

## **Análisis exerético de radiadores para equipos de transporte de la industria azucarera**

Ing. Irais Fernández Góngora, Poder Popular, Manicaragua, Villa Clara.

Dr. Miguel Luis González Petit Jean, Universidad Veracruzana, Zona Xalapa, Veracruz, México, [mgonzalezpetitjean@yahoo.com.mx](mailto:mgonzalezpetitjean@yahoo.com.mx)

Dr. Juan José Marín Hernández, Universidad Veracruzana, Zona Xalapa, Veracruz, México, [marinjj@yahoo.com.mx](mailto:marinjj@yahoo.com.mx)

Ing. Ulises Gabriel García, Fuerza Mexicana de Generación, SA de C.V, Veracruz, México, [ulises3@hotmail.com](mailto:ulises3@hotmail.com); [ulises\\_gg3@yahoo.com](mailto:ulises_gg3@yahoo.com)

Dr. Oscar M. Cruz Fonticiella, Universidad Central de Las Villas, Santa Clara, Cuba. [ocf@uclv.edu.cu](mailto:ocf@uclv.edu.cu); [fonti\\_cu@yahoo.com](mailto:fonti_cu@yahoo.com)

### **Resumen**

Se completa la metodología tradicional para el cálculo de radiadores en equipos de transporte mediante análisis exeréticos. Como datos se emplean los de los equipos de transporte para la mecanización de la industria azucarera y otras aplicaciones.

**Palabras claves:** Exerjía; intercambiadores de calor; equipos de transporte.

### **Exergetic analysis of radiators for transport equipments of the sugar industry**

#### **Abstract**

The traditional methodology for the calculation of radiators in transport equipments by means of exergetic analysis is completed. As data those of the mechanization transport equipments of the sugar industry and other applications are used.

**Key words:** Exergy; heat exchangers; transport equipments.

#### **Introducción**

Como parte de la Revolución Energética en Cuba, se dimensiona y re-dimensiona el equipamiento de transferencia de calor de los motores de combustión interna buscando ahorro de energía y otros recursos. En la literatura consultada (7) aparece el cálculo tradicional del radiador de un equipo de transporte, tanto de coches de turismo como de camiones adoleciendo de un análisis exerético que conduzca a un uso más efectivo de los recursos energéticos no renovables (10) tal como el combustible diesel de los

motores de combustión interna. En este artículo, el método exergético (3,4,10,13) permite determinar la localización, tipo y magnitud real del despilfarro de estos recursos. Esta información posibilita un diseño más racional del radiador y una reducción de las ineficiencias de esos equipos.

## **Desarrollo**

Como se conoce, la temperatura alcanzada en el momento de la compresión y combustión del combustible diesel es próxima a los 2 000°C, o sea, superior al punto de fusión del metal del que están fabricados los cilindros (1). Sólo el sistema de enfriamiento de los metales permite evitar que éstos se dilaten y agarroten excesivamente. Según Arias-Paz (1), el 35% del calor de la combustión se pierde en la refrigeración y otro 35% en el escape quedando sólo un 30% restante de calor útil para transformarse en trabajo mecánico. Por ello es que el sistema de enfriamiento del motor debe disipar el calor sin violar los límites de la temperatura interna de estos materiales. En este trabajo se analizan desde el punto de vista exergético, poco reportado en la literatura reciente (9,12) los radiadores que se utilizan en los equipos de transporte de los motores Diesel. Particularmente, se toman como ejemplo los motores OM-366-LA, Mercedes Benz, de 155 kW, (2,5) utilizados para la combinada cañera de la serie KTP y también para la transportación de personal en vehículos pesados articulados, Super-Bus, Manicaragua, Villa Clara.

### Metodología tradicional de cálculo del radiador (7)

$q_1'$  =Cantidad de calor transmitida al sistema de refrigeración de los motores. Para el caso analizado (motor Diesel con cámara de combustión separada) = 2 850 a 3 450 J/W.h. Partiendo de la potencia efectiva del motor  $N_e$ , kW.

$$Q_1 = q_1' \cdot N_e \quad (1)$$

El coeficiente global de transferencia de calor del radiador puede disminuir debido a: obstrucciones de la superficie exterior del radiador; sedimentos en las superficies internas de los tubos y desviaciones adoptadas en los datos del cálculo con respecto a las condiciones reales. Por tales motivos, la cantidad de calor calculada se incrementa en un 10%.

