \text{ ; de tablas para el aire a : } 798.2 \text{ °K}$$

$$\text{Entalpía ideal salida turbina : } h_{4i} = 14995.18 \text{ kJ/kmol-air y}$$

$$\text{Entalpía real ingreso turbina : } h_{3r} = 25034.40 \text{ kJ/kmol-air}$$

Calculado el h_{3r} y ayudados de tablas para el aire (véase anexo O), tenemos que:

$$\text{Temp. Ingreso turbina : } T_{3r} = 1105 \text{ °K}$$

7.2.3. En la Cámara de combustión:

Asumiendo que el combustible a utilizar será metano a 15 °C y que la reacción de combustión se realizará con aire en exceso con la finalidad de que la reacción sea completa.

Sea la reacción siguiente:



Peso Molecular Metano = 16.043 kg/kmol

A.S. : Aire seco

Realizando un balance de energía alrededor de la cámara de combustión:

$$Q + \frac{(M_i * (h + \frac{V^2}{2}))_{\text{entrada}}}{2gc} = W + \frac{(M_k * (h + \frac{V^2}{2}))_{\text{salida}}}{2gc}$$

Asumiendo un proceso adiabático, a presión constante, sin trabajo de eje; tendremos:

$$H_{\text{reactantes}} = H_{\text{productos}}$$

Como los productos de combustión se dirigirán hacia la turbina para ser expandidos, tenemos:

$$H_{\text{reactantes}} = 1 * h_m + X * h_{ai}$$

$$H_{\text{productos}} = 1 * h_c + 2 * h_w + X * h_{ao} - 2 * h_o$$

donde :

h_m : entalpía metano a 15 °C

h_{ai} : entalpía aire a T_{2r}

h_c : entalpía del CO_2 a T_{3r}

h_w : entalpía del vapor de agua a T_{3r}

h_{ao} : entalpía aire a T_{3r}

h_o : entalpía del oxígeno a T_{3r}

T_{3r} : Temperatura a la salida de cámara de combustión

de la igualdad anterior tenemos:

$$X = \frac{1 * h_c + 2 * h_w - 2 * h_o - 1 * h_m}{h_{ai} - h_{ao}} \dots\dots\dots 1$$

Como se conoce T_{2r} y T_{3r} se construye la siguiente tabla:

Compuesto	Entalpía (kJ/kmolcomb)
h_m	-74.809
h_{ai}	6834.01
h_c	-354339.75
h_w	-211422.83
h_o	26387.72
h_{ao}	25034.40

Con la ecuación (1) y los datos de la tabla anterior obtenemos el siguiente resultado:

$$X (\text{kmol-air/kmol-combustible}) = 45.60$$

7.2.4. Con los datos antes calculados en 7.2.3 podemos construir la siguiente tabla:

Compuesto	Peso Molecular	Moles	Peso	% volumen
CO ₂	44.0100	1	44.01	2.17
H ₂ O	18.0153	2	36.0306	4.33
O ₂	31.9988	7.55	241.6392	16.36
N ₂	28.0134	35.60	997.3914	77.14
	Total	46.156	1319.071	100.00

$$\text{Peso Molecular productos de combustión} = 28.579$$

$$\text{Relación peso combustible / peso de aire} = 0.0121$$

$$\text{masa de aire necesario en el sistema} = 17747 \text{ kg/hr}$$

$$\text{masa de aire necesario en el sistema} = 10.87 \text{ lb/seg}$$

7.2.5. Análisis para el ingreso de los productos que salen de la turbina hacia la caldera de recuperación:

Compuesto	a	b*10 ²	c*10 ⁵	d*10 ⁹
CO ₂	5.316	1.4285	-0.8362	1.784
H ₂ O	7.7	0.04594	0.2521	-0.8587
O ₂	6.903	-0.03753	0.193	-0.6861
N ₂	6.085	0.3631	-0.1709	0.3133

para una mezcla de gases : $C_p = A + (B \cdot T) + (C \cdot T^2) + (D \cdot T^3)$

donde :

A, B, C, D es la sumatoria de los valores a, b, c, d multiplicados por su respectiva composición en volumen dentro de los gases de combustión, obteniéndose el siguiente cuadro:

Compuesto	Ai	Bi	Ci	Di
CO ₂	0.115175646	0.000309497	-1.8117E-07	3.86519E-11
H ₂ O	0.333654054	1.99066E-05	1.09239E-07	-3.72089E-11
O ₂	1.129398805	-6.14028E-05	3.15767E-07	-1.12253E-10
N ₂	4.693924005	0.002800927	-1.31831E-06	2.41677E-10
Total	6.272152510	0.003068927	-1.07447E-06	1.30868E-10

Al calentar un gas de una temperatura a otra es conveniente utilizar una capacidad calorífica media sobre aquel intervalo de temperatura. Por tanto la capacidad calorífica media a presión constante se define por la siguiente ecuación:

$$C_{p_m} = \frac{q_p}{(T_2 - T_1)}$$

donde:

q_p : Cantidad de calor necesario para calentar el gas de T₁ a T₂ a presión constante definido como la integral desde T₂ a T₁ de C_p con respecto a la temperatura.

Obteniéndose que :

$$C_{p_m} = \frac{(A \cdot T_2 + (B \cdot T_2^2)/2 + (C \cdot T_2^3)/3 + (D \cdot T_2^4)/4) - (A \cdot T_1 + (B \cdot T_1^2)/2 + (C \cdot T_1^3)/3 + (D \cdot T_1^4)/4)}{T_2 - T_1}$$

Como los gases de combustión se encuentran entre un rango de temperatura que abarca al ingreso de la caldera de recuperación y a la salida por la chimenea, entonces se asumirá:

$$T_1 = 450.15 \text{ } ^\circ\text{K} \quad (\text{temperatura de gases a la salida de chimenea})$$

$$T_2 = 1105 \text{ } ^\circ\text{K} \quad (\text{temperatura de ingreso a caldera de recuperación})$$

$$C_p \text{ a } T_1 = 3103.019 \text{ kcal/kmol}^\circ\text{K}$$

$$C_p \text{ a } T_2 = 8368.181 \text{ kcal/kmol}^\circ\text{K}$$

Por tanto la media integral será :

$$C_{p_m} = 8.0427 \text{ kcal/kmol}^\circ\text{K}$$

$$C_{p_m} = 0.2814 \text{ kcal/kg}^\circ\text{K}$$

7.2.6. De la bibliografía se obtuvo que una caldera de recuperación esta compuesta de tres zonas :

zona de precalentamiento, zona de ebullición y zona de recalentamiento.

Pero de acuerdo a las condiciones del proyecto, tenemos que el vapor será saturado y por tanto la caldera no dispondrá de una zona de recalentamiento.

Para los cálculos se asumió que la temperatura de los gases a la salida de la caldera de recuperación es de 177 °C y la eficiencia de la caldera recuperación (HRSG) es de 85 %.

Para Vapor saturado:

$$\text{entalpia del vapor saturado } h_{\text{outvap}} = 661.34 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{Temperatura del vapor saturado } T_{\text{sat}} = 172 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Datos del sistema base:

$$\text{Entalpia líquido saturado ingresa al caldero } h_{\text{inliq}} = 105.15 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{Temperatura del líquido saturado } T_{\text{liq}} = 105 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Balance energético alrededor de la caldera recuperación:

$$m_{\text{vap}} * (h_{\text{outvap}} - h_{\text{inliq}}) = \eta_{\text{HRSG}} * m_{\text{gc}} * C_{p_m} * (T_{\text{inHRSG}} - T_{\text{outHRSG}}) \dots \dots \dots 2$$

donde:

m_{vap} : Flujo de vapor generado en la caldera recuperación

h_{inliq} : Entalpía líquido saturado = 105.15 kcal/kg

h_{outvap} : Entalpía vapor saturado = 661.34 kcal/kg

C_{p_m} : Capacidad calorífica media = 0.2814 kcal/kg^oK

m_{gc} : Flujo gases combustión ingresan caldera recuperación = 17962.28 kg/hr

T_{inHRSG} : Temp. Gases combustión ingreso caldera recuperación= 798.15 °K

T_{outHRSG} : Temp. Gases combustión salida caldera recuperación= 450.15 °K

η_{HRSG} : Eficiencia caldera recuperación =0.85

Reemplazando valores en la ecuación 2 obtenemos; que el flujo de vapor generado por la caldera de recuperación será:

$$m_{\text{vap}} = 2688 \text{ kg/hr}$$

7.2.7. Con los datos de composición del aire, podemos construir la siguiente tabla:

Compuesto	Peso Molecular	% volumen
O ₂	31.9988	20.9476
N ₂	28.0134	78.0840

Peso Molecular del aire = 28.975

7.2.8. Análisis para el ingreso del aire (véase anexo O) hacia la cámara de combustión:

Compuesto	a	b*10 ²	c*10 ⁵	d*10 ⁹
O ₂	6.903	-0.03753	0.193	-0.6861
N ₂	6.085	0.3631	-0.1709	0.3133

para una mezcla de gases : $C_p = A + (B \cdot T) + (C \cdot T^2) + (D \cdot T^3)$

donde:

A, B, C, D es la sumatoria de los valores a, b, c, d multiplicados por su respectiva composición en volumen dentro de los gases de combustión, construyéndose la siguiente tabla.

Compuesto	Ai	Bi	Ci	Di
O ₂	1.446012828	-7.86163E-05	4.04289E-07	-1.43721E-10
N ₂	4.751411400	0.00283523	-1.33446E-06	2.44637E-10
Total	6.197424228	0.002756614	-9.30167E-07	1.00916E-10

Utilizando la capacidad calorífica media, que se definió como:

$$C_{p_c} = \frac{q_p}{(T_2 - T_1)}$$

donde: q_p : Cantidad de calor necesario para calentar el gas de T_1 a T_2 a presión constante definido como la integral desde T_2 a T_1 de C_p con respecto a la temperatura.

de lo anterior obtenemos que :

$$C_{p_c} = \frac{(A \cdot T_2 + (B \cdot T_2^2)/2 + (C \cdot T_2^3)/3 + (D \cdot T_2^4)/4) - (A \cdot T_1 + (B \cdot T_1^2)/2 + (C \cdot T_1^3)/3 + (D \cdot T_1^4)/4)}{T_2 - T_1}$$

donde :

T_1 = 534.08 °K (temperatura del aire al ingreso del compresor)

T_2 = 1105 °K (temperatura del aire a la salida cámara de combustión)

C_p a T_1 = 3657.889 kcal/kmol°K

C_p a T_2 = 8148.729 kcal/kmol°K

Por tanto la media integral será :

$$C_{p_c} = 7.8687 \text{ kcal/kmol}^\circ\text{K}$$

$$C_{p_c} = 0.2716 \text{ kcal/kg}^\circ\text{K}$$

Balance energético alrededor de la cámara combustión :

$$n_{\text{cám}} * m_{\text{fuel}} * \text{PCI} = m_{\text{gc}} * C_{p_c} * (T_{\text{outcám}} - T_{\text{incám}}) \dots \dots \dots 3$$

donde:

m_{fuel} : Flujo de combustible para turbina gas

C_{p_c} : Capacidad calorífica media en la cámara combustión = 0.2716 kcal/kg^oK

m_{gc} : Flujo gases combustión salen cámara combustión = 17962.28 kg/hr

$T_{\text{incám}}$: Temp. aire ingreso cámara combustión = 534.08 °K

$T_{\text{outcám}}$: Temp. Gases combustión salida cámara combustión = 1105 °K

$n_{\text{cám}}$: Eficiencia cámara combustión = 1.0

PCI : Poder calorífico inferior para el gas natural⁴ = 822.5 BTU/ft³

Reemplazando valores en la ecuación 3, obtenemos:

$$m_{\text{fuel}} = 13432 \text{ ft}^3/\text{hr}$$

Esta alternativa estimada nos permitirá satisfacer la totalidad de la demanda térmica del sistema base, además de seguir aún dependientes de la empresa eléctrica.

7.3. Alternativa No3: Motor Reciprocante a Gas Natural

En esta alternativa se analizará una motor de combustión interna a gas, ayudados de los datos del Power Rating Boletín proporcionado por Waukesha – Engine División, empresa que se dedica a la venta de estos tipos de motores; buscaremos un motor a Gas Natural que nos permita satisfacer la demanda eléctrica de la empresa cervecera y en función al calor recuperable de los gases de escape, calcularemos la cantidad de vapor que se pueda producir, cuidando que no se exceda al requerimiento de la empresa cervecera.

⁴ Información proporcionada por Aguaytía Energy.

Waukesha – Engine División, recomienda utilizar motores con Revoluciones por minuto (RPM) del orden de 900 RPM, con este dato nos remitimos a la información proporcionada para los motores que utilizan Gas Natural (véase anexo E), donde elegimos el modelo de motor que satisfaga la demanda eléctrica de la empresa cervecera.

Se eligió un motor a Gas Natural ATGL for Continuous Duty Applications model 8LAT27GL de 900 rpm, con las siguientes características:

Capacidad energía eléctrica KW	1400
Brake Horse Power (BHP)	1980
Displacement (cu. In.)	8699

Para poder hacer uso del HEAT REJECTION AND OPERATING DATA proporcionado Waukesha – Engine División, se necesita calcular el BMEP (presión media efectiva al freno), lo cual haremos utilizando la expresión proporcionada por Waukesha (véase anexo F) y cuyo valor es 200 PSI.

Para nuestro caso con un BMEP de 200 psi y 900 RPM: (véase anexo G)

Calores recuperables:	
Camisas de agua:	2690847.54 kJ/hr
Aceite lubricante:	549825.048 kJ/hr
Intercooler:	844008.768 kJ/hr
Gases de escape:	4571165.664 kJ/hr
Calor no recuperable:	
Radiación:	289067.94 kJ/hr
Otros:	
Consumo combustible	14080746.71 kJ/hr
Flujo de gases de escape	10188.153 kg/hr
Temperatura de los gases de escape	405 °C

De acuerdo a la demanda térmica y eléctrica de la empresa cervecera procederemos a realizar la evaluación de esta alternativa gobernada por el ciclo otto. Se considerará el aire y los gases de escape como gases ideales, lo que nos permitirá corroborar en una aproximación cercana los valores reales del equipo.

Como los requerimientos de la empresa cervecera son:

Vapor saturado

Presión del vapor saturado : 8.3 bar

Flujo de vapor saturado : 2.626 Ton/hr

Entalpía del vapor saturado : 2768.9 kJ/kg

Temperatura del vapor : 172 °C

Temperatura del líquido saturado que ingresa caldera : 105°C

Entalpía del líquido saturado : 727.06 kJ/kg

Asumiendo una eficiencia del 85% en la caldera de recuperación que permitirá aprovechar el contenido calórico de los gases que dejan el motor a Gas; además asumiendo que los humos que dejan la caldera de recuperación poseerán una temperatura de 150 °C:

Calor recuperable de los gases de escape:

$$Q = n * m_{ge} * C_{p_{ge}} * (T_{in} - T_{out})$$

Donde:

$$C_{p_{ge}} = ((C_{p_{ge \text{ a } T_{in}}} + (C_{p_{humos \text{ a } T_{out}}})) / 2$$

De gráficos para calcular la capacidad calorífica de los gases de escape, a diferente temperatura, para el tipo de motor elegido, obtenemos:

$$C.p \text{ gases de escape ingreso cald. recupe} = 1.1625 \text{ kJ/kg. } ^\circ\text{C}$$

$$C.p \text{ humos salida cald. recupe} = 1.09 \text{ kJ/kg. } ^\circ\text{C}$$

$$C.p. \text{ promedio de los gases de escape} = 1.12625 \text{ kJ/kg. } ^\circ\text{C}$$

Cantidad de vapor generado en caldera de recuperación:

$$\begin{aligned} \text{Calor aprovechable de los gases escape} &= 10188.153 * 1.12625 * (405-150) * 0.85 \\ &= 2487077.786 \text{ kJ/hr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Flujo de vapor saturado generado} &= 2487077.786 / (2768.9-727.06) \\ &= 1218.06 \text{ kg/hr} \\ &= 1.22 \text{ Ton/hr} \end{aligned}$$

Con esta alternativa, podemos concluir que se puede satisfacer en su totalidad la demanda eléctrica mientras que la demanda térmica se satisface parcialmente, por tal motivo para esta alternativa se necesitará hacer uso de sus calderas actuales, pero convertidas a Gas Natural.

CAPÍTULO VIII

EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE LAS ALTERNATIVAS DE COGENERACIÓN

En este capítulo realizaremos un balance energético basándonos en las características de cada alternativa seleccionada y tomando como punto de comparación el sistema base.

