

Memorias del Encuentro Argentino de Ingeniería

- | Enseñanza de la Ingeniería-CAEDI
- | Gestión de la Educación en Ingeniería
- | Agrimensura, Geodesia y Ciencias de la tierra y el mar
- | Biotecnología y Bioingeniería
- | Materiales y Nanotecnología aplicada a los materiales
- | Desarrollo Tecnológico Social, Vinculación Universidad, Empresa y Estado
- | Ejercicio Profesional de la Ingeniería, Empresas y Servicios
- | Ferroviaria, Automotriz, Naval y Transporte
- | Alimentos y Agroindustria
- | Agronomía y Forestal
- | Energía, Energías Limpias, Energías Renovables y Eficiencia Energética
- | Ingeniería Sostenible, Gestión Ambiental y Cambio Climático
- | Innovación y Emprendedorismo en Ingeniería
- | Mujeres en Ingeniería y Cambio Social
- | Obras y Proyectos de Ingeniería, Infraestructura y Conservación del Patrimonio
- | Tecnología de la Información y Comunicación



Memorias del Encuentro Argentino de Ingeniería : edición 2022 / José Basterra...

[et al.] ; contribuciones de Carolina Orcola ; compilación de Martina Perduca ; prólogo de Nestor Braidot ; Jose Basterra. - 1a ed compendiada. - Corrientes : Universidad de la Cuenca del Plata. Secretaría de Políticas del Conocimiento, 2023.

Libro digital, PDF

Archivo Digital: descarga y online

ISBN 978-987-4050-08-3

1. Ingeniería. 2. Educación. I. Basterra, José, prolog. II. Orcola, Carolina, colab. III. Perduca, Martina, comp. IV. Braidot, Nestor, prolog.

CDD 620.007

ISBN 978-987-4050-08-3



ALTERNATIVAS PARA LA DEFINICIÓN DEL RENDIMIENTO EXERGETICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

Figueredo, Gustavo^a; Lorenzo, Hector^b

^a GITEA-Facultad Regional Resistencia UTN

^b Dpto Termodinámica Facultad Ingeniería UNNE

grfigueredo@gmail.com

Resumen

En el ámbito de la termodinámica, aun no existe unanimidad en la definición del rendimiento exergetico de un proceso, existiendo al menos dos alternativas: el cociente entre las exergías finales y las exergías iniciales o el cociente entre las exergías producidas y las exergías consumidas interpretadas como las que se desean obtener sobre las que se invierten para lograrlo. Se presenta la caracterización del comportamiento de un intercambiador de calor mediante las dos posibles definiciones del rendimiento exergetico de un proceso. Se comparan ambas posibilidades con la eficiencia del intercambiador y con el rendimiento térmico. Se aplica el método al intercambiador de baja presión de una central térmica de 10 MW de potencia que opera según un ciclo con 3 extracciones. Para operación a plena carga, en base a datos reales de operación de la central, se obtienen rendimientos exergeticos en el intercambiador de baja presión del 67% y 72%, según las respectivas definiciones, mientras el rendimiento térmico asciende al 99% y la eficiencia del intercambiador a 82,5% con un número de unidades de transferencia NTU de 1,72.

Abstract

In the field of thermodynamics, there is still no unanimity in the definition of the exergy efficiencies of a process, with at least two alternatives: the ratio between the final exergies and the initial exergies or the ratio between the exergies produced and the exergies consumed interpreted as those that are desired to obtain over those that are invested to achieve it. The characterization of the behavior of a heat exchanger is presented through the two possible definitions of the exergy efficiency of a process. Both possibilities are compared with the efficiency of the exchanger and with the thermal performance. The method is applied to the low pressure exchanger of a 10 MW thermal power plant that operates according to a cycle with 3 extractions. For full-load operation, based on actual plant operation data, exergetic yields are obtained in the low-pressure exchanger of 67% and 72%, according to the respective definitions, while the thermal yield amounts to 99% and the efficiency of the exchanger at 82.5% with a number of transfer units NTU of 1.72.