$$Q_{cal} = 1,1 \cdot Q_1 \quad (2)$$

La relación entre la cantidad de calor calculada  $Q_{cal}$  y la superficie de disipación  $F_{dc}$  del radiador es:

$$Q_{cal} = K \cdot F_{dc} \cdot \Delta t_{la} \quad (3)$$

O, en su forma alternativa:

$$F_{dc} = Q_{cal}/K.\Delta t_{la} \quad (4)$$

El coeficiente global de transferencia de calor es:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \xi + \frac{\delta}{\rho} \xi + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5)$$

Siendo  $\alpha_1$  el coeficiente pelicular de emisión calorífica desde el líquido hasta el tubo metálico; tomando valores  $\alpha_1 = 2\,500$  a  $5\,000$  W/(m<sup>2</sup>.°C);  $\delta$ , el espesor de la pared de los tubos, en m;  $\lambda$ , el coeficiente de conductividad térmica del metal del tubo, tomándose para el cobre  $\lambda = 330$  W/m.K;  $\xi$ , el coeficiente de aleteado, que es igual a la relación entre la superficie total de refrigeración o disipación del radiador de tubos y aletas y la superficie total de los tubos, con valores  $\xi = 7,5$  a  $10$  y  $\alpha_2$  el coeficiente pelicular de emisión calorífica desde las paredes de los tubos hacia el aire, tomándose  $\alpha_2 = 100$  W/(m<sup>2</sup>.°C).

La diferencia media de temperaturas:

$$\Delta t_{la} = t_{ml} - t_{ma} \quad (6)$$

Donde:

$$t_{ml} = (t_{sl} + t_{el})/2 \quad (7)$$

$$t_{ma} = (t_{sa} + t_{ea})/2 \quad (8)$$

Donde  $t_{sl}$  y  $t_{el}$  son las temperaturas del líquido a la salida y a la entrada del radiador, respectivamente;  $t_{sa}$  y  $t_{ea}$ , las temperaturas del aire a la salida y a la entrada del radiador, respectivamente.

La temperatura del líquido refrigerante, agua en este caso, a la salida del motor en los sistemas cerrados generalmente está entre 90 y 95°C. La caída de la temperatura del agua en el radiador está entre 7 y 8°C. Estas temperaturas se regulan por la acción del termostato de acción automática que está conectado al circuito de circulación y regula la cantidad de líquido que ingresa al radiado, mediante persianas que se instalan delante del radiador y varían la cantidad de aire que pasa por el radiador o por ambos sistemas de regulación simultáneamente. Para crear la fuerza que cambia la posición de las persianas se puede emplear el vacío en el colector de admisión, aire comprimido o la presión de aceite en el sistema de lubricación (7). La temperatura del aire a la entrada del radiador es:

$$t_{er} = t_{ea} = t_{mc} + \Delta t_{ra} \quad (11)$$

Siendo  $t_{mc}$  la temperatura del aire en el medio circundante la cual se toma como 40°C para Cuba y otros países meridionales. El aumento de la temperatura del aire cuando pasa a través de las persianas y del radiador de aceite instalado delante del radiador del sistema de refrigeración es:

$$\Delta t_{ra} = 3 \text{ a } 5^\circ\text{C}.$$

La temperatura del aire a la salida del radiador después de calentarse en el en la cantidad  $\Delta t_a$  es:

$$t_{sa} = t_{ea} + \Delta t_a/2 \quad (12)$$

La temperatura del aire a la salida del radiador se determina después de calcular  $\Delta t_a$  según:

$$\Delta t_a = Q_{cal}/(3\ 600 \cdot F_f \cdot c_{pa} \cdot v_a \cdot \rho_a) \quad (13)$$

Siendo  $Q_{cal}$  la cantidad de calor calculada en J/h;  $v_a \cdot \rho_a$  la velocidad másica del aire en la parte frontal del radiador, en  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ;  $c_{pa}$ , el calor específico del aire, en  $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ . La densidad del aire se calcula a la temperatura de entrada al radiador  $t_{er}$ . Cuando pasa el aire a través del radiador se calienta desde 20 a 30°C. Para el cálculo del radiador la velocidad  $v_a$  se asigna. Se puede tomar entre 4,5 y 5,5 m/s, correspondiendo a una velocidad del vehículo automotor de 12 a 15 km/h. Una vez determinada la superficie de disipación del calor  $F_{dc}$  mediante el área frontal conocida  $F_f$  y el coeficiente de compacidad del radiador  $\phi_{rad}$  se determina la profundidad del radiador  $l_{rad}$  mediante:

$$l_{rad} = F_{dc}/F_f \cdot \phi_{rad} \quad (14)$$

En los radiadores de tubos y aletas de dos filas,  $\phi_{rad} = 1\ 350\ 1/\text{m}$ . Para los vehículos modernos,  $\phi_{rad} = 900\ \text{a}\ 1\ 100\ 1/\text{m}$ .

