

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA



**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y
FORMALES**

**PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERÍA
MECÁNICA,
MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA**

TESIS:

**“ANÁLISIS COMPARATIVO TÉCNICO-ECONÓMICO ENTRE
SISTEMAS DE COGENERACIÓN CON CICLO JOULE-BRAYTON
Y CICLO RANKINE APLICADOS A UNA PLANTA INDUSTRIAL
AZUCARERA”**

Por:

**NUÑEZ PERALTA, José Alonso
PEREA SANCHEZ, José Alonso**

Para optar el título profesional de
Ingeniero Mecánico-Electricista

AREQUIPA 2014

INDICE

1. Introducción	
1.1. Identificación del problema.....	1
1.2. Justificación del proyecto	3
1.3. Objetivos.....	6
1.3.1. General.....	6
1.3.2. Específicos	6
1.4. Alcances.....	7
2. Marco teórico	
2.1. Fundamentos del ciclo Rankine.....	8
2.1.1. Análisis energético del ciclo	10
2.1.2. Divergencias entre un ciclo real e ideal	13
2.1.3. Ciclo Rankine con recalentamiento.....	15
2.1.4. Ciclo Rankine con regeneración	17
2.1.5. Sistema de cogeneración	21
2.2. Fundamentos del ciclo Joule-Brayton.....	22
2.2.1. Introducción.....	22
2.2.2. Ventajas y desventajas de la turbina a gas.....	24
2.2.3. Clasificación de las turbinas a gas	26
2.2.4. Compresor de aire	28
2.2.5. Sistema de combustión	29
2.2.6. Sistema de refrigeración.....	32
2.2.7. Principio de funcionamiento de la turbina a gas de un eje.....	34

2.2.8. Ciclo Termodinámico Brayton Teórico.....	36
2.2.9. Rendimiento térmico teórico de la turbina a gas.....	39
2.2.10. Rendimiento térmico real de la turbina a gas	41
2.2.11. Mejoras a introducir en el ciclo Brayton simple.....	45
2.2.12. Turbinas a gas simple de doble eje.....	52
2.2.13. Puesta en marcha de la turbina a gas.....	54
2.2.14. Detención de la turbina a gas.....	56
2.2.15. Ensuciamiento de los alabes del compresor axial y de la turbina.....	58
2.3. Fundamentos de cogeneración.....	61
2.3.1. Definición y generalidades.....	61
2.3.2. Orígenes de la cogeneración.....	63
2.3.3. Aplicaciones de sistemas de cogeneración	66
2.3.4. Parámetros característicos de operación en plantas de cogeneración.....	81
2.3.5. Evolución y tendencias actuales de cogeneración.....	84
2.3.6. Ventajas y desventajas de la cogeneración.....	88
2.3.7. Cogeneración en el contexto mundial.....	91
2.4. Contexto energético peruano.....	100
2.4.1. Panorama general y crecimiento económico.....	102
2.4.2. Matriz energética peruana	106
2.4.3. Generación eléctrica en el Perú.....	107
2.4.4. Hechos relevantes en el contexto energético-generación.....	110
2.4.5. Hidrocarburos.....	112
2.5. Descripción general de la planta industrial azucarera.....	115
2.5.1. Descripción del proceso de producción de azúcar.....	115

2.5.2. Datos generales de la planta.....	121
2.5.3. Consumos eléctricos	123
2.5.4. Consumos térmicos.....	124
2.5.5. Producción de Potencia.....	125
2.5.6. Balance de energía.....	127
2.6. Fundamentos teóricos del gas natural	128
3. Análisis de un sistema de cogeneración con ciclo Rankine	
3.1. Puntos característicos del sistema.....	132
3.2. Calculo y selección de equipos	135
3.3. Análisis y evaluación de parámetros energéticos del sistema de cogeneración.....	149
3.4. Dimensionamiento, selección y cálculo de caídas de presión en tuberías.....	156
3.4.1. Tubería del caldero hacia la turbina.....	156
3.4.2. Tubería del primer sangrado para regeneración.....	160
3.4.3. Tubería para suministro de vapor a la planta industrial.....	164
3.4.4. Tubería hacia el tanque desaireador.....	167
3.4.5. Tubería de la salida de la turbina hacia el condensador.....	170
3.4.6. Designación de tuberías principales del sistema.....	173
3.4.7. Calculo de espesores mínimos de aislamiento.....	174
3.5. Selección de equipos de bombeo.....	176
3.6. Estudio de pérdidas de presión en la línea desabastecimiento de gas natural...176	
3.7. Selección de equipos eléctricos.....	178

3.8. Evaluación económica.....	180
3.8.1. Costos de operación actuales.....	180
3.8.2. Costos de inversión de sistema de cogeneración con ciclo Rankine.....	181
3.8.3. Costos de operación aplicando sistemas de cogeneración con ciclo Rankine.....	181
3.8.4. Evaluación de viabilidad económica del sistema de cogeneración.....	182
3.9. Evaluación medio ambiental.....	183
3.9.1. Organismos reguladores en el Perú.....	183
3.9.2. Lineamientos y dispositivos ambientales.....	183
3.9.3. Legislación aplicable a las actividades de electricidad.....	184
3.9.4. Impactos potenciales al medio físico.....	184
3.9.5. Impactos potenciales al medio biológico.....	188
3.9.6. Impactos potenciales al medio socioeconómico.....	188
3.9.7. Otros impactos potenciales.....	189
4. Análisis de un sistema de cogeneración con ciclo Brayton	
4.1. Puntos característicos del sistema.....	191
4.2. Balances termodinámicos de energía y masa.....	194
4.3. Análisis y evaluación de parámetros energéticos del sistema de cogeneración.....	209
4.4. Estudio de pérdidas de carga en tuberías de gas natural.....	218
4.5. Selección de equipos de bombeo.....	220
4.6. Selección de equipos eléctricos.....	221
4.7. Evaluación económica.....	222

4.7.1. Costos de operación actuales.....	222
4.7.2. Costos de inversión de sistema de cogeneración con ciclo Brayton.....	223
4.7.3. Costos de operación aplicando sistemas de cogeneración con ciclo Brayton.....	224
4.7.4. Evaluación de viabilidad económica del sistema de cogeneración.....	224
4.8. Evaluación medio ambiental.....	225
4.8.1. Organismos reguladores en el Perú.....	225
4.8.2. Lineamientos y dispositivos ambientales.....	226
4.8.3. Legislación aplicable a las actividades de electricidad.....	226
4.8.4. Impactos potenciales al medio físico.....	227
4.8.5. Impactos potenciales al medio biológico.....	230
4.8.6. Impactos potenciales al medio socioeconómico.....	230
4.8.7. Otros impactos potenciales.....	231
Conclusiones.....	233
Recomendaciones.....	235
Bibliografía.....	236
Lista de figuras.....	238
Lista de tablas.....	242
Anexos	
Planos	

Resumen

La energía es cada vez más una de las principales preocupaciones de nuestros tiempos. Su influencia sobre el bienestar, la sensación de vulnerabilidad por la posible dependencia de terceros y sus implicancias sobre el medioambiente hacen que la energía ocupe un lugar prioritario en la agenda de todos los gobiernos.

Desde el punto de vista de la generación de energía eléctrica, más del 60% de la cobertura de la demanda en Perú, se realiza con combustibles fósiles (carbón, gas y diésel) por lo que puede afirmarse que a pesar de la creciente y muy positiva penetración de tecnologías renovables; la participación de la generación térmica seguirá teniendo un peso muy importante en el futuro y, por lo tanto, la optimización de cada unidad de energía consumida debe ser una tarea en la que todos debemos estar comprometidos.

La cogeneración permite alcanzar rendimientos energéticos muy superiores a las tecnologías de generación térmica convencionales y por lo tanto su implantación contribuye a la reducción del consumo de energía. Por lo tanto, la cogeneración tiene un futuro muy prometedor razón por lo que todo proyecto relacionado, implícitamente se convierte en una contribución a difundir el conocimiento, la experiencia y las buenas prácticas en el campo de la cogeneración en Perú.

El presente proyecto está centrado en la cogeneración, para este efecto se seleccionó una planta azucarera. El método utilizado consiste, en primer lugar, en evaluar un sistema convencional de cogeneración con turbina a vapor, llevando a cabo un análisis energético. Posteriormente, a partir de los mismos datos, se implementará un sistema de

cogeneración con ciclo joule Brayton, el cual también será analizado energéticamente con el objetivo de comparar los balances de ambos sistemas y demostrar cual es la mejor alternativa económica y energética demostrando la eficiencia. Además, se realizó el estudio de impacto ambiental que supone la ejecución de este tipo de proyectos.

Ejecutado el estudio se demuestra que el sistema de cogeneración utilizando ciclo Rankine es más técnica-económicamente viable en comparación con el sistema de cogeneración utilizando ciclo Brayton para las condiciones de operación de la planta azucarera.

La decisión gira sobre todo en torno al tema económico ya que la inversión para el sistema de cogeneración con ciclo Brayton es considerable y no logra ser recuperada dentro del horizonte de vida analizado para el proyecto (20 años). Del mismo modo, se ejecutó el análisis de los rendimientos energéticos dentro del contexto internacional y nacional.

Así mismo, se demuestra la relevancia que tiene la cogeneración, la cual genera energía eléctrica que cubre la demanda propia y en caso de exceso posibilita un plus relacionada a la venta a otros usuarios, obteniendo una ganancia económica adicional, la producción de vapor para procesos y la protección del medio ambiente y de los recursos energéticos.

Abstract

Energy is becoming one of the major concerns of our times. Its influence on well-being, sense of vulnerability about the possible dependence on third parties and its implications on the environment they occupy the energy high on the agenda of all governments.

From the point of view of the generation of electricity, more than 60 % coverage of demand in Peru, is made from fossil fuels (coal, gas and diesel) so it can be said that despite the growing and very positive penetration of renewable technologies; the share of thermal generation will continue to have an important weight in the future, therefore, the optimization of each unit of energy consumed should be a task that we must all be committed.

Cogeneration can achieve higher efficiencies than conventional thermal generation technologies and therefore their implementation contributes to the reduction of energy consumption. Therefore, the CHP has a very promising future reason that all related project implicitly becomes a contribution to spread the knowledge, experience and good practices in the field of cogeneration in Peru.

This project is focused on cogeneration, for this purpose a sugar plant was selected. The method consists in first place, evaluating a conventional cogeneration system steam turbine conducting an energy analysis. Later, from the same data, a cogeneration system with joule Brayton cycle, which will be also energy used in order to compare the balances of both systems and show what is the best economic and energy alternative

showing the efficiency will be implemented. In addition, the environmental impact study involving the implementation of such projects was performed.

Executed study results show that the cogeneration system using Rankine cycle is technically and economically more viable compared to the cogeneration system using Brayton cycle for the operating conditions of the sugar plant.

The decision is based on economic issues as investment for the cogeneration system with Brayton cycle is considerable and cannot be retrieved within the horizon of life used for the project (20 years). Similarly, analysis of the energy efficiency in the international and national context was executed.

It also demonstrates the relevance of cogeneration, which generates electricity that covers the own demand and if possible a plus related excess for sale to other users, getting additional financial gain, producing steam for process and environmental protection and energy resources.

CAPITULO I INTRODUCCION

1.1. Identificación del Problema

El modelo energético peruano actual se presenta como un modelo insostenible, altamente vulnerable y dependiente de recursos fósiles (externos e internos). La dependencia externa del petróleo expone a la boyante economía del Perú a la volatilidad y especulación con la que se establecen los precios del crudo.

La vulnerabilidad interna ante el gas de Camisea expone al Perú a cortes de suministro eléctrico y problemas de abastecimiento al sector transporte ante cualquier contingencia de los ductos que alimentan la capital. En conclusión, el sistema energético peruano no es sostenible ni a corto ni a largo plazo.

El Perú no se destaca particularmente por ser un país con reconocidas reservas de petróleo. Las reservas explotables de petróleo, si se descubriesen, servirían para cubrir por unos años la demanda interna. El Perú es ahora un país con un crecimiento importante, es decir, se incrementará el proceso de motorización del país, por lo tanto, habrá más vehículos. Por esta simple regla de tres, el

petróleo que se consiga explotar servirá para cubrir parte de la demanda, hasta que se acabe el petróleo.

La adicción al petróleo continuará, pero en lugar de suministrar combustible a 2 millones de vehículos habrá que suministrar a 10 millones de vehículos. Por esta razón, será necesario importar más petróleo. No sería una novedad, el Perú ya experimentó pasar de exportar a importar petróleo. El Perú tampoco es un país con inagotables recursos de gas. El gas de Camisea tiene un tiempo de caducidad, 20 - 30 años según informes oficiales. Tarde o temprano se acabará el gas, es un hecho irrefutable.

El gas cubre la demanda interna -sector eléctrico y transporte- y además se exporta. El proceso de implantación del mercado del gas ha sido particularmente curioso. En el sector eléctrico se quema el gas mayoritariamente en centrales de ciclo simple, muy ineficientes, sólo existen una o dos centrales de ciclo combinado, algo más eficientes.

Lo sorprendente, es que a pesar de la existencia de sistemas de cogeneración y trigeneración, con un rendimiento superior al 75% (dependiendo del tipo de tecnología), el gas de Camisea se quema de forma muy pero muy ineficiente ya sea en turbinas o en vehículos.

La adicción creada en los últimos años al gas deberá tener un sustituto ya que las centrales y los vehículos seguirán consumiendo gas. Se deduce, por tanto, que el Perú tiene un serio problema en garantizar la continuidad de suministro energético a corto plazo -dependencia del petróleo- y a largo plazo -dependencia del gas de Camisea-.

A esta situación hay que añadir que el Perú sí está situado en el Top Ten de los países que se verán más afectados por el cambio climático. Los grandes nevados, reguladores naturales de los recursos hídricos del Perú, llevan décadas perdiendo masa glaciar, por tanto, se deshielan.

Bajo este contexto, ¿no sería conveniente reflexionar sobre el modelo energético peruano en un horizonte de 20 - 30 años?, el tiempo que se tardaría en transformar completamente el modelo energético actual, analizando la experiencia de otros países. La idea es establecer las bases de un modelo moderno, inteligente, respetuoso con el medio ambiente, seguro, sostenible, competitivo, inclusivo y que no ponga en peligro el frágil sistema económico existente dependiente de recursos fósiles internos y externos.

El crecimiento y la riqueza económica que tanto esfuerzo ha costado se pueden desvanecer en unos cuantos años de inseguridad, dependencia y vulnerabilidad energética. Las generaciones venideras no entenderán por qué no se abordó un proceso de transformación cuando existían los recursos económicos y la tecnología necesaria para iniciarla.

1.2. Justificación del Proyecto

El Perú tiene una gran oportunidad para desarrollar proyectos de cogeneración, introduciendo así un importante elemento de eficiencia en sector eléctrico y un ahorro económico sustancial dentro de las actividades económicas.

La cogeneración es la coproducción, sobre la base de combustibles como el gas natural, de energía eléctrica y térmica con aprovechamiento simultáneo de electricidad y calor. Esto se consigue gracias al empleo de equipos como los

motores de combustión interna y las turbinas que proporcionan energía mecánica, para accionar un alternador/generador y producir energía eléctrica. Simultáneamente, se produce energía térmica, la cual podemos aprovechar para cubrir la demanda de los diferentes procesos industriales, donde se instalarían los equipos de cogeneración; de esta manera., se obtienen rendimientos mucho mayores que el de la sola producción eléctrica de origen térmico.

En el Perú, las posibilidades para la cogeneración son muy grandes, principalmente gracias a la disponibilidad de reservas de gas natural a un precio competitivo, así como, diversas actividades que se pueden beneficiar, pues los costos de producción de energía mejoran significativamente, pudiendo vender a la red interconectada nacional el excedente de la energía eléctrica generada por el sistema de cogeneración.

Existe una base industrial en Perú como para desarrollar este proceso. Entre las actividades que se podrían beneficiar de la cogeneración se encuentran la pesca, los textiles, la sidero-metalurgia, papeleras, industria azucarera y otros sectores que necesitan calor en sus sistemas de producción. En el sector minero sería un tanto más complejo pero no imposible. En líneas generales, la cogeneración se estudia como un traje a la medida para cada empresa, con objeto de cubrir las demandas de energía eléctrica y térmica.

A diferencia de otros países de la región, Perú cuenta con importantes reservas de gas. En ese sentido tiene una ventaja competitiva con relación a países como Chile que tiene que importar gas en grandes cantidades y en forma de GNL, cuyo precio es más elevado que el precio de suministro de gas natural en el Perú.

Con un costo de producción de energía más barato, obviamente los costes de producción serán más bajos y el precio del producto final será más competitivo, lo que beneficiará la competitividad de las empresas peruanas.

Por otro lado, otra ventaja de la cogeneración eléctrica es que puede ser desarrollada en forma descentralizada, lo que recibe el nombre de generación distribuida. Hasta ahora, lo que predomina es un sistema de producción energética centralizado, donde la energía se produce a través de pocas plantas grandes, como la central hidroeléctrica del Mantaro u otras termo-eléctricas de gran potencia. Con la cogeneración se tiene la posibilidad de desarrollar un sistema de generación distribuida, lo que redundará en una mejora del sector eléctrico, optimizando la calidad del servicio y los costes de suministro, como lo prueba el desarrollo de estos proyectos y sistemas en los países donde la Cogeneración ha tenido un importante desarrollo.

Es algo reconocido, por la experiencia en Estados Unidos y Europa, que este sistema es más eficiente y genera ahorros energéticos importantes. La idea central son los conceptos de Eficiencia Energética y Ahorro Energético, que cada unidad de combustible sea usada de la manera más eficiente posible.

Sin duda alguna debemos ser más proactivos para promover esta opción de desarrollo energético, no como una posibilidad exclusiva ni excluyente, sino como una forma complementaria a otras dentro de una propuesta integral en la línea de un mix energético, sostenible y competitivo.

Es por estos motivos que se decide evaluar una nueva forma de producción en una planta azucarera en base a la implementación de la cogeneración para

optimizar los procesos productivos y sustituir las fuentes de energía primarias (diésel) para procesos.

Se evaluará técnica y económicamente una alternativa energética en base a ciclo Joule Brayton y otra en base a ciclo Rankine, ambas utilizando gas natural como fuente primaria de energía, así como también los impactos al medio ambiente que estas alternativas podrían ocasionar.

1.3. Objetivos

1.3.1. General

- Realizar un análisis comparativo técnico-económico entre sistemas de cogeneración con ciclo Joule-Brayton y ciclo Rankine aplicados a una planta industrial azucarera.

1.3.2. Específicos

- Diseñar dos sistemas de cogeneración con ciclo Rankine y ciclo Brayton respectivamente, para una planta azucarera considerando su demanda energética y utilizando gas natural como fuente primaria de energía.
- Realizar un balance de viabilidad técnico-económico de la aplicación de ambos sistemas de cogeneración en una planta industrial azucarera.
- Describir las bases teóricas en las que se desarrollan los sistemas de cogeneración, importancia y principales aplicaciones industriales.
- Realizar un estudio de impacto ambiental relacionado a la cogeneración de energía.

1.4. Alcances

El proyecto abarca:

- Descripción del principio de cogeneración, contexto local y mundial, así como tecnologías de cogeneración.
- Cálculo y selección equipos y tecnología para el sistema de cogeneración con ciclo Rankine en la planta en base a gas natural.
- Cálculo y selección equipos y tecnología para el sistema de cogeneración con ciclo Joule Brayton en la planta en base a gas natural.
- Descripción del funcionamiento general de los sistemas de cogeneración a estudiar y sus componentes.
- Justificación de la viabilidad económica de los sistemas cogeneración en la planta.
- Evaluación del impacto ambiental y aspectos significativos de los sistemas de cogeneración.
- Describir el funcionamiento general y procesos de la planta industrial azucarera.

No son objeto de este proyecto:

- Describir las obras civiles requeridas para el montaje de la planta de cogeneración.
- Implementación y descripción de la red de distribución de gas natural.
- Dimensionamiento y descripción del sistema eléctrico para el suministro de la energía cogenerada.

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1. FUNDAMENTOS DEL CICLO RANKINE

Las plantas de potencia de vapor de agua trabajan fundamentalmente con el mismo ciclo básico Rankine, tanto si el suministro de energía viene de la combustión de combustibles fósiles (Carbón, gas o petróleo), como si proviene de un proceso de fisión en un reactor nuclear. El ciclo de vapor de agua se diferencia de los ciclos de potencia de gas debido que en algunas partes de los procesos en el ciclo, se hallan presente tanto la fase líquida como la fase de vapor. Un ciclo de potencia eléctrica moderno a gran escala resulta bastante complicado en cuanto a los flujos de masa y energía. Para simplificar la naturaleza de estos ciclos se estudian en profundidad tomando modelos sencillos. La ventaja que presentan estos modelos es que proporcionan información cualitativa importante sobre la mayoría de los parámetros que afectan al funcionamiento del ciclo en su conjunto, reforzándose con prácticas de laboratorio donde se obtienen experiencias reales de la operación de estos sistemas mejorando la comprensión de las plantas de potencia de vapor bajo los principios del ciclo Rankine.

El ciclo Rankine es una modificación del ciclo Carnot, esto con el fin de mejorar el sistema térmico corrigiendo los problemas que este produce.

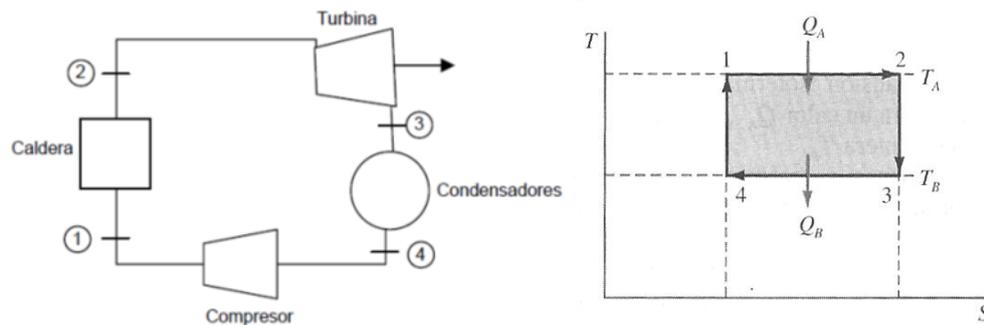


Fig. 2.1 Esquema y diagrama T-s del Ciclo Ideal de Carnot

Entre estas modificaciones están:

Primero en el proceso 4-1 se lleva a cabo de manera que el vapor húmedo expandido en la turbina se condense por completo, hasta el estado líquido saturado a la presión de la salida de la turbina.

Proceso de compresión 1-2 se realiza ahora mediante una bomba de líquido, que eleva isoentrópicamente la presión del líquido que sale del condensador hasta la presión deseada para el proceso 2-3.

Durante el proceso 2-3 se sobrecalienta el fluido hasta una temperatura que es con frecuencia superior a la temperatura crítica.

Se considera todas estas modificaciones, para lograr un modelo práctico de un ciclo de planta de potencia de vapor, estaremos en presencia del Ciclo Rankine, a continuación se realizará una descripción de los componentes del ciclo y el comportamiento termodinámico registrado en el diagrama T-s:

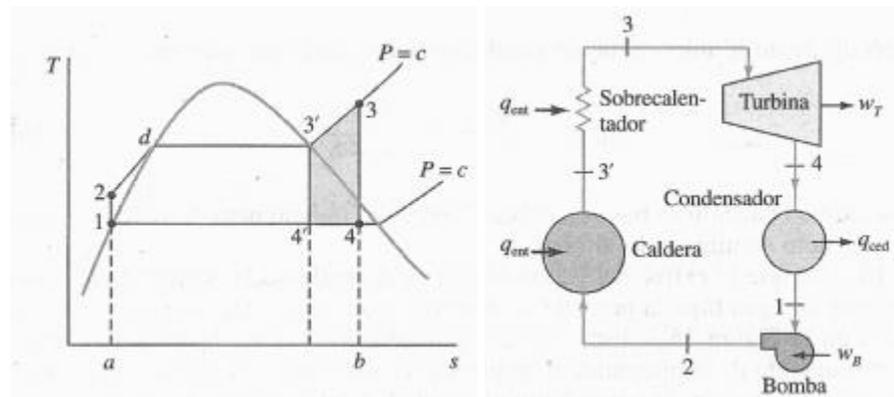


Fig. 2.2: Diagrama T-s del ciclo Rankine simple con sobrecalentamiento. Fuente: Kenneth Wark y Donald Richards, "Termodinámica", Sexta edición.

El sistema que funciona según este ciclo consta de una caldera, donde el agua (que es el fluido más conveniente por ser abundante y barato) entra a la caldera en 2 como líquido y sale al estado de vapor en 3'.

Después de que el vapor saturado sale de la caldera en el estado 3' pasa a través del sobrecalentador recibiendo energía, incrementado la temperatura del vapor a presión constante hasta el estado 3 (vapor sobrecalentado).

Luego hay una máquina de expansión (turbina) donde el vapor se expande produciendo trabajo, saliendo en el estado 4. A continuación este vapor entra a un aparato de condensación de donde sale como líquido al estado 1. Este a su vez es tomado por una bomba de inyección necesaria para vencer la presión de la caldera, que lo lleva al estado 2 donde ingresa a la caldera.

2.1.1. Análisis Energético del Ciclo

Aplicando las ecuaciones de la energía por unidad de masa y régimen estacionario a cada componente por separado se obtiene las expresiones del calor y el trabajo del ciclo Rankine.

$$q + w = \Delta h + \Delta ec + \Delta ep$$

Despreciando las variaciones de energía cinética y potencial, la ecuación queda reducida en:

$$q + w = h_{sal} - h_{ent}$$

El trabajo isentrópico de la bomba viene dado por:

$$w_{Bomba} = h_2 - h_1 \Rightarrow s_1 = s_2$$

El valor de h_1 se puede obtener mediante la tabla de agua de líquido comprimido disponible.

Otro método apropiado y con resultados más exacto para el cálculo del trabajo isentrópico en la bomba, consiste en utilizar la ecuación del trabajo en régimen estacionario, dada por:

$$w_{est} = \int v \, dP \Rightarrow w_{B,ent} = v_{f,1}(P_2 - P_1) ; s_1 = s_2$$

Siendo $v_{f,1}$ el volumen específico del líquido saturado en el estado 1 El calor suministrado por unidad de masa es:

$$q_{sum} = q_{2-3} = h_3 - h_2 \quad P_3 = P_2$$

El trabajo isentrópico de la turbina es:

$$w_{T,sal} = h_3 - h_4 ; s_3 = s_4$$

El calor cedido en el condensador es:

$$q_{\text{cond,ced}} = h_4 - h_1 \quad ; \quad P_4 = P_1$$

Las relaciones del calor y trabajo pueden expresarse también referidas a la unidad de tiempo dado por:

$$Q = m q \quad \text{y} \quad \dot{W}_{\text{neto}} = \dot{m} w_{\text{neto}} \Rightarrow \dot{W}_{\text{neto}} = \dot{W}_{\text{turbina}} - \dot{W}_{\text{bomba}}$$

Siendo \dot{m} el flujo másico de vapor que atraviesa el dispositivo

El rendimiento térmico de un ciclo de Rankine ideal puede escribirse entonces como:

$$\eta_T = \frac{W_{T,\text{sal}} - W_{B,\text{ent}}}{q_{\text{sum}}} = \frac{h_3 - h_{4a} - v_{f,1}(P_2 - P_1)}{h_3 - h_2}$$

El rendimiento térmico también puede expresarse de forma alternativa como:

$$\eta_T = 1 - \frac{q_{\text{ced}}}{q_{\text{sum}}} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

El balance de energía aplicado al volumen de control situado alrededor del condensador (ver figura 2.3) se reduce a:

$$\dot{m}_{\text{vapor}}(h_1 - h_4)_{\text{vapor}} + \dot{m}_{\text{ar}}(h_{\text{sal}} - h_{\text{ent}})_{\text{ar}} = 0$$

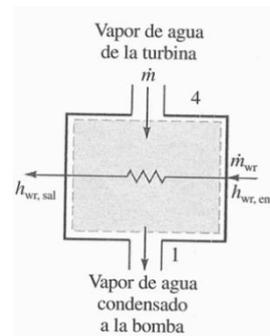


Fig. 2.3 Volumen de Control en el Condensador

2.1.2. Divergencias entre un ciclo real e ideal

El ciclo potencia de vapor real difiere del ciclo Rankine ideal, debido a las irreversibilidades en diversos componentes. La fricción del fluido y las pérdidas de calor indeseables hacia los alrededores son las dos fuentes más comunes de irreversibilidades como lo muestran los diagramas t-s de las figuras 2.4 y 2.5.

Perdidas por fricción:

La fricción del fluido ocasiona caídas de presión en la caldera, el condensador y las tuberías entre los diversos componentes. Para compensar las caídas en las presiones se requiere presiones más altas en el bombeo del agua.

Perdidas de calor:

Otra fuente importante de irreversibilidades es la pérdida de calor del vapor por los alrededores cuando éste circula por varios componentes.

Irreversibilidades en las bombas y turbinas:

En las turbinas y bombas existen variaciones de entropía entre la entrada y salida. Originado la disminución en el trabajo entregado por la turbina e incremento del trabajo suministrado a la bomba

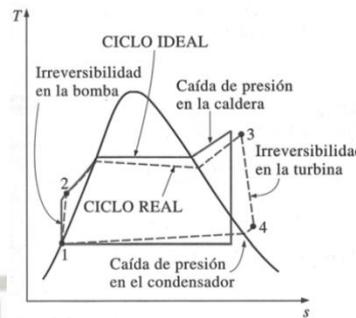


Fig. 2.4 Desviación del ciclo real de potencia de vapor del ciclo Rankine ideal. Fuente: Kenneth Wark y Donald Richards, “Termodinámica”, sexta edición.

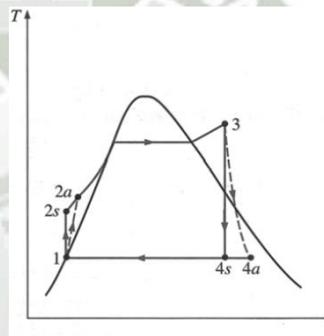


Fig. 2.5 Efecto de las irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo Rankine ideal. Fuente: Kenneth Wark y Donald Richards, “Termodinámica”, sexta edición.

Para ajustar más el análisis ideal al funcionamiento real, hay que tener en cuenta los rendimientos adiabáticos de estos equipos, para el caso más común utilizado en los análisis de los ciclos Rankine se tiene para turbinas y bombas:

$$\eta_{\text{Turbina}} = \frac{W_{a,\text{real}}}{W_{s,\text{ideal}}} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$

$$\eta_{\text{Bomba}} = \frac{W_{s,\text{ideal}}}{W_{a,\text{real}}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

2.1.3. Ciclo Rankine con recalentamiento

En el ciclo con recalentamiento, el vapor no se expande por completo en una sola etapa hasta la presión del condensador. Luego de expandirse parcialmente, el vapor se extrae de la turbina y se recalienta a presión constante. A continuación, se lo devuelve a la turbina para su expansión posterior hasta la presión de salida. Se puede considerar que la turbina está constituida por dos etapas, una de alta y otra de baja presión como lo muestra la figura 2.6.

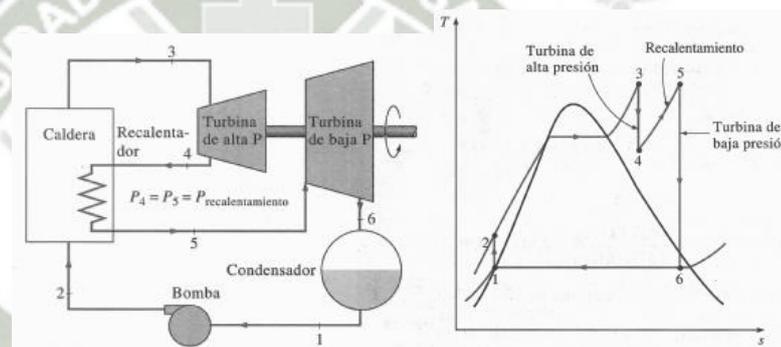


Fig. 2.6. El ciclo Rankine ideal con recalentamiento. Fuente: Kenneth Wark y Donald Richards, “Termodinámica”, sexta edición.

Consideraciones generales:

- Para responder a las crecientes demanda de potencia, las presiones de operación de las calderas, han ido incrementándose de manera de elevar las ganancias térmicas al incrementar la temperatura de entrada a la caldera por efecto de la presión, disminuyendo el calor transferido al fluido de trabajo. Sin embargo el aumento de la presión en la caldera origina la disminución de la calidad del vapor de agua que sale de la turbina como se observa en el diagrama T-s, es decir, A

la salida de la turbina de alta presión, el vapor esta generalmente próximo a la línea de saturación. Para evitar el problema de erosión de los álabes de la turbina, y seguir aprovechando las ventajas de la alta presión en las calderas es necesario el desarrollo de los ciclos con recalentamiento.

- La temperatura tras el recalentamiento, es generalmente igual o algo inferior a la temperatura de entrada en la primera etapa de la turbina.
- El máximo rendimiento térmico de un ciclo ideal con recalentamiento se obtiene cuando el cociente P_{sal} / P_{ent} en la turbina de alta presión, se encuentra dentro del intervalo de 0,15 a 0,35.

La temperatura promedio durante el proceso de recalentamiento puede incrementarse si se aumenta el número de etapas de expansión y recalentamiento. Sin embargo, el uso de más de dos etapa de recalentamiento no es práctico, la ganancia en la eficiencia es tan pequeña que no justifica el costo y la complejidad adicional. El doble recalentamiento se emplea sólo en plantas de energía de presión supercrítica.

Para calcular el rendimiento térmico de un ciclo de recalentamiento, hay que tomar en cuenta el trabajo que sale de ambas etapas de la turbina, así como el calor transferido en la zona de la caldera-sobrecalentador (q_{cal}) y en la zona de recalentamiento (q_{recal}) rendimiento térmico está dado por:

$$\eta_t = \frac{W_{\text{Turb alta}} + W_{\text{Turb baja}} - W_{\text{bomba}}}{q_{\text{cal}} + q_{\text{recal}}}$$

$$\Rightarrow \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) - w_B}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)}$$

2.1.4. CICLO RANKINE CON REGENERACIÓN

El ciclo regenerativo consiste, en extraer parte del vapor expandido en la turbina y utilizarlo para suministrar calor al fluido de trabajo, aumentando su temperatura antes de pasar por la fuente principal de calor (Caldera) a una presión determinada. Existen dos tipos de calentadores uno denominado calentador abierto o de contacto directo y el calentador cerrado o cambiador de calor de carcasa y tubos.

A. Ciclo Rankine con calentadores abiertos

En el caso ideal, se ajustan los flujos máxicos de las corrientes que entran al calentador, de manera que el resultado de la mezcla a la salida del calentador sea líquido saturado a una presión determinada. Las presiones de entrada deben ser iguales, para que no se produzcan retornos indeseables en las líneas de tuberías.

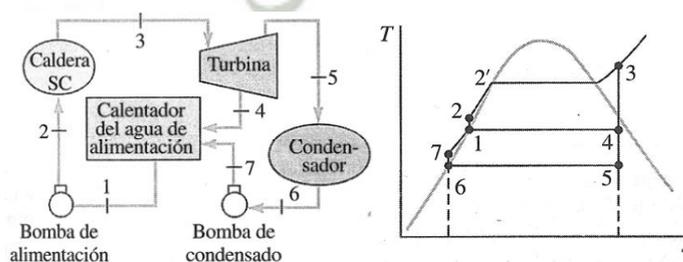


Fig. 2.7. Esquema de instalación y diagrama T-s de un ciclo de potencia de vapor ideal regenerativo con calentador abierto de alimentación. Fuente: Kenneth Wark y Donald Richards, “Termodinámica”, sexta edición.

El análisis teórico de un calentador abierto en un ciclo ideal regenerativo se emplean los principios de conservación de la masa y la energía aplicados al volumen de control mostrado en la figura 2.7

$$\Sigma \dot{m}_{ent} = \Sigma \dot{m}_{sal} \Rightarrow \dot{m}_4 + \dot{m}_7 = \dot{m}_1$$

De la misma manera, el balance de energía con y es:

$$\Sigma \dot{m}_{ent} h_{ent} = \Sigma \dot{m}_{sal} h_{sal} = \dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7$$

Despejando \dot{m}_7 tenemos:

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_4 h_4 + (\dot{m}_1 - \dot{m}_4) h_7$$

Dividiendo la ecuación entre \dot{m}_1

$$h_1 = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_1} h_4 + \left(1 - \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_1}\right) h_7$$

Si la fracción de vapor de agua extraída de la turbina \dot{m}_4/\dot{m}_1 , en el estado 4 se representa por y_4 , en la ecuación tenemos entonces:

$$1(h_1) = y_4 h_4 + (1 - y_4) h_7$$

El trabajo total que sale de la turbina, referido a la unidad de masa que atraviesa la zona de la caldera y el sobrecalentador, es:

$$w_{T,sal} = \frac{\dot{W}_{T,sal}}{\dot{m}_1} = 1(h_3 - h_4) + (1 - y_4)(h_4 - h_5)$$

El trabajo de la bomba de condensado en condiciones isentrópicas, referido a la masa que atraviesa al condensador, es:

$$w_{B,ent} = v_f (P_7 - P_6) (1 - y_4)$$

El trabajo de la bomba de alimentación en condiciones isentrópicas, referido a la masa total del ciclo, es:

$$w_{B,ent} = v_f (P_2 - P_1)$$

B. Ciclo Rankine con calentadores cerrado

En un calentador cerrado no se mezclan las corrientes que entran. El agua de alimentación circula por el interior de los tubos que pasan por el calentador y el vapor extraído de la turbina para precalentar el agua, se condensa sobre los tubos.

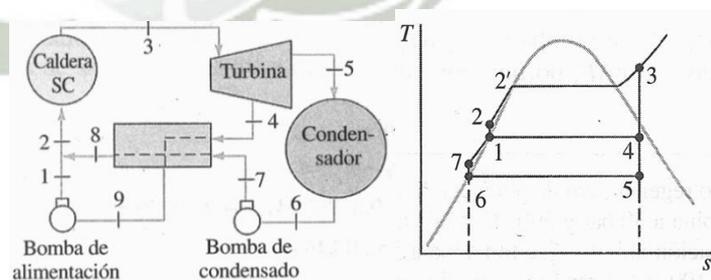


Fig. 2.8. Esquema de instalación y diagrama T-s de un ciclo de potencia de vapor ideal regenerativo con calentador cerrado de alimentación. Fuente: Kenneth Wark y Donald Richards, "Termodinámica", sexta edición.

En el caso ideal, se supone que el agua de alimentación proveniente del condensador sale del calentador como líquido comprimido a la misma temperatura que el vapor de agua extraído que ha condensado (ver figura 2.8). La particularidad de los calentadores cerrados es que las 2 corrientes que atraviesan el calentador no están en contacto directo por lo que sus presiones pueden ser distintas.

A continuación en la figura 2.9, se presentan dos arreglos de calentadores cerrados de agua de alimentación: a) Bombeo directo del vapor condensado a la línea del agua de alimentación de la caldera, b) Atrapa (por estrangulamiento) el vapor condensado y lo lleva a una zona de menor presión de la línea de agua de alimentación.

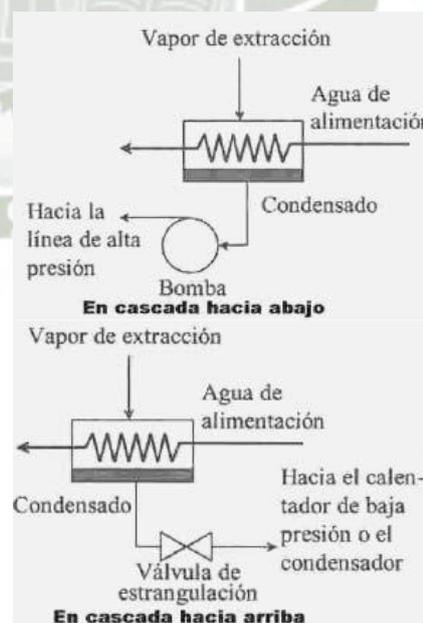


Fig. 2.9. Esquema de un calentador cerrado de agua de alimentación a) bombea directamente el condensado hacia la línea de alimentación de la caldera y b) atrapa (por estrangulamiento) el vapor condensado y lo

lleva a una zona de menor presión en la planta. Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, “Termodinámica”, cuarta edición.

Para cualquiera de los arreglos de los calentadores cerrados, el balance de energía en régimen estacionario se supone que el calentador está aislado térmicamente y que las variaciones de la energía cinética y potencial de las corrientes son despreciables. Téngase en cuenta que los valores de en esta ecuación no son iguales.

$$0 = (\dot{m}\Delta h)_{\text{extr}} + (\dot{m}\Delta h)_{\text{alim}}$$

2.1.5. Sistema de cogeneración

Los ciclos analizados hasta ahora, el único propósito es convertir una parte del calor transferido al fluido de trabajo en trabajo. La cogeneración establece la producción de más de una forma útil de energía (como calor de proceso y energía eléctrica) a partir de la misma fuente de energía.

Al ver la figura 2.10 piense en las principales industrias consumidoras de energía eléctrica citadas a continuación: Químicas, refinerías de petróleo, siderúrgica, tratamiento de alimentos y producción de pasta y papel. Las grandes plantas de estas industrias básicas necesitan, además de cubrir sus necesidades eléctricas, vapor de agua para el desarrollo de diversos procesos.

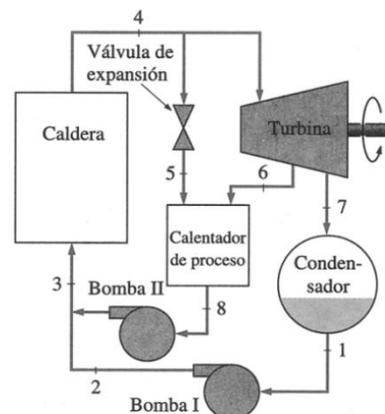


Fig. 2.10. Planta de cogeneración con cargas ajustables. Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica", cuarta edición.

Con frecuencia se mide el comportamiento de un sistema de cogeneración en función de su rendimiento energético total o factor de utilización de la energía ε definida como:

$$\varepsilon = \frac{\text{salida de trabajo neto} + \text{calor procesado entregado}}{\text{entrada total de calor}}$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{\text{neto}} + Q_p}{Q_{\text{ent}}}$$

2.2. FUNDAMENTOS DEL CICLO JOULE-BRAYTON

2.2.1. Introducción

Se puede decir que antes del año 1940 todas las máquinas térmicas de combustión interna eran del tipo alternativo: émbolo, biela y cigüeñal. Recién, hacia el año 1940, al lograrse la fabricación de compresores rotativos de alto rendimiento, conjuntamente con los progresos realizados en el campo de la metalurgia, que permitieron la fabricación de aceros refractarios capaces de resistir altas temperaturas, se posibilitó el desarrollo de las turbinas a gas. Fue durante la guerra de 1939 a 1945 que la turbina a gas alcanzó su máxima difusión y desarrollo tecnológico

En el año 1873 GEORGE BRAYTON (1830 – 1892) expuso el principio de funcionamiento del ciclo que lleva su nombre que originariamente se desarrolló empleando una máquina de pistones con inyección de combustible, para luego realizarlo como ciclo abierto simple llamado turbina a gas. Si bien se le llama ciclo termodinámico, en realidad el fluido de trabajo no realiza un ciclo completo dado que el fluido que ingresa es aire y el que egresa son gases de combustión, o sea en un estado diferente al que se tenía cuando se inició el proceso, por eso se dice que es un “ciclo abierto”. Las turbinas a gas son máquinas térmicas rotativas de combustión interna a flujo continuo cuyo esquema se representa en la Fig. 2.11.

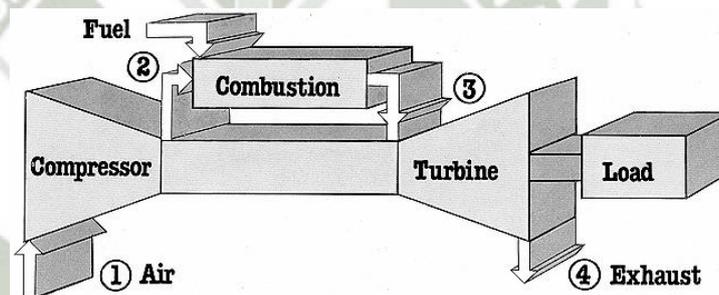


Fig. 2.11. Esquema de una turbina a gas

El objetivo de esta máquina térmica es convertir energía calórica contenida en el combustible utilizado, en energía mecánica (trabajo mecánico) en el eje de la misma.

La máquina está compuesta de los siguientes elementos:

1. Un compresor de flujo axial
2. Una o varias cámaras de combustión (según el fabricante)
3. La turbina a gas
4. Sistemas auxiliares para su operación:
 - a) Sistemas de lubricación

- b) Sistema de alimentación de combustible
- c) Sistema de regulación de velocidad
- d) Sistema de puesta en marcha y parada
- e) Sistemas de protección de máquina
- f) Sistema de acoplamiento hidráulico
- g) Sistema de virado (virador)

5. Motor de lanzamiento (motor Diésel, o motor eléctrico)

La máquina acciona una carga la cual se encuentra montada en el eje de la misma. La carga podrá ser de diversos tipos, tales como: un generador eléctrico, una bomba de gran potencia, un compresor, un soplante de aire, la hélice de un navío, etc.

Según el tipo de carga de que se trate podrá existir una caja reductora de velocidad entre la máquina y la carga, caso de que la carga sea un generador eléctrico. También se aplica con gran éxito como planta propulsora de aeronaves, barcos y vehículos terrestres tales como trenes y vehículos de calle, dada la importante característica que presenta ésta máquina en cuanto a la relación potencia / peso y tamaño que la distingue fundamentalmente de otras máquinas térmicas.

2.2.2. Ventajas y Desventajas de la Turbina a Gas

Las turbinas a Gas presentan las siguientes ventajas de utilización:

- Muy buena relación potencia vs. Peso y tamaño
- Bajo costo de instalación
- Rápida puesta en servicio

- Es una máquina rotante (no tiene movimientos complejos como son los movimientos roto alternativos de los motores de combustión interna)
- Al ser una máquina rotante el equilibrado de la misma es prácticamente perfecto y simple, a diferencia de máquinas con movimiento alternativos
- Menos piezas en movimiento (comparado con los motores de combustión interna)
- Menores pérdidas por rozamiento al tener menores piezas en movimiento
- Sistema de lubricación más simple por lo expresado anteriormente
- Bajas presiones de trabajo (es la máquina térmica que funciona a más bajas presiones)
- El proceso de combustión es continuo y se realiza a presión constante en la cámara de combustión (diferente a los motores de combustión interna)
- Pocos elementos componentes: compresor, cámara/s de combustión y turbina propiamente dicha
- No necesitan agua (diferente a las turbinas a vapor que requieren de un condensador)
- Permiten emplear diferentes tipos de combustibles como kerosene, gasoil, gas natural, carbón pulverizado, siempre que

los gases de combustión no corroan los álabes o se depositen en ellos

- El par motor es uniforme y continuo

Las desventajas son las siguientes:

- Bajo rendimiento térmico (alto consumo específico de combustible).
- Alta pérdida de calor al ambiente que se traduce por la alta temperatura de salida de los gases de escape por chimenea, entre 495°C a 560 °C
- Gran parte de la potencia generada por la turbina es demandada por el compresor axial, en el orden de las $\frac{3}{4}$ partes, o sea un 75% de la potencia total de la turbina

2.2.3. Clasificación de las Turbinas a Gas

Las turbinas a gas, al igual que las turbinas a vapor, se clasifican en:

1. Turbinas a gas de acción
2. Turbinas a gas de reacción

En las turbinas de acción la caída total de presión de los gases de combustión se produce en las toberas que están ubicadas antes del/los estadios móviles y fijos de la misma. De esta manera se produce una transformación de energía de presión a energía de velocidad (energía

cinética) en los gases. La presión de los gases dentro de la turbina, estadios móviles y fijos, permanece constante.

En las turbinas de reacción, en cambio, la caída de presión de los gases de combustión se produce tanto en las toberas, como en los estadios móviles y fijos que componen la misma. La presión de los gases dentro de la turbina, estadios móviles y fijos, va disminuyendo.

También las turbinas a gas se clasifican de acuerdo al número de estadios móviles, en cuyo caso pueden ser:

1. Turbinas a gas mono etapa (un solo estadio móvil)
2. Turbinas a gas multi-etapas (varios estadios móviles)

Igualmente cabe otra clasificación, la cual está en función del número de ejes de la turbina, pudiendo en este aspecto clasificarlas como:

1. Turbinas a gas de un solo eje
2. Turbinas a gas de dos ejes

Parámetros termodinámicos de funcionamiento:

A continuación se indican los parámetros termodinámicos de funcionamientos reales aproximados de una turbina a gas ciclo simple.

PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO	TEMPERATURA (°C)	PRESION (kg/cm ²)
Aire entrada compresor axial (punto 1)	15	1
Aire salida compresor axial (punto 2)	316	10
Relación de compresión	-----	10/1
Gases de combustión entrada turbina (punto 3)	1.100	10
Gases de combustión salida turbina (punto 4)	495 a 560	1

Tabla N° 2.1 Parámetros de Funcionamiento de una turbina a gas ciclo simple

2.2.4. Compresor de Aire

Los compresores utilizados en las turbinas a gas son del tipo giratorio, pudiendo ser:

- a) Compresores centrífugos
- b) Compresores axiales

En lo sucesivo nos referiremos en especial a compresores axiales. En el compresor axial, como su nombre lo indica, el flujo de aire es axial, o sea paralelo al eje del mismo. El rotor del compresor axial está formado por varias ruedas móviles donde los alabes están montados en discos, tal como se observa en el esquema de la Fig. 2.12 Las ruedas están ensambladas entre sí mediante tornillos guías axiales que permiten el apriete correspondiente, formando de esta manera el rotor del compresor axial. Entre cada estadio móvil del rotor se ubica un estadio fijo del estator, o sea que en la dirección del eje del compresor se suceden alternativamente un estadio fijo y un estadio móvil, conformando de esta manera el conjunto compresor axial, como se observa en la Fig. 2.13.

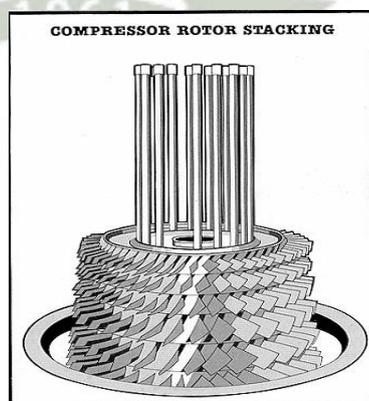


Fig. 2.12 Rotor del Compresor Axial

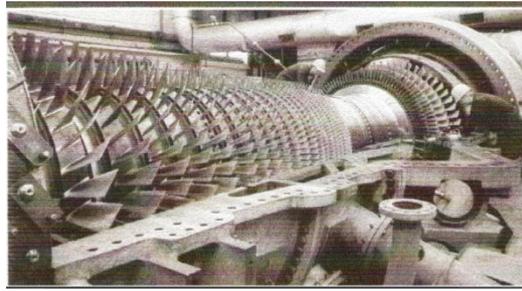


Fig. 2.13 Conjunto de Compresor Axial

La compresión del aire se produce al pasar éste a través de un estadio fijo y uno móvil, por lo tanto el compresor está formado por un gran número de escalonamientos de compresión.

Como en el caso de las turbinas a gas, o a vapor, los compresores axiales pueden ser:

- a) Compresores axiales de acción
- b) Compresores axiales de reacción

La relación de compresión está dada por el cociente entre la presión de salida del aire del compresor y la presión a su entrada.

2.2.5. Sistema de Combustión

El sistema de combustión provisto en las turbinas a gas puede ser de dos tipos:

- a) Turbinas a gas monocámara
- b) Turbinas a gas multicámaras

Las turbinas con diseño monocámaras, como es el caso del fabricante Asea - Brown Boveri (ABB), la cámara se ubica en posición perpendicular al eje de la máquina.

En el caso de las turbinas multicámaras, diseño General Electric (GE), las cámaras se ubican en forma concéntricas (paralelas) al eje de la máquina. Las cámaras de combustión de las turbinas a gas han sido objetos de permanentes desarrollos a fin de lograr una eficiente combustión y por otro lado asegurar bajas emisiones contaminantes, especialmente en contenidos de óxidos de nitrógeno (NO y NO₂).

En la cámara de combustión se produce la oxidación del combustible desarrollándose muy altas temperaturas, por arriba de los 3.000 °F. Entre las funciones esenciales que debe obtenerse en la cámara de combustión podemos mencionar:

- a) Estabilizar la llama dentro de una corriente de gases que se encuentran a alta velocidad, de manera que ésta se mantenga estable.
- b) Asegurar una corriente de gases continua hacia la turbina
- c) Mantener una temperatura constante de los gases de combustión que ingresan a la misma.
- d) Lograr la máxima eficiencia de combustión, es decir producir la menor cantidad de inquemados: CO; CH y MP (material particulado u hollín)
- e) La caída de presión dentro de la cámara debe ser la menor posible a fin de minimizar las caídas de presión entre el compresor axial y la turbina.

El sistema de combustión está formado por:

- ✓ Bujías de encendido

- ✓ Tubos pasa llama, y
- ✓ Detectores de llama

Normalmente se instalan dos bujías y dos detectores de llama.

En el caso de turbinas a gas multicámaras el encendido se produce en una de las cámaras de combustión creando un aumento de presión dentro de ella, forzando a los gases calientes que se producen a pasar a través de los tubos pasa llama al resto de las cámaras, propagando de esta manera la ignición en todas ellas en un tiempo no mayor a 2 segundos. Los detectores de llama, ubicados diametralmente opuestos a las bujías, constituyen el sistema de detección de llama, emitiendo una señal de control cuando el proceso de ignición ha sido completado.

La Fig. 2.14 indica un esquema de una cámara de combustión diseño del fabricante General Electric (GE), donde se observa: a) el ingreso del aire para la combustión, b) el aire para refrigeración del material con que está construido el tubo de llamas, normalmente de acero inoxidable y c) el aire de dilución que al incorporarse a la corriente de gases calientes de la combustión reducen su temperatura al valor para el cual han sido seleccionados los materiales del primer estadio de toberas fijas.

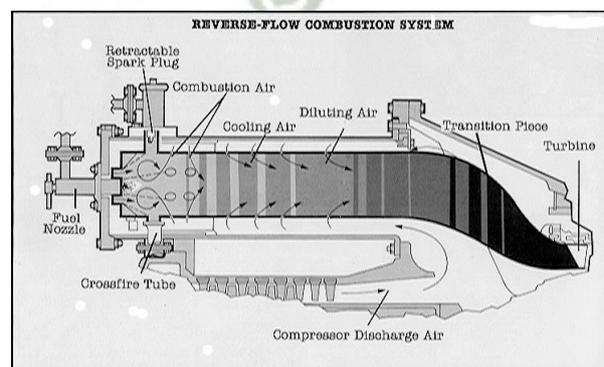


Fig. 2.14 Esquema de una cámara de combustión – General Electric

La Fig. 2.15 muestra el diseño de una cámara de combustión del fabricante Asea - Brown Boveri (ABB) donde se observa el mismo principio de funcionamiento que en el diseño anterior.

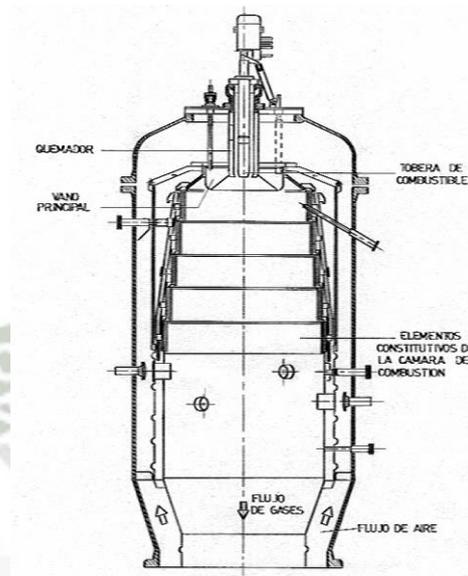


Fig. 2.15 Esquema de una cámara de Combustión – Asea Brown Bovari

2.2.6. Sistema de Refrigeración

El rendimiento térmico y la potencia de la turbina a gas están fuertemente influenciados por:

- a) La relación de compresión y
- b) La temperatura de los gases de combustión al ingreso a la turbina.

Dado que los aceros súper refractarios empiezan a fundir a aproximadamente a los 2.200 °F, las partes calientes de la máquina deben ser refrigeradas, usando para tal propósito gran parte del aire del compresor axial. El aire extraído del compresor es utilizado para refrigerar, entre otros componentes calientes, los estadios de toberas fijas y las ruedas de alabes móviles.

La Fig. 2.16 ilustra el primer estadio fijo de toberas de una turbina marca General Electric (GE). Esta pieza es expuesta a elevadas temperaturas cuando los gases calientes pasan a través de ella, aproximadamente 1.200 °C

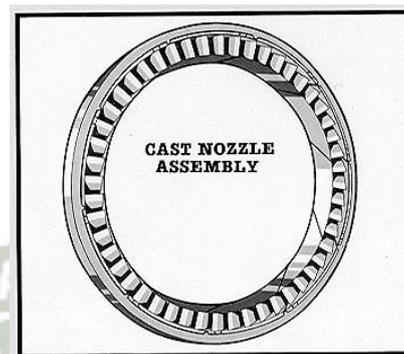


Fig. 2.16 Estadio Fijo de Toberas General Electric

El interior de los alabes que forman el primer estadio fijo de toberas es refrigerado por aire proveniente del compresor axial, tal como se observa en la Fig. 2.17.

Los álabes son huecos y el aire ingresa al interior de los mismos produciendo la refrigeración del material. Luego el aire sale por los orificios ubicados en el borde de salida de los álabes y se integra a la corriente de gases. La temperatura de ingreso de los gases al primer estadio fijo es del orden de los 1.200 °C, constituyendo esta temperatura la temperatura de la fuente caliente a la cual se refería SADI CARNOT, llamada también temperatura del fluido motor.

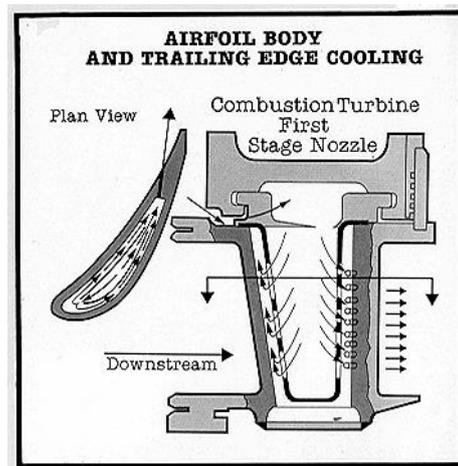


Fig. 2.17. Refrigeración del primer estadio fijo de toberas

2.2.7. Principio de Funcionamiento de la Turbina a Gas de un eje

El principio de funcionamiento de la turbina a gas de un solo eje, de acuerdo al esquema de la Fig. 2.11 es el siguiente:

1. El aire ingresa al compresor axial en el punto (1) a las condiciones ambientales, previo a haber pasado por un filtro con el fin de retener las partículas de polvo u otras partículas contenidas en el aire ambiente. Dado que los parámetros ambientales varían durante el día e incluso varían también en función de la ubicación geográfica, es conveniente considerar condiciones estándar. Las condiciones estándar utilizadas en la industria son las condiciones ISO que establecen una temperatura de 15 °C y una presión de 1 kg/cm². En el compresor axial el aire es comprimido hasta la presión de combustión, o máxima presión del ciclo, sin aporte de calor del medio y como consecuencia de ello la temperatura del aire se incrementa debido a la compresión del mismo. El caudal másico de aire aspirado es siempre mayor al necesario para producir la

oxidación del combustible en la cámara de combustión. Este exceso, del orden de 6 a 7 veces es debido a:

- ✓ La necesidad de lograr una adecuada refrigeración de las partes calientes de la máquina (cámara de combustión, conductos de transición, estadios de toberas fijas, ruedas de alabes móviles y conductos de escape)
- ✓ La necesidad de disminuir la temperatura de los gases de combustión desde que se forman en la cámara de combustión hasta que estos ingresan en el primer estadio de alabes.

Dicho exceso de aire es lo que obliga al compresor axial a tener un gran tamaño y en consecuencia a absorber la mayor parte de la potencia entregada por la turbina, del orden de las 3/4 partes de la misma.

2. Una vez que el aire sale del compresor parte de él ingresa a la cámara de combustión tal como se indica en el punto (2) de la Fig. 2.11, donde el combustible es inyectado produciéndose de esta manera la combustión del mismo, dando lugar al aporte de calor (Q) del medio a la máquina térmica. El proceso de combustión se realiza a presión constante alcanzando muy altas temperaturas lo que da lugar a que se deba ingresar a la cámara de combustión aire de dilución a fin de disminuir la temperatura de los gases y aire de refrigeración para refrigerar el material del tubo de llama ubicado en el interior de la misma. El caudal másico de gases formados será

igual a la suma del caudal de aire ingresado a la cámara de combustión más el caudal de combustible inyectado a la misma.

3. Los gases de combustión así enfriados a una temperatura aproximada a los 1.200 °C ingresan al primer estadio de álabes fijos, o toberas, de la turbina como se indica en el punto (3) del esquema. La energía de presión de los gases de combustión es convertida en trabajo. Esta conversión se realiza en dos etapas:
 - a. En las toberas de la turbina los gases son expandidos y de esta manera la energía de presión de los mismos es transformada en energía cinética. (Caso de las turbinas de acción)
 - b. Luego en los estadios (etapas) de álabes móviles de la turbina la energía cinética es convertida en energía mecánica (trabajo mecánico).
4. El ciclo finaliza cuando los gases de combustión después de expandirse en la turbina abandonan la misma y son expulsados a la atmósfera, tal como se indica en el punto (4) del esquema.

2.2.8. Ciclo Termodinámico Brayton Teórico

El ciclo termodinámico teórico por el cual funcionan todas las turbinas a gas es el Ciclo BRAYTON. La Fig. 2.18 nos muestra los diagramas “temperatura – entropía” y “presión – volumen” para éste ciclo. Los estados termodinámicos que en él se señalan corresponden a los puntos usados en el esquema de la Fig. 1

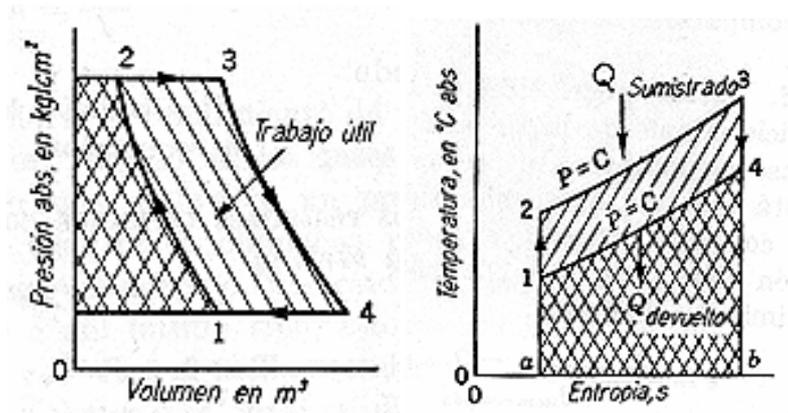


Fig. 2.18 Diagrama T-s y P-v del Ciclo de Gas Simple

Las transformaciones teóricas que se realizan en el ciclo son las siguientes:

- La compresión 1-2 representa la compresión isoentrópica del aire que se realiza en el compresor axial.
- La transformación 2-3 representa el proceso de combustión a presión constante donde se produce el aporte de calor (Q suministrado) del medio al sistema debido a la oxidación del combustible inyectado en el punto 2.
- La transformación 3-4 representa la expansión isoentrópica de los gases de combustión que se desarrolla en la turbina.
- No existe la transformación 4-1. En los diagramas se representa solo a modo de cerrar el ciclo ya que el ciclo BRAYTON es en realidad, como se ha explicado anteriormente, un ciclo abierto.
- Podemos interpretar que del punto 3 a 4 se produce la devolución de calor (Q devuelto) del sistema al medio, es decir la pérdida de calor al ambiente a través de los gases de escape de la turbina.

Trabajo teórico realizado por la turbina:

El trabajo teórico realizado por la turbina a gas (trabajo positivo) está representado en el diagrama “p – v” de la Fig. 2.19 por el área comprendido entre la adiabática de expansión y el eje de ordenadas, es decir por el área rayada: (a-3-4-b).

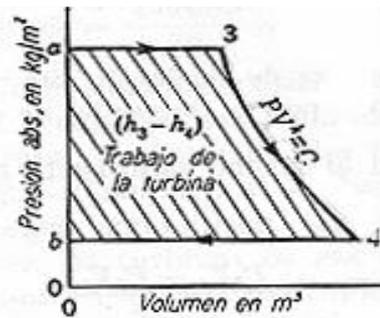


Fig. 2.19. Trabajo teórico realizado por la turbina a Gas
Trabajo teórico turbina = $h_3 - h_4$

Dónde:

h_3 = Entalpía de los gases de combustión a la entrada a la turbina (kcal/kg)

h_4 = Entalpía de los gases de combustión al salir de la turbina (kcal/kg)

Trabajo absorbido por el compresor:

El trabajo teórico absorbido por el compresor axial (trabajo negativo) está representado en el diagrama “p – v” de la Fig. 2.20 por el área comprendida entre la adiabática de compresión y el eje de ordenadas, o sea por el área (a-2-1-b)

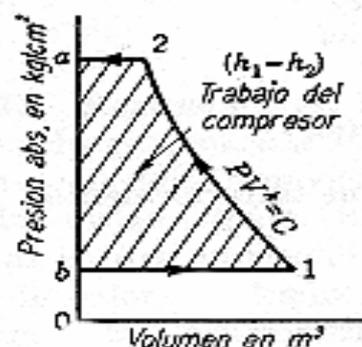


Fig. 2.20 Trabajo teórico absorbido por el compresor
Trabajo teórico del compresor = $h_2 - h_1$

Dónde:

h_1 = entalpía del aire a la entrada del compresor (kcal/kg)

h_2 = entalpía del aire al salir del compresor (kcal/kg)

Trabajo útil teórico entregado por la turbina:

El trabajo útil teórico o trabajo neto teórico que entrega la turbina es la diferencia entre el trabajo teórico de turbina menos el trabajo teórico del compresor.

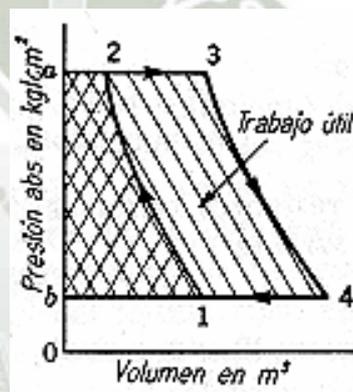


Fig. 2.21 Trabajo teórico entregado por la turbina

Gráficamente el trabajo útil teórico entregado por la turbina está representado por el área (1-2-3-4) de la Fig. 2.21. Del trabajo total producido por la turbina, el compresor axial absorbe aproximadamente el 70 %, quedando solamente el 30 % disponible como trabajo útil.

2.2.9. Rendimiento Térmico Teórico de la Turbina a Gas

Supongamos que en el ciclo BRAYTON, representado en la figura, las evoluciones (1-2) y (3-4) son adiabáticas, con lo cual nos apartamos ligeramente de la realidad, ya que las evoluciones reales son politrópicas de exponente variable:

El calor aportado por el medio a través del combustible que se oxida es:

$$Q_1 = C_p * (T_3 - T_2)$$

El calor devuelto al medio ambiente por los gases, o calor perdido es:

$$Q_2 = C_p * (T_4 - T_1)$$

El rendimiento térmico del ciclo será:

$$\eta_{term} = \frac{Q_{aportado} - Q_{devuelto}}{Q_{aportado}}$$

$$\eta_{term} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{C_p(T_3 - T_2) - C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

$$\eta_{term} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

Como las evoluciones (1-2) y (3-4) son adiabáticas:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} ; \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Llamado (r) a la relación de presiones:

$$T_2 = T_1 \cdot r^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} ; \quad T_3 = T_4 \cdot r^{\left(\frac{k-1}{k}\right)}$$

Reemplazando en (1):

$$\eta_{term} = 1 - \frac{T_4 T_1}{T_4 \cdot r^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - T_1 \cdot r^{\left(\frac{k-1}{k}\right)}} = 1 - \frac{1}{r^{\left(\frac{k-1}{k}\right)}} - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_4 - T_1)}$$

$$\eta_{term} = 1 - \frac{1}{r^{\left(\frac{k-1}{k}\right)}}$$

$$r^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{(k-1)} = \varepsilon^{(k-1)}$$

$$\eta_{term} = 1 - \frac{1}{r^{\left(\frac{k-1}{k}\right)}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{(k-1)}}$$

Es decir que el rendimiento térmico teórico del ciclo depende exclusivamente de la relación de presiones (r), o bien, de la relación de volúmenes (ϵ) entre los cuales se comprime, tal como se observa en la Fig. 2.22.

2.2.10. Rendimiento térmico real de la Turbina a Gas

Sabemos que en toda máquina térmica el rendimiento y la potencia del ciclo real siempre son inferiores a los del ciclo teórico por varias razones, tales como:

1. La compresión no es isoentrópica.
2. La expansión no es isoentrópica.
3. En todo el sistema se producen pérdidas de presión.
4. El proceso de la combustión es incompleto, por lo cual no toda la energía química contenida en el combustible es liberada en ella como energía calórica, debido a la presencia de inquemados.
5. Existen pérdidas por radiación y convección a través de todo el cuerpo de la máquina.
6. Existen pérdidas de energía cinética a través de los gases de escape la cual no se utiliza en las máquinas industriales.

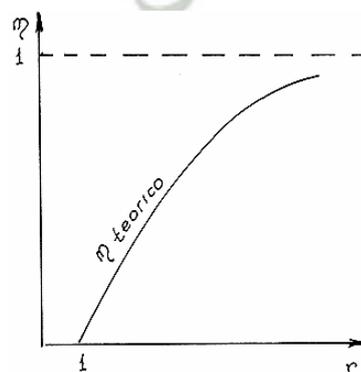


Fig. 2.22 Relación entre Rendimiento y relación de presiones/volúmenes de compresión

De todas estas pérdidas solo consideraremos las pérdidas en la compresión y en la expansión por ser las más significativas, pudiendo despreciar el resto frente a estas. Por lo tanto para obtener el rendimiento térmico real debemos tener presente que la compresión del aire en el compresor no es isoentrópica como estudiamos anteriormente, sino que esta es politrópica. Además y de igual modo deberemos tener presente que la expansión de los gases en la turbina no es isoentrópica como supusimos, sino que esta es también politrópica.

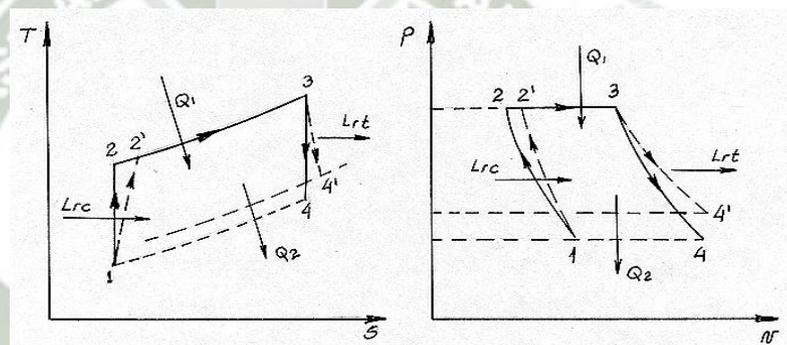


Fig. 2.23 Diagrama de transformaciones reales.

A efectos del análisis a realizar, llamaremos:

L_{tt} = Trabajo teórico de la turbina

L_{tc} = Trabajo teórico del compresor

El trabajo útil teórico de la máquina (L_{tm}) está dado por la diferencia entre el trabajo teórico de la turbina menos el trabajo teórico del compresor, es decir:

$$L_{tm} = L_{tt} - L_{tc} = \text{Trabajo útil teórico de la máquina}$$

Ahora bien, el trabajo útil real de la máquina (L_{rm}) está dado por la diferencia entre el trabajo real de la turbina (L_{rt}) y el trabajo real del compresor (L_{rc}):

$$L_{rm} = L_{rt} - L_{rc} = \text{Trabajo útil real de la máquina (2)}$$

El rendimiento real de la turbina η_t está dado por la relación entre los trabajos real y teórico de la turbina:

$$\eta_t = \frac{L_{rt}}{L_{tt}} ; L_{rt} = \eta_t \cdot L_{tt}$$

Lo que nos dice que el trabajo real que entrega la turbina es menor que el teórico. El rendimiento de una turbina actual η_t es del orden del 0,95 (95%). Por su parte, el rendimiento real del compresor η_c está dado por el cociente entre los trabajos teórico y real, resultando este último, mayor que el teórico:

$$\eta_c = \frac{L_{tc}}{L_{rc}} ; L_{rc} = \frac{L_{tc}}{\eta_c}$$

Como se sabe, el compresor real absorbe mayor trabajo que el teórico para llevar el aire del estado (1) al (2). En la actualidad, el rendimiento de un compresor axial de turbina η_c es aproximadamente del 0,87 (87%)
Reemplazando en la ecuación (2):

$$L_{rm} = L_{tt} \cdot \eta_t - \frac{L_{tc}}{\eta_c}$$

El rendimiento real o efectivo η_e de la máquina considerada como conjunto compresor-turbina está dado por:

$$\eta_e = \eta_{term} \frac{L_{rm}}{L_{tm}} = \eta_{term} \frac{L_{tt} \cdot \eta_t - \frac{L_{tc}}{\eta_c}}{L_{tt} - L_{tc}}$$

$$\eta_e = \eta_{term} \frac{\eta_t - \frac{L_{tc}}{L_{tt} \cdot \eta_c}}{1 - \frac{L_{tc}}{L_{tt}}}$$

Dónde:

El cociente L_{tc} / L_{tt} es la relación de los trabajos teóricos del compresor y de la turbina. Se lo indica mediante un coeficiente K que depende de la construcción de la máquina, pudiendo determinarse con solo conocer sus condiciones de operación: temperatura de trabajo de la turbina y relación de compresión:

$$K = \frac{L_{tc}}{L_{tt}}$$

Siendo:

$$L_{tc} = \frac{K}{K-1} \cdot R \cdot T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

$$L_{tc} = \frac{K}{K-1} \cdot R \cdot T_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

Luego, la ecuación (3) se puede expresar como:

$$\eta_e = \eta_{term} \cdot \frac{\eta_t - \frac{K}{\eta_c}}{1 - K}$$

Esta ecuación nos permite trazar las curvas de rendimiento reales de una máquina ciclo BRAYTON en función de la temperatura de los gases de combustión al ingreso de la turbina y de la relación de compresión. La Fig. 2.24 indica las curvas de rendimiento real de una turbina ciclo BRAYTON. El η_e de las máquinas actuales está en el orden del 25% al 30% para temperatura de los gases de combustión al ingreso a turbina de 1.000°C a 1.100 °C.

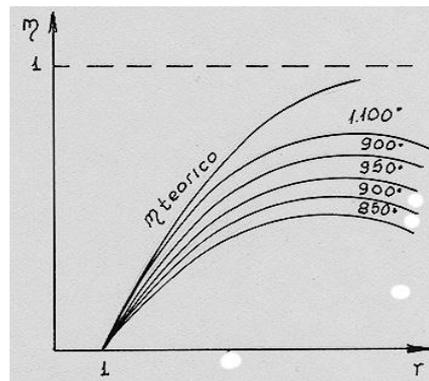


Fig. 2.24 Curvas de Rendimiento Real

2.2.11. Mejoras a Introducir en el Ciclo Brayton Simple

Para mejorar el rendimiento del ciclo BRAYTON existen diferentes mejoras. Una mejora consiste en realizar múltiples enfriamientos en el proceso de compresión del aire en el compresor axial de manera de aproximar la transformación isoentrópica en una transformación isoterma, con lo cual aumentamos el área encerrada por el ciclo.

Otra mejora, empleando el mismo criterio, consiste en realizar calentamientos múltiples en el proceso de expansión de los gases en la turbina, aproximando la transformación isoentrópica a una transformación isoterma.

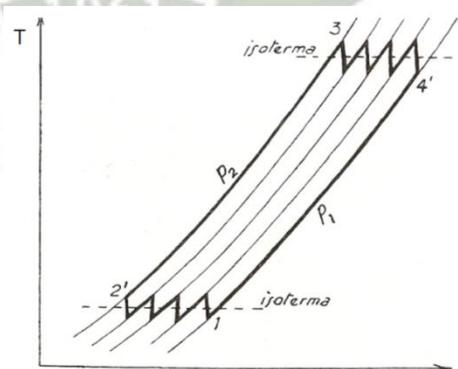


Fig. 2.25 Recalentamientos múltiples en los procesos de expansión de los gases.

CICLO BRAYTON CON ENFRIAMIENTO INTERMEDIO

En la Fig. 2.26 se ilustra un esquema de la máquina, suponiendo un solo enfriamiento intermedio y que el enfriador es perfecto, no introduciendo pérdidas térmicas ni caída de presión.

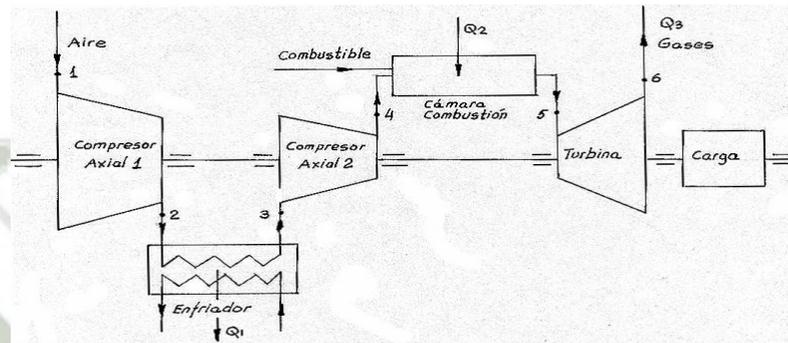


Fig. 2.26 Esquema de generación con enfriador intermedio.

La compresión total del aire se hace en dos etapas utilizando dos compresores axiales: a) compresor de baja presión (C1) y b) compresor de alta presión (C2).

El aire que sale del compresor (C1) a presión p_2 y temperatura T_2 , se enfría en el enfriador hasta la temperatura $T_3 = T_1$ con extracción de calor de Q_1 . Luego se realiza la compresión (3 – 4) en el 2º compresor axial de alta presión (C2) hasta la presión p_4 resultando, de este modo es menor el trabajo de compresión que el que requeriría para comprimir hasta la presión p_4 sin enfriamiento intermedio. Los diagramas de la Fig. 2.27 representan las transformaciones teóricas del ciclo BRAYTON con enfriamiento intermedio

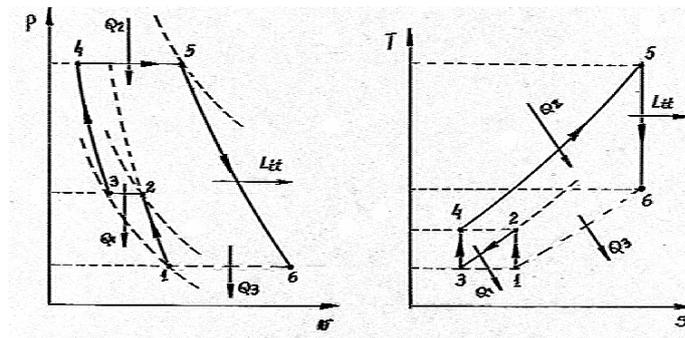


Fig. 2.27. Transformaciones teóricas del ciclo Brayton

CICLO BRAYTON CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO

Se puede aumentar la potencia de la máquina, realizando la expansión en etapas de varias turbinas con recalentamiento intermedio en cada etapa, hasta alcanzar la temperatura límite inicial. Teóricamente podría emplearse un número infinito de etapas de recalentamiento, lo que llevaría, en el límite, a una expansión isotérmica. La Fig. 2.28 representa el esquema de la instalación para un recalentamiento.

