

***PREDICCIÓN DE LA PRESIÓN DE SALIDA DE UNA TURBINA
ACOPLADA A UN CONDENSADOR DE VAPOR REFRIGERADO
POR AIRE***

***PERFORMANCE PREDICTION OF OUTPUT PRESSURE OF A STEAM
TURBINE COUPLED WITH AN AIR-COOLED STEAM CONDENSER***

Yanán Camaraza Medina^{1}, Oscar Miguel Cruz Fonticiella¹
y Osvaldo Fidel García Morales²*

¹ Centro de Estudios Energéticos y Tecnologías Ambientales (CEETA), Facultad de Ingeniería Mecánica e Industrial, Carretera a Camajuaní km 5 ½, Santa Clara, Villa Clara, Cuba.

² Facultad de Ciencias Técnicas. Universidad de Matanzas. Carretera a Varadero km 3 ½, Matanzas, Cuba.

Recibido: Marzo 27, 2017; Revisado: Mayo 11, 2017; Aceptado: Septiembre 8, 2017

RESUMEN

Para un condensador de vapor refrigerado por aire (ACC), el viento ambiental puede causar una gran reducción del caudal en los ventiladores axiales principalmente cerca del lado de barlovento de la plataforma enfriada por aire debido a los efectos de flujo cruzado, lo que resulta en una reducción de transferencia de calor. Esto conduce a un aumento de la contrapresión de la turbina. En este documento se propone un nuevo método para evaluar el efecto del viento en la presión de salida de la turbina, así como el efecto de la combinación de la temperatura ambiental con la acción directa del viento. Finalmente los resultados obtenidos son dados en formas de gráficas y son propuestas un grupo de ecuaciones que permiten obtener la presión de salida de turbina, siendo conocidas las temperaturas ambientales y la velocidad del viento. Estas expresiones correlacionan en todos los casos con un error medio igual al 11,27 % en el 89,12 % de los datos experimentales disponibles, por lo que se consideran suficientemente precisas para su empleo en la ingeniería térmica.

Palabras clave: Presión de salida; temperatura ambiental; transferencia de calor; velocidad del viento.

Copyright © 2018. Este es un artículo de acceso abierto, lo que permite su uso ilimitado, distribución y reproducción en cualquier medio, siempre que la obra original sea debidamente citada.

* Autor para la correspondencia: Yanan Camaraza, Email: ycamaraza1980@yahoo.com

ABSTRACT

For an air-cooled vapor condenser (ACC), environmental wind can cause a large reduction of the flow in the axial fans mainly near the windward side of the air-cooled platform due to cross-flow effects, resulting in a reduction of heat transfer. This leads to an increase in the turbine's counter-pressure. This paper proposes a new method to evaluate the effect of wind on the output pressure of the turbine, as well as the effect of the combination of ambient temperature with the direct action of the wind. Finally, the results obtained are given in graph forms and a group of equations are proposed that allow attaining the output pressure of the turbine once ambient temperatures and wind speed are known. These expressions correlate in all cases with a mean error of 11.27% in 89.12% of the experimental data available, and they are considered, therefore, sufficiently precise for their use in thermal engineering.

Key words: Pressure output; ambient temperature; heat transfer; wind speed.

1. INTRODUCCIÓN

El mundo contemporáneo enfrenta dos limitantes cuya solución es de orden prioritario, la primera es la sostenibilidad energética y la segunda la crisis global del agua. Al cierre del 2016, según lo reportado por el Instituto para la Diversificación y el Ahorro de Energía (IDEA, 2016), aproximadamente el 87 % de los recursos energéticos empleados son de origen fósil, a la par que la disponibilidad de agua potable ha sufrido un decrecimiento cercano al 15%.

Investigaciones y trabajos encaminados a mitigar la dependencia de los combustibles fósiles han concentrado esfuerzos en perfeccionar el uso de fuentes renovables de energía. Los sistemas de generación con fuentes de energía renovable se están asentando en el mercado eléctrico actual, principalmente, porque son muy favorables desde el punto de vista medioambiental, pues facilitan una reducción sustancial de emisiones de gases contaminantes a la atmósfera. En su construcción no se presentan tantas restricciones técnicas como en las grandes centrales eléctricas y sus rendimientos son fiables y elevados. En regiones con potencial agrícola y forestal una de las soluciones paliativas ha sido el empleo de la biomasa (Bilgili et al., 2016).

Según (IDEA, 2016), al cierre del 2016 el 32% de los retiros de agua con fines industriales fueron destinados a sistemas de condensación húmedos. En aras de reducir el consumo de agua en plantas de potencia, una tecnología que va ganando terreno en la actualidad es la denominada condensación seca, pues como su nombre lo indica prescinde del consumo de agua para su funcionamiento, logrando tasas de ahorro cercanas al 95 % con respecto a condensadores húmedos (Heyns, 2012).

