

Análisis paramétrico y evaluación estadística de las turbinas de gas comerciales empleadas para cogeneración hasta 50MW

SANTAMARIA-PADILLA, Adriana*†, ROMERO-PAREDES, Hernando y SEGURA-PACHECO, Norberto.

Universidad Autónoma Metropolitana, Prol. Canal de Miramontes 3855, Tlalpan, Ex Hacienda San Juan de Dios, 14387 Ciudad de México, CDMX, México

Recibido Octubre 21, 2016; Aceptado Noviembre 22, 2016

Resumen

El objetivo de este trabajo es generar una herramienta de trabajo para los desarrolladores de sistemas de cogeneración que permita hacer una selección idónea de tecnologías de turbina de gas. En este trabajo se realizó un estudio paramétrico a 38 turbinas comerciales, de distintas marcas y modelos, a partir de los datos que cada fabricante proporciona en sus fichas técnicas, en un intervalo de potencia de 1 MW hasta 50 MW. Las marcas estudiadas son: Hitachi, Kawasaki, Mitsubishi, Rolls-Royce, Solar Turbines y Siemens. La metodología empleada para la evaluación fue a partir de los modelos matemáticos convencionales para determinar el coeficiente de derrateo de cada turbina en función de las condiciones ambientales de presión y temperatura. Se estudió la dispersión de las eficiencias politrópicas, se evaluó el calor disponible para cogeneración en función de la potencia de cada turbina. Las simulaciones se realizaron con softwares comerciales (TermoGraf y Excel). No se consideró el factor de carga. Se encontró que la potencia disminuye en un 5.5% por cada 500 msnm y 1.7% por cada 5°C que aumenta la temperatura. Además se encontraron eficiencias politrópicas para el compresor y turbina que van de 50-98% y 79-85% respectivamente.

Turbinas de gas, coeficiente de derrateo, eficiencias politrópicas, calor útil, simulación

Abstract

The objective of this work is to create a tool for developers of CHP systems that could select the right gas turbine technologies. In this work a parametric study was conducted at 38 commercial turbines of a set of data base of the manufacturers specifications, in a power range of 1 MW to 50 MW. The brands studied were: Hitachi, Kawasaki, Mitsubishi, Rolls Royce, Solar Turbines and Siemens. The evaluation method was performed from conventional mathematical models to determine the coefficient of derating of each turbine as a function of the environmental temperature and pressure. Dispersions of polytropic efficiencies, cogeneration available heat, generated power and performance was assessed as a function of environment variables. The simulations were performed with commercial software (TermoGraf and Excel). Load factor was not considered. 38 commercial gas turbine were evaluated. The generated power was reduced by 5.5% for each 500 above sea level and 1.7% for each 5 ° C of ambient temperature. Compressors and turbines polytropic efficiencies range between 50-98% and 79-85% respectively.

Gas turbine, derating coefficient, polytropic efficiencies, useful heat, simulation

Citación: SANTAMARIA-PADILLA, Adriana, ROMERO-PAREDES, Hernando y SEGURA-PACHECO, Norberto. Análisis paramétrico y evaluación estadística de las turbinas de gas comerciales empleadas para cogeneración hasta 50MW. Revista de Investigación y Desarrollo 2016, 2-6: 82-91

* Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: cbi2113009753@titlani.uam.mx)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

México cuenta con gran potencial para la cogeneración, el cual varía desde un mínimo de 849 MW a un máximo de 8,457 MW. La visión para el año 2030 es que el sector energético mexicano opere con políticas públicas y un marco fiscal, laboral y regulatorio que permita contar con una oferta diversificada, suficiente, continua, de alta calidad y a precios competitivos; así como maximizar la renta energética.

La cogeneración de alta eficiencia, al producir conjuntamente calor y electricidad en el centro de consumo térmico, aporta los siguientes beneficios energéticos, económicos y ecológicos:

- I. Disminución de los consumos de energía primaria.
- II. Disminución de las importaciones de combustible.
- III. Reducción de emisiones de GEI.
- IV. Disminución de pérdidas en el sistema eléctrico e inversiones en transporte y distribución.
- V. Aumento de la garantía de potencia y calidad del servicio eléctrico.
- VI. Aumento de la competitividad industrial y de la competencia en el sistema eléctrico.
- VII. Promoción de pequeñas y medianas empresas de construcción y operación de plantas de cogeneración.
- VIII. Adaptabilidad en zonas aisladas o ultraperiféricas.
- IX. Motivación por la investigación y desarrollo de sistemas energéticos eficientes.