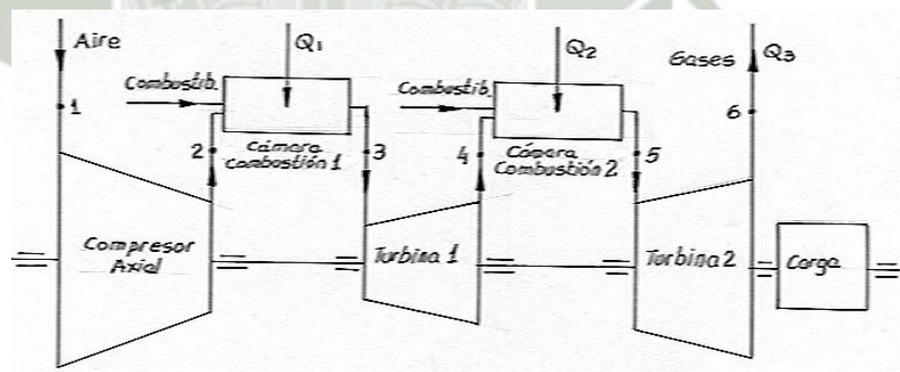
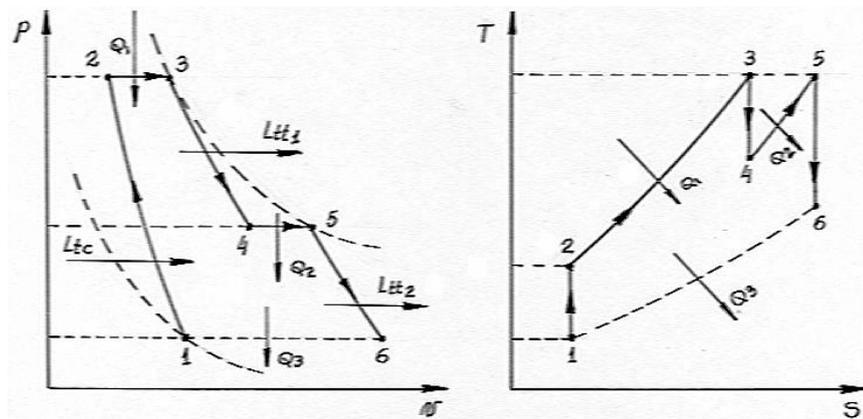


Fig. 2.28 Esquema de instalación para un recalentamiento.



La Fig. 2.29. Diagramas ideales para el ciclo con recalentamiento

El trabajo útil del ciclo BRAYTON con recalentamiento, será la suma algebraica de los trabajos de expansión realizados por las turbinas y el trabajo absorbido por el compresor:

$$L_U = L_{t1} + L_{t2} - L_c = \frac{1}{A} [(i_3 - i_4) + (i_5 - i_6) - (i_2 - i_1)]$$

Si bien es cierto que con este tipo de instalación se logra mayor trabajo útil, no ocurre lo mismo con el rendimiento térmico que se ve disminuido con respecto a un ciclo BRAYTON simple entre las mismas temperaturas.

CICLO BRAYTON REGENERATIVO

También se puede aumentar el rendimiento del ciclo, o sea, obtener más energía con la misma cantidad de combustible, empleando parte del calor perdido que se llevan los gases de escape de la turbina, para precalentar el aire a la salida del compresor, antes de su entrada a la cámara de combustión, lo que permite gastar menos combustible para llegar a la misma temperatura de ingreso a la máquina. En este caso, se recurre al

ciclo BRAYTON regenerativo, que utiliza el esquema de instalación que se indica en la Fig. 2.30

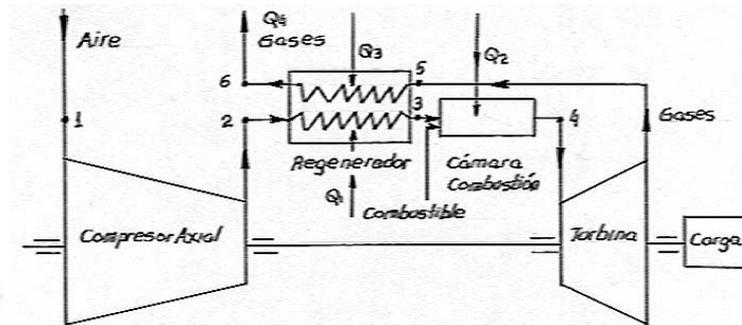


Fig. 2.30 Esquema de instalación de un ciclo Brayton regenerativo.

Dónde:

Q_1 = Calor ganado por el aire

Q_3 = Calor cedido por los gases de combustión

Q_2 = Calor aportado por la oxidación del combustible

La Fig. 2.31 representa los diagramas ideales y la Fig. 2.32 los reales.

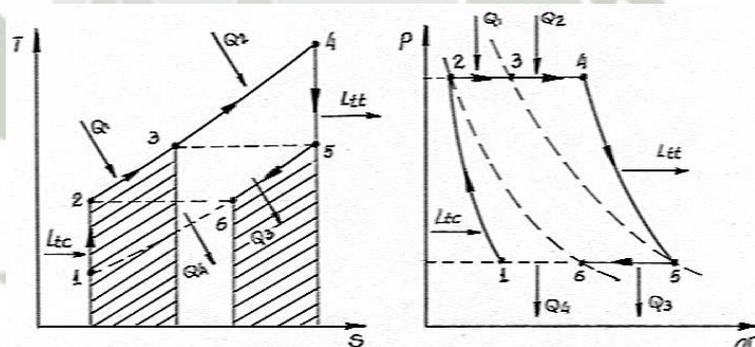


Fig. 2.31

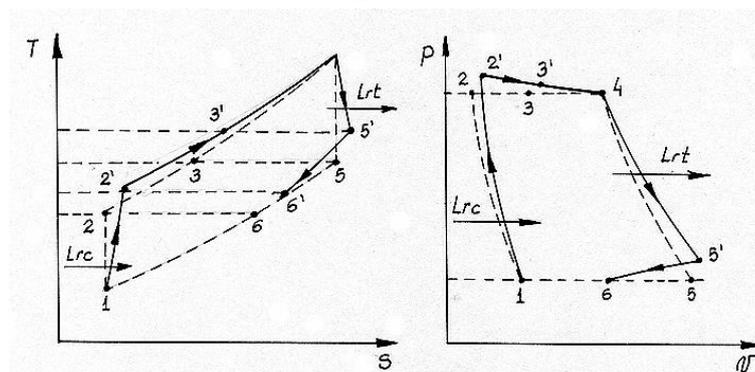


Fig. 2.32

Regeneradores

Los regeneradores o intercambiadores de calor empleados en las turbinas a gas son del tipo de coraza y tubos, o bien, del tipo rotativo, siendo los primeros los más empleados. En ellos los gases de escape pasan por el interior de los tubos y el aire a precalentar por el exterior de los mismos.

El empleo de regeneradores presenta tres inconvenientes:

- a) Gran superficie de intercambio de calor.
- b) Dificultad para la limpieza de la misma.
- c) Aumento de la resistencia al paso de los gases de escape.

En un regenerador ideal, en donde suponemos que no hay pérdidas de calor, el balance de energía se establece igualando toda la energía que recibe el aire a la energía entregada por los gases de escape, es decir:

$$m_a * CP_a * (T_3 - T_2) = m_g * CP_g * (T_5 - T_6)$$

O bien:

$$m_a * (h_3 - h_2) = m_g * (h_5 - h_6)$$

Dónde:

m_a = caudal másico de aire (kg/h)

m_g = caudal másico de gases (kg/h)

CP_a = calor específico a presión constante del aire (kcal/kg. °C)

CP_g = calor específico a presión constante de los gases (kcal/kg. °C)

T_2 = temperatura del aire a la entrada del regenerador (°C)

T_3 = temperatura del aire a la salida del regenerador (°C)

T_5 = temperatura de los gases a la entrada del regenerador (°C)

T_6 = temperatura de los gases a la salida del regenerador ($^{\circ}\text{C}$)

h_2 = entalpía del aire a la entrada del regenerador (kcal/kg)

h_3 = entalpía del aire a la salida del regenerador (kcal/kg)

h_5 = entalpía de los gases a la entrada del regenerador (kcal/kg)

h_6 = entalpía de los gases a la salida del regenerador (kcal/kg)

En la realidad podemos observar que:

- El calor específico a presión constante de los gases es mayor que el del aire debido a que los gases están a mayor temperatura.
- El caudal másico de gases es superior al del aire en virtud de que es la suma del caudal másico del aire más el del combustible quemado.

Por estas razones es que:

La elevación de temperatura del aire será mayor que la disminución de temperatura en los gases. La Fig. 2.33 representa la variación de temperatura que sufre el aire y los gases de escape en función de la superficie de intercambio de calor del regenerador, para el caso ideal ($\eta = 100\%$) y para el caso real ($\eta < 100\%$).

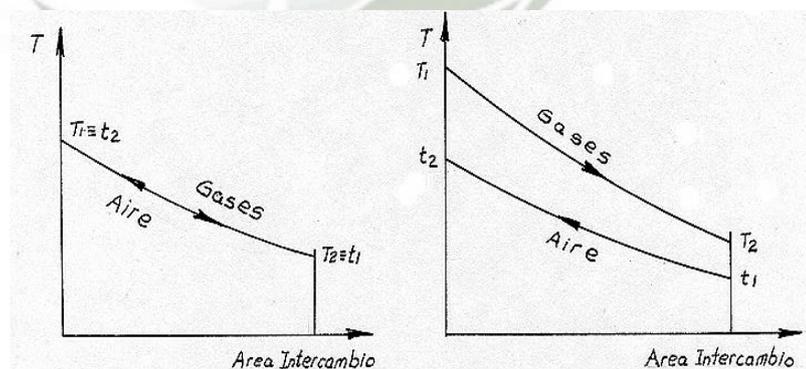


Fig. 2.33. Variación de la temperatura del aire en función a la superficie de intercambio de calor

La eficiencia o rendimiento de un regenerador se expresa como:

$$\eta = \frac{\text{Elevacion real de la temperatura del aire}}{\text{Maxima elevacion de temperatura posible}}$$

$$\eta = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

2.2.12. Turbina a Gas simple de doble eje

La Fig. 2.34 representa el esquema de una turbina ciclo BRAYTON simple de doble eje.

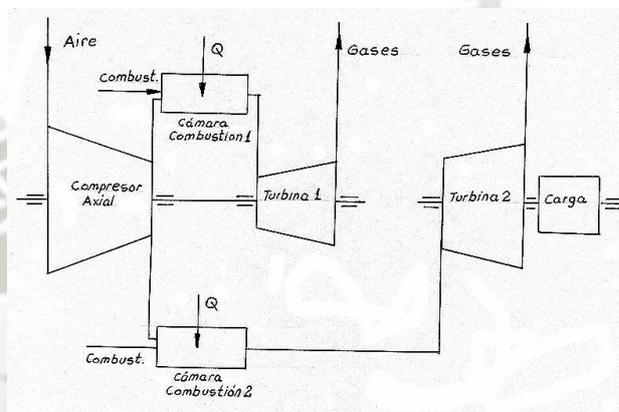


Fig. 2.34 Ciclo Brayton de doble eje

Como se observa en el esquema la instalación está compuesta de dos turbinas a gas, una de ellas está dispuesta para mover el compresor axial y la otra para accionar la carga. Ambas turbinas están montadas en ejes diferentes coaxiales entre sí. Esta configuración resuelve en gran parte la pérdida significativa de rendimiento que sufre una turbina de un solo eje cuando la carga disminuye.

En efecto, analicemos el caso de una turbina de simple eje acoplada a un generador eléctrico cuando éste disminuye su potencia. Dado que tanto el compresor como la turbina deben girar al mismo número de vueltas para mantener constante el número de (rpm) del generador a fin de mantener la frecuencia de la energía eléctrica generada (60 Hz), se deberá

lógicamente reducir la cantidad de combustible aportado en la cámara de combustión de la máquina, mientras que la cantidad de aire impulsada por el compresor axial se mantiene constante al igual que su relación de compresión, con lo cual esto da lugar a una disminución de la temperatura de los gases de combustión y con ello el rendimiento de la turbina a gas, lo cual condice con el enunciado de CARNOT: a menor temperatura de la fuente caliente, manteniéndose constante la temperatura de la fuente fría, el rendimiento de la máquina térmica disminuye. La Fig. 2.35 muestra una turbina a gas de doble eje:

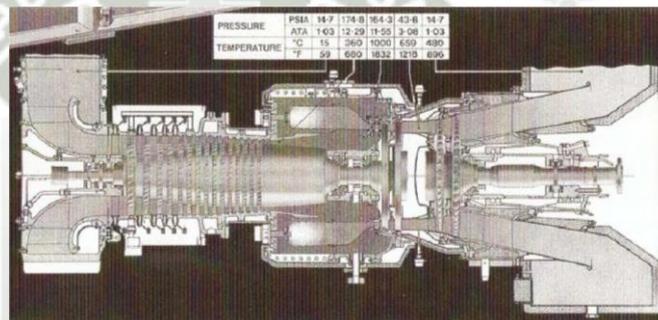


Fig. 2.35 Turbina a Gas de doble eje

Por lo tanto, una turbina de simple eje que trabaja a un número de vueltas constantes, debe funcionar siempre a plena carga en forma permanente para que su rendimiento sea elevado, de otra manera como se ha explicado al caer el rendimiento aumenta el consumo específico de combustible y en consecuencia el funcionamiento de la máquina se vuelve antieconómico.

Dicho en otras palabras, una turbina a gas de simple eje destinada a generar energía eléctrica no ha sido concebida para modular la demanda de potencia de la red eléctrica. La misma deberá despacharse al servicio siempre a plena carga.

La disposición de doble eje, sin embargo, permite mantener prácticamente constante el rendimiento de la instalación cuando varía la carga de la máquina. Por ejemplo, cuando la potencia del generador eléctrico disminuye, hay un menor ingreso de combustible a las dos cámaras de combustión con lo cual la turbina 1 acoplada al compresor reduce el número de vueltas y en consecuencia éste mueve una cantidad de aire menor, reduciendo a su vez la relación de compresión. Para que la turbina 2 trabaje a rendimiento prácticamente constante, cualquiera sea la potencia que deba entregar el generador eléctrico, además de variar el combustible, se debe variar la cantidad de aire que envía el compresor a la cámara de combustión 2 para que su temperatura se mantenga constante, sin variar su velocidad. Esto es posible dado que la cantidad de aire que alimenta a la cámara de combustión de la turbina 2, que acciona el generador eléctrico, disminuye con lo cual la temperatura de los gases se mantiene constante y con ello la pérdida de rendimiento es muy pequeña, manteniéndose casi constante.

2.2.13. Puesta en marcha de la Turbina a Gas

La puesta en marcha de una turbina a gas comprende una serie de secuencias programadas, entre las cuales podemos mencionar las más importantes en orden de cómo se van realizando:

1. Se pone en funcionamiento el sistema de lubricación a través de la bomba auxiliar de aceite, la cual es energizada mediante corriente alterna disponible de la red.

2. Una vez alcanzada la presión adecuada de aceite, se pone en marcha el motor de arranque o también llamado motor de lanzamiento, el cual puede ser indistintamente y según los casos un motor DIESEL, un motor eléctrico de rotor bobinado, o una pequeña turbina a vapor. El eje de salida del motor se encuentra acoplado al embrague hidráulico
3. Estabilizadas las temperaturas del motor de lanzamiento, se activa el acoplamiento mecánico, vinculando de esta manera el eje del motor con el eje del paquete compresor – turbina – generador eléctrico, a través del embrague hidráulico.
4. Se pone en marcha el virador, el cual saca del reposo a la masa rotante haciéndola girar a aproximadamente 3 a 5 rpm.
5. Confirmado que el rotor está en lenta rotación y que el acoplamiento ha sido establecido, se inicia la etapa de aceleración del motor de lanzamiento, que en el caso de que éste fuera un motor eléctrico de rotor bobinado se van desconectando las resistencias rotóricas con lo cual se incrementa el número de vueltas del mismo.
6. A medida que aumenta el número de vueltas del motor de lanzamiento, aumenta también el de la máquina y generador gracias al ya mencionado embrague hidráulico. Esta situación se mantiene hasta que todo el conjunto alcanza aproximadamente la mitad del número de vueltas de régimen de la turbina.

7. Cuando se alcanza éste estado de giro se habilita el ingreso de combustible a los inyectores ubicados en las cámaras de combustión y paralelamente se energiza la bujía de encendido, produciéndose la combustión del combustible.
8. La turbina se acelera, arrastrada por el motor de lanzamiento y por los gases de combustión producidos.
9. Cuando el número de vueltas de la turbina supera el del motor de lanzamiento, éste se desacopla automáticamente.
10. La turbina continúa el proceso de aceleración por sí sola gracias ahora a los gases de combustión hasta alcanzar el número de vueltas de régimen.
11. Cuando se alcanza el estado de régimen se transfiere el proceso de lubricación a la bomba principal de aceite, saliendo de servicio la bomba auxiliar.
12. En estas condiciones el generador entra en paralelo con la red y empieza a tomar carga hasta llegar a entregar la potencia efectiva del mismo.
13. Esta operación se realiza por medio del regulador de velocidad que actúa sobre la bomba de combustible. El caudal de combustible depende de la presión de inyección.

2.2.14. Detención de la Turbina a Gas

Las principales secuencias para sacar de servicio una turbina a gas que acciona un generador eléctrico son las siguientes:

1. Se empieza a bajar potencia eléctrica en el generador actuando sobre la válvula de regulación de combustible hasta reducir la potencia a cero.
2. Se saca de paralelo el generador eléctrico.
3. Se pone en marcha la bomba auxiliar de aceite.
4. Se corta el suministro de combustible con lo cual empieza el período de desaceleración del grupo.
5. Cuando el número de vueltas ha bajado a aproximadamente 3 a 5 rpm entra en funcionamiento el virador. Este dispositivo está constituido por un motor eléctrico y un reductor de velocidad con lo cual se alcanza un elevado par torsor, suficiente para hacer girar al grupo una vez que éste se ha detenido. El proceso de giro por acción del virador se realiza a fin de permitir un enfriamiento uniforme del rotor de la turbina, evitando con ello que éste se deforme por diferencia de temperaturas dentro del estator de la máquina. Esta parte de la detención de la máquina es muy importante dado que si ésta se detiene, al tener su rotor a alta temperatura, se produce una zona caliente en la parte superior del eje del rotor, lo cual da lugar a que éste se tuerza con una convexidad hacia arriba.
6. Se detiene el virador cuando la temperatura en el interior de la turbina es muy próxima a la temperatura ambiente.
7. Se detiene la bomba auxiliar de aceite.

2.2.15. Ensuciamiento de los alabes del compresor axial y de la turbina

Los álabes del compresor axial y también los de la turbina se van ensuciando con el normal funcionamiento de la máquina. Este ensuciamiento produce importantes inconvenientes:

1. Un desequilibrio dinámico en el rotor lo cual da lugar a que la máquina empiece a aumentar el valor de las vibraciones admisibles dadas por el fabricante y como consecuencia de ello las protecciones por sobre vibraciones la saquen de servicio.
2. Una baja considerable en el rendimiento del compresor y de la turbina debido a que las partículas depositadas sobre las superficies de los álabes transforman a las superficies pulidas de los mismos en superficies rugosas perdiendo a su vez la forma alar que los caracterizan. Esta situación produce un mayor rozamiento y un desprendimiento de la vena de fluido (gases de combustión) de la cara activa de los álabes, dando lugar a un movimiento turbulento de los gases en la sección de pasaje entre álabes.

ENSUCIAMIENTO Y LIMPIEZA DE LOS ALABES DEL COMPRESOR

El ensuciamiento de los álabes del compresor se debe principalmente al polvo en suspensión en el aire ambiente, especialmente en zonas áridas o semiáridas. Este polvo en presencia de un ambiente un tanto aceitoso que normalmente rodea a la máquina, en especial si se utiliza un combustible líquido como el gas oíl o diésel oíl, hace que las partículas de tierra se

depositen sobre las caras de los álabes del compresor. Este ensuciamiento origina, como ya se explicara, pérdida de rendimiento y vibraciones en el compresor. Para minimizar tal situación se hace pasar el aire por filtros rotativos de alta eficiencia antes de su ingreso al compresor. Cuando la pérdida de rendimiento o el estado vibratorio del compresor lo indiquen, se debe proceder a la limpieza del mismo.

La limpieza puede realizarse con la máquina en marcha, (limpieza por vía seca) o bien, con la máquina fuera de servicio (limpieza por vía húmeda).

- En la limpieza con la máquina en servicio se utilizan varios productos los cuales se introducen en la admisión de aire del compresor. Estos productos normalmente son cáscara de nuez molida o arroz, los que introducidos en la corriente de aire llegan a los álabes produciendo un suave raspado de las partículas depositadas en ellos, no produciendo daño alguno. Al llegar a la cámara de combustión éstos han quedado al estado impalpable y se queman con facilidad saliendo con los gases de combustión.
- La limpieza con máquina fuera de servicio se realiza haciéndola girar lentamente por medio del virador. Luego, sin abrir el compresor y utilizando una manguera provista de lanza que se introduce por medio de una de las tapas de inspección, se dirige hacia los álabes un chorro de agua a presión con detergente en medio alcalino, con lo que se logra una eficiente limpieza. El

agua se drena por medio de una salida de purga ubicada en la parte inferior de la carcasa del estator del compresor y una vez que se ha obtenido el secado completo, se detiene el virador.

ENSUCIAMIENTO Y LIMPIEZA DE LOS ALABES DE LA TURBINA

El ensuciamiento de los álabes de turbina se debe a las deposiciones que causan las sales de sodio y de sílice que puede contener los combustibles líquidos. Estas sales forman incrustaciones muy duras en las caras de los álabes, especialmente cuando la temperatura de los gases que llegan a la turbina es superior a la de fusión de las sales.

Para eliminar los depósitos salinos en los álabes se debe sacar de servicio la máquina y proceder a retirar la carcasa superior de la turbina, o turbina – compresor si fuera una única pieza, para así poder sacar el rotor. Con el rotor fuera de la turbina y alejado de la sala de máquinas se procede a una limpieza por vía seca mediante el granallado, que consiste en producir un chorro de aire a elevada presión en el cual se encuentran en suspensión micro esferas de vidrio, o bien otras partículas recomendadas por el fabricante. Estas micro partículas guiadas por el interior de una lanza impactan contra las caras de los álabes desprendiendo las incrustaciones allí depositadas. Existen también procedimientos por vía húmeda, sugiriendo al lector consultar en estos casos con el fabricante de la turbina.

2.3. FUNDAMENTOS DE COGENERACIÓN

2.3.1. Definición y Generalidades

En climas fríos, cuando una persona va conduciendo su automóvil y enciende el calentador de su carro, se convierte en cogenerador. El calor de desecho del motor que normalmente se disipa a través del radiador, se lleva a un sistema de calefacción interno para brindar una sensación de bienestar a los pasajeros que están en el interior del vehículo a temperaturas relativamente bajas. En este ejemplo, el combustible del vehículo se utiliza para generar el movimiento correspondiente del carro, y el calor del calentador.

Con el caso explicado, se define a la cogeneración como la producción conjunta, en un proceso secuencial de dos tipos distintos de energía, a partir de la misma fuente de energía primaria. Es decir, que en el ejemplo citado anteriormente, el combustible es la fuente de energía primaria, mientras que las energías generadas son en primera instancia la mecánica para el movimiento, y luego la energía térmica que entra en forma de calor. De aquí la importancia de que un tipo de energía sea generada después de haberse producido la otra, sino no se estaría cogenerando.

El término cogeneración puede ser nuevo para muchas personas, sin embargo el número de procesos y sistemas de cogeneración usados en diferentes países del mundo son diversos y con muy buenos resultados. Por esta razón, se estudiarán los tipos de energía que se utilizan con frecuencia.

Las energías generadas por un sistema de cogeneración pueden ser electricidad, agua caliente, vapor, agua fría, refrigeración o aire acondicionado, aire caliente, etc.

Prácticamente todos los sistemas de cogeneración tienen como una de las energías de salida a la electricidad, mientras que la otra energía es para alguna aplicación térmica. Por este motivo, los sistemas de cogeneración se diseñan de modo que sean capaces de satisfacer la demanda térmica mínima del consumidor, y cierta producción de energía eléctrica, la cual puede utilizar el mismo productor o comercializarla con otros consumidores.

Un sistema de cogeneración brinda al propietario un carácter de independencia, ya que puede generar su propia energía eléctrica como térmica. Un ejemplo claro, es que en Europa muchos edificios cuentan con un equipo de cogeneración, que contiene un sistema de calefacción, y uno eléctrico; y en caso éste último sea insuficiente se compra energía eléctrica de la red nacional. Claramente, se puede demostrar que lo que se paga será mucho menor de lo que gastaría en caso no se cogenera.

Con los ejemplos antes mencionados, se puede afirmar que un sistema de cogeneración puede ir desde una aplicación bastante simple y pequeña, hasta grandes y enormes sistemas de cogeneración para plantas industriales, con requerimientos eléctricos y térmicos bajo forma de vapor, logrando un cierto ahorro económico.

Para una planta industrial, que requiere una gran demanda tanto de energía térmica como eléctrica, existe la posibilidad, en caso de sobreproducción

de energía eléctrica, de venderla a un consumidor o a la red. Esta acción es una consecuencia de la cogeneración que se le denomina generación distribuida.

Cada día parece evidente que el mundo no camina por una senda que conduzca a un futuro energéticamente sostenible, es por esta razón que la cogeneración puede ser vista como un ahorro de energía, es decir como una herramienta idónea para los países en sus políticas de energía nacional.

Por otro lado, el término cogeneración no es el único referido a la producción en conjunto de tipos de energía; con la tecnología actual también se puede hablar de trigeneración, que será la producción secuencial de tres tipos de energía. Un buen ejemplo de esto podría darse en el Perú, donde los climas no necesariamente son tan fríos, que consistiría en un sistema que genere energía eléctrica, y el calor cogenerado se emplee en verano para cubrir la demanda de aire acondicionado mediante enfriadoras de absorción incorporadas a la instalación.

De esta forma, se puede notar que la cogeneración puede ser aplicada en cualquier parte del mundo y en cualquier proceso donde se requiera energía y ahorro de la misma, sin distinción alguna.

2.3.2. Orígenes de la cogeneración

El término cogeneración recién empezó a usarse a finales de la década de los setenta del siglo XX, con la producción en conjunto de electricidad y calor, sin embargo desde hace mucho tiempo se generaba calor y potencia mecánica, tanto por separado como en conjunto. De aquí se afirma que el

término cogeneración nace con la producción de electricidad, pero como proceso tuvo algunos antecedentes en épocas pasadas.

La generación de calor data de los tiempos romanos, cuando agua caliente era transportada a través de ductos para calentar sus edificaciones. Bajo este principio a finales del siglo XIX aparecen los sistemas de calefacción.

La forma más antigua que se conoce de cogeneración es la producción conjunta de calor y potencia mecánica, la cual era desarrollada por la denominada chimenea de Jack o la chimenea voladora, o más conocida como “smokejack” (ver figura 2.36). Este dispositivo fue desarrollado en el siglo XV en el Tíbet para mover unas ruedas en ceremonias religiosas. Se introdujo a Europa con la captura de esclavos Tártaros y fue Leonardo Da Vinci quien bosquejó por primera vez este mecanismo.

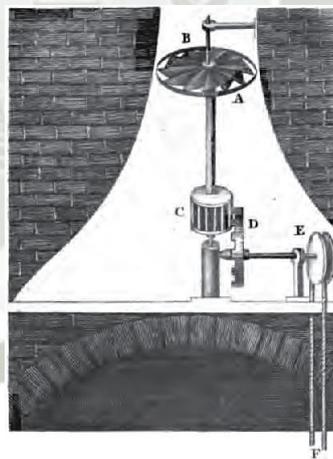


Figura 2.36. Chimenea voladora.

Este mecanismo consistía básicamente en pequeños molinos de viento, colocados al interior de una chimenea y que giraban a medida que ascendían los gases calientes; el movimiento giratorio de las aspas activaban, generalmente, un torno.

Entre los siglos XV y XVIII, con la revolución industrial, se requería de nuevas fuentes de energía por la demanda que existía. A pesar que el viento y el agua habían sido útiles anteriormente, la solución resultó la generación de vapor para la potencia mecánica.

En el año 1784, Sutton Thomas Wood tuvo la idea de usar el vapor desechado de un proceso industrial para accionar un motor, la cual llevó a la práctica. Después en 1812 en una fábrica de hilos en Connecticut, el vapor generado era usado para mantener cálidos los cuartos en la época de invierno. Luego en 1832, Charles Busby mejoró el “smokejack” aplicándolo en mover una bomba para circular agua a través de tuberías y poder calentar el aire en el interior de edificios. En la década de 1840, una empresa francesa de alimentos empleaba la salida de vapor para secar piñas.

Como se puede apreciar, la idea de generación de calor y potencia mecánica se desarrolló alrededor de los siglos XVIII e inicios del XIX. Es precisamente por estas fechas que cobra importancia y apogeo la energía eléctrica con los descubrimientos de Thomas Edison. Empezaron a aparecer las plantas generadoras de energía eléctrica, mientras se extendían las redes eléctricas.

Al inicio de estos cambios sociales, a una empresa le resultaba más conveniente comprar electricidad que generarla, por el costo de la instalación de los equipos. Los pagos a los vendedores de energía eléctrica eran pequeños ya que por esas épocas el costo del barril de petróleo era menor a un dólar. Sin embargo, esto no iba a permanecer así para siempre, ya que en 1973 se presentó la primera crisis mundial de petróleo y los costos de compra de energía eléctrica aumentaron considerablemente.

Con el costo de la electricidad sujeto al precio del petróleo, muchas industrias que ya contaban con dispositivos de generación de vapor, se inclinaron por tener su propio sistema de generación eléctrica. De esta forma, es que se da la evolución de la cogeneración, ya que empezaron a combinar los procesos, es decir la potencia mecánica que antes producían la usaban para accionar alternadores o generadores eléctricos.

2.3.3. Aplicaciones de sistemas de cogeneración

Los sistemas de cogeneración vistos desde la producción de electricidad y calor, se pueden clasificar en 2 tipos:

- Ciclos de cabecera o “Topping Systems”, son aquellos en que los gases de combustión que se obtienen de la combustión del combustible son usados primero para producir electricidad, y luego la energía térmica para procesos a menor temperatura bajo forma de vapor.
- Ciclos de cola o “Bottoming Systems”, por el contrario, usan los productos de la combustión, primero para satisfacer necesidades térmicas y luego para la generación de electricidad.

En la actualidad, los primeros son más difundidos por la importancia que tiene la electricidad, que se requiere en mayores cantidades y por tener mayor rendimiento. Mientras que los segundos son usados en situaciones más específicas en las que existan procesos a mayores temperaturas.

Centrándose en la primera clase de sistemas, se describirá los principales sistemas de cogeneración usados en la actualidad, así como sus aplicaciones:

A. Sistema de Cogeneración con turbina de Gas

La figura 2.37 muestra los componentes y el esquema para un sistema de turbina de gas que únicamente genera energía eléctrica y que es uno de los más usados en las centrales de generación.

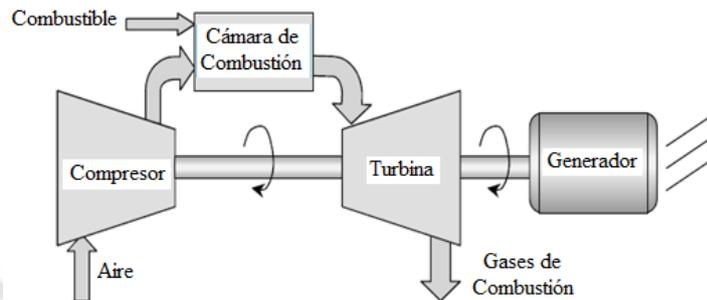


Fig. 2.37 Sistema de turbina de Gas

En este sistema, el aire ingresa de la atmósfera al compresor, pasando previamente por un filtro de aire. En el compresor, se hace circular el aire aumentando su densidad, temperatura y lógicamente su presión. Luego, el aire ingresa a la cámara de combustión donde se mezcla con el combustible, es decir, el combustible al encontrarse en un medio a temperaturas altas, reacciona químicamente con el oxígeno del aire, liberando su energía química que se convierte en energía térmica, la cual se manifiesta en un aumento de temperatura en los productos de combustión. Estos a su vez, son enviados a la turbina, que se encarga de expandirlos disminuyendo su temperatura, presión y densidad, entregando trabajo, es decir, convierte la energía del fluido en potencia mecánica que sirve para accionar tanto el generador eléctrico, como el compresor, debido a que la turbina y el compresor están sobre un

mismo eje. Por último, a la salida de la turbina los productos de combustión son expulsados a la atmósfera por medio de una chimenea.

Este esquema puede adaptarse a uno de cogeneración, aprovechando los gases de escape a la salida de la turbina, que normalmente tienen una temperatura entre 400 y 600°C, para que puedan seguir entregando su energía térmica en un intercambiador de calor.

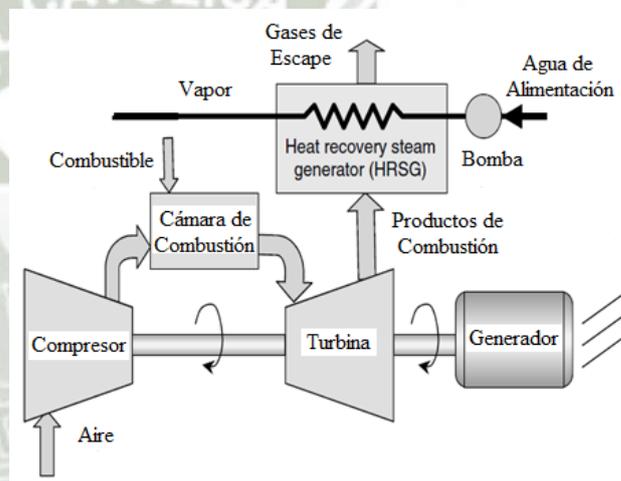


Fig. 2.38. Sistema de Cogeneración con Turbina de Gas

La figura 2.38 muestra el esquema sugerido, donde el intercambiador de calor recibe el nombre de generador de vapor por recuperación de calor (HRSG, por sus siglas en inglés). Este dispositivo tiene la función de transferir calor por convección desde los gases de escape de la turbina hacia el agua, para convertirla en vapor y tener alguna aplicación posterior. El agua para ingresar al generador de vapor es impulsada por una bomba de alimentación que extrae el agua de un tanque de almacenamiento, generalmente.

Este sistema de cogeneración puede trabajar para potencias desde cientos de kW hasta cientos de MW, y es aplicado, principalmente, cuando la carga es variable o tiene ciertos picos, es decir que la demanda de energía eléctrica fluctúa en ciertos rangos. Una turbina de gas que no cogenere tiene una eficiencia térmica entre 30 y 40%, en cambio al agregarle el HRSG puede aumentar hasta 60%. Además, puede trabajar con altas temperaturas.

B. Sistema de Cogeneración con turbina de Vapor

Los ciclos de vapor son usados, principalmente, para la generación de energía eléctrica. Se caracterizan por ser sistemas cerrados donde el fluido de trabajo es agua que va cambiando de fase a lo largo del proceso. Sus componentes básicos son caldera, turbina, condensador y bomba, los cuales están representados en la figura 2.39.

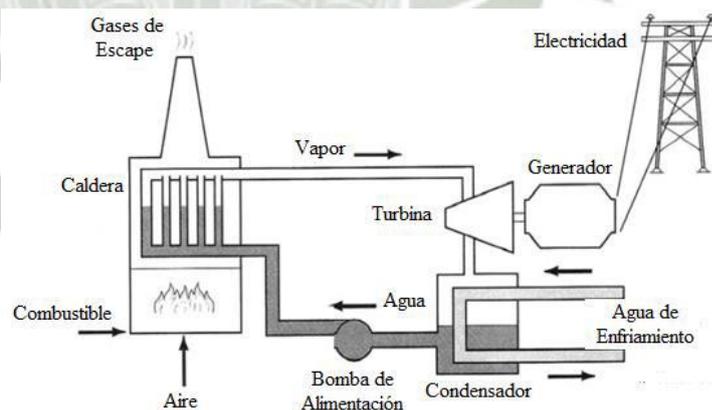


Fig. 2.39 Sistema de Turbina de Vapor

La bomba de alimentación se encarga de transportar el agua hacia la caldera, además de aumentar su presión. En la caldera es quemado el combustible con el aire, la cual cede el calor suficiente

al agua para que se evapore y aumente su temperatura. A diferencia del ciclo anterior, la turbina de gas mezcla aire y combustible, mientras que la turbina de vapor no lo hace, sino que la transferencia de calor se da por convección, es decir el agua circula por el interior de un haz de tubos, mientras que los gases de combustión circulan exteriormente a ellos. El vapor sobrecalentado atraviesa la turbina, quien se encarga de generar la energía eléctrica. Al ser un ciclo cerrado, el vapor a la salida de la turbina, que ha disminuido su presión y temperatura, es llevado a un condensador para retornar a la fase líquida. En el condensador, la energía térmica extraída es cedida a una corriente de agua fría, para luego ser desechada a una fuente térmica.

Este ciclo también se aplica en cogeneración, usado para producir electricidad y vapor, que cubran las demandas de una planta. Es importante mencionar que en estos sistemas, lo que se consideraba antes como turbina, realmente son dos: una turbina de condensación y otra de contrapresión, para que la primera pueda extraer vapor a una cierta presión y sea utilizado en la planta, mientras que la segunda, principalmente, para accionar el alternador.

Otra particularidad que tienen estos sistemas es que la corriente de agua fría que absorbe el calor cedido en el condensador se lleva a una torre de enfriamiento, con el propósito de disminuir la contaminación térmica, ya que el agua desechada a la fuente no

tendrá temperaturas altas. Dicho sistema de cogeneración está representado en la figura 2.40.

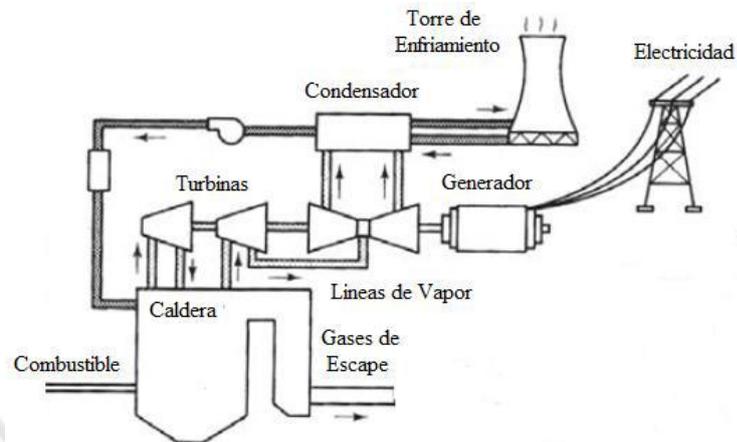


Fig. 2.40 Sistema de Cogeneración con Turbina de Vapor

Este sistema de cogeneración tiene un proceso de instalación más complicado que el anterior, ya que requiere de mayor número de componentes. Su rendimiento termodinámico está en el rango de 35 y 45%. Sin embargo es ligeramente superior a un ciclo de gas. Los rangos de potencia generada son variados.

Otro aspecto positivo es el uso de biocombustibles, además que puede tener un control mayor sobre la energía producida porque el vapor extraído de la turbina está a una presión intermedia respecto a todo el proceso, la cual puede ser seleccionada.

C. Sistema de cogeneración con ciclo combinado

Un ciclo combinado hace referencia a un sistema que trabaja en conjunto con una turbina de gas y una de vapor. Su modo de operación consiste en que el HRSG de la cogeneración con turbina de gas, cumpla al mismo tiempo la función de la caldera en un ciclo

de vapor, es decir, que la salida de vapor de dicho intercambiador de calor ingresa a las turbinas de condensado y contrapresión. La forma como se acoplan ambos sistemas está esquematizada en la figura 2.41, y como se puede apreciar la generación de energía eléctrica es mucho mayor, ya que cada turbina aporta una parte. También hay que indicar que este sistema combinado es posible, ya que los ciclos simples trabajan en distintos rangos de temperatura y permiten operar al generador de vapor.

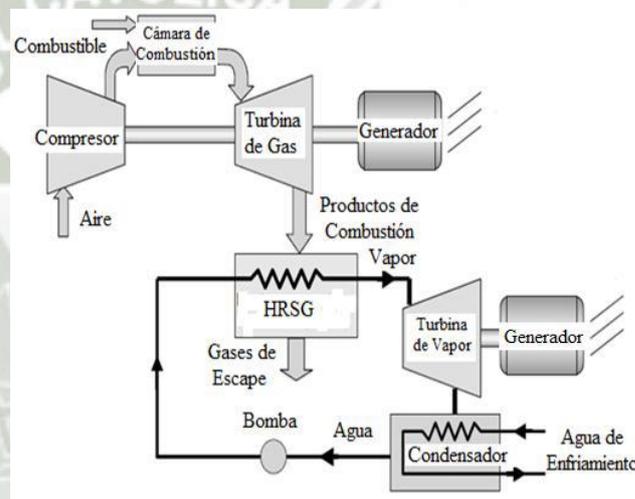


Fig. 2.41 Sistema de Cogeneración con ciclo combinado

Este nuevo sistema de cogeneración, junta todos los beneficios de cada uno de los ciclos simples mencionados anteriormente, y además aumenta significativamente el rendimiento termodinámico, porque con la misma cantidad de combustible se produce vapor y energía eléctrica en 2 generadores. La eficiencia térmica de esta combinación supera el 50%. Además, puede alcanzar potencias de salida de unos cientos de MW.

D. Sistema de Cogeneración con motores de combustión interna

Se conoce como motores térmicos alternativos a los dispositivos de cilindro-émbolo o como máquinas de desplazamiento positivo. Dichos motores tal vez tengan la mayor aplicación en el mundo para generar potencia, por lo que son muy accesibles para aplicarlos en cogeneración. Su esquema se presenta en la figura 2.42.

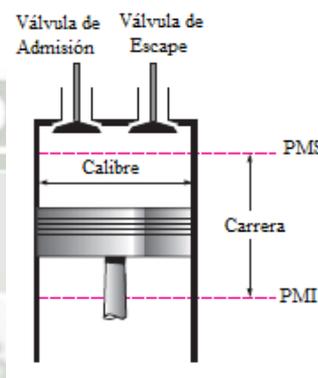


Fig. 2.42 Motor térmico alternativo

Los componentes básicos de un motor alternativo son el émbolo, cilindros, válvulas de admisión y escape. Pueden ser de dos tipos: los de encendido por chispa (ECH) y los de encendido por compresión (EC). Por la válvula de admisión ingresa aire, para los de EC, o mezcla de aire-combustible si es el caso de ECH. El fluido de trabajo en el cilindro es comprimido, al desplazarse el émbolo desde el punto muerto inferior al superior. Luego se lleva a cabo la combustión que es producida por la chispa de la bujía en un motor de ECH, mientras que en uno de EC, después de inyectar el combustible la mezcla se autoenciende como resultado de que el aire se encuentra por encima de su temperatura de ignición. La combustión es exotérmica y hace que el émbolo descienda al punto

muerto inferior. Luego la válvula de escape se abre expulsando los productos de la combustión y al mismo tiempo por la de admisión empieza a ingresar fluido para repetir el ciclo.

Estos motores transforman el movimiento lineal del émbolo en un movimiento rotatorio que acciona al cigüeñal, que puede servir para conectarse a un generador eléctrico y producir electricidad. Además, se caracterizan por ser máquinas de flujo intermitente, es decir, que el ingreso de fluido a los cilindros no es continuo o constante, sino que se da por ciclo.

Para aplicar este sistema a uno de cogeneración, se debe colocar un HRSG a la salida del motor, para que los gases de escape o productos de combustión que salen a temperaturas relativamente altas puedan ceder calor al agua bombeada desde un tanque de almacenamiento y convertirla en vapor para una aplicación posterior. Su esquema viene representado en la figura 2.43.

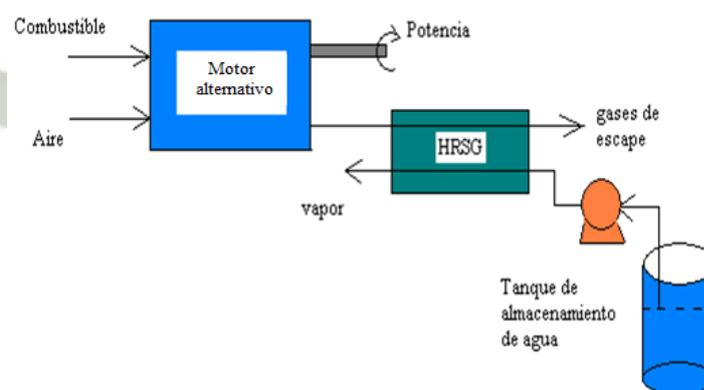


Fig. 2.43 Sistema de cogeneración con motor alternativo

Esta aplicación es la más conocida y usada para cogenerar, por lo difundido y el amplio rango de trabajo de los motores alternativos.

Además, su instalación es más factible que las turbinas simples o ciclos combinados, por lo que es más viable para usuarios con requerimientos más pequeños de vapor y electricidad. Su rendimiento térmico se encuentra entre 40 y 55% y cubre amplios rangos de potencia por la variedad de motores existentes.

E. Sistema de Cogeneración con bomba de calor

Una bomba de calor es un dispositivo utilizado para sistemas de calefacción, que muchas veces puede invertirse en épocas de calor para que funcione como sistema de aire acondicionado.

Su esquema se visualiza en la figura 2.44. Sus componentes básicos son: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador.

Este sistema es un ciclo cerrado donde el fluido de trabajo es un refrigerante que durante el proceso cambia de fase.

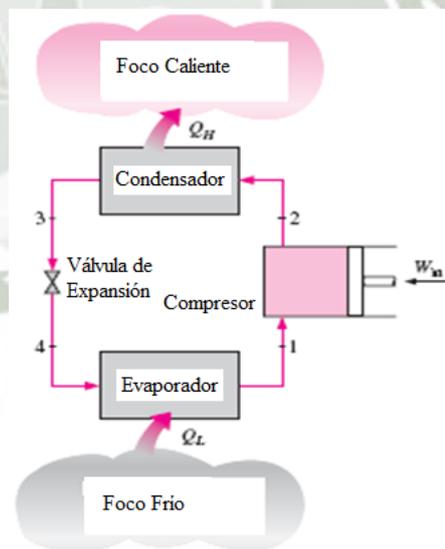


Fig. 2.44 Bomba de Calor

El refrigerante que se encuentra a una presión determinada, ingresa al evaporador a su temperatura de saturación y en forma bifásica.

En este dispositivo, absorbe el calor del ambiente frío (cold place) para poder cambiar a su estado gaseoso. Este vapor saturado ingresa al compresor, para que pueda aumentar su presión y temperatura. Luego, es llevado al condensador, donde se empieza a extraer calor del refrigerante hasta que llegue a su temperatura de saturación que le corresponde a la nueva presión y pueda ser condensado, hasta convertirse en líquido saturado. Todo el calor extraído en este proceso es cedido al ambiente caliente (warm place) que es el lugar al que se quiere mantener a cierta temperatura. Por último, este refrigerante en estado líquido debe ser llevado al evaporador, pero para ello debe disminuir su presión porque trabajan a presiones distintas, es esta la razón por la que se usa una válvula de expansión que llega a trabajar con un fluido bifásico, ya que muchas veces lo que ingresa al evaporador es una mezcla líquido-vapor con una calidad bastante pequeña.

Es importante mencionar que en este ciclo, el ambiente o foco frío se encuentra a una temperatura mayor que la del evaporador y el ambiente o foco caliente a una temperatura menor a la del condensador, para que pueda darse la transferencia de calor en dichos dispositivos.

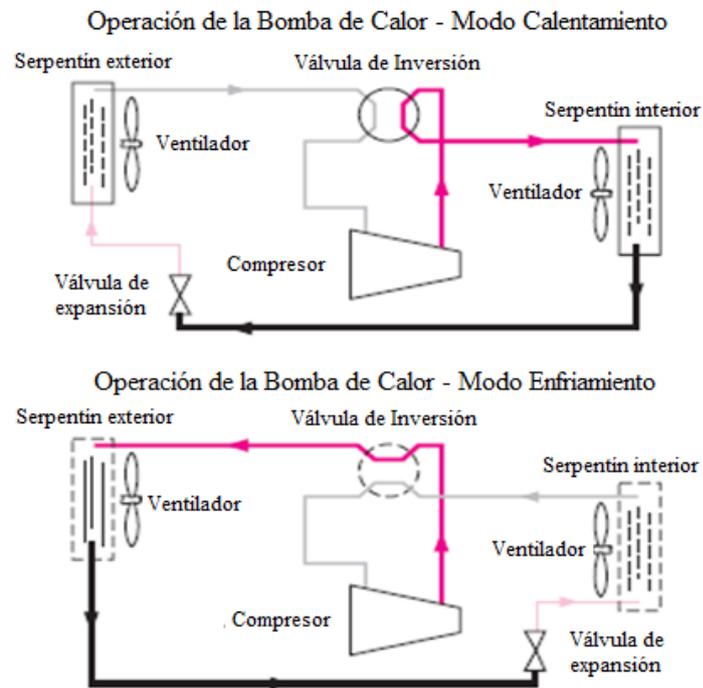


Fig. 2.45. Bomba de Calor con válvula de inversión

Se mencionó anteriormente que dicho sistema puede funcionar como uno de refrigeración, usando una válvula de inversión, como se muestra en la figura 2.45. Sin embargo, para usar la cogeneración, sólo serviría como calefacción, debido que al cogenerar sólo se puede extraer calor de una corriente caliente, es decir, que reemplazaría al foco frío. Por lo tanto, dicho foco puede ser reemplazado por una turbina de gas simple, turbina de vapor simple o por un motor alternativo.

Este tipo de sistema se utiliza más en Europa, donde existen muchas edificaciones y los climas son más fríos, por lo que se les hace más accesible contar con un motor alternativo que accione a un generador eléctrico para cubrir la demanda del edificio, y al mismo tiempo pueden contar con su sistema de calefacción, a partir

de la transferencia de calor de los productos de combustión expulsados por el motor.

Se podría deducir de ésta última aplicación, que la cogeneración no es compatible con algún sistema de enfriamiento. Sin embargo, esto es falso ya que si pueden juntarse: electricidad y refrigeración en un mismo sistema, y es el que se describe a continuación.

F. Sistema de Cogeneración con enfriamiento por absorción

El enfriamiento por absorción es la mejor alternativa para generar electricidad y al mismo tiempo refrigerar un ambiente. Tal vez algún día, en las ciudades con clima cálido en el Perú pueda ser aplicado para contrarrestar las altas temperaturas de verano. Su principio de funcionamiento es bastante similar a una bomba de calor, la diferencia radica en que el compresor es reemplazado por el sistema de absorción, que al mismo tiempo es el que contiene al sistema de cogeneración. Es importante indicar que también puede funcionar a partir de energía geotérmica o solar. Su esquema viene representado en la figura 2.46.

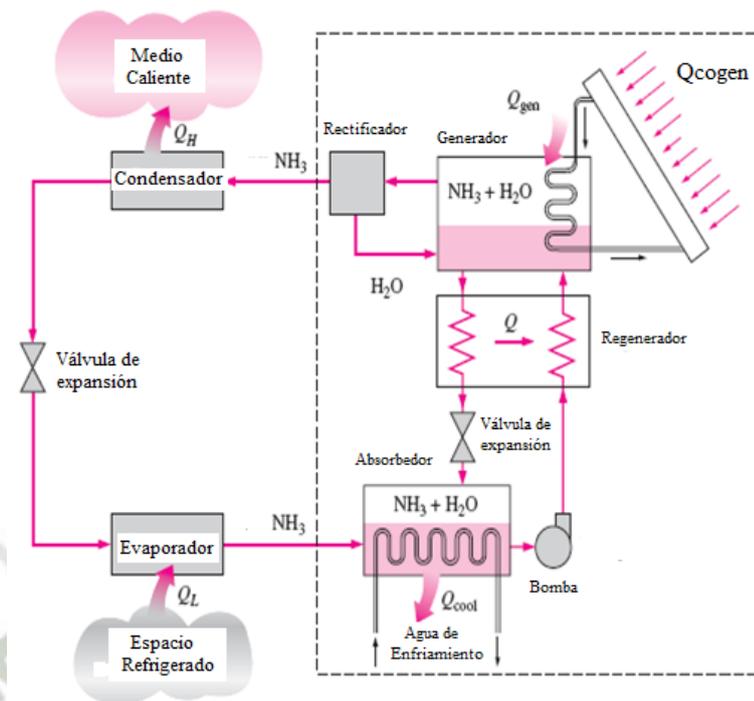


Fig. 2.46. Sistema de cogeneración con enfriamiento por absorción

El compresor ha sido sustituido por un mecanismo de absorción que consiste en el uso de un refrigerante y un medio de transporte. El sistema más utilizado es el de amoníaco-agua, donde el amoníaco (NH_3) cumple la función de refrigerante y el agua del transporte. El funcionamiento de los elementos es igual al de una bomba de calor, por lo que sólo se explicará el sistema de absorción.

El amoníaco, como vapor saturado a la salida del evaporador, ingresa al absorbedor donde es disuelto y reacciona químicamente con el agua para formar amoníaco hidratado: $NH_3 \cdot H_2O$. Dicha reacción al ser exotérmica liberará calor que puede servir para calentar corrientes de agua fría. La cantidad de amoníaco que se

disuelve en agua es inversamente proporcional a la temperatura, a la cual el absorbedor deberá ser enfriado para conseguir la mayor cantidad de amoníaco disuelto, y tener una solución líquida ($\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$) rica en amoníaco. Dicha solución es bombeada a un generador de amoníaco puro, es aquí donde recibe calor de una fuente externa, que en nuestro caso es un HRSG de un sistema de cogeneración, para evaporar parte de la solución. Dicho vapor, rico en amoníaco, pasa por un rectificador que separa el agua, regresándola al generador y enviando amoníaco puro al condensador. Existe, además, en el mecanismo de absorción, un regenerador, que tiene como función, que la solución pobre en amoníaco (residuo del generador) ceda calor a la rica en amoníaco, y luego pase por una válvula de estrangulación para alcanzar la presión del absorbedor e ingresar en él y combinarse con el agua. Esta aplicación también es conocida como sistemas accionados por calor, resultan ser más costosos que los sistemas de refrigeración convencionales, por su complejidad y mayor cantidad de dispositivos que ocuparán más espacio. Además, su eficiencia es menor, su mantenimiento es más complicado y requiere torres de enfriamiento más grandes para la corriente de agua fría del absorbedor.

A pesar de estas desventajas, es el sistema más viable que cogenere y proporcione un espacio refrigerado. Muchas fuentes indican que puede considerarse un sistema de trigeneración, si es que se

considera el calor cedido en el condensador y absorbedor, por lo que sería un tema excelente de investigación, en especial para zonas cálidas como las del norte del Perú.

2.3.4. Parámetros Característicos de Operación en plantas de Cogeneración

La literatura técnica proporciona una abundante variedad de criterios para la evaluación de la calidad termodinámica de un sistema de cogeneración.

El criterio más simple y común utilizado (aunque también el más aproximado) hace referencia a la Primera Ley de la Termodinámica, define la eficiencia η_I (también conocido como el factor de utilización de combustible o eficiencia total) como el ratio entre la suma total de los efectos útiles de la planta (energía eléctrica E y calor útil Q_U) y la energía liberada por el combustible E_c la cual por regla general debe ser calculada por el valor inferior del poder calorífico PCI.

$$\eta_I = \frac{E + Q_U}{E_c} = \eta_E + \eta_T$$

Donde los términos $\eta_e = E/E_c$ y $\eta_T = Q_U/E_c$ son la eficiencia eléctrica y térmica respectivamente del sistema de cogeneración.

Otro índice utilizado frecuentemente que hace hincapié en la producción de energía eléctrica mediante cogeneración es el Índice Eléctrico.

$$I_{ET} = \frac{E}{E + Q_U}$$

Que varía de 0 (para sistemas que producen solo calor) a 1 (para sistemas que producen solamente energía eléctrica). Sin embargo, hay algunas

desventajas para definir la eficiencia en base a la primera ley. Se deriva del hecho que se les atribuye el mismo peso a ambos (E y Q_u) cuando en realidad su importancia energética y económica son muy diferentes; sin embargo, no existe un criterio universalmente aceptado para atribuir el peso correcto de ambos términos; el termino termodinámicamente más adecuado sería la de convertir el termino Q_u en energía (energía eléctrica o trabajo mecánico) para este fin Q_u considerado disponible a una temperatura media T_Q se multiplica por la eficiencia de un ciclo reversible que tiene Q_u como el calor suministrado y un entorno con capacidad térmica infinita (convencionalmente asumido a una temperatura T_0). Bajo estas condiciones se define la eficiencia cogenerativa en base a la segunda ley como:

$$\eta_{II} = \frac{E + Q_u(1 - T_0/T_Q)}{E_c}$$

Que corresponde esencialmente a la eficiencia energética. Sin embargo, se debe tener en cuenta que el ratio T_0/T_Q tiene valores bastante bajos para el coeficiente que multiplica al calor de cogeneración, lo cual tiende a disminuir la eficiencia.

Probablemente el criterio más adecuado para describir la eficiencia cogenerativa de una planta consiste en la comparación de un sistema de cogeneración con una unidad correspondiente sin cogeneración proporcionando así una medida de los ahorros de combustible que ofrece la cogeneración en comparación con la generación separada de las mismas

cantidades de energía eléctrica y calor. El consumo de combustible $E_{c,s}$ con generación de E y Q por separado está dado por:

$$E_{c,s} = \frac{E}{\eta_{es}} + \frac{Q_U}{\eta_{ts}}$$

Donde $\eta_{e,s}$ y $\eta_{t,s}$ son la eficiencia eléctrica (por ejemplo, la eficiencia media del conjunto de plantas termoeléctricas que alimentan la red a la que el sistema de cogeneración está conectado, incluyendo pérdidas de transmisión y distribución) y la eficiencia térmica (por lo general se considera la eficiencia típica de un caldero). El índice de ahorro de energía primaria I_{PE} se define como:

$$I_{PE} = \frac{E_{c,s} - E_c}{E_{c,s}} = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_e}{\eta_{es}} + \frac{\eta_e}{\eta_{ts} \times I_{ET} / (1 - I_{ET})}}$$

Este índice es cero cuando $\eta_e = \eta_{e,s}$ y $I_{et}=1$, esto se da cuando el sistema solo produce energía eléctrica con una eficiencia igual al valor de referencia o cuando $I_{et}=0$ y $\eta_T = \eta_{e,s}$ el sistema produce solo calor con una eficiencia de $\eta_T = \eta_{e,s}$

El índice es positivo cuando $\eta_e > \eta_{e,s}$ esto pasa cuando la eficiencia eléctrica del sistema de cogeneración es mayor que el valor de referencia y/o cuando la contribución de la generación de calor $I_{et} < 1$, es capaz de compensar la baja eficiencia eléctrica.

Otra manera de comparar los sistemas de cogeneración con la generación eléctrica es considerar el rendimiento eléctrico equivalente, que calcula la energía eléctrica que puede ser generada a partir de la parte del combustible que queda después de restar el combustible hipotéticamente consumido

para producir Q_U en una caldera. Por lo tanto con lo descrito anteriormente tenemos:

$$\eta_{el,eq} = \frac{E}{(E_c - Q_U/\eta_{ts})} = \frac{\eta_e}{(1 - \eta_T/\eta_{ts})}$$

Cabe señalar que una eficiencia eléctrica equivalente por encima del valor de referencia $\eta_{e,s}$ denota ahorro de energía primaria, y por lo tanto un valor positivo de I_{PE} ; sin embargo, también puede suceder que valores muy altos de $\eta_{el,eq}$ ocasionen valores bajos de I_{PE} o viceversa, el primer caso indica sistemas con índices eléctricos bajos, lo que a pesar de sus altas eficiencias equivalentes producen una modesta cantidad de energía eléctrica; mientras que en el segundo caso se produce en las plantas con índices eléctricos de alta producción de grandes cantidades de energía eléctrica.

2.3.5. Evolución y tendencias actuales de Cogeneración

Las ventajas potenciales de cogeneración, tanto en términos de producción de energía y el respeto al medio ambiente son tales que sería deseable (y de hecho muchas normas legislativas lo imponen) que todos los planes para la construcción de nuevas plantas termoeléctricas incluyan un estudio previo de viabilidad técnico-económica de la recuperación de calor a baja temperatura a través de un proceso de cogeneración. En viceversa, cualquier aplicación que genere calor a baja temperatura debe ser también evaluada ante la posibilidad de generación de energía eléctrica en simultáneo. En realidad, la cogeneración no siempre es factible, tanto por razones técnicas (demandas de calor y electricidad separados en tiempo y/o

espacio, las dificultades para la acumulación y distribución de calor a través de largas distancias) y por razones económicas (competencia de grandes plantas termoeléctricas que tiene ventajas importantes en el uso de recursos energéticos más baratos) a lo que debe incluirse obstáculos legislativos y económicos en precios (asociados a las dificultades para conectar las plantas de cogeneración a la red eléctrica y al bajo valor de mercado atribuido a energía eléctrica exportada a la red).

Las plantas de cogeneración son potencialmente aplicables a un gran número de sectores: industrial, civil y terciario. El calor cogenerado, por ejemplo, puede ser utilizado para alimentar redes de calefacción (que por lo general utilizan el agua caliente como el fluido portador de calor típicamente a 120°C de ingreso y 60°C para el retorno) para suministrar calefacción doméstica y agua caliente a distritos y ciudades enteras. De hecho, estas aplicaciones son bastante comunes en el norte de Europa donde la “temporada de calefacción” es larga. Sin embargo, las aplicaciones más importantes y generalizadas de la cogeneración están en la industria. En las últimas décadas la cogeneración industrial se ha basado principalmente en los ciclos de vapor: en lugar de producir vapor (o agua caliente) en las condiciones requeridas por los procesos de producción (en su mayor parte a presiones relativamente modestas) generadores de vapor de alta temperatura y alta presión se han desarrollado para generar electricidad explotando la diferencia de presión del vapor entre la presión a salida de la caldera y la presión requerida por el proceso de producción. Tal estrategia se ha aplicado en muchos procesos industriales (por ejemplo,

en la industria textil, del papel, farmacéutica, petroquímica y química alimentarias, etc.) cuyos requerimientos de calor son elevados y generalmente constantes en el tiempo por alto número de horas a lo largo del año. Es importante recalcar que estos ciclos son cerrados, aunque en algunos casos pueden no serlo: si el vapor es entregado directamente de la turbina hacia el proceso industrial, el condensado puede ser totalmente retornado (ciclo cerrado) o no (ciclo abierto); si algún proceso específico requiere agua caliente, el ciclo de vapor es cerrado, que envuelve la presencia de un intercambiador.

En el enfoque más tradicional, el sistema está dimensionado y administrado de acuerdo con los requisitos de la aplicación térmica y la energía eléctrica producida por la cogeneración se utiliza, en su mayor parte, para satisfacer las necesidades del proceso industrial en sí. A menudo, esto ha hecho que las instalaciones de producción sean casi autosuficientes, haciendo difícilmente necesaria la importación de energía eléctrica de la red, generalmente solo para cubrir la demanda máxima y cualquier exceso de producción puede ser inyectado a la red de distribución de energía eléctrica. Además de las ventajas en términos de balance de energía y económicos, la cogeneración siempre ha ofrecido otros beneficios significativos, a menudo, estratégicamente importantes para muchos procesos productivos tales como la posibilidad de operar en forma aislada (es decir sin estar conectado a la red eléctrica), la inmunidad a apagones de la red y mejorar la calidad del servicio eléctrico.

En las últimas 02 décadas las plantas de cogeneración han experimentado una evolución significativa; aparte de las soluciones técnicas tradicionales; la cogeneración industrial se ha orientado cada vez más hacia soluciones de combustión interna basadas en impulsores alternativos para sistemas de pequeña escala (de 5 a 10 MW) mientras que para potencias de 20 a 50 MW la tendencia es hacia turbinas simple de recuperación de gas. Por último, una tendencia especialmente importante es la de los ciclos combinados (gas-vapor) a menudo llevados a cabo por repotenciación de centrales eléctricas de cogeneración ya existentes. Las razones subyacentes a esta última solución son las mismas que han promovido la adopción generalizada de plantas de ciclo combinado para generación de electricidad, ya sea: a) la amplia disponibilidad de gas natural a precios competitivos con respecto al diésel; b) avances en la tecnología en motores de combustión interna en términos de rendimiento costo y emisiones específicas; c) el gran potencial de ahorro energético y reducción de emisión de gases de efecto invernadero; d) una mayor conciencia ecológica que ha tendido a favorecer soluciones respetuosas con el medio ambiente. Puesto que las tecnologías de combustión interna en contraste con las de combustión externa se caracterizan por índices eléctricos muy elevados, en aplicaciones de cogeneración, la energía eléctrica producida excede en gran medida los requisitos del proceso productivo, por lo tanto la capacidad de transferir energía eléctrica (que puede representar una fracción significativa de la capacidad total) a la red de distribución a precios competitivos se convierte de importancia fundamental.

2.3.6. Ventajas y desventajas de la cogeneración

Se considera a la cogeneración como la producción conjunta de dos tipos distintos de energía, sin embargo en el presente trabajo, se empieza a considerarla únicamente como la producción de electricidad y luego de vapor, ya que será el sistema estudiado y el que más aplicación tiene en plantas industriales. Por este motivo, es muy frecuente usar las siglas CHP (Combined Heat and Power) para un sistema de cogeneración industrial.

Dentro de los aspectos positivos de cogenerar a nivel industrial se tiene:

- El uso de una sola fuente de energía para generar dos distintas, implica un ahorro económico para los propietarios, ya que sin sistema de cogeneración deberían gastar en combustible para generar vapor en las calderas y pagar por la electricidad consumida.
- Si se considera los sistemas de turbinas de gas y de vapor, se puede afirmar que la eficiencia del sistema aumenta considerablemente, porque la relación de salida deseada (electricidad y vapor) con entrada requerida (combustible) es mucho mayor que si se generara un solo tipo de energía. Además, el rendimiento termodinámico de los procesos también aumenta, en caso se utilice un ciclo combinado, ya que el trabajo mecánico es mayor respecto a un ciclo simple.
- Al generar una empresa su propia electricidad, tiene el beneficio de evitar los problemas que trae la transmisión y distribución eléctrica, como no tener las pérdidas por efecto joule y las caídas de tensión

que se suelen dar en las líneas de transmisión, aparte de no contar con compensadores que regulen los niveles de tensión.

- Otro aspecto importante se da en la conservación del medio ambiente, ya que un sistema de cogeneración reduce en gran medida la contaminación que producen los sistemas convencionales, ya que las emisiones de dióxido de carbono disminuyen entre 30 y 40%, ya que la temperatura de los gases de escape a la salida de las turbinas oscila entre 500 y 600°C, y con un proceso de cogeneración que implica generar vapor a partir de estos gases, las temperaturas se reducen hasta 300 o 400°C y al expulsarse a la atmósfera producen un impacto menor.
- Desde el punto de vista del uso eficiente de la energía, la cogeneración se convierte en una alternativa importante e innovadora para conservar los recursos energéticos ya que se está generando energías distintas a partir de una fuente única.
- La cogeneración también puede ser concebida como una alternativa de política energética para los países, ya que cada nación atraviesa una proliferación o aumento de demanda de electricidad por el crecimiento de población, por lo que se hace necesario contar con un mayor número de centrales generadoras de electricidad. De esta forma, si las industrias cogeneran disminuirían la necesidad de instalar nuevas centrales generadoras.
- En ciertos países, en su mayoría europeos, ante problemas energéticos optan por pagar primas a aquellas empresas que

cogeneren, por las razones antes mencionadas. De este modo, se puede tener un ingreso económico adicional para los cogeneradores.

- Una última ventaja que se puede mencionar como aspecto general es que cogenerar no es tan complicado, por lo que cualquiera puede acceder a convertirse en cogenerador, sin necesidad de tener una planta industrial, ya que se puede formar parte de la llamada generación distribuida.

La cogeneración se presenta como un proceso bastante favorable, sin embargo como todo sistema tiene algunos aspectos negativos, entre ellos se tiene:

- La implementación de un sistema de cogeneración tiene como primer obstáculo el costo de la inversión a realizar, ya que requiere de un número mayor de componentes.
- También se debe mencionar el diseño y sus criterios para cogenerar, así como el espacio requerido para componentes y el tiempo de instalación, ya que no siempre es inmediato, especialmente en plantas industriales donde se trata de grandes flujos y potencias.
- Al tener mayor número de componentes, se deberá implementar nuevos programas de mantenimiento y operación.
- En cuanto al aspecto eléctrico, se debe regular que los niveles de tensión sean los deseados y cuidar el factor de potencia de la planta, para no descuidar el rendimiento eléctrico.

Si se generalizan las desventajas, se podría resumir que el motivo para no cogenerar pasa por el tema económico, sin embargo es importante indicar que, por experiencia de plantas cogeneradoras, los gastos de inversión se compensan con los ahorros económicos mencionados en las ventajas, es decir que en un tiempo prudente se puede recuperar el dinero invertido; por lo que cogenerar se constituye en una alternativa muy viable, al ser las ventajas muy superiores en comparación con las desventajas.

2.3.7. Cogeneración en el contexto mundial

Cuando se trató la historia de la cogeneración, se mencionó que a partir de la primera crisis mundial de petróleo en 1973 empezaron a cobrar mayor importancia los sistemas de cogeneración, en especial aquel que utiliza un motor alternativo para la generación conjunta de potencia mecánica, que accione el alternador, y de vapor.

A principios de la década del 70, la cogeneración era vista como una alternativa eficiente, pero muy costosa, debido a la cantidad e instalación de equipos. Se empezó a trabajar en mejorar la eficiencia, reducir las dimensiones de los equipos, ampliar el rango de potencias, etc. De esta forma, continúan desarrollándose los sistemas de cogeneración hasta la actualidad, con el objetivo de ser más viables y beneficiosos para los cogeneradores.

Como la producción de vapor era para satisfacer únicamente necesidades propias, no existieron demasiados problemas para cogenerar en este aspecto. Sin embargo, para la producción de electricidad se empezaron a

presentar dificultades, ya que muchas veces lo generado por uno excedía su propia demanda y se tenía que recurrir a la venta de electricidad a la red nacional o a terceros. Por esta razón, empezaron a surgir ideas, organizaciones, leyes, etc. que se encargan de regular algunos aspectos de la cogeneración, cuidar el medio ambiente, preservar los recursos energéticos, etc.; que siguen vigentes hasta la fecha y que realmente no son obstáculos para cogenerar, sino herramientas de funcionamiento para ubicarla en un contexto mundial adecuado.

Los sistemas de regulación, empezaron en las décadas del 20 y 30 del siglo XX, con el desarrollo de la industria eléctrica y la expansión de sus líneas de transmisión. En Estados Unidos, por ejemplo a inicios de siglo se empezaron a formar sociedades económicas denominadas “Utility Holding Company”, que tenían el control de varias empresas del país. Por 1925, dieciséis de estos grupos controlaban el 80% del mercado eléctrico nacional, mientras que los 3 más importantes cerca del 50%. La clave para su éxito radicaba en que no habían ningún organismo que regule o verifique que estas empresas no cometan abusos contra los usuarios. El fin de dichos grupos financieros llegó con la depresión de 1929, que trajo abajo la bolsa de los Estados Unidos y llevó a la quiebra a la gran mayoría de ellos. Sin embargo, para que esta situación no se repita el congreso de ese país creó en 1935 una ley denominada “Public Utility Holding Company Act” (PUHCA) con el objetivo de regular las industrias de gas y eléctricas, y de prevenir los excesos de las empresas encargadas.

En Europa, los mecanismos de regulación fueron parecidos a lo explicado, y a eso le agregaron en la década del 50, dos tratados para empezar a cuidar los recursos energéticos del planeta:

- ✓ “European Coal and Steel Community” (ECSC), firmado en Paris en 1951.
- ✓ “European Atomic Energy Community” (EAEC o EURATOM), firmado en Roma en 1957.

Regresando a los Estados Unidos, a finales de los 60, un grupo de vecinos emprendedores de Nueva York, decidieron poner en marcha un molino de viento con el fin de generar energía eléctrica que redujera los costos que debía pagar por consumo a la “Consolidated Edison”, empresa más importante de distribución por esos tiempos. Aquel grupo seguía dependiendo de la generadora, sin embargo cuando el viento soplaba se dieron cuenta que podían abastecerse con su propia energía, y más aún que tenían un exceso de la misma, que decidieron vender a la empresa.

En un inicio, “Con Ed” se negó rotundamente a pagar dicho exceso de energía, y la consumía sin retribuir ningún beneficio económico. Ante esta situación, el grupo demandó a la empresa generadora, y ganó; lo que significó el nacimiento de una ley que es la remodelación del PUHCA, que hasta el día de hoy se denomina “Public Utility Regulated Policy Act” (PURPA).

La PURPA fue promulgada en 1978 y firmada por el presidente de Estados Unidos en ese tiempo: Jimmy Carter e implementada por “Federal Regulatory Commission” (FERC). Dicha acta defendía y difundía dos ideas:

primero permitir a generadores independientes, bajo ciertas restricciones, poder conectarse a una red eléctrica, ya sea nacional o de alguna empresa privada; y segundo permitir que industrias puedan comprar electricidad a los generadores independientes, llamados “Qualifying facilities” (QFs), a un precio justo y razonable.

Considerando el primer objetivo, para que la FERC considere a un sistema de cogeneración como un generador independiente, debe cumplir una eficiencia mínima estándar definida como:

Eficiencia

$$= \frac{(Energía Termica Producida)/2 + Energía Electrica Producida}{Energía del Combustible}$$

Esta eficiencia debe ser mayor a 42.5%, para que pueda conectarse a una red eléctrica.

En cuanto a su segundo fin, denominó al precio a pagar como “costo evitado”, ya que era el que las empresas en un inicio se negaban a pagar e indicó que debe seguir la siguiente ley: se debe pagar al generador independiente, lo mismo que uno hubiera gastado en combustible o en fuente primaria para generar la misma cantidad de potencia o energía comprada.

Lo ocurrido en Estados Unidos sentó las bases y criterios para el funcionamiento de una planta de cogeneración. Además, sirvió de ejemplo para otros países desarrollados como los europeos, Japón, China, Canadá, etc., que siguieron estos esquemas de regulación.

PURPA se mantiene hasta la actualidad, sin embargo ha tenido algunas reformulaciones o se han agregado algunas ideas, como considerar

categorías de generadores independientes estipuladas en “The Energy Policy Act” (EPAAct) de 1992. PURPA, para todo el mundo, significó el crecimiento de la industria de energía eléctrica, ya que generó la competencia, lo que provoca que se preocupen por mejorar sus eficiencias y por ende reducir los precios de electricidad. Además, promovió y defendió a aquellas personas que pueden depender directamente de una empresa generadora, pero que también puede generarse parte de su demanda.

En algunos países de Europa, a parte de sus mecanismos de regulación, han dispuesto pagar primas a aquellas empresas que cogeneren, tengan alta eficiencia, reduzcan la contaminación ambiental y promuevan el uso de recursos renovables como fuentes de energía. Este es el caso de España, Suecia, Noruega, Dinamarca, etc.

A nivel mundial, los sistemas de cogeneración también han sido promovidos por organismos o tratados que procuran preservar el medio ambiente, en especial en 1997 en la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático y el Protocolo de Kyoto donde nació el compromiso de promover la aplicación y difusión de tecnologías que reduzcan las emisiones de gases de efecto invernadero.

A continuación se citan algunos ejemplos de grandes plantas de cogeneración en el mundo, tanto de Estados Unidos, Europa y Asia. Así como también, algunos casos más cercanos a nuestro país.

- Grupo “Applied Energy Services” de Estados Unidos que cuenta con 3 plantas de cogeneración:

- i. La primera es un sistema de cogeneración con un motor diésel en Houston, Texas, que fue diseñado y construido por “Bechtel Power Corporation”. Entro en operación desde 1986 y su inversión fue de 280 millones de dólares. Produce 140 MW en electricidad y 15 toneladas de vapor por hora. La electricidad es vendida a “Houston Light and Power Company” y el vapor a la Refinería ARCO, que a su vez le suministra el petróleo para su funcionamiento.
 - ii. Otra unidad, es una planta de carbón comprada a ARCO en 1987 y restaurada por “Bechtel”. Su costo de inversión fue de 116 millones de dólares y está ubicada en Pensilvania. Genera 121 MW de energía eléctrica y 43 toneladas de vapor por hora. La electricidad es vendida a “West Penn Power” y el vapor a “ARCO Chemical”.
 - iii. Su tercera planta, es un sistema de cogeneración con turbina de gas, ubicada en California, diseñada y construida por “Brown Boveri Corporation”. Funciona desde 1988 y su inversión bordeó los 120 millones de dólares, genera 100 MW de electricidad que son vendidos a “Southern California Edison”. También produce 125 toneladas por hora de vapor suministrados a varios usuarios cercanos y productores de aceite.
- Otro grupo norteamericano encargado de sistemas de cogeneración más pequeños es “Thermo Electron Corporation”:

- i. Cuenta con un sistema de cogeneración con motor diesel en New Jersey. Genera 23 MW de electricidad y produce 72.6 toneladas de vapor por hora y 119 toneladas por hora de agua a 76°C. Cubre toda su demanda eléctrica y térmica para su planta química y el exceso de electricidad se vende a terceros. Funciona desde 1982 y ha alcanzado rendimientos de 85%.
- ii. Otro sistema de cogeneración está ubicado en Florida y trabaja con un ciclo combinado desde 1986. Produce 22 MW de energía eléctrica, además de una potencia equivalente de 18.3 MW de aire acondicionado y 1200 litros por minuto de agua caliente para sus necesidades térmicas. Su rendimiento es de 76%.
 - En Europa, en la ciudad sede de la Unión Europea, Bruselas, existe un sistema de cogeneración con turbina de vapor, en el que las autoridades de la ciudad utilizan la basura como combustible para generar el vapor necesario. El vapor es suministrado a la empresa que financia el proyecto, mientras que la electricidad viene utilizada por la empresa y usuarios cercanos. Además de cogenerar, tiene un sentido de cuidado ambiental.
 - En Eskilstuna, ciudad ubicada al oeste de Suecia, la empresa “Eskilstuna Energy & Miljo” propiedad de las autoridades de la ciudad, cuenta con un CHP con turbina de vapor y funciona a partir de biocombustibles. Produce electricidad, vapor, agua caliente y

refrigeración para gran parte de la población de la ciudad. Genera 38 MW de electricidad y 72 MW de capacidad calorífica.

- En Australia, la compañía maderera “Big River Timbers” ubicada al noroeste del país en la ciudad de Grafton, utiliza un sistema de cogeneración con turbina de vapor, que a partir de sus residuos producen 500 kW de electricidad para su consumo y suministran vapor para sistemas de calefacción y refrigeración cercanos. El sistema cogenerativo empezó su construcción en el 2000 y funciona desde el 2007.
- En Canadá, por el año 2003 sufrió uno de los apagones más grandes de su historia, produciendo grandes pérdidas económicas. Por esta razón, las autoridades de Ontario, provincia canadiense, emprendieron un proyecto para cuidar los recursos de su país y promover uso de energías renovables que consiste en 4 plantas de cogeneración. En la actualidad, sólo una está terminada, con el apoyo de la empresa “Ontario Realty Corporation” que consiste en un sistema con motor alternativo, a base de gas natural, y que produce 1060 kW de energía eléctrica, además de agua caliente y agua fría para sistemas de calefacción y refrigeración de la ciudad. Se prevé que en 7 u 8 años entrarán funcionamiento los otros 3 sistemas.

- En India, empiezan a utilizar sistemas de cogeneración con turbinas de gas en lugar de los motores alternativos, principalmente por su eficiencia y difusión. Usan los sistemas CCHP (“Combined Cooling, Heat and Power”) a base de gas natural. Un ejemplo de ello es la compañía “International Tech Park Bangalore” que genera 9 MW de electricidad, 7.5 MW de capacidad calorífica y 7.6 MW para sistemas de enfriamiento.
- La cogeneración también ha sido aplicada de manera satisfactoria en países vecinos, como es el caso de Ecuador, donde la Sociedad Agrícola e Industrial San Carlos o Ingenio de San Carlos, pioneros en la producción de azúcar en su país desde 1890, ha desarrollado un sistema de cogeneración con turbina de vapor a base de residuos de la caña de azúcar como combustible. Para este proyecto, se alió estratégicamente con Econergy-Brasil para financiar el sistema. La planta se ubica en la provincia de Guayas, a 62 km de la ciudad de Guayaquil y cogenera desde el año 2005, donde fue aceptada y es regulada por CENACE (Centro Nacional de Control de Energía) de Ecuador. Con su sistema de cogeneración, aumentó su capacidad de generación de 7 a 35 MW, lo cual, le permite satisfacer sus necesidades eléctricas y requerimientos de vapor para producción de azúcar. La energía eléctrica en exceso es vendida a la red eléctrica nacional, a las líneas de distribución que son propiedad de

la Empresa Eléctrica Milagro, siendo este ingenio la única planta de naturaleza no eléctrica en vender electricidad.

- En el Perú al igual que Ecuador, los sistemas de cogeneración a nivel industrial no están muy difundidos. Las plantas que mejor se prestan a esta alternativa son las azucareras, por sus altos requerimientos de vapor y electricidad. En este sector se puede mencionar a los siguientes ingenios: Empresa Agroindustrial Tumán S.A.A., ubicada en el departamento de Lambayeque y Agrícola del Chira, ubicada en el departamento de Piura, que cogeneran para sí mismos, es decir producen todo el vapor que requieren y parte de la electricidad, por lo que siguen dependiendo de la red nacional. En cuanto al segundo caso, que actualmente genera 12 MW, tiene proyectado aumentar su capacidad para vender su excedente de energía eléctrica.