### Cálculo exergético

Considerando que el radiador opere en estado estacionario, que no exista transferencia de calor con el entorno y que el volumen de control no realice trabajo:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) Q_j - W_{vc} + (m_c b_1 + m_f b_3) - (m_c b_2 + m_f b_4) - I_{vc} \quad (15)$$

Siendo  $m_c$  el flujo másico de la corriente caliente (agua de enfriamiento del motor)

y  $m_f$  el flujo másico de la corriente fría (aire a flujo cruzado con el radiador);  $b_1$ ,

$b_3$ : son las exergías de los flujos a la entrada de las corrientes caliente y fría,

respectivamente;  $b_2, b_4$ : son las exergías de los flujos a la salida de la corrientes caliente y fría, respectivamente.  $I_{vc}$  es la exergía destruida en este proceso de intercambio de calor. Como no existe transferencia de calor con el entorno y el volumen de control no realiza trabajo:

$\sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j}) Q_j = 0$  y  $\dot{W}_{vc} = 0$  y la ecuación (15) se puede reorganizar como:

$$m_c(b_1 - b_2) = m_f(b_4 - b_3) + I_{vc} \quad (16)$$

En esta ecuación,  $m_c(b_1 - b_2)$  representa la disminución de exergía del agua de enfriamiento del motor, y  $m_f(b_4 - b_3)$  el incremento de exergía del aire a flujo cruzado con el radiador. Se puede considerar que el agua de enfriamiento es la fuente o FUEL (recurso) para el incremento de la exergía (10,13) del aire a flujo cruzado y de la exergía destruida. Por tanto, la eficiencia exergética se define como:

$$\varepsilon = \frac{m_f(b_4 - b_3)}{m_c(b_1 - b_2)} \quad (17)$$

Esta eficiencia resulta más racional que la tradicionalmente (6) utilizada efectividad térmica:

$$\varepsilon = q/q_{\text{máx}} \quad (18)$$

$$\text{Siendo } q_{\text{máx}} = C_{\text{min}}(T_{\text{hi}} - T_{\text{ci}}) \quad (19)$$

$$\text{Y normalmente } C_{\text{min}} = m_{\text{aire}} \cdot c_{\text{aire}} \quad (20)$$

Ya que permite relacionarse con la proporción de la destrucción exergética:

$$Y_D = E_D/E_F \quad (21)$$

$$\text{Siendo } \varepsilon = 1 - Y_D \quad (22)$$

si se consideran cero las pérdidas al medio ambiente,  $E_L = 0$

En este artículo se busca una relación entre  $\varepsilon$ ,  $Y_D$  y  $\varepsilon$ , y a partir del mayor valor de  $\varepsilon$  y de  $\varepsilon$ , así como del menor valor de  $Y_D$ , entonces se hace el diseño del mejor radiador desde el punto de vista exergético.

Estudio de caso:

Cálculo tradicional: Datos de ensayo del motor Mercedes Benz OM-366-LA (2,5),

Potencia  $N_e = 155 \text{ kW}$

Tomando un valor medio  $q_1' = 2900 \text{ J/W.h}$

$$Q_1 = q_1' \cdot N_e = 2900 \text{ J/W.h} \cdot 155 \cdot 10^3 \text{ W} = 449,5 \cdot 10^6 \text{ J/h}$$

$$Q_{cal} = 1,1 \cdot Q_1 = 1,1 \cdot 449,5 \cdot 10^6 \text{ J/h} = 494,45 \cdot 10^6 \text{ J/h}$$

$Q_{cal} = K \cdot \Delta t_{la} \cdot F_{dc}$ ;  $K = \text{Coeficiente de transferencia de calor} = 1/[(1/\alpha_1)\xi + (\delta/\lambda) \cdot \xi + 1/\alpha_2] = 79,97 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}$ ;  $\alpha_1 = \text{Coeficiente de emisión de calor desde el líquido al tubo metálico}$ ;  $\alpha_1 = 2500 \text{ a } 5000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$ . Se escoge  $\alpha_1 = 3500 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$ ;  $\delta = \text{Espesor de la pared de los tubos} = 0,13 \text{ a } 0,20 \text{ mm}$ . Se escoge  $\delta = 0,00016 \text{ m}$ ;  $\lambda = \text{Coeficiente de conductividad térmica de los tubos del radiador}$ . Para tubería de cobre,  $\lambda = 330 \text{ W/m.K}$ ;  $\alpha_2 = \text{Coeficiente de emisión de calor desde las paredes de los tubos al aire}$ , se escoge  $\alpha_2 = 100 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$ .  $\xi$ , coeficiente de aleteado, se escoge entre  $\xi = 7,5 \text{ a } 10$ ;  $\xi = 8,75$ ;

$\Delta t_{la} = \text{Diferencia de temperaturas logarítmica en el radiador} = 41 \text{ °C}$  calculando previamente  $t_{ml} = (t_{sl} + t_{el})/2 = 91,25 \text{ °C}$  y  $t_{ma} = (t_{sa} + t_{ea})/2 = 50,25 \text{ °C}$ ;  $F_{dc} = \text{Superficie de disipación calorífica del radiador} = 41,89 \text{ m}^2$ .