Los sistemas de enfriamiento seco tienen el potencial de casi eliminar el uso del agua en la CTE. Entre los condensadores secos uno de los más difundidos son los denominados aerocondensadores (ACC por sus siglas en inglés), siendo ya conocidos y empleados en centrales termoeléctricas (CTE) situadas en países como Estados Unidos, Turquía, China, Malasia, India, Sudáfrica, Alemania y España, aunque aún no se haya ampliamente difundido, ya que apenas cubre el 1 % de las CTE actuales de acuerdo a lo reportado en (IDEA, 2016).

El estado cubano ha creado las bases para la elaboración de una infraestructura tecnológica y científica para fortalecer el empleo de fuentes renovables de energía, al ser previsto para el quinquenio 2017-2022 una inversión capital que permitirá la instalación de un total 1 650 MW de potencia de generación eléctrica en centrales que emplean fuentes renovables (solar, eólica y biomasa), lo cual representa el 44 % del consumo total del territorio nacional. (DNC, 2017). De este volumen, un total de 875 MW (24% del consumo nacional) serán producidos por 25 CTE de biomasa. Cuba no se encuentra aislada de la reducción de disponibilidad de agua dulce que viene afrontando la humanidad, y por lo tanto resulta imprescindible tomar partida en su uso racional y adecuado, esto ha motivado se avizore a mediano plazo el empleo de tecnología de condensación seca (ACC) en los proyectos previstos de las CTE de biomasa.

Los ACC emplean aire ambiente como agente refrigerante por lo que la temperatura de bulbo seco (T_{TBS}) y la velocidad del viento incidente sobre la instalación son parámetros que afectan directamente su funcionalidad. De acuerdo con los criterios de (Bustamante et al., 2017), (Chen et al., 2016), (O'Donovan, 2017), la presión de salida de turbina en estas instalaciones es una dependencia de estas dos variables.

En la literatura existente y conocida no se dispone de un método para la determinación de la presión de salida de la turbina, que abarque la influencia simultánea de las variables ambientales sobre la instalación ACC y que además brinde una precisión adecuada en los resultados obtenidos (error menor del 15 %). Esta limitante de los métodos de análisis actuales conduce a los autores, tras disponer de un grupo apreciable de cantidades experimentales, a generar una alternativa de estudio que incluya la influencia simultánea de las variables ambientales sobre la presión de salida del vapor en la instalación de turbina acoplada al ACC y cuyos resultados correlacionen con los datos experimentales disponibles con un error inferior al 15%.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 Desafíos a vencer en el empleo de condensadores refrigerados por aire.

A pesar de la menor utilización de agua en los sistemas de condensación seca, se ha logrado una penetración limitada en las plantas de potencia, debido a las considerables compensaciones en términos de costo y desempeño. Los condensadores enfriados por aire requieren una inversión de capital sustancialmente mayor que los condensadores enfriados de forma húmeda porque incorporan intercambiadores de calor más grandes, tienen enormes áreas de aletas y necesitan estructuras de soporte adicionales (Bustamante et al., 2017). Un detalle simplificado de la instalación se muestra en la figura 1.

En general, los costos iniciales de instalación y operación de los sistemas ACC son actualmente de 3,5 a 5 veces más altos que sus equivalentes con sistemas de condensación húmeda (Bustamante et al., 2017). Los costos típicos de producción de energía nivelada para plantas con ACC oscilan entre (2,9 – 6 \$/MWh) lo cual es aproximadamente un 15 % superior a los costos con una tecnología de enfriamiento húmedo (Camaraza, 2017), (Mishra y Arya, 2015), (Rahmani et al., 2015).

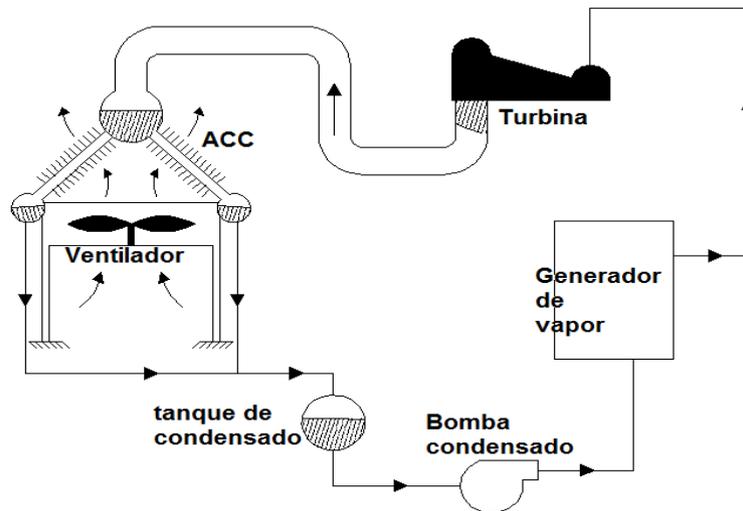


Figura 1. Representación básica de una instalación de una CTE de biomasa con sistema ACC incluido

