

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“MEJORA DE LA RENTABILIDAD DE OPERACIÓN DE LA
ESTACIÓN 9 DEL OLEODUCTO NORPERUANO MEDIANTE
LA REDUCCIÓN DEL COSTO DE COMBUSTIBLE”**

TESIS

**PARA OPTAR EL GRADO DE MAESTRO EN INGENIERÍA
CON MENCIÓN EN APLICACIÓN ENERGÉTICA DEL GAS
NATURAL**

ELABORADO POR

LUIS ALBERTO SALCEDO CUADROS

ASESOR

MSc. FORTUNATO ALVA DÁVILA

LIMA-PERÚ

2013

DEDICATORIA

A mi esposa Juanita, mis hijas y amigos, por su apoyo moral.

AGRADECIMIENTOS

Un agradecimiento especial a la empresa Petroperú S.A. Operaciones Oleoducto por haberme permitido acceder a sus instalaciones para recabar información técnica y participar de las labores de bombeo de crudo de petróleo y posteriormente haber recibido la confianza para ejercer el cargo de Ingeniero Residente en el proyecto de Montaje de las Motobombas Tipo Tornillo en la estación de bombeo de Morona en el año 2008 y últimamente en la estación N°1.

Así también a la Corporación Distriluz (Electrocentro S.A., Electronorte, Hidrandina S.A. y Electro Nor Oeste S.A.) cuyos funcionarios me dieron facilidades para llevar adelante los estudios de posgrado e iniciar el desarrollo de esta tesis.

A mis compañeros de maestría con quienes hemos intercambiado ideas compartido información y discutido posiciones técnicas, nutriéndome con sus experiencias profesionales.

A mi asesor Maestro Ing. Fortunato Alva por su valiosa orientación.

A los miembros del jurado calificador por sus afortunadas observaciones que me dieron la oportunidad de aprender más sobre la Metodología de la Investigación y lograr elevar el nivel académico de esta tesis.

ÍNDICE GENERAL

Pág.

DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
RESUMEN.....	vii
ABSTRACT.....	viii
Lista de símbolos	9
ÍNDICE DE TABLAS	11
ÍNDICE DE FIGURAS.....	12
INTRODUCCIÓN	13
CAPÍTULO I: ASPECTOS GENÉRICOS DE LA INVESTIGACIÓN.....	15
1.1 PLANTEAMIENTO DE LA REALIDAD PROBLEMÁTICA ..	15
1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	16
1.2.1 PROBLEMAS ESPECÍFICOS.....	16
1.3 OBJETIVOS	17
1.3.1 OBJETIVO GENERAL.....	17
1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	17
1.4 FORMULACIÓN DE LA HIPÓTESIS	17
1.4.1 HIPÓTESIS GENERAL.....	17
1.4.2 HIPÓTESIS ESPECÍFICAS O DERIVADAS.....	17
1.5 VARIABLES E INDICADORES DE LA INVESTIGACIÓN.....	18
1.6 METODOLOGÍA.....	18
1.6.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN	18
1.6.2 NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN.....	19
1.7 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DE LA INVESTIGACIÓN	19
1.7.1 JUSTIFICACIÓN	19
1.7.2 IMPORTANCIA.....	19
1.7.3 LIMITACIONES.....	20

CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN.....	21
2.1 LA TURBINA DE GAS	21
2.2 EL CICLO COMBINADO.....	23
2.3 Análisis y Comprobación del ciclo termodinámico Brayton de la turbina de gas RUSTON TB 4000.....	24
2.3.1 Proceso de Compresión	26
2.3.2 Proceso de Combustión o Ingreso de Calor.....	32
2.3.3 Proceso de Expansión en la Turbina Generadora de Gas	34
2.4 Implementación del Ciclo de Vapor o Ciclo Termodinámico Rankine	43
2.4.1 Características del HRSG seleccionado.....	44
2.4.1.1 Consumo de combustible líquido de los Recuperadores de Calor HRSG.....	45
2.4.2 Características de la Turbina de Vapor seleccionada	47
2.4.3 Cálculo del consumo de vapor de la turbina de vapor.....	49
2.4.3.1 Las pérdidas por caída de presión en el gobernador y en la válvula de disparo	50
2.4.3.2 Pérdidas en las toberas.....	51
2.4.3.3 Pérdidas en el disco y por fricción del flujo	51
2.4.3.4 Pérdidas en el escape	51
2.4.3.5 Pérdidas por conversión de la energía	51
2.4.3.6 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DEL STEAM RATE DE LA TURBINA DE VAPOR	52
2.4.3.6.1 POTENCIA DE LA TURBINA DE VAPOR.-.....	52
2.4.4 Arreglo del Ciclo Combinado.....	58
2.4.5 Cálculo de la Eficiencia Térmica del Ciclo Combinado.....	59
CAPÍTULO III: EVALUACIÓN TÉCNICA DEL CAMBIO DE COMBUSTIBLE A GLP	60
3.1 Características Técnicas del GLP	60
3.2 Dimensionamiento de la infraestructura adicional para la operación con GLP.....	61
3.2.1 CRITERIOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO:	61
3.2.2 Sistema de combustible para el manejo del GLP	62
3.2.3 Actualización o Retrofit de las turbinas de gas para operación Dual64	
CAPÍTULO IV: ANÁLISIS DE LA VIABILIDAD DE LAS INVERSIONES .	67

4.1	Análisis Económico	67
4.1.1	Viabilidad Económica de la ALTERNATIVA 1.- Cambio de Tecnología de operación Implementando un Ciclo Combinado.....	67
4.1.1.1	Cálculo de la inversión.....	68
4.1.1.2	Costos de Operación y Mantenimiento.....	71
4.1.1.3	Cálculo Económico de la ALTERNATIVA 1	75
4.1.2	Viabilidad Económica de la ALTERNATIVA 2.- Cambio de combustible en la operación	77
4.1.2.1	CALCULO DE LA INVERSIÓN	77
4.1.2.2	CALCULO DE COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	80
4.1.2.3	CÁLCULO ECONÓMICO DE LA ALTERNATIVA 2.....	81
CAPÍTULO V: DISCUSIÓN DE RESULTADOS Y CONTRASTACIÓN DE HIPÓTESIS		84
5.1	Proceso De Contrastación De La Hipótesis General.....	84
5.2	Discusión de Resultados	85
5.2.1	Observación Pertinente 1	85
5.2.2	Observación Pertinente 2	86
CONCLUSIONES		88
RECOMENDACIONES		89
BIBLIOGRAFÍA		90
A N E X O S		92
Anexo A.- Evaluación técnica de la turbina de gas a condiciones nominales del sitio.....		94
Anexo B.- Evaluación técnica de la turbina de gas a condiciones estándar.....		105
Anexo C.- Planos.....		117

RESUMEN

El presente trabajo está orientado a proponer una mejora en la rentabilidad de la operación del Oleoducto Norperuano, enfocándose en la reducción del costo del combustible para la operación de las turbinas de gas que accionan las bombas para el transporte del crudo desde la selva norte del Perú hacia el puerto de Bayovar en la Región Piura.

La investigación se delimita a la Estación 9, dado que es la de mayor potencia instalada y consecuentemente la que más combustible fósil consume para desarrollar la potencia necesaria para el bombeo del crudo de petróleo, pues en la descarga debe tener la presión suficiente para sortear la Cordillera de los Andes y vencer las pérdidas hidráulicas en los últimos 200 km del ducto; sin embargo, la metodología propuesta también puede aplicarse a todo el sistema del oleoducto considerando el entorno propio de cada estación de bombeo.

Se comprueba que la propuesta de cambiar de tecnología en las máquinas primas de usar turbinas de gas a implementar ciclo combinado es una alternativa económicamente no atractiva, es decir, la variable dependiente: MEJORA DE LA RENTABILIDAD DE OPERACIÓN de la Estación 9, disminuye al intentar ahorrar combustible reduciendo el indicador CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE, a través de la recuperación del calor de los gases de escape de las turbinas de gas.

Por el otro lado, también se comprueba que la propuesta del cambio de combustible para las turbinas de gas se presenta con buena viabilidad económica, pues la variable dependiente: MEJORA DE LA RENTABILIDAD DE OPERACIÓN es mayor al intentar reducir el COSTO DE COMBUSTIBLE a través de la reducción del PRECIO, para este propósito el estudio contempla la conversión de los quemadores de Biodiesel BD5 a gas licuado de Petróleo (GLP).

Palabras Clave: Ciclo combinado, turbobomba, modernización, acoplamiento, HRSG, TIR incremental, acoplamiento termodinámico, kerosene, Gas Licuado de Petróleo.

ABSTRACT

This work aims to propose an improvement in the profitability of the operation of the pipeline Norperuano, focusing on reducing the cost of fuel for the operation of gas turbines that drive the pumps for the transport of crude from the northern jungle of Peru to the port of Bayovar in Piura region.

The investigation is delimited at the Pump Station 9, as is the largest installed power and consequently consumes more fossil fuel to develop the power needed for pumping crude oil, as in the discharge pressure must be sufficient to overcome the Andes Mountains and overcome the hydraulic losses in the last 200 km of the pipeline, but the proposed methodology can be applied to the entire pipeline system considering the own environment each pump station.

It is found that the proposal to change the technology of prime movers from using gas turbines to implementing the Combined Cycle is not economically attractive alternative, it means, the dependent variable: IMPROVING THE PROFITABILITY OF THE OPERATION of the Pump Station 9 worse when trying to save fuel by reducing the SPECIFIC FUEL CONSUMPTION indicator, through recovery heat from exhaust gases from gas turbines.

And on the other hand, it also notes that the proposed change of fuel for gas turbines is presented in good economic viability, as the dependent variable: IMPROVING THE PROFITABILITY OF THE OPERATION is better when try to reduce fuel costs through PRICE reduction, for this purpose the study provides for the conversion of BD5 Biodiesel burners to liquefied petroleum gas (LPG).

Key words: Combined Cycle, turbo-pump, retrofit, coupling, HRSG, Incremental IRR, Thermodynamic coupling, kerosene, Liquid Petroleum Gas.

LISTA DE SÍMBOLOS

P	:	Presión
T	:	Temperatura absoluta
h	:	Entalpía por unidad de masa
Pr	:	Presión relativa
\dot{m}	:	Flujo másico
N	:	Velocidad angular
r_c	:	Relación de compresión
W	:	Trabajo específico
η	:	Eficiencia
ρ	:	Densidad de masa
\dot{V}	:	Flujo volumétrico
q	:	Calor por unidad de masa
Q	:	Energía en forma de calor
H	:	Entalpía
δ	:	Factor de derrateo de la potencia por efecto de la altitud
γ	:	Peso específico
barg	:	Presión manométrica expresado en <i>bar</i>
psig	:	Presión manométrica expresada en <i>psi</i>
F	:	Unidad de temperatura expresada en Fahrenheit
mA	:	Miliamperio
s	:	Entropía
ASME	:	Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos
BHP	:	Potencia al freno expresado en HP (Horse Power) equivalente a 0,746 kW
CC	:	Ciclo combinado
Diesel B5	:	Combustible D2 con 5% de biodiesel
E9	:	Estación 9

GLP: Gas licuado de petróleo

GNV: Gas natural vehicular

GNC: Gas natural comprimido

GNL: Gas natural liquefactado

HRSG: Caldera Recuperadora de calor (Heat recovery steam generator)

ISO: Organización internacional de normalización

LCD: Pantalla de cristal líquido

MSD: Voluta dual de múltiples etapas (Multistage dual volute)

ONP: Oleoducto norperuano

PLC: Controlador lógico programable

Retrofit: Técnica de actualización de equipos basada en la actualización de componentes.

TG: Turbina de gas

SCADA: Control y adquisición de datos de control

TV: Turbina de Vapor

TIR: Tasa interna de retorno

Turbobomba: Bomba hidráulica accionada por una turbina de gas

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1.- Presión atmosférica en función de la altitud

Tabla 2.2.- Propiedades del aire a la entrada del compresor.

Tabla 2.3.- Interpolación de propiedades termodinámicas a la salida del compresor.

Tabla 2.4.- Especificaciones técnicas de la turbina a vapor que integrará el ciclo combinado

Tabla 3.1.- Emisión de contaminantes de combustibles (en términos del consumo energético)

Tabla 3.2.- Poder calorífico alto de los combustibles alternativos

Tabla 3.3.- Cálculo del volumen de almacenamiento de tanques esféricos de GLP

Tabla 3.4.- Componentes de la válvula actualizada para el control del GLP

Tabla 4.1.- Componentes de la inversión en la Alternativa 1

Tabla 4.2.- Horas de operación y consumo de combustible líquido registrados el año 2006 en la Estación 9

Tabla 4.3.- Inversión en mantenimiento de las turbo bombas registrado el año 2006

Tabla 4.4.- Flujo de caja económico para la Alternativa 1.- Implementación del ciclo combinado

Tabla 4.5.- Componentes de la inversión de la Alternativa 2.

Tabla 4.6.- Comparación de los costos de operación entre combustible líquido y GLP

Tabla 4.7.- Flujo de caja para la Alternativa 2.- Implementación del Cambio de Combustible a GLP.

ÍNDICE DE FIGURAS

- Figura 2.1:** Primera Turbina de Gas instalada para operación comercial en los EE.UU.
- Figura 2.2:** Evolución de la temperatura de entrada a la turbina (T_3) por desarrollo tecnológico.
- Figura 2.3:** Evolución del desarrollo de la potencia útil de las turbinas de gas.
- Figura 2.4:** Ciclo Termodinámico Brayton básico con expansión y compresión no isentrópicos
- Figura 2.5:** Mapa de operación de un compresor axial
- Figura 2.6:** Corte de la bomba hidráulica centrífuga movida por la turbina de gas, que será la misma que debe mover la turbina de vapor.
- Figura 2.7:** Diagrama de Consumo específico de combustible líquido en función de la potencia desarrollada para diferentes temperaturas ambiente y a nivel del mar
- Figura 2.8:** Curvas de producción de vapor del HRSG en modo unfired, sin combustión suplementaria
- Figura 2.9:** Curvas de producción de vapor del HRSG en modo Fired, con combustión suplementaria
- Figura 2.10:** Sección de la turbina de vapor
- Figura 2.11:** Diagrama de Mollier
- Figura 2.12:** Potencia de pérdidas
- Figura 2.13:** Consumo básico de vapor
- Figura 2.14:** Esquema del ciclo combinado propuesto
- Figura 4.1:** Diagrama de Flujo de Caja Alternativa 1
- Figura 4.2:** Diagrama de Flujo de Caja Alternativa 2
- Figura 5.1:** Esquema de Contrastación de la Hipótesis H1

INTRODUCCIÓN

La presente tesis ha sido desarrollada con la intención de dar un aporte a la ingeniería peruana como una guía para la optimización de la operación de instalaciones industriales donde se usen turbinas de gas, sobre la base del logro del acoplamiento de los procesos termodinámicos que componen su ciclo Brayton, el que intrínsecamente nos puede revelar la eficiencia térmica del compresor axial como de la turbina de ésta máquina térmica. Por otro lado, los resultados de la investigación podrán servir como base para un futuro estudio de factibilidad.

La tesis se ha estructurado en cinco (5) capítulos. El capítulo I “Aspectos Genéricos de la Investigación” expone, entre otros: los antecedentes, el planteamiento de la realidad del Oleoducto Norperuano, la formulación del problema, el objetivo general, la hipótesis, las variables dependientes, independientes y sus indicadores. El capítulo concluye con la descripción de la METODOLOGÍA adoptada y la justificación del tema analizado.

Dado que la planta está compuesta por turbinas de gas como el equipamiento principal, el capítulo II expone el marco teórico resaltando un recuento histórico del rápido desarrollo de estos motores logrados a través del siglo XX y lo que va del XXI, enseguida exponemos también el desarrollo del ciclo combinado, el cual se sostiene sobre la base de la evolución de las turbinas de gas, ya que las turbinas de vapor son una tecnología prácticamente madura desde finales del siglo XIX, es decir sus mejoras no han sido tan espectaculares en las últimas décadas como en las turbinas de gas. Luego mostramos un procedimiento iterativo para poder armar el ciclo termodinámico de una turbina de gas sobre la base de la información que pone a disposición el fabricante; ello nos permite determinar presiones y temperaturas en estado de operación estable de la máquina. Terminamos éste capítulo con el diseño del ciclo combinado y dimensionamiento de sus componentes.

En el capítulo III se desarrolla la segunda alternativa de mejora de la planta propuesta en este trabajo, es el cambio de combustible de Diesel B5 por otro de menor precio; dimensionamos la infraestructura asociada al manejo de combustible, así mismo, se tiene en cuenta la modernización de los quemadores de combustible para operar de forma eficiente y segura con GLP.

El capítulo IV aborda la inversión que requiere cada una de las propuestas técnicas así como el ahorro en la operación que representan anualmente. Con los Flujos

de Caja de las dos alternativas aplicamos el análisis económico para determinar la alternativa más viable.

En el capítulo V se presenta la aplicación de la Metodología de la Investigación siguiendo en forma estricta el proceso de contrastación de la hipótesis, aquí podemos experimentar que no necesariamente la hipótesis general o de partida va a salir airosa de la contrastación.

Finalmente, se exponen las conclusiones a las cuales la investigación realizada ha permitido llegar y las recomendaciones que se consideran oportunas, para seguir con la investigación en un nivel más profundo y enfocado en la alternativa más viable.

CAPÍTULO I

ASPECTOS GENÉRICOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.1 PLANTEAMIENTO DE LA REALIDAD PROBLEMÁTICA

El Oleoducto Norperuano¹ es una infraestructura construida entre los años 1972 y 1974, su recorrido dentro del territorio nacional está ilustrado en la figura 1.1; tiene una longitud de 854 kilómetros.

A lo largo del oleoducto existen estaciones de bombeo equipadas con bombas de crudo, siendo mayormente bombas centrífugas accionadas por turbinas de gas (turbobombas). El oleoducto tiene instaladas 22 bombas principales para impulsar el petróleo, 17 de las cuales son turbobombas accionadas por turbinas de gas Ruston TB 4000 de 3800 HP y las 5 restantes, accionadas por motores diesel Caterpillar.

En la Estación 5 hay tres turbobombas; en las Estaciones 6, 7, 8 y Andoas existen dos turbobombas, mientras que la Estación Morona cuenta con 2 motobombas Caterpillar-IMO 8L.

La Estación 9 cuenta con cinco turbobombas para impulsar al petróleo hasta los 2.390 metros sobre el nivel del mar, altura del Paso de Porculla, en la Cordillera de los Andes.

Según reportes de operación anuales de Petroperú, el 30% de los costos corresponden solo a combustible, por ello se hace necesario la formulación de un proyecto que contemple la reducción de los costos; esta problemática, tiene dos componentes: 1) el reducido rendimiento energético de las turbinas de gas RUSTON TB 4000 relativamente antiguas; y 2) el alto costo de los 1,8 millones de galones de combustible BD 5 al año, además de los costos de mantenimiento de las turbinas de gas.

¹Basado en la página web de Petroperú S.A. www.petroperu.com.pe/portalweb



Figura 1.1.-Mapa del Oleoducto Norperuano(Fuente: Petroperú S.A.)

1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

El problema principal se plantea de la siguiente manera:

¿Cómo influirá la reducción del costo del combustible en la mejora de la rentabilidad de operación de la estación 9 del Oleoducto Norperuano?

1.2.1 PROBLEMAS ESPECÍFICOS

Problema específico 1. ¿De qué manera el cambio de tecnología mejora la rentabilidad de operación de la estación 9 del Oleoducto Norperuano?

Problema específico 2. ¿De qué manera el cambio de combustible tiene influencia en la rentabilidad de operación de la estación 9 del Oleoducto Norperuano?

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GENERAL

Evaluar la influencia de la reducción del costo de combustible en la operación de la Estación 9 del Oleoducto Norperuano.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Objetivo específico 1. Evaluar la mejora de la rentabilidad mediante el cambio de tecnología en la operación de la Estación 9 del Oleoducto Norperuano.

Objetivo específico 2. Evaluar las características de funcionamiento de la Estación 9 del Oleoducto Norperuano mediante el cambio de combustible.

1.4 FORMULACIÓN DE LA HIPÓTESIS

1.4.1 HIPÓTESIS GENERAL

La rentabilidad de operación de la Estación 9 del Oleoducto Norperuano será mayor si se realiza la reducción del costo de combustible.

1.4.2 HIPÓTESIS ESPECÍFICAS O DERIVADAS

Hipótesis 1. Si se cambia la tecnología de operación de la Estación 9 del Oleoducto Norperuano mejorará la rentabilidad.

Hipótesis 2. Si se cambia el combustible en la operación de la Estación 9 del Oleoducto Norperuano mejorará la rentabilidad.

1.5 VARIABLES E INDICADORES DE LA INVESTIGACIÓN

VARIABLE INDEPENDIENTE (X)

X = Reducción del Costo del Combustible

Indicadores:

- Magnitud del consumo específico de combustible
- Precio del combustible
- Costo del transporte

VARIABLE DEPENDIENTE (Y)

Y = Mejora de la Rentabilidad de la Operación

Indicadores:

- Valor actual neto del flujo de caja
- Tasa interna de retorno

1.6 METODOLOGÍA

1.6.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN

De acuerdo a la tipificación realizada por el Dr. Elías Mejía², este trabajo de investigación está catalogado en función a:

- | | |
|---|---|
| • El tipo de Conocimientos | : Científica, |
| • La Naturaleza del Objeto del Estudio | : Factual o Empírica, |
| • El Tipo de Pregunta del Problema | : Investigación
Práctica o Aplicada. |
| • El Método Contrastación de la Hipótesis | : Causa Efecto, |
| • El Método Estudio de las Variables | : Investig. Cuantitativa, |
| • El Número de variables | : Bivariada, |

² MEJÍA MEJÍA, Elías: Metodología de la Investigación Científica. Lima, Centro de Producción Editorial e Imprenta de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos., 2005.pp. 27-41

- Al Ambiente en que se Realiza : **Gabinete,**
- El Tipo de Datos que Produce : **Secundaria,**
- Al Enfoque Utilitario y Predominante : **Pragmático,**
- La Profundidad con que se trate el Tema : **Previo, y**
- El Tiempo de Aplicación de la Variable : **Sincrónica.**

1.6.2 NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN

El presente trabajo al ser un tipo de investigación práctica plantea la modificación o la transformación de una realidad, que es mejorar la rentabilidad de la operación de una planta industrial; por lo tanto no podemos adjudicarle un nivel de investigación como se hacen con las investigaciones teóricas, ya sea como Descriptiva, Explicativa, Predictiva o Retrodictiva, las cuales corresponden a los cuatro momentos de la teoría³.

1.7 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DE LA INVESTIGACIÓN

1.7.1 JUSTIFICACIÓN

El presente trabajo de investigación se justifica por la razón de que los costos por combustible son del orden del 30% de los costos totales de operación del ONP, lo cual es muy elevado frente a otras instalaciones similares. Solamente en la Estación 9 del ONP el consumo de combustible Diesel B5 es del orden de 770 gal/h en las tres turbobombas que operan en paralelo. El porqué de su realización se debe a que estamos obligados, como ingenieros, a buscar la mejor alternativa de reducción de costos en cualquier operación industrial con la que tengamos contacto por el bien de la economía del país.

1.7.2 IMPORTANCIA

El estudio servirá para encontrar aspectos y oportunidades de mejora en la operación de la Estación 9 del ONP que opera la empresa estatal Petroperú S.A.

³MEJÍA MEJÍA, Elías: Metodología de la Investigación Científica. Lima, Centro de Producción Editorial e Imprenta de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos., 2005.pp. 29

1.7.3 LIMITACIONES

Limitación temporal.- Este estudio ha tomado 18 meses para elaborarlo, sin considerar las interrupciones que se dieron por diferentes causas:

- Levantamiento de información de campo: 15 días
- Cálculos y preparación del borrador: 6 meses
- Levantamiento de observaciones: 6 meses
- Trámites para inscripción y cumplimiento de requisitos: 5 meses
- Impresiones y preparación de volúmenes: 15 días

Por otro lado, el presente trabajo de investigación es de actualidad y se proyecta como un aporte a la construcción de modelos del ciclo termodinámico Brayton asistido por computadora.

Limitación espacial

La investigación se está realizando sobre la base de visitas de campo efectuadas a la planta de bombeo de la Estación 9 del ONP administrado por Petroperú S.A. Y para el levantamiento de información de los parámetros de operación se ha usado la misma instrumentación SCADA implementada a las turbinas de gas Ruston TB 4000.

Limitación de recursos

En cuanto a la disponibilidad de equipos e instrumentación es importante mencionar que no ha sido posible contar con todo lo idealmente necesario para corroborar los resultados de gabinete; hemos empleado el equipamiento disponible en las instalaciones. En el momento del levantamiento de la información hubiese sido deseable medir el flujo de gases de escape, viscosidad del crudo, presión y temperatura en la descarga del compresor.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN

2.1 LA TURBINA DE GAS

El inicio de la historia de las turbinas de gas (TG) remonta a 1791 cuando Jhon Barber obtiene la primera patente de una turbina de gas, la cual sirvió para los posteriores avances aunque nunca fue construida.

Solo en 1900 recién pudo funcionar la primera turbina de gas, diseñada y construida por Stolze en Francia, sin embargo el rendimiento logrado fue muy escaso.

La Brown Boveri ostenta el privilegio de ser la primera organización en construir turbinas de gas para generación de energía y fuerza motriz desde 1932. Mientras que los gobiernos de Gran Bretaña y Alemania decidieron apoyar las iniciativas de la aplicación de las turbinas de gas en la aeronáutica, a partir de 1941 se iniciaron las pruebas para desarrollar un motor aeronáutico llamado W1 bajo el convenio del Air Ministry y la Power Jets Ltd. en Gran Bretaña.

Por su parte, Alemania el 27 de agosto de 1939 llevó a cabo el primer vuelo con turborreactor.

En EE.UU., a fines de los 30, no se daba mucha importancia a la turbina de gas debido a su reducida eficacia, mayor atención se dio a los turbocompresores en la operación de motores recíprocos, sin embargo, Allis Chalmers inició la producción de turbinas de gas bajo licencia de Brown Boveri.

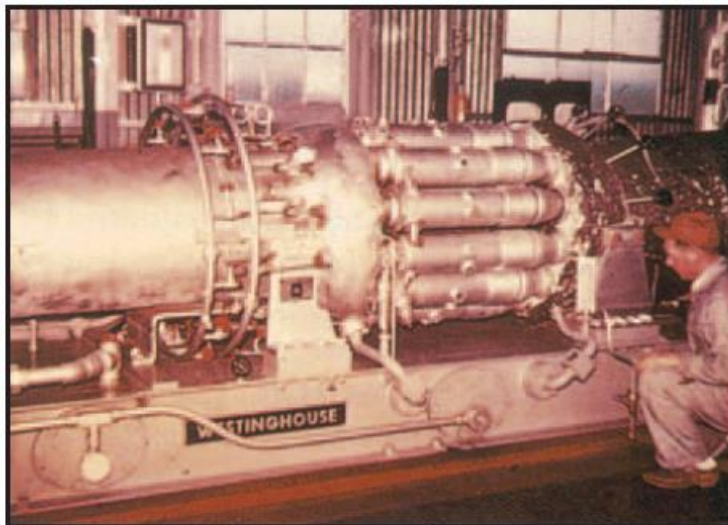


Figura2.1: Primera Turbina de Gas instalada para operación comercial en los EE.UU. (Tomado de ASME Power Division Special Section, Oct. 2002)

Las aplicaciones de la turbina de gas en el transporte de hidrocarburos se remonta a mayo de 1949 en la tubería de 22 pulgadas de la Mississippi Fuel Corp. en Wilmar Arkansas. Westinghouse puso en operación su primera TG llamada W21 de 1340 kW, ver figura 1; ese mismo año General Electric instaló su primera TG para generación eléctrica la cual a la vez calentaba el agua para alimentación de la caldera de una turbina de vapor con el calor sensible de los gases de escape.

La primera turbina de gas estacionaria como unidad generadora de energía eléctrica en servicio en EE.UU. el 29 de julio de 1949; ese mismo año en el Perú la Brown Boveri instaló una unidad de 10 000 kW en la planta eléctrica de Santa Rosa de nuestra capital.

