



Proyecto Final de
Ingeniería Industrial

**IMPLEMENTACIÓN DE UN CICLO COMBINADO
EN PLANTA COMPRESORA PARA TRANSPORTE
DE GAS NATURAL**

Autor: Marcelo E. Moules

Legajo: 45.030

Tutor: Ing. Carlos Casares

2012

Dedicatoria

A mi familia: mis hermanos, mi mamá, mi papá, mis tíos y mis abuelos.

A mis amigos.

A todos mis seres queridos que, así haya sido poco o mucho, influenciaron mi vida siendo entonces ellos parte de lo que soy.

Resumen

El presente proyecto consiste en el análisis de factibilidad técnica y evaluación económica de la implementación de un ciclo combinado en una planta compresora para transporte de gas natural. Particularmente, se analizará el caso real de la Planta Compresora (PC) San Antonio Oeste II, ubicada en la provincia de Río Negro.

En el inciso 1, se presenta lo relativo al transporte de gas natural que se necesita conocer para poner en contexto el proyecto. Se presentan conceptos relativos al funcionamiento del sistema y los equipos e instalaciones intervinientes. Destacándose entre todos ellos los Turbo-compresores de gas, que son los que cumplen la función de transporte y los que más energía demandan en todo el proceso.

En el inciso 2 se presenta la pérdida de energía que actualmente se produce por los gases de escape de las turbinas y el potencial que dicha situación ofrece. Entonces, en el inciso 3 se selecciona la tecnología a aplicar para recuperar parte de esta energía, adoptándose como la más adecuada (entre las tres analizadas) un sistema de turbina de vapor de agua.

En el inciso 4 se realiza el análisis técnico, donde se dimensionan los equipos y se presentan los distintos estados de operación de cada uno de ellos según cómo evolucionan las variables de entorno, tanto las ambientales como las propias del sistema de transporte de gas. Resulta una turbina de vapor de aproximadamente 3,5 MW y un rendimiento real del ciclo de aproximadamente 24%. Dicha turbina impulsará un generador eléctrico conectado al Sistema Argentino de Interconexión (SADI) para poder comercializar la potencia excedente a la que demanda la propia Planta Compresora.

En el inciso 5 se estudia el Mercado Eléctrico Mayorista (MEM) y se categoriza al proyecto como un Autogenerador que comercializará la potencia bajo un contrato de Energía Plus.

En el inciso 6, se calcula una inversión a realizar de 7,25 millones de USD, y los ingresos y erogaciones que resultarán de la operación del proyecto. Se realiza un estudio de escenarios, analizando como varía la Tasa Interna de Retorno (TIR) según cómo evolucionan las variables identificadas como representativas, a saber: variación del precio monómico de la energía eléctrica, variación de la tasa de cambio ARS/USD y las distintas posibilidades en la comercialización de los Certificados de Emisiones Reducidas (CER).

Contemplando lo anterior, se espera que la TIR oscile entre un 7% y 11%.

En el inciso 7, se compara la energía entregada con la que generan las distintas usinas instaladas en la provincia de Río Negro y con la que demanda la ciudad de San Antonio Oeste.

Finalmente, en las secciones 8 y 9, se presentan posibles futuras líneas de investigación y las conclusiones generales del proyecto.

Palabras clave: gas natural, planta compresora, turbocompresor, turbina de gas, gasoducto, usina, ciclo Rankine standard, turbina de vapor, ciclo combinado, Sistema Argentino de Interconexión.

Summary

This project involves the technical feasibility analysis and economic evaluation for the implementation of a natural gas and steam turbine combined cycle in a natural gas line-pipe compressor station. In particular, it is studied the real case of the San Antonio Oeste compressor station located in the province of Río Negro in Argentina.

To put into context the project, in section 1 is presented what is needed to know about natural gas line-pipe transport. Concepts related to system operation and equipment/facilities involved are explained there. Standing out among them all, the gas turbo-compressor is the responsible for gas transport and the most energy demanding equipment throughout the process.

In section 2 is explained the energy loss currently being produced by the exhaust gases of the gas turbines and the potential this situation offers. Then, in section 3, three different technologies are studied to recover part of that energy, resulting as the most suitable a steam turbine system.

In section 4 is performed the technical analysis. It involves equipment sizing and the study of different states of operation according to how both environment variables and states of gas transport system evolves. The resulting steam turbine yields approximately 3,5 MW and the real cycle efficiency is approximately 24%. This turbine will drive an electric generator connected to the Argentine Interconnected System (SADI) to commercialize the surplus power that's not required for the compressor plant itself.

In section 5 is studied the Electric Market (MEM) and how will the project interact in it. The facility will be an "auto-generator station" and will commercialize its energy according to the "Energía Plus" contracts.

In section 6, is calculated the investment to be made (USD 7,25 million) and the revenues and expenditures that result from the operation of the project. A study of scenarios is made analyzing how the Internal Rate of Return (IRR) change as the identified representative variables evolves. They are: price of electricity, ARS/USD exchange rate and the commercialization of Carbon Credits (CC). Contemplating the foregoing, it is expected that the IRR ranges between 7% and 11%.

In section 7 is compared the energy delivered by the steam turbine generator with the

energy delivered by the various powerhouses installed in Rio Negro and with the energy demanded by San Antonio Oeste city.

Finally, in sections 8 and 9, possible future research fields and the project general conclusions are presented.

Key Words: natural gas, line-pipe compressor station, turbo-compressor, gas turbine, pipeline, power plant, Standard Rankine cycle, steam turbine, combined cycle, Argentine Interconnected System.

Agradecimientos

A Carlos Casares, por guiarme, recorrer todas estas páginas y compartir sus conocimientos.

A mi tío Omar y su amigo Adolfo por escucharme y compartir información aquí presentada.

A Raúl Troncoso, Daniel Martínez y Carlos García por compartir sus conocimientos de Plantas Compresoras y Sistemas de Vapor.

A todo el equipo de Odebrecht.

Indice

Lista de Tablas.....	v
Lista de Figuras	viii
Lista de Anexos	x
1. CASO BASE.....	1
1.1. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSPORTE DE GAS NATURAL.....	1
1.1.1. El Gas Natural	1
1.1.2. El sistema de transporte.....	4
1.2. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA COMPRESORA DE GAS (PC) Y SISTEMAS INTERVINIENTES	10
1.2.1. Gasoducto	10
1.2.1.1. Consideraciones técnicas.....	10
1.2.1.2. El gasoducto General San Martín y la PC San Antonio Oeste.....	11
1.2.1.3. Seguridad en los gasoductos.....	12
1.2.2. Turbo-compresor.	13
1.2.3. Separadores de entrada.	15
1.2.4. Aero-enfriadores.....	17
1.2.5. Usina.....	19
1.2.6. Sistema de Gas Combustible y Gas Arranque.....	23
1.2.7. Calentador de gas a fuego indirecto.	25
1.2.8. Sistema-Flujograma original	29
2. MOTIVACIÓN Y APLICACIÓN PROPUESTA	31
3. ANÁLISIS DE TECNOLOGÍAS DISPONIBLES Y SELECCIÓN.....	33
3.1. RANKINE STANDARD.....	33
3.2. RANKINE ORGÁNICO (ORC)	37
3.3. STIRLING-MOTORES DE COMBUSTIÓN EXTERNA	40
3.4. SELECCIÓN	41
4. ANALISIS TÉCNICO.	43
4.1. SISTEMAS DE VAPOR, ECUACIONES CARACTERÍSTICAS.	43
4.1.1. Turbina	44

4.1.2.	Bomba de agua	44
4.1.3.	Caldera (economizador, evaporador y sobre-calentador).....	44
4.1.4.	Condensador	45
4.2.	RENDIMIENTO TEÓRICO Y RENDIMIENTO REAL EN CICLOS DE VAPOR.....	45
4.3.	ANÁLISIS DE ESTADOS DE OPERACIÓN EN CONDICION PROMEDIO.	46
4.3.1.	Consideraciones generales del ciclo de vapor	46
4.3.2.	Condiciones operativas por equipo.	51
4.3.2.1.	Sobrecalentador	52
4.3.2.2.	Turbina de vapor.....	53
4.3.2.3.	Evaporador.....	54
4.3.2.4.	Economizador	56
4.3.2.5.	Condensador	57
4.3.2.6.	Bomba de Agua	57
4.3.2.7.	Resumen	60
4.3.3.	Balance energético del sistema de vapor y condiciones resultantes.....	61
4.3.3.1.	Caracterización de Gases de Escape y energía disponible.	61
4.3.3.2.	Caudal másico del Sistema de Vapor.	66
4.3.3.3.	Potencias resultantes e intercambio de calor.	68
4.3.3.4.	Temperaturas en cada punto del sistema de gases de escape.	69
4.3.4.	Rendimiento ideal y real del ciclo planteado.....	71
4.3.5.	Sistema-Flujograma propuesto	71
4.4.	ANÁLISIS DE DIFERENTES ESTADOS DE OPERACIÓN.....	73
4.4.1.	Influencia en el sistema de vapor de las variaciones de la temperatura ambiente.	74
4.4.1.1.	Variaciones en la TG	75
4.4.1.2.	Variaciones en el sistema de Vapor.....	76
4.4.2.	Resultados en la energía entregada.....	81
4.4.3.	Influencia en el sistema de vapor de las variaciones en la carga de la Turbina de Gas por condiciones de despacho.....	84
4.5.	DIMENSIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS.....	86

4.5.1.	Caldera de recuperación y Condensador.	86
4.5.2.	Turbina a vapor.....	93
4.5.3.	Estación de transformación.	95
5.	MERCADO ELECTRICO MAYORISTA – ANÁLISIS.....	96
5.1.	INSTITUCIONES	97
5.1.1.	ENRE-Ente Nacional Regulador de la Electricidad.....	97
5.1.2.	CAMMESA.....	97
5.2.	ALTERNATIVAS COMERCIALES EN EL MEM.....	98
5.3.	ESTRUCTURA-AGENTES.....	98
5.3.1.	Generadores	99
5.3.2.	Transportistas	101
5.3.3.	Distribuidores	102
5.4.	INCORPORACIÓN DEL PROYECTO AL MEM.....	102
5.4.1.	Tipos de agentes-Clasificación del proyecto.	102
5.4.2.	Requisitos para incorporarse como agente Autogenerador del MEM.....	103
5.5.	OPERACIONES DEL PROYECTO DENTRO DEL MEM	105
5.5.1.	Modalidad de venta seleccionada. SERVICIO DE ENERGÍA PLUS.....	105
5.6.	MATRIZ ENERGÉTICA. REDES DISPONIBLES.....	108
5.7.	EL PROYECTO RESPECTO AL MEM.....	109
6.	ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO	111
6.1.	POTENCIAS Y CONSUMOS BÁSICOS	111
6.1.1.	Potencia del sistema de vapor.....	112
6.1.2.	Potencia eléctrica demandada promedio anual de la planta compresora.....	112
6.2.	DISPONIBILIDADES DE EQUIPOS	113
6.2.1.	Disponibilidad de la TG	113
6.2.1.1.	Mantenimiento y confiabilidad de la TG.....	113
6.2.2.	Disponibilidad de la TV.	114
6.3.	GASTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....	115
6.4.	INVERSIONES	118
6.4.1.	En el sistema completo de vapor	118

6.4.2.	Ahorros por no inversión.....	124
6.4.3.	Resumen de inversiones	124
6.5.	INGRESOS	125
6.5.1.	Ventas al MEM.....	125
6.5.2.	Creditos de carbono	127
6.6.	ESCENARIOS Y TIR	129
6.6.1.	Caso base	130
6.6.2.	Casos con venta de CER.....	131
6.6.2.1.	Precio esperado del CER.....	131
6.6.2.2.	Precio optimista del CER	131
6.6.2.3.	Precio pesimista del CER	131
6.6.3.	Variación cotización ARS/USD.....	132
6.6.4.	Variación del precio monómico	133
6.6.5.	TIR versus Precio Monómico y Tasa ARS/USD	134
6.7.	OTRAS CONSIDERACIONES	135
6.7.1.	Instalación de una TV de 6MW.....	135
6.7.1.	Incerteza de la inversión.....	135
7.	EL PROYECTO Y SU ENTORNO.....	137
7.1.	POTENCIA.....	137
7.2.	DEMANDA SATISFECHA.....	138
8.	POSIBLES FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN.	141
8.1.	DENTRO DEL PROYECTO ACTUAL	141
8.1.1.	Refrigeración del aire de succión del TC	141
8.1.2.	Fuego Suplementario.....	141
8.1.3.	Respecto al calentador de gas a fuego indirecto.....	142
8.2.	FUERA DE LAS FRONTERAS DE LA PLANTA COMPRESORA.....	142
9.	CONCLUSIONES	144
10.	ANEXOS.....	145
11.	BIBLIOGRAFÍA.....	199

Lista de Tablas

Tabla 1.I. Composición del gas natural acondicionado.....	6
Tabla 1.II. Parámetros de diseño para la Planta Compresora San Antonio Oeste II.....	12
Tabla 1.III. Parámetros de diseño para la aspiración del Turbo-Compresor.....	14
Tabla 1.IV. Parámetros de diseño para la descarga del Turbo-Compresor.....	15
Tabla 1.V. Parámetros de diseño para los Filtros Separadores de polvos y líquidos.....	17
Tabla 1.VI. Parámetros de diseño para el Aero-enfriador.....	18
Tabla 1.VII. Características de los Moto-generadores a gas instalados.....	21
Tabla 1.VIII. Condiciones del gas consumo (arranque y combustible TC y MMGG).....	24
Tabla 1.IX. Consumo de combustible del Moto-generador relativo al Turbo-compresor. .	25
Tabla 1.X. Condiciones de diseño del Calentador de gas a fuego indirecto.	27
Tabla 1.XI. Consumo de combustible del Calentador de gas a fuego indirecto relativo al Turbo-compresor.....	28
Tabla 2.I. Comparativa de energía teórica disponible contra la demanda de las Plantas Compresoras.....	32
Tabla 4.I. Temperaturas de aproximación entre Gases de Escape TG y sistema de Vapor	49
Tabla 4.II. ¹³ Temperatura de ingreso H ₂ O a unidad de evaporación.....	49
Tabla 4.III. Temperatura de aproximación en el condensador de vapor.	50
Tabla 4.IV. Rendimientos de las máquinas del ciclo de Vapor.....	50
Tabla 4.V. Pérdidas de presión en los intercambiadores del HRSG.	51
Tabla 4.VI. Pérdidas térmicas del HRSG.....	51
Tabla 4.VII. Estado a la salida del Sobre-calentador.	52
Tabla 4.VIII. Estado a la salida de la Turbina de Vapor.	54
Tabla 4.IX. Estado a la salida del Evaporador.	55
Tabla 4.X. Estado a la salida del Economizador.	56
Tabla 4.XI. Estado a la salida del Condensador.....	57
Tabla 4.XII. Estado a la salida de la Bomba de Agua.....	59
Tabla 4.XIII. Resumen de estados reales en cada punto del sistema de vapor con Temp. Amb igual a 15C.....	60
Tabla 4.XIV. Composición aproximada de los gases de escape de la turbina de gas.	63
Tabla 4.XV. Composición simplificada de los gases de escape de la turbina de gas.....	63
Tabla 4.XVI. Caudal másico de gases de escape discriminado por componente.....	64
Tabla 4.XVII. Calores específicos del Nitrógeno, Oxígeno y Dióxido de Carbono.	64

Tabla 4.XVIII. Flujo de Calor teórico entregado al Sobrecalentador y Evaporador.....	65
Tabla 4.XIX. Flujo de Calor real entregado al Sobrecalentador y Evaporador.....	65
Tabla 4.XX. Caudal másico de vapor.....	67
Tabla 4.XXI. Potencia entregada por la TV y la consumida por la bomba de H ₂ O.	68
Tabla 4.XXII. Potencia entregada por el generador eléctrico y consumida por el motor de la bomba de H ₂ O.....	68
Tabla 4.XXIII. Flujos de calor Q por equipo del sistema de vapor.....	68
Tabla 4.XXIV. Temperaturas e los gases de escape en cada punto del HRSG.....	70
Tabla 4.XXV. Rendimiento teórico y real del ciclo de potencia planteado	71
Tabla 4.XXVI. Datos estadísticos del clima para la ciudad de San Antonio Oeste.....	74
Tabla 4.XXVII. Presión mínima plausible de descarga de la TV.	77
Tabla 4.XXVIII. Comparativa de estados del sistema de vapor T.amb=-15C vs. T.amb=15C.....	79
Tabla 4.XXIX. Comparativa de estados del sistema de vapor T.amb=-15C vs. T.amb=40C	79
Tabla 4.XXX. Comparativa de caudal másico de vapor T.amb=-15C vs. T.amb=15 y 40C	80
Tabla 4.XXXI. Potencia mensual entregada por el generador de la TV	83
Tabla 4.XXXII. Energía a intercambiar en caldera y condensador con T.amb=15C.....	87
Tabla 4.XXXIII. Flujos, temperaturas y diámetros en la caldera de recuperación para T.amb=15.....	88
Tabla 4.XXXIV. Temperatura, velocidad y sección del sistema de gases de escape de la TG.....	88
Tabla 4.XXXV. Flujo, temperaturas y diámetro en el Condensador para T.amb=15.....	89
Tabla 4.XXXVI. Temperatura y velocidad del aire de refrigeración del condensador.....	89
Tabla 4.XXXVII. Coeficientes de transmisión de Calor para cada serpentina de la Caldera de Recuperación.	90
Tabla 4.XXXVIII. Coeficientes de transmisión de Calor para el Condensador.....	91
Tabla 4.XXXIX. Coeficientes de transmisión total de calor para la HRSG y el Condensador.	92
Tabla 4.XL. Area de intercambio de la Caldera de Recuperación y del Condensador.	92
Tabla 6.I. Cronograma de mantenimiento de las TG de SAO I	113
Tabla 6.II. Costos de operación y mantenimiento.	118
Tabla 6.III. Distribución porcentual de la inversión en sistema de Cogeneración (CHP)	120

Tabla 6.IV. Tabla soporte 1	121
Tabla 6.V. Comparativa de valores de inversión entre turbinas de vapor tipo back-pressure y condensing.....	122
Tabla 6.VI. Tabla soporte 2.....	123
Tabla 6.VII. Inversiones unitarias.	124
Tabla 6.VIII. Inversiones.....	124
Tabla 6.IX. Precio monómico de la energía eléctrica desglosado para el 2011.....	126
Tabla 6.X. Ingresos por ventas de energía eléctrica.....	127
Tabla 6.XI. Flujo de fondos sin considerar CER.....	130
Tabla 6.XII. Flujo de fondos considerando CER	131
Tabla 6.XIII. Cotización histórica, Banco Nación Argentina, del ARS respecto del USD	132
Tabla 6.XIV. Precio monómico promedio histórico	133
Tabla 6.XV. Variación de la TIR respecto al precio monómico y la tasa de cambio.	134

Lista de Figuras

Figura 1.I. Distribución porcentual del consumo de Gas Natural en Argentina por tipo de cliente	2
Figura 1.II. Serie histórica de total de gas inyectado y capacidad del sistema.....	3
Figura 1.III. Mapa de Cuencas Hidrocarburíferas en Argentina.	5
Figura 1.IV. Mapa de licenciatarias del servicio de transporte de gas en Argentina	7
Figura 1.V. Mapa de licenciatarias del servicio de distribución de gas en Argentina.....	10
Figura 1.VI. Curva de HCDP (Hydrocarbon Dew Point)	26
Figura 1.VII. Diagrama de proceso básico de una Planta Compresora de Gas Natural	29
Figura 3.I Diagrama T-S de un ciclo de Rankine con vapor de alta presión sobrecalentado.	34
Figura 3.II. Diagrama de proceso del ciclo Rankine	36
Figura 3.III. Listado no exhaustivo de proveedores de equipos para ORC.....	38
Figura 3.IV. Resumen de comparativas de distintos fluidos de trabajo para ciclos Rankine Orgánicos.....	39
Figura 4.I. Gráfico de un Ciclo de Potencia genérico.	45
Figura 4.II. Ciclo de vapor detallado.....	46
Figura 4.III. Ciclo de vapor y de gases de escape de TG detallados.	47
Figura 4.IV. Corte de una Caldera de Recuperación de Calor (HRSG).....	47
Figura 4.V. Perfiles de temperatura en el HRSG	48
Figura 4.VI. Diagrama Temperatura vs. Entropía para Temp. Ambiente igual a 15C.....	61
Figura 4.VII. Balance de masa del sistema de vapor.....	66
Figura 4.VIII. Diagrama de proceso básico de una Planta Compresora de Gas Natural con ciclo de vapor incorporado para generación de potencia eléctrica.....	72
Figura 4.IX. Caudal y Temperatura de los Gases de Escape de la TG según Temperatura de aire de admisión.....	75
Figura 4.X. Presión mínima plausible de descarga de la TV.	77
Figura 4.XI. Presión mínima de operación de la TV en la descarga.	77
Figura 4.XII. Presiones de operación de la TV en la descarga.....	78
Figura 4.XIII. Variables características de la potencia entregada por la Turbina de Vapor.	81
Figura 4.XIV. Potencia eléctrica entregada máxima teórica y de proyecto	82
Figura 4.XV. Temperatura y caudal de gases de escape de la TG según factor de carga. ..	84

Figura 4.XVI. Potencia entregada definitiva por el generador eléctrico acoplado a la TV.	86
Figura 4.XVII. Equipos pre-diseñados marca Siemens.....	93
Figura 4.XVIII. Turbina de Vapor a instalar-Siemens SST-060-AFA 6.....	95
Figura 4.XIX. Estructura general del MEM y sus actores.....	96
Figura 4.XX. Mapa del Sistema Argentino de Interconexión en zona de San Antonio Oeste.	108
Figura 4.XXI. Imagen satelital PC SAO I y línea de alta tensión.	109
Figura 6.I. Evolución del precio de los Certificados de Emisiones Reducidas (CER)	128
Figura 6.II. Variación de la TIR según la tasa de cambio PesoArg/USD	132
Figura 6.III. Serie del precio monómico de la energía eléctrica 2008-2010	133
Figura 6.IV. Usinas de la provincia de Río Negro.	137
Figura 6.V. Consumo de energía en San Antonio Oeste año 2010	138
Figura 6.VI. Consumo de energía en San Antonio Oeste año 2010 respecto a la generada en la PC.....	139
Figura 10.I. Interacción de un sistema con el Entorno y cambio de estado.	173
Figura 10.II. Zonas de Sistemas abiertos.....	174
Figura 10.III. Gráfico de un Ciclo de Potencia genérico.....	182

Lista de Anexos

Anexo 10.I. Mapa del Sistema de Transporte Argentino de Gas.	146
Anexo 10.II. Especificaciones técnicas del Turbo-compresor de gas.	147
Anexo 10.III. Especificaciones técnicas de los Moto-generadores a gas.	150
Anexo 10.IV. Especificación técnica del Moto-generador de emergencia	153
Anexo 10.V. Folleto de motor Stirling de la empresa Stirling Biopower	158
Anexo 10.VI. Mapa del Sistema Argentino de Interconexión.	164
Anexo 10.VII. Densidad del aire en función de la temperatura.	166
Anexo 10.VIII. Coeficiente de convección forzada de vapor sobrecalentado circulando dentro de tubos	167
Anexo 10.IX. Coeficiente de convección forzada de agua dentro de tubos	168
Anexo 10.X. Convección Natural de vapores condensándose sobre tubos horizontales ..	169
Anexo 10.XI. Coeficiente de convección forzada de aire o gases circulando fuera de haces de tubos	170
Anexo 10.XII. Gráfico y Formula para determinación de la temperatura media logarítmica.	171
Anexo 10.XIII. Marco Teórico para la evaluación del sistema de Vapor.	172
Anexo 10.XIV Resolución 1281/2006	184
Anexo 10.XV. Sistemas de refrigeración por absorción	196

1. CASO BASE

1.1. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSPORTE DE GAS NATURAL

1.1.1. El Gas Natural

Se entiende por Gas Natural, al conjunto de compuestos químicos hidrocarburos (básicamente de bajo peso molecular) provenientes de formaciones geológicas porosas bajo la superficie de la tierra, que en condiciones de presión y temperatura ambiente se presentan en estado gaseoso. El hidrocarburo predominante es el metano (más del 80%) y normalmente contiene también ciertas cantidades de vapor de agua, dióxido de carbono, nitrógeno y compuestos de azufre.

Es un producto incoloro, inodoro y no tóxico.

Su densidad relativa (aire=1) es aproximadamente 0,6. Esto último es muy valioso en lo que a seguridad respecta porque no tiende el fluido a acumularse en zonas bajas.

Respecto al consumo en Argentina, según el ENARGAS¹, se divide de la siguiente manera:

- Residencial
- Comercial
- Entes oficiales
- Industria
- Centrales eléctricas
- Subdistribuidores
- GNC

¹ Ente Nacional Regulador del Gas

A continuación se presenta la distribución porcentual del consumo de gas en los últimos 5 años de los usuarios finales más representativos del total. Desde Enero de 1993, éstos nunca han representado menos del 83% de la demanda total.

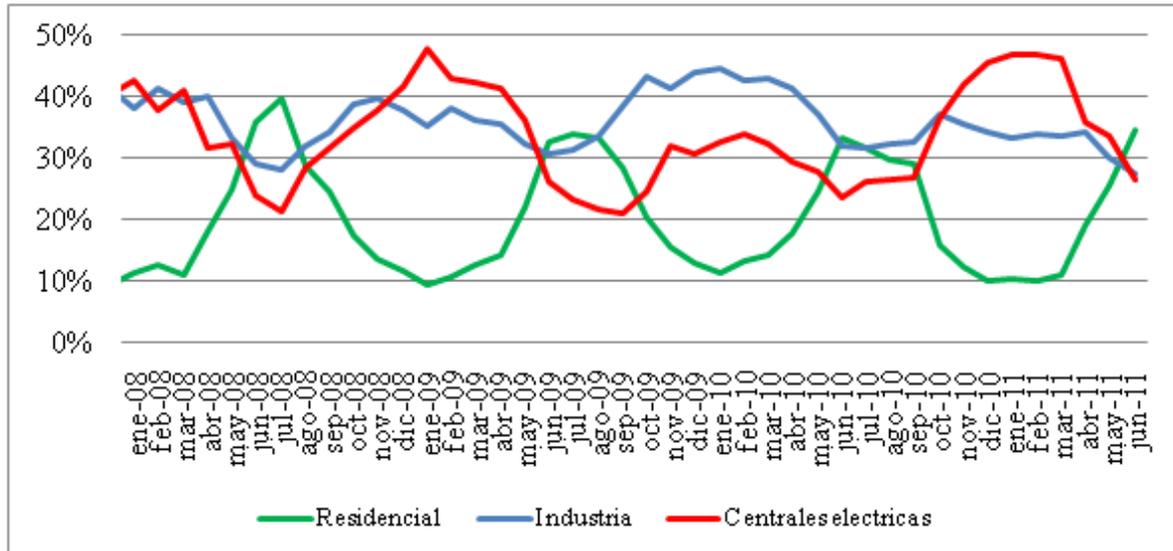


Figura 1.I. Distribución porcentual del consumo de Gas Natural en Argentina por tipo de cliente

Nótese la marcada estacionalidad que presentan las series correspondientes al consumo residencial y al de las centrales eléctricas. Los picos del primero se marcan entre Junio y Agosto, y los valles en Diciembre y Febrero explicándose lo anterior por las bajas y altas temperaturas (invierno/verano). Si se analiza el consumo de las centrales eléctricas, el perfil de la serie es similar al del consumo residencial pero desfasada aproximadamente 6 meses. Cabe resaltar que la disminución de consumo de gas natural por parte de las termogeneradoras responde a que éstas se ven obligadas a cambiar a combustibles alternativos como fuel-oil o gas-oil para que se pueda cubrir la demanda calorífica residencial en invierno. Lo anterior responde a que se evita sobredimensionar excesivamente todo el sistema de transporte que resultaría de supeditar al consumo pico de gas que se produce solo en invierno a raíz de lo antes explicado.

Respecto al consumo y la capacidad total, la serie es la que sigue:

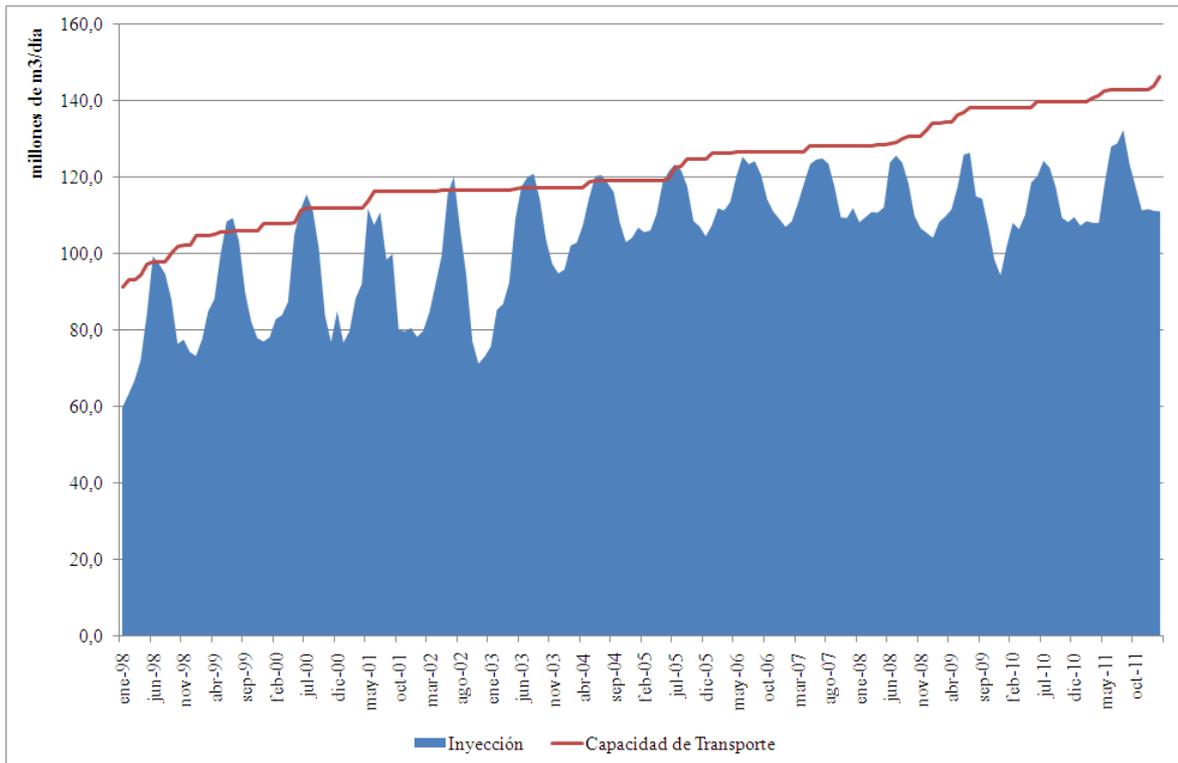
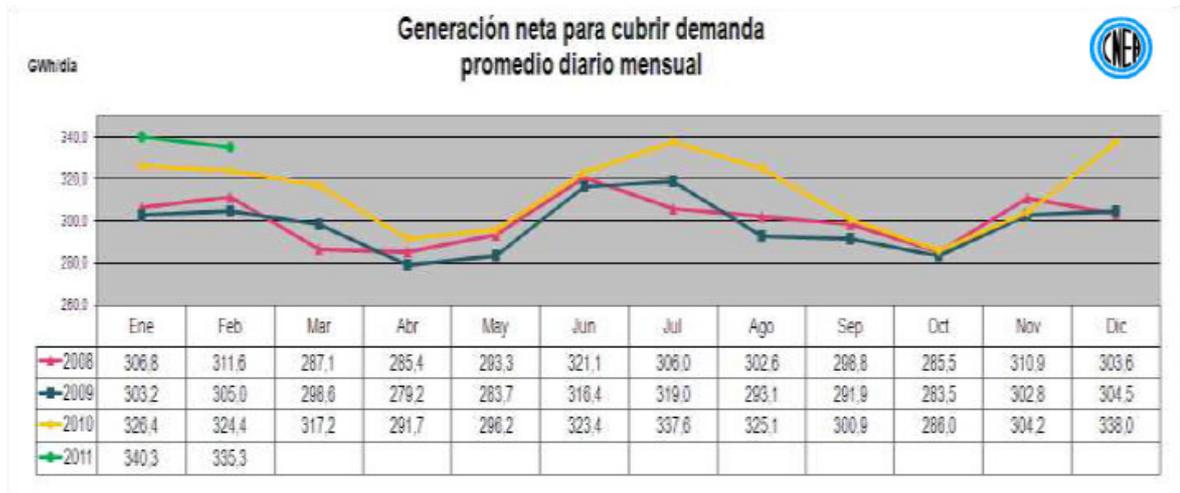


Figura 1.II. Serie histórica de total de gas inyectado y capacidad del sistema

En el anterior se aprecia el aumento de capacidad de transporte como resultado de las inversiones y trabajos que se han realizado en los últimos 8 años en gasoductos y plantas compresoras. A la vez, como se mencionó anteriormente, se puede notar que en invierno la capacidad de transporte llegaba a ser utilizada en su máximo explicándose esto por la gran variación de consumo invierno-verano que tiene la demanda Residencial. Nótese que incluso, en verano con las termo-generadoras eléctricas consumiendo gas, se llegaba a tener capacidad ociosa de transporte.

A continuación se presenta el gráfico de la generación de potencia eléctrica presentado en la “Síntesis del Mercado Eléctrico Mayorista de la República Argentina” de la CNEA (Comisión Nacional de Energía Atómica).



Podrá verse que los picos de generación coinciden con los picos de consumo de gas en invierno evidenciando esto que la baja en el consumo de Gas Natural por parte de las centrales térmicas no es por una disminución de la demanda de potencia eléctrica sino por lo anteriormente dicho.

1.1.2. El sistema de transporte.

La industria del gas natural en Argentina está dividida principalmente en tres sectores:

- Producción
- Transporte
- Distribución

1.1.2.1. Producción

Los actores encargados del primer punto, son los que realizan la extracción y acondicionamiento del Gas Natural que se encuentre en los yacimientos. Esta es una actividad desregulada donde los productores exploran, extraen y comercializan el gas siendo la autoridad de aplicación la Secretaría de Energía de la Nación.

A continuación se presenta un mapa donde figuran las cuencas Hidrocarburíferas detectadas en Argentina.

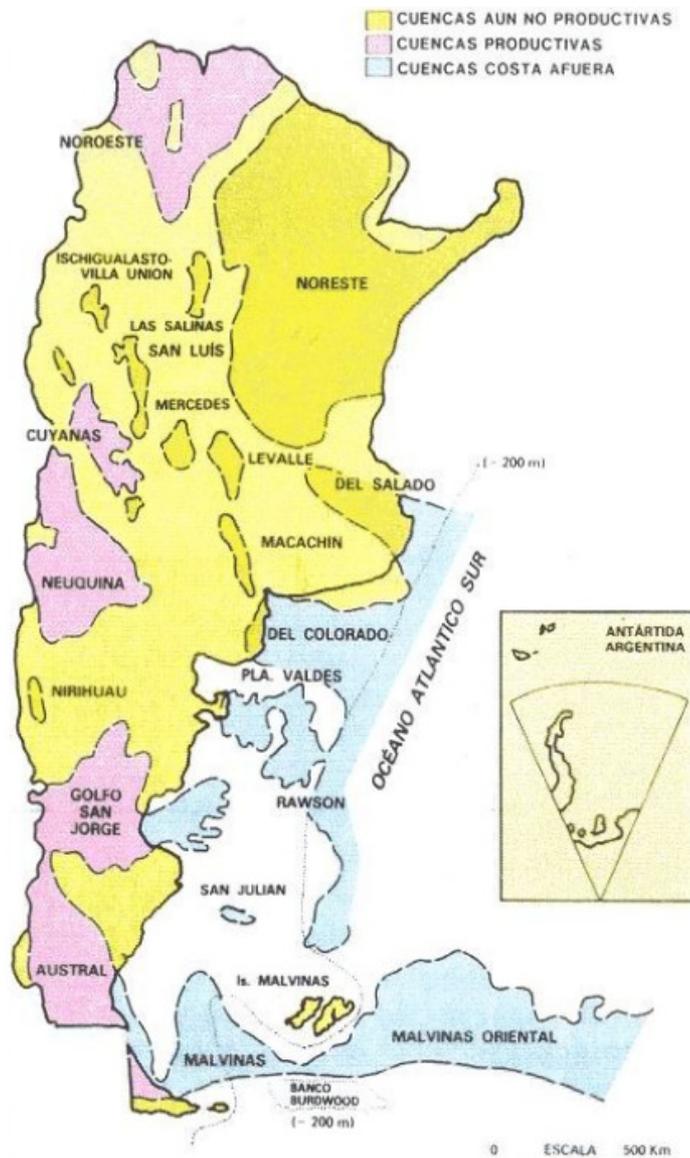


Figura 1.III². Mapa de Cuencas Hidrocarburíferas en Argentina.

Las principales cuencas activas y las provincias donde se extrae el gas se listan a continuación:

- Neuquina: Neuquén, La Pampa y Río Negro.
- Austral: Sur de Santa Cruz y Tierra del Fuego.
- Golfo de San Jorge: Norte de Santa Cruz y Chubut.
- Noroeste: Salta

² Secretaría de Energía de la Nación.

El acondicionamiento consiste en dejar el gas en situación adecuada, en lo que a calidad y componentes respecta, para ser transportado, distribuido y consumido. Principalmente se controlan las cantidades de Dióxido de Carbono, Azufre y Vapor de Agua que contiene al ser extraído del yacimiento. Lo que se busca con esto es evitar la formación de ácidos, corrosión, obstrucción de gasoductos, formación de hidratos, entre otros.

Las composiciones del gas natural que entregan las distintas plantas de acondicionamiento y que se toman como base para el diseño del sistema de transporte oscilan entre los siguiente valores:

Componente	Nombre	Rango [% Volumen]
C1	Metano	83 - 95
C2	Etano	1 - 9
C3	Propano	0,25 – 3
iC4	Iso-Butano	0,027 - 0,4
nC4	Normal-Butano	0,032 - 0,6
iC5	Iso-Pentano	0,009 - 0,2
nC5	Normal-Pentano	0,006 - 0,1
C6	Hexano	0,005 - 0,07
C7	Heptano	0,003 - 0,05
C8+	Octano	0,001 - 0,02
N2	Nitrógeno	0,5 - 3,5
CO2	Dióxido de Carbono	0,2 - 2,5

Tabla 1.I. Composición del gas natural acondicionado

1.1.2.2. Transporte y distribución

Respecto al transporte y distribución del gas natural en Argentina, éstos son servicios públicos que se han dado en licencia y es el Estado a través del ENARGAS que ejecuta el control de los contratos.

Para el transporte, que es en dónde se hará foco en el presente proyecto, actualmente en Argentina se ha dividido el país en dos zonas, Norte y Sur, a cargo cada una respectivamente de TGN y TGS (Transportadoras de Gas del Norte y del Sur). A continuación, se presenta el mapa que indica la división y los tendidos de gasoductos que cada una opera.

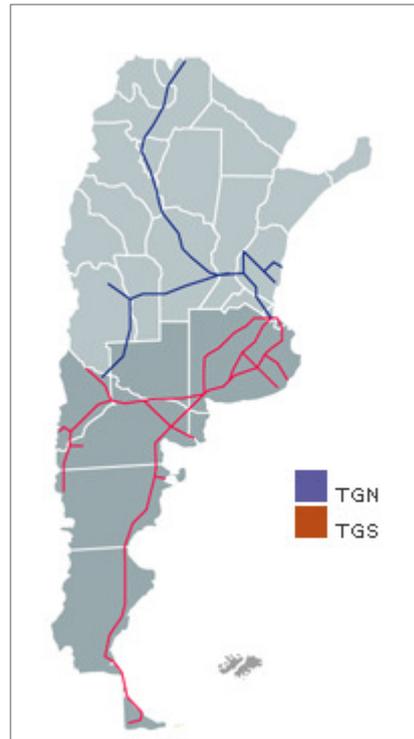


Figura 1.IV. Mapa de licenciatarias del servicio de transporte de gas en Argentina³

Los principales elementos que configuran la infraestructura de transporte son: la tubería, los caminos de acceso o mantenimiento, las estaciones de recepción, de despacho, de control y las estaciones de compresión de gas.

Existen distintos tipos de gasoductos, según estos transporten:

- El gas desde el cabezal del pozo hasta la planta de transferencia o procesamiento (donde se lo acondiciona para su transporte y distribución). A estos se los denomina comúnmente como líneas de captación.
- El gas acondicionado que entregan los productores para que sea distribuido al usuario final, a los que se los denomina comúnmente gasoductos de transporte.

³ Fuente: ENARGAS

En Argentina el gas es transportado íntegramente en fase gas, a través de las redes de gasoductos. Usualmente, son sistemas de caños, tendidos bajo tierra que se encuentran formados por tramos bien diferenciados en función de los caudales de gas transportados y de su presión.

La espina dorsal del gasoducto está constituida por el denominado conducto principal o red de transporte, tubería que, partiendo de la planta compresora, es diseñada para conducir grandes volúmenes de gas, a presiones elevadas y cuyos diámetros varían de acuerdo a los caudales de fluido a ser transportado (generalmente entre 24" y 36").

La necesidad de las plantas compresoras surge debido a la fricción interna, los cambios de elevación a lo largo de la línea y el propio consumo que hace que la presión disminuya. En las líneas principales de transmisión se las instala aproximadamente cada 150 kms.

En Argentina, las plantas compresoras de gas se encuentran situadas en:

- Campo Durán
- Miraflores
- Lumbreras
- Tucumán
- Lavalle
- Recreo
- Dean Funes
- Ferreyra
- San Jerónimo
- Loma de la Lata
- Cochico
- Beazley
- La Carlota
- La Paz
- Sierra Barrosa
- Chelforo
- Fortín Uno
- Gaviotas
- Gral. Cerri
- Belisle
- Cte. Piedrabuena
- San Julián
- Bosque Petrificado
- Pico Truncado
- Manantiales Behr
- Garayalde
- Dolavon
- Bajo Gualicho
- San Antonio Oeste
- Gral. Conesa
- Río Colorado
- Indio Rico
- Barker

Respecto a la red de gasoductos principales está constituida por cuatro sistemas (se presentan según la empresa Transportista):

- TGS
 - Sur (San Martín)
 - Neuba I y Neuba II (Neuquén-Buenos Aires)
- TGN
 - Norte
 - Centro-Oeste

Se denominan arterias a aquellos tramos de tubería que, partiendo en distintos puntos de la red de transporte, llevan el gas natural hasta las llamadas estaciones de regulación.

Las estaciones de regulación están formadas por un conjunto de equipos e instalaciones, montadas sobre la superficie del terreno, y conectadas por un lado a las arterias y por el otro a la denominada red de distribución. Siendo estas últimas las que operan los terceros actores del sistema en cuestión.

En las estaciones de regulación se reduce la presión del gas natural que proviene de la red de transporte y se lo filtra a fin de retener cualquier partícula de arrastre que pudiera contener. Se introduce en la red de distribución manteniendo constante la presión aunque fluctúe en la red de transporte. Complementariamente, en las estaciones de regulación se controla el caudal de gas que circula por las mismas, llevándose además un registro de su presión y temperatura.

De las estaciones de regulación nacen las redes de distribución. Son tramos de tubería de diámetros variables (entre 3" y 20" aproximadamente) de acuerdo al caudal que deba ser transportado, y que a presiones más reducidas conducen el gas natural hasta las instalaciones de regulación de los usuarios, a través de los ramales o derivaciones de abonado. Estas son derivaciones en diferentes puntos de la red de distribución, generalmente de reducida longitud, y de diámetros menores que permiten que circule por ellos el caudal requerido por cada usuario.

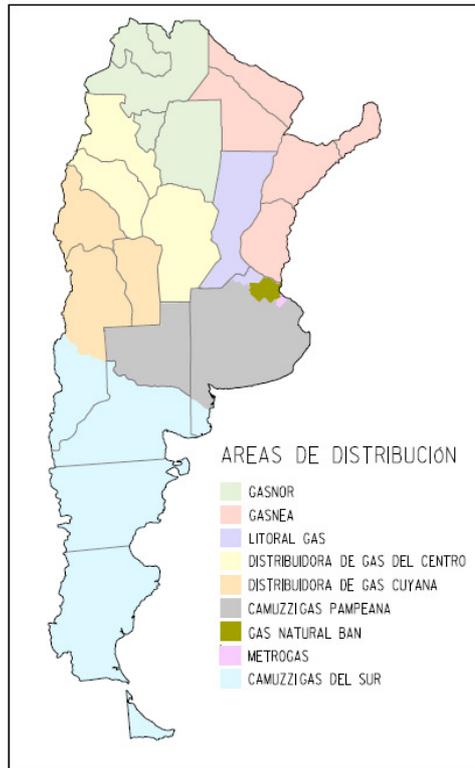


Figura 1.V. Mapa de licenciatarias del servicio de distribución de gas en Argentina⁴

Se agrega en la página 146 el Anexo 10.I. Mapa del Sistema de Transporte Argentino de Gas, presentado por el ENARGAS en su página web. En éste podrá verse en detalle las trazas de los distintos sistemas de gasoductos, y las ubicaciones de las distintas plantas que conforman el sistema.

1.2. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA COMPRESORA DE GAS (PC) Y SISTEMAS INTERVINIENTES

1.2.1. Gasoducto

1.2.1.1. Consideraciones técnicas.

El gasoducto es un conducto de gran longitud compuesto por caños de aproximadamente 12 metros de largo cada uno soldados entre sí, que como lo indica su nombre, transporta gas. Los caños son de acero al carbono con costura longitudinal y revestidos cuando van enterrados (caso aquí en Argentina). En el pasado, ésto se hacía con pintura asfáltica, lana de vidrio y papel impregnado en asfalto. Actualmente, el revestimiento es uno tricapa de

⁴ Fuente: ENARGAS

polietileno, que responde a las normas canadienses CAN/CSA-Z245.21-M98. Como se presentó anteriormente, la finalidad última de estos sistemas es acercar el gas a los centros de consumo para satisfacer principalmente la demanda energética.

Los diámetros, espesores y calidades son variados, pero generalmente, para gasoductos principales, es cañería de 24", 30" y 36" con espesores que van de 6,49mm a 15,9mm y calidades que responden a la especificación para tubería de línea API5L en grados X65 y X70 (65.000 y 70.000 psi de tensión de fluencia respectivamente). La norma establece procesos de manufactura, materiales, longitudes, espesores, pesos, criterios para definición de defectos, las distintas formas de entrega de los extremos, inspecciones y ensayos, identificación, entre otras.

Respecto a las presiones de operación existe la denominada MAPO, Máxima Presión de Operación, condición que no debe superarse en el funcionamiento normal de las instalaciones. Esta es la que surge de la necesidad de capacidad de transporte, o sea, con fines de cubrir la demanda, teniendo también en cuenta la tecnología y costos de materiales actualmente disponibles. En paralelo, y utilizada como base en los cálculos de ingeniería, existe la Presión de Diseño, siempre mayor que la MAPO.

1.2.1.2. El gasoducto General San Martín y la PC San Antonio Oeste

En el mapa presentado en el *Anexo 10.I. Mapa del Sistema de Transporte Argentino de Gas*. (página 146), naciendo en Tierra del Fuego y dirigiéndose al Norte paralelo a la costa, se podrá ver el gasoducto principal del Sistema Sur, denominado Gasoducto General San Martín. Este tiene tramos que datan aproximadamente de 1950, habiendo cambiado desde esa época drásticamente la demanda energética en Argentina. Es por ello que actualmente, paralelo al San Martín Troncal, se está tendiendo otra línea de 30" denominada Loop. Dicha instalación, a la vez implica la construcción de nuevas plantas compresoras que impulsen el fluido.

Para lo anterior, se ha convocado un Concurso Abierto para la Ampliación del Sistema de Gasoductos Sur operados por TGS a solicitud del ENARGAS con el alcance y las condiciones requeridas planteadas por la Secretaría de Energía de la Nación.

Al finalizar todas las obras que implica el proyecto de expansión de gasoductos, se encontrará paralelo al ya instalado gasoducto Troncal (con sus correspondientes plantas

compresoras), el gasoducto Loop con nuevas plantas compresoras. Con el objetivo de máxima flexibilidad en la operación, se agrega las interconexiones que permiten que tanto las plantas compresoras antiguas como las nuevas puedan operar sobre cualquiera de los dos gasoductos. Si se estudia el mapa del anexo citado, se verá que dicha situación se repite también en el norte del país, para el que se generó también en paralelo un Concurso Abierto para la Ampliación de Gasoductos Norte operados por TGN.

Para el presente proyecto, se tomará como base de estudio a la Planta Compresora San Antonio Oeste II. Esta está ubicada en el PK.694,81 (poste o punto kilométrico) del gasoducto San Martín. Geográficamente está situada en el Sudeste de la Provincia de Río Negro. En el marco de los proyectos de expansión antes presentados, se encaró la construcción de la misma finalizándola en Junio del 2012. Dicho proyecto, es parte del objetivo general de finalizar el gasoducto Loop independiente con sus correspondientes Plantas Compresoras. Los parámetros de diseño que se aplicaron son:

	MAPO [kg/cm ² g]
Gasoducto Troncal	60
Gasoducto Loop	70
PC SAO II	72

Tabla 1.II. Parámetros de diseño para la Planta Compresora San Antonio Oeste II

1.2.1.3. Seguridad en los gasoductos.

Respecto a la seguridad en los gasoductos, es importante destacar que cada aproximadamente 30 kilómetros se instalan válvulas automáticas de seguridad. De esta manera, si hubiese una fuga, éstas se cierran automáticamente dejando aislado el tramo en cuestión. Si no existiesen, ante cualquier pérdida se ventearía el gasoducto completo. Básicamente, las válvulas tienen un tanque comparador. Éste, de manera lenta, a través de un orificio de restricción, va “copiando” la presión que tiene el gasoducto en ese punto en ese momento. La comparación, se hace justamente entre la presión dentro del tanque, y la real instantánea del gasoducto. Si hubiese una fuga, la presión cambiaría rápidamente, dejando la lectura del tanque comparador muy desfasada respecto a la del propio gasoducto, esa diferencia, activaría las válvulas de seguridad. Nótese que se debe tener precaución en las calibraciones, puesto que las diferencias en la demanda de gas al sistema, hacen que la presión fluctúe, siendo esto último normal.

1.2.2. Turbo-compresor.



Como se explicó anteriormente, la función de los Turbo-compresores es elevar la presión al gas que estos impulsan. La presión va disminuyendo por la propia circulación del gas por la cañería debido a los siguientes dos tipos de pérdidas:

- Lineales: debidas a las tensiones cortantes de origen viscoso (fricción) que aparecen entre el fluido y las paredes de la tubería y por la columna hidrostática que se genera cuando el gasoducto avanza por zonas de distinta altura sobre el nivel del mar.
- Puntuales: son las originadas por accesorios, como pueden ser codos, te`s de derivación, etc.

Es de remarcarse que cuando existen diferencias altimétricas en el trazado de los gasoductos, la columna hidrostática puede adquirir la magnitud suficiente para que se la deba considerar en los cálculos para la presión mínima que se requiera en las partes altas.

Los compresores que elevan la presión, en general son de tipo radial y se los impulsa con una turbina de gas que toma su combustible del mismo gasoducto. Actualmente se está optando por equipos que vienen en una caseta (Enclosure) que permite instalarlos a la intemperie sin necesidad de construir un edificio que los cubra. Para el caso del Loop, las condiciones de diseño para la aspiración/entrada del turbo-compresor son:

	Unidad	Operación Normal
Caudal de Gas	[MMSCMD]	15
Temperatura de Entrada	[Celsius]	25
Presión de Entrada	[kg/cm ² g]	39

Tabla 1.III. Parámetros de diseño para la aspiración del Turbo-Compresor

Donde MMSCMD son Million Metric Standard Cubic Meter Per Day (millones de metros cúbicos en condiciones standard por día). Y como se hace referencia a gases y estos cambian considerablemente su volumen con la presión y la temperatura, se indica que dicho caudal se expresa en condiciones standard, siendo éstas 15°C y 101,325 kPa absolutos.

Para la descarga/salida del turbo-compresor, los parámetros son los que siguen:

	Unidad	Operación Normal
Caudal de Gas	[MMSCMD]	15
Temperatura de Salida	[Celsius]	67
Presión de Salida	[kg/cm ² g]	65

Tabla 1.IV. Parámetros de diseño para la descarga del Turbo-Compresor

Para cubrir dichos requisitos, las nuevas instalaciones llevan compresores impulsados por turbinas de aproximadamente 11MegaWatts-15.000 HP (cuando toman aire de succión para combustión a aproximadamente 22°Celsius). En algunos casos, se instalan dos turbo-compresores en paralelo a aproximadamente 10 metros de distancia una máquina de otra, totalizando así aproximadamente 30.000 HP.

En el Anexo 10.II se adjuntan las especificaciones generales del turbo-compresor instalado en la PC SAO II (Planta Compresora San Antonio Oeste II).