La temperatura del aire a la entrada del radiador es:

$$t_{er} = t_{ea} = t_{mc} + \Delta t_{ra} = 40 \text{ °C} + 4 \text{ °C} = 44 \text{ °C}$$

Siendo  $t_{mc}$  la temperatura del aire en el medio circundante la cual se toma como  $40 \text{ °C}$  para Cuba. El aumento de la temperatura del aire cuando pasa a través de las persianas y del radiador de aceite ( $\Delta t_{ra}$ ) instalado delante del radiador del sistema de refrigeración se toma entre:  $\Delta t_{ra} = 3 \text{ a } 5 \text{ °C}$ .

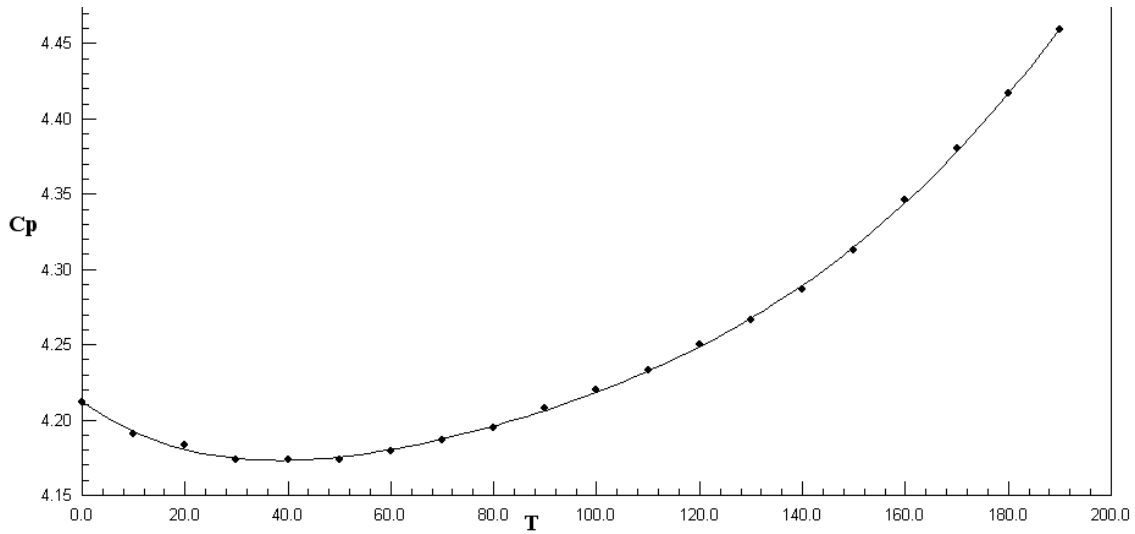
La temperatura del aire a la salida del radiador:  $t_{sa} = t_{ea} + \Delta t_a/2 = 54,95 \text{ °C}$ ; la temperatura del aire a la salida del radiador se determina después de calcular  $\Delta t_a$  según:

$\Delta t_a = Q_{cal}/(3600 \cdot F_f \cdot c_{pa} \cdot v_a \cdot \rho_a)$ ;  $v_a \cdot \rho_a$  la velocidad másica del aire en la parte frontal del radiador, en  $\text{kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$  se determina a partir del polinomio de la Figura 5; una vez determinada la superficie de disipación del calor  $F_{dc}$  mediante el área frontal conocida  $F_f$  (Largo =  $0,585 \text{ m}$ ; Alto =  $0,660 \text{ m}$ );  $F_f = 0,386 \text{ m}^2$  y el coeficiente de compacidad del radiador  $\phi_{rad} = 1350 \text{ 1/m}$  se determina la profundidad del radiador  $l_{rad}$  mediante:

$$l_{rad} = F_{dc}/F_f \cdot \phi_{rad} = 0,080 \text{ m}$$

Análisis exergético: Se desarrolló una herramienta de cálculo mediante Microsoft Excel y se ajustaron polinomios (8,11) que se muestran en las Figuras 1, 2 y 3, arrojando los resultados que aparecen en las Tablas 1 y 2.

