

# Dimensionamiento geométrico y térmico de un sistema de colectores solares parabólicos como apoyo para la producción de exhibidores metálicos

E. Castro-Juarez<sup>1</sup>, H. Coto Fuentes, A. Cordero-Escamilla<sup>3</sup>.

**Resumen**— El presente reporte trata sobre el dimensionamiento geométrico y térmico de un colector solar que sirva como apoyo en la innovación de un sistema dual de secado para la producción de exhibidores metálicos. Esta se presenta en dos partes, en la primera parte se realiza el cálculo de las dimensiones de la parábola para el perfil del colector parabólico convenientes, así como el diámetro del tubo receptor en donde se describen las consideraciones técnicas para obtener para este proyecto. En la segunda parte se muestra el dimensionamiento térmico en donde se obtiene la cantidad de energía que se puede utilizar para el proceso con las dimensiones obtenidas en la primera parte. Aquí también se indican las condiciones de funcionamiento requeridas por el proceso.

**Palabras claves**— dimensionamiento, geométrico, térmico, colectores, solares

**Abstract**—this report deals with the geometric and thermal sizing of a solar collector for the innovation of dual convective drying system-solar collectors for the production of metal displays. This is presented in two parts, in the first part the calculation of the dimensions of the parabola for the profile of the suitable parabolic collector is made, as well as the diameter of the receiving tube where the technical considerations to obtain for this project are described. The second part shows the thermal dimensioning where the amount of energy that can be used for the process is obtained with the dimensions obtained in the first part. Here are also indicated the operating conditions required by the process.

**Keywords**— sizing, geometric, thermal, collectors, solar.

## I. INTRODUCCIÓN

Este trabajo forma parte de un proyecto de innovación para la producción de exhibidores metálicos de la empresa EQ Manufacturas S.A. de C.V. Este introduce el uso de colectores solares en la limpieza de los exhibidores metálicos manufacturados antes de pasar al proceso de pintado. Este proceso de limpieza se realiza con agua con químicos especiales la cual debe estar alrededor de 55 °C. Para obtener esta temperatura se realiza inyección de vapor en un tanque en el que se almacena el agua tratada, cada vez

que la temperatura es inferior al valor requerido. Este vapor es producido en una caldera de gas.

El uso de la energía térmica obtenida del uso de los colectores solares está extendido en diferentes aplicaciones, tales como la generación de energía eléctrica, en México, se está trabajando en el proyecto “Integración de colectores solares para generación de vapor en procesos industriales”, el proyecto se encuentra financiado por el Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT), en el cual se trabaja de la mano con el Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico y dos instituciones alemanas, Industrial Solar Thermal Solutions y Fraunhofer ISE. En este proyecto se analiza el potencial de la generación de vapor solar de la industria en México, para lograr introducir tecnologías solares de calidad en México y aprovecharlas en la industria, con ello se espera disminuir el consumo de combustibles fósiles y tener alternativas de energía. Otro uso de los colectores solares es en el secado de frutos, (Velasco, 2012) entre otros. La aportación de este trabajo es la de usar colectores solares como apoyo para calentar el agua utilizada en el lavado, y así, reducir el consumo de gas.

Este trabajo está basado en las consideraciones técnicas para el dimensionamiento geométrico de la parábola (Velasco, 2012) y también en el dimensionamiento térmico para cubrir las necesidades del proceso de limpieza. Para lo cual se utilizan valores de radiación solar en la región lagunera (U. Miranda, 2010), esto con el fin de conocer la energía disponible.

## II. PARTE TÉCNICA DEL ARTÍCULO

### A. Dimensionamiento Geométrico

Para la realización de este proyecto se consideraron para el diseño, hojas de acero inoxidable grado espejo con unas dimensiones de 3 x 1 m., se toma el lado de 3 m como curvo y se utilizaron tres hojas por cada colector. En total fueron cuatro colectores dispuestos de la manera que se muestran en las figuras 1 y 2

<sup>1</sup> Instituto Tecnológico Superior de Lerdo, División de Posgrado Mecatrónica, División de Electromecánica, División Electrónica, Av. Tecnológico S/N, Colonia Periférico, C.P. 35150, Ciudad Lerdo, Durango, México.