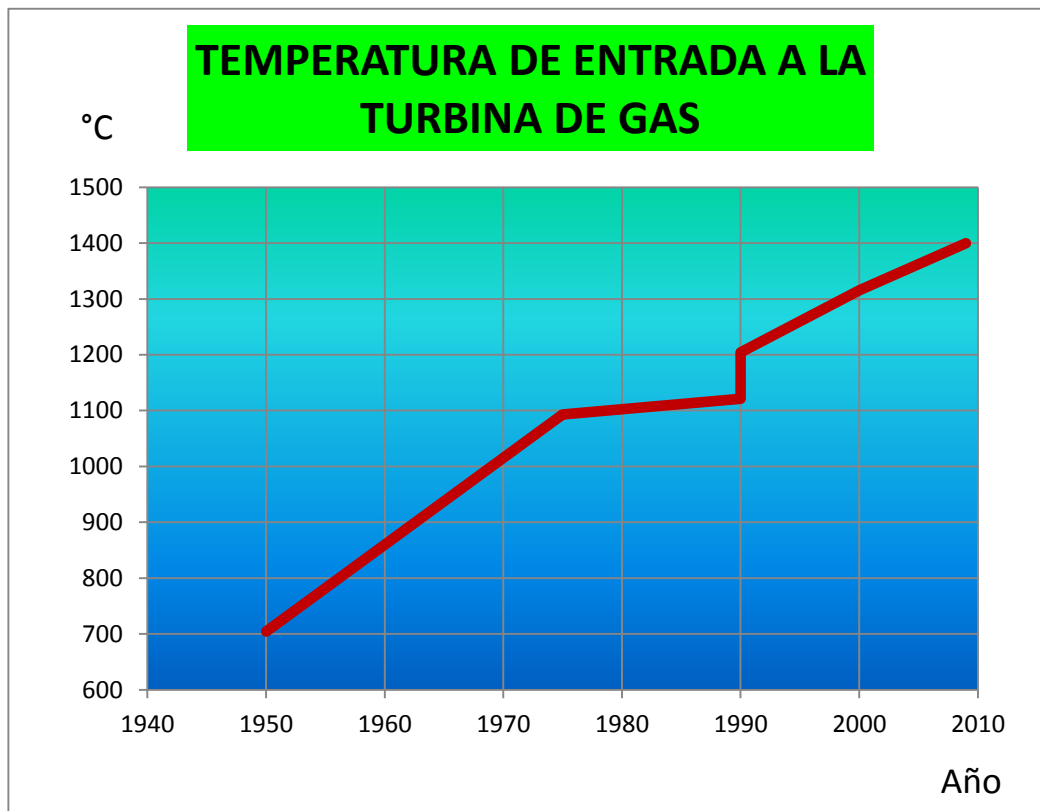


Figura 2.2: Fuente ASME Power Division Special Section, Oct. 2002[12]

2.2 EL CICLO COMBINADO

Las primeras plantas de ciclo combinado con Recuperador de calor para la producción de vapor, Heat Recovery Steam Generator (HRSG), entraron a operar a inicios de los 60's.

Ya al inicio del uso de las TG, se dieron cuenta que es posible aprovechar el calor de los gases de escape para obtener agua caliente o vapor ya sea para un ciclo combinado o para cogeneración.

El desarrollo de las plantas de ciclo combinado fue influenciado mayormente por el avance tecnológico de las TG, al principio las turbinas de gas eran relativamente pequeñas y se empleaban para la construcción de plantas de generación eléctrica en las que los gases de escape eran aprovechados para calentar el agua de alimentación de las turbinas de vapor o usados directamente como aire precalentado para la combustión en sus calderas. A fines de los 60's las TG aumentaron lo suficiente de tamaño para iniciar la construcción de plantas de generación eléctrica de ciclo combinado con HRSG's que producían la mayor parte del vapor para un ciclo de turbina de vapor bottoming

El desarrollo evolutivo de las TG está definido por el incremento de la capacidad de las temperaturas de ingreso a la turbina de operación y de sus potencias de salida. Ver figura 2 y figura 3 respectivamente.

En los 50's las temperaturas de entrada se incrementaron desde 700 °C hasta los 820 °C a lo largo de la década y llegando a alcanzar los 1100 °C alrededor de 1975. Desde allí el incremento continuó lentamente hasta los años 90's cuando llegaron las primeras TG avanzadas que dieron un salto de la temperatura de entrada desde 1260 °C a 1320 °C al finalizar el siglo XX [12]. Estos avances fueron posibles gracias a los adelantos logrados en los motores aeronáuticos aplicados en los diseños de las TG, tales como: los álabes solidificados direccionalmente⁴ e incluso los de cristal único, recubrimientos mejorados y capa de refrigeración avanzada para los álabes [12].

El diagrama de la figura 3 muestra la evolución de las potencias de las turbinas para generación a 60 Hz a través de los años. A inicios de los 50's las potencias de los equipos eran relativamente bajas, menores a un centésimo de los logrados para las turbinas

⁴Para minimizar los efectos dañinos de la contracción es conveniente que las regiones de la fundición más distantes de la fuente de metal líquido se solidifiquen primero y que la solidificación progrese desde estas regiones hacia la mazarota. En esta forma, el metal fundido continuará disponible en las mazarotas para prevenir los vacíos de contracción durante la solidificación. Se usa el término Solidificación Direccional para describir este aspecto de solidificación y sus métodos de control [13].

de vapor, que lograron potencias de hasta 500 MW. Sin embargo, el desarrollo a las grandes unidades fue rápido y al principio de los 60's ya se disponían de unidades de 20 MW y a mediados de los 80's la turbina de gas de mayor potencia ya era de 100 MW. Un pequeño salto en la tendencia se registró en los 90's, ya se fabricaban TG de 200 MW eléctricos.

Las tendencias de los dos parámetros de diseño:

- Temperatura de entrada a la turbina (T_3), y
- Temperatura de gases de escape (T_5)

Fueron los principales factores influyentes para la aplicación potencial y la economía de los conceptos de las plantas de ciclo combinado.

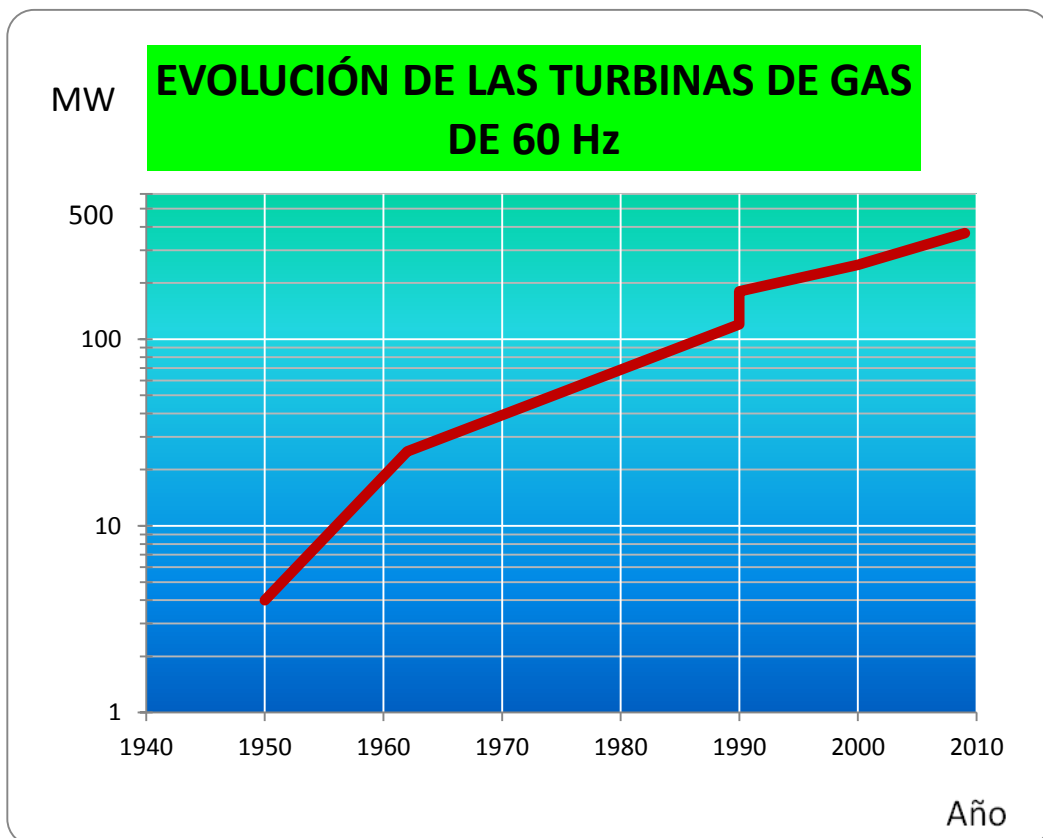


Figura 2.3: Fuente, ASME Power Division Special Section, Oct. 2002[12]

2.3 Análisis y Comprobación del ciclo termodinámico Brayton de la turbina de gas RUSTON TB 4000

Es importante determinar la magnitud del flujo de masa de gases de combustión a la salida de las turbinas de gas para calcular el equipamiento que sirva para la recuperación del calor descargado actualmente a la atmósfera; este parámetro es difícil de medir pero lo calcularemos acoplando los diferentes parámetros que disponemos de la

instrumentación, las condiciones ambientales del sitio y los datos técnicos nominales proporcionados por el fabricante RUSTON GAS TURBINES LIMITED, todos basados sobre el ciclo termodinámico Brayton. Tenemos como referencia:

- la temperatura de salida de los gases de escape,
- el consumo de combustible,
- relación de compresión del compresor,
- los gráficos de consumo específico de combustible en función de la carga mecánica de la turbina de gas, y
- los gráficos de influencia de la altitud en el rendimiento térmico.

Se desarrollarán cálculos iterativos para armar el ciclo termodinámico de operación, para lo cual empezaremos por asumir diferentes datos con magnitudes razonables basados en la bibliografía, tales como las eficiencias del compresor y turbinas, de tal manera que se encuentre la convergencia alcanzando el acoplamiento de los componentes de la turbina de gas, que no es más que encontrar la reciprocidad de los parámetros de operación de los diferentes estados a través de las fórmulas de análisis termodinámico de las turbinas de gas.

A estas alturas, hay que admitir que es muy laboriosa esta tarea, porque las variables conocidas de las fórmulas, relativamente complejas, es necesario obtenerlas de las tablas de gases, más aún, cada parámetro tiene que ser cuidadosamente calculado con interpolaciones lineales con el fin de obtener la precisión que amerita el análisis.

Cuando se inició el trabajo de gabinete el avance para acoplar los diferentes estados había sido muy lento debido y al terminar de completar el ciclo de la turbina de gas éste no cerraba congruentemente, entonces se hacía necesario iniciar nuevamente los cálculos corrigiendo valores inicialmente asumidos; esta tarea de cálculos manuales se había convertido en iteraciones engorrosas ante lo cual se decidió usar la herramienta computacional Mathcad 14, con muy buenos resultados.

Para ir construyendo el acoplamiento, se inició con desarrollar el acoplamiento a condiciones estándar (Nivel del mar, $P_0 = 101,35$ kPa y 15.6 °C), ver anexo B, usando los datos garantizados del fabricante; la obtención de los estados principales del ciclo Brayton de la turbina a esas condiciones dio el punto de partida para iniciar las iteraciones bajo las condiciones reales de operación de la turbina de gas, altitud $1\ 162$ m (3812 pies) y temperatura de admisión 30 °C considerando la máxima potencia útil, ver anexo A.

Con el acoplamiento obtenido a condiciones de la operación y a máxima potencia se continuará el desarrollo del acoplamiento a carga parcial, tal como operan las turbinas de gas de acuerdo a la demanda normal de bombeo del crudo. Enseguida está descrito el proceso de cálculo:

2.3.1 Proceso de Compresión

CONDICIONES DE ENTRADA AL COMPRESOR (Estado 1)

Presión:

Las instalaciones materia de este estudio se encuentran a una altitud de 1 162 m (3 812 pies), ello influye directamente en la magnitud de la presión P_I de ingreso de aire del compresor, la variación de la presión atmosférica con la altitud la mostramos en la Tabla 2.1.

Interpolando entre 1 000 y 1 500 obtenemos:

→ Presión atmosférica a 1 162 m = 88,15 kPa

Entonces la presión de aspiración del aire fresco a la entrada de las turbinas a gas, antes de los filtros de aire es:

$$P_0 = 88,15 \text{ kPa}$$

Por consiguiente la presión P_1 , a la entrada del compresor, tal como lo especifica el fabricante, se calculará con una caída de presión en la admisión a través de los filtros equivalente a 5 cm (2 pulg) de columna de agua, es decir:

$$P_1 = 87,65 \text{ kPa}$$

Temperatura:

La temperatura ambiente en el entorno de las turbobombas registrada en la visita de campo fue de:

$$T_0 = 30^\circ\text{C} \approx 303 \text{ K} \quad (30 \text{ diciembre } 2007 \text{ de } 11 \text{ a } 15 \text{ horas})$$

Consideraremos que no hay variación sensible de la temperatura del aire fresco a la entrada del compresor

$$T_1 = 303 \text{ K}$$

Tomando los valores entre 300 y 310 K para 303 K en las Tablas de Propiedades del Aire Seco a 1 atm [1] (Sistema Internacional), tal como se muestra en la Tabla 2.2.

TABLA 2.1.- Presión atmosférica en función de la altitud⁵

<i>Altitud en metros</i>	<i>Presión en kPa</i>
0	101,325
500	95,461
1000	89,875
1500	84,556
2000	79,495
3000	74,683
3500	70,109

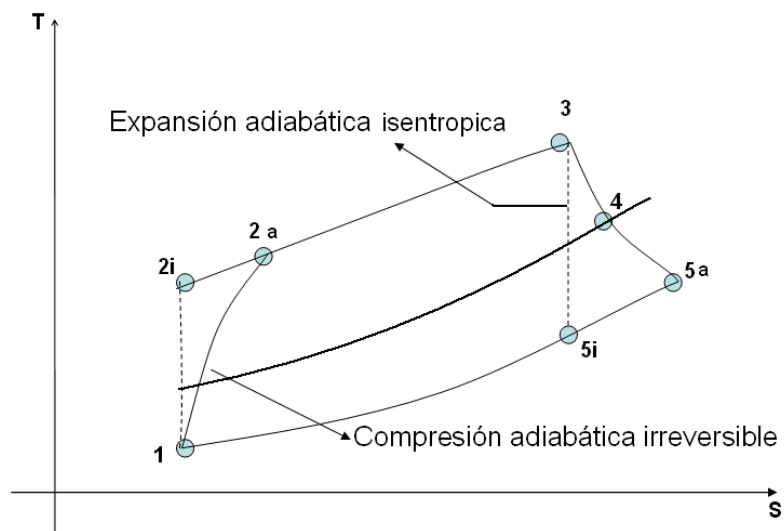


Figura 2.4.- Ciclo termodinámico Brayton básico con expansión y compresión no isentrópicos

⁵ Tomado de Bathie, William W., Fundamentals of Gas Turbines, 1996, by John Wiley & Sons, Inc.

Tabla 2.2.- Propiedades del aire a la entrada del compresor. Valores interpolados linealmente para 303 K.

Temperatura (K)	Entalpía h° (kJ/kmol)	Presión Relativa Pr ()
300	-64,2	1,3894
303	23,13	1,44013
310	226,9	1,5585

Interpolando a 303 K obtenemos, $P_{r1} = 1,44013$ (adimensional) y $h_1 = 23,13$ kJ/kmol

CONDICIONES A LA SALIDA DEL COMPRESOR P_2

Presión P_2

De acuerdo a las características técnicas de la turbina TB 4000 a velocidad nominal 10 600 rpm del compresor, la relación de compresión es 5,8 (Ver Tabla B.1 del Anexo B, Fuente: RUSTON GAS TURBINES LIMITED [15]), como la velocidad de operación es diferente, la relación de compresión debe disminuir conforme al Mapa de Funcionamiento del Compresor de la Turbina TB 4000, sin embargo, al no contar con este diagrama estimaremos uno sobre la base del mapa hipotético en la Fig. 2.2, el cual comparado con otros Mapas de otros compresores axiales presenta mucha similitud. Para encontrar la relación de compresión primero debemos determinar el Gasto másico corregido, expresado como [1]:

$$\dot{m} \sqrt{\frac{T_1}{T_E}} / \frac{P_1}{P_E} \quad (2.1)$$

Los subíndices 1 y E corresponden a los estados real y estándar respectivamente ($T_E = 15,6$ °C y $P_E = 101,32$ kPa), del aire fresco a la entrada del compresor. También debemos determinar la velocidad corregida, expresada como [1]:

$$N / \sqrt{\frac{T_1}{T_E}} \quad (2.2)$$

Siendo N la velocidad de operación del compresor;

Entonces para las condiciones de operación tenemos el gasto másico corregido y la velocidad corregida respectivamente:

$$17,07 \text{ kg/s y } 9460 \text{ rpm}$$

Lo cual significa una variación de $-7,1\%$ en el primer caso y de -11% en el segundo. Estas dos variaciones, analizando los Mapas, nos indican que necesariamente la relación de compresión debe disminuir con el aumento de temperatura ambiente, sin embargo, al no tener el Mapa del compresor RUSTON no podemos usar los mapas de los compresores semejantes para establecer la tendencia de la variación de la relación P_2/P_1 .

Por ello, asumir la disminución proporcional de la relación de compresión respecto a la disminución de la Velocidad Corregida de operación es muy razonable considerando también que el cambio de altitud de operación la eficiencia del compresor se debe mantener en la misma línea del Mapa, entonces:

$$\frac{r_c \text{ no min al}}{r_c \text{ real}} = \frac{N \text{ no min al}}{N \text{ real Corregida}} \quad (2.3)$$
$$\frac{5,8}{r_c \text{ real}} = \frac{10600}{9460} \Rightarrow r_c \text{ real} = 5,18$$

Por lo tanto, la presión calculada a la salida del compresor será tal como en el Anexo A:

$$P_2 = 5,18 P_1 = 454,03 \text{ kPa}$$

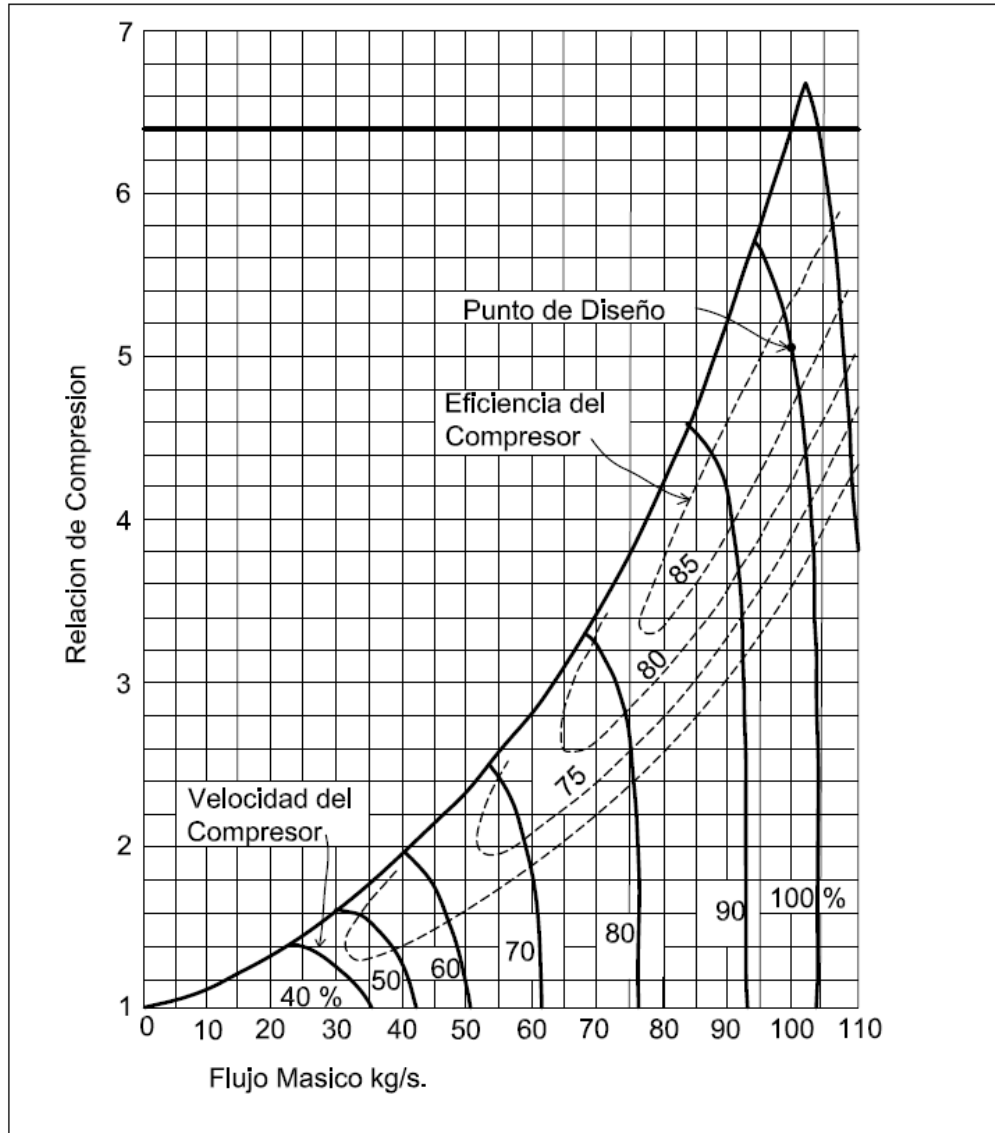


Figura 2.5. Mapa de operación de un compresor axial, Fuente: Turboblenders [14]

Aplicando la técnica de la presión relativa en procesos isentrópicos:

$$P_{r2} = r_c P_{r1} = 7,455 \quad (2.4)$$

Aplicando el método de ciclo básico con fricción⁶, la temperatura ideal a la salida del compresor, con un proceso isentrópico será:

$$T_{2i} = 483,03K,$$

Y su entalpía de acuerdo a tablas será:

⁶Referencia: Bathie, William W., Fundamentals of Gas Turbines, 1996, by John Wiley & Sons, Inc.

$$h_{2i} = 5\,308,8 \text{ kJ/kmol}$$

Hallando la Temperatura Real a la salida del compresor (T_{2a}):

Tomamos el valor de la eficiencia obtenida de la simulación a máxima carga a condiciones ambientales de la E9 debido a que las condiciones de operación del compresor a carga parcial como a 100% de carga son similares a las del Anexo A. Donde el valor convergió en $\eta_{\text{comp}} = 81\%$.

- Trabajo del compresor ideal $w_{ci} = h_{2i} - h_1$ (2.5)

$$w_{ci} = 5\,285,68 \text{ kJ/kmol}$$

- Trabajo del compresor real w_{ca}

$$w_{ca} = \frac{w_{ci}}{\eta_c} = 6525,53 \text{ kJ/kmol} \quad (2.6)$$

- Entalpía real $h_{2a} = h_1 + w_{ca}$ (2.7)

$$h_{2a} = 6\,548,63 \text{ kJ/kmol.}$$

La temperatura real T_{2a}:

Interpolando de tablas

Tabla 2.3.- Interpolación de propiedades termodinámicas a la salida del compresor.

Temperatura (K)	h° (kJ/kmol)
520	6 411,8
524,56	6 548,63
530	6 711,5

Finalmente al $T_{2a} = 524,56 \text{ K}$

2.3.2 Proceso de Combustión o Ingreso de Calor

CÁLCULO DE INGRESO DE ENERGÍA DEL COMBUSTIBLE, para conocer esta magnitud es imprescindible saber el flujo másico del combustible y como en las instalaciones solo contamos con un medidor de flujo de desplazamiento positivo, para el efecto debemos conocer también la densidad ρ del fluido. Las propiedades del combustible que nos alcanzan las refinerías están referidas a condiciones estándar (15,6 °C ó 60 °F) y respecto a la densidad solo nos alcanzan la gravedad API, G_{API} , por ello debemos conocer la relación entre ellas [2]:

$$\rho = \rho_w G \quad (2.8)$$

Donde ρ_w la densidad del agua y G la gravedad específica del combustible a la temperatura de 15,6 °C. Por norma se sabe que [2]:

$$G = \frac{141,5}{G_{API} + 131,5} \quad (2.9)$$

El combustible Kerosene, ver Tabla 2.6, tiene una Gravedad API de 41, entonces aplicando (2.8) y (2.9) con la densidad del agua a 15,6 °C o 60 °F [10] $\rho_w = 999,012 \text{ kg/m}^3$

$$G \text{ a } 60^\circ \text{ F} = \frac{141,5}{41 + 131,5} = 0,8203$$

Esto corresponde a una densidad real $\rho = 819,479 \text{ kg/m}^3$

De acuerdo al artículo *Efectos de la temperatura sobre la densidad* [10], con los datos obtenidos hemos establecido la relación (2.10) para el comportamiento del Kerosene:

$$\rho(T) = 829,01 - 0,6792453596 T, \quad (2.10)$$

T en °C, relación válida para temperaturas entre 15,6 °C y 100 °C.

Como la temperatura de suministro del combustible en el punto de medición del medidor de flujo volumétrico era de 30 °C en el momento de las mediciones de campo, aplicando la relación anterior tenemos que la densidad del kerosene es:

$$\rho(30^\circ\text{C}) = 808,63 \text{ kg/m}^3$$

Como el gasto volumétrico promedio de alimentación de kerosene a la turbina de gas registrado en campo y a 30 °C fue de:

$$\dot{V} = 256,5 \text{ gal/h} = 2,6971 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s};$$

Aplicando la relación entre la masa y el volumen obtenemos el gasto másico:

$$\dot{m}_{comb} = \rho \dot{V} = 0,2181 \text{ kg/s}$$

Expresando en unidades inglesas:

$$\dot{m}_{comb} = 0,48082 \frac{\text{lb}}{\text{s}} = 1731 \text{ lb/h}$$

PODER CALORÍFICO DEL KEROSENE (PC)

El poder calorífico alto (PCS) del combustible usado en el momento del levantamiento de información de campo en la estación 9 fue de 142,53 MJ/Gal (135 090 Btu/Gal), ver Tabla 2.6, pero tenemos que usar el Poder Calorífico Inferior (PCI) para calcular el calor entregado en la combustión, que en la práctica ésta es del orden del 90% del PCS, lo cual resulta:

$$\text{PCI} = 41\,350 \text{ kJ/kg}$$

CALOR DE ENTRADA A LA TURBINA DE GAS (\dot{Q}_{ent})

La energía total de ingreso a la turbina de gas está basada en la energía contenida en el combustible capaz de transformarse en calor dentro de la cámara de combustión, ello está determinado por la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{ent} = \text{PCI}(\dot{m}_{comb}) \quad (2.11)$$

Reemplazando los valores anteriormente obtenidos resulta en un flujo de calor de entrada:

$$\dot{Q}_{ent} = 9\,001 \text{ kJ/s.}$$

El calor efectivamente transferido al aire en la cámara de combustión lo indicamos mediante la eficiencia del combustor:

$$\eta_{combustor} = 95 \%,$$

Eso quiere decir que consideramos que un 5% del calor se pierde por los efectos de la radiación, convección y combustión incompleta. Por lo tanto el calor transferido al aire desde el estado 2 al 3 por unidad de masa que entra al compresor está definido por la expresión (2.12):

$$q_{ent} = \frac{\dot{Q}_{ent} \cdot \eta_{combustor}}{\dot{m}_{aire}} \quad (2.12)$$

Sabemos que la velocidad de operación de la turbina de potencia es de 7 300 rpm, así como el flujo másico del aire impulsado por el compresor a 9 640 rpm es $\dot{m}_{aire} = 14,42 \text{ kg/s}$, del Anexo A,

Evaluando la ecuación (2.12), el calor específico de entrada es:

$$q_{ent} = 17\,180 \text{ kJ/kmol}$$

2.3.3 Proceso de Expansión en la Turbina Generadora de Gas

CONDICIONES A LA ENTRADA DE LA TURBINA GENERADORA DE GAS (3)

La entalpía del estado **3**, h_3 la calculamos como:

$$h_3 = h_{2a} + q_{ent} = 23\,720 \text{ kJ/kmol} \quad (2.13)$$

Similarmente a lo aplicado en los estados 1 y 2, por interpolación encontramos la temperatura y la presión relativa:

$$T_3 = 1\,066 \text{ K}$$

$$P_{r3} = 147,5$$

La presión en este estado idealmente es la misma del estado 2, sin embargo existe estrictamente una caída de presión por efectos de la turbulencia y dosificación del aire para lograr la mejor eficiencia de combustión, de acuerdo al cálculo efectuado en los anexos, el acoplamiento se da con una caída del 3%, por ello:

$$P_3 = 0,97 P_2 = 440,42 \text{ kPa}$$

TRABAJO (w_{tg}) EN LA TURBINA GENERADORA DE GAS

Dado que la turbina cuenta con cuatro etapas y dos ejes independientes con dos etapas cada uno, ver anexo C, plano de sección de la turbina Ruston TB 4000, las primeras dos etapas (Turbina Generadora de Gas) entregan la energía para mover exclusivamente el compresor axial, por lo tanto los trabajos reales de la turbina generadora de gas y el compresor son iguales, despreciando el rozamiento en los cojinetes, pero los trabajos específicos estarán afectados por la relación combustible-aire f porque la masa de fluido que pasa por la turbina es mayor que la del compresor, ya que en la turbina se adiciona la masa de combustible que entra por los cuatro quemadores, entonces aplicando el método aproximado de aire equivalente:

$$w_{tg a} = \frac{w_{c a}}{1+f} \quad (2.14)$$

$$w_{tg a} = 6\,428 \text{ kJ/kmol}$$

Esto nos permitirá encontrar las condiciones en el estado 4, a la salida de la turbina generadora de gas o lo que es lo mismo a la entrada de la turbina de potencia, la que está acoplada directamente al reductor de velocidad y mueve los equipos auxiliares.