La disminución del rendimiento que los sistemas ACC sufren en relación con los sistemas de enfriamiento en húmedo son fundamentalmente originadas a las pobres propiedades de transporte térmico del aire, usualmente el coeficiente de transferencia de calor medio del aire ($\alpha \leq 35 \text{ W/m}^2\text{K}$), (Camaraza et al., 2017), lo cual se ve exacerbado por obtenerse una mayor degradación relativa del rendimiento a temperaturas ambiente elevadas, en comparación con los elevados coeficientes medios de transferencia de calor obtenidos con la ayuda del enfriamiento húmedo ($4 \cdot 10^3 \leq \alpha \leq 1,5 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2\text{K}$). Sin embargo, a pesar de que el coeficiente medio de transferencia de calor en dos fases del enfriamiento húmedo puede ser entre 100 a 300 veces superior al enfriamiento seco, en recientes investigaciones (Fahmy y Nabih, 2016), (Rahmani et al, 2015), (Yazawa et al., 2014), quedó demostrado que los costos originados por el empleo del agua, su tratamiento y otros similares, hacen que sea tentativa la posible aplicación de sistemas ACC.

El costo del agua con la calidad requerida para sistemas de enfriamiento húmedo oscila entre los ($0,26 - 1,58 \text{ \$/m}^3$), de acuerdo a lo planteado en obras de referencia del tema y se pronostica que este costo alcance los ($0,53 - 2,06 \text{ \$/m}^3$) en el año 2020, lo cual apunta a la proliferación a mediano plazo de las tecnologías ACC, (Bustamante et al., 2017), (Feng et al., 2012).

Un inconveniente serio que se presenta en las tecnologías ACC es la baja capacidad térmica del aire en comparación con el agua. A la presión atmosférica el aire posee un calor específico volumétrico igual a $1,1 \text{ kJ/m}^3\text{K}$, mientras que el agua posee un calor específico volumétrico igual a $4200 \text{ kJ/m}^3\text{K}$ y un calor latente de vaporización del orden de $2254 \text{ MJ/m}^3\text{K}$, por lo que se deduce que se necesita mucho más aire que agua para proveer la misma capacidad térmica para la extracción de calor en el condensador, lo cual viene inevitablemente acompañado de una necesidad parásita de energía en potencia de los ventiladores. Un trabajo enfocado en el posible empleo de esta tecnología en sistemas de potencia mayores de 200 MW fue efectuado por (Blanco-Marigorta et al., 2013) encontrándose que para una temperatura de condensación del

vapor igual a 37°C, la eficiencia exergética de un condensador húmedo (63%) es casi 2 ½ veces mayor que la de un condensador que opera en sistemas secos (27%).

La diferencia de capacidad térmica existente entre el agua y el aire genera que en los ACC sea requerida una diferencia inicial de temperaturas más elevada que en los sistemas de enfriamiento húmedo, con el consecuente incremento de costos efectivos, la cual es denominada ITD por sus siglas en inglés, la cual viene dada por:

$$ITD = T_{EntVapor} - T_{EntAire} \quad (^\circ\text{C}) \quad (1)$$

Donde:

$T_{EntVapor}$ es la temperatura a la salida del condensador, en $^\circ\text{C}$

$T_{EntAire}$ es la temperatura del aire (temperatura de bulbo seco), en $^\circ\text{C}$

Un aumento de la ITD ocasionado por un incremento de la presión de condensación trae como resultado una mayor capacidad térmica del aire, propiciando esto un impulso a la transferencia térmica en el proceso, sin embargo, esto también genera un incremento en la presión de salida de la turbina, lo que deviene en sinónimo de una disminución de la eficiencia del ciclo de vapor y la potencia de salida del mismo. En estudios realizados al efecto, (Kumar et al.,2015), se demostró que un incremento de 3 $^\circ\text{C}$ de la ITD conduce a una reducción de la generación de potencia numéricamente igual al 1,1 %, sin embargo, también estos autores referenciaron que un empleo adecuado de sistemas de condensación seco puede ser aplicado efectivamente a plantas de potencias medias, ($P < 80$ MW), aparejado a prescindir del empleo de sistemas de condensación húmedos y al aumento de la presión de salida de la turbina a través del desarrollo de sistemas ACC que resulten económicos y de alto rendimiento. Además de esta reducción de funcionalidad bajo condiciones específicas de diseño, la operación adecuada de sistemas ACC puede ser sensible a diversas condiciones de operación, por ejemplo, temperatura del medio ambiente, la presencia de viento, la lluvia y la radiación solar (Kröger, 2012).