Figura 1. Configuración del colector solar parabólico

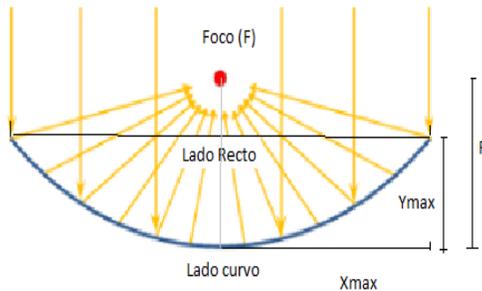


Figura 2. Perfil de la superficie captadora

Generalmente la apertura (lado recto) de un canal parabólico es cuatro veces la distancia focal (F), por lo que se considera la siguiente función para la parábola que se propuso:

$$f(x) = \frac{x^2}{4F} \quad (1)$$

Se proponen varios puntos focales para ver cuál es el más conveniente para un diámetro aceptable del tubo receptor. Para encontrar la apertura se utiliza la fórmula de la longitud de arco de una curva (2), esta se muestra en la figura 3.

$$S = \int_0^{X_{max}} \sqrt{1 + (f'(x))^2} \quad (2)$$

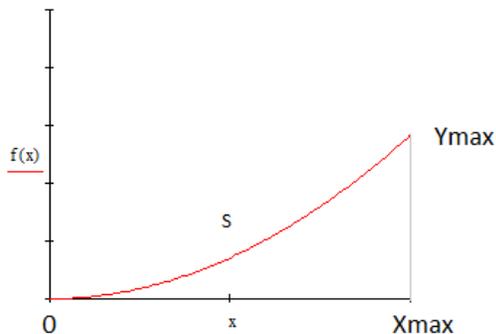


Figura 3. Longitud de arco de una curva

Conociendo la superficie curva que sería la mitad de la longitud de la hoja de acero ( $S=1.5$  m) se integra y se encuentra el valor máximo de la apertura, la derivada de la función propuesta será:

$$f'(x) = \frac{x}{2F} \quad (3)$$

El sol no es una fuente solar luminosa puntual, visto desde la tierra sufre una desviación con un ángulo de apertura de  $32'$ , Como se observa en la figura 4, el valor del diámetro mínimo del tubo receptor depende de la distancia focal a través de la distancia más alejada del colector al foco (z). Es importante considerar errores de superficie, seguimiento y ensamble se considera que el diámetro mínimo requerido será determinado con la ecuación 4 (Velasco, 2012)

$$D = \frac{2z \tan(16')}{\cos(\frac{\alpha}{2})} \quad (4)$$

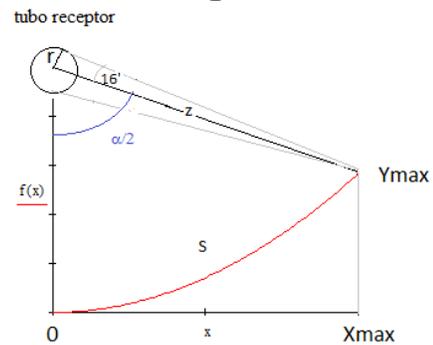


Figura 4. Representación del tubo receptor del colector

Considerando el valor de apertura del colector y considerando que el factor de concentración solar es determinado por la ecuación 5 :

$$CC = \frac{AreaApertura}{AreaRecepcion} = \frac{2X_{max}L}{\pi DL} \quad (5)$$

**B. Dimensionamiento Térmico**

El valor de la energía solar que llega durante un período de tiempo por cada unidad de área se conoce como irradiación, si el termino de tiempo es un día se le conoce como INSOLACION, diferentes fuentes de medición obtenidas por la NASA muestran la insolación promedio en la república mexicana, como se muestra en la figura 5.