La entalpía equivalente de los gases expandidos hasta el estado 4, es igual a:

$$h_{4a} = h_3 - w_{tg a} \quad (2.15)$$

Con lo cual resulta: $h_{4a} = 17\,323 \text{ kJ/kmol}$ e interpolando, se halla la temperatura y la presión relativa:

$$T_{4a} = 870,00 \text{ K}$$

$$P_{r 4a} = 66,19$$

Para proseguir con el análisis es importante conocer la presión en el estado 4, por ello con la ayuda de las presiones relativas y siguiendo un proceso ideal de expansión en la turbina generadora de gas es posible determinarla.

$$w_{tg i} = \frac{w_{tg a}}{\eta_{tg}} \quad (2.16)$$

En esta expresión la eficiencia isentrópica de la turbina la cual se determinará tal como se ha desarrollado en el anexo A, usando las expresiones (A.05) hasta (A.08) [2], de las cuales al despejar η_T se obtiene la expresión:

$$\eta_T = \frac{\Delta \eta_{termica} / (\Delta - 1)}{\Phi \eta_c k} [(\Phi - 1) \eta_c - (\Delta - 1)] + \frac{\Delta}{\Phi \eta_c k} \quad (2.16A)$$

Ya están definidas para este análisis las siguientes variables:

- Elevación isentrópica de temperatura en el compresor

$$\Delta = \frac{T_{2i}}{T_1} = 1,594$$

- La relación de temperatura máxima/mínima del ciclo:

$$\Phi = \frac{T_3}{T_1} = 3,518$$

- Caída de presión en el combustor:

$$\frac{\Delta P_2}{P_2} = 3\%$$

- El factor de influencia de la caída de presión en el combustor sobre la eficiencia de la turbina

$$k = \frac{\Delta}{\Delta - 1} \frac{(\gamma - 1)}{\gamma} \frac{\Delta P_2}{P_2} = 0,977$$

- Donde γ es la relación de calores específicos del aire:

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1,4$$

Reemplazando valores en (2.16A) se obtiene:

$$\eta_T = 84,26 \% = \eta_{tg}$$

Evaluando ahora la ecuación (2.16), se obtiene como trabajo específico ideal de la turbina generadora de gas:

$$w_{tgi} = 7\,629 \text{ kJ/kmol}$$

De lo cual se encuentra la entalpia ideal en 4:

$$h_{4i} = h_3 - w_{tgi} = 16\,100 \text{ kJ/kmol} \quad (2.17)$$

De tablas e interpolando:

$$P_{r4i} = 55,86$$

Y aplicando el criterio de presiones relativas, tenemos:

$$P_4 = \frac{P_{r4i}}{P_{r3}} P_3 = 166,81 \text{ kPa} \quad (2.18)$$

TRABAJO EN LA TURBINA DE POTENCIA

Las bombas accionadas son, ver Fig. 2.5, BINGHAM WILLEMET COMPANY [16] actualmente fabricadas por Sulzer Pumps, Tamaño: 6 x 8 x 12 ½ A MSD, especificaciones técnicas (Considerando agua como fluido de trabajo):

$$Q = 498,03 \text{ m}^3/\text{h}; H = 1\,324,36 \text{ m}; 3\,490 \text{ rpm}; 2\,193 \text{ GPM}$$

Sin embargo, muy poco nos servirán estos datos para estimar la potencia mecánica entregada por la turbina por cuanto no contamos con un medidor de flujo de la precisión requerida, aunque sí contamos con el instrumental para medir la cabeza de operación de la bomba, aún así, el cálculo de la potencia depende de muchas variables con un procedimiento complejo que implica asumir parámetros tales como viscosidad del crudo, eficiencia mecánica de la bomba, lo cual está fuera del alcance de este trabajo.

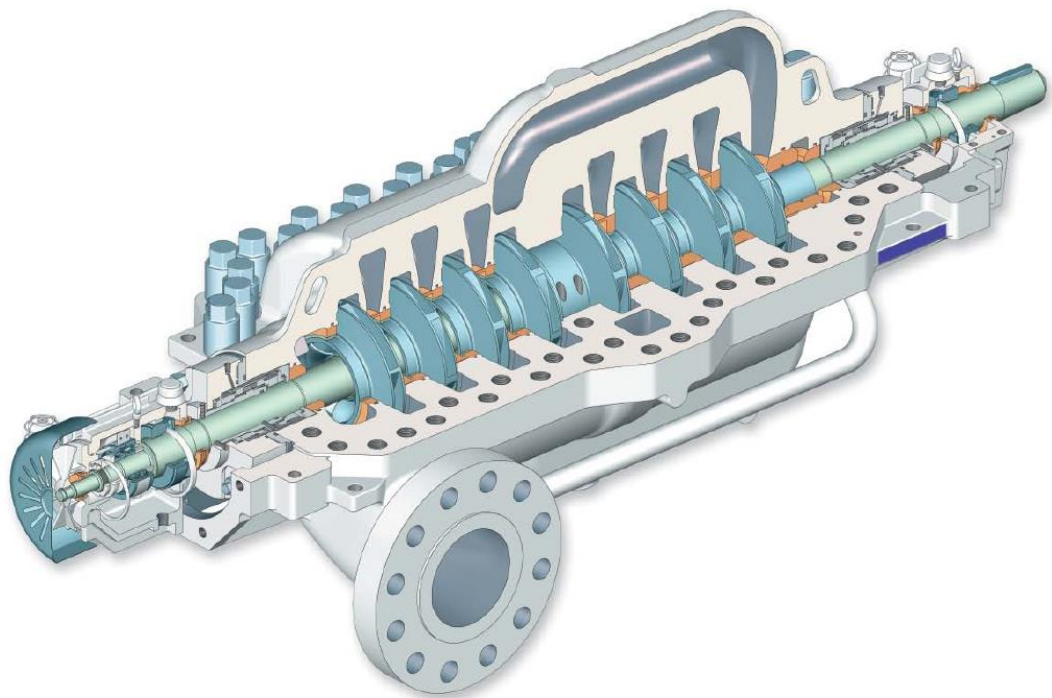


Fig. 2.6. Corte de la bomba hidráulica centrífuga movida por la turbina de gas, que será la misma que debe mover la turbina de vapor. (Fuente: SULZER PUMPS)

Como se ha conseguido el acoplamiento de la turbina para una operación en condiciones normales (Anexo B) y para una operación en condiciones ambientales del sitio de trabajo a plena carga (Anexo A), con mejor precisión vamos a poder estimar la magnitud de la potencia entregada por la turbina haciendo el análisis del ciclo termodinámico de la turbina de gas y haciendo uso de las curvas de consumo específico de combustible en función de la potencia.

Sabemos que la velocidad de operación de la turbina de potencia es de 7 300 rpm, así como el flujo másico del aire impulsado por el compresor a 9 640 rpm es $\dot{m}_{aire} = 14,41 \text{ kg/s}$, del Anexo 2, así también la eficiencia térmica calculada a máxima potencia y a condiciones ambientales del sitio es $\eta_{termica} = 20,88 \%$, por otro lado el derrateo⁷ en estas mismas condiciones respecto a condición estándar es $\delta = 0,8709$.

Por lo tanto, de acuerdo a lo indicado en acápite A.1.2 del anexo A, la relación combustible-aire está definido como:

$$f = \frac{\text{flujo másico de combustible}}{\text{flujo másico del aire}} = \frac{\dot{m}_{combust}}{\dot{m}_{aire}} \quad (2.19)$$

$$f = 0,015$$

Valor ligeramente menor al correspondiente a plena carga ($f = 1/60 = 0.0166$).

ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA UTIL \dot{W}_{util}

La potencia útil es la potencia mecánica en el eje de la turbina, está asociada con el calor de entrada Q_{ent} por medio del *consumo específico de combustible*, el calor de entrada es la energía calórica contenida en el combustible y el consumo específico lo obtenemos de las curvas características del fabricante. En el diagrama de la Figura 2.7 “Consumo Específico de Combustible Vs. Potencia” se tiene diferentes curvas de consumo específico de combustible en función a la potencia entregada por la turbina en el eje del reductor, cada curva corresponde a una temperatura ambiente de operación con la aclaración que la

⁷ El término “derrateo” está explicado en A.1.2 (Anexo A), sin embargo en resumen podemos definirlo como el factor que hay que afectar a la magnitud de potencia conocida a determinadas condiciones por efecto del aumento de únicamente altitud o únicamente temperatura, para estimar el valor de la potencia de la máquina en las nuevas condiciones de operación.

potencia es la desarrollada a nivel del mar, sin embargo podemos entrar a estas curvas conociendo la potencia y el factor de derrateo δ para la altitud de operación, establecido en $\delta = 0.8709$ para el presente trabajo.

Para el cálculo de la potencia útil se usarán aproximaciones sucesivas, el flujo de combustible medido corresponde al calor de entrada $Q_{ent} = 9\,013$ kJ/s y como dato inicial estamos tomando el consumo de combustible específico correspondiente al de máxima potencia, éste es 0,666 lb/HP-h el cual traducido a eficiencia energética es $\eta_{t\acute{e}rmica\ 1} = 20,799\%$, lo cual como primera aproximación resulta $\dot{W}_{util} = 2511$ HP.

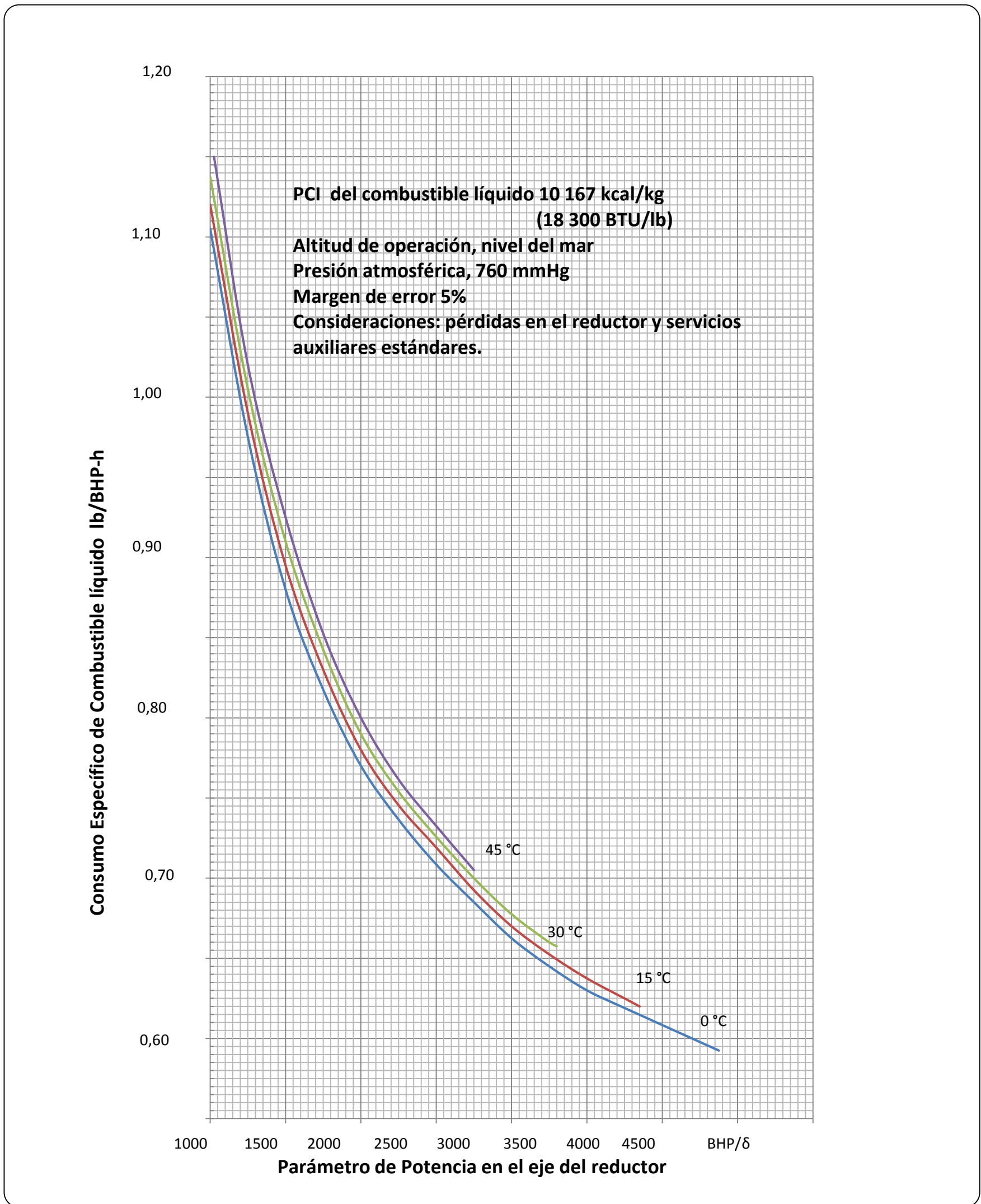


Fig. 2.7. Diagrama de Consumo específico de combustible líquido en función de la potencia desarrollada para diferentes temperaturas ambiente y a nivel del mar (Fuente: Catálogo Turbinas RUSTON TB 4000)

Segunda aproximación.- Con esta potencia dividida entre el derrateo δ por altitud y derrateo por velocidad δ_{vel} así como teniendo en cuenta las pérdidas del reductor se obtiene una potencia en útil de 2908 HP, con este valor vamos al diagrama “Specific Liquid Fuel Consumption vs Power”, Fig. 2.4, y usando la curva de 30 °C nos resulta un consumo específico de 0,685 lb/HP-h lo cual implica un sobre consumo de 4,6 %, entonces la siguiente iteración la eficiencia será disminuida en la misma medida:

$$\eta_{t\acute{e}rmica\ 2} = 19,884 \%,$$

El nuevo valor de la potencia útil será, $\dot{W}_{util} = 2413$ HP,

Tercera aproximación.-Repetimos el proceso anterior y nos resulta 2781 HP como dato de entrada en el diagrama, resultando un consumo de 0,697 lb/HP-h por consiguiente un sobreconsumo de 6,4 %. Y obtenemos una eficiencia térmica de:

$$\eta_{t\acute{e}rmica} = 19,55 \%,$$

Y una potencia útil en el eje de la turbina de $\dot{W}_{util} = 2\ 360$ HP

Cuarta aproximación.-Nuevamente repetimos el proceso y nos resulta 2733 HP como dato de entrada en el diagrama, resultando un consumo de 0,703 lb/HP-h por consiguiente un sobreconsumo de 7,3 % y obtenemos una eficiencia térmica:

$$\eta_{t\acute{e}rmica} = 19,38 \%,$$

Y una potencia útil en el eje de la turbina de $\dot{W}_{util} = 2\ 340$ HP; en este punto podemos considerar que ya convergieron las iteraciones y quedarnos con éstos valores.

CONDICIONES A LA SALIDA DE LA TURBINA DE POTENCIA

Se registraron como datos de campo:

$$T_5 = 487 \text{ °C} = 760 \text{ °K},$$

Lo cual de tablas se obtuvo: $h_5 = 13\ 785$ kJ/kmol.

Sin embargo estos datos deben ser corroborados por el trabajo de acoplamiento.

Cálculos.- Asumimos una contrapresión en la chimenea de escape equivalente a una columna de 2 pulgadas (5 cm) de H₂O, tal como lo indican los diagramas del fabricante, por lo cual la presión a la salida de la turbina P_5 será:

$$P_5 = P_0 + 0,05m (\gamma_{H_2O}) = 88,65 \text{ kPa}$$

El trabajo específico en la turbina de potencia con relación a la masa de aire que pasa por el compresor estará dado por:

$$w_{tp a} = \frac{W_{util}}{\dot{m}_{aire}(1+f)} = 3470 \text{ kJ/kmol} \quad (2.20)$$

Calcularemos el trabajo ideal de la turbina de potencia para poder constatar el acoplamiento del ciclo termodinámico propuesto, para ello, empezaremos por encontrar la presión relativa en 5i, como sigue:

$$P_{r 5i} = \frac{P_{r 4a}}{P_4} P_5 = 36,25 \text{ kPa}$$

De tablas e interpolando tenemos:

$$T_{5i} = 743,58 \text{ K}$$

$$h_{5i} = 13\,270 \text{ kJ/kmol}$$

Por lo tanto el trabajo ideal de la turbina de potencia estará dado por:

$$w_{tp i} = h_{4a} - h_{5i} = 4056 \text{ kJ/kmol}$$

Comprobando la eficiencia de la turbina de potencia tenemos:

$$\eta_{tp} = \frac{w_{tp a}}{w_{tp i}} = 85,6 \%$$

El cual está en el orden de magnitud esperado.

Contrastación de la temperatura de salida de gases de escape.- Para ello debemos saber la entalpía de los gases en el estado 5a, la cual está definido por:

$$h_{5a} = h_{4a} - w_{tp a} = 13\,850 \text{ kJ/kmol}$$

De tablas e interpolando tenemos:

$$T_{5a} = 762,2 \text{ K} = 489,1 \text{ °C}$$

Lo cual expresa una diferencia de 2,2 °C o una discrepancia de 0,3 % con lo registrado en campo.

2.4 Implementación del Ciclo de Vapor o Ciclo Termodinámico Rankine

Luego de haber comprobado que el flujo de gases de escape calculado en el Anexo 2 es congruente con el ciclo Brayton, podemos dimensionar el equipamiento necesario para el cambio de tecnología de las máquinas primas, con el fin de aprovechar el calor de los gases de escape para generar vapor y producir energía motriz adicional sobre la base de un ciclo Rankine, configurando de esta manera un ciclo combinado.

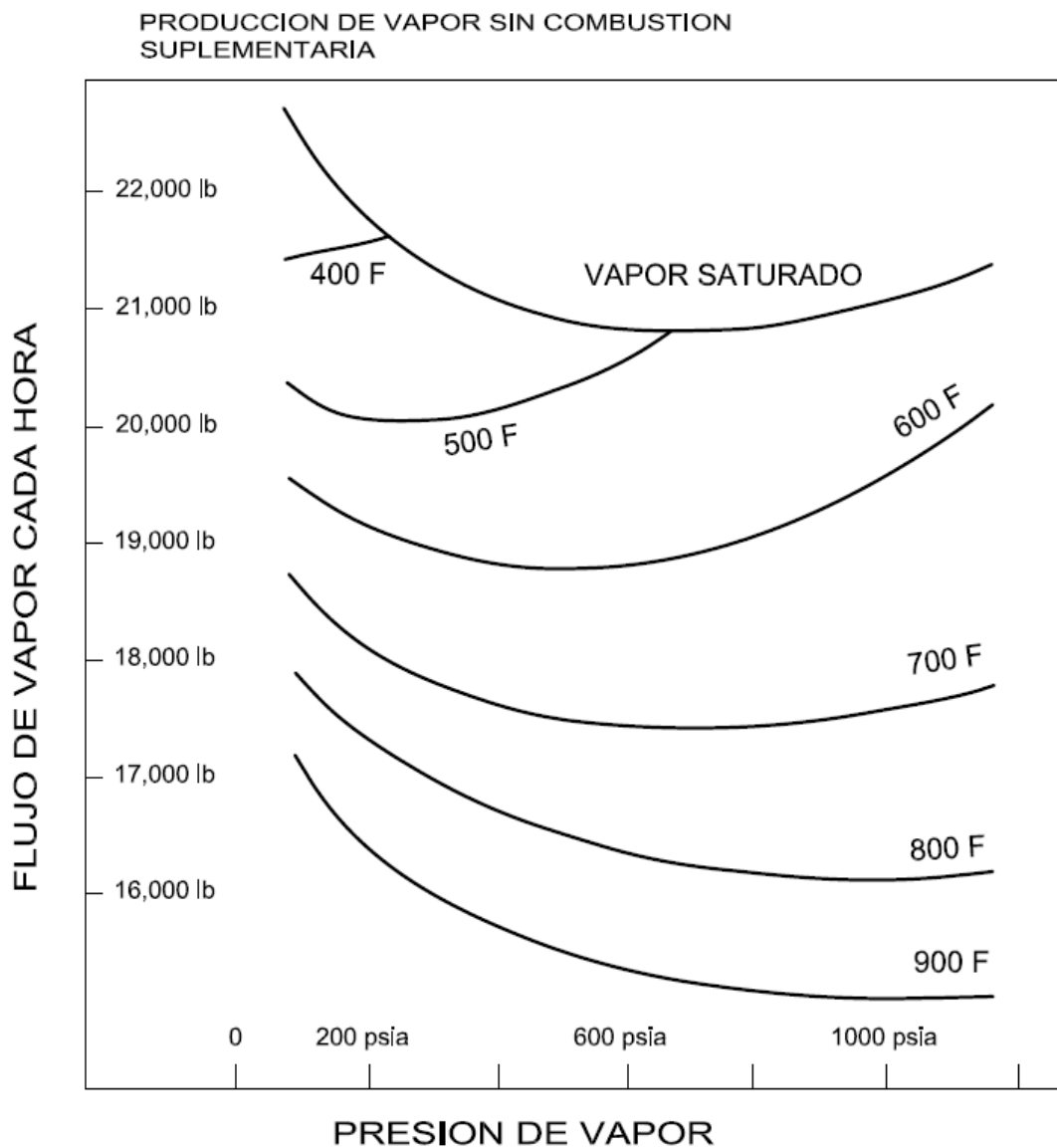


Figura 2.8.- Curvas de producción de vapor del HRSG en modo unfired, sin combustión suplementaria. (Fuente: Gas Turbine World 2000-2001)

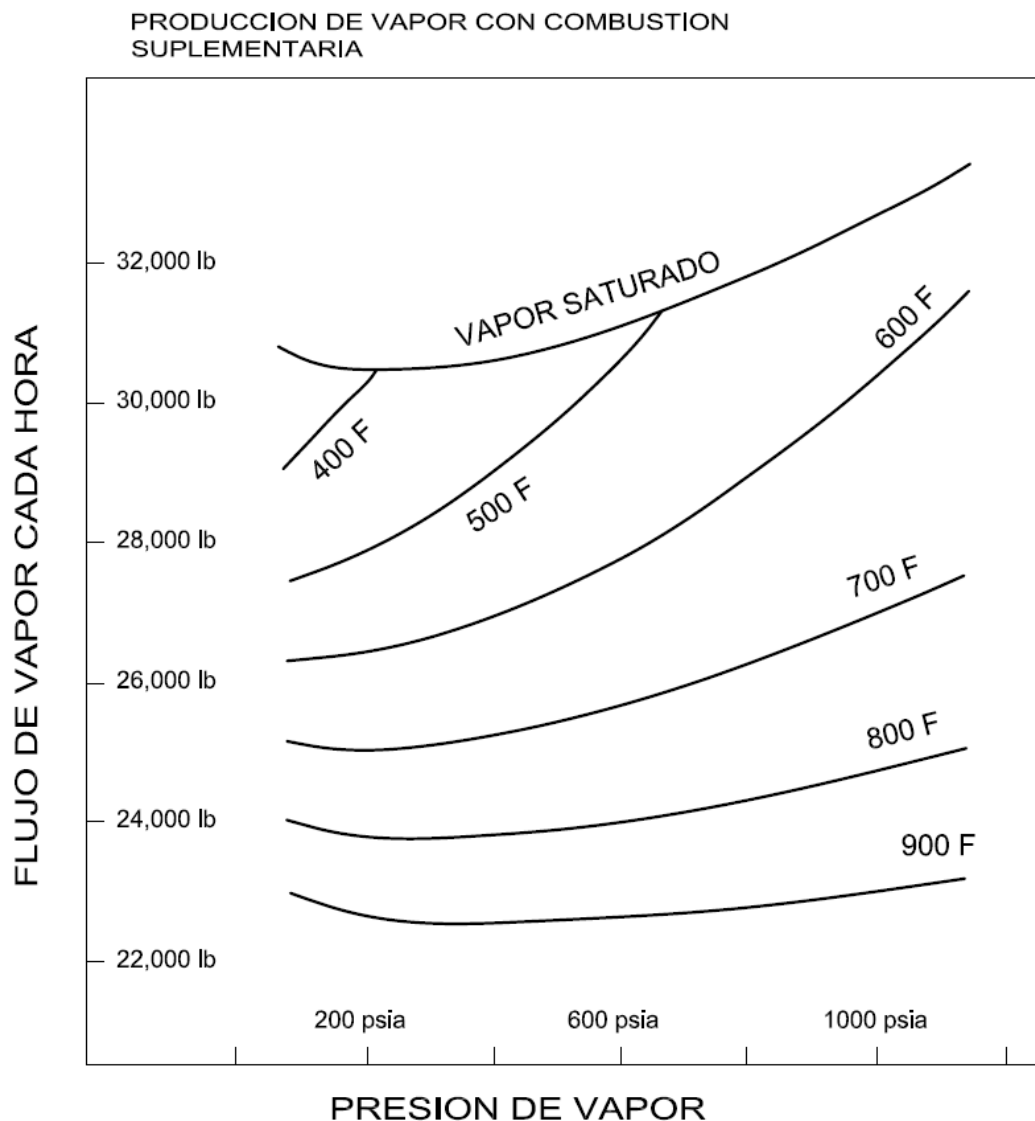


Figura 2.9.- Curvas de producción de vapor del HRSG en modo Fired, con combustión suplementaria. (Fuente: Gas Turbine World 2000-2001)

2.4.1 Características del HRSG seleccionado

Del catálogo GTW 2000-2001[7], se ha seleccionado el recuperador de calor ASE 50, intercambiador que corresponde a la turbina de gas VERICOR la cual está diseñada para una turbina de gas que opera con un flujo de aire de 14,02 kg/s a 568 °C (Ya sea en modo fired o en modo unfired), ver tabla 2.4, muy similar a la aplicación del presente estudio, 14,41 kg/s y 487 °C que genera cada turbina TB 4000, por lo tanto las curvas de producción de vapor HRSG ASE 50 las podemos emplear para nuestros cálculos, ver figuras 2.8 y 2.9.

/Tabla 2.4, Parámetros de operación de la turbina de gas con el que opera normalmente el HRSG seleccionado, con y sin combustión suplementaria. (Fuente: Gas Turbine World 2000-2001)

	Con combustión suplementaria (Fired)	Sin combustión suplementaria (Unfired)
Potencia de la Turbina de gas (ISO)	3 650 kW	3 650 kW
Consumo específico de calor (Heat Rate) con PCI	12 107 kJ/kWh	12 107 kJ/kWh
Consumo de GN de la turbina	0,245 kg/s (1 947 lb/h)	0,245 kg/s (1 947 lb/h)
GN suplementario para el HRSG	0,0535 kg/s (425 lb/h)	0
Flujo de aire de la turbina	14,02 kg/s (30,9 lb/s)	14,02 kg/s (30,9 lb/s)
Temperatura de ingreso de los gases al HRSG	705 °C (1 300 °F)	567,6 °C (1 053 °F)
Potencia Específica	260,4 kW-s/kg-aire	260,4 kW-s/kg-aire

2.4.1.1 Consumo de combustible líquido de los Recuperadores de Calor HRSG

Tal como se puede observar en la tabla 2.4, el consumo de combustible suplementario indicado se refiere al gas natural (GN), sin embargo para el presente estudio es necesario conocer el consumo de combustible líquido en los HRSG, ya sea de Kerosene o Diesel 2 (Diesel B5), para evaluar el consumo total de la planta.