8.1. Alternativa N° 1: Turbina a Vapor

8.1.1. Evaluación de parámetros energéticos

8.1.1.1. Autogeneración Turbina de Vapor

Se ha asumido una demanda de vapor a procesos constante, al igual que el régimen de operación, por lo que la turbina de vapor de 264.5 kW generará 1134954 kWh/año aproximadamente el 17% del requerimiento de la empresa cervecera (véase Tabla VIII).

8.1.1.2. Consumo de combustible caldera Alta presión

El consumo de combustible de la caldera de alta presión, se obtiene a partir del valor entálpico del vapor sobrecalentado a producir a 40 bar(a) y 367.5 °C, obtenidos del diagrama de Mollier para vapor de agua, se ha supuesto un rendimiento de la caldera de alta presión en un valor de 85 %, obteniéndose un consumo de 13666151 kWh/año reduciéndose en aproximadamente 30% del consumo de la empresa cervecera (véase Tabla VIII).

8.1.1.3. Electricidad importada

Este cálculo se ha realizado considerando una demanda constante de vapor y un régimen de operación constante para la turbina de vapor. Basándonos en lo anterior obtuvimos la cantidad de energía a importar como la diferencia entre la cantidad de energía eléctrica del sistema base y la cogenerada (véase anexo H).

Tabla VIII.- Resultados de evaluación energética para turbina vapor.

	UNIDADES	ALTERNATIVA 1 T V (264.5 kW)
DEMANDA TÉRMICA		
Vapor a proceso	ton/año	17394
Calor neto a proceso	kWh/año	12819101.2
DEMANDA ELÉCTRICA		
Consumo de energía eléctrica	kWh/año	6517000
PRODUCCIÓN TÉRMICA		
Vapor caldera de alta presión	ton/año	17394
Total producción de vapor	ton/año	17394
Calor a proceso caldera alta presión	kWh/año	12819101.2
Total calor a proceso	kWh/año	12819101.2
PRODUCCIÓN ELÉCTRICA		
Autogeneración turbina vapor	kWh/año	1134954
Electricidad importada	kWh/año	5382046
COMPRA COMBUSTIBLE		
Combustible caldera alta presión	kWh/año	13666151
Total combustible	kWh/año	13666151

8.2. Alternativa N° 2: Turbina Gas

8.2.1. Evaluación de parámetros energéticos

8.2.1.1. Vapor caldera de recuperación

El vapor obtenible en la caldera de recuperación aprovechando el calor de los gases de escape provenientes de la turbina gas 2.688 ton/hr lo que representa 17808 ton/año de vapor para la empresa cervecera (véase Tabla IX).

8.2.1.2. Autogeneración eléctrica turbina gas

Se ha asumido una demanda de vapor a procesos constante, al igual que el régimen de operación, por lo que la turbina gas de 586 kW generará 3152719 kWh/año aproximadamente el 48% del requerimiento de la empresa cervecera (véase Tabla IX).

Con esta alternativa aún se tiene la necesidad de importar energía eléctrica, debido a que hay periodos en que se tiene una demanda superior.

8.2.1.3. Consumo de combustible Turbina Gas

El consumo de combustible de alternativa propuesta se obtuvo de realizar un balance energético alrededor de la cámara de combustión obteniéndose un consumo de 21443094 kWh/año incrementándose en aproximadamente 11% del consumo de la empresa cervecera (véase Tabla IX).

8.2.1.4. Electricidad importada

Este cálculo se ha realizado considerando una demanda constante de vapor y un régimen de operación constante para la turbina de vapor. Basándonos en lo anterior obtuvimos la cantidad de energía a importar como la diferencia entre la cantidad de energía eléctrica del sistema base y la cogenerada (véase anexo I).

Tabla IX.- Resultados de evaluación energética para turbina gas

	UNIDADES	ALTERNATIVA 2 TG (586 kW)
DEMANDA TÉRMICA		
Vapor a proceso	ton/año	17394
Calor neto a proceso	kWh/año	12819101.2
DEMANDA ELÉCTRICA		
Consumo de energía eléctrica	kWh/año	6517000
PRODUCCIÓN TÉRMICA		
Vapor calderas recuperación	ton/año	17808
Total producción de vapor	ton/año	17808
Calor a proceso caldera recuperación	kWh/año	13124314
Total calor a proceso	kWh/año	13124314
PRODUCCIÓN ELÉCTRICA		
Autogeneración turbina gas	kWh/año	3152719
Electricidad importada	kWh/año	3364281
COMPRA COMBUSTIBLE		
Combustible turbina gas	kWh/año	21443094
Total combustible	kWh/año	21443094

8.3. Alternativa N° 3: Motor Reciprocante a Gas Natural

8.3.1. Evaluación de parámetros energéticos

8.3.1.1. Vapor caldera de recuperación

El vapor obtenible en la caldera de recuperación con el calor de los gases de escape del motor es de 1.22 t/hr, lo que representa 6790 t/año de vapor para la empresa cervecera; el déficit de vapor será abastecido por las calderas actuales (véase Tabla X).

8.3.1.2. Autogeneración eléctrica del motor a gas

Para determinar la energía eléctrica generada por el motor se ha supuesto que ésta seguirá el mismo programa de trabajo de la empresa cervecera y que el motor funciona a plena carga y que la potencia del motor es constante a lo largo de todas sus horas de funcionamiento; generándose con este equipo 6489386 kWh/año, lo que representa el 99.5 % de lo demandado por la empresa cervecera (véase Tabla X).

Ello es una buena aproximación porque la potencia del motor es poco sensible a los cambios de temperatura ambiente. Con esta alternativa aún se tiene la necesidad de importar energía eléctrica, debido a que hay periodos en que se tiene una demanda superior (véase anexo J).

8.3.1.3. Consumo de combustible caldera convencional

Este se calcula como el combustible necesario para producir el déficit de vapor que no puede ser generado por la caldera de recuperación, a las condiciones requeridas de 8.3 bar y vapor saturado. Para lo cual se utilizarán las calderas actuales pero convertidas a Gas Natural.

Tabla X.- Resultados de evaluación energética para Motor reciprocante

	UNIDADES	ALTERNATIVA 3 Motor (1400 kW)
DEMANDA TÉRMICA		
Vapor a proceso	ton/año	17394
Calor neto a proceso	kWh/año	12819101.2
DEMANDA ELÉCTRICA		
Consumo de energía eléctrica	kWh/año	6517000
PRODUCCIÓN TÉRMICA		
Vapor calderas recuperación	ton/año	6970
Vapor calderas actuales	ton/año	10424
Total producción de vapor	ton/año	17394
Calor a proceso caldera recuperación	kWh/año	5137132
Calor a proceso caldera actual	kWh/año	7681969
Total calor a proceso	kWh/año	12819101
PRODUCCIÓN ELÉCTRICA		
Autogeneración motor a gas	kWh/año	6489386
Electricidad importada	kWh/año	27614
COMPRA COMBUSTIBLE		
Combustible motor a gas	kWh/año	37486833
Combustible caldera actual	kWh/año	7913891
Total combustible	kWh/año	45400724

CAPÍTULO IX

DESCRIPCIÓN DE LOS PROCESOS DE COGENERACIÓN E INVERSIONES

En el presente capítulo se describen las alternativas que como resultado de los estudios realizados ofrecen las condiciones técnico económicas que permitirán a la empresa cervecera decidir cual alternativa seleccionar.

9.1. Alternativa N° 1: Turbina a Vapor

La planta que se propone, está estimada para atender la totalidad de la demanda de vapor del proceso, de forma que las calderas convencionales actuales no deberían utilizarse, más que en caso de indisponibilidad de la caldera de cogeneración.

En cuanto a la generación de energía eléctrica, la producción de la central propuesta es en todo momento inferior a la demandada por la empresa cervecera, por lo que es necesario continuar importando de ELECTROUCAYALI S.A.

9.1.1. Descripción del proceso térmico y eléctrico

A continuación se describe el proceso productivo que conduce a la obtención simultánea de energía eléctrica y vapor.

La caldera de alta presión utilizará como combustible Gas Natural proveniente de los yacimientos de AGUAYTÍA para la generación de vapor sobrecalentado a 40 bar y 367.5 °C. El generador de vapor dispone de un sistema de purgas para prevenir la concentración excesiva de sales en las calderas extrayendo una cierta cantidad de agua, la misma que se conduce a un pozo séptico para su posterior tratamiento y vertido.

El vapor a 40 bar se conduce hasta la turbina de vapor a contrapresión donde se expansiona hasta 8.3 bar, generándose energía eléctrica mediante el alternador acoplado a la turbina. El vapor de escape de la turbina es conducido al colector

general de distribución de la fábrica. En caso de indisponibilidad de la turbina de vapor, se dispone en paralelo a ésta de una válvula reductora de presión (válvula de by-pass), conectada entre la línea de 40 bar y la línea de 8.3 bar.

El agua de alimentación de todo el sistema está constituido por una mezcla de condensados procedentes del proceso de producción y agua nueva de aporte. Estos flujos se mezclan en el tanque desgasificador y de éste pasan a al generador de vapor. El agua nueva de aporte debe ser tratada previamente en una planta de desmineralización para asegurar que la calidad del vapor producido se adapte a las especificaciones requeridas por la turbina de vapor.

9.1.2. Características de los equipos principales

Los equipos principales seleccionados tienen las características que se muestran a continuación:

TURBOGENERADOR A VAPOR	
Presión entrada vapor:	40 bar
Temperatura entrada vapor	367.5 °C
Presión salida vapor:	8.3 bar
Potencia eléctrica máxima:	264.5 kW

GENERADOR DE VAPOR ALTA PRESIÓN	
Presión generación:	40 bar
Temperatura generación:	367.5 °C
Rendimiento medio estimado:	85 %
Temperatura agua alimentación:	105 °C
Purgas:	2 %

9.1.3. Inversiones previstas

Las inversiones se han evaluado desglosando cada una de las partes componentes de la alternativa propuesta, para lo cual nos hemos apoyado de la información recopilada (véase anexo K.1) de entidades especializadas que han

ejecutado proyectos similares y de la información proporcionada de las entidades proveedores de estos equipos (véase Tabla XI).

Tabla XI.- Inversiones previstas para la central de cogeneración

DESCRIPCIÓN	
INVERSIONES PREVISTAS	PRECIO EN US\$
Turbogenerador a vapor	115100
Caldera alta presión	79337
Sistema de agua	151909
Interconexión eléctrica	28412
Interconexión al sistema	9917
Obra civil	9722
Total inversión física	394397
Ingeniería	60925
Imprevistos	39440
Inversión total	433836

9.2. Alternativa N° 2: Turbina Gas

La planta que se propone, está estimada para atender totalmente la demanda de vapor del proceso.

En cuanto a la generación de energía eléctrica, la producción de la central propuesta es en todo momento inferior a la demandada por la empresa cervecera, por lo que es necesario continuar importando de ELECTROUCAYALI S.A.

9.2.1. Descripción del proceso térmico y eléctrico

A continuación se describe el proceso productivo que conduce a la obtención simultánea de energía eléctrica y vapor:

Ésta alternativa hará uso de una turbina a gas de 586 kW de potencia, la cual está compuesta de un compresor, una cámara de combustión y la turbina propiamente dicha; utilizará como combustible Gas Natural proveniente de los yacimientos de AGUAYTÍA, para la generación de energía eléctrica.

En el compresor, el aire a 14.7 psia y 36°C es comprimido, consumiendo una cantidad de energía eléctrica, seguido es conducido a la cámara de combustión, donde reaccionará con el gas natural incrementando su temperatura (producto de la combustión), los gases producidos (a un flujo de 11 lb/s) dejarán la cámara a elevada temperatura. Los gases de combustión serán expandidos en la turbina generando una cantidad de energía eléctrica y saldrá de la misma a una temperatura de 798.15 °K. El alto contenido calórico de estos gases de escape se aprovecharán en una caldera de recuperación de calor, para la generación de vapor a 8.3 bar.

El vapor generado en la caldera de recuperación es conducido al colector general de distribución de la fábrica, desde el cual será distribuido a los diferentes procesos. En caso de no requerirse grandes cantidades de energía térmica, se dispondrá de una válvula de by-pass que permitirá eliminar los gases de escape a la atmósfera.

El agua de alimentación de todo el sistema está constituida por una mezcla de condensados procedentes del proceso de producción y agua nueva de aporte. Estos flujos se mezclan en el tanque desgasificador y de éste pasan a la caldera de recuperación de calor. El agua nueva de aporte debe ser tratada previamente en una planta de desmineralización para asegurar que la calidad del vapor producido se adapte a las especificaciones requeridas para los procesos.

9.2.2. Características de los equipos principales

Los equipos principales seleccionados tienen las características que se muestran a continuación:

TURBOGENERADOR A GAS	
Modelo:	Centrix Gas Tur
Presión entrada aire:	14.7 psia
Temperatura entrada aire:	36 °C
Relación de compresión:	5.25:1
Potencia eléctrica máxima:	586 kW
Temperatura de gases de escape de la turbina:	977 °F
Flujo de los gases de escape:	11 lb/s

9.2.3. Inversiones previstas

Las inversiones se han evaluado desglosando cada una de las partes componentes de la alternativa a instalar para lo cual nos hemos apoyado de la información recopilada de entidades (véase anexo L.1) especializadas que hayan ejecutado proyectos similares y de la información proporcionada de las entidades proveedores de estos equipos (véase Tabla XII).

Tabla XII.- Inversiones previstas para la central de cogeneración

DESCRIPCIÓN		
INVERSIONES PREVISTAS	PRECIO EN \$US	OBSERVACIONES
Turbogenerador a gas	229937.5	
Caldera de recuperación	118903.9	Caldera y quemador
Sistema de agua	151908.6	
Interconexión eléctrica	42293.2	
Interconexión al sistema	12362.8	
Obra civil	17442.1	
Total inversión física	572848.1	
Ingeniería	70735.7	
Imprevistos	57284.8	
Inversión total	700869	

9.3. Alternativa N° 3: Motor Reciprocante a Gas Natural

La planta que se propone, está estimada para atender parcialmente la demanda del vapor de proceso, de forma que las calderas convencionales se utilizarán. Estas previamente deberán ser convertidas, con la finalidad de que puedan operar con Gas Natural (costo que se incluirá en la inversión de la alternativa propuesta).

En cuanto a la generación de energía eléctrica, la producción de la central no cubre la demandada en los procesos, por lo que debería importarse energía eléctrica.

9.3.1. Descripción del proceso térmico y eléctrico

A continuación se describe el proceso productivo que conduce a la obtención simultánea de energía eléctrica y vapor:

Ésta alternativa hará uso de un motor Waukesha de 1400 kW de potencia que funciona a Gas Natural. En la presente alternativa se propone mantener en funcionamiento continuo el motor para generar electricidad y aprovechar el calor de los gases de escape en una caldera de recuperación para la generación de vapor.

El motogenerador utiliza Gas Natural como combustible, proveniente de los yacimientos de AGUAYTÍA. EL motor a gas sigue el ciclo otto y produce energía mecánica que se transforma en eléctrica en el alternador acoplado al motor. El aire de combustión ha sido previamente filtrado y turboalimentado. Los gases de escape del motor, 2.83 lb/seg a 405 °C, son vehiculados hasta una caldera de recuperación.

En la caldera de recuperación, se aprovecha parte del contenido energético de los gases para la producción de vapor a 8.3 bar a un flujo de 1.22 ton/hr. Después de su paso por dicho generador, se asume que estos gases son expulsados a la atmósfera a la temperatura de 150 °C. La caldera de recuperación dispone de un sistema de purgas para prevenir la concentración excesiva de sales en las calderas extrayendo una cierta cantidad de agua, la misma que es conducida a un pozo séptico para su posterior tratamiento y vertido.

El vapor de 8.3 bar generado en la caldera de recuperación es conducido al colector actual de distribución de la fábrica, donde se mezcla con el vapor que se genera en las calderas convencionales para posteriormente ser distribuido a los diferentes consumos.

El agua de alimentación de todo el sistema está constituida por una mezcla de condensados procedentes del proceso de producción y agua de aporte, la que debe ser tratada previamente en una planta de desmineralización para asegurar que la calidad del vapor producido se adapte a las especificaciones requeridas para los procesos. Estos flujos se mezclan en el tanque del desgasificador, desde donde pasan al generador de vapor a una temperatura de 105 °C.

En caso de no requerirse grandes cantidades de energía térmica, se dispondrá de una válvula de by-pass que permitirá eliminar los gases de escape a la atmósfera.