Palabras claves: Exergía, Rendimiento, Eficiencia, Intercambiador de calor

INTRODUCCIÓN

Un parámetro muy adecuado para comparar procesos accionados con diferentes tipos de energía es el rendimiento exergetico, ya que en ese caso el rendimiento térmico o energético penalizaría al proceso que utiliza la energía de menor calidad frente al que se acciona con energía de mayor calidad. Por ejemplo, no es correcto comparar las eficiencias de un ciclo frigorífico por compresión mecánica de vapor con otro accionado térmicamente (ciclo de absorción) o el rendimiento de una central térmica accionada mediante gas natural con otra accionada mediante calor residual de proceso a 300°C. En este contexto existen al menos dos posibilidades para definir el rendimiento exergetico de un proceso, la primer opción es considerar la relación entre las exergías finales que quedan después de efectuado el proceso y

las exergías iniciales, que existían antes de realizar el proceso. La segunda opción es definirlo como la relación entre las exergías producidas y las exergías consumidas, definidas ambas a partir de las variaciones de exergía de las corrientes involucradas. En algunos casos ambas definiciones coinciden mientras que en otros divergen.

Muchos estudios se basan en el concepto de rendimiento o eficiencia exergetica de los intercambiadores de calor, entendiéndose esta como la relación entre la cantidad de exergía recibida por un fluido y la cantidad de exergía liberada por el otro, es decir, Eficiencia exergetica = (Flujo de exergía producida o recibida)/(Flujo de exergía consumida o liberada) [1], [2].

Se efectuó un estudio con el objetivo de investigar el efecto de un sistema de nebulización en el

rendimiento de una turbina de gas. Se determinó la influencia del sistema de nebulización en la producción de energía neta. Se realizaron cálculos para cuatro casos diferentes para el sistema de turbina de gas considerado. Los casos se basan en diferentes temperaturas ambientales. Los resultados obtenidos mediante el uso del análisis de energía y exergía para el sistema de turbina de gas fueron comparados gráficamente. Se concluyó, que la exergía es una herramienta muy importante en el análisis y diseño de sistemas energéticos. La metodología y los resultados de este trabajo pueden ser de utilidad en el análisis y diseño de sistemas similares. Los resultados del mencionado estudio pueden utilizarse como base para la evaluación exergoeconómica [3].

Un estudio previo presentó un enfoque simple para el análisis de la exergía en redes de intercambiadores de calor. Este enfoque se basó en aproximar la relación de distribución de irreversibilidad (ϕ) y la destrucción de exergía de una red de intercambiadores en una gran refinería de gas natural, sin necesidad de diseñar los intercambiadores de calor individuales. Los resultados mostraron que la principal fuente de destrucción de exergía en toda la red de intercambiadores de calor de la planta es la irreversibilidad derivada de la transferencia de calor y la contribución de la irreversibilidad de la transferencia de calor a la irreversibilidad total en toda

la red fue del 84,2%. Además, la eficiencia exergética global fue del 63,34 %, lo que muestra un gran potencial de mejora en el sistema de red en cuestión. (Fard et al 2021)

En este trabajo se presenta un estudio sobre las dos alternativas para definir el rendimiento exergético de un proceso de intercambio de calor, se obtiene como varían los resultados de ambas definiciones durante el proceso de dimensionado o selección de un intercambiador de calor agua/agua genérico y que resultados se obtienen en el caso concreto del intercambiador de baja presión de una central térmica de vapor que opera a plena carga y a cargas parciales.

RENDIMIENTO EXERGÉTICO Y DIMENSIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

Con el objetivo de analizar los resultados que arrojan las dos versiones de rendimiento exergético se efectuó la modelización termodinámica de un intercambiador de calor agua/agua asumiendo las siguientes hipótesis:

- El C_p del agua permanece constante en todo el rango de temperaturas analizado.
- El agua se encuentra como líquido comprimido.
- No hay pérdidas de calor hacia el ambiente.
- No hay pérdidas de carga.