En este trabajo se realizó un estudio paramétrico a 38 turbinas comerciales, de distintas marcas y modelos, a partir de los datos que cada fabricante proporciona en sus fichas técnicas, en un intervalo de potencia de 1 MW hasta 50 MW. Las marcas estudiadas son: Hitachi, Kawasaki, Mitsubishi, Rolls-Royce, Solar Turbines y Siemens.

Una turbina de gas es una turbomáquina capaz de generar potencia mecánica a partir de la combustión de una mezcla de combustible y aire en determinadas condiciones de presión y temperatura. Las condiciones ambientales juegan un papel importante en esa potencia generada. Éstas se variaron para obtener el coeficiente de derrateo para cada turbina, el calor útil en función de la potencia, la relación de variables con respecto al consumo de energía térmica suministrada y las eficiencias politrópicas para el compresor y turbina. La presión como función de la altura SNM se varió de 0 a 3500 msnm, con intervalos de 500 m y para la temperatura de 0 a 50°C, con intervalos de 5°C.

Este estudio tiene su importancia, pues permite contar con una herramienta de trabajo para los desarrolladores de sistemas de cogeneración que les permita hacer una selección idónea de tecnologías de turbina de gas. El valor agregado en este trabajo es que todo el estudio es con datos reales de turbinas comerciales y abarca un amplio abanico de marcas y modelos.

Nomenclatura

C_p	calor específico; [kJ/kgK],
CTU	consumo térmico unitario; [kJ/kWh],
E_c	energía; [kW],
h	altura; [m],
\dot{m}	flujo másico; [kg/s],
msnm	metros sobre nivel del mar; [m],
P	presión; [bar],

Q	calor para calentar el aire;
[kW],	
Qc	calor para calentar el combustible;
[kW],	
R	constante de los gases ideales;
[kJ/kmolK],	
RAC	relación aire combustible;
[kg _{aire} /kg _{comb}],	
RPM	revoluciones por minuto;
[min],	
s	entropía; [kJ/kg°C],
T	temperatura; [°C],
V	volumen específico; [m ³ /kg]
W	potencia; [MW, kW]

Sub índices

amb	ambiente,
aire	aire,
C	compresor,
comb	combustible,
comba	combustible-aire,
combtot	combustible total,
elec	eléctrica,
gc	gases de combustión,
m	motor,
mec	mecánica,
nom	nominal,
real	real
sic	isoentrópico del compresor
sit	isoentrópico de la turbina
st	estequiometrica,
sum	suministrado,
t	turbina,
th	térmica,
u	universal,

Letras griegas

Δ	diferencia
π	relación de compresión,
η	eficiencia; [%],
ρ	densidad; [kg/m ³],

Abreviaturas

CHP	término inglés de Cogeneración “Combined heat and power”,
GE	generador eléctrico,
GEI	gases de efecto invernadero,
GN	gas natural,
ISO	condiciones estándar,
SEN	sistema eléctrico nacional,
PCI	poder calorífico inferior,
MM	masa molecular,

Metodología

En algunos modelos, el fabricante no proporciona la relación de presiones, para esos casos se realizó una aproximación con una línea de tendencia con los datos de las turbinas que si se tienen. Se puede observar en el Gráfico 1 el comportamiento de la relación de presiones en función de la potencia, encontrando que para potencias pequeñas se tiene un comportamiento lineal como se muestra en la Ec. (1), por otro lado, a potencias más grandes se tiene un comportamiento polinómico de tercer grado como se muestra en la Ec. (2).