1.2.3. Separadores de entrada.



A pesar de que el gas acondicionado que entregan los productores se encuentra con cantidades y dimensiones controladas de partículas, no es imprevisible que éstas existan con otras características, como ejemplo, por alguna de las siguientes causas:

- al circular el gas por las cañerías éste erosiona por su movimiento partículas de óxido cuando se presenta corrosión interna, y también partículas de hidrocarburos que con el tiempo se hayan depositado en las paredes de la cañería. Lo último es una condición extraña pero puede ocurrir si se apartan de los estipulado las condiciones de acondicionamiento y/o de transporte,
- Al avanzar el gas por las líneas puede suceder que las condiciones de presión y temperatura de operación alcancen las correspondientes a las del punto de rocío del agua y/o hidrocarburos obtenidos tras el acondicionamiento. Lo anterior implica a partículas en estado líquido viajando con la corriente de gas natural que llegarán a las plantas compresoras (PC).
- Si se hace una intervención en el gasoducto por alguna reparación, o se modifica una instalación, o se pone en funcionamiento una nueva PC, o un nuevo tramo de gasoducto, más allá de que se llevan adelante cuidados procedimientos de limpieza, pueden quedar presentes partículas extrañas y/o contenido de agua (principalmente debido a remanentes de pruebas hidráulicas)

Todo lo anterior, tanto si llegase a la turbina de gas como combustible o al compresor de gas de línea para elevarse la presión, sería muy perjudicial para los equipos puesto que a las revoluciones que estos giran, esas partículas se transforman en proyectiles. Es un caso análogo al que se produce en la descarga de una turbina de vapor si el título del mismo es elevado. Adicionalmente a lo anterior, en la “sección 3” (Especificaciones de Calidad), “inciso c” (Impurezas) del Subanexo II del Anexo A del Decreto 2255/92 del ENARGAS, se establece que, entre otras condiciones, el gas a ser recibido y entregado por el Transportista respetará los siguientes límites:

- *Las partículas sólidas no superarán 22,5 kg/MMm³, con un tamaño superior a 5 micrones.*
- *Las partículas líquidas no superarán los 100 litros/MMm³.*

Es entonces por lo antes presentado, que se instalan los Filtros separadores, que se diseñan para garantizar una separación del 100% de las partículas con un diámetro mínimo de 3 micrones para polvo (más restrictivo que la condición de entrega) y 8 para líquidos.

A continuación se presentan las condiciones de diseño de los equipos en cuestión:

	Unidad	Operación Normal
Caudal de Gas máximo	[MMSCMD]	18 @ 49 kg/cm ² g
Caudal de Gas mínimo	[MMSCMD]	15 @ 50 kg/cm ² g
Caudal de Condensado	[m ³ /d]	0,31
Temperatura de Entrada	[Celsius]	24

Tabla 1.V. Parámetros de diseño para los Filtros Separadores de polvos y líquidos.

1.2.4. Aero-enfriadores.



Como puede verse en las *Tabla 1.III. Parámetros de diseño para la aspiración del Turbo-Compresor* y *Tabla 1.IV. Parámetros de diseño para la descarga del Turbo-Compresor* el gas al pasar por el Turbo-Compresor encuentra su temperatura elevada en hasta aproximadamente 42°C alcanzando así 67°C. Ahora bien, en la “sección 3” (Especificaciones de Calidad), “inciso c” (Impurezas) del Subanexo II del Anexo A del Decreto 2255/92 del ENARGAS, se establece, entre otras cosas, que el gas a ser recibido y entregado por el Transportista no excederá una temperatura de cincuenta grados centígrados (50°C). Dicho valor responde a que los revestimientos antes utilizados comenzaban a deteriorarse al alcanzar valores de esa magnitud. En virtud de ello, es que se deben instalar los Aero-enfriadores. Estos son intercambiadores de calor que utilizan como

fuelle fría el aire. Consisten en tubos de acero al carbono sin costura con aletas circulares para aumentar el área de contacto donde se produce el intercambio de energía, resultando esto último en la disminución en aproximadamente 20° de la temperatura del gas natural que impulsa el Turbo-Compresor.

Los parámetros de diseño que se adoptan se presentan a continuación:

CONDICION DE VERANO	Unidad	Valor
Caudal de Gas	[MMSCMD]	16,5
Presión de Entrada	[kg/cm ² g]	68
Temperatura de Entrada de gas	[Celsius]	65
Temperatura de Salida de gas	[Celsius]	45
Temperatura de Entrada de aire	[Celsius]	32

CONDICION DE INVIERNO	Unidad	Valor
Caudal de Gas	[MMSCMD]	18
Presión de Entrada	[kg/cm ² g]	68
Temperatura de Entrada de gas	[Celsius]	65
Temperatura de Salida de gas	[Celsius]	42
Temperatura de Entrada de aire	[Celsius]	26

Tabla 1.VI. Parámetros de diseño para el Aero-enfriador.

En base a lo anterior, el equipo que resulta es uno de convección forzada mediante seis ventiladores impulsados por motores eléctricos de aproximadamente 15kW (20HP) cada uno que impulsan 1,65 millones de kilogramos por hora de aire a través del equipo. Los mazos de tubos son de 1 pasada y 6 hileras en tresbolillo. En total consta con un área de intercambio de aproximadamente 29.000 m².

1.2.5. Usina



Las plantas compresoras se diseñan de tal modo que sean independientes de cualquier otro servicio. Es por lo anterior que más allá de que haya disponibilidad de líneas de alta/media/baja tensión, que la generación de potencia eléctrica requerida se produce en la propia planta dentro del edificio Usina.

Este está dividido en tres sectores.

- Sala de generación, donde se encuentran los motogeneradores (MMGG) que producen la potencia eléctrica que necesita la planta.
- Sala de baterías, para el sistema de energía ininterrumpible (UPS).
- y la sala de Tableros para el control de lo anterior y otros equipos en campo.

Respecto a los generadores, se instala un sistema de tipo redundante, donde un motogenerador se encuentra en trabajo continuo y siempre se tiene otro de iguales características en Stand-By. En caso de que el primero falle, inmediatamente se cubre las demandas básicas de energía de la planta con sistemas UPS para que la misma no salga de servicio. A la vez, la caída del primer generador genera el arranque del segundo que pasa a cubrir la demanda saliendo de servicio en ese momento las baterías que evitaron el shutdown de planta.

Los generadores son impulsados por motores de tipo alternativo de combustión interna que utilizan como combustible el propio gas del gasoducto.

Para el dimensionamiento de los MMGG se calcula el consumo máximo de la planta. Este se presenta cuando la misma está con el Turbo-Compresor funcionando de noche (incluye iluminación).

Los consumos eléctricos están conformados por lo que sigue:

- Servicios auxiliares del TC – 25,4 kW
 - Bomba de aceite de lubricación.
 - Aero-enfriador de aceite lubricante.
 - Ventiladores de caseta
 - Iluminación de la caseta
 - Cargador del sistema de baterías propio del TC.
 - Compresores de aire para sellos del TC.
- Servicios auxiliares generales – 72,3 kW
 - Iluminación exterior (53% del total del ítem en cuestión)
 - Tomacorrientes exteriores
 - Electro-compresores de aire (para instrumentos)
 - Cargadores de baterías de servicios auxiliares 110VCC, 220VCA, 27VCC, (instrumentos, iluminación de emergencia, etc.)
 - Instrumentos
 - Tableros
 - Sistemas de comunicación
- Aero-enfriadores – 80 kW

Adicionalmente, se contempla para el caso en cuestión, el consumo máximo de la Planta Compresora instalada originalmente sobre el Troncal (PC SAO I) - 100 kW. Cabe aclarar que en el proceso de expansión de gasoductos se están sacando de servicio los generadores antiguos y cubriendo toda la demanda eléctrica con la nueva Usina. Desde esta última se alimenta el tablero general de distribución de la planta compresora original y desde allí se recorren todos los sistemas antes instalados. Lo anterior principalmente apunta a simplificar la operación y mantenimiento de los equipos necesarios para generar electricidad en la PC.

Por lo tanto, se deben considerar aproximadamente 180 kW propios de consumo máximo para PC SAO II y 280kW considerando también a SAO I. Tomando una reserva del 25%, resulta un equipo con potencia de generación de 350 kW. El equipo a instalar es uno provisto por Guascor, motor SFGLD240/55 y generador LSA 47.2. A continuación se presenta las características resumidas del mismo.

Denominación	Motor				Grupo electrógeno	
	N° Cil.	Cilindrada	1500 rpm	1800 rpm	1500 rpm/50Hz	1800 rpm/60Hz
	u.	Litros	kWm	kWm	ekW	ekW
FGLD 240/55	8L	23,96	360	400	347	385

Tabla 1.VII. Características de los Moto-generadores a gas instalados

En la planta compresora, los mismos entregan 347 kW, en 3x380/220V 50Hz



En el Anexo 10.III. *Especificaciones técnicas de los Moto-generadores a gas.* se adjuntan las especificaciones generales del equipo Moto-generador.

A la vez, se pone como condición para obtener el máximo rendimiento y no afectar la vida útil de los motores, que los mismos no tengan una demanda de potencia menor al 70% de su capacidad (269kW). Dicho valor se compara con la demanda mínima de la PC: TC apagado y de día. En este caso, no existe demanda por iluminación exterior ni de los Aero-enfriadores. El cálculo resulta en 85kW de SAO II y 61kW que demanda SAO I, 146kW totales de demanda mínima. Por lo tanto, como 146kW es menor que los 269kW calculados para el moto-generador seleccionado, se debe agregar un Banco de Cargas Ficticias. Este es un sistema automático de conexión y desconexión de cargas resistivas de

125kW en total que se divide en 5 secciones de 25kW cada una. De esta manera, las mismas se van acoplando o separando del sistema según varíe la demanda de potencia al moto-generador que se encuentre en funcionamiento.

Adicionalmente a todas las consideraciones antes presentadas, se debe contemplar el caso de que el gasoducto se encuentre sin gas. En caso de que ello suceda, la turbina no podría funcionar ni arrancar porque no tendría combustible. Tampoco tendría sentido buscar esa situación operativa puesto que en ese caso no hay fluido para transportar. Pero de la misma manera que el TC se detiene, los motogeneradores a gas no podrían funcionar y las instalaciones quedarían sin corriente eléctrica de ningún tipo. Es por ello que se instala siempre un Moto-generador de emergencia, cuyo combustible es gas-oil. Este equipo se dimensiona contemplando iluminación mínima de seguridad, sistemas de aire, instrumentación y servicios para puesta en marcha de los MMGG a gas de SAO II y SAO I. Resulta un equipo que debe entregar 165kW de los cuales la planta antigua consume 50kW. Comercialmente se obtiene uno de 170 kW (3,8% de reserva), motor John Deere 6068 HJ y generador Cramaco G2R 250 LB/4.



En el *Anexo 10.IV. Especificación técnica del Moto-generador de emergencia*⁵ se presentan las características de los mismos.

Por último, dentro de la usina, en la sala de generación, también se instalan:

- Sistema redundante de electro-compresores de aire que entregan aire a los instrumentos y las estaciones de servicio instaladas en el campo (para conectar herramientas neumáticas). Se asegura $7\text{kg/cm}^2\text{g}$ mediante un regulador que tomará como máximo $12\text{kg/cm}^2\text{g}$ que entregan los compresores al tanque pulmón correspondiente.
- Sistema redundante de electro-compresores y secadoras de aire para suministrar aire de sellos al TC de gas.

1.2.6. Sistema de Gas Combustible y Gas Arranque.

Como se presentó anteriormente, tanto el Turbo-compresor como los Moto-generadores utilizan como combustible el propio gas que se transporta. Este se puede tomar de tres puntos distintos:

- Entrada al TC: las condiciones son las expuestas en la *Tabla 1.III*. 25°C y $39\text{kg/cm}^2\text{g}$
- Salida del TC: las condiciones son las expuestas en la *Tabla 1.IV*. 67°C y $65\text{kg/cm}^2\text{g}$
- Gas de emergencia: cuando la planta compresora no se encuentra presurizada, o sea, con gas en su interior, la misma no tiene fluido para tomar desde los puntos antes expuestos. Es por ello que se instalan líneas específicas que toman gas directamente desde los gasoductos. Como dicho gas no ha circulado por los filtros separadores principales de polvos y líquidos, se instala un skid denominado de gas de emergencia, que lo filtra para acondicionarlo a los requerimientos de los skids. El mismo se diseña según la MAPO del Loop, $72\text{ kg/cm}^2\text{g}$ y se espera que tenga condiciones operativas de 39 a $65\text{ kg/cm}^2\text{g}$ y 11 a 50°C .

Como dichas presiones son más altas que las que requieren el TC y el MG, se instalan sistemas que regulan la presión del gas que se utilizará para arrancar y mantener en funcionamiento las máquinas en cuestión. Dichos sistemas vienen montados en cuatro

⁵ <http://www.dbtsa.com>; <http://www.deere.com>

skids separados, a saber:

- Gas combustible TC
- Gas arranque TC
- Gas combustible MG
- Gas arranque MG



Respecto a la presión, éstos aseguran la mínima que requieran los motores y la turbina para su correcto funcionamiento y a la vez, no permitirán que se exceda la máxima de diseño de los mismos. También incluyen filtros para acondicionar el gas a las especificaciones que requiere tanto el TC como el MG.

A continuación se presentan las condiciones de operación máximas:

	Caudal máx	Presión máx		Temp.
	[SCMD]	[kPag]	[kg/cm ² g]	[Celsius]
Gas arranque TC	192.924	2.843	29	27
Gas combustible TC	97.848	2.843	29	27
Gas arranque MG	23.241	830	8	19
Gas combustible MG	2.400	300	3	19

Tabla 1.VIII. Condiciones del gas consumo (arranque y combustible TC y MMGG)

Respecto a los caudales consumidos, al analizar las potencias mecánicas de los equipos principales de la planta, 11.000kW de la turbina contra los 360kW del motor que impulsa el generador principal de electricidad, se evidencia que la primera debe representar el mayor consumo de gas de la instalación. Lo anterior se puede contabilizar al realizar el cociente del consumo de gas combustible del MG con el del TC:

	Caudal máx
Gas combustible TC	100%
Gas combustible MG	2,45%

Tabla 1.IX. Consumo de combustible del Moto-generador relativo al Turbo-compresor.

1.2.7. Calentador de gas a fuego indirecto.



El HCDP del gas natural, por sus siglas en inglés, Hydrocarbon Dew Point (punto de rocío/condensación de hidrocarburos), se define como la temperatura a la que se forman los primeros condensados de hidrocarburos cuando se enfría gas natural a presión constante. En la práctica, se la considera más bien como la temperatura a la cual esos condensados comienzan a formar un depósito visible en una superficie.

El perfil del diagrama típico presión-temperatura para el gas natural se presenta a continuación:

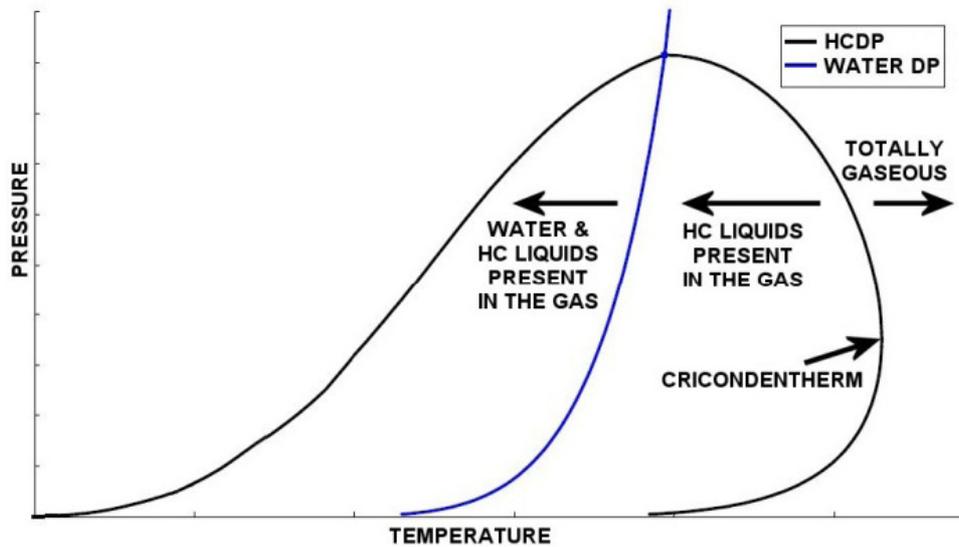


Figura 1.VI.⁶ Curva de HCDP (Hydrocarbon Dew Point)

Los puntos que lo conforman dependen de los componentes del gas natural en cuestión como así también de las proporciones de los mismos, siendo principalmente influyentes los hidrocarburos pesados puesto que son los primeros en condensar.

A la izquierda de la campana existe el gas natural solamente en fase líquida, en el interior coexisten las fases líquido-vapor y a la derecha de la misma se encuentra solamente en estado gaseoso. Lo que se busca con el calentador, es trabajar siempre en esta última condición.

Es de destacarse el punto “Cricondentherm” de la curva presentada en la Figura 1.VI. Curva de HCDP (Hydrocarbon Dew Point). Este es el que presenta la máxima temperatura a la que se produce la condensación de los hidrocarburos antes en fase gaseosa.

Al estudiarse el caso en cuestión se sabe que:

- La presión en los skids de gas arranque y gas combustible se regula para que alcance 29, 8 y 3 kg/cm²g que requieren los equipos como se indicó en la Tabla 1.VIII de la página 24.
- Las condiciones a las que se toma el gas a ser regulado en los skids son las presentadas en el inciso 1.2.6 (39 a 65 kg/cm²g).

⁶ [Jack Herring. Paper ID: 2008058.] Determination of Hydrocarbon Dew Point Measurement in Natural Gas

La expansión del gas en las válvulas reguladoras es la situación buscada, pero la consiguiente disminución de la temperatura puede ocasionar que no se alcance la mínima que solicitan los fabricantes de los distintos equipos como condición para el gas de arranque o combustible. Incluso, en zonas muy frías se podría alcanzar la situación donde se condensen algunos componentes del gas siendo esto perjudicial para los equipos y líneas. Es por todo lo anterior que se instala el equipo en cuestión.

Se lo denomina a fuego indirecto porque calienta agua que está en contacto con una serpentina por la que pasa el gas a acondicionar. De esta manera el gas continúa su recorrido (a través de cañería aislada térmicamente) a los skids de regulación de presión pero encontrándose ahora con mayor temperatura, alejando de esta forma al fluido de su punto de condensación al producirse el proceso de expansión.

Las condiciones de diseño del calentador se presentan a continuación:

	Unidad	Diseño
Caudal de Gas	[Sm ³ /h]	13232,9
Temperatura de Entrada	[Celsius]	11
Temperatura de Salida	[Celsius]	36,5
Punto de Rocío	[Celsius]	-8,8

Tabla 1.X. Condiciones de diseño del Calentador de gas a fuego indirecto.

De los parámetros anteriores cabe resaltar que la temperatura de diseño para la entrada de gas al calentador coincide con la mínima esperada cuando se toma gas directamente del gasoducto. El caudal de diseño equivale al consumido por un TC arrancando, un TC en funcionamiento, un MG arrancando y un MG en funcionamiento. El hecho de que se considere en paralelo una turbina arrancando y otra en funcionamiento es porque se contempla una futura ampliación de la capacidad de la planta mediante la instalación de otro turbo-compresor.

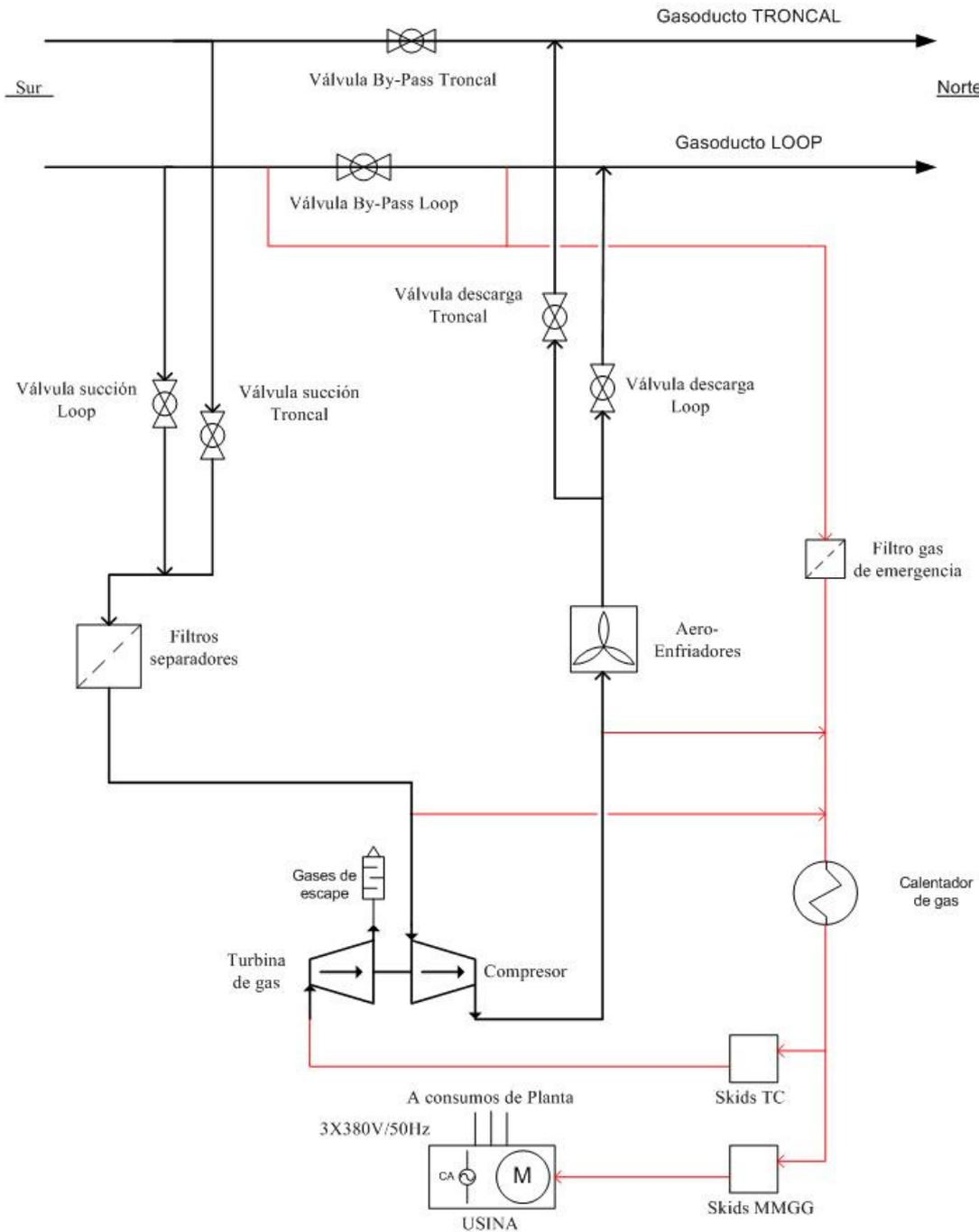
El consumo máximo resultante del equipo es de 25,29 Sm³/h (607 SCMD). Recurriendo nuevamente al concepto aplicado para la *Tabla 1.IX* resulta:

	Caudal máx
Gas combustible TC	100%
Gas combustible MG	2,45%
Gas comb. calentador	0,31%

Tabla 1.XI. Consumo de combustible del Calentador de gas a fuego indirecto relativo al Turbo-compresor. Nótese que habiendo considerado la totalidad de consumos extras de gas en la PC, éstos no alcanzan representar el 3% del consumo total del TC.

1.2.8. Sistema-Flujograma original

Habiéndose descripto los elementos básicos que constituyen una planta compresora, a continuación se los presenta a todos en un diagrama de procesos para expresar gráficamente sus relaciones.



Referencias
Gas de proceso
 Gas de consumo

Figura 1.VII. Diagrama de proceso básico de una Planta Compresora de Gas Natural

Respecto a la operación, cabe aclarar que no se interrumpe el suministro de gas si una de las plantas compresoras tiene alguna falla. En estos casos, se aísla la PC abriendo la válvula de la línea de By-pass y cerrando las de succión/descarga. Así, el gas sigue su camino por el gasoducto sin circular por la planta que se encuentre fuera de servicio. Lo anterior sí afecta el suministro pero no lo interrumpe.

2. MOTIVACIÓN Y APLICACIÓN PROPUESTA

2.1. Comparativas básicas para análisis del potencial de la energía disponible actualmente desperdiciada por la chimenea de la Turbina

Si se analiza el *Anexo 10.II. Especificaciones técnicas del Turbo-compresor de gas*, se evidencia que hay energía desperdiciada a través de los escapes de la turbina de gas que actualmente se liberan a la atmósfera sin ningún tipo de aprovechamiento. La MARS 100 expulsa 152 toneladas de gases de escape por hora a 485°C cuando el aire de admisión se encuentra a 15°C. Y estas máquinas, cuando están aplicadas a transporte de gas natural, son equipos que excepto en valles muy pronunciados de la demanda, y según la posición en el gasoducto, no se quitan de servicio.

A continuación, y para tener un estimado de las magnitudes de las potencias que se podrían obtener antes de realizar un estudio termodinámico, se realizará una comparativa con un ciclo combinado actualmente en funcionamiento. Se toma como ejemplo el de la usina termoeléctrica Central Puerto, donde, como indica la empresa en su página en internet⁷:

“... La planta está compuesta por dos turbinas de gas, modelo MS9001FA+ de 252MW de potencia cada una, con posibilidad de operar con gas natural o gasoil; y una turbina de vapor modelo 270 Ta409 de 289MW de potencia, todas ellas fabricadas por General Electric, totalizando una potencia bruta de 786MW...”

Si se realiza el cociente entre la potencia entregada por la Turbina de Vapor (TV) respecto a la total entregada por las Turbinas a Gas (TG), se encuentra que se produce un 55% más de energía que la que resultaría por la instalación de las TG sin la TV.

Dado que las centrales termoeléctricas alcanzan rendimientos mayores por tener equipos de mucha mayor escala y por tener como fuente fría en general ríos (se alcanzan presiones de descarga de la TV de baja presión mucho menores) se supondrá que no se podrá alcanzar un aprovechamiento del 55%, sino uno de la mitad de ese valor (27,5%). Lo anterior, aplicado a los 12MW de la turbina de gas en estudio, indicaría que se podrían obtener, aplicando un ciclo combinado, 3,3MW extras de potencia.

Si se tiene en cuenta que, por ejemplo, en el gasoducto San Martín, desde Tierra del Fuego

⁷ <http://www.centralpuerto.com/>

hasta Bahía Blanca, se encuentran distribuidos más de 310.000 HP (231MW) de potencia para comprimir y transportar el gas natural, el 27,5% de aprovechamiento sobre esa cantidad representa 63MW que se están liberando a la atmósfera sin ningún tipo de aprovechamiento.

2.2. Generación de potencia eléctrica para consumo de la propia PC y disponibilidad para la venta al sistema interconectado.

Si se compara la potencia eléctrica demandada por las PC San Antonio I y San Antonio II, presentada en el inciso 1.2.5 *Usina*, se evidencia que es considerablemente menor que la potencia que se estima que se podrá obtener solamente de los gases de escape de la turbina de gas de SAO II.

			Neta [MW]	Relativa a la disp.
Potencia	Disponible	Teórica SAO II	3,30	100,00%
	Demandada	SAO II	0,08	2,42%
		SAO I	0,10	3,03%
		SAO I + SAO II	0,18	5,45%

Tabla 2.I. Comparativa de energía teórica disponible contra la demanda de las Plantas Compresoras.

Dado que el aprovechamiento máximo sería muy bajo contemplando solamente la alimentación de la demanda energética de las plantas compresoras (5,45%), se plantea incorporar al sistema interconectado nacional la potencia que se vaya a producir.

3. ANÁLISIS DE TECNOLOGÍAS DISPONIBLES Y SELECCIÓN.

A continuación se presentarán tres tecnologías que permiten generar potencia a partir de prácticamente cualquier tipo de fuente caliente. O sea, no presentan restricciones respecto al origen de dicho calor, por lo que se adaptan especialmente para la recuperación de energía desperdiciada en fluidos a temperaturas más altas que la ambiente. Los equipos y tecnologías considerados son: Turbinas de vapor de agua (ciclo Rankine Standard), Turbinas de vapor de fluidos de bajo punto de ebullición (Rankine Orgánico) y los Motores Stirling (ciclo Stirling). En caso de preferirse continuar con la lectura de la tecnología elegida y la justificación ir al *Inciso 3.4*. En los *Incisos 3.1 al 3.3* se presenta una descripción genérica de cada una de ellas.

3.1. RANKINE STANDARD

El ciclo Rankine es un ciclo termodinámico de potencia, que tiene como objetivo la transferencia de energía mediante calor a energía en forma de trabajo. Es el que se utiliza generalmente en todas las centrales térmicas de generación eléctrica donde una de sus partes constituyentes sea una Turbina de Vapor, como ocurre en el ciclo de recuperación presentado en la *sección 2.1*.

Como indica la consulta respecto al ciclo Rankine en la página web de Wikipedia⁸:

“...utiliza un fluido de trabajo que alternativamente evapora y condensa, típicamente agua (si bien existen otros tipos de sustancias que pueden ser utilizados, como en los ciclos Rankine orgánicos). Mediante la quema de un combustible, el vapor de agua es producido en una caldera a alta presión para luego ser llevado a una turbina donde se expande para generar trabajo mecánico en su eje (este eje, solidariamente unido al de un generador eléctrico, es el que generará la electricidad en la central térmica). El vapor de baja presión que sale de la turbina se introduce en un condensador, equipo donde el vapor condensa y cambia al estado líquido (habitualmente el calor es evacuado mediante una corriente de refrigeración procedente del mar, de un río o de un lago). Posteriormente, una bomba se encarga de aumentar la presión del fluido en fase líquida para introducirlo nuevamente en la caldera, cerrando de esta manera el ciclo.

Existen algunas mejoras al ciclo descrito que permiten mejorar su eficiencia, como por

⁸ http://es.wikipedia.org/wiki/Ciclo_de_Rankine

ejemplo sobrecalentamiento del vapor a la entrada de la turbina, recalentamiento entre etapas de turbina o regeneración del agua de alimentación a caldera...”

Diagrama Temperatura-Entropía del ciclo ideal

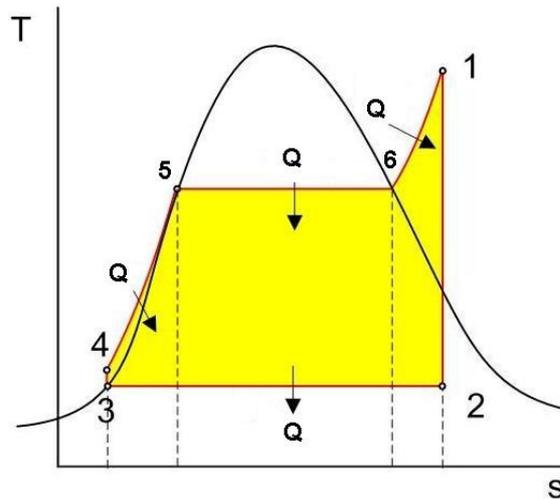


Figura 3.I Diagrama T-S de un ciclo de Rankine con vapor de alta presión sobrecalentado.

El diagrama T-s de un ciclo Rankine ideal está formado por cuatro procesos: dos isoentrópicos y dos isobáricos. La bomba y la turbina son los equipos que operan según procesos isoentrópicos (adiabáticos e internamente reversibles). La caldera y el condensador operan sin pérdidas de carga y por tanto sin caídas de presión. Los estados principales del ciclo quedan definidos por los números del 1 al 4 en el diagrama T-s (1: vapor sobrecalentado; 2: mezcla bifásica de título elevado o vapor húmedo; 3: líquido saturado; 4: líquido subenfriado). Los procesos que tenemos son los siguientes para el ciclo ideal (procesos internamente reversibles):

- *Proceso 1-2: Expansión isoentrópica del fluido de trabajo en la turbina desde la presión de la caldera hasta la presión del condensador. Se realiza en una turbina de vapor y se genera potencia en el eje de la misma.*
- *Proceso 2-3: Transmisión de calor a presión constante desde el fluido de trabajo hacia el circuito de refrigeración, de forma que el fluido de trabajo alcanza el estado de líquido saturado. Se realiza en un condensador (intercambiador de calor), idealmente sin pérdidas de carga.*
- *Proceso 3-4: Compresión isoentrópica del fluido de trabajo en fase líquida mediante una*

bomba, lo cual implica un consumo de potencia. Se aumenta la presión del fluido de trabajo hasta el valor de presión en caldera.

•Proceso 4-1: Transmisión de calor hacia el fluido de trabajo a presión constante en la caldera.

- En el primer tramo del proceso, 4-5, el fluido de trabajo se calienta (calor sensible) hasta alcanzar unos grados menos que la temperatura de vaporización para la presión de caldera en cuestión. Generalmente se utiliza un equipo denominado Economizador, que precalienta el agua antes de incorporarla a la caldera para no hacer caer la temperatura bruscamente en la misma. Es un intercambiador de calor donde el agua circula por el interior de tubos que se encuentran en contacto en su parte exterior con los gases que entregan calor al sistema.
- Luego tiene lugar el cambio de fase líquido-vapor (calor latente) que se produce en la caldera propiamente dicha o unidad de evaporación. Es el proceso identificado como 5-6, donde la temperatura y presión se mantienen constantes y son las correspondientes a la temperatura de vaporización que corresponde a la presión de caldera en cuestión.
- Finalmente, mediante en el proceso 6-1, con un equipo de similares características al economizador, denominado sobre-calentador (super-heater), se obtiene vapor sobrecalentado al entregar calor sensible a la masa de vapor que entrega la caldera. Este vapor sobrecalentado de alta presión es el utilizado en la turbina para generar la potencia del ciclo (la potencia neta del ciclo se obtiene realmente descontando la consumida por la bomba, pero ésta suele ser muy pequeña en comparación y suele despreciarse).

Cabe destacar que se suele denominar al conjunto economizador, caldera y sobre-calentador solamente como caldera. Lo anterior es porque:

- Físicamente, se suelen encontrar en un cuerpo donde no se los puede diferenciar.
- Termodinámicamente, los tres realizan la misma función: entregar energía mediante calor al fluido. El hecho de que se los separe en equipos diferentes responde a consideraciones respecto a la eficiencia del ciclo y los distintos estados del fluido.

El diagrama de proceso es el que sigue:

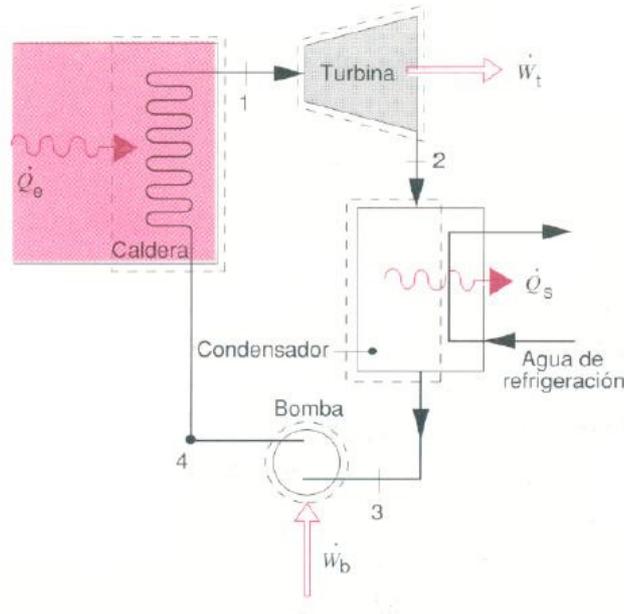


Figura 3.II⁹. Diagrama de proceso del ciclo Rankine

En un ciclo más realista que el ciclo Rankine ideal descrito, los procesos en la bomba y en la turbina no serían isoentrópicos y el condensador, el economizador, la caldera y el sobre-calentador presentarían pérdidas de carga. Todo ello generaría una reducción del rendimiento térmico del ciclo. El rendimiento isoentrópico de la turbina, que representa el grado de alejamiento de una turbina respecto al proceso ideal isoentrópico, jugaría un papel principal en las desviaciones al ciclo ideal y en la reducción del rendimiento. El rendimiento isoentrópico de la bomba y las pérdidas de carga en el condensador y la caldera tendrían una influencia mucho menor sobre la reducción de rendimiento del ciclo.

⁹ M. J. Moran y H. N. Shapiro. Fundamentos de Termodinámica Técnica. Editorial Reverté.

3.2. RANKINE ORGÁNICO (ORC)

El ciclo Rankine Orgánico es básicamente igual al standard solo que se reemplaza el agua como fluido de trabajo por otras sustancias que contienen Carbono en su composición química. Estas en general se seleccionan procurando que las temperaturas de vaporización sean más bajas que la del agua para poder aprovechar fuentes de calor de baja temperatura.

Algunos fluidos de trabajo utilizados son por ejemplo: Benceno, Tolueno, Xilenos, R113, R123, otros desarrollados específicamente por los proveedores de los equipos, etc. El inconveniente que presentan es que son sustancias más riesgosas puesto que, como se indica en [Sylvain Quoilin & Vincent Lemortque; 2009], se deben tener en cuenta el impacto ambiental y el nivel de seguridad resultantes del análisis de las siguientes características:

- ODP (Ozone Depleting Potential). Es la cantidad relativa de degradación que la sustancia puede producir a la capa de ozono tomando como base unitaria al efecto que genera el CFC-11 (R-11)
- GWP (Greenhouse Warming Potential). Es la cantidad relativa de calor que un gas de efecto invernadero captura en la atmósfera tomando como base unitaria al Dióxido de Carbono.
- Nivel de toxicidad
- Nivel de inflamabilidad.

Dentro de sus ventajas, se remarca que no requieren grandes temperaturas para operar y que al trabajar a presiones más bajas que cuando se utiliza H₂O, se requieren equipos y tuberías de menor resistencia mecánica.

A continuación se presenta una lista no exhaustiva de proveedores que presentan los autores en su publicación:

Manufacturer	Applications	Power range	Heat source temperature	Technology
ORMAT, US	Geothermal, WHR, solar	200 KWe – 72 MWe	150° - 300°C	Fluid : n-pentane
Turboden, Italy	CHP, geothermal	200 KWe – 2 MWe	100 - 300°C	Fluids : OMTS, Solkatherm Axial turbines
Adoratec, Germany	CHP	315 – 1600 KWe	300 °C	Fluid: OMTS
GMK, Germany	WHR, Geothermal, CHP	50 KWe – 2 MWe	120° - 350°C	3000 rpm Multi-stage axial turbines (KKK) Fluid: GL160 (GMK patented)
Koehler-Ziegler, Germany	CHP	70 – 200 KWe	150 – 270°C	Fluid: Hydrocarbons
UTC, US	WHR, geothermal	280 KWe	>93°C	Screw expander
Cryostar	WHR, Geothermal	n/a	100 – 400 °C	Radial inflow turbine Fluids: R245fa, R134a
Freepower, UK	WHR	6 KWe - 120 KW	180 - 225 °C	
Tri-o-gen, Netherlands	WHR	160 kWe	>350°C	Turbo-expander
Electratherm, US	WHR	50 KWe	>93°C	Twin screw expander
Infinity Turbine	WHR	250 KWe	>80°C	Fluid: R134a Radial Turboexpander

Figura 3.III¹⁰. Listado no exhaustivo de proveedores de equipos para ORC

WHR: Waste Heat Recovery. Recuperador de calor residual.

CHP: Combined Heat and Power. Sistema en el que para aumentar la eficiencia no solo se genera potencia eléctrica sino que también se entrega agua caliente para servicios.

[Vankeirsbilck I. et al., 2011] indican que los ORC encuentran sus áreas de aplicación en sistemas donde la fuente de calor a aprovechar se encuentre debajo de los 300°C. En [Sylvain Quoilin & Vincent Lemortque; 2009] se indica que otro punto a tener en cuenta al seleccionar el fluido de trabajo es la temperatura de estabilidad de los mismos, puesto que éstos se deterioran al superar ciertos niveles.

A continuación se presenta una planilla donde los autores presentan un resumen de lo expuesto en otros trabajos respecto a los fluidos recomendados según la aplicación y las temperaturas de vaporización y condensación que se pueden obtener.

¹⁰ [Sylvain Quoilin & Vincent Lemortque; 2009]

Author(s)	Application	Cond. Temp.	Evap. Temp.	Considered fluids	Recommended fluids (In terms of efficiency and/or power)
Saleh et al.	Geothermal	30 °C	100 °C	alkanes, fluorinated alkanes, ethers and fluorinated ethers	RE134, RE245, R600, R245fa, R245ca, R601
Maizza and Maizza (2001)	n/a	35 – 60 °C	80-110	Unconventional working fluids	R123, R124
Liu et al. (2004)	Waste heat recovery	30 °C	150 – 200 °C	R123, iso-pentane, HFE7100, Benzene Toluene, p-xylene	Benzene, Toluene, R123
El Chammas and Clodic (2005)	ICE	55 °C (100 °C for water)	60 - 150 °C (150 – 260 °C for water)	Water, R123, isopentane, R245ca, R245fa, butane, isobutene and R-152a	Water, R245-ca and isopentane
Drescher and Bruggemann (2007)	Biomass CHP	90 °C *	250 - 350 °C*	ButylBenzene, Propylbenzene, Ethylbenzene, Toluene, OMTS	AlkylBenzenes
Hettiarachchia et al. (2007)	Geothermal	30 °C*	70 – 90 °C	Ammonia, n-Pentane, R123, PF5050	Ammonia
Lemort et al. (2007)	Waste heat recovery	35 °C	60 – 100 °C	R245fa, R123, R134a, n-pentane	R123, n-pentane
Hettiarachchia et al. (2007)	Geothermal	30 °C*	70 – 90 °C	Ammonia, n-Pentane, R123, PF5050	Ammonia
Lemort et al. (2007)	Waste heat recovery	35 °C	60 – 100 °C	R245fa, R123, R134a, n-pentane	R123, n-pentane
Borsukiewicz-Gozdur and Nowak (2007)	Geothermal	25 °C	80 – 115 °C	propylene, R227ea, RC318, R236fa, ibutane, R245fa	Propylene, R227ea, R245fa
Fankam et al. (2009)	Solar	35 °C	60 – 100 °C	Refrigerants	R152a, R600, R290

* Max/min temperature of the heat source/sink instead of evaporating or condensing temperature

Figura 3.IV¹¹. Resumen de comparativas de distintos fluidos de trabajo para ciclos Rankine Orgánicos.

Como podrá apreciarse en la información aquí presentada, a pesar de que en general esta tecnología encuentra su ventaja en temperaturas de la fuente caliente bajas, existen fluidos de trabajo y proveedores de equipos que se acercan, aunque no alcanzan, el rango de potencia y temperaturas del proyecto en cuestión.

¹¹ [Sylvain Quoilin & Vincent Lemortque; 2009]

3.3. STIRLING-MOTORES DE COMBUSTIÓN EXTERNA

Como indica la consulta respecto al tipo de motores en cuestión en la página web de Wikipedia¹²:

“...El Motor Stirling fue inventado en 1816 por Robert Stirling, reverendo de origen escocés. El objetivo era tener un motor menos peligroso que la máquina de vapor.

El principio de funcionamiento es el trabajo realizado por la expansión y contracción de un gas (normalmente helio, hidrógeno, nitrógeno o simplemente aire) al ser obligado a seguir un ciclo de enfriamiento en un foco frío, con lo cual se contrae, y de calentamiento en un foco caliente, con lo cual se expande. Es decir, es necesaria la presencia de una diferencia de temperaturas entre dos focos y se trata de un motor térmico.

Este motor continúa en investigación debido a la versatilidad de fuentes de energía utilizables para su funcionamiento, ya que al necesitar solamente una fuente de calor externa al cilindro, es posible usar una gran variedad de fuentes energéticas (energía solar térmica, todo tipo de combustibles, uso de la biomasa, energía geotérmica, etcétera)...”

En el siguiente vínculo se presenta un listado de proveedores de este tipo de tecnología, recorriendo unidades con potencia a nivel educacional hasta otras a para generación de potencia eléctrica a nivel industrial/comercial.

<http://www.stirlingengines.org.uk/manufact/post.html>

El proveedor que se distingue por la potencia de los motores que fabrica es la firma Stirling Biopower que ofrece equipos de 43kW a 60Hz. En el *Anexo 10.V* se presenta un folleto institucional de la empresa en cuestión.

¹² http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_Stirling

A continuación se presenta una fotografía del equipo de 43kW antes mencionado.



3.4. SELECCIÓN

Las tres tecnologías presentan a grandes rasgos el mismo principio de funcionamiento y podrían ser las tres utilizadas con las consideraciones especiales para cada caso.

Pero para el presente proyecto se optará por la instalación de una Turbina de Vapor de H₂O puesto que se considera que tiene como principal ventaja ser la tecnología más segura, probada y desarrollada. Lo anterior, le confiere la diferenciación en lo que a confiabilidad respecta, siendo esta última variable particularmente importante para el tipo de instalación en la que se colocaría.

Respecto a los motores Stirling, con el avance actual de su desarrollo, al contrastarlo con las expectativas de potencias del proyecto, no llegan a cumplirlas a menos que se instalen en paralelo varias máquinas. Si se supone cubrir la demanda de las PC's SAO I + SAO II sin considerar venta de electricidad, se requerirían 5 equipos que totalizan 215 kW para cubrir los 180 kW pico. Como alternativa para reemplazar a los MMGG a gas es un caso plausible, pero para lograr el máximo aprovechamiento de los gases de escape no es la solución ideal. Sumado a lo anterior, cabe resaltar que son equipos con movimientos de tipo alternativo, considerándose esto desventajoso respecto a las alternativas rotativas por ser las primeras propensas a vibraciones y fallas.

Y al analizar el ciclo Rankine orgánico, a pesar de que este se podría ajustar a las características del proyecto en cuestión, se considera que no se le daría aprovechamiento a su mayor ventaja que es trabajar con fuentes calientes de no tan alta temperatura. Incluso, como se verá más adelante, la fuente caliente disponible supera las necesidades para el tipo de turbina de vapor a instalar. Adicionalmente, la ventaja de trabajar a baja presión no significaría quitar del análisis HAZOP esa variable de riesgo puesto que las Plantas Compresoras trabajan con presiones elevadas por definición. A la vez, se elimina la problemática de la obtención del fluido de trabajo especializado.

4. ANALISIS TÉCNICO.

4.1. SISTEMAS DE VAPOR, ECUACIONES CARACTERÍSTICAS.

A continuación se presentan las ecuaciones características para el régimen estacionario de las máquinas y equipos que conforman el ciclo de vapor a estudiar. Las mismas se basan principalmente en la termodinámica: balance de masas y de energía. En el *Anexo 10.XIII* se presenta todo el desarrollo teórico y supuestos que las sustentan.

Cabe mencionar que se adoptaron las siguientes convenciones de signos:

- el flujo de calor Q hacia el sistema de vapor es positivo, mientras que si éste es el que lo cede, es negativo.
- Con el trabajo W , cuando éste es positivo, significa que es el sistema de vapor el que lo está entregando.

Lo anterior permitirá tratar como positivos tanto el trabajo entregado en los ejes por las máquinas como la energía que previamente se debió tomar para generar dicho trabajo.

Respecto a la notación cabe aclarar que:

- \dot{W} es la potencia entregada o requerida por la turbina o la bomba de agua. Se expresa en Joules por segundo [J/s]
- \dot{Q} es la energía por unidad de tiempo intercambiada en forma de calor en las distintas partes de la caldera y en el condensador. [J/s]
- \dot{m} es el caudal másico de agua que circula por el equipo en análisis. Se expresa en kilogramos por segundo [kg/s].
- h_i es la entalpía específica del agua (líquida, mezcla bifásica o vapor) en el punto “ i ”. Donde los subíndices “ e ” y “ s ” indican si es la entrada o la salida de los equipos. Se expresa en Joules por kilogramo [J/kg]

4.1.1. Turbina

La potencia entregada por una turbina ideal es:

$$W_T = \dot{m} \cdot (h_e - h_s) \quad [4.I]$$

Como lo anterior supone que no hay ineficiencias, se define el rendimiento isoentrópico como sigue:

$$\eta_T = \frac{(h_e - h_{s \text{ real}})}{(h_e - h_{s \text{ isoentrópico}})} \quad [4.II]$$

Este contempla, tomando siempre la misma condición de entrada a la máquina, el cociente entre el trabajo entregado en una evolución real (con rozamiento, flujo no ideal, pérdidas térmicas, etc.) contra el ideal.

4.1.2. Bomba de agua

La potencia que se requerirá para elevar la presión del agua antes de introducirla a la caldera viene dada por:

$$W_B = \dot{m} \cdot (h_e - h_s) \quad [4.III]$$

Y de manera análoga a la necesidad de considerar rendimientos no ideales en la turbina, se presenta el rendimiento isoentrópico para el equipo en cuestión:

$$\eta_B = \frac{(h_{s \text{ isoentrópico}} - h_e)}{(h_{s \text{ real}} - h_e)} \quad [4.IV]$$

4.1.3. Caldera (economizador, evaporador y sobre-calentador)

En estos equipos, el intercambio de energía es netamente a través de Q. Suponiendo todos los procesos de tipo ideal, resulta:

$$\dot{Q} = -\dot{m} \cdot (h_e - h_s) \quad [4.V]$$

4.1.4. Condensador

Al igual que para la caldera, resulta que:

$$\dot{Q} = -\dot{m} \cdot (h_e - h_s) \quad [4.VI]$$

4.2. RENDIMIENTO TEÓRICO Y RENDIMIENTO REAL EN CICLOS DE VAPOR

El ciclo en estudio es uno de potencia, gráficamente se puede expresar que:

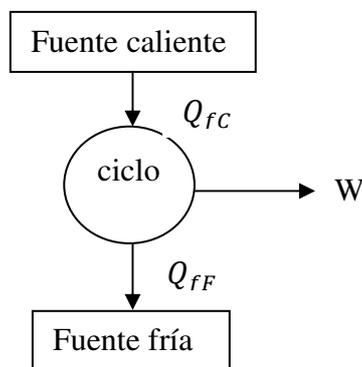


Figura 4.I. Gráfico de un Ciclo de Potencia genérico.

Se sabe de la termodinámica que el rendimiento máximo teórico se puede calcular de la siguiente manera:

$$\eta_{MAX \text{ ciclo}} = 1 - \frac{T_{fF}}{T_{fC}} \quad [4.VIIa]$$

donde T_{fF} y T_{fC} son las temperaturas de la fuente fría y caliente entre las que trabaja el ciclo en cuestión. En el *Anexo 10.XIII* se presenta todo el desarrollo teórico y supuestos que sustentan lo anterior.

Ahora bien, el rendimiento real viene dado por el cociente entre la cantidad de energía que entrega el ciclo (potencia de la turbina menos potencia de la bomba de agua) respecto a la que se le incorpora en forma de calor (en todos los equipos de la caldera de recuperación).

$$\eta_{REAL \text{ ciclo}} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_B}{Q_{caldera}} \quad [4.VIIIb]$$

4.3. ANALISIS DE ESTADOS DE OPERACIÓN EN CONDICION PROMEDIO

4.3.1. Consideraciones generales del ciclo de vapor

El sistema de vapor se presenta a continuación con la nomenclatura para cada uno de los puntos de H₂O a los que se hará referencia. Responde al diagrama de Mollier genérico que se presentó en la *Figura 3.I (Diagrama T-S de un ciclo de Rankine con vapor de alta presión sobrecalentado.)*. Y es un equivalente ampliado al que se presentó en *Figura 3.II. Diagrama de proceso del ciclo Rankine)*

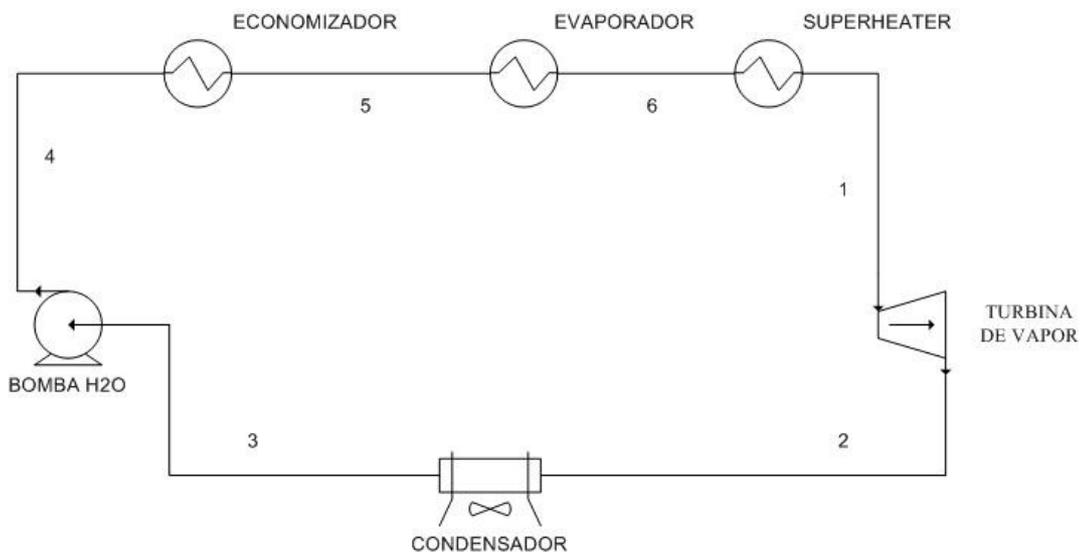


Figura 4.II. Ciclo de vapor detallado.

