



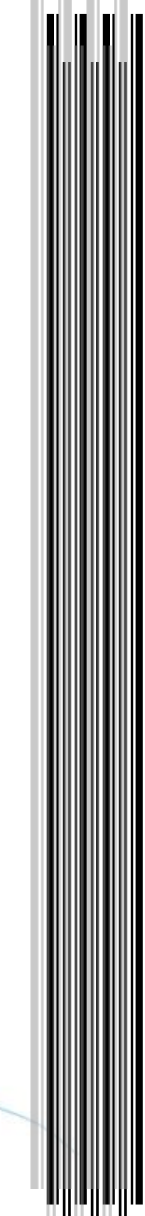
# Reporte Final

Ingeniería Mecánica

**Diseño de sistema  
de intercambio de  
calor de aire de  
entrada de nichos  
de ventilación de la  
primera etapa de la  
Central  
Hidroeléctrica  
Belisario  
Domínguez**

**Pedro Arreaga Cancino**

**2012**



# INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

## Reporte Final Residencia Profesional

### Nombre del proyecto:

Diseño de sistema de intercambio de calor de aire de entrada de nichos de ventilación de la primera etapa de la Central Hidroeléctrica Belisario Domínguez

### Asesor Interno

Dr. Carlos Ríos Rojas

### Asesor Externo

Ing. Víctor Antonio Fernández Nájera

### Revisor #1

Ing. Víctor Manuel Vázquez Ramírez

### Revisor # 2

Ing. Mario Toledo Martínez

### Ingeniería Mecánica

### Número de Control

08270638

### Periodo

Agosto-Diciembre 2012

### Nombre del Alumno:

Pedro Arreaga Cancino

## Contenido

Introducción .....	5
Capítulo 1.....	7
Generalidades del Proyecto.....	7
1.1 Justificación del proyecto.....	8
1.2 Caracterización de área de trabajo.....	9
1.3 Objetivos .....	10
1.3.1 Objetivo General.....	11
1.3.2 Objetivos Específicos.....	11
1.4 Problema a resolver .....	11
1.5 Alcances y limitaciones.....	12
Capítulo 2.....	13
Marco teórico.....	13
2.1 Tipos de intercambiadores de calor.....	15
2.2 Coeficiente de transferencia de calor total .....	19
2.3 Análisis de los intercambiadores de calor.....	22
2.4 Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica.....	23
2.5 Método de la Efectividad NTU .....	25
2.6 Flexión pura .....	29
2.7 Columnas.....	33
2.8 Fórmula de Euler para columnas articuladas.....	36
2.9 Columnas con diversos tipos de apoyo.....	38
Capítulo 3.....	43
Hoja de Cálculo.....	43
3.1 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total.....	44
3.2 Cálculo de la eficiencia del radiador .....	47
3.3 Diseño de la base .....	51
3.3.1 Diseño del marco.....	52
3.3.2 Diseño del soporte de la base.....	57
Capítulo 4.....	60
Conclusiones y Recomendaciones.....	60

---

Bibliografía.....	63
Anexos .....	65
Anexo-A .....	66
Anexo-B .....	68
Anexo-C .....	70
Anexo-D .....	71
Anexo-E .....	72
Anexo-F.....	73

## Introducción

Una central hidroeléctrica, es una instalación donde se transforma la energía potencial (asociada a la altura) y cinética (asociada al movimiento) del agua, en energía eléctrica.

El agua cae desde la presa hasta la turbina que se encuentra en su base. Al recibir la fuerza del agua el rodete comienza a girar. El rodete está conectado a una flecha, que a su vez está conectado a un generador, que al girar, producen electricidad. La electricidad viaja desde los generadores hasta unos transformadores, donde se eleva la tensión para poder transportar la electricidad hasta los centros de consumo.

En la instalación de los generadores se optó por un sistema de enfriamiento a base de “radiadores de tubería aletada”, los cuales actuarán durante el proceso como intercambiadores de calor de flujo cruzado. Actualmente se encuentran 24 radiadores en cada generador.

En los intercambiadores de flujo cruzado, los dos fluidos actúan normales entre sí. Las variaciones de temperatura son idealizadas.

En el programa de mantenimiento de la Central Hidroeléctrica se optó por cambiar todos los radiadores de las unidades, algunos con menos de 6 años de vida, para un funcionamiento óptimo del generador. Los radiadores son equipos que están diseñados para su funcionamiento por más de quince años, pero en la empresa se tomó la decisión de cambiarlos cada cierto periodo para evitar la disminución de la eficiencia de los mismo.

En los últimos años han cambiado los radiadores de diferentes unidades, los cuales todavía funcionan eficientemente pero en este momento solo se encuentran en la bodega, sin uso alguno.

La ventilación de la casa de máquinas de la central tiene un sistema de ventilación por medio de ventiladores industriales, los cuales suministran el aire, por medio de ductos que se encargan de repartir el caudal de aire en casi todas las zonas de la casa de máquinas.

El aire que los ventiladores suministran, en términos generales, se encuentra a una temperatura en promedio de 29° C, debido a que el aire que es tomado del medio



---

ambiente, solo tiene un sistema de enfriamiento por medio del túnel, el cual se encuentra húmedo y logra enfriar hasta a esa temperatura al aire.

La temperatura del aire, además del calor que se genera dentro de las instalaciones de casa de máquinas, provoca un ambiente que no es propicio para los trabajadores que se encuentran comúnmente realizando sus actividades dentro del mismo.

Durante este proyecto se demostrará, por medio de todas las herramientas y conocimientos adquiridos durante la carrera, si es viable instalar los radiadores, que actualmente están sin uso, en el nicho de ventilación de la etapa número 1. Se demostrará cual será la diferencial de temperatura ha obtener, además de los caudales de aire y agua necesarios para llevarlo a cabo.



---

Capítulo 1

# Generalidades del Proyecto

## 1.1 Justificación del proyecto

El acceso a la central, desde el exterior, se logra mediante un túnel excavado en la roca, en forma de portal, permaneciendo sus paredes húmedas. La longitud del mismo es de 640 m. Durante todo este trayecto, existe una transferencia de calor entre el aire y las paredes del túnel, lo cual provoca que, hasta en los días más calurosos, el aire que llega hasta la primera etapa se encuentre a una temperatura, en promedio de 29 °C. Este es suministrado alrededor de toda la primera etapa por medio de 3 ventiladores industriales y es repartido en toda la casa de máquinas por medio de ductos, pero con el calor propio de la casa de máquinas, debido a todos los aparatos y personas que se encuentran realizando sus actividades, la temperatura dentro del mismo llega a ser de más de 32 °C, lo cual ya no es una temperatura propicia para realizar las actividades.

Se analizará si es viable el proyecto de instalar radiadores en los nichos de ventilación para reducir la temperatura dentro de casa de máquinas.

La importancia del estudio radica en:

- ✓ Verificar los recursos necesarios para llevar a cabo dicho proyecto,
- ✓ las modificaciones que se tendrán que hacer a las instalaciones, si es que las hay,  
y
- ✓ los resultados que se obtendrán con la implementación del mismo.

Todo lo anterior se tendrá que evaluar para poder tomar la decisión si el proyecto es viable o no. Si el proyecto no lo fuese, esta residencia quedaría como información y base para el análisis de un método diferente para el acondicionamiento de las instalaciones, en la búsqueda de otro forma de resolver este problema.



## 1.2 Caracterización de área de trabajo

La Comisión Federal de Electricidad es una empresa del gobierno mexicano que genera, transmite, distribuye y comercializa energía eléctrica para más de 35.6 millones de clientes al mes de marzo, lo que representa a más de 100 millones de habitantes e incorpora anualmente más de un millón de clientes nuevos.

En la CFE se produce la energía eléctrica utilizando diferentes tecnologías y diferentes fuentes de energético primario. Tiene centrales termoeléctricas, hidroeléctricas, carboeléctricas, geotermoeléctricas, eoloeléctricas y una nucleoeléctrica.

La C. H. Belisario Domínguez, ubicada en el contexto de la Gerencia Regional de Producción Sureste y asignada a la Subgerencia Regional de Generación Hidroeléctrica Grijalva, es una de las cuatro grandes centrales que aprovechan el caudal hidráulico del río Grijalva. En virtud de su gran capacidad de embalse, además de ser la primera en la cascada de la cuenca del Grijalva, esta central resulta estratégica para el control de los embalses del resto de las centrales que se encuentran río abajo y mediante un buen programa de control de los niveles del vaso, se asegura la generación del sistema Grijalva.

La casa de máquinas se encuentra de manera subterránea, tiene 5 unidades de 180 MW/h cada una.

Número de Unidad	Entrada en Operación	Unidades	
Unidad 1	04 de Julio de 1976	Número de Unidades	5
Unidad 2	27 de Mayo de 1976	Capacidad por unidad	180 MW/h
Unidad 3	22 de Noviembre de 1975	Capacidad instalada por placa	900 MW/h
Unidad 4	15 de Marzo de 1978	Capacidad efectiva	900 MW/h
Unidad 5	15 de Junio de 1978		

**Tabla 1.2.1 Capacidad de las unidades y fecha de entrada a operación**

La central se localiza al Sureste de la República Mexicana. Partiendo de la ciudad de Tuxtla Gutiérrez, capital del estado de Chiapas, sobre la carretera que va al poblado denominado Venustiano Carranza, se recorren 52 kilómetros antes de llegar a la central.

Se utilizan las aguas del río Grijalva para generar energía eléctrica. La cuenca de ese río se inicia en la vecina República de Guatemala y se interioriza a nuestro país en la región denominada “Alto Grijalva” en el estado de Chiapas, desciende posteriormente hacia la planicie de Tabasco, ahora con el nombre de “Bajo Grijalva”, hasta la zona de Chontalpa, donde desemboca en el Golfo de México

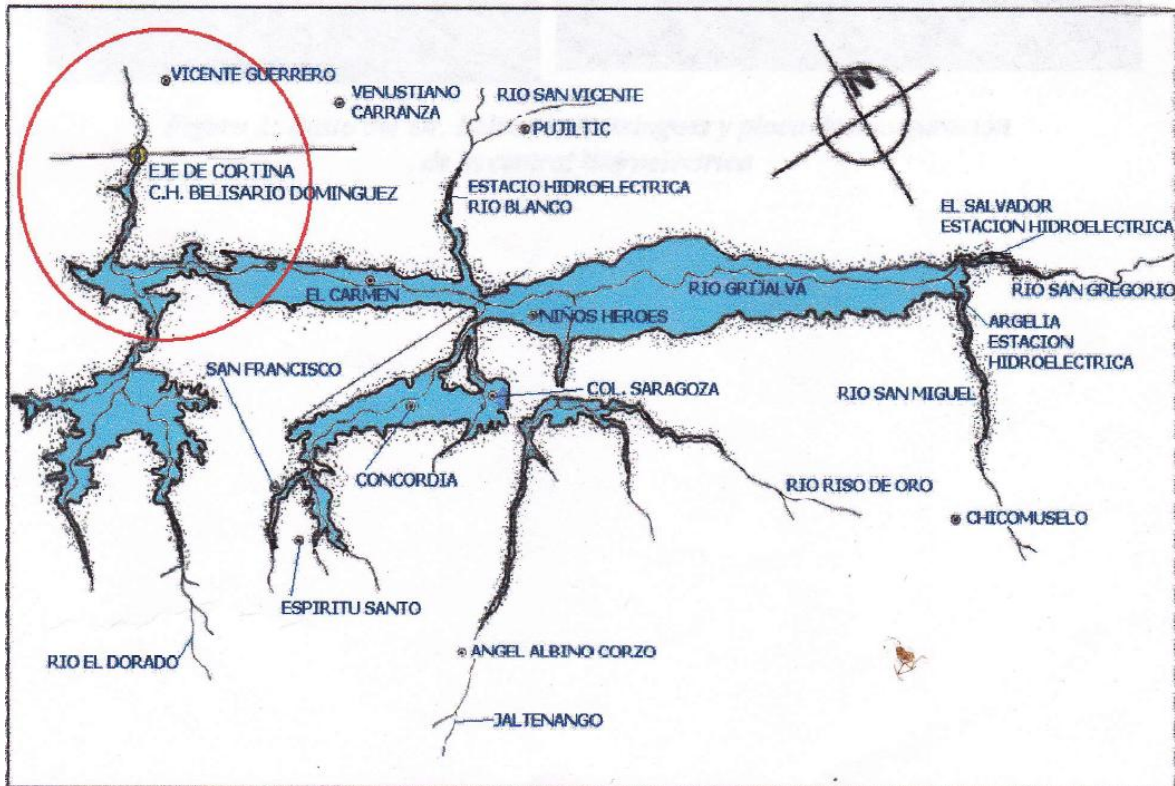


Figura 1.2.1 Mapa de localización de la Central Hidroeléctrica Belisario Domínguez

### 1.3 Objetivos

---

### **1.3.1 Objetivo General**

Evaluar la eficiencia que se obtendrá al implementar la utilización de los radiadores en los nichos de ventilación, para poder decidir si el proyecto es viable o no. Si el proyecto es viable, elaborar toda la documentación necesaria para su implementación posterior.