2.4. CONTEXTO ENERGÉTICO PERUANO

El año 2010 se inauguró la planta de Licuefacción de Gas Natural de Melchorita, la primera de Sudamérica, que representó una inversión privada de US\$ 4 000 millones. El potencial de gas natural del Perú, del orden de los 40 Trillones de Pies Cúbicos, permite avizorar un crecimiento de la economía nacional con el desarrollo del Polo Energético del Sur, cuya principal fuente de energía será el gas transportado a través el Gaseoducto del Sur, que debe estar culminado el 2015, y en cuyo extremo se desarrollarían Centrales de Ciclo Combinado, proyectos

relacionados con la Petroquímica y otros proyectos que otorgarían un mayor valor agregado al gas natural con el consiguiente efecto en la generación de empleo.

Para garantizar el abastecimiento eléctrico del país, durante el periodo 2006 – 2011, han ingresado en operación 19 centrales de generación de electricidad con un total de 1 876 MW de capacidad, que significa un 39% de la máxima demanda actual, como resultado de una inversión de US\$ 1 957 millones en generación eléctrica.

Hasta 2016 se tiene previsto el ingreso al sistema eléctrico nacional de aproximadamente 4 163,1 MW, provenientes de una inversión estimada de US\$ 6 459,5 millones en nuevas centrales de generación. La crisis de abastecimiento del sistema eléctrico nacional, declarado en emergencia en junio del 2008, fue solucionada con medidas concretas de corto plazo, como la eliminación a través de medidas regulatorias, de la incertidumbre de la asignación de los costos marginales y contratos a empresas distribuidoras; y de largo plazo, como la contratación de la autopista eléctrica en 500 kV y la adjudicación de la Reserva Fría en el norte y sur del Perú, realizados por PROINVERSION por encargo del MEM, y que permitirán aumentar la seguridad el suministro eléctrico.

La Política Energética Nacional del Perú 2010 – 2040, aprobada en 2010, se sustenta en conceptos de desarrollo sostenible y en el marco jurídico nacional. Tiene como visión un sistema energético que satisfaga la demanda de energía de manera confiable, regular, continua y eficientemente, y como uno de sus objetivos una Matriz Energética diversificada, con énfasis en las fuentes renovables y la eficiencia energética. En el mes de febrero de 2010, y de acuerdo con las normas del Decreto Legislativo N° 1002, se realizó por primera vez una subasta para la

compra de energía proveniente de fuentes renovables (solar, eólica, biomasa y pequeñas hidroeléctricas), habiéndose adjudicado mediante licitación internacional 26 proyectos por un total de 429,4 MW, a precios competitivos.

En la búsqueda de generar una mayor eficiencia energética, que consiste en disminuir la cantidad de gases de efecto invernadero, causantes del cambio climático y mejorar la salud y la calidad de vida de hogares con escasos recursos, el Ministerio de Energía y Minas viene ejecutando desde 2009 los programas de Sustitución de Cocinas Domésticas a Kerosene por Cocinas a GLP y de Cocinas Tradicionales a Leña por Cocinas Mejoradas. Al mes de mayo de 2011 se tiene instalado un total de 26 265 cocinas mejoradas a leña en más de 1 190 centros poblados, ubicados en 44 distritos, en su gran mayoría comunidades pertenecientes al Programa Nacional de Apoyo Directo a los Más Pobres (JUNTOS). A mayo de 2011 se han entregado un total de 16 222 cocinas a GLP a familias pobres que habitan en zonas urbano marginales de los 24 departamentos del país y que están registradas en el Sistema de Focalización de Hogares que maneja el Ministerio de Economía y Finanzas².

Las perspectivas de las inversiones en el sector durante el periodo 2011 – 2016 son alentadoras, siempre dentro de los más altos estándares ambientales mundiales y con plena consulta de las comunidades involucradas.

2.4.1. Panorama General y Crecimiento Económico

Durante el periodo 2006 – 2010 el PBI creció en términos reales en 41% y a un ritmo promedio anual de 7,2% (el mayor registro desde el quinquenio

1961-1965) se obtuvo el grado de inversión por parte de las 3 principales calificadoras de riesgo, mientras que la pobreza se redujo de 44,5% el 2006 a cerca del 30%, el año 2010.

Estos resultados a nivel económico y social se ven reflejados en la mejora de la posición del Perú en distintos rankings internacionales. Por ejemplo, en el Ranking Doing Business (DB), elaborado por la Corporación Financiera Internacional (CFI), el Perú pasó del puesto 65, el año 2007, al 36, el año 2010, consolidándose como el país de Sudamérica con el mejor clima de negocios y el segundo en América Latina. Asimismo, en los últimos 5 años el Perú subió 24 puestos en el ranking de Índice de Desarrollo Humano (IDH), elaborado por las Naciones Unidas.

El sector Energía y Minas fue uno de los protagonistas más importantes del desempeño de la economía peruana. Durante el periodo 2006 – 2010 los sectores minería e hidrocarburos llegaron a representar hasta el 70% del total de exportaciones a nivel nacional y a participar hasta con el 55% del total de la recaudación por concepto de Impuesto a la Renta de Tercera Categoría, en 2007.

La balanza comercial de hidrocarburos se aproxima al superávit (en US\$) gracias a la exportación de Gas Natural Licuefactado (GNL), que comenzó, en junio del 2010, con la puesta en operación de la Planta de Licuefacción de Perú LNG. Durante 2010, PERÚ-PETRO adjudicó 14 nuevos contratos para la Exploración y Explotación de Hidrocarburos a lo largo del país, los que se encuentran en trámite para su suscripción.

A consecuencia del fuerte impulso fiscal, como respuesta de las economías desarrolladas a la crisis internacional de los años 2008 y 2009, existe un exceso de liquidez en los mercados financieros internacionales que los inversionistas han volcado a los mercados de materias primas, favoreciendo el precio de los metales. Este aumento de las posiciones en materias primas resultará cada vez más favorable a la economía nacional en la medida que la demanda de metales se vaya reactivando a nivel mundial y las inversiones realizadas en los últimos años permitan suplir esta demanda.

Se han realizado las inversiones en energía necesarias para satisfacer la demanda nacional de manera segura, oportuna, sostenible y eficiente. Para garantizar el abastecimiento eléctrico del país, durante el periodo 2006 – 2011, han ingresado en operación 19 centrales de generación de electricidad con un total de 1 876 MW de capacidad, lo que significa un 39% de la máxima demanda actual, como resultado de una inversión de US\$ 1 957 millones en generación eléctrica. Entre los proyectos que entraron en operación durante este periodo destacan: C.H. Platanal (217,38 MW), construida por CELEPSA, se encuentra ubicada en Yauyos, Región Lima, y se inauguró en abril del 2010. Su construcción demandó una inversión de US\$ 350 millones. Central Térmica Kallpa – 3ra Unidad a Gas Natural (198 MW), construida por Kallpa Generación, se encuentra ubicada en Chilca, Región Lima, y se inauguró en marzo del 2010. Su construcción demandó una inversión de US\$ 100 millones.

Durante 2006 - 2011, han ingresado en operación 571 km de Líneas de Transmisión en 138 kV, 439 km de L.T. en 220 kV y la primera L.T. en 500 kV puesta en operación en Perú, de 94 km de longitud, que enlaza las subestaciones de Chilca y Carabayllo de 550/220 kV. El monto total de las inversiones en la actividad de transmisión ascendió a US\$ 717 millones.

El Sistema Eléctrico en Extra Alta Tensión, en 500 kV, unirá Perú de extremo a extremo, desde Chiclayo, en el norte, hasta Moquegua, en el sur, con lo cual la confiabilidad del sistema estará garantizada. Durante el período agosto 2006 – marzo 2011 se ha ejecutado una inversión de más de S/. 1 800 millones en proyectos de electrificación rural, lo que ha permitido concluir 1 270 obras, electrificando a 10 136 localidades y beneficiando a una población de 2,8 millones de habitantes, logrando así una cobertura eléctrica del orden del 82,7%.³

Durante los últimos años Perú se ha ubicado constantemente entre los países latinoamericanos con las mejores cifras macroeconómicas. La fortaleza de la economía nacional se vio reflejada en la última crisis mundial: la desaceleración fue menos profunda y la recuperación más vigorosa que la de sus pares latinoamericanos. La crisis no dejó daños permanentes sobre la economía peruana: las empresas se mantuvieron sólidas y no hubo destrucción de empleos. Un tema sobre el tapete en estos últimos años ha sido la posibilidad de exportar energía eléctrica a países vecinos. No faltan recursos: sólo en generación hidráulica existe un potencial de 58 937 MW técnicamente aprovechables. La línea de transmisión en 500 kV, que se viene

construyendo, permitirá contemplar en un futuro cercano la integración eléctrica con nuestros países vecinos. Con Brasil, por ejemplo, ya existe un acuerdo marco (no hay todavía proyectos concretos), que establece reglas generales que incentivan la construcción de centrales hidroeléctricas y líneas para atender prioritariamente al Perú y vender el excedente al Brasil. Este acuerdo tiene que ser ratificado necesariamente por el Congreso de la República para entrar en vigor.

La integración energética es una tendencia mundial que va de la mano con la globalización de los mercados y las economías. Según un Estudio sobre la Integración Energética Regional en América Latina y el Caribe, conducido por el Consejo Mundial de la Energía, la integración de los sistemas energéticos regionales reducirá los precios de la energía, aumentará la fiabilidad del sistema y proveerá un fuerte pilar de soporte para una integración más profunda de América Latina a la economía global.

2.4.2. Matriz Energética Peruana

Participación por fuentes¹

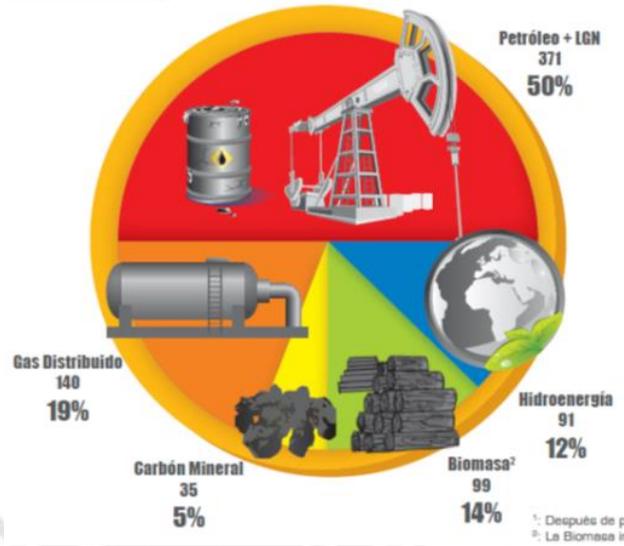


Fig. 2.47 Matriz Energética del Perú – Participación por fuentes

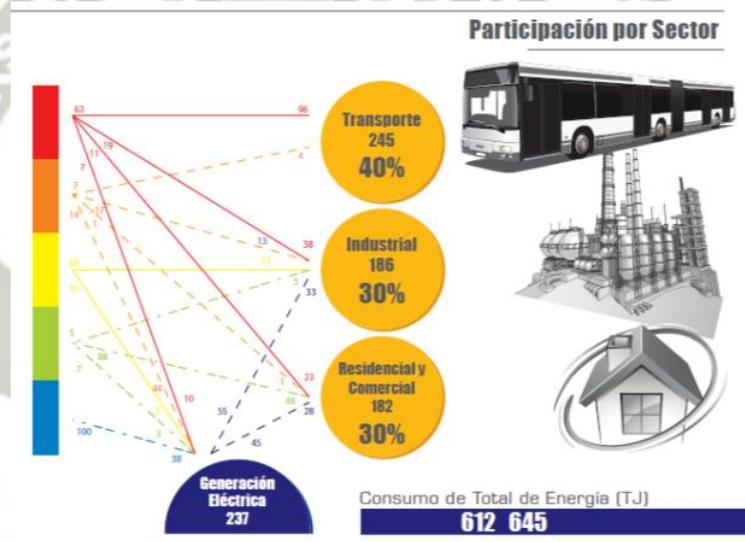


Fig. 2.48 Matriz Energética del Perú – Participación por sectores

2.4.3. Generación Eléctrica en el Perú

A. A nivel Nacional

La energía total generada a nivel nacional el año 2010 alcanzó los 35 736 GWh, 8,5% superior al mismo periodo en 2009. La generación de las unidades que despachan en el Sistema Eléctrico Interconectado

Nacional (SEIN) fue 32 864,5 GWh, y 2 871,5 GWh se generaron en centrales de sistemas aislados y generadores de uso propio.

La energía generada a nivel nacional, al primer trimestre de 2011, alcanzó 9 445 GWh y aumentó 8,1% respecto al mismo trimestre de 2010.

B. Sistema Eléctrico Interconectado Nacional

Sobre la generación de las unidades que despachan en el SEIN, 32 864,5 GWh, representan el 92,0% del total nacional; de los cuales 32 426,8 GWh se produjeron en centrales de empresas integrantes del Comité de Operación Económica del Sistema (COES – SINAC). La energía producida por las Centrales integrantes del COES fue 8,8% superior al año 2009.

Al cierre del primer trimestre de 2011, la Central Hidroeléctrica Purmacana (1,9 MW) comenzó a despachar energía al SEIN y forma parte de los proyectos comprometidos en la 1° Subasta de Energías Renovables, efectuada en febrero del año 2010.

C. Oferta – Demanda

La potencia instalada de generación a nivel nacional, en 2010, se incrementó en 647 MW respecto al año 2009, mediante la puesta en marcha de las siguientes centrales:

Central	Potencia	Empresa
Central Hidroeléctrica Platanal	217 MW	CELEPSA
Central Térmica Kallpa – 3ra. Unidad gas natural	198 MW	KALLPA GENERACIÓN
Central Térmica Las Flores	198 MW	DUKE ENERGY EGENOR
Central Hidroeléctrica Roncador	4 MW	MAJA ENERGÍA
Central Hidroeléctrica Poechos II	10 MW	SINERSA
Central Térmica Paramonga I	20 MW	AIPSA

Tabla N°2.2. Nuevas Centrales en el Perú

Mollendo), de EGASA (73,2 MW) con dos turbinas a gas natural, y la CT Independencia (ex CT Calana) de EGESUR (22,9 MW), con la conversión de cuatro grupos electrógenos. Dichas unidades fueron trasladadas durante 2009 desde Arequipa y Tacna para ser reubicadas en Pisco, (Ica).

D. Demanda

En 2010, la demanda máxima del SEIN a nivel generación fue de 4 579 MW, 5,9% superior a la demanda máxima de 2009. Los usuarios ascendieron a 5,2 millones, un crecimiento de 6,1% con relación a 2009. Las ventas de energía ascendieron a 29 498,5 GWh, 8,2% más que en el periodo similar de 2009.

Al primer trimestre de 2011, la máxima demanda del SEIN ascendió a 4 715 MW; 5,9% mayor a lo registrado en el mismo periodo del año anterior. En dicho periodo la venta de energía eléctrica a clientes

finales fue de 7 752 GWh, y tuvo un incremento de 8,2% con relación al mismo periodo del año anterior.

E. Inversiones 2006 – 2011

Durante el periodo 2006 – 2010, las inversiones en electricidad sumaron US\$ 4 516 millones, 46% en Generación, 16% en Transmisión, 24% en Distribución, y 14% en Electrificación Rural.

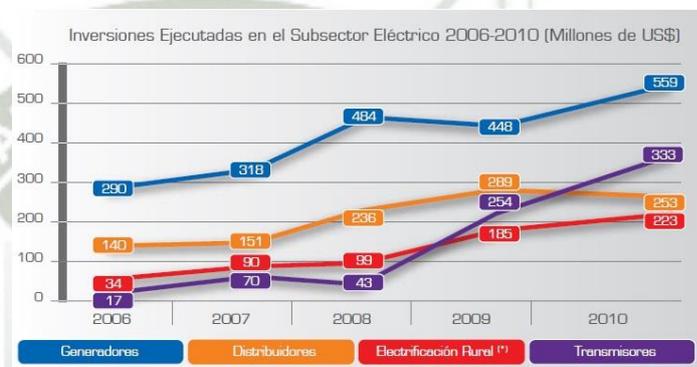


Fig. 2.49 Inversiones Ejecutadas en el Subsector Eléctrico (MM de US\$)

Las inversiones efectuadas en el primer trimestre de 2011 ascienden a US\$ 270 millones en el subsector eléctrico, 5,5% superior al monto ejecutado en el subsector eléctrico al primer trimestre de 2010; de este monto US\$ 98 millones fueron ejecutados por las generadoras ENERSUR y Kallpa Generación S.A., y US\$ 38 millones por la transmisora Consorcio Transmantaro.

2.4.4. Hechos Relevantes en el contexto Energético – Generación

En los últimos 15 años, la producción eléctrica nacional se incrementó en 18 884,9 GWh a una tasa media anual de 5,5%. La generación de origen térmico se incrementó en 11 771,1 GWh a una tasa media anual de 10,4%.

Por otro lado, la producción hidroeléctrica creció en 7 113,8 GWh a una tasa media anual de 3,2%.

Durante el periodo julio 2006 – junio 2011 han ingresado en operación 19 centrales de generación de electricidad con un total de 1 876 MW de capacidad, lo que significa un 39% de la máxima demanda actual, y ha permitido garantizar el abastecimiento eléctrico del país.

Entre estas centrales destacan por su mayor capacidad las siguientes:

- Centrales Térmicas a gas natural:

Kallpa de 565,77 MW

Chilca de 540,36 MW

Santa Rosa TG8 de 193,18 MW

- Central Hidroeléctrica:

Platanal de 217,38 MW

Durante ese mismo periodo se ha reportado una inversión en el sector generación ascendente a US\$ 1 957 millones.

2.4.5. Hidrocarburos

A. Mercado Nacional

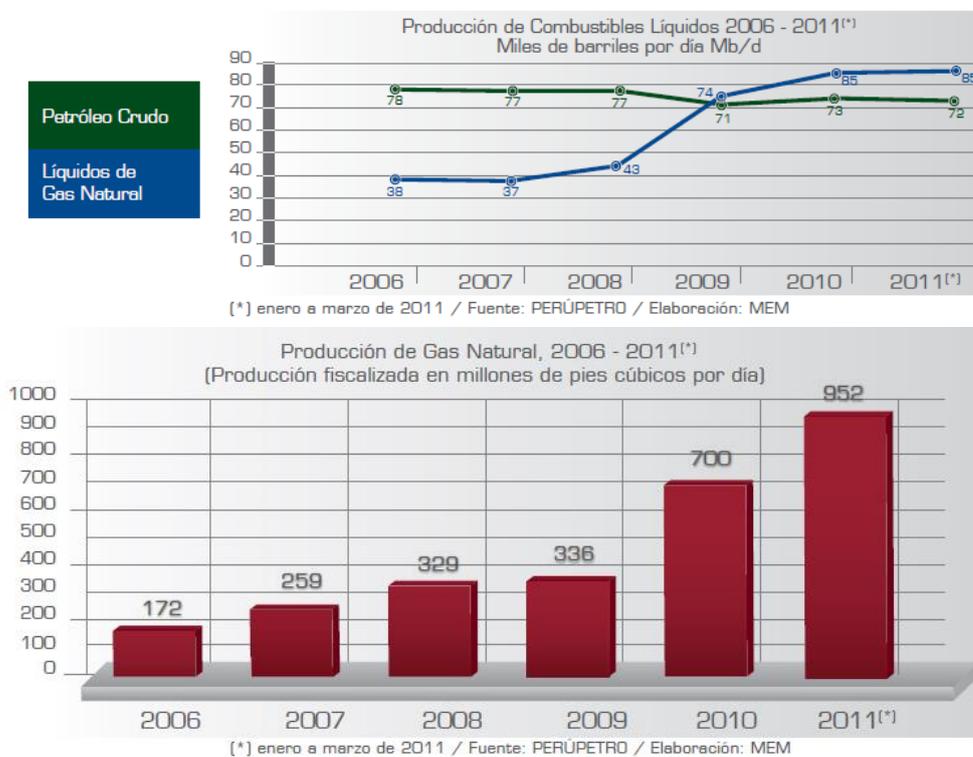


Fig. 2.50 Producción de Combustibles Líquidos 2006 – 2011
(Miles de barriles por día Mb/d)

Combustibles Líquidos (**)	2006	2007	2008	2009	2010	2011
GLP (***)	25	25	29	42	47	46
Gasolinas Natural	25	25	29	38	39	39
Gasolinas Motor	20	22	22	25	29	29
Kerosene	3	2	2	1	0,2	0
Turbo	10	11	13	13	15	17
Diesel	48	52	54	64	85	86
Residuales	40	40	38	35	38	41
Otros	4	5	2	40	36	41
Total	175	182	189	258	289	299

Tabla N° 2.3 Evolución de combustibles líquidos 2006-2011

B. Evolución de Precios en el año 2010 y 2011

	GLP(**)	G-97	G-95	G-90	G-84	KEROSENE	DIESEL B2	PI.6	PI.500
Ene - 10	3,32	6,17	6,13	5,41	4,90	5,97	5,97	4,77	4,75
Feb - 10	3,32	6,17	6,13	5,41	4,90	-	5,97	4,77	4,75
Mar - 10	3,32	6,17	6,13	5,41	4,90	-	5,97	4,77	4,75
Abr - 10	3,36	6,92	6,85	5,98	5,42	-	6,57	5,14	5,12
May - 10	3,36	6,92	6,85	5,98	5,42	-	6,57	5,14	5,12
Jun - 10	3,44	6,67	6,57	6,13	5,81	-	6,50	4,91	4,85
Jul - 10	3,44	6,67	6,57	6,13	5,81	-	6,50	4,91	4,85
Ago -10	3,53	6,34	6,26	5,96	5,70	-	6,47	5,06	4,98
Sep - 10	3,53	6,34	6,26	5,96	5,70	-	6,47	5,06	4,98
Oct - 10	3,61	6,89	6,79	6,40	6,04	-	6,92	5,32	5,30
Nov -10	3,61	6,89	6,79	6,40	6,04	-	6,92	5,32	5,22
Dic - 10	3,69	7,47	7,35	6,86	6,64	-	7,45	5,61	5,51
Ene - 11	3,69	7,47	7,35	6,86	6,64	-	7,45	5,61	5,51
Feb - 11	3,69	7,47	7,35	6,86	6,64	-	7,45	5,61	5,51
Mar - 11	3,69	7,47	7,35	6,86	6,64	-	7,45	5,61	5,51

**Tabla N°2.4 Evolución de precios (S/.) en el año 2010 Y 2011
Precios netos de combustibles**

C. Reservas 2006 – 2010

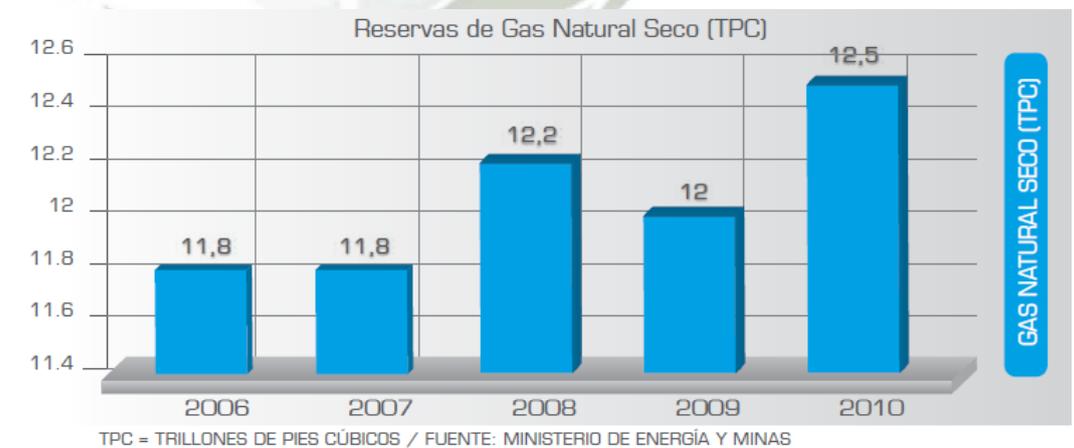
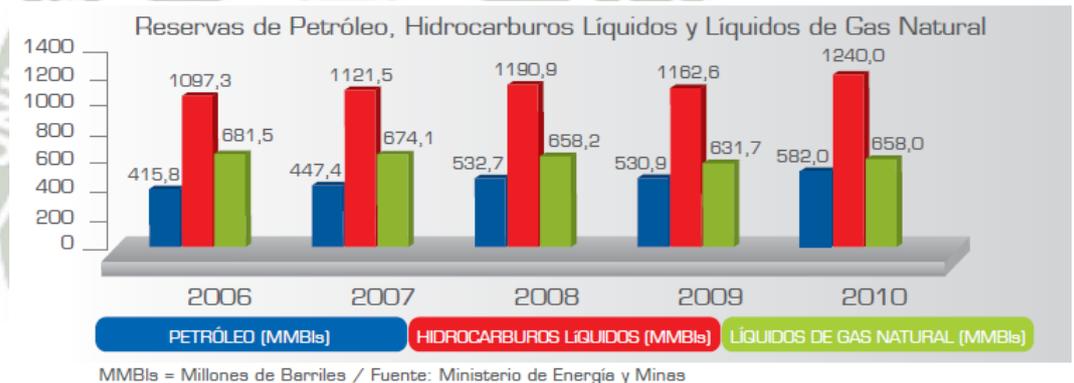


Fig. 2.51 Reservas de Petróleo, hidrocarburos líquidos y líquidos de gas natural

D. Hechos Relevantes

Hasta el año 2006 el número de Contratos Vigentes ascendía a 61. A la fecha se cuenta con 84 contratos de licencia vigentes en el país, 20 contratos en etapa de explotación y 64 en etapa de exploración.

Cabe indicar que en el periodo julio 2006 – junio 2011 ingresaron a etapa de explotación el Lote 67, en el año 2007, y el Lote Z-6, en marzo de 2011.

Se espera superar este año los 100 contratos como consecuencia del proceso de selección de 14 lotes que realizó PERUPETRO el año pasado.

Durante el periodo enero 2006 – abril 2011 los Contratos que se encuentran en la fase de Exploración invirtieron US\$ 1 952 millones, y los Contratos en Explotación invirtieron US\$ 4 089 millones.

Durante el periodo enero 2006 – marzo 2011 los Ingresos al Fisco por Regalías y Ventas de Hidrocarburos ascendieron a US\$ 5 581 millones.

El año 2010 se recaudaron US\$ 1 391 millones, mientras que en el año 2006 la recaudación fue de US\$ 733 millones.

Respecto a la distribución del Canon y Sobre canon por los Hidrocarburos producidos, petróleo y gas, durante el periodo enero 2006 – marzo 2011 se transfirieron 7 524,6 millones de Nuevos Soles a las regiones, siendo el Cusco la región más beneficiada con 3 565,7 millones de Nuevos Soles; es decir, recibió el 47,4% del monto total trasferido por Canon Gasífero. El año 2006 de distribuyeron 1 110,4 millones de Nuevos Soles por Canon Gasífero y Petrolero, mientras que en 2010 se transfirieron 1 898,3 millones de Nuevos soles, entre ellas a Tumbes, Piura, Ucayali, Puerto Inca (Provincia de Huánuco), Loreto y Cusco.

En 2006 se efectuó la perforación de 78 pozos de desarrollo, mientras que en 2010 se perforaron 214.

Este importante crecimiento de la actividad ha permitido evitar una declinación de la producción de petróleo en los campos en explotación. Asimismo, se perforaron 3 pozos confirmatorios y 6 pozos exploratorios durante 2010.

El año 2006 se registraron 30 km de Prospección Sísmica 2D y 1 549,7 km² de Prospección Sísmica 3D; el año 2010 se registraron 7 405,5 km de Sísmica 2D y 4 270,6 km² de Sísmica 3D. Esta mayor actividad exploratoria deberá reflejarse en los próximos años en nuevos descubrimientos de hidrocarburos y con el respectivo impacto positivo en la producción de petróleo y gas natural.

2.5. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA PLANTA INDUSTRIAL

AZUCARERA

2.5.1. Descripción del Proceso de Producción de Azúcar

La caña cosechada en el campo es transportada hacia la planta. Una vez pesada esta se distribuye hacia los trapiches o tándem de molinos. Lo primero que se realiza es un lavado con agua para retirarles algo de la tierra y la suciedad que traen del campo. Luego la caña pasa por una primera picadora, que tiene por objeto desmenuzar la caña. Posteriormente pasa por una segunda picadora para completar el desmenuzamiento de la caña. Mientras más desmenuzada esté la caña se logrará un mejor trabajo de extracción en los molinos y se mejorará el rendimiento. Durante este

proceso sólo se realiza una fragmentación de la caña pero sin extraerle el jugo, pues no hay acción de compresión.

La caña desmenuzada es transportada a través de un conductor hacia los molinos para proceder, por compresión, a extraer el jugo contenido en la caña. El jugo que se extrae de cada molino cae hacia un tanque, llamado comúnmente "tanque de jugo mezclado". Este jugo mezclado es un jugo sucio pues contiene tierra, arena, residuos de caña y otras impurezas por lo que debe ser clarificado para poder ser utilizado en el proceso.

DESINFECCIÓN DEL JUGO

La desinfección es realizada en las llamadas columnas de sulfitación, que son equipos que trabajan en contracorriente, ingresando el jugo mezclado por la parte superior y alimentando anhídrido sulfuroso por la parte inferior. Al entrar en contacto el anhídrido con el jugo se produce la desinfección, destruyéndose los agentes patógenos, bacterias y microbios que pudiesen estar presentes en el jugo.

Simultáneamente la sulfitación reduce las sales férricas (color pardo) presentes a sales ferrosas (color rojo claro), realizándose por tanto una acción de blanqueo del jugo. Durante esta etapa del proceso se produce un incremento en la acidez del jugo tratado. Como en medio acuoso ácido se produce una reacción de inversión de la sacarosa es imprescindible proceder inmediatamente a neutralizar el jugo hasta obtener un pH entre 6.8 y 7.0 para la producción de azúcar blanco. Esto se realiza agregando

lechada de cal o sacarato de calcio. Al jugo así neutralizado, se le denomina "jugo alcalizado".

CLARIFICACIÓN DEL JUGO

Una vez que se ha desinfectado el jugo se procede a separar la tierra, arena y demás impurezas sólidas presentes en el jugo. Esto se realiza mediante sedimentación. La precipitación de las impurezas sólidas es más eficiente si es realizada en caliente por ello se calienta el jugo alcalizado hasta una temperatura no mayor a 230 ° F, pues por encima de esta temperatura se produce la destrucción de la molécula de sacarosa y simultáneamente una reacción irreversible de oscurecimiento del jugo que originaría unos cristales de azúcar (sacarosa) de alta coloración.

Luego del calentamiento se agrega floculante para agrupar en forma de flóculos las impurezas sólidas presentes, que al ser más pesadas que el jugo tienden a sedimentar. Algo similar pero más rápido a lo que se produce cuando se deja agua sucia de río en un vaso y se observa que la tierra va precipitándose poco a poco hacia el fondo. La separación de los sólidos suspendidos se realiza en equipos llamados clarificadores, obteniéndose por la parte superior un jugo limpio y brillante, llamado "jugo clarificado" y por el fondo del equipo un lodo que contiene todas las impurezas sólidas (tierra, arena, residuos de cal y residuos de floculante). A este lodo se lo denomina "cachaza".

FILTRACIÓN DE LA CACHAZA

La cachaza por haber estado en contacto con el jugo es un lodo que contiene de jugo, el cual debe ser recuperado. Esto se realiza en filtros rotativos al vacío obteniéndose:

- a) una torta sólida de cachaza, que por tener presencia de elementos nutrientes es utilizada para enriquecer las aguas de riego de los cultivos de caña, y
- b) un jugo sucio llamado "jugo filtrado", que es alimentado al clarificador de jugo filtrado para separarle las impurezas sólidas presentes y obtener un jugo que pueda ser recirculado al proceso. Las impurezas sólidas separadas del jugo filtrado clarificado son enviadas al tanque de cachaza.

Durante el proceso de filtración se alimenta agua condensada a presión para realizar un lavado de la torta de cachaza y facilitar la extracción de la sacarosa presente.

EVAPORACIÓN DEL JUGO CLARIFICADO

El jugo clarificado pasa luego a la sección evaporación para eliminar gran parte del agua presente en el jugo. El jugo clarificado posee aproximadamente un 82-87 % de agua, por efecto del trabajo de los evaporadores de múltiple efecto se logra reducir el contenido de agua al 33-40 % (60-67 °Brix), denominándose "meladura" al jugo concentrado que sale de los evaporadores.

CRISTALIZACIÓN Y CENTRIFUGACIÓN

La presencia de sólidos insolubles en la meladura representa un problema no deseado, razón por la cual la meladura es alimentada a un equipo de

clarificación por flotación para minimizar este riesgo y obtener una meladura más clara que se constituya en un material que aporte significativamente a la consecución de un azúcar de buena calidad.

Para lograr la formación de los cristales de azúcar (sacarosa) se requiere eliminar el agua presente en la meladura, esto se realiza durante la cocción de las templeas en equipos llamados “tachos”, que no son otra cosa que evaporadores de simple efecto que trabajan al vacío. En un sistema de tres templeas se producen tres tipos de masas cocidas o templeas: las "A", las "B" y las "C". Las templeas A son las de azúcar comercial y las otras son materiales para procesos internos que permiten obtener finalmente el azúcar comercial.

Para obtener las templeas C se alimenta una cierta cantidad de semilla (azúcar impalpable) de una determinada granulometría a un tacho, luego se alimenta miel A y se somete a evaporación, alimentándose continuamente miel A hasta completar el volumen del tacho. Luego se realizan una serie de pases o cortes a semilleros para finalmente alimentar al tacho miel B y concentrar hasta 96 ° Brix.

Al llegar a esta concentración se descarga la templa o masa cocida (que es una mezcla de miel y cristales de sacarosa) hacia los cristalizadores para terminar el proceso de “agotamiento” de las mieles. Para lograr la separación de los cristales presentes en la templa se emplean las centrífugas de tercera, equipos que permiten separar la miel de los cristales presentes en las templeas. Los cristales separados son llamados "azúcar C" y la miel separada "miel C, miel final o melaza". Al azúcar C se adiciona agua

acompañada de agitación hasta formar una masa de 93 ° Brix este material recibe el nombre de magma de tercera y es utilizado como semilla para la preparación de templeas de segunda. Para obtener las templeas B se alimenta una cierta cantidad de magma de azúcar de tercera a un tacho, luego se alimenta miel A y se somete a evaporación, hasta que la masa elaborada contenga aproximadamente 94-96 ° Brix.

Al llegar a esta concentración se descarga la templa o masa cocida hacia los cristalizadores para terminar de agotar las mieles. Para lograr la separación de los cristales de las mieles se emplean las centrífugas de segunda. Los cristales separados son llamados "azúcar B" y la miel separada "miel B". El azúcar B es mezclado con una pequeña cantidad de agua para elaborar una papilla llamada "magma", la cual es bombeada al piso de tachos para ser empleada en la elaboración de las templeas A.

Si hay exceso de magma se procede a disolver el azúcar de segunda para obtener un "diluido de segunda", el que es bombeado a los tachos. Para elaborar las templeas A se alimenta al tacho cierta cantidad de magma, luego se agrega meladura y se concentra la masa hasta obtener 92-93 °Brix. Al llegar a esta concentración se descarga la templa o masa cocida hacia los cristalizadores para darle agitación a las templeas e impedir que se endurezcan demasiado. Para lograr la separación de los cristales presentes en la templa se emplean centrífugas de primera. Los cristales separados son denominados "azúcar A", que es el azúcar comercial, y la miel separada es llamada "miel A".

SECADO Y ENVASADO

Una vez descargado de las centrífugas se procede al secado del azúcar "A" empleando una secadora rotativa al vacío. La humedad máxima permitida en el azúcar debe ser 0.075 %. El azúcar seco es conducido hacia las tolvas de almacenamiento para su posterior envasado en sacos. Una vez envasado el producto se debe controlar el peso de los sacos para comprobar que se cumpla con la norma de 50 kg de peso neto de azúcar por saco, luego se transportan los sacos hacia la Bodega para su posterior distribución.

Todo el proceso se resume en el siguiente esquema

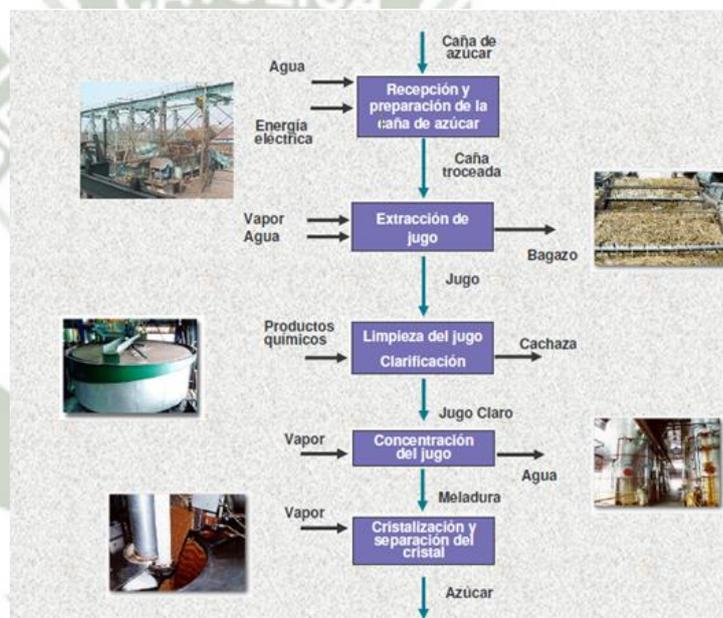


Fig. 2.52 Esquema General de Producción de Azúcar

2.5.2. Datos Generales de la planta

La planta azucarera en estudio se encuentra ubicada en el Distrito de Paracas, Provincia de Pisco, Departamento de Ica, aproximadamente a 245 km. al sur de Lima.

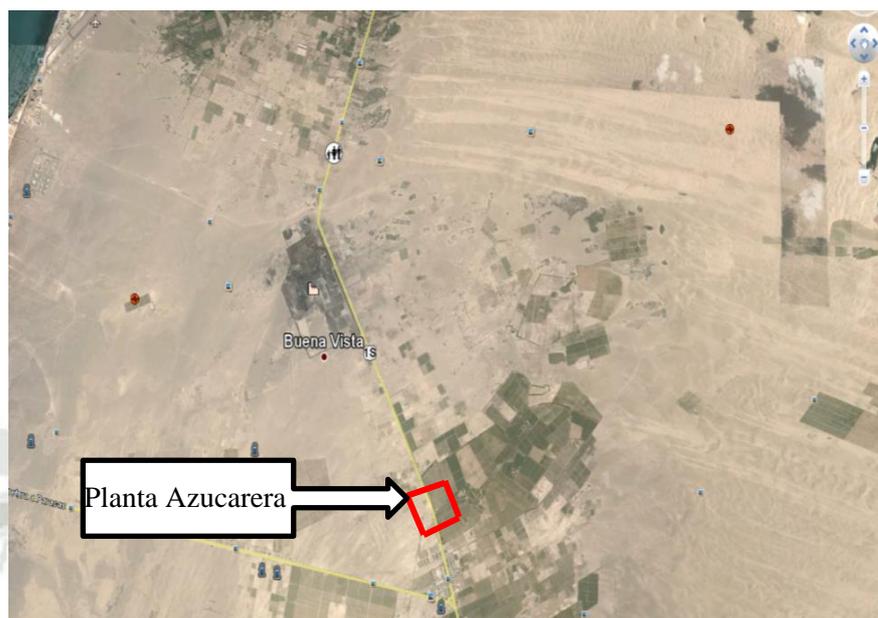


Fig. 2.53 Ubicación Geografica de la Planta

La planta tiene una capacidad de 200 ton/h. En julio del 2010 la compañía tenía 2500 empleados directos e indirectos y 11437 Ha de cultivación. Adicionalmente compraba de cultivadores privados (alrededor de 2000 ha) caña de azúcar para poder cumplir con la producción. La Fig. 2.54 muestran una vista general de la planta durante el año 2010. El transporte de caña transportada a la planta se realizaba mediante camiones privados. El promedio de rendimiento era de 114 toneladas de caña por hectárea (tc/ha), 80 toneladas de caña molida por hectárea (tcm/ha) y 7.78 toneladas de azúcar producida por hectárea (ta/ha). Durante este año la producción de caña fue de 1.307.107 toneladas. La cantidad de caña de azúcar molida fue de 914.975 toneladas y la producción de azúcar de 89.030 toneladas (9,7% de la caña molida). La planta tiene equipos bastante antiguos (1952/58), excepto por un caldero y una unidad de purificación que son del 1973 y 1969 respectivamente. Las horas efectivas de funcionamiento fueron de 4575 en vez de las 6000 horas estándar.



Fig. 2.53 Vista general de la planta azucarera

La cantidad reducida de horas contrasta con las horas de operación típica por la parada que se hace en el mes de marzo por falta de caña y otras 2000 horas debido a los feriados y mantenimiento. Esta cantidad reducida de horas de funcionamiento indican una reducida cantidad de caña molida (76.248 ton/mes en vez de 144.000 ton/mes factibles). Por esta razón, esta planta puede ser considerada como una de tipo medio con serios problemas de maquinaria y de gestión.

2.5.3. Consumos eléctricos

Para determinar los consumos eléctricos de la planta se considera el consumo de cada equipo por tonelada de caña molida (kWh/tcm). Normalmente la información de cada equipo no está disponible como se requiere, sino solamente un valor nominal visto en la placa de cada equipo (máxima potencia en kW) relacionado con la capacidad de la planta (200 t/h) y el consumo anual de energía (kWh). Por este motivo en algunos equipos el consumo en kWh es estimado o calculado. Bajo estas condiciones el consumo de la planta es calculado en 47.49 kWh/t; 9.5 MW como indica la Tabla 2.5. Comparando este valor con los promedios de una

planta de azúcar (de 15 a 35 kWh/t), el consumo eléctrico de la planta es alto. Esto es debido al consumo eléctrico de la molienda y a que el consumo eléctrico incluye las bombas presentes en el campo, así mismo el rendimiento eléctrico de los equipos es bajo debido al porcentaje de vida útil en el que se encuentran.

Equipos	%	kWh/t	MW	MWh/a
Bombas de Campo	23.0	10.95	2.19	10.019
Preparación de la caña	16.5	7.85	1.57	7.18
Molienda	31.5	15	3	13.72
Refinamiento	15.8	7.48	1.5	6.846
Oficinas y servicios	7.7	3.65	0.73	3.34
Bombas de alimentación	1.4	0.63	0.13	0.572
Perdidas	4.1	1.93	0.39	1.77
Total	100	47.49	9.51	43.447

Tabla N°2.5. Consumos eléctricos de la Planta
Fuente: Elaboración Propia

2.5.4. Consumos Térmicos

Como se ha hecho para el caso de los consumos eléctricos, para determinar el consumo térmico de la planta se considera el consumo de cada equipo por tonelada de caña molida (kWh/t_c). El consumo es calculado teniendo en cuenta las 200 toneladas por hora de capacidad de la planta. Seguidamente es calculado el consumo anual teniendo en cuenta las horas de operación, el cual es comparado con los consumos registrados para tener un consumo real como el mostrado en la Tabla 2.6

Equipos	t/h	kg/tc	kWh/t _c	%	MWh/a
1° y 2° Clarificación	6.50	32.52	21.48	11.49	19.7
Evaporación	30.16	150.78	99.60	53.30	91.1
Cristalización	17.68	88.38	58.38	31.24	53.4
Pérdidas operativas	2.24	11.20	7.40	3.96	6.8

Total	56.57	282.87	186.85	100	171.0
-------	-------	--------	--------	-----	-------

Tabla 2.6. Consumos térmicos de la Planta
Fuente: Elaboración propia

El principal consumo es constituido por el proceso de evaporación. La planta usa motores eléctricos (los molinos son acoplados mecánicamente a los cuatro motores eléctricos), por lo que el consumo de éstos es considerado un consumo eléctrico. La Tabla 2.7, muestra las propiedades del vapor a la entrada y salida de los procesos de planta son los siguientes.

Vapor y agua de los procesos de planta	
Temperatura y presión in	166 °C 2.1 bar
Temperatura y presión out (h=423.3 kJ/Kg)	90 °C 1.05 bar

Tabla 2.7. Propiedades del vapor en procesos de planta

El consumo total de energía térmica de la planta es de 186.85 kWh/t_{cm}. En la Figura 2.55 se muestra el esquema de la planta de potencia y el modelo de la planta.

2.5.5. Producción de Potencia

La planta actualmente produce parte del vapor a través de la combustión del bagazo. El bagazo es combustionado usando cinco calderos de tipo lecho fijo y llama inversa. Las principales características son mostradas en la Tabla 2.8.

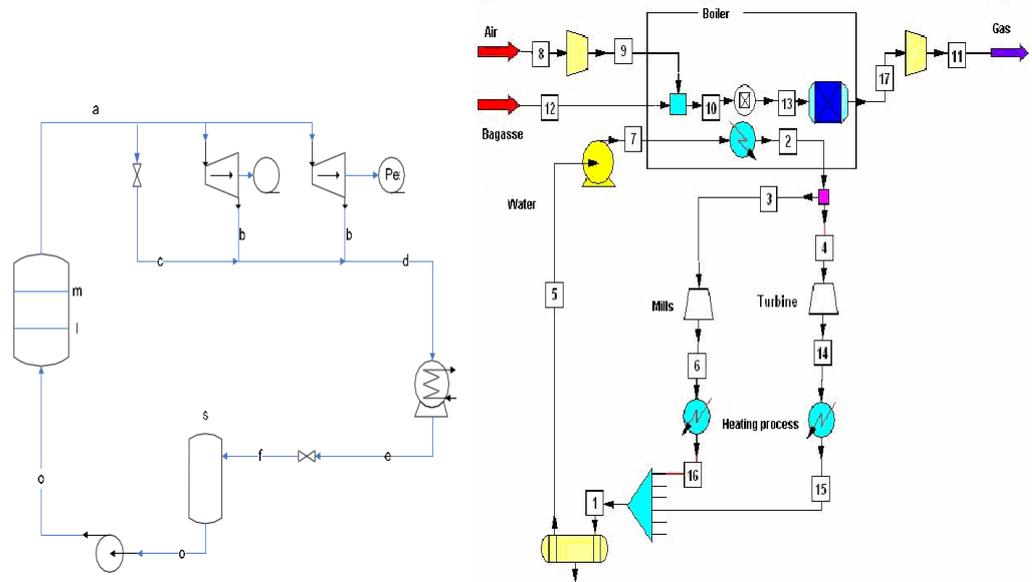


Fig. 2.55. Esquema de potencia de la planta

La energía eléctrica se produce con una turbina de vapor de contrapresión usando parte del vapor producido. La otra parte del vapor sirve para los procesos de planta.

	Año	Max. vapour (t/h)	Max. T. (°C)	Max. P. (bar)	Área m ²	Air a 21/27°C (m ³ /h)	Humos 240/307°C (m ³ /h)
1,2	1952	17.2	337.78	27.58	580	41,000	53,000
3	1955	29.9	337.78	27.58	1,050	62,000	94,000
4	1955	31.7	337.78	27.58	975	62,000	94,000
5	1973	54.4	382.22	41.37	1,620	91,407	266,746
	Total	150.4	337.8	27.6	4,805	297,407	560,746

Tabla 2.8. Características de los calderos

Para la producción de energía eléctrica son usadas dos turbinas de 1.5 MW, una de 3.8-5 MW (338/382 °C) y un motor diésel de 1 MW. La producción media de potencia es de 3.3 MW, inferior a los 9.6 MW requeridos. La Figura 2.56 muestra el diagrama T-s con el ciclo termodinámico que cumple la planta.

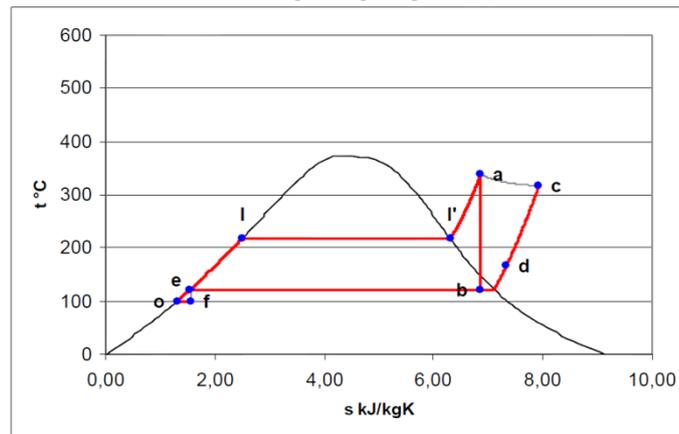


Fig. 2.56: Diagrama T-s con ciclo termodinámico actual

2.5.6. Balance de Energía

La Figura 2.57, muestra el balance de energía de la planta. El bagazo junto con el diésel (641.28 MWh) son usados para la producción de vapor en los calderos. Teniendo en cuenta que estos calderos tienen una eficiencia del 59% (que significa 259.41 MWh de pérdidas en los calderos), la energía disponible a la salida de los calderos es 381.86 MWh. Después de esto, se deben considerar las pérdidas de operación y por parada. La energía disponible del vapor (331.86 MWh a 338°C y 28 bar) es enviada al grupo de turbinas para la producción de energía eléctrica. La cantidad restante de vapor (295 MWh a 166°C y 2 bar) de ambos grupos de turbinas es enviada al proceso (en este proceso es incluida la destilería). Como ya se indicó, la energía eléctrica generada (14.53 MWh) no es suficiente para cubrir las necesidades de la planta. Por lo que la planta debe comprar energía de la red eléctrica.

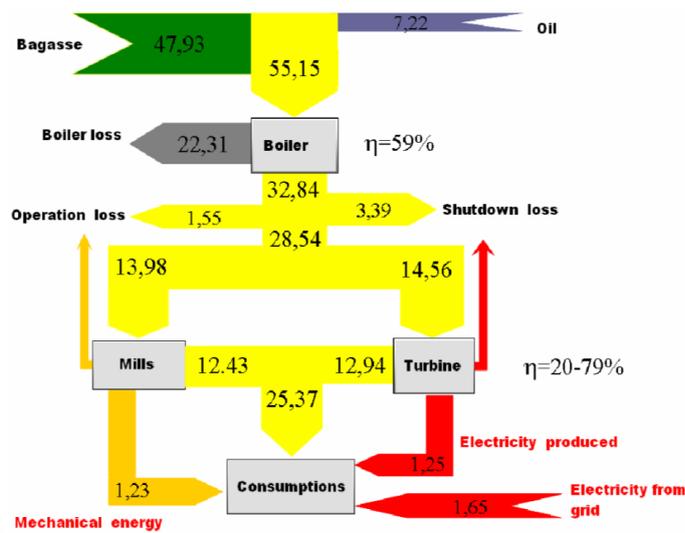


Fig. 2.57 Balance energético de la planta

Las bajas eficiencias en los calderos y en las turbinas a vapor son las más significativas. En efecto la planta no alcanza los valores estándares para la tecnología adoptada: actualmente las plantas de potencia de las azucareras producen un plus de energía que es vendido al sistema eléctrico nacional.

2.6. FUNDAMENTOS TEÓRICOS DEL GAS NATURAL

El gas natural es una de las varias e importantes fuentes de energía no renovables formada por una mezcla de gases ligeros que se encuentra en yacimientos de petróleo, disuelto o asociado con el petróleo (acumulación de plancton marino) o en depósitos de carbón. Aunque su composición varía en función del yacimiento del que se saca, está compuesto principalmente por metano en cantidades que comúnmente pueden superar el 90 ó 95%, y suele contener otros gases como nitrógeno, Ácido Sulfhídrico, helio y mercaptanos.

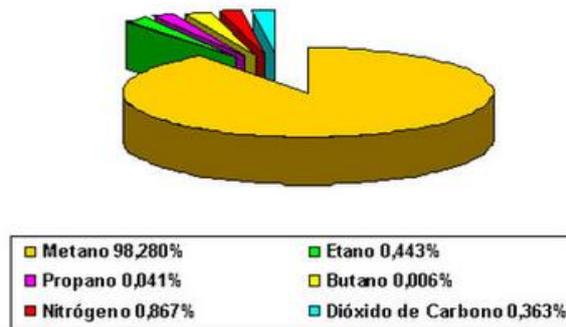


Fig. 2.58 Composición del gas natural

Como fuentes adicionales de este recurso natural, se están investigando los yacimientos de hidratos de metano que, según estimaciones, pueden suponer una reserva energética muy superiores a las actuales de gas natural. Puede obtenerse también con procesos de descomposición de restos orgánicos (basuras, vegetales - gas de pantanos) en las plantas de tratamiento de estos restos (depuradoras de aguas residuales urbanas, plantas de procesado de basuras, de desechos orgánicos animales, etc.). El gas obtenido de esta manera se llama biogás.

Algunos de los gases que forman parte del gas natural cuando es extraído se separan de la mezcla porque no tienen capacidad energética (nitrógeno o CO₂) o porque pueden no depositarse en las tuberías usadas para su distribución debido a su alto punto de ebullición. Si el gas fuese criogénicamente licuado para su almacenamiento, el dióxido de carbono (CO₂) solidificaría interfiriendo con el proceso criogénico. El propano, butano e hidrocarburos más pesados en comparación con el gas natural son extraídos, puesto que su presencia puede causar accidentes durante la combustión del gas natural. El vapor de agua también se elimina por estos motivos y porque a temperaturas cercanas a la

temperatura ambiente y presiones altas forma hidratos de metano que pueden obstruir los gasoductos. Los compuestos de azufre son eliminados hasta niveles muy bajos para evitar corrosión y olores perniciosos, así como para reducir las emisiones de compuestos causantes de lluvia ácida.

Para uso doméstico, al igual que al butano, se le añaden trazas de compuestos de la familia de los mercaptanos entre ellos el metil-mercaptano, para que sea fácil detectar una fuga de gas y evitar su ignición espontánea.

El gas natural produce mucho menos CO₂ que otros combustibles como los derivados del petróleo, y sobre todo el carbón. Además es un combustible que se quema más limpia y eficazmente. La razón por la cual produce poco CO₂ es que el principal componente, metano, contiene cuatro átomos de hidrógeno y uno de carbono, produciendo 2 moléculas de agua por cada una de CO₂, mientras que los hidrocarburos de cadena larga (líquidos) producen sólo una molécula de agua por cada 1 de CO₂ (recordemos que el calor de formación del agua es muy alto).

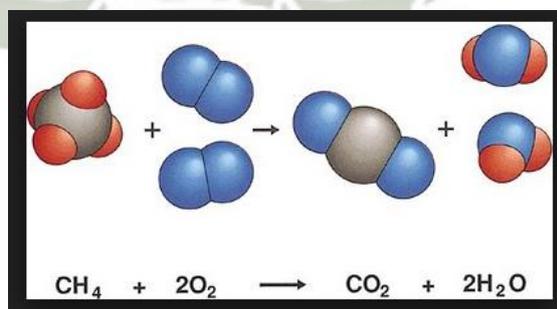


Fig. 2.59: Reacción de Combustión del GN

Como ventaja añadida es un combustible más versátil, que puede utilizar en sistemas de generación más eficientes como el ciclo combinado o la producción

de hidrógeno (usado en la denominada pila de combustible que produce energía eléctrica a partir del hidrógeno) y su obtención es más sencilla en comparación con otros combustibles. Para poder licuar el gas natural se suele emplear la acción combinada de la presión y la extracción de calor (bajando la temperatura). Este método se usa en su transporte por barco.



CAPITULO III

ANALISIS DE UN SISTEMA DE COGENERACION CON CICLO RANKINE

3.1. Puntos Característicos del Sistema

Para el análisis con Ciclo Rankine se realizará el sistema de cogeneración realizando 03 sangrados a la turbina, el primero para el intercambiador de calor de regeneración (entrada de la caldera), el segundo para los procesos de la planta azucarera y el tercero para el tanque desaireador (a presión atmosférica).

En el sistema, el condensado del intercambiador de calor de regeneración se “trampea” y se lleva al condensador que se encuentra a una presión inferior a la atmosférica.

Se consideran 05 niveles de presión, alta a la salida de la caldera (60 bares), el primer sangrado a 25 bares, los 02 niveles de presión para los procesos industriales y por último, el nivel de presión en el condensador (por debajo de la presión atmosférica).

Así mismo, el ciclo mejora su eficiencia gracias a la presencia del regenerador, el que aumenta la temperatura del agua de ingreso a la caldera a 180°C (60 bares).

Se utiliza el tanque desaireador para extraer el oxígeno disuelto (para evitar daños al sistema por corrosión), calentar el agua de alimentación y almacenar agua de alimentación.

Para efectos del intercambio de calor en el condensador, se utilizará agua de mar con un ΔT de 10°C , para lo cual se considera su calor específico en función a la temperatura del agua y la salinidad.

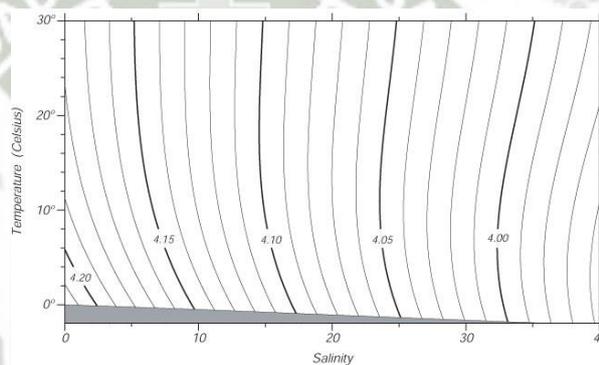


Fig. 3.1: Variación del C_p del agua de mar en función a la temperatura y salinidad

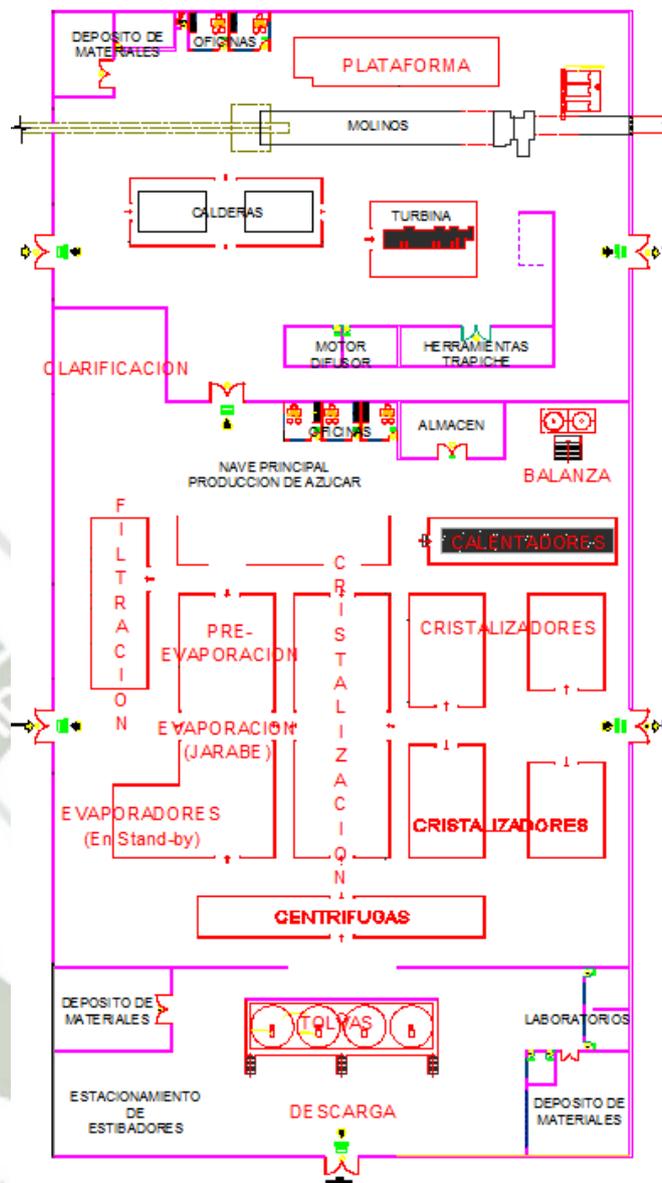


Fig. 3.2 Layout general de la planta de Cogeneración con ciclo Rankine

A continuación se muestra el esquema termodinámico general de la planta utilizando la turbina SST-200, las especificaciones técnica de este equipo se detallan en el Anexo 5.

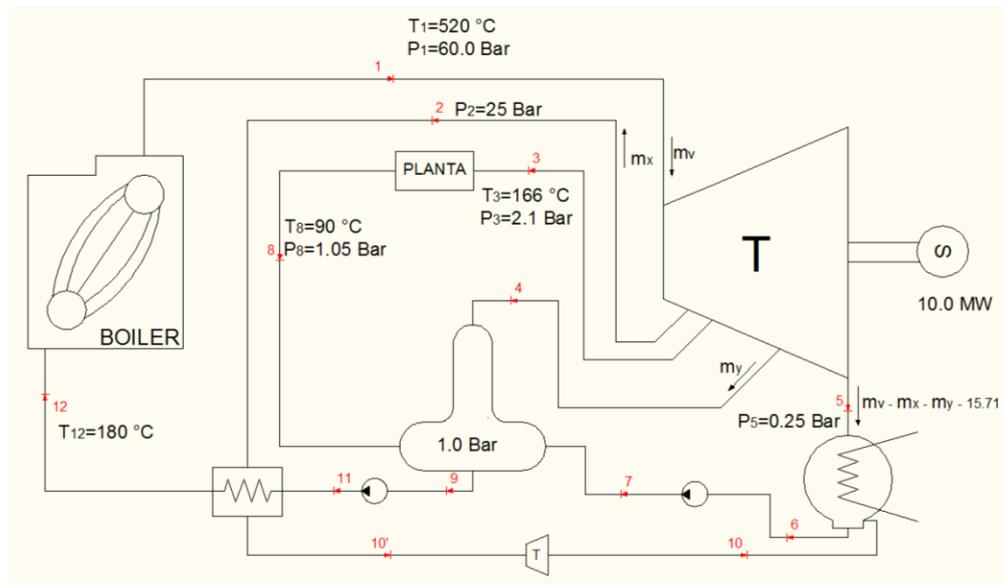


Fig. 3.3: Esquema de planta de Cogeneración con turbina SST-200

A continuación se presenta el diagrama de Mollier del proceso, donde se observan los diferentes niveles de presión y los puntos característicos del sistema.

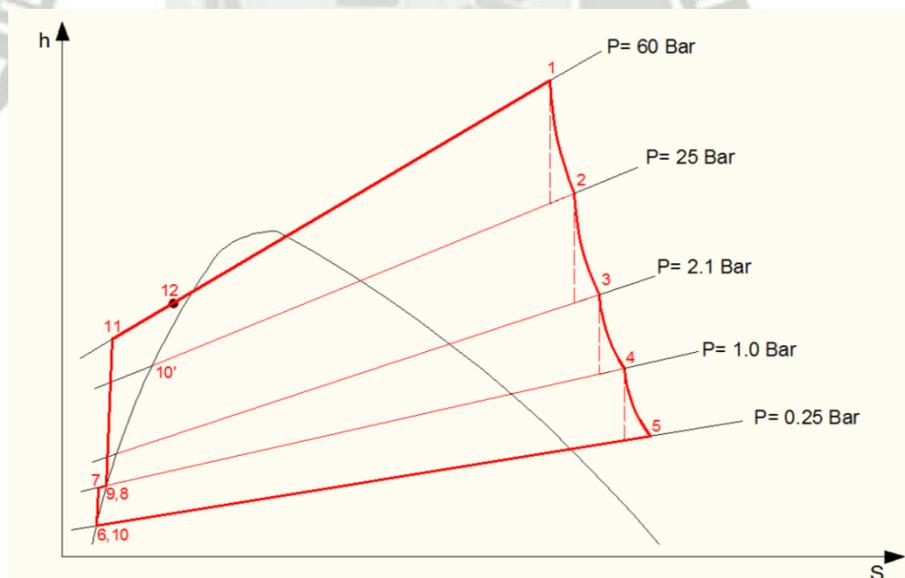


Fig. 3.4: Diagrama de Mollier del Proceso (utilizando turbina SST-200)

3.2. Cálculo y selección de Equipos para Generación

Para efectos

Cálculo de Entalpías:

De tablas tenemos:

$$\left. \begin{array}{l} T_1 = 520 \text{ }^\circ\text{C} \\ P_1 = 60 \text{ bar} \end{array} \right\} h_1 = 3468.72 \text{ kJ/Kg}$$

Para el cálculo de h_2 tenemos:

$$S_1 = S_{2i} = 6.9324 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Con $S_{2i} = 6.9324 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$ y $P_2 = 6.9324 \text{ bar}$ tenemos:

$$h_{2i} = 3196.33 \text{ kJ/kg}$$

Asumiendo una eficiencia de expansión isoentropica en la turbina de 0.8 tenemos:

$$\frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2i}} = 0.8$$

Entonces:

$$h_2 = 3250.8 \text{ kJ/kg} \quad \text{y} \quad S_2 = 7.01407 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} = S_{3i}$$

De la misma manera, con la $S_{3i} = 7.01407 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$ y $P_3 = 2.1 \text{ bar}$

obtenemos:

$$h_{3i} = 2843.04 \text{ kJ/kg}$$

Aplicando la ecuación de la eficiencia isoentropica de la turbina tenemos:

$$\frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3i}} = 0.8$$

$$\text{Entonces } h_3 = 2843.04 \text{ kJ/Kg} \quad S_3 = 7.24683 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} = S_{4i}$$

De tablas, con $S_{4i} = 7.24683 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$ y $P_4 = 1.00 \text{ bar}$ tenemos

$$h_{4i} = 2756.23 \text{ kJ/kg}$$

Aplicando la fórmula de expansión isoentropica tenemos: $\frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4i}} = 0.8$

Se obtiene $h_4 = 2773.59 \text{ kJ/kg}$ y $S_4 = 7.28803 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} = S_{5i}$

De tablas, con $S_{5i} = 7.28803 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$ y $P_5 = 0.25 \text{ bar}$ tenemos:

$$h_{5i} = 2688.43 \text{ kJ/kg}$$

Aplicando la fórmula de expansión isoentropica tenemos: $\frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5i}} = 0.8$

$$h_5 = 2705.46 \text{ kJ/kg}$$

Para el cálculo de las demás entalpias tenemos:

$$h_6 = 445.71 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Condensado a } 0.25 \text{ bar})$$

$$h_9 = 505.72 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Condensado a } 1 \text{ bar})$$

$$h_8 = 509.036 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Salida de la planta a } 1.05 \text{ bar})$$

$$h_{10} = 445.71 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Condensado a } 0.25 \text{ bar})$$

$$h_{10'} = 505.72 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Condensado a } 25 \text{ bar})$$

Analizando el trabajo realizado por la bomba para calcular la entalpia,

$$\frac{w_b}{\eta_b} = h_7 - h_6$$

$$\frac{v_f (p_7 - p_6)}{0.8} = h_7 - h_6$$

$$\frac{0.0010484 (0.75)}{0.8} = h_7 - 445.71$$

$$h_7 = 445.8 \text{ kJ/kg}$$

De la misma manera, para la bomba de alimentación

$$\frac{w_b}{\eta_b} = h_{11} - h_9$$

$$\frac{v_f (p_{11} - p_9)}{0.8} = h_{11} - h_9$$

$$\frac{0.001060 (60 - 1)}{0.8} = h_{11} - 505.72$$

$$h_{11} = 513.64 \text{ kJ/kg}$$

Para el cálculo de h_{12} se asume un C_p para de líquido comprimido

$$h_{12} = 4.2(t_{12})$$

$$h_{12} = 756 \text{ kJ/kg}$$

Balances Térmicos

➤ Balance en el Tanque Flash

$$0 = \dot{m}_v h_9 - 15.71 h_8 - (\dot{m}_v - \dot{m}_x - 15.71 - \dot{m}_y + \dot{m}_x) * (h_7) - \dot{m}_y h_4$$

➤ Balance en el Intercambiador a la entrada de la caldera

$$0 = \dot{m}_x h_{10'} + \dot{m}_v h_{12} - \dot{m}_x h_2 - \dot{m}_v h_{11}$$

➤ Trabajo de la turbina

$$\begin{aligned} \frac{w_t}{0.96} = & \dot{m}_v (h_1 - h_2) + (\dot{m}_v - \dot{m}_x) (h_2 - h_3) + (\dot{m}_v - \dot{m}_x - 15.71) (h_3 - h_4) \\ & + (\dot{m}_v - \dot{m}_x - 15.71 - \dot{m}_y) (h_4 - h_5) \end{aligned}$$

De los 03 balances anteriores podemos determinar que:

$$\dot{m}_v = 17.837651 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_x = 1.897001 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_y = 0.032388 \text{ kg/s}$$

Calculo de la Eficiencia del Ciclo

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{w_t - w_b}{Q_A}$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{10 / 0.96 - (\dot{m}_v - \dot{m}_x - 15.71)(h_7 - h_6) - \dot{m}_v(h_{11} - h_9)}{\dot{m}_v(h_1 - h_{12})}$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = 21.23 \%$$

Calculo del caldero

Se tiene:

- ✓ Vapor que ingresa a la turbina: $\dot{m}_v = 178376 \text{ kg/s}$
- ✓ Vapor para limpieza de superficies calentadas: 0.5% de $\dot{m}_v =$
0.089188

$$\Rightarrow \dot{m}_{vc} = 17.926839 \text{ kg/s}$$

Se asume:

- ✓ La pérdida de presión en el sobrecalentador es 10% de la presión caldero.
- ✓ La pérdida de presión en la turbina que sale es de 5% y la caída de temperatura es de 6°C.

$$\Rightarrow \text{Presión de salida del sobre calentador } p_{ss} = \frac{p_r}{0.96} = \frac{60}{0.96} = 62.5 \text{ bar}$$

$$\text{Presión del caldero: } \frac{p_{ss}}{0.9} = \frac{62.5}{0.9} = 96.44 \text{ bar}$$

Temperatura de salida del sobrecalentador: $T_{sc} = 520 + 6 = 526^{\circ}\text{C}$

De acuerdo a dichas presión y temperatura tenemos: $h_i = 3472.86 \text{ kJ/kg}$

Calor que entrega el combustible al vapor:

$$Q_A = \dot{m}_v(h_1 - h_{12})$$

$$Q_A = 17.926839(3472.86 - 756)$$

$$Q_A = 48704.711 \text{ kW}$$

$$Q_A = \frac{Q_A}{\eta_{cal}} = 55893.48 \text{ kW}$$

Consumo de combustible:

$$Q_A = \dot{m}_C * PC$$

$$\dot{m}_C = \frac{Q_A}{PC} = \frac{55893.48}{39900} = 1.387124 \text{ kg/s}$$

Calculo en el Condensador:

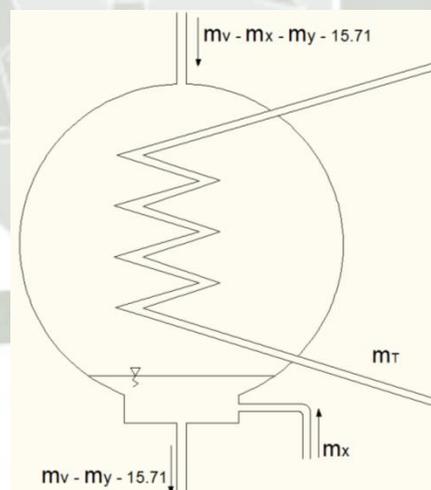


Fig. 3.5: Esquema de Condensador

$$\text{Flujo de Cond.} = \dot{m}_v - \dot{m}_y - 15.71 = 2.095263 \text{ kg/s}$$

Balance Térmico en el Condensador

$$0 = 2.095263(h_6) - (\dot{m}_v - \dot{m}_x - \dot{m}_y - 15.71)(h_5) - \dot{m}_x(h_{10}) - \dot{m}_T(h_n) + \dot{m}_T(h_m)$$

$$0 = 2.095263(h_6) - (\dot{m}_v - \dot{m}_x - \dot{m}_y - 15.71)(h_5) - \dot{m}_x(h_{10}) + \dot{m}_T(h_m - h_n)$$

$$0 = (\dot{m}_v - \dot{m}_x - \dot{m}_y - 15.71)(h_6) - (\dot{m}_v - \dot{m}_x - \dot{m}_y - 15.71)(h_5) - \dot{m}_x(h_6) + \dot{m}_T C_{p_{H_2O}}(\Delta T)$$

$$0 = (\dot{m}_v - \dot{m}_x - \dot{m}_y - 15.71)(h_6 - h_5) + \dot{m}_T C_{p_{H_2O}}(\Delta T)$$

Asumiendo que la $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ y el $C_{p_{H_2O}} = 4.2 \text{ KJ} * \text{kg}^{-1} * ^\circ\text{C}^{-1}$

$$\Rightarrow \dot{m}_T = 10.6672036 \text{ kg/s}$$

De acuerdo a este análisis, el ciclo posee un eficiencia de cogeneración que no está acorde con lo solicitado en el DS-064-EN-2005, así mismo no considera la posibilidad de ampliación de planta ya que la producción de energía esta sólo 5% por encima de lo requerido por la planta industrial, en este sentido se realizará el cálculo con una turbina de mayor potencia la cual nos permita cumplir con los requerimientos energéticos de la norma peruana y considere la posibilidad de ampliación.

Turbina SST-111 (12 MW)

A continuación se presenta el esquema general de cogeneración utilizando la turbina SST-111 cuyas especificaciones técnicas se detallan en el Anexo 5.

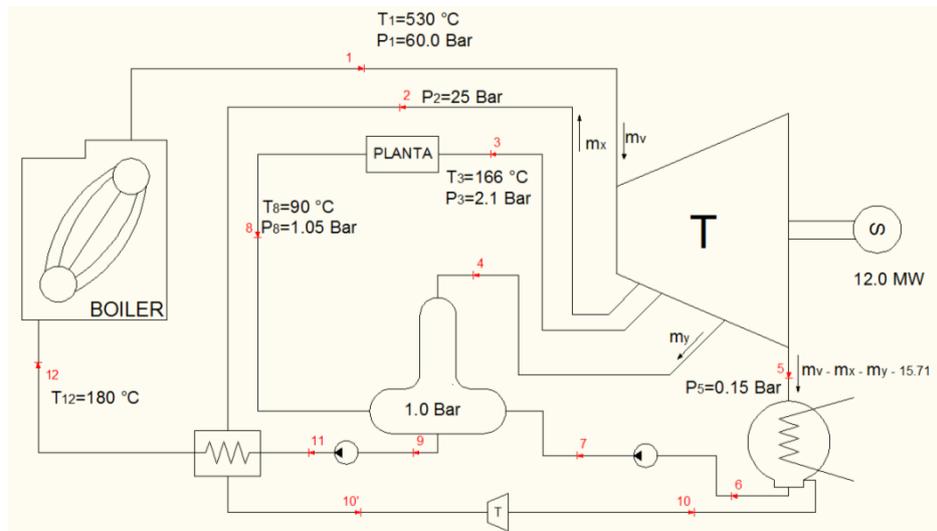


Fig. 3.5: Esquema de planta utilizando Turbina SST-111

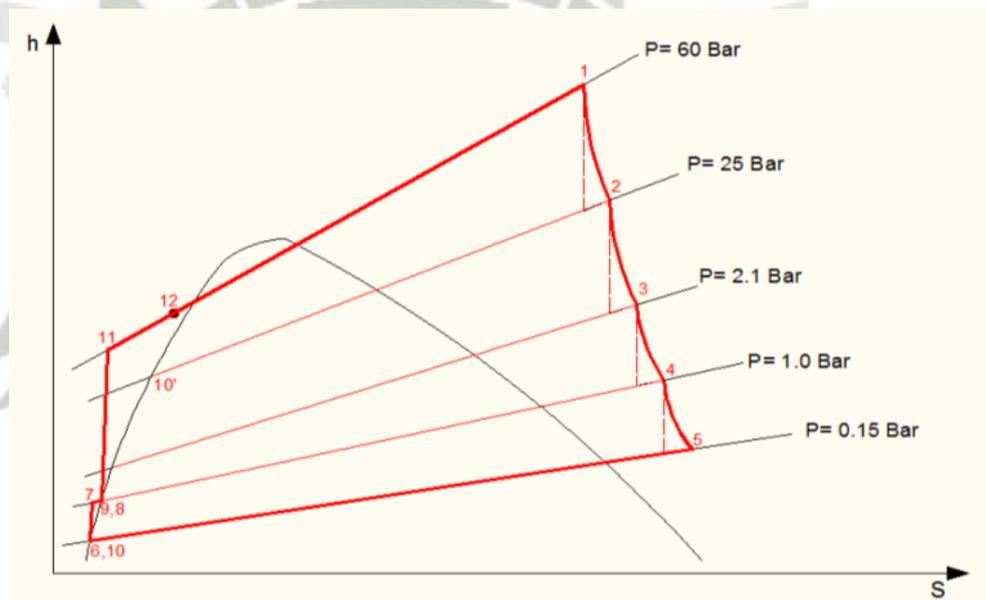


Fig. 3.7: Diagrama de Mollier utilizando Turbina SST-111

Cálculo de Entalpias:

De tablas tenemos:

$$\left. \begin{array}{l} T_1 = 530 \text{ °C} \\ P_1 = 60 \text{ bar} \end{array} \right\} h_1 = 3492.4 \text{ kJ/kg}$$

Para el cálculo de h_2 tenemos:

$$S_1 = S_{2i} = 6.96207 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Con $S_{2i} = 6.96207 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$ y $P_2 = 25 \text{ bar}$ tenemos:

$$h_{2i} = 3215.89 \text{ kJ/kg}$$

Asumiendo una eficiencia de expansión isoentropica en la turbina de 0.8

tenemos:

$$\frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2i}} = 0.8$$

Entonces:

$$h_2 = 3271.19 \text{ kJ/kg} \quad \text{y} \quad S_2 = 7.0439 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} = S_{3i}$$

De la misma manera, con la $S_{3i} = 7.0439 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$ y $P_3 = 2.1 \text{ bar}$

obtenemos:

$$h_{3i} = 2753.56 \text{ kJ/kg}$$

Aplicando la ecuación de la eficiencia isoentropica de la turbina tenemos:

$$\frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3i}} = 0.8$$

$$\text{Entonces } h_3 = 2857.08 \text{ kJ/kg} \quad S_3 = 7.27695 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} = S_{4i}$$

De tablas, con $S_{4i} = 7.27695 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$ y $P_4 = 1.00 \text{ bar}$ tenemos

$$h_{4i} = 2768.89 \text{ kJ/kg}$$

Aplicando la fórmula de expansión isoentropica tenemos: $\frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4i}} = 0.8$

$$\text{Se obtiene } h_4 = 2786.52 \text{ kJ/kg} \quad \text{y} \quad S_4 = 7.31819 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} = S_{5i}$$

De tablas, con $S_{5i} = 7.31819 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$ y $P_5 = 0.15 \text{ bar}$ tenemos:

$$h_{5i} = 2685.67 \text{ kJ/kg}$$

Aplicando la fórmula de expansión isoentropica tenemos: $\frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5i}} = 0.8$

$$h_5 = 2705.84 \text{ kJ/kg}$$

Para el cálculo de las demás entalpias tenemos:

$$h_6 = 435.63 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Condensado a 0.15 Bar})$$

$$h_9 = 505.72 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Condensado a 1 bar})$$

$$h_8 = 509.036 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Salida de la planta a 1.05bar})$$

$$h_{10} = 435.63 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Condensado a 0.15 Bar})$$

$$h_{10'} = 971.87 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Condensado a 25 bar})$$

Analizando el trabajo realizado por la bomba para calcular la entalpia,

$$\frac{w_b}{\eta_b} = h_7 - h_6$$

$$\frac{v_f (p_7 - p_6)}{0.8} = h_7 - h_6$$

$$\frac{0.0010465 (101.325 - 15.1987)}{0.8} = h_7 - 435.63$$

$$h_7 = 435.74 \text{ kJ/kg}$$

De la misma manera, para la bomba de alimentación

$$\frac{w_b}{\eta_b} = h_{11} - h_9$$

$$\frac{v_f (p_{11} - p_9)}{0.8} = h_{11} - h_9$$

$$\frac{0.001060 (6079.5 - 101.325)}{0.8} = h_{11} - 505.72$$

$$h_{11} = 513.641 \text{ kJ/kg}$$

Para el cálculo de h_{12} se asume un C_p para de líquido comprimido

$$h_{12} = 4.2(t_{12})$$

$$h_{12} = 756 \text{ kJ/kg}$$

Balances Térmicos

➤ Balance en el Tanque Flash

$$0 = \dot{m}_v h_9 - 15.71 h_8 - (\dot{m}_v - \dot{m}_x - 15.71 - \dot{m}_y + \dot{m}_x) * (h_7) - \dot{m}_y h_4$$

➤ Balance en el Intercambiador a la entrada de la caldera

$$0 = \dot{m}_x h_{10} + \dot{m}_v h_{12} - \dot{m}_x h_2 - \dot{m}_v h_{11}$$

➤ Trabajo de la turbina

$$\frac{w_t}{0.96} = \dot{m}_v (h_1 - h_2) + (\dot{m}_v - \dot{m}_x) (h_2 - h_3) + (\dot{m}_v - \dot{m}_x - 15.71) (h_3 - h_4) \\ + (\dot{m}_v - \dot{m}_x - 15.71 - \dot{m}_y) (h_4 - h_5)$$

De los 03 balances anteriores podemos determinar que:

$$\dot{m}_v = 20.48242 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_x = 2.16679 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_y = 0.1199 \text{ kg/s}$$

Calculo de la Eficiencia del Ciclo

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{w_t - w_b}{Q_A}$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{12/0.96 - (\dot{m}_v - \dot{m}_x - 15.71)(h_7 - h_6) - \dot{m}_v (h_{11} - h_9)}{\dot{m}_v (h_1 - h_{12})}$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = 22.044 \%$$

Calculo del caldero

Se tiene:

- ✓ Vapor que ingresa a la turbina: $\dot{m}_v = 20.48242 \text{ kg/s}$
 - ✓ Vapor para limpieza de superficies calentadas: 0.5% de $\dot{m}_v = 0.089188$
- $$\Rightarrow \dot{m}_{vc} = 21.50684 \text{ kg/s}$$

Se asume:

- ✓ La pérdida de presión en el sobrecalentador es 10% de la presión caldero.
- ✓ La pérdida de presión en la turbina que sale es de 5% y la caída de temperatura es de 6°C .

$$\Rightarrow \text{Presión de salida del sobre calentador } p_{ss} = \frac{P_r}{0.96} = \frac{60}{0.96} = 62.5 \text{ bar}$$

$$\text{Presión del caldero: } \frac{p_{ss}}{0.9} = \frac{62.5}{0.9} = 96.44 \text{ bar}$$

$$\text{Temperatura de salida del sobrecalentador: } T_{sc} = 530 + 6 = 536^\circ\text{C}$$

$$\text{De acuerdo a dichas presión y temperatura tenemos: } h_i = 3468.51 \text{ kJ/kg}$$

Calor que entrega el combustible al vapor:

$$Q_A = \dot{m}_v(h_1 - h_{12})$$

$$Q_A = 21.50684(3492.4 - 756)$$

$$Q_A = 58850.5 \text{ kW}$$

Consumo de combustible:

$$Q_A = \dot{m}_C * PC$$

$$\dot{m}_C = \frac{Q_A}{PC} = \frac{58850.5}{39900} = 1.47495 \text{ kg/s}$$

Calculo en el Condensador:

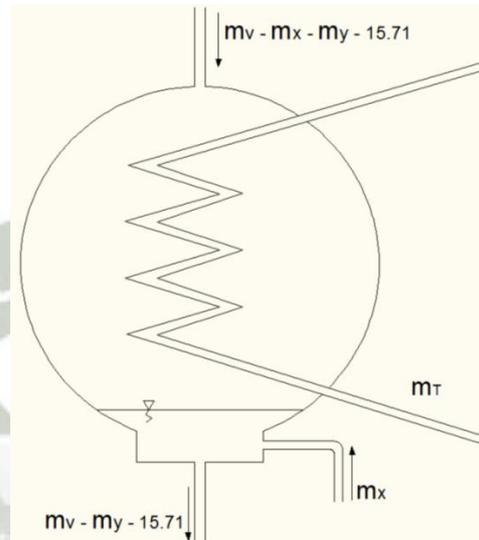


Fig. 3.8: Esquema de condensador

$$\text{Flujo de Cond.} = \dot{m}_v - \dot{m}_y - 15.71 = 4.65247 \text{ kg/s}$$

Balace Térmico en el Condensador

$$0 = 2.095263(h_6) - (\dot{m}_v - \dot{m}_x - \dot{m}_y - 15.71)(h_5) - \dot{m}_x(h_{10}) - \dot{m}_T(h_n) + \dot{m}_T(h_m)$$

$$0 = 2.095263(h_6) - (\dot{m}_v - \dot{m}_x - \dot{m}_y - 15.71)(h_5) - \dot{m}_x(h_{10}) + \dot{m}_T(h_m - h_n)$$

$$0 = (\dot{m}_v - \dot{m}_x - \dot{m}_y - 15.71)(h_6) - (\dot{m}_v - \dot{m}_x - \dot{m}_y - 15.71)(h_5) - \dot{m}_x(h_6) + \dot{m}_T C_{p_{H_2O}}(\Delta T)$$

$$0 = (\dot{m}_v - \dot{m}_x - \dot{m}_y - 15.71)(h_6 - h_5) + \dot{m}_T C_{p_{H_2O}}(\Delta T)$$

Asumiendo que la $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$ y el $C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} = 4.2 \text{ KJ} * \text{kg}^{-1} * ^{\circ}\text{C}^{-1}$

$$\Rightarrow \dot{m}_T = 134.36 \text{ kg/s}$$

3.3. Análisis y evaluación de Parámetros energéticos del sistema de Cogeneración

Utilizando la turbina SST-200

1. Basado en la Primera Ley de la Termodinámica

$$\eta_I = \frac{E + Q_U}{E_c} = \eta_E + \eta_T$$

Dónde:

Q_U : Calor Entregado para la Cogeneración

E : Energía Eléctrica Generada

E_c : Energía entregada por el combustible con su PC inferior

$$\eta_E = \frac{E}{E_c} \quad \eta_T = \frac{Q_U}{E_c}$$

$$\eta_I = \frac{10000 + 15.71(2843.04 - 509.036)}{55893.48}$$

$$\eta_I = 79.24 \%$$

Cálculo del Índice Eléctrico

$$I_{ET} = \frac{E}{E + Q_U} = \frac{10000}{10000 + 15.71(2843.04 - 509.36)}$$

$$I_{ET} = 21.42 \%$$

Este índice indica que se emplea solo el 21.42 % de la energía que entrega el combustible para la generación de electricidad, el resto es para vapor.