Como se expuso, la generación de potencia eléctrica se realizará a partir de los gases de escape de la TG. Estos, a lo largo de su recorrido irán variando su temperatura al entregar energía al sistema de agua que alimentará la TV. Los gases de escape recorrerán a contraflujo al sistema de recuperación para maximizar el aprovechamiento de la energía disponible y lograr en el Sobrecalentador (el punto más caliente del sistema de vapor que evitará un título inadecuado en la descarga de la TV) una mayor temperatura. Por lo tanto, los gases de escape primero circularán por el sobrecalentador, luego por la unidad de evaporación y por último por el economizador. Se presenta a continuación nuevamente la *Figura 4.II* con el circuito de gases de escape incorporado y la correspondiente nomenclatura para cada punto.

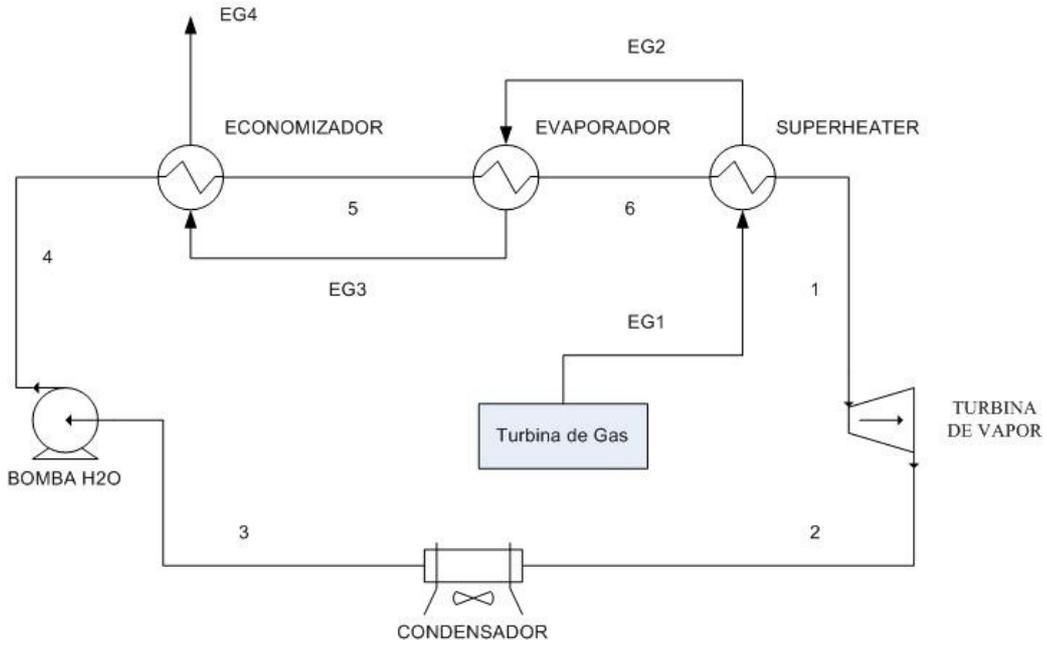


Figura 4.III. Ciclo de vapor y de gases de escape de TG detallados.

En la figura que sigue se presenta una configuración típica de Calderas de Recuperación con Economizador y Sobrecalentador.

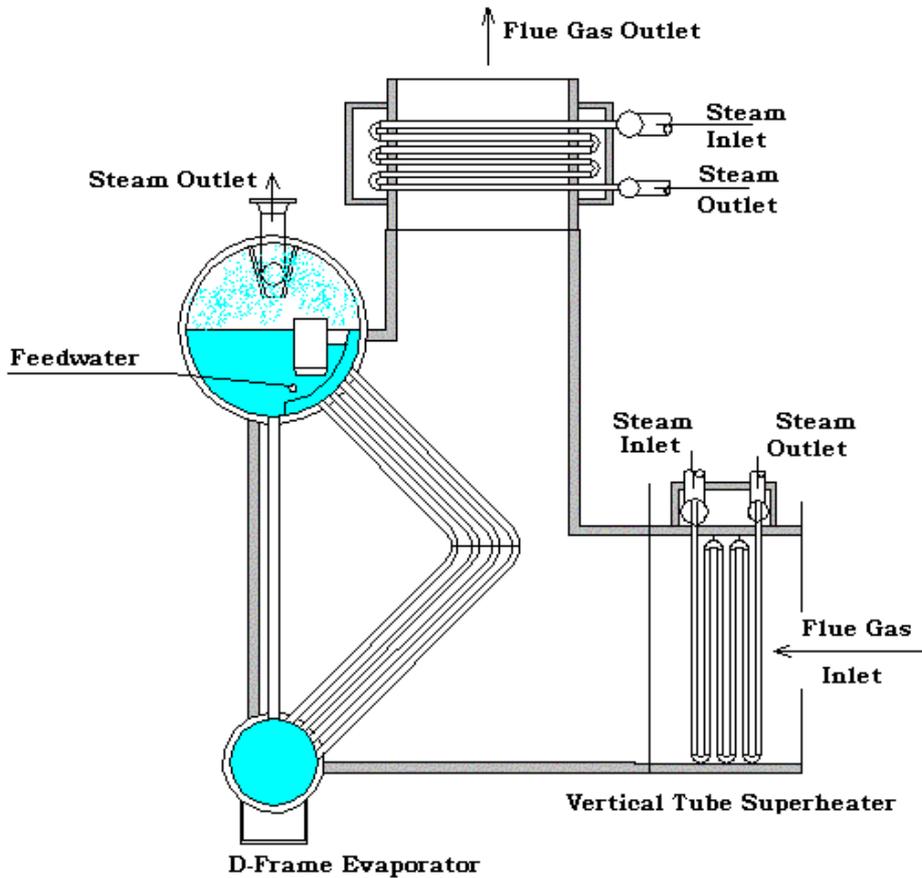


Figura 4.IV. Corte de una Caldera de Recuperación de Calor (HRSG)

Se exhibe a continuación, para el sistema en cuestión, un gráfico genérico de los perfiles de temperatura en el sistema de vapor y de gases de escape a medida que se recorren los distintos equipos.

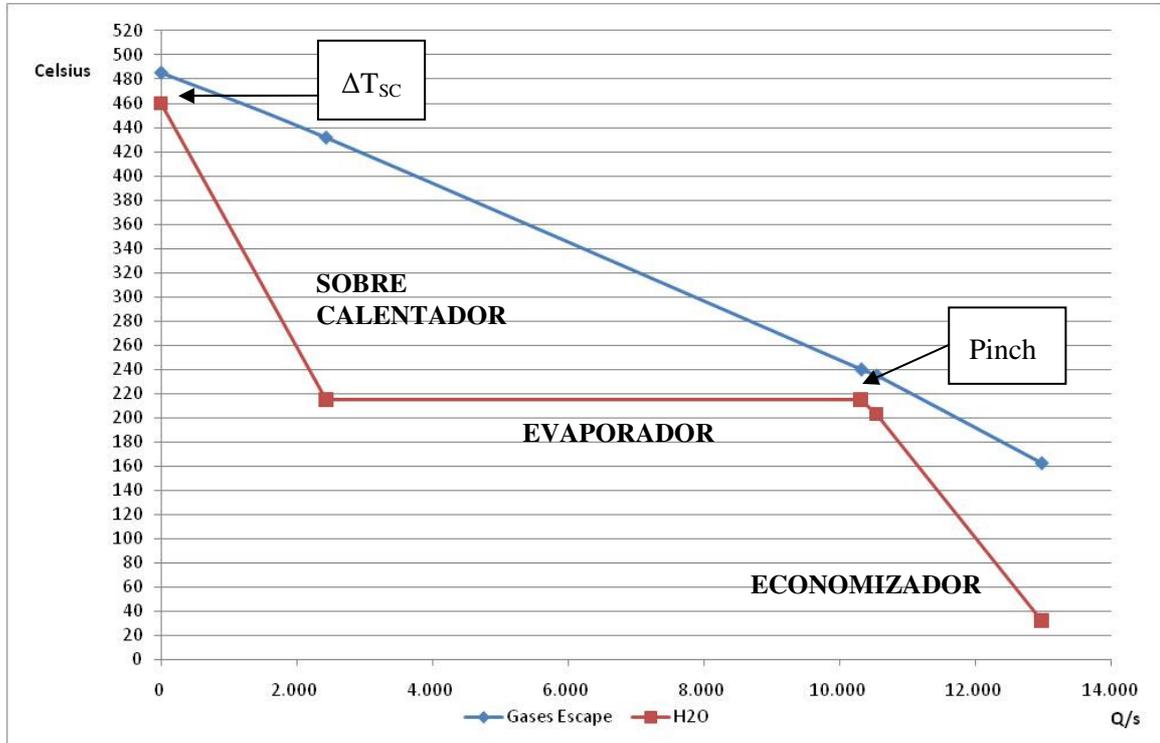


Figura 4.V. Perfiles de temperatura en el HRSG

Puede notarse que el único equipo donde la temperatura se mantiene constante es en el evaporador puesto que allí se entrega calor latente para el proceso de vaporización del H₂O.

Es importante al momento de diseñar sistemas de recuperación el establecimiento de diferencias de temperaturas entre la fuente caliente y el fluido a calentar en puntos específicos del sistema. Puede apreciarse en la *Figura 4.V* que dos puntos son los que definen el máximo acercamiento que puede haber entre las curvas puesto que nunca se podrá dar el caso donde el fluido que entrega energía esté más frío que el que la recibe. Estos son:

- La diferencia de temperatura entre el vapor y los gases de escape justo cuando estos últimos comienzan a recorrer el sobrecalentador. En todo el sistema nunca se podrá alcanzar una temperatura más alta que en ese punto puesto que corresponde justo a la salida de la turbina de potencia impulsada por la turbina de generación de gases.

El denominado ΔT_{SC} responde a encontrar un equilibrio entre la temperatura de vapor sobrecalentado necesaria (para obtener un título de vapor correcto a la salida de la TV) y lo económicamente factible de alcanzar. Podrían tomarse valores para dicha magnitud más pequeños pero esto implicaría superficies de intercambio mucho más grandes.

- Análogamente al anterior, la otra diferencia de temperatura que define el diseño de los HRSG es el “Pinch”. Este es la diferencia que hay entre la temperatura a la que los gases de escape abandonan la unidad de evaporación y la temperatura a la que se produce la vaporización del H₂O.

Los valores que se tomarán como referenciales para el proyecto en cuestión son los indicados a continuación:

Salto de temperatura	Unidad	Utilizada	Recomendada
$\Delta T_C = \text{Pinch}$	[Celsius]	22	11 a 28
ΔT_{SH}	[Celsius]	27	22 a 33

Tabla 4.I.¹³ Temperaturas de aproximación entre Gases de Escape TG y sistema de Vapor

Otro punto a tener en cuenta es la temperatura a la que ingresa el agua a la unidad de evaporación. Inyectar agua en la misma a baja temperatura podría afectar la generación de vapor por hacer caer la temperatura general de la masa a vaporizar. Es por ello que, como se presentó anteriormente, se instala el economizador. Ahora bien, se debe tener cuenta que es conveniente evitar que la vaporización se produzca en el economizador puesto que el mismo no está diseñado para tal estado del fluido. Es por ello que, para cumplir las dos condiciones operativas, se incorpora el agua a la unidad de evaporación generalmente entre 6 y 17 grados más abajo que la temperatura de vaporización que determina la presión de caldera. Lo anterior implica que en el equipo en cuestión se entregará no solo calor latente sino que también parte es sensible.

Salto de temperatura	Unidad	Utilizada	recomendada
ΔT_E	[Celsius]	12	6 a 17

Tabla 4.II.¹³ Temperatura de ingreso H₂O a unidad de evaporación

¹³ PG Environmental & Thermal Technologies LLC

Por último, es importante hacer mención a la presión y temperatura de descarga de la TV. Esta viene condicionada por la fuente fría que se disponga para refrigerar el fluido en el condensador. Dado que las plantas compresoras en cuestión encuentran determinada su ubicación en función de la traza del gasoducto, no se puede suponer que se dispondrá de un espejo de agua para alcanzar buenas temperaturas de condensado a lo largo de todo el año. Por lo tanto, la restricción vendrá dada por la temperatura del aire que se disponga en cada momento del funcionamiento del equipo. Dado que el aire no es buen conductor térmico, para mantener contenido el tamaño del condensador y el monto de la inversión se debe definir la diferencia mínima de temperatura que se tendrá entre el aire y el condensado que se genere en el equipo. Sabiendo que los Aero-enfriadores presentan en verano un salto térmico de 13 Celsius (45-32) mientras que en invierno dicho valor asciende a 16 C (ver *Tabla 1.VI*), con criterio conservador se adopta este último para el Aero-condensador a instalar.

Saltos de temperatura	Unidad	Utilizada
Δt_{cond}	[Celsius]	16

Tabla 4.III. Temperatura de aproximación en el condensador de vapor.

Los rendimientos de las máquinas se tomarán como siguen:

Equipo		Rendimiento adoptado	Rango	Fuente
Turbina Vapor	η_{TV}	75%	70% a 90%	Moran & Shapiro
Bomba H ₂ O	η_{BBA}	80%	Supuesto	Supuesto
Motor Bba. H ₂ O	η_{MBBA}	95%	Supuesto	Supuesto
Generador elect.	η_{GEN}	95%	95%	Mismo que el generador provisto por Guascor
Caja Reductora	η_{CR}	97%	97%	Turbine Handbook

Tabla 4.IV. Rendimientos de las máquinas del ciclo de Vapor.

Y las pérdidas de presión en los intercambiadores de calor se supusieron como se presentan a continuación:

Super Heater	$\Delta p\%_{SH}$	5%
Caldera	$\Delta p\%_C$	15% (5%+10%)
Economizador	$\Delta p\%_E$	3%

Tabla 4.V. Pérdidas de presión en los intercambiadores del HRSG.

Cabe resaltar que la gran caída de presión que se espera en la unidad de evaporación responde a dos factores:

- a) El estrictamente referido a pérdidas en el sistema, supuesto en un 5%.
- b) El referido a la sobrepresión que se debe tener en la caldera de evaporación para poder asegurar la presión de alimentación de la Turbina de Vapor. Lo anterior es lo que permite responder a cambios en la demanda de vapor. Se supuso dicho valor en un 10%.

Respecto a la pérdida de energía térmica del sistema de recuperación (considerándolo adecuadamente aislado) se supone de:

Exhaust TG	$\Delta p\%_{ETG}$	2%
------------	--------------------	----

Tabla 4.VI. Pérdidas térmicas del HRSG.

4.3.2. Condiciones operativas por equipo.

En la presente sección se trabajará recurriendo a las fórmulas presentadas en la *sección 4.1*.

Cabe aclarar que para presentar la lógica de cálculo utilizada a lo largo del proyecto se tomará como temperatura ambiente 15 Celsius. Lo anterior es porque, como se presentará en la *Tabla 4.XXVI*, esa es aproximadamente la temperatura promedio anual en San Antonio Oeste. Luego, se analizará como queda equilibrado el sistema cuando dicho valor cambia según la época del año.

Para el cálculo de los estados del agua en cada una de las distintas condiciones exigidas para la entrada y salida de cada equipo, se recurrió al programa TPX¹⁴ (add-in para Microsoft Excel).

¹⁴ <http://www.tecnun.es/asignaturas/termo/SOFTWARE/TPX/index.html>

Se colocaron con color de fuente azul y en negrita las variables que determinan el estado del agua en el punto que se esté considerando en cada oportunidad.

En caso de querer saltar el proceso lógico de cálculo y ver el resumen ir directamente a la sección 4.3.2.7 en la página 60.

4.3.2.1. Sobrecalentador

El equipo en cuestión será el responsable final de acondicionar el vapor para que llegue a la turbina en las condiciones que se desee.

La turbina de vapor a instalar, cuyos datos completos se presentarán en la sección 4.5.2 tiene como límite máximo a su entrada una presión de 41 bar absolutos y 450 Celsius de temperatura. Respecto a la descarga de la misma, esta no podrá trabajar a menos de 0,08 bar absolutos. Se definirá $P_1=35$ bara y $T_1=430$ Celsius encontrándose el agua en estado de vapor sobrecalentado para el punto en cuestión. Sabiendo que a la temperatura ambiente de 15 Celsius los gases de escape de la turbina se encuentran a 485 (ver Anexo 10.II) se obtiene un $\Delta T_{SH}=45$ Celsius cumpliéndose de esta manera el valor mínimo planteado en 4.3.1. Al conocer la T_1 y P_1 queda definido el estado del vapor en la entrada de la TV, se lo presenta a continuación:

Característica	Variable	Unidad	Estado
			1
Temperatura	T	[Celsius]	440,0
Presión	P	[Bar]	35,00
Densidad	P	[kg/m ³]	11,050
Vol. Esp.	V	[m ³ /kg]	0,090
Energía interna específica	U	[kJ/kg]	2997,588
Entalpía específica	H	[kJ/kg]	3314,323
Entropía específica	S	[kJ/kg.C]	6,973
Título	X	[1]	1,000
Estado	Estado	-	Vapor sobrecalentado

Tabla 4.VII. Estado la salida del Sobre-calentador.

4.3.2.2. Turbina de vapor

Respecto a la descarga de la TV, se toma $P_2=0,08$ bara. Esta es la presión mínima de descarga de la TV en cuestión y se sabe que es una presión alcanzable de cuando la temperatura ambiente es de 15 Celsius. Considerando lo anterior y a la vez que la expansión es de tipo isoentrópica resulta:

Variable	Unidad	Estado
		2s
T	[Celsius]	41,6
p	[Bar]	0,08
ρ	[kg/m ³]	0,066
v	[m ³ /kg]	15,1286
u	[kJ/kg]	2060,87
h	[kJ/kg]	2181,90
s	[kJ/kg.C]	6,97
X	[1]	0,836
Estado	-	Mezcla bifásica

Como podrá notarse, se descarga en una condición de mezcla bifásica vapor-líquido. Para el caso en cuestión, esto no presenta inconveniente puesto que la TV, como se verá más adelante, no presenta restricciones a dicha variable. Independientemente de ello, como el rendimiento real se espera que sea del 80% como se presentó en la *Tabla 4.IV*, las condiciones de descarga de la máquina cambiarán. Recurriendo a la ecuación del rendimiento de la TV presentada en la sección 4.1.1 resulta que:

$$\eta_T = \frac{(h_e - h_{s \text{ real}})}{(h_e - h_{s \text{ isoentropico}})}$$

$$\eta_T = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2 \text{ isoentropico}})}$$

$$\Rightarrow h_2 = h_1 - \eta_T \cdot (h_1 - h_{2 \text{ isoentropico}})$$

Por lo tanto, conociendo h_2 isoentrópico, P2 y el rendimiento de la Turbina resulta que:

Variable	Unidad	Estado	
		2s	2
T	[Celsius]	41,6	41,554
p	[Bar]	0,08	0,08
ρ	[kg/m ³]	0,066	0,058
v	[m ³ /kg]	15,1286	17,262
u	[kJ/kg]	2060,87	2326,913
h	[kJ/kg]	2181,90	2465,01
s	[kJ/kg.C]	6,97	7,873
X	[1]	0,836	0,953
Estado	-	Mezcla bifásica	Mezcla bifásica

Tabla 4.VIII. Estado a la salida de la Turbina de Vapor.

Nótese que la proporción vapor-líquido cambió y que como era de esperarse, la entropía generada aumentó puesto que se incluyó en las consideraciones a las irreversibilidades de la máquina.

Respecto al Δt_{cond} este resulta ser de 26,6 Celsius ($T_2 - T_{amb}$), cumpliéndose lo requerido en la *Tabla 4.III*.

A esta altura del análisis han quedado definidos los estados a la entrada y salida de la turbina de vapor (1 y 2 respectivamente).

4.3.2.3. Evaporador

Conociendo la presión con que el vapor debe entrar a la turbina (P1) y la pérdida que se espera que se produzca al recorrer el mismo sobre-calentador (ver *Tabla 4.V*), se puede calcular la presión de régimen de la unidad de evaporación (P6).

$$p_6 = \frac{p_1}{1 - \Delta p \%_{SH}}$$

Conociendo además que el título a la salida de la caldera es igual a la unidad, o sea, que se obtiene vapor saturado, queda determinado el punto en cuestión:

		Estado
Variable	Unidad	6
T	[Celsius]	245,6
p	[Bar]	36,84
ρ	[kg/m ³]	18,461
v	[m ³ /kg]	0,0542
u	[kJ/kg]	2603,41
h	[kJ/kg]	2802,98
s	[kJ/kg.C]	6,10
X	[1]	1,000
Estado	-	Vapor saturado

Tabla 4.IX. Estado a la salida del Evaporador.

4.3.2.4. Economizador

Aplicando el mismo concepto que se aplicó para el Sobrecalentador, la presión de entrada al evaporador deberá ser más grande que la que se espera que éste entregue. Lo anterior responderá a la siguiente fórmula:

$$p_5 = \frac{p_6}{1 - \Delta p\%_c}$$

Conocida la presión, queda determinada la Temperatura a la que el fluido entra en ebullición para ese estado (233,6C). Y como se presentó en la *Tabla 4.II*, el agua que entregará el economizador a la caldera estará como máximo a 12 Celsius menos que la temperatura de vaporización, quedando así definidos P5 y T5.

		Estado
Variable	Unidad	5
T	[Celsius]	233,6
p	[Bar]	43,34
ρ	[kg/m ³]	823,798
V	[m ³ /kg]	0,0012
U	[kJ/kg]	1002,02
H	[kJ/kg]	1007,29
S	[kJ/kg.C]	2,64
X	[1]	0,000
Estado	-	Líquido sub enfriado

Tabla 4.X. Estado a la salida del Economizador.

Nótese la diferencia entre p5 y p6 debido al 15% que se exigió por caída de presión propiamente dicha y por la diferencia natural de presión de caldera y la necesaria para cubrir requerimientos del proceso.

A continuación se trabajará aguas abajo de la Turbina de vapor puesto que no se podrá calcular el estado a la salida de la Bomba de H₂O sin conocer información respecto al estado del agua que le llega a la bomba desde el Condensador.

4.3.2.5. Condensador

Se sabe, como se presentó en la *sección 4.3.2.2*, que la turbina entrega una mezcla bifásica de vapor-líquido con título 0,953 (X2) a 0,08 bara (P2). Lo anterior fija la temperatura en 41,6 Celsius (T2). El condensador es un equipo que trabaja intercambiando siempre calor latente, puesto que una vez que el vapor se condensa, este cae por su propio peso y no se sigue enfriando. Lo anterior implica que el fluido será líquido saturado a 0,08 bara (o sea, $P3=P2$) y a la temperatura correspondiente de saturación, 41,6 Celsius ($T3=T2$ puesto que la turbina de vapor descarga una mezcla bifásica líquido-vapor). Conociendo entonces T3 y P3 queda definido el estado del agua en la salida del condensador:

Variable	Unidad	Estado
		3
T	[Celsius]	41,6
p	[Bar]	0,08
ρ	[kg/m ³]	991,616
v	[m ³ /kg]	0,0010
u	[kJ/kg]	174,03
h	[kJ/kg]	174,03
s	[kJ/kg.C]	0,59
X	[1]	0,000
Estado	-	Líquido saturado

Tabla 4.XI. Estado a la salida del Condensador.

Cabe resaltar que la presión de vacío que se genere a la salida de la TV/entrada del Condensador se estudiará con más detalle en secciones posteriores.

4.3.2.6. Bomba de Agua

La bomba de agua tomará el fluido que entrega el condensador y le elevará la presión hasta la necesaria a la entrada del economizador (P4, desconocida) para cubrir los requisitos en la unidad de evaporación (P5, conocida).

Por lo tanto, aplicando el mismo concepto que se aplicó para el Sobrecalentador y el Evaporador, o sea, que la presión de entrada al Economizador (P4) deberá ser más grande que la que se espera que éste entregue (P5) debido a las pérdidas del mismo, se obtiene P4

como sigue:

$$p_4 = \frac{p_5}{1 - \Delta p \%_E}$$

Esta resulta ser 44,68 bara (presión de entrada al Economizador)

Para conocer el segundo punto que definirá el estado a la salida de la bomba, se trabajará en relación a la descarga del Economizador. La entropía a la salida del Condensador (S3) se conoce, por lo tanto, si se supone una compresión isoentrópica se puede plantear que $S_4s=S_3$. De esta manera queda definido el estado 4 isoentrópico. Se lo presenta a continuación.

		Estado
Variable	Unidad	4s
T	[Celsius]	41,7
p	[Bar]	44,68
ρ	[kg/m ³]	993,513
v	[m ³ /kg]	0,0010
u	[kJ/kg]	174,03
h	[kJ/kg]	178,53
s	[kJ/kg.C]	0,59
X	[1]	0,000
Estado	-	Líquido sub-enfriado

Y para calcular la evolución real de las propiedades del fluido se recurre a la ecuación presentada en el inciso 4.1.2 para conocer la entalpía real en el punto 4.

$$\eta_B = \frac{(h_{s \text{ isoentropico}} - h_e)}{(h_{s \text{ real}} - h_e)} \Rightarrow$$

$$\eta_B = \frac{(h_{4 \text{ isoentropico}} - h_3)}{(h_4 - h_3)}$$

$$\Rightarrow h_4 = h_3 + \frac{(h_{4 \text{ isoentropico}} - h_3)}{\eta_B}$$

Por lo tanto, conociendo P_4 y h_4 , queda definido el estado del fluido a la salida de la bomba de agua:

Variable	Unidad	Estado	Estado
		4s	4
T	[Celsius]	41,7	42,0
p	[Bar]	44,68	44,68
ρ	[kg/m ³]	993,513	993,405
v	[m ³ /kg]	0,0010	0,0010
u	[kJ/kg]	174,03	175,15
h	[kJ/kg]	178,53	179,65
s	[kJ/kg.C]	0,59	0,60
X	[1]	0,000	0,000
Estado	-	Líquido sub-enfriado	Líquido sub-enfriado

Tabla 4.XII. Estado a la salida de la Bomba de Agua.

Nótese que la energía interna se ve elevada dado que las irreversibilidades en la bomba generan un leve aumento de la temperatura para lograr el mismo salto de presión.

4.3.2.7. Resumen

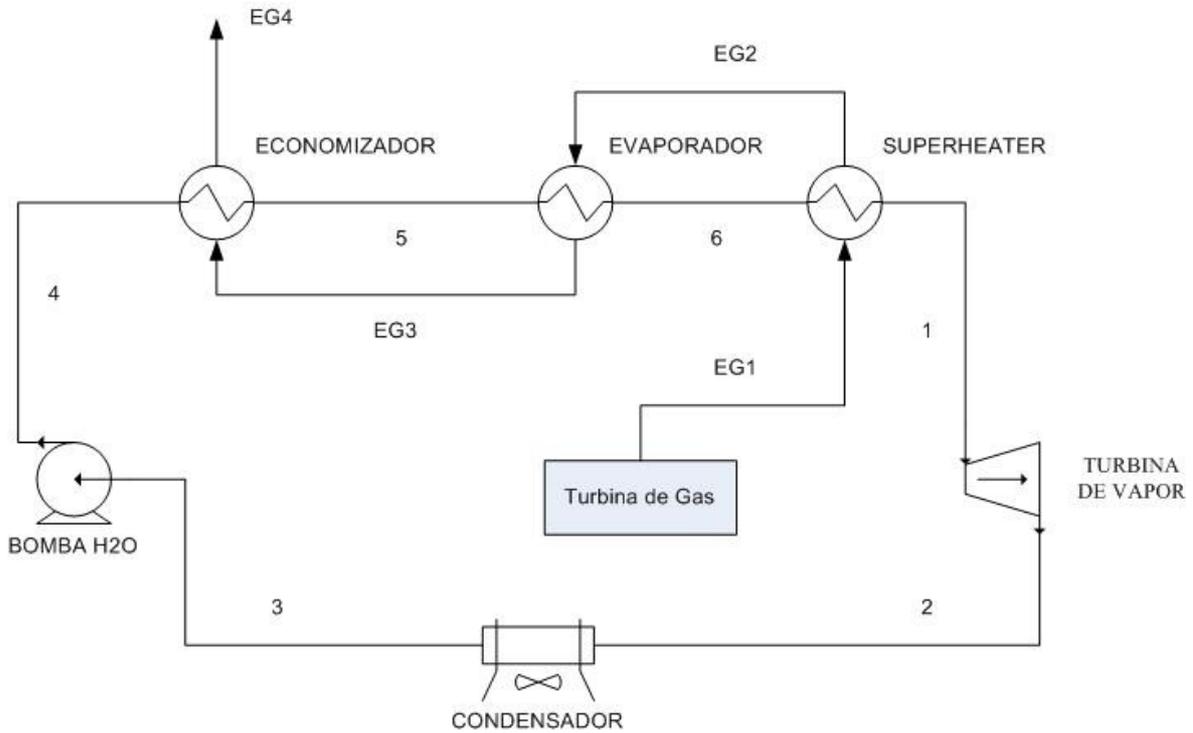


Figura 4.III. Ciclo de vapor y de gases de escape de TG detallados.

Var.	Unidad	Estado 1	Estado 2	Estado 3	Estado 4s	Estado 4	Estado 5	Estado 6
T	[Celsius]	440,0	41,554	41,6	41,7	42,0	233,6	245,6
p	[Bar]	35,00	0,08	0,08	44,68	44,68	43,34	36,84
ρ	[kg/m ³]	11,050	0,058	991,616	993,513	993,405	823,798	18,461
v	[m ³ /kg]	0,090	17,262	0,0010	0,0010	0,0010	0,0012	0,0542
u	[kJ/kg]	2997,588	2326,913	174,03	174,03	175,15	1002,02	2603,41
h	[kJ/kg]	3314,323	2465,01	174,03	178,53	179,65	1007,29	2802,98
s	[kJ/kg.C]	6,973	7,873	0,59	0,59	0,60	2,64	6,10
X	[1]	1,000	0,953	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000
-	Estado	Vapor sobrecalentado	Mezcla bifásica	Líquido saturado	Líquido subenfriado	Líquido subenfriado	Líquido subenfriado	Vapor saturado

Tabla 4.XIII. Resumen de estados reales en cada punto del sistema de vapor con Temp. Amb igual a 15C.

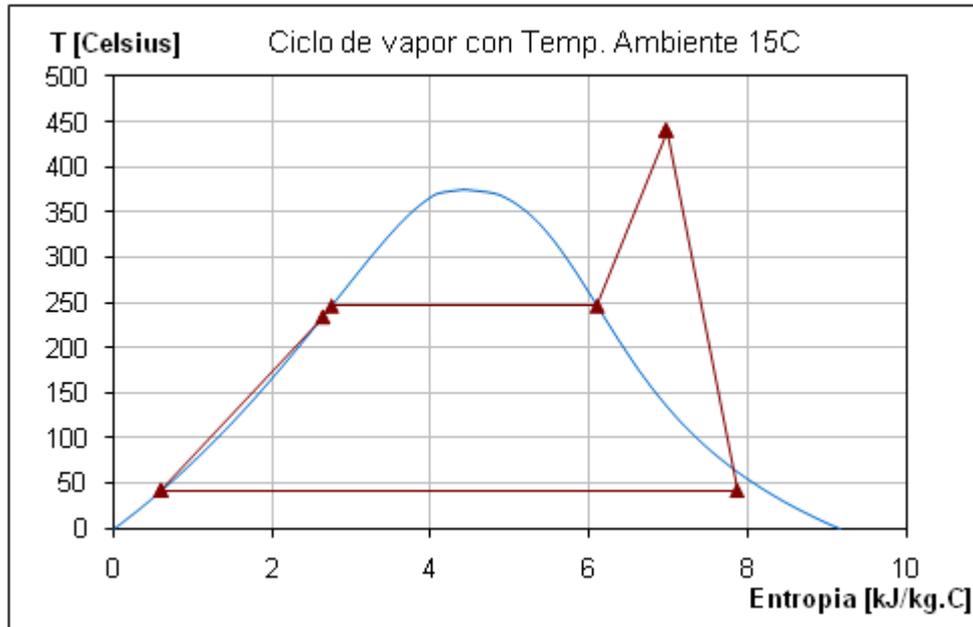


Figura 4.VI. Diagrama Temperatura vs. Entropía para Temp. Ambiente igual a 15C

4.3.3. Balance energético del sistema de vapor y condiciones resultantes.

Hasta el momento se especificaron las propiedades que tendrá el agua en la entrada y salida de cada uno de los equipos que integran el sistema en cuestión (*sección 4.3.2.7*). Lo que interesa ahora es conocer el caudal másico de vapor que entregará la caldera en función de la energía que puede ser transferida desde los gases de escape de la TG para alcanzar dichos puntos.

4.3.3.1. Caracterización de Gases de Escape y energía disponible.

Respecto a la transferencia de energía antes mencionada, ésta viene dada por:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{GE} \cdot \int_{T_{inicial}}^{T_{final}} c_p \cdot dT \quad [4.VIII]$$

Donde \dot{m}_{GE} es el caudal másico de gases de escape, c_p el calor específico a presión constante y se evalúa la integral en el rango de temperaturas que se desee. En este caso, las temperaturas son las que correspondan a la entrada y salida del equipo o conjunto de equipos para los que se quiera estudiar el intercambio de energía. O sea, se podrán calcular intercambios totales a través de más de un equipo si se indican temperaturas de puntos no consecutivos de los EG1, EG 2, EG 3, y EG 4 indicadas en la *Figura 4.III*.

El caudal másico total de los gases de escape se conoce puesto que están indicados en el catálogo de la TG (*Anexo 10.II*). Aproximadamente son 152 toneladas por hora de gases de combustión.

Respecto a las temperaturas, hasta el momento se conoce la que tendrán los gases de escape en dos puntos, por lo tanto, se evaluará la cantidad de energía que entregan al recorrer los equipos que los hacen llegar a dichas temperaturas. El primero, son los 485 Celsius que tienen los gases de escape de la turbina MARS 100 que se presentaron en el *Anexo 10.II. Especificaciones técnicas del Turbo-compresor de gas..* El segundo surgió del Pinch que se definió en la *Tabla 4.I* como valor mínimo para la caldera generadora de vapor. Por lo tanto, como la temperatura en ese equipo se especificó en 245,6 Celsius (*sección 4.3.2.3*), si se le suma los 22 Celsius del Pinch que se presentaron en la *Tabla 4.I* queda determinado el otro punto en cuestión, 267,6 Celsius (la temperatura con que salen los gases de escape luego de pasar por la caldera de evaporación y con la que se dirigen al economizador). De esta manera, $T_{final}=267,6C$ y $T_{inicial}=485C$.

Ahora bien, al momento de analizar los calores específicos, como no se conoce el correspondiente a la masa completa de gases de escape, se los debe analizar por separado según la composición y poder así finalmente calcular la cantidad de energía que entregarán al H₂O recurriendo a la ecuación antes presentada

$$\dot{Q} = \dot{m}_{GE} \cdot \int_{T_{inicial}}^{T_{final}} c_p \cdot dT$$

Respecto a la composición de los gases de escape, se supondrá que estos vienen dados por:

**GAS TURBINE EXHAUST PRODUCTS FROM
HYDROCARBON FUEL COMBUSTION IN DRY AIR**

CONSTITUENT	% BY WEIGHT	REMARKS
N ₂ - Nitrogen	74.16	Mostly inert, from atmosphere
O ₂ - Oxygen	16.47	From excess air
CO ₂ - Carbon Dioxide	5.47	Product of complete combustion
H ₂ O - Water	2.34	Product of complete combustion
A - Argon	1.26	Inert, from atmosphere
UHC - Unburned Hydrocarbons	trace	Product of incomplete combustion
CO - Carbon Monoxide	trace	Product of incomplete combustion
NO _x - Oxides of Nitrogen	trace	
• Thermal		From fixation of atmospheric N ₂
• Organic		From fuel bound nitrogen
SO _x - Oxides of Sulfur		From Sulfur in fuel

Tabla 4.XIV¹⁵. Composición aproximada de los gases de escape de la turbina de gas.

Y se supone para simplificar los cálculos que:

Componente	Nombre	Composición real	Composición adoptada
N2	Nitrógeno	74,16%	77,00%
O2	Oxígeno	16,47%	17,00%
CO2	Dióxido de Carbono	5,47%	6,00%

Tabla 4.XV. Composición simplificada de los gases de escape de la turbina de gas.

¹⁵ Anthony Giampaolo. 2006. Gas turbine handbook: principles and practices. Editorial The Fairmount Press. ISBN 0-88173-515-9

Por lo que, sabiendo que con 15 Celsius de temperatura ambiente, la TG expulsa aproximadamente 152 toneladas por hora de gases de combustión, resulta que:

Caudal másico de gases de escape			
Componente	Unidad	Valor	Porcentaje
m_{GE}	[kg/h]	151.945	100%
m_{N_2}	[kg/h]	116.998	77%
m_{O_2}	[kg/h]	25.831	17%
m_{CO_2}	[kg/h]	9.117	6%

Tabla 4.XVI. Caudal másico de gases de escape discriminado por componente.

Los calores específicos a presión constante se los graficó en el intervalo de temperaturas que interesan al proyecto. Luego, se ajustaron mediante ecuaciones polinómicas para realizar los cálculos. Las fórmulas y los R^2 se presentan en el siguiente gráfico:

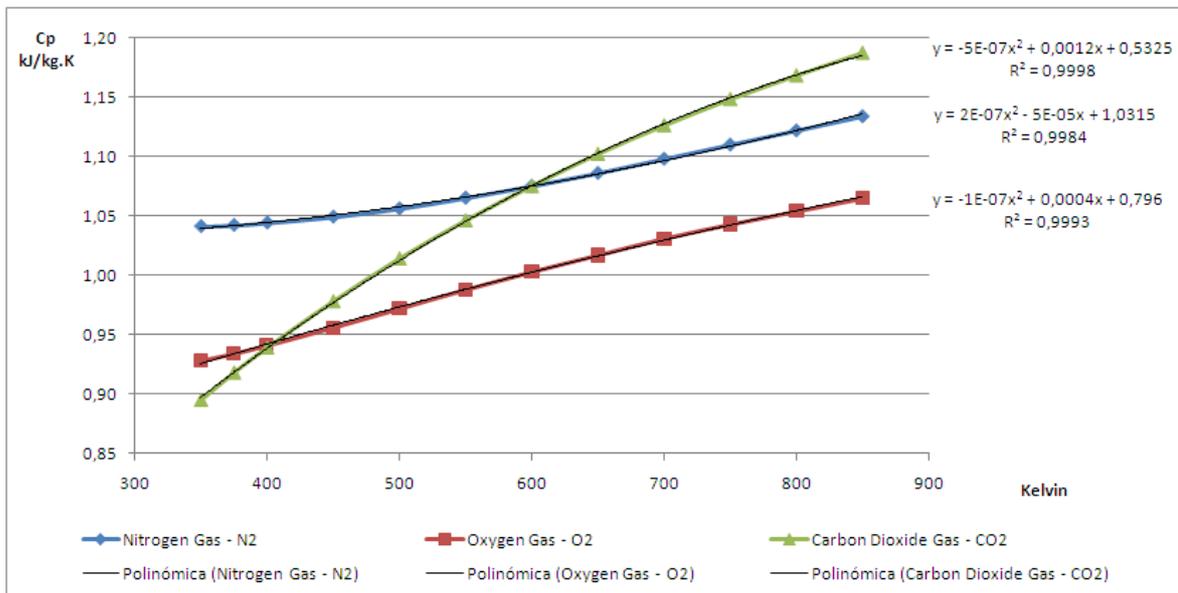


Tabla 4.XVII¹⁶. Calores específicos del Nitrógeno, Oxígeno y Dióxido de Carbono.

¹⁶ The Engineering Toolbox. Resources, Tools and Basic Information for Engineering and Design of Technical Applications. <http://www.engineeringtoolbox.com/>

En este punto, ya se conocen los caudales másicos de los gases de escape de la TG por componente, los calores específicos para cada uno de ellos, y la temperatura de los mismos a la entrada del Sobrecalentador y a la salida de la unidad de Evaporación. Por lo tanto, se puede solucionar la integral de la *ecuación 4.VIII* y obtenerse así la cantidad de energía que ceden los gases de escape de la TG a los dos equipos en cuestión:

Flujo de Q disponible Teórico (Sobrecalentador+Evap)		
Cantidad	Unidades	Valor
Total	[kJ/h]	35.856.927
del Nitrógeno	[kJ/h]	27.573.991
del Oxígeno	[kJ/h]	5.904.685
del CO2	[kJ/h]	2.378.252

Tabla 4.XVIII. Flujo de Calor teórico entregado al Sobrecalentador y Evaporador.

Ahora bien, como se presentó en la *Tabla 4.VI*, las pérdidas de energía mediante calor al ambiente se supusieron del 2%, por lo tanto, de ese total de energía solo se tendrá como disponible el 98%.

Q /h disponible REAL		Unidades	Valor
Total	$Q_{EG1-EG3}/h$	[kJ/h]	35.139.789

Tabla 4.XIX. Flujo de Calor real entregado al Sobrecalentador y Evaporador.

4.3.3.2. Caudal másico del Sistema de Vapor.

Si se realiza un balance de masas aplicado al agua y se adopta como “m” al caudal másico que circula por la turbina, y teniendo en cuenta las extracciones de fondo de caldera (Blowdown) y la correspondiente inyección de H₂O que se hará a la entrada de la bomba se obtendrá:

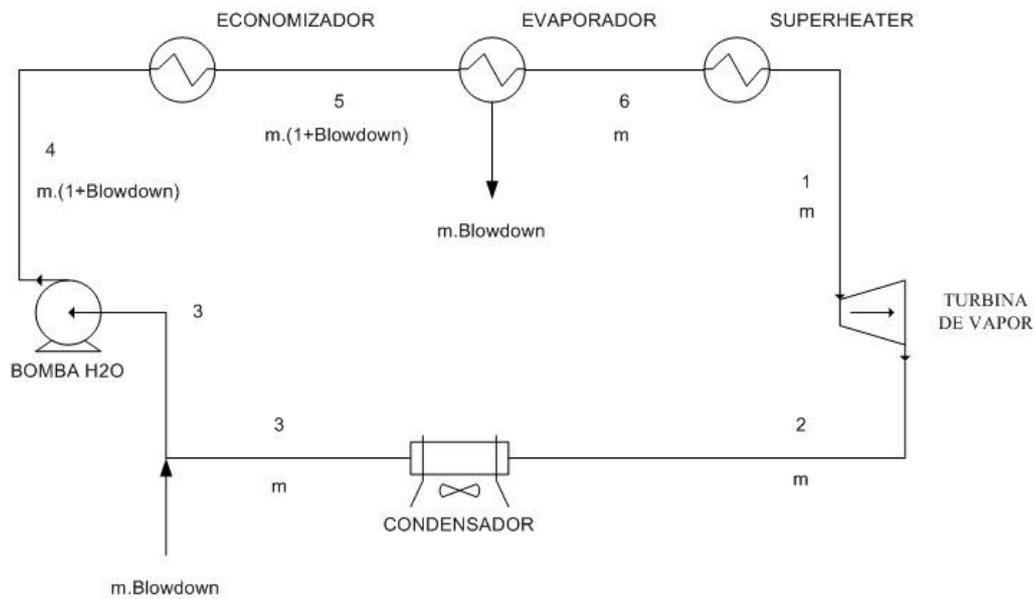


Figura 4.VII. Balance de masa del sistema de vapor.

Las purgas de caldera que se hacen en el fondo de la misma son agua en estado de líquido saturado. Se supondrá que a toda la masa de agua que se extrae se le ha entregado todo el calor sensible y latente que se planteó para la caldera de evaporación. Sabiendo lo anterior, el flujo de energía que se debe entregar al Sobrecalentador y al Evaporador vendrá dado por:

$$Q_{1-5} = Q_{6-5} + Q_{1-6}$$

donde

$$Q_{6-5} = \dot{m} \cdot (1 + \text{Blowdown}) \cdot (h_6 - h_5)$$

$$Q_{1-6} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_6)$$

Por lo que:

$$Q_{1-5} = \dot{m} \cdot (1 + \text{Blowdown}) \cdot (h_6 - h_5) + \dot{m} \cdot (h_1 - h_6)$$

Entonces, si se iguala al Q/h disponible REAL (*Tabla 4.XIX*) que ceden los gases de escape entre los puntos EG1 y EG3 ($Q_{EG1-EG3}$) a la ecuación anterior, se podrá despejar el caudal másico de vapor que entregará la HRSG.

$$Q_{1-5} = \dot{m} \cdot (1 + \text{Blowdown}) \cdot (h_6 - h_5) + \dot{m} \cdot (h_1 - h_6) = Q_{EG1-EG3}$$

$$\dot{m} = \frac{Q_{EG1-EG3}}{(1 + \text{Blowdown}) \cdot (h_6 - h_5) + (h_1 - h_6)} \quad [4.IX]$$

Resultando entonces un caudal de:

	Unidad	Valor
Caudal másico de vapor	[kg/h]	14.998
	[kg/seg]	4,17

Tabla 4.XX. Caudal másico de vapor.

Para poner en perspectiva lo anterior, el resultado es una caldera aproximadamente al 55% de la gama de capacidades que ofrece Fainser S.A. en lo referido a calderas Humotubulares (entre 0,6 y 27 toneladas de vapor por hora). El equipo en cuestión es uno de 16 toneladas por hora de vapor, ¼ de la presión de la caldera del HRSG, 38 toneladas de peso (vacía), volumen de 24,5 m³ de agua y dimensiones de 8,8m x 3,8m x 3,8m. Para entregar esa cantidad de vapor consume 1325m³n/h mientras que el generador a gas, como se indica en la *Tabla 1.VIII* es de 2400m³n/h

4.3.3.3. Potencias resultantes e intercambio de calor.

Conociendo entonces el caudal másico de vapor, aplicando las fórmulas de potencia para las turbinas y las bombas que se presentaron en las *secciones 4.1.1 y 4.1.2* respectivamente, se puede calcular las potencias intervinientes:

		Unidad	Valor
Potencia Turbina	Wt	[kW]	3.538
Potencia Bomba H2O	Wbba	[kW]	-22

Tabla 4.XXI. Potencia entregada por la TV y la consumida por la bomba de H2O.

Aplicando los rendimientos presentados en la *Tabla 4.IV* resulta:

	Variable	Unidad	Valor
Potencia eléctrica entregada por el generador eléctrico	Wgene	[kW]	3.261
Potencia motor Bomba H2O	Wbbae	[kW]	-24

Tabla 4.XXII. Potencia entregada por el generador eléctrico y consumida por el motor de la bomba de H2O

Conociendo el caudal másico de vapor, se puede calcular ahora la cantidad de energía entregada por unidad de tiempo en cada equipo de la caldera de recuperación y en el condensador recurriendo a las fórmulas presentadas en la *sección 4.1.3 y 4.1.4*.

Q/s entregada por equipo		
Equipo	Unidades	Valor
Economizador	[kJ/s]	3.517
Evaporador	[kJ/s]	7.481
Sobre-calentador	[kJ/s]	2.130
Condensador	[kJ/s]	-9.544

Tabla 4.XXIII. Flujos de calor Q por equipo del sistema de vapor.

Cabe resaltar que las áreas de estos intercambiadores quedarán definidas principalmente por las transferencias de calor que estos deben lograr. Y que dichas transferencias son las correspondientes para cubrir las exigencias planteadas en la *Tabla 4.I*, la *Tabla 4.II* y la *Tabla 4.III* cuando se toma el aire de admisión a 15 Celsius. Las áreas se calcularán en la *sección 4.5.1*.

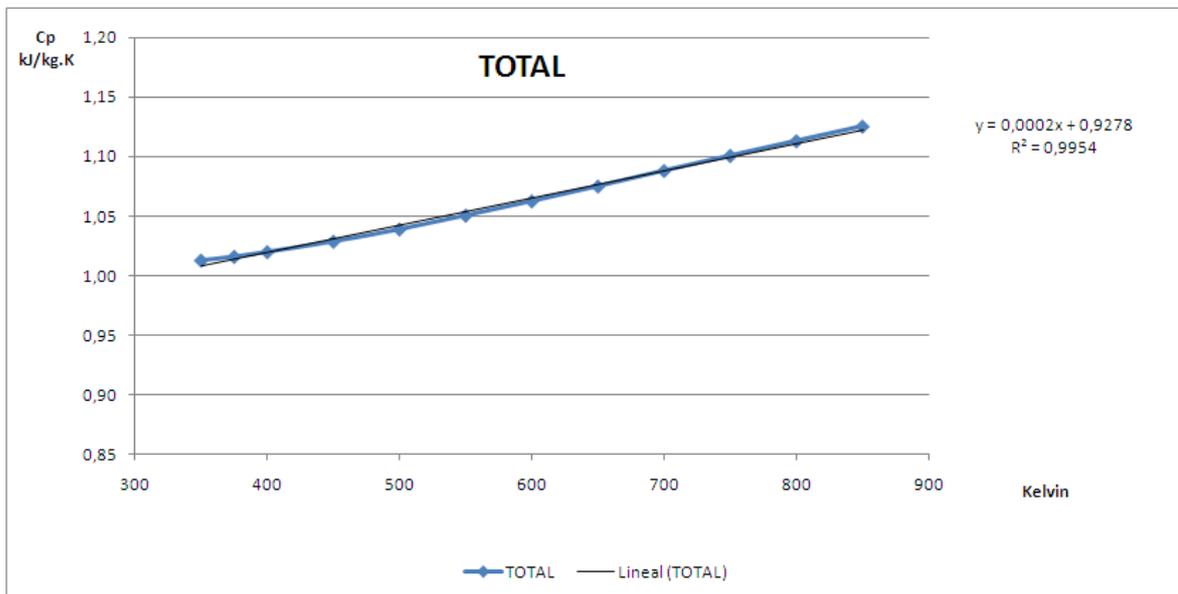
4.3.3.4. Temperaturas en cada punto del sistema de gases de escape.

Conociendo los flujos de energía que entregan los gases de escape en cada equipo (*Tabla 4.XXIII*) se puede calcular la temperatura que los mismos tienen en cada uno de los puntos intermedios recurriendo nuevamente a la ecuación [4.VIII]:

$$\dot{Q} = -\dot{m}_{GE} \cdot \int_{T_{inicial}}^{T_{final}} c_p \cdot dT$$

$$-\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{GE}} = C_p)_{T_{final}} - C_p)_{T_{inicial}} \quad [4.X]$$

Como se conoce la primer temperatura inicial (los 485 Celsius que llegan al Sobrecalentador) la T_{Final} será la desconocida, por lo que será ésta la que se deberá despejar de la ecuación antes presentada. Debe tenerse en cuenta que se agregó el signo negativo para mantener la convención adoptada. Para simplificar los cálculos se ponderan los calores específicos según la composición de los gases de escape presentada en la *Tabla 4.XV* y se realiza una aproximación no cuadrática en este caso, sino lineal. Nótese que el ajuste es igualmente satisfactorio.



Como C_p (la primitiva de c_p) viene dada por:

$$C_p(T) = \frac{0,0002 \cdot T^2}{2} + 0,9278 \cdot T$$

Si se reemplaza en la ecuación [4.X] resulta:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{GE}} = C_p)_{T_{final}} - C_p)_{T_{inicial}}$$

$$-\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{GE}} = \frac{0,0002 \cdot T_{Final}^2}{2} + 0,9278 \cdot T_{Final} - \left(\frac{0,0002 \cdot T_{Inicial}^2}{2} + 0,9278 \cdot T_{Inicial} \right)$$

Reordenando para conseguir la forma $ax^2 + bx + c = 0$ resulta:

$$\left(\frac{0,0002 \cdot T_{Final}^2}{2} \right) + (0,9278 \cdot T_{Final}) - \left(-\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} + \frac{0,0002 \cdot T_{Inicial}^2}{2} + 0,9278 \cdot T_{Inicial} \right) = 0$$

Entonces, la ecuación a resolver es de tipo cuadrática por lo que presentará dos soluciones dadas por:

$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

Se tomará la raíz positiva de la misma puesto que es la que aplica al caso en cuestión. A continuación se presenta la planilla con todas las temperaturas para cada punto EG presentado en la *Figura 4.III*

Temperatura gases de escape			
Equipo	Unidad	Entrada	Salida
Sobre-calentador	[Celsius]	485	438
Evaporador	[Celsius]	438	268
Economizador	[Celsius]	268	187
Atmósfera	[Celsius]	187	Tamb=15

Tabla 4.XXIV. Temperaturas e los gases de escape en cada punto del HRSG

Lo anterior evidencia que se disminuye en aproximadamente 300 grados Celsius la temperatura a la que se liberan al ambiente las 185 toneladas horarias de gases de escape de la Turbina de Gas.

4.3.4. Rendimiento ideal y real del ciclo planteado

Recurriendo a la ecuación [4.VIIa], se sabe que el rendimiento máximo de un ciclo de vapor que trabaja entre una fuente caliente a 485 Celsius (Temperatura de los gases de escape de la TG) y 15 Celsius (Temperatura ambiente del caso base), es como máximo del 62% (ver *Tabla 4.XXIV*).

Ahora bien, el rendimiento real vendrá dado por la ecuación [4.VIIb], y recurriendo a las *Tabla 4.XXII* y *Tabla 4.XXIII* se puede calcular que el rendimiento real es del 24,6%.