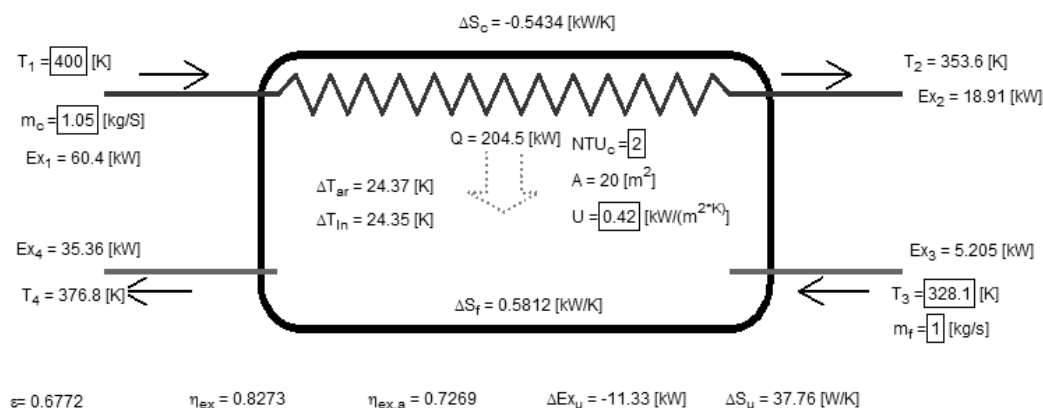


Figura 1: Esquema del intercambiador consignado las propiedades termodinámicas para una condición de diseño con $NTU=2$

En la figura 1 se presenta un esquema del intercambiador de calor con las denominaciones y valores de las variables relevantes para uno de los casos analizados y que corresponde a un área de transferencia de 20m^2 .

Por el 1er principio de la termodinámica, el calor transferido $[Q]$ sería igual a la variación de entalpía de cada corriente y en valor absoluto estaría expresado en las siguientes ecuaciones:

$$Q = m_c C_p (T_1 - T_2) \quad (1)$$

$$Q = m_f C_p (T_4 - T_3) \quad (2)$$

En las ecuaciones precedentes m_c y m_f son los caudales máscicos de las corrientes caliente y fría respectivamente y las temperaturas $[T]$ están indicadas en la figura 1.

Ese flujo de calor está gobernado por una ecuación análoga a la ley de Newton de enfriamiento en

función del área de intercambio de calor $[A]$, el coeficiente global de transferencia de calor $[U]$ y la diferencia media logarítmica de temperaturas $[\Delta T_{ln}]$ entre la corriente caliente y la fría, definidas en las siguientes ecuaciones.

$$Q = AU\Delta T_{ln} \quad (3)$$

$$\Delta_e = T_1 - T_4 \quad (4)$$

$$\Delta_e = T_2 - T_3 \quad (5)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta_e - \Delta_s}{\ln \frac{\Delta_e}{\Delta_s}} \quad (6)$$

Las ecuaciones anteriores conforman un sistema que tiene 7 grados de libertad, típicamente se pueden elegir arbitrariamente las características del equipo, el coeficiente global de transferencia U y el área de intercambio A ; la propiedad térmica del fluido, C_p ; los caudales de la corriente fría y caliente m_c y m_f ; y las temperatura de entrada respectivas T_1 y T_3 . Una vez resuelto el sistema se conocerán el flujo de calor, Q , la diferencia media logarítmica de temperaturas ΔT_{ln} y las temperaturas de salida de las dos corrientes.

Además podemos definir a la eficiencia del equipo $[\varepsilon]$ como el cociente entre el calor transferido y el calor máximo que se hubiera podido transferir reduciendo la diferencia de temperaturas en un extremo del equipo a cero, según la siguiente ecuación:

$$MC_c = m_c C_p \quad (7)$$

$$MC_f = m_f C_p \quad (8)$$

$$\varepsilon = \frac{MC_c (T_1 - T_2)}{\min(MC_c, MC_f) (T_1 - T_3)} = \quad (9)$$

Esta eficiencia tiende a cero cuando el UA tiende a cero y no se transfiere calor y a 1 cuando el UA tiende a infinito y se igualan las temperatura de salida con la de entrada en contracorriente. En el denominador se considera el mínimo de las capacidades caloríficas (MC_c o MC_f) que va a ser la corriente que va a experimentar el mayor cambio de temperaturas.