2. Basado en la 2da Ley de la Termodinámica

$$\eta_{II} = \frac{E + Q_U(1 - T_0/T_Q)}{E_c}$$

$$\eta_{II} = \frac{10000 + 36662.11(1 - 90/166)}{55893.48}$$

$$\eta_{II} = 45.48 \%$$

De igual manera se puede determinar la eficiencia de cogeneración que viene dada por el ahorro de combustible comparado con el sistema sin cogeneración

$$E_{c,s} = \frac{E}{\eta_{es}} + \frac{Q_U}{\eta_{ts}}$$

Dónde:

η_{es} : Eficiencia eléctrica

η_{ts} : Eficiencia térmica (caldero)

$$E_{c,s} = \frac{10000}{0.2123 * 0.96} + \frac{36662.11}{0.9}$$

$$E_{c,s} = 89.80713 \text{ MW}$$

Calculo de Índice de Ahorro de Energía Primaria

$$I_{PE} = \frac{E_{c,s} - E_c}{E_{c,s}} = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_e}{\eta_{es}} + \frac{\eta_e}{\eta_{ts} * I_{ET}/(1 - I_{ET})}}$$

$$I_{PE} = \frac{89801.4651 - 55893.48}{89801.4651}$$

$$I_{PE} = 34.42 \%$$

Calculo de la Eficiencia eléctrica equivalente

$$\eta_{el.eq} = \frac{E}{(E_c - Q_u / \eta_{ts})} = \frac{\eta_e}{(1 - \eta_T / \eta_{ts})}$$

$$\eta_{el.eq} = \frac{10000}{55893.48 - \left(\frac{36662.11}{0.9}\right)}$$

$$\eta_{el.eq} = 55.08 \%$$

Este índice denota ahorro de energía primaria ya que el $\eta_{el.eq} > \eta_{es}$

Calculo de la eficiencia PURPA (Funciones Políticas de Regulación de Utilidades de Potencia)

$$\eta_P = \frac{W + Q_u / 2}{Q_c}$$

Dónde:

W: Trabajo Electromecánico

Qu: Calor Útil producido para cogeneración

Qc: Energía Térmica abastecida por el combustible

$$\eta_P = \frac{10000 + 36662.11 / 2}{55893.48}$$

$$\eta_P = 48.1 \%$$

De acuerdo al Reglamento Nacional de Cogeneración según el DS-N°064-2005-EM, en el artículo N°5 donde se indica los valores mínimos del Rendimiento Eléctrico Efectivo y la relación entre energía y calor útil.

Rendimiento Eléctrico Efectivo

$$REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{0.9}}$$

Dónde:

E: Energía Eléctrica Generada en Bornes

Q: Energía Suministrada por el combustible

V: Cantidad de calor de Cogeneración

$$REE = \frac{10000}{55893.48 - \frac{36662.11}{0.9}}$$

$$REE = 0.5508 \dots \text{No cumple}$$

Calor Útil

$$C = \frac{E}{V}$$

$$C = \frac{10000}{36662.11}$$

$$C = 0.2727 \dots \text{No Cumple}$$

Utilizando turbina SST-111

1. Basado en la Primera Ley de la Termodinámica

$$\eta_I = \frac{E + Q_U}{E_c} = \eta_E + \eta_T$$

Dónde:

QU: Calor Entregado para la Cogeneración

E: Energía Eléctrica Generada

Ec: Energía entregada por el combustible con su PC inferior

$$\eta_E = \frac{E}{E_c} \quad \eta_T = \frac{Q_U}{E_c}$$

$$\eta_I = \frac{12000 + 15.71(2857.08 - 509.036)}{1.47495(39900)}$$

$$\eta_I = 83.07 \%$$

Cálculo del Índice Eléctrico

$$I_{ET} = \frac{E}{E + Q_U} = \frac{12000}{12000 + 15.71(2857.08 - 509.36)}$$

$$I_{ET} = 24.54 \%$$

Este índice indica que se emplea solo el 24.54 % de la energía que entrega el combustible para la generación de electricidad, el resto es para vapor.

2. Basado en la 2da Ley de la Termodinámica

$$\eta_{II} = \frac{E + Q_U(1 - T_0/T_Q)}{E_c}$$

$$\eta_{II} = \frac{12000 + 15.71(2857.08 - 509.036)(1 - 90/166)}{\dot{m}_c(39900)}$$

$$\eta_{II} = 49.087 \%$$

De igual manera se puede determinar la eficiencia de cogeneración que viene dada por el ahorro de combustible comparado con el sistema sin cogeneración

$$E_{c,s} = \frac{E}{\eta_{es}} + \frac{Q_U}{\eta_{ts}}$$

Dónde:

η_{es} : Eficiencia eléctrica

η_{ts} : Eficiencia térmica (caldero)

$$E_{c,s} = \frac{12000}{0.22044 * 0.96} + \frac{15.71(2857.08 - 509.036)}{0.9}$$

$$E_{c,s} = 97691.18 \text{ MW}$$

Calculo de Índice de Ahorro de Energía Primaria

$$I_{PE} = \frac{E_{c,s} - E_c}{E_{c,s}} = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_e}{\eta_{es}} + \frac{\eta_e}{\eta_{ts} * I_{ET} / (1 - I_{ET})}}$$

$$I_{PE} = \frac{97691.18 - 1.47495(39900)}{97691.18}$$

$$I_{PE} = 39.75 \%$$

Calculo de la Eficiencia eléctrica equivalente

$$\eta_{el.eq} = \frac{E}{(E_c - Q_u / \eta_{ts})} = \frac{\eta_e}{(1 - \eta_T / \eta_{ts})}$$

$$\eta_{el.eq} = \frac{12000}{1.47495(39900) - \left(\frac{15.71(2857.08 - 509.036)}{0.90} \right)}$$

$$\eta_{el.eq} = 67.17 \%$$

Este índice denota ahorro de energía primaria ya que el $\eta_{el.eq} > \eta_{es}$

Calculo de la eficiencia PURPA (Funciones Políticas de Regulación de Utilidades de Potencia)

$$\eta_P = \frac{W + Q_u / 2}{Q_c}$$

Dónde:

W: Trabajo Electromecánico

QU: Calor Útil producido para cogeneración

QC: Energía Térmica abastecida por el combustible

$$\eta_P = \frac{12000 + \frac{15.71(2857.08 - 509.036)}{2}}{1.47495(39900)}$$

$$\eta_P = 51.70 \%$$

De acuerdo al Reglamento Nacional de Cogeneración según el DS-N°064-2005-EM, en el artículo N°5 donde se indica los valores mínimos del Rendimiento Eléctrico Efectivo y la relación entre energía y calor útil.

Rendimiento Eléctrico Efectivo

$$REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{0.9}}$$

Dónde:

E: Energía Eléctrica Generada en Bornes

Q: Energía Suministrada por el combustible

V: Cantidad de calor de Cogeneración

$$REE = \frac{12000}{58850.5 - \frac{15.71(2857.08 - 509.036)}{0.9}}$$

$$REE = 0.6717 \quad \dots \text{OK}$$

Calor Útil

$$C = \frac{E}{V}$$

$$C = \frac{12000}{15.71(2857.08 - 509.036)(0.9)}$$

$$C = 0.361 \quad \dots \text{OK}$$

En resumen se demuestra que la alternativa técnicamente viable es utilizando la turbina SST-111 ya que cumple con los requerimiento y exigencias

mínimas para los sistemas de cogeneración, además de obtener una mejor eficiencia global de cogeneración.

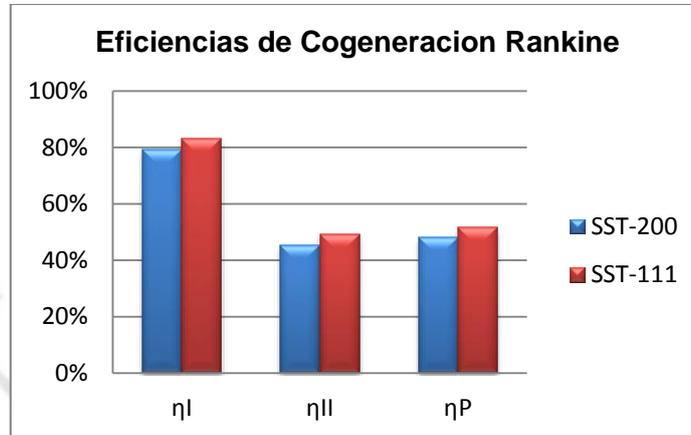


Fig. 3.9 Comparativo de Eficiencias de Cogeneración utilizando Ciclo Rankine

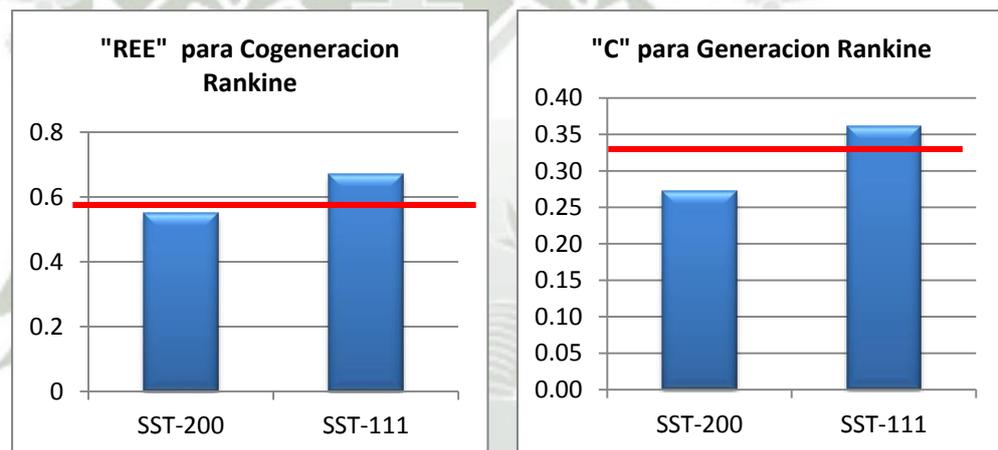


Fig. 3.10 Comparativo de los valores de "REE" y "C"

3.4. Dimensionamiento , selección y cálculo de caídas de presión en Tuberías

3.4.1. Tubería del Caldero hacia la turbina

En este punto, de acuerdo a las figuras 3.5 y 3.6, se tiene las siguientes condiciones:

- $P = 60$ bar
- $T = 520^{\circ}\text{C}$
- $\dot{m} = 77776$ kg/hr
- $V = 80$ m/s (de acuerdo al HandBook - Piping Mohinder L. Nayyar)

Además, se conoce que la distancia entre el generador de vapor y turbina es de 20m aproximadamente.

Aplicando el método de velocidad y pérdidas de carga, seleccionamos la tubería de acuerdo al siguiente Abaco.

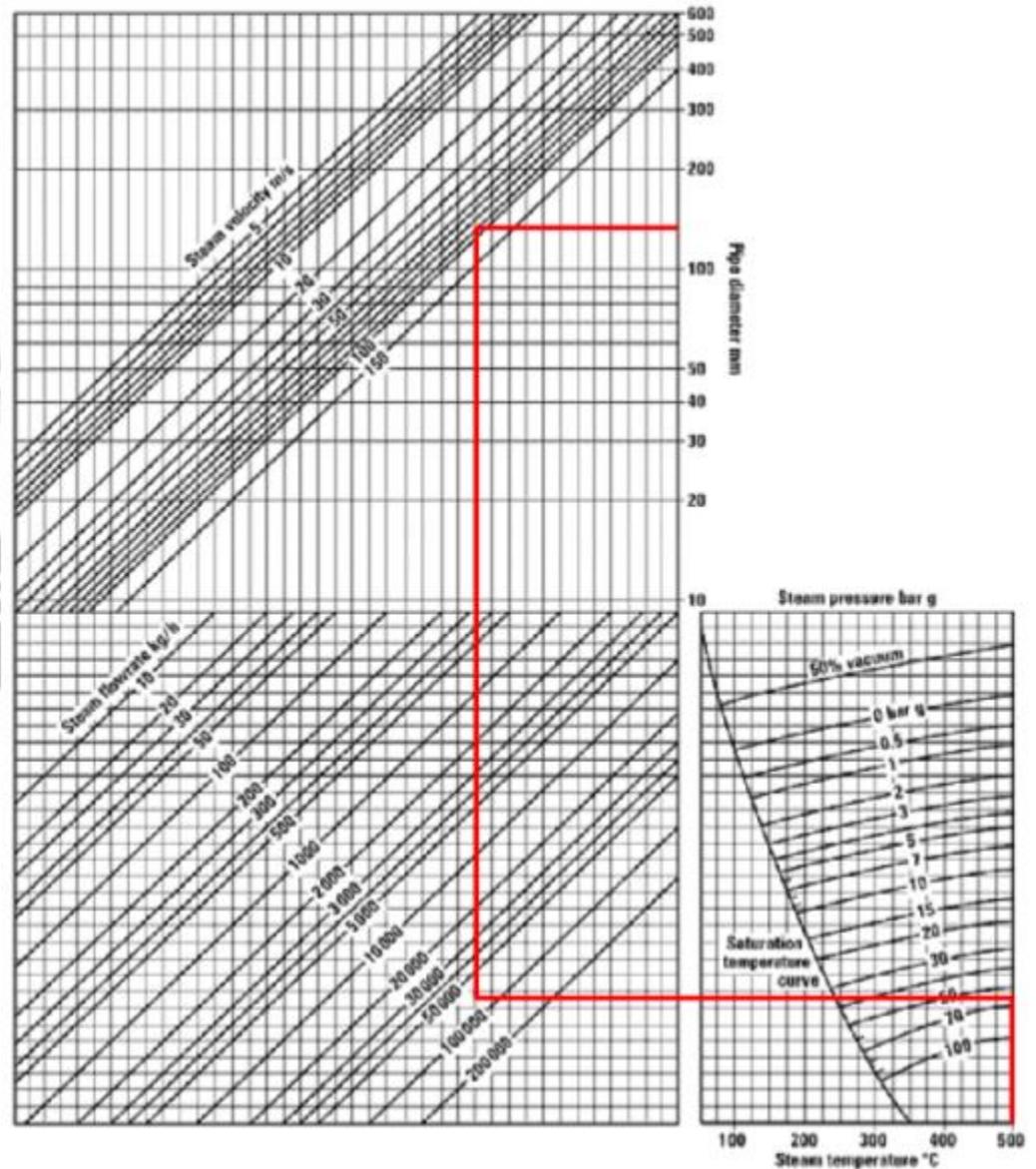


Fig. 3.11 Abaco de dimensionamiento de tubería de Caldero hacia Turbina

De este diagrama se determina que el diámetro necesario para el caso es de 140mm. El diámetro nominal sería de 150mm

Se utilizará una tubería de SCH-80, que de acuerdo a la siguiente tabla podemos obtener su diámetro interior.

Nominal size pipe (mm)	15	20	25	32	40	50	65	80	100	150
Schedule 40	15.8	21.0	26.6	35.1	40.9	52.5	62.7	77.9	102.3	154.1
Schedule 80	13.8	18.9	24.3	32.5	38.1	49.2	59.0	73.7	97.2	146.4
Schedule 160	11.7	15.6	20.7	29.5	34.0	42.8	53.9	66.6	87.3	131.8
DIN 2448	17.3	22.3	28.5	37.2	43.1	60.3	70.3	82.5	107.1	159.3

Tabla 3.1 Comparativo de los diámetros nominales e interiores de tubería

Con el Diámetro interno calculado, procedemos a determinar las pérdidas de presión en la línea con el siguiente ábaco.

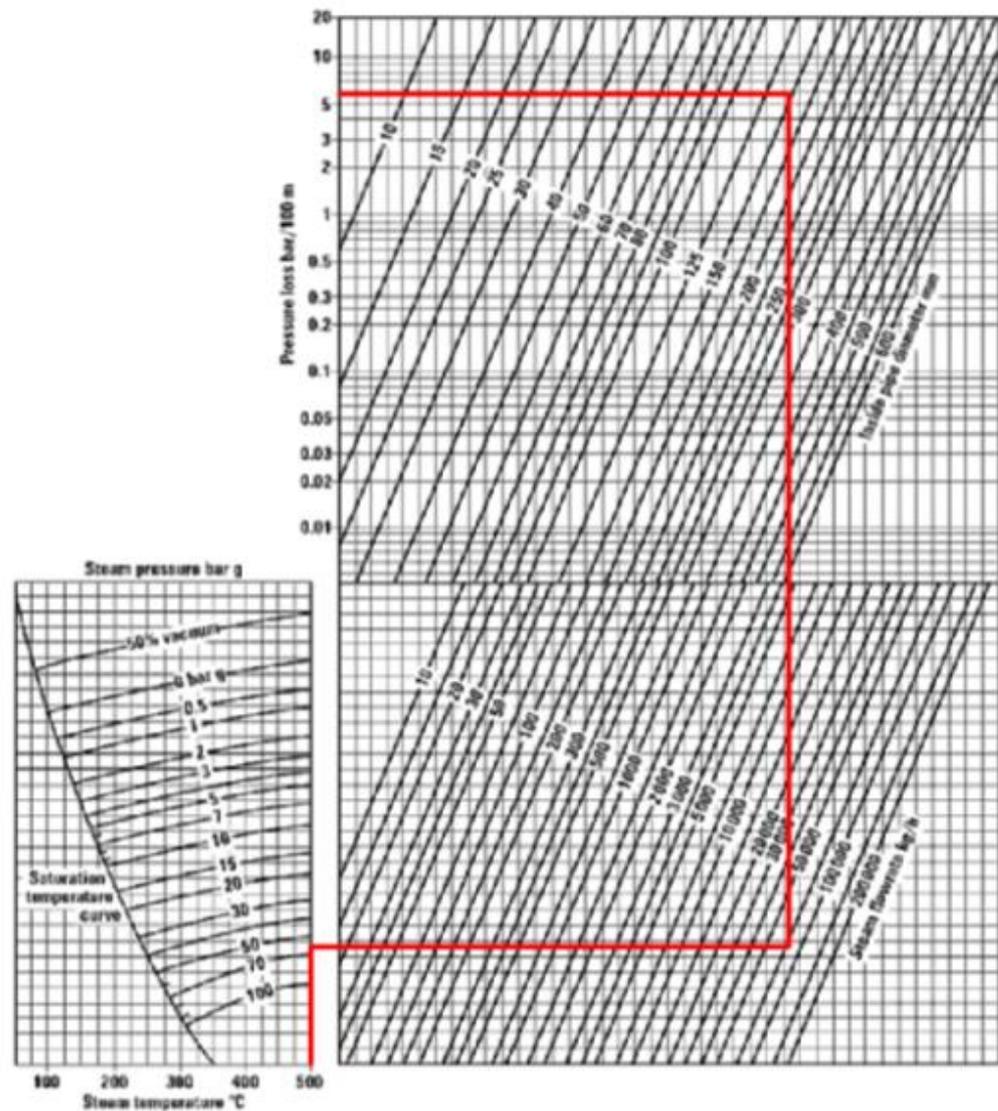


Fig. 3.12 Abaco para el cálculo de la caída de presión en la línea

Con esto se determina que determina que la caída de presión de la línea será de 05 bares por cada 100 m de tubería. Así mismo se empleará una tubería de 150mm de diámetro SCH-80 para el transporte del vapor del caldero hacia la turbina.

A continuación se verificará que el SCH seleccionado es el correcto de acuerdo a los requerimientos de resistencia, para este fin se debe calcular el espesor requerido para la tubería de acuerdo a la fórmula de la ASA-ASTM:

$$t = \frac{P * D_e}{2s + 0.8P} + c$$

Dónde:

t: Espesor mínimo de pared del tubo

P: Presión de trabajo

D_e: Diámetro Exterior

s: Esfuerzo de diseño

c: Esfuerzo adicional para corrosión

De acuerdo a las condiciones que se tienen en este punto se utilizará un acero A-158 sin costura rica en Cr (S - 1 1/4Cr). En este sentido, el cálculo del espesor mínimo “t” es:

P	882	psi
T	530	°C
De	6.625	pulg
s	8705.19	psi
c	0.065	pulg
t	0.388	pulg

Tabla 3.2 Espesor mínimo de tubería

De tablas se tiene que el espesor SCH-80 es de 0.432", entonces el SCH es correcto.

3.4.2. Tubería del 1er sangrado para regeneración

En este punto, de acuerdo a las figuras 3.6 y 3.7, se tiene las siguientes condiciones:

- $P = 25 \text{ bar}$
- $T = 415^\circ\text{C}$
- $\dot{m} = 7776 \text{ kg/hr}$
- $V = 60 \text{ m/s}$ (de acuerdo al HandBook - Piping Mohinder L. Nayyar)

Además, se conoce que la distancia entre el regenerador de vapor y turbina es de 30m aproximadamente.

Aplicando el método de velocidad y pérdidas de carga, seleccionamos la tubería de acuerdo al siguiente ábaco.

Fig 10.2.9 Steam pipeline sizing chart - Pressure drop

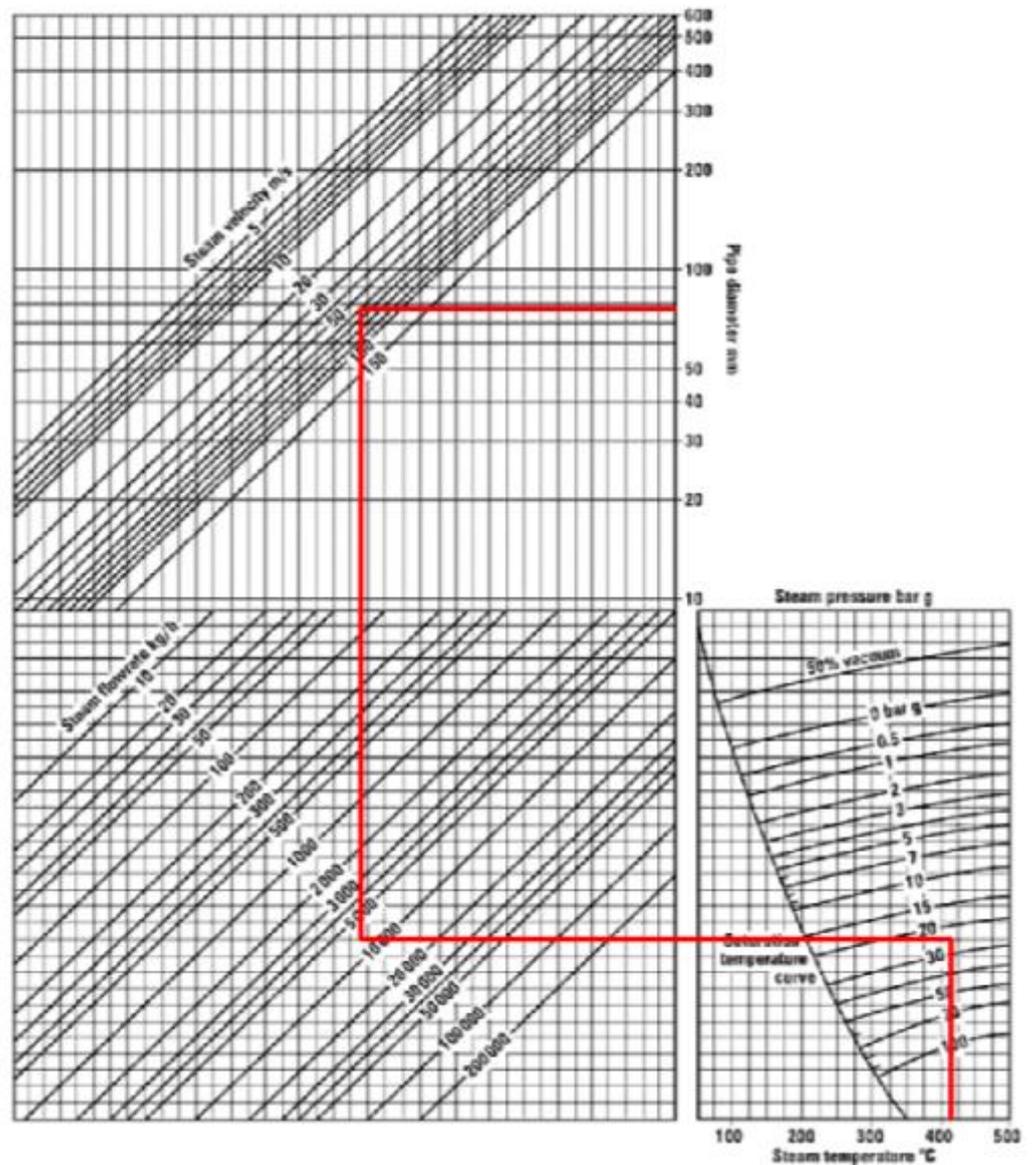


Fig. 3.12 Abaco de dimensionamiento de tubería de 1er sangrado

De este diagrama se determina que el diámetro necesario para el caso es de 78 mm. El diámetro nominal sería de 80 mm

Se utilizará una tubería de SCH-80, que de acuerdo a la siguiente tabla podemos obtener su diámetro interior.

Nominal size pipe (mm)	15	20	25	32	40	50	65	80	100	150
Schedule 40	15.8	21.0	26.6	35.1	40.9	52.5	62.7	77.9	102.3	154.1
Schedule 80	13.8	18.9	24.3	32.5	38.1	49.2	59.0	73.7	97.2	146.4
Schedule 160	11.7	15.6	20.7	29.5	34.0	42.8	53.9	66.6	87.3	131.8
DIN 2448	17.3	22.3	28.5	37.2	43.1	60.3	70.3	82.5	107.1	159.3

Tabla 3.3 Comparativo de los diámetros nominales e interiores de tubería

Con el Diámetro interno calculado, procedemos a determinar las pérdidas de presión en la línea con el siguiente ábaco.

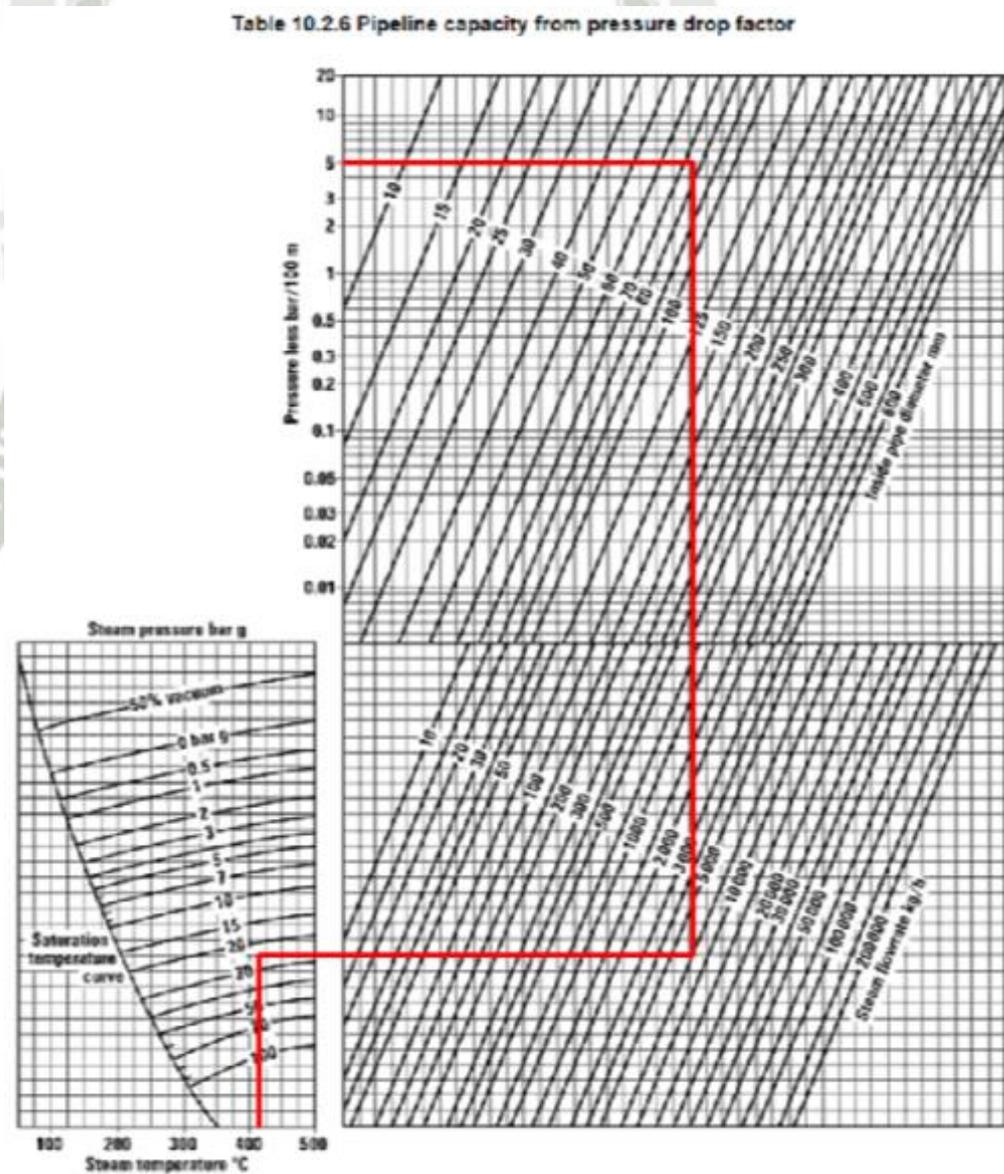


Fig. 3.13 Abaco para el cálculo de la caída de presión en la línea

A continuación se verificará que el SCH seleccionado es el correcto de acuerdo a los requerimientos de resistencia, para este fin se debe calcular el espesor requerido para la tubería de acuerdo a la fórmula de la ASA-ASTM:

$$t = \frac{P * D_e}{2s + 0.8P} + c$$

De acuerdo a las condiciones que se tienen en este punto se utilizará acero al carbón A-106 sin costura (S-B) En este sentido, el cálculo del espesor mínimo “t” es:

P	368	psi
T	415	°C
De	3.500	pulg
s	10696.2	psi
c	0.065	pulg
t	0.124	pulg

Tabla 3.4 Espesor mínimo de tubería

De tablas se tiene que el espesor SCH-80 es de 0.3", entonces el SCH es correcto. Sin embargo, se puede verificar que el espesor para un SCH-40 también cumple con los requerimientos de espesor mínimo, por lo que se seleccionará una tubería de 80mm SCH-40.

3.4.3. Tubería para suministro de vapor a la planta Industrial

En este punto, de acuerdo a las figuras 3.6 y 3.7, se tiene las siguientes condiciones:

- P = 2.1 bar
- T = 166°C
- ṁ = 56556 kg/hr
- V = 50 m/s (de acuerdo al HandBook - Piping Mohinder L. Nayyar)

Además, se conoce que la distancia entre la turbina y la planta que es de 35m aproximadamente.

Aplicando el método de velocidad y pérdidas de carga, seleccionamos la tubería de acuerdo al siguiente ábaco.

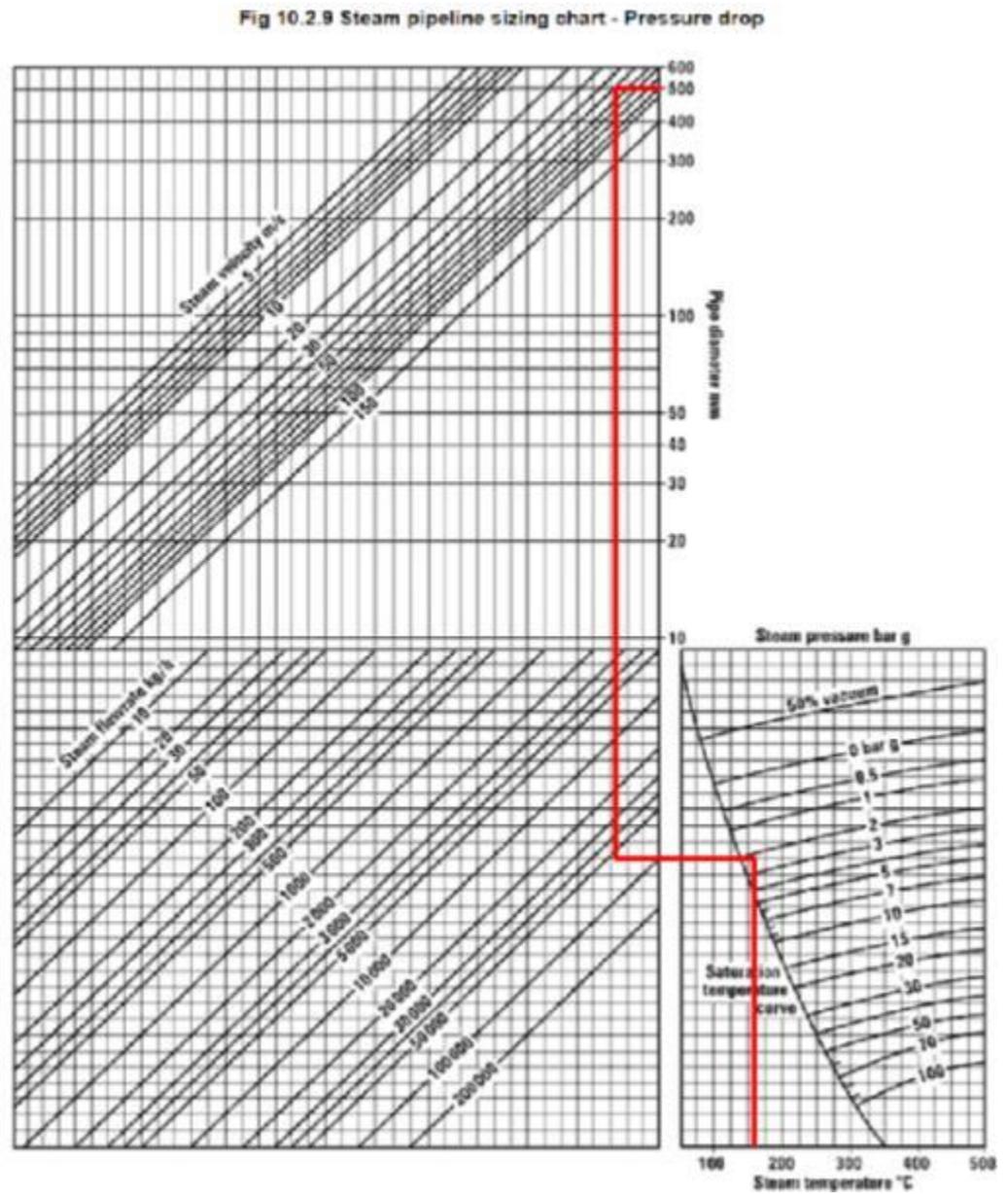


Fig. 3.14 Abaco de dimensionamiento de tubería de Suministro de Vapor a la planta

De este diagrama se determina que el diámetro necesario para el caso es de 500mm. Entonces, el diámetro nominal sería de 20”.

Se utilizará una tubería de 20” SCH-40 (baja presión), la cual tiene un diámetro interior de 477.8 mm

Con el Diámetro interno calculado, procedemos a determinar las pérdidas de presión en la línea con el siguiente ábaco.

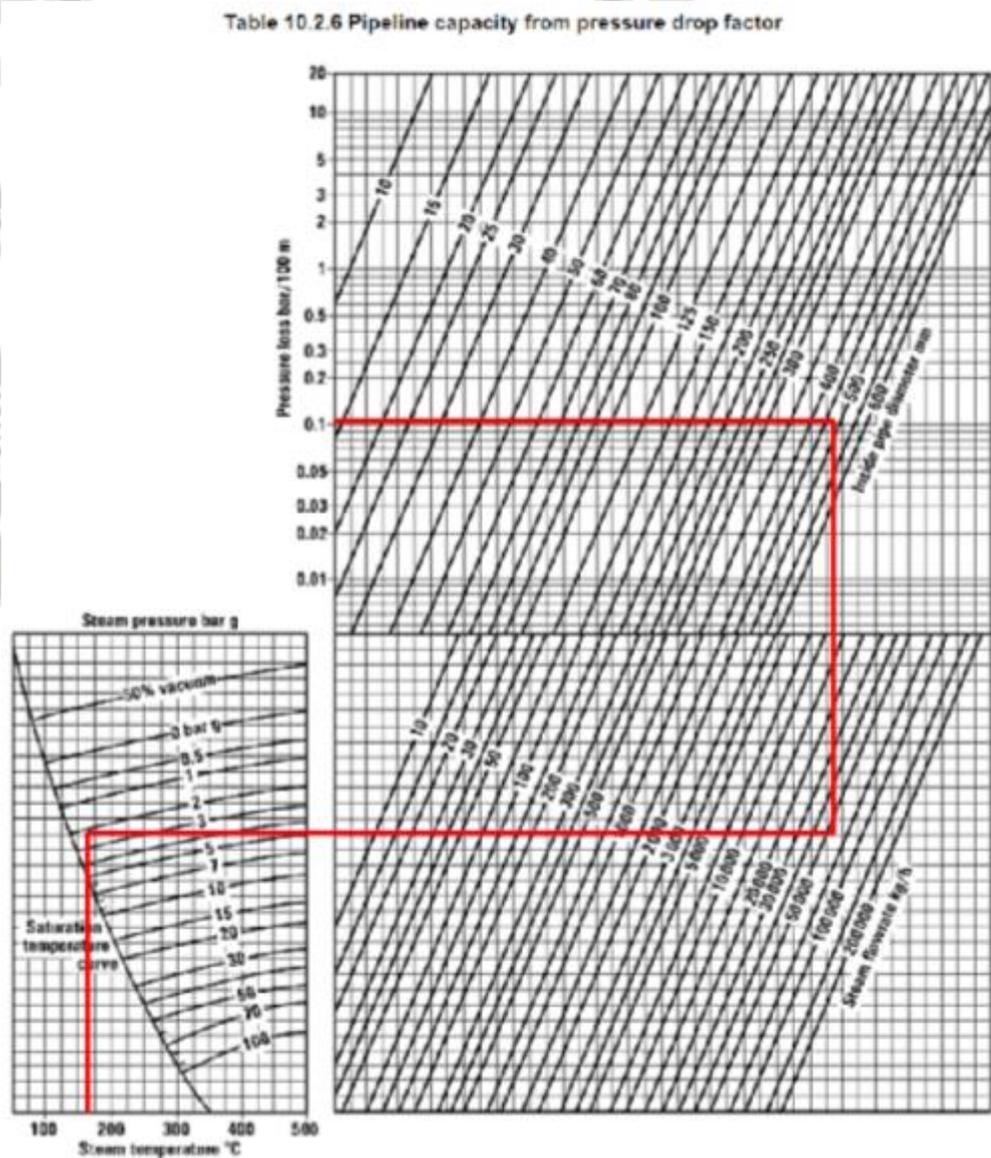


Fig. 3.15 Abaco para el cálculo de la caída de presión en la línea

A continuación se verificará que el SCH seleccionado es el correcto de acuerdo a los requerimientos de resistencia, para este fin se debe calcular el espesor requerido para la tubería de acuerdo a la fórmula de la ASA-ASTM:

$$t = \frac{P * D_e}{2s + 0.8P} + c$$

De acuerdo a las condiciones que se tienen en este punto se utilizará acero al carbón A-120 soldado a tope – BW. En este sentido, el cálculo del espesor mínimo “t” es:

P	31	psi
T	166	°C
D _e	20.000	pulg
s	6226.77	psi
c	0.065	pulg
t	0.114	pulg

Tabla 3.5 Espesor mínimo de tubería

De tablas se tiene que el espesor SCH-40 es de 0.593", entonces el SCH seleccionado es correcto.

3.4.4. Tubería hacia el tanque desaireador

En este punto, de acuerdo a las figuras 3.6 y 3.7, se tiene las siguientes condiciones:

- P = 01 bar
- T = 158°C
- ṁ = 16740 kg/hr
- V = 50 m/s (de acuerdo al HandBook - Piping Mohinder L. Nayyar)

Además, se conoce que la distancia entre el desaireador y la turbina es de 40m aproximadamente.

Aplicando el método de velocidad y pérdidas de carga, seleccionamos la tubería de acuerdo al siguiente ábaco.

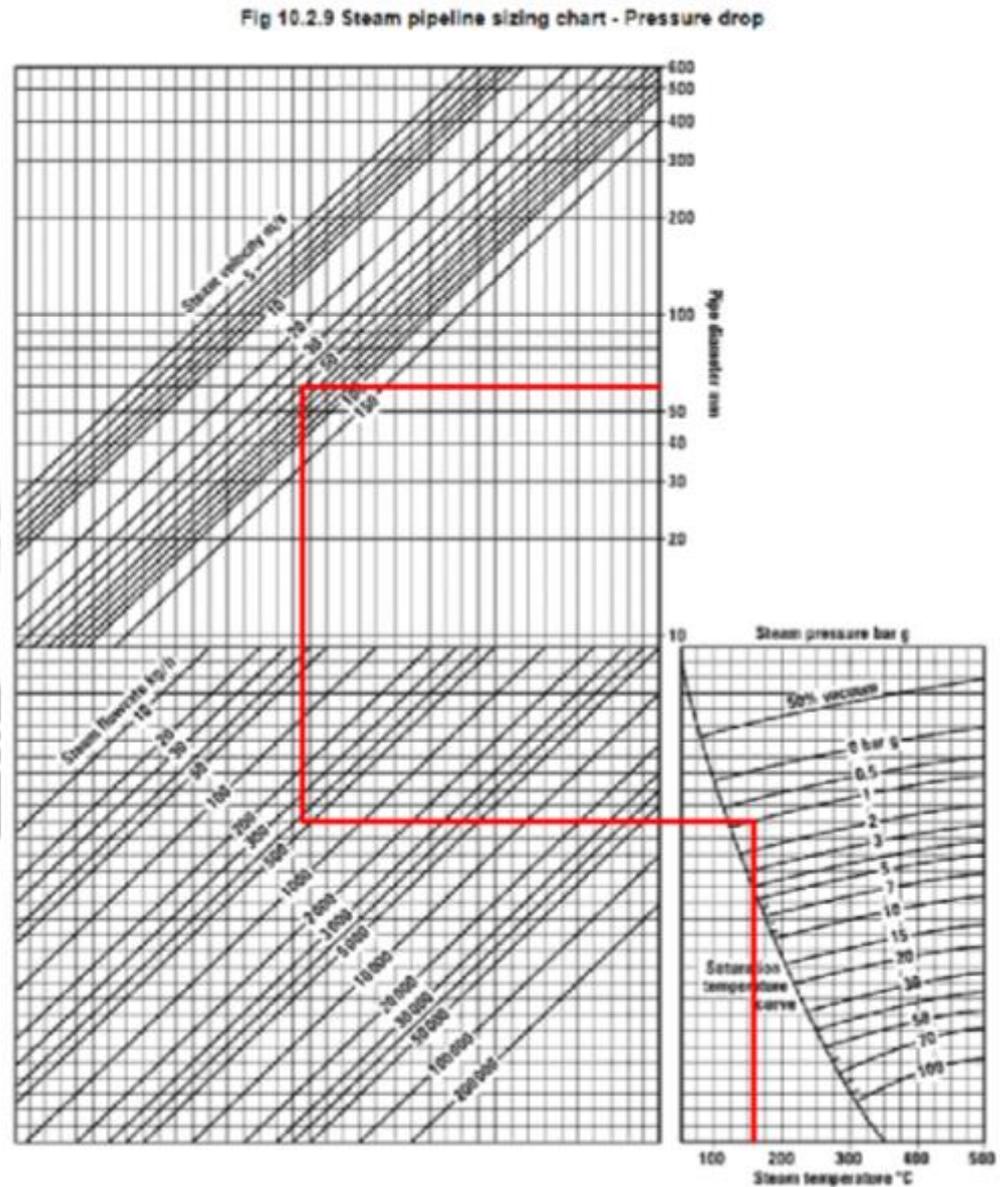


Fig. 3.16 Abaco de dimensionamiento de tubería hacia el tanque desaireador

De este diagrama se determina que el diámetro necesario para el caso es de 60 mm. Entonces, el diámetro nominal sería de 65 mm.

Se utilizará una tubería de SCH-40 (baja presión), que de acuerdo a la siguiente tabla podemos obtener su diámetro interior 62.7.

Nominal size pipe (mm)	15	20	25	32	40	50	65	80	100	150
Schedule 40	15.8	21.0	26.6	35.1	40.9	52.5	62.7	77.9	102.3	154.1
Schedule 80	13.8	18.9	24.3	32.5	38.1	49.2	59.0	73.7	97.2	146.4
Schedule 160	11.7	15.6	20.7	29.5	34.0	42.8	53.9	66.6	87.3	131.8
DIN 2448	17.3	22.3	28.5	37.2	43.1	60.3	70.3	82.5	107.1	159.3

Tabla 3.6 Comparativo de los diámetros nominales e interiores de tubería

Con el Diámetro interno calculado, procedemos a determinar las pérdidas de presión en la línea con el siguiente ábaco.

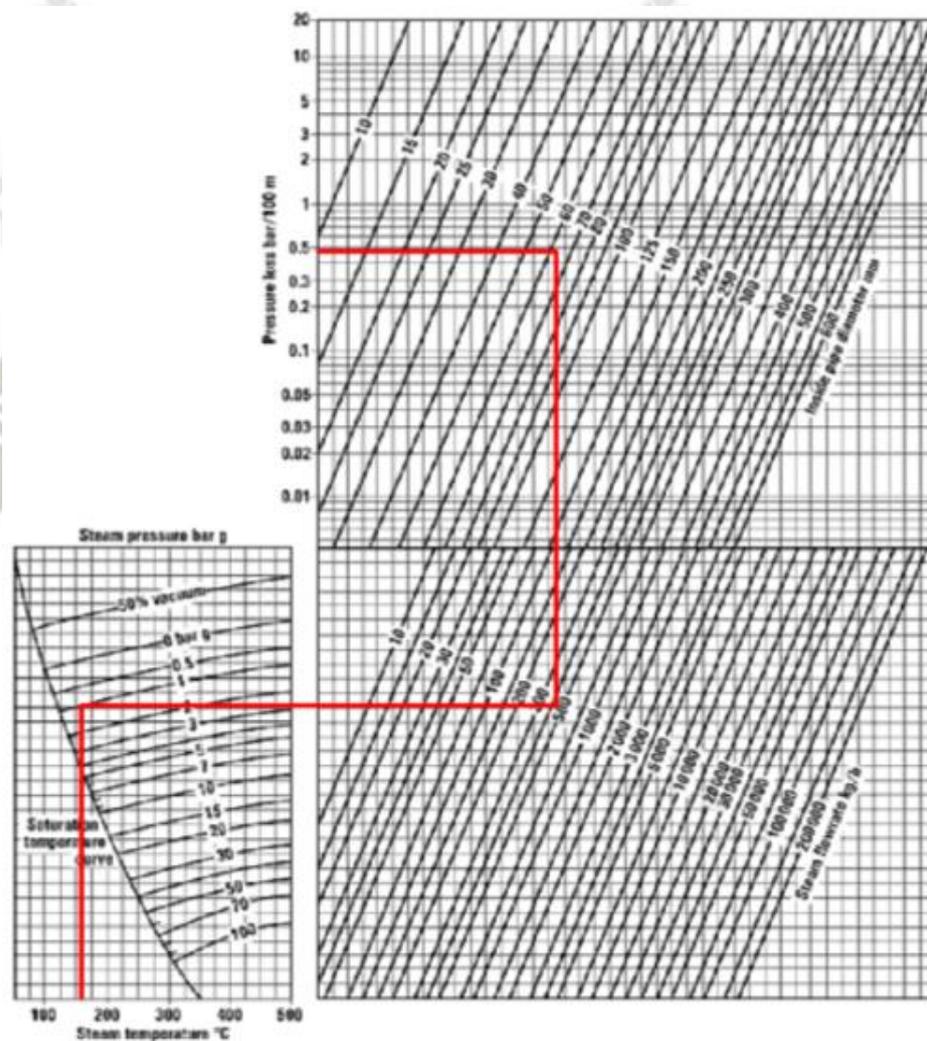


Fig. 3.17 Abaco para el cálculo de la caída de presión en la línea

A continuación se verificará que el SCH seleccionado es el correcto de acuerdo a los requerimientos de resistencia, para este fin se debe calcular el

espesor requerido para la tubería de acuerdo a la fórmula de la ASA-ASTM:

$$t = \frac{P * D_e}{2s + 0.8P} + c$$

De acuerdo a las condiciones que se tienen en este punto se utilizará acero al carbón A-120 soldado a tope – BW. En este sentido, el cálculo del espesor mínimo “t” es:

P	15	psi
T	158	°C
De	2.875	pulg
s	6263.67	psi
c	0.065	pulg
t	0.068	Pulg

Tabla 3.5 Espesor mínimo de tubería

De tablas se tiene que el espesor SCH-40 es de 0.203", entonces el SCH seleccionado es correcto.

3.4.5. Tubería de la salida de la turbina hacia el condensador.

En este punto, de acuerdo a las figuras 3.6 y 3.7, se tiene las siguientes condiciones:

- P = 0.15 bar
- T = 115.6°C
- ṁ = 90000 kg/hr
- V = 45 m/s (de acuerdo al HandBook - Piping Mohinder L. Nayyar)

Además, se conoce que la distancia entre la turbina y el condensador es de 05m aproximadamente.

Aplicando el método de velocidad y pérdidas de carga, seleccionamos la tubería de acuerdo al siguiente ábaco.

Fig 10.2.9 Steam pipeline sizing chart - Pressure drop

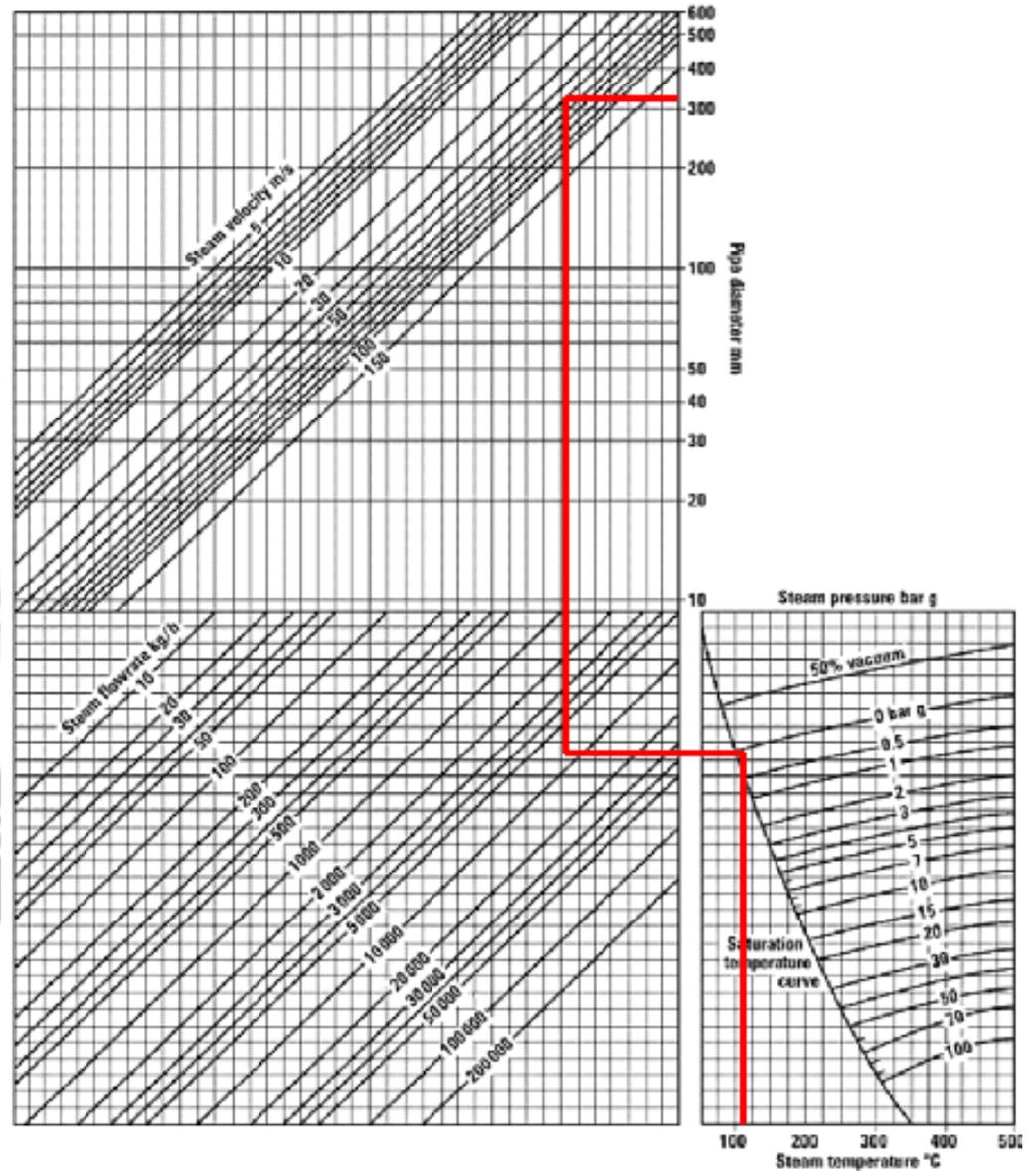


Fig. 3.16 Abaco de dimensionamiento de tubería a la salida de la turbina

De este diagrama se determina que el diámetro necesario para el caso es de 320 mm. Entonces, el diámetro nominal sería de 333.3 mm.

Se utilizará una tubería de 14" SCH-40 (baja presión), la cual tiene un diámetro interior de 333.3 mm

Con el Diámetro interno calculado, procedemos a determinar las pérdidas de presión en la línea con el siguiente ábaco.

Table 10.2.6 Pipeline capacity from pressure drop factor

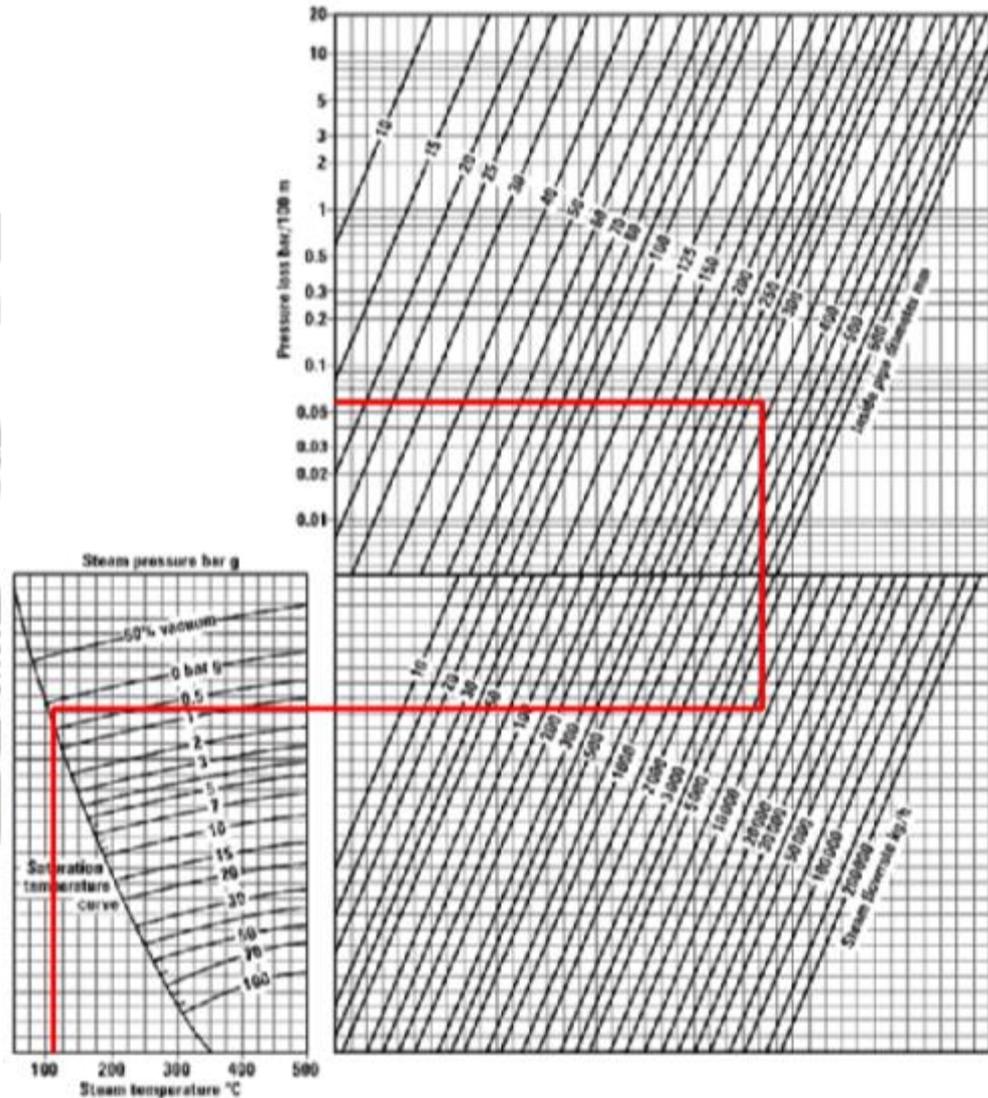


Fig. 3.19 Abaco para el cálculo de la caída de presión en la línea

A continuación se verificará que el SCH seleccionado es el correcto de acuerdo a los requerimientos de resistencia, para este fin se debe calcular el espesor requerido para la tubería de acuerdo a la fórmula de la ASA-ASTM:

$$t = \frac{P * D_e}{2s + 0.8P} + c$$

De acuerdo a las condiciones que se tienen en este punto se utilizará acero al carbón A-120 soldado a tope – BW. En este sentido, el cálculo del espesor mínimo “t” es:

P	2	psi
T	116	°C
De	14.000	pulg
s	6483.44	psi
c	0.065	pulg
t	0.067	Pulg

Tabla 3.7 Espesor mínimo de tubería

De tablas se tiene que el espesor SCH-40 es de 0.437”, entonces el SCH seleccionado es correcto.

Se procede a seleccionar el intercambiador de calor de Regeneración, para el presente estudio se utilizará un intercambiador TL6 de Alfa Laval (Anexo 6).

3.4.6. Designación de tuberías principales del sistema

Para efectos de designación y nomenclatura de las principales tuberías del sistema de cogeneración con ciclo Rankine, una vez calculados sus diámetros se utilizará la siguiente tabla,

Ítem	De	A	Nombre
1	Caldero	Turbina	LV-CATB-6-01
2	Turbina	Regenerador	LV-TBRE-3-02
3	Turbina	Planta	LV-TBPL-20-03
4	Turbina	TK Flash	LV-TBTK-2.5-04
5	Turbina	Condensador	LC-TBCN-1.5-01
6	Planta	TK Flash	LC-PLTK-3-02
7	Condensador	TK Flash	LC-CNTK-2-03
8	TK Flash	Regenerador	LC-TKRE-4-04

9	Regenerador	Caldero	LC-RECA-4-05
10	Regenerador	Condensador	LC-RECN-2-06

Tabla N° 3.8 Designación de las principales líneas del sistema

En donde cada término de la nomenclatura se encuentra separado por un guion (-) y denota lo siguiente:

- ✓ 1er Término: Tipo de línea. Línea de Vapor (LV) o Línea de Condensado (LC)
- ✓ 2do Término: Punto de Origen y Destino de la tubería en relación al flujo.
- ✓ 3er Término: Diámetro nominal de la tubería en pulgadas
- ✓ 4to Término: Numero correlativo

A continuación se presenta el resumen general de la caída de presión, que en su mayoría es ínfima.

Ítem	De	A	Nombre	Caída de Presión (bar/100m)	Longitud (mm)	Caída de Presión (bar)
1	Caldero	Turbina	LV-CATB-6-01	5	38391	1.92
2	Turbina	Regenerador	LV-TBRE-3-02	5	9502	0.48
3	Turbina	Planta	LV-TBPL-20-03	0.11	47437	0.05
4	Turbina	TK Flash	LV-TBTK-2.5-04	0.49	19358	0.09
5	Turbina	Condensador	LC-TBCN-1.5-01	0.065	15605	0.01

Tabla 3.9 Resumen Caída de Presión en líneas de vapor

3.4.7. Cálculo de espesores mínimos de aislamiento

Para el cálculo de los espesores mínimos de cada tubería se empleó el software de Isover, para cada punto se consideraron las condiciones del fluido, el tipo de fluido, las condiciones externas, velocidad del fluido, material, temperatura, etc.

Lo resultados obtenidos son mostrados en la siguiente tabla:

Ítem	Nombre	Diámetro Nominal (mm)	Diámetro Exterior (mm)	Long (m)	Espesor min (mm)	Tipo de Aislante
1	LV-CATB-6-01	6"-SCH80	168.3	38.4	62.97	MANTA SPINTEX 342-G
2	LV-TBRE-3-02	3"-SCH40	88.9	9.5	40.76	MANTA SPINTEX 342 G-125
3	LV-TBPL-20-03	20"-SCH40	508	47.4	93.70	MANTA SPINTEX 322-G
4	LV-TBTK-2.5-04	2 1/2" - SCH40	73	19.4	19.22	MANTA SPINTEX 322-G
5	LC-TBCN-1.5-01	1 1/2" - SCH40	48.3	15.6	NA	NA
6	LC-PLTK-3-02	3"-SCH40	88.9	46.6	NA	NA
7	LC-CNTK-2-03	2"-SCH40	60.3	3.4	NA	NA
8	LC-TKRE-4-04	4"-SCH40	114.3	14.3	NA	NA
9	LC-RECA-4-05	4"-SCH40	114.3	61.2	19.14	MANTA SPINTEX 322-G
10	LC-RECN-2-06	2"-SCH40	60.3	10.4	NA	NA

Tabla 3.10 Espesores mínimos de Aislamiento

Para efectos de análisis económico se detallan a continuación la cantidad de aislante requerido para las tuberías de este sistema:

Ítem	Nombre	Esp. min (mm)	Tipo de Aislante	Esp. Req. (mm)	Área Requerida (m ²)	Cantidad Req (Und)	Requerimiento (Und)	Costo (\$/m ²)	Costo Total (\$)
1	LV-CATB-6-01	62.97	MANTA SPINTEX 342-G	70	6.4612	1.615	2	17.85	142.8
2	LV-TBRE-3-02	40.76	MANTA SPINTEX 342 G-125	50	0.8447	0.169	1	13.95	69.75
3	LV-TBPL-20-03	93.70	MANTA SPINTEX 322-G	100	24.0980	8.033	9	19.50	526.5
4	LV-TBTK-2.5-04	19.22	MANTA SPINTEX 322-G	20	1.4131	0.236	1	9.75	58.5
5	LC-TBCN-1.5-01	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
6	LC-PLTK-3-02	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
7	LC-CNTK-2-03	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
8	LC-TKRE-4-04	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA
9	LC-RECA-4-05	19.14	MANTA SPINTEX 322-G	20	7.0000	1.167	2	9.75	117
10	LC-RECN-2-06	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA

Tabla 3.11 Costos de Aislamiento de tuberías de vapor

El reporte específico para cada tubería se presenta en el Anexo 1 donde se señalan los parámetros de aislamiento, coeficientes y condiciones.

3.5. Selección de Equipos de Bombeo

Para la selección de las bombas de condensado se utilizó el software de INOXPA, ingresando los datos de altura, caudal y diámetro de tubería para estimar el modelo de bomba requerido para dichas condiciones, cabe resaltar que se aplicó un factor de seguridad de 15% para el dimensionamiento de las bombas. A continuación se detallan las bombas seleccionadas.

Servicio de Bomba	Caudal (l/s)	Caudal (m ³ /h)	Altura (mm)	Diámetro (pulg)	T (°C)	P (bar)	Tipo de Bomba
Bomba de Condensador a TK Flash	2.0952	7.54272	1000	2"	104	1	PROLAC HCP 40-150
Bomba de Tk Flash a Intercambiador	17.8376	64.21536	3296	4"	121.4	60	PROLAC HCP 80-175
Bomba de Planta a TK Flash	15.71	56.556	2617	3"	90	1	PROLAC HCP 80-175
Bomba Agua de Refrigeración Cond.	135	486	200000	8"	13	1	DIN TEX 200-150-315

Tabla 3.12 Selección de bombas

Las fichas técnicas, curvas y puntos de operación de las bombas seleccionadas se detallan en el Anexo 2.

3.6. Estudio de pérdidas de presión en la línea de abastecimiento de gas natural

La planta se ubica cerca de una troncal de gas natural, la misma que abastece a la planta de Fundición de Aceros Arequipa. La planta azucarera está ubicada a 05 km de esta planta por esta razón existe la posibilidad del abastecimiento de gas.

La acometida se encuentra en las afueras de la planta y el recorrido de tuberías desde el armario de regulación de la acometida hacia el punto de utilización del gas es de 100m.

Para el cálculo de las pérdidas de presión del gas se utilizara el método de acuerdo a las fórmulas de Renouard para media y alta presión.

De acuerdo a los cálculos realizados en el capítulo punto anterior el consumo de combustible requerido por los calderos es de 1.59 kg/s lo cual equivale a un flujo 9232.25 m³(st)/hr.

En primer lugar se comprobará que la velocidad no sobrepase los 20 m/s para la selección adecuada de diámetro de tubería.

Para un diámetro de 300 mm se tiene:

$$\text{Vel} = \frac{9232.25}{\frac{3600}{\frac{\pi(0.3)^2}{4}}} = 36.28 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ya que la velocidad sobrepasa los límites permitidos se realiza la prueba con un diámetro mayor.

$$\text{Vel} = \frac{9232.25}{\frac{3600}{\frac{\pi(0.4)^2}{4}}} = 19.92 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Entonces se selecciona un diámetro de 400mm (15 pulg) para la tubería de abastecimiento de gas a los calderos.

De acuerdo al layout de planta tenemos una longitud total de tubería de 100m, entonces considerando las pérdidas por accesorios (codos y tuberías) se puede estimar con precisión la longitud equivalente:

$$L_E = 100 \times 1.2 = 120 \text{ m}$$

Entonces con los siguientes datos procedemos a calcular las pérdidas de presión del gas:

Presión en la acometida: p_1 5 bar

Diámetro de tubería: 400mm

Densidad del gas: 0.58 kg/m^3

Caudal: $9232.25 \text{ m}^3/\text{h}$

La caída de presión viene dada por la siguiente expresión:

$$p_2 = \sqrt{p_1^2 - 48.6 \cdot d_s \cdot L_E \cdot \frac{V^{1.82}}{D^{4.32}}} = \sqrt{5^2 - 48.6 \cdot 0.58 \cdot 120 \cdot \frac{9232.25^{1.82}}{400^{4.82}}}$$
$$= 4.99 \text{ bar}$$

La pérdida de presión es mínima debido a que el diámetro de la tubería es considerable.

3.7. Selección de Equipos Eléctricos

Para la central de cogeneración se seleccionarán los siguientes equipos eléctricos de acuerdo a las condiciones de generación que se presentan.

Para la cogeneración de energía eléctrica en base a ciclo Rankine se utilizará el sistema de Generadores conectados directamente a un sistema de barras

colectoras simples. Se trata de un esquema poco utilizado y que corresponde a centrales de pequeña potencia, que alimentan directamente a media tensión. (6 kV, 20 kV) la red de distribución a la que están conectadas las cargas. Siendo dichas redes de pequeña longitud, es decir, próximas a la central.

El esquema básico es el siguiente:

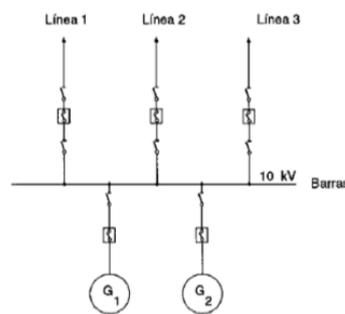


Fig. 3.20 Generadores conectados directamente a un sistema de barras colectoras

Cada generador se conecta al embarrado a través de su interruptor y seccionador. Esto permite aislar cualquier unidad generadora, bien por fallo en la misma o para las operación de revisión y mantenimiento, sin necesidad de parar el resto de las maquinas generadoras.

Para simplificar la representación del sistema trifásico las barras colectoras vienen representadas por una sola línea, pero de hecho en instalaciones importantes se utilizan dos y hasta tres juegos de barras colectoras.

Lo seccionadores se seleccionan en base al nivel de tensión (13.8 kv) y la corriente nominal (1000 A), para este caso se selecciona el seccionador de marca HUBBELL AGCH5-01520 (Anexo 3).

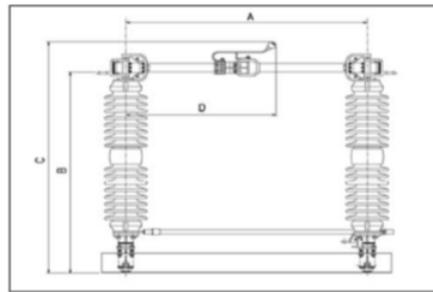


Fig. 3.21 Esquema de seccionadores a utilizar

Los interruptores de potencia al vacío se seleccionan de la marca Siemens, de acuerdo a las condiciones de la planta (15 Kv). Se presentan en el Anexo 3.

3.8. Evaluación Económica

Para este efecto se emplearán las herramientas de análisis económico VAN, TIR y la relación Costo-Beneficio B/C aplicados a los resultados técnicos obtenidos correspondientes al empleo de la turbina SST-111.

3.8.1. Costos de Operación Actuales

La planta en la actualidad cuenta con los siguientes consumos de energía.

Energía Activa (KWh)		Maxima Demanda	Energía Reactiva (KVARh)	Costo Mensual (S/.)	Costo Anual (\$)
Hora Punta	Fuera Punta	Fuera Punta			
279.958	1058.356	3.870	940.365	2,114,283.34	9,061,214.30

Tabla N° 3.13 Consumos actuales de energía eléctrica en la planta

La planta utiliza combustible R-500 para generar aproximadamente 35% del vapor requerido por la planta (7.14 ton/h), el resto de vapor es generado por la combustión del bagazo resultante de los procesos de producción de azúcar, el consumo de combustible anual se muestra en la siguiente tabla.

Combustible	Hrs anual	Vapor producido (ton/h)	Flujo requerido (kg/s)	Consumo anual (kg)	Consumo anual (gal)	Costo Unitario (USD/gal)	Costo Total (USD)
R-500	4575	7.14	0.2239	3687332.46	1146113.13	2.32	2,660,619.76

Tabla N° 3.14 Consumo de combustible en la planta

En resumen, se tiene:

Concepto	Monto
Energia Electrica	9,061,214.30
Combustible	2,660,619.76
Mantenimiento	586,091.70
TOTAL (USD)	12,307,925.76

Tabla N° 3.15 Resumen de Costos actuales de la planta

3.8.2. Costos de Inversión de Sistema de Cogeneración en base a ciclo Rankine

Turbina SST-111 (12 MW)	
Turbina de Vapor	5401476
Caldero	4803852
Lineas de Distribucion de Vapor	2551332
Tuberias de distribucion de Vapor	
Tuberia de condensado	
Instalacion de suministro de gas	
Sistema de Bombeo	
Aislamiento de Tuberias	
Condensador	
Estacion de Bombeo de agua de mar	
Intercambiador de calor de regeneracion	
Instalaciones Electricas	
Proyecto, instalacion , obra civil	
Accesorios complementarios	
MONTAJE	
TOTAL	\$ 39,082,780.80

Tabla N° 3.16 Costo de Inversión de sistema de Cogeneración con ciclo Rankine

3.8.3. Costos de Operación aplicando sistema de Cogeneración con ciclo

Rankine

Para realizar el cálculo del costo del combustible se utiliza el flujo másico calculado en el capítulo anterior con un factor de corrección de 15% para imprevistos o incremento de producción, de esta manera tenemos:

Consumo (kg/seg)	Consumo (m3)	Consumo (MMBTU)	PU (\$/MMBTU)	Costo (USD)
1.76994	37372963.85	1334748.709	4	5,338,994.84

Tabla N° 3.17 Costo de Combustible aplicando Cogeneración con ciclo Rankine

Así mismo, cuando el sistema de cogeneración entra a operación el consumo de energía eléctrica (que se compra del sistema) se reduce a un 5% aproximadamente. Haciendo el resumen general de costos tenemos:

Concepto	Monto (USD)
Combustible	5,338,994.84
Energía Eléctrica	453,060.71
Mantenimiento	219,600.00
Total	6,011,655.55
AHORRO	\$ 6,296,270.21

Tabla N° 3.18 Resumen de Costos Operativos aplicando cogeneración con Ciclo Rankine

3.8.4. Evaluación de Viabilidad Económica Sistema de Cogeneración en base a Ciclo Rankine

"n"	Costos	Ahorro	Neto	Neto Acumulado	Neto actualizado	Acumulado
0	39082780.80	0.00	-39082780.80	-39082780.80	-39082780.80	-39082780.80
1	0.00	6296270.21	6296270.21	-32786510.59	5829879.82	-33252900.98
2	0.00	6296270.21	6296270.21	-26490240.38	5398036.87	-27854864.10
3	0.00	6296270.21	6296270.21	-20193970.17	4998182.29	-22856681.81
4	0.00	6296270.21	6296270.21	-13897699.96	4627946.57	-18228735.25
5	0.00	6296270.21	6296270.21	-7601429.75	4285135.71	-13943599.54
6	0.00	6296270.21	6296270.21	-1305159.54	3967718.25	-9975881.29
7	0.00	6296270.21	6296270.21	4991110.67	3673813.19	-6302068.10
8	0.00	6296270.21	6296270.21	11287380.87	3401678.88	-2900389.21
9	0.00	6296270.21	6296270.21	17583651.08	3149702.67	249313.45
10	0.00	6296270.21	6296270.21	23879921.29	2916391.36	3165704.81
11	0.00	6296270.21	6296270.21	30176191.50	2700362.37	5866067.18
12	0.00	6296270.21	6296270.21	36472461.71	2500335.53	8366402.71
13	0.00	6296270.21	6296270.21	42768731.92	2315125.49	10681528.20
14	0.00	6296270.21	6296270.21	49065002.13	2143634.71	12825162.91
15	0.00	6296270.21	6296270.21	55361272.34	1984846.96	14810009.87
16	0.00	6296270.21	6296270.21	61657542.55	1837821.26	16647831.13
17	0.00	6296270.21	6296270.21	67953812.76	1701686.35	18349517.47
18	0.00	6296270.21	6296270.21	74250082.97	1575635.51	19925152.98
19	0.00	6296270.21	6296270.21	80546353.18	1458921.77	21384074.75
20	0.00	6296270.21	6296270.21	86842623.39	1350853.49	22734928.23
VAN	\$0.00	\$61,817,709.03	\$61,817,709.03			
VA	\$39,082,780.80	\$61,817,709.03	\$22,734,928.23			

Tabla N° 3.19 Cálculo del VAN del sistema de Cogeneración con Ciclo Rankine

B/C	1.58
TIR	15.15%

Tabla N° 3.20 Relación Costo-Beneficio y TIR del sistema de Cogeneración con Ciclo Rankine

3.9. Evaluación Medio Ambiental

3.9.1. Organismos Reguladores en el Perú

- ✓ Consejo Nacional del Ambiente (CONAM)
- ✓ Ministerio de Energía y Minas (MEM)
- ✓ Dirección General de Electricidad (DGE)
- ✓ Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería (OSINERGMIN)
- ✓ Instituto Nacional de Recursos Naturales (INRENA)
- ✓ Instituto Nacional de Cultura (INC)
- ✓ Ministerio de Salud (MINSA)
- ✓ Ministerio de Transportes, y Comunicaciones (MTC)
- ✓ Gobiernos Locales

3.9.2. Lineamientos y dispositivos ambientales

- ✓ Constitución Política del estado Peruano de 1993

- ✓ Código Penal - D. L. N° 635 (Título XIII Delitos contra la Ecología)
- ✓ Ley General del Ambiente – Ley N° 28611
- ✓ Ley del Sistema Nacional de Evaluación del Impacto Ambiental – Ley N° 27446
- ✓ Ley Marco para el Crecimiento de la Inversión Privada – D.L. N° 757
- ✓ Ley de Evaluación de Impacto Ambiental para Obras y Actividades – D.L. N° 26786
- ✓ Ley General de Aguas – D.L. N° 17752
- ✓ Ley General de Salud – D.L. N° 26842 del 9 de Julio de 1997
- ✓ Ley General de Residuos Sólidos – D.L. N° 27314

3.9.3. Legislación aplicable a las actividades de electricidad

- ✓ Ley de concesiones Eléctricas - D.L. N° 25844
- ✓ Reglamento de Ley de Concesiones Eléctricas - D.S. N° 099-93
- ✓ Reglamento de Protección Ambiental en Actividades Eléctricas - D.S. N° 29-94-EM
- ✓ Franja de Servidumbre de Líneas de Transmisión y su Intangibilidad - DGE-025-P/98
- ✓ Norma de Imposición de Servidumbre - R.M. N° 111-88-EM
- ✓ Ley General de Expropiaciones - Ley N° 27117
- ✓ Reglamento de Participación Ciudadana para la Realización de Actividades Energéticas dentro de los Procedimientos Administrativos de Evaluación de los Estudios Ambientales - R.M. N° 535-2004-MEM/DM
- ✓ Niveles Máximos Permisibles para Efluentes Líquidos productos de las Actividades de generación de transmisión y distribución de energía eléctrica- R.D. N° 008-97-EM/DGAA
- ✓ Niveles de Calidad del Aire Ambiental - D.S. N° 074-2001-PCM
- ✓ Niveles de Calidad ambiental del ruido - D.S. N° 085-2003-PCM

3.9.4. IMPACTOS POTENCIALES AL MEDIO FÍSICO

Emisión de gases

EL impacto por emisión de gases esta dado principalmente por la generación de vapor en la caldera, utilizando gas natural como combustible, llámese gas de efecto invernadero (CO₂) y contaminantes atmosféricos (CO, NO_x SO₂)

Los niveles de NO₂ emitidos por la caldera determinado para periodos de largo plazo (anual) no representarán riesgo para el cumplimiento del ECA anual debido a la gran capacidad de dispersión de los vientos costeros para estos períodos.