2.2 Balance energético de un aerocondensador.

El intercambio de calor es un proceso decisivo en la eficiencia del ciclo. Aproximadamente el 90% del calor extraído en un ciclo de potencia se hace a través del sistema de condensación. El calor de desperdicio proveniente de la turbina de vapor se libera a la atmósfera a partir del sistema de enfriamiento, el cual, dependiendo de las condiciones ambientales realiza este intercambio a partir de sistemas de circulación de agua o enfriamiento directo con el medio ambiente, (O'Donovan, 2017).

Un intercambiador de calor precisa de un determinado gradiente de temperaturas para que se pueda efectuar la transferencia de calor. El aerocondensador es un intercambiador de calor aire-agua, el cual sufre el mismo tratamiento de un condensador clásico, cumpliendo con la relación de calores donde el calor es entregado por el aire es igual al calor retirado del fluido a condensar, mientras que el calor que libera el flujo a condensar puede ser determinado mediante el intercambio de entalpías que sufre el fluido mediante el empleo de la siguiente expresión:

$$Q = m_{agua} (h_{cond} - h_{fluid}) \quad (\text{W}) \quad (2)$$

Donde:

m_{Agua} es el flujo de vapor a la salida de turbina, en kg/s

h_{cond} es la entalpía del fluido a la salida de turbina

h_{fluid} es la entalpía del fluido a la salida del condensador

El calor que absorbe el aire del fluido es determinado mediante la relación:

$$Q = m_{aire} C_p (T_h - T_{TBS}) \quad (W) \quad (3)$$

Donde

m_{aire} es el flujo de aire, en kg/s

C_p es el calor específico del aire a las temperaturas de salida de la turbina (T_h) y de bulbo seco (T_{TBS}).

O sea, las ecuaciones (2) y (3) son las clásicas ecuaciones de balance de energía. Un simple análisis a estas expresiones arroja que un incremento en la presión de salida del vapor contribuye notablemente a que disminuya la entalpía del condensado y por tanto la potencia útil en turbina, al ser menor el gradiente de entalpías. Surge además una dificultad adicional, el procedimiento para implementar condensadores de superficie, torres de enfriamiento húmedas y aeroenfriadores se encuentra ampliamente estandarizado por normas, sin embargo para el caso del aerocondensador se desconocen los parámetros típicos de diseño, el rango de selección, así como los parámetros mínimos de diseño requerido por los fabricantes para su cotización (O'Donovan et al., 2014).

El calor transferido por el intercambiador de calor se relaciona con la configuración del mismo y las diferencias de temperatura de los fluidos que intervienen en el proceso, mediante la siguiente ecuación:

$$Q = K \cdot F_{Efect} \cdot LMTD \quad (W) \quad (4)$$

Donde:

K es el coeficiente global de transferencia de calor

F_{Efect} es el área efectiva de transferencia de calor

$LMTD$ es la diferencia media de temperaturas logarítmicas

La diferencia media de temperaturas logarítmica se determina como:

$$LMTD = \frac{ITD - TTD}{Ln\left(\frac{ITD}{TTD}\right)} \quad (5)$$

Las dos diferencias de temperaturas dadas en la ecuación (5) son:

TTD es la diferencia de temperaturas del fluido a la salida de turbina y el condensador

ITD se determina mediante el empleo de la relación (1)

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El término ITD representa uno de los parámetros más importantes en el diseño de sistemas de enfriamiento seco y se define como la diferencia de temperaturas entre el vapor exhausto de la turbina y el aire que ingresa al intercambiador de calor (T_{TBS}). Este valor tiene un efecto importante sobre la generación de potencia en plantas CTE que empleen sistemas de condensación secos. Cuanto mayor sea el ITD, mayor será la tasa de intercambio de calor que se pueda alcanzar en un periodo determinado de tiempo (Lam y Law, 2016).

Los primeros intentos de predecir los efectos de la variación de la presión de salida del agente del trabajo de la turbina fue la conocida cartilla de selección, a la cual bajo una temperatura de bulbo seco cualquiera y una presión de salida prefijada, era obtenida una *ITD* a la cual debía operar el equipo para que se cumpliera los parámetros de eficiencia previstos en el análisis. Sin embargo la presencia de viento incidente sobre la instalación reducía considerablemente el proceso de intercambio térmico (hasta cerca de un 40%), lo cual no era contemplado en la cartilla. Para resolver este inconveniente se creó un método empírico que corregía los valores obtenidos en cartilla para tener en cuenta el efecto del viento sobre la instalación (Chen et al., 2016), (Heyns, 2012).