Rendimiento del ciclo	
Real	24,6%
Teórico	62,0%

Tabla 4.XXV. Rendimiento teórico y real del ciclo de potencia planteado

La gran diferencia se atribuye a:

- Supuestos y simplificaciones.
- Rendimientos de los equipos bajo por ser un sistema de baja potencia y por consiguiente, con máquinas pre-diseñadas.

4.3.5. Sistema-Flujograma propuesto

A continuación se presenta el esquema planteado. Nótese que el hecho de eliminar los dos motores a gas hace que ya no se requieran los skids de regulación de gas de consumo y de arranque de los moto-generadores. Esto a la vez hace que no se invierta en los tableros de paralelo y sincronismo, ni en el banco de cargas ficticias que se instala para mantener al 75% la carga del generador a gas activo cuando los consumos de planta disminuyen.

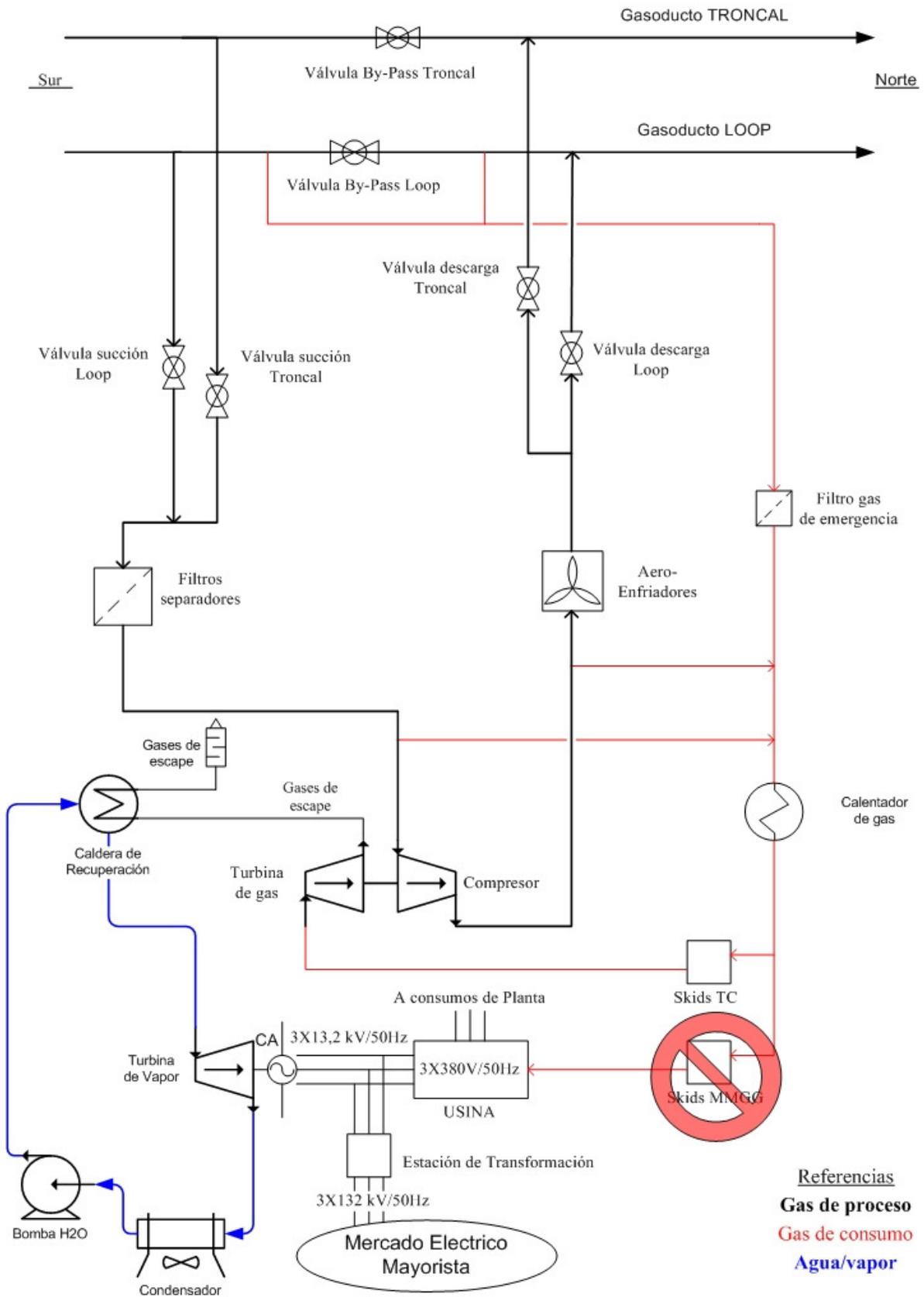


Figura 4.VIII. Diagrama de proceso básico de una Planta Compresora de Gas Natural con ciclo de vapor incorporado para generación de potencia eléctrica.

4.4. ANALISIS DE DIFERENTES ESTADOS DE OPERACIÓN

Hasta el momento se presentó cómo se estabiliza el funcionamiento del sistema de vapor cuando la temperatura atmosférica es de 15° Celsius, aproximadamente la media anual en San Antonio Oeste y la turbina de gas opera a su régimen de diseño (Carga=Load=100%). Sin embargo, las características geográficas, las condiciones atmosféricas y el factor de carga afectan el desempeño y las condiciones de operación de las máquinas y los equipos.

Por ejemplo, las turbinas de gas ven influenciado su rendimiento y características de sus gases de escape por las siguientes variables (entre otras):

- Carga.
- Altura sobre el nivel del mar.
- Temperatura ambiente cuando no se acondiciona la temperatura de aire de admisión a la turbina de potencia.
- % de humedad relativa en el ambiente.
- Poder calorífico del combustible, etc.

A la vez, cuando se analizan sistemas de vapor de ciclos combinados, resultan como variables influyentes:

- La propia Turbina de Gas por ser la fuente de energía para el sistema de vapor.
- Temperatura ambiente puesto que influye en el fluido que se utilice para refrigerar en el condensador, influenciándose así la mínima presión de descarga de la Turbina de Vapor.

En el presente desarrollo se trabajará principalmente sobre los efectos de la temperatura ambiente en los gases de escape de la TG y el vacío a alcanzar en el condensador. Luego, conociendo ya dicho comportamiento, resultará más sencillo analizar cómo influencia los distintos estados de carga de la TG al sistema de vapor.

4.4.1. Influencia en el sistema de vapor de las variaciones de la temperatura ambiente.

Dado que es la variable que se tomó como representativa, a continuación se presentan las condiciones aproximadas a las que operará el sistema del presente proyecto:

Temperatura (°C) – 1961 a 1990					
Mes	Máxima media	Media	Mínima media	Máxima	Mínima
Ene	30	23,1	17	44,6	5,7
Feb	29,5	22	16,3		
Mar	25,3	18,8	13,1		
Abr	21,2	15	9,7	37	-3,4
May	16,8	11	5,6		
Jun	13,9	8,3	2,7		
Jul	13,7	8	2,8	26,3	-7,5
Ago	15,4	9,5	3,6		
Sep	17,9	11,5	5,2		
Oct	21,6	15,2	8,9	39,3	-5
Nov	26,8	19,6	12,7		
Dic	29,8	22,2	15,6		
Promedio	21,8	15,4	9,4	36,8	-2,6

Tabla 4.XXVI¹⁷. Datos estadísticos del clima para la ciudad de San Antonio Oeste.

¹⁷ Servicio Meteorológico Nacional

4.4.1.1. Variaciones en la TG

Respecto a cómo influencia lo anterior a la TG, a continuación se exhibe el gráfico que indica cómo evoluciona el caudal de gases de escape y la temperatura de los mismos según vaya variando la temperatura a la que la TG succiona su aire de admisión. El mismo se construyó en base a los puntos de operación por catálogo de la máquina y extrapolación de las curvas de otra máquina de similares características de la competencia de SOLAR.

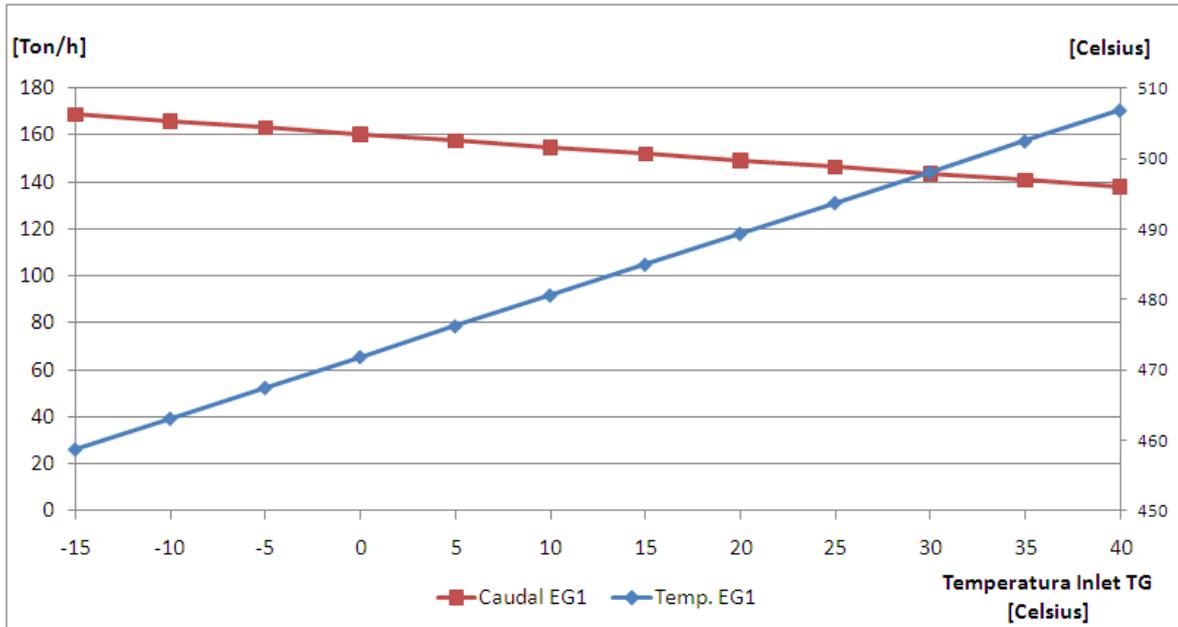


Figura 4.IX. Caudal y Temperatura de los Gases de Escape de la TG según Temperatura de aire de admisión.

En el presente proyecto se presentará la potencia estimada que se puede producir teniendo en cuenta el cambio en las condiciones ambiente considerando que los equipos se ajustan específicamente a ellas, o sea, que se respetan las diferencias de temperaturas, rendimientos y pérdidas anteriormente presentadas (*inciso 4.3.1*). En la realidad, los equipos tienen un área de intercambio definida, produciendo esto que a medida que vayan variando las variables del entorno, se produzca un pequeño desvío sobre las condiciones que se estipularon en puntos específicos de los equipos. Cabe aclarar que los sistemas de control y la aplicación de criterios conservadores al momento de definir puntos de operación, permitirán a priori asumir que las máquinas alcanzarán los desempeños deseados.

4.4.1.2. Variaciones en el sistema de Vapor.

A continuación se presentan consideraciones respecto a algunos puntos en particular del sistema de vapor:

- La caldera es uno de los equipos que más análisis requieren puesto que son en realidad tres intercambiadores de calor en serie que influyen su desempeño entre ellos. Los que se encuentran aguas arriba en el sistema de escape de gases de la TG afectan directamente a los que siguen.
 - El Sobrecalentador es el primero a verse bañado por la masa caliente y al que se le conoce en qué estado recibe los gases de escape según la *Figura 4.IX*. Como se puede apreciar, en invierno ésta es mínima y en verano máxima. Como la turbina de vapor seleccionada puede operar con títulos elevados, se lo dimensionará de tal forma que se cubran los requerimientos para la temperatura promedio anual. En caso de que en verano se supere la máxima temperatura admitida por la TV se puede recurrir a distintas alternativas como pueden ser deflectores de los gases de escape y atemperadores de vapor. Incluso se debe tener en cuenta que se tomaron 20 Celsius de diferencia entre el vapor a entregar a la TV y su máximo requerido, por lo que, se podrían absorber variaciones dentro de ese rango.
 - La unidad de Evaporación y el Economizador, como se mencionó anteriormente, verán sus estados de operación influenciados según como resulten los gases de escape de la TG a la salida del Sobrecalentador. Los distintos estados de operación en este caso influenciarán directamente en las toneladas de vapor generadas. Pero cabe aclarar que a pesar de existir dichas variaciones, la presión a la entrada de la turbina será siempre la estipulada (35 bar absolutos) dado que ésta depende de la bomba de agua que a la vez se la contempló para entregar un 15% de sobrepresión en la caldera.
- Respecto al desempeño del condensador, a continuación se evalúan las mínimas presiones de descarga que se podrían obtener según la Temperatura ambiente. Se consideró para todos los casos que se lograba una temperatura de condensado igual a la ambiente más el salto de temperatura estipulado en la *Tabla 4.III (Temperatura de aproximación en el condensador de vapor.)* Por lo tanto, las presiones que se presentan en la tabla a continuación, corresponden a la presión de vapor saturado

para cada una de las temperaturas indicadas.

Tem. Amb	[Celsius]	-15	-5	0	5	15	25,57	35	40
P2 mínima	[Bara]	0,006	0,013	0,018	0,024	0,044	0,080	0,129	0,165

Tabla 4.XXVII. Presión mínima plausible de descarga de la TV.

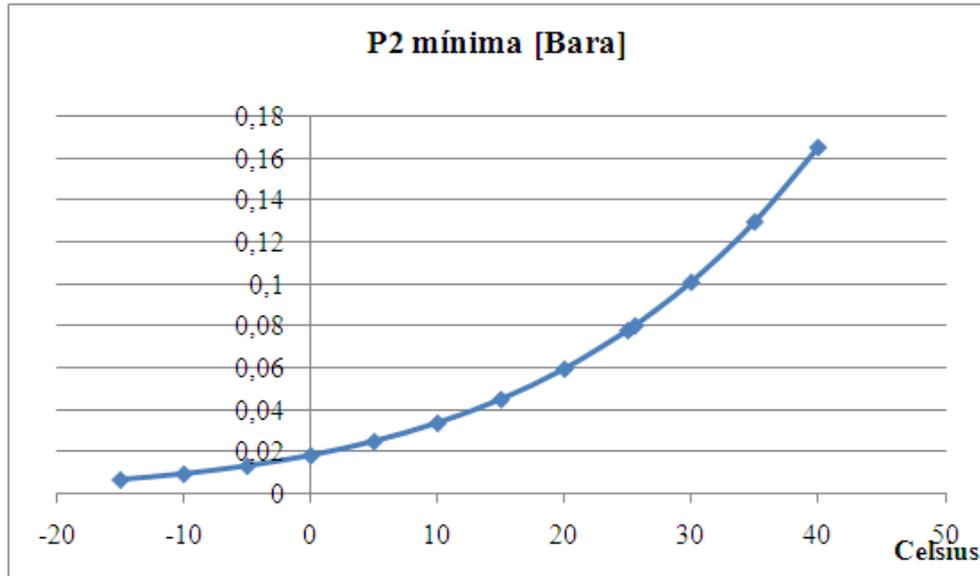


Figura 4.X. Presión mínima plausible de descarga de la TV.

Como se adelantó en el inciso 4.3.2.2, la TV seleccionada no puede trabajar con presiones de descarga menores a 0,08 bar absolutos. Por lo tanto las condiciones operativas que la máquina puede tolerar son las que siguen:

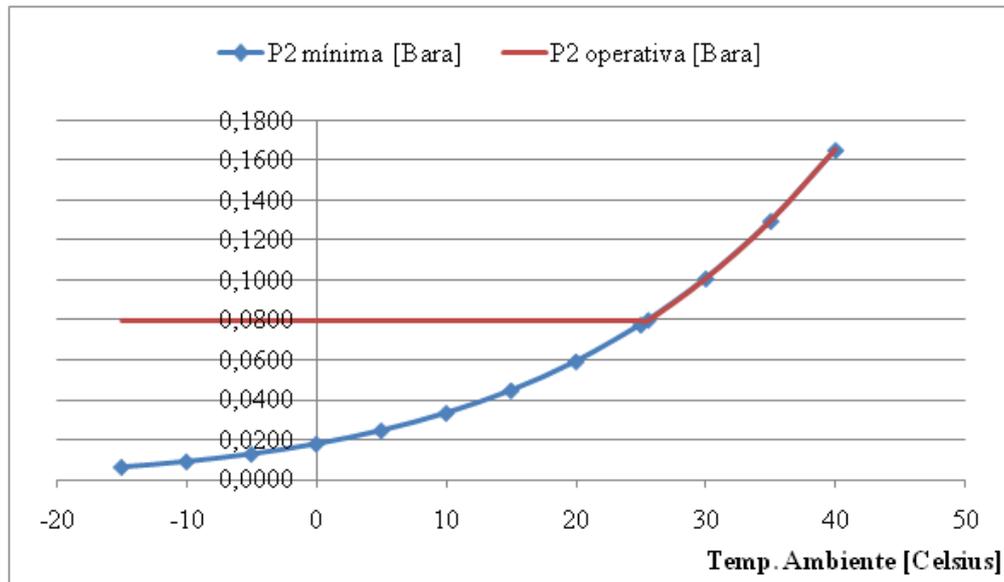


Figura 4.XI. Presión mínima de operación de la TV en la descarga.

Nótese que cuando la temperatura ambiente disminuya lo suficiente como para conseguir

presiones de descarga de la TV menores a la mínima admisible, la regulación de la misma se puede efectivizar disminuyendo la tasa de intercambio de calor con el ambiente. Algunas opciones actualmente utilizadas son la regulación de:

- la velocidad de los motores que impulsan los forzadores.
- el paso de las aspas de los forzadores.
- la posición de las rejillas del equipo,
- by-pass de algunas líneas/pasos del condensador, etc.

La curva resultante se ajustará para que tenga un escalón y simplificar los cálculos. Respecto a los estados reales operativos de una TV, éstas no trabajan con escalones de presión y tampoco con variaciones constantes, sino que todo lo anterior se controla.

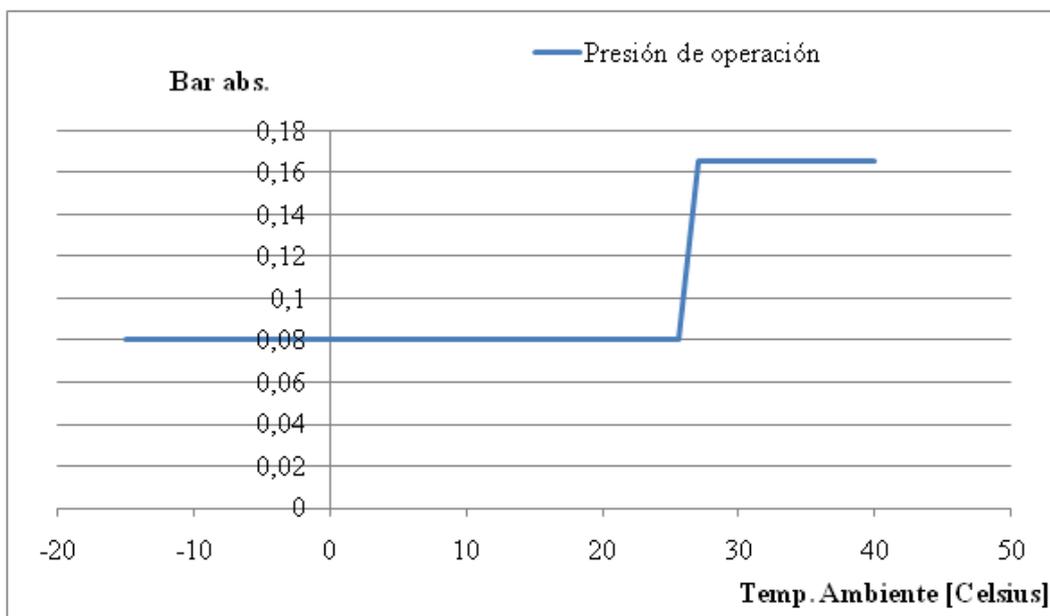


Figura 4.XII. Presiones de operación de la TV en la descarga

Al contrastar la *Tabla 4.XXVI. Datos estadísticos del clima para la ciudad de San Antonio Oeste.* con la *Figura 4.XII (Presiones de operación de la TV en la descarga)* se estipula que de Abril a Octubre, excepto en casos extremos aislados, la TV operará a 0,08 bara de presión de descarga, condición que no se podrá alcanzar durante los restantes meses del año. Por lo que, de Noviembre a Marzo descargará a 0,16 bara.

A continuación se compara la *Tabla 4.XIII (Resumen de estados reales en cada punto del sistema de vapor con Temp. Amb igual a 15C.)* con las equivalentes evaluadas en -15 y 40 Celsius, para comprender cómo impacta en los estados del agua a la entrada de los equipos dicha variación:

		Estado							
Variable	Unidad	1	2s	2	3	4s	4	5	6
T	[Celsius]	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
p	[Bar]	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
ρ	[kg/m3]	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
v	[m3/kg]	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
u	[kJ/kg]	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
h	[kJ/kg]	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
s	[kJ/kg.C]	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
X	[1]	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%

Tabla 4.XXVIII. Comparativa de estados del sistema de vapor T.amb=-15C vs. T.amb=15C

		Estado	Estado	Estado	Estado	Estado	Estado	Estado	Estado
Variable	Unidad	1	2s	2	3	4s	4	5	6
T	[Celsius]	0,00%	34,76%	34,76%	34,76%	34,75%	34,53%	0,00%	0,00%
p	[Bar]	0,00%	106,18%	106,18%	106,18%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
ρ	[kg/m3]	0,00%	91,72%	93,98%	-0,65%	-0,66%	-0,66%	0,00%	0,00%
v	[m3/kg]	0,00%	-47,84%	-48,45%	0,66%	0,66%	0,66%	0,00%	0,00%
u	[kJ/kg]	0,00%	3,96%	2,55%	34,67%	34,67%	34,45%	0,00%	0,00%
h	[kJ/kg]	0,00%	4,16%	2,76%	34,68%	33,82%	33,61%	0,00%	0,00%
s	[kJ/kg.C]	0,00%	0,00%	-1,38%	31,61%	31,61%	31,40%	0,00%	0,00%
X	[1]	0,00%	3,01%	1,81%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%

Tabla 4.XXIX. Comparativa de estados del sistema de vapor T.amb=-15C vs. T.amb=40C

Como puede apreciarse en la *Tabla 4.XXVIII* no existen variaciones puesto que al sistema se le exigió cumplir los requerimientos a la entrada de la TV. Y como el salto en la presión de descarga recién se produce a los 25,57C (ver *Tabla 4.XXVII*), y las dos temperaturas comparadas son menores a la anterior, tampoco se registrarán variaciones ocasionadas por el vacío generado en el Condensador.

Ahora bien, al momento de analizar la *Tabla 4.XXIX* podrá verse que aumentaron las presiones de descarga de la TV (estado 2) y a la salida del Condensador (estado 3). Lo

anterior es consecuencia de lo expuesto en la *Figura 4.XI*. Sin embargo, todas las presiones de los equipos de la caldera se mantienen constantes (estados 4, 5, 6 y 1). Lo anterior se explica porque se exige que la bomba de H₂O alcance la presión de caldera requerida (10% por arriba de los 35 bar absolutos a entregar a la TV). El cambio de presión al que se está haciendo referencia explica todas las variaciones en lo que a densidades, volúmenes, energías internas, entalpías, entropías y títulos respecta. Sin embargo, se habrá notado que en el estado 4 (descarga de la bomba de H₂O) a pesar de que no existe cambio en la presión sí hay variación en la temperatura. Pero debe entenderse que es también una consecuencia directa del cambio de presión de descarga de la TV. Al cambiar esta última, cambia también la temperatura del condensado, luego, la bomba eleva la presión llevándola al mismo punto exigido anteriormente en lo que a presión respecta pero no en lo referido a la temperatura. Lo anterior se corrige en el Economizador que debe entregar el agua de alimentación de caldera a la temperatura requerida. Nótese ello en que, en el estado 5 (salida del Economizador), la diferencia de temperatura es cero. Pero todo lo anterior necesariamente impactará en la cantidad de calor intercambiada en el condensador.

Como lo anterior son puntos exigidos de operación al sistema, la diferencia que hay en los gases de escape de la TG solo impactan en este análisis hipotético sobre la cantidad de vapor que se genera. Se presentan dichos valores a continuación:

		Temperatura Ambiente			
		-15 Celsius	15 Celsius	40 Celsius	
Caudal másico de vapor	m/tiempo	Unidad	Valor	Valor	Valor
		[kg/h]	14.602	14.998	15.024
		[kg/seg]	4,06	4,17	4,17

		Temperatura Ambiente	
		-15C vs. 15C	40C vs. 15C
Diferencia en el caudal másico de vapor	m/tiempo	Unidad	
		[kg/h]	-2,64%
		[kg/seg]	-2,64% 0,17%

Tabla 4.XXX. Comparativa de caudal másico de vapor T.amb=-15C vs. T.amb=15 y 40C

Por lo tanto, como resultado de la presente sección se grafican los tres parámetros que al completarse dentro de la *ecuación [4.I]* permiten conocer la potencia teórica que entregaría la TV con sus equipos complementarios siempre idealmente dimensionados.

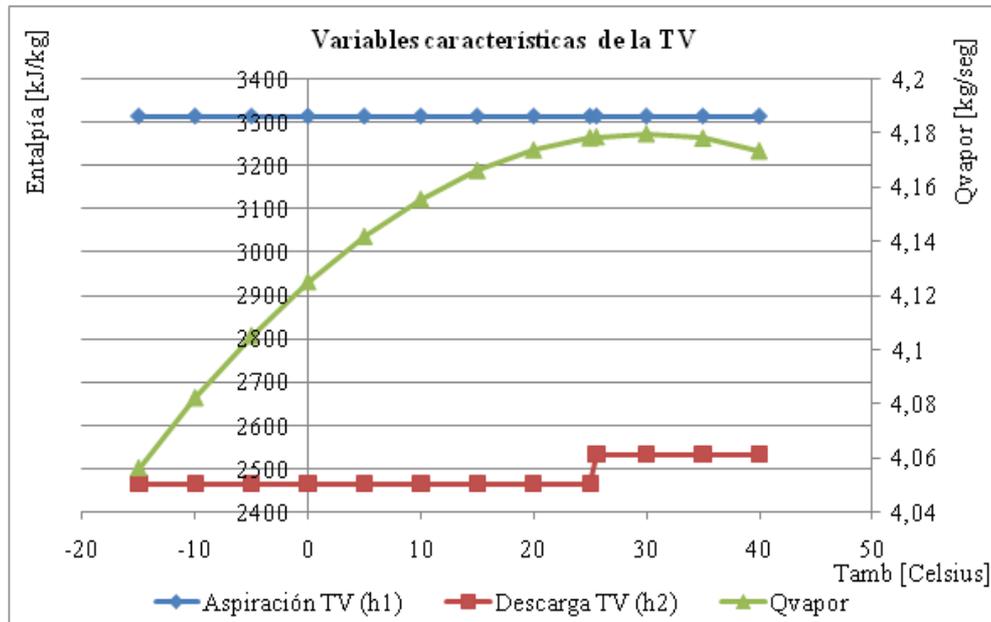
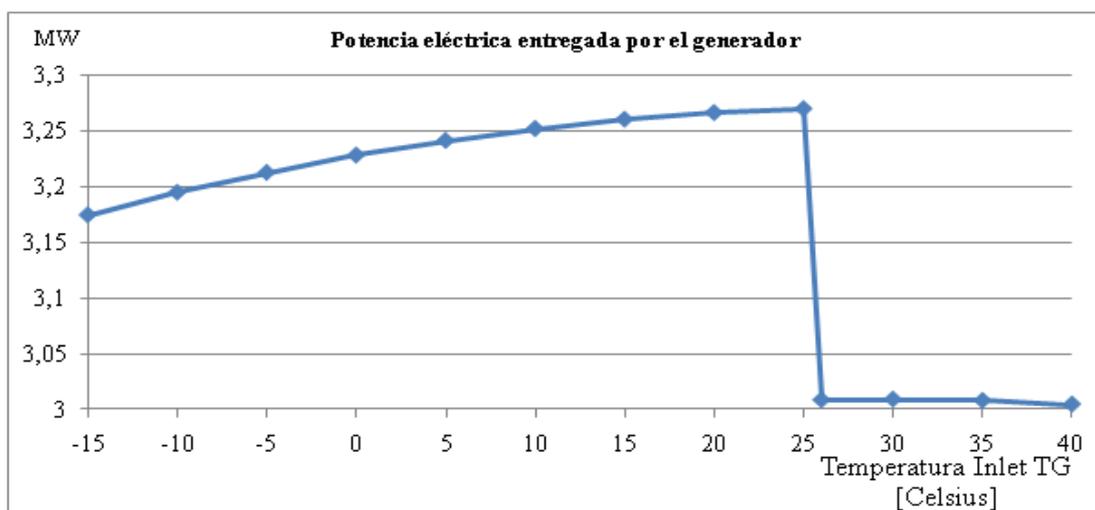


Figura 4.XIII. Variables características de la potencia entregada por la Turbina de Vapor.

4.4.2. Resultados en la energía entregada

Si se aplica todo lo anterior al análisis continuo de la potencia eléctrica que se entregaría en función de la temperatura ambiente resulta:



Cabe resaltar que el salto abrupto que se produce en la potencia entregada responde al escalón de presión que se explicó en la *Figura 4.XII*. (menor presión de descarga implica menor potencia entregada). A la vez, se puede apreciar en la *Figura 4.XIII* que lo anterior genera un aumento en la entalpía a la descarga de la TV e impacta directamente en la ecuación correspondiente. Y en la misma figura se explica que el crecimiento de la curva desde -15 a 25 grados centígrados es consecuencia del aumento del caudal másico de vapor.

Ahora bien, como el último gráfico contempla que el tamaño de los equipos es el ideal para cada condición de Temperatura Ambiente, mientras que en la realidad las áreas se pueden considerar prácticamente fijas, se adoptará el siguiente criterio conservador:

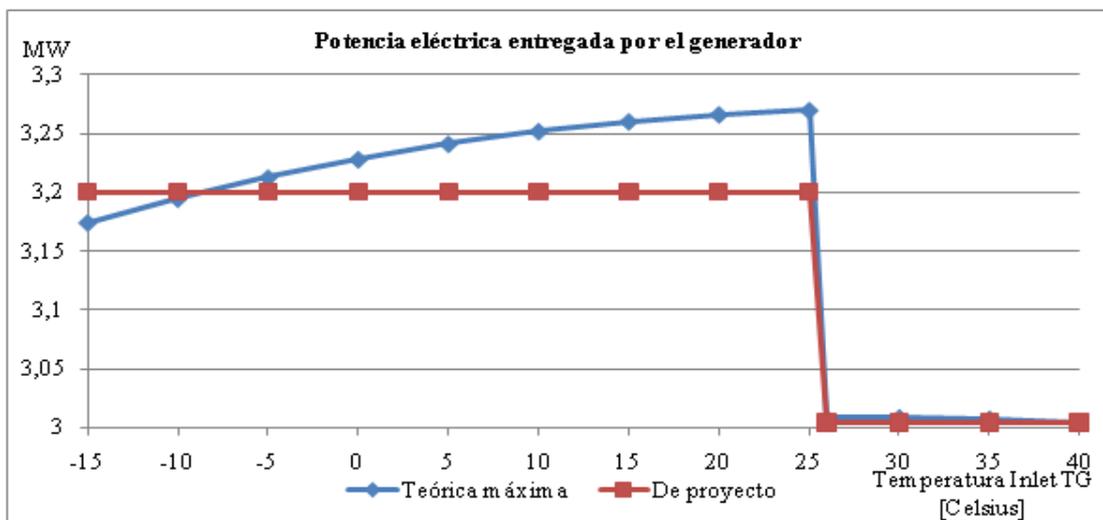


Figura 4.XIV. Potencia eléctrica entregada máxima teórica y de proyecto

Por lo tanto, si se pone en común la *Figura 4.XIV* con la conclusión presentada luego de la *Figura 4.XII*, se concluye que las potencias entregadas serían 3,2MW de Abril a Octubre y 3MW de Noviembre a Marzo considerando que la Turbina de Gas opera con una carga del 100%.

Mes	Potencia Generada
	[MW]
Enero	3
Febrero	3
Marzo	3
Abril	3,2
Mayo	3,2
Junio	3,2
Julio	3,2
Agosto	3,2
Septiembre	3,2
Octubre	3,2
Noviembre	3
Diciembre	3

Tabla 4.XXXI. Potencia mensual entregada por el generador de la TV

4.4.3. Influencia en el sistema de vapor de las variaciones en la carga de la Turbina de Gas por condiciones de despacho.

Para la siguiente sección se tomará como referencia la turbina de gas GE10-1 de General Electric. Es una máquina de 11,25MW de potencia que en condiciones ISO expulsa 47,5 kg/segundo de gases de escape a 482 Celsius. Si se lo compara con los 42,2 kg/seg a 485 Celsius de la Mars 100 de Solar (11MW), se concluye que se pueden aplicar las curvas de la primera a la segunda.

A continuación se presenta la variación de caudal y de temperatura de los gases de escape según el factor de carga tomados de la GE10-1.

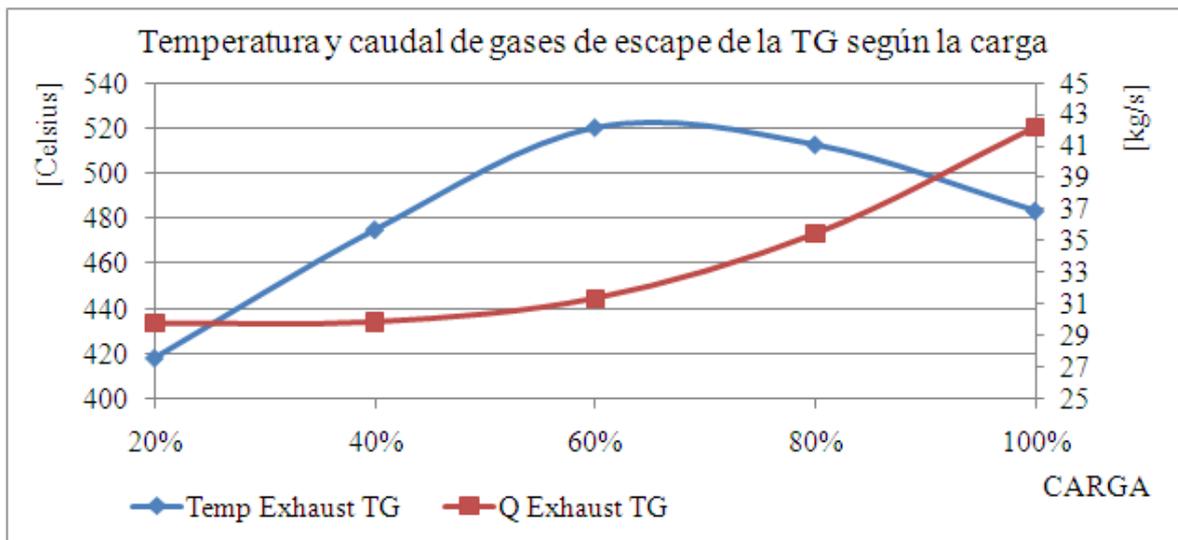


Figura 4.XV. Temperatura y caudal de gases de escape de la TG según factor de carga.

Para el análisis de la temperatura, se supondrá que las variaciones porcentuales que aplican a la *Figura 4.IX (Caudal y Temperatura de los Gases de Escape de la TG según Temperatura de aire de admisión.)* son iguales y directamente aplicables para cada factor de carga presentado en la *Figura 4.XV*.

Por lo tanto, analizando la temperatura, se puede apreciar que para factores de carga menores al 100% hasta el 60% presenta una característica creciente, o sea, al disminuir el factor de carga aumenta la temperatura. Se debe notar que esta condición nunca provocará que no se pueda alcanzar la temperatura requerida a la salida del Sobrecalentador y por consiguiente, de entrada a la TV. Cabe aclarar que las máquinas no se suelen operar a menos del 70% u 80%. La consideración en este caso será de control de la temperatura del vapor sobrecalentado para no sobrepasarlo de lo deseado y nunca alcanzar el límite de

diseño de los materiales y los equipos.

Ahora bien, a diferencia de la temperatura, el caudal de los gases de escape presenta un comportamiento igual al del factor de carga. Cuando este último disminuye también disminuye el caudal de gases de escape. Y recordando las ecuaciones [4.I], [4.VIII] y [4.IX], se puede notar que dicha variación impacta directamente en la potencia entregada por la TV.

$$\dot{W}_T = \dot{m} \cdot (h_e - h_s) \quad [4.I]$$

$$\dot{m} = \frac{Q_{EG1-EG3}}{(1+Blowdown) \cdot (h_6 - h_5) + (h_1 - h_6)} \quad [4.IX]$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{GE} \cdot \int_{T_{inicial}}^{T_{final}} c_p \cdot dT \quad [4.VIII]$$

\dot{W}_T es la potencia entregada por la turbina y como se puede apreciar en la ecuación [4.I] depende del caudal másico de vapor que circula por ella (\dot{m}). Dicho caudal depende de la energía cedida en forma de calor por los gases de escape ($Q_{EG1-EG3}$) como se evidencia en [4.IX]. Y si se recurre a [4.VIII], se evidencia finalmente que el calor entregado por los gases de escape dependen del caudal másico de los mismos. De esta manera queda evidenciado que la potencia entregada por la TV depende directa y linealmente del caudal másico de los gases de escape que emite la TG.

Ahora, sabiendo que las máquinas actualmente instaladas en la planta compresora de San Antonio Oeste operan en verano al 80%, se supondrá que la MARS 100 a instalar presentará el mismo perfil de carga, o sea, que de Diciembre a Febrero operará al 80%. Por lo tanto, sabiendo de la *Figura 4.XV* que para un 80% de factor de carga, el caudal másico de gases de escape disminuye un 16%, y recurriendo a la *Tabla 4.XXXI*, la planilla y gráfica definitivas de potencia eléctrica que entregará el generador para cada mes serán las siguientes.

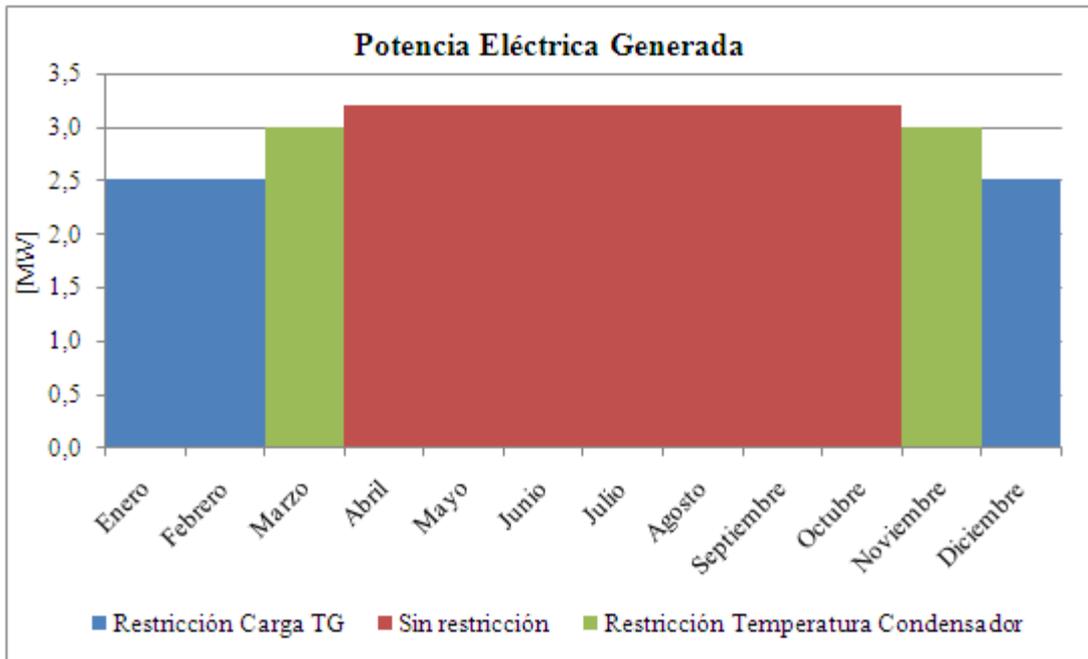


Figura 4.XVI. Potencia entregada definitiva por el generador eléctrico acoplado a la TV

4.5. DIMENSIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS.

En el presente inciso se busca conocer aproximadamente qué tamaño debe tener el sistema completo de generación de vapor. En caso de querer conocer directamente el resultado, éste se presenta en la *Tabla 4.XL* (página 92). Cabe aclarar que estos cálculos, a pesar de no utilizárselos de manera directa para una cotización de los equipos, se utilizarán en el análisis económico para las estimaciones de los montos de inversión. Para continuar con la siguiente sección (*MERCADO ELECTRICO MAYORISTA – ANÁLISIS.*), avanzar hasta la página 96.

4.5.1. Caldera de recuperación y Condensador.

Como se evidencia en los incisos anteriores, para establecer los puntos de equilibrio en cada zona de un sistema de recuperación de calor se debe hacer un estudio de detalle. Téngase en cuenta que son sistemas dinámicos, interdependientes, con inercias asociadas, sistemas de control que actúan sobre las variables, y otros factores de influencia. Considerando lo anterior, se plantea saber qué tamaño aproximado tendrán los equipos necesarios, presentándose, en concordancia con lo expuesto en la *sección 4.4*, las áreas de intercambio resultantes para 15 Celsius de temperatura ambiente. Téngase en cuenta que

por carácter transitivo, siempre se cumplirán las condiciones planteadas/exigidas en 4.3.1 (*Consideraciones generales del ciclo de vapor*) y las especificaciones requeridas para la Turbina de Vapor en la *sección 4.3.2.2*.

Como se conocen los caudales máscicos y las entalpías a la entrada y salida de todos los equipos, recurriendo a la *ecuación [4.V]* y *[4.VI]* se puede despejar la cantidad de energía intercambiada mediante calor en cada uno de los intercambiadores que integran la caldera de recuperación y en el condensador.

Q/s entregada por equipo		
Equipo	Unidades	15 Celsius
Economizador	[kJ/s]	3.517
Evaporador	[kJ/s]	7.481
Sobre-calentador	[kJ/s]	2.130
Condensador	[kJ/s]	-9.544

Tabla 4.XXXII. Energía a intercambiar en caldera y condensador con T.amb=15C

Se sabe de mecánica de los fluidos que el intercambio de energía mediante calor “Q” entre dos fluidos a través de una pared responde al fenómeno de convección entre los fluidos con la pared y al de conducción en la propia pared en cuestión. En intercambiadores de calor, dicha pared se elige de manera tal que sea buena conductora de calor, por lo que el coeficiente general que rige la transferencia se ve principalmente afectado por los fluidos que son los peores conductores. De esta manera el fenómeno se reduce solamente a convección, y se sabe que ésta es proporcional al área de intercambio, la diferencia de temperatura entre los puntos en análisis y un coeficiente que depende de distintos factores.

$$\frac{Q}{A} = J \cdot (T_A - T_B) \quad [4.X]$$

J es el coeficiente de transmisión total de calor que considera los dos fluidos y la pared (en este caso despreciada). T_A y T_B son respectivamente las temperaturas promedio de cada masa de fluido a cada lado de la pared. Respecto a J, este responde a la siguiente fórmula

$$J = \left(\frac{1}{C_A} + \frac{1}{C_B} \right)^{-1} \quad [4.XI]$$

donde C_A y C_B son los coeficientes de transmisión correspondientes a cada fluido.

Es importante resaltar que el coeficiente de transmisión total será prácticamente igual al

más pequeño de los dos puesto que ese es el fluido que limita la cantidad de calor que se puede transferir en el sistema.

Si se analiza la caldera, uno de los fluidos será agua y el otro los gases de escape.

A continuación se presenta un resumen de las características del agua (en la condición que corresponda según el equipo) para una temperatura ambiente de 15 Celsius. Para futuros cálculos, se supondrá que las cañerías de la caldera de recuperación son de 2” de diámetro y la velocidad en cada equipo como se indica en la siguiente tabla.

	Agua							
	Caudal Entrada		Caudal Salida		Agua (vap/líqu)		Supuesto	Sup.
	Másico	Vol	Másico	Vol	Tin	Tout	Diám tubos	Vel
	[kg/s]	[m ³ /s]	[kg/s]	[m ³ /s]	[°C]	[°C]	[plg]	[m/s]
Sobrecalentador	4,17	0,2256	4,17	0,3770	246	440	2	10
Evaporador	4,17	0,0050	4,17	0,2256	234	246	2	2
Economizador	4,25	0,0042	4,25	0,0051	42	234	2	2

Tabla 4.XXXIII. Flujos, temperaturas y diámetros en la caldera de recuperación para T.amb=15

La condición de los gases de escape a la entrada y salida de cada equipo se presentó en la *Tabla 4.XXIV*. Se presenta nuevamente dicha información en la tabla que sigue, agregando el área planteada para los ductos de escape y la velocidad de los gases resultante (se tomó la densidad de los mismos igual a la del aire atmosférico, ver *Anexo 10.VII*).

	Gases de escape					
	Tin	Tout	Tmedia	Densidad ¹⁸	Area de escape	Velocidad
	[Celsius]	[Celsius]	[Celsius]	[kg/m ³]	[m ²]	[m/s]
Sobrecalentador	485	438	462	0,4657	4	23
Evaporador	438	268	353	0,5591	5,5	14
Economizador	268	187	227	0,6857	4	15

Tabla 4.XXXIV. Temperatura, velocidad y sección del sistema de gases de escape de la TG

¹⁸ www.engineeringtoolbox.com/air-desity-specific-weight-d_600.html

Análogamente a lo antes presentado, se hará el análisis del Condensador. En este caso, los dos fluidos en cuestión serán el agua y luego el aire atmosférico que la condensa.

Las variables son:

	Agua							
	Caudal Entrada		Caudal Salida		Agua (vapor/líquida)		Supuesto	Supuesto
	Másico	Vol	Másico	Vol	Tin	Tout	Diám tubos	Vel
	[kg/s]	[m ³ /s]	[kg/s]	[m ³ /s]	[Celsius]	[Celsius]	[plg]	[m/s]
Condensador	4,17	71,91	4,17	0,0042	42	42	2	6

Tabla 4.XXXV. Flujo, temperaturas y diámetro en el Condensador para T.amb=15

Respecto al aire de refrigeración del condensador este se desempeña en las siguientes condiciones (recordar *Tabla 4.III*):

	Aire Atmosférico			
	Tin	Tout	Tmedia	Densidad ¹⁸
	[Celsius]	[Celsius]	[Celsius]	[kg/m ³]
Condensador	15	31	23	1,1990

Tabla 4.XXXVI. Temperatura y velocidad del aire de refrigeración del condensador.

A continuación se procederá a calcular los coeficientes de intercambio de todos los fluidos en cuestión para luego obtener el coeficiente de transmisión total J (con la *ecuación 4.XI*) para cada equipo y calcular así el área resultante de cada uno.

Para el agua del Sobrecalentador se trabajará con la tabla presentada en el *Anexo 10.VIII* y para la del economizador y la unidad de evaporación la del *Anexo 10.IX* (se desprecia la influencia de las burbujas de vapor que se generen en la caldera).

Para los gases de escape, se recurre al gráfico presentado en el *Anexo 10.XI*.

Para el cálculo en el condensador, resultará como única variable de entrada la tabla de gases de escape del *Anexo 10.XI*

Se presentan a continuación los resultados para la HRSG

- Coeficientes de transmisión por fluido:
 - Caldera de Recuperación.

	Agua					
	Temp. media	Presión	Kt,p	Coef de transmisión de calor		
				previo	Factor de corrección	final
	[Celsius]	[bar a]	[1]	[kcal/m ² .h.C]	[unidad]	[kcal/m ² .h.C]
Sobrecalentador	343	35	3,645	500	0,620	806
Evaporador	240	n/a	n/a	2.800	2,430	6.804
Economizador	138	n/a	n/a	2.800	1,697	4.751

	Gases escape		
	Temp. media	nro filas	Coef de transmisión
		(Alineadas)	
	[Celsius]	[unidades]	[kcal/m ² .h.C]
Sobrecalentador	462	4	50
Evaporador	353	4	37,5
Economizador	227	4	42,5

Tabla 4.XXXVII. Coeficientes de transmisión de Calor para cada serpentina de la Caldera de Recuperación.

Para el agua del evaporador, en su diseño se busca que se formen burbujas que no se consoliden entre ellas formando películas de vapor en la cañería. Ello afectaría la transferencia de calor y principalmente puede perjudicar la integridad del equipo por evitar dichas capas que agua líquida refrigere las paredes. Se recomienda mantener la tasa de transferencia por debajo de 315 kJ/seg.m² (100.000. Btu/hr/ft²)¹⁹ para operar un sistema de recuperación de manera segura y con buen rendimiento. Por lo tanto, como de esa manera las burbujas de vapor que se forman no influyen considerablemente a la transferencia de calor, el fluido a evaluar se consideró como solamente agua a alta temperatura. Respecto al factor de corrección, se lo presentó en el anexo y trabajó con la ecuación característica allí indicada.

Con referencia al número de filas de los equipos, se tomaron solamente cuatro y alineadas

¹⁹ HRSG Design

para disminuir la restricción a la salida de los gases de escape del TC y mantenerse dentro de los parámetros que estipula Solar para garantizar el rendimiento del equipo.

- Condensador.

Dado que se encuentra un punto crítico en la elevada temperatura de la fuente fría, se adoptará una configuración en tresbolillo de los tubos. Se seleccionará también 4 filas puesto que la mejora marginal del coeficiente de transmisión es muy poca si se toman más. Respecto a los gases de escape, se calcula el siguiente coeficiente de transmisión:

Aire Atmosférico			
	Temp. media	nro filas (Tresbolillo)	Coef de transmisión
	[Celsius]	[unidades]	
Condensador	23	4	30

Tabla 4.XXXVIII. Coeficientes de transmisión de Calor para el Condensador.

Como no se dispone de información para conocer la transferencia de calor de la masa de vapor que sale de la turbina se recurrirá a lo que sigue:

- Como se presentó anteriormente, se sabe que el coeficiente de transferencia total de calor (J) está dirigido por el peor de los dos coeficientes de los fluidos involucrados.
- Se sabe que la mezcla que entrega la TV es vapor húmedo, y que esto es una porción de vapor (el título X) y otra agua líquida (1-X)
- Si se analizan los espectros de valores que pueden adquirir los coeficientes de transferencia de calor del vapor sobrecalentado (*Anexo 10.VIII*) y del agua (*Anexo 10.IX*) se ve que el coeficiente de los gases de escape (*Anexo 10.XI*) es casi en la mayoría de los casos mucho menor, por lo que se supondrá que el coeficiente de transferencia total en el condensador será exactamente la del aire atmosférico que circula por el exterior de los tubos (30 kcal/m².h.C). Debe recordarse que el coeficiente total de transferencia es prácticamente igual al más pequeño de los involucrados.

Recurriendo a la *ecuación [4.XI]*, se calcula el factor de intercambio total J para cada uno de los equipos en cuestión. El valor del calor intercambiado se presentó en la *Tabla*

4.XXXII. A continuación se presentan los resultados para la HRSG.

Sistema Agua-metal-gases escape			
Coef. De transmisión total de calor		Calor intercambiado	
J		Q	
[kcal/m ² .h.C]		kJ/seg	kcal/h
Sobrecalentador	47,08	2.130	1.831.766
Evaporador	37,29	7.481	6.432.576
Economizador	42,12	3.517	3.024.070

Sistema Agua-metal-Aire Atmosférico			
Coef. De transmisión total de calor		Calor intercambiado	
J		Q	
[kcal/m ² .h.C]		kJ/seg	kcal/h
Condensador	30	-9.544	-8.206.786

Tabla 4.XXXIX. Coeficientes de transmisión total de calor para la HRSG y el Condensador.

Por lo tanto, para poder calcular el área de cada intercambiador recurriendo a la *ecuación [4.X]*, resta conocer solamente las diferencias de temperatura entre los fluidos. Como en este caso se tienen distintas sustancias, gradientes térmicos más complejos y recorridos no ideales dentro de los intercambiadores, se trabaja con la diferencia media logarítmica de temperatura en intercambiadores de calor recurriendo al gráfico o ecuación presentados en el *Anexo 10.XII*. Con todo lo anterior, resulta lo siguiente:

Area	
[m ²]	
Sobrecalentador	383
Evaporador	2.105
Economizador	939
Total HRSG	3.427

Area	
[m ²]	
Condensador	15.757

Tabla 4.XL. Area de intercambio de la Caldera de Recuperación y del Condensador.

Si se lo compara con el tamaño del Aero-enfriador (29.000 m²) que refrigera el gas de línea luego de ser comprimido, el área de intercambio de todo el sistema a instalar es

aproximadamente dos tercios.

4.5.2. Turbina a vapor.

La turbina de vapor que se instalará es de la marca SIEMENS. Esta corresponde a la gama de equipos de baja potencia pre-diseñados de la marca Alemana.