Las máximas concentraciones ocurren en horas de la mañana cuando existen condiciones de calma, vientos provenientes del suroeste, velocidades del viento muy bajas (calmas) y alta estabilidad atmosférica.

Los resultados del modelo de dispersión para la concentración de CO mostraron valores muy por debajo de los estándares para 1 y 8 horas, tanto para ciclo simple como para ciclo combinado.

Como parte del proyecto se ha considerado el uso de Diésel como combustible de respaldo ante una eventualidad con el suministro de gas natural. El uso de este combustible implica emisiones de óxidos de azufre, por lo cual se realizó el modelo de dispersión para el SO₂.

Las emisiones generadas no implicarán molestias e implicancias en la salud de habitantes locales.

Este impacto se considera negativo y de muy baja significancia.

Incremento de ruido

Existirá una exposición de ruido del tipo ocupacional y de seguridad para el personal operario de la planta, cuyos efectos directos a largo plazo pueden ser la pérdida de audición. El personal que labore cerca de las turbinas y generadores usará protección auditiva. Para el control de los niveles de exposición de ruido se tomarán en cuenta los lineamientos para exposición a ruido del U.S. Code of Federal Regulations (CFR) Title 29 Part 1910.95 que establece el límite de 85 dBA para un régimen laboral de 8 horas.

Se debe considerar los principales componentes o equipos generadores de emisiones de ruido de la planta. Entre ellos se encuentran: transformador, transformador auxiliar, filtro de aire, turbina a vapor, bombas al vacío, bombas de agua de refrigeración y el sistema de generación de vapor.

Se puede afirmar que los niveles de ruido estimados en los vértices de la planta y áreas adyacentes no excederán el Estándar Nacional de Calidad Ambiental de Ruido para zonas industriales en los horarios diurnos y nocturnos 80 dB(A) y 70 dB(A) respectivamente.

Por lo mencionado el efecto del incremento de los niveles de ruido sobre la caleta durante esta etapa del proyecto es considerado un impacto negativo de significancia baja.

Cambios en la calidad de suelo

La posibilidad de la contaminación de los suelos, está limitada a la inadecuada disposición de desechos generados durante el mantenimiento de la planta. Estas acciones requerirán efectuar cambios periódicos de aceites dieléctricos y usos de solventes en los transformadores de potencia y reguladores de medidas, que se constituyen en elementos contaminantes.

Se debe tener en consideración que la ocurrencia de esta posible contaminación es poco probable debido a que la planta, operará teniendo en cuenta procedimientos que cumplan con la reglamentación existente, en particular el Reglamento de la Ley General de Residuos Sólidos (D.S. 057-2004-EM).

Esta situación hace que este impacto ambiental sea considerado como de muy baja significancia.

Cambios en la calidad de agua

Se proyecta que una de las actividades que puede generar la alteración de la calidad de agua de mar, está principalmente asociada a la descarga final de los efluentes generados en la operación de la planta cogeneradora.

En el circuito de agua de circulación del ciclo combinado del proyecto, se producirá el retorno de aguas provenientes del condensador y de los enfriadores; estas aguas serán transportadas por tuberías hasta una cámara colectora, donde se juntarán las purgas del módulo planta de agua. Y desde la cámara colectora saldrán las tuberías y difusores de descarga de agua del emisario submarino. El ducto de descarga penetrará al mar alrededor de 100m, con una profundidad de 5 metros terminando en una cabeza difusora horizontal.

Se debe de tener en consideración que la descarga a evaluar debe cumplir con los Estándares Nacionales de Calidad Ambiental para Agua (ECA) correspondiendo la categoría 4 al agua de mar, donde se establece que el incremento de temperatura ΔT no debe de exceder de 3°C en un diámetro de 100 metros desde el punto de descarga.

El impacto sobre la calidad del agua del mar es bajo, considerando que la zona costera no será afectado por los vertidos salinos de la planta, además no se afectará a las actividades de pesca ya que la zona de descarga estará ubicada a 100 m mar adentro; así también, no se generará mayores implicancias al hábitat marino considerando que la pluma salina no es significativa, además que no llegaría a los sectores de costa.

Este impacto ambiental ha sido calificado como negativo y de significancia baja.

Alteración de la calidad visual del paisaje

El escenario actual de paisaje dominante del área donde se instalará la planta cogeneradora, es caracterizado como un terreno eriazo sin vegetación y un cuerpo de agua de amplia proporción, presentará un nuevo elemento artificial en su entorno, apreciándose desde el exterior una infraestructura de aspecto industrial y de estructuras metálicas. Este efecto será percibido durante toda la vida útil del Proyecto. Sin embargo, ya existen con elementos antrópicos como infraestructuras de producción de azúcar. Este efecto será negativo y de baja significancia.

3.9.5. IMPACTOS POTENCIALES AL MEDIO BIOLÓGICO

Perturbación de la fauna terrestre

En la etapa de operación, no se prevé un efecto sobre las aves ya que estas se acercarán hacia la zona de mezcla hasta sentir calor, momento en el cual no se sentirán cómodos procediendo a alejarse de esta. En algunos casos, las aves que buscan planear mediante surgimientos termales utilizarán el efecto boya de los gases para elevarse para luego descender hacia zonas más bajas.

Por lo mencionado el impacto a la fauna silvestre se ha considerado negativo y de baja significancia, considerando que el medio del área del estudio ya se encuentra intervenido por actividades azucareras.

Perturbación de la fauna marina

Se indica que los máximos valores de salinidad se presentan cerca de la zona de descarga y conforme se va desarrollando la pluma salina las concentraciones de salinidad y temperatura van disminuyendo hasta homogenizarse con el medio receptor.

Por lo mencionado, el impacto sobre la fauna marina es bajo, considerando que la descarga se realiza en áreas muy hidrodinámicas, donde las olas y corrientes actúan dinámicamente mezclando las diferentes capas de salinidad hasta homogeneizarse con el medio receptor.

3.9.6. IMPACTOS POTENCIALES AL MEDIO SOCIOECONÓMICO

Expectativas sobredimensionadas de empleo

La tecnología utilizada por la planta requiere de poco personal para su operación, por ser tecnología de última generación. Así, para la operación de las unidades se requerirá la contratación de 15 trabajadores, además de estar especialmente capacitadas para la operación de esta tecnología.

Considerando este impacto, se implementará las medidas necesarias para difundir el número exacto del personal no calificado requerido para la operación. Este impacto es directo, temporal, de importancia y magnitud leve.

Generación de Empleo

La operación y mantenimiento de la central termoeléctrica requerirá de un contingente de personal estimado en 15 trabajadores. Este personal será especializado en las labores de operación de la planta, así como en las labores de mantenimiento del equipamiento electromecánico. Asimismo, se requerirán de otros servicios referidos a la recolección y disposición de residuos sólidos, limpieza y monitoreos ambientales.

El impacto es directo y permanente, aunque debido al reducido número de personal no calificado requerido para la etapa de operación se prevé que el impacto es de importancia leve.

3.9.7. OTROS IMPACTOS POTENCIALES

Accidentes de trabajo

La operación de toda industria trae consigo el riesgo de la ocurrencia de accidentes de trabajo. El riesgo está directamente relacionado con la cantidad de personal que labore en el centro de trabajo, de esta forma, a más personal mayor es el riesgo. La ventaja de la operación de centrales térmicas con tecnología de última generación se refleja también en el poco personal operario necesario para su funcionamiento; en este caso se prevé que sólo 15 personas operarán en 03 turnos, lo que reduce el riesgo de accidentes.

Por otro lado, también es de suma importancia el adecuado uso de los equipos de protección personal, la capacitación a través de charlas periódicas y programadas y el cumplimiento estricto de lo indicado en el Reglamento de Seguridad y Salud en el Trabajo de las Actividades Eléctricas (R.M. N° 161-2007-MEM/DM). Se tomará todas las medidas indicadas para reducir los riesgos de accidentes de su personal durante las labores. Este impacto ha sido categorizado como directo, permanente y de importancia moderada.

Incremento de la disponibilidad energética

El funcionamiento de la planta de cogeneración en su real capacidad permitirá la generación de una potencia nominal que alimentará al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional, estableciendo con ello el incremento de la oferta eléctrica regional, con la consiguiente repercusión positiva en los aspectos de desarrollo económico y productivo. Este impacto es permanente, directo y de alta significancia.



CAPITULO IV

ANALISIS DE UN SISTEMA DE COGENERACION CON CICLO BRAYTON

4.1.Puntos Característicos del Sistema

Para el análisis del Ciclo Brayton se empleará el ciclo de generación de vapor a partir de una caldera de recuperación, así mismo se realizará una post-combustión de los gases de escape antes del ingreso al HRSG, esto ayuda a incrementar en un 50% la energía de cogeneración y por ende aumenta la eficiencia del ciclo cogenerativo.

El HRSG será seleccionado y diseñado para 01 nivel de presión, contando con sus partes generales, economizador, evaporador y sobrecalentador, se realiza el análisis de transferencia de calor en el mismo. Se conocen las condiciones ambientales para el aire de ingreso al compresor (20°C y 0 bar).

A continuación se presenta el layout general de la planta de cogeneración con ciclo Brayton aplicado a la planta industrial azucarera, se debe recalcar que por el tamaño de los equipo (grupo turbina-compresor y HRSG) estos equipos deben de ser instalados fuera de las instalaciones de la planta.

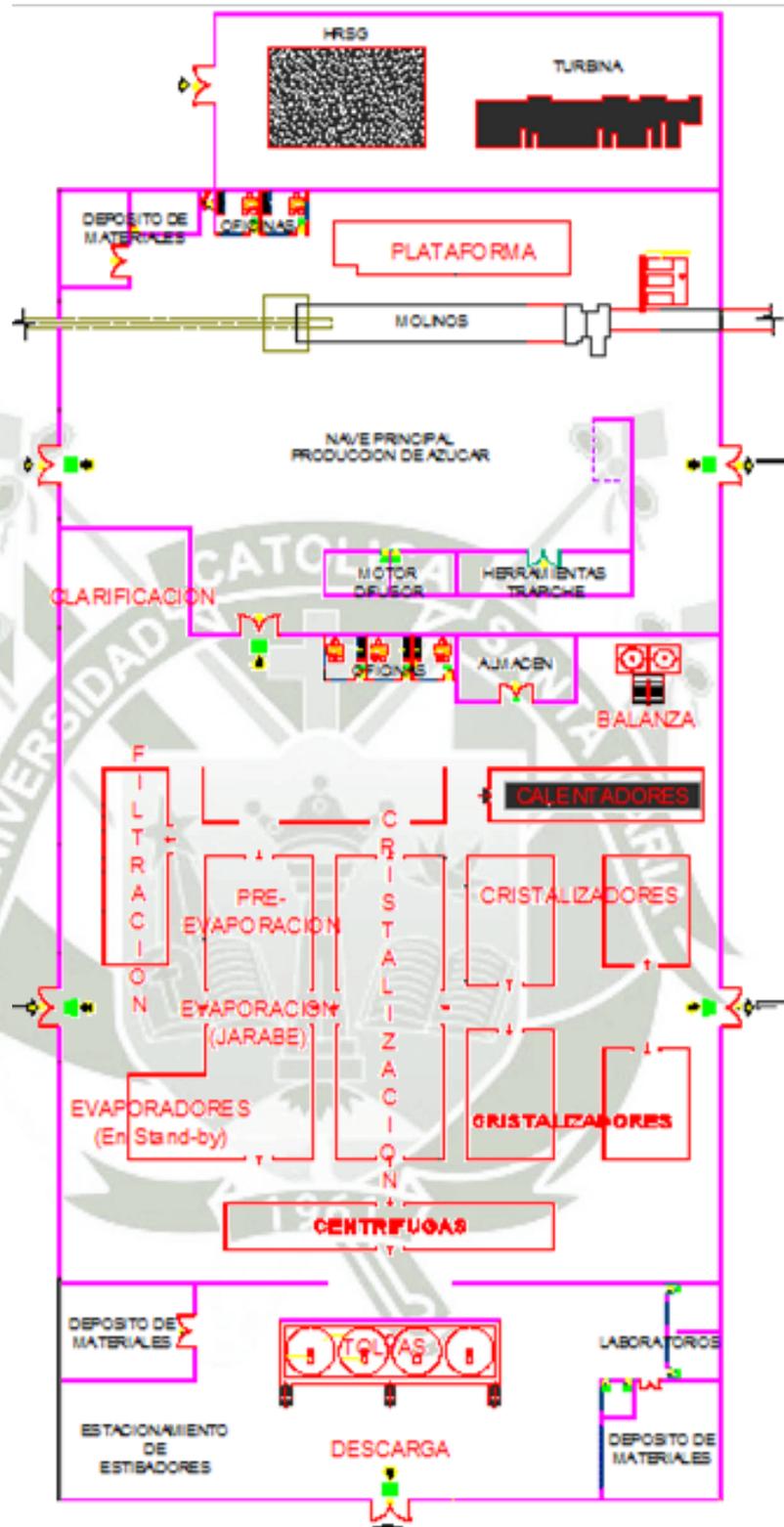


Fig. 4.1 Layout general de la planta de Cogeneración utilizando ciclo Brayton

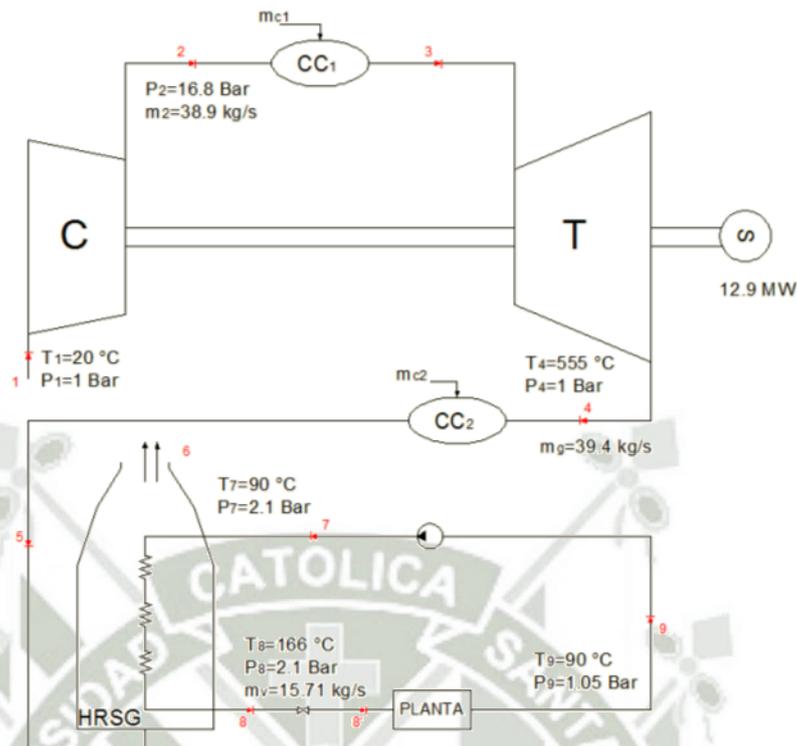


Fig. 4.2 Esquema general de la planta de Cogeneración utilizando turbina SGT-400

A continuación se presenta el diagrama T-s del proceso indicando los puntos característicos del sistema.

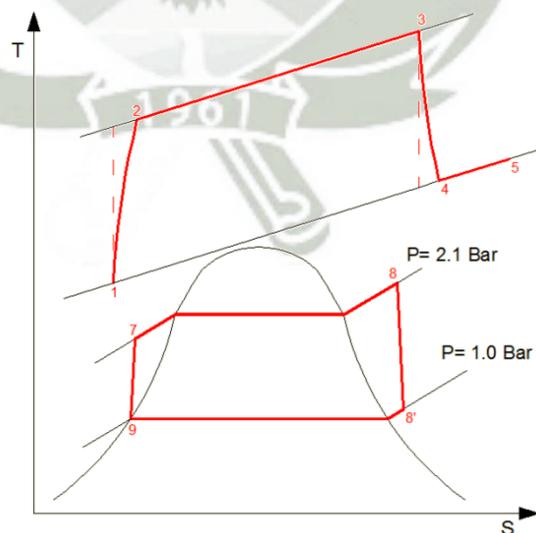


Fig. 4.3: Diagrama T-s del proceso (Turbina SGT-400)

4.2. Balances Termodinámicos de Energía y Masa para la Cogeneración

Utilizando la turbina SGT-400 Siemens (Anexo 4) cuyas características son:

$$Pot = 12.9 \text{ MW}$$

$$\eta_{elec} = 34.8\%$$

$$\text{Heat Rate} = 10.355 \text{ kJ/kW}$$

$$\pi = 16.8:1$$

$$m_{gases} = 39.4 \text{ kg/s}$$

$$T_{gases} = 555^\circ\text{C}$$

Compresor

$$m_k = 38.9 \text{ kg/s}$$

$$\text{Vel: } 14100$$

Calculo de Temperaturas del sistema:

Se realiza el análisis de acuerdo a la teoría de gases ideales donde: $\frac{T_{2i}}{T_1} = \pi^{\frac{k-1}{k}}$

$$\frac{T_{2i}}{(20 + 273)} = 16.8$$

$$T_1 = 656.078 \text{ }^\circ\text{K}$$

Asumiendo una eficiencia de expansión adiabática de 0.8 tenemos: $\frac{T_{2i} + T_1}{T_2 - T_1} = 0.8$

$$T_2 = 746.84 \text{ }^\circ\text{K}$$

Se tiene que la eficiencia eléctrica del ciclo está dada por: $\eta_{elc} = \eta_{ciclo} \times$

$$\eta_{gen} \times \eta_{mek}$$

$$0.348 = \frac{W_n}{Q_a} * 0.96$$

$$0.348 = \frac{m_{gases}(C_p)(T_3 - T_4) - m_k(C_p)(T_3 - T_4)}{m_{gases}(C_p)(T_3 - T_2)} \times 0.96$$

$$0.348 = \frac{39.4(T_3 - 555 - 273) - 38.9(T_3 - 293)}{39.4(T_3 - 746.84)} \times 0.96$$

$$T_3 = 1577.02^\circ\text{K}$$

Para calcular el flujo de vapor tenemos:

$$Q_g = Q_p * \eta_{\text{HRSG}}$$

$$m_v(h_8 - h_7) = m_{\text{gases}} * (C_p) * (T_5 - 90 - 273) * \eta_{\text{HRSG}} *$$

Asumiendo que no hay 2da cámara de combustión, el calor que entregarían los gases es:

$$Q = mC_p\Delta T$$

$$Q = 39.4(1.04)(555 - 90)$$

$$Q = 18394.28 \text{ kW}$$

De acuerdo a la bibliografía Handbook for Cogeneration, adicionando una cámara de post combustión antes del HRSG se obtiene un 50% más de calor

$$Q_{\text{gases}} = 27591.42 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{gases}} = (39.4 + m_c)(1.004)(T_5 - 90) = 27591.42 \text{ kW} \quad \dots (1)$$

Balance térmico en la 2da cámara de combustión

$$Q_g = Q_p$$

$$(m_c PC)(\eta_{cc}) = (39.4 + m_c)(T_5 - 555)(C_p)$$

$$m_c(39900)(0.95) = (39.4 + m_c)(T_5 - 555)(1.004) \quad \dots (2)$$

De (1) y (2) obtenemos

$$m_c = 0.239668 \text{ kg/s}$$

$$T_5 = 783.28^\circ\text{C}$$

Entonces calculamos el flujo de vapor que puede generar los gases de escape en post combustión

$$Q_{g,vapor} = Q_{HRSG} * \eta_{HRSG}$$

$$m_v(h_8 - h_7) = 27591.42(0.92)$$

$$m_v = 10.4715 \text{ kg/s}$$

Este flujo es insuficiente para los requerimientos de la planta (15.71 kg/s) por lo cual se requiere una turbina de mayor potencia que permite un mayor aprovechamiento del calor de recuperación en los gases de escape.

Utilizando turbina SGT – 500

$$Pot = 19.06 \text{ MW}$$

$$\eta_{elec} = 33.7\%$$

$$\pi = 13:1$$

$$\dot{m}_{gases} = 97.9 \text{ kg/s}$$

$$T_{gases} = 369^\circ\text{C}$$

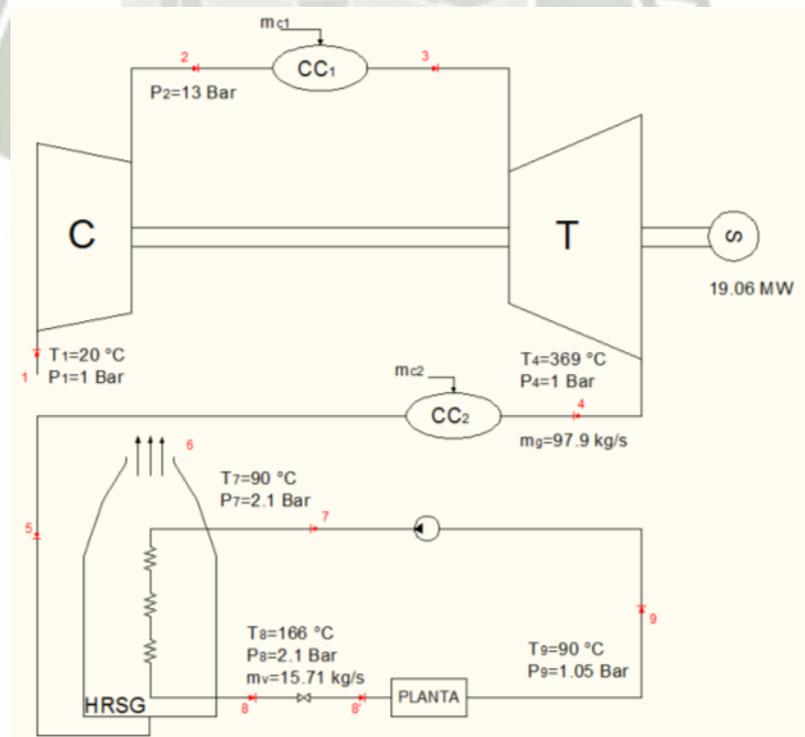


Fig. 4.4: Esquema de Planta de Cogeneración utilizando Turbina SGT-500

Calculo de Temperaturas del Sistema:

Se realiza el análisis de acuerdo a la teoría de gases ideales donde: $\frac{T_{2i}}{T_1} = \pi^{\frac{k-1}{k}}$

$$\frac{T_{2i}}{(20 + 273)} = 13^{0.4/1.4}$$

$$T_{2i} = 609.72^\circ\text{K}$$

Asumiendo una eficiencia de expansión adiabática de 0.8 tenemos: $\frac{T_{2i}+T_1}{T_2-T_1} = 0.8$

$$T_2 = 688.91^\circ\text{K}$$

Para el cálculo del flujo másico de combustible tenemos que la $r^{\frac{a}{c}} = 50$, entonces:

$$\frac{m_a}{m_c} = 50 \quad \text{y} \quad m_a + m_c = 97.9$$

$$\Rightarrow m_a = 95.9803 \text{ kg/s}$$

$$m_c = 1.9196 \text{ kg/s}$$

Se tiene que la eficiencia eléctrica del ciclo está dada por: $n_{\text{elc}} = n_{\text{ciclo}} \times n_{\text{gen}} \times n_{\text{mek}}$

$$\eta_{\text{elec}} = \frac{W_N}{Q_A} * \eta_{\text{acop}} * \eta_{\text{gen}}$$

$$0.377 = \frac{m_{\text{gases}}(C_p)(T_3 - T_4) - m_a(C_p)(T_2 - T_1)}{m_{\text{gases}}(C_p)(T_3 - T_2)} * 0.96$$

$$0.377 = \frac{97.9(T_3 - 369) - 95.9803(688.91 - 20 - 273)}{97.9(T_3 - 688.9)} * 0.96$$

$$T_3 = 1203.59^\circ\text{K}$$

Asumiendo que no hay 2da Cámara de combustión

$$Q = mC_p\Delta T$$

$$Q = 97.9(1.004)(369 - 90)$$

$$Q = 27423.35 \text{ kW}$$

De acuerdo a la bibliografía Handbook for Cogeneration, adicionando una cámara de post combustión antes del HRSG se obtiene un 50% más de calor

$$Q_{\text{gases}} = 41135.0346 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{gases}} = (97.9 + m_c)(1.004)(T_5 - 90) = 41135.0346 \text{ kW} \quad \dots (1)$$

Balace térmico en la 2da cámara de combustión

$$Q_g = Q_p$$

$$(m_c PC)(\eta_{cc}) = (97.9 + m_c)(T_5 - 369)(C_p)$$

$$m_c(39900)(0.95) = (39.4 + m_c)(T_5 - 369)(1.004) \quad \dots (2)$$

De (1) y (2) obtenemos

$$m_c = 0.359084 \text{ kg/s}$$

$$T_5 = 506.9 \text{ °C}$$

Entonces calculamos el flujo de vapor que puede generar los gases de escape en post combustión

$$Q_{g,\text{vapor}} = Q_{\text{HRSG}} * \eta_{\text{HRSG}}$$

$$m_v(h_8 - h_7) = 27591.42(0.94)$$

$$m_v = 15.95104 \text{ kg/s OK}$$

Análisis de Transferencia de Calor en la caldera de Recuperación

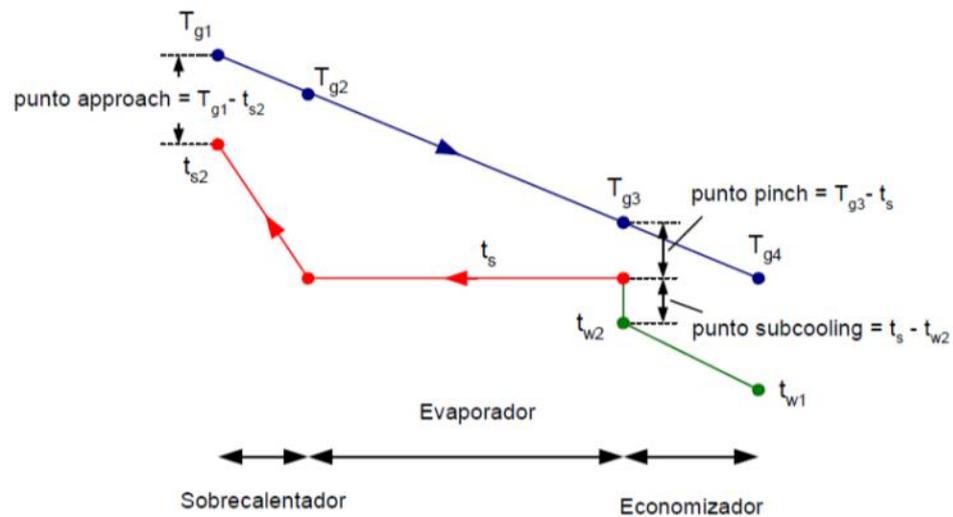


Fig. 4.5: Esquema de Temperatura vs %Calor

Temperaturas conocidas:

$$T_{G1} = 507 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad T_{W1} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad T_{S2} = 166 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad T_{G4} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Se debe cumplir las siguientes condiciones:

Primera condición:

$$T_{G4} \geq T_{W1}$$

$$90 \text{ }^{\circ}\text{C} \geq 90 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \text{OK}$$

Segunda condición:

$$T_{G3} \geq T_s$$

$$T_s = \text{Temperatura de Saturacion a presion de 2.1 bar} = 134.82 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Calculo en la zona del sobre calentador:

$$\dot{m}_g C_{p_g} \Delta T = \dot{m}_v \Delta h$$

$$\dot{m}_g C_{p_g} (T_{G1} - T_{G2}) = \dot{m}_v (h_{s2} - h_s)$$

$$98.1396(1.004)(507 - T_{G2}) = 15.95(2793.96 - 2727.02)$$

$$T_{G2} = 496.16 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Calculo en la zona del evaporador:

$$\dot{m}_g C_{p_g} \Delta T = \dot{m}_v \Delta h$$

$$\dot{m}_g C_{p_g} (T_{G2} - T_{G3}) = \dot{m}_v (h_{sg} - h_{sf})$$

$$98.139(1.004)(496.16 - T_{G3}) = 15.95(2727.02 - 567.07)$$

$$T_{G3} = 146.51$$

$$T_{G3} \geq T_s$$

$$146.51 \text{ °C} \geq 134.82 \text{ °C} \quad \text{OK}$$

Se procede a hallar la variable K:

$$\frac{T_{G1} - T_{G3}}{T_{G1} - T_{G4}} = K$$

$$K = \frac{507 - 146.51}{507 - 90} = 0.86448$$

Cálculo de la temperatura crítica de entrada:

$$T_{glc} = \frac{T_s - K * T_{W1}}{1 - K} = \frac{134.82 - 0.86448(90)}{1 - 0.86448}$$

$$T_{glc} = 420.726 \text{ °C}$$

Cálculo del Pinch Point:

$$\text{Pinch Point} = PP = T_{G3} - T_s$$

$$PP = 146.51 - 134.82 = 11.69 \text{ °C} \quad \text{OK}$$

Cálculo del Approach Point:

Por un tema de seguridad y asegurarse de que no se genere vapor en el economizador se establece un margen entre las siguientes temperaturas que se recomienda entre 11°C y 27°C (se asume el valor de 12°C)

$$\text{Approach Point} = AP = T_s - T_{W2} = 12 \text{ °C}$$

$$T_{W2} = T_s - 12 \text{ °C} = 134.82 - 12 = 122.82 \text{ °C}$$

$$T_{W2} = 122.82 \text{ °C}$$

Utilizando turbina SGT – 600

$$Pot = 24.77 \text{ MW}$$

$$\eta_{elec} = 34.2 \%$$

$$\pi = 14:1$$

$$\dot{m}_{gases} = 80.4 \text{ kg/s}$$

$$T_{gases} = 543^\circ\text{C}$$

Calculo de Temperaturas del Sistema:

Se realiza el análisis de acuerdo a la teoría de gases ideales donde: $\frac{T_{2i}}{T_1} = \pi^{\frac{k-1}{k}}$

$$\frac{T_{2i}}{(20 + 273)} = 14^{0.4/1.4}$$

$$T_{2i} = 622.77^\circ\text{K}$$

Asumiendo una eficiencia de expansión adiabática de 0.8 tenemos: $\frac{T_{2i}-T_1}{T_2-T_1} = 0.8$

$$T_2 = 705.21^\circ\text{K}$$

Para el cálculo del flujo másico de combustible tenemos que la $r_c^a = 50$,

entonces:

$$\frac{m_a}{m_c} = 50 \quad \text{y} \quad m_a + m_c = 80.4$$

$$\Rightarrow m_a = 78.82352 \text{ kg/s}$$

$$m_c = 1.57647 \text{ kg/s}$$

Se tiene que la eficiencia eléctrica del ciclo está dada por: $\eta_{elc} = \eta_{ciclo} \times$

$$\eta_{gen} \times \eta_{mek}$$

$$\eta_{elec} = \frac{W_N}{Q_A} * \eta_{acop} * \eta_{gen}$$

$$0.342 = \frac{m_{gases}(C_p)(T_3 - T_4) - m_a(C_p)(T_2 - T_1)}{m_{gases}(C_p)(T_3 - T_2)} * 0.96$$

$$0.342 = \frac{80.4(T_3 - 543 - 273) - 78.82352(705.21 - 20 - 273)}{80.4(T_3 - 705.21)} * 0.96$$

$$T_3 = 1505.08 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Asumiendo que no hay 2da Cámara de combustión

$$Q = mC_p\Delta T$$

$$Q = 80.4(1.004)(543 - 90)$$

$$Q = 36566.88 \text{ kW}$$

Entonces calculamos el flujo de vapor que puede generar los gases de escape

$$Q_{g,vapor} = Q_{HRSG} * \eta_{HRSG}$$

$$m_v(h_8 - h_7) = 36566.88(0.94)$$

$$m_v = 14.22153 \text{ kg/s OK}$$

Debido al flujo de gases y la temperatura a la salida de la turbina no son suficientes para producir la cantidad de vapor necesario para la planta se utiliza la 2da cámara de combustión para la generación de vapor en la caldera de recuperación. En esta cámara se asumirá que se generará 15% más de calor disponible para la recuperación.

$$Q_{gases} = 42051.91 \text{ kW}$$

$$Q_{gases} = (80.4 + m_c)(1.004)(T_5 - 90) = 42051.91 \text{ kW} \quad \dots (1)$$

Balace térmico en la 2da cámara de combustión

$$Q_g = Q_p$$

$$(m_c PC)(\eta_{cc}) = (80.4 + m_c)(T_5 - 543)(C_p)$$

$$m_c(39900)(0.95) = (80.4 + m_c)(T_5 - 543)(1.004) \dots (2)$$

De (1) y (2) obtenemos

$$m_c = 0.142988 \text{ kg/s}$$

$$T_5 = 610 \text{ }^\circ\text{C}$$

Entonces calculamos el flujo de vapor que puede generar los gases de escape en post combustión

$$Q_{g,vapor} = Q_{HRSG} * \eta_{HRSG}$$

$$m_v(h_8 - h_7) = 42051.91(0.94)$$

$$m_v = 16.35476 \text{ kg/s OK}$$

Análisis de Transferencia de Calor en la caldera de Recuperación

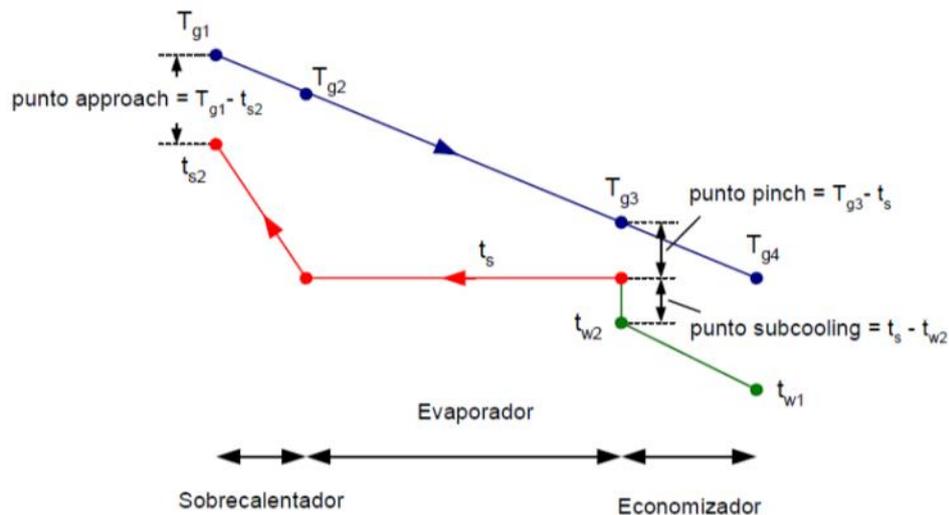


Fig. 4.6: Esquema de Temperatura vs %Calor

Temperaturas conocidas:

$$T_{G1} = 610^\circ\text{C}; \quad T_{W1} = 90 \text{ }^\circ\text{C}; \quad T_{S2} = 166 \text{ }^\circ\text{C}; \quad T_{G4} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

Se debe cumplir las siguientes condiciones:

Primera condición:

$$T_{G4} \geq T_{W1}$$

$$90\text{ °C} \geq 90\text{ °C} \quad \text{OK}$$

Segunda condición:

$$T_{G3} \geq T_s$$

$$T_s = \text{Temperatura de Saturacion a presion de 2.1 bar} = 134.82\text{ °C}$$

Calculo en la zona del sobre calentador:

$$\dot{m}_g C_{p_g} \Delta T = \dot{m}_v \Delta h$$

$$\dot{m}_g C_{p_g} (T_{G1} - T_{G2}) = \dot{m}_v (h_{s2} - h_s)$$

$$80.54(1.004)(610 - T_{G2}) = 15.71(2793.96 - 2727.02)$$

$$T_{G2} = 596.9\text{ °C}$$

Calculo en la zona del evaporador:

$$\dot{m}_g C_{p_g} \Delta T = \dot{m}_v \Delta h$$

$$\dot{m}_g C_{p_g} (T_{G2} - T_{G3}) = \dot{m}_v (h_{sg} - h_{sf})$$

$$80.54(1.004)(596.9 - T_{G3}) = 15.71(2727.02 - 567.07)$$

$$T_{G3} = 177.26\text{ °C}$$

$$T_{G3} \geq T_s$$

$$177.26\text{ °C} \geq 134.82\text{ °C} \quad \text{OK}$$

Se procede a hallar la variable K:

$$\frac{T_{G1} - T_{G3}}{T_{G1} - T_{G4}} = K$$

$$K = \frac{610 - 177.26}{610 - 90} = 0.832$$

Cálculo de la temperatura crítica de entrada:

$$T_{glc} = \frac{T_s - K * T_{W1}}{1 - K} = \frac{134.82 - 0.832(90)}{1 - 0.832}$$

$$T_{glc} = 356.78\text{ °C}$$

Cálculo del Pinch Point:

$$\text{Pinch Point} = \text{PP} = T_{G3} - T_s$$

$$\text{PP} = 177.26 - 134.82 = 42.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo del Approach Point:

Por un tema de seguridad y asegurarse de que no se genere vapor en el economizador se establece un margen entre las siguientes temperaturas que se recomienda entre 11°C y 27°C (se asume el valor de 12°C)

$$\text{Approach Point} = \text{AP} = T_s - T_{W2} = 12^\circ\text{C}$$

$$T_{W2} = T_s - 12^\circ\text{C} = 134.82 - 12 = 122.82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{W2} = 122.82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Utilizando turbina SGT – 750

$$\text{Pot} = 35.93 \text{ MW}$$

$$\eta_{\text{elec}} = 38.7 \%$$

$$\pi = 23.8:1$$

$$\dot{m}_{\text{gases}} = 113.3 \text{ kg/s}$$

$$T_{\text{gases}} = 462 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calculo de Temperaturas del Sistema:

Se realiza el análisis de acuerdo a la teoría de gases ideales donde: $\frac{T_{2i}}{T_1} = \pi^{\frac{k-1}{k}}$

$$\frac{T_{2i}}{(20 + 273)} = 23.8^{0.4/1.4}$$

$$T_{2i} = 724.72^\circ\text{K}$$

Asumiendo una eficiencia de expansión adiabática de 0.8 tenemos: $\frac{T_{2i}-T_1}{T_2-T_1} = 0.8$

$$T_2 = 832.65^\circ\text{K}$$

Para el cálculo del flujo másico de combustible tenemos que la $r_{\frac{a}{c}} = 50$,

entonces:

$$\frac{m_a}{m_c} = 50 \quad y \quad m_a + m_c = 113.3$$

$$\Rightarrow m_a = 110.7843 \text{ kg/s}$$

$$m_c = 2.22156 \text{ kg/s}$$

Se tiene que la eficiencia eléctrica del ciclo está dada por: $\eta_{\text{elc}} = \eta_{\text{ciclo}} \times$

$\eta_{\text{gen}} \times \eta_{\text{mek}}$

$$\eta_{\text{elec}} = \frac{W_N}{Q_A} * \eta_{\text{acop}} * \eta_{\text{gen}}$$

$$0.387 = \frac{m_{\text{gases}}(C_p)(T_3 - T_4) - m_a(C_p)(T_2 - T_1)}{m_{\text{gases}}(C_p)(T_3 - T_2)} * 0.96$$

$$0.387 = \frac{113.3(T_3 - 462 - 273) - 111.07843(832.65 - 20 - 273)}{113.3(T_3 - 832.65)} * 0.96$$

$$T_3 = 1555.44 \text{ °K}$$

Asumiendo que no hay 2da Cámara de combustión

$$Q = mC_p\Delta T$$

$$Q = 113.3(1.004)(462 - 90)$$

$$Q = 42316.19 \text{ kW}$$

Entonces calculamos el flujo de vapor que puede generar los gases de escape:

$$Q_{\text{g,vapor}} = Q_{\text{HRSG}} * \eta_{\text{HRSG}}$$

$$m_v(h_8 - h_7) = 42316.19(0.97)$$

$$m_v = 15.8057 \text{ kg/s} \quad \text{OK}$$

Análisis de Transferencia de Calor en la caldera de Recuperación

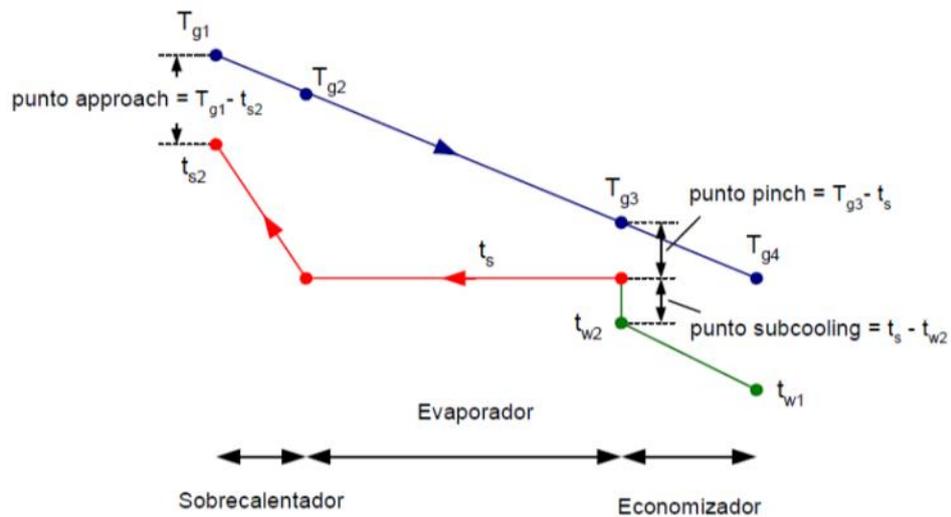


Fig. 4.7: Esquema de Temperatura vs %Calor

Temperaturas conocidas:

$$T_{G1} = 462^{\circ}\text{C}; \quad T_{W1} = 90^{\circ}\text{C}; \quad T_{S2} = 166^{\circ}\text{C}; \quad T_{G4} = 90^{\circ}\text{C}$$

Se debe cumplir las siguientes condiciones:

Primera condición:

$$T_{G4} \geq T_{W1}$$

$$90^{\circ}\text{C} \geq 90^{\circ}\text{C} \quad \text{OK}$$

Segunda condición:

$$T_{G3} \geq T_s$$

$$T_s = \text{Temperatura de Saturación a presión de 2.1 bar} = 134.82^{\circ}\text{C}$$

Calculo en la zona del sobre calentador:

$$\dot{m}_g C_{p_g} \Delta T = \dot{m}_v \Delta h$$

$$\dot{m}_g C_{p_g} (T_{G1} - T_{G2}) = \dot{m}_v (h_{s2} - h_s)$$

$$113.3(1.004)(462 - T_{G2}) = 15.71(2793.96 - 2727.02)$$

$$T_{G2} = 452.75^{\circ}\text{C}$$

Calculo en la zona del evaporador:

$$\dot{m}_g C_{p_g} \Delta T = \dot{m}_v \Delta h$$

$$\dot{m}_g C_{p_g}(T_{G2} - T_{G3}) = \dot{m}_v(h_{sg} - h_{sf})$$

$$113.3(1.004)(452.75 - T_{G3}) = 15.71(2727.02 - 567.07)$$

$$T_{G3} = 154.44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{G3} \geq T_s$$

$$154.44 \text{ } ^\circ\text{C} \geq 134.82 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{OK}$$

Se procede a hallar la variable K:

$$\frac{T_{G1} - T_{G3}}{T_{G1} - T_{G4}} = K$$

$$K = \frac{462 - 154.44}{462 - 90} = 0.82$$

Cálculo de la temperatura crítica de entrada:

$$T_{glc} = \frac{T_s - K * T_{W1}}{1 - K} = \frac{134.82 - 0.82(90)}{1 - 0.82}$$

$$T_{glc} = 339 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo del Pinch Point:

$$\text{Pinch Point} = \text{PP} = T_{G3} - T_s$$

$$\text{PP} = 154.44 - 134.82 = 19.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo del Approach Point:

Por un tema de seguridad y asegurarse de que no se genere vapor en el economizador se establece un margen entre las siguientes temperaturas que se recomienda entre 11°C y 27°C (se asume el valor de 12°C)

$$\text{Approach Point} = \text{AP} = T_s - T_{W2} = 12^\circ\text{C}$$

$$T_{W2} = T_s - 12^\circ\text{C} = 134.82 - 12 = 122.82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{W2} = 122.82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.3. Análisis y evaluación de Parámetros energéticos del sistema de cogeneración

Analizando con turbina SGT-500

1. Basado en la Primera Ley de la Termodinámica

$$\eta_I = \frac{E + Q_U}{E_c} = \eta_E + \eta_T$$

Dónde:

Q_U : Calor Entregado para la Cogeneración

E : Energía Eléctrica Generada

E_c : Energía entregada por el combustible con su PC inferior

$$\eta_E = \frac{E}{E_c} \quad \eta_T = \frac{Q_U}{E_c}$$

$$\eta_I = \frac{41135.0346 + 19060}{1.9196(39900) + 0.359084(39900)}$$

$$\eta_I = 66.2 \%$$

Cálculo del Índice Eléctrico

$$I_{ET} = \frac{E}{E + Q_U} = \frac{19060}{19060 + 41135.0346}$$

$$I_{ET} = 31.66 \%$$

Este índice indica que se emplea solo el 31.66% de la energía que entrega el combustible para la generación de electricidad, el resto es para vapor.

2. Basado en la 2da Ley de la Termodinámica

$$\eta_{II} = \frac{E + Q_U(1 - T_0/T_Q)}{E_c}$$

$$\eta_{II} = \frac{19060 + 41135.0346(1 - 90/166)}{39900(1.9196 + 0.359084)}$$

$$\eta_{II} = 41.67 \%$$

De igual manera se puede determinar la eficiencia de cogeneración que viene dada por el ahorro de combustible comparado con el sistema sin cogeneración

$$E_{c,s} = \frac{E}{\eta_{es}} + \frac{Q_U}{\eta_{ts}}$$

Dónde:

η_{es} : Eficiencia eléctrica

η_{ts} : Eficiencia térmica (caldero)

$$E_{c,s} = \frac{19060}{0.337} + \frac{41135.0346}{0.94}$$

$$E_{c,s} = 100.3185 \text{ MW}$$

Calculo de Índice de Ahorro de Energía Primaria

$$I_{PE} = \frac{E_{c,s} - E_c}{E_{c,s}} = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_e}{\eta_{es}} + \frac{\eta_e}{\eta_{ts} * I_{ET} / (1 - I_{ET})}}$$

$$I_{PE} = \frac{101318.5 - 39900(1.9196 + 0.359084)}{101318.5}$$

$$I_{PE} = 9.37 \%$$

Calculo de la Eficiencia eléctrica equivalente

$$\eta_{el.eq} = \frac{E}{(E_c - Q_U/\eta_{ts})} = \frac{\eta_e}{(1 - \eta_T/\eta_{ts})}$$

$$\eta_{el.eq} = \frac{19060}{39900(1.9196 + 0.359084) - (\frac{41135,0346}{0.94})}$$

$$\eta_{el.eq} = 40.41 \%$$

Este índice denota ahorro de energía primaria ya que el $\eta_{el.eq} > \eta_{es}$

Calculo de la eficiencia PURPA (Funciones Políticas de Regulación de Utilidades de Potencia)

$$\eta_P = \frac{W + Q_u/2}{Q_C}$$

Dónde:

W: Trabajo Electromecánico

Qu: Calor Útil producido para cogeneración

Qc: Energía Térmica abastecida por el combustible

$$\eta_P = \frac{190600 + 41135.0346/2}{39900(1.9196 + 0.359084)}$$

$$\eta_P = 43.58 \%$$

De acuerdo al Reglamento Nacional de Cogeneración según el DS-N°064-2005-EM, en el artículo N°5 donde se indica los valores mínimos del Rendimiento Eléctrico Efectivo y la relación entre energía y calor útil.

Rendimiento Eléctrico Efectivo

$$REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{0.9}}$$

Dónde:

E: Energía Eléctrica Generada en Bornes

Q: Energía Suministrada por el combustible

V: Cantidad de calor de Cogeneración

$$REE = \frac{19060}{39900(1.9196 + 0.359084) - \frac{41135.0346}{0.9}}$$

$$REE = 0.4215 \quad \dots \text{ No Cumple}$$

Calor Útil

$$C = \frac{E}{V}$$

$$C = \frac{19060}{41135.0346}$$

$$C = 0.4633 \quad \dots \text{ No Cumple}$$

Utilizando turbina SGT – 600

En este caso tomaremos el Q_u como el calor de cogeneración derivado de la generación de energía eléctrica en la turbina, es decir, el calor que pueden suministrar los gases de escape al vapor sin considerar la 2da cámara de combustión. Con esto obtenemos las siguientes eficiencias:

1. Basado en la Primera Ley de la Termodinámica

$$\eta_I = \frac{E + Q_U}{E_c} = \eta_E + \eta_T$$

$$\eta_I = 89.4\%$$

Cálculo del Índice Eléctrico

$$I_{ET} = \frac{E}{E + Q_U}$$

$$I_{ET} = 40.3 \%$$

Este índice indica que se emplea solo el 40.3% de la energía que entrega el combustible para la generación de electricidad, el resto es para vapor.

2. Basado en la 2da Ley de la Termodinámica

$$\eta_{II} = \frac{E + Q_U(1 - T_0/T_Q)}{E_c}$$

$$\eta_{II} = 60.5 \%$$

De igual manera se puede determinar la eficiencia de cogeneración que viene dada por el ahorro de combustible comparado con el sistema sin cogeneración

$$E_{c,s} = \frac{E}{\eta_{es}} + \frac{Q_U}{\eta_{ts}}$$

$$E_{c,s} = 111.32783 \text{ MW}$$

Calculo de Índice de Ahorro de Energía Primaria

$$I_{PE} = \frac{E_{c,s} - E_c}{E_{c,s}} = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_e}{\eta_{es}} + \frac{\eta_e}{\eta_{ts} * I_{ET}/(1 - I_{ET})}}$$

$$I_{PE} = 38.3 \%$$

Calculo de la Eficiencia eléctrica equivalente

$$\eta_{el.eq} = \frac{E}{(E_c - Q_U/\eta_{ts})} = \frac{\eta_e}{(1 - \eta_T/\eta_{ts})}$$

$$\eta_{el.eq} = 83.3 \%$$

Este índice denota ahorro de energía primaria ya que el $\eta_{el.eq} > \eta_{es}$

Calculo de la eficiencia PURPA (Funciones Políticas de Regulación de Utilidades de Potencia)

$$\eta_P = \frac{W + Q_U/2}{Q_C}$$

$$\eta_P = 62.75 \%$$

De acuerdo al Reglamento Nacional de Cogeneración según el DS-N°064-2005-EM, en el artículo N°5 donde se indica los valores mínimos del Rendimiento Eléctrico Efectivo y la relación entre energía y calor útil.

Rendimiento Eléctrico Efectivo

$$REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{0.9}}$$

REE = 0.88 OK

Calor Útil

$$C = \frac{E}{V}$$

C = 0.66 No cumple

Utilizando turbina SGT – 750

1. Basado en la Primera Ley de la Termodinámica

$$\eta_I = \frac{E + Q_U}{E_c} = \eta_E + \eta_T$$

$\eta_I = 88.2 \%$

Cálculo del Índice Eléctrico

$$I_{ET} = \frac{E}{E + Q_U}$$

$I_{ET} = 45.9 \%$

Este índice indica que se emplea solo el 45.9% de la energía que entrega el combustible para la generación de electricidad, el resto es para vapor.

2. Basado en la 2da Ley de la Termodinámica

$$\eta_{II} = \frac{E + Q_U(1 - T_0/T_Q)}{E_c}$$

$$\eta_{II} = 62.4 \%$$

De igual manera se puede determinar la eficiencia de cogeneración que viene dada por el ahorro de combustible comparado con el sistema sin cogeneración

$$E_{c,s} = \frac{E}{\eta_{es}} + \frac{Q_U}{\eta_{ts}}$$

$$E_{c,s} = 136.467 \text{ MW}$$

Calculo de Índice de Ahorro de Energía Primaria

$$I_{PE} = \frac{E_{c,s} - E_c}{E_{c,s}} = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_e}{\eta_{es}} + \frac{\eta_e}{\eta_{ts} * I_{ET}/(1 - I_{ET})}}$$

$$I_{PE} = 35.0 \%$$

Calculo de la Eficiencia eléctrica equivalente

$$\eta_{el.eq} = \frac{E}{(E_c - Q_U/\eta_{ts})} = \frac{\eta_e}{(1 - \eta_T/\eta_{ts})}$$

$$\eta_{el.eq} = 82.3 \%$$

Este índice denota ahorro de energía primaria ya que el $\eta_{el.eq} > \eta_{es}$

Calculo de la eficiencia PURPA (Funciones Políticas de Regulación de Utilidades de Potencia)

$$\eta_P = \frac{W + Q_U/2}{Q_C}$$

$$\eta_P = 64.4 \%$$

De acuerdo al Reglamento Nacional de Cogeneración según el DS-N°064-2005-EM, en el artículo N°5 donde se indica los valores mínimos del Rendimiento Eléctrico Efectivo y la relación entre energía y calor útil.

Rendimiento Eléctrico Efectivo

$$REE = \frac{E}{Q - \frac{V}{0.9}}$$

REE = 0.863.....OK

Calor Útil

$$C = \frac{E}{V}$$

REE= 0.849..... OK

En resumen, se concluye que la alternativa técnicamente viable es utilizar la turbina SGT-750 ya que cumple con los requerimientos mínimos exigidos para la cogeneración así como los niveles de eficiencia térmica necesarios en un sistema de cogeneración.

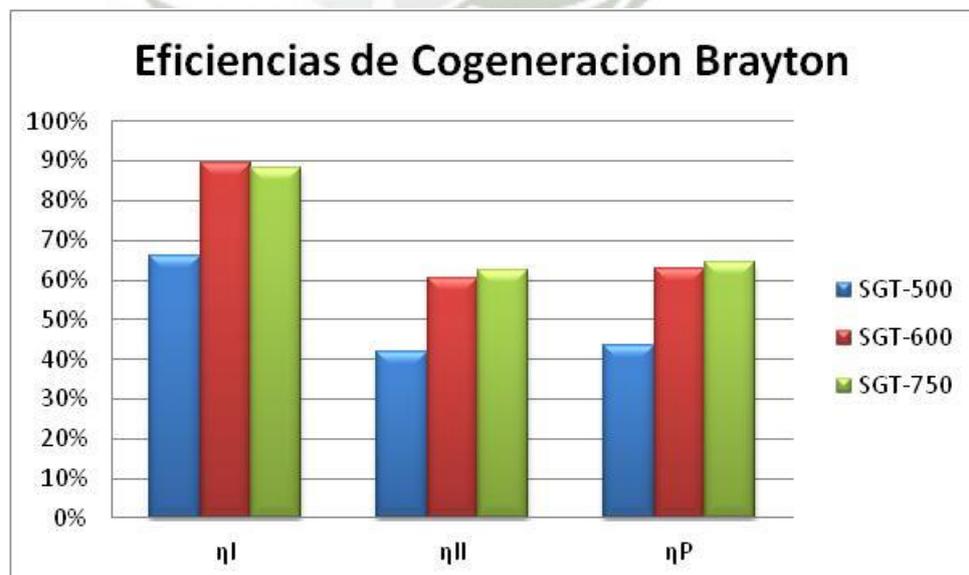


Fig. 4.8 Comparativo de Eficiencias de Cogeneración Utilizando Ciclo Brayton

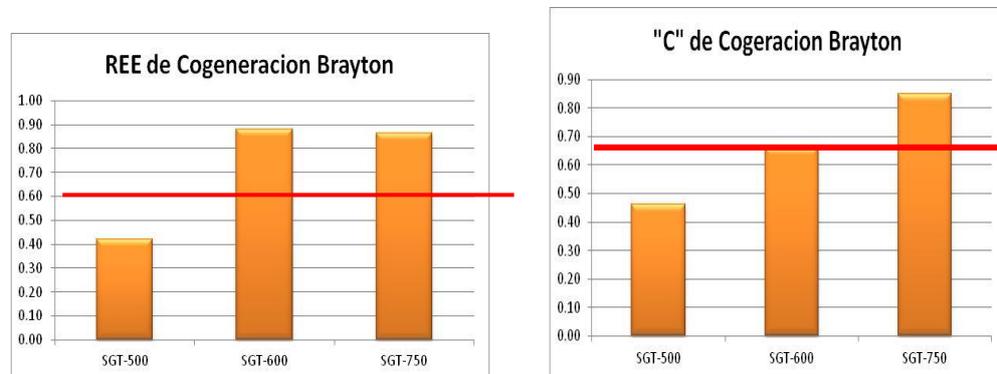


Fig. 4.9 Comparativo de los valores "REE" y "C"

4.4. Estudio de pérdidas de carga en tuberías de gas natural

La planta se ubica cerca de una troncal de gas natural, la misma que abastece a la planta de Fundición de Aceros Arequipa. La planta azucarera está ubicada a 05 km de esta planta por esta razón existe la posibilidad del abastecimiento de gas.

La acometida se encuentra en las afueras de la planta y el recorrido de tuberías desde el armario de regulación de la acometida hacia el punto de utilización del gas es de 80m.

Para el cálculo de las pérdidas de presión del gas se utilizara el método de acuerdo a las fórmulas de Renouard para media y alta presión.

De acuerdo a los cálculos realizados en el capítulo punto anterior el consumo de combustible requerido por la turbina SGT-750 es de 2.22 kg/s lo cual equivale a un flujo 8713 m³(st)/hr.

En primer lugar se comprobará que la velocidad no sobrepase los 20 m/s para la selección adecuada de diámetro de tubería.

Para un diámetro de 300 mm se tiene:

$$Vel = \frac{\frac{8713}{3600}}{\frac{\pi(0.3)^2}{4}} = 34.23 \frac{m}{s}$$

Ya que la velocidad sobrepasa los límites permitidos se realiza la prueba con un diámetro mayor.

$$Vel = \frac{\frac{8713}{3600}}{\frac{\pi(0.4)^2}{4}} = 19.25 \frac{m}{s}$$

Entonces se selecciona un diámetro de 400mm (15 pulg) para la tubería de abastecimiento de gas a la turbina.

De acuerdo al layout de planta tenemos una longitud total de tubería de 80m, entonces considerando las pérdidas por accesorios (codos y tuberías) se puede estimar con precisión la longitud equivalente:

$$L_E = 80 \times 1.2 = 96 \text{ m}$$

Entonces con los siguientes datos procedemos a calcular las pérdidas de presión del gas:

- Presión en la acometida: p_1 5 bar
- Diámetro de tubería: 400mm
- Densidad del gas: 0.58
- Caudal: 8713 m³/h

La caída de presión viene dada por la siguiente expresión:

$$p_2 = \sqrt{p_1^2 - 48.6 \cdot d_s \cdot L_E \cdot \frac{V^{1.82}}{D^{4.32}}} = \sqrt{5^2 - 48.6 \cdot 00.58 \cdot 96 \cdot \frac{8713^{1.82}}{400^{4.82}}}$$

$$= 4.99 \text{ bar}$$

La pérdida de presión es mínima debido a que el diámetro de la tubería es considerable.

4.5. Selección de Equipos de Bombeo

Para la selección de las bombas de condensado se utilizó el software de INOXPA, ingresando los datos de altura, caudal y diámetro de tubería para estimar el modelo de bomba requerido para dichas condiciones, cabe resaltar que se aplicó un factor de seguridad de 15% para el dimensionamiento de la bomba, cabe resaltar que para el caso de Cogeneración con Brayton la única bomba a utilizar es la bomba de retorno de condensado hacia el HRSG. A continuación se detalla la bomba seleccionada.

Servicio de Bomba	Caudal (l/s)	Caudal (m ³ /h)	Altura (mm)	Diámetro (pulg)	T (°C)	P (bar)	Tipo de Bomba
Bomba Planta a HRSG	15.71	56.556	2617	3"	90	1	PROLAC HCP 80-175

Tabla N°4.1 Selección de bomba

Las fichas técnicas, curvas y punto de operación se especifican en el Anexo 2.

4.6. Selección de Equipos Eléctricos

Para la central de cogeneración se seleccionarán los siguientes equipos eléctricos de acuerdo a las condiciones de generación que se presentan.

Para la cogeneración de energía eléctrica en base a ciclo Brayton se utilizará el sistema de Generadores conectados directamente a un sistema de barras colectoras simples. Se trata de un esquema poco utilizado y que corresponde a centrales de pequeña potencia, que alimentan directamente a media tensión. (6 kV, 20 kV) la red de distribución a la que están conectadas las cargas. Siendo dichas redes de pequeña longitud, es decir, próximas a la central.

El esquema básico se presenta en la fig. 4.10:

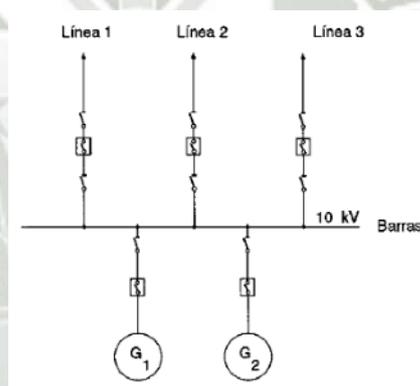


Fig. 4.10 Generadores Conectados directamente a un sistema de barras colectoras

Cada generador se conecta al embarrado a través de su interruptor y seccionador. Esto permite aislar cualquier unidad generadora, bien por fallo en la misma o para las operación de revisión y mantenimiento, sin necesidad de parar el resto de las maquinas generadoras.

Para simplificar la representación del sistema trifásico las barras colectoras vienen representadas por una sola línea, pero de hecho en instalaciones importantes se utilizan dos y hasta tres juegos de barras colectoras.

Los seccionadores se seleccionan en base al nivel de tensión (13.8 kv) y la corriente nominal (4000 A), para este caso se selecciona el seccionador de marca HUBBELL AGCH5-01540 (Anexo 3).

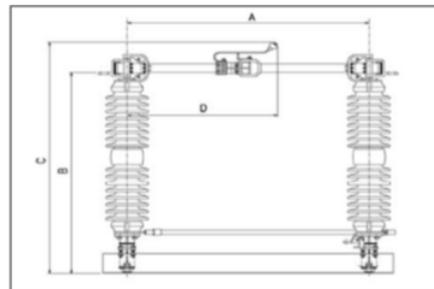


Fig. 4.11 Esquema de seccionadores a utilizar

Los interruptores de potencia al vacío se seleccionan de la marca Siemens, de acuerdo a las condiciones de la planta (15 Kv).

4.7. Evaluación económica

En el presente análisis se realizara utilizando el sistema de cogeneración con la turbina SGT-750 para el caso de ciclo Brayton. Para tal efecto se emplearán las herramientas de análisis económico VAN, TIR y la relación Costo-Beneficio B/C.

4.7.1. Costos de Operación Actuales

La planta en la actualidad cuenta con los siguientes consumos de energía.

Energía Activa (KWh)		Maxima Demanda	Energía Reactiva (KVARh)	Costo Mensual (S/.)	Costo Anual (\$)
Hora Punta	Fuera Punta	Fuera Punta			
279.958	1058.356	3.870	940.365	2,114,283.34	9,061,214.30

Tabla N° 4.2 Consumos actuales de Energía Eléctrica de la planta

La planta utiliza combustible R-500 para generar aproximadamente 35% del vapor requerido por la planta (7.14 ton/h), el resto de vapor es generado por

la combustión del bagazo resultante de los procesos de producción de azúcar, el consumo de combustible anual se muestra en la siguiente tabla.

Combustible	Hrs anual	Vapor producido (ton/h)	Flujo requerido (kg/s)	Consumo anual (kg)	Consumo anual (gal)	Costo Unitario (USD/gal)	Costo Total (USD)
R-500	4575	7.14	0.2239	3687332.46	1146113.13	2.32	2,660,619.76

Tabla N° 4.3 Consumo Combustible de la planta

En resumen, se tiene:

Concepto	Monto
Energia Electrica	9,061,214.30
Combustible	2,660,619.76
Mantenimiento	586,091.70
TOTAL (USD)	12,307,925.76

Tabla N° 4.4 Resumen de Costos Actuales de la Planta

4.7.2. Costos de Inversión de Sistema de Cogeneración en base a Ciclo Brayton

Turbina SGT-750 (36 MW)	
Turbinas de Gas	23182503.09
Caldera de Recuperacion (HRSG)	8605289
Instalaciones Suministro de Gas	7946948.02
Tuberias de Distribucion de Vapor	
Instalaciones Electricas	
Camara de Combustion	
Sistema de bombeo	
Proyecto, instalacion , obra civil	
Accesorios Complementarios	
MONTAJE	3593000
TOTAL	\$121,317,672.32

Tabla 4.5 Costo de Inversión de Sistema de Cogeneración con ciclo Brayton

4.7.3. Costos de Operación y Mantenimiento de Sistema de Cogeneración en base a Ciclo Joule-Brayton

Para realizar el cálculo del costo del combustible se utiliza el flujo másico calculado en el capítulo anterior con un factor de corrección de 15% para imprevistos o incremento de producción, de esta manera tenemos:

Consumo (kg/seg)	Consumo (m3)	Consumo (MMBTU)	PU (\$/MMBTU)	Costo (USD)
2.665872	56290912.62	2010389.736	4.00	8,041,558.95

Tabla 4.6 Costo de Combustible aplicando Cogeneración con Ciclo Brayton

Así mismo, cuando el sistema de cogeneración entra a operación el consumo de energía eléctrica (que se compra del sistema) se reduce a un 5% aproximadamente. Haciendo el resumen general de costos tenemos:

Concepto	Monto
Combustible	8,041,558.95
Energía Eléctrica	453,060.71
Mantenimiento	164,700.00
Venta SEIN (aprox)	-1,211,392.29
Total	7,447,927.37
AHORRO	\$ 4,859,998.39

Tabla 4.7 Resumen de Costos Operativos aplicando Cogeneración con ciclo Brayton

4.7.4. Evaluación de Viabilidad Económica de Sistema de Cogeneración en base a Ciclo Joule-Brayton

"n"	Costos	Ahorro	Neto	Neto acumulado	Neto actualizado	Acumulado
0	121317672.32	0	-121317672.32	-121317672.32	-121317672.32	-121317672
1	0	4859998.39	4859998.39	-116457673.93	4499998.50	-116817674
2	0	4859998.39	4859998.39	-111597675.54	4166665.28	-112651009
3	0	4859998.39	4859998.39	-106737677.16	3858023.41	-108792985
4	0	4859998.39	4859998.39	-101877678.77	3572243.90	-105220741
5	0	4859998.39	4859998.39	-97017680.39	3307633.24	-101913108
6	0	4859998.39	4859998.39	-92157682.00	3062623.37	-98850484.6
7	0	4859998.39	4859998.39	-87297683.62	2835762.38	-96014722.2
8	0	4859998.39	4859998.39	-82437685.23	2625705.91	-93389016.3
9	0	4859998.39	4859998.39	-77577686.85	2431209.17	-90957807.2
10	0	4859998.39	4859998.39	-72717688.46	2251119.60	-88706687.6
11	0	4859998.39	4859998.39	-67857690.08	2084370.00	-86622317.5
12	0	4859998.39	4859998.39	-62997691.69	1929972.23	-84692345.3
13	0	4859998.39	4859998.39	-58137693.31	1787011.32	-82905334
14	0	4859998.39	4859998.39	-53277694.92	1654640.11	-81250693.9
15	0	4859998.39	4859998.39	-48417696.54	1532074.18	-79718619.7
16	0	4859998.39	4859998.39	-43557698.15	1418587.20	-78300032.5
17	0	4859998.39	4859998.39	-38697699.77	1313506.67	-76986525.8
18	0	4859998.39	4859998.39	-33837701.38	1216209.88	-75770316
19	0	4859998.39	4859998.39	-28977703.00	1126120.26	-74644195.7
20	0	4859998.39	4859998.39	-24117704.61	1042703.94	-73601491.8
VAN	\$0.00	\$47,716,180.55	\$47,716,180.55			
VA	\$121,317,672.32	\$47,716,180.55	(\$73,601,491.77)			

Tabla 4.8 Calculo de VAN del sistema de Cogeneración con Ciclo Brayton

B/C	0.39
TIR	-2.02%

Tabla 4.9 Relación Costo-Beneficio y TIR del sistema de Cogeneración con Ciclo
Brayton

4.8.Evaluación Medio ambiental

4.8.1. Organismos Reguladores en el Perú

- ✓ Consejo Nacional del Ambiente (CONAM)
- ✓ Ministerio de Energía y Minas (MEM)
- ✓ Dirección General de Electricidad (DGE)
- ✓ Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería (OSINERGMIN)
- ✓ Instituto Nacional de Recursos Naturales (INRENA)
- ✓ Instituto Nacional de Cultura (INC)
- ✓ Ministerio de Salud (MINSA)
- ✓ Ministerio de Transportes, y Comunicaciones (MTC)

- ✓ Gobiernos Locales

4.8.2. Lineamientos y dispositivos ambientales

- ✓ Constitución Política del estado Peruano de 1993
- ✓ Código Penal - D. L. N° 635 (Título XIII Delitos contra la Ecología)
- ✓ Ley General del Ambiente – Ley N° 28611
- ✓ Ley del Sistema Nacional de Evaluación del Impacto Ambiental – Ley N° 27446
- ✓ Ley Marco para el Crecimiento de la Inversión Privada – D.L. N° 757
- ✓ Ley de Evaluación de Impacto Ambiental para Obras y Actividades – D.L. N° 26786
- ✓ Ley General de Aguas – D.L. N° 17752
- ✓ Ley General de Salud – D.L. N° 26842 del 9 de Julio de 1997
- ✓ Ley General de Residuos Sólidos – D.L. N° 27314

4.8.3. Legislación aplicable a las actividades de electricidad

- ✓ Ley de concesiones Eléctricas - D.L. N° 25844
- ✓ Reglamento de Ley de Concesiones Eléctricas - D.S. N° 099-93
- ✓ Reglamento de Protección Ambiental en Actividades Eléctricas - D.S. N° 29-94-EM
- ✓ Franja de Servidumbre de Líneas de Transmisión y su Intangibilidad - DGE-025-P/98
- ✓ Norma de Imposición de Servidumbre - R.M. N° 111-88-EM
- ✓ Ley General de Expropiaciones - Ley N° 27117
- ✓ Reglamento de Participación Ciudadana para la Realización de Actividades Energéticas dentro de los Procedimientos Administrativos de Evaluación de los Estudios Ambientales - R.M. N° 535-2004-MEM/DM
- ✓ Niveles Máximos Permisibles para Efluentes Líquidos productos de las Actividades de generación de transmisión y distribución de energía eléctrica- R.D. N° 008-97-EM/DGAA
- ✓ Niveles de Calidad del Aire Ambiental - D.S. N° 074-2001-PCM
- ✓ Niveles de Calidad ambiental del ruido - D.S. N° 085-2003-PCM

4.8.4. IMPACTOS POTENCIALES AL MEDIO FÍSICO

Emisión de gases

Cuanto mayor sea el rendimiento del ciclo menor cantidad de combustible se necesita para generar una potencia determinada. Teniendo en cuenta que las emisiones son directamente proporcionales a la cantidad de combustible quemado, el rendimiento será el factor clave en las emisiones: cuanto mayor sea el rendimiento, menores serán las emisiones por kWh eléctrico generado. Así, las emisiones de un ciclo combinado para cogenerar una potencia determinada serán mucho menores que las del ciclo de gas aislado, contribuyendo así al desarrollo sostenible.

Además, al aumentar la potencia, las emisiones unitarias disminuirán notablemente, pues su curva es de forma decreciente conforme aumenta el rendimiento. Esto se debe a que la ecuación obtenida para el cálculo de las emisiones de CO₂ tiene como variable la inversa del rendimiento.

Los niveles de NO₂ determinado para periodos de largo plazo (anual) no representarán riesgo para el cumplimiento del ECA anual debido a la gran capacidad de dispersión de los vientos costeros para estos períodos.

Los puntos de máxima concentración se localizan al noreste de la planta. Las máximas concentraciones ocurren en horas de la mañana cuando existen condiciones de calma, vientos provenientes del suroeste, velocidades del viento muy bajas (calmas) y alta estabilidad atmosférica.

Para el ciclo, todas las concentraciones de NO₂ estimadas cumplen con los ECA horario y anual, 200 y 100 µg/m³, respectivamente.

Los resultados del modelo de dispersión para la concentración de CO mostraron valores muy por debajo de los estándares para 1 y 8 horas, tanto para ciclo simple como para ciclo combinado.

Como parte del proyecto se ha considerado el uso de Diésel como combustible de respaldo ante una eventualidad. El uso de este combustible implica emisiones

de óxidos de azufre, por lo cual se realizó el modelo de dispersión para el SO₂, que es el parámetro considerado en los ECAs. No obstante, el PMI, el punto donde caerá la máxima concentración, se encuentra ubicado al noreste de la planta sobre los 170 metros.

Las emisiones generadas no implicarán molestias e implicancias en la salud de habitantes locales.

Este impacto se considera negativo y de muy baja significancia.

Incremento de ruido

Existirá una exposición de ruido del tipo ocupacional y de seguridad para el personal operario de la planta, cuyos efectos directos a largo plazo pueden ser la pérdida de audición. El personal que labore cerca de las turbinas y generadores usará protección auditiva. Para el control de los niveles de exposición de ruido se tomarán en cuenta los lineamientos para exposición a ruido del U.S. Code of Federal Regulations (CFR) Title 29 Part 1910.95 que establece el límite de 85 dBA para un régimen laboral de 8 horas.

Para el análisis de propagación del ruido y sonido emitido por una variedad de fuentes, se deberá emplear un software de ingeniería basado en las normas ISO 9613 partes 1 (1993) y 2 (1996) y que proporcione cálculos específicos en materia de puntos (los oyentes) y predicciones de nivel de ruido ponderado y contornos.

Se debe considerar los principales componentes o equipos generadores de emisiones de ruido de la planta. Estos ellos se encuentran: transformador, transformador auxiliar, filtro de aire, turbina a gas, caldero de recuperación de calor (HRSG), Chimenea del HRSG, bombas de agua de refrigeración y el sistema de generación de vapor.

Se puede afirmar que los niveles de ruido estimados en los vértices de la planta y áreas adyacentes no excederán el Estándar Nacional de Calidad Ambiental de Ruido para zonas industriales en los horarios diurnos y nocturnos 80 dB(A) y 70 dB(A) respectivamente.

Por lo mencionado el efecto del incremento de los niveles de ruido es considerado un impacto negativo de significancia baja.

Cambios en la calidad de suelo

La posibilidad de la contaminación de los suelos, está limitada a la inadecuada disposición de desechos generados durante el mantenimiento de la planta de cogeneración. Estas acciones requerirán efectuar cambios periódicos de aceites dieléctricos y usos de solventes en los transformadores de potencia y reguladores de medidas, que se constituyen en elementos contaminantes.

Se debe tener en consideración que la ocurrencia de esta posible contaminación es poco probable debido a que la planta, operará teniendo en cuenta procedimientos que cumplan con la reglamentación existente, en particular el Reglamento de la Ley General de Residuos Sólidos (D.S. 057-2004-EM).

Esta situación hace que este impacto ambiental sea considerado como de muy baja significancia.

Cambios en la calidad de agua

El impacto sobre la calidad del agua del mar es bajo, considerando que la zona costera no será afectado por los vertidos salinos de la planta, además no se afectará a las actividades de pesca ya que la zona de descarga estará ubicada a 100 m mar adentro; así también, no se generará mayores implicancias al hábitat marino considerando que la pluma salina no es significativa, además que no llegaría a los sectores de costa.

Este impacto ambiental ha sido calificado como negativo y de significancia baja.

Alteración de la calidad visual del paisaje

El escenario actual de paisaje dominante del área donde está instalada la planta, es caracterizado como un terreno eriazo sin vegetación y un cuerpo de agua de amplia proporción, presentará un nuevo elemento artificial en su entorno, apreciándose desde el exterior (agente perceptor) una infraestructura de aspecto

industrial y de estructuras metálicas. Este efecto será percibido durante toda la vida útil del Proyecto. Este efecto será negativo y de baja significancia.

4.8.5. IMPACTOS POTENCIALES AL MEDIO BIOLÓGICO

Perturbación de la fauna terrestre

En la etapa de operación, no se prevé un efecto sobre las aves ya que estas se acercarán hacia la zona de mezcla hasta sentir calor, momento en el cual no se sentirán cómodos procediendo a alejarse de esta. En algunos casos, las aves que buscan planear mediante surgimientos termales utilizarán el efecto boya de los gases para elevarse para luego descender hacia zonas más bajas.

Por lo mencionado el impacto a la fauna silvestre se ha considerado negativo y de baja significancia, considerando que el medio del área del estudio ya se encuentra intervenido por actividades de producción de azúcar.

Perturbación de la fauna marina

De acuerdo lo mencionado, sus efluentes de la planta no entraran en contacto con la biodiversidad marina en los alrededores de la planta por lo que el efecto de este impacto se considera bajo y de poca significancia.

4.8.6. IMPACTOS POTENCIALES AL MEDIO SOCIOECONÓMICOS

Expectativas sobredimensionadas de empleo

La tecnología utilizada por planta requiere de poco personal para su operación, por ser tecnología de última generación. Así, para la operación de las unidades se requerirá la contratación de 14 trabajadores que requieren estar especialmente capacitadas para la operación de esta tecnología.

Considerando este impacto, se implementará las medidas necesarias para difundir el número exacto del personal no calificado requerido para la operación. Este impacto es directo, temporal, de importancia y magnitud leve.

Generación de Empleo

La operación y mantenimiento de la planta de cogeneración requerirá de un contingente de personal estimado en 14 trabajadores. Este personal será especializado en las labores de operación de la Central de cogeneración, así como en las labores de mantenimiento del equipamiento electromecánico. Asimismo, se requerirán de otros servicios referidos a la recolección y disposición de residuos sólidos, limpieza y monitoreos ambientales.

El impacto es directo y permanente, aunque debido al reducido número de personal no calificado requerido para la etapa de operación se prevé que el impacto es de importancia leve.

4.8.7. OTROS IMPACTOS POTENCIALES

Accidentes de trabajo

La operación de toda industria trae consigo el riesgo de la ocurrencia de accidentes de trabajo. El riesgo está directamente relacionado con la cantidad de personal que labore en el centro de trabajo, de esta forma, a más personal mayor es el riesgo. La ventaja de la operación de centrales térmicas con tecnología de última generación se refleja también en el poco personal operativo necesario para su funcionamiento; en este caso se prevé que sólo 14 personas operarán en 03 turnos, lo que reduce el riesgo de accidentes.