Para el cálculo correspondiente hay que basarse sobre el dato del flujo másico de gas natural necesario para alimentar al 100% los quemadores de los HRSG. Según tabla 2.4 se tiene que el flujo de combustible suplementario ($m_{Comb\ Suple}$) es:

$$m_{Comb\ Suple} = 425 \text{ lb/h} = 192,78 \text{ kg/h}$$

Este dato es necesario para saber el flujo de energía Q_{HRSG} que representa este flujo másico de combustible, aplicando la ecuación (2.11):

$$\dot{Q}_{HRSG} = PCI_{GN}(\dot{m}_{Comb\ Suple}) \quad (2.11)$$

El PCI_{GN} usado en la tabla 2.4 no lo tenemos explícitamente pero lo podemos obtener empleando la ecuación usada en A.1.2, de la cual despejando el Poder calorífico inferior se tiene (2.20a):

$$PCI_{GN} = \frac{\text{Heat Rate}}{\text{Consumo Especifico}} \quad (2.20a)$$

En esta última ecuación el Heat Rate de la turbina lo obtenemos directamente de la tabla 2.4 A (12 107 kJ/kg), pero el consumo específico de la turbina lo obtendremos basados sobre la definición que en cualquier máquina térmica, es función de la potencia útil \dot{W}_{util} y el consumo de combustible \dot{m}_{Comb} de acuerdo con la siguiente relación:

$$\text{Consumo Especifico} = \frac{\dot{m}_{Comb}}{\dot{W}_{util}} \quad (2.20b)$$

Por lo tanto, el consumo específico de la turbina VERICOR de la tabla 2.4, reemplazando valores en (2.20b) será:

$$\text{Consumo Especifico VERICOR} = \frac{0,245 \text{ kg/s}}{3650 \text{ kW}} = 0,241 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}}$$

Reemplazando este valor en (2.20a) más el dato de Heat Rate de la turbina VERICOR se obtiene el poder calorífico referencial del GN usada en la tabla 2.4:

$$PCI_{GN} = \frac{12\ 107 \text{ kJ/kg}}{0,241 \text{ kg/kWh}} = 50\ 103 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Reemplazando valores en (2.11) se puede determinar ahora el calor suplementario del HRSG:

$$\dot{Q}_{HRSG} = 50\ 103 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \left(0,0535 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = 2\ 681 \text{ kW}$$

Por lo tanto:

$$\text{Flujo de energía suplementario} = 2\ 681 \text{ kJ/s}$$

De acuerdo al acápite 2.3.2 el PCI del combustible líquido a condiciones estándar (15,6 °C) usado en las turbinas de gas en unidades SI es:

$$PCI_{kerosene} = 128,27 \text{ MJ/gal}$$

El flujo necesario a temperatura estándar en cada HRSG para la combustión suplementaria será:

$$\text{Flujo combustible suplementario} = \frac{\text{Flujo de Energía Suplementario}}{PCI_{\text{kerosene}}}$$

$$\frac{2\,681\text{ kJ/s}}{128,27\text{ MJ/gal}} = 21 \times 10^{-3} \frac{\text{gal}}{\text{s}} = 75,24 \frac{\text{gal}}{\text{h}}$$

Haciendo la corrección necesaria para la temperatura de operación (30 C), ver acápite 2.3.2:

$$\text{Flujo combustible suplementario a } 30C = \text{Flujo a } 15,6C \frac{\rho(15,6C)}{\rho(30C)}$$

$$\text{Flujo combustible suplementario a } 30C = 76,25 \frac{\text{gal}}{\text{h}}$$

Por lo tanto, este es el flujo de combustible líquido a temperatura ambiente que necesitará un HRSG para el 100% de combustión suplementaria.

2.4.2 Características de la Turbina de Vapor seleccionada

Se ha seleccionado al fabricante DRESSER RAND [17] debido a que es un suministrador reconocido y con amplia gama de tamaños de turbinas de vapor de pequeña potencia (< 10 MW), sabiendo que la potencia requerida es del orden de 2 351 HP, del catálogo (Tabla 2.5) seleccionamos la turbina de vapor modelo Coppus RLHA-28 que puede entregar hasta 2 980 kW (4 000HP), también podríamos haber seleccionado la RLHA-24 pero quedaría muy ajustado con un margen de poco más del 6% de sobrecarga, los parámetros complementarios de operación están listados en la Tabla 2.5 en la fila 28 in./711 mm:

Tabla 2.5.- Especificaciones técnicas de la turbina a vapor que integrará el ciclo combinado. (Fuente Dresser Rand [17])



RLHA/RLHB Specifications (maximum)

WHEEL DIA. in./mm	MAX. POWER HP/kW	MAX. SPEED RPM	MAX P ₁ PSIG BARG	MAX T ₁ TEMP T ₁ °F / °C	MAX P ₂ PSIG BARG	APPROX. WT. lbs/kg	Inlet Dia. in/mm	Exhaust Dia. in/mm
15 in. 381 mm	450 HP 333 kW	6000	600 psig 41.5 barg	750 ⁰ F 400 ⁰ C	105 psig 7.2 barg	880 lb 400 kg	3 in. 76 mm	6 in. 152 mm
19 in. 483mm	1575 1170 kW	6300	875 psig 60.3barg	825 ⁰ F 440 ⁰ C	175 psig 20.7 barg	1900 lbs 863 kg	4 in. 102mm	10 in 254mm
24 in. 610mm	2500 1865 kW	6300	900 psig 62barg	950 ⁰ F 570 ⁰ C	300 psig 20.7 barg	3400 lbs 1545kg	6 in 152mm	10 in 254mm
28in 711mm	4000 2980 kW	5500	900 psig 62barg	950 ⁰ F 570 ⁰ C	300 20.7barg	3600 lbs 1636kg	6 in 152mm	10 in 254mm

Sobre la base de esta información se calculará el consumo de vapor de la máquina, para luego evaluar si el HRSG es capaz de suplir la demanda para impulsar la bomba BINGHAM 6 x 8 x 12 ½ A MSD al momento de operar bombeando el crudo de petróleo.

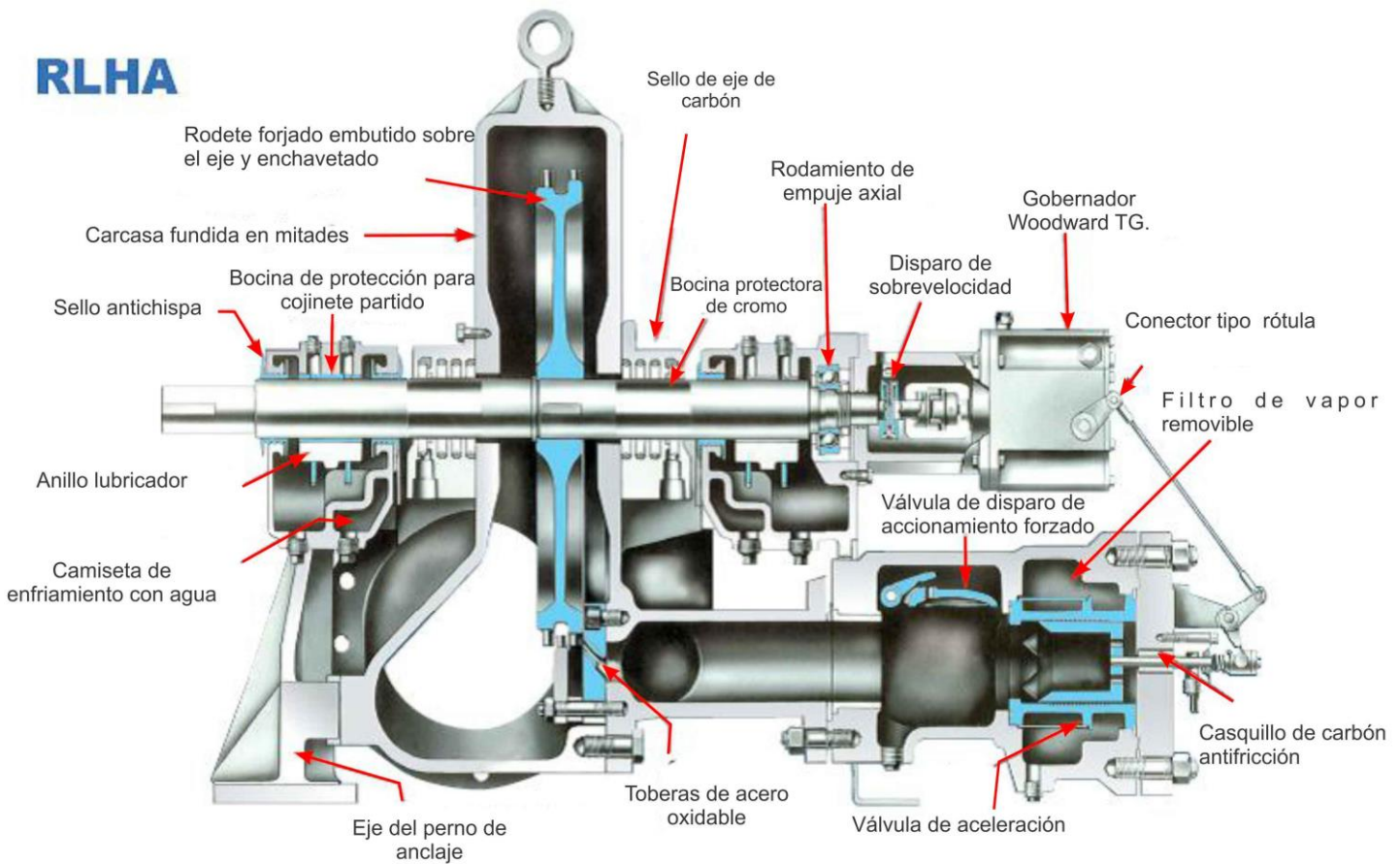


Fig. 2.10.-Sección de la turbina de vapor (Fuente: Dresser Rand [17])

2.4.3 Cálculo del consumo de vapor de la turbina de vapor

Se sabe a través de los diagramas que el HRSG es capaz de generar vapor hasta 68 bar (1000 psia) y 487 °C (900 F), por lo tanto es muy cercano a la máxima capacidad de admisión de la turbina de vapor, 900 psig (915 psia o 63 bar a) y 950 F, por ello bajo la metodología descrita por Wallance L. Bergeron [8]. Se calculará el Consumo Específico de Vapor (Steam Rate) y por consiguiente el consumo total, lo cual no está indicado explícitamente por el fabricante de la turbina de vapor.

Una turbina de vapor, en la práctica, normalmente no es evaluada usando la eficiencia sino a través del Steam Rate, que es la cantidad de vapor requerida por la máquina térmica para producir una potencia específica durante una hora con un flujo determinado de vapor; algo semejante al Consumo Específico de Combustible (Heat Rate) usado en las turbinas de gas. En realidad el Steam Rate, así como el Heat Rate, son

funciones directas de la eficiencia isentrópica de las turbinas de vapor o de gas, respectivamente.

Los fabricantes lo expresan en libras de vapor por HP-hora o kg/kWh, o como flujo de vapor en libras de vapor por hora o kg/h. A mayor eficiencia corresponde un menor Steam Rate y viceversa.

La energía disponible total del vapor es la correspondiente a una expansión isentrópica. Para una determinada presión y temperatura inicial y presión de salida, la energía disponible en kJ/kg de vapor puede ser obtenido de tablas o del diagrama de Mollier.

La energía disponible puede ser convertida a unidades de potencia y expresada como un consumo teórico en kg/kWh, es decir el consumo de vapor teórico es el correspondiente al consumo al 100% de eficiencia de una turbina y por consiguiente puede ser usado más convenientemente que la energía en kJ/kg para el cálculo del consumo de vapor. Se pueden obtener consumos de vapor teóricos directamente de tablas teóricas de consumo de vapor (ASME) o de la carta polar de Mollier (Elliot Company).

El consumo de vapor real para una turbina es mayor que el consumo teórico debido a las pérdidas en la turbina cuando la energía es convertida a trabajo mecánico debido a la diferencia de velocidades entre el vapor respecto de los álabes.

La energía remanente en el vapor de salida de la turbina es mayor que la que hay después de una expansión isentrópica, tal como muestra el diagrama de Mollier de la Fig. 2.11, donde:

1= Energía del vapor a temperatura y presión inicial.

2= Energía del vapor a la presión de salida para una expansión isentrópica.

3= Energía real del vapor a la presión de salida.

La eficiencia de la turbina es:

$$\frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_2} < > \frac{\text{Steam Rate teórico}}{\text{Steam Rate real}} \quad (2.21)$$

2.4.3.1 Las pérdidas por caída de presión en el gobernador y en la válvula de disparo

Están en función del tamaño de éstas y del flujo de vapor. La pérdida de presión en la válvula del gobernador varía más que en la válvula de disparo debido a la posición de la válvula con relación a la potencia requerida por la

bomba accionada, a las variaciones de velocidad y los cambios en la entrada y/o salida de las condiciones del vapor.

2.4.3.2 Pérdidas en las toberas

Se deben a la fricción en ellas al expandirse el vapor y son función de la relación al cuadrado de las velocidades del vapor real y el vapor ideal. Esta eficiencia está usualmente comprendida entre 95 y 99%.

2.4.3.3 Pérdidas en el disco y por fricción del flujo

Estas pérdidas varían inversamente proporcional al volumen específico del vapor, se incrementan con la presión a la salida y también con el diámetro del disco y la longitud de los álabes.

El uso de grandes diámetros puede incrementar la eficiencia, pero las pérdidas por flujo y en el disco reducirán la ganancia de eficiencia pudiendo causar una reducción neta de la eficiencia total.

2.4.3.4 Pérdidas en el escape

Estas pérdidas representan la energía cinética remanente en el vapor como una consecuencia de la velocidad del vapor a la salida de los álabes y la pérdida de presión al pasar el vapor por la brida de descarga.

2.4.3.5 Pérdidas por conversión de la energía

Ésta se debe a la transformación real de la energía cinética del vapor en trabajo mecánico en los álabes como una función de la velocidad del vapor y la velocidad de los álabes más el choque del flujo por la diferencia angular con los pasajes del flujo, fricción mecánica al giro.

La performance que puede alcanzar una turbina del tipo Curtis de una etapa se calculan con los diagramas mostrados en las figuras 2.12 y 2.13 así como las Tablas de Vapor luego de determinar el Consumo de Vapor Teórico.

$$\text{Consumo de vapor} = \frac{\text{Consumo de Vapor Básico}}{\text{Factor de sobrecalentamiento}} \times \frac{\text{Potencia} + \text{Pot. de pérdidas}}{\text{Potencia}} \quad (2.22)$$

La capacidad de desarrollar la potencia requerida de un tamaño de turbina en particular depende esencialmente de:

- a) La capacidad del flujo de las bridas de entrada y salida. Ver figuras 2.12 y 2.13, donde:

$$\text{Flujo de vapor} = \text{Potencia} \times \text{Steam Rate} \quad (2.23)$$

- b) La capacidad disponible del flujo en las toberas en una turbina en particular (El número y tamaño de las toberas varían considerablemente con cada diseño de turbina fabricada, por ello no existe un diagrama representativo general)

2.4.3.6 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DEL STEAM RATE DE LA TURBINA DE VAPOR

2.4.3.6.1 POTENCIA DE LA TURBINA DE VAPOR.-

Como condición básica establecemos que la turbina de vapor va a accionar la misma bomba de crudo que las que actualmente accionan las turbinas de gas, es decir la potencia que debe desarrollar la turbina de vapor es del orden de 1865 kW (2500 HP)

2.4.3.6.2 VELOCIDAD DE OPERACIÓN.-

La velocidad promedio de operación de las bombas de crudo varía de acuerdo a la demanda de caudal del crudo, es decir la operación de las bombas tiene un rango de operación entre 2 900 a 3 500 rpm lo cual se fija controlando el flujo de combustible en las turbinas de gas, como velocidad máxima de operación de la turbina de vapor es 5 000 rpm (ver Tabla 2.4), perfectamente se podrá establecer como velocidad nominal 3 500 rpm, al 70% del límite.

2.4.3.6.3 CONDICIONES DEL VAPOR A LA ENTRADA.-

De acuerdo a los conceptos de termodinámica para lograr el máximo rendimiento en el ciclo Rankine se debe tratar de conseguir la magnitud máxima de la temperatura media de transmisión, y esto es posible lograrlo con la máxima presión posible y la máxima temperatura posible a la entrada de la turbina de vapor; la limitación, en ese sentido, serán las especificaciones técnicas de la turbina de vapor, ver tabla 2.3, que son 62 barg (900 psig) y 570 °C (950 °F). Por otro lado, existe la limitación de la capacidad de producción de vapor del HRSG, el cual, como ya se conoce, puede producir hasta 68 bar (1 000 psia) a 480 °C (900 °F), combinando ambas capacidades se puede afirmar que el acoplamiento de ambos equipos pueden trabajar con vapor a máximo 62 barg (900 psig) y 480 °C (900 °F). Enseguida solo falta

evaluar si los gases de escape de la turbina de gas tienen la entalpía necesaria para hacer que el vapor llegue a los 480 °C, la presión del vapor ya está asegurada y ya no depende de los gases de escape de la turbina de gas, como la temperatura de gases de escape medidos en campo son 487 °C y es necesario un delta de aproximación de 28 °C (50 °F) [7] entre los gases de escape y el vapor producido por el HRSG o el entrante a la turbina de vapor, entonces la máxima temperatura que pueden generar vapor los gases de escape de la turbina de gas será $487 - 28 = 459$ °C (858 °F), finalmente, las condiciones de entrada máximas posibles del vapor a la turbina son:

Temperatura de ingreso: $T_1 = 459$ °C (858 °F)

Presión de ingreso : $P_1 = 62$ barg (900 psig) ó

$P_1 = 62.9$ bar (913 psia)

2.4.3.6.4 CONDICIONES DEL VAPOR A LA SALIDA.-

Con el mismo criterio de maximizar el rendimiento del ciclo Rankine se debe tratar de conseguir la mínima temperatura media de condensación del vapor, en este caso, eso se consigue tratando de bajar al mínimo la presión de descarga de la turbina de vapor, si no hubiera más restricción estableceríamos la presión atmosférica del sitio como la presión de descarga de la turbina, pero las curvas de vapor del HRSG consideran como temperatura de alimentación de agua al HRSG 108 °C (228 °F) que corresponde a la presión de 136 kPa (20 psia), es decir:

$P_2 = 138$ kPa (20 psia) ó

$P_2 = 0,5$ barg (7 psig)

2.4.3.6.5 CÁLCULO DEL TRABAJO TEÓRICO.-

Ya hemos indicado en la metodología de descrita en PUMP HANDBOOK (Igor Karassik) [8] en el capítulo de Turbinas de vapor a cargo de Wallace L. Bergeron. El consumo teórico de vapor es inversamente proporcional al salto de entalpías a través de un proceso isentrópico entre las condiciones de entrada y salida ya establecidos.

Por ello para $T_1 = 459$ °C = 730 K, de programa Termograf, tenemos una entalpía de $h_1 = 3\,313,32$ kJ/kg

Del programa Termograf, mediante un proceso isentrópico de 1 a 2 resulta que la temperatura y entalpía son respectivamente: $T_2 = 369,20$ K, $h_2 = 2\,415,58$ kJ/kg

(1) Condiciones de ingreso $T_1 = 730 \text{ K}$, $h_1 = 3313,32 \text{ kJ/kg}$

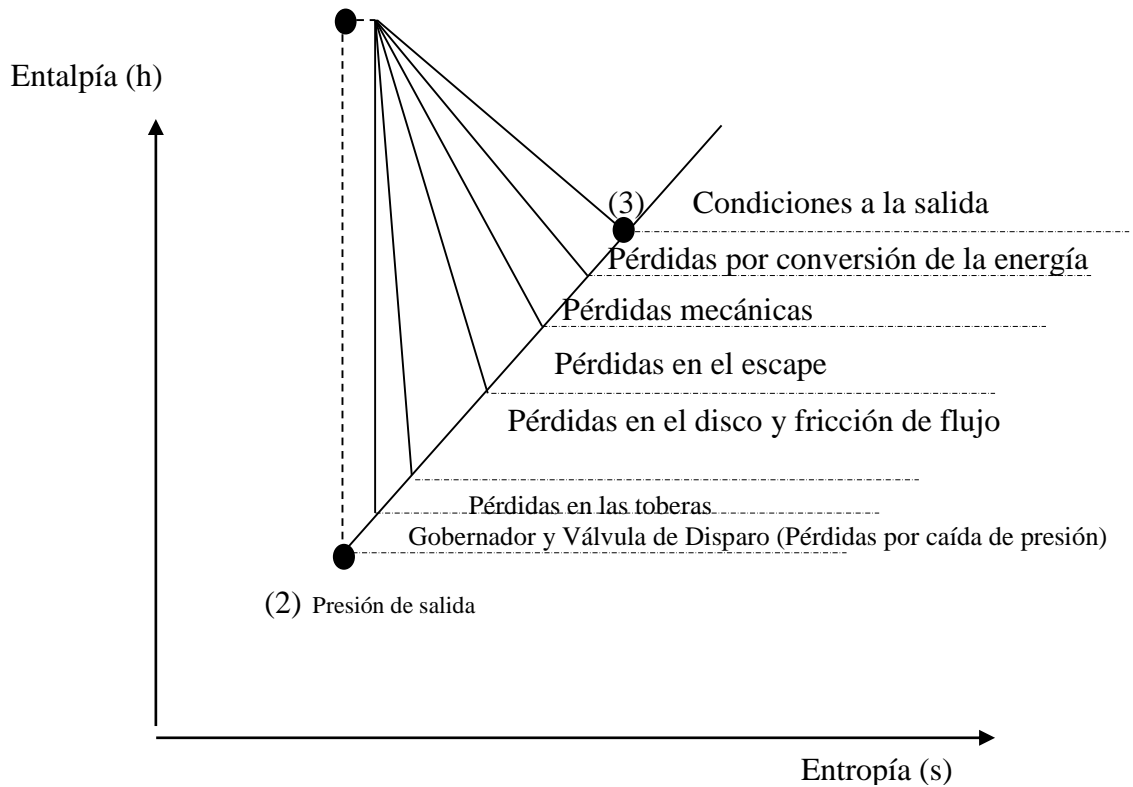


Fig. 2.11.-Diagrama de Mollier,

Entonces la energía disponible total de la expansión isentrópica será:

$$h_1 - h_2 = 829,23 \text{ kJ/kg},$$

Convirtiendo a Steam Rate teórico será:

$$\text{Steam Rate teórico} = \frac{1}{829,23} \left(\frac{\text{kg}}{\text{kJ}} \right) = 4,34 \left(\frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right)$$

2.4.3.6.6 CALCULO DEL CONSUMO DE VAPOR BÁSICO.-

(Base Steam Rate).- Usando la Figura 2.13 que corresponde a la turbina de vapor tipo Curtis con diámetro de rodete de 711 mm (28 pulg), en el cual usamos como datos de entrada 4,34 kg/kWh y 3500 rpm, teniendo como resultado un consumo de vapor básico de:

$$\text{Consumo de vapor básico} = 12,2 \text{ kg/kWh.}$$

2.4.3.6.7 CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE POTENCIA.-

Usando la figura 2.12 para el rodete de 711 mm (28 pulg), en el cual usamos como datos de entrada la velocidad de operación 3 500 rpm y la presión de descarga de la turbina de vapor, 0 barg (0 psig), tenemos como resultado 8 kW de potencia de pérdidas.

TEMPERATURA DE SATURACION DEL VAPOR DE ENTRADA A LA TURBINA DE VAPOR.- El valor lo encontramos con la ayuda del programa Termograf el cual nos arroja el valor:

$$\text{Temperatura de saturación (63 bar)} = 551,95 \text{ K}$$

2.4.3.6.8 SOBRECALENTAMIENTO.-

Es la diferencia de temperatura del vapor a la entrada de la turbina de vapor y su temperatura de saturación, ésta es:

$$\begin{aligned} T_1 - \text{Temperatura de saturación} &= 730 \text{ K} - 551,95 \text{ K} \\ &= 178,05 \Delta^\circ\text{C} \quad (320 \Delta^\circ\text{F}) \end{aligned}$$

2.4.3.6.9 FACTOR DE SOBRECALENTAMIENTO.-

Usando el diagrama de la Figura 9 de Pump Handbook [8] del capítulo Steam Turbines, encontramos que el factor de sobrecalentamiento para un sobrecalentamiento de $178 \Delta^\circ\text{C}$ y un Steam Rate teórico de 4,34 kg/kWh corresponde un factor de 1,09

2.4.3.6.10 STEAM RATE O CONSUMO ESPECIFICO DE VAPOR.-

El cálculo, finalmente, del parámetro se hace de acuerdo a la expresión (2.22)

$$\text{Steam Rate} = \frac{12,2}{1,09} \times \frac{1865 + 8}{1865} = 11,24 \text{ kg/kWh}$$

En términos de energía por kg de vapor tendremos un verdadero salto de entalpías de:

$$\text{Disponibilidad de energía real} = \frac{1 \text{ kWh}}{11,24 \text{ kg}} = 320,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Por lo tanto, para el régimen de 1865 kW debe requerir:

$$1 \text{ 865 kW} \times 11,24 \text{ kg/kWh} = 20 \text{ 964 kg/h (46 218 lb/h)}$$

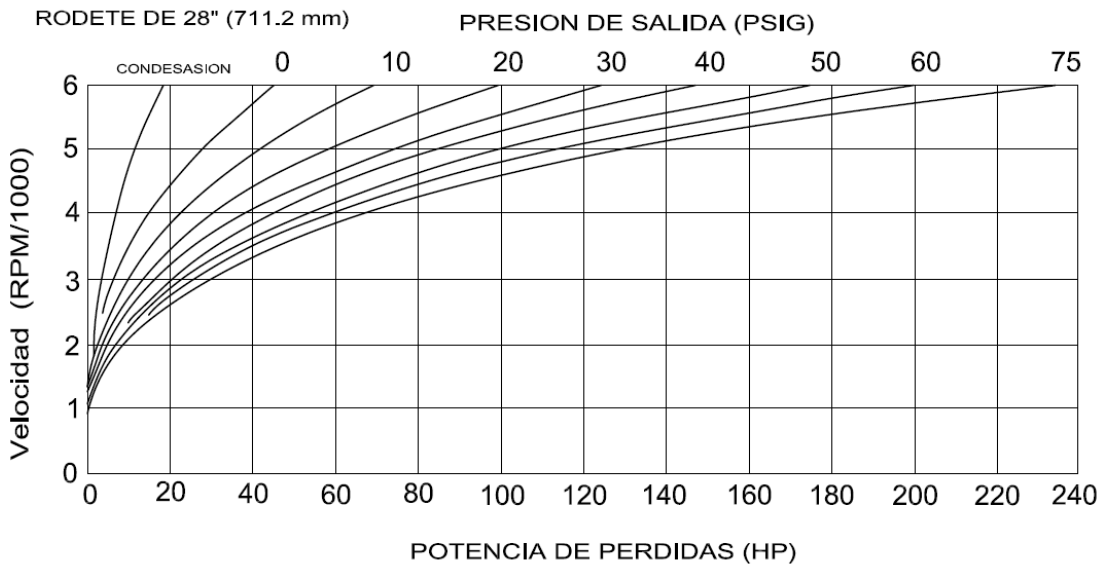


Figura 2.12.- Potencia de pérdidas (Fuente: Pump Handbook)

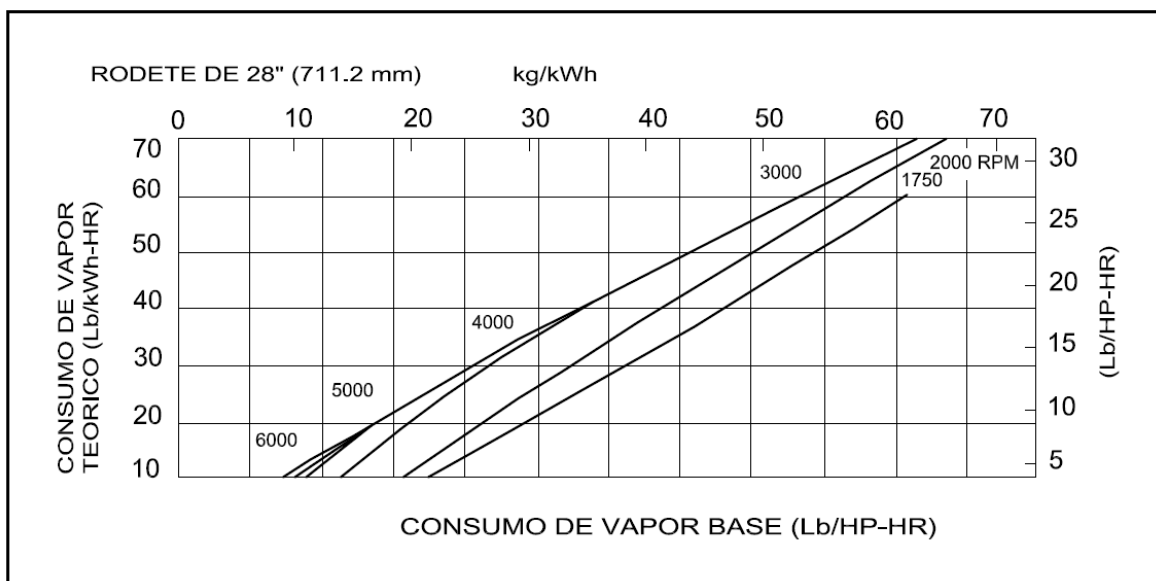


Figura 2.13.- Consumo básico de vapor (Fuente: Pump Handbook)