El rango de equipos ofrecidos de la línea en cuestión se presenta a continuación:

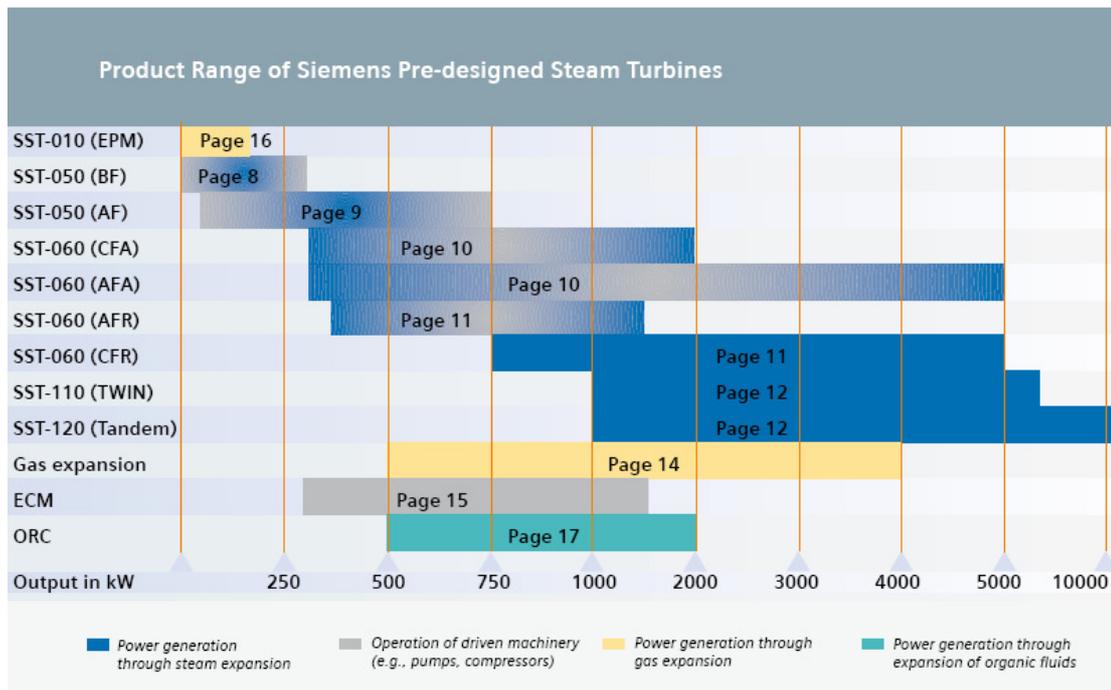


Figura 4.XVII. Equipos pre-diseñados marca Siemens.

Como ocurre en el caso que se está estudiando, en general la producción de energía eléctrica a baja escala y descentralizada no es el core-business de las empresas que compran este tipo de maquinaria, por lo tanto, el diseño busca especialmente la confiabilidad y el bajo mantenimiento.

La máquina que se plantea instalar es la SST-060, donde como indica el fabricante en su página web:

“...The SST-060 stand out by rugged design and renowned reliability even under the most severe operating conditions. They are ideal for saturated steam service. Their suitability for use as condensation or back-pressure turbines in combination with various integral gears modules opens up a broad application range...”

“... La SST-060 se destaca por su robustez en el diseño reconocida confiabilidad incluso

bajo las más severas condiciones de operación. Son ideales para servicios con vapor saturado. Su aplicación como turbinas de tipo de condensación o “back-pressure” junto con varios aditamentos le permiten una amplia gama de aplicación...”

A continuación se presenta una página del catálogo de las turbinas de vapor pre-diseñadas de Siemens.

Siemens Pre-designed Steam Turbines: Our Series

SST-060
(AFA, CFA)

The solution for high-pressure steam expansion applications

This turbines stand out by their rugged design and renowned reliability even under the most severe operating conditions.

SST-060 (AFA and CFA) machines are ideal for saturated steam service. Their suitability for use as condensation or back-pressure turbines in combination with diverse transmission types opens up a broad application range.

- Curtis rotor (CFA) or axial wheel (AFA) made from solid material
- Direct-drive type or with integral single-stage spur gear unit
- Compact design
- High mechanical efficiency due to
 - Low number of bearing
 - Optimized runner diameter
 - Fitted blade height
- Automatic nozzle group control
- Quick start without turbine preheating
- Suitable for driving mechanical equipment or generators



Steam turbine driving a pump set in a wood processing plant in Argentina (application: waste heat utilization)

Typical space requirement:
2.7 x 2.2 x 2.1 m
(L x W x H)

Design size	AFA 3.5	AFA 4	AFA 6	CFA 4
Output [kW]	600	2200	6000	1600
Speed [r.p.m.]	13600	18000	11400	10500
Live steam pressure [bar abs.]	101	131	41	41
Live steam temperature [°C]	500	530	450	450
Outlet steam pressure [bar abs.]	1-17	0,08-25	0,08-11	1-17

All data represent characteristic (maximum) values

Figura 4.XVIII. Turbina de Vapor a instalar-Siemens SST-060-AFA 6

Nótese que para la aplicación propuesta, la que corresponde es la SST-060-AFA 6, o sea, una máquina con circulación de vapor axial y de tipo “condensing unit”. Estas últimas, a diferencia de las back-pressure, que entregan vapor para proceso, descargan a presiones con vacíos que alcanzan el 92%. Lo anterior permite alcanzar una potencia mecánica máxima de 6MW, y trabajar a la entrada de la máquina como máximo a 41 bar absolutos y 450 Celsius; mientras que a la salida, admite un vacío máximo de 0,08 bara (valor que se utilizó en secciones anteriores como impuesto).

Cabe resaltar que la máquina en cuestión tiene el doble de capacidad que la que entregará el proyecto. Lo anterior se refiere a nivel estratégico por la posible futura ampliación de la Planta Compresora SAO II que colocará una TG de similares características y la posibilidad de evaluar agregar fuego suplementario que puede llevar al doble la producción de vapor con una sola TG. Se discutirán estos puntos más adelante.

4.5.3. Estación de transformación.

El generador que impulsa la TV entrega la potencia en una tensión de 13,2 kV. Y como se presentará en la sección 5.6, la línea a la que se tiene acceso (y que corre paralela al gasoducto) es de 132kV, por lo tanto, se hace necesario elevarla con una estación de transformación. A la vez, se debe instalar una estación para disminuir la tensión de 13,2 kV a 380V que es lo que entregaban originalmente los Generadores a Gas.

5. MERCADO ELECTRICO MAYORISTA – ANÁLISIS.

En la presente sección se realizará una presentación de los conceptos que permitirán describir en qué situación se emplazará el proyecto en relación a la venta o compra de energía eléctrica en el Sistema Argentino de Interconexión (SADI) recurriendo al Mercado Eléctrico Mayorista (MEM). Se presentarán las instituciones involucradas, los distintos agentes del sistema, las redes disponibles y consideraciones para incorporarse como agente, entre otros.

A continuación se presenta un esquema general de la estructura.

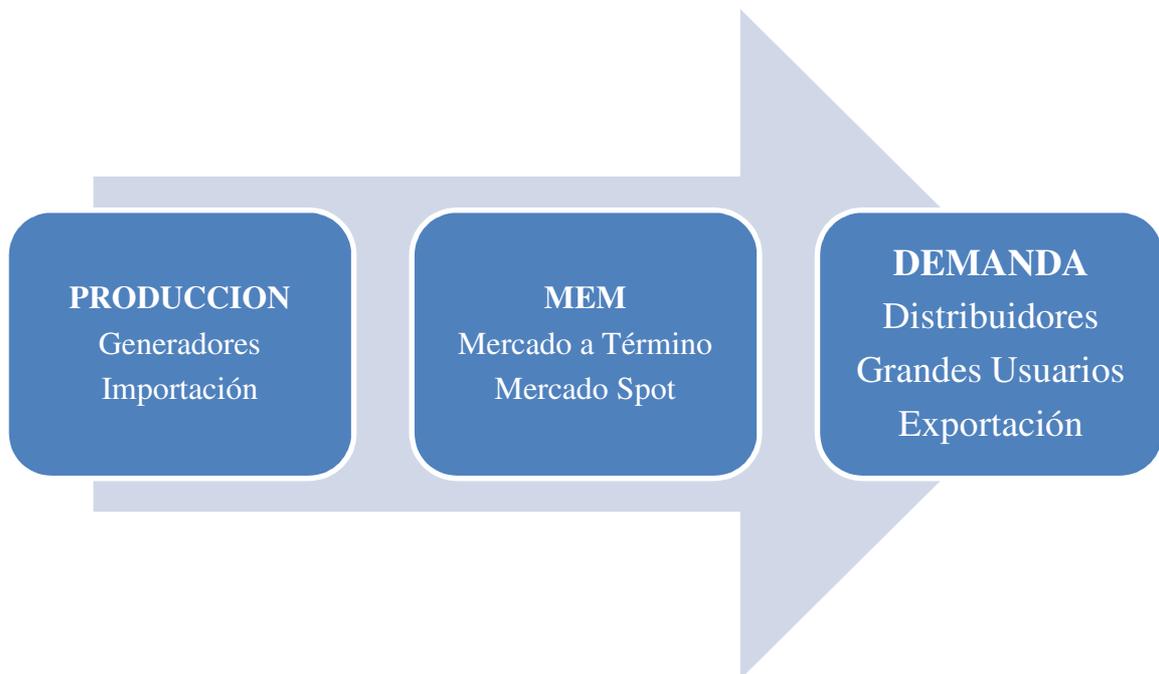


Figura 4.XIX. Estructura general del MEM y sus actores.

Cabe resaltar que en el presente proyecto se hará foco a los actores locales dejando de lado los flujos de importación y exportación.

En el *Anexo 10.VI* se presenta el mapa general de Centrales de Generación, Estaciones Transformadoras y Líneas de Transporte en alta tensión. En las secciones subsiguientes se hará foco en la zona que atañe al proyecto en cuestión.

5.1. INSTITUCIONES

5.1.1. ENRE-Ente Nacional Regulador de la Electricidad

Como se indica en la página web del ENRE, hasta la sanción de la Ley N° 24.065, el sector eléctrico argentino se encontraba estructurado en un esquema de integración vertical. En este contexto, las empresas involucradas participaban en todos los segmentos de la industria eléctrica.

A partir del proyecto de transformación puesto en marcha a principio de los '90, el sector se articuló en tres segmentos de la actividad eléctrica independientes: generación, transporte y distribución, a ser descriptos en la *sección 5.3*.

En la actualidad, el transporte y la distribución están caracterizados como servicios públicos que se prestan en condiciones de monopolio natural. Por ende, resulta necesaria la presencia del Estado como regulador y contralor de la actividad. Esta función la desempeña el Ente Nacional Regulador de la Electricidad (ENRE). Este es un organismo autárquico encargado de regular la actividad eléctrica y de controlar que las empresas del sector (generadoras, transportistas y distribuidoras Edenor, Edesur y Edelap) cumplan con las obligaciones establecidas en el Marco Regulatorio y en los Contratos de Concesión.

5.1.2. CAMMESA

Como se indica en la página web de la institución en cuestión, de acuerdo a lo previsto en el art. 35 de la ley 24.065 el decreto 1192 de julio de 1992 dispuso la creación de CAMMESA sobre la base del Despacho Nacional de Cargas.

Sus funciones principales comprenden la coordinación de las operaciones de despacho, la responsabilidad por el establecimiento de los precios mayoristas y la administración de las transacciones económicas que se realizan a través del Sistema Interconectado Nacional.

Es una empresa de gestión privada con propósito público cuyo paquete accionario es propiedad de los Agentes del Mercado Mayorista Eléctrico en un 80%. El 20% restante está en poder del ministerio público que asume la representación del interés general y de los usuarios cautivos.

5.2. ALTERNATIVAS COMERCIALES EN EL MEM

El MEM se compone de:

- Un Mercado a Término, con contratos por cantidades, precios y condiciones pactadas libremente entre vendedores y compradores;
- Un Mercado Spot, con precios sancionados en forma horaria en función del costo económico de producción, representado por el Costo Marginal de Corto Plazo medido en el Centro de Carga del Sistema;
- Un Sistema de estabilización por trimestres de los precios previstos para el Mercado Spot, destinado a la compra de los Distribuidores.

La coordinación de la operación técnica y administración del MEM se realizará a través de un Organismo Encargado del Despacho (OED).

5.3. ESTRUCTURA-AGENTES

Presentados ya los organismos de control y los tipos de mercados donde se puede operar, a continuación se presentarán la estructura/agentes del sistema.

Como se indica en la página web de la Secretaría de Energía de la Nación, a los efectos del funcionamiento del Mercado, el Sistema Argentino de Interconexión (SADI) se considera dividido en:

- Centros de Generación,
- Red de Transporte,
- Instalaciones de Distribución.

Asimismo, existe un Sistema de Operación y Despacho que coordina a dicho sistema físico (el OED antes mencionado).

Se puede hacer una analogía casi directa con el sistema de gas: donde los productores de gas son a los generadores de potencia eléctrica; como los gasoductos principales son a las líneas de alta tensión para transporte; y las estaciones de regulación y líneas de distribución de gas a baja presión, son a las estaciones de transformación y líneas de baja tensión:

Electricidad	Gas
Generación	Producción
Transporte	Transporte
Distribución	Distribución

5.3.1. Generadores

Son los que generan la potencia eléctrica a ser entregada a los usuarios finales. En Argentina se encuentran instaladas y en funcionamiento las siguientes tecnologías:

- Ciclo Combinado: Turbinas de Gas, Caldera de Recuperación y Turbinas de Vapor.
- Motores alternativos Diesel.
- Turbinas de Gas.
- Turbinas de Vapor.
- Hidráulica.
- Nuclear.
- Geotérmica.
- Eólica.
- Solar.

5.3.1.1. Criterio general para despacho de las Centrales Térmicas de Generación

Para un generador vinculado al MEM su costo de generación está dado por el costo de operación más el costo de transporte desde su nodo de conexión hasta el mercado, o sea, se contempla tanto el rendimiento de los ciclos como también las pérdidas marginales del transporte. El principio básico del despacho de cargas es la minimización de dichos costos variables de las centrales térmicas.

- Respecto al costo de producción de cada unidad generadora, éste resulta del producto entre el precio de los combustibles en el área donde está ubicada y el

consumo calórico por unidad de generación (su rendimiento global). CAMMESA fija precios de referencia de los combustibles y fletes. En el caso de generadores con contrato de suministro de combustibles y/o de fletes se emplearán los precios informados y reconocidos en la Programación Estacional (documento donde se presenta el compromiso de potencia a entregar por parte de los generadores) siempre que no superen los topes establecidos. Para los restantes, se establecerá el tope establecido como referencia.

- El centro de cargas del MEM se ubica en la estación transformadora de Ezeiza. Cuanto más alejado del centro de carga y cuanto menos confiable es el vínculo de transporte, más cara se vuelve la energía exportada desde ese nodo. Es por ello, que para despachar al siguiente generador, se contempla su costo marginal dividido su Factor de Nodo. De este despacho, surge el precio marginal o precio del mercado horario del sistema.

5.3.1.2. Precio que reciben los generadores

A grandes rasgos, el funcionamiento del MEM establece que aquellos Generadores que no poseen ningún contrato, venden toda su producción al Mercado Spot recibiendo por la misma los precios que rijan en el mismo hora a hora, este es el PM. Cuando un Generador posee contratos de abastecimiento con un Distribuidor o con un Gran Usuario Mayor, cobra en cada hora por su producción como se describe: hasta el nivel de su contrato su generación será considerada en el Mercado a Término. Cuando su nivel de generación esta sobre o bajo los valores del contrato, las diferencias se comercializan en el Mercado Spot como excedentes o faltantes de contrato a los valores vigentes en dicha hora en ese Mercado.

El generador también recibe una remuneración por la potencia puesta a disposición del sistema, ya sea operable o reserva fría. Esta remuneración tiene un componente variable que aumenta cuando mayor es el riesgo que la demanda no sea abastecida dentro del sistema. Dicho monto lo determina el OED (Organismo Encargado del Despacho).

5.3.2. Transportistas

Son los que vinculan eléctricamente todos los nodos del SADI. Existe la denominada Función Técnica de Transporte que amplía el concepto puesto que otros agentes del MEM pueden desempeñar la función de transporte a través de sus propias redes. Esto se refiere al caso donde un Generador, un Gran Usuario o un Distribuidor, tenga conectado algún Gran Usuario algún Generador o algún Distribuidor con redes propias.

Todas las instalaciones que cumplen la Función Técnica de Transporte están alcanzadas por el Principio de Libre Acceso. Por lo tanto es importante que cualquiera que desee conectarse al SADI tenga la posibilidad de hacerlo si cumple con todas las disposiciones normativas y técnicas requeridas. Así, cualquier Agente del MEM que esté conectado directa o indirectamente al SADI, puede comprar su energía eléctrica a cualquiera que la venda en el Mercado Eléctrico Mayorista.

El SADI, se dio en concesión y fue dividido en siete empresas Transportistas:

- El primero es el Sistema de Transporte en Alta Tensión, TRANSENER, que está compuesto por todo el sistema de 500 kilovoltios y algunas líneas del Sistema del Litoral en 220 kilovoltios, las que van desde la SE Villa Lía a la SE Rodríguez. Esa es la denominada en la normativa vigente como Empresa de Transporte en Alta Tensión y es única y monopólica en todo el país.
- El resto son las empresas de transporte regional, a las que se denomina Empresas de Transporte por Distribución Troncal (DISTRO), y que son:
 - TRANSNOA: abarca todo el NO incluyendo las provincias de Tucumán, Catamarca, La Rioja, Salta, Jujuy y Santiago del Estero;
 - DISTROCUYO: abarca las provincias de San Juan y Mendoza.
 - TRANSBA: abarca la provincia de Buenos Aires.
 - TRANSNEA: incluye las provincias de Formosa, Chaco, Corrientes y parte de Entre Ríos.
 - C.O.T.D.T COMAHUE: incluye Las provincias de Río Negro, Neuquén y parte de La Pampa;
 - TRANSPA: era la única área eléctricamente aislada del SADI, pero se incorporó al mismo en Marzo de 2006.

5.3.3. Distribuidores

La distribución la entrega el Estado Nacional en concesión a los distribuidores. En estos contratos, la obligación de suministrar, a riesgo de ser penalizado, le impone al distribuidor la necesidad de garantizar niveles de suministro adecuados para atender su demanda. En el mercado, esa garantía se obtiene a través de los contratos a término anteriormente mencionados.

5.4. INCORPORACIÓN DEL PROYECTO AL MEM

5.4.1. Tipos de agentes-Clasificación del proyecto.

De acuerdo a lo indicado en los PROCEDIMIENTOS PARA LA PROGRAMACIÓN DE LA OPERACIÓN, EL DESPACHO DE CARGAS Y EL CÁLCULO DE PRECIOS, versión XXIV (actualizada al 30/11/2011), son agentes reconocidos del MEM:

- a) los que participan del MEM AL 30-04-92, tal como aparecen en la Información Necesaria para la Facturación correspondiente a ese mes que editará el OED;
- b) los concesionarios de actividades de generación hidroeléctrica, transporte o distribución en los términos de la ley 24065;
- c) los Generadores, Autogeneradores, Cogeneradores y grandes Usuarios que soliciten y obtengan autorización de la SECRETARIA DE ENERGÍA ELÉCTRICA para incorporarse al MERCADO ELÉCTRICO MAYORISTA con posterioridad al 30 de abril de 1992;**
- d) los distribuidores de jurisdicción provincial que soliciten y obtengan autorización de la Secretaría de Energía Eléctrica para incorporarse al MEM con posterioridad al 30-04-92;
- e) empresas de países interconectados autorizadas a operar en el MEM.

La propuesta del presente proyecto se encuadra dentro del inciso c) antes presentado. A continuación se analiza la definición de quiénes se consideran Cogeneradores y Autogeneradores para definir unívocamente a la planta generadora a instalar.

- **Se considera Autogenerador a un consumidor de electricidad, que genera energía eléctrica como producto secundario, siendo su propósito principal la producción de bienes y/o servicios.**

- Se considera Cogenerador a aquel que genera conjuntamente energía eléctrica y vapor u otra forma de energía para fines industriales, comerciales de calentamiento o de enfriamiento.

Actualmente las plantas compresoras son Autogeneradores cuyo core-business es brindar el servicio de transporte de Gas Natural. A la vez, es importante señalar que son Autogeneradores que no están conectados al SADI (Sistema Argentino de Interconexión) puesto que como se vio en la *sección 1.2.5*, el dimensionamiento de la planta de generación eléctrica se basa en un criterio de autosuficiencia para cubrir la demanda de los equipos e instalaciones necesarias para transportar el gas. Ahora, como del aprovechamiento de los gases de escape de la TG resulta que existe potencia adicional a la requerida, se planteó conectarse al SADI para poder comercializar la misma.

Por último, cabe resaltar que particularmente se lo plantea dentro de la modalidad de los contratos de Energía Plus que se describirán en el *inciso 5.5.1*.

5.4.2. Requisitos para incorporarse como agente Autogenerador del MEM

Para obtener la habilitación como Agente del MEM se requiere básicamente reunir las condiciones establecidas en la Ley N° 24.065 y sus normas complementarias y reglamentarias, incluidas las Resoluciones que dicte la Secretaria de Energía conforme lo dispuesto por los Artículos 35 y 36 de la citada Ley. Y en particular, como se indica en los procedimientos en análisis, el Autogenerador o Cogenerador que desee convertirse en un agente del MEM deberá presentar una solicitud escrita ante la SECRETARIA DE ENERGIA, de acuerdo a lo establecido en el “Anexo 17-Ingreso de nuevos Agentes al Mercado Eléctrico Mayorista” de los procedimientos vigentes, incluyendo adicionalmente la siguiente información:

- Tipo de reconocimiento requerido (Autogenerador o Cogenerador);
- Información sobre capacidad instalada, indicando cantidad y tipo de máquinas, su potencia y consumo específico, tipo de combustibles que puede consumir, y su disponibilidad media anual.
- Para Autogeneradores, demanda anual prevista.

Adicionalmente, para ser aceptado el pedido, se deberá cumplir con los siguientes requisitos particulares:

- Debe estar vinculado con un punto de intercambio con el SADI.
- Debe contar con una potencia instalada no inferior a 1 MW con una disponibilidad media anual no inferior al 50%. Para el caso de Autogeneradores, la potencia disponible, o sea el producto de la potencia instalada por la disponibilidad informada, debe ser capaz de cubrir el 50% o más de su demanda anual de energía informada, o sea que la energía correspondiente a esa potencia disponible a lo largo del año debe representar un valor mayor o igual que el 50% de su demanda de energía anual.
- Debe contar con un medio de comunicaciones e intercambio de datos con el OED, propio o contratado el servicio a terceros, con medidores y registradores de acuerdo a las normas vigentes para el Sistema de Medición Comercial (SMEC) y el Sistema en Tiempo Real (SOTR). El sistema de medición deberá ser tal que permita medir la transacción con el MEM y deberá contar:
 - Medidores bidireccionales de energía activa en la frontera de intercambio con el Agente al que se conecte.
 - Registro de potencia en cada una de las direcciones del flujo.

Por otra parte, deberá definir su modo de conexión al MEM utilizando el sistema de transporte, haciendo uso del Libre Acceso que define la Ley 24.065 y cumpliendo las condiciones de conexión y uso del sistema de transporte establecidas también en el “Anexo 17-ingreso de nuevos agentes al MEM” de los Procedimientos vigentes.

Una vez que la Secretaría de Energía haya aceptado su incorporación como Agente Autogenerador o Cogenerador lo notificará al OED. En cada programación estacional (semestral o trimestral) el OED informará la incorporación de nuevos autogeneradores y cogeneradores, indicando su identificación, fecha de ingreso al MEM, punto de conexión en la red y potencia instalada.

5.5. OPERACIONES DEL PROYECTO DENTRO DEL MEM

Conociéndose los mercados en los que se puede operar y el tipo de agente que será el proyecto en el MEM, resta analizar de qué manera operará dentro de dicho mercado.

Un Autogenerador podrá vender al MEM sus excedentes o comprar sus faltantes.

El hecho de poder comprar potencia eléctrica representa una ventaja en lo que a flexibilidad se refiere al analizar la configuración original de la planta compresora de gas. Se debe tener en cuenta que en caso de que quede no operativo el sistema de generación de potencia mediante vapor, esto no lleva a la planta compresora de gas a limitar su demanda eléctrica a la de emergencia ya que puede abastecerse desde el SADI. En caso de que falle el sistema de vapor y no se pueda tomar lo requerido de la red, se entrará en la condición normal de emergencia donde se arranca el generador diesel.

En resumen, un Autogenerador se encontrará siempre en una de las siguientes condiciones operativas:

- vendiendo al MEM (entregando a la red): sistema de vapor funcionando normalmente y con el ciclo de vapor despachado por la OED.
- comprando del MEM (tomando de la red): sistema de vapor no operativo y demanda aceptada por la OED.
- sin transacciones con el MEM (intercambio cero en su conexión a la red): Sistema de vapor operativo trabajando a baja carga para satisfacer demanda de planta o generador de emergencia en marcha.

5.5.1. Modalidad de venta seleccionada. SERVICIO DE ENERGÍA PLUS.

Todo lo anterior es el funcionamiento básico del MEM y el que lo rige en rasgos generales. Ahora bien, sabiendo que por la Ley N° 25.561 se declaró el estado de emergencia pública en materia social, económica, administrativa, financiera y cambiaria, y se dispuso la salida de la convertibilidad, ello hizo necesario adecuar, como se señalara en la Resolución SECRETARIA DE ENERGIA N° 8 del 5 de abril de 2002, las normas agrupadas en "Los Procedimientos para la Programación de la Operación, el Despacho de Cargas y el Cálculo de Precios (LOS PROCEDIMIENTOS)" establecidos por Resolución de la ex-SECRETARIA DE ENERGIA ELECTRICA N° 61 del 29 de abril de 1992, sus modificatorias y complementarias a este nuevo contexto macroeconómico.

Entonces, sumado a lo anterior, y dado el sostenido crecimiento de la demanda de energía eléctrica derivado de la recuperación económica producida desde el 2003, y con fin de asegurar el suministro a todos los usuarios, contemplando también a los que no tienen acceso a otras fuentes alternativas de potencia, se publica la Resolución 1281/2006 (ver *Anexo 10.XIV* para el texto completo) del 04/09/2006. Esta enuncia en su artículo número 2° que:

“...Art. 2° — Establécese el SERVICIO ENERGIA PLUS, consistente en la oferta de disponibilidad de generación adicional por parte de Agentes Generadores, Cogeneradores o Autogeneradores que, a la fecha de publicación del presente acto, no sean agentes del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM) o no cuenten con las instalaciones de generación a comprometer en este servicio o que a dicha fecha no estén interconectados al MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM), cuyas características básicas son las definidas en el Anexo I de esta norma...”

Siendo que del Anexo I, se extrae lo siguiente:

“...El objeto del SERVICIO ENERGIA PLUS es poder contar con la disponibilidad de generación adicional (interconexión de generación existente, cierre de ciclos combinados, repotenciaciones, etc.), de manera de poder alcanzar el adecuado cubrimiento de la demanda de energía eléctrica.

En consecuencia, se establece un servicio que puede ser brindado por Agentes Generadores, Cogeneradores o Autogeneradores, por la cual se oferta potencia adicional, que en la fecha de publicación de la presente resolución no sean agentes del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM) o no dispongan de las unidades de generación o no estén interconectados al mismo.

El SERVICIO ENERGIA PLUS tiene como objeto poder respaldar los incrementos de demanda de GRANDES USUARIOS MAYORES (GUMAs) y a los GRANDES USUARIOS MENORES (GUMEs) con consumos mayores o iguales a TRESCIENTOS KILOVATIOS (300 KW) de potencia del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM), como así también aquellas Grandes Demandas (consumos mayores o iguales a TRESCIENTOS KILOVATIOS (300 KW) de potencia) clientes de cada Agente Distribuidor o Prestador del Servicio de Distribución de Energía Eléctrica, por sobre lo efectivamente demandado en el año 2005, entiéndase "DEMANDA BASE" definida en el Anexo II de esta norma.

Como contraprestación, se celebrarán contratos entre las partes involucradas en los dos párrafos anteriores por la potencia adicional acordada a un precio monómico compuesto por los costos asociados y un margen de utilidad. Estos contratos deberán contar con el aval del ORGANISMO ENCARGADO DE DESPACHO (OED), el cual también aprobará los costos asociados, y el margen de utilidad deberá ser definido por la SECRETARIA DE ENERGIA "ad referéndum" del Señor Ministro de Planificación Federal, Inversión Pública y Servicios..."

Se plantea, dada las condiciones de los Contratos de Energía Plus, particularmente las referidas al monto a cobrar, que TGS enmarque su comercialización de potencia eléctrica a dicha modalidad. Las consideraciones respecto al valor resultante de los ingresos se harán en el apartado 6.5.1 (Ventas al MEM) en la página 125.

5.6. MATRIZ ENERGÉTICA. REDES DISPONIBLES.

Como se mencionó anteriormente, en el *Anexo 10.VI* se incluyó un mapa general del SADI. En el mismo también figuran plantas de generación y estaciones transformadoras. A continuación se presenta una zona del mismo amplificada. Esta corresponde a la que atañe al proyecto.

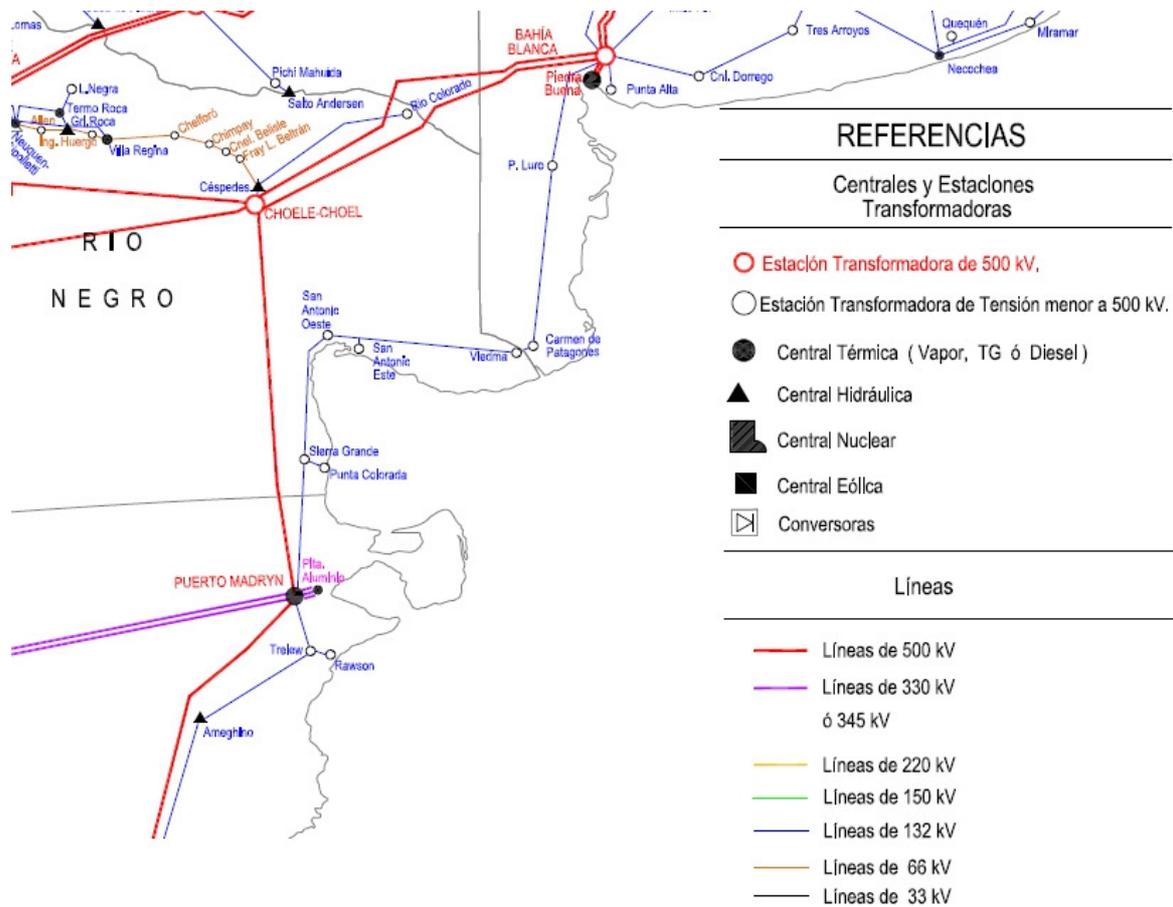


Figura 4.XX. Mapa del Sistema Argentino de Interconexión en zona de San Antonio Oeste.

Como puede apreciarse la línea más cercana a la planta en cuestión es una de 132 kV, razón por la cual se presentó dicho requisito en la *sección 4.5.3*.

A continuación se presenta una imagen satelital tomada de la página web de mapas de Google²⁰, donde se puede apreciar la Planta Compresora original y la línea de alta tensión antes mencionada cruzando la imagen de Norte a Sur a la derecha de la misma. Nótese que están alejadas aproximadamente 400 metros una de otra.



Figura 4.XXI. Imagen satelital PC SAO I y línea de alta tensión.

5.7. EL PROYECTO RESPECTO AL MEM

En la presente sección se recorrerá desde la 5.2 hasta la 5.6 resumiendo cómo se plantea ubicar al proyecto respecto a su interacción en el Mercado Eléctrico Mayorista.

- Agente: de generación.
- Tipo de generador: Autogenerador. Recordando la definición, se considera Autogenerador a un consumidor de electricidad, que genera energía eléctrica como producto secundario, siendo su propósito principal la producción de bienes y/o servicios.

²⁰ Google Maps: <http://maps.google.com.ar/>

- Respecto a los requisitos del inciso 5.4.2:
 - Potencia instalada: mínimo 3 MW (mayor a 1MW).
 - Disponibilidad: 86,04% (mayor a 50%). Ver *sección 6.2* en la página 113.
 - Energía entregada por año comparada con la demanda de la PC: como la disponibilidad de la TG y la de la TV se esperan que sean similares, el tiempo que se demande y entregue energía eléctrica será similar. Y teniendo en cuenta que la potencia mínima entregada por la TV para el proyecto es 3,1MW y la demandada máxima de SAO I y SAO II es 0,18MW, se superará ampliamente el 50% de energía que se impone al autogenerador para que se autoabastezca.
- Como se presentó en la *sección 5.5.1*, se plantea trabajar en base a contratos bajo el régimen de Energía Plus para asegurar la venta de la potencia disponible y el rendimiento económico del negocio. De esta manera, respetando lo establecido en la *sección 5.3.1.2*, se deberá pagar el precio spot por la porción del contrato que no se satisfaga por posibles fallas en las máquinas, pero también, en caso de entregar más energía que la comprometida, se cobrará por el excedente también dicho precio spot.
- Conexión a línea de 132kV de la empresa transportista C.O.T.D.T COMAHUE.
- Se supondrá que se satisfacen todos los requisitos técnicos y administrativos estipulados en los incisos anteriores.

6. ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

El presente análisis se realizará contemplando en la mayoría de los casos valores promedio medidos en base a unidades representativas del proyecto, por ejemplo, inversión por kilowatt instalado, costos por kilowatt hora entregado, etc. Luego, analizadas las variables representativas una a una (Venta de Certificados de Emisiones Reducidas, Tasa de Cambio y Precio de Venta) se calculará la Tasa Interna de Retorno para distintos escenarios.

Para lograr una lectura más sencilla del presente apartado económico y financiero, se hará referencia directa a las consideraciones técnicas que se contemplan y traducen a criterios monetarios.

6.1. POTENCIAS Y CONSUMOS BÁSICOS

Se presenta en la siguiente tabla el resumen de lo que se justificará en los siguientes sub-índices del apartado en cuestión.

Potencia nominal del generador de la TV	[MW]	3,5
Potencia disponible promedio anual con disponibilidad 100%	[MW]	3,12
Potencia demandada promedio de las PC	[MW]	0,17
Potencia Máxima disponible promedio al SADI (disp=100%)	[MW]	2,94
Disponibilidad de la TV	%	86,0%
Potencia Esperada disponible promedio al SADI	[MW]	2,53
Energía Esperada entregada promedio al SADI	[MWh/año]	22.176
Gastos de operación y mantenimiento	[USD/MWh]	4,00
Tasa de generación de CO2 adoptada	[ton/MWh]	0,533
Precio del CER base	[USD/ton]	4,63
Tasa de Inversión para el sistema de vapor planteado	[USD/kW]	2.070
Inversión para el sistema de vapor	[USD]	7.246.225

6.1.1. Potencia del sistema de vapor

Para la evaluación económica, a priori se plantea realizarla con la instalación de un sistema de vapor que entregue 3,5 MW de potencia al 100% de carga. Lo anterior, si se lo contrasta con la Figura 4.XVI (Potencia entregada definitiva por el generador eléctrico acoplado a la TV) arroja que la máquina operará entre el 85 y 92%. Como se recordará de la sección 4.5.2, se planteó instalar una turbina de vapor de 6 MW que podía operar a potencias menores al 50%. Sin embargo, la evaluación económica se hará basado en una de 3,5MW, porque es la que se adapta a la situación de trabajo base planteada. De la otra manera, se estaría perjudicando el desempeño económico del proyecto en base a simplificaciones técnicas a futuro. En incisos posteriores se adaptarán los valores para considerar dicho sobredimensionamiento.

Si se recurre a la *Figura 4.XVI* se puede calcular que **la potencia eléctrica promedio que entregaría el generador de la TV con una disponibilidad del 100% es de 3,12MW.**

6.1.2. Potencia eléctrica demandada promedio anual de la planta compresora

Recurriendo a la *sección 1.2.5* de la página 19 (descripción de la usina y consumos de las plantas compresoras) se recuerda que los consumos máximos de SAO I y SAO II son 100 y 180kW respectivamente. Respecto a los mismos se supondrá:

- que los correspondientes a los Servicios auxiliares de los TC`s están presentes todo el año,
- que los Aero-enfriadores se encuentran el 50% del tiempo en marcha
- que los servicios auxiliares generales sin contemplar iluminación operan todo el año
- que la iluminación se encuentra encendida en promedio 8 hs por día y
- que la distribución de consumos de SAO II es aplicable a SAO I.

Lo anterior implica que de las potencias máximas se demanda en promedio anualmente el 63%, resultando en una potencia de 174,4kW. Por lo tanto, dicho valor, 0,1744MW se debe sustraer de la potencia efectiva que se puede comercializar. Resulta interesante ponerlos en perspectiva, son 0,1744MW de los 3,12 MW que podría entregar la TV. O sea, solamente el 6% se demanda internamente y el resto es la energía neta recuperada para su aprovechamiento.

Contemplando lo expuesto en el presente inciso y en el 6.1.1 se calcula **el máximo de potencia promedio anual a poner a disposición al SADI es de 2,94MW (suponiendo disponibilidad del 100%)**.

6.2. DISPONIBILIDADES DE EQUIPOS

Como en la realidad a los equipos siempre debe efectuárseles mantenimientos y éstos a la vez presentan paradas inesperadas, debe analizarse cuánto tiempo estarán efectivamente disponibles para llevar a cabo su función.

6.2.1. Disponibilidad de la TG

Los 2,94MW promedio calculados en el *inciso 6.1.2* se ven afectados por el tiempo real de operación de los equipos, dicha consideración se analiza en este punto.

6.2.1.1. Mantenimiento y confiabilidad de la TG

Actualmente, para las tres turbinas Nuovo Pignone instaladas en SAO I, de 7300 hp cada una, el cronograma de mantenimiento es el que sigue:

Período [años]	Trabajos a realizar	Tiempo de parada [días]
1	Mantenimiento menor general, chequeo visual directo y por boroscopia, cambio de filtros.	5
4,5	Mantenimiento de la turbina generadora de gases.	14
9	Mantenimiento de la turbina de potencia.	21 a 31

Tabla 6.I. Cronograma de mantenimiento de las TG de SAO I

En general, los trabajos a realizar son los mismos para todas las turbinas de dos ejes (turbina de generación de gases + turbina de potencia), pero lo que varía, son los períodos entre los mantenimientos y los tiempos de parada. Es por lo anterior, que la disponibilidad real de la Turbina de Gas a instalar, se tomará igual a una de similares características, y no en función de los valores de las que están actualmente instaladas dado que presentan diseños con más de 50 años de diferencia.

Se sabe, en base a la información presentada por la CHINA AVIATION GAS TURBINE COMPANY LTD, que una turbina de gas General Electric GE10-1 de 11,25 MW que

ofrecen acoplada a un generador eléctrico, tiene una disponibilidad del 95,6% considerando la confiabilidad del 97,2% que presenta la máquina en cuestión.

Se supondrá entonces, que la Solar Mars 100, una máquina de potencia prácticamente igual y de una empresa de comparable en lo que a trayectoria respecta, tendrá asegurada la misma disponibilidad que la General Electric, o sea, un 95,6%.

6.2.2. Disponibilidad de la TV.

Dado que la TV no funcionará si la TG se encuentra detenida, la disponibilidad de la misma jamás podrá ser mayor que la de la TG, a lo sumo igual (95,6% como se presentó anteriormente).

Sabiendo que las turbinas de vapor presentan disponibilidades mayores al 99%²¹, se tomará como elemento director para el presente análisis a la caldera del sistema de vapor. Cabe aclarar que la calidad del suministro de agua o el tratamiento de la misma son el factor clave para evitar paradas no programadas.

Si se recurre a lo presentado en el Technology Brief I01 de la IEA ETSAP (International Energy Agency - Energy Technology Systems Analysis Program), se sabe que:

“...Availability – In general, boilers offer high availability ranging between 87% and 94%. Planned outage ranges from 4% to some 14%. Unexpected failure in large steam generators is very low...”

“... Disponibilidad: en general, las calderas ofrecen disponibilidades entre el rango de 87% y 94%. Los períodos que se encuentran fuera de servicio de manera planificada oscilan entre el 4% y 14%. Fallas inesperadas en generadores de vapor de gran escala son muy bajas...”

Se supondrá que, con el adecuado mantenimiento y con criterio conservador, el sistema de vapor presentará una disponibilidad del 90%, o sea, un punto por debajo del promedio de los dos presentados en la bibliografía.

Y suponiendo que no hay ningún tipo de alineamiento entre el mantenimiento y las paradas de la TG con la TV, la disponibilidad del sistema de generación de potencia eléctrica resultará del producto entre la disponibilidad de la TG con la de la TV. Esto es 86,04%.

²¹ November 2003. National Renewable Energy Laboratory. Gas-fired distributed energy resource technology characterization.

Cabe destacar que el último cálculo supone una ausencia total de planificación de los mantenimientos del sistema de vapor, o sea, que todos los mantenimientos se harán durante el tiempo que la TG está en marcha. Esto último es técnicamente factible ya que siempre se instalan sistemas que desvían los gases de escape de la HRSG, permitiendo que la TG descargue sus gases directamente a la atmósfera sin aportar calor a la caldera.

Por lo tanto, la disponibilidad del sistema de generación de electricidad será del 86,04%.

Nótese que recurriendo a lo calculado en los incisos anteriores, que la cantidad de energía que se entregará anualmente al SADI es de 22.176 MWh (2,53MW durante 365 días, 24 horas por día con una disponibilidad del 86,04%)

6.3. GASTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

La transportadora de gas debe asumir por definición los costos de operación y mantenimiento de la TG porque es parte de su negocio. Es por lo anterior que en la presente evaluación se debe contemplar el costo marginal de la incorporación del sistema de vapor. Dado que la planta, a nivel económico, se la evalúa como un paquete y no equipo por equipo (por el alcance definido para el presente proyecto), se recurre a distintas fuentes para contrastarlas y elegir así la opción más adecuada.

Se debe aclarar que la bibliografía disponible que hace referencia a potencias de la baja magnitud que aquí se trabajan, en general tratan respecto a sistemas de tipo CHP (combined heat and power). En estos se instala el denominado “prime mover” o “power unit”, el equipo de potencia mecánica/eléctrica principal; y los servicios referidos a la palabra “heat”, servicios térmicos. Por ejemplo, calefacción de casas, calor para procesos industriales, generación de vapor a baja presión, etc. Respecto al prime mover, estos en general son motores alternativos/turbinas de gas a los que se les aprovecha los gases de escape o turbinas de vapor en general de tipo back-pressure (sin condensador), o sea, que a su salida entregan vapor a presión mayor que la atmosférica y por consiguiente, aprovechable para procesos. A la vez, es práctica común utilizar turbinas de extracción. Estas tienen puntos de extracción de vapor sobre su cuerpo, por lo que las de este tipo, no necesariamente deben ser back-pressure, sino que pueden tener un condensador en su salida y entregar vapor a procesos desde el punto de extracción. Lo que debe notarse es que

estos sistemas CHP con Turbina de Vapor implican una caldera convencional para que, mediante la inyección de un combustible, se genere el vapor que alimenta a la máquina. Esta última configuración, es la que se tomará como representativa para el proyecto en cuestión sabiendo que la diferencia radica en que la caldera será de recuperación de calor y no de calor mediante fuego.

Todos los valores que a continuación se presentan, incluyen los siguientes costos:

- Combustible para el equipo mecánico principal (prime mover) y fuego suplementario.
- Mano de obra de operación y servicio de la planta
- Materiales y mano de obra para mantenimientos programados llevados a cabo por personal especializado del proveedor de los equipos.
- Elementos consumibles como lubricantes, químicos de tratamiento de aguas, etc.
- Precios de electricidad de respaldo en caso que falle el prime mover.

Como se nota, muchos de los anteriores no aplican para el proyecto en cuestión. Pero dado que todos los costos de operación y mantenimiento que se analizarán son promedios y son muy variados de proyecto en proyecto, resulta poco representativo intentar separar el valor atribuible a los puntos a excluir. Se supondrá que como la turbina es importada y todos los valores que se utilizarán no son en Argentina sino en países como USA o los de la Comunidad Europea, los valores tomados en exceso cubrirán los gastos extras en los que se deba incurrir por importar repuestos y mano de obra especializada.

Por lo tanto:

- Según The European Educational Tool on Cogeneration (2da edición, Diciembre 2001) los costos de operación y mantenimiento para distintas variantes de generación se distribuyen de la siguiente manera:

System	Maintenance cost* (Euro/MWh _e)
Steam turbine	2.3 – 1.5
Gas turbine	5.4 – 4.6
Combined cycle	5.4 – 4.6
Reciprocating engine	9.2 – 5.8
* Lower values are applicable to larger systems.	

Nótese que, como aclara en la parte inferior de la tabla, los valores más altos en costos corresponden a sistemas de menor potencia puesto que no alcanzan las economías de escala que sí se logran con máquinas de mayor porte. Tomando como representativa la línea para un sistema basado en una turbina de vapor (steam turbine), los 2,3 Euro/MWh equivalen a 3,03 USD/MWh que son 0,00303 USD/kWh (1,31744USD/Euro, tasa de cambio a Marzo del 2012)

- Recurriendo a “A guide to cogeneration-Marzo 2001” de COGEN Europe, se encuentra lo siguiente:

Typical operating and maintenance costs are:

For reciprocating engine cogeneration, in the range 0.0075 - 0.015 Euro/kWh

For gas turbine cycles 0.0045 - 0.0105 Euro/kWh

And for steam cycles 0.003 Euro/kWh

Como se planteó anteriormente, en este caso el valor representativo es el de 0,003 Euro/kWh, y utilizando la misma tasa de cambio resulta en 0,003952 USD/kWh.

- Si se recurre a la bibliografía respecto a turbinas de vapor presentes en la página de Combined Heat and Power del Centro de Estudios de Sistemas Avanzados de Energía de la Universidad estatal de Nueva Jersey (<http://njchp.rutgers.edu>), presenta que para un sistema de baja potencia en configuración CHP demanda 0,004 USD/kWh en lo que a operación y mantenimiento respecta. Cabe resaltar que en el estado de Nueva Jersey en los Estados Unidos de Norte América tienen 210 plantas en funcionamiento con distintas configuraciones de CHP que entregan entre todas ellas aproximadamente 3.000MW de potencia con lo cual se toma como un

valor importante sustentado (<http://www.eea-inc.com/chpdata/States/NJ.html>).

Por lo tanto, dado que en dos bibliografías el valor coincide, y a la vez, cumplimentado un criterio conservador por adoptar el valor más elevado de los presentados, se tomará un gasto de 0,004 USD/kWh para aplicar a operación y mantenimiento del sistema de vapor planteado para el presente proyecto.

Sabiendo entonces:

- que la máquina evaluada es de 3,5MW nominales.
- que el tiempo de funcionamiento es el 86,04% (ver *sección 6.2.2*),

se puede calcular que por año se deberán pagar USD105.519 en concepto de operación y mantenimiento.

Año	0	1
Costos op y mant [USD]	-	105.519

Tabla 6.II. Costos de operación y mantenimiento.

6.4. INVERSIONES

La inversión en el sistema completo planteado es de 7,25 millones de USD. Sin embargo, como se presentó en la *sección 4.3.5* el instalar un nuevo concepto de Usina, hace que equipos anteriormente contemplados no deban comprarse, transportarse ni instalarse, como son: los generadores a gas (y todos los tableros complementarios eléctricos), los skids para arranque y operación de los mismos, y el banco de cargas ficticias. Por lo tanto, descontando lo anterior, resulta una inversión de 6,05 millones de USD. Se calcularon 1,2 millones de USD para lo que es la adquisición de los equipos y accesorios, transporte y montaje mecánico.

En los sub apartados que siguen se presentan todos los cálculos. En caso de desear seguir con la evaluación de los INGRESOS, remitirse a la *sección 6.5* en la página 125.

6.4.1. En el sistema completo de vapor

Respecto a las inversiones se recurrirá a dos bibliografías que se consultaron para los

gastos de operación y mantenimiento.

En la página del Centro de Estudios de Sistemas Avanzados de Energía de la Universidad estatal de Nueva Jersey indican:

“...Steam turbine plus boiler installation costs are between \$800-\$1000/kW. If a boiler is already in place, the installation cost of just a steam turbine alone is \$400-\$800/kW...”

“... el costo de instalación de una turbina y su caldera varía entre 800 y 1000 USD/kw. Si la caldera es pre-existente, el costo de instalación exclusivo para la turbina oscila entre 400 y 800 USD/kw...”

Del rango que considera la instalación de la caldera, se seleccionará a priori el valor más alto por el hecho que ya se mencionó de que el sistema en cuestión es de baja potencia. A la vez, se lo debe adaptar puesto que la bibliografía asume que:

- a) la turbina de vapor descarga a presiones superiores a la atmosférica para alimentar una demanda de calor, o sea, que es una de tipo “back pressure”. Por lo tanto, se debe ajustar dicho valor para considerar una turbina que descargue a presiones inferiores a la atmosférica, o sea, en condiciones de vacío.
- b) no existe un condensador que genere la condición de vacío a la salida de la turbina justamente porque la turbina supuesta en la bibliografía no es de ese tipo.
- c) diferencias en la caldera. La tratada en la bibliografía de referencia contempla una convencional. Estas requieren mucho menos material puesto que al trabajar con llama directa trabajan a temperaturas mucho mayores (1000 Celsius contra 500 de las de recuperación). Por lo tanto, en las que son de recuperación de calor, se compensa el defecto de temperatura con mayor cantidad de material. A la vez, la planteada por la bibliografía presenta menor nivel de sobrecalentamiento en el vapor que entrega (41 bar a 300 Celsius), mientras que el planteado es a 41 bar y 440 Celsius, por lo tanto, la inversión en el sobrecalentador será mayor por cantidad y calidad de los materiales necesarios.

Por lo tanto, para corregir lo anterior, se desglosará el valor de 1000 USD/kw adaptado como base para poder afectarlo en las proporciones que corresponda.

Para lo que sigue, se recomienda seguir el texto mirando la *Tabla 6.IV* de la página 121.

Respecto al inciso a), recurriendo a *The European Educational Tool on Cogeneration* (2da edición, Diciembre 2001) se rescata lo siguiente:

Table 14: Examples of breakdown of investment costs for a gas turbine and a steam turbine cogeneration system [Belding, 1982].

Type of cost	% of total	
	Gas-turbine ⁽¹⁾	Steam-turbine ⁽²⁾
Turbinen-Generator	34	50 ⁽³⁾
Heat recovery steam generator	20	-
Instrumentation, regulation, control	4	3
Auxiliary systems	7	4
Connection to grid	3	6
Civil work (land, buildings, roads)	6	11
Engineering and construction management	11	11
Contingency	15	15
Total	100	100
(1) Nominal power 10 MW.		
(2) Non-condensing turbine. Nominal power 30 MW.		
(3) Boiler cost is included.		

Tabla 6.III. Distribución porcentual de la inversión en sistema de Cogeneración (CHP)

Aquí se ve que en una instalación de tipo CHP con turbina de vapor, 50% de la inversión total corresponde a la turbina, el generador eléctrico y la caldera. Si se recurre a Centro de Estudios de Sistemas Avanzados de Energía de la Universidad estatal de Nueva Jersey (de dónde se tomó el valor base para las inversiones) y se trabaja con los promedios para sacar una aproximación del valor de la caldera respecto al de la turbina y generador, se puede aproximar que la caldera es el 33% de dicho valor total (recordar que un sistema CHP con caldera oscila entre 800 y 1000 USD mientras que uno sin instalación de caldera está entre 400 y 800 usd). Por lo tanto, el promedio del valor de la instalación de la turbina sola es de 600 USD/kW mientras que el de la turbina más caldera es de 900. De esa manera se calcula el 33% antes mencionado.