Intervalo de 0 a 2 MW:

$$y = 3.0055x - 0.0372$$

(1)

Intervalo de 22 a 45 MW:

$$y = -0.0064x^3 + 0.6225x^2 - 19.072x + 205.05$$

(2)

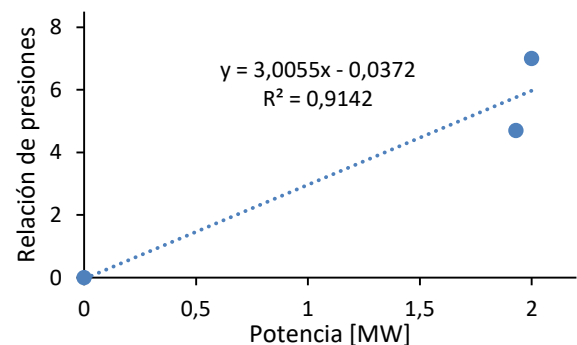


Gráfico 1 Relación de compresión en función de la potencia en un intervalo de 0 a 2 MW.

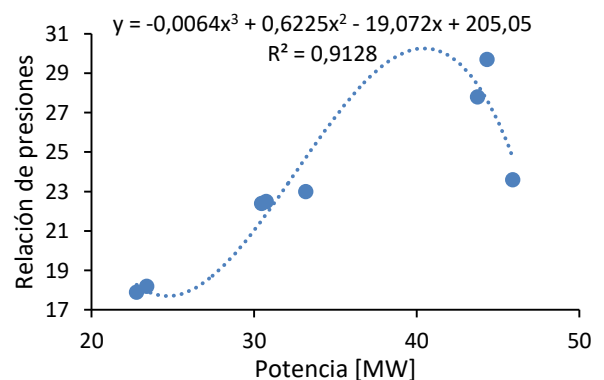


Gráfico 2. Relación de compresión en función de la potencia en un intervalo de 22 a 45 MW.

Una vez obtenidos los datos faltantes, se realizó la evaluación termodinámica para cada turbina. La composición del gas natural es igual para todas las turbinas como se muestra en la Tabla 1 obteniendo un PCI=38,563 kJ/m³.

Compuesto	Porcentaje [%]
CH ₄	90
C ₂ H ₆	3
CO ₂	1
N ₂	1
C ₃ H ₈	0.5
C ₄ H ₁₀	0.3
C ₅ H ₁₂	0.2

Tabla 1 Composición del GN

Con los datos del fabricante, se calculó el flujo de combustible con la siguiente ecuación:

$$Ec = \frac{\dot{W}}{\eta_{ele}} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{comb} PCI = Ec \quad (4)$$

$$\dot{m}_{comb} = \frac{Ec \rho}{PCI} = \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (5)$$

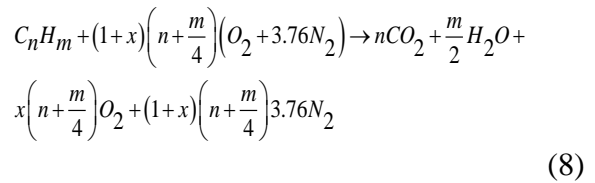
Una vez obtenido éste, se determina el flujo de aire de la siguiente, a partir del caudal de los gases de escape:

$$\dot{m}_{aire} = \dot{m}_{gc} - \dot{m}_{comb} \quad (6)$$

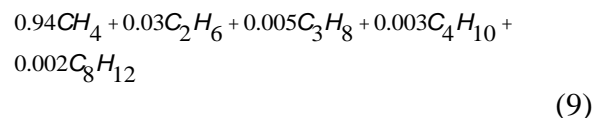
Una vez conocido ambos flujos se puede conocer el RAC_{real} :

$$RAC_{real} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{comb}} \quad (7)$$

Para obtener el RAC se utiliza la ecuación de combustión con base en la composición del gas natural empleado como se mostró en la Tabla 1.



Donde n y m se obtienen a partir de la composición del gas natural como se muestra a continuación:



En la Tabla 2 se muestran los cálculos obtenidos para obtener la composición.