En la Figura 1 se muestra una relación entre el calor específico del agua, kJ/(kg.°C) y su temperatura, °C, mediante un ajuste de regresión polinomial (11):



**Figura 1.- Calor específico del agua, kJ/(kg.°C), en función de la temperatura, °C.**

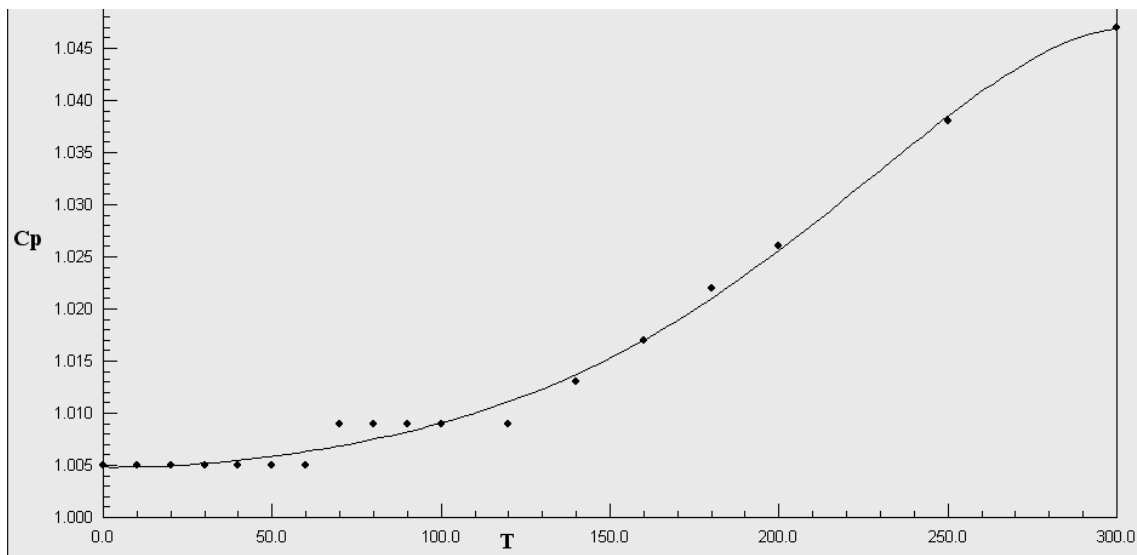
Modelo:  $C_p = at^5 + bt^4 + ct^3 + dt^2 + e.t + f$

Coefficientes:  $a = -2,801408893e-012$ ;  $b = 1,85733428e-009$ ;  $c = -4,166046554e-007$

$d = 5,115244619e-005$ ;  $e = -0,00246442475$ ;  $f = 4,212160158$

Coefficiente de determinación múltiple,  $R^2 = 0,9997$ .

En la Figura 2 se muestra una relación entre el calor específico del aire, kJ/(kg.°C) y su temperatura, °C, mediante un ajuste de regresión polinomial (11):



**Figura 2.- Calor específico del aire, kJ/(kg.°C), en función de la temperatura, °C.**

Modelo:  $C_p = at^5 + bt^4 + ct^3 + dt^2 + e.t + f$

Coefficientes:  $a = -7,272521863e-014$ ;  $b = 3,707473228e-011$ ;  $c = -5,337558278e-009$

$d = 7,14896567e-007$ ;  $e = -5,802768597e-006$ ;  $f = 1,004836483$

Coefficiente de determinación múltiple,  $R^2 = 0,9936$ .