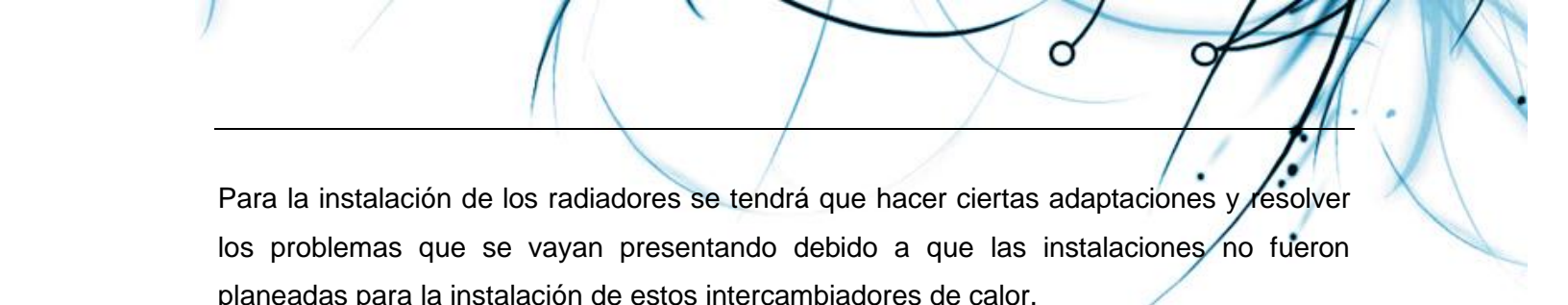
### **1.3.2 Objetivos Específicos**

- Encontrar la diferencial de temperatura de aire que se podrá obtener al implementar el proyecto.
- Calcular la eficiencia de los radiadores bajo las condiciones de este proyecto.
- Calcular el caudal de agua necesario para lograr la máxima eficiencia.
- Diseñar la base para sujetar los radiadores.

## **1.4 Problema a resolver**

En la casa de máquinas de la Central Hidroeléctrica Belisario Domínguez solo cuenta con sistema de aire acondicionado en cuartos donde se encuentran los tableros de protección, los cuales necesitan estar a una temperatura controlada para su correcto funcionamiento. Las demás zonas cuentan con un sistema de ventilación, que toma aire del exterior y lo introduce dentro de la planta. La temperatura del mismo varía dependiendo del calor que exista en el exterior y la cantidad de unidades que estén trabajando. Se tomaron lecturas de temperaturas arriba de 30 °C, la cual no es una temperatura agradable para el desarrollo de las actividades del personal que labora en la central.

Se buscará reducir la temperatura dentro de casa de máquinas por medio del aire. Para lograr esto se optará por la instalación de radiadores en el nicho de ventilación de la primera etapa, que realice un descenso de temperatura considerable para crear mejores condiciones para el trabajador y los equipos.



---

Para la instalación de los radiadores se tendrá que hacer ciertas adaptaciones y resolver los problemas que se vayan presentando debido a que las instalaciones no fueron planeadas para la instalación de estos intercambiadores de calor.

## **1.5 Alcances y limitaciones**

Se determinarán las variables para alcanzar la mayor eficiencia en los radiadores, variando los parámetros necesarios, como el caudal de agua. Es importante aclarar que a partir de la diferencial de temperatura, que se obtendrá en el aire, será el factor más importante para poder concluir si el proyecto es viable o no.

Las limitaciones son que el equipo con el que se cuenta, no está diseñado para las condiciones a las cuales se pretende implementar. Este será un factor que se tendrá en cuenta durante todo el análisis.



---

**Capítulo 2**

**Marco teórico**

---

En la vida diaria se encuentran muchas situaciones físicas en las que es necesario transferir calor desde un fluido caliente hasta uno frío con múltiples propósitos. Por ejemplo, ahorro de energía (combustible) lo que disminuye los costos de operación; ó para llevar al fluido a una temperatura óptima, bien sea para un procesamiento posterior o para alcanzar condiciones de seguridad necesarias en el caso de transporte y/o almacenamiento. Para transferir calor existen una amplia variedad de equipos denominados **intercambiadores de calor**

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes.

En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender *convección* en cada fluido y *conducción* a través de la pared que los separa. La razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos en un lugar dado a un intercambiador depende de la magnitud de la diferencia de temperatura local, la cual varía a lo largo de dicho intercambiador.



## 2.1 Tipos de intercambiadores de calor

Las distintas aplicaciones de la transferencia de calor requieren diferentes tipos de accesorios y configuraciones del equipo para dicha transferencia. El intento de acoplar los accesorios para la transferencia de calor a cada tipo de necesidades, dentro de las restricciones específicas, ha conducido a numerosos tipos de diseños innovadores de intercambiadores de calor.

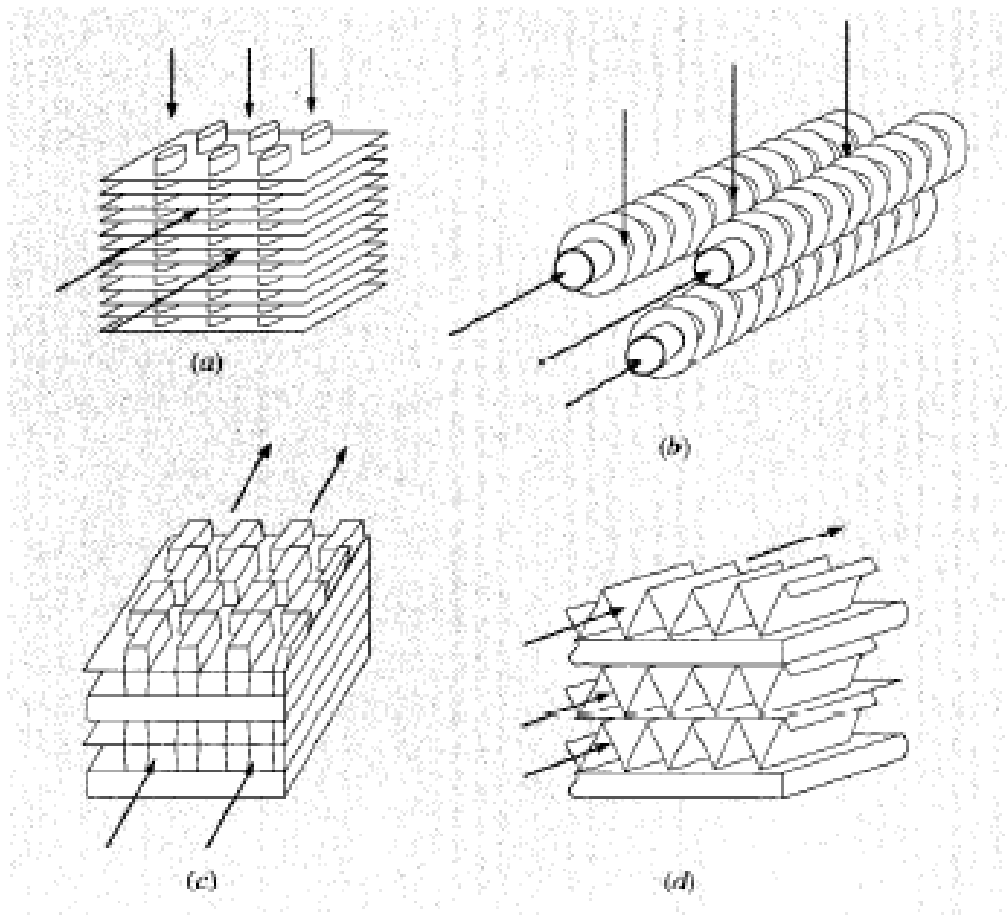


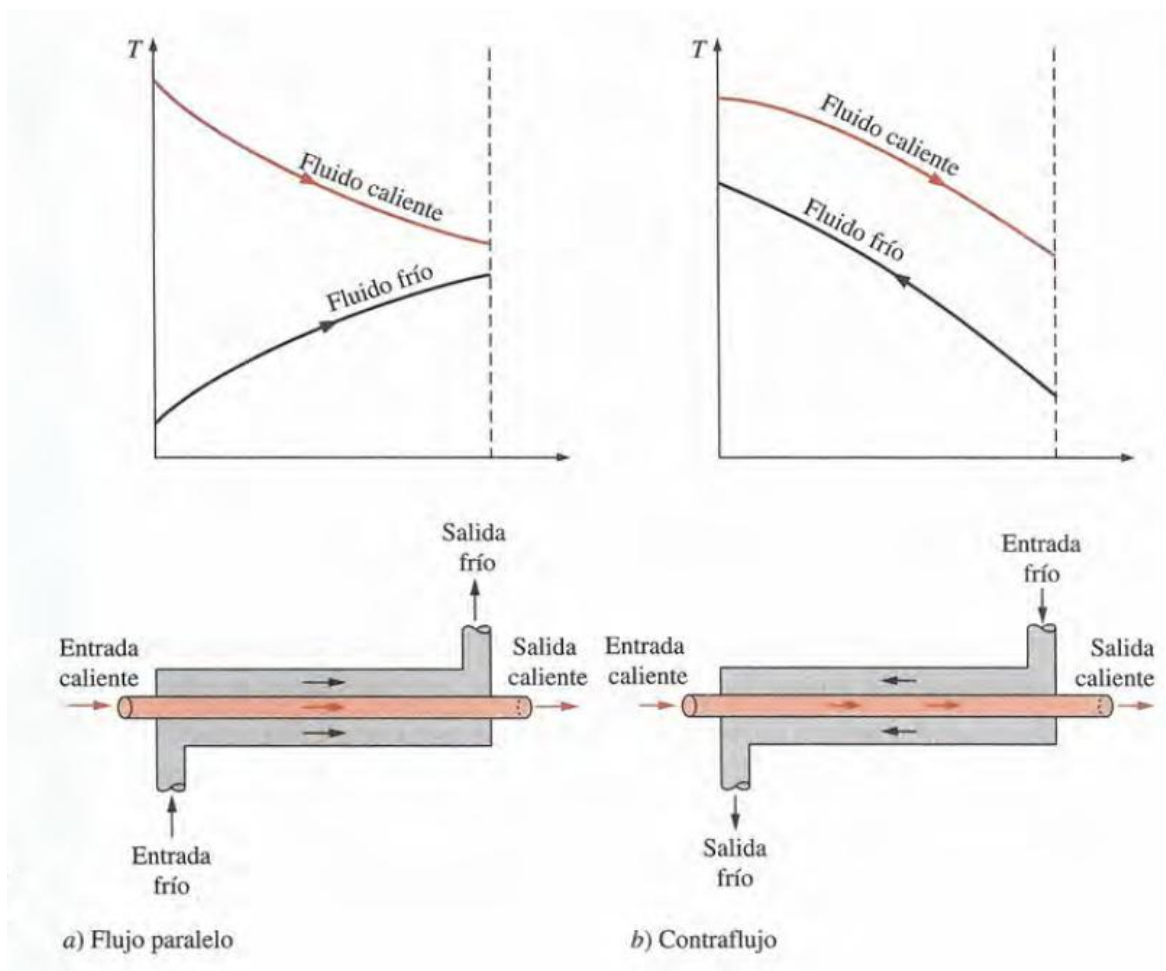
Figura 2.1.1 Ejemplos de intercambiadores de calor compactos

El tipo más simple de intercambiador de calor consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes llamado intercambiador de calor de tubo doble. En un intercambiador

de este tipo uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, en tanto que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos.

En un intercambiador de calor de tubo doble son posibles dos tipos de disposición del flujo: en el flujo paralelo los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la *misma* dirección.

Por otra parte, en el contraflujo los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones *opuestas*.