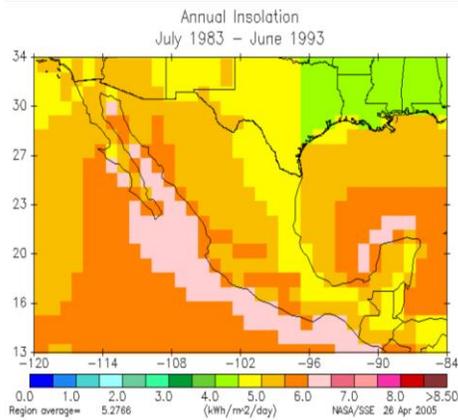


Figura 5. Mapa obtenido a partir del modelo de la NASA. (NASA, 2005)

Considerando los valores mostrados en el mapa de la figura 5 y siendo más específicamente los valores presentados en la región de la laguna de Durango, la insulación promedio en la región es de 6 Kwh/m<sup>2</sup>-día (U. Miranda, 2010), y con un área de captación del colector de 8.6 m<sup>2</sup> (2.15 m X 4 m), Se obtiene la energía disponible en el día : **51.6 Kwh/día**

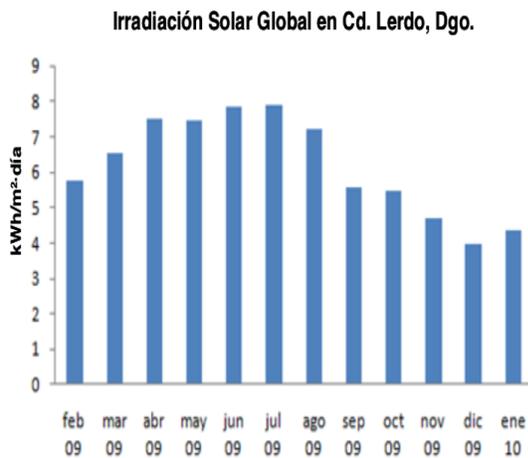


Figura 6. Irradiación Solar en Cd. Lerdo Dgo. Fuente [Miranda]

Cuando la radiación solar alcanza la superficie de un colector parabólico, se pierde una cantidad importante de ella debido a diferentes factores. El total de las pérdidas se puede dividir en tres grupos, que de mayor a menor importancia se ordenan según: pérdidas ópticas, térmicas y geométricas (Velasco, 2012)

Como consecuencia de todas las pérdidas ópticas, geométricas y térmicas que existen en un Colector Solar Parabólico, la energía térmica útil que da es menor que la que daría en condiciones ideales, cuando no existieran dichas pérdidas. El rendimiento global del sistema

considerando las pérdidas mencionadas se estima en 50%, se obtiene que la energía que calienta el agua será de:

$$Q = 25.8 \text{ Kwh/día} = 92.88 \text{ Mjoul/día}$$

Esto es, considerando 8 horas de sol al día y 3600 segundos que tiene cada hora:

$$Q = 3225 \text{ joul/s}$$

Las condiciones requeridas por el sistema es incrementar la temperatura del agua en 7 °C es decir llevar el agua de 47.5°C a 55 °C, que es la temperatura que requiere el agua para realizar la limpieza.

Debido a que las temperaturas requeridas por el sistema son relativamente bajas, no es necesario el utilizar un fluido térmico para el proceso, en vez de eso, se utiliza el agua que se utiliza para la limpieza, y con esto, se ahorra el empleo de un intercambiador de calor. Por lo tanto, las propiedades del agua a estas temperaturas son:

$$T_p = 51.3 \text{ °C} \quad C_p = 4180 \text{ joul/kg-°C} \quad \rho = 988 \text{ kg/m}^3$$

En donde  $T_p$  es la temperatura promedio;  $C_p$ , calor específico a presión constante; y  $\rho$  la densidad y la viscosidad cinemática tomados de la figura 7 (Cengel, 2007). Con estos datos y utilizando la fórmula del calor:

$$Q = m C_p (\Delta t) \quad (6)$$

para obtener el flujo másico y así, con la densidad obtener el caudal se llega a que la cantidad que puede calentar el sistema de 47 a 55 °C es de  $V = 3000 \text{ lt/día}$ .