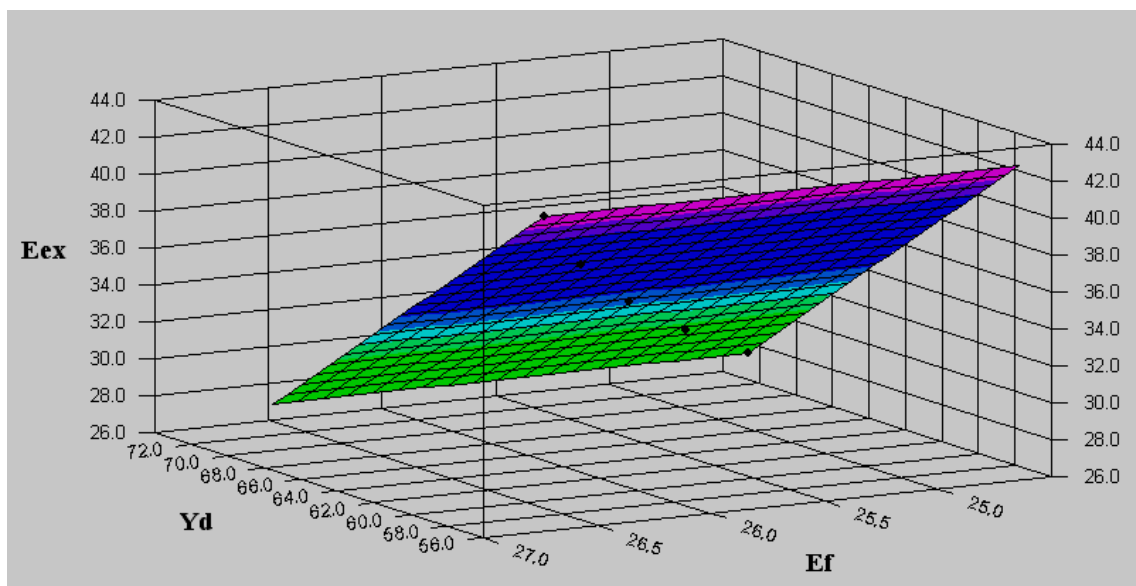
**Tabla 1.- Valores de  $\epsilon$ ,  $Y_D$  y  $\epsilon$  para valores de las temperaturas del aire y del agua \***

$\epsilon$	$Y_D$	$\epsilon$	AGUA		AIRE	
			$T_{\text{entrada}}$	$T_{\text{salida}}$	$T_{\text{entrada}}$	$T_{\text{salida}}$
42,32	57,68	26,60	91	83,5	44	56,5
37,37	62,63	26,04	92	84,5	44	56,5
33,42	66,58	25,51	93	85,5	44	56,5
30,19	69,81	25,00	94	86,5	44	56,5
27,5	72,50	24,51	95	87,5	44	56,5

\* Valores fijos para las temperaturas de entrada y salida del aire, y valores variables para los demás parámetros.

Se aprecia en la Tabla 1 que los mejores valores de  $\epsilon$ ,  $Y_D$  y  $\epsilon$  (42,32%, 57,68% y 26,60%) se alcanzan para los valores de temperaturas de entrada y salida del agua del radiador de 91 y 83,5°C, respectivamente, manteniendo fijos los valores de las temperaturas de entrada y salida del aire.

En la Figura 3 se muestra una relación entre la eficiencia exergética del radiador en función de la destrucción exergética y la efectividad térmica considerando variables las  $T_{\text{entrada}}$  y  $T_{\text{salida}}$  agua, mediante un ajuste de regresión polinomial (11). Igualmente, se aprecia que los mejores valores de  $\epsilon$ ,  $Y_D$  y  $\epsilon$  son 42,32%, 57,68% y 26,60%, respectivamente:



**Figura 3.- Eficiencia exergética del radiador en función de la destrucción exergética y la efectividad térmica ( $T_{\text{entrada}}$  y  $T_{\text{salida}}$  agua variables).**



Modelo:  $\epsilon = a + b \cdot Y_D + c/\epsilon + d/\epsilon^2$

Coefficientes:  $a = 100$ ;  $b = -1$ ;  $c = 2,95724609e-010$ ;  $d = -3,492373677e-009$

Coefficiente de determinación múltiple,  $R^2 = 1,0$ .

**Tabla 2.- Valores de  $\epsilon$ ,  $Y_D$  y  $\epsilon$  para valores de las temperaturas del aire y del agua \***

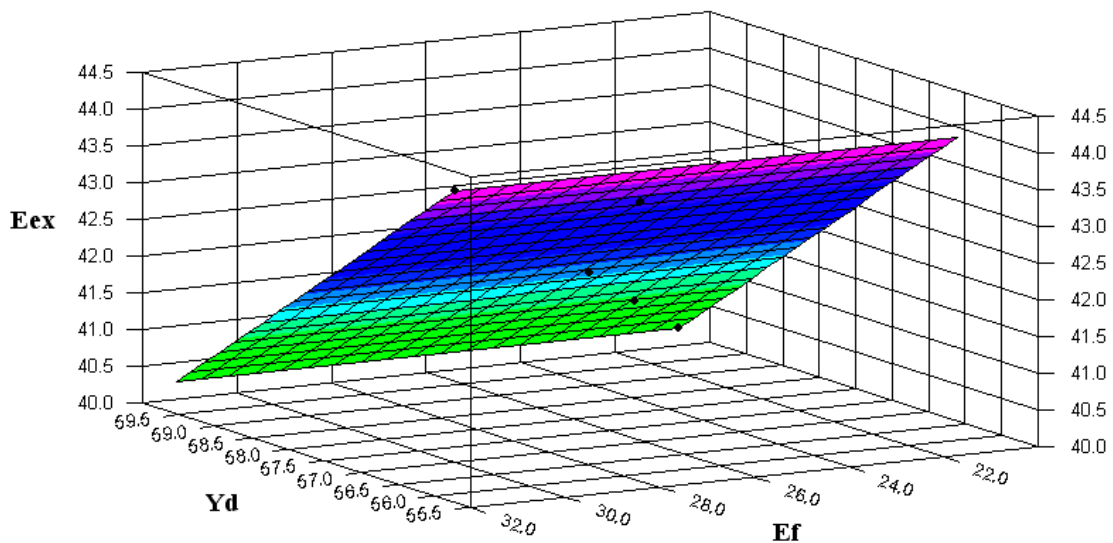
$\epsilon$	$Y_D$	$\epsilon$	AGUA		AIRE	
			$T_{\text{entrada}}$	$T_{\text{salida}}$	$T_{\text{entrada}}$	$T_{\text{salida}}$
40,40	59,60	21,27	91	83,5	44	54,0
41,17	58,83	23,40	91	83,5	44	55,0
41,93	58,07	25,53	91	83,5	44	56,0
43,46	56,54	26,80	91	83,5	44	58,0
44,22	55,78	31,91	91	83,5	44	59,0