Otro parámetro adimensional que se utiliza frecuentemente en el dimensionamiento de los intercambiadores de calor es el número de unidades de transferencia, conocido por las siglas NTU del ingles, y que se define como:

$$NTU = \frac{UA}{\min(MC_c, MC_f)} \quad (10)$$

El NTU es directamente proporcional a las dimensiones del intercambiador y al coeficiente global de transferencia de calor, y por consiguiente al costo del mismo y en la práctica industrial puede asumir

valores de hasta 5 aproximadamente. Otro caso extremo hipotético es el que anularía el NTU y se produciría cuando el producto UA es nulo, es decir cuando el intercambio de calor tiende a cero.

La eficiencia de un determinado tipo de intercambiador es función del NTU y de la relación entre las capacidades caloríficas de las corrientes, la eficiencia es una función exponencial negativa del NTU , tendiendo asintóticamente a la unidad cuando crece el NTU , por otra parte si el NTU tiende a cero la eficiencia también lo hace. Ambos parámetros están relacionados para un intercambiador a contracorriente según la siguiente ecuación (Cengel, 2007)

$$C = \frac{\min(MC_c, MC_f)}{\max(MC_c, MC_f)} \quad (11)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - C))}{1 - C \exp(-NTU(1 - C))} \quad (12)$$

Una vez establecido el estado de operación con todas las propiedades involucradas se puede calcular las variaciones de entropía del fluido caliente, frío y del universo dadas respectivamente en las ecuaciones 13, 14 y 15.

$$\Delta S_c = MC_c \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \quad (13)$$

$$\Delta S_f = MC_f \ln \left(\frac{T_4}{T_3} \right) \quad (14)$$

$$\Delta S_u = \Delta S_c + \Delta S_f \quad (15)$$

Para determinar los valores de las dos alternativas del rendimiento exergético se calculan primero las exergías de las diferentes corrientes en función de sus propiedades y de la temperatura del ambiente T_0 que se consideró igual a 300K.

$$Ex_i = MC_{c/f} \left[(T_i - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_i}{T_0} \right) \right] \quad \forall i = 1..4 \quad (16)$$

La variación de exergía del universo ΔEX_u se obtiene como las exergías producidas menos las exergías consumidas según la ecuación 17 y debe coincidir con el producto de la temperatura del ambiente termodinámico y la variación de entropía del universo cambiado de signo.

$$\Delta EX_u = Ex_2 + Ex_4 - Ex_1 - Ex_3 = -T_0 \Delta S_u \quad (17)$$

La primera alternativa para definir el rendimiento exergético η_{EXI} en función de la relación entre las

exergías finales y las iniciales se expresa en la ecuación 18.

$$\eta_{Ex1} = \frac{Ex_2 + Ex_4}{Ex_1 + Ex_3} \quad (18)$$

La segunda alternativa para definir el rendimiento exergético η_{Ex2} en función de la relación entre las variaciones de exergías producidas y las consumidas se expresa en la ecuación 19.

$$\eta_{Ex2} = \frac{Ex_4 - Ex_3}{Ex_1 - Ex_2} \quad (19)$$

Si bien en el modelo se dejó constante el valor del coeficiente global de transferencia de calor U , y se permitió variar al área A en función del NTU , sería lo mismo dejar variar el producto UA .

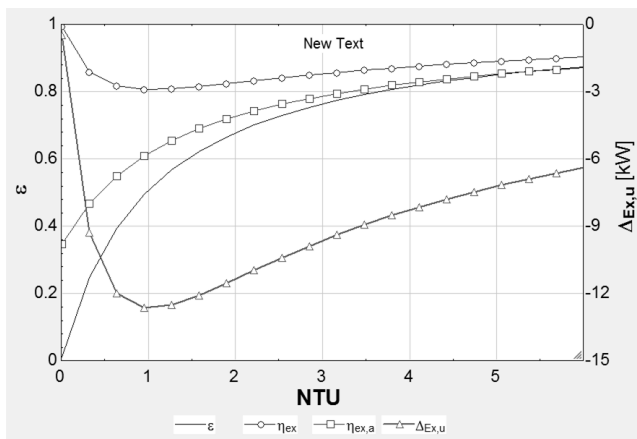


Figura 2: Eficiencia, diferentes rendimientos exergéticos y variación de exergía del universo en función del número de unidades de transferencia, para un intercambiador genérico.