En caso de indisponibilidad del motor a gas, la empresa cervecera estará interconectada a la red de ELECTROUCAYALI S.A.

9.3.2. Características de los equipos principales

Los equipos principales seleccionados tienen las características que se muestran a continuación:

MOTOGENERADOR A GAS	
Modelo:	8LAT27GL
Presión entrada aire:	14.7 psia
Temperatura entrada aire:	36 °C
Relación de aire / combustible:	32:1
Potencia eléctrica máxima:	1400 kW
Consumo combustible:	13349210 Btu/hr
Temperatura de gases de escape:	760.63 °F
Flujo de los gases de escape:	2.83 lb/s

CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR	
Capacidad máxima:	1.22 ton/hr
Presión generación:	8.3 bar
Temperatura generación:	172 °C
Rendimiento medio estimado:	85 %
Temperatura agua alimentación:	105 °C
Purgas:	2 %

9.3.3. Inversiones previstas

Las inversiones se han evaluado desglosando cada una de las partes componentes de la alternativa a instalar para lo cual nos hemos apoyado de la información recopilada de entidades (véase anexo M.1) especializadas que hayan ejecutado proyectos similares y de la información proporcionada de las entidades proveedores de estos equipos (véase Tabla XIII).

Tabla XIII.- Inversiones previstas para la central de cogeneración

DESCRIPCIÓN	
INVERSIONES PREVISTAS	PRECIO EN \$US
Motogenerador a gas	854000
Quemador de post combust	22446
Caldera de recuperación	910000
Sistema de agua	151909
Interconexión eléctrica	65371
Interconexión al sistema	113750
Obra civil	89322
Total inversión física	2206798
Ingeniería	121319
Imprevistos	220680
Inversión total	2548797

CAPÍTULO X

EVALUACIÓN ECONÓMICA DE LAS ALTERNATIVAS DE COGENERACIÓN

Una vez realizada la evaluación energética de las alternativas planteadas y su repercusión en los consumos de energías secundarias necesarias para la empresa cervecera, su traducción económica se realiza a través de las tarifas energéticas vigentes.

Los costos energéticos más los costos adicionales de operación y mantenimiento de la nueva planta, permiten determinar los costes totales en la situación propuesta. La diferencia entre los costos de la situación propuesta y los de la situación de referencia, más los posibles ingresos adicionales, configuran los márgenes brutos de la solución propuesta y permiten evaluar los índices de rentabilidad de la inversión adicional para cada alternativa.

10.1. TURBINA VAPOR

10.1.1. Evaluación económica de la central

Los resultados económicos (véase anexo K.2) de esta alternativa quedan reflejados en la tabla XIV.

Tabla XIV.- Resultados del balance económico de la alternativa

BALANCE ECONÓMICO DE LA CENTRAL DE COGENERACION		
	Unidades	TURBINA VAPOR 264.5 Kw
Ingresos		
Electricidad al usuario	US \$	625292
Energía térmica al usuario	US \$	435426

Total de ingresos	US \$	1060717
Costos		
Importación electricidad	US \$	513682
combustible caldera alta presión	US \$	183963
Operación y mantenimiento	US \$	9647
Total costos	US \$	707292
MARGEN BRUTO (100 % dispon.)	US \$	353426
MARGEN OBJETIVO (77 % dispon)	US \$	272442
INVERSIÓN CENTRAL	US \$	433836
P.B.T	años	1.59

10.1.2. Bases económicas consideradas

10.1.2.1. Electricidad al usuario

Esta partida corresponde a los costos actuales de compra de la totalidad del consumo de electricidad por parte de Cervecería San Juan. Se ha evaluado basándose en las facturas de ELECTROUCAYALI correspondientes al año 2004 (véase anexo C).

10.1.2.2. Energía térmica al usuario

Comprende el valor de la totalidad de la energía térmica demandada a proceso por el usuario. Esta se evalúa según el costo del combustible empleado. En este caso se trata de Petróleo residual 500 y el precio es de 2.37 S./gal, lo que equivale a 0.021 US\$/kWh.

10.1.2.3. Importación de electricidad

La facturación estimada para esta alternativa se presenta en el anexo H, donde se aprecia que el precio medio de compra es de 0.3150 S./kWh equivalente a 0.095 US\$/kWh.

10.1.2.4. Combustible caldera alta presión

Se han evaluado según el coste del Gas Natural, que es de 3.5 US\$/MMBtu, lo que equivale a 0.0119 US\$/kWh.

10.1.2.5. Costos de operación y mantenimiento

Se incluye en este apartado los costos propios de la nueva central que no tienen lugar en la actualidad. Es decir, no se consideran los costos de personal, de mantenimiento de las calderas, etc. puesto que estos ya se dan en la situación actual. Se considera el costo de mantenimiento de la turbina de vapor, que se ha asumido en 0.0085 US\$/kWh.

10.1.2.6. Margen Bruto

Es la diferencia entre los ingresos y los costos totales.

10.1.2.7. Margen objetivo

Es el margen que se espera obtener y se calcula multiplicando el margen bruto por el porcentaje objetivo que viene a ser las horas realmente trabajadas (6624) dividido por horas máximas posibles (8593) de la central, equivalente al 77%.

10.1.2.8. Inversión central

Es el costo total previsto para la nueva central, el cual se ha evaluado de acuerdo a empresas y trabajos similares realizados.

10.1.2.9. P.B.T.

Proviene de las siglas inglesas de "Payback time" y representa el número de años en que se espera recuperar la inversión. Se obtiene dividiendo ésta por el margen objetivo.

10.2. TURBINA GAS

10.2.1. Evaluación económica de la central

Los resultados económicos (véase anexo L.2) de esta alternativa quedan reflejados en la Tabla XV.

Tabla XV.- Resultados del balance económico de la alternativa

BALANCE ECONÓMICO DE LA CENTRAL DE COGENERACIÓN		
	Unidades	TURBINA GAS 586 kW
Ingresos		
Electricidad al usuario ⁵	US \$	625292
Energía térmica al usuario ⁶	US \$	435425
Total de ingresos	US \$	1060717
Costos		
Importación electricidad	US \$	335233
Combustible turbina gas ⁷	US \$	256148
Operación y mantenimiento	US \$	42562
Total costos	US \$	633943
MARGEN BRUTO ⁸ (100 % dispon.)	US \$	426774
MARGEN OBJETIVO ⁹ (77 % dispon)	US \$	328983
INVERSIÓN CENTRAL ¹⁰	US \$	700869
P.B.T ¹¹	años	2.13

⁵ Véase 10.1.2.1 en página 53 para definición.

⁶ Véase 10.1.2.2 en página 53 para definición.

⁷ Véase 10.1.2.4 en página 53 para definición.

⁸ Véase 10.1.2.6 en página 54 para definición.

⁹ Véase 10.1.2.7 en página 54 para definición.

¹⁰ Véase 10.1.2.8 en página 54 para definición.

¹¹ Véase 10.1.2.9 en página 54 para definición.

10.2.2. Bases económicas consideradas

10.2.2.1. Importación de electricidad

Con esta alternativa no es posible producir la totalidad de la energía eléctrica demandada en proceso, por lo que se requerirá importar el déficit necesario. En el anexo I, se presenta la factura de importación prevista con la nueva situación, donde se aprecia que el precio medio de compra es de 0.3288 S/./kWh equivalente a 0.0996 US\$/kWh

10.2.2.2. Costos de operación y mantenimiento

Se incluye en este apartado los costes propios de la nueva central que no tienen lugar en la actualidad. Es decir, no se consideran los costes de personal, de mantenimiento de las calderas, etc. puesto que estos ya se dan en la situación actual. Se considera el coste de mantenimiento, operación y mano de obra de la turbina gas, que se ha estimado en 0.0135 US\$/kWh.

10.3. Motor Reciprocante a Gas Natural

10.3.1. Evaluación económica de la central

Los resultados económicos (véase anexo M.2) de esta alternativa quedan reflejados en la Tabla XVI.

Tabla XVI.- Resultados del balance económico de la alternativa

BALANCE ECONÓMICO DE LA CENTRAL DE COGENERACIÓN		
	Unidades	MOTOR A GAS 1400 kW
Ingresos		
Electricidad al usuario ¹²	US \$	625292
Energía térmica al usuario ¹³	US \$	435426
Total de ingresos	US \$	1060717
Costos		
Importación electricidad	US \$	26659
Combustible calderas actuales ¹⁴	US \$	96430

¹² Véase 10.1.2.1 en página 53 para definición.

¹³ Véase 10.1.2.2 en página 53 para definición.

Combustible motor a gas	US \$	447825
Operación y mantenimiento	US \$	110320
Total costos	US \$	681234
MARGEN BRUTO ¹⁵ (100 % dispon.)	US \$	379484
MARGEN OBJETIVO ¹⁶ (77 % dispon)	US \$	292529
INVERSIÓN CENTRAL ¹⁷	US \$	2548796
P.B.T ¹⁸	años	8.71

10.3.2. Bases económicas consideradas

10.3.2.1. Importación de electricidad

Con esta alternativa no es posible producir la totalidad de la energía eléctrica demandada en proceso, por lo que es necesario importar el déficit necesario. En el anexo J, se presenta la factura de importación prevista con la nueva situación, donde se aprecia que el precio medio de compra es de 3.1858 S./kWh equivalente a 0.965 US\$/kWh.

10.3.2.2. Costos de operación y mantenimiento

Se incluye en este apartado los costes propios de la nueva central que no tienen lugar en la actualidad. Es decir, no se consideran los costes de personal, de mantenimiento de las calderas, etc. puesto que estos ya se dan en la situación actual. Se considera el coste de mantenimiento del motor a gas, que se ha estimado en 0.017 US\$/kWh.

¹⁴ Véase 10.1.2.4 en página 53 para definición.

¹⁵ Véase 10.1.2.6 en página 54 para definición.

¹⁶ Véase 10.1.2.7 en página 54 para definición.

¹⁷ Véase 10.1.2.8 en página 54 para definición.

¹⁸ Véase 10.1.2.9 en página 54 para definición.

CAPÍTULO XI
SELECCIÓN DEL SISTEMA DE COGENERACIÓN PARA LA EMPRESA
CERVECERA

Empleando la información resultante de la investigación presentada en este informe, tenemos que:

Utilizando los criterios expuestos en el Capítulo IV, se optará por un sistema cogenerativo del tipo topping systems (sistemas de cabeza) y un sistema de operación del tipo carga básica térmica; ya que se buscará satisfacer en todo momento la demanda térmica (constante) de la empresa cervecera en estudio.

Además lo antes expuesto ha permitido direccionar los cálculos realizados en el Capítulo VII donde determinamos la capacidad de las alternativas propuestas, para que con esta información, la evaluación energética y económica realizada en los Capítulos VIII, IX y X, concluyamos que el mejor sistema de cogeneración a implementar por la empresa cervecera en estudio sería el de turbina vapor de 264.5 kW, ya que la inversión sería retornada en aproximadamente un (01) año y medio.

CAPÍTULO XII

CONCLUSIONES

- ✓ La alternativa económica y técnicamente viable es la cogeneración utilizando una turbina vapor , tal como se ha demostrado con el presente estudio; obteniéndose que la inversión sería retornada en aproximadamente un (01) año y medio.
- ✓ El presente estudio muestra además como segunda alternativa viable, la cogeneración con turbina gas, en la cual se recuperaría la inversión en aproximadamente dos (02) años.
- ✓ Se ha encontrado que los costos de operación y mantenimiento para la turbina vapor es menor que los de la turbina gas y el motor gas.
- ✓ Cabe destacar que esta nueva alternativa tecnológica, permite a las industrias producir electricidad en donde se precise, evitando instalar grandes redes de distribución eléctrica propias de las centrales convencionales de generación eléctrica.
- ✓ Permiten una mayor confiabilidad en el suministro de energía eléctrica; generando su propia energía térmica y eléctrica, dándole autosuficiencia al suministro de los mismos.
- ✓ Debido a que estos sistemas quedan integrados en los sistemas energéticos de la propia empresa, no requiere otro personal que el ya habituado a las propias instalaciones y su gestión no supone un esfuerzo adicional al que ya se viene realizando.
- ✓ Es pues la cogeneración una alternativa bastante atractiva para las empresas permitiéndoles un ahorro económico y una mejora competitiva, además de representar una opción para el uso del gas natural.

CAPÍTULO XIII

RECOMENDACIONES

- ❖ Fomentar el desarrollo de estudios similares a otras industrias, con la finalidad de difundir e incentivar el uso de esta tecnología, que ayudará a mejorar la competitividad y productividad de ellas; además de incentivar el consumo de gas natural a nivel nacional.
- ❖ Contribuir al desarrollo e implementación de software aplicativos para sistemas de cogeneración.
- ❖ Utilizar información detallada (de facturas de consumo de energía eléctrica o energías térmica) para así determinar realmente el tamaño o capacidad del sistema de cogeneración a seleccionar.
- ❖ Entender que la cogeneración es un negocio, que permitirá obtener ganancias tanto al empresariado como al usuario, debido al menor precio de la energía suministrada.
- ❖ Estos sistemas de cogeneración lograrán una disminución de las pérdidas de energía eléctrica en los sistemas de distribución.
- ❖ Promover la eficiencia energética en los sectores de la economía nacional.

CAPÍTULO XIV
BIBLIOGRAFÍA

1. Programa Alure N° ALR/B7-3011/95/042 Proyecto "Desarrollo Energético". Potencial Nacional de Cogeneración Utilizando Gas Natural, primera edición, Lima 1999. Pág.126.
2. Nelson E. Hay. Guide to Natural Gas Cogeneration, second edition, The United States of America 1992. Pág. 550.
3. Campos Arenas, Agustín, Meza Duzek, Cecilia y Muro León, Betty. Manual Para La Estructuración de La Tesis Universitaria. Universidad Femenina del Sagrado Corazón, 2da. Edición, Lima-Perú 2000. Pág. 200.
4. Guidebook on "Cogeneration as a means of pollution control and energy efficiency in Asia". United Nations
5. [http:// www.aesa.net/aesa/cogeneracion.htm](http://www.aesa.net/aesa/cogeneracion.htm)
6. [http:// www.navarini.com](http://www.navarini.com)

ANEXOS

ANEXO A

Definiciones

Energías Primarias: Utilizaremos este término para designar todas aquellas energías que podemos encontrar directamente de la naturaleza.

Energías Secundarias: Utilizaremos este término para designar todas aquellas energías que Cervecería San Juan compra para consumir en sus centrales de transformación eléctricas y térmicas (actualmente Petróleo Residual 500 y electricidad).

Energías Terciarias: utilizaremos este término para designar todas aquellas energías consumidas directamente en la planta de Cervecería San Juan y que han sido previamente transformadas a partir de las energías secundarias, para poder ser utilizadas en los puntos de consumo (vapor, agua caliente, fuerza motriz, iluminación, etc.).

Cogeneración: consiste en la conversión de una energía de calidad media, como por ejemplo el gas natural, en una energía de calidad superior como la energía mecánica o eléctrica, más otra de nivel térmico inferior como el vapor de agua.

Eficiencia combustible-electricidad, de un sistema particular, es referida como el heat rate, definida como el número de British Thermal Units (BTU) requeridos para producir un kilowatt hora de electricidad.

Relación de compresión: Es la relación del volumen de la mezcla de un combustible no compresible y el aire al volumen mínimo del cilindro.

BMEP : Definida como la presión media efectiva al freno, pensada como aquella presión media efectiva actuando sobre los pistones la cual genera la potencia al freno medido.