Por otro lado, también es de suma importancia el adecuado uso de los equipos de protección personal, la capacitación a través de charlas periódicas y programadas y el cumplimiento estricto de lo indicado en el Reglamento de Seguridad y Salud en el Trabajo de las Actividades Eléctricas (R.M. N° 161-2007-MEM/DM). Se tomará todas las medidas indicadas para reducir los riesgos de accidentes de su personal durante las labores. Este impacto ha sido categorizado como directo, permanente y de importancia moderado.

Incremento de la disponibilidad energética

El funcionamiento de la plana de cogeneración en su real capacidad permitirá la generación de una potencia nominal que alimentará al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional dependiendo de los excedentes de generación, estableciendo con ello el incremento de la oferta eléctrica regional, con la consiguiente repercusión positiva en los aspectos de desarrollo económico y productivo. Este impacto es permanente, directo y de alta significancia.



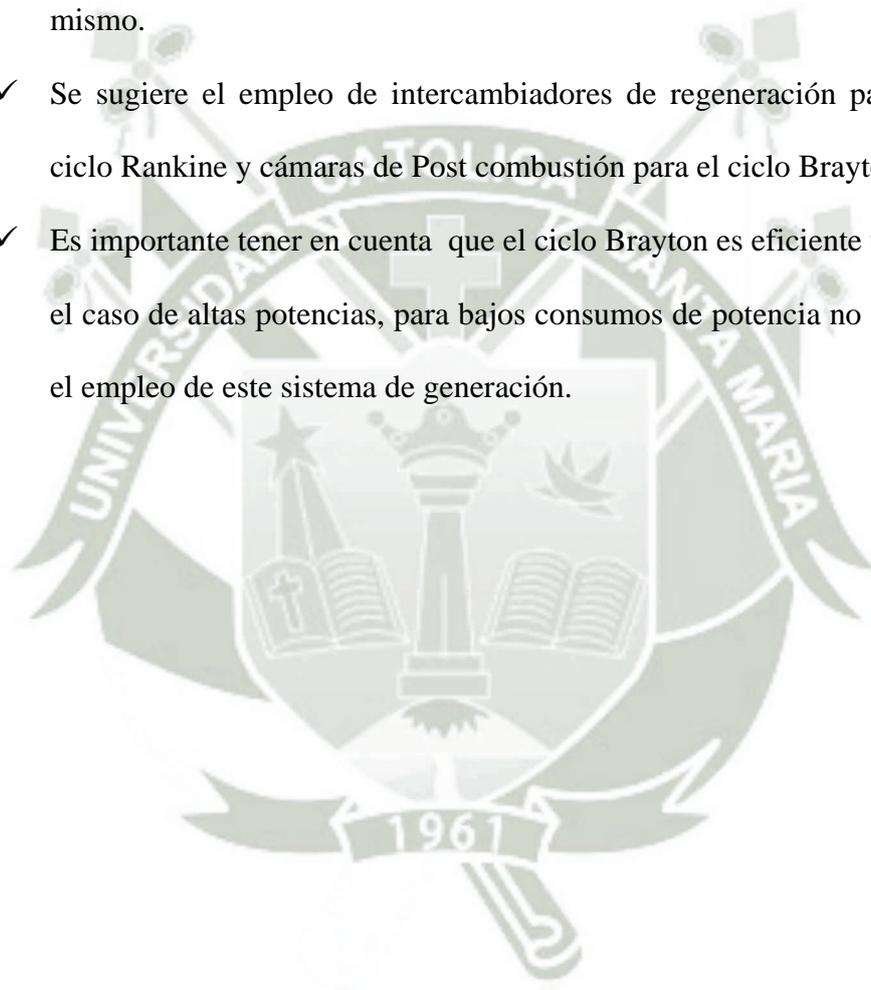
CONCLUSIONES

- Al efectuar el análisis técnico económico en función de las condiciones de producción de la planta azucarera, se demuestra que el sistema de cogeneración en base a ciclo Rankine es técnica y económicamente más viable que el sistema en base a ciclo Brayton.
- Se logró efectuar el diseño de los sistemas de cogeneración en función a las condiciones de la planta azucarera.
- El análisis económico demuestra que, la inversión necesaria para aplicar un sistema de cogeneración en base a ciclo Brayton es significativamente superior a la inversión para un ciclo Rankine, es por esto que, en el horizonte de vida analizado para el proyecto NO se logra recuperar la inversión.
- En relación al Impacto Medio Ambiental se demuestran los beneficios potenciales de la cogeneración en base a la producción de energía ya que se disminuye considerablemente la emisión de gases y la contaminación del medio ambiente.
- La cogeneración se convierte en una alternativa importante e innovadora para conservar los recursos energéticos ya que se está generando energías distintas a partir de una fuente única.
- Si bien es cierto, existe un incremento en el consumo de combustible utilizando gas natural, el nuevo sistema de cogeneración permite utilizar de manera más eficiente la energía del combustible y optimizar el rendimiento energético en la planta.

- El estudio comparativo entre distintos tipos de turbinas para cada sistema de cogeneración, permite el cumplimiento de los requerimientos de producción de la planta y de los estándares de eficiencia derivados de la cogeneración.
- La realización del análisis para el ciclo Brayton con turbinas de gas de alta potencia en base a dos condicionantes, demuestra que la cantidad de gases de escape para generar el vapor requerido por la planta y los requerimientos de eficiencia mínimos establecidos por normas nacionales y estándares internacionales son los adecuados.
- La revisión bibliográfica llevada a cabo permite afirmar que en comparación a países de mayor desarrollo la cogeneración en el Perú aun no es aplicada masivamente a nivel industrial.
- La cogeneración puede ser aplicada en la industria azucarera y en distintas industrias que requieren de un consumo térmico en sus procesos, disminuyendo sus costos operativos, mejorando su eficiencia térmica y protegiendo el medio ambiente.

RECOMENDACIONES

- ✓ Se sugiere que en el contexto nacional se difundan o promulguen leyes impulsando el empleo de la cogeneración a nivel industrial.
- ✓ Se recomienda aprovechar el empleo del gas natural para los procesos industriales por los potenciales beneficios que brinda y el bajo costo del mismo.
- ✓ Se sugiere el empleo de intercambiadores de regeneración para el caso de ciclo Rankine y cámaras de Post combustión para el ciclo Brayton.
- ✓ Es importante tener en cuenta que el ciclo Brayton es eficiente únicamente en el caso de altas potencias, para bajos consumos de potencia no se recomienda el empleo de este sistema de generación.



BIBLIOGRAFÍA

- CASTELFRANCHI ,G “*Centrales Eléctricas*” Tomo 2. UNI – Lima, Perú 1998.
- ENNIO MACCHI, GIOVANNI LOZZA, “*Encyclopedia of Hydrocarbons, Industrial Cogeneration*” Instituto de la Enciclopedia Italiana, 2007
- MEHERWAN P. BOYCE PE “*Handbook for cogeneration and combined cycle power plants*” Asm Press - New York 2002.
- HESHAM Shaalan “*Cogeneration.*” Global Spec INC. New York
- HORLOCK J.H. “*Cogeneration. Combined Heat and Power (CHP)*, Oxford, Pergamon Press. Cengel Y., Boles M., *Termodinámica*”, Sexta Edición, México: McGraw-Hill / Interamericana Editores, 2009.
- ISOVER “*Manual de Aislamiento en la industria*”
- MINEM, *Política Energética Nacional* (D.S. N° 064-2010)
- MINISTERIO DE ENERGIA Y MINAS “*Reglamento de Cogeneración*” DS-064-2005-EM, Lima –Perú.
- NAYYAR, Mohinder L., “*Piping Handbook,*” 7th ed., McGraw-Hill, EE.UU. 2000
- OSINERGMING “*Normas de Seguridad y Medio Ambiente del Subsector electricidad*” Lima Perú-Código Nacional de Electricidad, 2001
- ORILLE A. “*Centrales Electricas IP*” Ediciones UPC 2000
- SABUGAL, S y GOMEZ, F, “*Centrales Térmicas de Ciclo Combinado, Teoría y Proyecto*” Madrid: Ediciones Díaz de Santos, 2006.
- SPIRAX SARCO, “*The Steam and Condensate Loop*”, EE.UU. 2005
- WARK K., RICHARDS D., “*Termodinámica*” Sexta Edición, Madrid: McGraw-Hill / Interamericana de España, 2001.

PÁGINAS WEB:

- <http://www.isover.es/>
- <http://www.minem.gob.pe/>
- <http://www.spiraxsarco.com/>
- <http://gasnatural.osinerg.gob.pe/>
- <http://www.energy.siemens.com/>
- <http://inoxpa.epump-flo.com/>
- [http://www.coes.org.pe.](http://www.coes.org.pe)



LISTA DE FIGURAS

- Figura 2.1 Esquema y diagrama T-S del ciclo ideal de Carnot
- Figura 2.2 Diagrama T-S del ciclo Rankine simple con recalentamiento
- Figura 2.3 Volumen de control en el condensador
- Figura 2.4 Desviación del ciclo real de potencia de vapor, del ciclo Rankine ideal
- Figura 2.5 Efecto de las irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo Rankine ideal
- Figura 2.6 El ciclo Rankine ideal con recalentamiento
- Figura 2.7 Esquema de instalación y diagrama T-S de un ciclo de potencia de vapor ideal regenerativo con calentador abierto de alimentación
- Figura 2.8 Esquema de instalación y diagrama T-S de un ciclo de potencia de vapor ideal regenerativo con calentador cerrado de alimentación
- Figura 2.9 Esquema de un calentador cerrado de agua de alimentación
- Figura 2.10 Planta de cogeneración con cargas ajustables
- Figura 2.11 Esquema de una turbina a gas
- Figura 2.12 Rotor del compresor axial
- Figura 2.13 Conjunto de compresor axial
- Figura 2.14 Esquema de una cámara de combustión - General Electric
- Figura 2.15 Esquema de una cámara de combustión - Asea Brown Bovari
- Figura 2.16 Estado fijo de toberas General Electric
- Figura 2.17 Refrigeración del primer estadio fijo de toberas
- Figura 2.18 Diagrama T-S y P-V del ciclo de gas simple
- Figura 2.19 Trabajo teórico realizado por la turbina a gas
- Figura 2.20 Trabajo teórico absorbido por el compresor
- Figura 2.21 Trabajo teórico entregado por la turbina

Figura 2.22 Relación entre rendimiento y relación de presiones/volúmenes de compresión

Figura 2.23 Diagrama de transformaciones reales

Figura 2.24 Curvas de rendimiento real

Figura 2.25 Recalentamientos múltiples en los procesos de expansión de los gases

Figura 2.26 Esquema de generación con enfriador intermedio

Figura 2.27 Transformaciones teóricas del ciclo Brayton

Figura 2.28 Esquema de instalación para un recalentamiento

Figura 2.29 Diagramas ideales para un ciclo con recalentamiento

Figura 2.30 Esquema de Instalación de un ciclo Brayton regenerativo

Figura 2.31 Diagramas ideales

Figura 2.32 Diagramas reales

Figura 2.33 Variación de la temperatura del aire en función a la superficie de intercambio de calor

Figura 2.34 Ciclo Brayton de doble eje

Figura 2.35 Turbina a gas de doble eje

Figura 2.36 Chimenea voladora

Figura 2.37 Sistema de turbina de Gas

Figura 2.38 Sistema de cogeneración con turbina de gas

Figura 2.39 Sistema de turbina de vapor

Figura 2.40 Sistema de cogeneración con turbina de vapor

Figura 2.41 Sistema de cogeneración con ciclo combinado

Figura 2.42 Motor térmico alternativo

Figura 2.43 Sistema de cogeneración con motor alternativo

Figura 2.44 Bombas de calor

- Figura 2.45 Bomba de calor con válvula de inversión
- Figura 2.46 Sistema de cogeneración con enfriamiento por absorción
- Figura 2.47 Matriz energética del Perú - Participación por fuentes
- Figura 2.48 Matriz energética del Perú - Participación por sectores
- Figura 2.49 Inversiones ejecutadas en el subsector eléctrico
- Figura 2.50 Producción de combustibles líquidos 2006-2011
- Figura 2.51 Reservas de petróleo, hidrocarburos líquidos y líquidos de gas natural
- Figura 2.52 Esquema general de producción de azúcar
- Figura 2.53 Ubicación geográfica de la planta
- Figura 2.54 Vista general de la planta azucarera
- Figura 2.55 Esquema de potencia de la planta
- Figura 2.56 Diagrama T-S con ciclo termodinámico actual
- Figura 2.57 Balance energético de la planta
- Figura 2.58 Composición del gas natural
- Figura 2.59 Reacción de combustión del gas natural
- Figura 3.1 Variación del C_p del agua del mar en función a la temperatura y salinidad
- Figura 3.2 Layout general de la planta de cogeneración en ciclo Rankine
- Figura 3.3 Esquema de planta de cogeneración con turbina SST-200
- Figura 3.4 Diagrama de Mollier del proceso (Turbina SST-200)
- Figura 3.5 Esquema del condensador
- Figura 3.6 Esquema de planta de cogeneración con turbina SST-111
- Figura 3.7 Diagrama de Mollier del proceso (Turbina SST-111)
- Figura 3.8 Esquema del condensador
- Figura 3.9 Comparativo de eficiencias de cogeneración utilizando ciclo Rankine

Figura 3.10 Comparativo de los valores de "REE" y "C"

Figura 3.11 Abaco de dimensionamiento de tubería de caldero hacia turbina

Figura 3.12 Abaco de dimensionamiento de tubería de primer sangrado

Figura 3.13 Abaco para el cálculo de caída de presión en la línea

Figura 3.14 Abaco de dimensionamiento de tubería de suministro de vapor a la planta

Figura 3.15 Abaco para el cálculo de caída de presión en la línea

Figura 3.16 Abaco de dimensionamiento de tubería hacia tanque desaireador

Figura 3.17 Abaco para el cálculo de caída de presión en la línea

Figura 3.18 Abaco de dimensionamiento de tubería de turbina a condensador

Figura 3.19 Abaco para el cálculo de caída de presión en la línea

Figura 3.20 Generadores conectados directamente a un sistema de barras conectoras

Figura 3.21 Esquema de seccionadores a utilizar

Figura 4.1 Layout general de la planta de cogeneración en ciclo Brayton

Figura 4.2 Esquema de planta de cogeneración con turbina SGT-400

Figura 4.3 Diagrama de T-S del proceso (Turbina SGT-400)

Figura 4.4 Esquema de planta de cogeneración con turbina SGT-500

Figura 4.5 Esquema de temperaturas vs % de calor

Figura 4.6 Esquema de temperaturas vs % de calor

Figura 4.7 Esquema de temperaturas vs % de calor

Figura 4.8 Comparativo de eficiencias de cogeneración con ciclo Brayton

Figura 4.9 Comparativo de los valores de "REE" y "C"

Figura 4.10 Generadores conectados directamente a un sistema de barras conectoras

Figura 4.11 Esquema de seccionadores a utilizar

LISTA DE TABLAS

- Tabla 2.1 Parámetros de funcionamiento de una turbina a gas en ciclo simple
- Tabla 2.2 Nuevas centrales en el Perú
- Tabla 2.3 Evolución de combustible líquido
- Tabla 2.4 Evolución de los precios (Soles) en el año 2010 y 2011
- Tabla 2.5 Consumos eléctricos de la planta
- Tabla 2.6 Consumos térmicos de la planta
- Tabla 2.7 Propiedades del vapor en procesos de planta
- Tabla 2.8 Características de los calderos
- Tabla 3.1 Comparativo de los diámetros nominales e interiores de tubería
- Tabla 3.2 Espesor mínimo de tubería
- Tabla 3.3 Comparativo de los diámetros nominales e interiores de tubería
- Tabla 3.4 Espesor mínimo de tubería
- Tabla 3.5 Espesor mínimo de tubería
- Tabla 3.6 Comparativo de los diámetros nominales e interiores de tubería
- Tabla 3.7 Espesor mínimo de tubería
- Tabla 3.8 Designación de las principales líneas del sistema
- Tabla 3.9 Resumen caída de presión de tuberías de vapor
- Tabla 3.10 Espesores mínimos de Aislamientos
- Tabla 3.11 Costo de aislamiento de tubería
- Tabla 3.12 Selección de bombas
- Tabla 3.13 Consumos actuales de energía eléctrica de la planta
- Tabla 3.14 Consumo actual de combustible en la planta
- Tabla 3.15 Resumen de costos actuales de la planta

Tabla 3.16 Costo de inversión del sistema de cogeneración con ciclo Rankine

Tabla 3.17 Costo de combustible aplicando cogeneración con ciclo Rankine

Tabla 3.18 Resumen de costo operativos aplicando cogeneración con ciclo Rankine

Tabla 3.19 Calculo de VAN del sistema de cogeneración con ciclo Rankine

Tabla 3.20 Relación costo/beneficio y TIR del sistema de cogeneración con ciclo Rankine

Tabla 4.1 Selección de bombas

Tabla 4.2 Consumos actuales de energía eléctrica de la planta

Tabla 4.3 Consumo actual de combustible en la planta

Tabla 4.4 Resumen de costos actuales de la planta

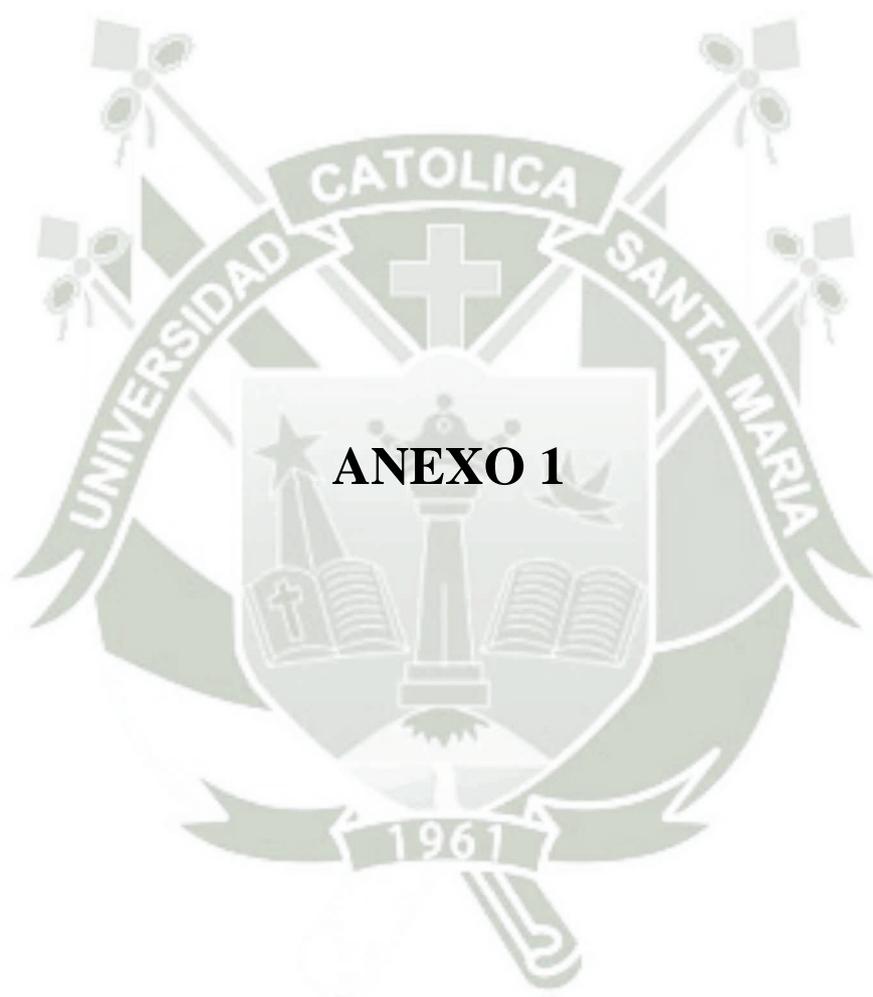
Tabla 4.5 Costo de inversión del sistema de cogeneración con ciclo Brayton

Tabla 4.6 Costo de combustible aplicando cogeneración con ciclo Brayton

Tabla 4.7 Resumen de costo operativos aplicando cogeneración con ciclo Brayton

Tabla 4.8 Calculo de VAN del sistema de cogeneración con ciclo Brayton

Tabla 4.9 Relación costo/beneficio y TIR del sistema de cogeneración con ciclo Brayton



ANEXO 1

ISOVER TechCalc

Thermal Calculation Software for Technical Insulation

Designación de un objeto:	Análisis de Sistemas de Cogeneracion
Orden:	Análisis Cogeneracion Rankine
Fecha:	21/03/2014
Nombre:	LV-CATB-6-01
Compañia:	UCSM
Cliente:	
Calle:	
Ciudad:	Arequipa
Estado:	Peru
Tel.:	FAX:
email:	



Referencia

Cálculo en modo tubería:

Cálculo del espesor de aislamiento mínimo necesario en tuberías

Component	Tubería
Diametro de tubería en mm	150,000
Coefficiente superficial exterior he:	5,31 m²K/W
Coefficiente superficial interior hi:	310,65 m²K/W
Longitud de tubería en m	38,400
Medio	Water vapour 300 °C

Resultados:

Heat flow rate of a component	877,85	W/m²
Heat flow rate of a component	413,68	W/m
Heat flow of a component	15885,26	W

Tabela layer:

MANTA SPINTEX 342-G

Flujo másico (kg/h) **2035,75**
Recubrimiento **Valor directo**



Temperatura del fluido en °C: **530,0**
Temperatura ambiente en °C: **20,0**
Espesor de la capa de aislamiento **Temperatura en las capas de aislamiento:**
-1: 527,2°C
0: 527,2°C
1: 109,9°C

62,97 mm

Los resultados de cálculo están basados en las condiciones de contorno introducidas por el usuario. El usuario debe considerar, que este cálculo solo describe temperaturas aproximadas, y pérdidas de calor. Debido a que no conocemos las condiciones de contorno como radiación, viento...

ISOVER TechCalc

Thermal Calculation Software for Technical Insulation

Designación de un objeto:	Análisis de Sistemas de Cogeneracion
Orden:	Análisis de Sistemas de Cogeneracion
Fecha:	21/03/2014
Nombre:	LV-TBRE-3-02
Compañia:	UCSM
Cliente:	
Calle:	
Ciudad:	Arequipa
Estado:	Peru
Tel.:	FAX:
email:	



Referencia

Cálculo en modo tubería:

Cálculo del espesor de aislamiento mínimo necesario en tuberías

Component	Tubería
Diametro de tubería en mm	80,000
Coefficiente superficial exterior he:	5,70 m²K/W
Coefficiente superficial interior hi:	363,51 m²K/W
Longitud de tubería en m	9,500
Medio	Water vapour 300 °C

Resultados:

Heat flow rate of a component	802,49	W/m²
Heat flow rate of a component	201,69	W/m
Heat flow of a component	1916,04	W

Flujo másico (kg/h)	579,06
Recubrimiento	Valor directo



Tabela layer:

MANTA SPINTEX 342 G-125

Temperatura del fluido en °C:	415.0
Temperatura ambiente en °C:	20.0
Espesor de la capa de aislamiento	Temperatura en las capas de aislamiento:
	-1: 412,8°C
	0: 412,8°C
	1: 89,8°C

40,76 mm

Los resultados de cálculo están basados en las condiciones de contorno introducidas por el usuario. El usuario debe considerar, que este cálculo solo describe temperaturas aproximadas, y pérdidas de calor. Debido a que no conocemos las condiciones de contorno como radiación, viento...

ISOVER TechCalc

Thermal Calculation Software for Technical Insulation

Designación de un objeto:	Análisis de Sistemas de Cogeneracion
Orden:	Análisis de Sistemas de Cogeneracion
Fecha:	21/03/2014
Nombre:	LV-TBPL-20-03
Compañia:	UCSM
Cliente:	
Calle:	
Ciudad:	Arequipa
Estado:	Peru
Tel.: FAX:	
email:	



Referencia

Cálculo en modo tubería:

Component **Tubería**

Cálculo del espesor de aislamiento mínimo necesario en tuberías

Flujo másico (kg/h) **261437657,29**
Recubrimiento **Valor directo**

Diametro de tubería en mm	50680,000
Coefficiente superficial exterior he:	3,28 m²K/W
Coefficiente superficial interior hi:	38,55 m²K/W
Longitud de tubería en m	47,400
Medio	Water vapour 200 °C

Resultados:

Heat flow rate of a component	65,75	W/m²
Heat flow rate of a component	10468,63	W/m
Heat flow of a component	496212,83	W



Tabela layer:

MANTA SPINTEX 322-G

Temperatura del fluido en °C: **166.0**
 Temperatura ambiente en °C: **20.0**
 Espesor de la capa de aislamiento **93,70 mm**
 Temperatura en las capas de aislamiento:
 -1: **164,3°C**
 0: **164,3°C**
 1: **40,0°C**

Los resultados de cálculo están basados en las condiciones de contorno introducidas por el usuario. El usuario debe considerar, que este cálculo solo describe temperaturas aproximadas, y pérdidas de calor. Debido a que no conocemos las condiciones de contorno como radiación, viento...

ISOVER TechCalc

Thermal Calculation Software for Technical Insulation

Designación de un objeto:	Análisis de Sistemas de Cogeneración
Orden:	Análisis de Sistemas de Cogeneración
Fecha:	21/03/2014
Nombre:	LV-TBTK-2.5-04
Compañía:	UCSM
Cliente:	
Calle:	
Ciudad:	Arequipa
Estado:	Peru
Tel.:	FAX:
email:	



Referencia

Cálculo en modo tubería:

Cálculo del espesor de aislamiento mínimo necesario en tuberías

Component	Tubería
Dímetro de tubería en mm	65,000
Coefficiente superficial exterior he:	5,46 m²K/W
Coefficiente superficial interior hi:	203,70 m²K/W
Longitud de tubería en m	19,400
Medio	Water vapour 200 °C

Resultados:

Heat flow rate of a component	327,77	W/m²
Heat flow rate of a component	66,93	W/m
Heat flow of a component	1298,47	W

Tabela layer:

MANTA SPINTEX 322-G

Flujo másico (kg/h)	430,05
Recubrimiento	Valor directo



Temperatura del fluido en °C:	158.0
Temperatura ambiente en °C:	20.0
Espesor de la capa de aislamiento	Temperatura en las capas de aislamiento:
	-1: 156,4°C
	0: 156,4°C
19,22 mm	1: 57,7°C

Los resultados de cálculo están basados en las condiciones de contorno introducidas por el usuario. El usuario debe considerar, que este cálculo solo describe temperaturas aproximadas, y pérdidas de calor. Debido a que no conocemos las condiciones de contorno como radiación, viento...

ISOVER TechCalc

Thermal Calculation Software for Technical Insulation

Designación de un objeto:	Análisis de Sistemas de Cogeneración
Orden:	Análisis de Sistemas de Cogeneración
Fecha:	21/03/2014
Nombre:	LC-RECA-4-05
Compañía:	UCSM
Cliente:	
Calle:	
Ciudad:	Arequipa
Estado:	Peru
Tel.:	FAX:
email:	



Referencia

Cálculo en modo tubería:

Cálculo del espesor de aislamiento mínimo necesario en tuberías

Component	Tubería
Diametro de tubería en mm	100
Coefficiente superficial exterior he:	4,25 m²K/W
Coefficiente superficial interior hi:	0,00 m²K/W
Longitud de tubería en m	61,2
Medio	Water 20 °C

Resultados:

Heat flow rate of a component	108,54	W/m²
Heat flow rate of a component	34,10	W/m
Heat flow of a component	2086,84	W

Tabela layer:

MANTA SPINTEX 322-G

Flujo másico (kg/h)	430,050
Recubrimiento	Valor directo



Temperatura del fluido en °C:	80,0
Temperatura ambiente en °C:	20,0
Espesor de la capa de aislamiento	Temperatura en las capas de aislamiento:
19,14 mm	-1: 80,0°C
	0: 80,0°C
	1: 38,5°C

Los resultados de cálculo están basados en las condiciones de contorno introducidas por el usuario. El usuario debe considerar, que este cálculo solo describe temperaturas aproximadas, y pérdidas de calor. Debido a que no conocemos las condiciones de contorno como radiación, viento...

ISOVER TechCalc

Thermal Calculation Software for Technical Insulation

Designación de un objeto:	Análisis de Sistemas de Cogeneración
Orden:	Análisis de Sistemas de Cogeneración
Fecha:	21/03/2014
Nombre:	LV-HRPL-16-01
Compañía:	UCSM
Cliente:	
Calle:	
Ciudad:	Arequipa
Estado:	Peru
Tel.:	FAX:
email:	



Referencia

Cálculo en modo tubería:

Cálculo del espesor de aislamiento mínimo necesario en tuberías

Component	Tubería
Diametro de tubería en mm	450,000
Coefficiente superficial exterior he:	3,10 m²K/W
Coefficiente superficial interior hi:	135,90 m²K/W
Longitud de tubería en m	117,900
Medio	Water vapour 200 °C

Resultados:

Heat flow rate of a component	94,35	W/m²
Heat flow rate of a component	133,39	W/m
Heat flow of a component	15726,24	W

Tabela layer:

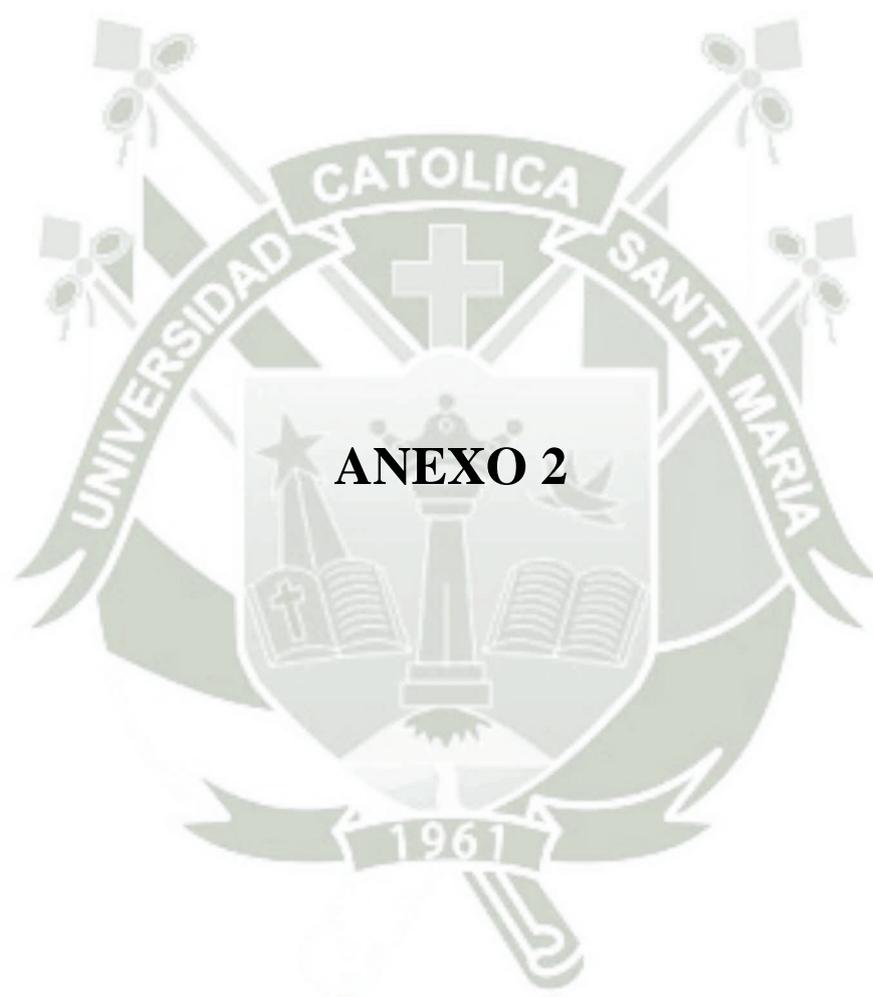
MANTA SPINTEX 322-G

Flujo másico (kg/h) **22902,21**
Recubrimiento **Valor directo**



Temperatura del fluido en °C: **166.0**
Temperatura ambiente en °C: **20.0**
Espesor de la capa de aislamiento **74,87 mm**
Temperatura en las capas de aislamiento:
-1: **165,3°C**
0: **165,3°C**
1: **42,8°C**

Los resultados de cálculo están basados en las condiciones de contorno introducidas por el usuario. El usuario debe considerar, que este cálculo solo describe temperaturas aproximadas, y pérdidas de calor. Debido a que no conocemos las condiciones de contorno como radiación, viento...



Hoja de datos de la bomba - INOXPA 60 Hz Pump Catalog

Empresa: Planta Azucarera
Nombre: Jose
Fecha: 21/03/2014



Bomba:
Size: 40-150
Tipo: PROLAC HCP
Velocidad de síncr.: 1800 rpm
Curve: 01.030.12.0008
Velocidades específicas:
Dimensiones:
Velocidad: 1750 rpm
Diámetro: 135 mm
Impulsor:
nq: —
S: —
Aspiración: 50 mm
Descarga: 40 mm

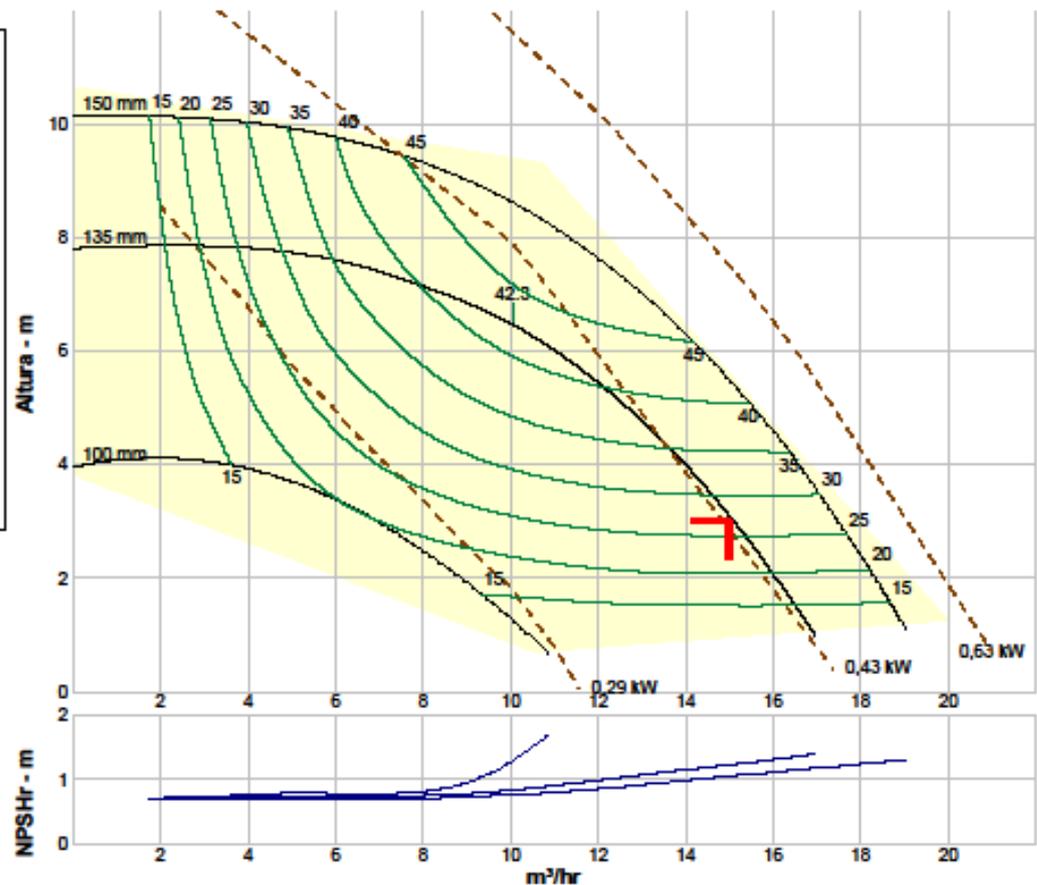
Criterios de búsqueda:
Caudal: 15 m³/hr
Altura: 3 m

Fluido:
Water
SG: 0,943
Viscosidad : 0,2206 cP
NPSHd: —
Temperatura: 120 °C
Presión de vapor: 1,989 bar a
Presión atm: 1014 bar a

Motor:
Estándar: IEC
Caja: TEFC
Potencia: 0,63 kW
Velocidad: 1800
Tamaño motor: 71C HighOutput
Criterios de medición: Punto de diseño

Límites de la bomba:
Temperatura: 120 °C
Presión: 16 barg
Tamaño de la esfera: —
Potencia: 5.5 kW
Area aspiración: —

--- Datos del punto ---	
Caudal:	15 m³/hr
Altura:	3,09 m
Rend:	27%
Potencia:	0,433 kW
NPSHr:	1,23 m
--- Curva característica ---	
altura v. cerrada:	7,82 m
dP v. cerrada:	0,721 bar
Caudal mínimo:	—
BEP:	42% @ 10,1 m³/hr
Potencia NOL:	0,435 kW @ 17 m³/hr
--- Curva máxima ---	
Potencia máxima:	0,507 kW @ 16,4 m³/hr



Nonbinding data if it is not subject to INOXPA quotation / Datos no vinculantes si no están sujetos a una oferta de INOXPA

Evaluación de rendimiento:					
Caudal m³/hr	Velocidad rpm	Altura m	Rendimiento %	Potencia kW	NPSH requerida m
18	1750	—	—	—	—
15	1750	3,09	27	0,433	1,23
12	1750	5,44	40	0,416	0,995
9	1750	6,81	41	0,38	0,8
6	1750	7,61	35	0,333	0,731

Seleccionado del catálogo: INOXPA Pump Catalog.60 Versión: 1.4

Hoja de datos de la bomba - INOXPA 60 Hz Pump Catalog

Empresa: Planta Azucarera
Nombre: Jose
Fecha: 24/03/2014



Bomba:
Size: 200-150-315
Tipo: DIN TEX
Velocidad de síncr.: 1800 rpm
Curve: 4150126
Velocidades específicas:
Dimensiones:
Velocidad: 1750 rpm
Diámetro: 270 mm
Impeller: 4DF02100-255
nq: —
S: —
Aspiración: 200 mm
Descarga: 150 mm

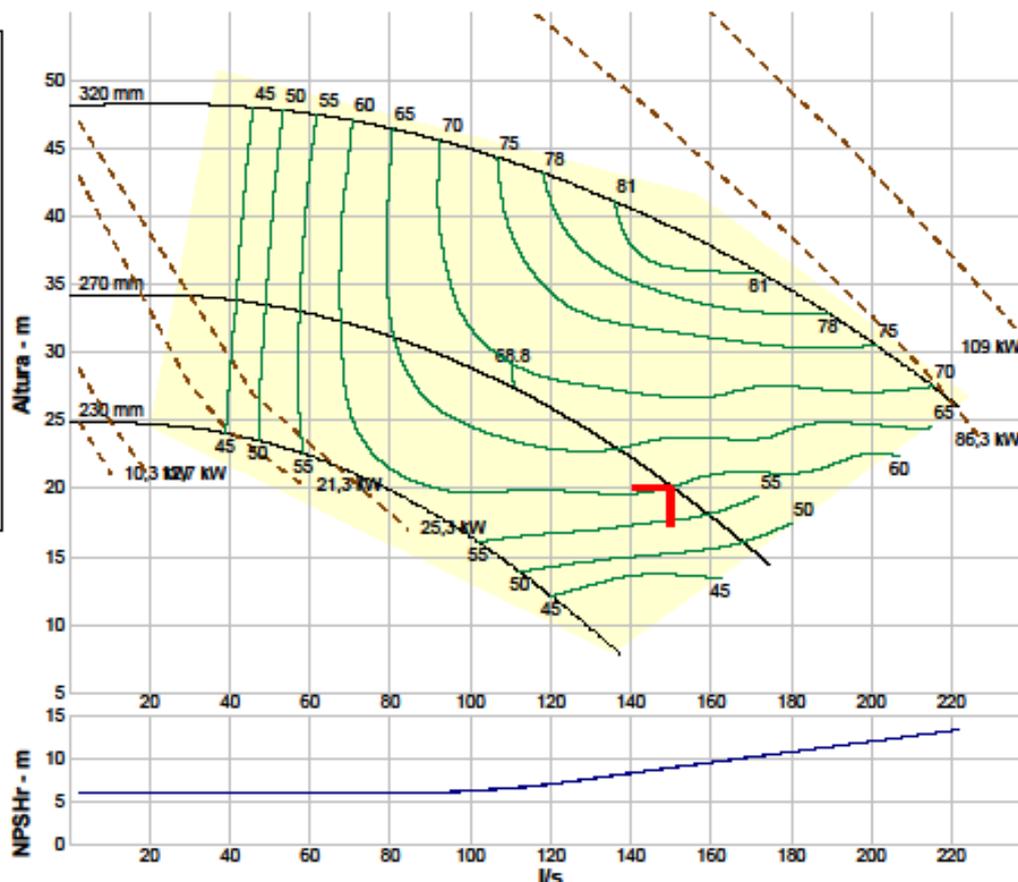
Criterios de búsqueda:
Caudal: 150 l/s Altura: 20 m

Fluido:
Seawater 3.5% Salinity
SG: 1,03
Viscosidad : 1,205 cP
NPSHd: —
Temperatura: 15,6 °C
Presión de vapor: 0,01737 bar a
Presión atm: 1014 bar a

Límites de la bomba:
Temperatura: 120 °C
Presión: 16 bar g
Tamaño de la esfera: —
Potencia: 150 kW
Area aspiración: —

Motor:
Estándar: IEC
Caja: TEFC
Criterios de medición: Punto de diseño
Potencia: 86,3 kW
Velocidad: 1800
Tamaño motor: 280S

--- Datos del punto ---	
Caudal:	150 l/s
Altura:	20,2 m
Rend:	60%
Potencia:	50,8 kW
NPSHr:	8,95 m
--- Curva característica ---	
altura v. cerrada:	34,1 m
dP v. cerrada:	3,44 bar
Caudal mínimo:	—
BEP:	69% @ 111 l/s
Potencia NOL:	55,3 kW @ 174 l/s
--- Curva máxima ---	
Potencia máxima:	86,5 kW @ 222 l/s



Nonbinding data if it is not subject to INOXPA quotation / Datos no vinculantes si no están sujetos a una oferta de INOXPA

Evaluación de rendimiento:

Caudal l/s	Velocidad rpm	Altura m	Rendimiento %	Potencia kW	NPSH requerida m
180	1750	—	—	—	—
150	1750	20,2	60	50,8	8,95
120	1750	25,8	67	45,9	7,18
90	1750	30	66	40,6	6,22
60	1750	32,8	56	35,2	5,94

Seleccionado del catálogo: INOXPA Pump Catalog.60 Versión: 1.4

Hoja de datos de la bomba - INOXPA 60 Hz Pump Catalog

Empresa: Planta Azucarera
Nombre: Jose
Fecha: 21/03/2014



Bomba:
Size: 80-175
Tipo: PROLAC HCP
Velocidad de síncr.: 1800 rpm
Curve: 01.030.12.0040
Velocidades específicas:
Dimensiones:
Velocidad: 1750 rpm
Diámetro: 150 mm
Impulsor:
nq: —
S: —
Aspiración: 100 mm
Descarga: 80 mm

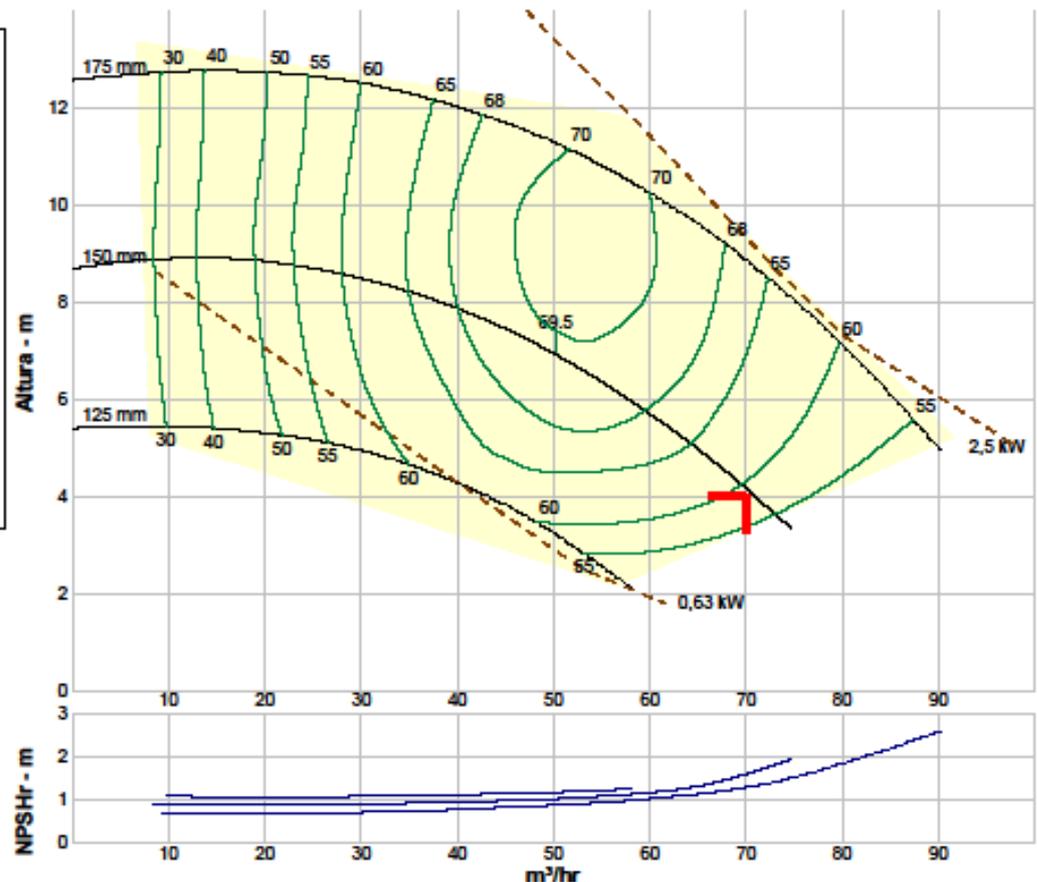
Criterios de búsqueda:
Caudal: 70 m³/hr
Altura: 4 m

Fluido:
Water
SG: 0,943
Viscosidad : 0,2206 cP
NPSHd: —
Temperatura: 120 °C
Presión de vapor: 1,989 bar a
Presión atm: 1014 bar a

Límites de la bomba:
Temperatura: 120 °C
Presión: 16 bar g
Tamaño de la esfera: —
Potencia: 22 kW
Area aspiración: —

Motor:
Estándar: IEC
Caja: TEFC
Criterios de medición: Punto de diseño
Potencia: 2,5 kW
Velocidad: 1800
Tamaño motor: 90LB HighOutput

--- Datos del punto ---	
Caudal:	70 m ³ /hr
Altura:	4,15 m
Rend:	59%
Potencia:	1,26 kW
NPSHr:	1,61 m
--- Curva característica ---	
altura v. cerrada:	8,68 m
dP v. cerrada:	0,801 bar
Caudal mínimo:	—
BEP:	69% @ 50,3 m ³ /hr
Potencia NOL:	1,3 kW @ 59,5 m ³ /hr
--- Curva máxima ---	
Potencia máxima:	2,44 kW @ 79,7 m ³ /hr



Nonbinding data if it is not subject to INOXPA quotation / Datos no vinculantes si no están sujetos a una oferta de INOXPA

Evaluación de rendimiento:

Caudal m ³ /hr	Velocidad rpm	Altura m	Rendimiento %	Potencia kW	NPSH requerida m
84	1750	—	—	—	—
70	1750	4,15	59	1,26	1,61
56	1750	6,19	68	1,3	1,11
42	1750	7,68	68	1,21	0,974
28	1750	8,57	60	1,03	0,898

Seleccionado del catálogo: INOXPA Pump Catalog.60 Versión: 1.4

Hoja de datos de la bomba - INOXPA 60 Hz Pump Catalog

Empresa: Planta Azucarera
Nombre: Jose
Fecha: 21/03/2014



Bomba:
Size: 80-175
Tipo: PROLAC HCP
Velocidad de síncr.: 1800 rpm
Curve: 01.030.12.0040
Velocidades específicas:
Dimensiones:
Velocidad: 1750 rpm
Diámetro: 150 mm
Impulsor:
nq: —
S: —
Aspiración: 100 mm
Descarga: 80 mm

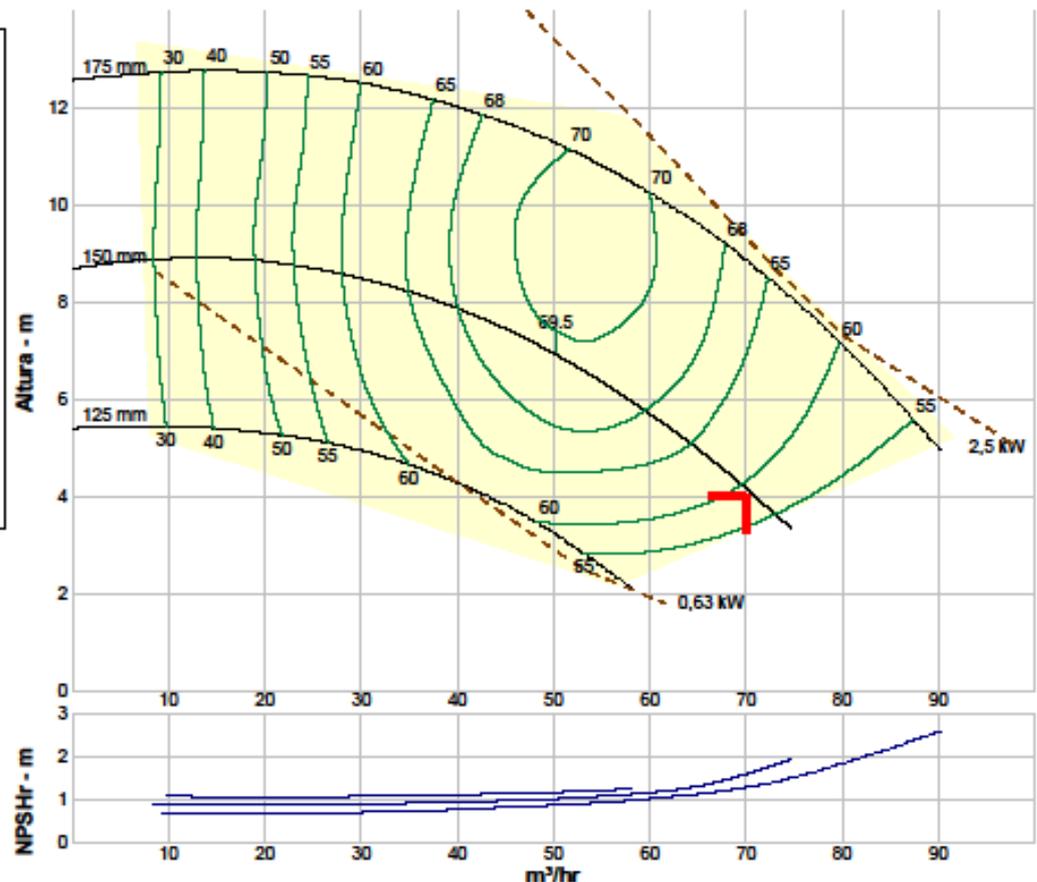
Criterios de búsqueda:
Caudal: 70 m³/hr
Altura: 4 m

Fluido:
Water
SG: 0,943
Viscosidad : 0,2206 cP
NPSHd: —
Temperatura: 120 °C
Presión de vapor: 1,989 bar a
Presión atm: 1014 bar a

Límites de la bomba:
Temperatura: 120 °C
Presión: 16 bar g
Tamaño de la esfera: —
Potencia: 22 kW
Area aspiración: —

Motor:
Estándar: IEC
Caja: TEFC
Criterios de medición: Punto de diseño
Potencia: 2,5 kW
Velocidad: 1800
Tamaño motor: 90LB HighOutput

--- Datos del punto ---	
Caudal:	70 m³/hr
Altura:	4,15 m
Rend:	59%
Potencia:	1,26 kW
NPSHr:	1,61 m
--- Curva característica ---	
altura v. cerrada:	8,68 m
dP v. cerrada:	0,801 bar
Caudal mínimo:	—
BEP:	69% @ 50,3 m³/hr
Potencia NOL:	1,3 kW @ 59,5 m³/hr
--- Curva máxima ---	
Potencia máxima:	2,44 kW @ 79,7 m³/hr



Nonbinding data if it is not subject to INOXPA quotation / Datos no vinculantes si no están sujetos a una oferta de INOXPA

Evaluación de rendimiento:

Caudal m³/hr	Velocidad rpm	Altura m	Rendimiento %	Potencia kW	NPSH requerida m
84	1750	—	—	—	—
70	1750	4,15	59	1,26	1,61
56	1750	6,19	68	1,3	1,11
42	1750	7,68	68	1,21	0,974
28	1750	8,57	60	1,03	0,898

Seleccionado del catálogo: INOXPA Pump Catalog.60 Versión: 1.4

Hoja de datos de la bomba - INOXPA 60 Hz Pump Catalog

Empresa: Planta Azucarera
Nombre: Jose
Fecha: 21/03/2014



Bomba:
Size: 80-175
Tipo: PROLAC HCP
Velocidad de síncr.: 1800 rpm
Curve: 01.030.12.0040
Velocidades específicas:
Dimensiones:
Velocidad: 1750 rpm
Diámetro: 165 mm
Impulsor:
nq: —
S: —
Aspiración: 100 mm
Descarga: 80 mm

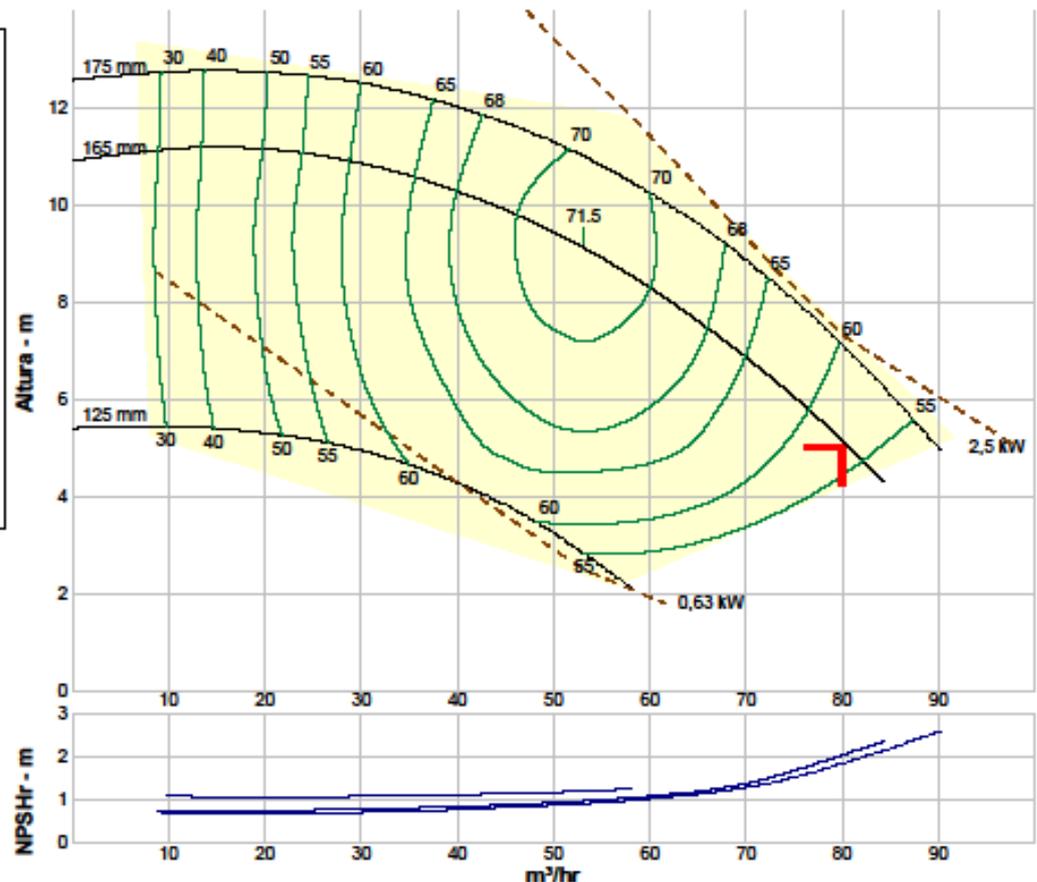
Criterios de búsqueda:
Caudal: 80 m³/hr
Altura: 5 m

Fluido:
Water
SG: 0,943
Viscosidad : 0,2206 cP
NPSHd: —
Temperatura: 120 °C
Presión de vapor: 1,989 bar a
Presión atm: 1014 bar a

Límites de la bomba:
Temperatura: 120 °C
Presión: 16 bar g
Tamaño de la esfera: —
Potencia: 22 kW
Area aspiración: —

Motor:
Estándar: IEC
Caja: TEFC
Criterios de medición: Punto de diseño
Potencia: 2,5 kW
Velocidad: 1800
Tamaño motor: 90LB HighOutput

--- Datos del punto ---	
Caudal:	80 m ³ /hr
Altura:	5,14 m
Rend:	57%
Potencia:	1,85 kW
NPSHr:	2,04 m
--- Curva característica ---	
altura v. cerrada:	10,9 m
dP v. cerrada:	1,01 bar
Caudal mínimo:	—
BEP:	72% @ 53,1 m ³ /hr
Potencia NOL:	1,89 kW @ 69,9 m ³ /hr
--- Curva máxima ---	
Potencia máxima:	2,44 kW @ 79,7 m ³ /hr

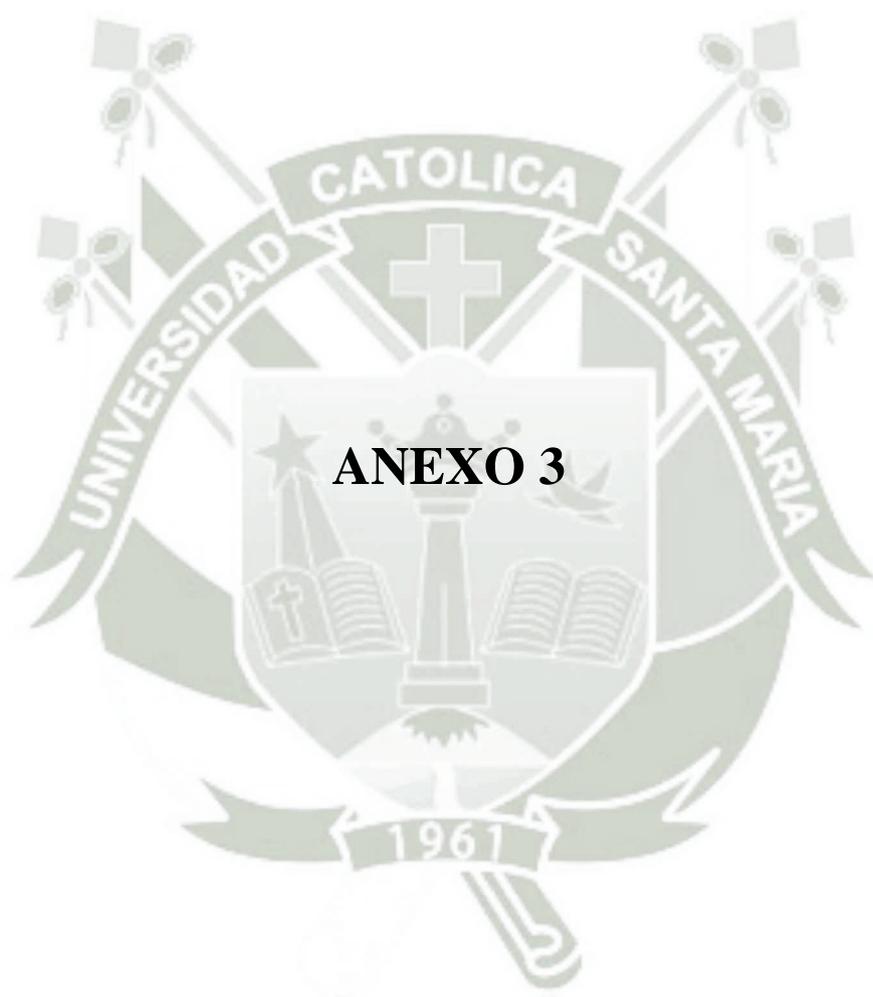


Nonbinding data if it is not subject to INOXPA quotation / Datos no vinculantes si no están sujetos a una oferta de INOXPA

Evaluación de rendimiento:

Caudal m ³ /hr	Velocidad rpm	Altura m	Rendimiento %	Potencia kW	NPSH requerida m
96	1750	—	—	—	—
80	1750	5,14	57	1,85	2,04
64	1750	7,74	68	1,86	1,18
48	1750	9,61	70	1,68	0,925
32	1750	10,7	62	1,41	0,803

Seleccionado del catálogo: INOXPA Pump Catalog.60 Versión: 1.4



Selección de equipos

Selección de tipos básicos, interruptores

Interruptores de potencia al vacío 3AH3



15 kV

50/60 Hz

Posición: 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 Códigos breves
 Nº de pedido: 3 A H 3 1 6 7 - 2

Tensión asignada	Tensión soportada asignada de impulso tipo rayo	Tensión soportada asignada de corta duración a frecuencia industrial	Corriente asignada de corte en cortocircuito con componente c.c. 36 %	Corriente asignada de cierre en cortocircuito (a 50/60 Hz)	Distancia entre centros de polos	Corriente asignada en servicio continuo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	Códigos breves
U_i	U_p	U_d	I_{cc}	I_{ma}	mm	I_c																	
kV	kV	kV	kA	kA		A																	
15	95	36	50	125/130	210	1250	3	A	H	3	1	6	7	-	2								
						2500	3	A	H	3	1	6	7	-	6								
						3150	3	A	H	3	1	6	7	-	7								
					275	4000 ¹⁾	3	A	H	3	1	7	7	-	8								
		63	160/164	275	1250	1250	3	A	H	3	1	7	8	-	2								
						2500	3	A	H	3	1	7	8	-	6								
						3150	3	A	H	3	1	7	8	-	7								
						4000 ¹⁾	3	A	H	3	1	7	8	-	8								

Ejecución especial (disponible para todos los interruptores de 15 kV)
 $U_d = 42$ kV

- Z E 1 3

17,5 kV

50/60 Hz

U_i	U_p	U_d	I_{cc}	I_{ma}	mm	I_c	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	Códigos breves
kV	kV	kV	kA	kA		A																	
17,5	95	38	50	125/130	210	1250	3	A	H	3	2	1	7	-	2								
						2500	3	A	H	3	2	1	7	-	6								
						3150	3	A	H	3	2	1	7	-	7								
					275	4000 ¹⁾	3	A	H	3	2	2	7	-	8								
		63	160/164	275	1250	1250	3	A	H	3	2	2	8	-	2								
						2500	3	A	H	3	2	2	8	-	6								
						3150	3	A	H	3	2	2	8	-	7								
						4000 ¹⁾	3	A	H	3	2	2	8	-	8								

Ejecución especial (disponible para todos los interruptores de 17,5 kV)
 $U_d = 42$ kV

- Z E 1 3

1) Para corrientes asignadas en servicio continuo más altas, consultar

Ejemplo de configuración

Interruptor de potencia al vacío 3AH3
 Tensión asignada $U_i = 17,5$ kV, 50/60 Hz
 Tensión soportada asignada de impulso tipo rayo $U_p = 95$ kV
 Corriente asignada de corta en cortocircuito $I_{cc} = 63$ kA
 Distancia entre centros de polos = 275 mm
 Corriente asignada en servicio continuo $I_c = 4000$ A

3 A H 3

2 2 8 - 8

Ejemplo para nº de pedido:
 Códigos breves:

3 A H 3 2 2 8 - 8

Datos técnicos

Datos eléctricos, dimensiones y pesos

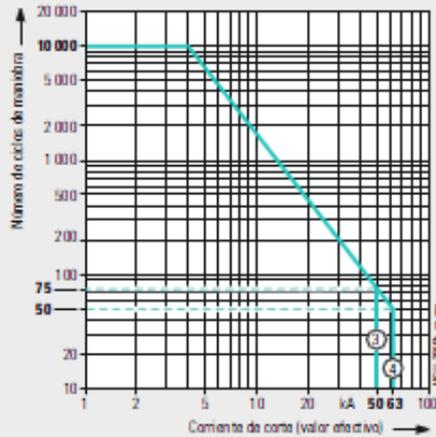
Interruptores de potencia al vacío 3AH3

N° de pedido	15 kV 50/60 Hz		Corriente asignada en servicio continuo		Distancia entre centros de polos		Secuencia de maniobras asignada:			Duración de cortocircuito asignada		Corriente asignada de corte en cortocircuito		Componente c.c. en % de la corriente asignada de corte en cortocircuito		Corriente de corte asimétrica		Corriente asignada de cierre en cortocircuito (a 50/60 Hz)		Tensión soportada asignada de impulso tipo rayo		Tensión soportada asignada de corta duración a frecuencia industrial		Caída de tensión al/ante los terminales (según EC 62271-1 con 100A c.c.)		Línea mínima de fuga		Línea mínima de fuga Fase - tierra		Distancia mínima de aislamiento Fase - fase		Distancia mínima de aislamiento Fase - tierra		Peso		Plano de dimensiones detallado (puede pedirse)		N° de diagrama de cables de manobra (véase la página 31)		N° de plano de dimensiones de catálogo (véase la página 31)	
	I_n	A	mm	mm	t_c	s	I_{cc}	kA	%	kA	I_{sc}	kA	U_p	kV	U_c	kV	mV	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		
3AH3 167-2 ...	1250	210	■	△	△	3	50	36	56,1	$\frac{125}{130}$	95	36	1,8	160	230	110	130	184	S_325 00416	3	4																				
3AH3 167-6 ...	2500	210	■	△	△	3	50	36	56,1	$\frac{125}{130}$	95	36	1,8	160	230	110	130	184	S_325 00418	3	4																				
3AH3 167-7 ...	3150	210	■	△	△	3	50	36	56,1	$\frac{125}{130}$	95	36	1,8	160	230	110	130	184	S_325 00002	3	4																				
3AH3 177-8 ...	4000	275	■	△	△	3	50	36	56,1	$\frac{125}{130}$	95	36	1,4	160	170	135	130	310	S_325 00006	3	6																				
3AH3 178-2 ...	1250	275	■	△	△	3	63	36	70,7	$\frac{160}{164}$	95	36	1,8	160	170	71	130	196	S_325 00005	4	5																				
3AH3 178-6 ...	2500	275	■	△	△	3	63	36	70,7	$\frac{160}{164}$	95	36	1,8	160	170	71	130	196	S_325 00005	4	5																				
3AH3 178-7 ...	3150	275	■	△	△	3	63	36	70,7	$\frac{160}{164}$	95	36	1,8	160	170	71	130	196	S_325 00005	4	5																				
3AH3 178-8 ...	4000	275	■	△	△	3	63	36	70,7	$\frac{160}{164}$	95	36	1,4	160	170	71	130	308	S_325 00006	4	6																				

■ Información estándar en la placa de características
 △ Secuencia de maniobras asignada posible hasta $I_{cc} = 31,5$ kA

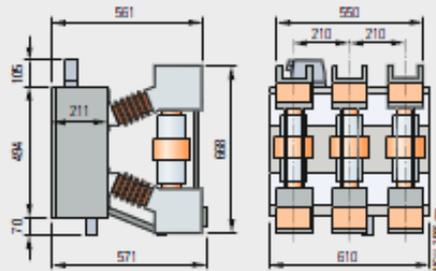
3

Diagrama de ciclos de maniobra para 15 kV

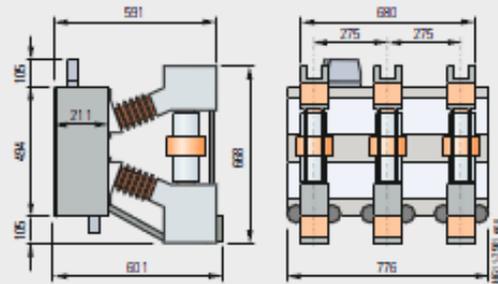


El número de ciclos de maniobra eléctricos está representado en función de la corriente de corte (valor efectivo). Todos los interruptores de potencia al vacío cumplen con las clases de endurance E2, M2 y C2 según IEC 62271-100. El recorrido de la característica fuera de los parámetros definidos por la norma IEC 62271-100 se basa en valores medios de experiencia. El número de ciclos de maniobra que se puede alcanzar realmente puede diferir según el caso de aplicación.

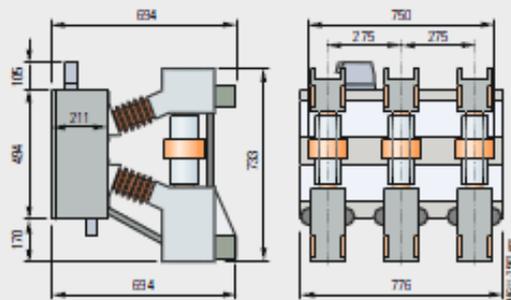
Planos de dimensiones para 15 kV



Plano de dimensiones 4



Plano de dimensiones 5

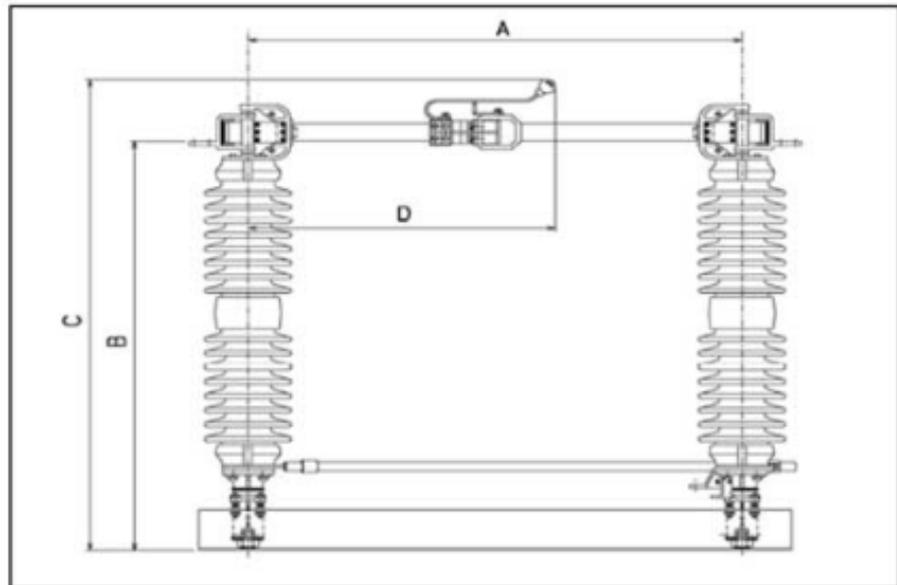


Plano de dimensiones 6

3

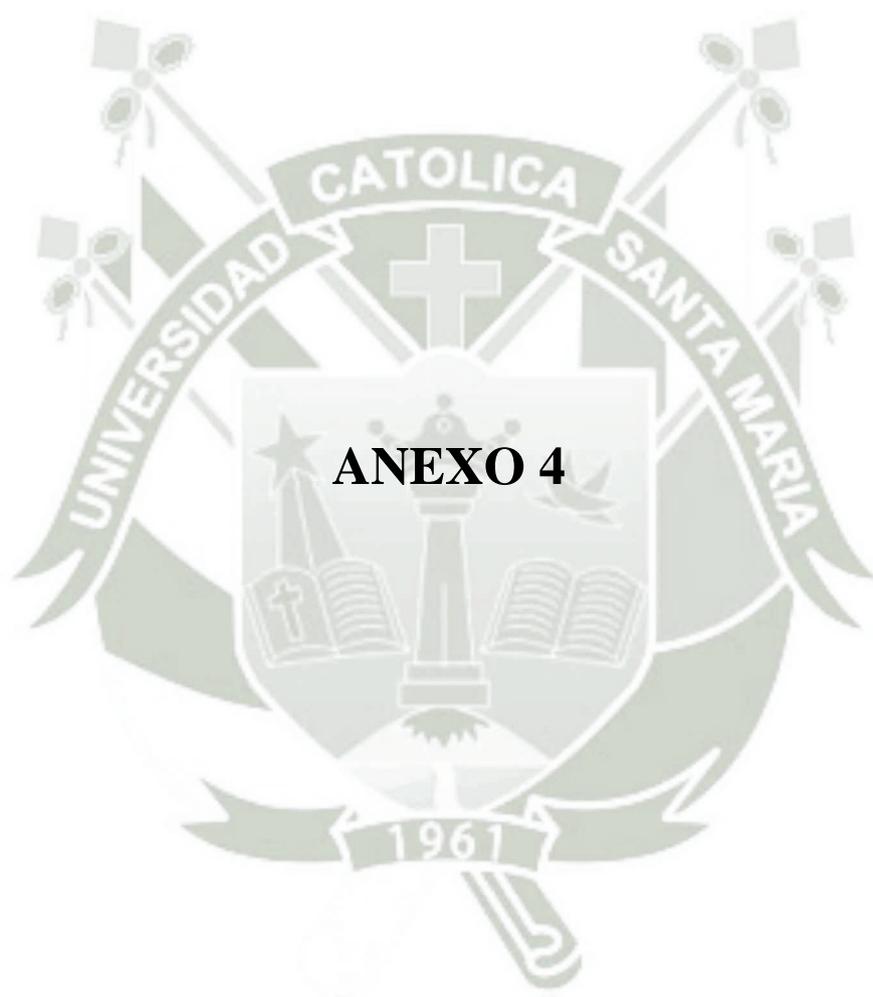
Technical Info 7.5-46kV 1200-6000 amp

- DIMENSIONS SHOWN IN INCHES - WEIGHT SHOWN IN POUNDS (INSULATORS INCLUDED)
- 7.5 - 46 kV 3" BOLT CIRCLE STATION POST INSULATORS
- DIMENSIONS NOT FOR CONSTRUCTION PURPOSES
- CONTACT FACTORY FOR CERTIFIED PRINTS



CATALOG NO.	RATINGS				DIMENSIONS				STD MTG	WEIGHT 1 Pole
	VOLTAGE (kV)		CURRENT (A)		A	B	C	D		
	NOM	BIL	CONT.	MOM.						
AGCH5-00712	7.5	95	1200	61,000	24	17-7/8	26-1/8	20-7/8	8-1/4 X 24	96
AGCH5-00720	7.5	95	2000	100,000	24	17-7/8	27-1/2	20-7/8	8-1/4 X 24	118
AGCH5-00730	7.5	95	3000	120,000	24	26-1/2	34-1/2	18-1/4	8-1/4 X 24	125
AGCH5-00740	7.5	95	4000	120,000	27	33-1/8	42-5/8	19	8-1/4 X 27	140
AGCH5-00750	7.5	95	5000	120,000	*	*	*	*	*	*
AGCH5-00760	7.5	95	6000	120,000	*	*	*	*	*	*
AGCH5-01512	15	110	1200	61,000	24	20-3/8	28-5/8	20-7/8	8-1/4 X 24	102
AGCH5-01520	15	110	2000	100,000	24	20-3/8	30	20-7/8	8-1/4 X 24	131
AGCH5-01530	15	110	3000	120,000	24	28-1/2	36-1/2	18-1/4	8-1/4 X 24	140
AGCH5-01540	15	110	4000	120,000	27	35-1/8	44-5/8	19	8-1/4 X 27	156
AGCH5-01550	15	110	5000	120,000	*	*	*	*	*	*
AGCH5-01560	15	110	6000	120,000	*	*	*	*	*	*
AGCH5-02312	23	150	1200	61,000	24	24-3/8	32-5/8	20-7/8	8-1/4 X 24	112
AGCH5-02320	23	150	2000	100,000	24	24-3/8	34	20-7/8	8-1/4 X 24	141
AGCH5-02330	23	150	3000	120,000	24	31-1/2	39-1/2	18-1/4	8-1/4 X 24	150
AGCH5-02340	23	150	4000	120,000	27	38-1/8	47-5/8	19	8-1/4 X 27	194
AGCH5-02350	23	150	5000	120,000	*	*	*	*	*	*
AGCH5-02360	23	150	6000	120,000	*	*	*	*	*	*
AGCH5-03412	34.5	200	1200	61,000	24	28-3/8	36-5/8	20-7/8	8-1/4 X 24	168
AGCH5-03420	34.5	200	2000	100,000	24	28-3/8	38	20-7/8	8-1/4 X 24	235
AGCH5-03430	34.5	200	3000	120,000	27	36-1/2	40	21-1/4	8-1/4 X 27	250
AGCH5-03440	34.5	200	4000	120,000	27	43-1/8	52-5/8	19	8-1/4 X 27	265
AGCH5-04612	46	250	1200	61,000	30	32-3/8	40-5/8	22-1/8	8-1/4 X 30	204
AGCH5-04620	46	250	2000	100,000	30	32-3/8	42	22-1/8	8-1/4 X 30	274
AGCH5-04630	46	250	3000	120,000	*	*	*	*	*	*
AGCH5-04640	46	250	4000	120,000	*	*	*	*	*	*

* Refer to Factory





SGT-600 Industrial Gas Turbine

Power Generation: (ISO) 24.77 MW(e)

The SGT-600 is the most efficient and environmentally friendly industrial gas turbine in its power range. The robustness of the industrial design ensures high reliability and availability in all environments and applications.

The Siemens SGT-600 is a heavy-duty industrial gas turbine designed and built to meet requirements for low life-cycle cost, i.e. low first cost, low fuel costs and low costs for operation and maintenance. Low fuel consumption, even at part loads, and short installation and commissioning times are major features of this turbine.

In cogeneration and combined-cycle applications, the high exhaust temperature of the gas turbine makes it one of the most efficient units on the market. The SGT-600 is even able to perform durably in aggressive industrial environments under really tough operating conditions, whether on-shore or offshore, in arctic or desert climate.

The outstanding reliability of the SGT-600 makes it ideal for interdependent multi-unit applications.

A single-lift power generation module for floating platforms such as FPSO (Floating Production, Storage and Offloading) and semi-submersibles is available for both the SGT-600 and the SGT-700.

The SGT-600 uses a Dry Low Emission (DLE) system maintaining low specific fuel consumption in all applications. The system is both stable and reliable, not requiring frequent recalibration, and coping easily with load changes, planned or otherwise.

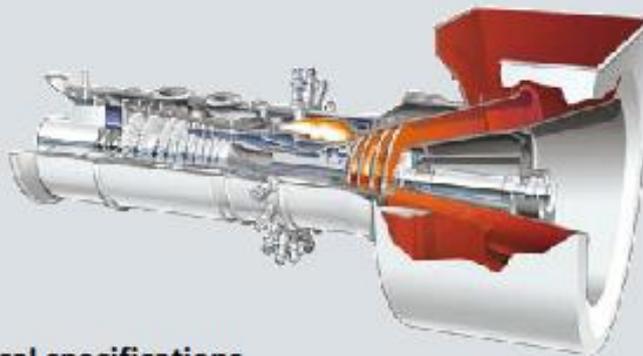


Industrial Gas Turbines

Answers for energy.

SIEMENS

SGT-600 Industrial Gas Turbine



SGT-600 gas generator.

Technical specifications

Overview

- Power generation: 24.77 MW(e)
- Frequency: 50/60 Hz
- Electrical efficiency: 34.2%
- Heat rate: 10,533 kJ/kWh (9,983 Btu/kWh)
- Turbine speed: 7,700 rpm
- Compressor pressure ratio: 14:1
- Exhaust gas flow: 80.4 kg/s (177.3 lb/s)
- Exhaust temperature: 543° C (1,009° F)
- NO_x emissions (with DLE corrected to 15% O₂ dry)
 - Gas fuel: ≤25 ppmV
 - Liquid fuel: ≤42 ppmV (wet)

Axial Compressor

- 10-stage axial flow compressor
 - 2 stages variable guide vanes
- Electron-beam-welded rotor

Combustion

- 18 dual-fuel 2nd generation Dry Low Emissions (DLE) burners
- Welded annular sheet metal design

Emissions control

- DLE combustion system
- Water injection for NO_x-reduction during liquid fuel operation in DLE combustor

Compressor Turbine

- 2-stage axial-flow compressor turbine
 - Both stages are air-cooled

Power Turbine

- 2-stage free power turbine, uncooled
- Interlocking shrouds

Bearings

- Tilting pad radial and thrust
- Vibration- and temperature-monitoring

Fuel System

- Natural gas - Liquid fuel - Dual fuel
- Fuel-changeover capability at full and part load
- Gas-supply pressure requirement: 24.5 bar(a) ±0.5 bar (355±7 psi(a))

Gearbox

- 50 or 60 Hz

Generator

- Four-pole design
- Rated voltage: 10.5/11.0/13.8 kV
- 50 or 60 Hz
- Protection IP54
- PMG for excitation power supply
- Complies with -IEC/EN 6034-1 standard

Lubrication

- Lubricating oil tank located in package base frame
- Two main lube oil circuits, low pressure and high pressure
- 3 x 50% HP and 3 x 50% LP AC-driven lube oil pumps with DC backup

Starting

- Electric VSD start-motor

Control System

- Siemens Simatic S7
- Distributed inputs/outputs

Gas turbine:

Key features

- Robust industrial design
- Low fuel consumption, high efficiency
- Excellent DLE experience
- Low emissions – DLE ≤25 ppm NO_x
- Low life-cycle cost
- Workshop tested
- Excellent operational availability and reliability
- Load rejection capability
- Highly reliable, clean and efficient power generation

Maintenance

- On-site maintenance or 24-hour exchange of gas generator
- No need for special workshop maintenance
- Modular build-up for easy maintenance on site
- Standardized concepts for maintenance planning
- Overhaul intervals of 40,000 hours
- Extended time between overhaul when running on part load
- Condition-based maintenance
- Horizontal split compressor casing
- Low deterioration and service cost



Two multi-unit deliveries of SGT-600 gas turbines power this cement factory near Riyadh, Saudi Arabia.