	C	H
	0.94	3.76
	0.06	0.18
	0.015	0.040
	0.012	0.03
	0.010	0.024
Total	1.037	4.034

Tabla 2 Calculo de n y m

Con lo anterior se tiene la forma compacta siguiente:



Donde su masa molecular es:

$$MM = 12n + m = 16.478 \frac{kg}{kmol} \quad (11)$$

Una vez conocido lo anterior el RAC_{st} se calcula de la siguiente manera:

$$RAC_{st} = \frac{\left(n + \frac{m}{4} \right) * 4.76 * 29}{MM} \quad (12)$$

$$RAC_{st} = 17.14 \frac{kg_{aire}}{kg_{comb}}$$

Para conocer el exceso de aire se obtiene a partir del RAC_{real} de la siguiente manera:

$$RAC_{real} = \frac{(1+x) \left(n + \frac{m}{4} \right) * 4.76 * 29}{n * 12 + m} \quad (13)$$

$$x = \frac{RAC_{real}}{RAC_{st}} - 1 \quad (14)$$

Para comprobar que el método es correcto se calcula la potencia de la turbina y se compara con la del fabricante. De tal forma que se aplica todo el proceso para las 38 turbinas estudiadas como se muestra en la Tabla 3.

Nº Turbina	Ec [Kw]	m _{compr} [kg/s]	m _{aire} [kg/s]	RAC _{real} [kg _{aire} /kg _{compr}]	RAC _{st} [kg _{aire} /kg _{compr}]	Exceso de aire _{iso} x [%]	Potencia [MW]	% de error
1	49291.67	0.8947	52.0053	58.12	17.14	239.194	16.900	0.000
2	6158.67	0.1118	7.9682	71.28	17.14	315.957	1.490	0.000
3	6220.75	0.1129	7.8871	69.85	17.14	307.613	1.490	0.000
4	6061.61	0.1100	7.8300	71.16	17.14	315.285	1.430	0.000
5	6360.97	0.1155	7.9645	68.98	17.14	302.542	1.690	0.000
6	6360.97	0.1155	7.9645	68.98	17.14	302.542	1.690	0.000
7	12189.72	0.2231	15.9569	71.44	17.14	316.904	2.930	0.000
8	12403.67	0.2252	15.7748	70.06	17.14	308.874	2.930	0.000
9	82169.08	1.4915	88.5085	59.34	17.14	246.298	28.100	0.000
10	82754.83	1.6937	94.3163	56.02	17.14	226.907	23.300	0.000
11	107452.44	1.9505	110.0495	56.42	17.14	229.265	27.800	0.000
12	112746.67	2.0466	108.9534	53.24	17.14	210.679	42.000	0.000
13	13417.64	0.2436	15.1564	62.23	17.14	263.158	3.938	0.000
14	16753.89	0.3041	20.7959	68.38	17.14	299.058	5.300	0.000
15	16115.98	0.2925	18.0075	61.56	17.14	259.228	6.420	0.000
16	72730.00	1.3202	90.8798	68.84	17.14	301.724	25.200	0.000
17	77741.67	1.4112	93.0888	65.97	17.14	284.962	28.500	0.000
18	78506.17	1.4251	94.5749	66.37	17.14	287.299	29.400	0.000
19	81902.22	1.4867	92.5133	62.23	17.14	263.147	32.000	0.000
20	31702.50	0.9385	76.0615	81.04	17.14	372.963	14.672	0.000
21	51752.22	0.9394	76.0606	80.97	17.14	372.503	15.131	0.000
22	15678.33	0.2846	18.7854	66.01	17.14	285.208	4.600	0.000
23	11947.22	0.2169	17.4731	80.57	17.14	370.195	4.600	0.000
24	18002.25	0.3268	21.4432	65.62	17.14	282.946	5.670	0.000
25	19153.75	0.3477	20.7523	59.69	17.14	248.327	6.300	0.000
26	23242.31	0.4219	26.4581	62.71	17.14	265.977	7.965	0.000
27	34475.63	0.6258	41.9442	67.02	17.14	291.141	11.350	0.000
28	42625.00	0.7737	49.0165	63.35	17.14	269.700	15.000	0.000
29	55932.97	1.0153	67.2247	66.21	17.14	286.398	21.745	0.000
30	17419.50	0.3162	20.3838	64.15	17.14	274.359	5.400	0.000
31	21547.50	0.3911	28.9089	73.91	17.14	331.329	6.750	0.000
32	25835.19	0.4690	29.7310	63.40	17.14	269.975	7.900	0.000
33	40514.09	0.7354	43.5646	59.24	17.14	245.702	14.330	0.000
34	56597.61	1.0274	66.8726	64.29	17.14	450.272	19.060	0.000
35	72896.00	1.3232	79.9768	60.44	17.14	252.723	24.480	0.000
36	88203.75	1.6011	93.3889	58.33	17.14	240.451	32.820	0.000
37	93809.33	1.7028	112.4972	66.06	17.14	285.540	37.030	0.000
38	131959.31	2.3953	131.8047	53.03	17.14	221.118	50.500	0.000