ANEXO B

A continuación se indican consideraciones técnicas de los motores utilizados en cogeneración:

Motor	Ventajas	Desventajas
Turbina de vapor	<p>Rendimiento global muy alto.</p> <p>Extremadamente seguro.</p> <p>Se puede utilizar todo tipo de combustibles.</p> <p>Larga vida de servicio.</p> <p>Amplia gama de potencias.</p>	<p>Baja relación electricidad / calor.</p> <p>No se pueden conseguir altas demandas de electricidad.</p> <p>Coste unitario alto.</p> <p>Puesta en marcha lenta.</p> <p>Estrecha gama de aplicaciones.</p>
Turbina de gas natural	<p>Alta relación electricidad / calor.</p> <p>Amplia gama de aplicaciones.</p> <p>Coste unitario bajo.</p> <p>Muy fiable.</p> <p>Temperatura alta de la energía calorífica.</p> <p>Requiere poco espacio.</p> <p>Rango de desde 0.5 a 100 MW.</p> <p>Alta eficiencia del conjunto.</p> <p>Gases con alto contenido en O₂.</p>	<p>Limitación en los combustibles (sólo gas natural).</p> <p>Tiempo de vida relativamente corto.</p>
Motor Diesel	<p>Muy alta relación electricidad/calor.</p> <p>Alto rendimiento.</p> <p>Bajo coste.</p> <p>Tiempo de vida largo.</p>	<p>Elevados costes de mantenimiento.</p> <p>Problemas ambientales.</p> <p>Combustibles limitados y caros.</p> <p>No prácticos por encima de 5 MW.</p>

ANEXO C

FACTURACION PERIODO 2004 - SISTEMA DE REFERENCIA

		Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	TOTAL
Pot. Dem. Pta	kW	1377	1325	1370	1260	1260	1300	1290	1360	1250	1185	1435	1430	
Pot. Fact. Pta.	kW	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	
Pot. Dem. No Pta	kW	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
Pot. Fact. No Pta	kW	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
P. Unit. Pta	S./kW	23.73	23.73	23.75	23.76	23.69	23.69	23.69	23.69	23.69	23.69	23.69	23.69	
P. Unit. No Pta	S./kW	14.51	14.51	14.55	14.49	14.49	14.49	14.49	14.49	14.49	14.44	14.44	14.44	
Consumos														
Punta	kWh	113000	109000	94000	96000	104000	104000	107000	105000	99000	89000	105000	100000	1225000
No punta	kWh	472000	463000	403000	407000	427000	445000	446000	447000	437000	376000	474000	495000	5292000
Total activa	kWh	585000	572000	497000	503000	531000	549000	553000	552000	536000	465000	579000	595000	6517000
hrs/mes		425	432	363	399	421	422	429	406	429	392	403	416	
P. Unit. Punta	s./kWh	0.2553	0.2553	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2566	0.2566	0.2566	
P. Unit. No Punta	s./kWh	0.2553	0.2553	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2566	0.2566	0.2566	
Importe														
Pot.hr Punta	s/.	33222	33222	33250	33264	33166	33166	33166	33166	33166	33166	33166	33166	398286
Pot.hr. no Punta	s/.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Activa Hr. Pta	s/.	28848.9	27827.7	23979.4	24489.6	26530.4	26530.4	27295.7	26785.5	25254.9	22837.4	26943.0	25660.0	312982.9
Activa Hr.no Pta	s/.	120501.6	118203.9	102805.3	103825.7	108927.7	113519.5	113774.6	114029.7	111478.7	96481.6	121628.4	127017.0	1352193.7
Total sin IGv	S/.	182572.5	179253.6	160034.7	161579	168624.1	173215.9	174236.3	173981	169900	152485	181737	185843	2063463
Precio medio total sin IGv	S/kWh	0.3121	0.3134	0.3220	0.3212	0.3176	0.3155	0.3151	0.3152	0.3170	0.3279	0.3139	0.3123	0.3166

ANEXO D

CUADRO DEMANDA DE COMBUSTIBLE Y COSTOS

Mes 2004	Meses del Año	Consumo kWh	Demanda kW	Petróleo R500-glns/mes	Gasto por compra combustible US\$
Enero	1	586000	1377	40300	31837
Febrero	2	572000	1325	32500	25350
Marzo	3	497000	1370	29400	22932
Abril	4	503000	1260	35200	28512
Mayo	5	531000	1260	37300	27602
Junio	6	599000	1300	40000	29600
Julio	7	553000	1290	40000	32400
Agosto	8	552000	1360	36700	28259
Septiembre	9	537000	1250	28600	22022
Octubre	10	466000	1185	39400	32702
Noviembre	11	580000	1435	33450	26258
Diciembre	12	546000	1430	42000	29400
Total				434850	336874
				Total s/.	1111684.2

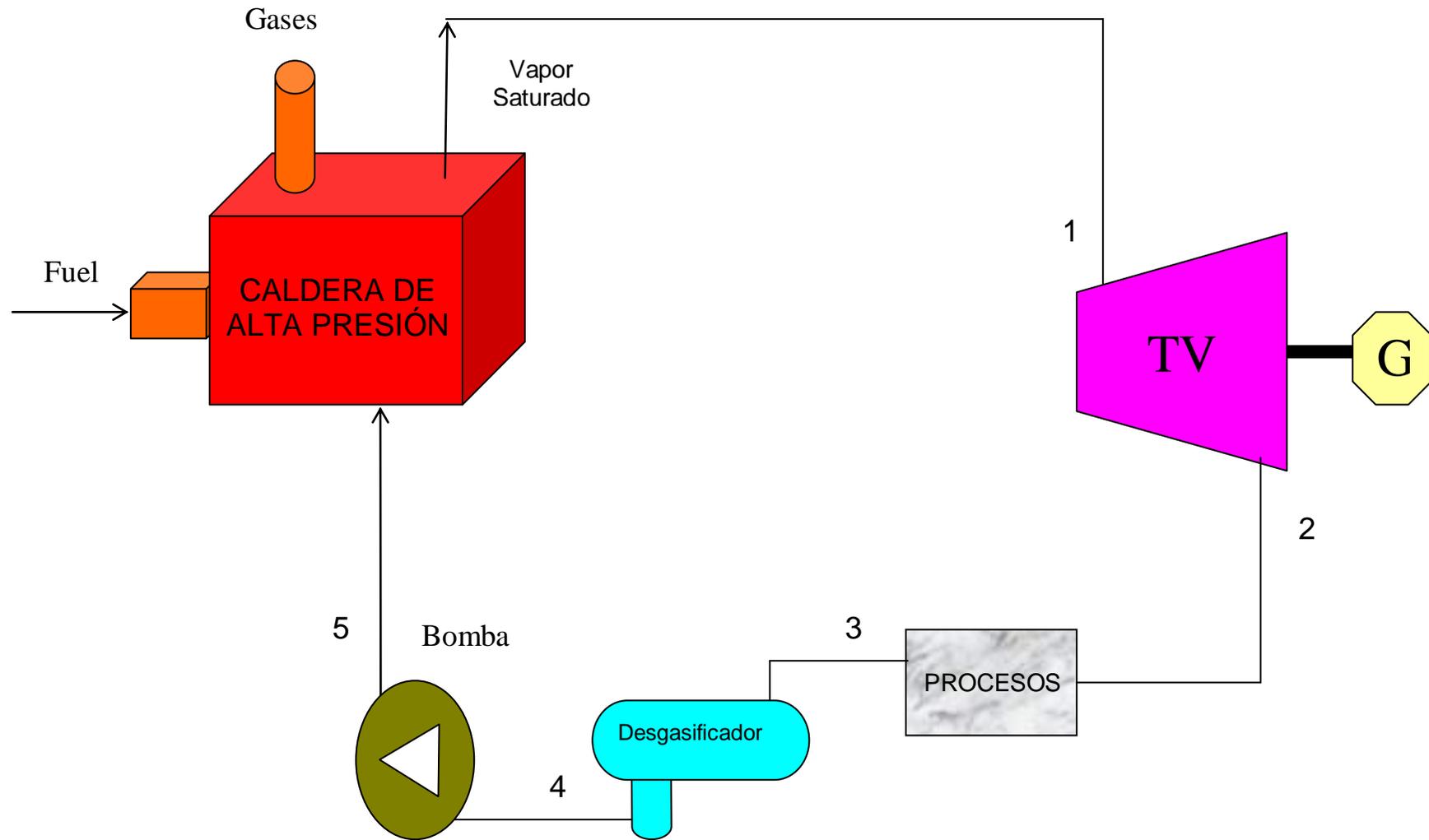
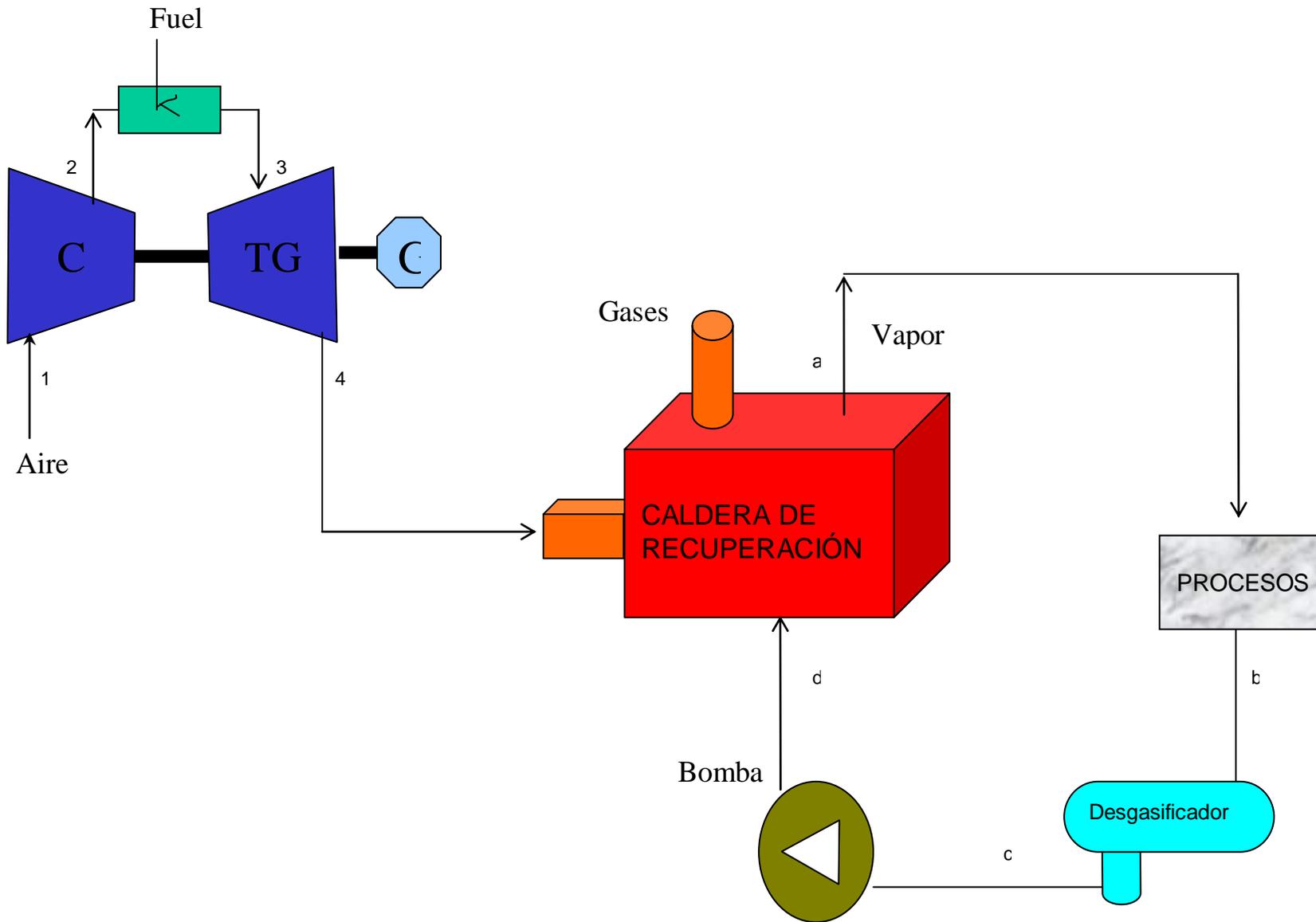


FIGURA N° 1: ALTERNATIVA TURBINA A VAPOR DEL TIPO CONTRAPRESIÓN

FIGURA N° 2 : ALTERNATIVA TURBINA GAS



ANEXO E
TABLAS PARA SELECCIONAR TIPO DE MOTOR GAS NATURAL – Waukesha
Engine Division

NATURAL GAS ENGINE[®] SYSTEMS

Continuous Power kW _e Rating	Model	60Hz			50Hz	
		1800 rpm	1200 rpm	900 rpm	1500 rpm	1000 rpm
Heat Exchanger Cooling I.C. Water Temp. 85°F 29°C (Tera)	VHP9500GSI	—	1475 ¹	1100	—	1225
	9500GL	—	1475 ¹	1100	—	1225
	VHP7100GSI ^{***}	—	1200	—	—	1000
	VHP7100GSI	—	1100	825	—	920
	7100GL	—	1100	825	—	920
	VHP5600GSI	—	900	675	—	750
	VHP5600G	—	975	775	—	850
	5900GL	—	900	675	—	750
	5500GL	—	—	—	1075	—
	VHP7100G	—	725	575	—	635
	VHP3600GSI ^{***}	—	600	—	—	500
	VHP3600GSI	—	550	410	—	450
	VHP5900G	—	595	475	—	525
	3600GL	—	550	410	—	450
	VHP2900GSI	—	450	335	—	375
2900GL	—	450	335	—	375	
VHP3600G	—	360	290	—	315	
VHP2900G	—	290	235	—	280	
VGF48GL/GLD/GSID [*]	750	—	—	625	—	
VGF36GL/GLD/GSID [*]	560	—	—	475	—	
VGF24GL/GLD/GSID [*]	375	—	—	310	—	
VGF18GL/GLD/GSID [*]	280	—	—	240	—	
VGF24G	220	—	—	130	—	
VGF18G	165	—	—	140	—	
VS11GSVGSID	160	—	—	135	—	
VS11G	90	—	—	75	—	

Handwritten notes:
 A series of...
 In the...
 A series of...
 A series of...
 A series of...

¹100% overoad is not available on these ratings. Contact factory for allowable overoad ratings. Output based on a 96.5% generator efficiency @ .85 Power Factor.
²3600GL, 5900GL, 7100GL, 9500GL models operate with 130°F 54°C I.C. Water temperature in water circuit.
³FOR CONTINUOUS ONLY - Ratings for the VHP 3600GL, 5900GL, 7100GL, 9500GL units using Price Book Generator Code 1100. For the VS BMEP continuous ratings and 5% overoad are available on request.
^{***}Series Four Engines

ATGL GAS ENGINE[®]

Continuous Power kW _e Rating	Model	I.C. Water Inlet Temp. °F °C (Tera)	60Hz	50Hz
			900 rpm	1000 rpm
Water Connect Configuration	16V-AT27GL [*]	90° 32°	2910	3250
	16V-AT27GL [*]	130° 54°	2910	3250
	12V-AT27GL	90° 32°	2100	2330
	12V-AT27GL	130° 54°	2000	2220
	8L-AT27GL	90° 32°	1400	1550
	8L-AT27GL	130° 54°	1330	1480

^{*}A 10% overoad is not available on these ratings. Contact factory for allowable overoad ratings. Output based on a 96.5% generator efficiency @ .85 Power Factor.

ATGL NATURAL GAS FUELED ENGINES

For Continuous Duty Applications

Model	I.C. Water Inlet Temp. °F °C (T _{in})	Brake HorsePower (kW _b Output) At Selected RPM					
		650 rpm	750 rpm	850 rpm	900 rpm	950 rpm	1000 rpm
VEE-16 Bore & Stroke 10.83 x 11.81 in. 275 x 300 mm Displacement 17398 cu. in. 235 litres	16V-AT27GL* 90° 32°	— —	3375 15.7	3825 17.7	4050 18.8	4275 19.8	4500 20.8
	16V-AT27GL* 130° 54°	— —	3375 15.7	3825 17.7	4050 18.8	4275 19.8	4500 20.8
VEE-12 Bore & Stroke 10.83 x 11.81 in. 275 x 300 mm Displacement 13048 cu. in. 214 litres	12V-AT27GL 90° 32°	— —	2475 11.4	2805 13.0	2970 13.8	3130 14.6	3295 15.4
	12V-AT27GL 130° 54°	— —	2350 10.9	2665 12.5	2820 13.3	2975 14.1	3130 14.9
INLINE-8 Bore & Stroke 10.83 x 11.81 in. 275 x 300 mm Displacement 8699 cu. in. 143 litres	8L-AT27GL 90° 32°	— —	1650 7.7	1870 8.7	1980 9.2	2090 9.7	2200 10.2
	8L-AT27GL 130° 54°	— —	1565 7.3	1775 8.2	1880 8.7	1985 9.2	2090 9.7

AT27GL utilizes one turbocharger for 750 - 1000 rpm speed range.

*A 10% overload is not available on these ratings. Contact factory for allowable overload ratings. Ratings for 90° F I.C. water temperature are based on 250° F jacket water temperature. For other jacket water temperatures, consult Application Engineering.