On Torrens Island, Australia, four SGT-600 gas turbines provide seasonal peaking support for the electrical grid.

Package:

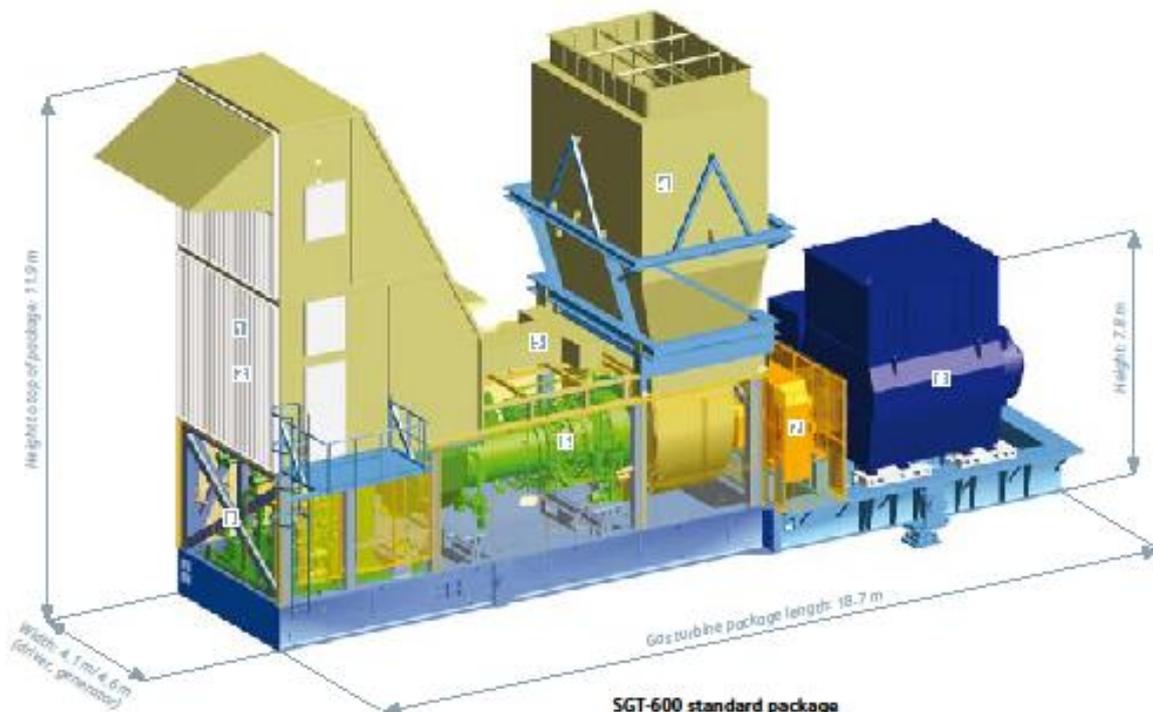
Key features

- Compact layout
- Low life-cycle cost
- Short delivery time
- Same footprint as the SGT-700 gas turbine
- Fast and easy installation
- Major components delivered on a common base frame
- High availability/reliability for complete package

Customer Support:

Key features

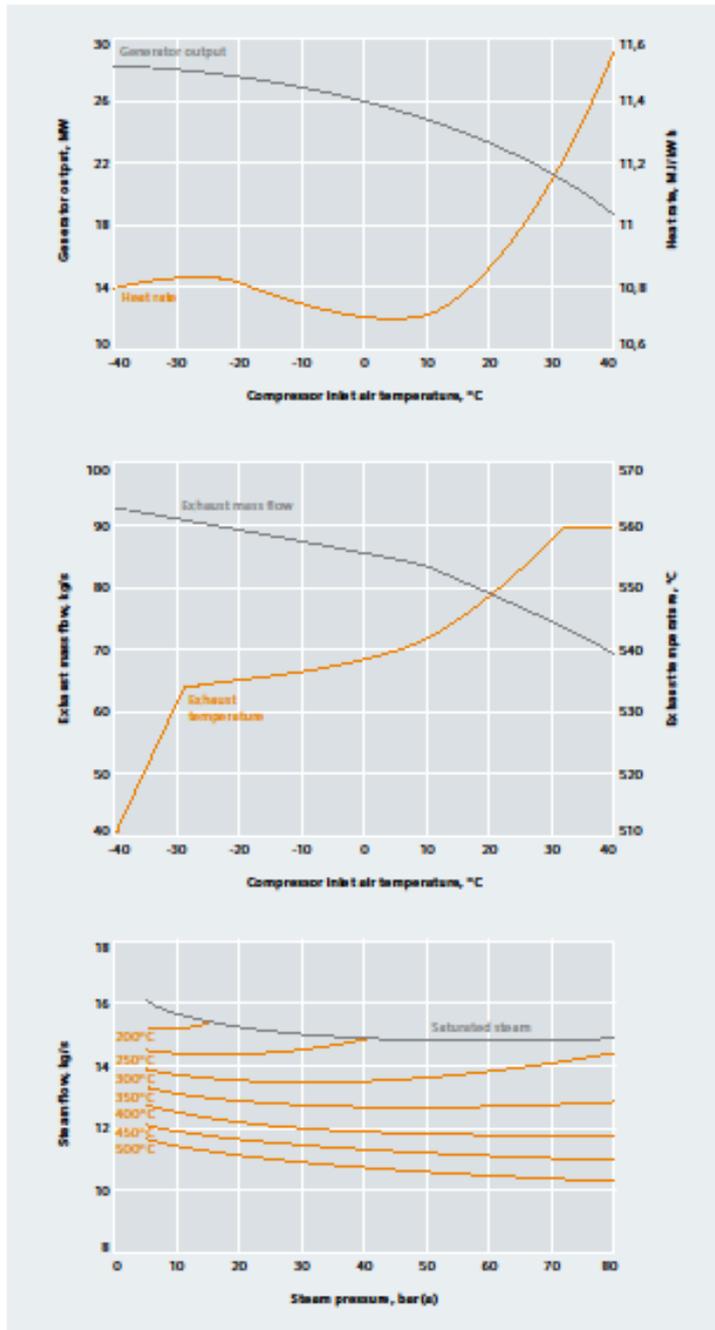
- Global support network of Authorized Service Centers
- Emergency service – 24/7 specialist helpdesk
- Full field service
- Full diagnostic support, remote monitoring
- OEM modernizations and upgrades
- In-house or on-site training programs
- Range of maintenance and service contracts available



SGT-600 standard package

- | | | |
|------------------------|------------------------|------------------------|
| 1 Combustion air inlet | 4 Combustion exhaust | 7 Speed reduction gear |
| 2 Enclosure air inlet | 5 Enclosure air outlet | 8 AC generator |
| 3 Lube oil system | 6 Com engine | |

SGT-600 Performance



Nominal generator output and heat rate

Conditions/assumptions:

Fuel: Natural Gas LHV, 46,798 kJ/kg (20,118 Btu/lb)
 Altitude: Sea level
 Ambient pressure: 1,013 bar(a) (14.7 psi(a))
 Relative humidity: 60%
 Inlet pressure loss: 5 mbar (2" H₂O)
 Outlet pressure loss: 5 mbar (2" H₂O)
 Fuel temperature: 5°C (41°F)

Diagram conversion factors:

To convert	To	Multiply by
°C	°F	(°C x 9/5) + 32
MJ/kWh	Btu/kWh	949

Nominal exhaust mass flow and temperature

Conditions/assumptions:

Fuel: Natural Gas LHV, 46,798 kJ/kg (20,118 Btu/lb)
 Altitude: Sea level
 Ambient pressure: 1,013 bar(a) (14.7 psi(a))
 Relative humidity: 60%
 Inlet pressure loss: 5 mbar (2" H₂O)
 Outlet pressure loss: 5 mbar (2" H₂O)
 Fuel temperature: 5°C (41°F)

Diagram conversion factors:

To convert	To	Multiply by
°C	°F	(°C x 9/5) + 32

Unfired heat-recovery steam generation

Conditions/assumptions:

Fuel: Natural Gas LHV, 46,798 kJ/kg (20,118 Btu/lb)
 Altitude: Sea level
 Ambient pressure: 1,013 bar(a) (14.7 psi(a))
 Ambient temperature: 15°C (59°F)
 Relative humidity: 60%
 Boiler pinch point: 8°C (14°F)
 Boiler approach point: 5°C (9°F)
 Inlet pressure loss: 5 mbar (2" H₂O)
 Outlet pressure loss: 25 mbar (10" H₂O)

Diagram conversion factors:

To convert	To	Multiply by
°C	°F	(°C x 9/5) + 32
kg/s	lb/s	2.2046
bar	psi	14.5

Published by and copyright © 2010:
 Siemens AG
 Energy Sector
 Freytagstrasse 1
 91058 Erlangen, Germany
 Siemens AG
 Energy Sector
 Oil & Gas Division
 Wolfgang-Reuter-Platz
 47053 Duisburg, Germany

Siemens Energy, Inc.
 10730 Telge Road
 Houston, Texas 77095, USA
 Siemens Industrial Turbomachinery AB
 SE-612 83 Finspong, Sweden

For more information, please contact our
 Customer Support Center:
 Tel: +49 180 524 70 00
 Fax: +49 180 524 24 71
 (Charges depending on provider)
 E-mail: support.energy@siemens.com

Oil & Gas Division
 Order No. E50001-W430-A109X-4A00
 Printed in Germany
 Dtspo 34806, o4ts No. 7447, PWS 03103.

All rights reserved. Trademarks mentioned
 in this document are the property of Siemens AG,
 its affiliates, or their respective owners.

Subject to change without prior notice.
 The information in this document contains
 general descriptions of the technical options
 available, which may not apply in all cases.
 The required technical options should
 therefore be specified in the contract.

www.siemens.com/energy



SGT-700 Industrial Gas Turbine

Power Generation: (ISO) 31.21 MW(e)

The Siemens SGT-700 industrial gas turbine is a high-performance gas turbine with excellent environmental compatibility. It combines the reliability and robustness of an industrial design with the high efficiency and low emission levels of the latest turbine technology.

The SGT-700 gas turbine package represents reliable, clean and efficient power generation equipment characterized by low Life Cycle Cost, compact plant and short delivery time.

The SGT-700 is a standardized product to suit every need. It is designed for heavy-duty operation under tough conditions, both onshore and offshore, floating or fixed, in hot or cold climates, for application in simple cycle, combined-cycle, or cogeneration.

In simple cycle, the SGT-700 can be operated at base load with an in-built capacity to meet national grid code specifications.

Its rapid start-up times make it invaluable when operating in peak load application.

The compact design, small footprint and low weight are of particular benefit in offshore applications. The standard equipment design has been fully adapted for Ex-proof installation in hazardous areas and to meet offshore codes and standards.

A single-lift power generation module for floating platforms such as FPSO (Floating Production, Storage and Offloading) and semi-submersibles is available for both the SGT-600 and the SGT-700.

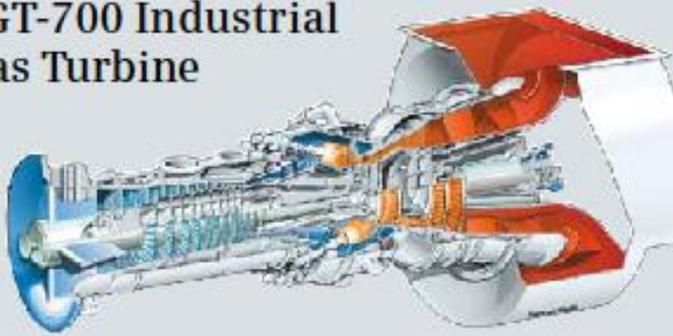


Industrial Gas Turbines

Answers for energy.

SIEMENS

SGT-700 Industrial Gas Turbine



Technical specifications

Overview

- Power generation: 31.21MW(e)
- Frequency: 50/60 Hz
- Electrical efficiency: 36.4%
- Heat rate: 9,882 kJ/kWh (9,367 Btu/kWh)
- Turbine speed: 6,500 rpm
- Compressor pressure ratio: 18.6:1
- Exhaust gas flow: 94 kg/s (208lb/s)
- Exhaust temperature: 528°C (983°F)
- NO_x emissions (with DLE corrected to 15% O₂ dry)
 - Gas fuel: ≤15 ppmV
 - Liquid fuel: ≤42 ppmV

Generator

- Four-pole design
- Rated voltage: 10.5/11.0/13.8 kV
- 50 or 60 Hz
- Protection IP 54
- PMG for excitation power supply
- Complies with -IEC/EN 6034-1 standard

Axial Compressor

- 11-stage axial-flow compressor
 - 2 stages variable guide vanes
- Electron-beam welded rotor

Combustion

- 18 dual-fuel Dry Low Emissions (DLE) burners
- Welded annular sheet metal design

Compressor Turbine

- 2-stage turbine air-cooled

Power Turbine

- 2-stage turbine uncooled
- Interlocking shrouds

Fuel System

- Natural gas - Liquid fuel - Dual fuel
- On load fuel-changeover capability
- Gas-supply pressure requirement: 27.0 bar(a) ±0.5 bar (395 ±7 psi(a))

Bearings

- Tilting pad radial and thrust
- Vibration and temperature monitoring

Lubrication

- Common lubricating oil system integrated in skid using mineral oil
- 3 x 50% AC-driven lube oil pumps with DC backup

Gearbox

- 50 or 60Hz

Starting

- Electric VSD start-motor

Control System

- Siemens Simatic S7



SGT-700 gas generator.

Gas turbine

Key features

- Robust and stable DLE performance
- Robust design – long-life components
- Low emissions – DLE ≤15 ppm NO_x
- Unique dual-fuel DLE capability
- Fuel efficiency 36.4% SC PG
- Wide range of fuel capability
- Long-term efficiency – low deterioration
- Excellent operational availability and reliability

Maintenance

- On-site maintenance or 24-hour exchange of gas generator
- Flexible standardized concepts for maintenance planning
- Overhaul interval of 40,000 hours
- Condition-based maintenance
- The 18 burners are easily removable from the outside
- Can be balanced in-field
- Staff training in operation and maintenance
- 24/7 Siemens support
- Remote diagnostics



Standard single-lift power generation module for floating platforms.



Rooftop installation in a cultural urban environment at Würzburg, Germany.

Package

Key features

- Compact layout
- Same footprint and commonality with the SGT-600
- Flexible installations based on standardized package solutions
- Major components delivered on a common base frame
- Fast and easy installation
- Skid-mounted with single-lift capacity
- Pre-commissioned at the Siemens workshop to reduce time at site
- Simple on-site works due to flexible package design
- State-of-the-art control system fulfills all requirements for control and safety
- Can easily communicate with other control systems

Cogeneration and combined cycle

Due to its high exhaust heat, the SGT-700 is one of the most efficient units on the market for cogeneration and combined cycle applications.

In combined cycle application it has the economic advantage of a simple single-string concept (gas turbine, generator, steam turbine) with double-end drive of a single generator.

Combined-cycle performance:

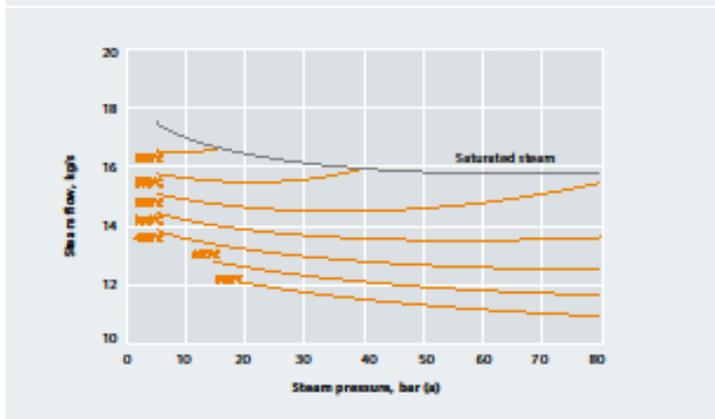
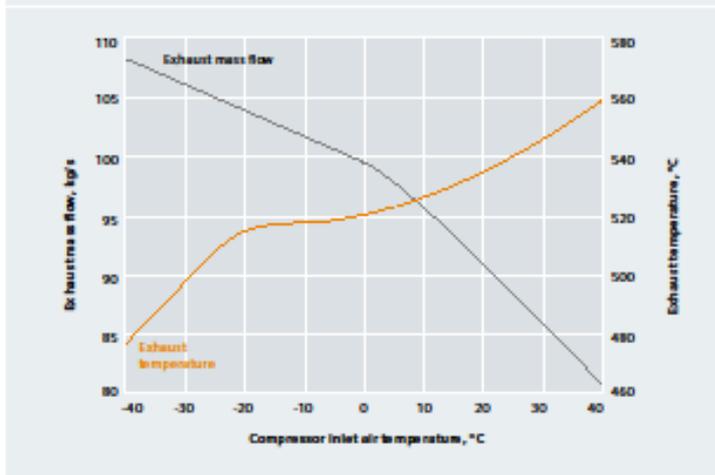
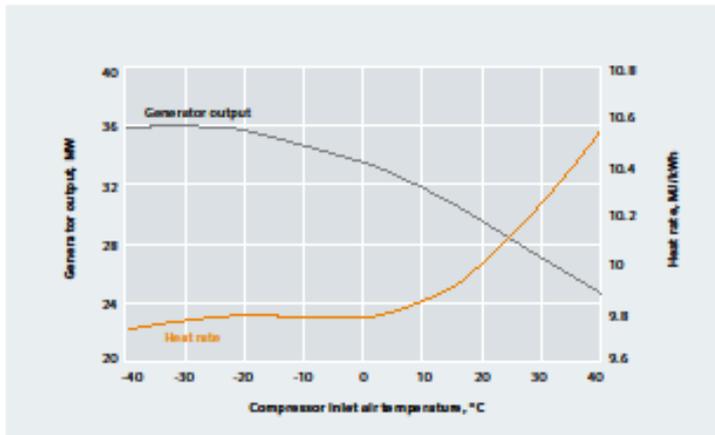
- Output: 43.9 MW
- Top class efficiency: 51.9%



SGT-700 standard package

- | | | |
|------------------------|------------------------|------------------------|
| 1 Combustion air inlet | 4 Combustion exhaust | 7 Speed reduction gear |
| 2 Enclosure air inlet | 5 Enclosure air outlet | 8 AC generator |
| 3 Lube oil system | 6 Com engine | |

SGT-700 Performance



Nominal generator output and heat rate

Conditions/assumptions:

Fuel: Natural gas LHV, 46,798 kJ/kg (20,118 Btu/lb)
 Altitude: Sea level
 Ambient pressure: 1.013 bar(a) (14.7 psi(a))
 Relative humidity: 60%
 Inlet pressure loss: 5 mbar (2" H₂O)
 Outlet pressure loss: 5 mbar (2" H₂O)
 Fuel temperature: 5° C (41° F)

Diagram conversion factors:

To convert	To	Multiply by
°C	°F	(°C x 9/5) + 32
MJ/kWh	Btu/kWh	949

Nominal exhaust mass flow and temperature

Conditions/assumptions:

Fuel: Natural gas LHV, 46,798 kJ/kg (20,118 Btu/lb)
 Altitude: Sea level
 Ambient pressure: 1.013 bar(a) (14.7 psi(a))
 Relative humidity: 60%
 Inlet pressure loss: 5 mbar (2" H₂O)
 Outlet pressure loss: 5 mbar (2" H₂O)
 Fuel temperature: 5° C (41° F)

Diagram conversion factors:

To convert	To	Multiply by
°C	°F	(°C x 9/5) + 32

Unfired heat-recovery steam generation

Conditions/assumptions:

Fuel: Natural gas LHV, 46,798 kJ/kg (20,118 Btu/lb)
 Altitude: Sea level
 Ambient pressure: 1.013 bar(a) (14.7 psi(a))
 Ambient temperature: 15° C (59° F)
 Relative humidity: 60%
 Boiler pinch point: 8 K (14 F)
 Boiler approach point: 5 K (9 F)
 Inlet pressure loss: 5 mbar (2" H₂O)
 Outlet pressure loss: 25 mbar (10" H₂O)

Diagram conversion factors:

To convert	To	Multiply by
°C	F	(°C x 9/5) + 32
kg/s	lb/s	2.2046
bar	psi	14.5

Published by and copyright © 2009:

Siemens AG
 Energy Sector
 Freytagstrasse 1
 91058 Erlangen, Germany
 Siemens AG
 Energy Sector
 Oil & Gas Division
 Wolfgang-Rauter-Platz
 47053 Duisburg, Germany

Siemens Energy, Inc.
 10730 Teige Road
 Houston, Texas 77005, USA
 Siemens Industrial Turbomachinery AB
 SE-612 83 Finspong, Sweden

For more information, please contact
 our Customer Support Center.
 Tel: +49 180 524 70 00
 Fax: +49 180 524 24 71
 (Charges depending on provider)
 E-mail: support.energy@siemens.com

Oil & Gas Division
 Order No. E50001-W430-A104-X-4A00
 Printed in Germany
 Dispo 34806, c4bs 7447 PWS 09092.5

Printed on elementary chlorine-free bleached paper.

All rights reserved. Trademarks mentioned in
 this document are the property of Siemens AG,
 its affiliates, or their respective owners.

Subject to change without prior notice.
 The information in this document contains general
 descriptions of the technical options available, which
 may not apply in all cases. The required technical
 options should therefore be specified in the contract.

www.siemens.com/energy

Meet the SGT-750

Proven technology.
Perfected results.

37 MW.



Industrial Gas Turbines

Answers for energy.

SIEMENS

Count on it.

The Siemens SGT-750 gas turbine is designed to meet the highest demands for efficiency, reliability, uptime and environmental compatibility. Combining years of experience and proven, cutting-edge technology with new ideas throughout the design process, the results are nothing less than impressive.

Count on it.

A new power range, completing the Siemens offer

With a launch output of 37 MW, the Siemens SGT-750 fits perfectly into the Siemens range of industrial gas turbines. It offers high output, market-leading efficiency and future-proof DLE emission control. All in a compact, low-weight design. With a combination of proud heritage and leading-edge engineering, this machine sets a new industry benchmark.



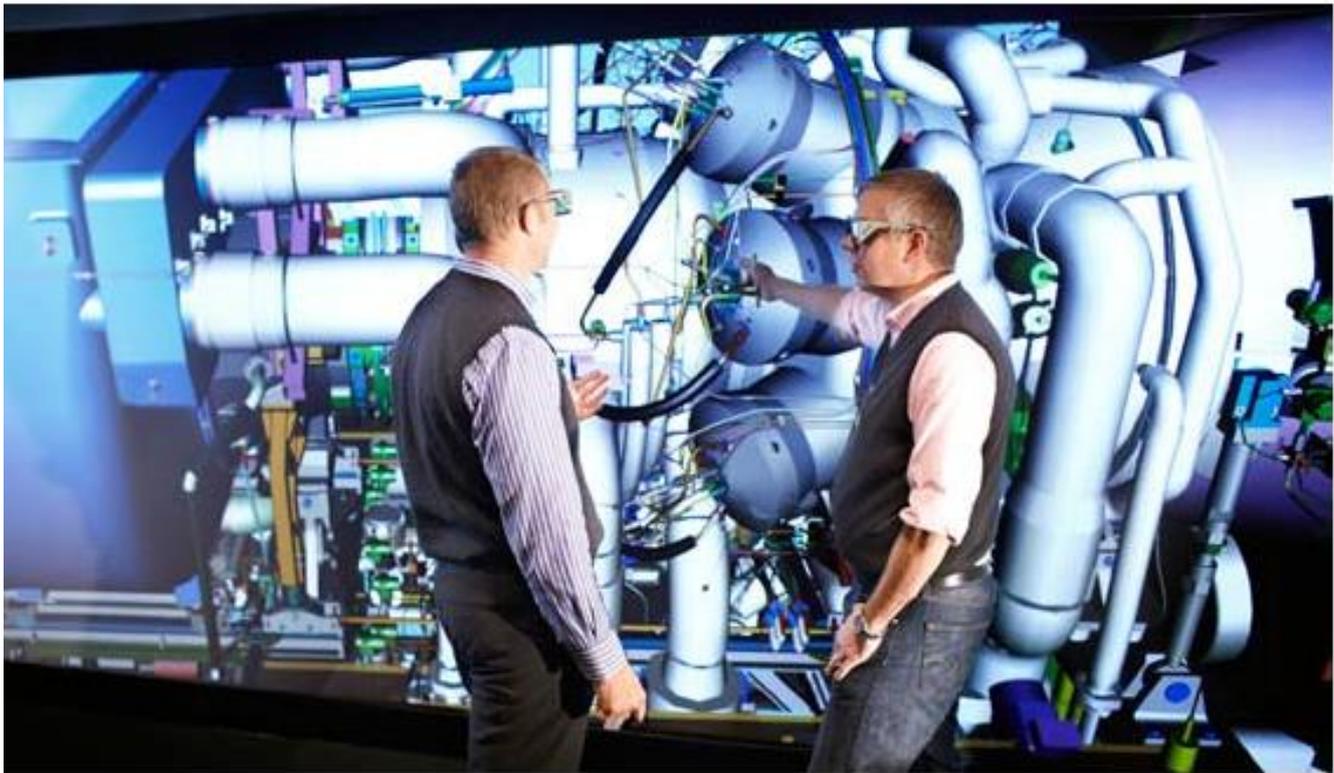
Maximized uptime, total peace of mind

With just 17 scheduled maintenance days in 17 years, you can trust your SGT-750 to deliver profitable results, day in and day out. One of the most important factors in a profitable investment is utter reliability and uptime. Siemens has a strong tradition of delivering dependable machinery that brings peace of mind to both operators and owners. The SGT-750 takes this level of reliability up another notch.

Value for money, value for life

Groundbreaking design methods and new cost-efficient solutions in the engineering process contribute to outstanding value for money. This is true for initial investment and installation as well as for total lifecycle cost – maintenance and fuel consumption included. All this results in better profitability for you as a customer.





High efficiency, low fuel consumption

SGT-750 sets a new standard of efficiency for industrial gas turbines in this power range. Reaching 38.7% in power generation applications and a full 40% in mechanical drive applications helps push fuel consumption down to even lower levels, still keeping – and improving – all the benefits of a robust, easy-to-service industrial design.

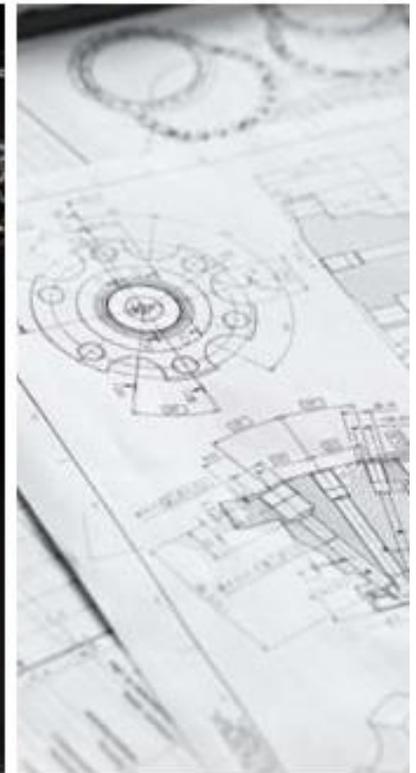
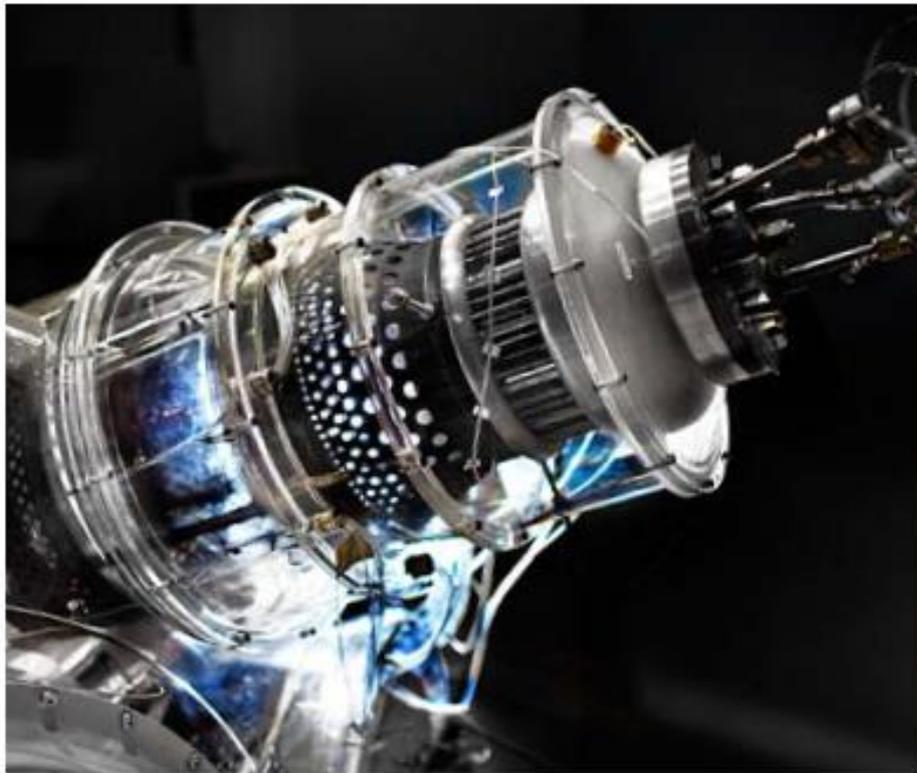
The perfect option for power generation

When put to work in either simple-cycle or combined-cycle power generation plants, SGT-750 demonstrates its flexibility, being the perfect option for base load, standby power and peak lopping. The fast start-up

and cycling capability both support intermediate to continuous operation with improved turndown capability, high efficiency and low emission levels. Through the use of a free power turbine, the 36 MW, SGT-750 is also well suited where grid requirements call for maintained power output in the event of frequency drop.

Reliable mechanical drive

The sheer robustness and stability of the 37 MW, SGT-750 makes it a perfect option for mechanical drive applications within the oil and gas industry. The gas turbine features dual-fuel online switchover capabilities, a unique built-in flexibility when it comes to ambient climate, and perfect adaptability to fixed or floating installations, onshore and offshore, upstream, midstream or downstream.

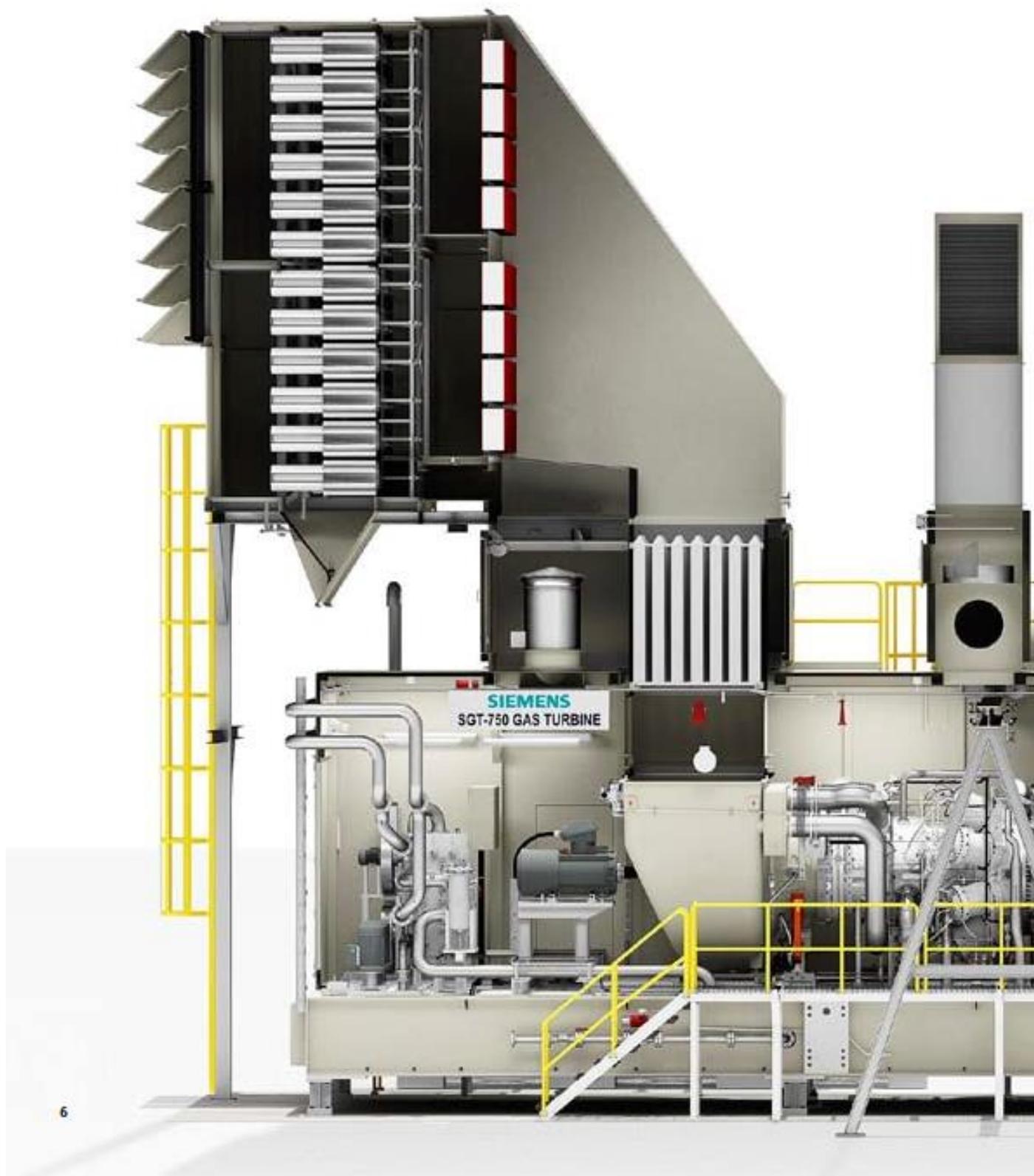


Robust burners with future-proof DLE technology

The burners provide reliable operation through the use of well-proven, simple engine control, eliminating unstable combustor staging. They are designed to further increase the power turndown range compared to their predecessors – maintaining single-digit NO_x emissions and CO emissions well within legislation levels. The DLE (Dry Low Emissions) method enables the use of large single turbines, rather than multiple small units whilst allowing the same operating envelope.

New design process

The design process of the SGT-750 incorporated the use of several new technologies. One of the most important was the use of full-scale 3D visualization. This technology enabled close cooperation between designers and service engineers in order to ensure maximized serviceability with minimized load-to-load downtime. Every component and every system has naturally been subjected to thorough and extensive laboratory tests to determine top-quality performance.



A complete solution.

The SGT-750 is delivered as a complete package. In a module that is just as carefully designed as the core engine, supporting systems and customized solutions interact to create an entity that delivers secured return on investment.

Tailored to your demands

Using pre-engineered options, the complete package can be tailored to your individual demands in line with application, ambient conditions, load and other specific parameters. Our application engineers will match the settings to your needs and the machinery will be fine-tuned to your real-life conditions on site.

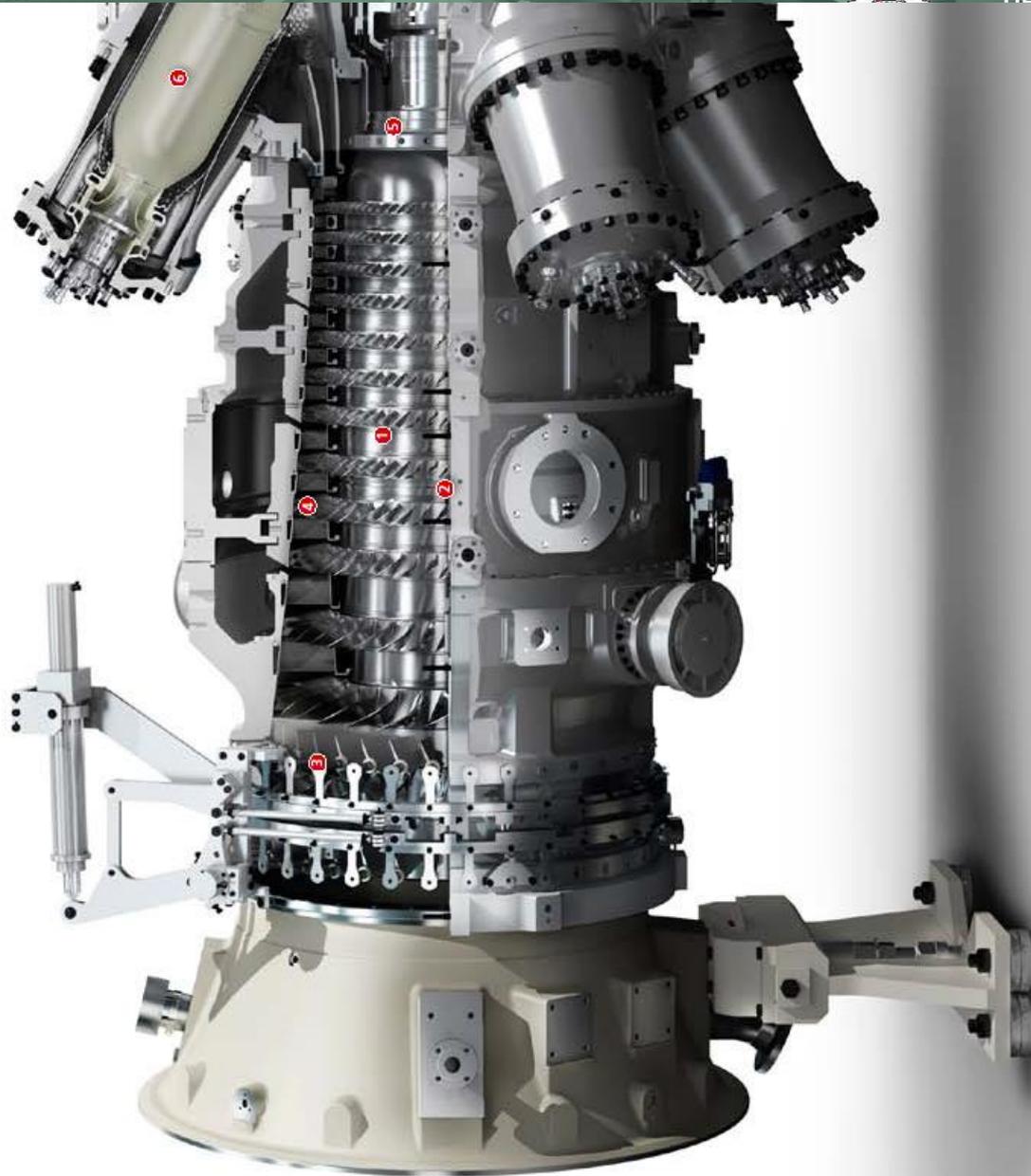
Full range of extended scope solutions

Siemens offers a full range of extended scope solutions for the oil and gas industry, power producers and industry users. This can include everything from the fuel supply chain, switchgear or external cabling to water supply and building facilities.

The SGT-750 gas turbine train comes mounted on a base frame with single-lift capability and a base-frame split between driver and driven equipment. For onshore applications, driven equipment can also be located on a separate concrete foundation as shown in the illustration. The lubrication oil system is installed inside the package and all auxiliary systems are mounted on the base frame. Liquid fuel, water injection and fire-fighting systems are kept separate.

Footprint:
Driver package: 12.8 x 4.3 (m)
Power generation: 20.3 x 4.75 (m)





Siemens SGT-750

Proven technology.
Perfected results.

- 1 Single rigid compressor rotor body**

The rotors incorporate the advantages of electron beam welding, forming a solid compressor rotor body.
Unsurpassed stability and uniform run-ups.
The rigid rotor body is the foundation of the rotor stability in the SGT-750. This stability enables more uniform and smoother run-ups in all conditions.
- 2 Horizontal and vertical split casings**

The compressor section utilizes the conventional horizontal split-casing design, while the hot parts of the unit are surrounded by vertically split single-piece circular components.
Combining the best of both worlds.
Horizontal split for unbeatable accessibility and vertical split for optimized clearances and stability. This combination of casing design unites the best qualities of two concepts into one.
- 3 Variable guide vanes**

Two variable guide vanes in the compressor offer optimized performance even in the most extreme conditions.
Outstanding flexibility.
No matter what the application, load or environment, SGT-750 is designed to give its owners maximum fuel efficiency.
- 4 13-stage axial-flow compressor**

The compressor is a 13-stage axial flow compressor with a 24:1 pressure ratio. It offers a controlled diffusion airfoil for high efficiency and two variable guide vanes for optimized performance even in the most extreme conditions.
Bladeless without rotor removal.
The axial blade attachment grooves allow complete compressor reblading without rotor removal. Spending up service visits contributes to a higher overall uptime and higher profitability in the long run.

5 Bearings and balancing planes

The rotor is supported by mineral-oil-lubricated long-life tilting pad bearings. Five easy-to-reach balancing planes allow field balancing without disassembly.

On-site field balancing

The SGT-750 is designed with serviceability in mind. The potential to carry out on-site field balancing without disassembly means improved uptime and lifetime customer value.

6 Can combustors with DLE burners

The can combustion chamber system consists of eight cans with a double-skin serial-cooled design and eight transition ducts of double-skin parallel-cooled design, suitable for both liquid and gaseous fuels.

Easy access and emission control

This can design provides for excellent maintainability and easy-access exchangeability without casing disassembly. The fourth generation of Siemens DLE burners offer dual-fuel on-line switchover capability, increased power turndown range and emission control.

7 Two-stage compressor turbine

The two-stage compressor turbine blades are made of state-of-the-art proven materials with several years of confirmed performance. The blades and guide vanes are cooled with a combination of internal convective cooling and film cooling.

Maximized durability

The use of conventional materials and efficient cooling of the turbine blades guarantees optimal durability.

8 Online monitoring

All SGT-750 are mapped with infrared (IR) cameras during engine delivery test and during regular scheduled inspections.

Early warning – faster maintenance

The IR cameras enable early detection of possible deviations, helping to keep the turbine in a good, healthy condition. The IR images also speed up the service procedure by giving accurate diagnostic information to technicians.

9 Two-stage high-speed free power turbine

The free turbine is a two-stage high-speed module, nominally running at 6100 rpm.

Easy to optimize for all conditions

The SGT-750 is equally suited for mechanical drive applications, and with speed reduction gear for power generation. The turbine can be optimized for all ambient conditions, whether arctic, temperate or tropical climates.

For more information, please visit
www.siemens.com/energy/coustant



SIENS



Built-in serviceability.

The design and construction of the SGT-750 was created with maximized serviceability and minimized load-to-load downtime in focus. To start with, the modular build-up facilitates swift disassembly and parts replacement. And with a 24-hour engine swap time, downtime can be kept to an absolute minimum.

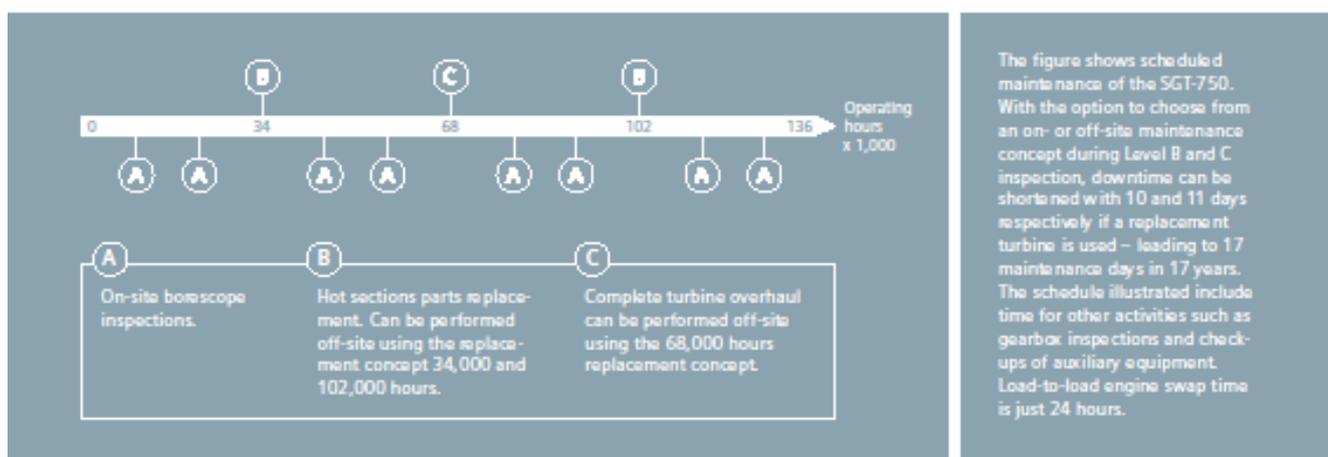
Remote diagnostics service and annual on-load evaluations

The annual performance evaluations are fundamental in the SGT-750 maintenance package. Online monitoring, expert performance data analysis and fleet data comparisons form a solid foundation for such evaluations. The typical four years of base load operation before the machinery is opened for the first time, is an outstanding, market-leading figure in itself. Yet, with lower loads and carefully customer-managed daily, weekly and monthly inspections, time between overhauls can easily be increased by several thousands of hours.

17 maintenance days in 17 years

As little as 17 days maintenance time over a 17-year service cycle is now within reach by combining our maintenance plan with a 24-hour engine swap. The on-site maintenance plan is divided into three levels as shown in the figure below. Level A is a 24-hour borescope inspection. Level B's hot parts replacement is performed in 12 days, with six 10-hour working days per week. The Level C complete overhaul takes 16 days. A replacement engine for B or C inspections naturally maximizes uptime.

The low-weight construction and easy-access design mean no need for special workshops. Standard lifting equipment and facilities will do just fine.



Technical data.

Power generation 35.93 MW(e)

- Fuel: Natural gas
- Frequency: 50/60 Hz
- Electrical efficiency: 38.7 %
- Heat rate: 9296 kJ/kWh (8811 Btu/kWh)
- Turbine speed: 6100 rpm
- Compressor pressure ratio: 23.8:1
- Exhaust gas flow: 113.3 kg/s (249.8 lbs/s)
- Exhaust temperature: 462° C (864° F)
- NO_x emissions (with DLE, corrected to 15 % O₂, dry):
≤ 15 ppmV

Mechanical drive 37.11 MW (49,765 bhp)

- Fuel: Natural gas
- Efficiency: 40.0 %
- Heat rate: 9002 kJ/kWh (6,362 Btu/bhp)
- Turbine speed: 3050-6405 rpm
- Compressor pressure ratio: 23.8:1
- Exhaust gas flow: 113.3 kg/s (249.8 lbs/s)
- Temperature: 462° C (864° F)
- NO_x emissions (with DLE, corrected to 15 % O₂, dry):
≤ 15 ppmV

Extensive program for long-term service agreements

- Support program
- Preventive maintenance
- Corrective maintenance
- Full operation and maintenance program (O&M)

For more information, please visit
www.siemens.com/energy/countrinit



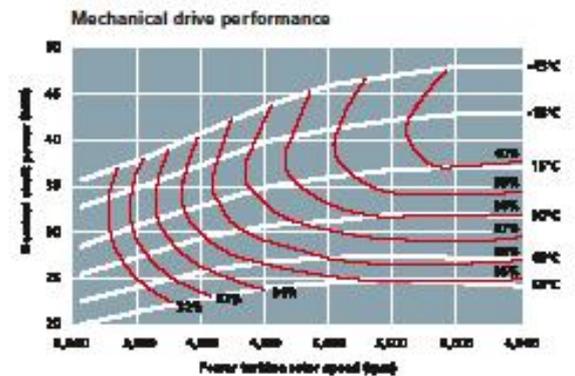
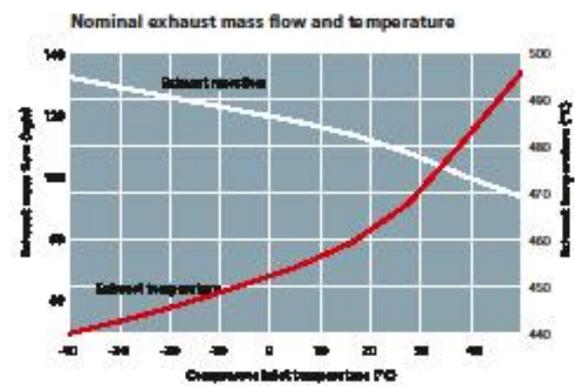
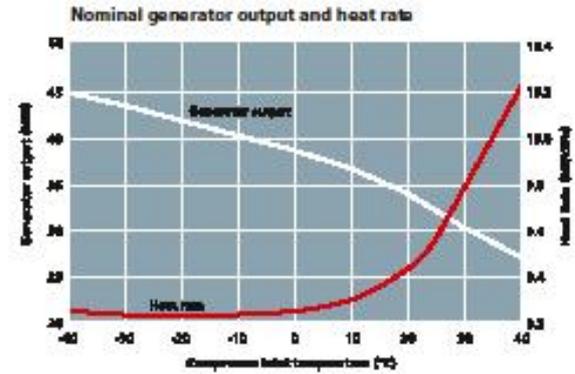


Diagram conversion factors:

To convert	To	Multiply by
°C	°F	(°C x 9/5) + 32
Mj/kWh	Btu/kWh	949

Published by and copyright © 2010:
Siemens AG
Energy Sector
Freyeslebenstrasse 1
91058 Erlangen, Germany

Siemens AG
Energy Sector
Oil & Gas Division
Wolfgang-Reuter-Platz
47053 Duisburg, Germany

Siemens Energy, Inc.
10730 Telge Road
Houston, Texas 77095, USA

Siemens Industrial Turbomachinery AB
SE-612 83 Finspong, Sweden

For more information, please contact
our Customer Support Center.
Tel: +49 180 524 70 00
Fax: +49 180 524 24 71
(Charges depending on provider)
E-mail: support.energy@siemens.com

Oil & Gas Division
Order No. E50001-G430-A112-X-4A00
Printed in Sweden
Dispo 34806, c4bs No. 7477, WS 11102.

Printed on elementary chlorine-free bleached paper.

All rights reserved. Trademarks mentioned in this
document are the property of Siemens AG, its affiliates,
or their respective owners.

Subject to change without prior notice. The information
in this document contains general descriptions of the
technical options available, which may not apply in all
cases. The required technical options should therefore
be specified in the contract.

www.siemens.com/energy



SGT-400 Industrial Gas Turbine

Power Generation: (ISO) 12.90 MW (e)

The SGT-400 combines very high efficiency (nominal 35%) with excellent emissions performance in a rugged industrial design. This makes it the ideal choice for a wide variety of power generation applications.

The Siemens twin-shaft industrial gas turbine SGT-400 features a compact gas generator and a two-stage power turbine, incorporating the latest aerodynamic and combustion technologies. The turbine has a simple-cycle efficiency of nominally 35%.

For industrial cogeneration, the high steam-raising capability of more than 27 tonnes per hour contributes towards achieving overall plant efficiencies of 80% or higher. In addition, the compact arrangement, on-site maintainability and inherent reliability of the SGT-400 have made it an ideal gas turbine for the demanding oil and gas industry.

Incorporating proven gas turbine technology, the SGT-400 offers cost-effective power for a wide range of duties, including:

Industrial Power Generation

- Simple-cycle and combined-cycle power plants for base load, standby power and peak lopping
- Cogeneration for industrial plants with high heat load and district heating schemes

Power Generation in the Oil and Gas Industry

- Offshore: on oil platforms and FPSO (Floating Production, Storage & Offloading) vessels
- Onshore: for oil field service, refinery application, emergency and standby power generation,
- Including highly efficient cogeneration solutions for oil and gas applications



Industrial Gas Turbines

Answers for energy.

SIEMENS

SGT-400 Industrial Gas Turbine



SGT-400 core engine test facility.

Technical specifications

Overview

- Twin-shaft, industrial
- Power generation: 12.90 MW(e)
- Frequency: 50 or 60 Hz
- Electrical efficiency: 34.8 %
- Heat rate: 10,355 kJ/kWh (9,815 Btu/kWh)
- Compressor pressure ratio: 16.8:1
- Exhaust gas flow: 39.4 kg/s (86.8 lb/s)
- Exhaust temperature: 555° C (1,031° F)
- Typical emissions: NO_x <15 ppmV and CO <10 ppmV (corrected to 15% O₂ dry)
- Medium-calorific value fuels capability (>25 MJ/Nm³ Wobbe index)

Axial Compressor

- 11-stage with variable inlet guide vanes
- Air flow: (ISO) 38.9 kg/s
- Nominal speed: 14,100 rpm

Combustion

- 6 reverse-flow cannular combustion chambers
- Dry Low Emissions (DLE) system
- High-energy ignitor system

Turbine

- 2-stage overhung compressor turbine
 - Both stages are air-cooled
- 2-stage high-efficiency power turbine
 - Rotor blades have interlocking shrouds for mechanical integrity

Bearings

- Tilt-pad radial and thrust
- Standard vibration- and temperature-monitoring

Main reduction gearbox

- Speeds of 1,500rpm and 1,800rpm

Generator

- Voltages: 6 to 13.8 kV
- Frequency: 50 or 60 Hz

Package

- Fabricated steel underbase
 - Integral oil tank
 - Multi-point mounting
 - Optional 3-point mounting
- Modular fluid systems incorporating:
 - Lubricating oil system
 - Auxiliary gearbox-driven main pump
 - AC motor-driven auxiliary pump
 - DC motor-driven emergency pump
- Oil cooler and oil heater
- Electrically driven hydraulic start system
- Hydrocarbon drains tank on package
- Control system
 - Siemens SIMATIC PLC-based with distributed control and processing capability installed on package
 - Optional Allen-Bradley system
 - Optional off-package systems
- Vibration monitoring system
 - BN1701: Standard
 - BN3500: Optional
- Fire and gas detection equipment
- Fire suppression equipment
- On- and off-line compressor cleaning options available
- Combustion-air inlet-filtration options:
 - Simple static
 - Pulse cleaning
 - HEPA
- Enclosure
 - Painted carbon steel or stainless steel
 - Noise level options (85 dB(A) standard)

Gas turbine

Key features

- High simple-cycle and cogeneration efficiencies, cutting fuel costs
- Dual-fuel Dry Low Emissions (DLE) combustion system, meeting stringent legislation
- Twin-shaft arrangement for both power generation and mechanical drive, allowing commonality of parts in mixed duty installations

Maintenance

- Site maintainability or optional rapid core exchange as required by customer
- Designed for maintenance:
 - Horizontally split compressor casing
 - Horizontally and vertically split inlet casing
 - Combustion chambers, flame tubes and ignitors easily accessible for inspection
 - Large side-doors on enclosure for equipment change-out
 - Gas generator and power turbine removal on either side of package
- Multiple boroscope-inspection ports



SGT-400 package.



Sewage-sludge drying plant for the City of Athens, on Psyttalia island.

Package

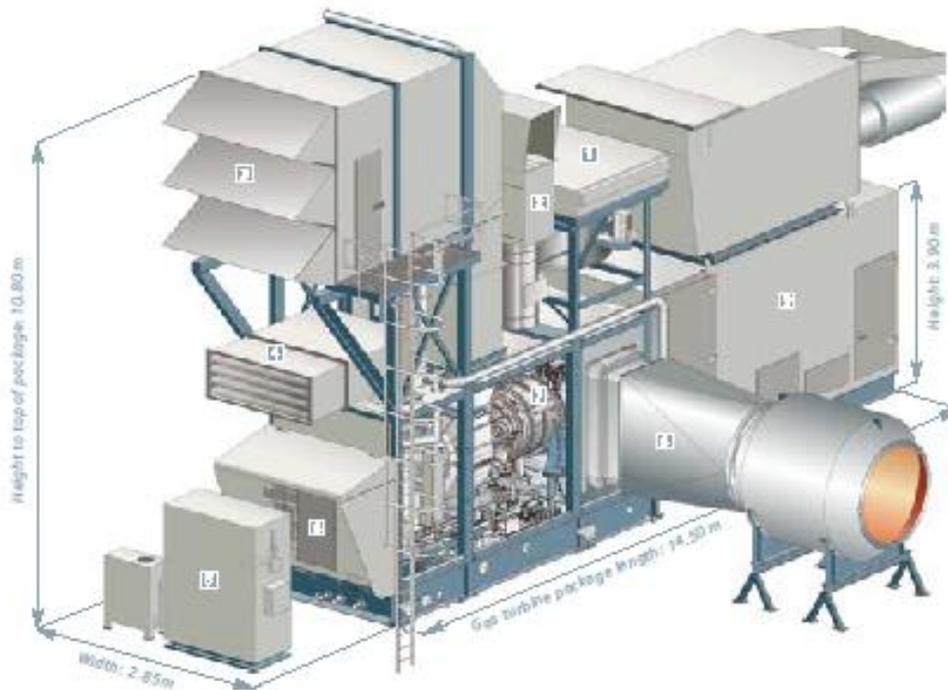
Key features

- Short installation time
- Compact package size, high power-to-weight ratio
- Factory testing:
 - Core engine
 - Functional testing of modules as standard
 - Pre-commissioning of package
 - Optional core customer-witness test
 - Optional complete package test
- Minimized customer interfaces

Customer Support

Key features

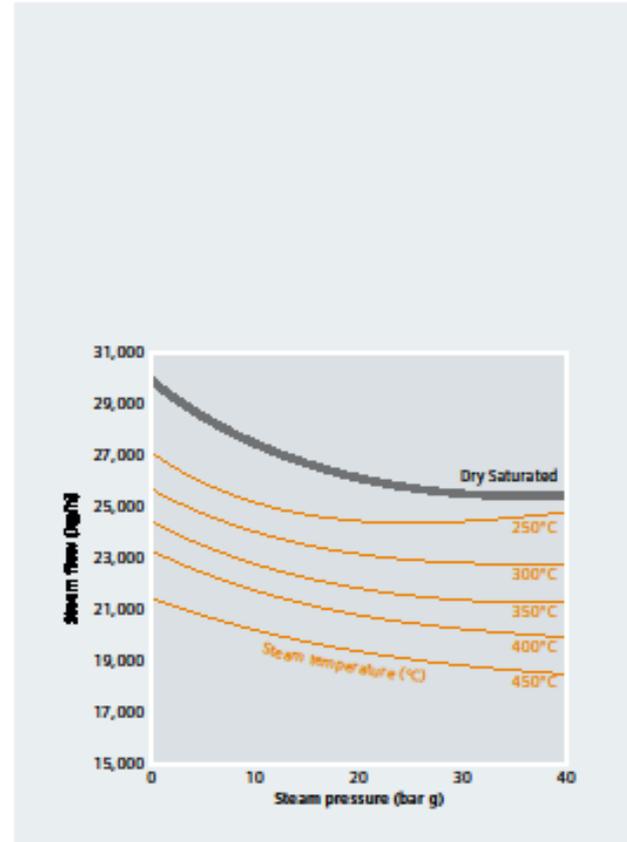
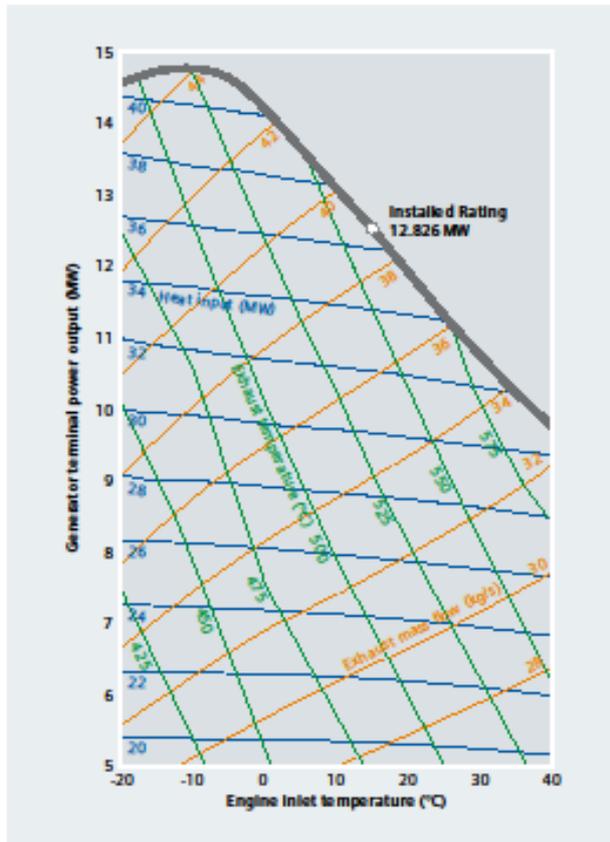
- Global support network of Authorized Service Centers
- Emergency service – 24/7 specialist helpdesk
- Full field service
- Full diagnostic support, remote monitoring
- OEM modernizations and upgrades
- In-house or on-site training programs
- Range of maintenance and service contracts available



SGT-400 standard package

- | | | |
|------------------------|-----------------------|----------------------|
| 1 Lube oil cooler | 4 Enclosure air inlet | 7 Core engine |
| 2 Enclosure air outlet | 5 Fire and gas system | 8 Combustion exhaust |
| 3 Combustion air inlet | 6 On-package controls | 9 AC generator |

SGT-400 Performance



Nominal generator output and heat rate

Conditions/assumptions:

Altitude:	Sea level	Natural gas fuel only.	
Ambient pressure:	101.3 kPa	Gearbox efficiency:	99.0%
Inlet ducting loss:	1.0 kPa	Generator efficiency:	97.2%
Exhaust ducting loss:	2.0 kPa	Relative humidity:	60%
(assumes waste-heat recovery)		No CO-turndown bleed in operation	

High ambient PT nozzle – A high ambient temperature (30°C) rating is available to provide higher power at elevated site temperatures using an alternative power turbine nozzle configuration.

Unfired heat-recovery steam generation

Conditions/assumptions:

Exhaust gas mass flow:	39.5 kg/s
Gas temperature leaving boiler:	120°C
Assumed feed water temperature:	100°C
Exhaust gas temperature:	57.3°C

Published by and copyright © 2009:

Siemens AG
Energy Sector
Freyshofenstrasse 1
91058 Erlangen, Germany

Siemens AG
Energy Sector
Oil & Gas Division
Wolfgang-Reuter-Platz
47053 Duisburg, Germany

Siemens Energy, Inc.
10730 Telge Road
Houston, Texas 77095, USA

Siemens Industrial Turbomachinery Ltd.
Ruston House, Waterside South
Lincoln LN5 7FQ, United Kingdom

For more information, please contact
our Customer Support Center.
Tel: +49 180 524 70 00
Fax: +49 180 524 24 71
(Charges depending on provider)
E-mail: support.energy@siemens.com

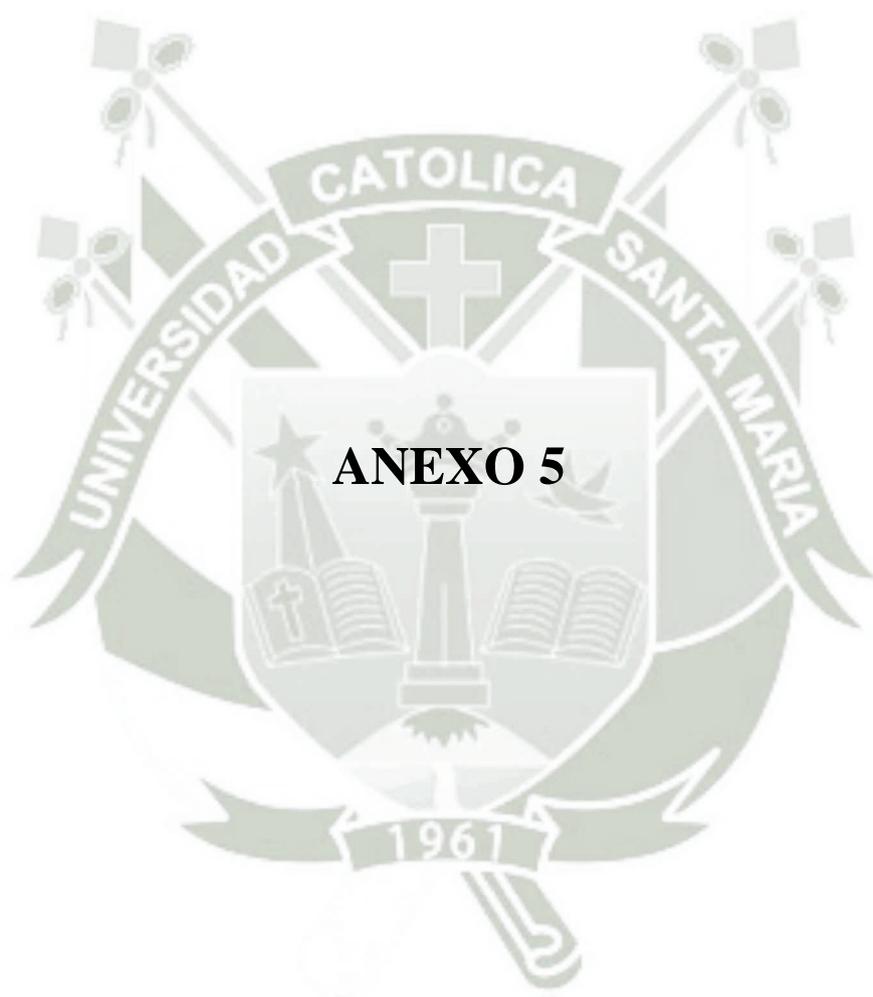
Oil & Gas Division
Order No. E50001-W430-A103-X-4A00
Printed in Germany
Dispo 34806, c4bs 7447 PWS 06092.5

Printed on elementary chlorine-free bleached paper.

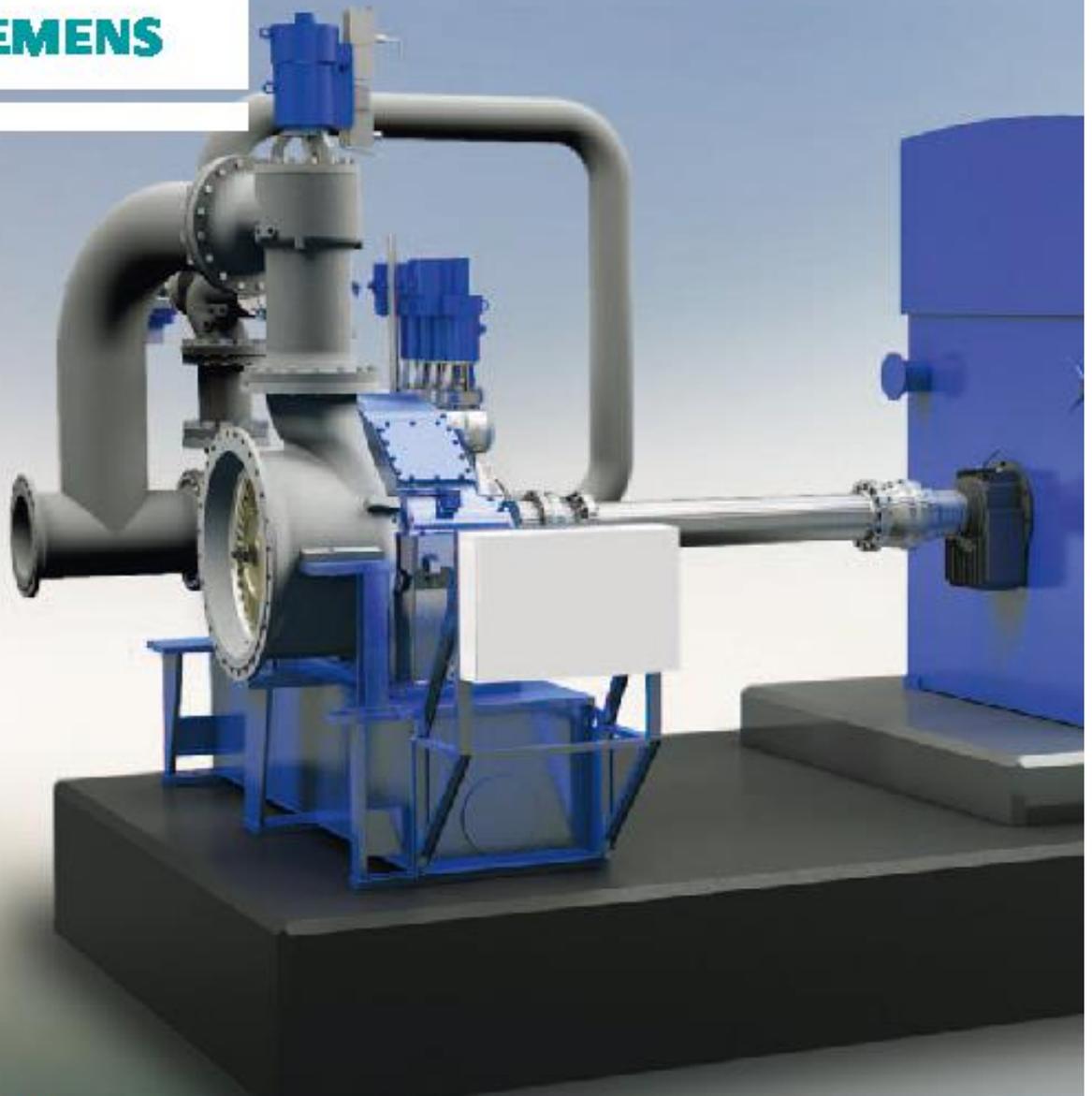
All rights reserved. Trademarks mentioned in this document are the property of Siemens AG, its affiliates, or their respective owners.

Subject to change without prior notice. The information in this document contains general descriptions of the technical options available, which may not apply in all cases. The required technical options should therefore be specified in the contract.

www.siemens.com/energy



SIEMENS



Industrial Power

SST-111 Steam Turbine

Up to 12 MW

www.siemens.com/energy

SST-111 Steam Turbine

The SST-111 is a multi-stage steam turbine with an integrated gearbox and is designed for the output range from 3 to 12 MW. The gearbox, designed for multi-casing design approach permits up to two controlled extractions with operation in various steam supply systems, as well as the possibility of including a reheat system to optimize efficiency.

The SST-111 embodies both efficiency and availability. The tried-and-true design concept of the SST-110 is characterized by a space-saving configuration, quick startup and cost-effective operation combined with the fluid mechanics design used in the Siemens multi-stage turbines.

The machine's robust construction and cantilever rotor bearing result in fast start-up capability, enabling the machine to start up and achieve maximum output within seconds – even in cold condition.

Operation in the saturated steam regime enables utilization of extremely low residual steam flows, thereby generating power with minimal technical effort.

As with all pre-designed steam turbines, the SST-111 is delivered as a complete machine, including the generator, control and monitoring equipment as well as the necessary auxiliary and supporting systems.

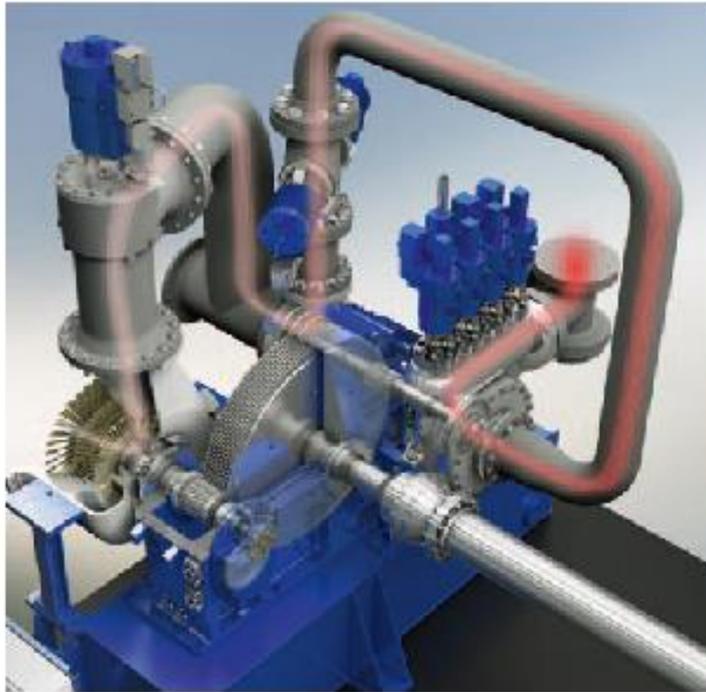
The SST-111 is suitable for use in decentralized power supply applications. Examples of customers who could benefit from it include municipal utilities and energy-intensive industrial plants, which generate their own power for production processes. Because of its flexible machine design, the turbine is suitable for many applications, such as:

- biomass power plants
- waste and refuse incineration plants
- small combined-cycle power plants (use of gas-turbine waste heat)
- utilization of waste heat in industry
- combined heat and power
- concentrated solar power plants

Advantages of the SST-111

- Unique cost-benefit ratio thanks to improved efficiency
 - High efficiency/high power yield
 - Optimum speed flexibility for high efficiency, optimum efficiency in the part-load range
 - Attractive price
- Flexibility
 - Compact design, simple installation, small footprint
 - Reheat system, controlled extraction and injection are possible
 - Fast start-up capability, high availability, high efficiency at varying steam parameters (biomass)
 - Simple adaptation to changed steam parameters (repowering etc.)
- Proven "low-risk" design
 - Based on the same tried-and-true concept of the SST-110
 - Proven modular design parts and our own gearboxes
 - Quick service response times
 - Single-contractor machines, one contact person





Technical Data

- Output of up to 12 MW
- Main steam pressure up to 131 bar(a)
- Main steam temperature up to 530° C
- Exhaust steam pressure: Condensation down to 0.06 bar(a) maximum

Typical Dimensions

Length: approximately 8 m, including generator
Width: 4.0 m
Height: 4.0 m

Features

- Fast start-up without preheating
- Saturated steam operation
- Condensing design
- Package design
- Oil supply system integrated into the baseframe
- Nozzle-group control option available
- Compact configuration
- Pressure-controlled extraction and/or injection
- High pressure/low pressure arrangement
- ATEX design available as an option

Turbine Design

The turbine casings are bolted to the bearing housing kinematically so as to maintain centricity and permit unrestrained thermal expansion. The vertical casing joint facilitates access to the impeller. The admission valve with combined control and stop-valve function is opened or closed by a flanged-on, pneumatically-controlled servomotor.

Gearbox

The integrated gearbox is manufactured in-house and is tailored to the turbine design. The gearbox casing contains the plain bearings that are supplied with pressurized lube oil and the gear wheels. The ground gear teeth, together with optimization of the contact pattern during installation, ensure smooth running behavior at low noise levels.

We are thus able to achieve short lead times and optimum matching to both the turbine and the customer's operating mode.

Oil System

The oil supply system is integrated into the baseframe and consists of an electric oil pump for startup, a mechanically-driven main oil pump, a replaceable filter and an air-cooled oil cooler.

Baseframe

The SST-111 steam turbine is delivered completely assembled as a pre-tested package unit. The turbine, gearbox and oil supply system are mounted on a shared baseframe.

The compact, integrated configuration permits outputs of up to 12 MW under limited spatial conditions.

Comprehensive Service

Siemens offers an extensive portfolio of service solutions and products for the SST-111 to ensure efficient plant operation. This service encompasses:

- Installation and commissioning
- Training of customer personnel
- Assessment of the condition, maintenance, inspection and overhaul
- Modification, upgrading and optimization
- Provision of spare parts
- Condition diagnostics

Published by and copyright © 2012:

Siemens AG
Energy Sector
Freyeslebenstrasse 1
91058 Erlangen, Germany

Siemens AG
Energy Sector
Oil & Gas Division
Wolfgang-Reuter-Platz
47053 Duisburg, Germany

Siemens Energy Inc.
10730 Telge Road
Houston, Texas 77095, USA

Siemens Turbomachinery Equipment GmbH
Heßheimer Str. 2
67227 Frankenthal (Pfalz)

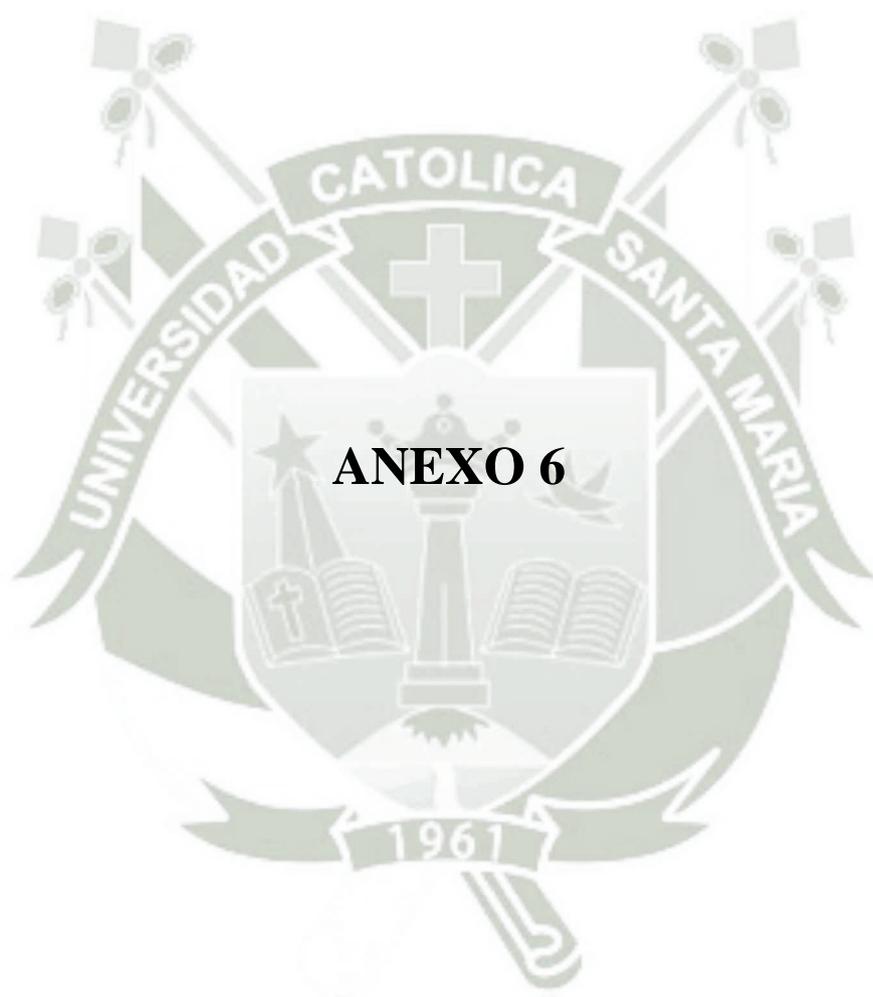
For more information, contact our
Customer Support Center.
Phone: +45 49 21 14 00
Fax: +45 49 21 52 25
(Charges depending on provider)
E-mail: support.energy@Siemens.com
www.siemens.com/energy

Oil & Gas Division
Order No. E50001-G410-A118-X-4A00
Dispo 34806, c4bs 7479, bdk 120061, PWS 0512

Printed on paper treated with chlorine-free bleach.

All rights reserved.
Trademarks mentioned in this document are the property of
Siemens AG, its affiliates, or their respective owners.

Subject to change without prior notice.
The information in this document contains general descriptions of
the technical options available, which may not apply in all cases.
The required technical options should therefore be specified in the
contract.





TL6

Plate Heat Exchanger

Applications

General heating and cooling duties.

Standard design

The plate heat exchanger consists of a pack of corrugated metal plates with portholes for the passage of the two fluids through which heat transfer will take place.

The plate pack is assembled between a fix frame plate and a movable pressure plate and compressed by tightening bolts. The plates are fitted with a gasket which seals the interplate channel and directs the fluids into alternate channels. The number of plates is determined by the flow rate, physical properties of the fluids, pressure drop and temperature program. The plate corrugations promote fluid turbulence and support the plates against differential pressure.

The plate and the pressure plate are suspended from an upper carrying bar and located by a lower guiding bar, both of which are fixed to a support column.

Connections are located in the frame plate or, if either or both fluids make more than a single pass within the unit, in the frame and pressure plates.

Typical capacities

Liquid flow rate

Up to 20 kg/s (317 gpm), depending on media, permitted pressure drop and temperature program.