En el gráfico anterior se observa como la eficiencia del equipo crece en función del NTU , primero rápidamente hasta un NTU de 3 aproximadamente, cuando la eficiencia alcanza aproximadamente 0,7, y después más lentamente tendiendo asintóticamente a la unidad para un NTU tendiendo a infinito. Se acota que NTU tendiendo a infinito implicaría área de intercambio tendiendo a infinito. Los rendimientos exergéticos para NTU superiores a 3 tienden a converger a valores entre 0,8 y 0,9 por el contrario para NTU menores a 1, divergen claramente, el rendimiento exergético en función de las exergías finales e iniciales tiende a la unidad mientras que el rendimiento exergético en función de las variaciones de exergía de las corrientes desciende hacia aproximadamente 0,3. Por último si analizamos la curva que representa la variación de exergía del universo, observamos que para NTU tendiendo a cero la variación de exergía también tiende a cero, debido a

que al no haber transferencia de calor no hay destrucción de exergía; posteriormente la destrucción de exergía alcanza un máximo para NTU de aproximadamente la unidad y al final desciende casi linealmente a medida que aumenta el NTU . Para NTU tendiendo a infinito los rendimientos exergéticos tienden a la unidad y la destrucción de exergía tiende a cero.

Puede parecer contradictorio que para una eficiencia del intercambiador nula corresponda un rendimiento exergético del 100%, sin embargo esto se debe a que la eficiencia contempla la relación entre la energía transferida y la que potencialmente se podría transferir con otro equipo ideal, mientras que el rendimiento exergético representa el comportamiento exergético de un determinado equipo, y en ese caso particular correspondería a un equipo que no efectúe ninguna transformación y que por ende no destruya exergía.

APLICACIÓN A UN CICLO DE POTENCIA

Para analizar resultados reales se analizaron los parámetros de una central térmica de vapor con 3 extracciones, figura 3, se utilizaron los caudales, presiones y temperaturas medidos en la planta, a partir de los cuales se obtuvieron las demás propiedades, tabla 1 y figura 4.

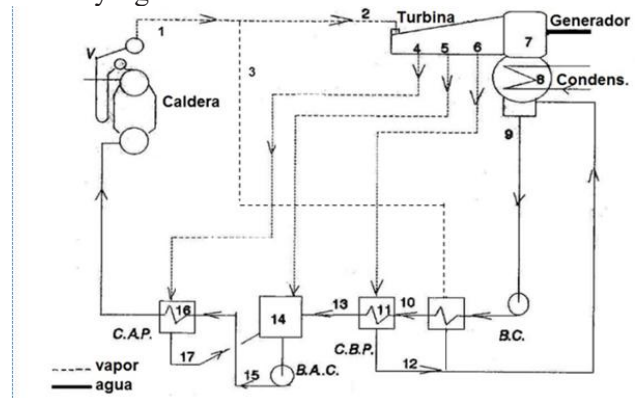


Figura 3: Esquema de instalación de una central térmica con 3 extracciones.

Este ciclo corresponde a la Central Independencia en Tucumán operando en los años '80, cuyos datos corresponden a ensayos tomados por personal de Agua y Energía (Ing. Cappelletti, Lic. Osvaldo Díaz) y usados en los trabajos prácticos de Máquinas Térmicas en la Fac. Ingeniería -UNNE.

En la figura 3 la instalación está simplificada, por ejemplo la corriente 3 con la que se precalienta el condensado en realidad se utiliza para los eyectores y desaireador.