Suponiendo un tubo de cobre de 1 pulgada tenemos que el diámetro interior de 0.025273 m, por lo tanto, el área transversal del tubo es:  $A_t = 0.00050165 \text{ m}^2$ . Considerando el caudal es el producto de la velocidad y el área transversal del tubo, se obtiene que la velocidad requerida para el sistema es:  $v = 0.2075 \text{ m/s}$

Dado que la velocidad del fluido tiene una fuerte influencia sobre el perfil de temperaturas, el desarrollo de la capa límite de la velocidad en relación con la térmica tendrá un fuerte efecto sobre la transferencia de calor por convección. La mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica es por medio del parámetro número de Prandtl (adimensional)

Utilizando un numero de Prandtl = 3.55 para el agua a 50 grados centígrados y tomado del apéndice uno de (Cengel, 2007) mostrado en la figura 7

Propiedades del agua saturada

Temp. T °C	Presión de saturación, P <sub>sat</sub> , kPa		Densidad, ρ, kg/m <sup>3</sup>		Entalpia de vaporización, h <sub>fg</sub> , kJ/kg		Calor específico, c <sub>p</sub> , J/kg·K		Conductividad térmica, k, W/m·K		Viscosidad dinámica, μ, kg/m·s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2.501	4.217	1854	0.561	0.0171	1.792 × 10 <sup>-3</sup>	0.922 × 10 <sup>-4</sup>	13.5	1.00	-0.068 × 10 <sup>-3</sup>		
5	0.8721	999.9	0.0068	2.490	4.205	1857	0.571	0.0173	1.519 × 10 <sup>-3</sup>	0.934 × 10 <sup>-4</sup>	11.2	1.00	0.015 × 10 <sup>-3</sup>		
10	1.2276	999.7	0.0094	2.478	4.194	1862	0.580	0.0176	1.307 × 10 <sup>-3</sup>	0.946 × 10 <sup>-4</sup>	9.45	1.00	0.733 × 10 <sup>-3</sup>		
15	1.7051	999.1	0.0128	2.466	4.186	1863	0.589	0.0179	1.138 × 10 <sup>-3</sup>	0.959 × 10 <sup>-4</sup>	8.09	1.00	0.138 × 10 <sup>-3</sup>		
20	2.339	998.0	0.0173	2.454	4.182	1867	0.598	0.0182	1.002 × 10 <sup>-3</sup>	0.973 × 10 <sup>-4</sup>	7.01	1.00	0.195 × 10 <sup>-3</sup>		
25	3.169	997.0	0.0231	2.442	4.180	1870	0.607	0.0186	0.891 × 10 <sup>-3</sup>	0.987 × 10 <sup>-4</sup>	6.14	1.00	0.247 × 10 <sup>-3</sup>		
30	4.246	996.0	0.0304	2.431	4.178	1875	0.615	0.0189	0.798 × 10 <sup>-3</sup>	1.001 × 10 <sup>-4</sup>	5.42	1.00	0.294 × 10 <sup>-3</sup>		
35	5.628	994.0	0.0397	2.419	4.178	1880	0.623	0.0192	0.720 × 10 <sup>-3</sup>	1.016 × 10 <sup>-4</sup>	4.83	1.00	0.337 × 10 <sup>-3</sup>		
40	7.384	992.1	0.0512	2.407	4.179	1885	0.631	0.0196	0.653 × 10 <sup>-3</sup>	1.031 × 10 <sup>-4</sup>	4.32	1.00	0.377 × 10 <sup>-3</sup>		
45	9.593	990.1	0.0655	2.395	4.180	1892	0.637	0.0200	0.596 × 10 <sup>-3</sup>	1.046 × 10 <sup>-4</sup>	3.91	1.00	0.415 × 10 <sup>-3</sup>		
50	12.35	988.1	0.0831	2.383	4.181	1900	0.644	0.0204	0.547 × 10 <sup>-3</sup>	1.062 × 10 <sup>-4</sup>	3.55	1.00	0.451 × 10 <sup>-3</sup>		
55	15.75	985.2	0.1045	2.371	4.183	1908	0.649	0.0208	0.504 × 10 <sup>-3</sup>	1.077 × 10 <sup>-4</sup>	3.25	1.00	0.484 × 10 <sup>-3</sup>		
60	19.94	983.3	0.1304	2.359	4.185	1916	0.654	0.0212	0.467 × 10 <sup>-3</sup>	1.093 × 10 <sup>-4</sup>	2.99	1.00	0.517 × 10 <sup>-3</sup>		
65	25.03	980.4	0.1614	2.346	4.187	1926	0.659	0.0216	0.433 × 10 <sup>-3</sup>	1.110 × 10 <sup>-4</sup>	2.75	1.00	0.548 × 10 <sup>-3</sup>		
70	31.19	977.5	0.1983	2.334	4.190	1936	0.663	0.0221	0.404 × 10 <sup>-3</sup>	1.126 × 10 <sup>-4</sup>	2.55	1.00	0.578 × 10 <sup>-3</sup>		
75	38.58	974.7	0.2421	2.321	4.193	1948	0.667	0.0225	0.378 × 10 <sup>-3</sup>	1.142 × 10 <sup>-4</sup>	2.38	1.00	0.607 × 10 <sup>-3</sup>		
80	47.39	971.8	0.2935	2.309	4.197	1962	0.670	0.0230	0.355 × 10 <sup>-3</sup>	1.159 × 10 <sup>-4</sup>	2.22	1.00	0.635 × 10 <sup>-3</sup>		
85	57.83	968.1	0.3536	2.296	4.201	1977	0.673	0.0235	0.333 × 10 <sup>-3</sup>	1.176 × 10 <sup>-4</sup>	2.08	1.00	0.670 × 10 <sup>-3</sup>		
90	70.14	965.3	0.4235	2.283	4.206	1993	0.675	0.0240	0.315 × 10 <sup>-3</sup>	1.193 × 10 <sup>-4</sup>	1.96	1.00	0.702 × 10 <sup>-3</sup>		
95	84.55	961.5	0.5045	2.270	4.212	2010	0.677	0.0246	0.297 × 10 <sup>-3</sup>	1.210 × 10 <sup>-4</sup>	1.85	1.00	0.716 × 10 <sup>-3</sup>		
100	101.33	957.9	0.5978	2.257	4.217	2029	0.679	0.0251	0.282 × 10 <sup>-3</sup>	1.227 × 10 <sup>-4</sup>	1.75	1.00	0.750 × 10 <sup>-3</sup>		