VSG NATURAL GAS FUELED ENGINES

For Continuous Duty Applications

Model	I.C. Water Inlet Temp. °F °C (T _{in})	C.R.	Brake HorsePower (kW _b Output) At Selected RPM				
			1200 rpm	1400 rpm	1500 rpm	1600 rpm	1800 rpm
IN-LINE 6 Bore & Stroke 5 x 5.71 in. 127 x 145 mm Displacement 673 cu. in. 11 litres	F11GS/GSID 85° 29°	10:1	166 7.7	194 8.9	208 9.5	222 10.1	250 11.3
	F11GS/GSID 130° 54°	10:1	166 7.7	194 8.9	208 9.5	222 10.1	250 11.3
	F11G — —	10:1	20 0.9	25 1.1	112 5.1	120 5.5	135 6.1

ANEXO F
FORMULAS PARA DETERMINAR PARAMETROS PARA ELECCION DEL MOTOR
A GAS NATURAL

BASIC FORMULAS

English	Metric
$^{\circ}\text{F} = (\text{Degrees C} \times 1.8) + 32$	$^{\circ}\text{C} = \frac{(\text{Degrees F} - 32)}{1.8}$
$\text{BMEP}_{(\text{psi})} = \frac{150.8 \times \text{Torque (lb-ft)}}{\text{Displacement (cubic inches)}}$	$\text{BMEP}_{(\text{bar})} = \frac{\text{kW}_b \times 1200}{\text{Displacement (litres) \times rpm}}$
$\text{BHP} = \frac{\text{BMEP} \times \text{Displacement (cubic inches) \times rpm}}{792,000}$	$\text{kW}_b = \frac{\text{BMEP}_{(\text{bar})} \times \text{Displacement (litres) \times rpm}}{12,000}$
$\text{Torque (lb-ft)} = \frac{5250 \times \text{BHP}}{\text{rpm}}$	$\text{Torque (N-m)} = \frac{\text{kW}_b \times 9550}{\text{rpm}}$

Displacement	Piston Speed
$\text{Displacement} = \frac{\pi D^3}{4} \times S \times C = 0.7854 D^3 SC$ <p style="text-align: center;">Where: Displacement = cubic inch. D = Bore Dia. in. S = Stroke in. C = No. of cyl. $\pi = 3.1416$</p>	$\text{Piston Speed} = P = \frac{NS}{6}$ <p style="text-align: center;">Where: P = Ft. per Min. N = rpm S = Stroke in</p>

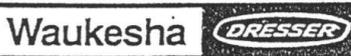
Refrigeration (Air Conditioning) Rules	Basic Conversions
One ton refrigeration = 200 Btu/min. = 12,000 Btu/hr One boiler HP = 33,475 Btu/hr. One ton running = 1 kW One ton compressor rating = one Engine HP	1 atm = 14.696 PSI = 29.93 (in.) Hg = 407 inch (H ₂ O) 1 inch Hg = 0.491 PSI 1 inch H ₂ O = 0.0361 PSI 1 PSI = 27.7 inch H ₂ O 1 Therm = 100,000 Btu HHV Metric HP = 0.9863 x English HP 1 inch = 25.4 mm = 2.54 cm

Formulas To Determine kW, KVA, Reactive KVA, BHP And Amperes (For Three Phase AC)			
$\text{kW} = \text{KVA} \times \text{PF}$	$\text{KVA} = \frac{1.73 \times \text{Volts} \times \text{Amcs}}{1000}$	$\text{Reactive KVA} = \text{KVA} \times \sqrt{1 - \text{PF}^2}$	$\text{BHP} = \frac{1.73 \times \text{Volts} \times \text{Amcs} \times \text{PF}}{746 \times 1000 \times \text{Eff}}$
$\text{BHP} = \frac{\text{kW}}{.746 \times \text{Eff}}$	$\text{AMPS} = \frac{\text{BHP} \times .746 \times 1000 \times \text{Eff}}{1.73 \times \text{Volts} \times \text{PF}}$	$\text{AMPS} = \frac{\text{kW} \times 1000}{1.73 \times \text{Volts} \times \text{PF}}$	$\text{AMPS} = \frac{\text{KVA} \times 1000}{1.73 \times \text{Volts}}$
NOTE: PF = Power Factor KVA = Kilo-Volt Amps BHP = Brake Horsepower Eff = Generator Efficiency			

ANEXO G
DATOS DE OPERACIÓN DEL MOTOR ELEGIDO PARA CALCULAR SU
PRODUCCION ENERGÉTICA

HEAT REJECTION 3

HEAT REJECTION AND OPERATING DATA MODEL 8L-AT27GL 130° F INTERCOOLER WATER TEMPERATURE 180° F JACKET WATER TEMPERATURE 28:1 COMBUSTION AIR/FUEL RATIO WITH 6-HOLE PRECHAMBER								
	BMEP (PSI)	ENGINE SPEED - RPM						
		700	750	800	850	900	950	1000
POWER (BHP)	209	1606	1722	1837	1953	2068	2184	2299
	190	1460	1565	1670	1775	1880	1985	2090
	160	1230	1318	1406	1494	1582	1670	1757
	120	923	989	1054	1120	1186	1252	1318
	80	615	659	703	747	791	835	879
BRAKE SPECIFIC FUEL CONSUMPTION (BTU/BHP-HR)	209	6500	6538	6573	6642	6708	6755	6803
	190	6570	6610	6651	6719	6788	6842	6896
	160	6715	6761	6807	6881	6955	7022	7069
	120	7019	7076	7133	7219	7304	7400	7495
	80	7628	7707	7787	7895	8004	8156	8307
FUEL CONSUMPTION (BTU/HR x 1000)	209	10455	11275	12030	12985	13875	14755	15635
	190	9610	10365	1120	11940	12765	13585	14410
	160	8260	8915	9570	10285	11000	11730	12460
	120	6475	7000	7520	8095	8665	9270	9880
	80	4690	5085	5475	5900	6330	6815	7300
HEAT TO JACKET WATER (BTU/HR x 1000)	209	2085	2215	2340	2480	2615	2730	2845
	190	1975	2100	2230	2355	2480	2590	2700
	160	1800	1925	2045	2155	2260	2365	2465
	120	1575	1690	1805	1890	1970	2065	2160
	80	1343	1454	1565	1620	1680	1765	1855
HEAT TO LUBE OIL (BTU/HR x 1000)	209	356	403	449	492	535	576	617
	190	335	379	422	464	506	546	586
	160	302	341	380	420	460	499	537
	120	257	290	323	362	400	436	472
	80	213	240	257	303	339	373	406
HEAT TO INTERCOOLER (BTU/HR x 1000)	209	511	599	688	772	857	965	1074
	190	411	498	585	661	737	838	939
	160	272	350	429	490	551	640	729
	120	122	179	235	276	317	386	456
	80	13	35	57	76	95	142	190
HEAT TO RADIATION (BTU/HR x 1000)	209	248	256	264	269	275	283	291
	190	249	254	259	266	273	279	284
	160	242	248	253	260	267	270	274
	120	229	238	247	252	257	261	265
	80	225	230	235	244	253	257	262

	HEAT REJECTION AND OPERATING DATA MODEL 8L-AT27GL 130° F I.C. WATER TEMPERATURE 180° F JACKET WATER TEMPERATURE	EN 118767 DATE 6/97	Ref: S 9061-12
---	--	------------------------	----------------------

HEAT REJECTION 3

HEAT REJECTION AND OPERATING DATA
 MODEL 8L-AT27GL
 130° F INTERCOOLER WATER TEMPERATURE
 180° F JACKET WATER TEMPERATURE
 28:1 COMBUSTION AIR/FUEL RATIO
 WITH 6-HOLE PRECHAMBER

	BMEP (PSI)	ENGINE SPEED - RPM						
		700	750	800	850	900	950	1000
TOTAL ENERGY IN EXHAUST (BTU/HR x 1000)	209	3250	3535	3820	4155	4490	4775	5065
	190	2940	3185	3430	3795	4160	4435	4715
	160	2515	2725	2935	3245	3555	3825	4095
	120	1950	2130	2310	2515	2720	2965	3210
	80	1343	1482	1620	1785	1950	2130	2310
EXHAUST TEMPERATURE AFTER TURBINE +/- 50° F	209	695	715	735	749	763	780	797
	190	711	720	729	744	758	771	783
	160	700	701	702	723	743	748	753
	120	665	668	670	699	729	729	729
	80	674	685	695	721	746	753	760
INDUCTION AIR FLOW (SCFM)	209	4065	4310	4550	4835	5120	5335	5550
	190	3620	3880	4140	4470	4800	5035	5275
	160	3190	3460	3730	3970	4215	4505	4795
	120	2655	2885	3120	3215	3310	3610	3905
	80	1795	1945	2100	2205	2310	2495	2685
EXHAUST GAS FLOW (LBS/HR)	209	18365	19475	20580	21870	23155	24145	25135
	190	16360	17545	18730	20210	21690	22780	23875
	160	14415	15630	16845	17940	19040	20350	21655
	120	11970	13020	14065	14515	14970	16295	17625
	80	8110	8795	9480	9965	10455	11300	12145
NOx EMISSIONS (g/bhp-hr)	209	3.55	3.01	2.46	2.20	1.94	1.99	2.04
	190	3.76	3.11	2.46	2.18	1.91	1.79	1.68
	160	4.10	3.16	2.22	1.91	1.60	1.52	1.44
	120	5.33	3.95	2.58	2.23	1.87	1.56	1.25
	80	7.44	6.19	4.94	4.22	3.50	2.90	2.29
CO EMISSIONS (g/bhp-hr)	209	1.28	1.31	1.35	1.39	1.43	1.39	1.35
	190	1.24	1.30	1.36	1.41	1.45	1.44	1.43
	160	1.24	1.33	1.42	1.46	1.50	1.49	1.49
	120	1.17	1.28	1.39	1.47	1.55	1.58	1.62
	80	1.24	1.36	1.47	1.53	1.60	1.64	1.69
NMHC EMISSIONS (g/bhp-hr)	209	0.59	0.53	0.48	0.49	0.50	0.46	0.42
	190	0.50	0.47	0.43	0.45	0.48	0.45	0.43
	160	0.46	0.44	0.42	0.44	0.47	0.46	0.45
	120	0.39	0.39	0.39	0.42	0.45	0.47	0.49
	80	0.41	0.41	0.40	0.43	0.47	0.47	0.47
THC EMISSIONS (g/bhp-hr)	209	3.93	3.57	3.20	3.25	3.31	3.06	2.82
	190	3.36	3.11	2.86	3.02	3.17	3.03	2.89
	160	3.04	2.92	2.81	2.96	3.11	3.06	3.01
	120	2.59	2.59	2.60	2.81	3.01	3.13	3.24
	80	2.76	2.73	2.69	2.90	3.11	3.13	3.16

Page 2 of 6

 	HEAT REJECTION AND OPERATING DATA MODEL 8L-AT27GL 130° F I.C. WATER TEMPERATURE 180° F JACKET WATER TEMPERATURE	EN 118767 DATE 6/97	Ref: S 9061-12
---	--	------------------------	----------------------

ANEXO H

Las hipótesis de cálculo han sido las siguientes:

- a) Se ha tomado una potencia contratada en horas punta similar que en la situación de referencia.
- b) Como potencia demandada, se han tomado los mismos valores que en la situación de referencia minorados en la potencia de la turbina de vapor. Ello supone que la demanda de vapor a proceso será en todo momento constante, por lo que la turbina puede estar funcionando a plena carga.
- c) Debido a que el marco energético en Perú no especifica como facturar la potencia de socorro, se ha supuesto un método análogo al caso español para el cálculo de la potencia a facturar en horas punta. La fórmula empleada en horas punta es la siguiente:

$$PF = PD + k (PC - PD)$$

donde:

PF = Potencia a facturar

PD = potencia demandada en el periodo

k = constante, que se ha tomado igual a 0.2

PC = Potencia contratada

- d) La potencia a facturar en horas fuera punta se determina igual que en la actualidad, es decir, el término de potencia multiplicado por el exceso de potencia demandada por encima de la potencia contratada en horas punta. Para la determinación de la potencia demandada fuera de horas punta se ha tomado en cuenta lo especificado en el anterior punto b).

FACTURA IMPORTACION ALTERNATIVA 1 TURBINA VAPOR

Potencia turbina vapor (kW) : 264.5

Potencia contratada horas punta (kW) : 1400

		Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	TOTAL
Pot. Dem. Pta	kW	1112.5	1060.5	1105.5	995.5	995.5	1035.5	1025.5	1095.5	985.5	920.5	1170.5	1165.5	
Pot. Fact. Pta.	kW	1170.0	1128.4	1164.4	1076.4	1076.4	1108.4	1100.4	1156.4	1068.4	1016.4	1216.4	1212.4	
Pot. Dem. No Pta	kW													
Pot. Fact. No Pta	kW													
P. Unit. Pta	S./kW	23.73	23.73	23.75	23.76	23.69	23.69	23.69	23.69	23.69	23.69	23.69	23.69	
P. Unit. No Pta	S./kW	14.51	14.51	14.55	14.49	14.49	14.49	14.49	14.49	14.49	14.44	14.44	14.44	
Consumos														
Punta	kWh	91315.7	85876.2	88815.5	80739.8	82854.5	83323.9	84305.6	88524.1	77332.9	74852.7	90158.5	83237.2	1011336.8
No punta	kWh	381333.0	364681.0	380859.3	342203.0	340088.3	356612.4	351382.3	376902.4	341361.6	316227.4	407130.7	411927.8	4370709.2
Total activa	kWh	472648.7	450557.2	469674.9	422942.8	422942.8	439936.3	435687.9	465426.5	418694.5	391080.1	497289.2	495165.1	5382046.0
P. Unit. Punta	s./kWh	0.2553	0.2553	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2566	0.2566	0.2566	
P. Unit. No Punta	s./kWh	0.2553	0.2553	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2566	0.2566	0.2566	
Importe														
Pot.hr Punta	s/.	27764.9	26777.7	27655.3	25576.1	25500.7	26258.8	26069.3	27395.9	25311.2	24079.3	28817.3	28722.6	319929.1
Pot.hr. no Punta	s/.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Activa Hr. Pta	s/.	23312.9	21924.2	22656.8	20596.7	21136.2	21255.9	21506.4	22582.5	19727.6	19207.2	23134.7	21358.7	258399.8
Activa Hr.no Pta	s/.	97354.3	93103.1	97157.2	87296.0	86756.5	90971.8	89637.6	96147.8	87081.3	81143.9	104469.7	105700.7	1116820.0
Total sin IGv	S/.	148432.1	141805.0	147469.4	133468.8	133393.4	138486.5	137213.3	146126.2	132120.2	124430.5	156421.7	155781.9	1695149.0
Precio medio total sin IGv	S/kWh	0.3140	0.3147	0.3140	0.3156	0.3154	0.3148	0.3149	0.3140	0.3156	0.3182	0.3145	0.3146	0.3150

ANEXO I

Las hipótesis de cálculo han sido las siguientes:

- a) Se ha tomado una potencia contratada en horas punta similar que en la situación de referencia.
- b) Como potencia demandada, se han tomado los mismos valores que en la situación de referencia minorados en la potencia de la turbina gas. Ello supone que la demanda de vapor a proceso será en todo momento constante, por lo que la turbina puede estar funcionando a plena carga.
- c) Debido a que el marco energético en Perú no especifica como facturar la potencia de socorro, se ha supuesto un método análogo al caso español para el cálculo de la potencia a facturar en horas punta. La fórmula empleada en horas punta es la siguiente:

$$PF = PD + k (PC - PD)$$

donde:

PF = Potencia a facturar

PD = potencia demandada en el periodo

k = constante, que se ha tomado igual a 0.2

PC = Potencia contratada

- d) La potencia a facturar en horas fuera punta se determina igual que en la actualidad, es decir, el término de potencia multiplicado por el exceso de potencia demandada por encima de la potencia contratada en horas punta. Para la determinación de la potencia demandada fuera de horas punta se ha tomado en cuenta lo especificado en el anterior punto b).