Tabla 3 Cálculo de datos ISO

Una vez conocidas las condiciones ISO se procede al cálculo de los estados termodinámicos del ciclo de la siguiente manera:

Estado 1.- Admisión de aire al compresor. Se toma como estado de referencia las siguientes condiciones atmosféricas: temperatura = 25°C y presión a nivel del mar = 1.013bar. Con esos valores y utilizando la ecuación de gas ideal se obtiene el volumen específico considerando una mol de aire.

$$PV = nRT \quad (15)$$

$$V = \frac{R_{aire} T}{P}$$

Donde:

$$R_{aire} = \frac{R_u}{MM_{aire}} = 286.66 \frac{J}{kgK} \quad (16)$$

Para calcular el volumen de aire específico de cada turbina se utiliza el flujo de aire a condiciones ISO de la Tabla 3, el cual se mantendrá constante en todas las variaciones del presente análisis puesto que la turbina está diseñada para ese volumen específico sin importar las condiciones atmosféricas. Sin embargo, si cambia el flujo másico, como se observará mas adelante.

$$V_{aire} = V_1 * \dot{m}_{aireISO} \quad (17)$$

Estado 2.- Salida del aire del compresor. Con base en la relación de presiones $\pi = \frac{P_2}{P_1}$ se obtiene P₂ y a partir de la eficiencia del compresor que se considera en primera instancia de $\eta_c = 0.8$ se obtiene la T₂.

$$\eta_{sic} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (18)$$

Despejando T₂ se tiene:

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_{sic}} (\pi^x - 1) \right] \quad (19)$$

Una vez conocido T_2 Y P_2 se puede obtener el volumen específico V_2 con la ecuación de gas ideal

Estado 4.- Salida de gases de la turbina. El fabricante nos proporciona la temperatura a la salida de los gases de escape, es decir, T_4 . El proceso del estado 4 a 1 es un proceso de rechazo de calor isobárico $P_4=P_1$. Por último con la ecuación de gas ideal se obtiene V_4 .

Estado 3.- Proceso de suministro de calor. Del estado 2 al 3 es un proceso isobárico: $P_2=P_3$ y T_3 se obtiene a partir de la potencia de la turbina:

$$\dot{W} = m_{gc} Cp (T_3 - T_4) \quad (20)$$

$$T_3 = \frac{\dot{W}}{m_{gc} Cp_{aire}} + T_4$$

Con P_3 y T_3 se obtiene V_3 de la ecuación de gas ideal.

Conocido lo anterior, se pueden calcular los flujos de combustible, aire y gases de combustión reales para cada turbina, para ello se realizan los siguientes procedimientos:

1. Se calcula el calor suministrado que se requiere para calentar el aire:

$$Q_{sum} = \dot{m}_{aire} Cp_{aire} (T_3 - T_4) \quad (21)$$

Donde:

$$\dot{m}_{aire} = \rho V_{aire} \quad (22)$$

2. Se calcula el flujo de combustible que se requiere para calentar el aire:

$$Q_{sum} = \dot{m}_{comba} PCI \quad (23)$$

$$\dot{m}_{comba} = \frac{Q_{sum}}{PCI}$$

3. Se calcula el calor que requiere el combustible para calentar el mismo combustible:

$$Q_c = \dot{m}_{comba} Cp_{comb} (T_3 - T_1) \quad (24)$$

4. Se calcula el flujo de combustible que se requiere para calentar el mismo combustible:

$$Q_c = \dot{m}_{comb} PCI \quad (25)$$

$$\dot{m}_{comb} = \frac{Q_c}{PCI}$$

5. Se calcula el flujo total de combustible que se requiere tanto para calentar el aire como el combustible:

$$\dot{m}_{combtot} = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{comba} \quad (26)$$