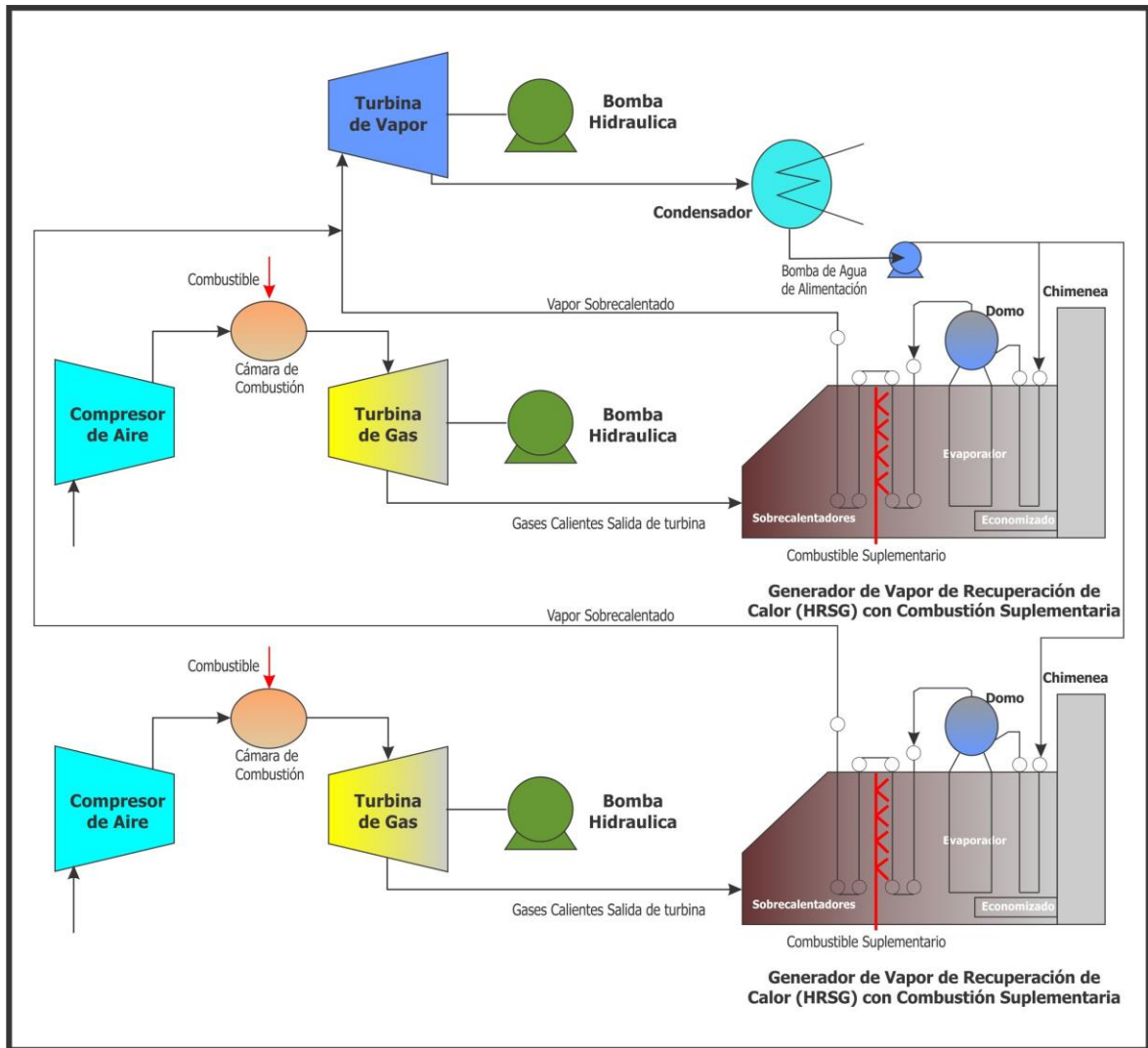


Figura 2.14.- Esquema del Ciclo Combinado propuesto

Tabla 2.6.- Especificaciones técnicas del Kerosene.- Fuente Petroperú S.A. [18]

ENSAYOS	RESULTADOS	Método ASTM
APARIENCIA	Clara y brillante	Visual
Color Saybolt	+15	D-56
VOLATILIDAD		
Gravedad API a 15,6 °C ()	41	D-287
Punto de inflamación (°C)		D-86
Destilación		
• 10% recuperado (°C)	178	
• Punto final de ebullición	282	
CORROSIVIDAD		
• Corros lámina de cobre, 2 hr a 100 °C, N°	1a	D-130
• Azufre total, % masa	0,07	D-4294, D1266
COMBUSTION		
• Punto de humo (mm)	22	D-1322
• Prueba de combustión a 16 hr	Pasa	D-187
• Poder calorífico, BTU/gal	135 090	Calculado

2.4.4 Arreglo del Ciclo Combinado

Tal como resultan los cálculos de Consumo de Vapor de la TV, es necesario contar con más de 45 000 lb/h de vapor a 860 °F y 913 psia, lo cual contrasta con las curvas de producción de vapor del HRSG con designación ASE50, el cual solo puede producir, en modo Unfired, aproximadamente 14 000 lb/h de vapor, menos de la tercera parte de lo requerido. Sin embargo, estudiando las curvas de operación del HRSG con combustión suplementaria 100% (en modo Fired), ver figura 2.6, se ve que puede producir más de 23 000 lb/h de vapor en las condiciones requeridas; lo cual obliga a proponer un arreglo de dos turbinas de gas con una turbina de vapor con sendos recuperadores de calor con combustión suplementaria al 100%. Este arreglo encaja convenientemente con lo requerido en la Estación de bombeo, pues generalmente es necesaria la operación de tres (03) bombas para el manejo del crudo, dos bombas accionadas con las turbinas RUSTON TB 4000 cuyos gases de escape se hacen pasar por HRSGs con combustión suplementaria produciendo 23 000 lb/h de vapor cada una, haciendo de un total de 46 000 lb/h necesarios para impulsar la turbina de vapor Coppus RLHA 28 la que a la vez moverá la tercera bomba BINGHAM 6 X 8 X 12,5 MSD. Enseguida se listan las especificaciones técnicas de ambas:

Especificaciones técnicas de la turbina a vapor Coppus RLHA 28 (Tabla 2.4):

- Turbina tipo : de acción con dos etapas Curtis,
- Diámetro de rodete : 711 mm (28 pulg),
- Velocidad : 5 500 rpm máximo,
- Presión de ingreso P_1 : 62 barg (900 psig) máximo,
- Temperatura de ingreso T_1 : 570 °C (950 °F) máximo,
- Presión de salida P_2 : 20,7 barg (300 psig) máximo,
- Peso : 1 636 kg,
- Brida de ingreso : 152 mm (6 pulg),
- Brida de descarga : 254 mm (10 pulg)

Especificaciones técnicas de la bomba Bingham (Sulzer Pumps) 6x8x12,5 MSD:

- Caudal nominal (Agua) : 498,03 m³/h (2 193 GPM)
- Cabeza (Agua) : 1 324,36 m
- Velocidad : 3 490 rpm;

2.4.5 Cálculo de la Eficiencia Térmica del Ciclo Combinado

De acuerdo a lo descrito en el anterior párrafo 2.2.4 el esquema del ciclo combinado propuesto se muestra en la Figura 2.11. Para determinar el rendimiento térmico nominal de este arreglo vamos a emplear la relación A.3 entre la potencia útil del sistema y el flujo de calor agregado al mismo (Anexo A), despejando la eficiencia térmica.

$$\eta_{\text{TERMICA}} = \dot{W}_{\text{util}} / Q_{\text{ent}}$$

Para el efecto la potencia útil será calculada sumando las potencias de las dos turbinas de gas más la turbina de vapor, como la carga nominal es la misma para las tres turbinas (2 340 HP), ésta será:

$$\dot{W}_{\text{util}} = 3 \times 2\,340 \text{ HP} = 7\,020 \text{ HP} = 5\,237 \text{ kW}$$

El flujo de calor entregado al sistema consistirá en el consumo de las dos turbinas de gas más el consumo de los dos HRSG con 100% de combustión suplementaria, definidos en 2.3.2 y 2.4.1.1 respectivamente:

$$Q_{\text{ent}} = 2 (9\,001 + 2\,681) = 23\,364 \text{ kW}$$

Evaluando (2.3) tenemos la Eficiencia Térmica del Ciclo Combinado:

$$\eta_{\text{TERMICA}} = 5\,237 / 23\,364 = 22,41 \%$$

CAPÍTULO III

EVALUACIÓN TÉCNICA DEL CAMBIO DE COMBUSTIBLE A GLP

En este capítulo se planteará utilizar Gas Licuado de Petróleo (GLP) como combustible principal en los equipos de las Turbinas Ruston TB 4000 (unidades motrices de los equipos de bombeo) como alternativa a la propuesta técnica de implementar el ciclo combinado, con la finalidad de reemplazar la utilización de Kerosene en dicha estación, para de esta manera se puedan reducir los costos de operación; a la vez también sabemos que habrá un ahorro en los costos de mantenimiento con el nuevo combustible.

3.1 Características Técnicas del GLP

El GLP es una mezcla de hidrocarburos en la que predomina el propano y butano, gases que a una presión de entre 4 y 8 bar, se licuan, dependiendo de la relación propano – butano. Esta condición de licuación favorece su transporte y manipuleo, ya que su volumen se reduce 270 veces.

Los costos por transporte son relativamente bajos ya que se cuenta con vías de acceso asfaltadas hacia la Estación 9. Es un combustible mucho más limpio que el kerosene, lo que facilitaría el cumplimiento de exigentes normas ambientales. Una de las grandes ventajas del GLP respecto a otros combustibles, es la baja emisión de contaminantes en su combustión.

Para la producción de una misma potencia útil, el GLP es el que tiene menos emisiones en comparación al Kerosene y Diesel B5.

Está comprobado el uso del GLP en las turbo bombas aumenta los lapsos de tiempo entre mantenimientos programados [22], lo que implica una reducción de costos de mantenimiento anual, debido a que la combustión del GLP es más limpia, sin depósitos de carbón.

Otros beneficios del GLP son:

- Facilidad de combustion,
- Limpio, sin residuos significativos de azufre o depósitos contaminantes,
- No tóxico,
- No corrosivo.

Tabla 3.1.- Emisión de contaminantes de combustibles (en términos del consumo energético). Fuente Petroperú S.A. [23]

Combustible	Material Particulado	Óxido de Sulfuro	Óxido de Nitrógeno
GLP	1,4	23	2,0
Kerosene	3,4	269	1,5

El GLP es almacenable sólo en tanques a presión, generalmente esféricos, diseñados para la presión de 1,72 MPa man (250 psig) [23].

Según el reporte obtenido de Petroperú S.A. [23], el volumen de combustible utilizado en la Estación 9 para la operación de bombeo durante el año 2006 fue de 6 723 m³ (1 776 021 gal), ver tabla 4.2.

3.2 Dimensionamiento de la infraestructura adicional para la operación con GLP

3.2.1 CRITERIOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO:

3.2.1.1 Autonomía.- El ciclo de operación característico de la planta es de 3 días de funcionamiento seguido por 7 días de parada, o lo que es lo mismo decir que tiene ciclos de 10 días en los que opera solo durante 3 días, eso quiere decir que existe una utilización del 30%. Además es importante recalcar que en la etapa de operación generalmente operan 3 de las 5 bombas; sobre esta base vamos a establecer que la operación de la planta deberá tener una autonomía de dos ciclos de operación es decir para seis (6) días de operación continua.

3.2.1.2 Consumo.- Dado que el Kerosene y el GLP tienen poderes caloríficos diferentes entonces considerando un mismo requerimiento de energía para el bombeo el volumen de combustible requerido será inversamente proporcional al poder calorífico del mismo; ello también establece implícitamente que la eficiencia de la combustión es igual, aunque de acuerdo a Pedro Fernández

Diez (Turbinas de Gas), la eficiencia de combustión con GLP es mayor que con combustible líquido.

3.2.2 Sistema de combustible para el manejo del GLP

Para implementar este proyecto será necesario implementar la planta con un Tanque de Almacenamiento Esférico de GLP.

Del Manual de Combustible de Petroperú se tiene los Poderes caloríficos de los combustibles GLP y Kerosene, los cuales se resumen en el siguiente cuadro.

Tabla 3.2.- Poder calorífico alto de los combustibles alternativos. Fuente Petroperú S.A. [23]

COMBUSTIBLE	PODER CALORÍFICO SUPERIOR MJ/t (BTU/gal)
Kerosene	37,65 (135 090)
GLP	27,31 (98 000)

La capacidad de este tanque fue determinada considerando la frecuencia actual de suministro de combustible, el pronóstico de régimen de consumo (3 días de bombeo y 7 de parada) y la disponibilidad mínima de combustible por periodo de bombeo).

Como se puede apreciar la cantidad producida de calor (energía) por unidad de volumen de GLP, bajo condiciones normalizadas de combustión completa, es inferior en un 30% aproximadamente al de Kerosene, por esta razón, se requiere mayor volumen de GLP para generar la energía requerida por las turbinas de gas Ruston en una operación normal de bombeo.

Se ha calculado que se requieren 9 370 m³ (2 475,3x10³gal) de GLP anualmente para obtener la misma energía térmica requerida en un año típico (2006) en las Turbina Ruston.

Tabla 3.3.- Cálculo del volumen de almacenamiento de tanques esféricos de GLP

Descripción	Cantidad
Cantidad de horas de operación de turbobombas	8 058
Consumo proyectado de GLP (gal/hr-turbobomba)	307,19
Consumo proyectado de GLP (Bl/día-turbobomba)	175,54
Consumo total proyectado de GLP (Bl/día)	526,61
Cantidad de días de bombeo por ciclo	3
Capacidad mínima por ciclo de bombeo de los Tanques Esféricos para GLP en gal (Bl)	66 352 (1 580)
Capacidad de Tanque para GLP (Bl) (reserva 110% req. 1 bombeo)	1 737,80
Capacidad del tanque de GLP (Bl) para 1 ciclo de bombeo, redondeando.	2000
Capacidad del Tanque para GLP (Bl) (reserva 110% req. 2 bombeos)	3 475,60
Capacidad final del tanque de GLP en m³ (Bl) para dos ciclos de bombeo	640 (4 000)
Cantidad de días de almacenamiento (bombeo continuo)	7,59

3.2.2.1 Suministro de tanque esférico de almacenamiento de combustible y sistemas auxiliares

De acuerdo a los cálculos de dimensionamiento del tanque indicados en la tabla 3.3 se debe adquirir el diseño fabricación y montaje de un Tanque esférico de 640 m³ de capacidad (4 000 Bl) para una presión de diseño de 1,72 MPa. La fabricación y montaje deberá contemplar la ejecución de los trabajos de suministro y montaje del sistema contraincendios.

3.2.2.2 Estudio y Construcción de la cimentación y el sistema contraincendios de un Tanque Esférico de 4000 Bl

Será necesario efectuar el diseño de la cimentación sobre la base de los estudios de geología y mecánica de suelos así como la ubicación óptima dentro de la planta de un tanque esférico. El estudio debe comprender el diseño del sistema contraincendios que será adecuado al sistema existente.

Basado en los estudios aprobados se deberá ejecutar las obras civiles necesarias para las posteriores obras metal mecánicas.

3.2.2.3 Suministro y montaje del sistema de recepción y distribución del GLP

Para que quede operativo el sistema de GLP será necesario contar con una estación de recepción de los camiones cisterna que entreguen el GLP a la planta el cual incluirá medidores de flujo másico y bombas de combustible para trasvasarlos al tanque esférico.

Así mismo para la distribución del GLP a las turbinas de gas se deberá contar con una estación de transferencia de combustible que incluya bombas de combustible, sistema de filtrado primario y tanque diarios individuales para cada turbina de gas con una autonomía de 2 horas de operación continua, unos 650 gal (2,5 m³) cada uno.

3.2.3 Actualización o Retrofit de las turbinas de gas para operación Dual

Para que la turbina de gas Ruston TB 4000 llegue a operar con GLP en forma continua y confiable es necesario, de acuerdo SIEMENS Turbomachinery actual propietaria de la marca RUSTON, tomar en cuenta dos consideraciones:

a) Llevar a cabo un HAZOP (HAZard and OPERability analysis - Análisis de peligros y operabilidad asociados al control, ventilación, temperatura, etc.) de forma satisfactoria. Además hay que ver el retrofit para la válvula asociada al sistema dual.

b) La segunda consideración es referente a los sistemas de control Norbit que actualmente tienen, debido a su antigüedad, ya que estas turbinas han sido fabricadas el año 1974, será necesario implementarles un Sistema Microcontrolador con accesorios no convencionales tales como un módulo de escritura para combustible no estándar (Non standard fuel module writing).

3.2.3.1 Retrofit de la Válvula de entrada de combustible

Será necesario llevar a cabo una mejora modificando del sistema de combustible dual existente para que los arranques de la máquina sean más confiables así como la operación se vea mejorada. El retrofit considera que el control y la supervisión de los sistemas de GLP y del combustible líquido sean completos, para ello deberá ser substituido por los componentes indicados en la tabla 3.4:

Tabla 3.4.- Componentes de la válvula actualizada para el control del GLP. Fuente: Propuesta comercial de SIEMENS [19]

Ítem	Descripción	Cantidad
1	Conjunto de válvula de gas combustible STAR, que incluye:	1
1.2	Válvula de gas de 1 “	1
1.3	Actuador de aluminio con recubrimiento epóxico	1
1.4	Carcaza y acoplamiento	1
1.5	Gobernador electrónico ECU para controlar directamente la válvula de potencia del gas y el actuador.	1
1.6	Conjunto de transmisor de presión diferencial del Gas Combustible	1
1.7	Transmisor de presión del gas y ensamble de cañerías.	1
1.8	Transmisor de temperatura de Gas y ensamble de cañerías.	1
1.9	Interface mecánica y tubería de ensamble.	1
1.10	Cableado de interface eléctrica	1

3.2.3.2 Sistema de control de Turbinas de gas Micro TB

El nuevo sistema de control de la turbina de gas considera un gabinete de controles nuevo. El sistema de control micro de TB incorpora el equipo siguiente por cada Turbina de gas:

- Un sistema de visualización industrial que contiene una sola unidad del procesador del tablero y una pantalla a colores de LCD. Esto está considerado dentro al panel de control nuevo.
- Un sistema de control de Allen Bradley Flex Logic y sistema de E/S que incluye entre otras características lo siguiente: Un PLC, 80 salidas digitales, 96 entradas digitales, 32 entradas análogas de Termocupla o señal en mV, 8 entradas análogas (4-20 mA).

Así mismo es importante tener en cuenta la adquisición del programa (Software) Micro TB para la operación del sistema.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DE LA VIABILIDAD DE LAS INVERSIONES

Se hará un análisis de la viabilidad económica, el análisis de riesgos y la viabilidad financiera merecen un análisis extenso y complejo que no está en el alcance del presente trabajo, pues depende de la realidad institucional del inversor, sus balances contables, su política de gestión, etc.; especialmente la viabilidad financiera que depende de la capacidad de la organización de obtener los fondos para los proyectos de envergadura.

4.1 Análisis Económico

El análisis económico, es el primer paso y consiste en analizar la rentabilidad total de las propuestas de este trabajo considerando todos los ingresos y los gastos a lo largo del periodo de análisis. Se tiene dos proyectos mutuamente excluyentes, el primero es el cambio de tecnología de operación implementando un ciclo combinado y el segundo es el cambio del combustible en la operación a GLP; para este tipo de análisis se empleará el método de la Tasa Interna de retorno Incremental. Primero se establecerán las TIR individuales de cada alternativa además de constatar que son aceptables y luego se escogerá como referencia el proyecto con menor inversión inicial para finalmente construir un flujo de caja incremental que nos determinará cual proyecto es el mejor.

4.1.1 Viabilidad Económica de la ALTERNATIVA 1.- Cambio de Tecnología de operación Implementando un Ciclo Combinado

Analizaremos la viabilidad económica de lo siguiente: Se tiene una planta de bombeo de crudo con cinco bombas impulsadas por sendas turbinas de gas en ciclo simple, en la actualidad la operación de la planta es intermitente en ciclos de diez (10) días de los cuales opera efectivamente 3, adicionalmente de las cinco máquinas disponibles en la etapa de operación efectiva operan solo tres. Se propone hacer una inversión para implementar un ciclo combinado remplazando una de las turbinas de gas, que históricamente reporte menor disponibilidad de equipo, por una turbina de vapor, ésta última funcionará con el vapor generado por dos calderas recuperadoras de calor, más conocidas como HRSG, con combustión suplementaria. Los HRSG irán a instalarse en dos de las cuatro turbinas de gas restantes que hayan reportado históricamente mayor disponibilidad de equipo y horas de operación. Las otras dos turbinas de gas permanecerán como unidades de respaldo en caso que falle una de las turbo bombas integrantes del ciclo combinado.

Tabla 4.1.- Componentes de la inversión en la Alternativa 1

A.- INVERSIÓN EN EQUIPAMIENTO			
A1	Turbina de vapor	Dresser Rand de 4000 HP, modelo RLHA-28	01 ud.
A2	Caldera de Recuperación	Vericor, modelo ASE 50	02 ud.
A3	Bomba de alimentación de agua de caldera	Sulzer GSG de 75 HP	01 ud.
A4	Materiales auxiliares mecánicos	Tubos Sch 40, Sch 80, válvulas, instrumentación, accesorios diversos.	01 glob.
A5	Sistema de control y fuerza	Consola de operación y control, sistema SCADA, comunicación Modbus, Canbus,	01 glob.
A6	Materiales auxiliares eléctricos-electrónicos	Tuberías conduit y PVC, cableado de control y fuerza, tableros eléctricos a prueba de explosión.	01 glob.
A7	Obras Civiles	Modificación de cimentación para la turbina de vapor. Desmontaje de turbina de gas	01 glob.

4.1.1.1 Cálculo de la inversión

Turbina de Vapor (TV) y Accesorios.- El costo de la turbina de vapor para una potencia del orden de los 3 000 kW, de acuerdo a información⁸ basada en TurboSteam Inc. [20], es en promedio 278 US\$/kW sin embargo este índice considera el equipamiento incluidos la caja de engranajes, generador, panel de

⁸ Tomado de: www.epa.gov/chp/documents/catalog_chptech_steam_turbines.pdf, Technology Characterization: Steam Turbines, (Diciembre 2008), ICF International Company, Tabla 1, página 9

control y tablero de fuerza para un sistema de cogeneración; por lo tanto el equipamiento completo costará:

$$\text{Costo del equipo incluyendo la TV (FOB EE.UU): } 278 \times 3000 = \text{US\$ } 834\,000$$

$$\text{Costo del equipo no necesario (Generador 3MW y Tablero de Fuerza) = (US\$ } 100\,000)$$

$$\text{Costo FOB de TV y accesorios (A1 + A4 + A5 + A6) = US\$ } 734\,000$$

Usaremos la expresión de moneda kUS\$ para indicar miles de dólares americanos:

$$\text{Costo de A1 + A4 + A5 + A6 = kUS\$ } 734$$

Caldera de Recuperación (HRSG) y Accesorios (A2+A3).- El costo específico de suministro de los HRSG [21] para una TG de 5 000 kW es del orden de 185 \$/kW, ello incluye el sistema de tratamiento del agua y otros equipos necesarios:

$$\text{Costo HRSG para TG de 5000 kW} = 185 \times 5000 = \text{kUS\$ } 925$$

De acuerdo al estudio de NREL [21] podemos usar la relación (4.1):

$$\text{Costo}_b = \left(\frac{\text{Tamaño}_b}{\text{Tamaño}_a} \right)^{0,82} \text{Costo}_a \quad (4.1)$$

Para estimar el costo de un equipo de tamaño diferente a lo establecido en la tabla de costos, reemplazando valores en (4.1):

$$\text{Costo}_{3650 \text{ kW}} = \left(\frac{3\,650 \text{ kW}}{5\,000 \text{ kW}} \right)^{0,82} \times 925 \text{ kUS\$}$$

$$\text{Costo}_{3650 \text{ kW}} = \text{kUS\$ } 715$$

$$\text{Costo } 2 \times \text{HRSG para TG de } 3\,650 \text{ kW} = 715 \times 2 = \text{kUS\$ } 1\,430$$

Costos de seguro y flete (CIF).- Se estimarán los costos de transporte marítimo y nacionalizarlo en puerto del Perú en el orden del 20% del precio FOB, y para ponerlo en sitio debemos considerar transporte terrestre el orden del 5%:

$$\text{Costo de equipos (FOB EE.UU)} = 734 + 1\,430 = \text{kUS\$ } 2\,164$$

$$\text{Transporte terrestre (5\% Costo equipos)} = \text{kUS\$ } 108$$

$$\text{Impuestos y CIF, (20\% Costo equipos)} = \text{kUS\$ } 433$$

B.- COSTOS DE MONTAJE.- Según [20] y National Renewable Energy Laboratory se estiman los costos de instalación de la TV como sigue:

$$\text{Montaje Turbina de Vapor (70\% FOB)} = 70\% (734) = \mathbf{kUS\$ 514}$$

Según [21] se estima:

$$\text{Suministro completo de TG de 5000 kW incluyendo HRSG} = 630 \text{ \$/kW}$$

$$\text{Materiales para montaje completo TG de 5000 kW} = 72 \text{ \$/kW}$$

$$\text{Mano de Obra para montaje completo TG de 5000 kW} = 183 \text{ \$/kW}$$

Aplicamos proporcionalmente costo de materiales y mano de obra al costo de suministro de una TG de 3 650 kW:

$$\text{Materiales para montaje HRSG de TG de 5000 kW} = 72 \times \frac{185}{630} = 21,14 \frac{\$}{\text{kW}}$$

Igualmente para mano de obra:

$$\text{M.O. para montaje HRSG de TG de 5000 kW} = 183 \times \frac{185}{630} = 53,74 \frac{\$}{\text{kW}}$$

Sumando ambos índices resultará el costo específico de montaje del HRSG de una TG de 5 000 kW:

$$\text{Costo esp. montaje HRSG de TG de 5000 kW} = 21,14 + 53,74 = 74,88 \frac{\$}{\text{kW}}$$

$$\text{Costo montaje HRSG de TG de 5 MW} = 5\,000 \text{ kW} \times 74,88 \frac{\$}{\text{kW}} = 374 \text{ kUS\$}$$

Aplicando (4.1) para obtener el costo correspondiente a una TG de 3 650 kW:

$$\text{Costo Montaje HRSG}_{3650 \text{ kW}} = \left(\frac{3\,650 \text{ kW}}{5\,000 \text{ kW}} \right)^{0,82} \times 374 = 289 \text{ kUS\$}$$

Para dos TG tendremos:

$$\text{Montaje de 2 x HRSG para Turbina de 3650 kW} = 2 \times 289 = \mathbf{kUS\$ 578}$$

B1.-DESMONTAJE DE TURBINA DE GAS.- De acuerdo a los costos de instalación de una Turbina de vapor, razonablemente podemos considerar 50% de costos para el desmontaje, tendremos:

$$\text{Costo de desmontaje TG} = \mathbf{kUS\$ 257}$$

C.- GASTOS ADMINISTRATIVOS Y CONTINGENCIAS.- En estos costos se considerarán a los gastos referentes a costos por estudio definitivo e ingeniería de detalle, costos de supervisión y contingencias imprevistas que pueden presentarse.

De acuerdo a Amadeo Carrillo⁹ éstos ascienden al 15% del total de la inversión, es decir:

<i>COSTO DE SUMINISTROS:</i>	kUS\$ 2 164
<i>COSTO DE MONTAJE/DESMONTAJE: 514+578+257 =</i>	1 349
<i>COSTOS ADUANEROS Y TRANSPORTE: 108+433 =</i>	<u>541</u>
<i>COSTO DIRECTO INVERSIÓN (CI)</i>	kUS\$ 4 053
<i>GG.AA. más Contingencias (15% CI)</i>	<u>608</u>
COSTO TOTAL DE LA INVERSIÓN	<u>kUS\$ 4 661</u>

4.1.1.2 Costos de Operación y Mantenimiento

Se efectuará un análisis anual, para ello se tomará un año característico, en este caso el año 2006, para sobre la base de él proyectar los costos en un horizonte de diez (10) años.

D.- COSTO DEL COMBUSTIBLE.- Los costos de combustible, para efectos prácticos, son proporcionales a las horas máquina o volumen de crudo bombeado en un año.