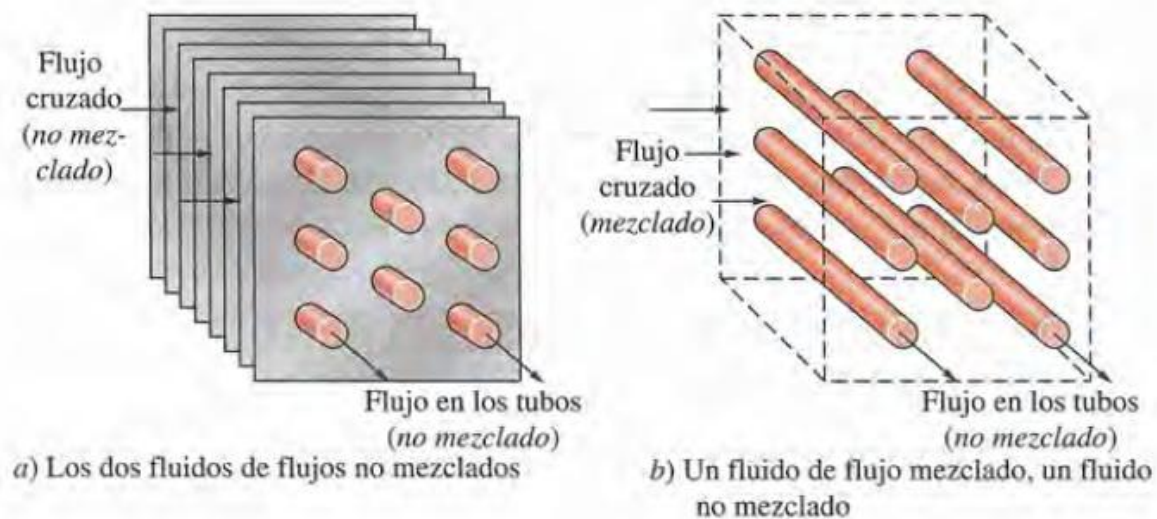
**Figura 2.1.2 Gráficas de transferencia de calor de intercambiadores de calor de tubos concéntricos**

Otro tipo de intercambiador de calor, diseñado específicamente para lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen, es el compacto. La razón

entre el área superficial de transferencia de calor de un intercambiador y su volumen se llama *densidad de área*  $\beta$ . Un intercambiador de calor con  $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  (o  $200 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$ ) se clasifica como compacto. Los intercambiadores compactos permiten lograr razones elevadas de transferencia de calor entre dos fluidos en un volumen pequeño y son de uso común en aplicaciones con limitaciones estrictas con respecto al peso y el volumen de esos aparatos.

En los intercambiadores compactos los dos fluidos suelen moverse de manera *perpendicular* entre sí y a esa configuración de flujo se le conoce como flujo cruzado, el cual todavía se clasifica más como *flujo no mezclado* o *mezclado*, dependiendo de su configuración.

Se dice que el flujo cruzado es *no mezclado* en virtud de que las aletas de placa fuerzan al fluido a moverse por un espaciamiento particular entre ellas e impiden su movimiento en la dirección transversal. Se dice que el flujo cruzado es *mezclado* dado que el fluido ahora tiene libertad para moverse en la dirección transversal.

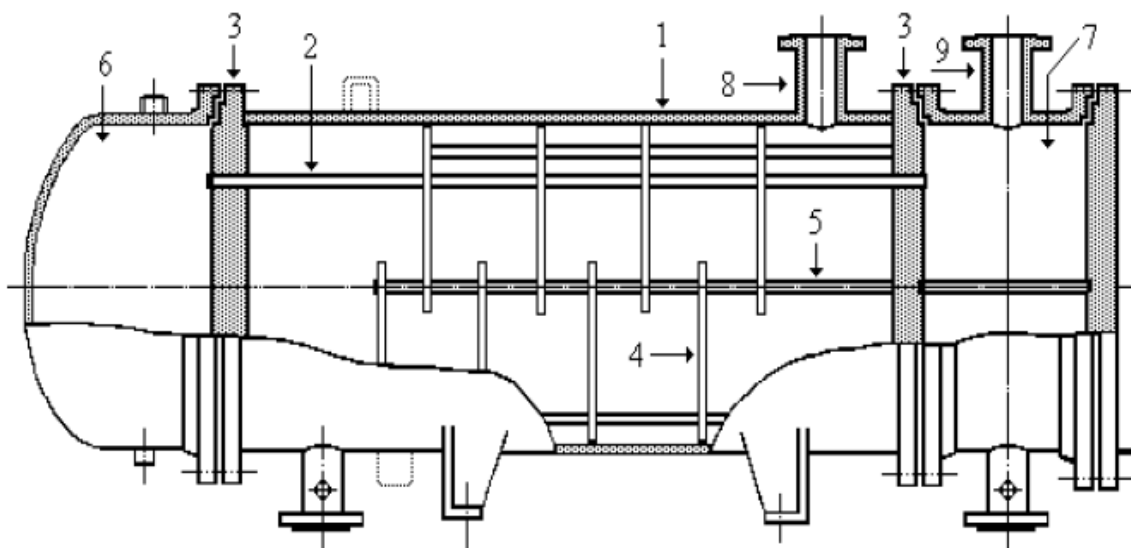


**Figura 2.1.3 Ejemplos de intercambiadores de calor de flujo cruzado**

Quizá el tipo más común de intercambiador de calor en las aplicaciones industriales sea el de tubos y coraza. Estos intercambiadores de calor contienen un gran número de tubos

empacados en un casco con sus ejes paralelos al de éste. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, en tanto que el otro se mueve por fuera de éstos, pasando por la coraza. Es común la colocación de *desviadores* en la coraza para forzar al fluido a moverse en dirección transversal a dicha coraza con el fin de mejorar la transferencia de calor, y también para mantener un espaciamiento uniforme entre los tubos.

Los intercambiadores de tubos y coraza se clasifican todavía más según el número de pasos que se realizan por la coraza y por los tubos. Por ejemplo, los intercambiadores en los que todos los tubos forman una U en la coraza se dice que son de *un paso por la coraza y dos pasos por los tubos*. De modo semejante, a un intercambiador que comprende dos pasos en la coraza y cuatro pasos en los tubos se le llama de *dos pasos por la coraza y cuatro pasos por los tubos*.



1-Carcaza. 2-Tubos. 3-Placa de tubos. 4-Deflectores. 5-Deflector longitudinal. 6-Cabezal posterior. 7-Cabezal fijo. 8-Boquilla de la carcaza. 9-Boquillas para los tubos.

**Figura 2.1.4 Intercambiador de calor de tubo y coraza**

Otro tipo de intercambiador de calor que se relaciona con el paso alternado de las corrientes de los fluidos caliente y frío a través de la misma área de flujo es el

---

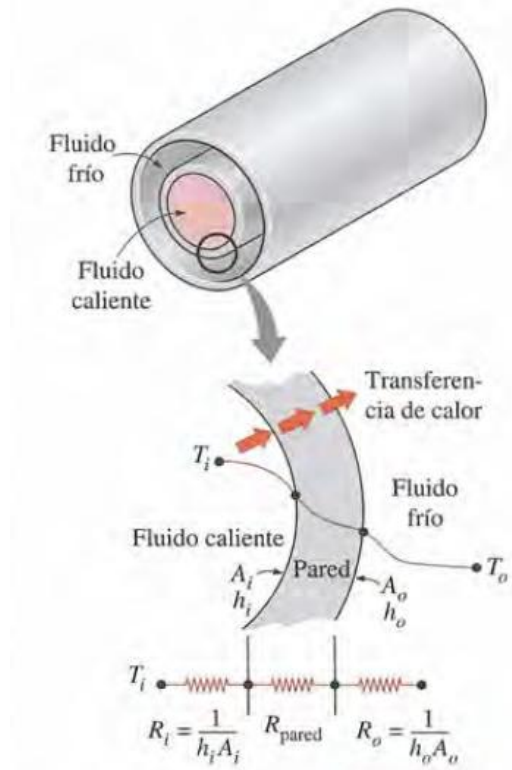
regenerativo. El intercambiador regenerativo del tipo *estático* básicamente es una masa porosa que tiene una gran capacidad de almacenamiento de calor, como la mallá de alambre de cerámica. Los fluidos caliente y frío fluyen a través de esta masa porosa de manera alternada. El calor se transfiere del fluido caliente hacia la matriz del regenerador durante el flujo del mismo, y de la matriz hacia el fluido frío durante el paso de éste. Por tanto, la matriz sirve como un medio de almacenamiento temporal de calor.

El regenerador del tipo *dinámico* consta de un tambor giratorio y se establece un flujo continuo del fluido caliente y del frío a través de partes diferentes de ese tambor, de modo que diversas partes de este último pasan periódicamente a través de la corriente caliente, almacenando calor, y después a través de la corriente fría, rechazando este calor almacenado. Una vez más, el tambor sirve como el medio de transporte del calor de la corriente del fluido caliente hacia la del frío.

## **2.2 Coeficiente de transferencia de calor total**

Por lo común un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por *convección*, después a través de la pared por *conducción* y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por *convección*. Cualesquiera efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.





**Figura 2.2.1 Red de resistencias térmicas**

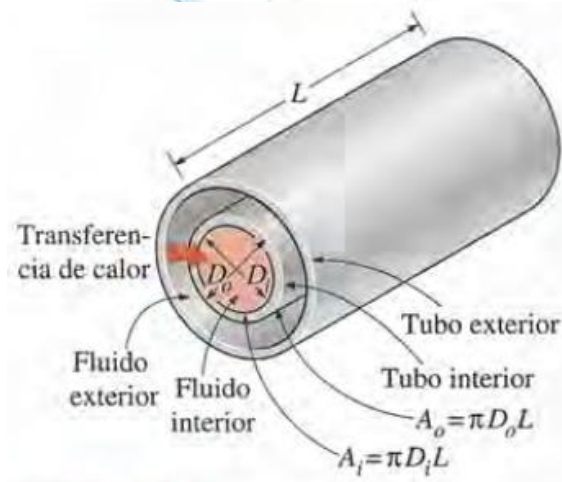
La red de resistencias térmicas asociada con este proceso de transferencia de calor comprende dos resistencias por convección y una por conducción. Para un intercambiador de calor de tubo doble, la *resistencia térmica* de la pared del tubo es:

$$R_{pared} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} \quad (2.2.1)$$

Donde  $k$  es la conductividad térmica del material de la pared y  $L$  es la longitud del tubo. Entonces la *resistencia térmica total* queda:

$$R = R_{total} = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.2.2)$$





**Figura 2.2.2 Geometría de las resistencias térmicas**

Donde  $A_i$  es el área de la *superficie interior* de la pared que separa los dos fluidos y  $A_o$  es el área de la *superficie exterior* de esa misma pared. En otras palabras,  $A_i$  y  $A_o$  son las áreas superficiales de la pared de separación mojada por los fluidos interior y exterior, respectivamente.

En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente combinar todas las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria del flujo de calor del fluido caliente hacia el frío en una sola resistencia  $R$  y expresar la razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos como:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (2.2.3)$$

donde  $U$  es el **coeficiente de transferencia de calor total**, cuya unidad es  $W/m^2\cdot C$ . Cancelando  $\Delta T$ , la ecuación se convierte en:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{pared} + \frac{1}{A_o h_o} \quad (2.2.4)$$

Cuando la pared del tubo es pequeña y la conductividad térmica del material del mismo es alta, como suele ser el caso, la resistencia térmica de dicho tubo es despreciable y las

superficies interior y exterior del mismo son casi idénticas. Entonces el coeficiente de transferencia total global queda de la siguiente manera

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2.2.5)$$

### 2.3 Análisis de los intercambiadores de calor

En la práctica los intercambiadores de calor son de uso común y un ingeniero se encuentra a menudo en la posición de *seleccionar un intercambiador de calor* que logre un *cambio de temperatura específica* de una corriente de fluido de gasto de masa conocido, o bien, de *predecir las temperaturas de salida* de las corrientes de fluido caliente y del frío en un *intercambiador de calor específico*.

Los intercambiadores de calor suelen operar durante largos periodos sin cambios en sus condiciones de operación. Por lo tanto, se pueden considerar como aparatos de *flujo estacionario*. Como tales, el gasto de masa de cada fluido permanece constante y las propiedades de los fluidos, como la temperatura y la velocidad, en cualquier entrada o salida, siguen siendo las mismas.

Asimismo, las corrientes de fluido experimentan poco o ningún cambio en sus velocidades y elevaciones y, como consecuencia, los *cambios* en la *energía cinética* y en la *potencial* son despreciables. En general, el *calor específico* de un fluido cambia con la temperatura; pero, en un intervalo específico de temperaturas, se puede considerar como una constante en algún valor promedio, con poca pérdida en la exactitud. La *conducción axial de calor* a lo largo del tubo suele ser insignificante y se puede considerar despreciable. Por último, se supone que la superficie exterior del intercambiador de calor está *perfectamente aislada*, de modo que no se tiene pérdida de calor hacia el medio circundante y cualquier transferencia de calor sólo ocurre entre los dos fluidos.

Con estas suposiciones, la *primera ley de la termodinámica* requiere que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el frío; es decir,

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (2.3.1)$$

y

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (2.3.2)$$

donde los subíndices *c* y *h* se refieren a los fluidos frío y caliente (cold y hot en inglés) respectivamente. Además  $\dot{m}$  es el flujo másico,  $C_p$  es el calor específico,  $T_{sal}$  es la temperatura de salida y  $T_{ent}$  es la temperatura de entrada.

En el análisis de los intercambiadores de calor a menudo resulta conveniente combinar el producto del *gasto de masa* y el *calor específico* de un fluido en una sola cantidad. Ésta se llama **razón de capacidad calorífica** y se define para las corrientes de los fluidos caliente y frío como:

$$C_h = \dot{m}_h c_{p,h} \text{ y } C_c = \dot{m}_c c_{p,c} \quad (2.3.3)$$

La razón de capacidad calorífica de una corriente de fluido representa la velocidad de la transferencia de calor necesaria para cambiar la temperatura de esa corriente en 1°C conforme fluye por el intercambiador de calor. Nótese que en un intercambiador el fluido con una razón de capacidad calorífica *grande* experimenta un cambio *pequeño* en la temperatura y aquel con una razón de capacidad calorífica *pequeña* experimentará un cambio *grande* en la temperatura.