Ahora, recurriendo a *Gas-fired distributed energy resource technology characterization* (November 2003) de la National Renewable Energy Laboratory, se conoce que:

“...The electrical generator can account for 20% to 40% of the cost of the turbine-

generator assembly...”.

“...El generador electrico puede representar entre el 20% y 40% del costo del paquete turbina-generador...”

Por lo tanto, adoptándose un valor del 30% para el generador resulta un 70% que le corresponde a la turbina.

A continuación se presenta una tabla resumen de lo antes mencionado.

Valor base CHP	100%	TV + Generador + Caldera	50%	Turbina + Generador	66%	Generador	30%
				Caldera	34%	Turbina back- pressure	70%
		Resto CHP	50%				

Tabla 6.IV. Tabla soporte 1

Sabiendo que el valor base del sistema CHP es 1000 USD/kW, si se van aplicando todos los porcentajes que se presentaron hacia la derecha de la tabla antes presentada se obtiene el valor SIN AJUSTAR al proyecto de cada uno de los equipos en cuestión.

Para las consideraciones que se presentan a continuación, se recomienda recurrir a la *Tabla 6.VI*.

Por ejemplo, el valor del generador (que en este caso se adoptará como definitivo) resulta ser de 100 USD/kW ($1000 \text{ USD/kW} * 0,5 * 0,66 * 0,3$), pero el de la turbina se corregirá por la tabla publicada en 2004 por “The Trustees of the University of Illinois”. Se la presenta a continuación:

Steam Turbine Rules-of-Thumb

	Backpressure	Condensing
Power Generation Efficiency, %	15 - 35	30 - 40
Steam Exhaust Pressure	At or above atmospheric	Below atmospheric
Steam Required, lb/h per kW	20 - 100	7 - 10
Installed Cost, \$/kW	300 - 400	500 - 700
O & M Cost, ¢/kWh	.15 - .35	.15 - .35

Tabla 6.V. Comparativa de valores de inversión entre turbinas de vapor tipo back-pressure y condensing.

Para adaptar el valor de la turbina back-pressure a una que descargue a presiones menores a la atmosférica se realizará el cociente entre los promedios de los valores presentados en la Tabla 6.V (400 con 300 y 700 con 500), que resulta en 171,5% (600/350) de costo de la segunda respecto de la primera. Dicho factor se aplicará a los 233 USD/kW antes calculados (correspondientes a la TV), resultando entonces **400 USD/kW que corresponden a la turbina a instalar** para el proyecto.

Respecto al punto c) de la página 119, de los 170 USD/kW que corresponden a la caldera de tipo CHP. Se asumirá que el que representa a la caldera de recuperación del sistema a instalar es el doble que el del CHP. Lo anterior se sustenta en que la temperatura a la que trabaja es aproximadamente la mitad (recordar los mencionados 1000 Celsius para llama directa contra 500 para calderas de recuperación) y dicha diferencia se complementa principalmente con mayor área de intercambio (ver la *fórmula 4.X* de la *sección 4.5.1*). **Por lo tanto, el valor ajustado para la caldera del proyecto evaluado es de 334 USD/kW.**

Respecto al punto b), dado que el condensador es también un intercambiador de calor como la caldera, a pesar de las grandes diferencias, se la tomará como referencia para poder cuantificar su valor. Nuevamente se recurrirá a las áreas de intercambio como sustento. Como se calculó en la *Tabla 4.XL* de la página 92, el área de intercambio del condensador es de aproximadamente cuatro veces y media el de la HRSG. Se supondrá un monto de inversión de dos veces el de la HRSG puesto que las condiciones de operación son menos exigentes, menor presión y menor temperatura.

Por lo tanto, el monto correspondiente a la instalación de un condensador se

transforma en 668 USD/kW (334*2 USD/kW)

Resumiendo lo calculado hasta el momento:

USD/kW							
Inversión del proyecto	2000	Turbina de Vapor + Generador eléctrico + Caldera	833	Turbina + Generador	500	Generador	100
				Caldera	333	Turbina back- pressure	400
		Condensador	668				
		Resto sistema de vapor	500				

Tabla 6.VI. Tabla soporte 2.

La celda donde se contempla el “resto del sistema” hace referencia a todos los equipos no contemplados directamente como pueden ser: desaereador, electricidad e instrumentación, piping, sistema de control, etc.

Debe tenerse en cuenta que los valores de inversión antes presentado son los denominados de tipo busbar. Esto significa que solo se contempla hasta los bornes del generador, o sea, que no está considerada la transformación de tensiones ni la vinculación con las líneas de alta tensión. Se sabe por cotización que **una estación de transformación de 10MW sale aproximadamente 702.000 USD. O sea, 70,2 USD/kW**. Si se recurre a la *Tabla 6.III* el valor de la inversión en la estación de transformación oscila entre 3% y 6%. Nótese que los 70,2 USD/kW obtenidos por presupuesto son el 3,5%.

Por lo tanto, si se contempla lo anterior en el valor de 2.000 USD/kW de inversión presentado, resulta que la inversión total contemplando el sistema de vapor planteado y la estación de transformación es de 2.070 USD/kW.

A continuación se presenta la planilla completa:

USD/kW								
Valor total del proyecto	2070	Turbina de Vapor + Generador eléctrico + Caldera	833	Turbina + Generador	500	Generador	100	
				Caldera		333	Turbina back-pressure	400
							Condensador	667
		Resto sistema vapor	500					
		Estación transformación	70					

Tabla 6.VII. Inversiones unitarias.

Finalmente, como se consideró un sistema de 3,5MW nominales, la inversión sería de 7,25 millones de USD.

6.4.2. Ahorros por no inversión

Como se presentó en la *sección 4.3.5*, no se incurrirá en la inversión correspondiente a la adquisición y montaje de los motogeneradores a gas (MMGG), tableros de paralelo y sincronismo ni en los skids de regulación de gas arranque y consumo de los MMGG. Se estima que dicho valor, considerando el mark-up de la constructora, o sea, el que paga el cliente, es aproximadamente de 1,2 millones de USD. Dicho valor, debe descontarse de la inversión a realizar en el sistema de vapor, resultando por lo tanto una inversión en el año cero de 6,05 millones de USD.

6.4.3. Resumen de inversiones

Resumiendo lo expuesto en el presente apartado resulta:

Año	0
Inversión inicial [USD]	-7.246.225
Ahorros por no inversión [USD]	1.200.000

Tabla 6.VIII. Inversiones.

6.5. INGRESOS

6.5.1. Ventas al MEM

Como se presentó en el *inciso 5.3.1.2 (Precio que reciben los generadores)* y en el *inciso 5.5.1 (Modalidad de venta seleccionada. SERVICIO DE ENERGÍA PLUS.)* lo recibido como contraprestación por venta de potencia eléctrica dependerá:

- de lo que se considere un margen de utilidad adecuado, definido por la Secretaría de Energía y validado por el Ministro de Planificación Federal, Inversión Pública y Servicios.
- el monto que cubra los costos, debiéndose estos últimos presentarse para ser validados por el Organismo Encargado del Despacho (OED).

Dado lo anterior, se estructurará primero el flujo de fondo de los gastos para, aplicando una tasa de retorno que se considere adecuada (10%), estudiar qué precio de venta de potencia logra lo anterior. Luego, se lo contrastará con los precios del mercado spot como una forma de validación de lo calculado hasta el momento.

A continuación se presentan los precios monómicos correspondientes al 2011 tomados del informe anual de CAMMESA.

PRECIOS MEDIOS MONOMICOS MENSUALES (\$/MWh)	ene-11	feb-11	mar-11	abr-11	may-11	jun-11
PRECIO ENERGIA MERCADO	119,75	119,4	118,98	119,82	119,66	120
SOBREC.TRANSIT. DESPACHO	33,91	32,27	62,89	67,09	195,34	264,76
ENERGIA ADICIONAL	4,9	3,96	4,22	4,34	3,35	3,89
SOBRECOSTO COMBUSTIBLE	9,79	8,88	7,64	11,17	10,43	5,49
ADICIONAL POTENCIA	17,26	16,95	17,78	17,1	20,08	22,7
PRECIO MONOMICO	185,61	181,46	211,51	219,52	348,86	416,84

PRECIOS MEDIOS MONOMICOS MENSUALES (\$/MWh)	jul-11	ago-11	sep-11	oct-11	nov-11	dic-11
PRECIO ENERGIA MERCADO	119,69	119,78	119,93	116,75	119,92	119,71
SOBREC.TRANSIT. DESPACHO	268,96	208,57	83,15	34,33	28,77	40,72
ENERGIA ADICIONAL	3,66	3,63	3,17	3,6	3,92	4,05
SOBRECOSTO COMBUSTIBLE	4,65	4,54	6,64	6,88	8,45	9,69
ADICIONAL POTENCIA	23,29	24,76	19,2	17,78	16,73	16,03
PRECIO MONOMICO	420,25	361,28	232,09	179,34	177,79	190,2

PRECIOS MEDIOS MONOMICOS MENSUALES (\$/MWh)	Promedio
PRECIO ENERGIA MERCADO	119,45
SOBREC.TRANSIT. DESPACHO	110,06
ENERGIA ADICIONAL	3,89
SOBRECOSTO COMBUSTIBLE	7,85
ADICIONAL POTENCIA	19,14
PRECIO MONOMICO	260,40

Tabla 6.IX. Precio monómico de la energía eléctrica desglosado para el 2011.

Se supondrá a priori que el precio que se percibirá por la venta de energía eléctrica es de 189\$/MWh que con una tasa de cambio de 4,5\$/USD equivale a 42USD/MWh.

Conociendo entonces:

- el valor que se percibe por la energía comercializada, 42USD/MWh
- que la máquina en un año en promedio entregaría 2,94MW suponiendo una disponibilidad del 100% (ver *sección 6.1.1* y *6.1.2*)
- que la disponibilidad para venta es el 86% (ver *sección 6.2.2*),

se puede calcular que en un año (86% de 365 días de 24 hs) se percibirán USD931.465.

Ahora bien, como se presentó en la *sección 6.2.2* (Disponibilidad de la TV.), ya que el negocio de TGS es TRANSPORTAR GAS, se supondrá que nunca se hará ninguna consideración especial para optimizar la venta de potencia eléctrica. Por lo tanto, la planificación de venta de electricidad que se informará al OED (ORGANISMO

ENCARGADO DEL DESPACHO) no contemplará ninguna parada de mantenimiento puesto que éstas se harán justo cuando haya que hacerlas (según variables de estado de las máquinas). Por lo tanto, tal como se indicó en el inciso 5.3.1.2 (Precio que reciben los generadores, página 100) siempre se deberá pagar el precio spot por lo que se deja de comercializar ya que previamente se había tomado como compromiso con el OED. Si se supone que dicho valor a pagar es el promedio de los precios monómicos presentados en la *Tabla 6.IX* (260,4\$/MWh o 57,86USD/MWh), resulta que como multa por no entregar la potencia comprometida, por año la empresa deberá desembolsar USD208.207. Dicho valor se obtiene de la misma manera que el de las ventas solo que contemplando el nuevo precio y el complemento de la disponibilidad para venta de energía eléctrica, o sea, 14%. Evidentemente es un criterio conservador que en la práctica intentará evitarse, puesto que es aceptar perder adrede cerca de 208.000 USD por año.

Por lo tanto, conociendo todo lo que se percibe y lo que se debe pagar como multa, se sabe que anualmente los ingresos por venta de energía eléctrica serán al menos de USD723.257.

Resumiendo:

CALCULO DE VENTAS		
Año	0	1
Ventas con disponibilidad real	-	931.465
Costo por no cumplimiento de contrato	-	208.207
Ventas netas estimadas	-	723.258

Tabla 6.X. Ingresos por ventas de energía eléctrica.

6.5.2. Creditos de carbono

Como indica la consulta en la Wikipedia:

“...Los bonos de carbono (también llamados "Créditos de Carbono") son un mecanismo internacional de descontaminación para reducir las emisiones contaminantes al medio ambiente; es uno de los tres mecanismos propuestos en el Protocolo de Kioto para la reducción de emisiones causantes del calentamiento global o efecto invernadero (GEI o gases de efecto invernadero)...”

“...Las reducciones de emisiones de GEI se miden en toneladas de CO₂ equivalente, y se traducen en Certificados de Emisiones Reducidas (CER). Un CER equivale a una tonelada de CO₂ que se deja de emitir a la atmósfera, y puede ser vendido en el mercado de

carbono a países Anexo I (industrializados, de acuerdo a la nomenclatura del protocolo de Kioto). Los tipos de proyecto que pueden aplicar a una certificación son, por ejemplo, generación de energía renovable, mejoramiento de eficiencia energética de procesos, forestación, limpieza de lagos y ríos, etc...”

La evolución de precios de los CER se presenta a continuación:

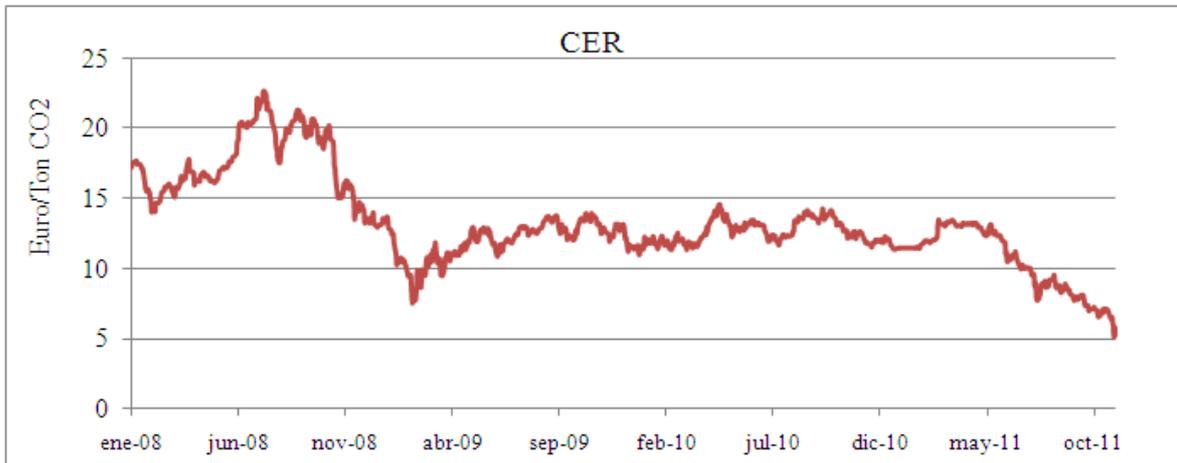


Figura 6.1²². Evolución del precio de los Certificados de Emisiones Reducidas (CER)

Como explica en “A guide to cogeneration-Marzo 2001” de COGEN Europe,

“... La contabilización de los ahorros de carbono por un proyecto de cogeneración es candentemente debatido, puesto que es muy difícil probar qué electricidad desplaza...”

¿Desplaza a...

- *El mix de producción de electricidad del país?*
- *La planta más marginal del sistema?*
- *La siguiente planta a ser construida por la industria de la generación de potencia eléctrica?*
- *La mejor planta disponible teórica?*

Dependiendo de la respuesta los ahorros en carbono pueden variar entre 100 kg/MWh a más de 1000...”

Dadas las incógnitas y la dificultad para establecer el cómputo correcto, se opta por utilizar la primer opción recurriendo a los 533 kgCO₂/MWh que calculó y publicó la Secretaría de Energía de la Nación. Resulta una elección conservadora puesto que dicho cómputo se

²² <http://www.sendeco2.com/>

basa en toda la industria de generación de electricidad mediante gas en argentina, donde en general, se dispone de equipos mucho más grandes y eficientes que uno como el evaluado. A grandes rasgos, dicho valor se calcula sabiendo: el consumo total de gas natural para generación, el factor de emisión (toneladas de CO² por m³ de gas) y la potencia entregada por estas plantas.

Se supondrá para el cálculo base que el valor que tendrán los CER es el último del que se tiene registro (al 16/03/2012) siendo 3,52 Euros/ton que con la tasa de cambio adoptada resulta en 4,63USD/ton.

6.6. ESCENARIOS Y TIR

Se considera un horizonte de proyecto de 50 años, plazo que resulta razonable para los equipos en cuestión con su adecuado mantenimiento.

Se analizará cómo impactan:

- las distintas oportunidades respecto a la comercialización de los Certificados de Emisiones Reducidas.
- Tasa de Cambio ARS/USD
- Precio Monómico.

Se establecerá primero lo que se considera un caso base, esto es, venta de potencia eléctrica a 189 \$ Argentinos con una tasa de cambio de 4,5ARS/USD y sin participación en el mercado de CER`s.

Luego, cada una de las variables antes mencionadas se evaluarán por separado para analizar su impacto. Finalmente, se combinarán las últimas dos puesto que se las considera con mayor posibilidad de variación y consiguiente influencia en el proyecto.

6.6.1. Caso base

Conociendo lo que sigue,

- *Tabla 6.VIII. Inversiones.* Página 124
- *Tabla 6.X. Ingresos por ventas de energía eléctrica.* Página 127
- *Tabla 6.II. Costos de operación y mantenimiento.* Página 118

se presenta a continuación la tabla de flujo de fondos resultante:

FLUJO DE FONDOS [USD] sin CER

Año	0	1 a 50
Inversión inicial	- 7.246.225	
Ahorros por no inversión	1.200.000	
Ventas		723.258
Costos op y mant		-105.519
Total	-6.046.225	617.739
Acumulado	-6.046.225	-5.428.486

TIR objetivo	10,00%
Período de repago	9 años

Tabla 6.XI. Flujo de fondos sin considerar CER

Como puede verse, el valor supuesto por MegaWatt hora a cobrar era el que hacía que la Tasa Interna de Retorno fuese del 10% sin considerar ingresos por venta de CER. Y con dicho valor, se encuentra un período de repago de 9 años.

Cabe destacar que los 189\$/MWh se consideran razonables puesto que están por encima del precio de energía del mercado para el 2011 (119,45\$/MWh) y por debajo del promedio que considera todos los sobrecostos (260,40\$/MWh)

6.6.2. Casos con venta de CER

6.6.2.1. Precio esperado del CER.

Si TGS implementa su participación en el mercado de CER (tomando como valor 4,63USD/ton como se presentó en el *inciso 6.5.2*), el flujo de fondos, TIR y período de repago son los que se presentan a continuación:

<i>FLUJO DE FONDOS [USD] con CER</i>		
Año	0	1 a 50
Inversión inicial	-7.246.225	
Ahorros por no inversión	1.200.000	
Ventas		733.937
Creditos por carbono		54.726
Costos op y mant		-105.519
Total	-6.046.225	672.465
Acumulado	-6.046.225	-5.373.760

TIR con CER	10,95%	
Período de repago	8	años

Tabla 6.XII. Flujo de fondos considerando CER

6.6.2.2. Precio optimista del CER

Ahora bien, si el precio sube para alcanzar el valor de 10 Euros/ton (valor que superó por dos años y medio, ver *Figura 6.I*), resulta:

TIR: 12,68%

Período de repago: 7 años.

6.6.2.3. Precio pesimista del CER

El escenario pesimista se supone que sea sin que TGS ingrese al mercado de Créditos de Carbono. Dicho caso, es el presentado como “Caso Base” en el *inciso 6.6.1*. Se presentan nuevamente los valores representativos:

TIR: 10%

Período de repago: 9 años.

6.6.3. Variación cotización ARS/USD.

Como la mayoría de los gastos están asociados a elementos que se importan (elementos de mantenimiento de la turbina de vapor) o que cotizan en Argentina en dólares (aditivos para el agua de caldera, lubricantes, calderería, etc.), dichos valores se supondrán fijos. Sin embargo los ingresos por venta de energía eléctrica son en pesos. Es de esperarse que el proceso inflacionario por el que transita Argentina continúe, por lo tanto, se evalúa en el gráfico a continuación presentado, exclusivamente cómo impacta en la Tasa Interna de Retorno dicha variable.

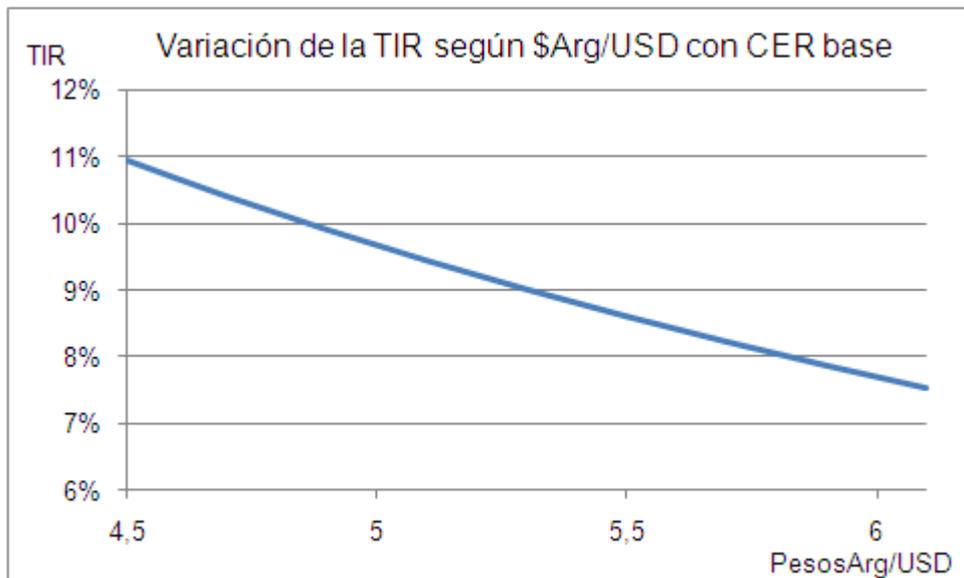


Figura 6.II. Variación de la TIR según la tasa de cambio PesoArg/USD

A continuación se presenta la cotización real histórica que será utilizada más adelante:

Año	Cotización ARS/USD	
	[\$/USD]	Variación %
2008	sin dato	no aplica
2009	3,82	sin dato
2010	3,91	2%
2011	4,13	5%
2012	4,34	5%

Tabla 6.XIII. Cotización histórica, Banco Nación Argentina, del ARS respecto del USD

6.6.4. Variación del precio monómico

En la *Tabla 6.IX* de la página 126 se puede ver el Precio monómico de la energía eléctrica desglosado para el 2011. A continuación se presenta la serie histórica correspondiente a los tres años anteriores presentado por la Comisión Nacional de Energía Atómica en su “Síntesis del Mercado Eléctrico Mayorista de la República Argentina”.

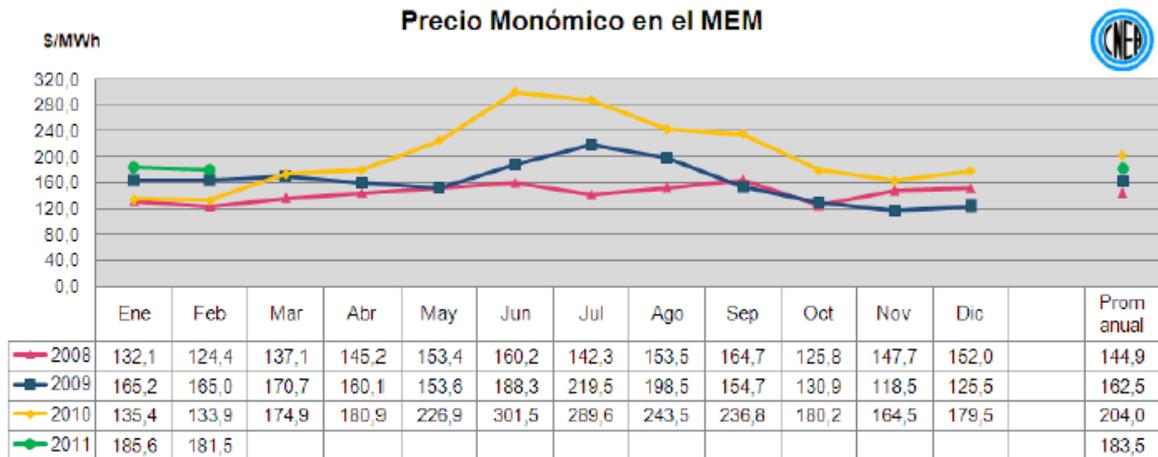


Figura 6.III. Serie del precio monómico de la energía eléctrica 2008-2010

Por lo tanto, conociendo todo lo anterior, la serie de precios monómicos promedio es la que sigue:

Año	Precio monómico	
	[\$/MWh]	Variación %
2008	144,9	no aplica
2009	162,5	12%
2010	204	26%
2011	260,4	28%
2012	sin dato	sin dato

Tabla 6.XIV. Precio monómico promedio histórico

Evidentemente, si exclusivamente se analiza el incremento en dicha variable, ésta impactará positivamente en la TIR del proyecto puesto que es el principal ingreso. En el inciso que sigue, se analizará como varía la TIR combinando distintos comportamientos del precio percibido por venta de potencia y el de la tasa de cambio ARS/USD

6.6.5. TIR versus Precio Monómico y Tasa ARS/USD

Si se combina la *Tabla 6.XIII* y la *Tabla 6.XIV* resulta lo siguiente:

Año	Precio monómico		Cotización ARS/USD	
	[\$/MWh]	Variación %	[\$/USD]	Variación %
2008	144,9	no aplica	sin dato	no aplica
2009	162,5	12%	3,82	sin dato
2010	204	26%	3,91	2%
2011	260,4	28%	4,13	5%
2012	sin dato	sin dato	4,34	5%

Puede observarse que la tendencia histórica es a la alza de las dos variables presentadas. No se espera que alguna de ellas deje de presentar dicho comportamiento pero sí que la tasa de cambio aumente sin llegar a desestabilizar la economía y que el precio monómico vaya creciendo teniendo como una de las razones la variación de la tasa antes mencionada. Si se combinan fluctuaciones en las dos variables y se analiza la TIR del proyecto resulta la siguiente tabla.

		ARS/USD							
TIR		3,80	4,18	4,50	4,60	5,06	5,56	6,12	6,73
Precio monómico	160	9,4%	8,2%	7,4%	7,2%	6,2%	5,2%	4,3%	4,3%
	176	11,0%	9,7%	8,8%	8,6%	7,5%	6,5%	5,5%	5,5%
	189	12,3%	11,0%	10,0%	9,7%	8,6%	7,5%	6,5%	6,5%
	194	12,8%	11,4%	10,4%	10,1%	8,9%	7,8%	6,8%	6,8%
	213	14,7%	13,1%	12,0%	11,7%	10,4%	9,2%	8,1%	8,1%
	234	16,8%	15,0%	13,8%	13,5%	12,1%	10,7%	9,5%	9,5%
	258	19,0%	17,1%	15,8%	15,4%	13,8%	12,3%	11,0%	11,0%
	283	21,5%	19,4%	17,9%	17,5%	15,7%	14,1%	12,6%	12,6%
	312	24,3%	21,9%	20,2%	19,7%	17,8%	16,0%	14,3%	14,3%

Tabla 6.XV. Variación de la TIR respecto al precio monómico y la tasa de cambio.

De los valores seleccionados, resaltado en amarillo se presenta el caso base planteado en 6.6.1 y luego, en incrementos del 10% el precio monómico y la tasa de cambio. Nótese que los valores iniciales se tomaron cercanos a los correspondientes a los valores reales del año 2009.

Se espera, dado lo que se mencionó anteriormente, que los “puntos de operación” estén entre los resaltados en azul, aproximadamente entregando rendimientos entre el 7 y 11%.

Se supone un aumento de la tasa de cambio oficial contenida e incrementos del precio de venta que no modifiquen la TIR excesivamente de lo considerado correcto por las evaluaciones del Ministerio de Energía de la Nación.

6.7. OTRAS CONSIDERACIONES

6.7.1. Instalación de una TV de 6MW

Como se mencionó al comienzo del análisis, resta evaluar qué impacto tiene instalar una turbina de 6MW para ya tener dicha máquina instalada en caso que se agregue posteriormente un sistema de fuego suplementario o una segunda TG.

Dada la naturaleza del análisis que se lleva para este proyecto, la inversión en una TV de más potencia, siempre actuará en detrimento de la TIR porque solamente generará un monto de inversión mayor en el año cero y un aumento en los ingresos a partir de cuándo se instale cualquiera de las dos opciones antes mencionadas (una nueva TG con HRSG o un sistema de fuego suplementario). De hecho, no tiene sentido evaluarlo porque, dada la apertura de las variables, no hay dónde contemplar beneficios por realizar el desfasaje de inversión planteado. Se planteará como futura línea de investigación el analizar como sistema de partida uno que contemple fuego suplementario.

6.7.1. Incerteza de la inversión.

Cualquier variación en el monto de la inversión inicial, o en los costos de operación y mantenimiento, impactarán tanto positiva como negativamente en la TIR. Cabe resaltar, que según European Educational Tool on Cogeneration (2da edición, Diciembre 2001), fuente que se utilizó anteriormente en el análisis económico y financiero, que los valores que se obtienen de la bibliografía pueden llegar a tener incertidumbres de $\pm (20-25)\%$. Lo anterior permite concluir que la evaluación realizada es el punto de partida que se necesita para que se siga dedicando tiempo en una evaluación más exhaustiva. Porque a priori, el proyecto es económicamente llamativo y amerita continuar trabajando en la obtención de cotizaciones para cada uno de los equipos, de la construcción y de los insumos necesarios.

Si se supone que se comete un error del 25% por defecto en los cálculos de los costos de operación y mantenimiento y el de las inversiones, se cubre dicha situación con un precio de 232 \$/MWh en vez de los originales 189 \$/MWh para lograr nuevamente una TIR del 10%. Dicho valor sigue estando por debajo del promedio del precio monómico

correspondiente al 2011. O sea, se requiere un aumento del precio del 22,75% para cubrir un aumento del 25% en la inversión y los gastos de operación.

7. EL PROYECTO Y SU ENTORNO

7.1. POTENCIA

A continuación se presentan las Usinas que se encuentran actualmente instaladas en la provincia de Río Negro y se marca con una línea horizontal dónde queda ubicado el proyecto.

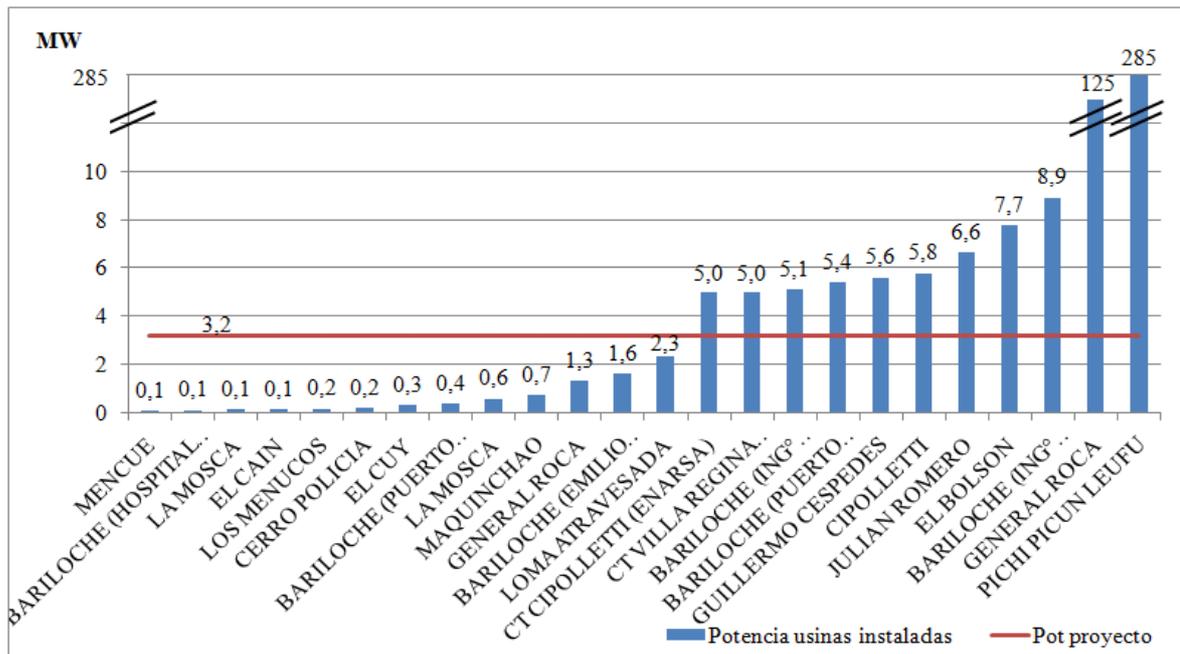


Figura 6.IV. Usinas de la provincia de Río Negro.

Si se dejan de lado a la Hidroeléctrica Pichi Picun Leufu (285 MW) y la central termoeléctrica de General Roca (125 MW de la TG que se llevarán a 180 MW con un Ciclo Combinado), se ve que la TV a instalar entregará potencias dentro de las magnitudes de las restantes. De hecho, entregará más potencia que trece de ellas siendo superada por nueve de las de baja potencia.

7.2. DEMANDA SATISFECHA

Para poner en perspectiva la cantidad de energía que se genera, se analizará el consumo de la ciudad de San Antonio Oeste, ciudad cabecera del departamento homónimo en la provincia de Río Negro. Recurriendo a la Wikipedia, al 2001, contaba con 16.966 habitantes, distribuidos entre la ciudad propiamente dicha y el balneario de Las Grutas. Las dos antes mencionadas se encuentran muy próximas entre ellas y a 70 kilómetros al Norte de la planta compresora.

Sabiendo que el crecimiento intercensal 1991-2001 fue del 19,4%, y suponiendo que fue el mismo para el 2001-2011, se tendría una población aproximada de 20.000 personas.

Se sabe del Ministerio de Energía de la Nación que el total del departamento de San Antonio Oeste en el año 2010 consumió 56.800 MWh distribuidos de la siguiente manera:

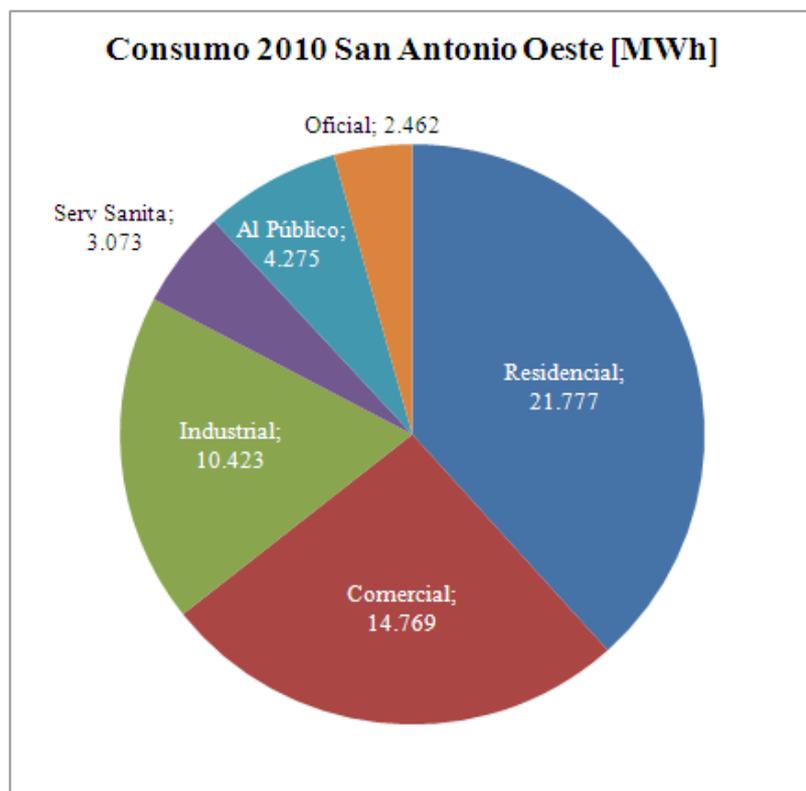


Figura 6.V. Consumo de energía en San Antonio Oeste año 2010

Entonces, se puede poner todo lo anterior en relación a la energía que entregaría el proyecto planteado en un año. Recurriendo a lo calculado en el *inciso 6.1* (22.176 MWh/año) resulta lo que sigue:

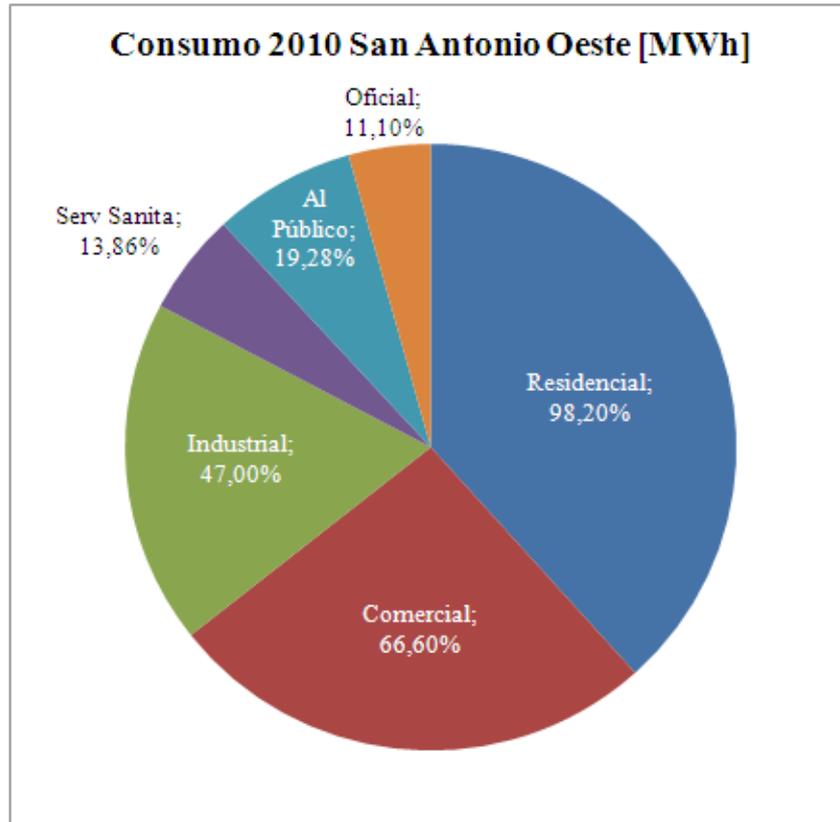


Figura 6.VI. Consumo de energía en San Antonio Oeste año 2010 respecto a la generada en la PC

Es interesante remarcar que, solamente analizando la cantidad de energía total, se produce incluso un 1,8% más que la que demandan los 20.000 habitantes en sus consumos residenciales. En la realidad, no se cubre solamente la demanda de un tipo de usuario sino que es generalmente un porcentaje de cada una de ellas. Lo anterior surge principalmente cuando se incorpora el concepto de “potencia” en el análisis. Para explicar lo anterior se puede realizar la siguiente evaluación: el consumo residencial en general se produce principalmente por la noche, por lo tanto, la planta compresora no logrará cubrirlo porque, más allá de que es cierto que entrega toda la energía que demandan e incluso un 1,8% más, a dicha energía la entrega distribuida a lo largo de todo el día. O sea, la potencia por la noche no le alcanzará y por el día le sobraré si solo se supone que se abastece el consumo residencial. Por lo tanto, los porcentajes antes presentados sirven simplemente a modo orientativo, y permiten saber que se cubrirá gran parte de cada demanda según el horario del día que se evalúe. Se puede decir que probablemente, la instalación de la TV en SAO

II, permitiría satisfacer (sin considerar pérdidas en el transporte) el 39% de la energía que demanda el departamento de San Antonio en un año. Por lo tanto, al instalar una planta de generación de 3,2MW (4.291 HP), se cubre aproximadamente lo demandado por una población de 7.800 habitantes.

8. POSIBLES FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN.

8.1. DENTRO DEL PROYECTO ACTUAL

8.1.1. Refrigeración del aire de succión del TC

La variación en las características de los gases de escape de la TG con la temperatura ambiente (ver *Figura 4.IX* en la página 75 y *Anexo 10.II*) muestra que, a menor temperatura de succión, suceden al menos tres cosas:

- Aumenta el rendimiento de la TG (ver *Anexo 10.II*)
- Aumenta el flujo de gases de escape de la TG (ver *Figura 4.IX*). Lo anterior aumenta la generación de potencia eléctrica puesto que, como se explicó anteriormente en la sección 4.4.3, la potencia entregada por la TV es proporcional al flujo de gases de escape de la TG
- Baja la temperatura de los gases de escape (ver *Figura 4.IX*). Lo anterior es un punto a tener en cuenta, pero a priori no resultaría para el proyecto una situación desfavorable dado que como se presentó en incisos anteriores, la temperatura en el Sobrecalentador era más que la necesaria.

Dado todo lo presentado anteriormente, se puede analizar la conveniencia de instalar un sistema de refrigeración por absorción para refrigerar el aire que consume la Turbina de Gas para su combustión y refrigeración de elementos internos. Para una descripción de la tecnología, se presenta en el *Anexo 10.XV* lo presentado en Wikipedia respecto a los sistemas por absorción.

8.1.2. Fuego Suplementario

Como indica en “Energy and Environmental Analysis (an ICF International Company). Technology Characterization: Gas Turbines”

“... Dado que muy poco del oxígeno disponible en el flujo de aire que atraviesa la turbina de gas es utilizado en la combustión, el contenido de oxígeno en el escape permite instalar un sistema de fuego suplementario antes de la caldera de recuperación para aumentar la producción de vapor. Con sistemas de este tipo se puede aumentar la temperatura de entrada al HRSG hasta 980 Celsius y aumentar la producción de vapor por un factor de dos. Adicionalmente, como los gases de escape de la turbina son esencialmente aire de

combustión precalentado, el combustible consumido por el sistema de fuego suplementario es menos que el requerido por una caldera que provea dicha cantidad de vapor...”

“... Adicionalmente se aumenta la flexibilidad del sistema. Los HRSG sin fuego suplementario son intercambiadores de calor convectivos que solo responden a las condiciones de los gases de escape de la turbina de gas y no permiten controlar el flujo de vapor fácilmente. Los sistemas con fuego suplementario si permiten lo anterior dentro de las limitaciones del sistema de quemadores que se instale...”

Lo anterior es una propuesta muy interesante puesto que permite duplicar la producción de energía eléctrica con valores de inversión relativamente pequeños respecto al sistema original. Debe tenerse en cuenta en el análisis que TGS pasaría a tener un consumo de gas por el que debería pagar (actualmente, los consumos de gas de la planta son afrontados por los clientes que contratan capacidad de transporte del sistema de gasoductos)

8.1.3. Respecto al calentador de gas a fuego indirecto.

Como se presentó en la *sección 1.2.7* en la página 25, se consume gas natural para calentar el gas de consumo. Por lo tanto, es factible analizar el reemplazo de dicha energía por la que aportan los gases de escape de la TG.

8.2. FUERA DE LAS FRONTERAS DE LA PLANTA COMPRESORA.

En el presente inciso, cualquier aplicación que requiera calor es apropiada. Como ejemplos:

- dado que el gasoducto San Martín se encuentra relativamente cerca del Mar Argentino, podría plantearse instalar una planta de desalinización para aplicar el agua dulce producto del proceso a riego de las zonas áridas de la Patagonia.
- Calor para procesos industriales que se desarrollen en las cercanías. Por ejemplo, colindante a la PC Pico Truncado existía una planta industrial de YPF (actualmente abandonada), las demandas de calor podían ser cubiertas a bajo costo y sin consumir recursos no renovables utilizando el calor de las turbinas de gas.
- Calor para viviendas. La planta compresora Garayalde tiene un conjunto de

viviendas al Norte de la misma construidas originalmente por Gas del Estado. Si se aplicase el concepto CHP, se podría entregar calefacción y agua caliente aprovechando las turbinas de gas.

9. CONCLUSIONES

Día a día el aprovechamiento de la energía en todas sus formas toma más trascendencia. El concepto más difundido y sencillo de encontrar aplicación, que es el que se planteo como base de este estudio justamente por lo antes mencionado, es el de generación de potencia eléctrica. Es un punto de partida para comenzar a separarse de lo tradicional y encontrar nuevas fuentes y usos de energía.

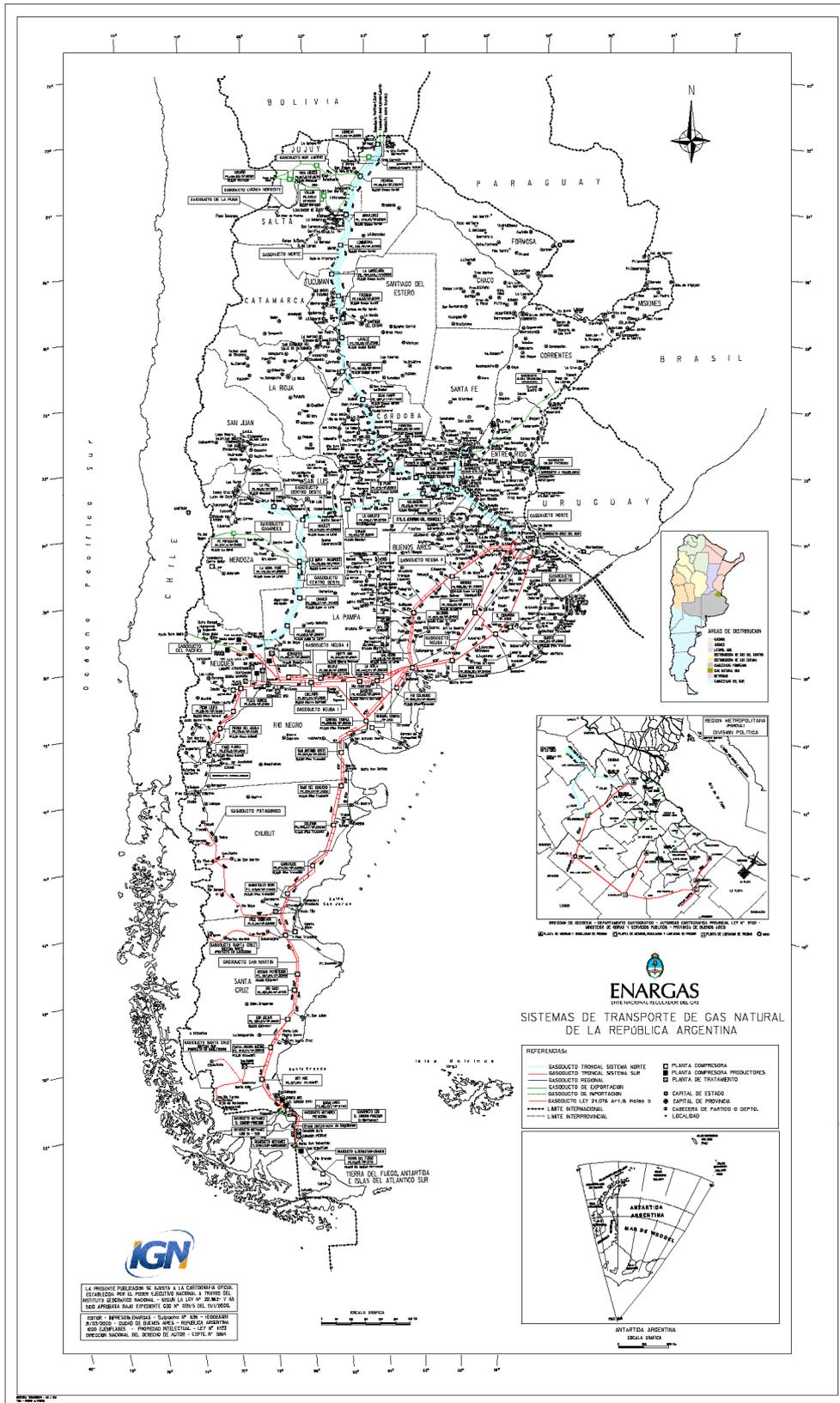
Dados los resultados satisfactorios del precio que se debe percibir para conseguir una TIR adecuada, el presente proyecto resulta interesante para profundizar en el estudio de los equipos y sus costos individuales, así como también métodos constructivos y plazos. Los contratos de Energía Plus son los que permiten, dada su naturaleza basada en asegurar un retorno (dentro de parámetros de inversión y costos razonables), estudiar y aplicar justamente nuevas ideas que anteriormente resultarían en riesgos solamente cargados al proyecto y sus inversionistas.

A la vez es interesante mencionar que existe una tendencia a lo que se llama “energía descentralizada”, principalmente en países con gran extensión territorial. El descentralizar la generación de potencia eléctrica ayuda a cubrir demandas periféricas y a la vez aumentar la confiabilidad del suministro, ya que un corte en el sistema interconectado no dejaría aislado a un sector. Y en general, dicho concepto de descentralización va acompañado de lo que se denomina Combined Heat and Power (CHP), donde no solo se genera energía eléctrica como principal objetivo, sino que se aprovecha casi toda la energía remanente llegándose a conseguir rendimientos superiores al 80%. Y prácticamente los dos conceptos van juntos, porque donde se necesitan satisfacer demandas descentralizadas de electricidad, en general se deben cubrir otras necesidades no cubiertas, y eso es justamente lo que hace el CHP. Por lo tanto, si se extrapola lo anterior a la extensión de Argentina y las trazas de sus gasoductos, se puede ver que el potencial que presenta en disponibilidad de energía el transporte de gas, es muy interesante para aprovechar.

Por lo tanto, las barreras deben ser superadas desde el lado de la técnica, buscando la sencillez de los procesos y la operación que lleven a la vez a rendimientos económicos. Y lo anterior, se debe ver sustentado mediante políticas que permitan recorrer los caminos para ser más responsables con la gestión de nuestros recursos y el medio ambiente.

10. ANEXOS.

Anexo 10.I. Mapa del Sistema de Transporte Argentino de Gas.



Anexo 10.II. Especificaciones técnicas del Turbo-compresor de gas.

Solar Turbines

A Caterpillar Company

MARS 100

Gas Turbine Compressor Set

Oil & Gas Applications



General Specifications

Mars® 100 Gas Turbine

- Industrial, Two-Shaft
- Axial Compressor
 - 15-Stage
 - Variable Inlet Guide Vanes and Stators
 - Pressure Ratio: 17:1
 - Inlet Airflow: 41.6 kg/sec (91.8 lb/sec)
 - Max. Speed: 11,170 rpm
 - Vertically Split Case
- Combustion Chamber
 - Annular-Type
 - Conventional or Lean-Premixed, Dry, Low Emission (SoLoNOx™)
 - 21 Fuel Injectors (Conventional)
 - 14 Fuel Injectors (SoLoNOx)
 - Torch Ignitor System
- Gas Producer Turbine
 - 2-Stage, Reaction
 - Max. Speed: 11,170 rpm
 - Thrust Bearing, Active: Tilting-Pad
 - Thrust Bearing, Inactive: Fixed Tapered Land
- Power Turbine
 - 2-Stage, Axial
 - Max. Speed: 9500 rpm
 - Full Tilting-Pad Thrust Bearing
- Journal Bearings
 - Tilting-Pad
- Coatings
 - Compressor: Inorganic Aluminum
 - Turbine and Nozzle Blades: Platinum Aluminide
- Vibration Transducer Type
 - Proximity Probes
 - Velocity Pick-up

Solar® Gas Compressors

- Single Body or Tandem
- Gearbox (if required)
- Dry Gas Seal System
- Driven Equipment Monitoring

Key Package Features

- Driver and Driven Skid with Drip Pans
- 316L Stainless Steel Piping ±4"
- Compression-Type Tube Fittings
- Digital Display Panel
- Electrical System Options
 - NEC, Class I, Group D, Div 1
 - ATEX, Zone 2
 - CENELEC, Zone 1
- Turbatronic™ Microprocessor Control System
 - Onskid Control System (Div 2 or ATEX, Zone 2)
 - Freestanding Control Console
 - Color Video Display
 - Vibration Monitoring
- Control Options
 - 120-Vdc Battery Charger System
 - Gas Turbine and Package Temperature Monitoring
 - Serial Link Supervisory Interface
 - Turbine Performance Map
 - Compressor Performance Map
 - Historical Displays
 - Remote Monitoring and Diagnostic Option
 - Printer/Logger
 - Process Controls
 - Compressor Anti-Surge Control
 - Field Programming
 - Predictive Emissions Monitoring
- Start Systems
 - Pneumatic
 - Direct Drive AC

- Fuel System
 - Natural Gas
- Integrated Lube Oil System
 - Turbine-Driven Accessories
 - AC Motor-Driven Accessories
- Oil System Options
 - Oil Cooler
 - Oil Heater
 - Tank Vent Separator
 - Flame Trap
- Package Skid Design
 - Accommodates Mars and Titan™ Gas Turbines
 - Optional Modifications for Floating Production Applications
 - Drop-In Lube Oil Tank
 - Modularized System Design
- Axial Compressor Cleaning Systems
 - On-Crank
 - On-Crank/On-Line
 - Portable Cleaning Tank
- Gearbox (if applicable)
 - Speed Increaser
 - Speed Decreaser
- Air Inlet and Exhaust System Options (Carbon or Stainless Steel)
- Enclosure and Associated Options
- Factory Testing of Turbine and Package
- Documentation
 - Drawings
 - Quality Control Data Book
 - Inspection and Test Plan
 - Test Reports
 - Operation and Maintenance Manuals

Solar Turbines

A Caterpillar Company

MARS 100

Gas Turbine Compressor Set

Oil & Gas Applications

Performance

Output Power	11 930 kW (16,000 hp)
Heat Rate	10 430 kJ/kWh-hr (7370 Btu/hp-hr)
Exhaust Flow	151 945 kg/hr (334,980 lb/hr)
Exhaust Temp.	485°C (905°F)

*Nominal Rating – ISO
At 15°C (59°F), sea level
No inlet/exhaust losses
Relative humidity 60%
Natural gas fuel with
LHV = 35 MJ/nm³ (940 Btu/scf)
Optimum power turbine speed
AC-driven accessories
Engine efficiency: 34.5%*

Available Power

Inlet Air Temp (°C)	Inlet Air Temp (°F)	Output Power (kW)	Output Power (hp)	Heat Rate (MJ/kWh-hr)	Heat Rate (Btu/hp-hr)
-30.0	(-22)	14,500	(19,445)	9.5	(6715)
-15.0	(5)	13,500	(18,100)	10.0	(7068)
0.0	(32)	12,500	(16,755)	10.5	(7422)
15.0	(59)	11,500	(15,422)	11.0	(7775)
30.0	(86)	10,500	(14,077)	11.5	(8129)
45.0	(113)	8,500	(11,399)	-	-

DS100CSMD-002M

Package Dimensions*

Length: 9.1 m (29' 11")
 Width: 2.8 m (9' 2")
 Height: 3.4 m (11' 0")
 Typical Weight: 33 585 kg (74,000 lb)

**Driver package only*

TURBINE AIR INLET TURBINE EXHAUST

DS100CS-003M

Solar Turbines Incorporated
 P.O. Box 85376
 San Diego, CA 92186-5376

Caterpillar is a trademark of Caterpillar Inc.
 Solar, Mars, Titan, SoloNOx and Turboionic are trademarks of Solar Turbines Incorporated.
 Specifications are subject to change without notice. Printed in U.S.A.
 © 2009 Solar Turbines Incorporated. All rights reserved.
 DS100CS/110VEO

FOR MORE INFORMATION

Telephone: (+1) 619-544-5352
 Internet: www.solarturbines.com



Anexo 10.III. Especificaciones técnicas de los Moto-generadores a gas.