- Situación Actual.- En la tabla 4.2 se muestra el reporte anual de consumo de combustible del año 2006, el cual se adoptará como un año típico.

⁹Carrillo Villena, Amadeo, *Elementos de Costos y características técnicas principales de centrales eléctricas convencionales. Electroperú S.A. 1983*

/Tabla 4.2.- Horas de operación y consumo de combustible líquido registrados el año 2006 en la Estación 9. Fuente Petroperú.

Equipo de bombeo Est. 9 Turbobomba	Total de horas trabajadas	Total Consumo de combustible	gal/h
9GT-1	1 995	457 769	229,46
9GT-2	1 523	318 714	209,27
9GT-3	2 662	580 848	218,20
9GT-4	96	19 838	206,65
9GT-5	1 782	398 852	223,82
TOTAL	8 058	1 776 021	

- Situación Proyectada.- Si se implementa el ciclo combinado se sabe que deberán operar dos turbinas a gas más la turbina de vapor; las turbinas de gas seguirán consumiendo el mismo combustible y la turbina de vapor consumirá el combustible de la combustión suplementaria de los HRSG.
 - Turbinas de gas.- El consumo de dos (02) turbinas de gas corresponde a los 2/3 del consumo típico anual, es decir:

$$\text{Consumo de TG} = \frac{2}{3}(1\ 776\ 021) = 1\ 184\ 014\ \text{gal/año}$$

- Consumo de los Recuperadores de Calor HRSG.- Dado que la energía disponible de los gases de escape de las dos turbinas de gas no son suficientes para que los HRSG generen el vapor necesario para que la turbina de vapor desarrolle la potencia para impulsar una tercera bomba centrífuga equivalente a las existentes, a menos que éstos operen con combustión suplementaria al 100%, se debe proyectar el consumo de combustible de estos recuperadores de calor.

En el acápite 2.4.1.1 ya se ha determinado que al 100% de combustión suplementaria el consumo de cada HRSG (Flujo volumétrico de combustible líquido) es de 76,24 gal/h

Por lo tanto,

$$\text{Para los dos HRSG} = 152,48 \text{ gal/h}$$

- Tiempo de operación anual de la Turbina de Vapor.-Como habitualmente la operación de la planta implica la operación de tres bombas entonces las horas-máquina acumuladas darán una idea del tiempo de operación anual de la turbina de vapor, pues ésta reemplazará a una turbina de gas:

$$\begin{aligned}\text{Tiempo de operación de la turbina de vapor} &= 8\,058/3 \text{ h/año} \\ &= 2\,686 \text{ h/año}\end{aligned}$$

Entonces,

$$\begin{aligned}\text{Consumo anual de combustible suplementario} &= 2\,686 \text{ h/año} \times 152,48 \text{ gal/h} \\ &= 409\,560 \text{ gal/año}\end{aligned}$$

Lo que resulta,

$$\text{Consumo anual de combustible del ciclo combinado} = 1\,594 \times 10^3 \text{ gal/año}$$

- Ahorro en transporte de combustible.- Teniendo el consumo proyectado anual del ciclo combinado podemos estimar el ahorro de combustible:

$$\begin{aligned}\text{Ahorro de combustible} &= (1\,776 - 1\,594) \times 10^3 = 182\,447 \text{ gal/año} \\ &= 4\,344 \text{ Bl/año}\end{aligned}$$

Teniendo en cuenta que el precio de transferencia del combustible líquido es de 112 US\$/Bl y el costo de transporte desde la refinería de Talara asciende a 0,35 S./gal (0,143 US\$/gal) el proyecto tendrá un ingreso anual de 118 US\$/Bl, que implica un ahorro neto de:

$$\text{Ingreso anual} = 486,53 \text{ kUS$/año}$$

D1.- COSTOS DE MANTENIMIENTO.- Tenemos la información de los costos de mantenimiento de tres turbo bombas del año 2006, ver tabla 4.3

Tabla 4.3.- Inversión en mantenimiento de las turbo bombas registrado el año 2006

Equipo de bombeo Estación 9	Mano de Obra	Repuestos y Subconjuntos	Equipos y Herramientas	Otros Servicios
Turbobomba				
9GT-1	130,415.28	221,210.04	3,632.83	1,825.00
9GT-4	64,737.72	169,383.61	5,179.02	6,191.00
9GT-5	146,316.36	160,862.31	4,211.54	6,051.00
Costo Total US\$	920,015.71			

Estos ascienden en total a casi 1 000 kUS\$/año, el hecho de reemplazar una turbina de gas por una de vapor consideramos que no va a alterar sensiblemente el presupuesto de mantenimiento de los equipos, por lo tanto no influye este rubro en la viabilidad económica del proyecto; sin embargo el haber implementado dos HRSG implica un aumento sensible en este rubro, los cuales se estiman en 5% del costo FOB.

E.- VALOR RESIDUAL.- Se considerará un valor residual de la inversión prácticamente nulo, debido a que los costos de desmontaje y transporte son elevados y pueden equiparar al valor residual de la turbina de vapor que será el equipo más rescatable.

F.- DEPRECIACIÓN.- De acuerdo al reglamento del Texto Único Ordenado (TUO) de la ley del impuesto a la renta [22], para maquinaria y equipos utilizados en la actividad petrolera, la depreciación puede realizar hasta un máximo de 20% anual, consideraremos 10% anual del costo directo de la inversión, para cubrir los 10 años que es el horizonte de análisis, esto es:

$$\text{Depreciación anual } 10\% \text{ CI} = 10\% (4\ 053) = \text{kUS\$ } 405,30/\text{año}$$

4.1.1.3 Cálculo Económico de la ALTERNATIVA 1

De este planteamiento se desprende la siguiente representación gráfica del flujo de caja incremental.

TASA DE DESCUENTO:

Usaremos 15%, parámetro usado por la empresa Petroperú S.A.

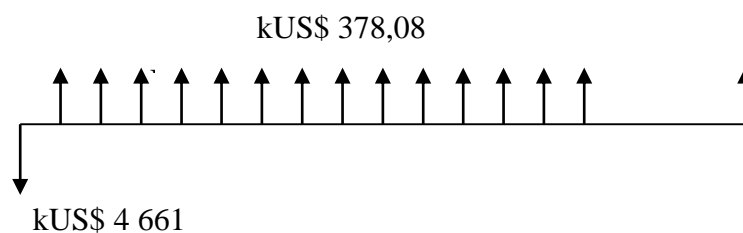


Figura 4.1.- Diagrama de Flujo de Caja Alternativa 1

Donde el único gasto es la inversión en el equipamiento del ciclo combinado ascendiente a kUS\$ 4 661, y los ingresos a través del periodo de análisis son los ahorros de los costos de combustible y por depreciación del equipamiento adquirido afectados por 30% del impuesto a la renta (Con escudo): 378,08 kUS\$/año. Ver tabla 4.4

Hallando el VAN y el TIR de este flujo de caja, obtenemos:

$$\text{TIR} = -3,64 \%$$

$$\text{VAN}(15\%) = \text{kUS\$ } -2\,763,67$$

Los cuales, definitivamente no son indicadores atractivos.

Tabla 4.4.- Flujo de caja económico para la Alternativa 1.- Implementación del ciclo combinado

IMPLEMENTACIÓN DEL CICLO COMBINADO											
EVALUACIÓN ECONÓMICA											
	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
INVERSIÓN (MUS\$)	-4 661,19										
INGRESOS / AHORRO											
Transferencia Kerosene anual		4 736,06	4 736,06	4 736,06	4 736,06	4 736,06	4 736,06	4 736,06	4 736,06	4 736,06	4 736,06
Transporte de Kerosene a la planta		222,00	222,00	222,00	222,00	222,00	222,00	222,00	222,00	222,00	222,00
Mantenimiento en turbobombas usando Kerosene		920,02	920,02	920,02	920,02	920,02	920,02	920,02	920,02	920,02	920,02
TOTAL INGRESOS		5 878,07	5 878,07	5 878,07	5 878,07	5 878,07	5 878,07	5 878,07	5 878,07	5 878,07	5 878,07
EGRESOS											
Transferencia Kerosene anual		4 249,53	4 249,53	4 249,53	4 249,53	4 249,53	4 249,53	4 249,53	4 249,53	4 249,53	4 249,53
Transporte de Kerosene a la planta con Ciclo Combinado		199,20	199,20	199,20	199,20	199,20	199,20	199,20	199,20	199,20	199,20
Mantenimiento de Turbo bombas, TV y HRSG		1 062,94	1 062,94	1 062,94	1 062,94	1 062,94	1 062,94	1 062,94	1 062,94	1 062,94	1 062,94
Depreciación(Turbina de Vapor y HRSGs)		405,32	405,32	405,32	405,32	405,32	405,32	405,32	405,32	405,32	405,32
TOTAL EGRESOS		5 916,98	5 916,98	5 916,98	5 916,98	5 916,98	5 916,98	5 916,98	5 916,98	5 916,98	5 916,98
UTILIDAD BRUTA		-38,91	-38,91	-38,91	-38,91	-38,91	-38,91	-38,91	-38,91	-38,91	-38,91
Impuesto 30%		-11,67	-11,67	-11,67	-11,67	-11,67	-11,67	-11,67	-11,67	-11,67	-11,67
UTILIDAD NETA		-27,24	-27,24	-27,24	-27,24	-27,24	-27,24	-27,24	-27,24	-27,24	-27,24
Depreciación		405,32	405,32	405,32	405,32	405,32	405,32	405,32	405,32	405,32	405,32
FLUJO DE FONDOS	-4 661,19	378,08	378,08	378,08	378,08	378,08	378,08	378,08	378,08	378,08	378,08
VAN al 15%	-4 661,19	328,77	285,89	248,60	216,17	187,97	163,46	142,14	123,60	107,47	93,46
VAN acumulado	-4 661,19	-4 332,42	-4 046,53	-3 797,94	-3 581,76	-3 393,79	-3 230,33	-3 088,20	-2 964,60	-2 857,13	-2 763,67
VAN = -2 763,67 (MUS\$)											
Pay Out >10 AÑOS											
TIR = -3,64%											

4.1.2 Viabilidad Económica de la ALTERNATIVA 2.- Cambio de combustible en la operación

Analizaremos la viabilidad económica de lo siguiente: se tiene una planta de bombeo de crudo con cinco bombas impulsadas por sendas turbinas de gas en ciclo simple, en la actualidad la operación de la planta es intermitente en ciclos de diez (10) días de los cuales opera efectivamente 3 días, adicionalmente de las cinco máquinas disponibles en la etapa de operación efectiva operan solo tres. Se propone hacer una inversión para convertir las válvulas de ingreso de combustible a las cámaras de combustión de tres (03) turbinas de gas a sistema dual para operar con GLP. Las otras dos turbinas de gas permanecerán como unidades de respaldo en caso que falle una de las turbo bombas convertidas a combustible dual.

4.1.2.1 CALCULO DE LA INVERSIÓN

De acuerdo a la relación de partidas de costos indicadas en la tabla 4.5, en la cual se tiene:

Partidas A1, A2 y A7, Tanque de almacenamiento de combustible.- De acuerdo a las ofertas del mercado, una instalación llave en mano que considera estos costos, asciende a:

Tanque de combustible esférico de 4000 BI llave en mano = kUS\$ 1 500

Partidas A3, A4 y A5, Retrofit de Sistema de Combustible de las Turbinas de Gas.- De acuerdo a una oferta referencial de SIEMENS [19], propietaria de la marca RUSTON, se tiene:

Retrofit STAR de válvula combustible de 1”	£ 43 332,30
Retrofit del sistema de seguridad combustible	£ 22 959,20
Hardware del sistema de control y supervisión Flex Logic	£ 89 124,20
Software del sistema de control y supervisión	£ 11 046,20
Cableado de control entre la consola y la turbina a gas	£ 33 895,40
Entrenamiento del personal de operaciones	£ 15 000,00
Delegación de Personal para instalación y puesta en servicio	£ 30 000,00

Total **£ 245 357,30**

Al tipo de cambio 1,6197 US\$/£

Total **kUS\$ 398**

Tabla 4.5.- Componentes de la inversión de la Alternativa 2

A.- INVERSIÓN EN EQUIPAMIENTO			
A1	Tanques de Almacenamiento de GLP	Ingeniería de Detalle, fabricación, Montaje, Prueba de 1 Tanque Esférico de 4000 BI (640 m ³)	01 ud.
A2	Estación de Recepción o Distribución de combustible	Medidor másico de flujo, bombas centrífugas, tubos SCH40, accesorios mecánicos y eléctricos de control y fuerza	02 ud.
A3	Retrofit para la válvula de combustible y sistema de protección de corte de ingreso de combustible.	Válvula de 1" combustible gaseoso STAR de SIEMENS que incluye: <ul style="list-style-type: none"> • Actuador de aluminio con recubrimiento epóxico, • Carcaza y Acoplamiento, • Gobernador, módulo ECU(Unidad de control electrónico) • Transmisores de presión, diferenciales y temperatura más tuberías. • Interfases eléctricas y mecánicas. 	03 ud.
A4	Hardware del sistema de control de la turbina de gas.	Micro TB Gas Turbine <ul style="list-style-type: none"> • PLC FlexLogix 1 • Salidas Digital (24V DC) 80 • Entrada Digital (24V DC) 96 • Entrada Analogue (TC/mV) 32 • Entrada Analogue (4-20mA) 8 • I/O interface modules, terminales y cableado, etc. • Ventilador de tablero. • Sistema de parada emergencia 	03 glob.
A5	Software del sistema de control de la turbina	<ul style="list-style-type: none"> • Secuencia y protección de arranque, parada y salida de servicio de la turbina • Monitoreo de avería en 	03 glob.

	de gas	instrumentación <ul style="list-style-type: none"> • Avisos de advertencia, • Protección y control de velocidad de turbina, • Monitoreo y protección de la temperatura de Turbina, • Monitoreo y control del sistema de lubricación de la Turbina, • Desactivación de sistema del gas y venteo si lo requiere, • Monitoreo y control del sistema de combustible, • Control de la ignición, • Monitoreo de la vibración con 4 sensores., 	
A6	Instalación y puesta en servicio de Equipos de conversión a GLP y entrenamiento de operadores	Delegación de ingenieros especialistas desde SIEMENS Inglaterra a la planta y capacitación de personal de operación de la planta.	01 glob.
A7	Obras Civiles	Cimentación del tanque esférico, implementación de sistema contraincendios.	01 glob.

Sobre la base de estos precios hemos proyectado un presupuesto de modernización del sistema de combustible y del sistema de control y protección para tres (03) turbo bombas que asciende a:

$$\text{kUS\$ } 398 \times 3 = \text{kUS\$ } 1\,194$$

Finalmente tenemos en resumen lo siguiente:

$$\text{COSTO DIRECTO DE INVERSIÓN } \quad 1\,500 + 1\,194 = \text{kUS\$ } 2\,694$$

$$\text{GG.AA. más Contingencias (15\%)} \quad \underline{\hspace{10em}} \quad 404$$

$$\text{COSTO TOTAL DE LA INVERSIÓN} \quad \underline{\hspace{10em}} \quad \text{kUS\$ } 3\,098$$

4.1.2.2 CALCULO DE COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Se efectuará un análisis anual, para ello se elegirá un año característico, en este caso el año 2006, para sobre la base de él proyectar los costos en un horizonte de diez (10) años.

- a) COSTO DEL COMBUSTIBLE.- Los costos de combustible, para efectos prácticos, son proporcionales a las horas máquina o volumen de crudo bombeado en un año.

Situación Actual.- En la tabla 4.2 se muestra el reporte anual de consumo de combustible del año 2006.

Tabla 4.6.- Comparación de los costos de operación entre kerosene y GLP

COMBUSTIBLES	KEROSENE	GLP
Precio de Transferencia de Combustibles (US\$/Bl)	112,00	46,60
Precio Transporte de Combustibles (US\$/Bl)	6,00	8,25
Precio Total (US\$/Bl)	118,00	54,85
Cantidad de Combustible necesaria por la energía consumida (gal/año)	1 776 021	2 475 321
Ahorro de Operación kUS\$	1 757	

- b) TRANSPORTE DE COMBUSTIBLE.-

Para el abastecimiento de GLP hacia la estación 9 se requerirá realizar el transporte del mismo desde Refinería Talara hacia la planta ubicada próxima a la carretera Jorge Basadre o Marginal en Huarmaca- Huancabamba- Piura, para ello consideraremos dos (02) cisternas con capacidades de 8,571 gal y 10,476 gal, considerando 7 viajes por periodo de bombeo para cubrir los 66 352 Gal requeridos (Ver tabla 3.3), de la siguiente manera:

$$GLP transportado por ciclo = (3viajes)8 571 + (4viaje)10 476 = 67 617 Gal$$

c) COSTOS POR MANTENIMIENTO.-

Al utilizar GLP como combustible para las turbinas Ruston TB – 4000, la frecuencia de mantenimiento de esas unidades disminuirá en un 25 %. Determinando que en los escenarios 2, 3 y 4 el ahorro por mantenimiento de 3 turbinas es 230 kUS\$.

Gastos de Mantenimiento actual de turbinas	920 015,71 US\$
Gastos de Mantenimiento actual de turbinas usando GLP	690 011,78 US\$

Ahorro por mantenimiento 230 kUS\$

d) VALOR RESIDUAL.-

Consideraremos un valor residual de la inversión prácticamente nulo, debido a que los costos de desmontaje y transporte son elevados y pueden equiparar al valor residual de las turbinas de gas, que serán lo más rescatable.

e) DEPRECIACIÓN.-

De acuerdo al reglamento del Texto Único Ordenado (TUO) de la ley del impuesto a la renta [22], para maquinaria y equipos utilizados en la actividad petrolera, la depreciación puede realizar hasta un máximo de 20% anual, consideraremos 10% anual del costo directo de la inversión en las nuevas instalaciones correspondientes al manipuleo y recepción del GLP, para cubrir los 10 años que es el horizonte de análisis, esto es:

$$\text{Depreciación anual } 10\% \text{ CI} = 10\% (1\ 500) = \text{kUS\$ } 150/\text{año}$$

4.1.2.3 **CÁLCULO ECONÓMICO DE LA ALTERNATIVA 2**

De este planteamiento se desprende la siguiente representación gráfica del flujo de caja incremental.

TASA DE DESCUENTO:

Usaremos 15%, parámetro usado por la empresa Petroperú S.A.

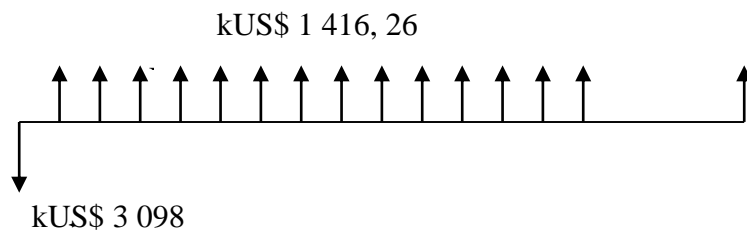


Figura 4.2.- Diagrama de Flujo de Caja Alternativa 2

Donde el único gasto es la inversión en el equipamiento de retrofit de tres turbo bombas más la inversión en el sistema de almacenamiento del GLP que asciende a kUS\$ 3 098 y los ingresos a través del periodo de análisis es el ahorro de los costos de combustible: 1 416,26 kUS\$/año anuales.

Hallando el VAN y el TIR de este flujo de caja, obtenemos:

$$\text{TIR} = 44,6 \% \text{ y } \text{VAN}(15\%) = 4\,009,90 \text{ kUS\$}$$

Tabla 4.6.- Flujo de caja económico para la Alternativa 2.- Implementación del cambio de combustible a GLP

USO DE GAS LICUADO DE PETRÓLEO COMO COMBUSTIBLE DE LAS TURBINAS RUSTON TB - 4000											
EVALUACIÓN ECONÓMICA											
	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
INVERSIÓN (MUS\$)	-3 098,00										
INGRESOS / AHORRO											
Transferencia Kerosene anual		4 736,06	4 736,06	4 736,06	4 736,06	4 736,06	4 736,06	4 736,06	4 736,06	4 736,06	4 736,06
Transporte de Kerosene hacia Estación 9		222,00	222,00	222,00	222,00	222,00	222,00	222,00	222,00	222,00	222,00
Mantenimiento en turbobombas usando Kerosene		920,02	920,02	920,02	920,02	920,02	920,02	920,02	920,02	920,02	920,02
TOTAL INGRESOS		5 878,07	5 878,07	5 878,07	5 878,07	5 878,07	5 878,07	5 878,07	5 878,07	5 878,07	5 878,07
EGRESOS											
Gasto anual de transferencia de GLP anual		2 746,43	2 746,43	2 746,43	2 746,43	2 746,43	2 746,43	2 746,43	2 746,43	2 746,43	2 746,43
Gasto Anual de Transporte de GLP		482,69	482,69	482,69	482,69	482,69	482,69	482,69	482,69	482,69	482,69
Mantenimiento de Tubobombas usando GLP		690,01	690,01	690,01	690,01	690,01	690,01	690,01	690,01	690,01	690,01
Depreciación (Tanque esférico y conexos)		150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00
TOTAL EGRESOS		4 069,12	4 069,12	4 069,12	4 069,12	4 069,12	4 069,12	4 069,12	4 069,12	4 069,12	4 069,12
UTILIDAD BRUTA		1 808,95	1 808,95	1 808,95	1 808,95	1 808,95	1 808,95	1 808,95	1 808,95	1 808,95	1 808,95
Impuesto 30%		542,68	542,68	542,68	542,68	542,68	542,68	542,68	542,68	542,68	542,68
UTILIDAD NETA		1 266,26	1 266,26	1 266,26	1 266,26	1 266,26	1 266,26	1 266,26	1 266,26	1 266,26	1 266,26
Depreciación		150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00
FLUJO DE FONDOS	-3 098,00	1 416,26	1 416,26	1 416,26	1 416,26	1 416,26	1 416,26	1 416,26	1 416,26	1 416,26	1 416,26
VAN al 15%	-3 098,00	1 231,53	1 070,90	931,22	809,75	704,13	612,29	532,43	462,98	402,59	350,08
VAN actualizado	-3 098,00	-1 866,47	-795,57	135,65	945,40	1 649,54	2 261,83	2 794,26	3 257,23	3 659,83	4 009,90
VAN = 4 009,90 (MUS\$)											
PAY OUT= 3,00 AÑOS MES(ES) -2,01 TIR = 44,6%											

CAPÍTULO V

DISCUSIÓN DE RESULTADOS Y CONTRASTACIÓN DE HIPÓTESIS

5.1 Proceso De Contrastación De La Hipótesis General

Según el método Hipotético Deductivo¹⁰ se contrastó la Hipótesis General (Párrafo 1.4.1), que también designaremos como H, sobre la base de las Hipótesis Derivadas: Hipótesis 1 (H1) e Hipótesis 2 (H2), estas dos hipótesis son deducidas de la Hipótesis General, se tomaron en cuenta porque las consideramos verdaderamente interesantes para el problema que se investigó.

A la vez, de acuerdo al método Hipotético Deductivo, para contrastar la Hipótesis General se requirió de “Consecuencias Observacionales” deducidas de ésta, que impliquen afirmaciones acerca de lo observable, tal como las podemos presentar:

Hipótesis 1. Si se cambia la tecnología de operación de la Estación 9 del Oleoducto Norperuano mejorará la rentabilidad.

Hipótesis 2. Si se cambia el combustible en la operación de la Estación 9 del Oleoducto Norperuano mejorará la rentabilidad.

Para el entorno actual, es casi trivial conocer que la implementación de un ciclo combinado trae muchos beneficios, especialmente en lo que respecta un aumento sensible de la eficiencia térmica de la planta de fuerza motriz (Las plantas de generación eléctrica de ciclo simple se orientan en implantar sus ciclos combinados para lograr mayores ingresos por venta de energía). Por lo tanto la Hipótesis 1 cumple con ese requisito, entonces tenemos la Consecuencia Observacional $O1 = H1$.

Con la Hipótesis 2 pasa algo parecido, el GLP es un combustible con un precio sensiblemente menor que el Diesel B5; muchos automóviles, especialmente los servicios de taxis en el país, han dejado de operar con combustibles destilados y prefieren el GLP. Por lo tanto, empíricamente podemos plantear la Consecuencia Observacional $O2 = H2$.

¹⁰ Tomado de: KLIMOVSKY, Gregorio: *Las desventuras del conocimiento científico. Una introducción a la Epistemología*. Buenos Aires, A-Z Editora S.A., 1997. pp. 131-141.

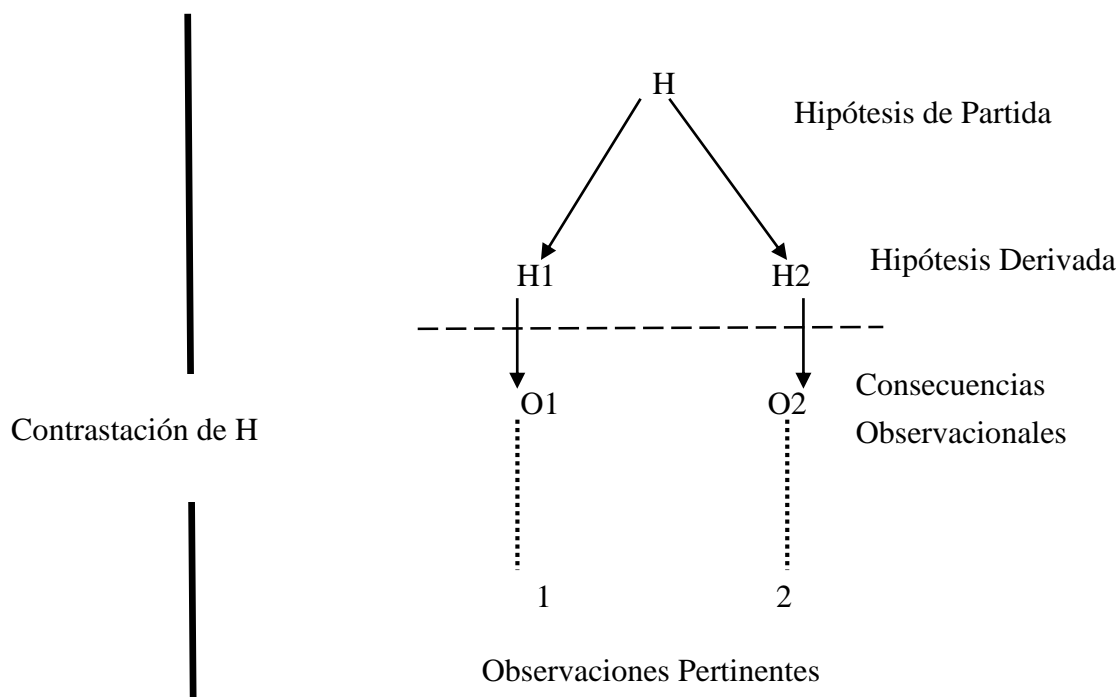


Figura 5.1.- Esquema de Contrastación de la Hipótesis H

En estas condiciones ya se puede efectuar “Observaciones Pertinentes” a las Consecuencias Observacionales para averiguar el grado de acierto o desacierto de las Hipótesis Derivadas. Esta tarea ya se ha llevado a cabo en el capítulo 4, logrando la Observación Pertinente 1 para O1 y la Observación Pertinente 2 para O2. Todo esto a través del análisis económico de cada alternativa, analizando los costos de inversión inicial y el flujo de caja incremental respecto al status de la operación del oleoducto al momento del planteamiento del problema.

5.2 Discusión de Resultados

5.2.1 Observación Pertinente 1

La Observación Pertinente 1, en este caso, ha consistido en experimentar qué sucede al tratar de reducir la variable independiente X , únicamente en su indicador **Magnitud del consumo específico de combustible**, y obtener los resultados de la variable dependiente Y en su indicador **Valor actual neto del flujo de caja** (Ver § 1.5), con la herramienta del análisis de la viabilidad económica, los que se obtuvieron en el § 4.1.1.3, el indicador VAN y otros dos:

Valor actual Neto	: VAN(15%) = -2 763,67 kUS\$,
Tiempo de recuperación del Capital	: Mayor a diez años
Tasa Interna de Retorno	: TIR = -3,64 %,

Estos valores de los indicadores de la rentabilidad, nos dicen que la Observación Pertinente 1 está manifestando que la Consecuencia observacional 1 (O1) no coincide con la base empírica, por lo tanto es falsa y será rechazada. Por ello nos obligamos a reconocer que la Hipótesis 1 es también falsa, así como la hipótesis de partida H o Hipótesis General.

Éste traspiés tienta a manifestar que la Hipótesis General debe ser desterrada, sin embargo, en la actividad científica real no se procede de esta manera, se debe analizar la siguiente Observación Pertinente.