## 2.4 Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica

Con el fin de desarrollar una relación para la diferencia de temperatura promedio equivalente entre los dos fluidos considérese el intercambiador de calor *de tubo doble* y *flujo paralelo*. Nótese que la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío es grande en la entrada del intercambiador, pero disminuye en forma exponencial hacia la salida.

La temperatura del fluido caliente decrece y la del frío aumenta a lo largo de dicho intercambiador, pero la temperatura del fluido frío nunca puede sobrepasar la del caliente, sin importar cuán largo sea dicho intercambiador.

Si se supone que la superficie exterior del intercambiador está bien aislada, de modo que cualquier transferencia de calor ocurre entre los dos fluidos y se descartan cualesquiera cambios en la energía potencial y cinética, un balance de energía en cada fluido, en una sección diferencial del intercambiador, se puede expresar como:

$$\delta\dot{Q} = -C_h dT_h \quad (2.4.1)$$

y

$$\delta\dot{Q} = C_c dT_c \quad (2.4.2)$$

Se despeja  $dT_h$  y  $dT_c$ , se restan y se obtiene:

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -\delta\dot{Q} \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_p} \right) \quad (2.4.3)$$

La razón de la transferencia de calor en la sección diferencial del intercambiador también se puede expresar como:

$$\delta\dot{Q} = U(T_h - T_c) dA_s \quad (2.4.4)$$

Al sustituir la ecuación 6.4.4 en 6.4.3 y reacomodando términos da:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U dA_s \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_p} \right) \quad (2.4.5)$$

Al hacer la integración desde la entrada del intercambiador hasta su salida, se obtiene:

$$\ln \left( \frac{T_{h,sal} - T_{c,sal}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}} \right) = -U A_s \left( \frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (2.4.6)$$

Por último, se despejan de las ecuaciones 2.4.2 y 2.4.3  $\dot{m}_c c_{p,c}$  y  $\dot{m}_h c_{p,h}$  y se sustituyen en la ecuación 2.4.6, que después de un poco de reacomodo produce:

$$\dot{Q} = U A_s \Delta T_{ml} \quad (2.4.7)$$

En donde:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.4.8)$$

es la **diferencia de temperatura media logarítmica**, que es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio que debe usarse en el análisis de los intercambiadores de calor.

## 2.5 Método de la Efectividad NTU

Una segunda clase de problema que se encuentra en el análisis de los intercambiadores de calor es la determinación de la *razón de la transferencia de calor* y las *temperaturas de salida* de los fluidos caliente y frío para valores prescritos de gastos de masa y temperaturas de entrada de los fluidos, cuando se especifican el *tipo* y el *tamaño* del intercambiador. En este caso se conoce el área superficial para la transferencia de calor del intercambiador, pero se ignoran las *temperaturas de salida*. En este caso, la tarea es determinar el rendimiento con respecto a la transferencia de calor de un intercambiador específico, o bien, determinar si un intercambiador del que se dispone en el almacén realizará el trabajo.

Todavía se podría aplicar el método de la LMTD para este problema alternativo, pero el procedimiento requeriría tediosas iteraciones y, como consecuencia, no sería práctico. En un intento por eliminar las iteraciones de la resolución de esos problemas, Kays y London presentaron en 1955 un procedimiento llamado *método de la efectividad-NTU*, el cual simplificó mucho el análisis de los intercambiadores de calor.

Este método se basa en un parámetro adimensional llamado *efectividad de la transferencia de calor*  $\epsilon$  definido como:

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} = \frac{\text{Razón de transferencia real}}{\text{Razón máxima posible de la transferencia de calor}}$$

La razón de la transferencia de calor *real* de un intercambiador de calor se puede determinar con base en un balance de energía en los fluidos caliente y frío y se puede expresar como

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (2.5.1)$$

Para determinar la razón máxima posible de la transferencia de calor de un intercambiador, en primer lugar se reconoce que la *diferencia de temperatura máxima* que se produce en él es la diferencia entre las temperaturas de *entrada* de los fluidos caliente y frío; es decir

$$\Delta T_{max} = T_{h,ent} - T_{c,ent} \quad (2.5.2)$$

La transferencia de calor en un intercambiador alcanzará su valor máximo cuando 1) el fluido frío se caliente hasta la temperatura de entrada del caliente o 2) el fluido caliente se enfríe hasta la temperatura de entrada del frío. Estas dos condiciones límites no se alcanzarán en forma simultánea a menos que las razones de capacidad calorífica de los fluidos caliente y frío sean idénticas, el fluido con la razón de capacidad calorífica *menor* experimentará un cambio más grande en la temperatura y, de este modo, será el primero en experimentar la diferencia máxima de temperatura, en cuyo punto se suspenderá la transferencia de calor. Por lo tanto la razón máxima posible de transferencia de calor en un intercambiador es:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (2.5.3)$$

Donde  $C_{min}$  es el menor entre  $C_h$  y  $C_c$ .

La determinación de  $\dot{Q}_{max}$  requiere que se disponga de la temperatura de entrada de los fluidos caliente y frío y de sus gastos de masa, los cuales suelen especificarse. Entonces, una vez que se conoce la efectividad del intercambiador, se puede determinar la razón de la transferencia de calor real,  $\dot{Q}$  a partir de

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} = \varepsilon C_{min}(T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (2.5.4)$$



Por lo tanto, la efectividad de un intercambiador de calor permite determinar la razón de la transferencia de calor sin conocer las temperaturas de salida de los fluidos.

La efectividad de un intercambiador de calor depende de su configuración geométrica así como de la configuración del flujo. Por lo tanto, los diferentes tipos de intercambiadores tienen relaciones diferentes para la efectividad.

La ecuación 2.4.6, para un intercambiador de flujo paralelo, se puede reacomodar de la forma:

$$\ln\left(\frac{T_{h,sal} - T_{c,sal}}{T_{h,ent} - T_{h,sal}}\right) = -\frac{UA_s}{C_c}\left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (2.5.5)$$

Asimismo, si se despeja  $T_{h,sal}$  de la ecuación 1.6.5.1,

$$T_{h,sal} = T_{h,ent} - \frac{C_c}{C_h}(T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (2.5.6)$$

Al sustituir esta relación en la ecuación 2.5.5 después de sumar y restar:

$$\ln\left(\frac{T_{h,ent} - T_{c,ent} + T_{h,ent} - T_{c,sal} - \frac{C_c}{C_h}(T_{c,sal} - T_{c,ent})}{T_{h,ent} - T_{c,ent}}\right) = -\frac{UA_s}{C_c}\left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (2.5.7)$$

Ahora se manipula la definición de efectividad para obtener:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} = \frac{C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent})}{C_{min}(T_{h,ent} - T_{c,ent})} \rightarrow \frac{T_{c,sal} - T_{c,ent}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}} = \varepsilon \left(\frac{C_{min}}{C_c}\right) \quad (2.5.8)$$

Si se sustituye este resultado en la ecuación 2.5.7 y se despeja e se obtiene la siguiente relación para la efectividad de un intercambiador de calor de flujo paralelo:

$$\epsilon_{\text{flujo paralelo}} = \left(1 - \frac{\exp\left(-\frac{UA_s}{C_c\left(1+\frac{C_c}{C_h}\right)}\right)}{\frac{\left(1+\frac{C_c}{C_h}\right)C_{\min}}{C_c}}\right) \quad (2.5.9)$$

Al tomar  $C_c$  O  $C_h$  para que sea  $C_{\min}$  (los dos procedimientos conducen al mismo resultado), la relación que acaba de obtenerse se puede expresar de manera más conveniente como

$$\epsilon_{\text{flujo paralelo}} = \left(1 - \frac{\exp\left(-\frac{UA_s}{C_{\min}\left(1+\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)}\right)}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}\right) \quad (2.5.10)$$

Por lo común las relaciones de la efectividad de los intercambiadores de calor incluyen el grupo adimensional  $UA/C_{\min}$ . Esta cantidad se llama *número de unidades de transferencia*, NTU (por sus siglas en inglés), y se expresa como:

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{\min}} \quad (2.5.11)$$

Donde  $U$  es el coeficiente de transferencia de calor total y  $A_s$  es el área superficial de transferencia del intercambiador. Nótese que el NTU es proporcional a  $A_s$ . Por lo tanto, para valores específicos de  $U$  y  $C_{\min}$ , el valor del NTU es una medida del área superficial de transferencia de calor,  $A_s$ . Por ende, entre mayor sea el NTU, más grande es el intercambiador de calor.

En el análisis de los intercambiadores de calor también resulta conveniente definir otra cantidad adimensional llamada relación de capacidades  $C$  como:

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.5.12)$$

Si se introducen la ecuación 2.5.11 en 2.5.9 y se hacen arreglos pertinentes se obtendrá:

$$\epsilon = \frac{NTU}{\frac{NTU}{1 - \exp^{-NTU}} + \frac{(NTU)\left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)}{1 - \exp^{-\left(NTU\right)\left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)}} - 1} \quad (2.5.13)$$

## 2.6 Flexión pura

Considere un elemento prismático AB con un plano de simetría y sometido a pares iguales y opuestos  $M$  y  $M'$  que actúan en dicho plano. Se observa que si se efectúa un corte a través del elemento AB en algún punto arbitrario C, las condiciones de equilibrio de la porción AC del elemento requieren que las fuerzas internas en la sección sean equivalentes al par  $M$ . Así las fuerzas internas en cualquier sección transversal de un elemento simétrico en flexión pura son equivalentes a un par. El momento  $M$  de dicho elemento simétrico se conoce como el momento flector en la sección.

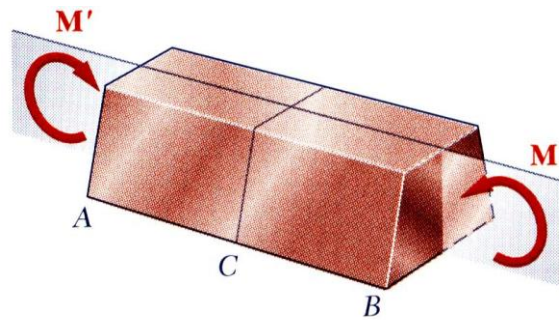


Figura 2.6.1 Viga sometida a flexión pura

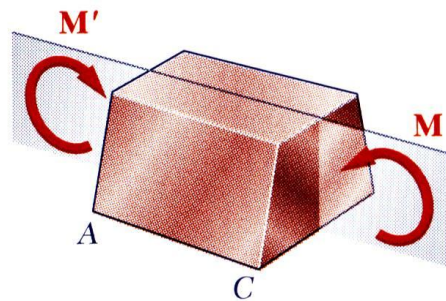
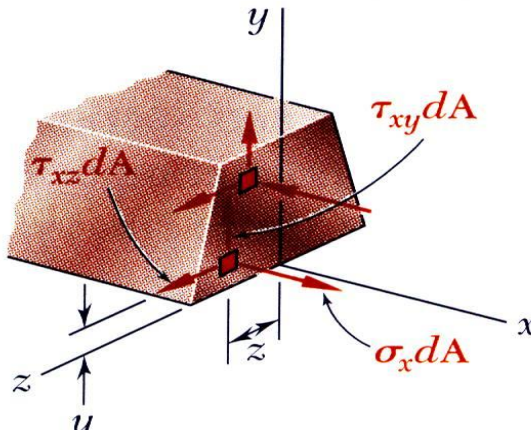


Figura 2.6.2 Viga con un corte transversal

Denotando por  $\sigma_x$  el esfuerzo normal en un punto dado de la sección transversal y por  $\tau_{xy}$  y  $\tau_{xz}$  las componentes del esfuerzo cortante, se expresa que el sistema de fuerzas internas elementales ejercido sobre la sección es equivalente al par M:



**Figura 2.6.3 Fuerzas internas ejercidas sobre una sección arbitraria**

Seleccionando el eje z arbitrariamente, se expresa la equivalencia de las fuerzas internas elementales y el par M escribiendo que las sumas de los componentes y de los momentos de las fuerzas elementales son iguales a las componentes y momentos correspondientes al par M:

Componentes en x:  $\int \sigma_x dA = 0$

Momentos alrededor del eje y:  $\int z \sigma_x dA = 0$

Momentos alrededor del eje z:  $\int (-y \sigma_x dA) = M$

Podrían obtenerse tres ecuaciones adicionales haciendo iguales a cero las sumas de los componentes en y, las ecuaciones en z y los momentos alrededor del eje x, pero estas ecuaciones involucrarían únicamente los componentes de esfuerzo cortante y las componentes del esfuerzo cortante son ambas iguales a cero.