figura 7.-Extracto de Propiedades del agua saturada de (Cengel, 2007)]

y un numero de Reynolds de [4] :

$$N_R = \frac{vD}{\nu} = 9482.3 \quad (7)$$

El número de Nusselt está determinado por la ecuacion de la ecuación de Coulburn [3]:

$$N_N = 0.023N_R^{0.8}Pr^{0.4} = 58 \quad (8)$$

Se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección [3] :

$$h = \frac{N_N}{Lc} k = 1477.68 \text{ W/m}^2 \quad (9)$$

en donde: k = 0.644 W/m2·°C (conductividad térmica del agua) tomado de la figura 15 y Lc la longitud equivalente igual al diámetro del tubo. El calor por unidad de área se obtiene al dividir el calor total entre el área del tubo:

$$Qa = \frac{q}{\pi DL} = 10103.8 \text{ W/m}^2 \quad (10)$$

en donde L es la longitud del tubo, que es igual a 4 m, por otra parte, La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. La ecuación de convección se expresa en forma conveniente por la ley de Newton del enfriamiento como:

$$Q_a = h(T_s - T_e) \quad (11)$$

donde Ts es la temperatura en la superficie del tubo y Te es la temperatura del agua en el centro del tubo (ver figura 8), en este caso 55oC que es la temperatura requerida por el proceso. Por lo tanto, despejando Ts se obtiene:

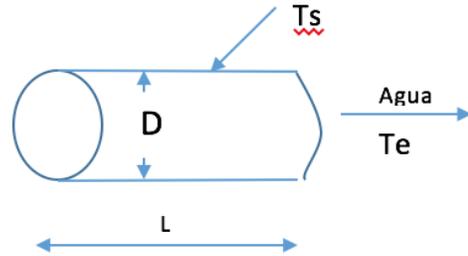


Figura 8. Esquema del tubo receptor del colector

en donde Ts es la temperatura en la superficie del tubo y Te es la temperatura del agua en el centro del tubo (ver figura 16), en este caso 55°C que es la temperatura requerida por el proceso. Por lo tanto, despejando Ts se obtiene:

$$T_s = T_e + \frac{Qa}{h} = 61.87 \text{ °C} \quad (12)$$

Con esto se comprueba que con la energía disponible en el colector solar con las dimensiones consideradas se obtiene una temperatura en el tubo de 61.87 °C y con esto se logra la temperatura de 55°C requerida por el proceso.

### III.RESULTADOS

Utilizando las formulas (1),(2),(3),(4) y (5) y considerando los valores convenientes se considera como opciónn viable, la resaltada en amarillo en la figura 9, debido a el factor de concentración alto (lo cual mejora la eficiencia) y al diámetro de tubo comercial (1 pulgada). La figura 10 y tabla 1 representan los valores del perfil propuesto para el colector solar parabólico, además se utilizó tubos de vidrio de borosilicato, exterior al tubo de cobre de 1 pulgada para disminuir las pérdidas térmicas por convección, las dimensiones seleccionadas fueron:

Foco (mm)	Xmax(mm)	Ymax(mm)	Apertura Total(mm)	Diámetro (mm)	CC
200	932.8	1087.64	1865.6	17.38	34.15
300	1071.7	957.11	2143.4	22.38	30.47
400	1166.65	850.67	2333.3	32.3	22.98
500	1234.78	762.33	2469.56	56.54	13.9
600	1285.26	688.28	2570.52	174.98	4.67
700	1323.4	625.49	2646.8	219.5	3.83
800	1352.8	571.89	2705.6	76.8	11.21
900	1375.87	525.83	2751.74	50.57	17.31
1000	1394.16	485.92	2788.32	39.97	22.19
1100	1408.9	451.13	2817.8	34.51	25.98
1200	1420.9	420.61	2841.8	31.36	28.83

Figura 9. Datos seleccionados del perfil del canal parabólico

$$X_{max} = 1071.7 \text{ mm}$$

$$Y_{max} = 957.11 \text{ mm}$$

$$F = 300 \text{ mm}$$

$$\text{Apertura total} = 2143.4 \text{ mm}$$

Antes de fabricar los colectores se elaboró un prototipo a escala 1:7.5 (figura 11) con la que se comprobó los resultados ya calculados. Se usaron diferentes sensores en este prototipo y para la adquisición de datos, se utilizó la tarjeta Arduino Mega 2560

Una vez corroborado, se realizó el diseño mecánico con el software SolidWorks (Figura 12)

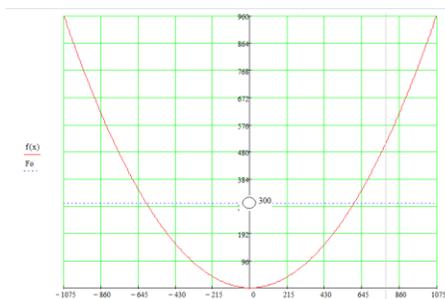


Figura 10. Perfil del colector seleccionado



Figura 11. Prototipo de colector

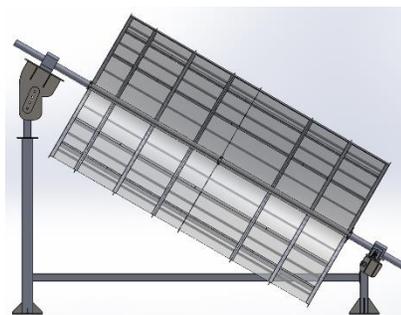


Figura 12. Colector solar

#### IV.DISCUSIÓN, CONCLUSIÓN Y RECOMENDACIONES

Al utilizar cuatro colectores dispuestos como en las figuras 1 y 2 y con los cálculos realizados en el análisis térmico realizado al aplicar las ecuaciones 6,7,8,9,10 y 11 estos colectores pueden apoyar al proceso de lavado con el calentamiento de 3000 lt/día. Es obvio decir que si se quisiera mejorar la cantidad de agua que se pudiera calentar, debería incrementarse el número de colectores solares con estas dimensiones, lo cual es viable por el espacio con el que cuenta la empresa.