Varios autores unificaron esfuerzos en acumular mediante cuidadosa experimentación un grupo considerable de datos experimentales en los cuales se relaciona la velocidad del viento y la T_{TBS} con la presión de salida de turbina. Apareciendo al efecto más cerca de docena de publicaciones al efecto en los últimos 5 años (Xue et al., 2012), (Kröger, 2012), (Pezzoulo et al., 2016), (Wang et al., 2017), sin embargo los autores consideran que el trabajo más completo que se conoce al respecto es el proporcionado por el profesor Dr. Ken Mortensen (Mortensen, 2013). La correlación proporcionada en el trabajo del Dr. Ken se reduce a una curva única que agrupa velocidades de viento comprendidas desde la calma (0 km/h) hasta 48 km/h, y una T_{TBS} que oscila entre los 21,2 y los 43,1 °C. Pruebas de campo efectuadas por (Weifeng et al., 2014a) muestran que esta curva correlaciona medianamente con los datos experimentales disponibles con un $\pm 19,4\%$ en el 82,3% de los casos, aunque existen reportes que le atribuyen una mejor correlación del orden $\pm 17,2\%$ en el 83,8% de los datos (Whang, 2014). En un análisis efectuado por los autores se arriba a la coincidencia con el criterio emitido por (Weifeng et al., 2014b) y que debido al elevado grado de dispersión de los datos experimentales disponibles (2748 valores), es conveniente fragmentar el rango de aplicabilidad de estos en aras de disminuir el error de correlación, a 6 zonas fundamentales las cuales quedan gobernadas por la velocidad V del viento de forma que:

- 1) $0 \leq V < 6,4 \text{ km/h}$
- 2) $6,4 \leq V < 12,8 \text{ km/h}$
- 3) $12,8 \leq V < 19,2 \text{ km/h}$
- 4) $19,2 \leq V < 25,6 \text{ km/h}$
- 5) $25,6 \leq V < 32,0 \text{ km/h}$
- 6) $V \geq 32,0 \text{ km/h}$

Al correlacionar los datos experimentales disponibles mediante una regresión estadística, se obtiene que el tipo de curva de mejor ajuste a los datos experimentales disponibles es la logarítmica, y no la polinómica de orden 2 empleada por los autores antes citados. Esto se debe en lo fundamental al tener en cuenta que la dependencia (4) empleada en el análisis posee un componente logarítmico. Las nuevas expresiones obtenidas quedan dadas por:

$$\text{Para } 0 \leq V < 6,4 \text{ km/h} \quad P_{Back} = 17,464 \text{Ln}(T_{TBS}) - 45,3 \quad (\text{kPa}) \quad (6)$$

$$\text{Para } 6,4 \leq V < 12,8 \text{ km/h} \quad P_{Back} = 22,045 \text{Ln}(T_{TBS}) - 58,2 \quad (\text{kPa}) \quad (7)$$

$$\text{Para } 12,8 \leq V < 19,2 \text{ km/h} \quad P_{Back} = 22,928 \text{Ln}(T_{TBS}) - 60,4 \quad (\text{kPa}) \quad (8)$$

$$\text{Para } 19,2 \leq V < 25,6 \text{ km/h} \quad P_{Back} = 22,146 \text{Ln}(T_{TBS}) - 56,85 \quad (\text{kPa}) \quad (9)$$

$$\text{Para } 25,6 \leq V < 32,0 \text{ km/h} \quad P_{Back} = 21,794 \text{Ln}(T_{TBS}) - 55,15 \quad (\text{kPa}) \quad (10)$$

$$\text{Para } V \geq 32,0 \text{ km/h} \quad P_{Back} = 22,708 \text{Ln}(T_{TBS}) - 57,05 \quad (\text{kPa}) \quad (11)$$

Las ecuaciones desde la (6) hasta la (11) son válidas para $18,0 \leq T_{TBS} \leq 41,3 \text{ } ^\circ\text{C}$. Estas expresiones correlacionan en todos los casos con un error medio igual al 11,27 % en el 89,12 % de los datos experimentales disponibles. Los resultados de la correlación de los datos experimentales son proporcionados en la figura 2.

Otro efecto nocivo del viento en la presión de salida de turbina es el ángulo de incidencia de este sobre la instalación. Una publicación altamente referenciada en el tema es el trabajo de (ZhifuGu et al., 2005). Estos autores reportan datos que pueden ser integrados en 4 grupos:

1. Caso1) Instalación desprotegida cuya altura es inferior a los 31 m
2. Caso2) Instalación desprotegida cuya altura es superior a los 31 m
3. Caso3) Instalación encapsulada cuya altura es inferior a los 31 m
4. Caso4) Instalación encapsulada cuya altura es superior a los 31 m