***Esfuerzos y deformaciones en el rango elástico***

Cuando el momento flector  $M$  es tal que los esfuerzos normales en el elemento permanecen por debajo del esfuerzo de fluencia  $\sigma_y$ . Esto implica que los esfuerzos en el elemento permanecerán por debajo del límite estático. No habrá deformaciones permanentes y podrá aplicarse la ley de Hooke para el esfuerzo uniaxial. Suponiendo que el material es homogéneo, y denotando por  $E$  al módulo de elasticidad, se tiene que en la dirección longitudinal  $x$

$$\sigma_x = E\epsilon_x \quad (2.6.1)$$

Multiplicando ambos términos por  $E$

$$E\epsilon_x = -\frac{y}{c}E\epsilon_m \quad (2.6.2)$$

$$\sigma_x = -\frac{y}{c}\sigma_m \quad (2.6.3)$$

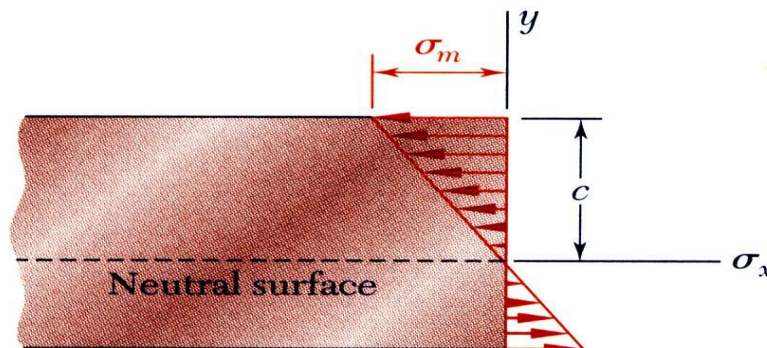


Figura 2.6.4 Figura del esfuerzo máximo

Donde  $\sigma_m$  es el máximo valor absoluto de esfuerzo. Este resultado muestra que, en el rango elástico, el esfuerzo normal varía linealmente con la distancia al plano neutro.

Debe anotarse que, hasta aquí, todavía no se conoce la localización de la superficie neutra y el valor máximo  $\sigma_m$  del esfuerzo. Ambos pueden hallarse si se recuerdan las relaciones obtenidas antes.

$$\int \sigma_x dA = \int \left(-\frac{y}{c}\sigma_m\right) dA = -\frac{\sigma_m}{c} \int y dA = 0 \quad (2.6.4)$$



De donde se sigue que:

$$\int y dA = 0 \quad (2.6.5)$$

Esta ecuación muestra que el primer momento de la sección transversal con respecto al eje neutro debe ser cero. En otras palabras, si un elemento se somete a flexión pura y los esfuerzos permanecen en el rango elástico, el eje neutro pasa por el centroide de la sección.

Recordando que:

$$\int (-y\sigma_x dA) = M \quad (2.6.6)$$

Especificando que el eje z debe coincidir con el eje neutro de la sección, reemplazando  $\sigma_x$  se tiene:

$$\int (-y) \left( -\frac{y}{c} \sigma_m \right) dA = M \quad (2.6.7)$$

O

$$\frac{\sigma_m}{c} \int y^2 dA = M \quad (2.6.8)$$

Recordando que en el caso de flexión pura el eje neutro pasa por el centroide de la sección, se observa que  $I$  es el momento de inercia, o segundo momento, de la sección transversal con respecto al eje centroidal perpendicular al plano del par  $M$ :

$$\sigma_m = \frac{Mc}{I} \quad (2.6.9)$$

Reemplazando  $\sigma_m$  se obtiene el esfuerzo normal  $\sigma_x$  a cualquier distancia y del eje neutro:

$$\sigma_x = -\frac{My}{I} \quad (2.6.10)$$

Las ecuaciones 2.6.9 y 2.6.10 se llaman ecuaciones de flexión elástica, y el esfuerzo normal  $\sigma_x$  causado por la flexión del elemento se designa con frecuencia como esfuerzo de flexión.



---

Se nota que la relación  $\frac{I}{c}$  depende solo de la geometría de la sección transversal. Esta relación se denomina módulo elástico de la sección y se representa por  $S$ :

$$\text{Módulo elástico de la sección} = S = \frac{I}{c}$$

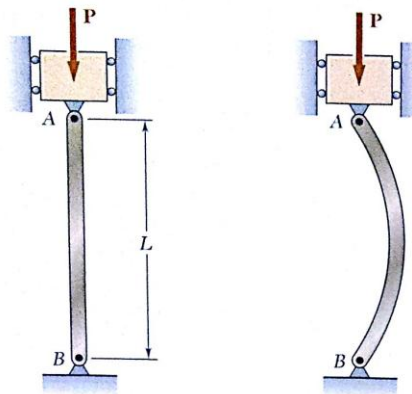
Sustituyendo en la ecuación 2.6.10 se obtiene

$$\sigma_m = \frac{M}{S} \quad (2.6.11)$$

Como el esfuerzo máximo  $\sigma_m$  es inversamente proporcional al módulo elástico  $S$ , es claro que las vigas deben diseñarse con un  $S$  tan grande como sea práctico.

## 2.7 Columnas

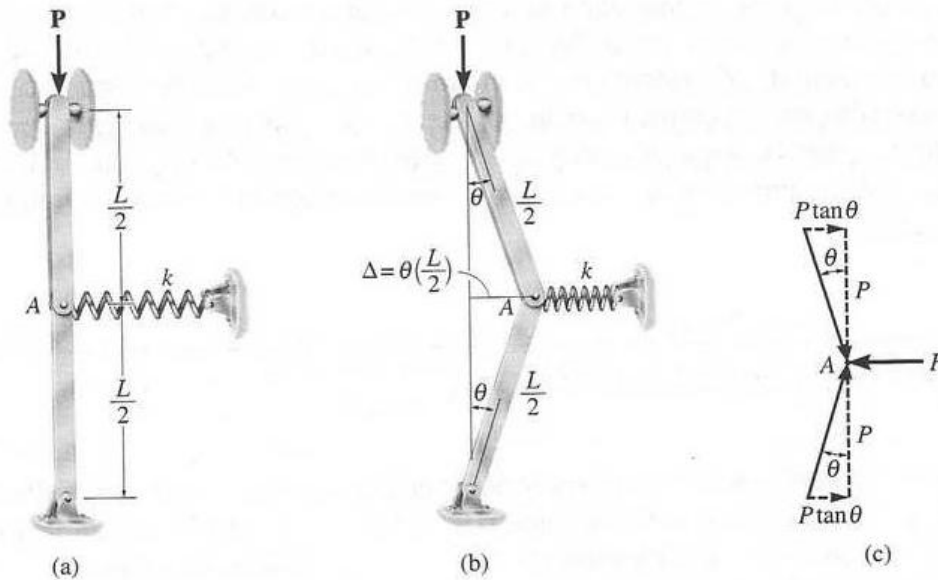
Suponga que se debe diseñar una columna AB de longitud  $L$ , para soportar una carga  $P$ . Imagine que  $P$  es una carga axial céntrica y que la columna tiene sus dos extremos articulados. Si el área transversal  $A$  de la columna es tal que el valor de  $\sigma = \frac{P}{A}$  del esfuerzo de la sección transversal es menor que el valor permisible  $\sigma_{perm}$  para el material utilizado y si la deformación  $\delta = \frac{PL}{AE}$  cae dentro de las especificaciones dadas, podría concluirse que la columna se ha diseñado bien. Sin embargo, puede suceder que al aplicar la carga columna se pandee, en lugar de permanecer recta, y se curve repentinamente.



**Figura 2.7.1 Ejemplo de una columna con pandeo**

Si las dos barras y las dos fuerzas  $P$  y  $P'$  están perfectamente alineadas, el sistema permanecerá en la posición de equilibrio siempre que no sea perturbado. Pero suponga que  $C$  se mueve ligeramente a la derecha, de modo que cada barra forma ahora un pequeño ángulo  $\Delta\theta$  con la vertical. ¿Volverá el sistema a su posición original o se aljará aún mas de dicha posición? En el primer caso se dice que el sistema es estable y en el segundo, que es inestable.

Para determinar si el sistema de dos barras es estable o inestable, se consideran las fuerzas que actúan sobre la barra  $AC$ .



**Figura 2.7.2 Sistema estable e inestable**

Estas fuerzas constan de dos pares, el formado por  $P$  y  $P'$ , de momento  $P(L/2)\text{sen}(\Delta\theta)$ , que tiende a alejar a la barra de la vertical y el par  $M$ , ejercido por el resorte, que trata de regresar la barra a su posición inicial. Dado que el ángulo de deflexión del resorte es  $2\Delta\theta$ , el momento del par  $M$  es  $M = K(2\Delta\theta)$ . Si el momento del segundo par es mayor que el del primero, el sistema tiende a retornar a su posición original de equilibrio; el sistema es estable. Si el momento del primer par es mayor que el momento del segundo, el sistema tiende a alejarse de su posición original de equilibrio; el sistema es inestable. El valor de la carga para la cual los dos pares son iguales es la carga crítica  $P_{cr}$ :

$$P_{cr} \left( \frac{L}{2} \right) \text{sen}(\Delta\theta) = K(2\Delta\theta) \quad (2.7.1)$$

Y como  $\text{sen}(\Delta\theta) \approx \Delta\theta$

$$P_{cr} = \frac{4K}{L} \quad (2.7.2)$$

Considerando el equilibrio del cuerpo libre  $AC$ , se obtiene una ecuación similar, pero que incluye el ángulo finito  $\theta$ .

$$P \left( \frac{L}{2} \right) \text{sen}(\theta) = K(2\theta) \quad (2.7.3)$$

O

$$\frac{PL}{4K} = \frac{\theta}{\text{sen}(\theta)} \quad (2.7.4)$$

## 2.8 Fórmula de Euler para columnas articuladas

Como una columna puede considerarse como una viga en posición vertical y bajo carga axial, se denotará por  $x$  la distancia desde el extremo A de la columna hasta un punto dado Q de la curva elástica, y por  $y$  la deflexión de dicho punto. El eje  $x$  será vertical y dirigido hacia abajo, y el eje  $y$  horizontal y dirigido a la derecha.

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI} = -\frac{P}{EI}y \quad (2.8.1)$$

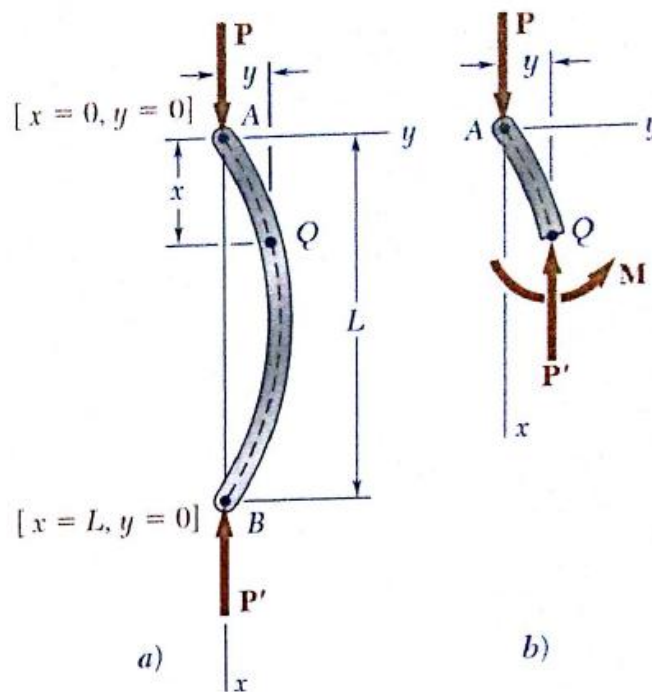


Figura 2.8.1 Deducción de la ecuación de Euler

o transponiendo el último término:

$$\frac{d^2y}{dx^2} + \frac{P}{EI}y = 0 \quad (2.8.2)$$

Esta ecuación diferencial es lineal, homogénea, de segundo orden, con coeficientes constantes. Haciendo:

$$p^2 = \frac{P}{EI} \quad (2.8.3)$$

$$\therefore \frac{d^2y}{dx^2} + p^2y = 0 \quad (2.8.4)$$

que es la misma ecuación diferencial que la del movimiento armónico simple, excepto, por supuesto, en que la variable independiente es ahora  $x$  en lugar de  $t$ . La solución general es:

$$y = A\sin(px) + B\cos(px) \quad (2.8.5)$$

Recordando las condiciones de frontera que deben de satisfacer en los extremos A y B de la columna, primero se hace  $x=0$ ,  $y=0$  y se tiene que  $B=0$ . Sustituyendo enseguida  $x=L$ ,  $y=0$ , se obtiene

$$A\sin(pL) \quad (2.8.6)$$

Esta ecuación satisface para  $A=0$  o si  $\sin(pL)=0$ . Si ocurre lo primero, se reduce a  $y=0$  y la columna es recta. Si se satisface la segunda,  $pL = n\pi$

$$P = \frac{n^2\pi^2 EI}{L^2} \quad (2.8.7)$$

El menor de los valores de  $P$  definido por la ecuación es el que corresponde a  $n = 1$ . Entonces

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (2.8.8)$$

---

Esta es la *fórmula de Euler*, llamada así en honor del matemático suizo Leonhard Euler. Sustituyendo esta expresión para  $P$  y el valor obtenido para  $p$  y recordando que  $B=0$ , se obtiene:

$$y = A \operatorname{sen} \left( \frac{\pi x}{L} \right) \quad (2.8.9)$$

que es la ecuación de la curva elástica después de haber doblado la columna.