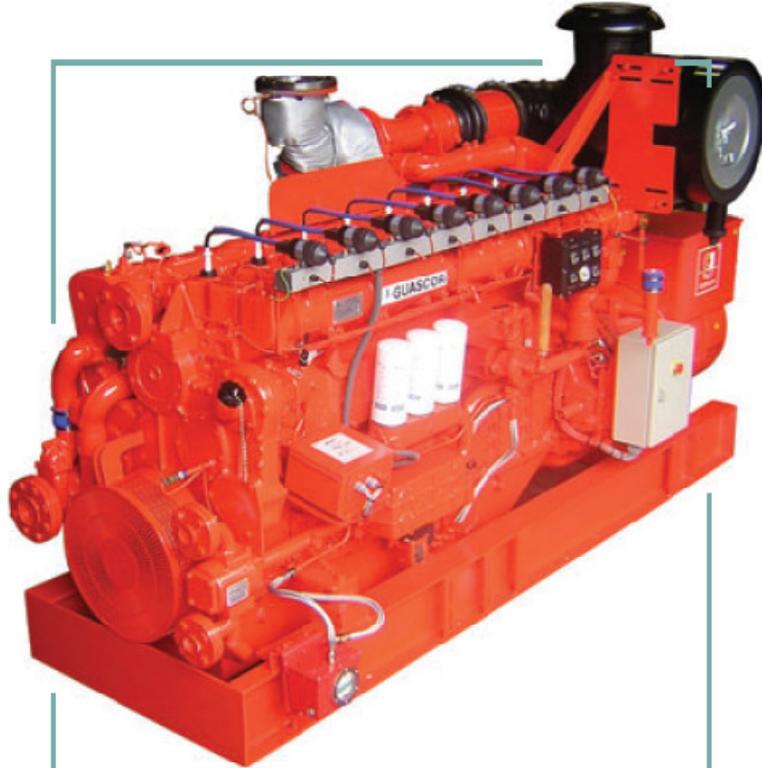
Motors
Engines
Moteurs

MOTORES Y GRUPOS ELECTRÓGENOS A GAS GAS ENGINES AND GENSETS MOTEURS ET GROUPES ÉLECTROGÈNES À GAZ 50/60 Hz

Fiabiles
Eficientes
Mantenimiento económico
Respetuosos con el medioambiente

Reliable
Efficient
Economical maintenance
Environmentally-friendly

Fiabiles
Efficaces
Maintenance économique
Respectueux avec l'environnement



Potencia / Power / Puissance
142 to 453 kW



GUASCOR[®]

**CARACTERÍSTICAS ESPECÍFICAS
SPECIFIC CHARACTERISTICS
CARACTERISTIQUES SPÉCIFIQUES**

MOTOR ENGINE MOTEUR	50 Hz			60 Hz		
	A	B	RPM	A	B	RPM
	(kW)	(kWe)		(kW)	(kWe)	
FG180	150	142	1500	180	171	1800
FGLD180/80	260	249	1500	280	268	1800
FGLD180/55	275	264	1500	300	287	1800
FG240	200	191	1500	238	226	1800
FGLD240/80	345	332	1500	375	361	1800
FGLD240/55	360	347	1500	400	385	1800
SFGLD180	314	300	1500	350	336	1800
SFGLD240	419	405	1500	453	436	1800
SFGLD180	-	-	-	251	240	1200
SFGLD240	-	-	-	335	320	1200

A POTENCIA MECANICA
BRAKE POWER
PUISSANCE FREIN

B POTENCIA ELECTRICA
ELECTRICAL POWER
PUISSANCE ELECTRIQUE

NOTAS
Potencias : S / ISO 3046
Rendimientos estimados de alternador para Cos f=1

REMARKS
Rating Definition : S / ISO 3046
Estimated alternator efficiency for Cos f=1

NOTES
Puissance : S / ISO 3046
Rendements approx. de l'alternateur pour Cos f=1

CARACTERÍSTICAS GENERALES

Motor de 6 (180) y 8 (240) cilindros en línea, con aberturas laterales de inspección. Cigüeñal suspendido. Bielas de corte oblicuo. Cojinetes de biela y cigüeñal bimetalicos. Pistones de aleación de aluminio con tres aros. Culatas individuales de fundición, con cuatro válvulas. Camisas húmedas. Colectores de escape refrigerados. Válvulas termostáticas. Arranque eléctrico o neumático. Accionamiento de servicios mediante engranes. Turbocompresor de alto rendimiento.

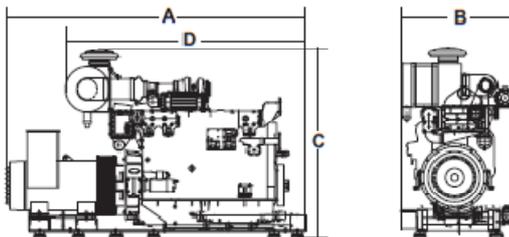
GENERAL FEATURES

Engine of 6 (180) and 8 (240) cylinders in line, with inspection doors on both sides. Suspended crankshaft. Diagonally split connecting rods. Bimetallic bearings for connecting rods and crankshaft. Aluminium alloy pistons with three rings. Cast individual cylinder heads, with four valves. Wet type cylinder liners. Cooled exhaust manifolds. Thermostatic valves. Electric or pneumatic starter. All services driven by gears. High performance turbocharger.

CARACTERISTIQUES GÉNÉRALES

Moteur de 6 (180) et 8 (240) cylindres en ligne, avec ouvertures latérales pour inspection. Vilebrequin suspendu. Bielle à coupe oblique. Coussinets de bielle et vilebrequin bimetaliques. Piston en alliage aluminium avec trois gorges et trois segments. Culasses individuelles en fonte avec quatre soupapes. Chemises humides. Collecteurs d'échappement refroidis. Thermostatique soupapes. Démarrage électrique ou à air comprimé. Entraînement de la distribution par engranages. Turbocompresseur à haut rendement.

DIMENSIONES / DIMENSIONS / DIMENSIONS



MODELO	A	B	C	D	Kg
FG 180	2766	982	1797	1944	3720
FGLD 180	2774	1067	1800	2387	3860
SFGLD 180	3024	1200	1846	2347	3885
FG 240	3408	984	1846	2521	4630
FGLD 240	3408	1144	1850	2774	4770
SFGLD 240	3658	1270	1914	2843	4795

Q_madgrp_gas_LAA_08106



Barrio de Oikio, 44 • 20759 Zumaiá, Gipuzkoa, Spain • P.O.Box 30
Tel.: 34 943 86 52 00 • Fax: 34 943 86 52 10
e-mail: guascor@guascor.com • www.guascor.com

Anexo 10.IV. Especificación técnica del Moto-generator de emergencia

PowerTech

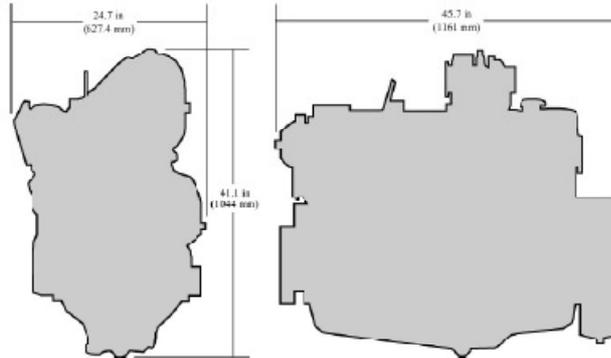
6068H Diesel Engine

Generator Drive Engine Specifications



6068H shown

Dimensions



Certifications

EU Stage II

General data

Model	6068HF475	Aspiration	Turbocharged and air-to-air aftercooled
Number of cylinders	6	Length - mm (in)	1161 (45.7)
Displacement - L (cu in)	6.8 (415)	Width - mm (in)	627 (24.7)
Bore and Stroke - mm (in)	106 x 127 (4.17 x 5.00)	Height - mm (in)	1044 (41.1)
Compression Ratio	17.0:1	Weight, dry - kg (lb)	587 (1294)
Engine Type	In-line, 4-Cycle		

Performance data

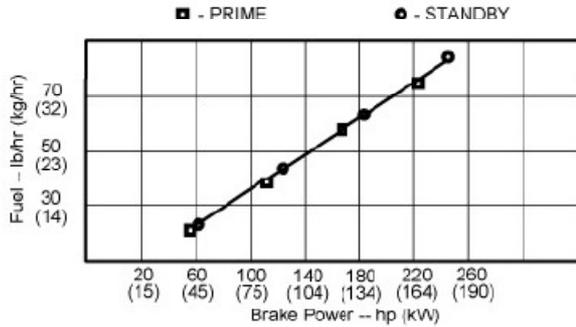
Prime power at 50 Hz (1500 rpm)	166 kW (223 hp)
Standby power at 50 Hz (1500 rpm)	184 kW (247 hp)

The prime power gen-set engine rating is the nominal power an engine is capable of delivering with a variable load for an unlimited number of hours per year with normal maintenance intervals observed. This rating incorporates a 10% overload capability which is available for up to 2 hours at a time. Operating time between 100% and 110% of the prime power rating is not to exceed 8% of the total engine operating time. This rating conforms to ISO 8528-1 "prime power (PRP)". The permissible average power for the prime or PRP rating is not to exceed 70% of rated prime power when calculated per ISO 8528-1.

The standby gen-set engine rating is the nominal engine power available at varying load factors for up to 200 hours per year with normal maintenance intervals observed. No overload capability is available for this rating. This rating conforms to ISO 8528-1 "Emergency Standby Power (ESP)". The permissible average power for the standby or ESP rating is calculated per ISO 8528-1.

Photographs may show non-standard equipment.

Performance curve



Performance data

Hz (rpm)	Generator efficiency%	Rated fan power		Power factor	Calculated generator output			
		kW	hp		Prime		Standby	
					kWe	kVA	kWe	kVA
50 (1500)	89-93	6.5	8.7	0.8	142-148	177-185	157-164	196-205

Features and benefits

Dynamically Balanced Crankshaft

- Induction-hardened journals for long hours of reliable service
- Robust design to drive machinery from the front of the crankshaft
- Supported by seven main bearings

Forged-Steel Connecting Rods

- 45-degree connecting rod/cap-joint design allows the use of large connecting rod bearings for increased durability

Replaceable Wet-type Cylinder Liners

- Provide excellent heat dissipation
- Precision machined for long life
- Rebuild to original specifications

Easy to Apply, Easy to Install

- Front and rear engine mounting pads on the side of the block facilitates installation
- Auxiliary drive rated to 50 hp (37 kW) intermittent for powering ancillary equipment
- Either side service for filters and service points facilitates packaging
- All connection points in common locations make it easy to install or package

Compact Size

- Short length is ideal for both skid and packaged installations
- High mount or low mount turbocharger position to meet packaging requirements

World-class performance

- Excellent fuel economy and low oil consumption

Fuel System Controls

- 12V or 24V Electric Shutoff

Emissions

- EU Stage II

John Deere Power Systems
3801 W. Ridgeway Ave.
PO Box 5100
Waterloo, IA 50704-5100
Phone: 1-800-533-6446
Fax: 319.292.5075

John Deere Power Systems
Usine de Saran
La Foulmerie - E.P. 11.13
45401 Fleury les Aubrais Cedex
France
Phone: 33.2.38.82.61.19
Fax: 33.2.38.82.63.00

All values at rated speed and power with standard options unless otherwise noted. Specifications and design subject to change without notice.

Litho in U.S.A. (11-07) © 2010 JOHN DEERE



REV 3 26.06.09

G2R 250 LB/4

200 kVA - 50 Hz

225 kVA - 60 Hz

Características Técnicas - - Technical Characteristics Según normas - - According to: IEC 34-1 CEI 2-3 VDE 0530 UTE NF C 51-100-111 BS 4999

Aislación clase - insulation class	H	Rcdamiento L.A. - D.E Bearing	6211-2RS-C3
Protección - Enclosure	IP23	Rcdamiento L.O.A - O.D.E Bearing	6214-2RS-C3
Cosφ - Power factor	0,8	Caudal de aire - Air Flow:	(50Hz:50m ³ /1')
Altura - Altitude	≤ 1000 m		(60Hz:60m ³ /1')
Sobrevelocidad - Overspped	2160 rpm	Peso alternador - Alternator weight	615 kg
Sistema de excitación - Excitation system	brushless	Peso estator completo - Sltator weight	386 kg
Sistema de regulación - Regulation system	A.V.R.	Peso rotor completo - Rotor weight	229 kg
Precisión tensión - Voltage accuracy	± 0,5%	Resist. fase - Estator windng resist.20°C	0,027Ω
Paso de arrollamento - Winding ptch	2/3	Resist. Rotor - Rotor resist. 20°C	4,01Ω
Distorsión armónica - Harmonic residual	≤ 5%	Resist. Estator excit - Excit.stator resist.	9,2Ω
Número de terminales - Number of leads	12	Resist. Rotor excit - Excit. Rctor resist.	0,23Ω
Sobrecarga - Overload	10%(1Hora)	Constante de tiempo - Time constant T'd	1,5S
Radio interferencia - Radio interferenoe	G-VDE 0875	Constante de tiempo - Time constant T'd	60mS
Corriente de cortocircuito - Short circuit current	>3,5In	Constante de tiempo - Time constant T'd	11,8mS
Relación de cortocircuito - Short circuit ratio	kce 0,59	Constante de tiempo - Time constant Ta	9,5mS

Conexiónados - Arrangements:		50 Hz				60 Hz				
Tensión - voltage: <i>estrella serie-serie star</i>		380	400	415	440	380	416	440	460	480
Tensión - voltage: <i>estrella paral-paral star</i>		190	200	207	220	190	208	220	230	240
Tensión - voltage: <i>triang.seriel.delta series</i>		220	231	240	254	220	240	254	266	277
Tensión - voltage: <i>triang.paral-paral.delta</i>		110	115	120	127	110	120	127	133	138
Pot.- Power: Continuous kVA S1 (d.H - 40°C)		200	200	190,0	(1)	210	221	225	225	225
Pot.- Power: Stand Ey kVA S1 (d.H - 40°C)		220	220	209,0	(1)	230	242	255	255	255
	Xd	212,7	192	179	-	259	248	229	209	192
	X'd	13,6	12,3	11,4	-	17,1	15,8	14,6	13,4	12,3
Reactancia-Reactances %(S1-cl.F-40°C)	X'd	7,2	6,5	6,0	-	3,9	8,4	7,7	7,1	6,5
	Xq	118	106	99	-	148,6	137	126,1	116	106
	X2	17,1	15,4	14,3	-	21,1	19,8	18,3	16,8	15,4
	X0	2,9	2,6	2,4	-	3,4	3,3	3,1	2,8	2,6
Tensión monofásica - Voltage monophas		220	230	240	254	220	240	254	266	277
Potencia monofásica - Power monophas		130	130	124	(1)	137	143	146	146	146

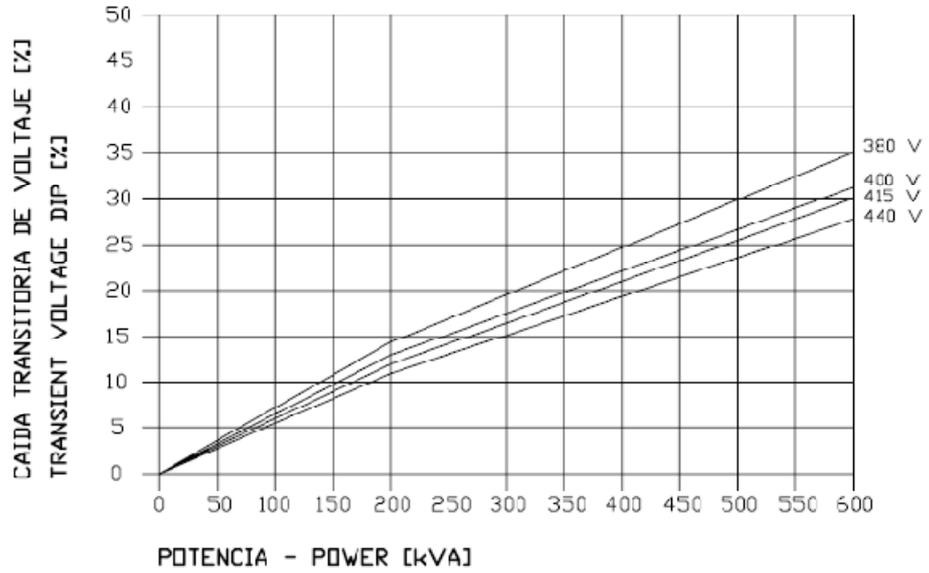
⁽¹⁾ ONLY BY REQUEST

S1 - cl. F - 40°C - 400/440 V		50 Hz			60 Hz		
		2/4	3/4	4/4	2/4	3/4	4/4
Cosφ 0,8	n%	93,2	94,0	93,6	93,4	94	93,5
	I Excit. (A)	3,0	3,9	5,1	2,3	3,8	4,7
Cosφ 1	n%	94,3	94,7	94,3	94,2	94,7	94,2
	I Excit. (A)	2,0	2,6	3,7	2,0	3,0	3,8

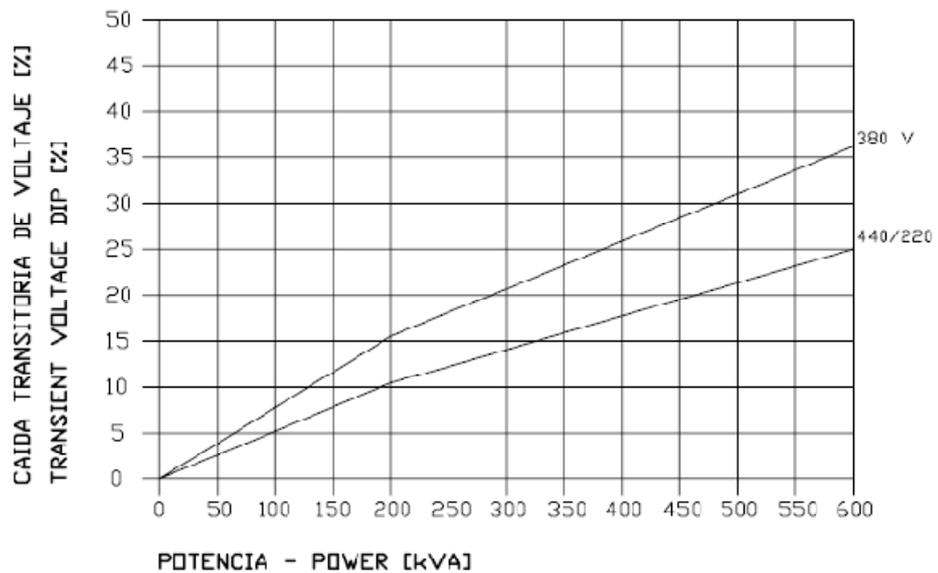


GENERADOR TIPO G2R 250 LB/4

FRECUENCIA 50 HZ - FREQUENCY 50 HZ



FRECUENCIA 60 HZ - FREQUENCY 60 HZ



Anexo 10.V. Folleto de motor Stirling de la empresa Stirling Biopower

For More Information

For complete details on Stirling Biopower and how the PowerUnit can meet your needs for green power:

www.stirlingbiopower.com

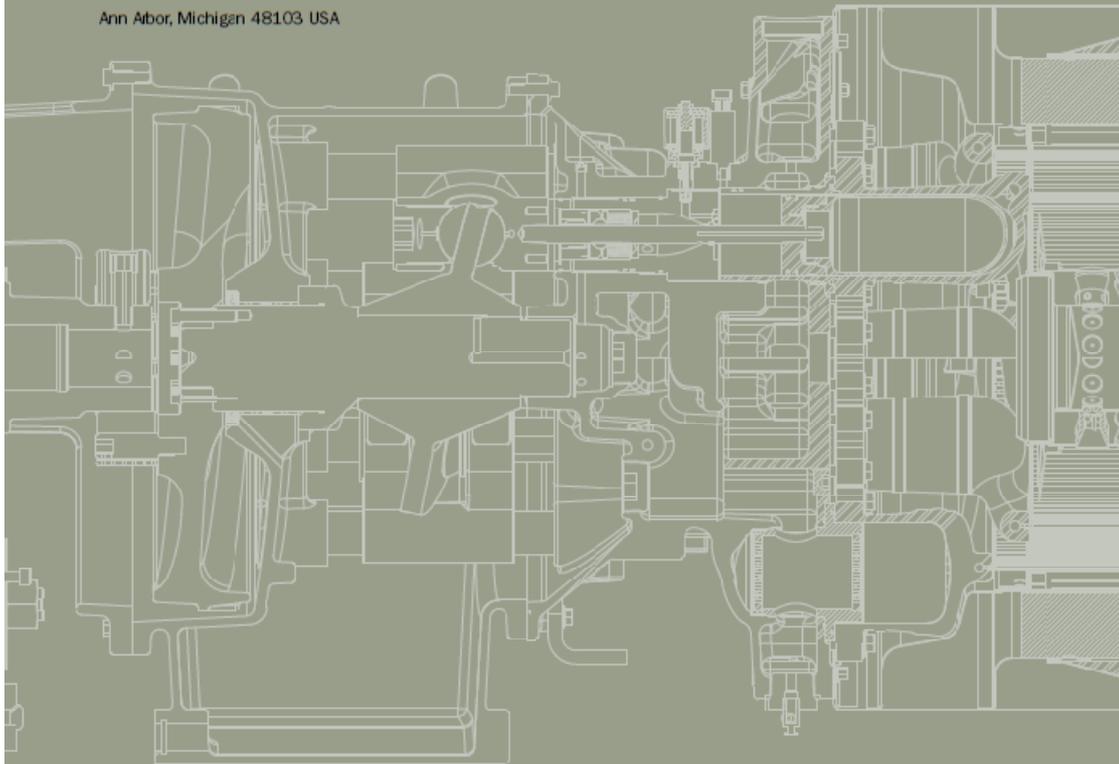
Phone 734.995.1755, extension (8) for sales

Email: sales@stirlingbiopower.com

Stirling Biopower Inc.

275 Metty Drive

Ann Arbor, Michigan 48103 USA



Printed with soy ink on 100% post-consumer recycled paper.



The world's most advanced
Green Power Machine



Generate the power you need with biofuels, waste products, or excess heat



Why It Works

The PowerUnit outperforms traditional technologies in most categories:

Fuel Versatility Burns biogas from many sources: methane, flare gas, synthetic gas, hydrogen, volatile organic compounds, plus conventional gaseous fuels. Also able to use biomass, liquid fuel, and hot air streams.

Very Low Emissions The constant combustion process destroys almost 100% of hydrocarbons and generates very low NOx and CO2 emissions without exhaust after treatment.

Distributed Generation Specifically designed for easy connection to the electrical grid, without costly synchronization equipment and use of locally generated fuel.

Flexible and Scalable The PowerUnit's compact size and no need for a building makes it perfect for sitespecific installation, and several PowerUnits can be easily linked and interconnected as requirements and fuel supplies expand.

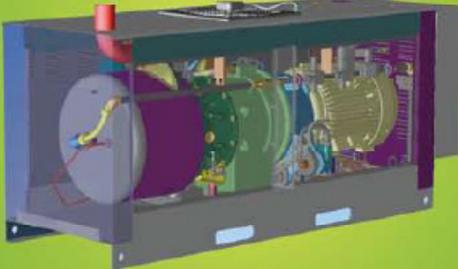
Combined Heat and Power Generates both electrical power and hot water for maximum efficiency and optimal ROI.

Easy Installation The PowerUnit can be placed unsecured on a gravel pad. For gaseous fuels, it requires only 2 psi of fuel pressure. And it is completely weatherproof, so it does not require an enclosure.

Smooth and Quiet Unlike traditional generators, the PowerUnit does not require vibration and sound attenuation.

The Green Factor The PowerUnit consumes greenhouse gases or renewable fuels and produces minimal emissions. No other generator can match its green performance.

Low Maintenance Because combustion occurs outside the cylinders, fuel contaminants do not accumulate in the engine oil, and the PowerUnit has 50% fewer moving parts than an internal combustion engine, so it has fewer wear parts. The result: reduced routine maintenance and no oil changes for the life of the unit.



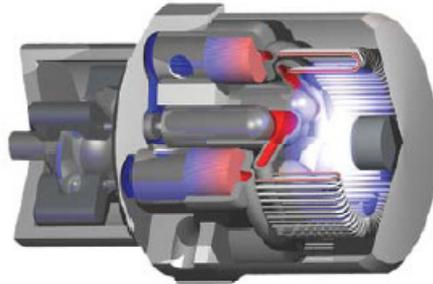
THE POWERUNIT

At the core of the PowerUnit is the Stirling cycle engine. Its ability to use a wide variety of fuels and heat sources to generate electricity makes traditional technologies obsolete. Minimize emissions and reduce electricity generating costs with Stirling Biopower's unique combination of proven and breakthrough technology. The PowerUnit is exceptionally green, flexible and very versatile. And its compact size and ease of installation and maintenance support distributed power generation needs.

LEAN, GREEN TECHNOLOGY

How it Works

The PowerUnit's breakthrough technology is centered on a high-efficiency, four-cylinder Stirling engine of Stirling Biopower design and manufacture. A Stirling engine is a heat engine. The heat can be provided from an external heat source or be produced by the combustion of a wide variety of fuels within the integral combustor. This heat is maintained at a constant temperature in one section of the engine, where heat is transferred to pressurized hydrogen. As the hydrogen expands, it pushes the pistons. In the low-temperature section of the engine, the hydrogen is cooled by heat-storage devices and liquid coolers. As it expands and contracts, the hydrogen drives the reciprocating motion of the pistons, which is converted to rotary motion via a swash plate that powers a standard, induction electrical generator. The hydrogen-cooling process also generates heat that can be used as combined heat and power in ancillary processes.



STIRLING BIOPOWER INC.

The world's most advanced green power machine was developed over the past 25 years by a dedicated group in Ann Arbor, Michigan. The result of this effort is hundreds of thousands of run-time hours and 32 patents for its achievements in Stirling-cycle engines and related technologies. Stirling Biopower is now the leading manufacturer of renewable-fuel Stirling engine power generating systems, and we are constantly creating innovations for efficient generation of clean, distributed power.

For complete details on Stirling Biopower and how the PowerUnit can meet your requirements for green power:
www.stirlingbiopower.com

PERFECT FOR



Waste water Treatment
 Burn methane from anaerobic digesters to reduce power costs and generate heat for the digestion process.



Agricultural Digesters
 Convert methane from animal-waste digesters to power and heat.



Biomass Fuels
 Gasify crop waste and generate power and heat from resources that are usually discarded.



Heat Streams
 Convert high-quality waste heat to high-efficiency electricity.



Landfills
 Tap methane flares to generate electricity that can be used for local requirements or sold to the power grid.



Stranded Flare Gas
 Coal bed or well head gases can be used to generate valuable electricity.



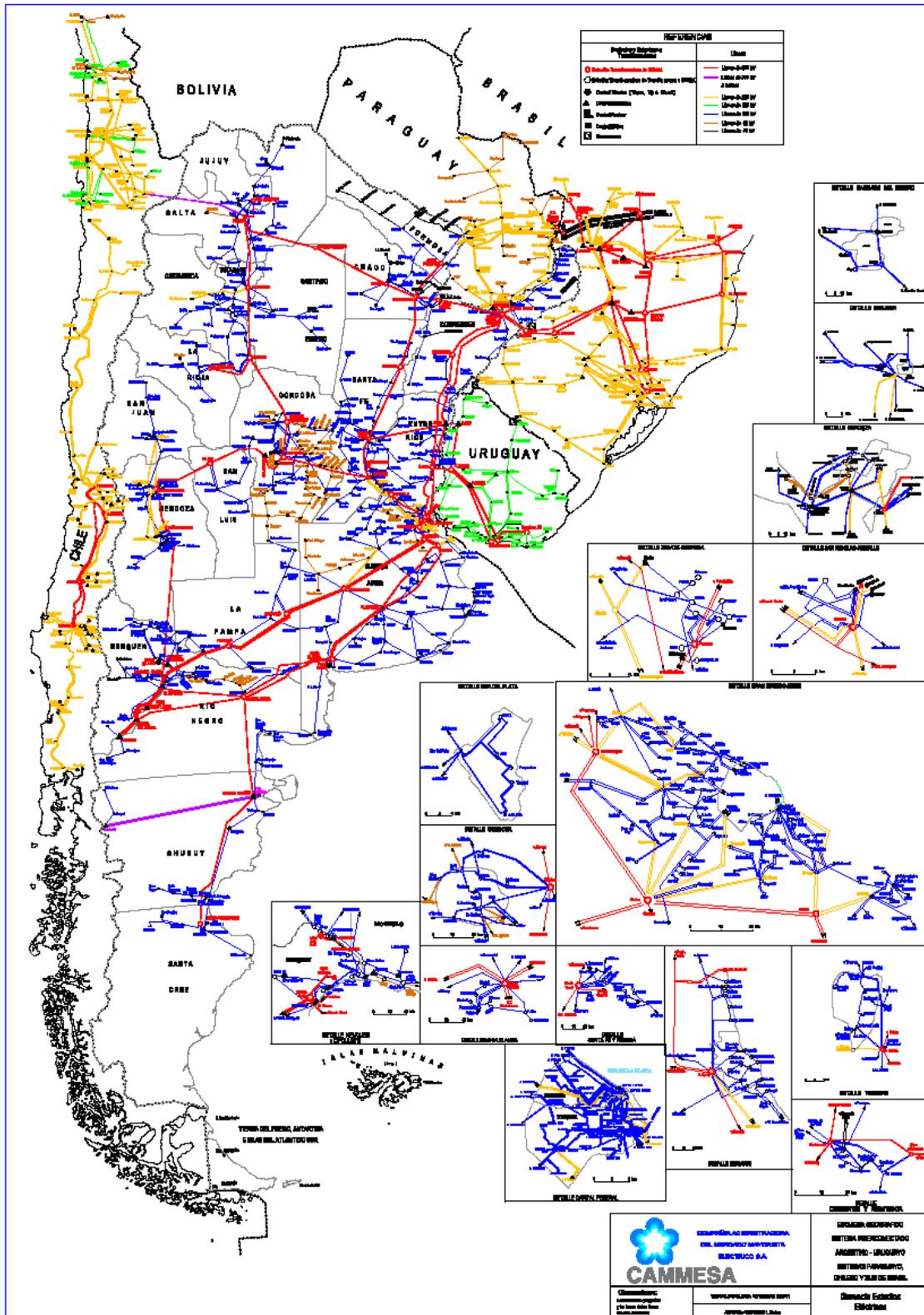
Volatile Organic Compounds
 Extract the energy available in hard-to-manage industrial by-products and convert it to valuable electricity.



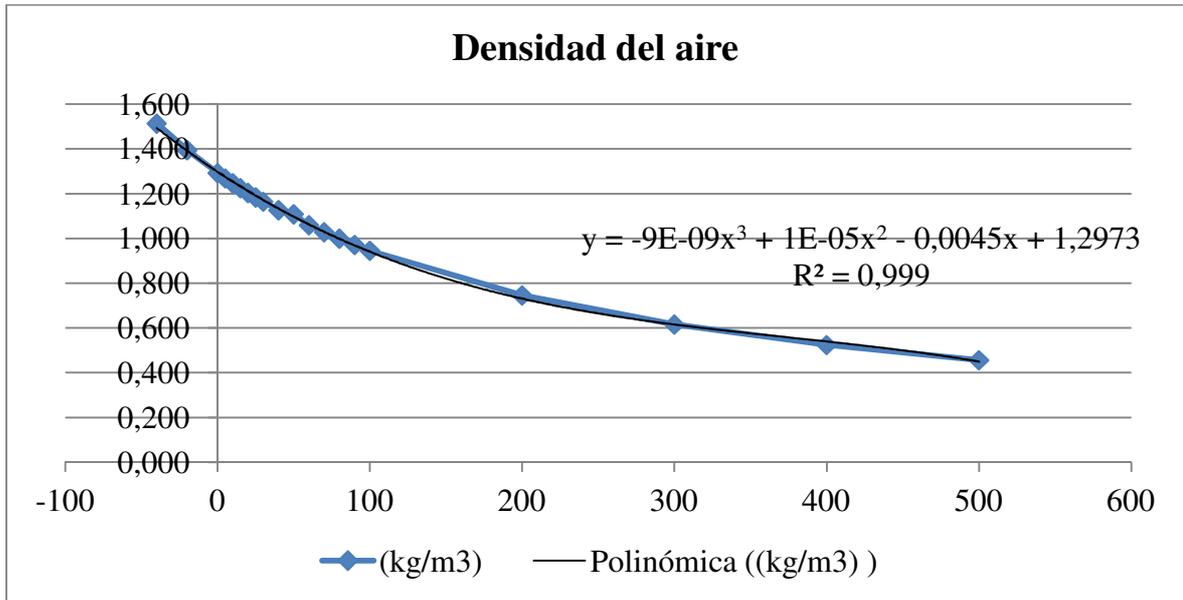
Conventional Fuels
 Burn natural gas or propane to efficiently produce both heat and power as well as hot water.



Anexo 10.VI. Mapa del Sistema Argentino de Interconexión.

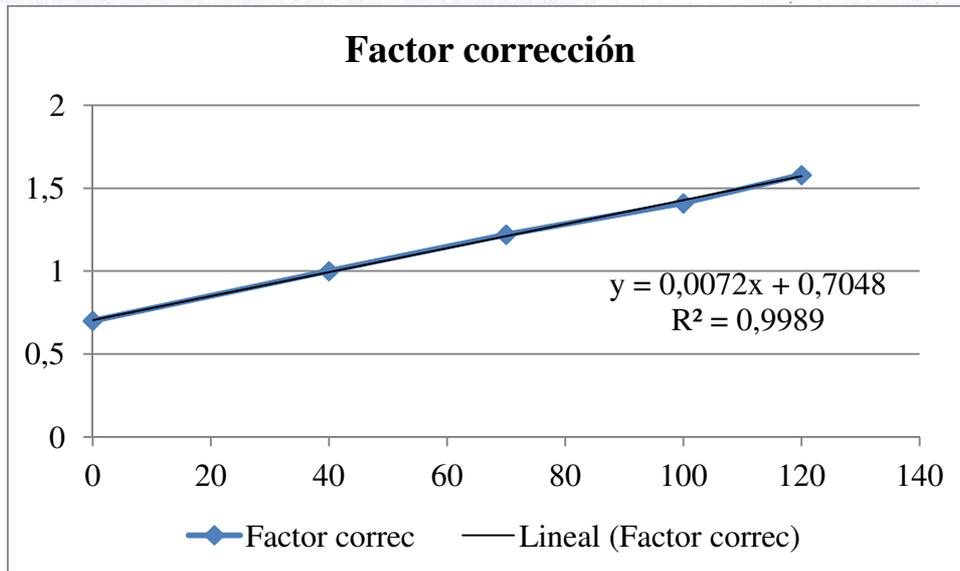
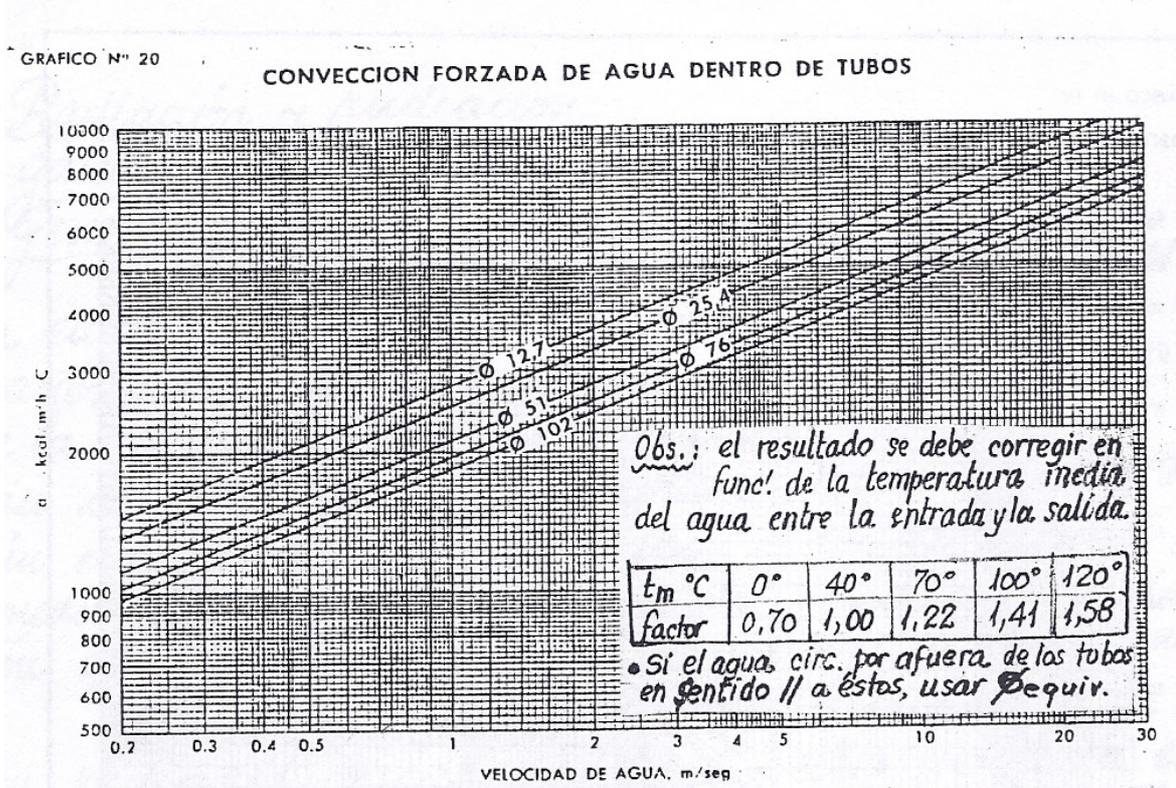


Anexo 10.VII. Densidad del aire en función de la temperatura.

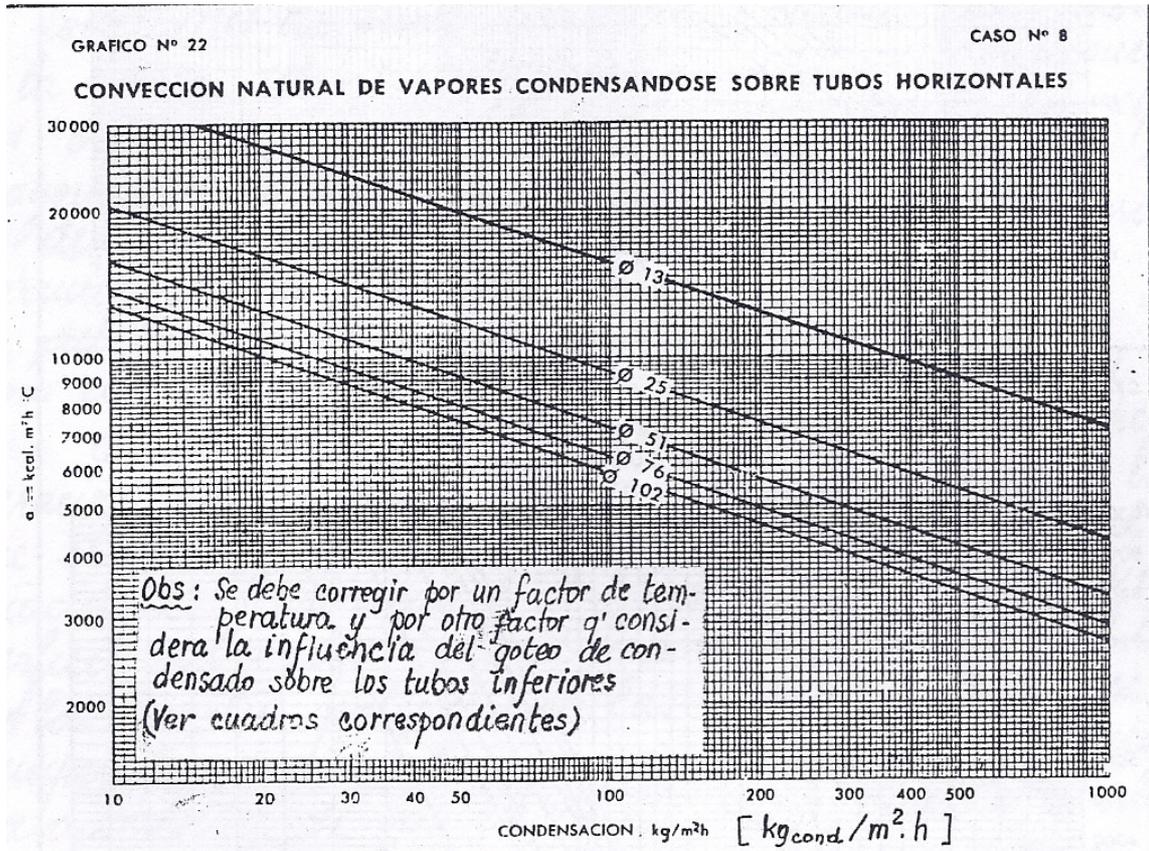


Fuente: http://www.engineeringtoolbox.com/air-desity-specific-weight-d_600.html

Anexo 10.IX. Coeficiente de convección forzada de agua dentro de tubos



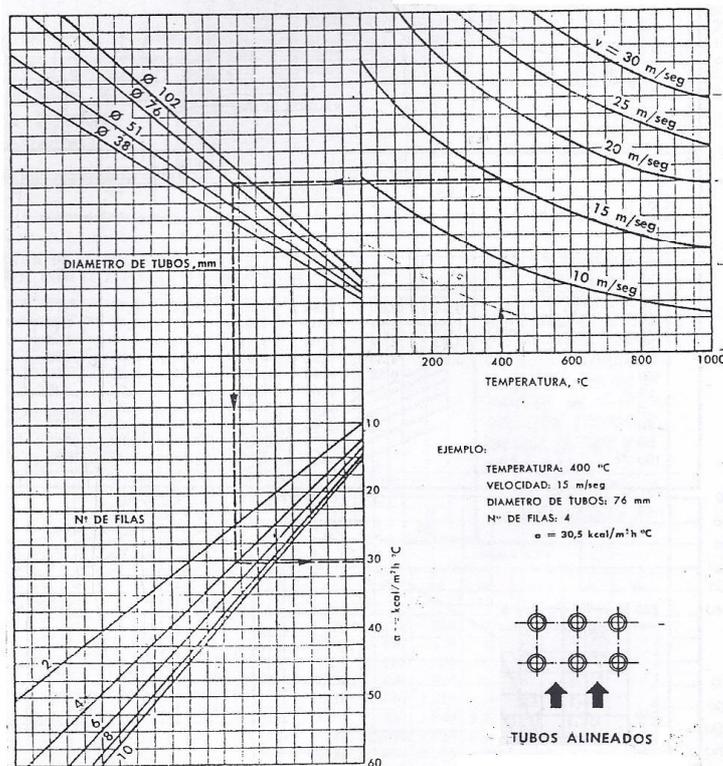
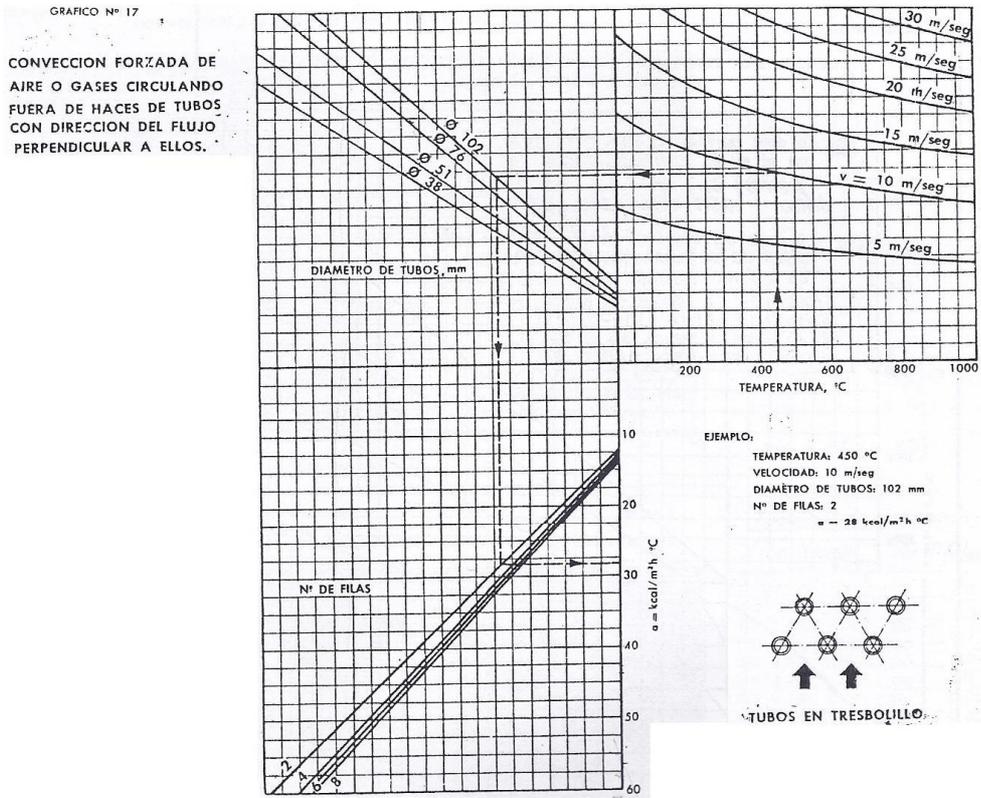
Anexo 10.X. Convección Natural de vapores condensándose sobre tubos horizontales



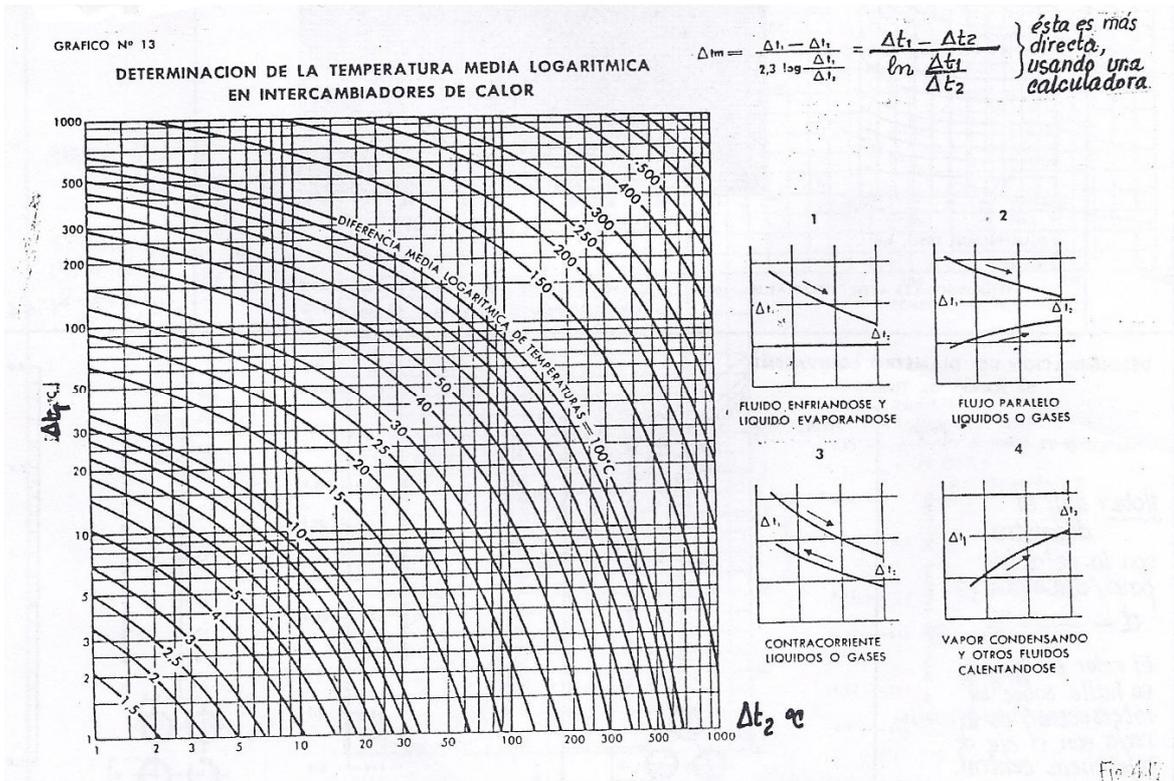
Factores de corrección:

Por temper.		Por Nº filas	
t(°C)	f ₁	nº	f ₂
0	0,75	1	1,00
40	1,00	2	0,79
60	1,24	3	0,69
90	1,47	4	0,63
120	1,70	5	0,59
150	1,90	6	0,55
		7	0,52
		8	0,50
		9	0,48
		10	0,46
		12	0,44
		14	0,42
		16	0,40
		18	0,38
		20	0,37

Anexo 10.XI. Coeficiente de convección forzada de aire o gases circulando fuera de haces de tubos de tubos



Anexo 10.XII. Gráfico y Formula para determinación de la temperatura media logarítmica.



Anexo 10.XIII. Marco Teórico para la evaluación del sistema de Vapor.

❖ Sistemas termodinámicos involucrados y ecuaciones características.

Se comenzará estudiando sistemas cerrados, los que no intercambian masa con el entorno, para luego presentar y trabajar con sistemas abiertos, los de principal interés para el proyecto en cuestión.

Cabe resaltar que el desarrollo teórico aquí expuesto es el sustento para los cálculos que se presentaron en la sección 4.3.2 del presente proyecto.

➤ Sistemas cerrados

Sistema cerrado es aquel que no intercambia masa con el entorno. Dicho sistema, en un determinado momento, tendrá una cantidad total de energía que se denominará “E”. Dicha energía, en principio, consta de las dos ya conocidas de la mecánica clásica:

- La potencial “EP”, referida a la posición relativa del sistema en el campo gravitatorio
- y la cinética “K”, que se refiere a la que posee el sistema, al desplazarse a una dada velocidad “v”.

Las anteriores son relativas a un sistema de coordenadas fijo y consideran al sistema evaluado como “un todo”. O sea, si se trabaja por ejemplo, con vapor de agua contenido en un recipiente en movimiento, la energía cinética es proporcional a la masa **del conjunto** y al cuadrado de la velocidad.

Ahora bien, existe en termodinámica un tercer concepto de energía denominado Energía Interna “U”. Esta contempla por ejemplo, el movimiento de las partículas del vapor de agua dentro del recipiente, el choque de las mismas contra las paredes, la energía de los enlaces atómicos, la relativa a los spines de los átomos, entre otras.

Se presenta a continuación la ecuación que contempla el cambio de Energía Total de un sistema que evoluciona del estado 1 al 2.

$$E_2 - E_1 = (EP_2 - EP_1) + (K_2 - K_1) + (U_2 - U_1) \quad [10.I]$$

Ahora bien, el intercambio de energía que un sistema realice con el entorno, se puede

deber dos factores:

- Intercambio de energía mediante calor, “Q”.
- Intercambio de energía mediante trabajo, “W”.

Gráficamente,



Figura 10.I. Interacción de un sistema con el Entorno y cambio de estado.

Por lo tanto, se puede expresar que:

$$E_2 - E_1 = Q - W \quad [10.II]$$

La notación anterior contempla que el flujo de calor Q hacia el sistema es positivo, mientras que si éste es el que lo cede, es negativo. Con el trabajo, cuando éste es positivo, significa que es el sistema el que lo está entregando. Dicha notación permitirá tratar como positivos tanto el trabajo entregado en los ejes por las máquinas como la energía que previamente se debió tomar para generar dicho trabajo, siendo esto último conveniente para el estudio en cuestión.