6. Se calcula el flujo de gases de combustión:

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_{combtot} + \dot{m}_{aire} \quad (27)$$

Con los datos anteriores se calcula la potencia real de cada turbina:

$$\dot{W}_{real} = \frac{\dot{m}_{gc} Cp_{aire} (T_3)}{1000} [=] MW \quad (28)$$

Con esta nueva potencia se compara con la potencia ISO del fabricante y se obtiene una relación de potencias: coeficiente de derrateo a diferentes condiciones atmosféricas. Éstas se variaron con respecto a la altura de 0 a 3500 msnm con un $\Delta h = 500m$ y la temperatura ambiente de 0 a $50^\circ C$ con un $\Delta T = 5^\circ C$.

Para cada uno de los casos se llevan a cabo los seis pasos anteriores.

A partir de la Ec. (8) se obtienen las fracciones molares de cada uno de los componentes que se obtiene del proceso de combustión, para poder obtener el calor específico medio de los gases de combustión y posteriormente poder calcular el calor suministrado. En la Ec. (31) se muestra el cálculo del calor suministrado en función del calor específico medio de cada componente, tomando las constantes que se muestran en la Tabla 4.

$$\bar{C}_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (29)$$

$$\int \bar{C}_p dT = \left[aT + \frac{1}{2}bT^2 + \frac{1}{3}cT^3 + \frac{1}{4}dT^4 \right]_{T_1}^{T_2} \quad (30)$$

$$Q_{sum} = \left[\sum_i^n \int \bar{C}_{p_i} * x_i \right] * \dot{m}_{gc} \quad (31)$$

Com p.	M M	Constantes			
		a	b	c	d
	kg/kmol	kJ/kmolK			
CO ₂	44	22.26	0.05981	-3.50E-05	7.47E-09
O ₂	32	25.48	1.52E-02	-7.16E-06	1.31E-09
N ₂	28	28.9	-1.57E-03	8.08E-06	-2.87E-09
H ₂ O	18	32.24	1.92E-03	1.06E-05	-3.60E-09

Tabla 4 Valores de las constantes para el cálculo del calor suministrado.

Resultados

Una vez realizados los cálculos correspondientes con las distintas variables, se obtiene como resultado del Gráfico 3, en la cual se observa el comportamiento de cada turbina variando las condiciones atmosféricas (T, P), se observa que tiene un decremento en la potencia del 5.48% por cada 500 msnm y 1.7% por cada 5°C que aumenta la temperatura, lo cual coincide con que la potencia y el consumo de combustible disminuyen un 3,5% cada 304.8 m sobre el nivel del mar, la potencia disminuye en un 0.3 a 0.5% por cada °C de incremento en la temperatura ambiente y el régimen térmico se incrementa en 0.1 a 0.2% por cada °C de incremento de la temperatura de entrada (Energiza, 2014)

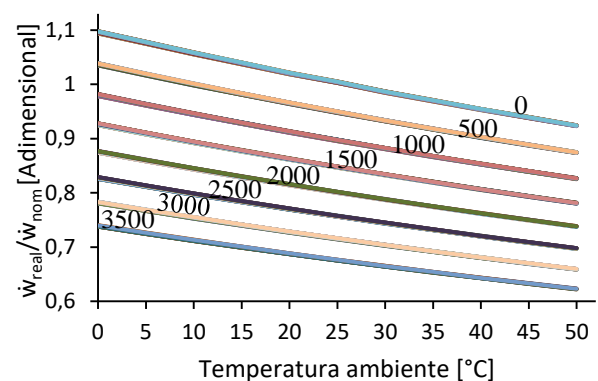


Gráfico 3 Derrateo de turbinas de gas a distintas condiciones atmosféricas.

El Gráfico 4 muestra el comportamiento del calor suministrado de cada turbina variando la temperatura ambiente a presión constante de 1.013 bar en función de la potencia. Se muestra que tiene un comportamiento polinómico de segundo orden, donde en color azul representa a una temperatura ambiente de 0 °C, la línea amarilla representa las condiciones ISO con una temperatura de 25 °C y la línea roja representa una temperatura ambiente de 50 °C.