FACTURA IMPORTACION ALTERNATIVA 2 TURBINA GAS

Potencia turbina Gas (kW) : 586

Potencia contratada horas punta (kW) : 1400

		Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	TOTAL
Pot. Dem. Pta	kW	791	739	784	674	674	714	704	774	664	599	849	844	
Pot. Fact. Pta.	kW	912.8	871.2	907.2	819.2	819.2	851.2	843.2	899.2	811.2	759.2	959.2	955.2	
Pot. Dem. No Pta	kW													
Pot. Fact. No Pta	kW													
P. Unit. Pta	S./kW	23.73	23.73	23.75	23.76	23.69	23.69	23.69	23.69	23.69	23.69	23.69	23.69	
P. Unit. No Pta	S./kW	14.51	14.51	14.55	14.49	14.49	14.49	14.49	14.49	14.49	14.44	14.44	14.44	
Consumos														
Punta	kWh	64924.0	51661.3	47639.6	57014.2	58507.5	53347.7	55324.6	48724.8	55947.2	63262.1	40668.1	38064.2	635085.3
No punta	kWh	271121.7	219384.4	204288.5	241645.9	240152.6	228319.0	230590.5	207451.7	246961.3	267260.8	183645.6	188373.7	2729195.8
Total activa	kWh	336045.8	271045.8	251928.1	298660.1	298660.1	281666.7	285915.0	256176.5	302908.5	330522.9	224313.7	226437.9	3364281.0
P. Unit. Punta	s./kWh	0.2553	0.2553	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2566	0.2566	0.2566	
P. Unit. No Punta	s./kWh	0.2553	0.2553	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2566	0.2566	0.2566	
Importe														
Pot. hr Punta	s/.	21660.7	20673.6	21546.0	19464.2	19406.8	20164.9	19975.4	21302.0	19217.3	17985.4	22723.4	22628.7	246748.7
Pot. hr. no Punta	s/.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Activa Hr. Pta	s/.	16575.1	13189.1	12152.9	14544.3	14925.3	13609.0	14113.3	12429.7	14272.1	16233.0	10435.4	9767.3	162246.6
Activa Hr.no Pta	s/.	69217.4	56008.8	52114.0	61643.9	61262.9	58244.2	58823.6	52920.9	62999.8	68579.1	47123.5	48336.7	697274.9
Total sin IGV	S/.	107453.2	89871.6	85812.9	95652.4	95595.0	92018.1	92912.3	86652.7	96489.3	102797.6	80282.3	80732.7	1106270.1
Precio medio total sin IGV	S/kWh	0.3198	0.3316	0.3406	0.3203	0.3201	0.3267	0.3250	0.3383	0.3185	0.3110	0.3579	0.3565	0.3288

ANEXO J

Las hipótesis de cálculo han sido las siguientes:

- a) Se ha tomado una potencia contratada en horas punta similar que en la situación de referencia.
- b) Como potencia demandada, se han tomado los mismos valores que en la situación de referencia minorados en la potencia del motor a gas natural. Ello supone que la demanda de vapor a proceso será en todo momento constante, por lo que la turbina puede estar funcionando a plena carga.
- c) Debido a que el marco energético en Perú no especifica como facturar la potencia de socorro, se ha supuesto un método análogo al caso español para el cálculo de la potencia a facturar en horas punta. La fórmula empleada en horas punta es la siguiente:

$$PF = PD + k (PC - PD)$$

donde:

PF = Potencia a facturar

PD = potencia demandada en el periodo

k = constante, que se ha tomado igual a 0.2

PC = Potencia contratada

- d) La potencia a facturar en horas fuera punta se determina igual que en la actualidad, es decir, el término de potencia multiplicado por el exceso de potencia demandada por encima de la potencia contratada en horas punta. Para la determinación de la potencia demandada fuera de horas punta se ha tomado en cuenta lo especificado en el anterior punto b).

FACTURA IMPORTACION ALTERNATIVA 3 MOTOR GAS NATURAL

Potencia motor a Gas (kW) : 1400 dato de brochures motores waukesha

Potencia contratada horas punta (kW) : 1400

		Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	TOTAL
Pot. Dem. Pta	kW	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	35	30	
Pot. Fact. Pta.	kW	280	280	280	280	280	280	280	280	280	280	308	304	
Pot. Dem. No Pta	kW													
Pot. Fact. No Pta	kW													
P. Unit. Pta	S./kW	23.73	23.73	23.75	23.76	23.69	23.69	23.69	23.69	23.69	23.69	23.69	23.69	
P. Unit. No Pta	S./kW	14.51	14.51	14.55	14.49	14.49	14.49	14.49	14.49	14.49	14.44	14.44	14.44	
Consumos														
Punta	kWh	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	2695.8	2142.5	4838.3
No punta	kWh	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	12173.5	10602.6	22776.1
Total activa	kWh	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	14869.3	12745.1	27614
P. Unit. Punta	s./kWh	0.2553	0.2553	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2566	0.2566	0.2566	
P. Unit. No Punta	s./kWh	0.2553	0.2553	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2551	0.2566	0.2566	0.2566	
Importe														
Pot. hr Punta	s/.	6644.4	6644.4	6650.0	6652.8	6633.2	6633.2	6633.2	6633.2	6633.2	6633.2	7296.5	7201.8	80889.1
Pot. hr. no Punta	s/.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Activa Hr. Pta	s/.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	691.7	549.8	1241.5
Activa Hr. no Pta	s/.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	3123.7	2720.6	5844.4
Total sin IGv	S/.	6644.4	6644.4	6650.0	6652.8	6633.2	6633.2	6633.2	6633.2	6633.2	6633.2	11112.0	10472.2	87974.9
Precio medio total sin IGv	S/kWh	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.7473	0.8217	3.1858

ANEXO K

FORMULAS UTILIZADAS EN EL CÁLCULO DE LA EVALUACIÓN ENERGÉTICA DEL SISTEMA DE REFERENCIA Y LAS ALTERNATIVAS DE COGENERACIÓN

SISTEMA DE REFERENCIA :

Datos de cervecería San Juan :

Vapor a procesos (ton/año) = m_p

Demanda eléctrica (kWh/año) = E_p

Horas de operación (horas/año) = h_{op}

Cálculo calor neto a procesos :

Retorno condensados = $m_{rc} = m_p * \%RC$

Calor perdido en los condensados = $CP_c = m_{rc} * CP_{rc} * T_{rc}$

Calor neto a procesos = $(m_p * h_{sat}) - CP_c$

donde :

Porcentaje de retorno condensados = $\%RC$

Temperatura de condensados ($^{\circ}K$) = T_{cond}

Capacidad calorífica del agua a T_{cond} ($kCal/kg^{\circ}K$) = CP_{rc}

Entalpia ingreso del vapor saturado ($kCal/kg$) = h_{sat}

Consumo combustible :

Consumo combust. sist referencia = $CC_{R5} * d_{R5} * PCS$

donde:

Consumo combustible residual N° 500 = CC_{R5}

Densidad residual N° 500 = d_{R5}

Poder calorífico bruto para el residual N° 500 = PCS

Alternativa N° 1 : TURBINA VAPOR

Consumo combustible caldera alta presión :

Consumo combustible caldera alta presión = $m_p * (h_{outCAP} - h_{inCAP}) * (1/n_{CAP})$

donde:

Entalpía vapor saturado a salida caldera alta presión = h_{outCAP}

Entalpía líquido saturado a ingreso caldera alta presión = h_{inCAP}

Eficiencia caldera alta presión = n_{CAP}

Alternativa N° 2 : TURBINA GAS

Producción térmica :

Calor disponible en gases de escape = $CD_{ge} = m_{ge} * Cp_{ge} * (T_{outge} - T_{inge})$

donde :

Flujo gases escape turbina gas = m_{ge}

Capacidad calorífica media entre $[T_{inge} - T_{outge}] = Cp_{ge}$

Temperatura de ingreso de los gases de escape a HRSG = T_{inge}

Temperatura salida de los gases de escape de HRSG = T_{outge}

Eficiencia caldera recuperación = n_{HRSG}

Calor recuperable de HRSG = $CR_{HRSG} = CD_{ge} * h_{op} * n_{HRSG}$

Vapor en caldera recuperación = $CR_{HRSG} / (h_{outvap} - h_{inliq})$

donde :

Entalpía vapor saturado sale caldera recuperación = h_{outvap}

Entalpía líquido saturado ingresa caldera recuperación = h_{inliq}

Combustible a turbina gas :

Consumo combustible cámara comb = $CC_{cám} = m_{ge} * Cp_{air} * (T_{outcám} - T_{incám}) * h_{op} / n_{cám}$

donde :

Eficiencia cámara combustión = $n_{cám}$

Capacidad calorífica media del aire entre $[T_{incám} - T_{outcám}] = Cp_{air}$

Temperatura aire ingresa cámara combustión = $T_{incám}$

Temperatura sale cámara combustión = $T_{outcám}$

Alternativa N° 3 : MOTOR A GAS

Datos fabricante :

Consumo combustible del motor

Eficiencia caldera recuperación

Flujo gases escape del motor

Temperatura de los gases de escape al ingreso caldera recuperación

Calor recuperable en caldera recuperación :

Calor disponible en gases de escape = $CD_{ge} = m_{gem} * Cp_{gem} * (T_{inHRSG} - T_{outHRSG})$

donde :

Flujo gases escape de motor a gas = m_{gem}

Capacidad calorífica promedio entre $[T_{inHRSG} - T_{outHRSG}] = Cp_{gem}$

Temperatura de ingreso de los gases de escape a HRSG = T_{inHRSG}

Temperatura salida de los gases de escape de HRSG = $T_{outHRSG}$

Eficiencia caldera recuperación = n_{HRSG}

Calor recuperable en HRSG = $CD_{gem} * n_{HRSG}$

EVALUACIÓN ENERGÉTICA TURBINA VAPOR

DEMANDA TÉRMICA :

Consumo combustible residual #500 (Gln/año) :	434850
API :	12.4
spgr :	0.9833
Poder calorífico residual #500 (kcal/kg) :	7901
Densidad residual # 500 (Kg/gln) :	3.722
Eficiencia calderas actuales :	0.85
Horas de operación por año :	6624
 Vapor a procesos (ton/año) :	 17394

Porcentaje de retorno condensados(%/100) :	0.52
Temperatura retorno condensados (°C) :	53
Retorno de condensados (ton/año) :	9044.88
Capacidad calorífica del agua a 53 °C (Kcal/kg °C) :	0.9989
E. Calórica necesaria como vapor (kWh/año) :	13375905.1
Calor neto a procesos (kWh/año) :	12819101.2

DEMANDA ELÉCTRICA :

Consumo energía eléctrica (kWh) :	6517000
-----------------------------------	---------

PRODUCCIÓN TÉRMICA :

Eficiencia caldera alta presión :	0.85
Vapor calderas alta presión (ton/año) :	17394
Vapor calderas actuales (ton/año) :	0
Total producción de vapor (ton/año) :	17394
Calor a procesos caldera alta presión(kWh/año) :	12819101.2
Calor a procesos calderas actuales (kWh/año) :	0
Total calor a procesos (kWh/año) :	12819101

PRODUCCIÓN ELÉCTRICA :

Autogeneración turbina vapor (kWh/año) :	1134954
Electricidad importada (kWh/año) :	5382046

COMPRA COMBUSTIBLE CALDERA ALTA PRESIÓN :

Consumo combustible caldera alta presión (kWh/año) :	13666151
Consumo combustible caldera actual (kWh/año) :	0

Total consumo combustible (kWh/año) :	13666151
---------------------------------------	----------

Consumo combustible sistema referencia (kWh/año) :	19219763
Incremento consumo comb. Resp.sist.referencia(kWh/año):	0

ANEXO K.1

Calculo estimado de la inversión para una TURBINA A VAPOR

1US\$:	181 ptas		
Potencia(MW) :		0.2645	
Toneladas de vapor generado (Ton/hr) :		2.626	
Presión de vapor generado (bar) :		8.3	
Temp. Vapor generado (°C) :		172	
Temp. Saturación vapor (°C) :		172	
Potencia generador de vapor (kW) :		1694.686	
Temperatura agua ingreso generador vapor (°C):		105	
US \$			
Turbina a vapor :	I1		115100
Caldera de alta presión :	I2		79337
Sistema de agua :			
	$I3(\text{MMptas}) = 12 * ((\text{Temp in}/20)^{0.5}) :$	27.49545	151909
Sistema de gas (suministro de gas)			
	$I4(\text{MMptas}) =$		0
Sistema eléctrico			
	$I5(\text{MMptas}) = 10 * ((\text{potMW})^{0.5}) :$	5.1425	28412
Interconexionado del sistema			
	$I6 = 0.125 * I3 :$		9917
Obra civil			
	$I7 = 0.05 * (I1 + I2 + I3)$:		9722
Inversión física			
	$IF = I1+I2+I3+I4+I5+I6+I7+I8 :$		394397
Ingeniería			
	$I8(\text{MMptas}) = 2 * (IF^{0.4}) :$	11.0274414	60925
Imprevistos			
	$I9 = 0.1 * IF :$		39440
Inversiones total			
	$IT = IF + I8 + I9 :$		433836
	$IT(\text{US\$}) :$		433836

ANEXO K.2

CALCULO DE P.B.T. DE TURBINA VAPOR

Balance económico Sistemas de Cogeneración	
Tipo de cambio 1US\$:	3.30
SISTEMA REFERENCIA (Ingresos US dólares)	
Precio compra electricidad S./kWh :	0.3166
Precio compra electricidad US\$/kWh :	0.0959
Consumo electricidad CERVECERIA kWh/año :	6517000
Electricidad usuario (US\$) :	625292
Precio compra Petróleo residual # 500 US\$/gln :	0.77
Poder calorífico inferior Residual # 500 kCal/kg :	7901.31
Precio compra Petróleo residual # 500 US\$/kWh :	0.0227
Consumo combustible Gln/año :	434850
API :	12.4
spgr :	0.983
Densidad residual # 500 Kg/gln :	3.722
Consumo combustible kWh (PCS) :	19219763
Energía térmica usuario (US\$) :	435426
Exportación electricidad (US\$) :	0
SISTEMA DE COGENERACIÓN (Costos US\$)	
Horas de operación CERVECERÍA :	6624
Potencia TV (kW) :	264.5
Generación de la TV (kWh/año) :	1134954
Precio importación energía eléctrica US\$/kWh	0.0954
Importación energía eléctrica (kWh/año) :	5382046
Importación electricidad (US\$) :	513682
Combustible calderas actuales (US\$) :	0
Costo Gas Natural (US\$/MMBtu) :	3.5
Costo Gas Natural (US\$/kWh) :	0.0119
Consumo vapor CERVECERIA (kg/hr) :	2626
E. Calórica obtenida caldera alta presión (kWh/año) :	13090199
Calor necesario por combustión (kWh/año) :	15400234
Combustible calderas alta presión (US\$)	183963

Costo operación y mantenimiento TV (US\$/kwh) :	0.0085	
Costos operación y mantenimiento (US\$) :	9647	
INGRESOS - EGRESOS (US\$) :	353425	
MARGEN BRUTO (US\$/AÑO) :	353425	
Porcentaje objetivo (horas reales trabajadas/horas máximas posibles) :		0.77
MARGEN OBJETIVO (77%) :	272441	
INVERSIÓN TOTAL (US\$) :	433836	
P.B.T. (Años) :	1.59	

ANEXO L

EVALUACIÓN ENERGÉTICA TURBINA GAS

DEMANDA TÉRMICA :

Consumo combustible residual #500 (Gln/año) :	434850
API :	12.4
spgr :	0.983
Poder calorífico residual #500 (kcal/kg) :	7901
Densidad residual # 500 (Kg/gln) :	3.722
Eficiencia calderas actuales :	0.85
Horas de operación por año :	6624
Vapor a procesos (ton/año) :	17394
Porcentaje de retorno condensados :	0.52
Temperatura retorno condensados (°C) :	53
Retorno de condensados (ton/año) :	9045
Capacidad calorífica del agua a 53 °C (Kcal/kg °C) :	0.9989
E. Calórica necesario como vapor (kWh/año) :	13375905.1
Calor neto a procesos (kWh/año) :	12819101.2

DEMANDA ELÉCTRICA :

Consumo energía eléctrica (kWh) :	6517000
-----------------------------------	---------

PRODUCCIÓN TÉRMICA :

Flujo gases escape turbina gas (kg/hr) :	17962.28
Eficiencia caldera de recuperación :	0.85
Temp. entrada gases escape a caldera recuperac.(°K):	798
Temp. salida gases escape caldera recuperac.(°K):	450
Peso molecular gases de escape :	28.579
Capacidad calorífica media (Kcal/kg °K) :	0.2814
Calor disponible en los gases de escape (kCal/hr) :	4034637.9
Calor recuperable caldera recuperación (kWh/año) :	11517019.1
Vapor calderas recuperación (ton/año) :	17808
Vapor calderas actuales (ton/año) :	0
Total producción de vapor (ton/año) :	17808
Calor a procesos caldera recuperac(kWh/año) :	13124314
Calor a procesos calderas actuales (kWh/año) :	0
Total calor a procesos (kWh/año) :	13124314