5.2.2 Observación Pertinente 2

La Observación Pertinente 2, en este caso, ha consistido en experimentar qué sucede al tratar de reducir la variable independiente X, únicamente en su indicador **Precio del combustible**, y obtener los resultados de la variable dependiente Y en su indicador de **Valor actual neto del flujo de caja** (Ver §1.5), con la herramienta del análisis de la viabilidad económica, que se han obtenido en el § 4.1.2.3, el indicador VAN y otros dos:

Valor actual Neto	: VAN(15%) = 4 009,90 kUS\$
Tiempo de recuperación del Capital	: Dos años 10 meses
Tasa Interna de Retorno	: TIR = 44,6 %,

Estos valores de los indicadores de la rentabilidad, manifiestan que la Observación Pertinente 2 está indicando que la Consecuencia observacional 2 (O2) sí coincide con la base empírica, por lo tanto es verdadera, igualmente por deducción la Hipótesis 2 será verdadera.

Todo estaría bien si es que la Hipótesis 1 no hubiese sido rechazada al realizar la Observación Pertinente 1, se podría haber manifestado que la Hipótesis

General ha superado una nueva prueba; lo cual no es cierto, entonces lamentablemente, tal como manda el rigor del Método Hipotético Deductivo, la Hipótesis General no ha salido airosa por lo tanto es necesario ensayar otra más plausible.

CONCLUSIONES

1. La alternativa viable en la presente investigación es el cambio de combustible, implementando la conversión de las turbinas de gas a GLP, la cual mejora la rentabilidad de la operación en el orden de cuatro (04) millones de dólares actualizados para un horizonte de diez (10) años de operación.
2. La otra alternativa, el de cambio de tecnología, implementando un ciclo combinado, tiene un problema crucial, el de ser no viable porque no ha superado la contrastación de la hipótesis asociada, la Hipótesis 2, bajo las actuales condiciones de operación de la planta, es decir, empeorará la rentabilidad de la operación, aumentando los costos de operación en 2,7 millones de dólares actualizados para un horizonte de diez (10) años.
3. Está comprobado que la eficiencia térmica del ciclo combinado es superior a la del ciclo simple con las misma turbina de gas; en el presente estudio proyecta teóricamente una eficiencia del 23% para el Ciclo Combinado, frente a la realidad actual del ciclo simple que se constata en un 19%.
4. Esta mejora del rendimiento del 4% es reducida en comparación con las mejoras que se obtienen en las plantas de energía convencionales de ciclo combinado, las cuales actualmente reportan mejoras del orden de 25% respecto al ciclo abierto.
5. El reducido aumento en la eficiencia térmica al implementar el ciclo combinado frente a la elevada inversión requerida en el equipamiento es uno de los más importantes factores que hacen se presente como no viable esta alternativa.

RECOMENDACIONES

1. Cuando se contemple implementar un ciclo combinado se debe tener en cuenta que a menor potencia menor será la viabilidad del proyecto. Se recomienda hacer estudios a partir de 60 MW de potencia total.
2. Se recomienda elaborar un estudio más profundo de la conversión de las turbinas a gas a GLP, el cual debería contemplar Análisis de Riesgos.
3. Un nuevo estudio enfocado en el cambio de combustible de las turbinas de gas del Oleoducto Norperuano deberá considerar no solo la Estación 9, sino también la Estación 5, 6, 7 y 8. Las otras estaciones, San José de Saramuro (Estación 1), Andoas y Morona solo son accesibles por vía fluvial, por lo cual se complicaría el tema del transporte de GLP.
4. Como alternativa una siguiente etapa de investigación se debe contemplar la sustitución de las turbinas de gas Ruston TB 4000 por equipamiento moderno ya sea con nuevas turbinas de gas, motores Diesel o por motores eléctricos como máquinas primas para las bombas de crudo. Para mejorar la operación con un mejor rendimiento del combustible o aprovechar las nuevas redes eléctricas en alta tensión que están próximas a las estaciones 7,8 y 9.
5. Para la selección del nuevo equipamiento se recomienda un manejo de caudal acorde con la producción actual de crudo, actualmente el sistema de bombeo está sobredimensionado, por ello la utilización del equipamiento está en el orden de 30%. Esta situación encarece todo proyecto de implementar mejoras.

BIBLIOGRAFÍA

1. **BATHIE, William W.** (1996). *Fundamentals of Gas Turbines*. New York: John Wiley & Sons Inc.
2. **BENJUMEA H., Pedro N.** (2006). Efecto de la temperatura sobre la densidad del biodiesel del aceite de Palma y sus mezclas con Diesel convencional. *Revista Energética de la Universidad Nacional de Colombia*, 36, 41-50.
3. **CARRILLO VILLENA, Amadeo.** (1982). *Elementos de Costos y Características Técnicas Principales de Centrales Eléctricas Convencionales*. Lima: Electroperú S.A.
4. **DA SILVA WALTER, Arnaldo Cesar,** (2008): *Curso Internacional Evaluación y Gestión de Proyectos Energéticos*. Lima: Universidad Nacional de Ingeniería-FIM.
5. **ESPINOZA QUIÑONES, Luis.** (2007). *Camisea: Impacto en el sector energético Peruano*. Lima: Osinergmin.
6. **FERNÁNDEZ DIEZ, Pedro,** (2000). *Turbinas de gas*. España: Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética Universidad de Cantabria.
7. **PEQUOT PUBLISHING, Inc.** (2000). *Gas Turbine World 2000 – 2001 Handbook*. Connecticut.
8. **KARASSIK, Igor & KRUTZCSCH, William.** (2001). *Pump Handbook* (2nd ed.). New York: Mc Graw Hill.
9. **MEJÍA MEJÍA, Elias.** (2005). *Metodología de la Investigación Científica*. Lima: Centro de Producción Editorial e Imprenta de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos.
10. **RAMÍREZ CADENILLAS, Edgar.** (2005). *Mercado y precios del Gas Natural en el Perú*. Lima: OSINERGMIN. Extraída de: <http://www2.osinerg.gob.pe/infotec/gasnatural/pdf/seminario08092005/1.%20osinerg.pdf>
11. **VÁSQUEZ ISLA, Jorge.** (2005). *Análisis de flujo de gases de combustión para generador de vapor de recuperación de calor (HRSG)*, Lima: Universidad Nacional de Ingeniería, Tesis-FIM.

12. **BALLING, Lothar & ASME POWER DIVISION SPECIAL SECTION.** (2002). Forty Years of Combined Cycle Power Plants. *ENERGY-TECH.* October 2002. 7-30.
13. **GROOVER, Mikell P.** (1997). *Fundamentos de Manufactura Moderna: Materiales Procesos y Sistemas.* México: Prentice-Hall Hispanoamericana S.A.
14. **STEPANOFF, Alexey J.** (1955). *Turboblowers: Theory, design and application of centrifugal and axial flow compressors and fans.* New York: John Wiley & Sons Inc.
15. **RUSTON GAS TURBINES LIMITED.** (1974). *Catálogo Técnico y Manual de Operación de la Turbina de Gas Ruston TB 4000.* Lincoln.
16. **MSD Axially Split Multistage Pump.** (2011/12/19). Recuperado de: <http://www.sulzerpumps.com>.
17. **COPPUS Steam Turbines.** (2012/01/19). *Product Guide Catalog.* C-201. Recuperado de: <http://www.dresser-rand.com>.
18. **PETRÓLEOS DEL PERÚ – PETROPERÚ S.A.** (01/05/2008). *Productos y Servicios.* Recuperado de: <http://www.petroperu.com.pe>.
19. **Siemens Industrial Turbomachinery Ltd.** (2007/08/10). *Retrofit Commercial Proposal.* Lincoln.
20. **Hedman, B.; Woods R. & Knowles D.** (2003). Small Gas/Steam Turbines System. *Gas-Fired Distributed Energy and Environmental Analysis, Technology Characterization.* (Chapter 3). Golden: National Renewable Energy Laboratory/U.S. Department of Energy.
21. **Reglamento del Texto Único Ordenado de la ley del impuesto a la renta.** (1994). *DS-122-94-EF.* Lima: Superintendencia Nacional de Administración Tributaria. Recuperado de: <http://www.sunat.gob.pe/legislacion/renta/regla/index.html>
22. **Balevic, D.; Burger, R. & Forry, D.** (2004). *Heavy-Duty Gas Turbine Operating and Maintenance Considerations.* (pp. 6-8). General Electric Company.
23. **Requena H., Liliana.** (2007). *Uso de GLP como combustible en operaciones de bombeo de Oleoducto en los equipos de Turbinas Ruston.* Piura: Unidad Ingeniería de Oleoductos/Operaciones Oleoducto.

ANEXOS

ANEXO A

EVALUACIÓN TÉCNICA DE LA TURBINA DE GAS A CONDICIONES NOMINALES DEL SITIO

En este anexo se analiza el ciclo termodinámico Brayton de la turbina de gas a potencia nominal establecida en las curvas de operación del fabricante a condiciones ambientales de la planta, es decir a una temperatura de ingreso del aire a 30 °C y a una presión correspondiente a la altitud de 1 162 m.

A.1 Análisis y Comprobación del Ciclo Termodinámico Brayton de la Turbina de Gas RUSTON TB 4000

Se desarrollarán cálculos iterativos para acoplar el ciclo termodinámico de operación, para lo cual serán empleados los parámetros determinados en el Anexo B, operación de la turbina de gas a condiciones estándar, tales como las eficiencias del compresor y turbinas de tal manera que se encuentre la convergencia a las condiciones de operación de planta.

Para este propósito ha sido muy útil como herramienta el programa Mathcad 14 y el software Termograf, éste último en lugar de las tablas de propiedades termodinámicas tradicionales.

Enseguida se desarrolla el proceso de cálculo:

A.1.1 Proceso de Compresión

CONDICIONES DE ENTRADA AL COMPRESOR (estado 1)

Presión:

Las instalaciones materia de este estudio se encuentran a una altitud de 1 162 m (3812 pies), ello influye directamente en la magnitud de la presión P_1 de ingreso de aire del compresor, la variación de la presión atmosférica con la altitud la mostramos en la Tabla 1.1.

Interpolando entre 1 000 y 1 500 obtenemos:

→ Presión atmosférica a 1 162 m = 88,15 kPa

Entonces la presión absoluta de aspiración del aire fresco a la entrada de las turbinas a gas, antes de los filtros de aire es:

$$P_0 = 88,15 \text{ kPa}$$

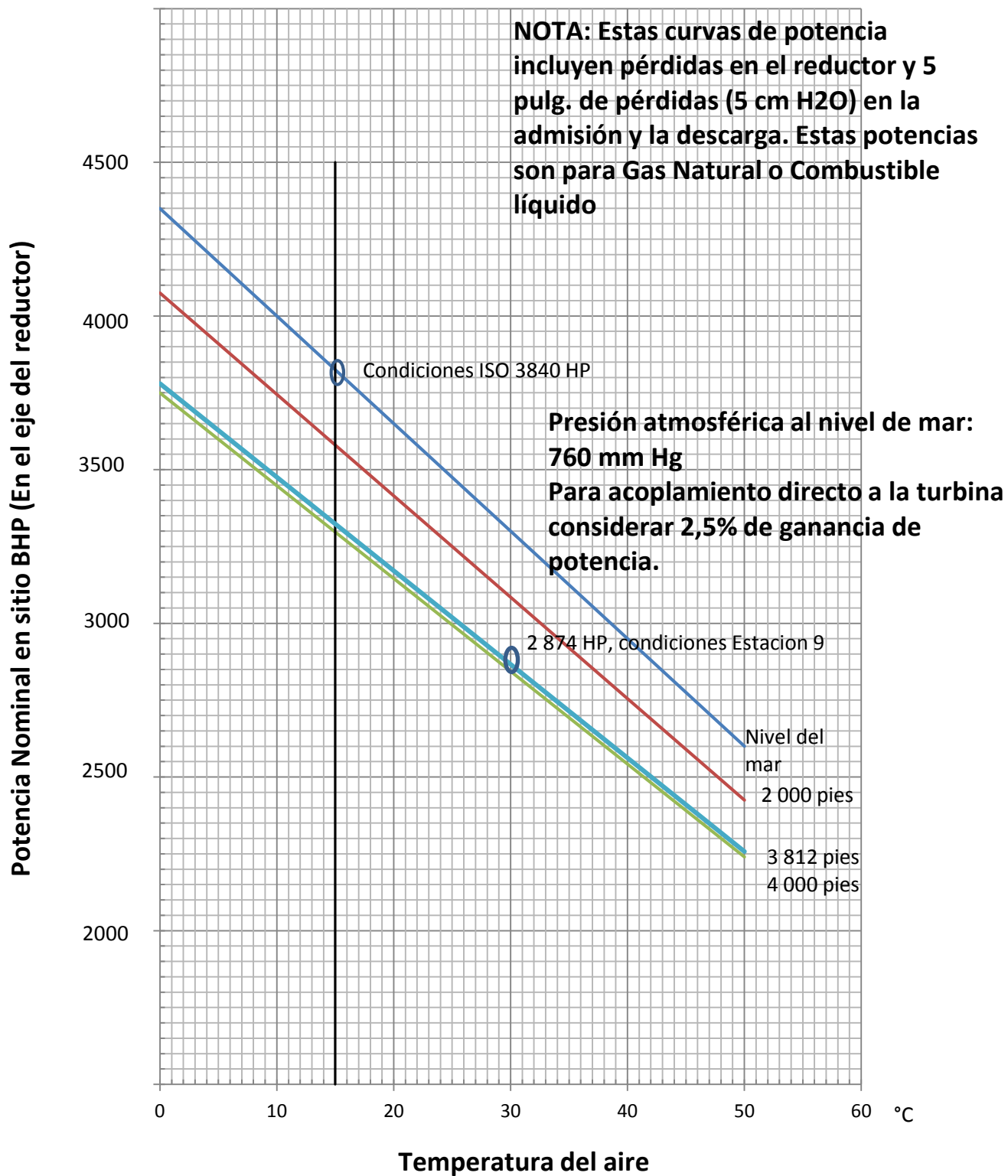


Fig. A.1.- POTENCIA NOMINAL A CONDICIONES AMBIENTALES DE LA INSTALACIÓN DE LA TURBINA RUSTON TB 4000[15]

Por consiguiente la presión P_1 , a la entrada del compresor, tal como lo especifica el fabricante, se calculará con una caída de presión en la admisión a través de los filtros equivalente a 5 cm (2 pulg) de columna de agua, es decir:

$$P_1 = 87,65 \text{ kPa}$$

Temperatura:

La temperatura ambiente registrada en el sitio al momento del levantamiento de la información:

$$T_0 = 30 \text{ }^\circ\text{C} \approx 303 \text{ K}$$

Consideraremos que no hay variación sensible de la temperatura del aire fresco a la entrada del compresor, por lo tanto:

$$T_1 = 303 \text{ K}$$

Tomando los valores entre 300 y 310 K e interpolando para 303 K en las tablas de propiedades de aire seco a 1 Atm. (SI) [1], tal como se muestra en la Tabla 1.2 tenemos:

$$P_{r1} = 1,4392 \text{ y } h_1 = 23,10 \text{ kJ/kmol}$$

CONDICIONES A LA SALIDA DEL COMPRESOR P_2

Presión P_2

De acuerdo a las características técnicas de la turbina TB 4000 a velocidad nominal 10 600 rpm del compresor, la relación de compresión es 5,8 (Tabla B.1 del Anexo B) [15], como la velocidad real de operación es 9 700 rpm y la temperatura de operación 30 °C, mayor a la temperatura estándar (15,6 °C), necesariamente habrá una variación sensible de la relación de compresión P_2/P_1 .

Por ello, asumir la disminución proporcional de la relación de compresión respecto a la disminución de la Velocidad Corregida de operación, es muy razonable, entonces combinando (2.1) y (2.3):

POTENCIA Y CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR Vs VELOCIDAD

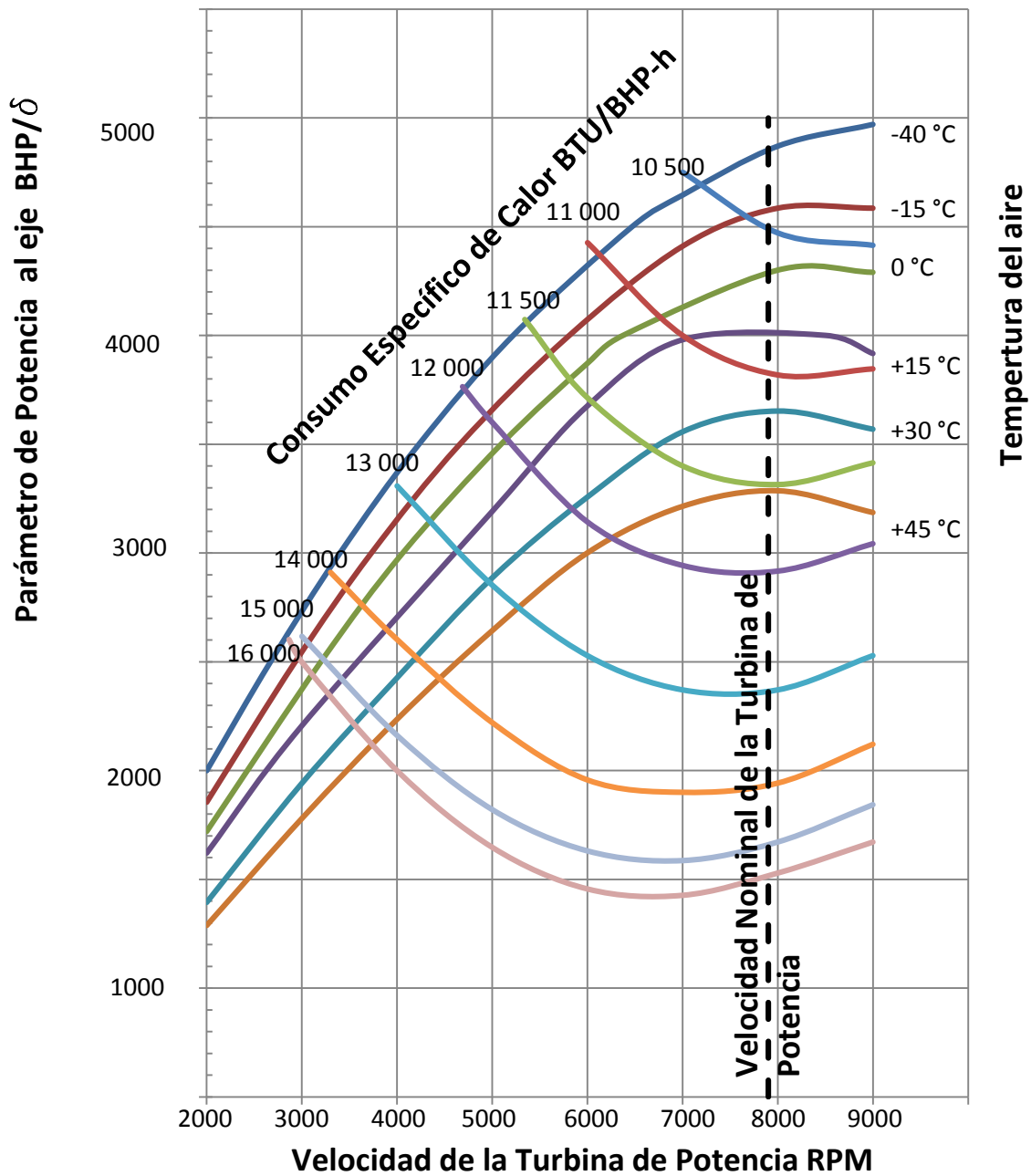


Fig. A.2.- DIAGRAMA DE POTENCIA Y CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE OPERACIÓN DE LA TURBINA DE POTENCIA[15]

$$\frac{r_c \text{ nominal}}{r_c \text{ real}} = \frac{N_{\text{nominal}}}{N_{\text{real}} / \sqrt{T_1 / T_E}} \quad (\text{A.0})$$

$$\frac{5,8}{r_c \text{ real}} = \frac{10600}{9700 / \sqrt{\frac{303}{288,6}}} \Rightarrow r_c \text{ real} = 5,18$$

Por lo tanto, la presión calculada a la salida del compresor será:

$$P_2 = 5,18 \times P_1 = 454,03 \text{ kPa}$$

Aplicando la técnica de la presión relativa en procesos isentrópicos:

$$P_{r2} = r_c \times P_{r1} = 5,18 \times 1,4392 = 7,455$$

Luego, aplicando el método de ciclo básico con fricción [1], la temperatura ideal a la salida del compresor, con un proceso isentrópico será:

$$T_{2i} = 482,91 \text{ K}$$

Y su entalpía de acuerdo a tablas será:

$$h_{2i} = 5308,8 \text{ kJ/kmol}$$

Hallando la Temperatura Real 2 a la salida del compresor (T_{2a}):

Para este cálculo tomamos el valor de la eficiencia del compresor similar a las condiciones estándar del ciclo termodinámico, Anexo B, (nivel del mar y 15,6 °C) donde el valor convergió en:

$$\eta_c = 81\%,$$

- Trabajo del compresor ideal $w_{ci} = h_{2i} - h_1$

$$w_{ci} = 5\,285,68 \text{ kJ/kmol}$$

- Trabajo del compresor real w_{ca}

$$w_{ca} = \frac{w_{ci}}{\eta_c} = \frac{5285,68}{0,81} = 6525,53 \text{ kJ/kmol}$$

- Entalpía real $h_{2a} = h_1 + w_{ca}$

$$h_{2a} = 6\,548,63 \text{ kJ/kmol.}$$

La temperatura real 2:

Interpolando de tablas

$$T_{2a} = 524,42 \text{ K}$$

A.1.2 Proceso de Combustión o Ingreso de Calor

POTENCIA NOMINAL A CONDICIONES DEL SITIO (DERRATEADA)

Del diagrama de la figura A.1, (RUSTON TB 4000 GAS TURBINE NORMAL SITE RATING) [15] se puede obtener la potencia normal de la turbina en el eje del reductor a las condiciones de altitud y temperatura ambiente del lugar de la instalación, para ello, como la E9 se encuentra a la altitud de 1 162 m (3812 pies) se interpola entre las curvas de 2 000 y 4 000 pies para 30 °C de temperatura del aire de admisión, lo cual resulta 2 874 BHP. Para la misma temperatura, a nivel del mar la máquina puede entregar una potencia en la brida del reductor de 3 300 BHP, entonces queda definido el factor de derrateo δ :

$$\delta = 2\,874/3\,300 = 0,8709 \quad (\text{A.1})$$

El cual indica la potencia disponible en la E9 por cada unidad de potencia a nivel del mar y servirá para corregir los datos de potencia para hacer uso de los demás ábacos como el de la figura A.2.

Para emplear directamente los ábacos del fabricante se ha considerado, para los cálculos de este anexo, el poder calorífico estándar del combustible que el fabricante emplea, éste es:

$$\text{PCI} = 42\,566 \text{ kJ/kg (18 300 BTU/lb)}$$

Consumo específico:

El diagrama de la Fig. 1.4 de la página 39, *Consumo específico de combustible líquido en función de la potencia*, está elaborado considerando que para todas las curvas la presión atmosférica es a nivel del mar y la velocidad de operación de la turbina es la nominal, 7 900 rpm; así mismo, es posible apreciar en este diagrama que todas las curvas empiezan para una potencia mínima de 1 000 BHP, es decir, el fabricante quiere indicar implícitamente que ese es el mínimo técnico de operación de la máquina; a la vez, cada curva está trazada hasta una potencia máxima establecida, respectivamente, es decir, el fabricante quiere indicar implícitamente la máxima potencia garantizada en la brida del reductor en función de la temperatura de admisión.

Con lo indicado en el párrafo anterior, no se puede usar directamente este diagrama para la velocidad 7 033 rpm; de todos modos, considerando la temperatura de admisión en 30 °C se obtiene que la potencia máxima a plena carga en el reductor es:

$$3\,300 \text{ BHP}$$

Para esta máxima potencia el consumo específico de combustible asciende a:

$$0,655 \text{ lb/BHP-h.}$$

Estos últimos parámetros de operación deben ser corregidos para el escenario real de operación, el consumo de combustible es afectado por la variación de la velocidad de operación de acuerdo a las tendencias mostradas en el diagrama de la fig. A.2, en ella no aparece el consumo combustible, en vez de este parámetro está el consumo específico de calor (Heat Rate), pero ambos son directamente proporcionales sobre la base del poder calorífico inferior (PCI), por ello usaremos el diagrama para establecer variaciones porcentuales de la potencia nominal y el Heat Rate para corregir los valores encontrados mediante los diagramas de las figuras 1.4 y A.2. En consecuencia encontramos que para 7 033 rpm las variaciones de potencia nominal y consumo específico son:

$$\Delta \text{Potencia} = -2.36\%$$

$$\Delta \text{Consumo Específico} = +1.706\%$$

Haciendo las correcciones a lo obtenido en el párrafo anterior resulta:

$$\text{Potencia nominal en el reductor a } 7033 \text{ rpm} = 2\,806 \text{ BHP,}$$

$$\text{Consumo específico a } 7033 \text{ rpm} = 0,666 \text{ lb/BHP-h}$$

Con este dato podemos encontrar el Consumo Específico de Calor:

$$\text{Heat Rate} = \text{PCI} \times \text{Consumo específico} = 17\,244 \text{ kJ/kWh}$$

POTENCIA UTIL (\dot{W}_{util}):-

La potencia en el eje de la turbina será 2.5% superior a la potencia en el eje del reductor, tal como lo indican los diagramas o ábacos, ello es:

$$\dot{W}_{util} = 1,025 \times 2\,806 \text{ BHP} = 2\,876 \text{ BHP}$$

Como 1 BHP = 0.746 kW (anexo D), la potencia útil expresada en kW será:

$$\dot{W}_{util} = 2\,145 \text{ kW}$$

EFICIENCIA TÉRMICA (η_{TERMICA}):-

La eficiencia térmica es la inversa del Heat Rate tal como lo indica la expresión A.2:

$$\begin{aligned}\eta_{\text{TERMICA}} &= 1/\text{Heat Rate} && (\text{A.2}) \\ &= 1/(17\,244 \text{ kJ/kWh})\end{aligned}$$

Como 1 kWh = 3 600 kJ (anexo D), la eficiencia global de la máquina será:

$$\begin{aligned}&= 3\,600 \text{ kJ}/17\,244 \text{ kJ} \\ \eta_{\text{TERMICA}} &= 0,2088 = 20,88\%\end{aligned}$$

FLUJO DE CALOR DE ENTRADA (Q_{ent}):-

Está relacionado con la potencia útil a través de la eficiencia térmica tal como lo indica la expresión A.3:

$$Q_{ent} = \dot{W}_{util} / \eta_{\text{TERMICA}} \quad (\text{A.3})$$

En la cual, reemplazando valores tenemos:

$$Q_{ent} = 10\,274 \text{ kW}$$

FLUJO MÁSICO DE COMBUSTIBLE (\dot{m}_{comb}):-

Está relacionado con el flujo de calor de entrada y el poder calorífico del combustible (Ecuación 1.10), despejando el flujo de masa de combustible, resulta:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{Q_{ent}}{PCI} = 0,2414 \text{ kg/s}$$

FLUJO MÁSICO DE AIRE (\dot{m}_{air}):-

Está relacionado con el flujo de másico del combustible a través de la relación Combustible/Aire, f , para desarrollar el acoplamiento termodinámico a condiciones nominales ISO se tomó el valor de $f= 1/60$ para el análisis en el anexo B, a máxima potencia, basado en Fernández Diez [2]; para el presente análisis se tomará el mismo valor ya que la máquina está igualmente bajo la condición de diseño:

$$\dot{m}_{aire} = \frac{\dot{m}_{comb}}{f} = 14,42 \text{ kg/s}$$

CALOR DE ENTRADA ESPECÍFICO POR UNIDAD DE MASA DE AIRE (q_{ent}):-

El calor de entrada lo calculamos con la ecuación 1.12, afectada por la eficiencia del combustor, en este caso también se adoptó 95%, entonces tenemos:

$$q_{ent} = Q_{ent} * \frac{\eta_{combustor}}{\dot{m}_{aire}} = 19\,521 \text{ kJ/kmol}$$

A.1.3 Proceso de Expansión en la Turbina Generadora de Gas

CONDICIONES A LA ENTRADA DE LA TURBINA GENERADORA DE GAS (Estado 3 del ciclo Brayton)