El valor del esfuerzo correspondiente a la carga crítica es el esfuerzo crítico:

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 E A r^2}{A L^2} \quad (2.8.10)$$

o

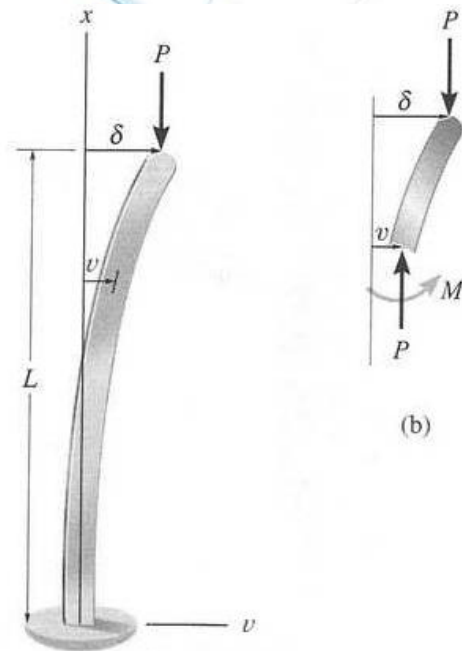
$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\frac{L}{r^2}} \quad (2.8.11)$$

La cantidad  $\frac{L}{r}$  es la *relación de esbeltez* de la columna.

## 2.9 Columnas con diversos tipos de apoyo

Dedujimos la ecuación de Euler para una columna que tiene sus extremos articulados, o que tiene libertad de girar en sus extremos. Sin embargo, con frecuencia las columnas se sujetan de otra manera. Por ejemplo, veamos el caso de una columna empotrada, en su base y libre en su extremo superior. La determinación de la carga de pandeo para esta columna se apega al mismo procedimiento que el que se usó con la columna de extremos articulados. De acuerdo con el diagrama de cuerpo libre, el momento interno en el tramo arbitrario es  $M = P(\delta - v)$ . En consecuencia, la ecuación diferencial de la curva de deflexión es:





**Figura 2.9.1** Columna empotrada y libre del otro extremo

$$EI \left( \frac{d^2 y}{dx^2} \right) = P(\delta - y) \quad (2.9.1)$$

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{P}{EI} y = \frac{P}{EI} \delta \quad (2.9.2)$$

Esta ecuación no es homogénea, debido al término del lado derecho, distinto de cero. La solución consiste en una solución complementaria y en una solución particular que son:

$$y = C_1 \operatorname{sen} \left( \sqrt{\frac{P}{EI}} x \right) + C_2 \cos \left( \sqrt{\frac{P}{EI}} x \right) + \delta \quad (2.9.3)$$

Las constantes se determinan con las condiciones de frontera. En \$x=0\$, \$y=0\$, por lo que, \$C\_2 = -\delta\$. También:

$$\frac{dy}{dx} = C_1 \sqrt{\frac{P}{EI}} \cos \left( \sqrt{\frac{P}{EI}} x \right) - C_2 \sqrt{\frac{P}{EI}} \operatorname{sen} \left( \sqrt{\frac{P}{EI}} x \right) \quad (2.9.4)$$

En  $x=0$ ,  $dy/dx=0$ , entonces  $C_1 = 0$ . Por consiguiente la curva de deflexión es:

$$y = \delta \left( 1 - \cos \left( \sqrt{\frac{P}{EI}} x \right) \right) \quad (2.9.5)$$

Como la deflexión en el extremo superior de la columna es  $\delta$ , esto es, en  $x=L$ ,  $y=\delta$ , se requiere que:

$$\delta \cos \left( \sqrt{\frac{P}{EI}} L \right) = 0 \quad (2.9.6)$$

La solución trivial  $\delta = 0$  indica que no hay pandeo, independientemente de la carga  $P$ . En lugar de ello

$$\cos \left( \sqrt{\frac{P}{EI}} L \right) = 0 \text{ o sea } \sqrt{\frac{P}{EI}} L = \frac{n\pi}{2}$$

La carga crítica mínima ocurre cuando  $n = 1$ , por lo que:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2} \quad (2.9.7)$$

La fórmula de Euler fue deducida para el caso de una columna con extremos articulados, o libres de girar. En otras palabras,  $L$  en la ecuación representa la distancia no soportada entre los puntos con momento cero.

Si la columna está soportada en otras formas, la fórmula de Euler se puede usar para determinar la carga crítica, siempre que  $L$  represente la distancia entre puntos con momentos igual a cero. A esta distancia se le llama longitud efectiva de la columna. Es obvio que para una columna con extremos articulados,  $L_e = L$ . Para la columna con un extremo fijo y uno empotrado que se acaba de analizar, se encontró que la curva de deflexión fue la mitad de la de una columna con sus extremos articulados, cuya longitud es  $2L$ . Así la longitud efectiva se representa con la mitad intermedia de su longitud, esto es,  $L_e = 2L$ .

---

Más que especificar la longitud efectiva de la columna, muchos códigos de diseño que contienen fórmulas para las columnas donde se usa un coeficiente adimensional, llamado factor de longitud efectiva,  $K$ . se define como sigue:

$$L_e = KL \quad (2.9.8)$$

Con base a esta generalización, la formula de Euler se puede escribir:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (2.9.9)$$

También:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} \quad (2.9.10)$$

En este caso,  $\frac{KL}{r}$  es la **relación de esbeltez efectiva** de la columna.

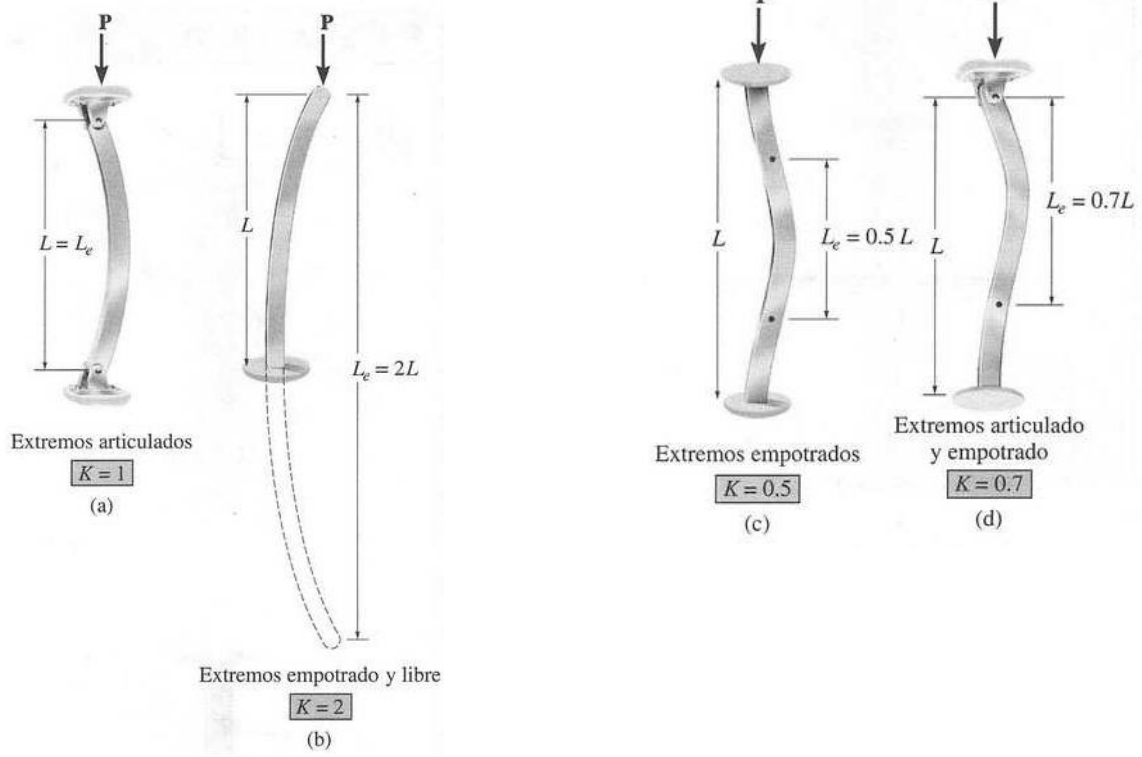


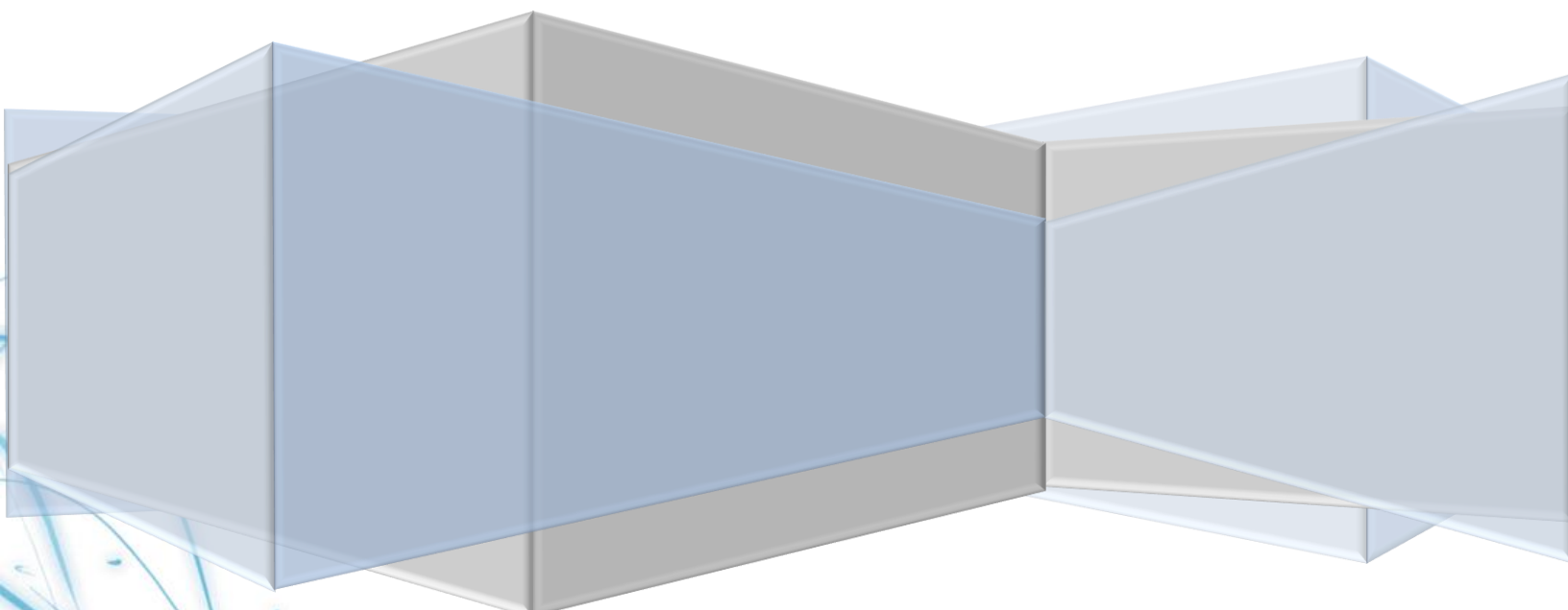
Figura 2.9.2 Relación de esbeltez efectiva



---

**Capítulo 3**

# **Hoja de Cálculo**





### 3.1 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total

Se conocen los datos de prueba del radiador, proporcionados por el fabricante.

Capacidad de Enfriamiento		127.5 KW	
Aire		Agua	
Flujo Volumétrico	5.5 m <sup>3</sup> /s	Flujo Volúmetrico	19.125 m <sup>3</sup> /h
Temperatura de Entrada	57 °C	Temperatura de Entrada	27 °C
Temperatura de Salida	37 °C	Temperatura de Salida	32.6 °C
Caída de Presión	216 Pa	Caída de Presión	12.75 Kpa
		Presión de Prueba	2 MPa/290 Psi
		Presión de Operación	1.16 MPa/ 168.2 Psi

Tabla 3.1.1 Valores de la prueba de fábrica



**Figura 3.1.1 Fotografía de un radiador**

Medidas de la superficie de contacto del radiador	
Ancho de la superficie de contacto	0.6 m
Altura de la superficie de contacto	2 m

**Tabla 3.1.2 Medidas de la superficie de contacto**

El área de superficie, a partir de la tabla 3.1.2 es:

$$A_s = B * H = (2 \text{ m})(1.2 \text{ m}) = 1.2 \text{ m}^2$$

A partir de las tablas que se encuentran en los anexos B y C se encontrarán las propiedades del aire y agua:

Propiedades del aire		Propiedades del agua	
cp	1.0057 KJ/(kg*°C)	cp	4.18 KJ/(kg*°C)
ρ	1.1774 kg/m <sup>3</sup>	ρ	997 kg/m <sup>3</sup>

**Tabla 3.1.3 Tabla de propiedades que se usarán en los cálculos**

Para este caso, el aire será el fluido caliente y el agua el frío, por lo tanto los subíndices de cada uno serán *h* y *c*, respectivamente, para seguir con la nomenclatura del marco teórico.