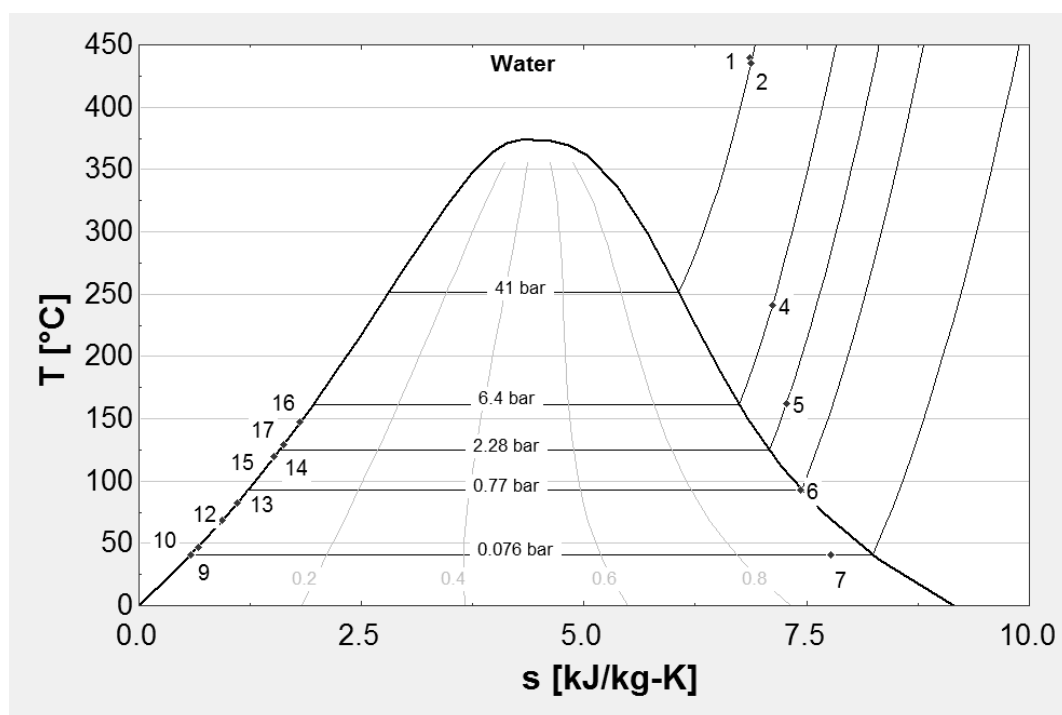


Figura 4: Ciclo de la central en un diagrama T-s para vapor de agua.

Tabla 1: Resultados finales de los errores de reconocimiento.

	p[i]	T[i]	h[i]	S[i]	m[i]
	[Bar]	[C]	[kJ/kg]	[kJ/kg-K]	[kg/h]
1	43	440	3303	6.866	4527
2	41	435	3294	6.875	4472
3	41	435	3294	6.875	54.91
4	6.4	240.9	2936	7.112	240.4
5	2.28	162.1	2791	7.273	280.3
6	0.77	92.49	2659	7.434	266.7
7	0.076	40.55	2425	7.767	3685
9	0.076	40.55	169.8	0.5796	4006
10	2.28	47	197	0.6646	4006
12	0.77	68.7	287.6	0.939	266.7
13	2.28	82.57	345.8	1.106	4006
14	2.28	119.1	499.8	1.518	4527
15	41	119.4	503.9	1.518	4527
16	41	147.3	623	1.811	4527
17	6.4	129.4	544.1	1.628	240.4

En esa planta mediante los calentadores accionados por las extracciones se logra precalentar el condensado desde los 40°C en el estado 9 hasta aproximadamente los 147°C en el estado 16. En la tabla 1 se exponen las presiones, temperaturas, entalpías, entropías y caudales para un estado de

operación particular con una producción de potencia de 1 MW.

En este caso la turbina opera con un rendimiento isoentropico de 0,75 y el rendimiento térmico global del ciclo es de aproximadamente el 30%.

COMPORTAMIENTO DEL CALENTADOR DE BAJA PRESIÓN A CARGAS PARCIALES.

Se efectuó un estudio detallado del comportamiento del calentador de baja presión del ciclo descrito previamente, trabajando a cargas parciales para potencia en la turbina entre 10MW y 4,2MW suponiendo que el área de intercambio y el coeficiente global de transferencia de calor permanecen constante en ese rango de trabajo.