PRODUCCIÓN ELÉCTRICA :

Autogeneración turbina gas (kWh/año) :	3152719
Electricidad importada (kWh/año) :	3364281

COMPRA COMBUSTIBLE TURBINA GAS :

Temperatura de ingreso cámara de combustión (°K) :	534.08
Temperatura de salida cámara de combustión (°K) :	1105
Peso molecular aire :	28.975
Capacidad calorífica media (Kcal/kg °K) :	0.2716
Consumo combustible cámara combustión (kCal/hr) :	2783977
Eficiencia cámara de combustión :	1
Consumo combustible cámara combustión (kWh/año) :	21443094
Consumo combustible caldera actual (kWh/año) :	0

Total consumo combustible (kWh/año) :	21443094
--	----------

Consumo combustible sistema referencia (kWh/año) :	19219763
Incremento consumo comb. Resp.sist.referencia(kWh/año):	0

ANEXO L.1

Calculo estimado de la inversión para una TURBINA A GAS

	1US\$: 181 ptas		
Potencia(MW) :		0.586	
Toneladas de vapor generado (Ton/hr) :		2.511	
Presión de vapor generado (bar(a)) :		8.3	
Temp. Vapor generado (°C) :		172	
Temp. Saturación vapor (°C) :		172	
Potencia generador de vapor (kW) :		1624	
Temperatura agua ingreso generador vapor (°C):		105	
Turbina a gas :		ptas	US\$
	$I1(\text{MMptas}) = (51 * \text{potMW}) + 5.76 + (3.5/\text{potMW}) :$	41.619	229937.5
Quemador de postcombustión:			
	$I2(\text{MMptas}) = 2.8 * ((\text{ffa}/1000)^{0.53}) :$	3.620	20001.1
	Pot.generador vapor (MW) = ffa :	1624	
Caldera			
	$I3(\text{MMptas}) = 10.84 * ((\text{ton.vap/hr})^{0.51}) * f1 * f2 :$	17.901	98902.8
	$f1 = 1 + (0.05 * (\text{presionbar}/30)) :$	1.014	
	$f2 = 1 + (0.12 * (\text{Tvap} - \text{Tsats})) :$	1	
Sistema de agua			
	$I4(\text{MMptas}) = 12 * ((\text{Temp}/20)^{0.5}) :$	27.495	151908.6
Sistema de gas (suministro de gas)			
	$I5(\text{MMptas}) =$	0	0.0
Sistema eléctrico			
	$I6(\text{MMptas}) = 10 * ((\text{potMW})^{0.5}) :$	7.655	42293.2
Interconexión del sistema			
	$I7(\text{MMptas}) = 0.125 * I3 :$	2.238	12362.8
Obra civil			
	$I8(\text{MMptas}) = 0.05 * (I1 + I2 + I3) :$	3.157	17442.1
Inversión física			
	$IF(\text{MMptas}) = I1+I2+I3+I4+I5+I6+I7+I8 :$	103.686	572848.1
Ingeniería			
	$I9(\text{MMptas}) = 2 * (IF^{0.4}) :$	12.803	70735.7

Imprevistos	$I_{10}(\text{MMptas}) = 0.1 * IF :$	10.369	57284.8
Inversiones total	$IT(\text{MMptas}) = IF + I_9 + I_{10} :$	126.857	700869
	$IT(\text{US\$}) :$	700869	

ANEXO L.2

CALCULO DEL P.B.T. DE TURBINA GAS

Balance económico Sistemas de Cogeneración	
Tipo de cambio 1US\$:	3.30
SISTEMA REFERENCIA (Ingresos US dólares)	
Precio compra electricidad S./kWh :	0.3166
Precio compra electricidad US\$/kWh :	0.0959
Consumo electricidad CERVECERIA kWh/año :	6517000
Electricidad usuario (US\$) :	625292
Precio compra Petróleo residual # 500 US\$/gln :	0.77
Poder calorífico Residual # 500 kCal/kg :	7901.31
Precio compra Petróleo residual # 500 US\$/kWh :	0.0227
Consumo combustible Gln/año :	434850
API :	12.4
spgr :	0.983
Densidad residual # 500 Kg/gln :	3.722
Consumo combustible kWh (PCS) :	19219763
Energía térmica usuario (US\$) :	435426
Exportación electricidad (US\$) :	0
SISTEMA DE COGENERACIÓN (Costos US\$)	
Horas de operación CERVECERÍA :	6624
Potencia TG kW :	586
Generación de la TG kWh/año :	3152719
Precio Importación energía eléctrica US\$/kWh	0.0996
Importación energía eléctrica (kWh/año) :	3364281
Importación electricidad (US\$) :	335233
Costo Gas Natural US\$/MMBtu :	3.5
Costo Gas Natural US\$/kWh :	0.0119
Consumo vapor CERVECERIA kg/hr :	2626
E. Calórica neces como vapor (kWh/año) :	13375905
Gases escape dejan turbina kg/hr :	17962.28
Calor disponible gases escape kCal/hr :	4034638
Calor útil gases escape kCal/hr :	1495265
Calor útil gases escape (kWh/año):	11517019
Déficit energía calórica (kWh/año) :	0
Consumo calds actuales convert a gas (kWh/año) :	0
Gasto consumo combustible calderas actuales (US\$) :	0
(o costo por post combustión averiguar precios)	

Temperatura ingreso cámara combustión °K :	534.08
Temperatura salida cámara combustión °K :	1105
Consumo fuel TG kWh :	21443094
Costo por consumo combustible TG (US\$) :	256148
Costo mantenimiento TG US\$/kwh :	0.005
Costo operación y mano de obra TG US\$/kwh :	0.0085
Costos operación y mantenimiento (US\$) :	42562
INGRESOS - EGRESOS (US\$) :	426774
MARGEN BRUTO (US\$/AÑO) :	426774
Porcentaje objetivo (horas reales trabajadas/horas máximas posibles) :	0.77
MARGEN OBJETIVO (77%) :	328983
INVERSIÓN TOTAL (US\$) :	700869
P.B.T. (Años) :	2.13

ANEXO M

EVALUACIÓN ENERGÉTICA MOTOR A GAS

DEMANDA TÉRMICA :

Consumo combustible residual #500 (Gln/año) :	434850
API :	12.4
spgr :	0.983
Poder calorífico residual #500 (kcal/kg) :	7901
Densidad residual # 500 (Kg/gln) :	3.722
Eficiencia calderas actuales :	0.85
Horas de operación por año :	6624
Vapor a procesos (ton/año) :	17394
Porcentaje de retorno condensados :	0.52
Temperatura retorno condensados (°C) :	53
Retorno de condensados (ton/año) :	9045
Capacidad calorífica a 53 °C (Kcal/kg °C) :	0.9989
E. Calórica necesario como vapor (kWh/año) :	13375905.1
Calor neto a procesos (kWh/año) :	12819101.2

DEMANDA ELÉCTRICA :

Consumo energía eléctrica (kWh) :	6517000
-----------------------------------	---------

PRODUCCIÓN TÉRMICA :

Flujo gases escape motor a gas (lb/hr) :	22461
Temp. Entrada gases escape a caldera recuperac.(°F):	761
Temp. salida gases escape caldera recuperac.(°F):	302
Capacidad calorífica a 761 °F (Btu/lb°F) :	0.2755
Capacidad calorífica a 302 °F (Btu/lb°F) :	0.255
Capacidad calorífica promedio (Btu/lb°F) :	0.2653
Calor disponible en gases de escape (Btu/hr) :	2732423
Eficiencia caldera recuperación :	0.85
Calor recuperable en caldera recuperación (BTU/hr) :	2322559

Vapor calderas recuperación (ton/año) :	6970
---	------

Vapor calderas actuales (ton/año) :	10424
-------------------------------------	-------

Total producción de vapor (ton/año) :	17394
---------------------------------------	-------

Calor a procesos caldera recuperac(kWh/año) :	5137132
---	---------

Calor a procesos calderas actuales (kWh/año) :	7681969
--	---------

Total calor a procesos (kWh/año) :	12819101.2
------------------------------------	------------

PRODUCCIÓN ELÉCTRICA :

Autogeneración motor a gas (kWh/año) :	6489386
Electricidad importada (kWh/año) :	27614

COMPRA COMBUSTIBLE MOTOR A GAS :

Consumo combustible motor (Btu/hr) :	19315000
Consumo combustible motor (kWh/año) :	37486833
Consumo combustible caldera actual (kWh/año) :	7913891

Total consumo combustible (kWh/año) :	45400724
---------------------------------------	----------

Consumo combustible sistema referencia (kWh/año) :	19219763
Incremento consumo comb. Resp.sist.referencia(kWh/año):	26180960

ANEXO M.1

Calculo estimado de la inversión para un MOTOR A GAS

1US\$:	181 ptas			
Potencia(MW) :		1.4		
Toneladas de vapor generado (Ton/hr) :		1.238		
Presión de vapor generado (bar(a)) :		8.3		
Potencia generador de vapor (kW) :		800.65		
Temperatura agua ingreso generador vapor (°C):		105		
Motor a gas :				
	I1			US \$ 854000
Caldera de recuperación de calor :				
	I2			910000
Sistema de post combustión :				
	Vapor necesario Pta(kg/hr) :	2626		
	Potencia generador (kW) :	2018.45		
	Potencia generador (MW) :	2.018		
	I3(MMPtas) = $2.8 * (\text{Pot.GenMW})^{0.53}$		4.063	22446
Sistema de agua :				
	I4(MMptas) = $12 * ((\text{Temp in}/20)^{0.5})$:		27.495	151909
Sistema de gas (suministro de gas)				
	I5(MMptas) =			0
Sistema eléctrico				
	I6(MMptas) = $10 * ((\text{potMW})^{0.5})$:		11.8322	65371
Interconexión del sistema				
	I7 = $0.125 * I3$:			113750
Obra civil				
	I8 = $0.05 * (I1 + I2 + I3)$:			89322
Inversión física				
	IF = $I1+I2+I3+I4+I5+I6+I7+I8$:			2206798
Ingeniería				
	I8(MMptas) = $2 * (IF^{0.4})$:		21.9587	121319
Imprevistos				
	I9 = $0.1 * IF$:			220680
Inversiones total				
	IT = $IF + I8 + I9$:			2548796
	IT(US\$) :			2548796

ANEXO M.2

CALCULO DE P.B.T. DE MOTOR A GAS

Balance económico Sistemas de Cogeneración	
Tipo de cambio 1US\$:	3.3
SISTEMA REFERENCIA (Ingresos US dólares)	
Precio compra electricidad S./kWh :	0.3166
Precio compra electricidad US\$/kWh :	0.0959
Consumo electricidad CERVECERIA kWh/año :	6517000
Electricidad usuario (US\$) :	625292
Precio compra Petróleo residual # 500 US\$/gln :	0.77
Poder calorífico inferior Residual # 500 kCal/kg :	7901.31
Precio compra Petróleo residual # 500 US\$/kWh :	0.0227
Consumo combustible Gln/año :	434850
API :	12.4
spgr :	0.983
Densidad residual # 500 Kg/gln :	3.722
Consumo combustible kWh (PCS) :	19219763
Energía térmica usuario (US\$) :	435425.5
Energía eléctrica cogenerada (kWh) :	6489386
Energía eléctrica Importar (kWh) :	27614
Precio energía a importar (US\$/kWh) :	0.96541
Importación electricidad (US\$) :	26659
SISTEMA DE COGENERACIÓN (Costos US\$)	
Exportación electricidad (US\$) :	0
Horas de operación CERVECERÍA :	6624
Potencia MG kW :	1400
Vapor necesario planta (kg/hr) :	2626
Energía calórica neces como vapor sist refer (kWh/año) :	13375905.1
Flujo de gases de escape (lb/hr) :	22461
Temp. Ingreso caldera (°F) :	761
Temp. Salida caldera (°F) :	302
Capacidad calorífica (Btu /lb °F) :	0.26525
Energía calórica obtenida gases de escape (kWh) :	5303437
Déficit de energía calórica (kWh) :	8072468
Consumo caldera (kWh) :	9497022
Costo Gas Natural US\$/MMBtu :	3.5
Costo Gas Natural US\$/kWh :	0.0119
Combustible calderas actuales (US\$) :	96430

Consumo combustible motor a gas (Btu/hr) :	19315000
Consumo combustible motor a gas (kWh/año) :	37489030
Combustible Motor a gas (US\$)	447825
Costo operación y mantenimiento MG US\$/kwh :	0.0170
Costos operación y mantenimiento (US\$) :	110320
INGRESOS - EGRESOS (US\$) :	379484
MARGEN BRUTO (US\$/AÑO) :	379484
Porcentaje objetivo (horas reales trabajadas/horas máximas posibles) :	0.77
MARGEN OBJETIVO (77%) :	292529
INVERSIÓN TOTAL (US\$) :	2548796
P.B.T. (Años) :	8.71

ANEXO N
TABLA DE DATA TURBINAS GAS POR TAMAÑOS

Table 15A-2. Gas Turbine Data by Size

Row Number	Manufacturer	Model No.	Date Source	Capacity (kW)	Compression Ratio	Rev'd Gas Pressure (psig)	Rating Code	Engine Speed (RPM)
1	Turbosacs	Altavoz IV	3	330	5.6:1		150	43500
2	Morvall	IG-7	2	480	7.0:1	135	150	150
3	Onan	5406TU	2	510	11.0:1	200	150	150
4	Garrett	TM31-800	0	518	10.6:1	210	150	11700
5	Centrix Gas Tur	CS 600-2	3	566	5.25:1		150	22000
6	Turbosacs	Avon III	3	750	4.7:1		150	31100
7	Solar	Saturn	0	800	6.2:1	160	150	22124
8	Turbosacs	Turoc XII	3	1000	8.2:1		150	31240
9	Kongsberg	KG 3	3	1540	9.0:1		150	35000
10	Ruston	TA2500	0	1,3	18.65	5.1:1	150	11000
11	Solar	Centaur	0	3027	9.0:1	200	150	11850
12	Kongsberg	KG 5	3	3110	6.5:1		150	17400
13	Allison	501 F8	0	3316	9.3:1	250	150	11750
14	Solar	Centaur II	0	3579	10.2:1	225	150	10400
15	Ruston	185000	0	3,3	36.55	6.8:1	150	10400
16	Allison	501 X85	0	3721	9.3:1	250	150	14250
17	Gen Electric	LM 500	3	4064	11.5:1		150	13820
18	Interstal Rand	G1-278	3	4250	12.0:1		150	18000
19	Dresser Clark	DC 990	3	4325	12.0:1	275	150	9000
20	Allison	570 KA	0	4877	12.7:1	275	150	13000
21	Allison	571 KA	0	5910	12.7:1	275	150	11085
22	Ruston	108600	0	4,3	42.30	12.0:1	150	4000
23	Westinghouse	V101F6	1	6080		190	150	10780
24	Solar	Mars	0	6542	16.0:1		150	4000
25	Fiat ITC	IT 7	3	6630	6.0:1		150	4000
26	Mitsubishi	MJ-101	3	9725	8.0:1		150	4000
27	Gen Electric	63142 RECUP	1	9750			150	4500
28	Hispano-Suiza	HM 1304	3	9750	10.0:1		150	12000
29	Gen Electric	63142	1, 2	10700			150	6500
30	Gen Electric	MS3002J	3	10150	7.1:1		150	4500
31	Rolls Royce	SPECT	1	11658			150	5900
32	Rolls Royce	AVON76G	1	11682			150	5000
33	Coberra	2348	3	12058			150	5200
34	Ishikawajima	IKY000	3	12600			150	3700
35	Gen Electric	LM 2500 - 70	2	12680	7.0:1	218	150	5200
36	Rolls Royce	AVON101G	1	13002			150	4760
37	Mitsui Eng	5880	3	13070	12.4:1		150	4760
38	Rolls Royce	AVON121G	1	14178			150	4760
39	Dresser Clark	DJ-200R	3	15478			150	5400
40	Coberra	Z556	3	15554			150	4956
41	Mitsui Eng	5890	3	16810	1.9:1		150	5475
42	Westinghouse	V191PG	3	17000	7.5:1		150	4912
43	Mitsubishi	MJ-191	3	18555	7.0:1		150	4912
44	Fiat ITC	IG 16	3	18650	7.0:1		150	4850
45	Rolls Royce	RR211-22	1	19101			150	4760

Table 15A-2. Gas Turbine Data by Size

Row Number	Comments	Fuel	Exhaust Temp (F)	Exhaust Flow (lb/sec)	Exhaust Heat Rate (Btu/lb-hr)	Heat Rate (Btu/lb-hr)
1		Dual	914	6	19090	
2		Gas	1050	6	18400	
3		Gas	923	8	17100	
4		Gas	1050	8	17100	
5	Gen Eff not considered	Gas	977	11	15670	
6		Dual	950	12	19250	
7		Gas	813	11	17900	
8		Dual	842	16	18350	
9		Dual	1034	15	14620	
10		Gas	910	29	17870	
11		Gas	840	39	14720	
12		Dual	898	44	17840	
13		Gas	989	33	17660	
14	Gen Eff not considered	Gas	911	40	15140	
15		Gas	913	46	14640	
16		Gas	971	35	17550	
17	Gen Eff not considered	Gas	955	35	17010	
18		Gas	974	34	16190	
19		Gas	895	44	17550	
20	Gen Eff not considered	Gas	1019	42	12810	
21	Gen Eff not considered	Gas	999	44	11190	
22		Dual	877	60	12120	
23		Gas	870	84	15340	
24		Dual	820	134	12790	
25		Gas	772	151	15663	
26		Gas	772	151	15770	
27		Dual	939	101	10520	
28		Gas	939	101	13070	
29		Gas	820	115	13540	
30	Gen Eff Included	Gas	979	115	14600	
31		Gas	1210	150	10560	
32		Gas	5330	1770	17720	
33		Gas	768	163	13720	
34		Gas	773	124	11240	
35		Gas	763	125	11580	
36		Gas	5650	129	12710	
37		Gas	5490	129	12860	
38		Gas	261	170	12250	
39		Gas	875	189	17930	
40		Gas	957	189	12860	
41		Gas	780	220	11250	
42		Gas	718	279	11820	
43		Gas	762	282	11390	
44		Gas	1179	282	11179	
45		Gas	10310	4910	10310	

ANEXO O
PROPIEDADES DEL AIRE SECO

Tabla B.2 (Continuación).