A partir de la tabla 3.1.3 se encontrarán los flujos másicos:

$$\dot{m}_c = \dot{v}_c * \rho_c = 5.2971 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_h = \dot{v}_h * \rho_h = 6.4757 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

De la ecuación 2.3.3:

$$C_h = \dot{m}_h * cp_h = 6.5126 \frac{KW}{^\circ C}$$

$$C_c = \dot{m}_c * cp_c = 22.1419 \frac{KW}{^\circ C}$$

Se sabe que  $C_h < C_c$ , por lo tanto  $C_c$  será máxima y  $C_h$  mínima.

Se encuentra la eficiencia de transferencia de calor a partir de la tabla 3.1.1:

$$\epsilon_1 = \frac{T_{h,ent} - T_{h,sal}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}} = 0.6667$$

$$\epsilon_2 = \frac{T_{c,sal} - T_{c,ent}}{T_{h,ent} - T_{c,sal}} \left( \frac{C_{max}}{C_{min}} \right) = 0.6346$$

$$\epsilon_{prom} = \frac{\epsilon_1 + \epsilon_2}{2} = 0.6506$$

Entonces:

$$\epsilon = \frac{NTU}{\frac{NTU}{1 - \exp^{-NTU}} + \frac{(NTU) \left( \frac{C_{min}}{C_{max}} \right)}{1 - \exp^{-NTU \left( \frac{C_{min}}{C_{max}} \right)}} - 1}$$

Donde:

$$\frac{C_{min}}{C_{max}} = 0.2941$$

Y

$$\epsilon = \epsilon_{prom}$$

La ecuación se resolverá por medio de iteraciones con el programa Excel para encontrar el valor de NTU:

E	NTU	E	NTU
0.60462214	1.1	0.6503191	1.287
0.63024111	1.2	0.65053878	1.288
0.6531559	1.3	0.6507582	1.289
0.67366221	1.4	0.65097739	1.29
0.69202052	1.5	0.65119633	1.291

**Tabla 3.1.4 Iteraciones para encontrar el valor de NTU que resolverá la ecuación**

Interpolando se obtiene que:

$$NTU = 1.2885$$

De la ecuación 2.5.11 se sabe:

$$NTU = \frac{A_s * U}{C_{min}}$$

Despejando:

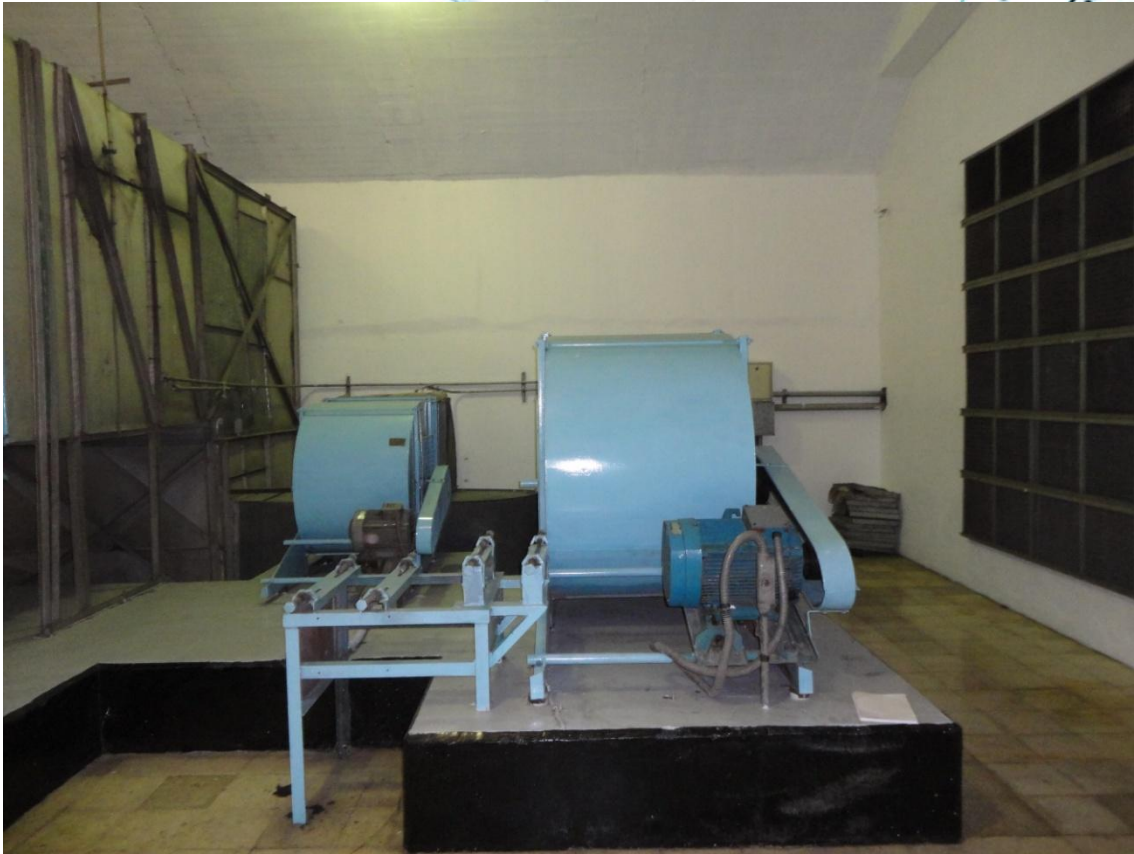
$$U = \frac{NTU * C_{min}}{A_s} = 6.9929 \frac{KW}{m^2 * ^\circ C}$$

Donde  $U$  es el coeficiente de transferencia de calor total.

### 3.2 Cálculo de la eficiencia del radiador

Conociendo  $U$ , ya podemos hacer los cálculos correspondientes a las condiciones a las que se pretenden instalar los intercambiadores de calor.





**Figura 3.2.1 Fotografía de los ventiladores instalados en el nicho de ventilación**

En la primera etapa de la Central Hidroeléctrica Belisario Domínguez, se cuentan con 3 ventiladores con las siguientes características.

Número de Ventilador	Marca	Capacidad	Revoluciones	Potencia
Ventilador 1	Siemens	3500 m <sup>3</sup> /min	470 rpm	75 HP
Ventilador 2	ASEA	1250 m <sup>3</sup> /min	870 rpm	25 HP
Ventilador 3	ASEA	500 m <sup>3</sup> /min	1030 rpm	10 HP

**Tabla 3.2.1 Tabla de ventiladores**

Se sumará la capacidad de los 3 ventiladores para conocer el flujo volumétrico de aire.

$$v_{h,Total} = v_{vent1} + v_{vent2} + v_{vent3} = 87.5 \frac{m^3}{s}$$



Esta es la cantidad total de flujo volumétrico de aire. En la ventana del nichode ventilación, debido a sus medidas, se instalarán 10 radiadores de tubería aletada, por lo tanto, en cada radiador el caudal de aire será:

$$v_h = \frac{v_{h,total}}{10} = 8.75 \frac{m^3}{s}$$

A partir de la ecuación y del anexo se encuentra:

$$C_h = v_h \rho_h c p_h = 10.361 \frac{KW}{^\circ C}$$

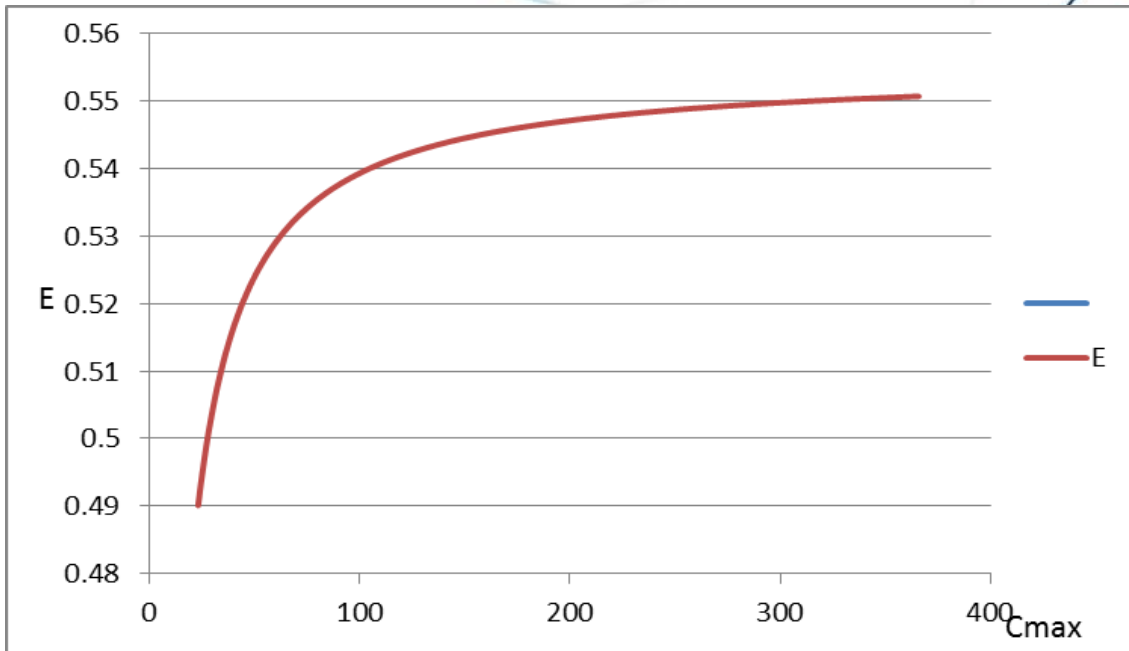
Se sabe que  $C_h$  será mínima, debido a que al encontrar  $U$  nos dimos cuenta que para  $C_c$ , de ese caso, aún será mayor que el nuevo  $C_h$ , con la diferencia que ahora hay mayor flujo de aire, por lo cual también se necesitará mayor flujo de agua.

$$NTU = \frac{A_s U}{C_{min}} = 0.8099$$

Se sabe que

$$\epsilon = \frac{NTU}{\frac{NTU}{1 - \exp^{-NTU}} + \frac{(NTU) \left(\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)}{1 - \exp^{-NTU \left(\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)}} - 1}$$

Si se observa de nuevo esta ecuación, nos daremos cuenta que el único valor que todavía no conocemos es  $C_{max}$ , el cual encontraremos a partir del flujo másico del agua. A continuación iteraremos este valor, con el propósito de encontrar la eficiencia máxima del radiador.



**Gráfica 3.2.1 Gráfica de la máxima eficiencia posible del radiador**

En la gráfica se observa que el incremento de la razón calorífica del agua ( $C_h$ ) obtiene incrementos significativos en la eficiencia hasta llegar a 55%, por lo cual, ese valor, se tomará como la eficiencia máxima.

El valor mínimo de  $C_h$  con el que se obtiene la eficiencia máxima se encuentra a partir de la siguiente tabla:

Cmax	E
311	0.549989066
312	0.550005361
313	0.550021553
314	0.550037642
315	0.550053629

**Tabla 3.2.2 Relación de la  $C_{max}$  y la eficiencia**

Se conoce de antemano que:

$$T_{h,ent} = 29^{\circ}\text{C} \text{ y } T_{c,ent} = 26^{\circ}\text{C}$$

A partir de esos valores se calcularán los de salida:

$$\epsilon = 0.55 = \frac{T_{h,ent} - T_{h,sal}}{T_{h,ent} - T_{c,sal}}$$

$$\therefore T_{h,sal} = 27.35^{\circ}\text{C}$$

$$\epsilon = 0.55 = \frac{T_{c,sal} - T_{c,ent}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}} \left( \frac{C_{max}}{C_{min}} \right)$$

$$\therefore T_{c,sal} = 26.05^{\circ}\text{C}$$

### 3.3 Diseño de la base

La instalación de los radiadores se hará en los filtros de los nichos de ventilación. Se harán bases individuales para facilitar el mantenimiento de los mismos.