También se muestra que, si los requerimientos que solicita el cliente son térmicos, todas las turbinas que están debajo de la línea roja no son las adecuadas puesto que estas tienen una eficiencia eléctrica alta (entre 39 y 45%). Las turbinas que están por arriba de la línea azul no sirven para satisfacer las necesidades térmicas ni eléctricas debido a su baja eficiencia. Por lo tanto, las turbinas que se encuentran entre la línea azul y amarilla satisfacen de manera más eficiente las demandas térmicas y las que están entre la amarilla y roja son más eficientes para satisfacer las necesidades eléctricas.

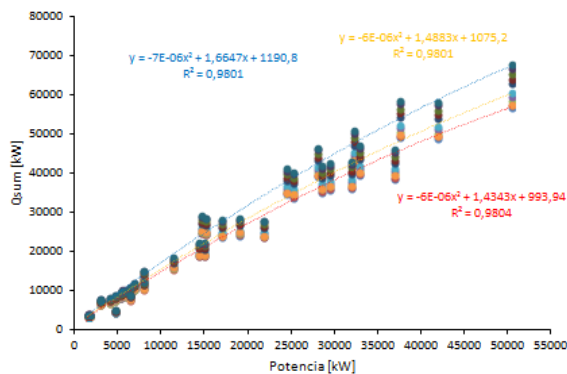


Gráfico 4 Calor suministrado en función de la potencia de cada turbina, a presión de 1 atm variando la temperatura ambiente

Para conocer cuánto calor del total fue consumido por el compresor, la turbina y el total para generar una cierta potencia, se realizó la relación de las variables a 25°C, obteniendo un comportamiento potencial de cuarto orden como se observa en el Gráfico 5, también se encontró el mismo comportamiento a las distintas alturas teniendo una variación del 5.48% por cada 500 msnm y por cada 5°C una variación promedio de 0.0858%.

En el caso del compresor realmente no consume calor, éste se genera a partir de la compresión de forma natural pero no es un consumo, por tal razón, se observa que la relación es baja.

La turbina da un trabajo promedio de 0.9226 kW por cada kW de calor suministrado. De forma global se tiene un consumo de calor promedio de 1.5320 kW por cada kW de potencia.

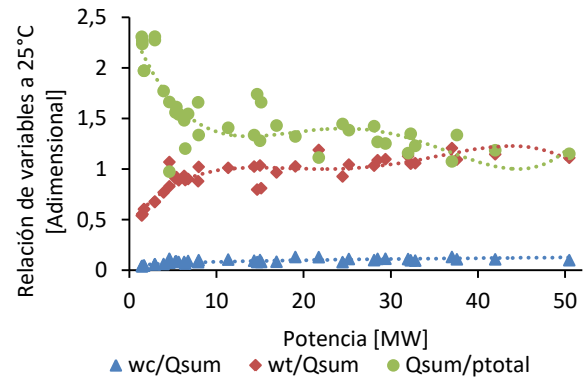


Gráfico 5 Relación de variables a 25°C en función de la potencia.

Para cada una de las turbinas se realizó un diagrama Temperatura-Entropía ideal a distinta altura como se muestra en el **Error! Reference source not found.**, donde se observa claramente la disminución del área bajo la curva, donde la potencia decrece en 5.48% por cada 500 msnm.