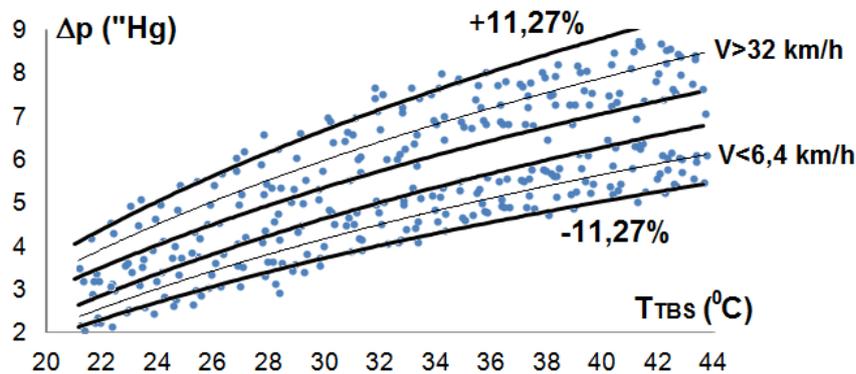


Figura 2. Correlación de los datos experimentales disponibles sobre el efecto del viento en la presión de salida de turbina

Los datos experimentales reportados por (ZhifuGu et al., 2005) fueron graficados por los autores y son mostrados en la figura 3. La presión de salida obtenida por el empleo de las ecuaciones (6) a la (11) es afectada por el producto del coeficiente de recirculación (Crec) obtenido en la figura 3. La ubicación de los ángulos de incidencia sobre la instalación es proporcionada en la figura 4.

La humedad relativa es otro elemento que ejerce influencia sobre la presión de salida de turbina en sistemas ACC. No existen muchos trabajos al efecto, pues normalmente lo que se recomienda en la literatura es penalizar un 2 % a la presión de salida de turbina cuando la humedad relativa (%hrel) es superior al 70% (Kröger, 2012), (O'Donovan y Grimes, 2014). Sin embargo recientemente un grupo multidisciplinario chino (Guang et al., 2017) publicó un grupo apreciable de valores experimentales que desecha la anterior recomendación del 2%, al demostrar que la penalización puede oscilar entre un 0,12% hasta un 19,1% para medios extremadamente húmedos (%hrel>0,95). Los valores experimentales reportados fueron graficados por los autores y son mostrados en la figura 5. El inverso del valor obtenido en la figura 5 afecta en forma de producto la presión de salida obtenida en las expresiones (6) a la (11).