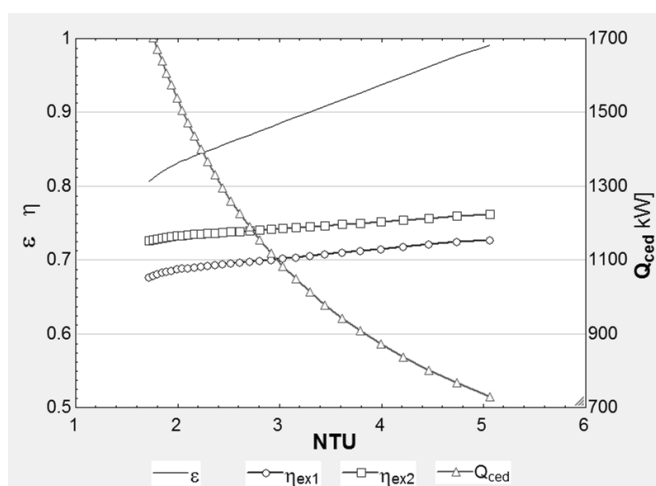


Figura 5: Eficiencia, diferentes rendimientos exergéticos y flujo de calor transferido en función del número de unidades de transferencia, para el intercambiador de baja.

En la figura 5 se presentan los resultados del análisis de la operación del intercambiador de calor de baja presión, que tiene constante las características constructivas y dimensiones y opera en condiciones de cargas variables, es decir el UA se mantiene constante y varían los caudales que circulan. A diferencia del genérico analizado previamente, éste intercambia calor entre vapor de la 3ra extracción de la turbina de vapor y el agua (condensado principal), lo que hace que M.Cf sea siempre el MIN, ya que del lado del vapor es con cambio de estado y por lo tanto $C=0$. Esto implica que a plena carga el NTU es el menor (caudal elevado) y a medida que disminuye la carga aumenta el NTU. Un NTU de 2 corresponde a la operación a plena carga con un flujo de calor de 1700kW y en el otro extremo un NTU=5 corresponde a 800kW.

La eficiencia del intercambiador aumenta a medida que aumenta el NTU, desde aproximándose el 80% hasta cerca del 100% cuando el NTU es de aproximadamente 5, lo que corresponde a un flujo de calor de casi el 50% del nominal. Los rendimientos exergéticos aumentan ligeramente exhibiendo similar comportamiento, el rendimiento en función de las

exergías finales e iniciales es de aproximadamente el 70% mientras que el alternativo es del 75%.

CONCLUSIONES

Se observa que en general ambas alternativas de rendimiento exergético arrojan resultados diferentes, para el caso del dimensionamiento de un intercambiador genérico, el rendimiento en función de los estados iniciales y finales tiende a un 100% cuando no existe transferencia de calor, es decir cuando no hay destrucción de exergía, lo cual es muy coherente, por el contrario el rendimiento exergético alternativo tiende a un 35%, valor que no expresa nada particular y que se encuentra muy afectado por los errores de cálculo y redondeo, debido a que se basa en un cociente de dos diferencias que tienden a cero, quedando en el extremo una indeterminación. Cuando aumentan las dimensiones (por consiguiente el NTU) el rendimiento exergético disminuye, encuentra un mínimo y posteriormente asciende lentamente hasta cerca del 80% para un NTU de 5 aproximadamente. Por el contrario el alternativo aumenta en todo el rango, primero con mayor rapidez y posteriormente más moderadamente, manteniéndose en todo el rango por debajo del definido en función de los estados iniciales y finales.

Para el caso del intercambiador de baja presión de la central térmica, la modificación en las condiciones de operación, de plena carga a cargas parciales, produce un leve aumento del rendimiento exergético en ambos casos, manteniéndose una diferencia de aproximadamente el 5%.

Se evidencia la necesidad de aclarar explícitamente a cual definición de rendimiento exergético se refiere algún dato de operación en particular y los autores recomiendan la utilización del rendimiento exergético en función de las exergías finales y las iniciales de las diferentes corrientes involucradas.

REFERENCIAS

- [1] Bejan, A., (1996). Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite size devices and finite time processes. *J. Appl. Phys.* 79, 1191-1199.
- [2] Kotas, T.J., (1995). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. *Krieger Publishing Company*, London.
- [3] Mert, M. S.; Direk, M.; Ünver, U.; Yüksel F., Ismailoğlu M. (2015). Exergetic Analysis of a Gas Turbine with Inlet Air Cooling System. 7th International Exergy, Energy and Environment Symposium.

- [4] Fard, M. M.; Pourfayaz F.; Maleki, A. (2021). Exergy analysis of multiple heat exchanger networks: An approach based on the irreversibility distribution ratio. *Energy Reports* 7 174–193.