La entalpía en el estado **3**, h_3 se calcula como:

$$h_3 = h_{2a} + q_{ent} = 26\,070 \text{ kJ/kmol}$$

Similarmente a lo aplicado en los estados 1 y 2, de Tablas de Propiedades de aire seco [1] y por interpolación se llega a la temperatura absoluta y la presión relativa:

$$T_3 = 1135 \text{ K}; \quad P_{r3} = 190,23$$

La presión en este estado idealmente es la misma del estado 2, sin embargo existe estrictamente una caída de presión por efectos de la turbulencia y dosificación del aire para lograr la mejor eficiencia de combustión, de acuerdo al cálculo efectuado en el Anexo B, el acoplamiento se da con una caída del 3%, por ello:

$$P_3 = 0.97 P_2 = 440,41 \text{ kPa}$$

TRABAJO (w_{tg}) EN LA TURBINA GENERADORA DE GAS

Se sabe que los trabajos específicos estarán afectados por la relación combustible-aire f porque la masa de fluido que pasa por la turbina es mayor que la del compresor, ya que en la turbina se adiciona la masa de combustible que entra por los cuatro quemadores, entonces aplicando el método aproximado de aire equivalente [1]:

$$w_{tg a} = \frac{w_{c a}}{1 + f}$$

$$w_{tg a} = 6\,419 \text{ kJ/kmol}$$

Esto permite encontrar las condiciones en el estado 4, a la salida de la turbina generadora de gas:

La entalpía equivalente de los gases expandidos hasta el estado 4, es igual a:

$$h_{4a} = h_3 - w_{tga}$$

Con lo cual resulta: $h_{4a} = 19\,651$ kJ/kmol, de tablas e interpolando se halla la temperatura y la presión relativa:

$$T_{4a} = 942 \text{ K}$$

$$P_{r4a} = 90,35$$

Para proseguir con el análisis es importante conocer la presión en el estado 4, por ello con la ayuda de las presiones relativas asumiendo un proceso ideal de expansión en la turbina generadora de gas se hallarán las propiedades en el estado ideal 4i que nos permitirá calcular la presión en 4.

$$w_{tgi} = \frac{w_{tga}}{\eta_{tg}} \quad (A.4)$$

Dependencia entre la eficiencia global y las eficiencias de la turbina y del compresor

En esta última expresión es necesario conocer la eficiencia isentrópica η_{tg} de la turbina generadora de gas, para ello usaremos la relación (A.5) [2] que vincula la eficiencia global de la máquina ($\eta_{termica}$) con las eficiencias del compresor y de la turbina; la cual es suficientemente aproximada, pues considera que el fluido de trabajo es aire teórico en todo el ciclo Brayton, pues las propiedades de los gases de escape son muy aproximadas a las del aire teórico por la alta relación aire/combustible [1]:

$$\eta_{termica} = \frac{\Delta - 1}{\Delta} \frac{(\Phi \eta_T \eta_C) k - \Delta}{(\Phi - 1) \eta_C - (\Delta - 1)} \quad (A.5)$$

Donde a la vez, tenemos: el salto isentrópico de temperatura en el compresor:

$$\Delta = \frac{T_{2i}}{T_1} \quad (A.6)$$

La relación de temperatura máxima/mínima del ciclo:

$$\Phi = \frac{T_3}{T_1} \quad (A.7)$$

El factor de influencia de la caída de presión en el combustor sobre la eficiencia de la turbina

$$k = \frac{\Delta}{\Delta - 1} \frac{(\gamma - 1)}{\gamma} \frac{\Delta P_2}{P_2} \quad (A.8)$$

Donde γ es la relación de calores específicos del aire:

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1,4$$

Reemplazando valores y despejando η_T en (A.5) se obtiene:

$$\eta_T = 84,28 \% = \eta_{tg}$$

Valor que vale para η_{tg} ya que la turbina generadora de gas abarca las dos primeras etapas de la turbina (Anexo C)

Presión en el estado 4

Este valor es reemplazado en la ecuación (A.4) y se obtiene:

$$w_{tgi} = 7\,616,28 \text{ kJ/kmol}$$

Con lo cual se calcula la entalpia ideal en 4:

$$h_{4i} = h_3 - w_{tgi} = 18\,305 \text{ kJ/kmol}$$

De tablas y efectuando la interpolación se encuentra:

$$P_{r4i} = 75,55$$

Y aplicando el criterio de presiones relativas se obtiene:

$$P_4 = \frac{P_{r4i}}{P_{r3}} P_3 = 175,45 \text{ kPa}$$

TRABAJO EN LA TURBINA DE POTENCIA

La potencia útil o la potencia mecánica que se dispone en el eje de la turbina bajo las condiciones atmosféricas de la Estación 9 de acuerdo a lo calculado (página 95) resulta ser 2 135 kW.

Condiciones a la salida de la turbina de potencia (5)

Como lo indica el fabricante [15], la contrapresión en la chimenea de escape, normalmente es equivalente a una columna de 2 pulgadas (5 cm) de H₂O, por lo cual, la presión a la salida de la turbina P_5 será:

$$P_5 = P_0 + 0,05m (\gamma_{H_2O}) = 88,65 \text{ kPa}$$

El trabajo específico en la turbina de potencia con relación a la masa de aire que pasa por el compresor estará dado por:

$$w_{tpa} = \frac{W_{util}}{\dot{m}_{aire}(1+f)} = 4\,219,6 \text{ kJ/kmol}$$

De lo cual es posible encontrar la entalpia real en 5:

$$h_{5a} = h_{4a} - w_{tpa} = 15\,432 \text{ kJ/kmol}$$

De tablas e interpolando:

$$T_{5a} = 538,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

Con el fin de evaluar la eficiencia de la turbina de potencia y comprobar el correcto acoplamiento calculamos el estado ideal a la salida de la turbina 5i, tenemos:

$$P_{r5i} = \frac{P_{r4a}}{P_4} P_5 = 45,65$$

De tablas e interpolando tenemos:

$$T_{5i} = 516,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{5i} = 14\,745 \text{ kJ/kmol}$$

Por lo tanto el trabajo ideal de la turbina de potencia estará dado por:

$$w_{tpi} = h_{4a} - h_{5i} = 4\,906,7 \text{ kJ/kmol}$$

Comprobando la eficiencia de la turbina de potencia:

$$\eta_{tp} = \frac{w_{tpa}}{w_{tpi}} = 85,9 \%$$

El cual está en el orden de magnitud esperado.

ANEXO B

EVALUACIÓN TÉCNICA DE LA TURBINA DE GAS A CONDICIONES ESTÁNDAR

En este anexo la se analiza el ciclo termodinámico Brayton de la turbina de gas a potencia nominal establecida en las curvas de operación del fabricante a condiciones ambientales estándar, es decir a una temperatura de ingreso del aire a 15 °C y a una presión correspondiente al nivel del mar.

Tabla B.1.- DATOS TÉCNICOS DE LA TURBINA DE GAS TB 4000G

Potencia continua condiciones ISO, en el eje del reductor	2 863 kW (3 840 BHP)
Temperatura ambiente	15 °C (59 °F)
Altitud de operación	Nivel del mar
Derrateo por altitud	3.5% cada 1 000 pies (305 m)
CONSUMO DE COMBUSTIBLE (Condiciones ISO)	
Consumo específico de combustible a plena carga	0,3771 kg/kWh (0,62 lb/BHP-h)
Tipo de combustible	Petróleo destilado: Diesel 2, Kerosene, BD5
Poder calorífico neto (PCI)	42,57 MJ/kg (18 300 BTU/lb ó 10 167 kcal/kg) ± 5%
DETALLES MECÁNICOS DEL EQUIPO	
Número de Ejes	2
Tipo de compresor/# de etapas	Axial/12 etapas
Relación de compresión	5,8 : 1

Turbina que acciona el compresor: Tipo/# de etapas	Axial / 2 etapas
Velocidad de la turbina del compresor	10 200 RPM
Turbina de potencia: Tipo/# de etapas	Axial / 2 etapas
Velocidad de la turbina de potencia	7 900 RPM
Velocidad en el eje del reductor	3 550 RPM

B.1 Análisis y Comprobación del Ciclo Termodinámico Brayton de la Turbina de Gas RUSTON TB 4000

Se desarrollarán cálculos iterativos para acoplar el ciclo termodinámico de operación, para lo cual serán empleados los parámetros establecidos por el fabricante en la documentación técnica alcanzada, Tabla B.1, de tal manera que se encuentre la convergencia a las condiciones estándar.

Para este propósito hemos usado como herramienta el programa Mathcad 14.

Enseguida describimos el proceso de cálculo:

B.1.1 Proceso de Compresión

CONDICIONES DE ENTRADA AL COMPRESOR (estado 1)

Presión:

Las condiciones estándar implican una presión atmosférica de 1,01 bar, entonces la presión absoluta de aspiración del aire fresco a la entrada de las turbinas a gas, antes de los filtros de aire es:

$$P_0 = 1,0135 \text{ kPa}$$

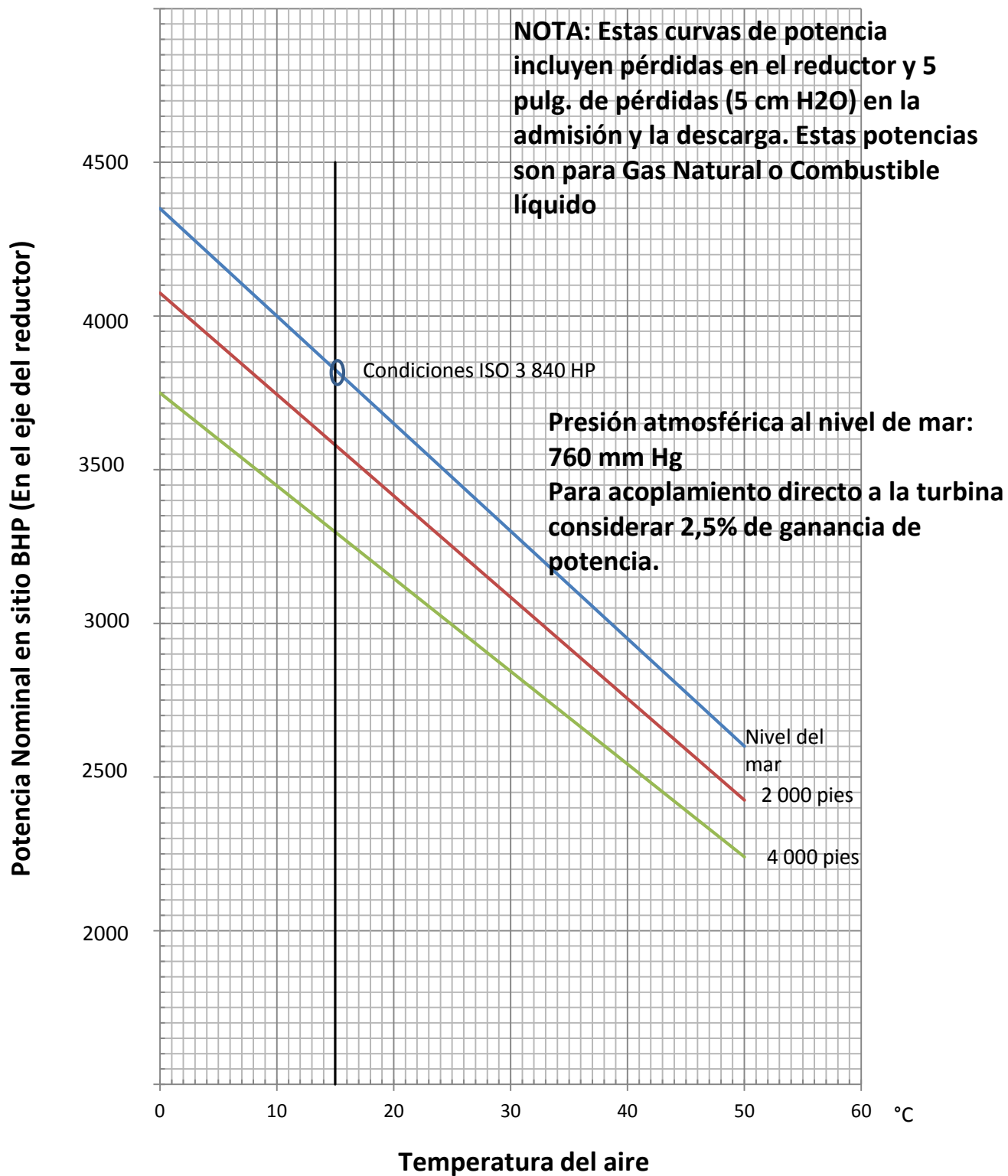


Fig. B.1.- POTENCIA NOMINAL A CONDICIONES AMBIENTALES DE LA INSTALACIÓN DE LA TURBINA RUSTON TB 4000 [15]

Por consiguiente la presión P_1 , a la entrada del compresor, tal como lo especifica el fabricante, se calculará con una caída de presión en la admisión a través de los filtros equivalente a 5 cm (2 pulg) de columna de agua, es decir:

$$P_1 = 100,84 \text{ kPa}$$

Temperatura:

La temperatura ambiente estándar:

$$T_0 = 15,6 \text{ °C} \approx 288,16 \text{ K}$$

Se supone que no hay variación sensible de la temperatura del aire fresco a la entrada del compresor, por lo tanto:

$$T_1 = 288,16 \text{ K}$$

Tomando los valores entre 280 y 290 K e interpolando para 288,16 K en las tablas de propiedades de aire seco a 1 Atm. (SI) [1] se obtiene:

$$P_{r1} = 1,2175 \text{ y } h_1 = -387,74 \text{ kJ/kmol}$$

CONDICIONES A LA SALIDA DEL COMPRESOR P_2

Presión P_2

De acuerdo a las características técnicas de la turbina TB 4000 a velocidad nominal 10 600 RPM del compresor, la relación de compresión es 5,8.

POTENCIA Y CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR Vs VELOCIDAD

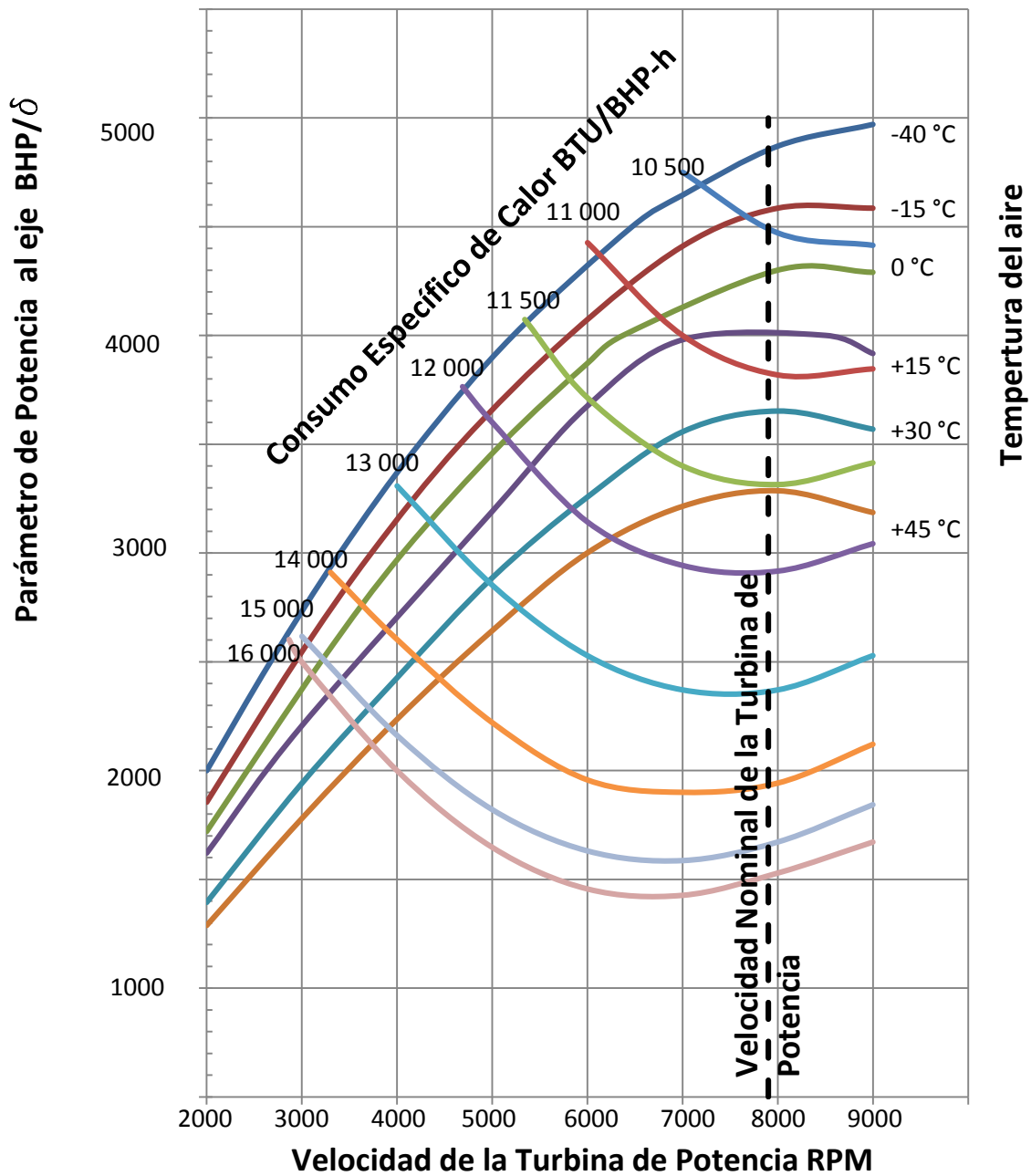


Fig. B.2.- DIAGRAMA DE POTENCIA Y CONSUMO ESPECÍFICO DE CALOR EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE OPERACIÓN DE LA TURBINA DE POTENCIA[15]

Por lo tanto, la presión calculada a la salida del compresor será:

$$P_2 = 5,8 \times P_1 = 584,87 \text{ kPa}$$

Aplicando la técnica de la presión relativa en procesos isentrópicos:

$$P_{r2} = r_c \times P_{r1} = 5,8 \times 1,2175 = 7,0615$$

Luego, aplicando el método de ciclo básico con fricción [1], la temperatura ideal a la salida del compresor, con un proceso isentrópico será:

$$T_{2i} = 475,67 \text{ K}$$

Y su entalpía de acuerdo a tablas será:

$$h_{2i} = 5090,11 \text{ kJ/kmol}$$

Hallando la Temperatura Real 2 a la salida del compresor (T_{2a}):

Para calcular este parámetro es necesario tener establecida la magnitud de la eficiencia isentrópica del compresor la cual no está indicada en las especificaciones técnicas de la máquina, más aún, el fabricante no ha puesto a disposición el mapa del compresor, Fig. 1.2, por lo cual se hace necesario efectuar tanteos y se ha tomado como punto de partida los valores de eficiencia indicados en los ejemplos de cálculo del libro de William Bathie (Fundamentos de Turbinas de gas) [1], luego de desarrollar el cálculo de todos los procesos del ciclo termodinámico con diferentes valores de eficiencia del compresor el acoplamiento se dio con:

$$\eta_{\text{comp}} = 81 \%$$

- Trabajo del compresor ideal, de acuerdo al diagrama temperatura – entropía (T - s) del ciclo termodinámico Brayton, figura 1.1, tenemos:

$$w_{ci} = h_{2i} - h_1 \quad (\text{B.1})$$

$$w_{ci} = 5\,477,85 \text{ kJ/kmol}$$

- Trabajo del compresor real w_{ca} , está relacionado con el trabajo ideal mediante [1]:

$$w_{ca} = \frac{w_{ci}}{\eta_c} \quad (B.2)$$

$$= \frac{5477,85}{0,81} = 6762,78 \text{ kJ/kmol}$$

- Entalpía real:

$$h_{2a} = h_1 + w_{ca} \quad (B.3)$$

$$h_{2a} = 6\,375,04 \text{ kJ/kmol.}$$

La temperatura real 2: Interpolando de tablas

$$T_{2a} = 518,63 \text{ K}$$

B.1.2 Proceso de Combustión o Ingreso de Calor

POTENCIA UTIL (\dot{W}_{util}):-

La potencia en el eje de la turbina será 2,5% superior a lo que nos indican los diagramas, ello es:

$$\dot{W}_{util} = 1,025 \times 2\,863 \text{ kW} = 2\,935 \text{ kW}$$

EFICIENCIA TÉRMICA ($\eta_{TERMICA}$):-

La eficiencia térmica es la inversa del Consumo Específico de Calor ó Heat Rate, a la vez este último está definido por la expresión:

$$Heat\ Rate = PCI \times Consumo\ Específico\ de\ Combustible \quad (B.4)$$

Reemplazando valores de la tabla B.1

$$Heat\ Rate = 16\,053 \text{ kJ/kWh}$$

Entonces:

$$\begin{aligned} \eta_{TERMICA} &= 1/Heat\ Rate \\ &= 1/(16\,053 \text{ kJ/kWh}) \end{aligned}$$

Como 1 kWh = 3 600 kJ (anexo D), la eficiencia global de la máquina será:

$$= 3\,600 \text{ kJ}/16\,053 \text{ kJ}$$

$$\eta_{TERMICA} = 0,2243 = 22,43\%$$

FLUJO DE CALOR DE ENTRADA (Q_{ent}).

Está relacionado con la potencia útil a través de la eficiencia térmica:

$$Q_{ent} = \dot{W}_{util} / \eta_{TERMICA} = 13\ 088\ kW$$

FLUJO MÁSICO DE COMBUSTIBLE (\dot{m}_{comb}).

Está relacionado con el flujo de calor de entrada y el poder calorífico del combustible (Ecuación 1.10), despejando en ésta el flujo másico de combustible, se obtiene:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{Q_{ent}}{PCI}$$
$$\dot{m}_{comb} = \frac{13\ 088 \frac{kJ}{s}}{42\ 566 \frac{kJ}{kg}} = 0,3075 \frac{kg}{s}$$

FLUJO MÁSICO DE AIRE (\dot{m}_{aire}).

Está relacionado con el flujo de másico del combustible a través de la relación Combustible/Aire, f , para desarrollar el acoplamiento termodinámico a condiciones nominales ISO se tomó el valor $f= 1/60$ basado en la publicación de Fernández Diez [2], ya que el fabricante no indica explícitamente valores del flujo de aire a través de la máquina:

$$\dot{m}_{aire} = \frac{\dot{m}_{comb}}{f} = 18,45 \frac{kg}{s} = 0,0106 \frac{kmol}{s}$$

CALOR DE ENTRADA ESPECÍFICO POR UNIDAD DE MASA DE AIRE (q_{ent}).

El calor de entrada es calculada con la ecuación 1.12, en la cual interviene la eficiencia del combustor, en este caso también se asumió 95%, entonces tenemos:

$$q_{ent} = Q_{ent} * \frac{\eta_{combustor}}{\dot{m}_{aire}} = 19\ 521\ kJ/kmol$$

B.1.3 Proceso de Expansión en la Turbina Generadora de Gas

CONDICIONES A LA ENTRADA DE LA TURBINA GENERADORA DE GAS (3)

La entalpía del estado **3**, h_3 es calculada como:

$$\begin{aligned} h_3 &= h_{2a} + q_{ent} \\ &= 25\,896 \text{ kJ/kmol} \end{aligned} \tag{B.5}$$

Similarmente a lo aplicado en los estados 1 y 2, de tablas y por interpolación se llega a los valores de temperatura y presión relativa:

$$T_3 = 1\,129,9 \text{ K}$$

$$P_{r3} = 186,77$$

La presión en este estado idealmente es la misma del estado 2, la salida del compresor, sin embargo existe estrictamente una caída de presión por efectos de la turbulencia y dosificación del aire para lograr la mejor eficiencia de combustión, se ha adoptado una caída de presión absoluta del orden del 3% tomando en cuenta los ejemplos de cálculo en [1], por ello:

$$P_3 = 0,97 P_2 = 567,32 \text{ kPa}$$

TRABAJO (w_{tg}) EN LA TURBINA GENERADORA DE GAS

Está demostrado [1] que los trabajos específicos estarán afectados por la relación combustible-aire f porque la masa de fluido que pasa por la turbina es mayor que la del compresor, ya que en la turbina se adiciona la masa de combustible que entra por los cuatro quemadores, entonces aplicando el método aproximado de aire equivalente [1]:

$$w_{tg a} = \frac{w_{c a}}{1 + f}$$

$$w_{tg a} = 6\,651,91 \text{ kJ/kmol}$$

Ello permitirá encontrar las condiciones en el estado 4, a la salida de la turbina generadora de gas:

La entalpía equivalente de los gases expandidos hasta el estado 4, es igual a:

$$h_{4a} = h_3 - w_{tg a} \tag{B.6}$$

Con lo cual resulta:

$$h_{4a} = 19\,244 \text{ kJ/kmol,}$$

De tablas e interpolando se determinan la temperatura y la presión relativa:

$$T_{4a} = 929,6 \text{ K}$$

$$P_{r4a} = 85,75$$

Para proseguir con el análisis es importante conocer la presión en el estado 4, por ello con la ayuda de las presiones relativas siguiendo un proceso ideal de expansión en la turbina generadora de gas se determina la presión en 4, por ello se requiere encontrar la magnitud del trabajo ideal w_{tgi} desarrollada por la turbina generadora de gas, la cual está asociada con la eficiencia isentrópica η_{tg} de la misma con la siguiente expresión:

$$w_{tgi} = \frac{w_{tga}}{\eta_{tg}} \quad (\text{B.7})$$

En esta expresión la eficiencia isentrópica, simultáneamente con la eficiencia del compresor, ha tenido que ser estimada con aproximaciones sucesivas dando como resultado:

$$\eta_{tg} = 84 \% \quad (\text{B.8})$$

Sobre esta base se obtiene como trabajo específico ideal de la turbina generadora de gas:

$$w_{tgi} = 7\,918,94 \text{ kJ/kmol}$$

Y se llega a encontrar la entalpia ideal en 4, mediante:

$$\begin{aligned} h_{4i} &= h_3 - w_{tgi} \\ &= 17\,797 \text{ kJ/kmol} \end{aligned} \quad (\text{B.9})$$

De tablas e interpolando se determina:

$$P_{r4i} = 72,53$$

Y aplicando el criterio de presiones relativas, finalmente se obtiene la presión en el estado 4:

$$P_4 = \frac{P_{r4i}}{P_{r3}} P_3 = 220,32 \text{ kPa}$$

TRABAJO EN LA TURBINA DE POTENCIA

La potencia útil es la potencia mecánica que entrega la máquina en el eje de la turbina a condiciones ISO, nivel del mar y temperatura del aire 15.6 °C, lo cual ya se ha establecido en B.1.2 de acuerdo a lo garantizado por el fabricante, y es 2 935 kW

Condiciones a la salida de la turbina de potencia (5)

Cálculos.-

Asumimos una contrapresión en la chimenea de escape equivalente a una columna de 2 pulgadas (5 cm) de H₂O, tal como lo indican los diagramas del fabricante, por lo cual la presión a la salida de la turbina P_5 será:

$$P_5 = P_0 + 0,05m (\gamma_{H_2O}) = 101,87 \text{ kPa}$$

El trabajo específico en la turbina de potencia con relación a la masa de aire que pasa por el compresor estará dado por la expresión:

$$\begin{aligned} w_{tp a} &= \frac{W_{util}}{\dot{m}_{aire}(1+f)} & (B.10) \\ &= 4\,532,66 \text{ kJ/kmol} \end{aligned}$$

Con lo cual se puede calcular la entalpia real en 5:

$$\begin{aligned} h_{5a} &= h_{4a} - w_{tp a} & (B.11) \\ &= 14\,712 \text{ kJ/kmol} \end{aligned}$$

De tablas e interpolando se llega a determinar:

$$T_{5a} = 788,97 \text{ K} = 515,82 \text{ °C}$$

Con el fin de evaluar la eficiencia de la turbina de potencia y comprobar el correcto acoplamiento se hará el cálculo del estado ideal a la salida de la turbina 5i, como sigue:

$$P_{r 5i} = \frac{P_{r 4a}}{P_4} P_5 = 39,65$$

De tablas e interpolando se determina:

$$T_{5i} = 761,21 \text{ K} = 488,06 \text{ °C}$$

$$h_{5i} = 13\,832 \text{ kJ/kmol}$$

Por lo tanto el trabajo ideal de la turbina de potencia estará dado por:

$$w_{tp i} = h_{4a} - h_{5i} \quad (B.12)$$

$$= 5\,411,96 \text{ kJ/kmol}$$

Comprobando la eficiencia de la turbina mediante la expresión:

$$\eta_{tp} = \frac{w_{tp a}}{w_{tp i}} \quad (\text{B.13})$$

Finalmente se tiene:

$$\eta_{tp} = 83,8 \%$$

El cual está en el orden de magnitud esperado.

ANEXO C

**PLANOS DE LA TURBINA RUSTON TB 4000,
(Fuente: Ruston Gas Turbines Ltd Lincoln England)**