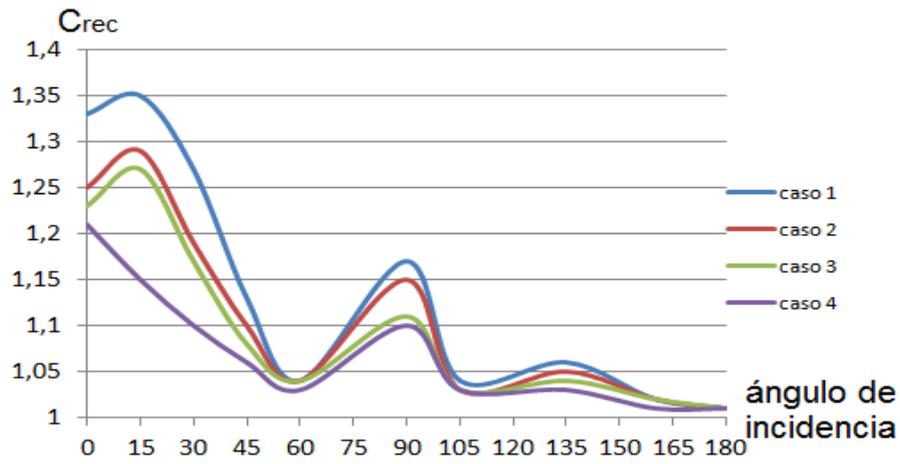


Figura 3. Coeficiente de influencia del ángulo de incidencia del viento

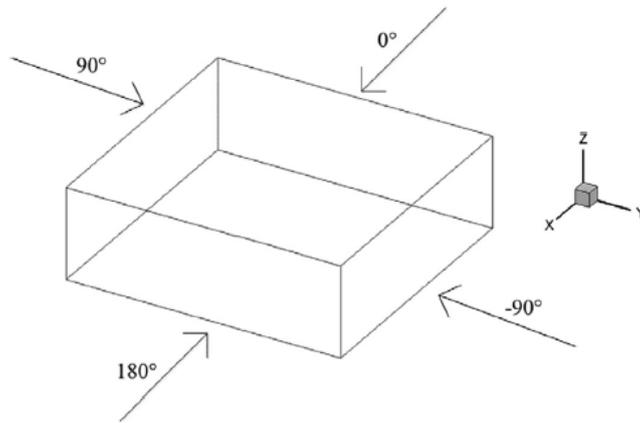


Figura 4. Ubicación de los ángulos de incidencia del viento sobre la instalación

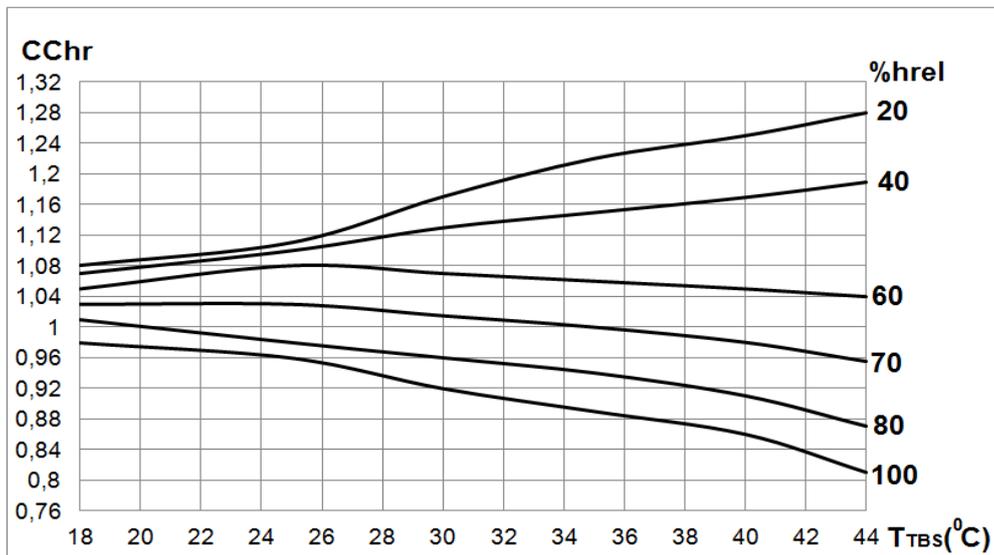


Figura 5. Grado de penalización o bonificación a la presión de salida de turbina en función de la T_{TBS} y el % humedad relativa (%hrel)

O sea que la presión de salida de turbina en sistemas ACC será igual al valor determinado mediante el empleo de las ecuaciones desde la (6) a la (11), multiplicado

posteriormente por el cociente que surge entre los valores obtenidos en las figuras 3 y 5, matemáticamente esto quedaría expresado como:

$$P_{ST} = P_{Back} \frac{C_{rec}}{C_{Chr}} \quad (\text{Pa}) \quad (12)$$

En una continuidad del presente estudio se abordará la temática relacionada con la termo economía de este tipo de instalaciones, su efecto sobre el impacto ambiental y la mitigación del efecto invernadero.

4. CONCLUSIONES

La generalización de las cantidades experimentales disponibles permite evaluar de forma combinada los 4 elementos que mayor influencia ejercen en el valor de P_{Cond} llegándose a las siguientes conclusiones:

- 1- Los efectos indeseables de la acción directa del viento a diferentes velocidades asociados a la temperatura de bulbo seco, pueden ser correlacionados para la obtención de P_{Cond} mediante un grupo de 6 funciones logarítmicas con un error medio igual al 11,27 % en el 89,12 % de los datos experimentales disponibles.
- 2- El ángulo de incidencia del viento es directamente proporcional a la presión de salida de turbina, encontrándose tres valores de máximos para ángulos de incidencia sobre la instalación iguales a 15, 90 y 135⁰, con un incremento de la P_{cond} que varía desde el 35% al 3 % respectivamente.
- 3- La humedad relativa es indirectamente proporcional al valor de P_{cond} . Cuando es superior al 70 % puede incrementar desde 0,12% hasta un 19,1% la P_{cond} .
- 4- Queda demostrado que antes de proceder a la instalación del ACC se hace necesario disponer de la rosa de los vientos en la zona de construcción para tomar como preferenciales las ubicaciones constructivas que minimicen los ángulos de ataque del viento mencionados en el punto 2.

REFERENCIAS

- Bilgili, F., Kocak, E., Bulut, U., Kuskaya, S., ¿Can biomass energy be an efficient policy tool for sustainable development?., *Renewable and sustainable Energy Reviews*, Vol. 18, No. 70, 2016, pp. 832-849.
- Blanco-Marigorta, M., Moser, M., Trieb, F., Fitcher, T., Kern, J., Maier, H., Technoeconomic analysis of enhanced dry cooling for CSP, *Energy Procedia*, Vol. 49, 2013, pp. 1177-1186.
- Bustamante, J., Rattner, A., Garimella, S., Reducing the performance penalty of air-cooled condensers in power plants., *Applied Thermal Engineering*, Vol. 107, 2017, pp. 5-65.
- Camaraza, Y., Introducción a la termo transferencia, Editorial Universitaria, La Habana, 2017, pp. 515-535.
- Camaraza, Y., Houg, N., Fonticiella, O.C., Garcia, O.F., Abstract of heat transfer coefficient modelation in single-phase systems inside pipes., *Mathematical Modelling of Engineering Problems*, Vol. 4, No. 3, Sept-Dec, 2017, pp. 132-136.
- Chen, L., Yang, L., Du, X., Yang, Y., A novel layout of air-cooled condensers to improve thermo-flow performances., *Applied Energy*, Vol. 165, 2016, pp. 246-251.