Plate types

TL6-B

Frame types

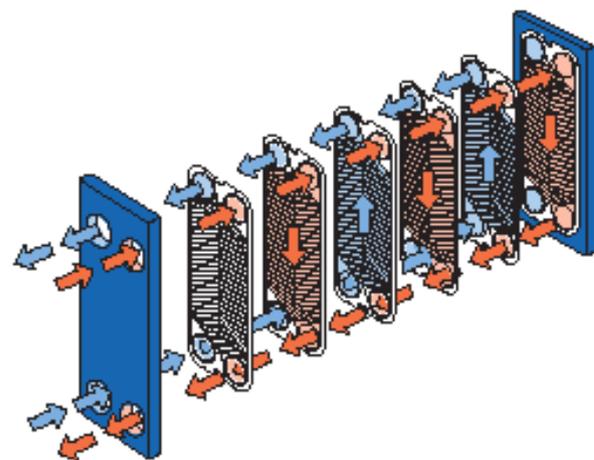
FM, FG and FD

Working principle

Channels are formed between the plates and the corner ports are arranged so that the two media flow through alternate channels. The heat is transferred through the plate between the channels, and complete counter-current flow is created for highest possible efficiency. The corrugation of the plates provides the passage between the plates, supports each plate against the adjacent one and enhances the turbulence, resulting in efficient heat transfer.



TL6-FG



Flow principle of a plate heat exchanger

STANDARD MATERIALS

Frame plate

Mild steel, Epoxy painted

Nozzles

Carbon steel
Metal lined: Stainless steel, Titanium
Rubber lined: Nitrile, EPDM
Pipe: Stainless steel

Plates

Stainless steel Alloy 316 / Alloy 304, Titanium, Alloy 254 SMO,
Alloy C276

Gaskets

Nitrile, EPDM, Viton®
Other grades and material available on request

TECHNICAL DATA

Pressure vessel codes, PED, ASME, pvcALS™

Mechanical design pressure (g) / temperature

FM	pvcALS™	1.0 MPa / 180°C
FM	PED	1.0 MPa / 180°C
FG	pvcALS™	1.6 MPa / 180°C
FG	PED	1.6 MPa / 180°C
FG	ASME	150 psig / 482°F
FD	pvcALS™	2.5 MPa / 180°C
FD	PED	2.5 MPa / 180°C
FD	ASME	300 psig / 482°F

Connections

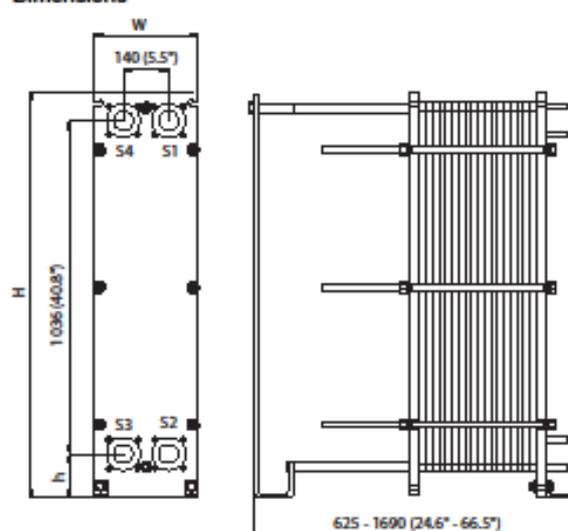
Pipe connections (not for frame type FD)

Straight threaded	Size 50 mm	ISO G2", NPT 2"
Threaded inlet port	Size 50 mm	ISO G2"

Flange connections

	Size:	
FM	pvcALS™	50/65 mm DIN/GB/GOST PN16, ASME Cl.150, JIS 10K
FM	PED	50/65 mm DIN PN16, ASME Cl. 150
FG	pvcALS™	50/65 mm DIN/GB/GOST PN16, ASME Cl. 150, JIS 10K, JIS 16K
FG	PED	50/65 mm DIN PN16, ASME Cl. 150
FG	ASME	2-2½" in ASME Cl.150
FD	pvcALS™	50/65 mm DIN/GB/GOST PN40, ASME Cl.300, JIS 20K
FD	PED	50/65 mm DIN PN40, ASME Cl. 300
FD	ASME	2-2½" in ASME Cl. 300

Dimensions



Measurements mm (inch)

Type	H	W	h
TL6-FM / PED / pvcALS™	1264 (49.8")	320 (12.6")	137 (5.4")
TL6-FG / PED / pvcALS™	1264 (49.8")	320 (12.6")	137 (5.4")
TL6-FG / ASME	1298 (51.1")	320 (12.6")	142 (5.6")
TL6-FD / PED / pvcALS™	1264 (49.8")	330 (13.0")	137 (5.4")
TL6-FD / ASME	1308 (51.5")	330 (13.0")	142 (5.6")

The number of tightening bolts may vary depending on pressure rating.

Maximum heat transfer surface

102.0 m² (1097 sq.ft)

Particulars required for quotation

- Flow rates or heat load
- Temperature program
- Physical properties of liquids in question (if not water)
- Desired working pressure
- Maximum permitted pressure drop

PCT00102EN 1203

Alfa Laval reserves the right to change specifications without prior notification.

How to contact Alfa Laval

Up-to-date AlfaLaval contact details for all countries are always available on our website on www.alfalaval.com



1

2

3

4

5

6

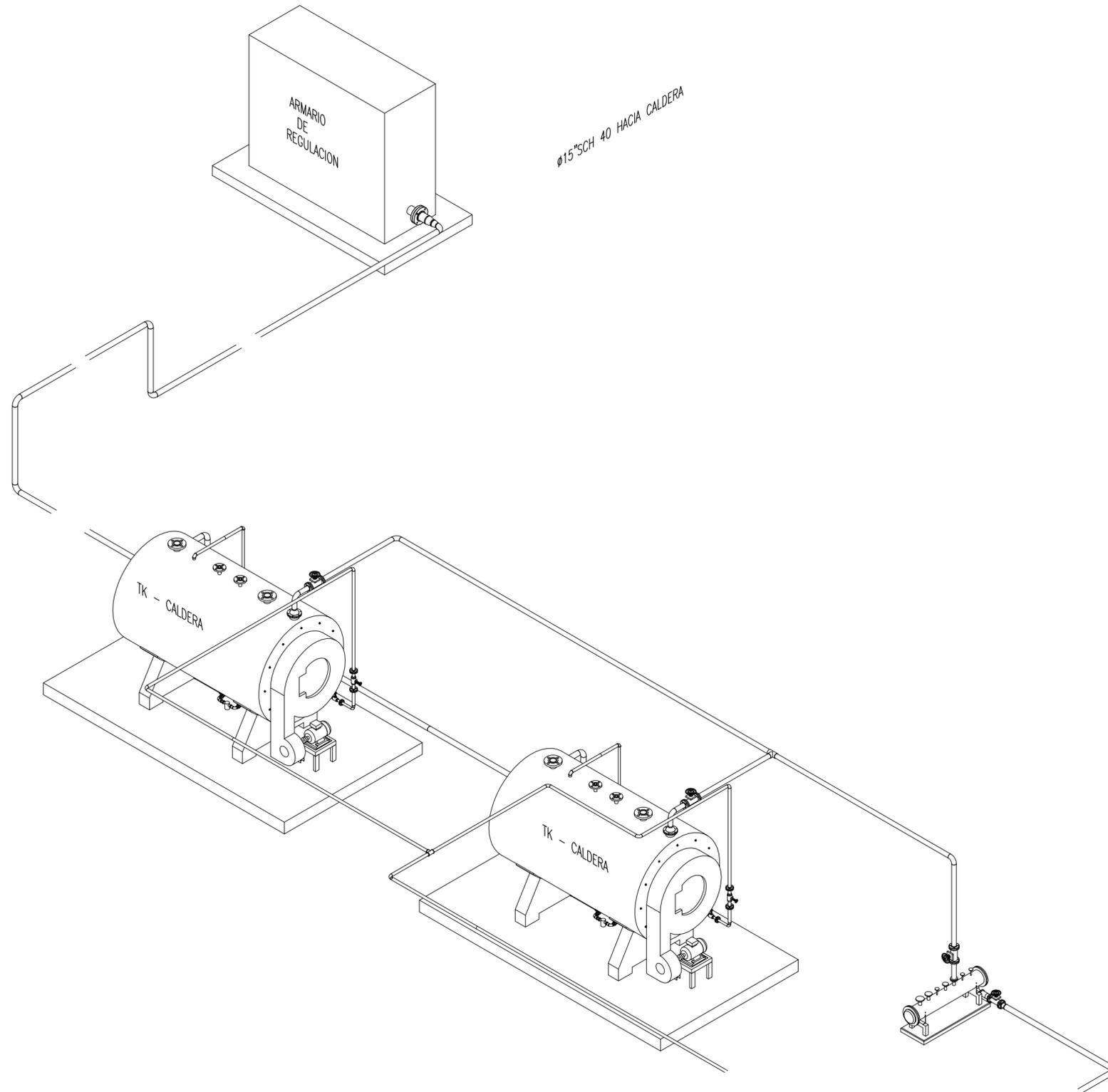
E

D

C

B

A

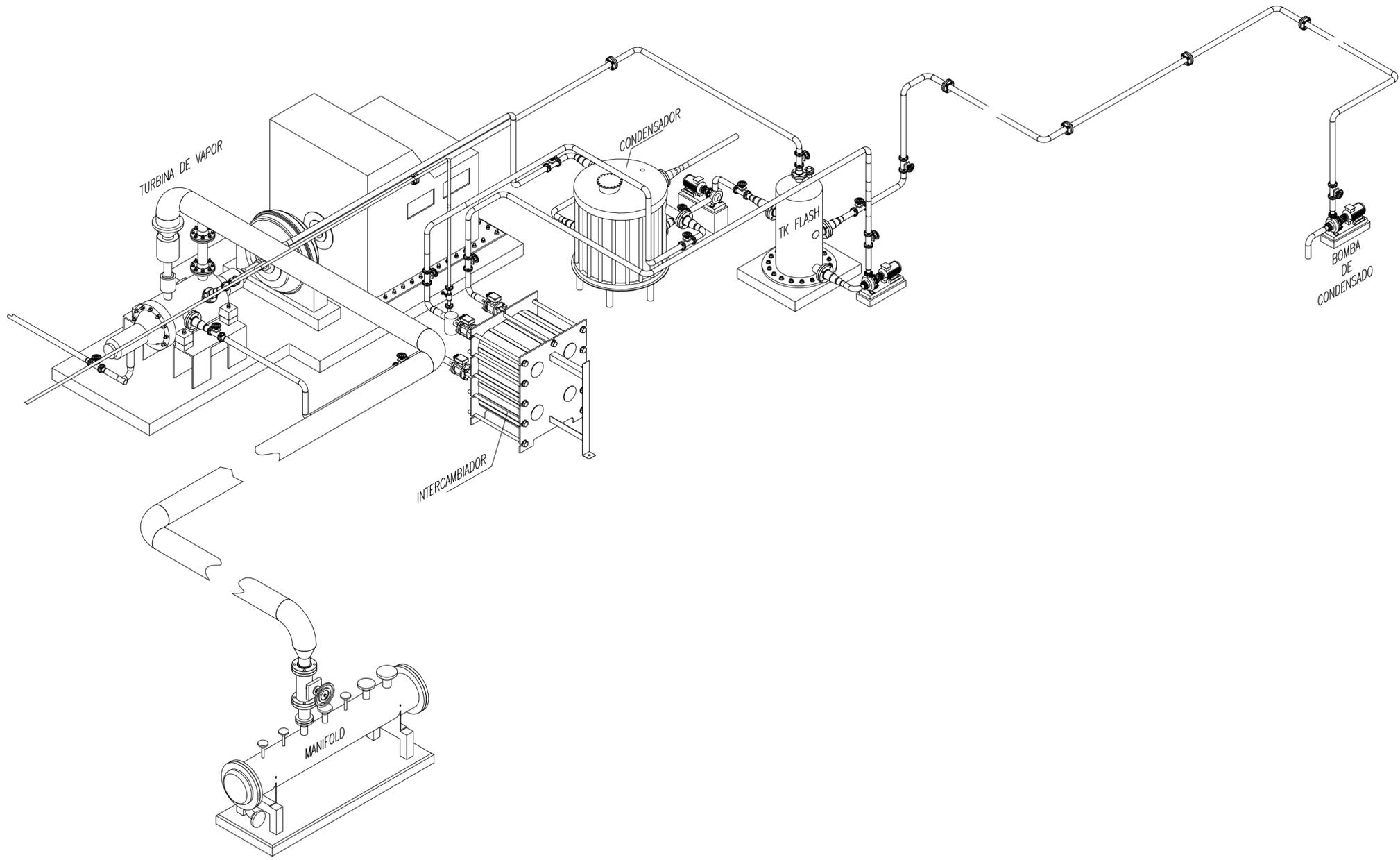


APROBADO	
FECHA:	
DISEÑADO POR:	J.N.P.
FECHA:	ENERO 2014
DIBUJADO POR:	J.N.P.
FECHA:	ENERO 2014
REVISADO POR:	J.N.P.
FECHA:	ENERO 2014
PAGINA:	01
PAGINAS:	15

PLANTA DE COGENERACION
EN BASE A CICLO RANKINE

ESTRUCTURA Y TUBERIA
ISOMETRICO 1

ESCALA:	S/E	UBICACION:	DISTRITO: PARACAS PROVINCIA: PISCO	DEPARTAMENTO:	ICA
---------	-----	------------	---------------------------------------	---------------	-----



 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA, MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA	APROBADO FECHA		PLANTA DE COGENERACION EN BASE A CICLO RANKINE	
	DISEÑADO POR: J.N.P.	FECHA : ENERO 2014		
	DIBUJADO POR: J.N.P.	FECHA : ENERO 2014	PLANO ESTRUCTURA Y TUBERIA ISOMETRICO 2	
	REVISADO POR : J.N.P.	FECHA : ENERO 2014	ESCALA S/E	UBICACION: DISTRITO: PARACAS PROVINCIA: PISCO
PAGINA: 02		PAGINAS: 15		

1

2

3

4

5

6

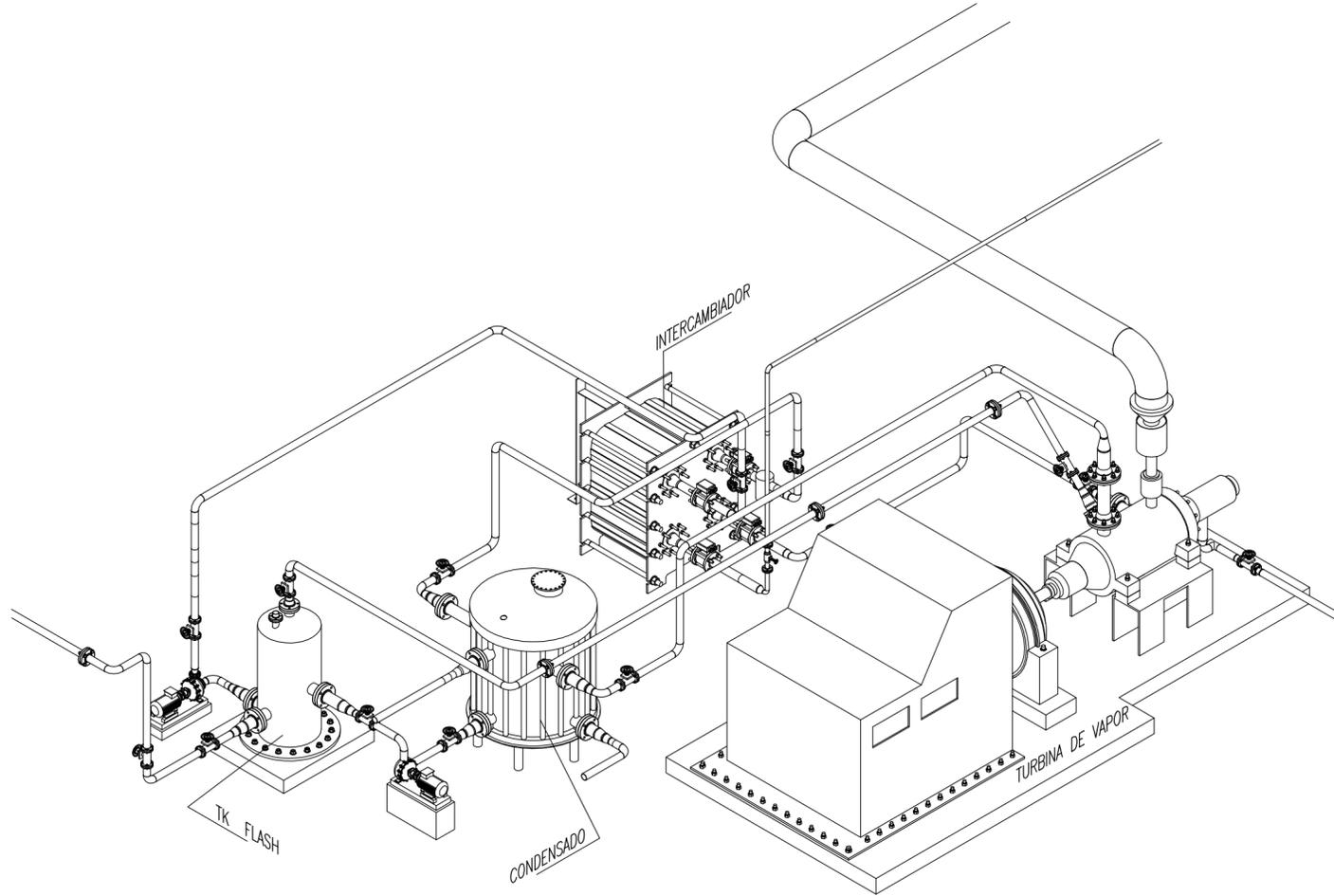
E

D

C

B

A



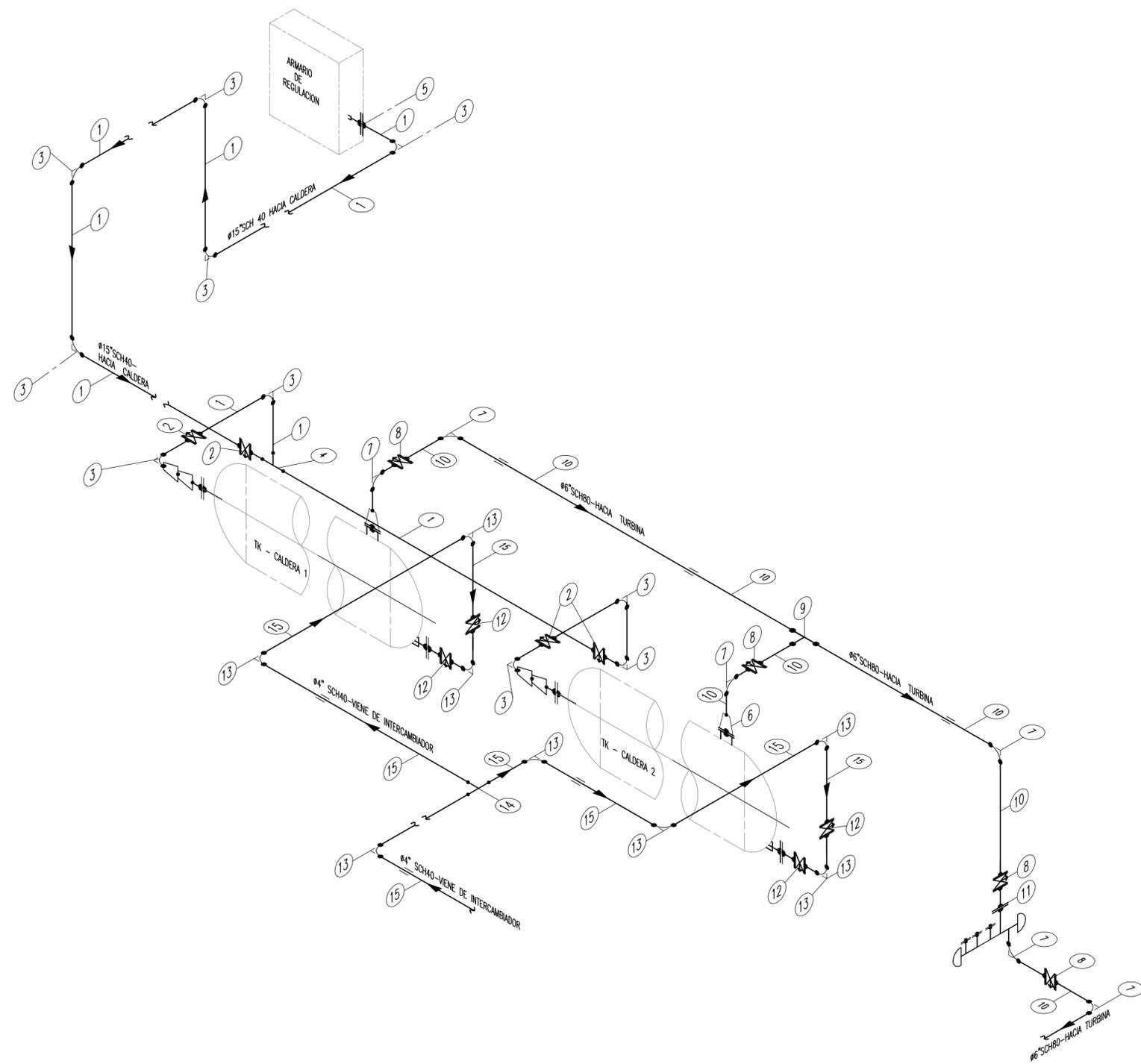

UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA,
MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA

APROBADO	
FECHA	
DISEÑADO POR: J.N.P.	FECHA : ENERO 2014
DIBUJADO POR: J.N.P.	FECHA : ENERO 2014
REVISADO POR : J.N.P.	FECHA : ENERO 2014
PAGINA:	PAGINAS:
03	15

PLANTA DE COGENERACION
EN BASE A CICLO RANKINE

PLANO
ESTRUCTURA Y TUBERIA
ISOMETRICO 2

ESCALA S/E	UBICACION: DISTRITO: PARACAS PROVINCIA: PISCO	DEPARTAMENTO: ICA
---------------	---	-------------------



LISTADO DE MATERIALES

D	CANTIDAD	LONG/mm	DESCRIPCION	IT.
TUBERIA	--	67037	TUBERIA Ø15" SCH40	1
		31057	TUBERIA Ø6" SCH80	10
		33272	TUBERIA Ø4" SCH40	15
CODO	10	--	CODO 90° Ø15 SCH 40	3
	06		CODO 90° Ø6" SCH 80	7
	08		CODO 90° Ø4" SCH 40	13
TEE	02		TEE Ø15" SCH 40	4
	01		TEE Ø6" SCH 80	9
	01		TEE Ø4" SCH 40	14
REDUCCION				
VALVULA	04	--	VALVULA DE COMPUERTA Ø15"	02
	04		VALVULA DE COMPUERTA Ø6"	08
	04		VALVULA DE COMPUERTA Ø4"	12
BRIDA	08		BRIDAS WN RF Ø15" CLASE 150 NPS	
	16		BRIDAS WN RF Ø6" CLASE 150 NPS	
	16		BRIDAS WN RF Ø4" CLASE 150 NPS	
EMPAQUETADURA	04		EMPAQUE Ø15"	
	08		EMPAQUE Ø6"	
	08		EMPAQUE Ø4"	
PERNO	128		PERNOS C/ Ø1" PARA BRIDA DE 15"	
	64		PERNOS C/ Ø7/8" PARA BRIDA DE Ø6"	
	64		PERNOS C/ Ø3/4" PARA BRIDA DE Ø4"	



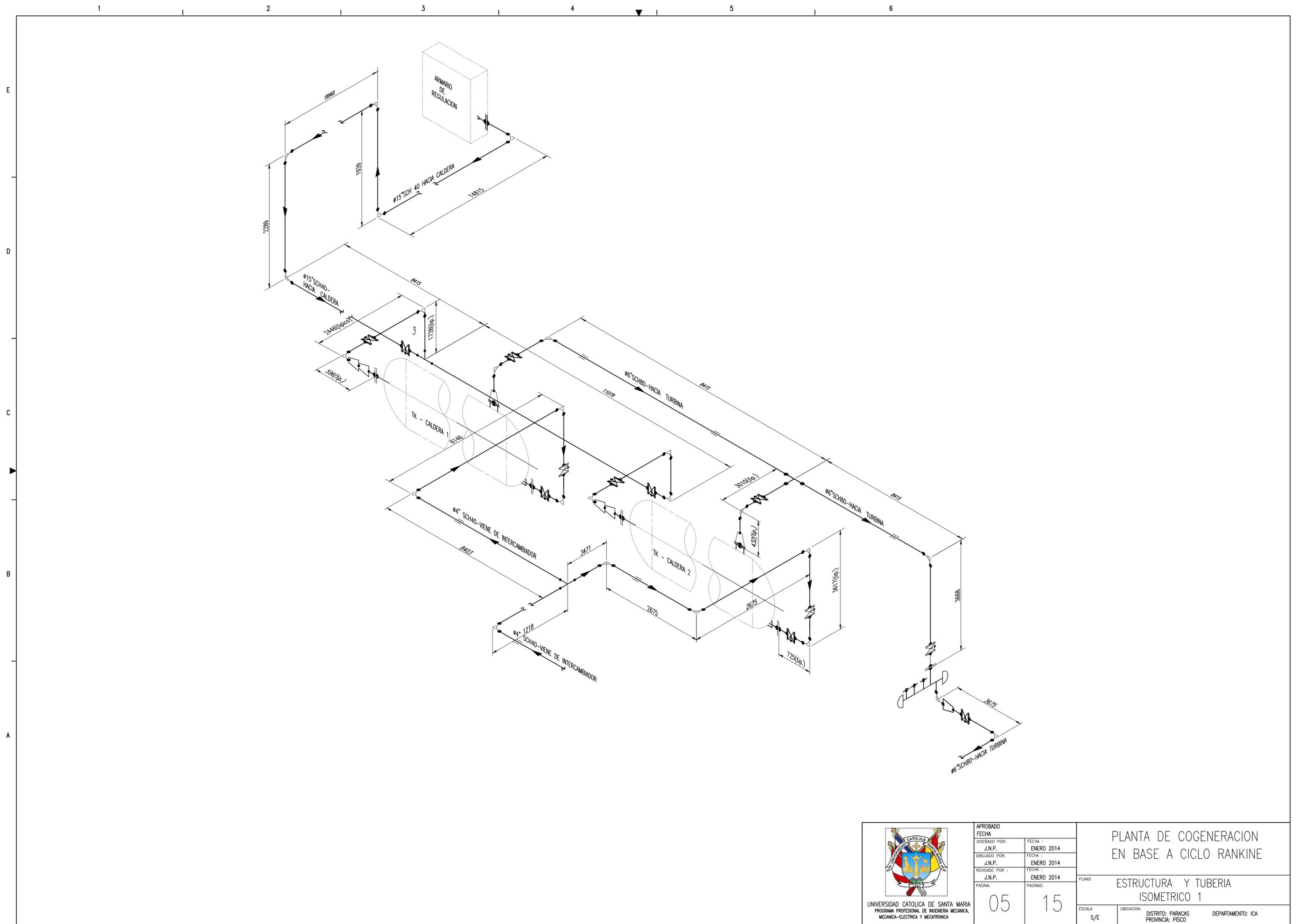
UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA,
MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA

APROBADO	FECHA
DISENADO POR:	FECHA:
J.N.P.	ENERO 2014
DIBUJADO POR:	FECHA:
J.N.P.	ENERO 2014
REVISADO POR:	FECHA:
J.N.P.	ENERO 2014
PAGINAS:	PAGINAS:
04	15

PLANTA DE COGENERACION
EN BASE A CICLO RANKINE

PLANO
ESTRUCTURA Y TUBERIA
ISOMETRICO 1

ESCALA: S/E
UBICACION: DISTRITO: PARACAS
PROVINCIA: PISCO DEPARTAMENTO: ICA



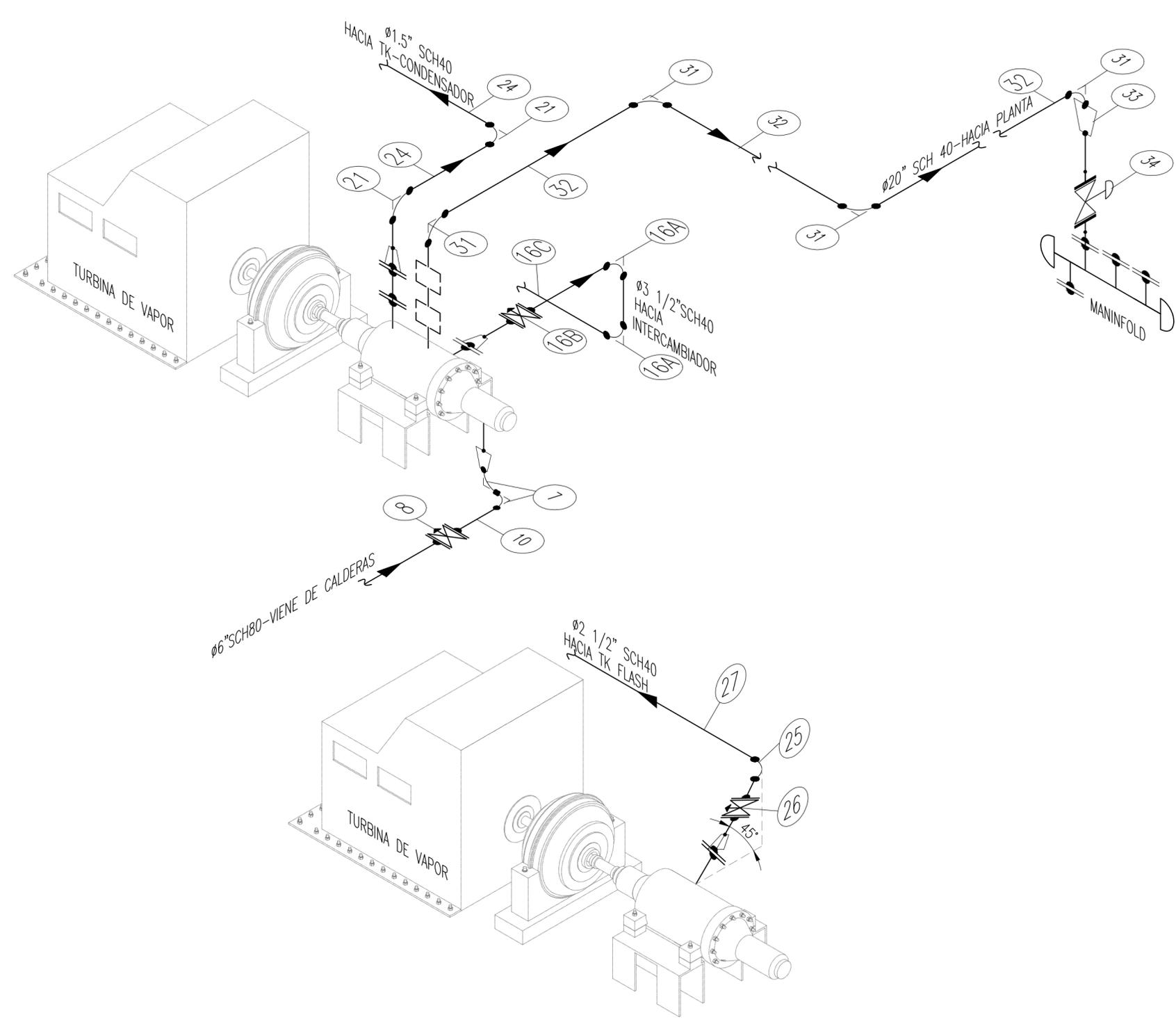
UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA,
MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA

APROBADO FECHA:	
DISEÑADO POR: J.N.P.	FECHA: ENERO 2014
DIBUJADO POR: J.N.P.	FECHA: ENERO 2014
REVISADO POR: J.N.P.	FECHA: ENERO 2014
PAGINA: 05	PAGINAS: 15

PLANTA DE COGENERACION
EN BASE A CICLO RANKINE

PLANO	ESTRUCTURA Y TUBERIA ISOMETRICO 1	
ESCALA S/E	UBICACION: DISTRITO: PARACAS PROVINCIA: PISCO	DEPARTAMENTO: ICA

E
D
C
B
A



LISTADO DE MATERIALES

D	CANTIDAD	LONG/mm	DESCRIPCION	IT.
TUBERIA	--	47437	TUBERIA Ø20" SCH40	32
		7334	TUBERIA Ø6" SCH80	10
		3175	TUBERIA Ø1.5" SCH40	24
		4296	TUBERIA Ø3 1/2" SCH40	16C
		14468	TUBERIA Ø2 1/2" SCH40	27
CODO	04	--	CODO 90° Ø20" SCH 40	31
	01		CODO 90° Ø6" SCH 80	07
	02		CODO 90° Ø1.5" SCH 40	21
	02		CODO 90° Ø3 1/2" SCH 40	16A
	01		CODO 90° Ø2 1/2" SCH 40	25
TEE				
REDUCCION				
VALVULA	01	--	VALVULA DE COMPUERTA Ø20"	33
	01		VALVULA DE COMPUERTA Ø3 1/2"	16B
	01		VALVULA DE COMPUERTA Ø6"	08
	01		VALVULA DE COMPUERTA Ø 2 1/2"	26
BRIDA	02		BRIDAS WN RF Ø20" CLASE 150 NPS	
	02		BRIDAS WN RF Ø3 1/2" CLASE 150 NPS	
	02		BRIDAS WN RF Ø6" CLASE 150 NPS	
EMPAQUETADURA	02		EMPAQUE Ø20"	
	02		EMPAQUE Ø 3 1/2"	
	02		EMPAQUE Ø6"	
PERNO	64		PERNOS C/ Ø1 1/8" PARA BRIDA DE 20"	
	16		PERNOS C/ Ø7/8" PARA BRIDA DE Ø6"	
	08		PERNOS C/ Ø3/4" PARA BRIDA DE Ø3 1/2"	



APROBADO	FECHA :
DISEÑADO POR: J.N.P.	ENERO 2014
DIBUJADO POR: J.N.P.	ENERO 2014
REVISADO POR: J.N.P.	ENERO 2014
PAGINAS:	06 15

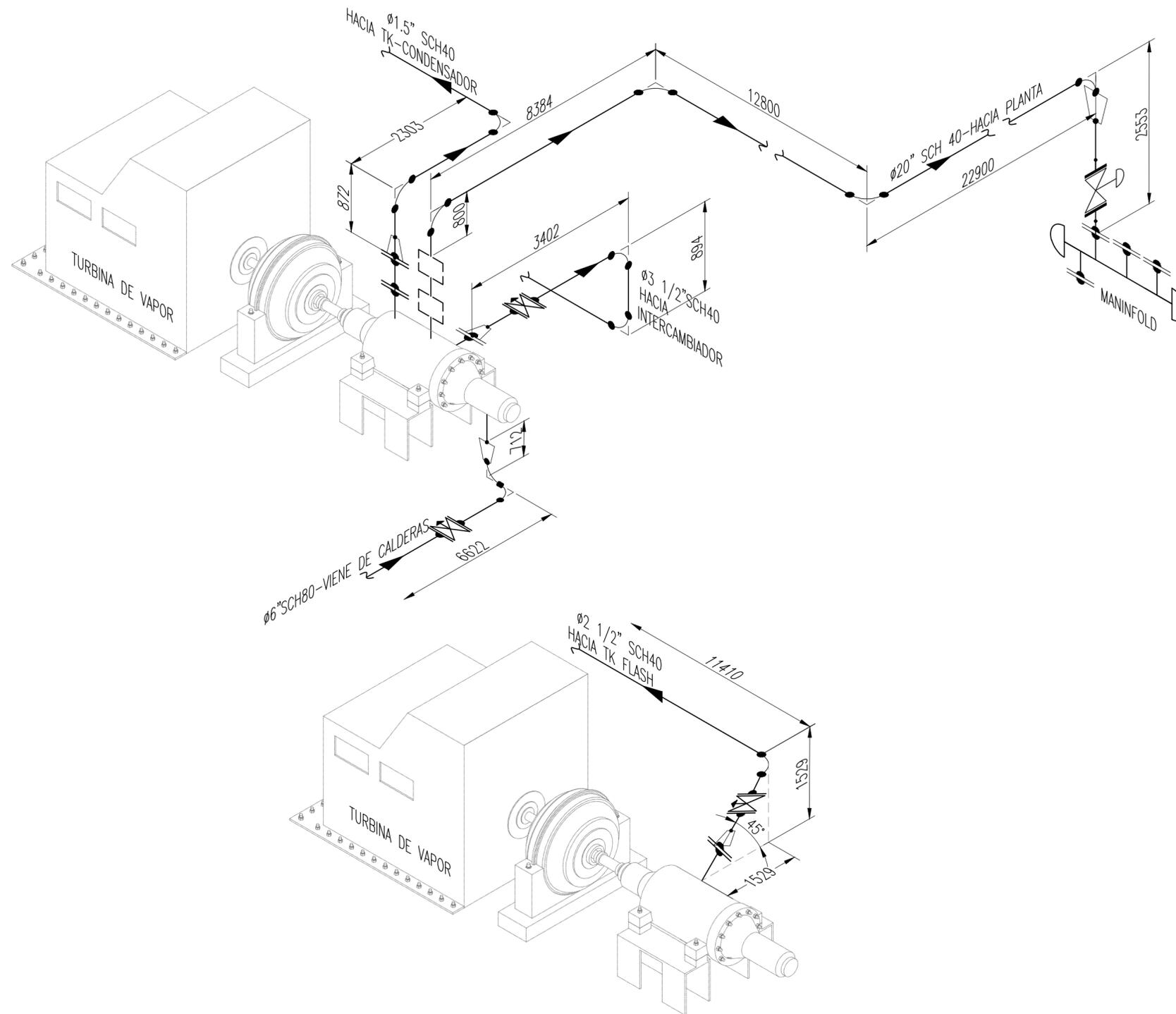
PLANTA DE COGENERACION
EN BASE A CICLO RANKINE

PLANO
ESTRUCTURA Y TUBERIA
ISOMETRICO 1

ESCALA: S/E
UBICACION: DISTRITO: PARACAS
PROVINCIA: PISCO DEPARTAMENTO: ICA

1 2 3 4 5 6

E
D
C
B
A



APROBADO	
FECHA	
DISEÑADO POR: J.N.P.	FECHA: ENERO 2014
DIBUJADO POR: J.N.P.	FECHA: ENERO 2014
REVISADO POR: J.N.P.	FECHA: ENERO 2014
PAGINA: 07	PAGINAS: 15

PLANTA DE COGENERACION EN BASE A CICLO RANKINE	
PLANO	ESTRUCTURA Y TUBERIA ISOMETRICO 1
ESCALA S/E	UBICACION: DISTRITO: PARACAS PROVINCIA: PISCO DEPARTAMENTO: ICA

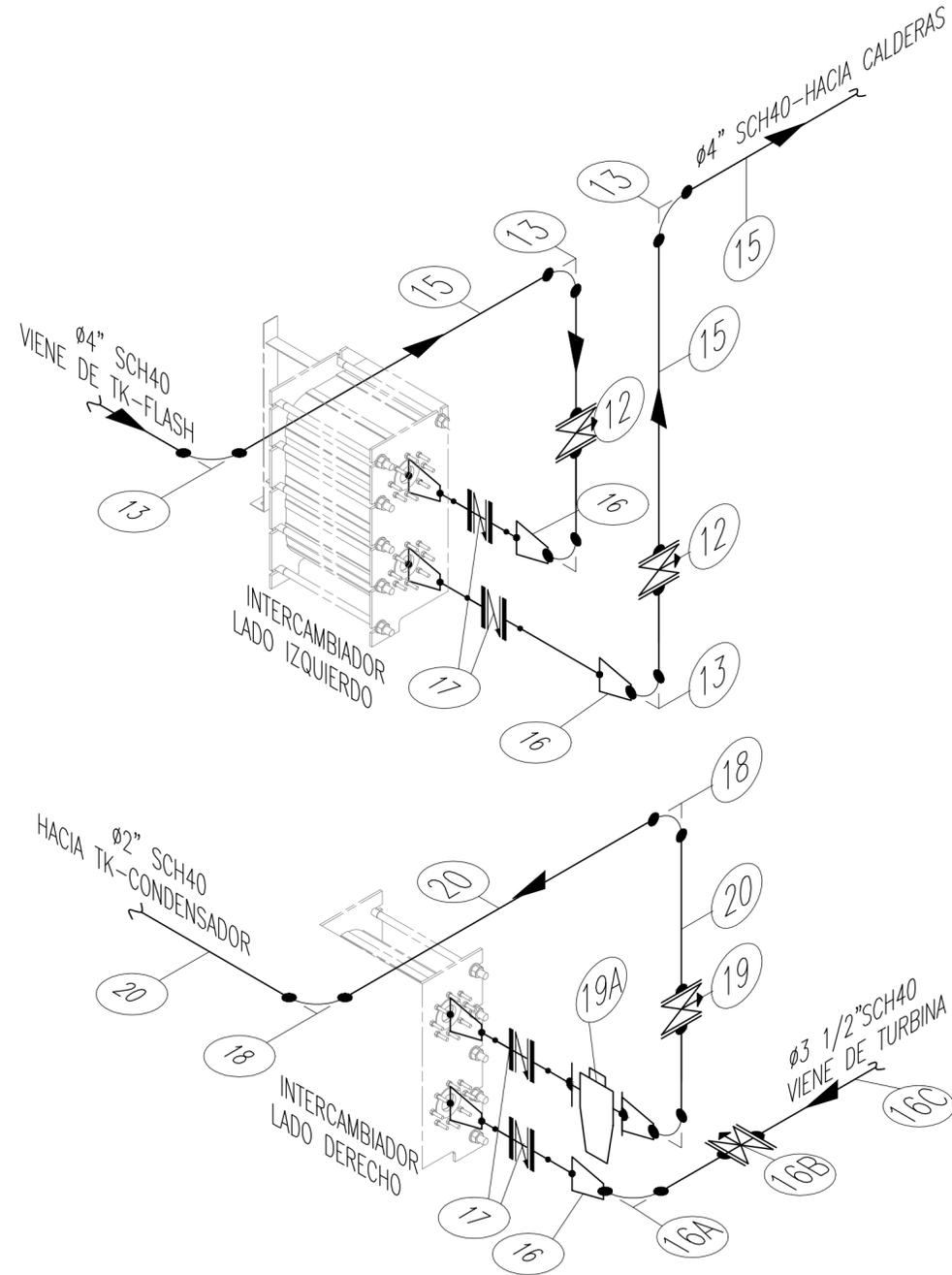
E

D

C

B

A



LISTADO DE MATERIALES

D	CANTIDAD	LONG/mm	DESCRIPCION	IT.
TUBERIA	--	27970	TUBERIA $\phi 4"$ SCH40	15
		10359	TUBERIA $\phi 2"$ SCH40	20
		5206	TUBERIA $\phi 3 1/2"$ SCH40	16C
CODO	05	--	CODO 90° $\phi 4"$ SCH 40	13
	03		CODO 90° $\phi 2"$ SCH 40	18
	01		CODO 90° $\phi 3 1/2"$ SCH 40	16A
REDUCCION	01		REDUCTOR 4 X 3 1/2"	16
	02	--	VALVULA DE COMPUERTA $\phi 4"$	12
	01		VALVULA DE COMPUERTA $\phi 2"$	19
	01		TRAMPA DE VAPOR $\phi 2"$	19A
BRIDA	04		BRIDAS WN RF $\phi 4"$ CLASE 150 NPS	
	02		BRIDAS WN RF $\phi 2"$ CLASE 150 NPS	
	02		BRIDAS WN RF $\phi 3 1/2"$ CLASE 150 NPS	
EMPAQUETADURA	04		EMPAQUE $\phi 4"$	
	02		EMPAQUE $\phi 2"$	
	02		EMPAQUE $\phi 3 1/2"$	
PERNO	32		PERNOS C/ $\phi 1"$ PARA BRIDA DE $\phi 4"$	
	08		PERNOS C/ $\phi 7/8"$ PARA BRIDA DE $\phi 2"$	
	08		PERNOS C/ $\phi 3/4"$ PARA BRIDA DE $\phi 3 1/2"$	

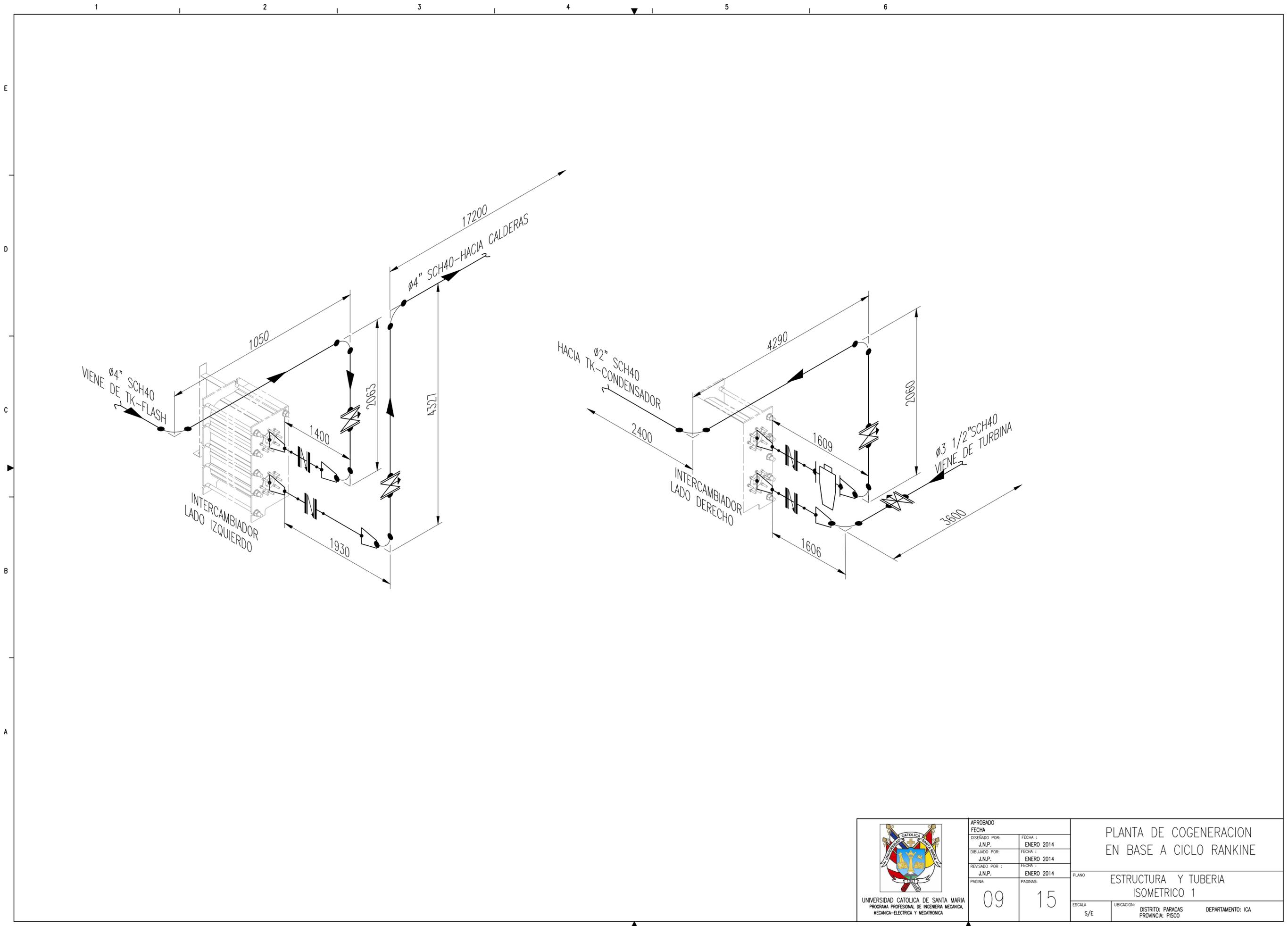


APROBADO
 FECHA :
 DISEÑADO POR: J.N.P. FECHA : ENERO 2014
 DIBUJADO POR: J.N.P. FECHA : ENERO 2014
 REVISADO POR: J.N.P. FECHA : ENERO 2014
 PAGINA: 08 PAGINAS: 15

PLANTA DE COGENERACION
EN BASE A CICLO RANKINE

PLANO
ESTRUCTURA Y TUBERIA
ISOMETRICO 1

ESCALA: S/E UBICACION: DISTRITO: PARACAS DEPARTAMENTO: ICA
PROVINCIA: PISCO

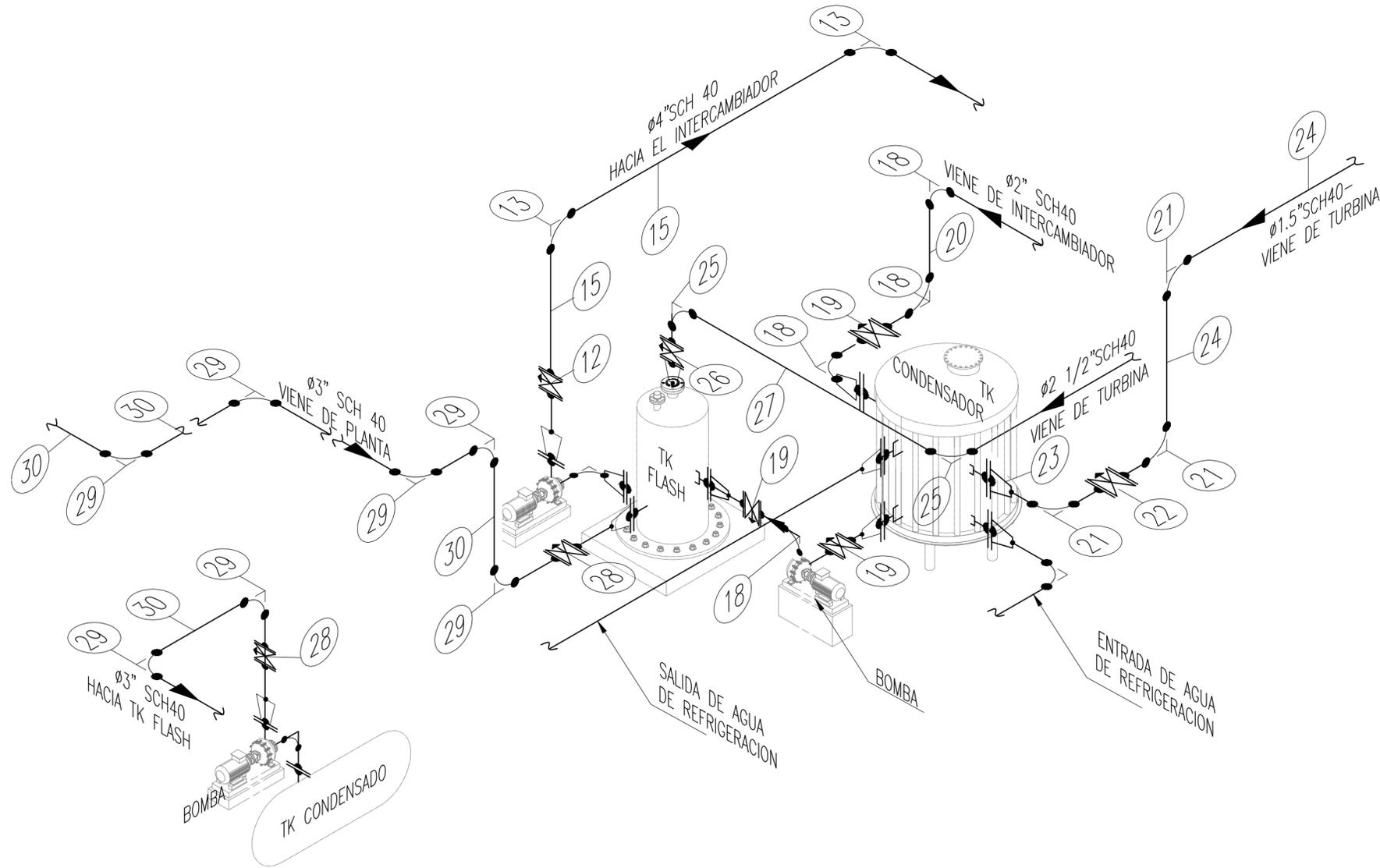


UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA,
MECÁNICA-ELECTRICA Y MECATRONICA

APROBADO	
FECHA	
DISEÑADO POR: J.N.P.	FECHA: ENERO 2014
DIBUJADO POR: J.N.P.	FECHA: ENERO 2014
REVISADO POR: J.N.P.	FECHA: ENERO 2014
PAGINA: 09	PAGINAS: 15

PLANTA DE COGENERACION EN BASE A CICLO RANKINE	
PLANO ESTRUCTURA Y TUBERIA ISOMETRICO 1	
ESCALA S/E	UBICACION: DISTRITO: PARACAS PROVINCIA: PISCO DEPARTAMENTO: ICA

E
D
C
B
A



LISTADO DE MATERIALES

D	CANTIDAD	LONG/mm	DESCRIPCION	IT.
TUBERIA	--	14338	TUBERIA ø4" SCH40	15
		7112	TUBERIA ø2" SCH40	20
		46754	TUBERIA ø3" SCH40	30
		4890	TUBERIA ø2 1/2" SCH40	27
		12430	TUBERIA ø1.5" SCH40	24
CODO	02	--	CODO 90° ø4" SCH 40	13
	03		CODO 90° ø2" SCH 40	18
	07		CODO 90° ø3" SCH 40	29
	02		CODO 90° ø2 1/2" SCH 40	25
	03		CODO 90° ø1.5" SCH 40	21
VALVULA	01	--	VALVULA DE COMPUERTA ø4"	12
	01		VALVULA DE COMPUERTA ø2"	19
	02		VALVULA DE COMPUERTA ø3"	28
	01		VALVULA DE COMPUERTA ø2 1/2"	26
	01		VALVULA DE COMPUERTA ø1.5"	22
BRIDA	02		BRIDAS WN RF ø4" CLASE 150 NPS	
	02		BRIDAS WN RF ø2" CLASE 150 NPS	
	04		BRIDAS WN RF ø3" CLASE 150 NPS	
	02		BRIDAS WN RF ø2 1/2" CLASE 150 NPS	
	02		BRIDAS WN RF ø1.5" CLASE 150 NPS	
EMPAQUETADURA	02		EMPAQUE ø4"	
	02		EMPAQUE ø2"	
	04		EMPAQUE ø3"	
	02		EMPAQUE ø2 1/2"	
	02		EMPAQUE ø1.5"	
PERNO	08		PERNOS C/ ø1" PARA BRIDA DE ø4"	
	08		PERNOS C/ ø7/8" PARA BRIDA DE ø2"	
	16		PERNOS C/ ø3/4" PARA BRIDA DE ø3"	
	08		PERNOS C/ ø3/4" PARA BRIDA DE ø2 1/2"	
	08		PERNOS C/ ø3/4" PARA BRIDA DE ø1.5"	



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA,
MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA

APROBADO
FECHA : ENERO 2014

DISEÑADO POR: J.N.P. FECHA : ENERO 2014

DIBUJADO POR: J.N.P. FECHA : ENERO 2014

REVISADO POR: J.N.P. FECHA : ENERO 2014

PAGINA: 10 PAGINAS: 15

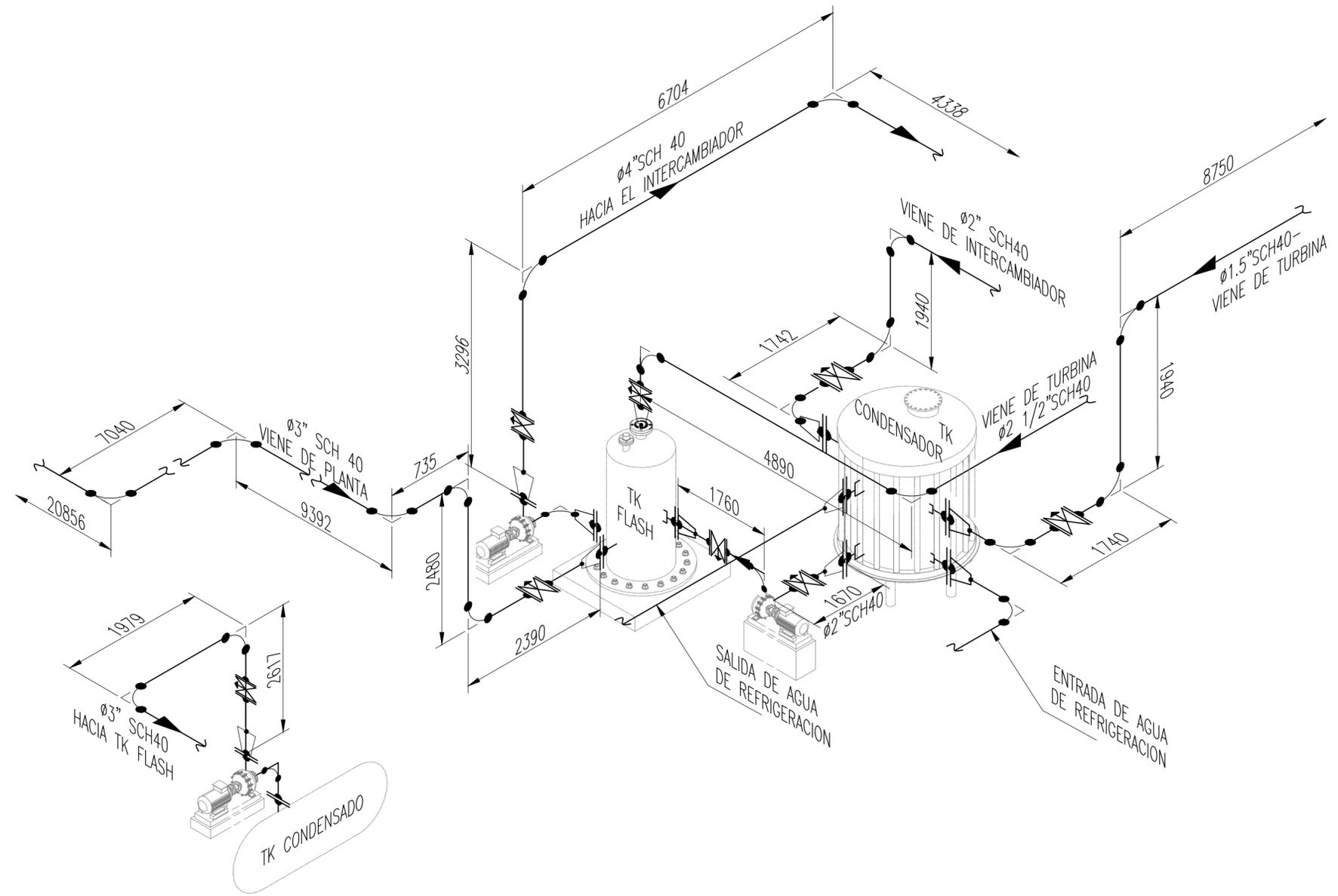
PLANTA DE COGENERACION
EN BASE A CICLO RANKINE

PLANO
ESTRUCTURA Y TUBERIA
ISOMETRICO 1

ESCALA: S/E UBICACION: DISTRITO: PARACAS
PROVINCIA: PISCO DEPARTAMENTO: ICA

1 2 3 4 5 6

E
D
C
B
A



APROBADO	
FECHA	FECHA :
DISEÑADO POR : J.N.P.	ENERO 2014
DIBUJADO POR : J.N.P.	ENERO 2014
REVISADO POR : J.N.P.	ENERO 2014
PAGINA : 11	PAGINAS : 15

PLANTA DE COGENERACION EN BASE A CICLO RANKINE	
PLANO ESTRUCTURA Y TUBERIA ISOMETRICO 1	
ESCALA : S/E	UBICACION : DISTRITO: PARACAS PROVINCIA: PISCO DEPARTAMENTO: ICA

1

2

3

4

5

6

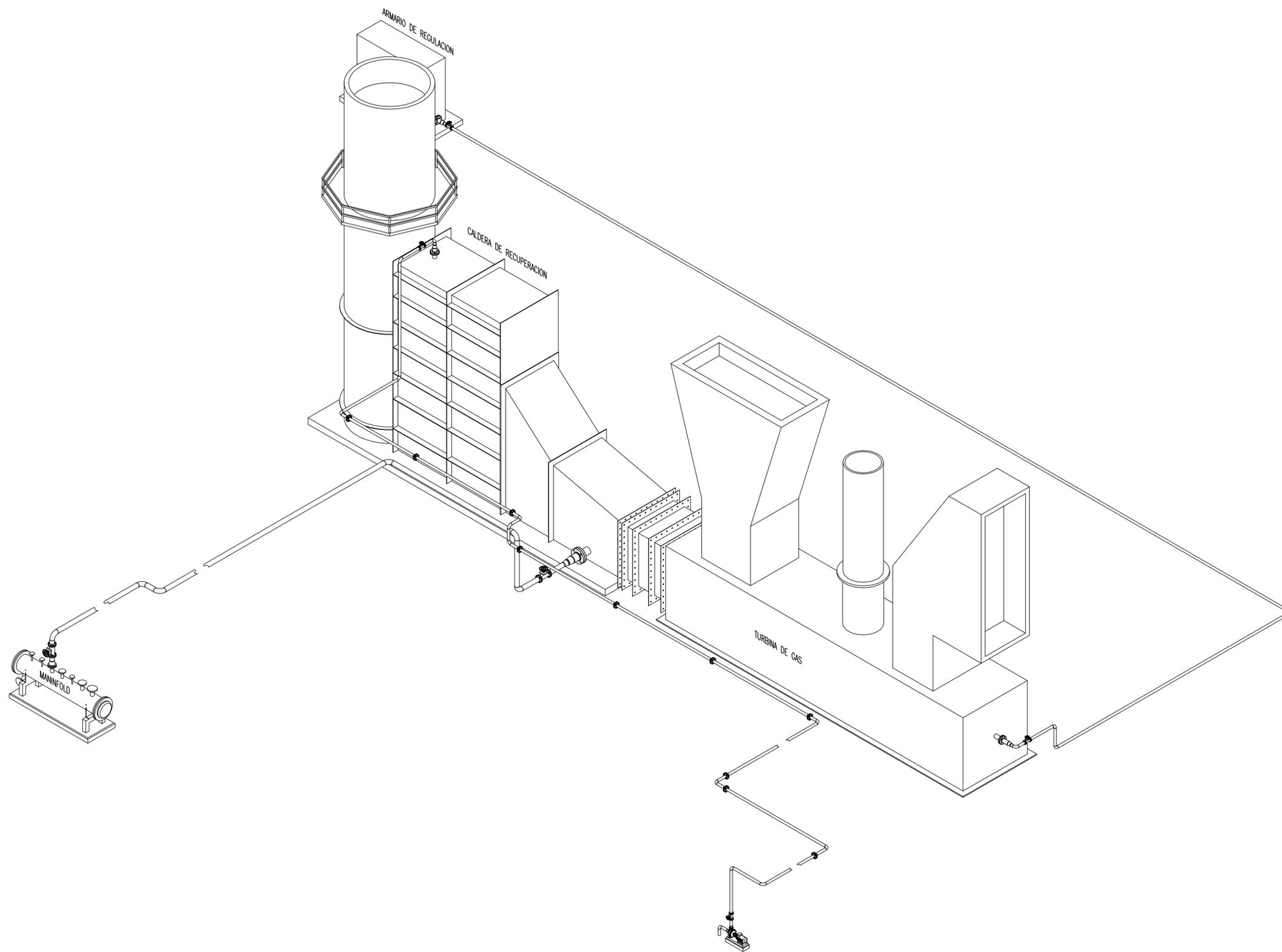
E

D

C

B

A



APROBADO	
FECHA	FECHA :
DISEÑADO POR : J.N.P.	ENERO 2014
DIBUJADO POR : J.N.P.	ENERO 2014
REVISADO POR : J.N.P.	ENERO 2014
PAGINA: 12	PAGINAS: 15

PLANTA DE COGENERACION
EN BASE A CICLO BRAYTON

PLANO: ESTRUCTURA Y TUBERIA
ISOMETRICO 1

ESCALA: S/E UBICACION: DISTRITO: PARACAS DEPARTAMENTO: ICA
PROVINCIA: PISCO

1

2

3

4

5

6

7

8

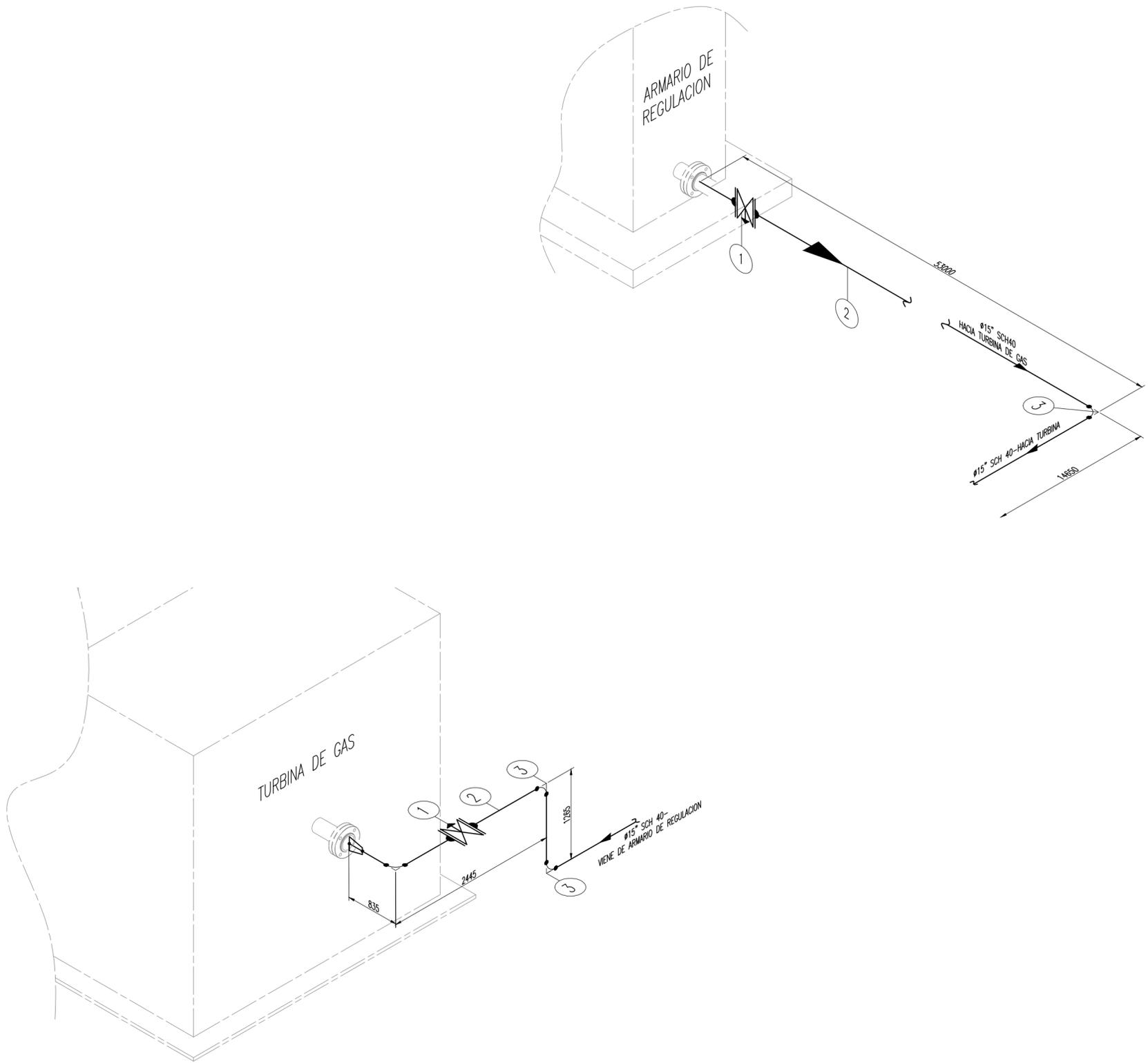
E

D

C

B

A



LISTADO DE MATERIALES

D	CANTIDAD	LONG/mm	DESCRIPCION	IT.
TUBERIA		72195	TUBERIA Ø15" SCH 40	02
CODO	04		CODO Ø15" SCH 40	03
TEE				
REDUCCION				
VALVULA	02		VALVULA DE COMPUERTA Ø15"	01
BRIDA	04		BRIDA WN RF Ø15" CLASE 150 NPS	
EMPAQUETADURA	04		EMPAQUE Ø15"	
PERNO	64		PERNO C/ Ø1"	

UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA,
MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA

APROBADO	
FECHA	
DISEÑADO POR:	FECHA :
J.N.P.	ENERO 2014
DIBUJADO POR:	FECHA :
J.N.P.	ENERO 2014
REVISADO POR :	FECHA :
J.N.P.	ENERO 2014
PAGINA:	PAGINAS:
13	15

PLANTA DE COGENERACION
EN BASE A CICLO BRAYTON

PLANO
ISOMETRICO 1

ESCALA	UBICACION:
S/E	DISTRITO: PARACAS PROVINCIA: PISCO DEPARTAMENTO: ICA

1

2

3

4

5

6

7

8

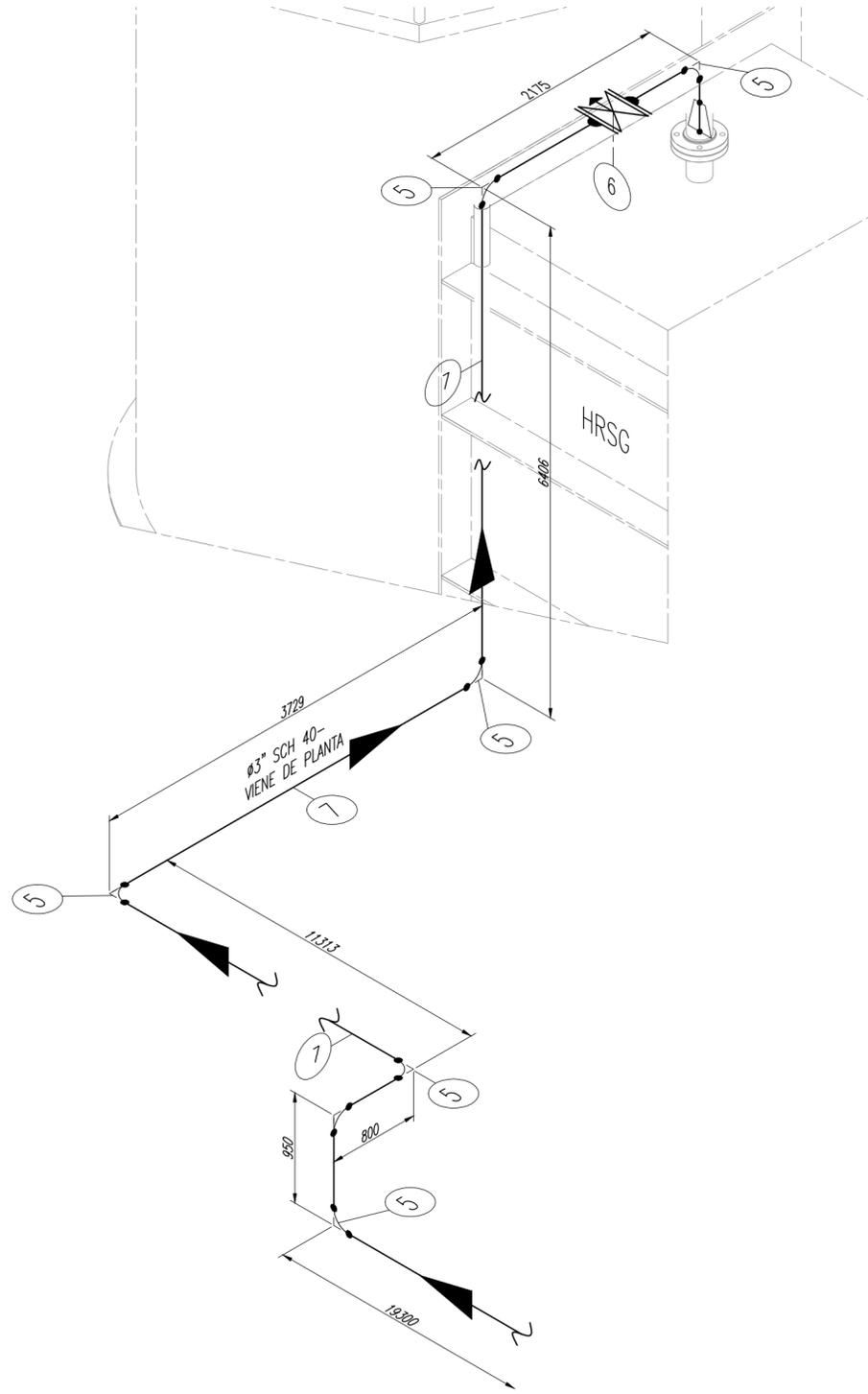
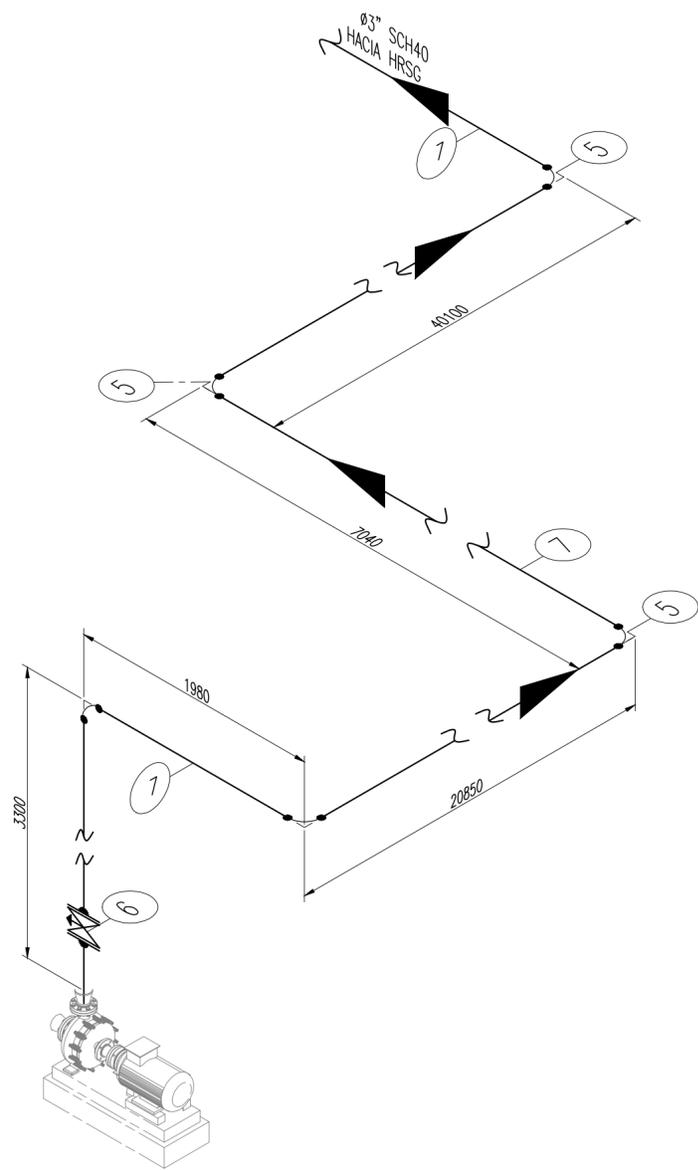
E

D

C

B

A



LISTADO DE MATERIALES

D	CANTIDAD	LONG/mm	DESCRIPCION	IT.
TUBERIA	--	117943	TUBERIA Ø3" SCH 40	7
CODO	12		CODO Ø3" SCH 40	5
TEE				
REDUCCION				
VALVULA	02		VALVULA DE COMPUERTA Ø3"	6
BRIDA	04		BRIDA WN RF Ø3" CLASE 150 NPS	
EMPAQUETADURA	04		EMPAQUE Ø3"	
PERNO	16		PERNO C/ 3/4"	



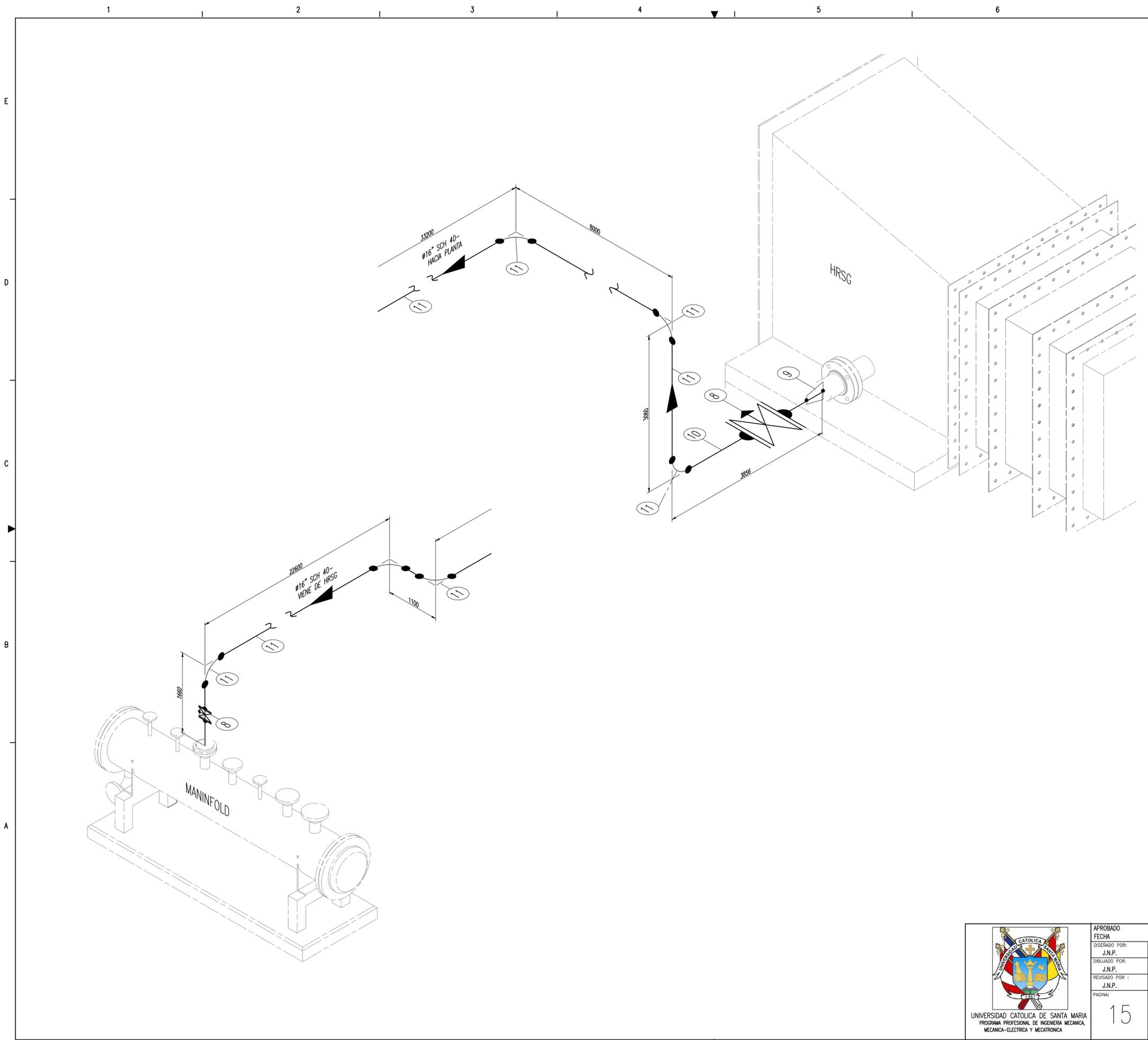
UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA,
MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA

APROBADO	FECHA:
DISEÑADO POR:	J.N.P. ENERO 2014
DIBUJADO POR:	J.N.P. ENERO 2014
REVISADO POR:	J.N.P. ENERO 2014
PAGINA:	14
PAGINAS:	15

PLANTA DE COGENERACION
EN BASE A CICLO BRAYTON

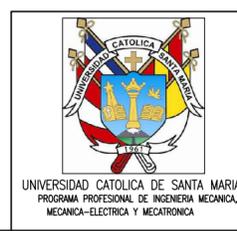
PLANO:
ISOMETRICO 2

ESCALA: S/E
UBICACION: DISTRITO: PARACAS
PROVINCIA: PISCO DEPARTAMENTO: ICA



LISTADO DE MATERIALES

D	CANTIDAD	LONG/mm	DESCRIPCION	IT.
TUBERIA	--	73476	TUBERIA Ø16" SCH 40	10
CODO	06		CODO Ø16" SCH 40	11
TEE				
REDUCCION				
VALVULA	02		VALVULA DE COMPUERTA Ø16"	08
BRIDA	04		BRIDA WN RF Ø16" CLASE 150 NPS	
EMPAQUETADURA	04		EMPAQUE Ø16"	
PERNO	64		PERNO C/ Ø1"	



APROBADO	FECHA
DISEÑADO POR:	FECHA :
J.N.P.	ENERO 2014
DIBUJADO POR:	FECHA :
J.N.P.	ENERO 2014
REVISADO POR :	FECHA :
J.N.P.	ENERO 2014
PAGINA:	PAGINAS:
15	15

PLANTA DE COGENERACION EN BASE A CICLO BRAYTON	
PLANO ISOMETRICO 3	
ESCALA S/E	LIBRACION: DISTRITO: PARACAS PROVINCIA: PISCO DEPARTAMENTO: ICA