Además, otra aportación importante del proceso es el de considerar que debido a que las temperaturas requeridas por el sistema son relativamente bajas, no es necesario el utilizar un fluido térmico para el proceso, en vez de eso, se utiliza el agua que se utiliza para la limpieza, y con esto, se ahorra el empleo de un intercambiador de calor.

Con esto se comprueba que con la energía disponible en el colector solar con las dimensiones consideradas se obtiene una temperatura en el tubo de 61.87 °C y con esto se logra la temperatura de 55°C requerida por el proceso.

#### V.AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al Instituto Tecnológico Superior de Lerdo en especial a la Subdirección de Investigación y Desarrollo Tecnológico por las facilidades otorgadas para la realización de este proyecto.

#### VI.REFERENCIAS

Cengel, Y. A. (2007). Transferencia de Calor y Masa. Un enfoque práctico. Nevada, Estados Unidos: Mc Graw Hill.

Mott, R. L. (2006). Mecánica de Fluidos. México: Pearson Educación.

- Swamee P.K., J. A. (1976). Explicit Equation for Pipe-Flow Problem. (A. S. Engineers, Ed.) Journal of the Hydraulics division, 657-664.
- U. Miranda, R. S. (Octubre de 2010). Resultados preliminares de la evaluación de los recursos eólico y solar en tres sitios del estado de Durango. Artículos. (a. 2010, ed.)
- Velasco, c. P. (2012). Diseño de captador solar cilíndrico parabólico para aplicaciones rurales en Paraguay. Proyecto final de carrera. (e. T. Minas, ed.) Paraguay.

## VII.BIOGRAFÍA



**Castro Juárez Ernesto II.** Peñon Blanco Durango, México. Ingeniero Industrial Mecánico. Instituto Tecnológico de la Laguna. Torreón, Coah. México (1994). Maestría en Ciencias de ingeniería Eléctrica Instituto Tecnológico de la Laguna. Torreón, Coah., México (1999). Docente de la División de Electromecánica y Posgrado en Mecatrónica del Instituto Tecnológico Superior de Lerdo, Cd. Lerdo. Durango, México.



**Hesner Coto Fuentes.** Ingeniero en Automática egresado del Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, La Habana, Cuba. Maestro en Diseño de Sistemas Electrónicos por el Centro de Investigaciones en Microelectrónica, La Habana, Cuba, y Doctor en Ciencias en Ingeniería Eléctrica con especialización en Instrumentación Electrónica por el Instituto Tecnológico de la Laguna, Torreón,

Coahuila, México.

En su trayectoria como docente - investigador se ha especializado en las áreas de Instrumentación Virtual y desarrollo de sistemas electrónicos aplicados a la medicina, la industria y el medio ambiente.



**Cordero Escamilla Armando José.** Nació el 14 de Julio de 1975 en San Luis Potosí, Mex. Obtuvo el título de Ingeniero Mecánico en el Instituto Tecnológico de Durango en 1998. Posteriormente logró la Maestría en Ingeniería con especialidad en Sistemas de Calidad, en 2008. Ha cursado diplomados en Gestión de Tecnología, Habilidades Gerenciales y Sistemas Fotovoltaicos.

Actualmente se desempeña como Profesor de Carrera de Enseñanza Superior Titular A, impartiendo clases en las carreras de Ingeniería Electromecánica, Electrónica y Ambiental del Instituto Tecnológico Superior de Lerdo, en el estado de Durango. También colabora en el área de Investigación y Desarrollo Tecnológico de la misma Institución, al participar en proyectos vinculados con empresas de la región y Centros de investigación nacionales. Las áreas de interés son: térmica, hidráulica, energías renovables y procesos industriales, entre otras. El M.I. Cordero ha recibido el Premio Estatal de Ciencia, Tecnología e Innovación Durango en dos ocasiones, 2012 y 2017, en el área de Desarrollo Industrial, por parte del Gobierno del Estado.