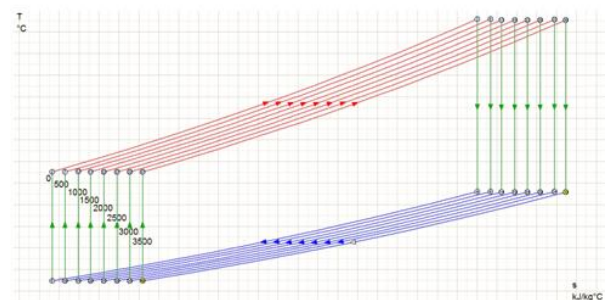


Gráfico 6 Diagrama Temperatura-Entropía ideal a distintas alturas snm

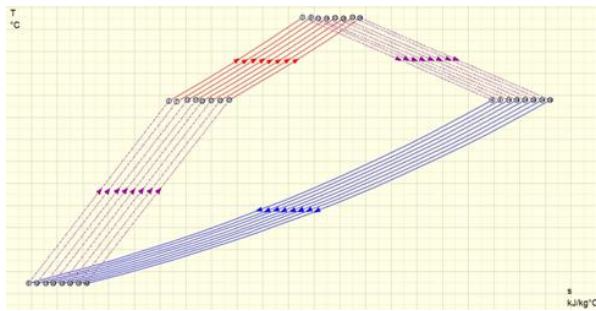


Gráfico 7 Diagrama Temperatura-Entropía real a distintos msnm

A partir de lo anterior se obtuvo la dispersión de las eficiencias politrópicas para el compresor y turbina como se muestra en el Gráfico 8. También se muestra que la dispersión de eficiencias politrópicas para los compresores tienen un comportamiento de forma potencial, teniendo eficiencias de entre 50-98%, lo cual indica que se tiene un déficit de desarrollo tecnológico en los compresores menores de 5MW; y para las turbinas se encontró un comportamiento casi lineal, con un rango de eficiencias del 79-85%.

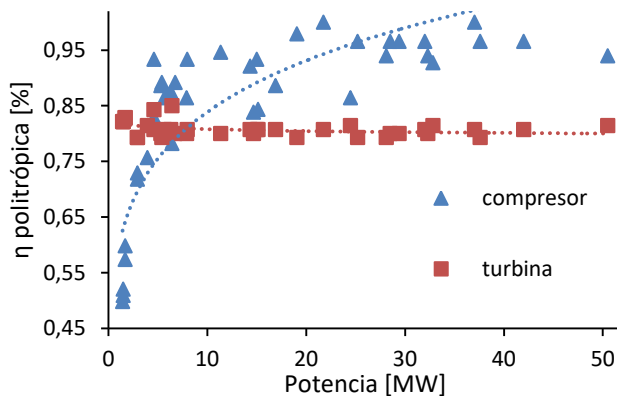


Gráfico 8 Dispersión de eficiencia politrópica del compresor y turbina.

Conclusiones

Por distintos métodos se comprobó que las turbinas de gas tienen un decremento de potencia del 5.48% por cada 500 msnm y 1.7% por cada 5 °C.

En cuanto al calor suministrado se tiene un trabajo promedio de la turbina de 0.9226 kW por cada kW de calor suministrado. De forma global se tiene un consumo de calor promedio de 1.5320 kW por cada kW de potencia.

Además se encontraron eficiencias politrópicas para el compresor y turbina que van de 50-98% y 79-85% respectivamente. Se encontró que hace falta desarrollo tecnológico en compresores menores a 5MW, debido a su baja eficiencia en ese intervalo de potencia.

Agradecimiento

Los autores agradecen el apoyo económico recibido a través del Centro Mexicano de Innovación en Energía Solar (CeMIE-Sol), en el marco de la Convocatoria 2013-02, del Fondo SECTORIAL CONACYT-SENER-SUSTENTABILIDAD ENERGÉTICA, dentro del Proyecto Estratégico No. 10, con título: "COMBUSTIBLES SOLARES Y PROCESOS INDUSTRIALES", por medio del cual fue posible desarrollar la investigación y apoyar la formación de recursos humanos a nivel posgrado.

The authors acknowledge the financial support received through the Mexican Center for Innovation in Solar Energy (CeMIE-Sol), as part of the Call 2013-02, the SECTOR FUND CONACYT -SENER-ENERGY SUSTAINABILITY within Strategic Project No. 10, entitled: "SOLAR FUELS AND INDUSTRIAL PROCESSES", by which it was possible to develop research and support the training of human resources at the graduate level.

Referencias

Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2009). Termodinámica (6 edición). España: Mc Grawll Gill.

CONUUE. (2009). Estudio sobre Cogeneración en el sector Industrial en México. México.

Energiza, R. (Marzo de 2014). Energiza. Obtenido de <http://www.energiza.org/tubinasgasmarcho14/124-especial-turbinas-de-gas/971-principio-de-operaci%C3%B3n-en-una-turbina-de-gas>. Consulta: 23 marzo 2016.

SENER. (2014). Balance nacional de energía 2014. México.

Unisolar. (s.f.). Cogeneración Micro-cogeneración y trigeneración . México.

Wiley, V. (2008). Fundamentos de termodinámica. México: Limusa.