\* Valores fijos para las temperaturas de entrada y salida del agua, y temperatura de entrada del aire y valores variables para los demás parámetros.

Para la Tabla 2 se tomaron los valores de temperaturas de entrada y salida del agua del radiador de 91 y 83,5°C, respectivamente, porque arrojaban los mejores valores de  $\epsilon$ ,  $Y_D$  y  $\epsilon$  en la Tabla 1.

En la Figura 4 se muestra una relación entre la eficiencia exergética del radiador en función de la destrucción exergética y la efectividad térmica considerando variable la  $T_{\text{salida}}$  aire, mediante un ajuste de regresión polinomial (11); también, se aprecia que los mejores valores de  $\epsilon$ ,  $Y_D$  y  $\epsilon$  son 44,22%, 55,78% y 31,91%, respectivamente. Por tanto, el nuevo diseño del radiador se deberá hacer respetando estos parámetros.

:



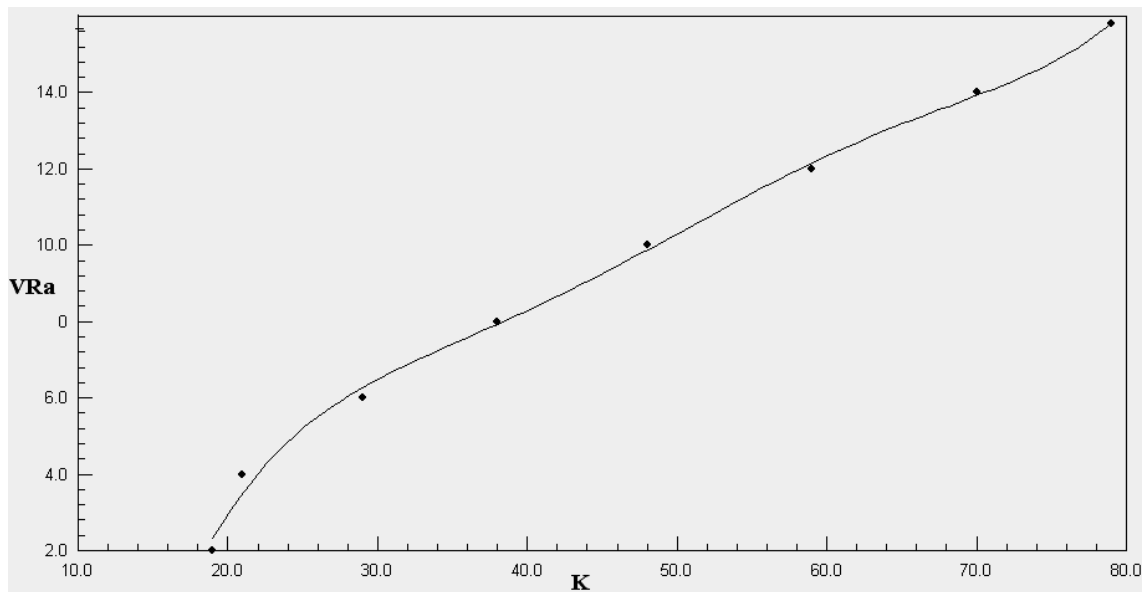
**Figura 4.- Eficiencia exergética del radiador en función de la destrucción exergética y la efectividad térmica ( $T_{\text{salida}} \text{ aire} = \text{variable}$ ).**

Modelo:  $\varepsilon = a + b.y_D + c \log(\varepsilon)$

Coefficientes:  $a = 100$ ;  $b = -1$ ;  $c = -2,072539043e-015$

Coefficiente de determinación múltiple,  $R^2 = 1,0$ .