Ahora bien, si se reemplaza [9.I] en [9-II] y se considera las cantidades específicas por unidad de masa, se obtiene que:

$$(E_2 - E_1)/m = e_2 - e_1 = (ep_2 - ep_1) + (k_2 - k_1) + (u_2 - u_1) = (Q - W)/m$$

[10.III]

Cabe destacar que como al sistema se lo planteó como uno cerrado, éste no intercambia masa con el entorno. Por lo tanto se consideró:

$$m_1 = m_2 = m \quad [10.IV]$$

➤ Sistemas abiertos

Como se expresó anteriormente, los sistemas que se van a analizar en este proyecto son de tipo abierto, o sea, existe un intercambio de masa que se produce a través de las fronteras de lo que se denomina volumen de control. Por ejemplo, la turbina de vapor no se estudiará específicamente con la masa de vapor que tenga en el instante t y la cantidad de energía que esto implique, sino que se hará foco en que ese vapor será reemplazado por otros átomos de la misma sustancia en el $t + \Delta t$, produciéndose así una circulación dentro del equipo y el consecuente efecto sobre el entorno. De hecho, la cantidad neta de energía dentro de los equipos en cuestión, cuando estos estén en estado estacionario se mantendrá constante porque las condiciones en cada punto de las máquinas no variarán aunque sí se haga un reemplazo de materia.

Resumiendo, lo que se estudiará es el flujo de la materia y los resultados que esto produce.

Como con la turbina, lo mismo sucederá con la caldera de recuperación, el condensador, la bomba de agua y cualquier otro equipo que forme parte del sistema principal.

Para un primer estudio genérico, se tomará la masa dentro del volumen de control " m_{vc} " y dos regiones, una de entrada y otra de salida del VC, que contendrán respectivamente a las masas " m_e " y " m_s ". Estas tres regiones, conforman al sistema que se va a estudiar.



Figura 10.II. Zonas de Sistemas abiertos.

El sistema en el momento " t " está conformado por la masa dentro del volumen de control " m_{vc} " más la que se encuentra a su izquierda próxima a ingresar, denominada m_e . En el instante $t + \Delta t$, la masa en el volumen de control es $m_{t+\Delta t}$ y a la derecha se encuentra la

masa que ha salido del VC (m_s), o sea, que atravesó las fronteras del mismo pero que sin embargo sigue formando parte del sistema en estudio. Por lo tanto, como la masa del sistema no cambia, más allá de en qué proporciones se encuentre dentro o fuera del VC que se definió, se puede expresar que:

$$\begin{aligned} m_{vc(t)} + m_e &= m_{vc(t+\Delta t)} + m_s \Rightarrow \\ m_e - m_s &= m_{(t+\Delta t)} - m_{(t)} \end{aligned} \quad [10.V]$$

En la última ecuación presentada, se aprecia que la diferencia de la cantidad de masa dentro del volumen de control ocurrida durante el transcurso del Δt responde a la diferencia entre lo que entró y lo que salió. Lo anterior es el **balance de masa** que se utilizará al momento de estudiar los equipos en cuestión. Si se lo diferencia y evalúa en un intervalo de tiempo que tienda a cero ($\Delta t \rightarrow 0$) se obtendrá que la velocidad instantánea con que cambia la cantidad de masa contenida en el VC depende de la velocidad con la que entran y salen los flujos a través del VC. Como ejemplo se puede considerar un tanque de agua con varias entradas y salidas. La velocidad con que se llena/vacía el tanque depende de los flujos de agua que entran y que salen.

$$\frac{d(m_{vc(t)})}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \quad [10.VI]$$

Evaluando ahora la Energía, para el momento t , la misma vendrá dada por la que contenga la masa dentro del VC (m_{vc}) más la que contenga la masa entrante (m_e).

$$E_{sis(t)} = E_{vc(t)} + E_e \quad [10.VII]$$

Ahora, en base a las distintas formas de energía que se presentaron anteriormente se puede plantear que:

$$E_{sis(t)} = E_{vc(t)} + m_e(ep_e + k_e + u_e) \quad [10.VIII]$$

Y en el momento $t + \Delta t$, de manera análoga a la ecuación anterior resulta:

$$E_{sis(t+\Delta t)} = E_{vc(t+\Delta t)} + E_s = E_{vc(t+\Delta t)} + m_s(ep_s + k_s + u_s) \quad [10.IX]$$

Entonces, si se recurre a la ecuación [9.III], el cambio de energía en el sistema será:

$$E_2 - E_1 = E_{sis(t+\Delta t)} - E_{sis(t)} = Q - W \quad [10.X]$$

Y reemplazando [9.VIII] y [9.IX] en [9.X] resulta que

$$[E_{vc(t+\Delta t)} + m_s(ep_s + k_s + u_s)] - [E_{vc(t)} + m_e(ep_e + k_e + u_e)] = Q - W \Rightarrow$$

$$E_{vc(t+\Delta t)} - E_{vc(t)} = m_e(ep_e + k_e + u_e) - m_s(ep_s + k_s + u_s) + Q - W \quad [10.XI]$$

Nótese que para la masa entrante y la saliente se trabajó con las energías específicas, o sea, expresadas por unidad de masa.

De la misma manera que para la ecuación [9.V], dividiendo por Δt y tomando el límite cuando $\Delta t \rightarrow 0$, se obtiene que:

$$\frac{d(E_{vc(t)})}{dt} = \dot{m}_e(ep_e + k_e + u_e) - \dot{m}_s(ep_s + k_s + u_s) + \dot{Q} - \dot{W} \quad [10.XII]$$

Hecho lo anterior resulta que:

- las masas ahora son flujos másicos. ($m \rightarrow \dot{m}$)
- la energía transferida mediante Q y W, medida antes en Joules, ahora se convierte a velocidad de intercambio de energía, o sea, potencia, expresándose entonces en Watts. ($Q \rightarrow \dot{Q}$) y ($W \rightarrow \dot{W}$).

La ecuación [9.XII] se puede interpretar de la siguiente manera: la velocidad con que cambia la cantidad de energía dentro del volumen de control en estudio depende de la velocidad con que entra y sale energía debido a:

- El flujo de masa entrante \dot{m}_e .
- El flujo saliente \dot{m}_s .
- La velocidad de entrega o incorporación de energía mediante Calor.
- La velocidad de entrega o incorporación de energía mediante Trabajo.

El calor “Q” es la energía que se transmite de una fuente a otra por estar en contacto las dos y tener la primera mayor temperatura que la segunda. Y el trabajo “W” es el medio

para toda otra transferencia de energía que no quede contemplada en “Q”. Dicho lo anterior, el trabajo “W” puede tener varios orígenes. Para los casos que atañen a este proyecto, se debe contemplar:

- W_e : el que realiza el fluido de “ m_e ” al entrar al VC.
- W_s : el que entrega la masa dentro del VC para desplazar a “ m_s ” fuera del mismo, y
- W_{eje} : los denominados **trabajos de eje**. Estos últimos contemplan el W entregado sobre su eje por una turbina, el consumido por una bomba de agua, entre otros.

La ecuación que expresa lo anterior es:

$$W_{tot} = W_{eje} + W_e - W_s \quad [10.XIII]$$

Y si se la evalúa por unidad de tiempo:

$$\dot{W}_{tot} = \dot{W}_{eje} + \dot{W}_e - \dot{W}_s \quad [10.XIX]$$

Para estudiar los trabajos de flujo W_e y W_s , recurriendo a la mecánica clásica se sabe que:

$$W = Fuerza \cdot Distancia$$

Y por lo tanto, si se diferencia por unidad de tiempo para estudiar las potencias entregadas y recibidas en el VC resultantes del flujo de masa entrante y saliente, y sabiendo que la fuerza que realizan al entrar o salir no cambia con el tiempo (estado estable), se obtiene que:

$$\dot{W} = Fuerza \cdot Velocidad$$

Entonces, como

$$Fuerza = presión \cdot Area$$

la potencia entregada mediante trabajo viene dada por

$$\dot{W} = presión \cdot Area \cdot Velocidad \quad [10.XX]$$

Por lo tanto, conociendo de mecánica de los fluidos que si el flujo que atraviesa el VC lo hace de manera perpendicular al mismo, y que si sus propiedades intensivas (las que no dependen de la cantidad de masa) son uniformes, se puede expresar que el **Flujo Másico** es:

$$\dot{m} = \text{Densidad} \cdot \text{Velocidad} \cdot \text{Area}$$

reordenando resulta:

$$\text{Velocidad} \cdot \text{Area} = \dot{m} \cdot \frac{1}{\text{Densidad}} = \dot{m} \cdot v \quad [10.XXI]$$

Donde “v” es el volumen específico.

Entonces, si se reemplaza [9.XXI] en [9.XX] resulta que:

$$\dot{W} = \text{presión} \cdot \dot{m} \cdot v \quad [10.XXII]$$

Por lo tanto, reemplazando [9.XXII] en [9.XIX] resulta:

$$\dot{W}_{tot} = \dot{W}_{eje} + \dot{W}_e - \dot{W}_s = \dot{W}_{eje} + \dot{m}_e \cdot p_e \cdot v_e - \dot{m}_s \cdot p_s \cdot v_s \quad [10.XXIII]$$

Y reemplazando en la ecuación [9.XII] se obtiene que:

$$\begin{aligned} \frac{d(E_{vc(t)})}{dt} &= \dot{m}_e(ep_e + k_e + u_e) - \dot{m}_s(ep_s + k_s + u_s) + \dot{Q} \\ &\quad - (\dot{W}_{eje} + \dot{m}_e \cdot p_e \cdot v_e - \dot{m}_s \cdot p_s \cdot v_s) \end{aligned}$$

Reordenando,

$$\frac{d(E_{vc(t)})}{dt} = \dot{m}_e(ep_e + k_e + u_e + p_e \cdot v_e) - \dot{m}_s(ep_s + k_s + u_s + p_s \cdot v_s) + \dot{Q} - \dot{W}_{eje}$$

Donde se define a la entalpía “h” como

$$h = u + p \cdot v$$

por lo tanto:

$$\frac{d(E_{vc(t)})}{dt} = \dot{m}_e(ep_e + k_e + h_e) - \dot{m}_s(ep_s + k_s + h_s) + \dot{Q} - \dot{W}_{eje} \quad [10.XXIV]$$

Los valores de h se encuentran tabulados, variando estos según la temperatura y la presión.

- Análisis de un Volumen de Control en estado estacionario.

Aquí se evaluará a las ecuaciones presentadas en el inciso anterior aplicadas al **estado estacionario** de funcionamiento de las máquinas puesto que es el estado normal de trabajo de las mismas. El **estado transitorio**: los arranques, paradas, ajustes, respuestas a cambios en proceso no se estudiarán en este proyecto.

Para las máquinas que se emplearán, que no son de movimientos alternativos, el estado estacionario se puede definir como el que se presenta cuando no hay cambio en las propiedades intensivas y extensivas en un punto determinado del sistema en cuestión. O sea, se recorre todo el ciclo y se vuelve al mismo estado inicial.

Si se recurre al balance de masa de la ecuación [9.VI], resulta que:

$$\frac{d(m_{vc(t)})}{dt} = 0$$

entonces,

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m} \quad [10.XXV]$$

Y para analizar el concepto energético se recurre a la ecuación [10.XXIV]. En el estado estacionario, como se expuso anteriormente, no hay cambio de energía neta dentro del volumen de control. Resulta entonces:

$$\frac{d(E_{vc(t)})}{dt} = 0$$

Por lo tanto, la ecuación [9.XXIV] evaluada para el estado estacionario resulta:

$$\dot{m}_s(ep_s + k_s + h_s) = \dot{m}_e(ep_e + k_e + h_e) + \dot{Q} - \dot{W}_{eje} \quad [10.XXVI]$$

Reemplazando [9.XXV] en [9.XXVI] se obtiene que:

$$m(ep_s + k_s + h_s) = \dot{m}(ep_e + k_e + h_e) + \dot{Q} - \dot{W}_{eje}$$

Reordenando resulta que:

$$\dot{W}_{eJe} = Q + \dot{m} \cdot [(ep_e - ep_s) + (k_e - k_s) + (h_e - h_s)] \quad [10.XXVII]$$

A continuación, y recurriendo para todos los casos a la ecuación número [10.XXVII] se presentarán las ecuaciones simplificadas para el estudio energético de cada una de las partes más representativas del ciclo propuesto.

❖ Máquinas e intercambiadores de calor, ecuaciones características.

➤ Turbina

Considerando que:

- La pérdida de calor por las paredes del equipo es muy pequeña en relación a las otras magnitudes de energía en cuestión.
- Que la diferencia de energía potencial es despreciable particularmente cuando se trabaja con gases o vapor de agua.
- La diferencia de energía cinética también se puede considerar como cero.
- Que el proceso es ideal y que no hay pérdidas en la máquina.

Resulta que:

$$\dot{W}_T = \dot{m} \cdot (h_e - h_s) \quad [10.XXVIII]$$

Ahora bien, como todo el análisis antes presentado supone una máquina ideal, se define el rendimiento isoentrópico como sigue:

$$\eta_T = \frac{(h_e - h_{s \text{ real}})}{(h_e - h_{s \text{ isoentrópico}})} \quad [10.XXIX]$$

Este contempla, tomando siempre la misma condición de entrada a la máquina, el cociente entre el trabajo entregado en una evolución real (con rozamiento, flujo no ideal, pérdidas térmicas, etc.) contra el ideal. De esta manera, tomando valores conocidos típicos para los tipos de máquinas en cuestión se puede conocer el resultado real del funcionamiento de la misma.

➤ Bomba de agua

Tomando las mismas consideraciones que para la turbina, resulta que:

$$\dot{W}_B = \dot{m} \cdot (h_e - h_s) \quad [10.XXX]$$

Y el rendimiento isoentrópico:

$$\eta_B = \frac{(h_{s \text{ isoentrópico}} - h_e)}{(h_{s \text{ real}} - h_e)} \quad [10.XXXI]$$

➤ Caldera (economizador, evaporador y sobre-calentador)

En estos equipos, el intercambio de energía es netamente a través de Q. Se desprecia la diferencia de energía cinética y para calderas pequeñas se puede despreciar por sobre las otras magnitudes la diferencia de energía potencial. La pérdida de energía mediante calor del intercambiador al entorno también se desprecia. Por lo tanto, resulta que:

$$Q = -\dot{m} \cdot (h_e - h_s) \quad [10.XXXII]$$

➤ Condensador

Se toman las mismas consideraciones que para la caldera, resulta que:

$$Q = -\dot{m} \cdot (h_e - h_s) \quad [10.XXXIII]$$

❖ Rendimiento máximo teórico del ciclo de vapor

Para enmarcarlo en los modelos termodinámicos, se puede plantear que el ciclo a estudiar en este caso es un **ciclo de potencia**, donde como resultado, una turbina de vapor entrega potencia sobre su eje (\dot{W}_{eje}). Se utiliza energía obtenida de una fuente caliente (los gases de escape de la turbina de gas) y necesariamente se libera energía a una fuente fría (el medio ambiente a través del condensador). Lo anterior responde al enunciado de Kelvin-Planck del segundo principio de la termodinámica, a saber:

“Es imposible construir una máquina que, operando cíclicamente, no produzca otro efecto que la extracción de calor desde un solo depósito y la entrega de una cantidad equivalente de trabajo”.

Por lo tanto, se deduce que para que se entregue la potencia W_{eje} mediante un proceso cíclico es obligatorio que parte de la energía a utilizar no se aproveche sino que se descargue a través de calor a otro fuente fría.

Gráficamente se puede expresar que:

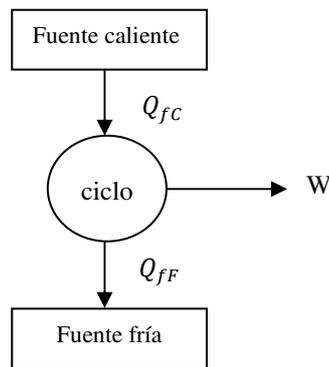


Figura 10.III. Gráfico de un Ciclo de Potencia genérico.

Recurriendo a la ecuación [9.II] y sabiendo además que el sistema se encuentra en estado estacionario describiendo un ciclo, se puede plantear que:

$$\Delta E_{ciclo} = Q_{ciclo} - W_{ciclo} = 0 \quad [10.XXXIV]$$

De esta manera, el trabajo neto teórico entregado será igual al calor neto absorbido por el mismo:

$$W_{ciclo} = Q_{ciclo} = Q_{fc} - Q_{ff} \quad [10.XXXV]$$

donde “ Q_{fc} ” es el calor absorbido desde la fuente caliente y “ Q_{ff} ” el entregado a la fuente fría. En este último término es donde se evidencia el desaprovechamiento de parte de la energía absorbida.

Para continuar, se presentan los 2 corolarios del segundo principio de la termodinámica, formulados por Sadi Carnot:

Corolario 1: “El rendimiento térmico de un ciclo de potencia irreversible es siempre menor que el rendimiento térmico de un ciclo de potencia reversible cuando ambos operan entre los dos mismos focos térmicos.”

Corolario 2: “Todos los ciclos de potencia reversibles que operan entre los dos mismos focos térmicos tienen el mismo rendimiento térmico”

Del corolario 1, se desprende que al sistema ideal planteado le corresponde un rendimiento máximo que no se podrá alcanzar en la realidad. Del corolario 2, que dicho rendimiento es independiente del fluido de trabajo que se seleccione o las etapas que compongan el ciclo de potencia que se utilice.

Ahora, como el rendimiento térmico de un ciclo de potencia se define como el cociente entre el trabajo “W” útil entregado y la energía consumida, “Q_{fc}“, recurriendo al corolario 1 se puede expresar que el rendimiento real será siempre menor que el obtenido mediante procesos internamente reversibles (sin generación de entropía; S=0).

$$\eta_{ciclo} \leq \left(\frac{W_{Neto\ entregado}}{Q_{consumida}} \right)_{S=0} \quad [10.XXXVI]$$

Por lo tanto, recurriendo a la ecuación [9.XXXV] resulta que:

$$\eta_{ciclo} \leq 1 - \frac{Q_{fF}}{Q_{fC}} \quad [10.XXXVII]$$

Y, sabiendo que, para una máquina térmica reversible operando entre dos reservorios térmicos, se puede expresar que el cociente de los calores absorbidos y descargados es igual al cociente de las temperaturas, se puede expresar que:

$$\eta_{ciclo} \leq 1 - \frac{T_{fF}}{T_{fC}} \quad [10.XXXVIII]$$

En lo anterior queda en evidencia lo postulado en el corolario 2, puesto que solo depende de las características de los focos frío-caliente y de ninguna otra magnitud relativa a los procesos o equipos que intervengan.

Anexo 10.XIV Resolución 1281/2006

Secretaría de Energía

ENERGIA ELECTRICA

Resolución 1281/2006

Establécese que, a partir del 1° de noviembre de 2006, la energía comercializada en el Mercado "Spot" por los Agentes dependientes del Estado Nacional, tendrá como destino prioritario el abastecimiento de las demandas atendidas por los Agentes Distribuidores y/o Prestadores del Servicio Público de Distribución de Energía Eléctrica del Mercado Eléctrico Mayorista, que no cuentan con la capacidad de contratar su abastecimiento en dicho Mercado y que no se encuentran respaldadas por contratos del Mercado a Término. Características básicas del Servicio de Energía Plus. Determinación de la demanda base.

Bs. As., 4/9/2006

VISTO el Expediente S01:0325179/2006 del Registro del MINISTERIO DE PLANIFICACION FEDERAL, INVERSION PUBLICA Y SERVICIOS, y

CONSIDERANDO:

Que el sostenido crecimiento de la demanda de energía eléctrica, derivado de la recuperación económica producida desde el 2003, requiere de la toma de decisiones que permitan garantizar su abastecimiento.

Que resulta responsabilidad del ESTADO NACIONAL en los términos del artículo 2 y concordantes de la Ley N° 24.065, velar adecuadamente por los derechos de los usuarios y promover la competitividad del mercado de producción y demanda eléctrica, garantizándose el suministro de la energía a los usuarios en las actuales condiciones de crecimiento de la demanda, dado el crecimiento económico y productivo del país.

Que también resulta responsabilidad del ESTADO NACIONAL velar por los derechos de aquellos usuarios finales, que no tienen oportunidad, capacidad y/o medios para poder decidir, por sí mismos, el proveedor de su suministro de energía eléctrica, al no disponer de otras alternativas hábiles a su alcance.

Que ante situaciones como las mencionadas, resulta conveniente establecer que la energía comercializada en el Mercado "Spot" por los agentes dependientes del ESTADO NACIONAL, debe ser dirigida prioritariamente a satisfacer estos suministros, por sobre otros que cuentan con las herramientas necesarias para procurarse el aseguramiento del mismo.

Que asimismo corresponde dictar los actos que permitan incentivar el aumento de la capacidad de generación actualmente instalada en sus distintas modalidades, garantizando las condiciones necesarias que permitan invertir en el sector.

Que con el objetivo de impulsar nueva oferta energética privada, resulta adecuado aprestar las bases reglamentarias aplicables, dando las señales económicas necesarias y disponer las vías de acción a seguir por parte de los Agentes del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM) o los que pretendan serlo para la instalación de nueva oferta de generación.

Que la UNION INDUSTRIAL ARGENTINA (UIA) ha expresado su apoyo a los lineamientos planteados en esta norma, mediante el Acta Acuerdo celebrada entre el MINISTERIO DE PLANIFICACION FEDERAL, INVERSION PUBLICA Y SERVICIOS, la UNION INDUSTRIAL ARGENTINA (UIA) y la SECRETARIA DE ENERGIA el día 24 de agosto de 2006.

Que la Dirección General de Asuntos Jurídicos del MINISTERIO DE ECONOMIA Y PRODUCCION ha tomado intervención a los efectos de su competencia, según lo establecido por el artículo 9º del Decreto N° 1142 de fecha 26 de noviembre de 2003.

Que la presente medida se dicta en virtud de las atribuciones emergentes del artículo 37 de la Ley N° 15.336 y los artículos 35, 36 y 85 de la Ley N° 24.065, del artículo 1º del Decreto N° 432 de fecha 25 de agosto de 1982 y de lo dispuesto por el artículo 8º del Decreto N° 186 de fecha 25 de julio de 1995.

Por ello, EL SECRETARIO DE ENERGIA RESUELVE:

Artículo 1º — Establécese que, a partir del 1º de noviembre de 2006, la energía comercializada en el Mercado "Spot" por los Agentes dependientes del ESTADO NACIONAL tendrá como destino prioritario el abastecimiento de las demandas atendidas por los Agentes Distribuidores y/o Prestadores del Servicio Público de Distribución de

Energía Eléctrica del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM), que no cuentan con la capacidad de contratar su abastecimiento en dicho Mercado y que no se encuentran respaldadas por contratos del Mercado a Término.

Asimismo, la energía eléctrica disponible en el Mercado "Spot", generación hidroeléctrica sin contrato a la fecha de publicación de la presente resolución y generación térmica sin combustible propio, no incluida en lo definido previamente, deberá ser destinada a abastecer, en primer lugar a las demandas señaladas previamente y seguidamente a los suministros de las demandas de hasta TRESCIENTOS KILOVATIOS (300 kW) de potencia contratada que resulten ser clientes de los Agentes Distribuidores y/o Prestadores del Servicio Público de Distribución de Energía Eléctrica del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM), en tanto no estén respaldadas por contratos en el Mercado a Término.

Los Grandes Usuarios del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM) y las Grandes Demandas clientes de los Prestadores del Servicio Público de Distribución o de los Distribuidores, en ambos casos mayores de TRESCIENTOS KILOVATIOS (300 KW), sólo estarán autorizados a contratar respaldo físico por el remanente no contratado en el Mercado a Término de su demanda de energía y potencia registrada en el "AÑO BASE", determinada según la metodología establecida en el Anexo II de la presente resolución, con la generación térmica, con disponibilidad de combustible, de los agentes del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM) existentes a la fecha de publicación de la presente resolución.

La COMPAÑIA ADMINISTRADORA DEL MERCADO MAYORISTA ELECTRICO SOCIEDAD ANONIMA (CMMESA) deberá tener en cuenta tales definiciones en la programación, el despacho de cargas y la operación en tiempo real.

Art. 2º — Establécese el SERVICIO ENERGIA PLUS, consistente en la oferta de disponibilidad de generación adicional por parte de Agentes Generadores, Cogeneradores o Autogeneradores que, a la fecha de publicación del presente acto, no sean agentes del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM) o no cuenten con las instalaciones de generación a comprometer en este servicio o que a dicha fecha no estén interconectados al MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM), cuyas características básicas son las definidas en el Anexo I de esta norma.

Art. 3° — Habilítense a los Grandes Usuarios Mayores (GUMAs) y a los Grandes Usuarios Menores (GUMEs) con consumos mayores o iguales a TRESCIENTOS KILOVATIOS (300 KW) de potencia del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM), como así también aquellas Grandes Demandas (consumos mayores o iguales a TRESCIENTOS KILOVATIOS (300 KW) de potencia) clientes de cada Agente Distribuidor o Prestador del Servicio de Distribución de Energía Eléctrica, a participar de lo dispuesto en la presente norma, con el objeto de poder respaldar el abastecimiento de los incrementos de demanda previstos por sobre lo efectivamente demandado en el año 2005, entiéndase "DEMANDA BASE" definida en el Anexo II de esta resolución.

En el caso de las Grandes Demandas clientes de cada Agente Distribuidor o Prestador del Servicio de Distribución de Energía Eléctrica, éstos deberán actuar por cuenta y orden de las Grandes Demandas.

En todos los casos, los Agentes deberán solicitar el volumen de potencia que requieren para tal respaldo, y comprometerse a abonar los costos que resulten del suministro de dichos servicios.

Art. 4° — Establécese que el ORGANISMO ENCARGADO DEL DESPACHO (OED) deberá validar, en la oportunidad y bajo los términos que esta SECRETARIA DE ENERGIA establecerá con ese objeto, los acuerdos que se celebren bajo la modalidad del SERVICIO ENERGIA PLUS, conforme las condiciones generales establecidas en los Anexos correspondientes.

Art. 5° — Los precios monómicos pactados en los acuerdos que se celebren bajo la modalidad del SERVICIO ENERGIA PLUS deberán estar compuestos por los costos asociados y un margen de utilidad. En tal sentido, la SECRETARIA DE ENERGIA definirá para todos los casos el margen de utilidad, como así también el ORGANISMO ENCARGADO DEL DESPACHO (OED) validará los costos asociados.

A los fines de la definición del margen de utilidad, la SECRETARIA DE ENERGIA deberá someter su decisión ad referendum del Señor Ministro de Planificación Federal, Inversión Pública y Servicios.

Art. 6° — Instrúyese al ORGANISMO ENCARGADO DEL DESPACHO (OED) a implementar una cuenta específica para la registración contable de las transacciones

económicas (cobros y pagos) del SERVICIO ENERGIA PLUS.

Art. 7° — Establécese que, en tanto sea de aplicación lo dispuesto en la Resolución SECRETARIA DE ENERGIA N° 406 de fecha 8 de septiembre de 2003 y su aclaratoria, la Resolución SECRETARIA DE ENERGIA N° 943 de fecha 27 de noviembre de 2003, los compromisos asumidos por el servicio creado por la presente resolución, serán considerados comprendidos en el inciso e) del artículo 4° de la referida Resolución SECRETARIA DE ENERGIA N° 406 de fecha 8 de septiembre de 2003.

Art. 8° — En ningún caso se podrán considerar para el cálculo del Precio del Mercado (Anexo 5 de los Procedimientos), los precios consignados en los contratos de la modalidad del SERVICIO ENERGIA PLUS.

Art. 9° — Establécese que a partir de la publicación de la presente Resolución, y de manera transitoria hasta tanto esta Secretaría produzca los cambios regulatorios necesarios, cada Agente demandante de energía eléctrica que opere en calidad de Gran Usuario del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM) en cualquiera de sus categorías GRAN USUARIO MAYOR (GUMA), GRAN USUARIO MENOR (GUME) o GRAN USUARIO PARTICULAR (GUPA), deberá mantenerse en tal condición.

Art. 10° — Instrúyese a la COMPAÑIA ADMINISTRADORA DEL MERCADO MAYORISTA ELECTRICO SOCIEDAD ANONIMA (CAMMESA) a elaborar un Procedimiento específico para el tratamiento del tema planteado en esta norma; en tal sentido, en un plazo máximo de QUINCE (15) días corridos de publicada la presente resolución la COMPAÑIA ADMINISTRADORA DEL MERCADO MAYORISTA ELECTRICO SOCIEDAD ANONIMA (CAMMESA) deberá elevar el proyecto de Procedimiento elaborado a la SECRETARIA DE ENERGIA para su aprobación; dicha aprobación, deberá ser "ad referéndum" del Señor Ministro de Planificación Federal, Inversión Pública y Servicios.

Art. 11° — Facúltase al Señor Subsecretario de Energía Eléctrica a efectuar todas las comunicaciones que sea menester a los efectos de interactuar con la COMPAÑIA ADMINISTRADORA DEL MERCADO MAYORISTA ELECTRICO SOCIEDAD ANONIMA (CAMMESA), resolviendo las cuestiones relativas a la aplicación e interpretación de la presente resolución.

A los efectos de las comunicaciones relativas a la aplicación de la presente resolución, se deberá entender que el Señor Subsecretario de Energía Eléctrica actúa en nombre de la SECRETARIA DE ENERGIA.

Art. 12° — Notifíquese a la COMPAÑIA ADMINISTRADORA DEL MERCADO MAYORISTA ELECTRICO SOCIEDAD ANONIMA (CAMMESA), al ENTE NACIONAL REGULADOR DE LA ELECTRICIDAD (ENRE) y a los ENTES REGULADORES PROVINCIALES.

Art. 13° — Comuníquese, publíquese, dése a la Dirección Nacional del Registro Oficial y archívese. — Daniel Cameron.

ANEXO I

SERVICIO ENERGIA PLUS

1. DESCRIPCION

El objeto del SERVICIO ENERGIA PLUS es poder contar con la disponibilidad de generación adicional (interconexión de generación existente, cierre de ciclos combinados, repotenciaciones, etc.), de manera de poder alcanzar el adecuado cubrimiento de la demanda de energía eléctrica.

En consecuencia, se establece un servicio que puede ser brindado por Agentes Generadores, Cogeneradores o Autogeneradores, por la cual se oferta potencia adicional, que en la fecha de publicación de la presente resolución no sean agentes del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM) o no dispongan de las unidades de generación o no estén interconectados al mismo.

El SERVICIO ENERGIA PLUS tiene como objeto poder respaldar los incrementos de demanda de GRANDES USUARIOS MAYORES (GUMAs) y a los GRANDES USUARIOS MENORES (GUMEs) con consumos mayores o iguales a TRESCIENTOS KILOVATIOS (300 KW) de potencia del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM), como así también aquellas Grandes Demandas (consumos mayores o iguales a TRESCIENTOS KILOVATIOS (300 KW) de potencia) clientes de cada Agente Distribuidor o Prestador del Servicio de Distribución de Energía Eléctrica, por sobre lo efectivamente demandado en el año 2005, entiéndase "DEMANDA BASE" definida en el

Anexo II de esta norma.

Como contraprestación, se celebrarán contratos entre las partes involucradas en los dos párrafos anteriores por la potencia adicional acordada a un precio monómico compuesto por los costos asociados y un margen de utilidad. Estos contratos deberán contar con el aval del ORGANISMO ENCARGADO DE DESPACHO (OED), el cual también aprobará los costos asociados, y el margen de utilidad deberá ser definido por la SECRETARIA DE ENERGIA "ad referéndum" del Señor Ministro de Planificación Federal, Inversión Pública y Servicios.

El punto de entrega de la potencia será el centro de cargas del sistema, por lo que el Generador deberá abonar el cargo variable de transporte hasta dicho nodo, y el demandante deberá abonar el cargo variable de transporte desde dicho nodo hasta su punto de suministro.

2. OFERTA DEL SERVICIO

Estarán habilitadas a participar del SERVICIO ENERGIA PLUS la generación adicional cuya habilitación comercial se produzca posteriormente a la fecha de publicación de la presente resolución, o que a dicha fecha no estén interconectados al MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM), excepto que dicha potencia esté comprometida como respaldo de contratos de abastecimiento, de exportación, de disponibilidad de potencia o de cualquier otro tipo, en donde se haya comprometido la disponibilidad de potencia al cubrimiento de Contratos.

Los Agentes que deseen participar del SERVICIO ENERGIA PLUS deberán cumplir con todos los requisitos establecidos en "Los Procedimientos para la Programación, el Despacho de Cargas y el Cálculo de Precios (LOS PROCEDIMIENTOS)", en función de sus características técnicas. La SECRETARIA DE ENERGIA podrá adecuar dichos requerimientos en caso de ser necesario.

3. REQUERIMIENTO DEL SERVICIO

Serán demandantes del SERVICIO ENERGIA PLUS, los GRANDES USUARIOS MAYORES GUMAs) y a los GRANDES USUARIOS MENORES (GUMEs) con consumos mayores o iguales a TRESCIENTOS KILOVATIOS (300 KW) de potencia del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA MEM), como así también aquel Agente

Distribuidor o Prestador del Servicio de Distribución de Energía Eléctrica, que actúe por cuenta y orden de sus Grandes Demandas (consumos mayores o iguales a TRESCIENTOS KILOVATIOS (300 KW) de potencia), para respaldar su abastecimiento por sobre lo efectivamente demandado en el año 2005, entiéndase "DEMANDA BASE" definida en el Anexo II de esta norma.

4. CONTRATACIONES

El ORGANISMO ENCARGADO DEL DESPACHO (OED) recibirá con periodicidad trimestral estacional y hasta que la SECRETARIA DE ENERGIA disponga lo contrario, contratos celebrados entre agentes generadores, cogeneradores, o autogeneradores que ofertan potencia y energía adicional y los GRANDES USUARIOS MAYORES (GUMAs) y a los GRANDES USUARIOS MENORES (GUMEs) con consumos mayores o iguales a TRESCIENTOS KILOVATIOS (300 KW) de potencia del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM) como así también las grandes demandas mayores de TRESCIENTOS KILOVATIOS (300 KW) clientes del Agente Distribuidor o Prestador del servicio público de distribución que actúa por cuenta y orden de los mismos para respaldar el abastecimiento de su demanda por sobre lo efectivamente demandado en el curso del año 2005, denominada "DEMANDA BASE", definida en el Anexo II de la presente resolución.

A partir de la fecha del cierre de recepción de las ofertas, el ORGANISMO ENCARGADO DEL DESPACHO (OED) contará con un plazo máximo de DIEZ (10) días corridos para elevar un informe a la SECRETARIA DE ENERGIA con el estudio de costos correspondiente.

La SECRETARIA DE ENERGIA analizará la información remitida y en un plazo máximo de DIEZ (10) días corridos procederá a aprobar o rechazar los correspondientes informes e informará a sus efectos al ORGANISMO ENCARGADO DEL DESPACHO (OED).

Aquellos demandantes encuadrados en el párrafo anterior que demuestren no haber podido celebrar acuerdos podrán, SETENTA Y CINCO (75) días corridos antes del vencimiento del trimestre estacional en curso, solicitar a la SECRETARIA DE ENERGIA se lleve a cabo un llamado a licitación por la sumatoria de los volúmenes de potencia adicional a la "DEMANDA BASE" que requieran los GRANDES USUARIOS MAYORES (GUMAs) y los GRANDES USUARIOS MENORES (GUMEs) como así también las Grandes

Demandas mayores de TRESCIENTOS KILOVATIOS (300 kW) clientes del Agente Distribuidor o Prestador del Servicio Público de Distribución que actúen por cuenta y orden de ellos. Con la información y la periodicidad estacional antes referida, el ORGANISMO ENCARGADO DEL DESPACHO (OED) realizará llamados a licitación pública, CUARENTA Y CINCO (45) días corridos antes del vencimiento del trimestre estacional en curso, para la oferta del SERVICIO DE ENERGIA PLUS destinado a dar respaldo al incremento de la "DEMANDA BASE" a partir de la potencia adicional brindada por los Agentes Generadores, Cogeneradores y Autogeneradores del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM), instalada con posterioridad a la publicación de la presente resolución en el Boletín Oficial.

A partir de la fecha de cierre de recepción de las ofertas, el ORGANISMO ENCARGADO DEL DESPACHO (OED) contará con un plazo máximo de DIEZ (10) días corridos para elevar a la SECRETARIA DE ENERGIA la propuesta de adjudicación pertinente con los análisis de costos y el margen de utilidad definido por la SECRETARIA DE ENERGIA "ad referéndum" del Señor Ministro de Planificación Federal, Inversión Pública y Servicios.

La SECRETARIA DE ENERGIA deberá analizar la información remitida, y en el término de DIEZ (10) días corridos deberá informar su aprobación la propuesta de adjudicación al ORGANISMO ENCARGADO DEL DESPACHO (OED).

Al inicio de cada período estacional la SECRETARIA DE ENERGIA deberá definir el margen de utilidad a ser considerado para los contratos que se celebren en el marco del SERVICIO ENERGIA PLUS en dicho período.

Esta definición deberá ser realizada "ad referéndum" del Señor Ministro de Planificación Federal, Inversión Pública y Servicios.

5. REMUNERACION

Cada contrato habilitado en el marco del SERVICIO ENERGIA PLUS recibirá una remuneración mensual, la cual será calculada considerando el Precio monómico avalado por el ORGANISMO ENCARGADO DEL DESPACHO (OED), en función a la aprobación de sus costos, y el margen de utilidad definido por la SECRETARIA DE ENERGIA "ad referéndum" del Señor Ministro de Planificación Federal, Inversión Pública

y Servicios.

En tanto sea de aplicación lo dispuesto en la Resolución SECRETARIA DE ENERGIA N° 406 del de septiembre de 2003 y su aclaratoria, la Resolución SECRETARIA DE ENERGIA N° 943 del 27 de noviembre de 2003, los compromisos asumidos por el SERVICIO ENERGIA PLUS serán considerados comprendidos en el inciso e) del artículo 4° de la referida Resolución SECRETARIA DE ENERGIA N° 406 del 8 de septiembre de 2003.

ANEXO II

DETERMINACION DE LA DEMANDA BASE

1. ALCANCE

Para cada demandante se deberá determinar una demanda de referencia, la que será considerada como punto de partida para medir los crecimientos futuros que requerirán respaldo de nueva capacidad de generación.

2. DEMANDA BASE

Se define como "DEMANDA BASE" a la demanda de potencia eléctrica abastecida durante el año 2005.

Para cada uno de los Agentes Demandantes del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM), la COMPAÑIA ADMINISTRADORA DEL MERCADO MAYORISTA ELECTRICO SOCIEDAD ANONIMA (CAMMESA) deberá determinar su "DEMANDA BASE" como la potencia máxima, para cada mes del año calendario, banda horaria y por tipo de día: Hábil, Sábado y Domingo, efectivamente realizada abastecida a dichos Agentes durante el año 2005, en adelante el "AÑO BASE".

Para la asignación a los días feriados de los tipos de día referidos, se deberá aplicar lo especificado al respecto en el apartado 2.5.2.1.1 – "PERIODO EN QUE SE REMUNERA LA POTENCIA" del Capítulo 2 – "PRECIOS ESTACIONALES" de LOS PROCEDIMIENTOS".

Para un GRAN USUARIO MAYOR (GUMA), la COMPAÑIA ADMINISTRADORA DEL MERCADO MAYORISTA ELECTRICO SOCIEDAD ANONIMA (CAMMESA)

deberá utilizar los registros del SISTEMA DE MEDICION COMERCIAL (SMEC) del referido "AÑO BASE", utilizados para la ejecución de las Transacciones Económicas de los meses de tal año, a los efectos de determinar la "DEMANDA BASE" de los Agentes del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM).

Para los GRANDES USUARIOS MENORES (GUMES) y PARTICULARES (GUPAS), la COMPAÑÍA ADMINISTRADORA DEL MERCADO MAYORISTA ELECTRICO SOCIEDAD ANONIMA (CAMMESA) aplicará para la distribución de demanda por tipo de día, de no existir mejor información, como ser la certificación dada por el Agente Distribuidor o Prestador respectivo, la determinada para el Agente Distribuidor o Prestador del Servicio de Distribución de Energía Eléctrica correspondiente.

Para aquellas Grandes Demandas clientes de un Agente Distribuidor o Prestador del Servicio Público de Distribución de Energía Eléctrica, deberán presentar a la COMPAÑÍA ADMINISTRADORA DEL MERCADO MAYORISTA ELECTRICO SOCIEDAD ANONIMA (CAMMESA) su "DEMANDA BASE" avalada por el Agente Prestador del área a la cual pertenece.

Un Gran Usuario que ingrese al MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM) con posterioridad, y siempre que hubiere sido previamente cliente de un Agente Prestador del Servicio Público de Distribución de Energía Eléctrica, deberá adjuntar a la información a presentar a la COMPAÑÍA ADMINISTRADORA DEL MERCADO MAYORISTA ELECTRICO SOCIEDAD ANONIMA (CAMMESA) para la administración de sus transacciones económicas, su "DEMANDA BASE" avalada por el Agente Distribuidor o Prestador del Servicio Público de Distribución del área a la cual pertenece.

El Agente Prestador no podrá negarse a otorgar la certificación antes aludida sin razones que lo justifiquen y sean confirmadas por el Ente Regulador de la Jurisdicción, salvo que se trate de un nuevo punto de suministro, cuyo tratamiento se señala más adelante.

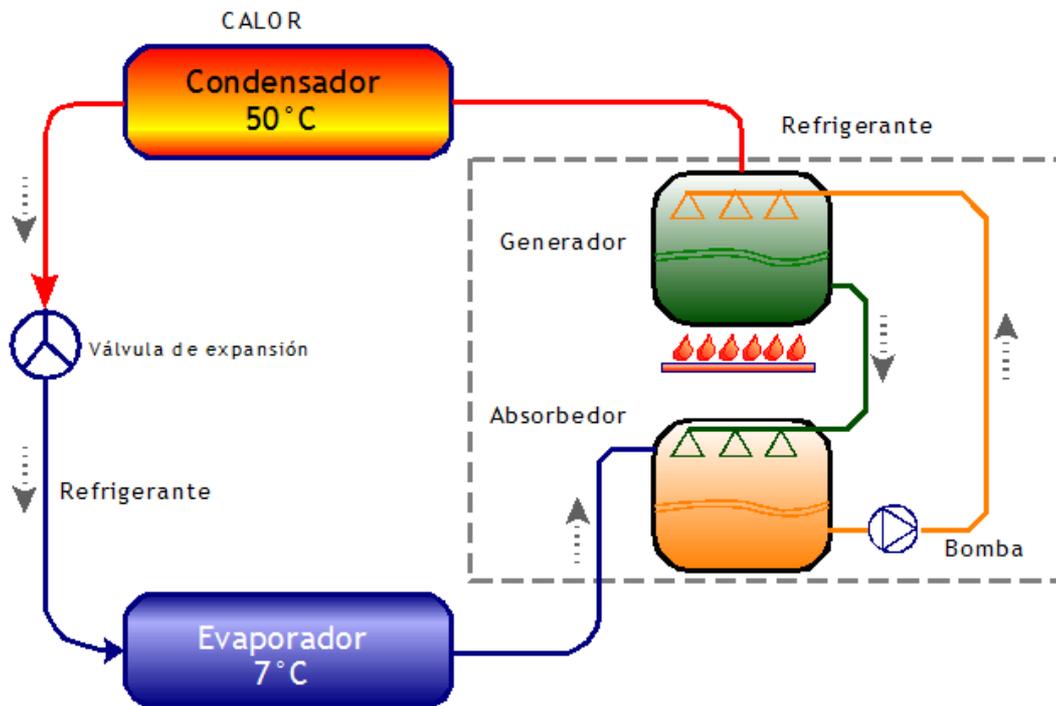
Si el aspirante a ser Gran Usuario no contare con la "DEMANDA BASE" acreditada por el Agente Prestador de su área sin motivos que así lo justifiquen; la COMPAÑÍA ADMINISTRADORA DEL MERCADO MAYORISTA ELECTRICO SOCIEDAD ANONIMA (CAMMESA) determinará la desagregación y distribución requerida de dicha demanda en base a la facturación realizada por el Agente Distribuidor o Prestador del Servicio Público de Distribución al nuevo agente durante el "AÑO BASE"; la cual deberá

ser provista por el nuevo Agente, informando al Agente Prestador la determinación realizada y al Ente Regulador de la jurisdicción el incumplimiento de sus obligaciones como Agente del MERCADO ELECTRICO MAYORISTA (MEM) en que ha incurrido aquél.

Esta información será contrastada con la disponible en la COMPAÑIA ADMINISTRADORA DEL MERCADO MAYORISTA ELECTRICO SOCIEDAD ANONIMA (CAMMESA) recibida en cumplimiento de lo dispuesto en el artículo 19 de la Resolución SECRETARIA DE ENERGIA N° 93 de fecha 26 de enero de 2004, sus modificatorias y complementarias.

De tratarse de un nuevo Agente que no contara con un punto de suministro preexistente de un Agente Prestador del Servicio Público de Distribución de Energía Eléctrica, se deberá considerar que la "DEMANDA BASE" es igual a CERO (0).

Anexo 10.XV. Sistemas de refrigeración por absorción



El sistema de refrigeración por absorción es un medio de producir frío que, al igual que en el sistema de refrigeración por compresión, aprovecha que ciertas sustancias absorben calor al cambiar de estado líquido a gaseoso. Así como en el sistema de compresión el ciclo se hace mediante un compresor, en el caso de la absorción, el ciclo se basa físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, como el bromuro de litio, de absorber otra sustancia, tal como el agua, en fase de vapor. Otra posibilidad es emplear el agua como sustancia absorbente (disolvente) y como absorbida (soluto) amoníaco.

Más en detalle, en el ciclo agua-bromuro de litio, el agua (refrigerante), en un circuito a baja presión, se evapora en un intercambiador de calor, llamado evaporador, el cual enfría un fluido secundario, que refrigerará ambientes o cámaras. Acto seguido el vapor es absorbido por el bromuro de litio (absorbente) en el absorbedor, produciendo una solución concentrada. Esta solución pasa al calentador, donde se separan disolvente y soluto por medio de calor procedente de una fuente externa; el agua vuelve al evaporador, y el bromuro al absorbedor para reiniciar el ciclo. Al igual que los sistemas de compresión que utilizan agua en sus procesos, el sistema requiere una torre de enfriamiento para disipar el calor sobrante.

Ventajas e inconvenientes

El rendimiento, medido por el COP (coefficient of performance, en la normativa española, por el CoDeRE, Coeficiente De Rendimiento Energético), es menor que en el método por compresión (entre 0,8 y 1,2 frente a 3 y 5,5). Si bien es cierto que el COP obtenido mediante compresión tiene en cuenta la energía eléctrica invertida en el compresor, que no es energía primaria en si. En cambio en un sistema de absorción la energía utilizada para el cálculo del COP es el calor aportado al generador, que sí es una energía primaria evaluable. Por tanto no se pueden comparar el COP de compresión y de absorción (es mejor y más útil compararlos a través del segundo principio de la termodinámica, para valorar la calidad de la energía utilizada).

Un ejemplo de esta situación podría ser una instalación de aire acondicionado solar: si se utilizasen placas fotovoltaicas sólo se podría utilizar un 15-20% de electricidad en comparación con unos paneles solares térmicos que podrían aprovechar hasta el 90% de la energía solar recibida, y a un precio de instalación mucho más reducido.

El conjunto completo paneles solares-absorción tendría un COP de entre 0,72 y 1,08 y el de compresión entre 0,54 (18% paneles y COP de 3, muy habitual) y 1,1 (20% paneles y COP de 5,5)

Si se utiliza la energía eléctrica de la red, para el sistema de compresión, cuando ésta llega a la toma de corriente lo hace con un rendimiento inferior al 25% sobre la energía primaria utilizada para generarla, lo que reduce mucho las diferencias de rendimiento (0,8 frente a 1,37). A pesar de ello en ciertos casos, cuando la energía proviene de una fuente de calor económica, incluso residual o un subproducto destinado a desecharse, compensa ampliamente utilizar un sistema de absorción.

Al calor aportado al proceso de refrigeración se le suma el calor sustraído de la zona enfriada. Con lo que el calor aplicado puede reutilizarse. Sin embargo, el calor residual se encuentra a una temperatura más baja (a pesar de que la cantidad de calor sea mayor), con lo que sus aplicaciones pueden reducirse.

También se pueden utilizar intercambiadores de placas, para precalentar la solución de agua-bromuro de litio, antes de pasar al calentador (separador), utilizando el bromuro de litio ya calentado, el cuál a su vez se enfría.

Los aparatos generadores por absorción son más voluminosos y requieren inmovilidad (lo que no permite su utilización en automóviles, lo que sería muy conveniente como ahorro de energía puesto que el motor tiene grandes excedentes de energía térmica, disipada en el radiador).

Otras de las formas de aprovechamiento, es a través de la Cogeneración (en este caso, mejor dicho, Trigeneración), es decir, el aprovechamiento del calor residual de las centrales termoeléctricas, es decir, de una energía gratuita.

11. BIBLIOGRAFÍA.

- 11.1. Normas Argentinas de Gas. NAG 100.
- 11.2. Normas Argentinas de Gas. NAG 126.
- 11.3. M. J. Moran y H. N. Shapiro. Fundamentos de Termodinámica Técnica. Editorial Reverté.
- 11.4. Anthony Giampaolo. 2006. Gas turbine handbook: principles and practices. Editorial The Fairmount Press. ISBN 0-88173-515-9
- 11.5. Heinz P. Block y Murari P. Singh. Steam Turbines: Design, Application, and Re-Rating. Editorial McGraw-Hill. ISBN 978-0-07-164100-5
- 11.6. ENARGAS – Ente nacional regulador del gas. www.enargas.gov.ar
- 11.7. Secretaría de Energía de la Nación. www.energia.gov.ar
- 11.8. Jack Herring. Paper ID: 2008058. Determination of Hydrocarbon Dew Point Measurement in Natural Gas.
- 11.9. Sylvain Quoilin and Vincent Lemort. 2009. Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems.
- 11.10. Vankeirsbilck I., Vanslambrouck B., Gusev S., De Paepe M. 2011. Organic rankine cycle as efficient alternative to steam cycle for small scale power generation.
- 11.11. PG Environmental & Thermal Technologies LLC. www.hrsdesign.com
- 11.12. The Engineering Toolbox. Resources, Tools and Basic Information for Engineering and Design of Technical Applications. <http://www.engineeringtoolbox.com/>
- 11.13. Servicio Meteorológico Nacional. www.smn.gov.ar
- 11.14. Compañía Administradora del Mercado Mayorista Eléctrico Sociedad Anónima <http://portalweb.cammesa.com/default.aspx>
- 11.15. Procedimientos para la programación de la operación, el despacho de cargas y el cálculo de precios, versión XXIV.
- 11.16. Ente Nacional Regulador de la Electricidad. <http://www.enre.gov.ar>
- 11.17. Fundación para el Desarrollo Eléctrico. <http://www.fundelec.org.ar>
- 11.18. Google Maps. <http://maps.google.com.ar/>
- 11.19. Jefferson W. Tester et. All. 2005. Sustainable energy. Choosing among the

- options. ISBN 0-262-20153-4.
- 11.20. National Renewable Energy Laboratory. November 2003. Gas-fired distributed energy resource technology characterization. ARCHIVO INTERNET: 34783.pdf
- 11.21. December 2001. EDUCOGEN. European Educational Tool on Cogeneration (2da edición). ARCHIVO INTERNET: EDUCOGEN_Tool.pdf
- 11.22. March 2001. COGEN Europe. A guide to cogeneration-Marzo 2001. ARCHIVO INTERNET: EDUCOGEN_Cogen_Guide.pdf
- 11.23. Combined Heat and Power del Centro de Estudios de Sistemas Avanzados de Energía de la Universidad estatal de Nueva Jersey. <http://njchp.rutgers.edu>. Bibliografía de turbinas de vapor presentes en la página. ARCHIVO INTERNET: Steam_Turbines.pdf
- 11.24. SENDECO2. Bolsa Europea de Derechos de Emisión de Dióxido de Carbono (EUAs) y Créditos de Carbono (CERs). <http://www.sendeco2.com>
- 11.25. Página educacional de Natural Gas Supply Association <http://www.naturalgas.org>
- 11.26. December 2008. Energy and Environmental Analysis (an ICF International Company). Technology Characterization: Gas Turbines. ARCHIVO INTERNET: catalog_chptech_gas_turbines.pdf
- 11.27. Comisión Nacional de Energía Atómica. <http://www.cnea.gov.ar/> ARCHIVO INTERNET: http://www.cnea.gov.ar/pdfs/sintesis_mem/2_2011.pdf
- 11.28. Información Legislativa. MECON CDI (Ministerio de Economía y Finanzas Públicas, Centro de Documentación e Información) <http://www.infoleg.gov.ar/>
- 11.29. Ram G.Narula et. All. June 3, 2002. Design Considerations for Combined Cycle Plants for the Deregulated Market—An EPC Contractor's Perspective. ARCHIVO INTERNET: 21560.pdf
- 11.30. May 2010. IEA ETSAP (International Energy Agency - Energy Technology Systems Analysis Program) Technology Brief I01. ARCHIVO INTERNET: I01-ind_boilers-GS-AD-gct1.pdf
- 11.31. Daniel Pieter Els. June 2004. Economic scheduling of steam boiler plant shut downs for targeted availability