- DNC., Resumen operación de la red año 2016, UNE, La Habana, 2017, pp. 1-2.
- Fahmy, M., Nabih, H. I., Impact of ambient temperature and heat load variation on the performance of air cooled heat exchangers., *Energy Conversion and Management*, Vol. 121, 2016, pp. 22-35.
- Feng, H., Ping, D., Quing, M., Zhong, Q., Influence mechanism on flow and heat transfer characteristics for air-cooled steam condenser cells., *Heat and Mass Transfer*, Vol.48, 2012, pp.1663-1674.
- Guang, X., Wang, H., Yao, E., Marechal, F., Thermo-economic optimization of a combined cooling, heating and power system based on small-scale compressed air energy storage., *Energy Conversion and Management*, Vol. 118, 2017, pp. 377-386.
- Heyns, J.A., Performance Characteristics of an Air-Cooled Steam Condenser with a Hybrid Dephlegmator., *Journal of the South African Institution of Mechanical Engineering*, Vol. 28, 2012, pp. 31-36.
- IDEA, World Energy Resources 2016., Oklahoma, 2016, pp. 16-17.
- Kröger, D.K., Air-cooled heat exchanger and cooling tower., PennWell Corporation, Oklahoma, 2012, pp. 143-184.
- Kumar, A., Joshi, J., Nayak, A., Vijayan, P., A complete review on the thermal hydraulic characteristics of the air-cooled condenser in forced convection., *Sadhana (transaction of Indian Academy of Sciences)*, Vol.40, No.3,2015, pp. 513-755.
- Lam, P., and Law A., Crowd funding for renewable and sustainable energy projects: An exploratory case study approach., *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 60, No. 1, 2016, pp. 11-20.
- Mishra, P., and Arya, M., A review of literature on air cooled steam condenser., *International Journal of Research in Aeronautical and Mechanical Engineering*, Vol. 3, No.10, 2015, pp. 1-8.
- Mortensen, K., Improved performance of an air cooled condenser using SPX wind guide technology., *SPX*, 2013, pp. 28-52.
- O'Donovan, A., Moore, J., Grimes, R., Walsh, E., The influence of the steam-side characteristics of a modular air-cooled condenser., *Energy Procedia*, Vol. 49, 2014, pp. 1439-1449.
- O'Donovan, A., The influence of the steam-side characteristics of a modular air-cooled condenser., *Energy Procedia*, Vol. 49, 2017, pp. 1450-1459.
- O'Donovan, A., and Grimes, R., A theoretical and experimental investigation into the thermodynamic performance of an power plant with a novel modular air-cooled condenser., *Applied Thermal Engineering*, Vol. 71, 2014, pp. 119-129.
- Pezzuolo, A., Benato, A., Stoppato, A., Mirandola, A., Fluid selection an plant configuration of and ORC System generating heat and/or power., *Energy Procedia*, Vol.101, 2016, pp.822-829.
- Rahmani, Kh., Kordloo, M., Deziyani, M., Feasibility study for reduce water evaporative loss in power plant cooling tower by using air heat exchanger with auxiliary fan., *Desalination*, Vol. 17, No. 1, 2015, pp. 19-23.
- Wang, J., Liu, G., Chen, T., Liu, J., Yan, J., Experimental study on heat transfer characteristics of a condenser in the presence of air., *Applied Thermal Engineering*, Vol.107, 2017, pp.2-24.

- Weifeng, H., Dai, Y., Han, D., Yue, Ch., Pu, W., Influence from the rotating speed of the windward axial fans on the performance of an air-cooled power plant., *Applied Thermal Engineering*, Vol. 65, 2014a, pp. 14-23.
- Weifeng, H., Han, D., Yue, Ch., Pu, W., Dai, Y., Mechanism of the air temperature rise at the forced draught fan inlets in an air-cooled steam condenser., *Applied Thermal Engineering*, Vol.71, 2014b, pp. 355-363.
- Xue, X., Feng, X, Wang, J., Liu, F., Modeling and Simulation of an air-cooling condenser under transient thermal conditions., *Procedia Engineering*, Vol.31, 2012, pp. 817-822.
- Yazawa, K., Hoa, M., Wu, B., Silaen, A., Quian, Ch., Thermoelectric topping cycles for power plant to eliminate cooling consumption., *Energy Conversion and Management*, Vol.84, 2014, pp.244-252.
- ZhifuGu, W., Li, H., Zhang, W., Li, Y., Peng, J., Wind tunnel simulation on recirculation of air-cooled condensers of a power plant., *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 93, 2005, pp. 509–520.