En la Figura 5 se muestra una relación entre la velocidad másica del aire, que no es más que el producto  $v_a \rho_a$ ,  $\text{kg}/(\text{m}^2.\text{s})$  y el coeficiente global de transferencia de calor,  $K$ ,  $\text{W}/(\text{m}^2.\text{°C})$ , haciéndose un ajuste de regresión polinomial (11):



**Figura 5.- Velocidad másica del aire en función del coeficiente global de transferencia de calor** (Fuente: Figura 313, página 609, “Motores de automóvil”, M.S.Jóvaji, Ref.7)

Modelo:  $v_a \rho_a = aK^5 + bK^4 + cK^3 + dK^2 + e.K + f$

Coefficientes:  $a = 1,557689297e-007$ ;  $b = -4,010721528e-005$ ;  $c = 0,003993741687$

$d = -0,1919409537$ ;  $e = 4,641117597$ ;  $f = -39,12704252$

Coefficiente de determinación múltiple,  $R^2 = 0,997$ .

## Conclusiones

Empleando el análisis exergético puede diseñarse un radiador con la mejor eficiencia exergética de todas las posibles para los parámetros de funcionamiento del motor. En el caso de estudio se debe subir la temperatura de salida del aire desde  $55^\circ\text{C}$  hasta  $59^\circ\text{C}$  de acuerdo a la Tabla 2, para obtener una eficiencia exergética del 44,22%, una efectividad térmica del 32% y la destrucción exergética más pequeña, del 55,8%. Estas temperaturas pueden controlarse por la acción del termostato de acción automática que está conectado al circuito de circulación y regula la cantidad de líquido que ingresa al

radiador, mediante persianas que se instalan delante del mismo y varían la cantidad de aire que pasa por éste o por ambos sistemas de regulación simultáneamente.

### **Fuentes de referencias consultadas**

- 1.- Arias-Paz, M. **Manual de automóviles**, 54<sup>ta</sup> Edición, Revisada y Ampliada, CIE, Inversiones Editoriales, Dossat, 2000.
- 2- Fernández Góngora, I. **Cálculo del radiador para un motor diesel Mercedes Benz de un transporte**, Tarea Transmisión de Calor Avanzada, Maestría de Eficiencia de Amplio Acceso, Primera Edición, Villa Clara, Universidad Central de Las Villas, 2007.
- 3.- Gabriel García, U., Cruz Fonticiella, O.M, Moya Rodríguez, J.L, **Análisis multicriterial de intercambiadores de calor**, Tesis Doctoral en preparación, Universidad Central de Las Villas, 2006.
- 4.- Gabriel García, U., Cruz Fonticiella, O.M, Moya Rodríguez, J.L, **Optimización exergoeconómica de intercambiadores de calor de tubo y coraza**, Centro Azúcar, Abril-Mayo 2006, No 3, Vol. 33, ISSN: 0253-5777.
- 5.- Hernández González, I. **Cálculo de transferencia de calor en un radiador en un MCI**, Tarea Transmisión de Calor Avanzada, Maestría de Eficiencia de Amplio Acceso, Primera Edición, Villa Clara, Universidad Central de Las Villas, 2007.
- 6.- Incropera, F.R., **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**, University of Purdue, New York, Ed. John Wiley and Sons, 1993.
- 7.- Jóvaj, M.S et al., **Motores de automóvil**, Editorial MIE, Moscú, 1987.
8. - Keenan, J.H and Keyes, F.G., **Steam Tables: Thermodynamic Properties of Water Including Vapor, Liquid, and Solid Phases in SI Units**, 2<sup>nd</sup> Ed. 1978, Reprint Ed. 1992.
9. – Li, H., Figliola, R.S. **Optimization of an Automotive Cooling System Using**
- 10.- Moran, M. J; Shapiro, H.N., **Fundamentos de Termodinámica Técnica**, Primer Tomo, Editorial Reverté, S.A., 1996.
11. - **Oakdale Engineering**, Software Data Fit, Version 7.1, Copyright 1995-2001.
- 12.- Rakopoulos, C.D et al. **Second-Law analyses applied to internal combustion engines operation**, Progress in Energy and Combustion Sciences, 32 (2006) 2-47.
- 13.- Tsatsaronis, G., Czielsa, F., **Thermoeconomics**, Technische Universitat Berlin, Institute for Energy Engineering, TU Berlin-IEE-G.T/F.C.-2003.