Temp. K	\bar{c}_p kJ/kmol K	\bar{h} kJ/kmol K	\bar{s}^* kJ/kmol K	Pr	Temp. K	\bar{c}_p kJ/kmol K	\bar{h} kJ/kmol K	\bar{s}^* kJ/kmol K	Pr
2210	36.599	64105.7	238.560	3204.1	2460	36.933	71298.7	262.500	5147
2220	36.613	64371.8	238.725	3268.4	2470	36.944	71668.1	262.650	5240
2230	36.628	64638.0	238.890	3333.8	2480	36.956	74037.6	262.799	5335
2240	36.643	64904.4	239.053	3400.2	2490	36.968	74407.2	262.948	5432
2250	36.657	65170.9	239.217	3467.6	2500	36.979	74777.0	263.096	5529
2260	36.672	65437.5	239.379	3536.1	2510	36.991	75146.8	263.244	5628
2270	36.686	65704.3	239.541	3605.6	2520	37.002	75516.8	263.391	5729
2280	36.700	65971.2	239.703	3676.2	2530	37.014	75886.9	263.538	5831
2290	36.714	66238.3	239.863	3748.0	2540	37.025	76257.1	263.684	5934
2300	36.728	66505.5	239.023	3820.8	2550	37.036	76627.4	263.829	6039
2310	36.741	66772.8	239.183	3894.7	2560	37.047	76997.8	263.974	6145
2320	36.755	67040.3	239.343	3969.8	2570	37.058	77368.3	264.119	6253
2330	36.768	67307.9	239.503	4046.0	2580	37.069	77738.9	264.262	6362
2340	36.782	67575.7	239.663	4123.3	2590	37.079	78109.7	264.406	6473
2350	36.795	67843.6	239.823	4201.7	2600	37.090	78480.5	264.549	6585
2360	36.808	68111.6	239.983	4281.2	2610	37.101	78851.5	264.691	6699
2370	36.821	68379.8	240.143	4361.8	2620	37.111	79222.5	264.833	6814
2380	36.834	68648.3	240.303	4443.5	2630	37.122	79593.7	264.974	6931
2390	36.847	68917.0	240.463	4526.3	2640	37.132	79965.0	265.115	7050
2400	36.859	69185.9	240.623	4610.2	2650	37.142	80336.4	265.256	7169

Tabla B.1 (Continuación).

Temp. K	\bar{c}_p kJ/kmol K	\bar{h} kJ/kmol K	\bar{s}^* kJ/kmol K	Pr	Temp. K	\bar{c}_p kJ/kmol K	\bar{h} kJ/kmol K	\bar{s}^* kJ/kmol K	Pr
1210	34.034	28388.1	237.243	246.7	1710	35.625	46029.2	240.292	1051.0
1220	34.044	28928.4	237.523	255.2	1720	35.650	46385.3	240.500	1077.6
1230	34.055	29469.0	237.801	263.9	1730	35.674	46742.2	240.706	1104.7
1240	34.125	29910.1	238.077	272.8	1740	35.699	47099.1	240.912	1132.4
1250	34.165	29951.5	238.352	281.9	1750	35.723	47456.0	241.117	1160.6
1260	34.205	30093.4	238.624	291.3	1760	35.746	47813.6	241.320	1189.4
1270	34.244	30235.6	238.895	301.0	1770	35.770	48171.1	241.521	1218.7
1280	34.282	30378.3	239.163	310.9	1780	35.793	48528.9	241.721	1248.6
1290	34.320	3121.3	239.430	321.0	1790	35.816	48887.0	241.920	1279.1
1300	34.358	31664.7	239.695	331.4	1800	35.839	49245.3	242.118	1310.2
1310	34.396	32098.4	239.959	342.1	1810	35.862	49603.8	242.315	1341.9
1320	34.433	32532.6	240.221	353.0	1820	35.884	49962.5	242.511	1374.2
1330	34.470	32967.1	240.481	364.2	1830	35.906	50321.5	242.706	1407.1
1340	34.506	33401.0	240.739	375.7	1840	35.928	50680.6	242.900	1440.6
1350	34.542	33835.2	240.996	387.5	1850	35.950	51040.0	243.093	1474.7
1360	34.578	34273.8	241.251	399.6	1860	35.971	51399.6	243.285	1509.5
1370	34.613	34707.8	241.504	411.9	1870	35.992	51759.4	243.476	1545.0
1380	34.648	34425.1	241.756	424.6	1880	36.013	52119.5	243.667	1581.1
1390	34.683	34771.7	242.006	437.6	1890	36.034	52479.7	243.857	1617.8
1400	34.717	35118.8	242.255	450.9	1900	36.054	52840.1	244.046	1655.3
1410	34.751	35466.1	242.502	464.5	1910	36.075	53200.8	244.234	1693.4
1420	34.785	35813.8	242.748	478.4	1920	36.095	53561.6	244.422	1732.2
1430	34.818	36161.8	242.992	492.7	1930	36.115	53922.7	244.609	1771.7
1440	34.851	36510.1	243.235	507.3	1940	36.135	54283.9	244.796	1811.9
1450	34.884	36858.8	243.476	522.2	1950	36.154	54645.4	244.982	1852.9
1460	34.916	37207.8	243.716	537.5	1960	36.174	55007.0	245.168	1894.6
1470	34.948	37557.1	243.955	553.1	1970	36.193	55368.8	245.353	1937.0
1480	34.980	37906.8	244.192	569.1	1980	36.212	55730.9	245.538	1980.2
1490	35.011	38256.7	244.427	585.5	1990	36.230	56093.1	245.722	2024.1
1500	35.042	38607.0	244.662	602.2	2000	36.249	56455.5	245.905	2068.8
1510	35.073	38957.6	244.894	619.3	2010	36.267	56818.1	246.088	2114.3
1520	35.103	39308.4	245.126	636.8	2020	36.285	57180.8	246.271	2160.6
1530	35.133	39659.6	245.356	654.7	2030	36.303	57543.8	246.453	2207.7
1540	35.163	40011.1	245.585	673.0	2040	36.321	57906.9	246.635	2255.6
1550	35.192	40362.9	245.813	691.7	2050	36.339	58270.2	246.817	2304.3
1560	35.222	40715.0	246.039	710.8	2060	36.356	58633.7	246.998	2353.9
1570	35.250	41067.3	246.265	730.3	2070	36.374	58997.3	247.179	2404.2
1580	35.279	41420.0	246.489	750.2	2080	36.391	59361.1	247.359	2455.5
1590	35.307	41772.9	246.711	770.6	2090	36.408	59725.1	247.538	2507.6
1600	35.335	42126.1	246.933	791.4	2100	36.425	60089.3	247.716	2560.6
1610	35.363	42479.6	247.153	812.6	2110	36.441	60453.6	247.894	2614.4
1620	35.391	42833.4	247.372	834.3	2120	36.458	60818.1	248.071	2669.2
1630	35.418	43187.4	247.590	856.5	2130	36.474	61182.8	248.248	2724.8
1640	35.445	43541.7	247.807	879.1	2140	36.490	61547.6	248.424	2781.4
1650	35.471	43896.3	248.022	902.2	2150	36.506	61912.6	248.599	2838.9
1660	35.497	44251.1	248.236	925.7	2160	36.522	62277.7	248.773	2897.4
1670	35.524	44606.3	248.450	949.8	2170	36.537	62643.0	248.946	2956.8
1680	35.550	44961.6	248.662	974.3	2180	36.553	63008.4	249.119	3017.1
1690	35.575	45317.7	248.874	999.3	2190	36.568	63374.1	249.291	3078.5
1700	35.600	45673.1	249.083	1024.9	2200	36.584	63739.8	249.463	3140.8

ANEXO P
TABLA DE CAPACIDAD CALORIFICA DE LOS GASES DE COMBUSTION

TABLA D CAPACIDADES CALORÍFICAS DE GASES A PRESIÓN NULA (Continuación)

		a	b × 10 ⁴	c × 10 ⁶	d × 10 ⁸	Intervalo de temperatura °K	Máx. %	Error Medio %
<i>Halógenos y haluros ácidos</i>								
Flúor	F ₂	8,116	0,5804	-0,4186	0,0797	273-2 000	0,78	
Cloro	Cl ₂	6,8214	0,57096	-0,5107	1,547	273-1 500	0,50	0,45
Bromo	Br ₂	8,051	0,2462	-0,2128	0,6406	273-1 500	0,43	0,23
Iodo	I ₂	8,504	0,13135	-0,10684	0,3125	273-1 800	0,11	0,15
Fluoruro de hidrógeno	HF	7,201	-0,1178	0,1576	-0,3760	273-1 800	0,37	0,08
Cloruro de hidrógeno	HCl	7,244	-0,1820	0,3170	-1,036	273-2 000	0,22	0,09
Bromuro de hidrógeno	HBr	7,169	-0,1604	0,3314	-1,161	273-1 500	0,27	0,08
Ioduro de hidrógeno	HI	6,702	0,04546	0,1216	-0,4613	273-1 900	0,92	0,12
								0,39
<i>Clorometanos</i>								
Cloruro de metilo	CH ₃ Cl	3,06	2,596	-1,244	2,300	273-1 500	0,75	0,16
Cloruro de metileno	CH ₂ Cl ₂	4,20	3,419	-2,3500	6,068	273-1 500	0,87	0,30
Cloroformo	CHCl ₃	7,61	3,461	-2,668	7,344	273-1 500	0,92	0,42
Tetracloruro de carbono	CCl ₄	12,24	3,400	-2,995	8,828	273-1 500	1,21	0,57
Fosgeno	COCl ₂	10,35	1,653	-0,8408	—	273-1 000	0,97	0,46
Tiofosgeno	CSCl ₂	10,80	1,859	-1,045	—	273-1 000	0,98	0,71
<i>Cianógenos</i>								
Cianógeno	(CN) ₂	9,82	1,4858	-0,8571	—	273-1 000	0,69	0,42
Cianuro de hidrógeno	HCN	6,34	0,8375	-0,2611	—	273-1 500	1,42	0,76
Cloruro de cianógeno	CNCl	7,97	0,0746	-0,5265	—	273-1 000	0,87	0,58
Bromuro de cianógeno	CNBr	8,82	0,9084	-0,4367	—	273-1 000	0,85	0,54
Ioduro de cianógeno	CNI	9,69	0,7213	-0,3265	—	273-1 000	0,75	0,37
Acetonitrilo	CH ₃ CN	5,09	2,7634	-0,9111	—	273-1 200	0,45	0,26
Nitrilo acrílico	CH ₂ CHCN	4,55	4,1039	-1,6939	—	273-1 000	0,63	0,41
<i>Oxidos de nitrógeno</i>								
Oxido nítrico	NO	6,461	0,2358	-0,07705	0,08729	273-3 800	2,23	0,54
Oxido nítrico	NO	7,008	-0,02244	0,2328	-1,000	273-1 500	0,97	0,36
Oxido nítrico	N ₂ O	5,758	1,4004	-0,8508	2,526	273-1 500	0,59	0,26
Dióxido de nitrógeno	NO ₂	5,48	1,365	-0,841	1,88	273-1 500	0,46	0,18
Tetróxido de nitrógeno	N ₂ O ₄	7,9	4,46	-2,71	—	273-600	0,97	0,36
<i>Acetileno y diolefinas</i>								
Acetileno	C ₂ H ₂	5,21	2,2008	-1,559	4,340	273-1 500	1,46	0,50
Metilacetileno	C ₃ H ₄	4,21	4,073	-2,192	4,713	273-1 500	0,36	0,13
Dimetilacetileno	C ₄ H ₆	3,54	5,838	-2,760	4,074	273-1 500	0,70	0,16
Propanodieno	C ₃ H ₄	2,43	4,033	-2,781	6,484	273-1 500	0,37	0,19
1-3-Butadieno	C ₄ H ₆	-1,29	8,350	-5,582	14,24	273-1 500	0,91	0,47
Isopreno	C ₅ H ₈	-0,44	10,418	-6,762	16,93	273-1 500	0,99	0,43
<i>Gases de combustión (intervalo pequeño)</i>								
Nitrógeno	N ₂	6,903	-0,03753	0,1930	-0,6861	273-1 800	0,59	0,34
Oxígeno	O ₂	6,085	0,3631	-0,1709	0,3133	273-1 800	1,19	0,28
Aire		6,713	0,04697	0,1147	-0,4696	273-1 800	0,72	0,33
Hidrógeno	H ₂	6,952	-0,04676	0,09563	-0,2079	273-1 800	1,01	0,26
Monóxido de carbono	CO	6,726	0,04001	0,1283	-0,5307	273-1 800	0,89	0,37
Dióxido de carbono	CO ₂	5,316	1,4285	-0,8362	1,784	273-1 800	0,67	0,22
Vapor de agua	H ₂ O	7,700	0,04694	0,2521	-0,8587	273-1 800	0,53	0,24
<i>Gases de combustión (intervalo grande)</i>								
Nitrógeno	N ₂	6,529	0,1488	-0,02271	—	273-3 800	2,05	0,72
Oxígeno	O ₂	6,732	0,1605	-0,01791	—	273-3 800	3,24	1,20
Aire		6,557	0,1477	-0,02148	—	273-3 800	1,84	0,70
Hidrógeno	H ₂	6,424	0,1039	-0,007804	—	273-3 800	2,14	0,79
Dióxido de carbono	CO ₂	(Véase nota al pie + con una ecuación especial)				273-3 800	2,65	0,64
Monóxido de carbono	CO	6,480	0,1566	-0,02387	—	273-3 800	1,86	1,01
Vapor de agua	H ₂ O	6,970	0,3464	-0,04833	—	273-3 800	2,03	0,66
<i>Compuestos sulfurados</i>								
Azufre	S ₂	6,499	0,5298	-0,3888	0,9520	273-1 800	0,99	0,38
Anhidrido sulfuroso	SO ₂	6,167	1,384	-0,9103	2,057	273-1 800	0,45	0,24
Anhidrido sulfúrico	SO ₃	3,918	3,483	-2,675	7,744	273-1 300	0,29	0,13
Acido sulfhídrico	H ₂ S	7,070	0,3128	0,1364	-0,7867	273-1 800	0,74	0,37
Sulfuro de carbono	CS ₂	7,390	1,489	-1,096	2,760	273-1 800	0,70	0,47
Sulfuro de carbonilo	COS	6,222	1,536	-1,058	2,560	273-1 800	0,94	0,49

* Con autorización para su impresión. En el artículo original las constantes vienen dadas también para T en °C, °F y °R.

+ Ecuación para el CO₂: 273 a 3 800 °K: c₂ = 18,036 - 0,00004474T - 158,08/√T.