### 3.3.1 Diseño del marco



Figura 3.3.1.1 Foto del nicho de ventilación de la central

#### Medidas de la ventana del nicho de ventilacion de la primera etapa

Ancho de la ventana	6.34 m
Altura de la ventana	3 m

#### Filtros individuales del nicho de ventilacion de la primera etapa

Altura de los filtros	51 cm
Ancho de los filtros	51 cm
Número de filtros	72

Tabla 3.3.1.1 Medidas de la ventana del nicho de ventilación

A partir de las medidas que se muestran en la tabla 3.3.1.1 se sabe que solo se podrá instalar 10 radiadores como máximo:



Medidas individuales de los radiadores	
Diámetro interiores de los orificios	1.44 cm
Diámetro exterior de los orificios	1.58 cm
Ancho del radiador	64 cm
Altura del radiador	2.05 m
Espesor del radiador	25 cm
Peso del radiador sin carga	268 kg
Numero de orificios	80

**Tabla 3.3.1.2 Medidas de los ductos de agua del radiador**



**Figura 3.3.1.2 Fotografía de los ductos internos del radiados**



Primero se calculará el peso total de un radiador sin carga:

$$P_{\text{sin carga}} = 268 \cdot g = 2.63 \text{ KN}$$

donde  $g = \text{aceleración de la gravedad} = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Peso del agua dentro del radiador:

$$P_{\text{agua}} = \frac{D_{\text{int}}^2}{4} \pi \cdot H \cdot N_{\text{orificios}} \cdot \rho_{\text{agua}} \cdot g = 254.86 \text{ N}$$

$$P_{\text{con carga}} = P_{\text{sin carga}} + P_{\text{agua}} = 2.885 \text{ KN}$$

El peso se soportará por medio de 2 barras que funcionarán como vigas, en donde se considerará que el peso está repartido uniformemente durante toda la viga, así como que las dos vigas cargarán lo mismo.

La carga será:

$$W = \frac{P_{\text{con carga}}}{2L_{\text{viga}}} = 2.254 \frac{\text{KN}}{\text{m}}$$

donde  $L_{\text{viga}}$  es la longitud de un radiador.

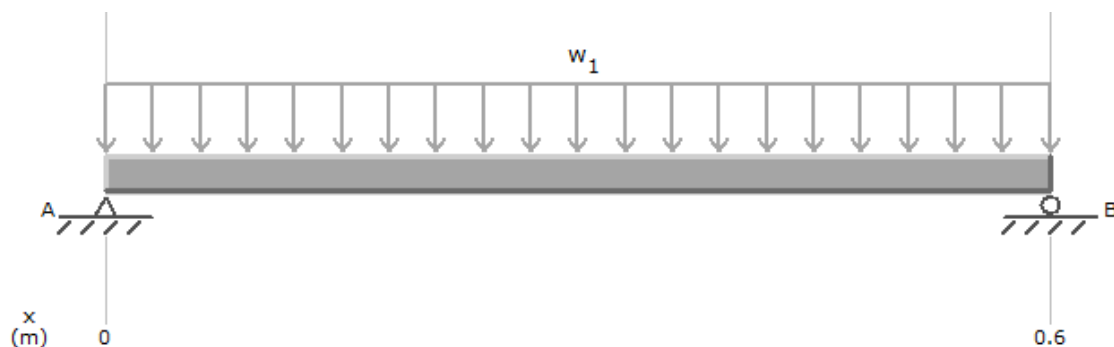
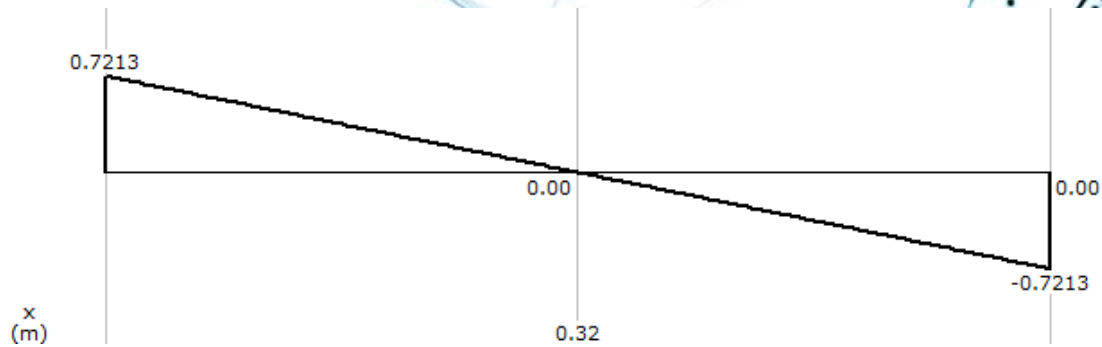
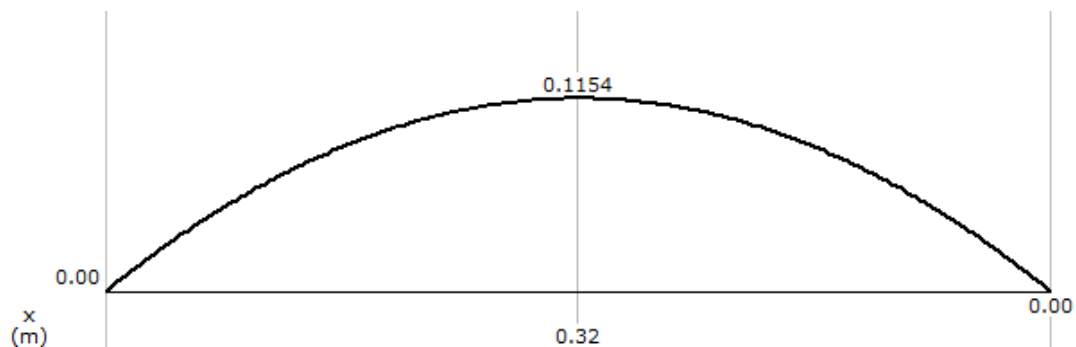


Figura 3.3.1.3 Diagrama de la carga de la viga



**Figura 3.3.1.4 Diagrama de Cortante**



**Figura 3.3.1.5 Diagrama de momento**

En los diagramas de cortante y momento flector se puede apreciar que el momento flector máximo será  $M_{max} = 115.4 \text{ N} \cdot \text{m}$  y que se localiza a la mitad de la viga a 0.32 m de su origen.

Por petición del Ing. Víctor Fernández Nájera la base se hará de Hierro fundido, lo cual es viable ya que la base no estará en contacto con el agua, es decir, no estará expuesta a la corrosión de tal líquido, además de ser un material económico, de gran resistencia mecánica y fácil manejo.

El perfil será de manera rectangular, debido a que barras de ese material, con el mismo perfil, se encuentran en gran cantidad en la bodega de la central. A partir de las medidas que se obtendrán, se buscarán las barras con las medidas más cercanas.



Figura 3.3.1.6 Perfil de la viga

Del Anexo-A se conoce la resistencia del material:

$$\sigma_{\text{último}} = 345 \text{ MPa}$$

El Factor de seguridad que se usará será 2:

$$F.S. = \frac{\sigma_{\text{último}}}{\sigma_{\text{perm}}} \therefore \sigma_{\text{perm}} = 172.5 \text{ MPa}$$

De la ecuación 2.6.9 se sabe que:

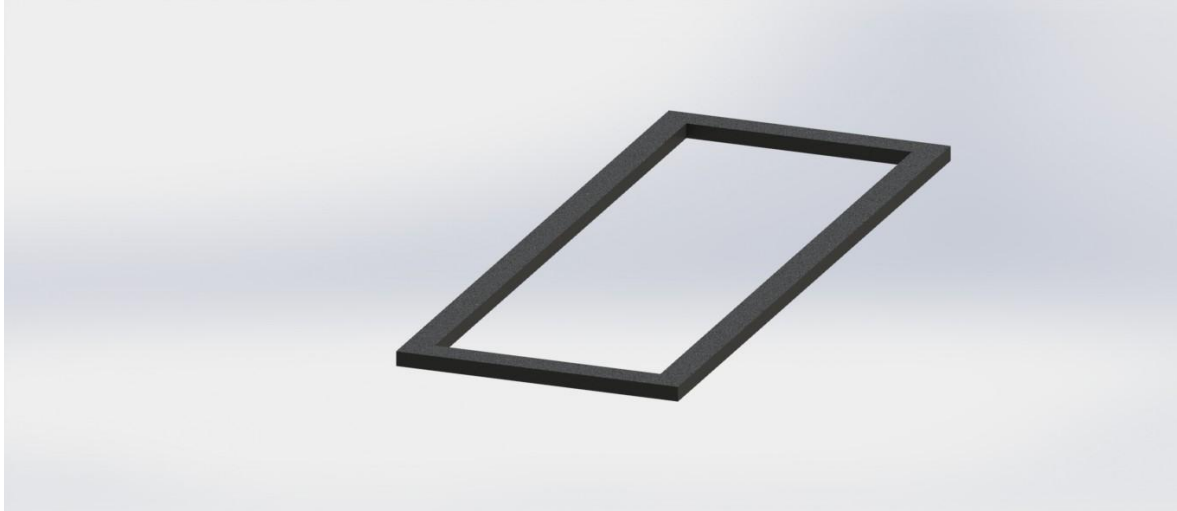
$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{M_{\text{max}} c}{I}$$

donde  $c = \frac{H}{2}$  e  $I = \frac{.025H^3}{12}$

Sustituyendo:

$$172.5 \text{ MPa} = \frac{(115.4 \text{ N} \cdot \text{m}) \left(\frac{H}{2}\right)}{\left(\frac{.025m}{12}\right) H^3}$$

Resolviendo la ecuación se obtiene:  $H = 12.67 \text{ mm} \approx 13 \text{ mm}$



**Figura 3.3.1.7 Dibujo del marco en SolidWorks**

Nótese que las barras laterales solo estarán para darle mayor estabilidad, pero estáticamente no estarán cargando nada.

### **3.3.2 Diseño del soporte de la base.**

Se pondrán 4 soportes en cada esquina de la base, serán de sección cuadrada para un análisis más práctico al encontrar la menor área necesaria y por ende el uso de menos material.

Se calculará el peso del marco:

$$P_{\text{marco}} = (0.64 \text{ m} \cdot 0.25 \text{ m} - 0.59 \text{ m} \cdot 0.2 \text{ m})(0.013 \text{ m})\rho_{\text{Hierro}} \cdot g = 42 \text{ N}$$

La  $\rho_{\text{Hierro}}$  se encontró en el Anexo-B

Este resultado se sumará al peso del radiador con carga y después se dividirá entre 4 para saber la carga que soportará cada soporte.

$$P = \frac{P_{con\ carga} + P_{marco}}{4} = 2.93\ KN$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2}$$

Donde  $K = 2$ ,  $L = 0.5\ m$ ,  $E = 165\ GPa$  (Anexo-A) e  $I = \frac{l^4}{12}$  (debido a que el perfil será cuadrado).

Se tomará de nuevo el factor de seguridad igual a 2

$$F.S. = \frac{P_{cr}}{P} \therefore P_{cr} = 5.86\ KN$$

Sustituyendo este valor en la ecuación anterior obtenemos

$$l = 14.4\ mm \approx 15\ mm$$

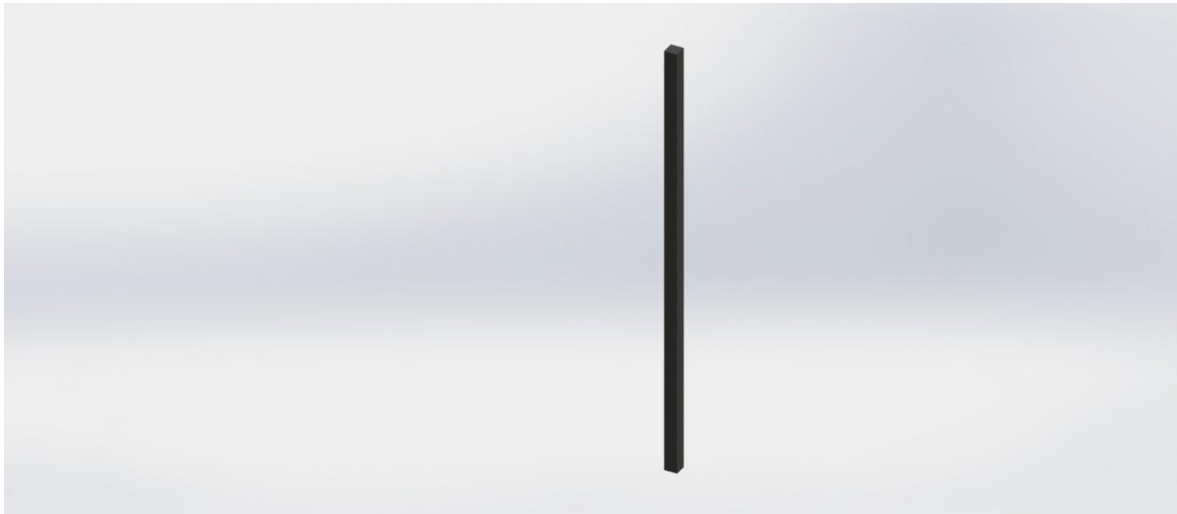
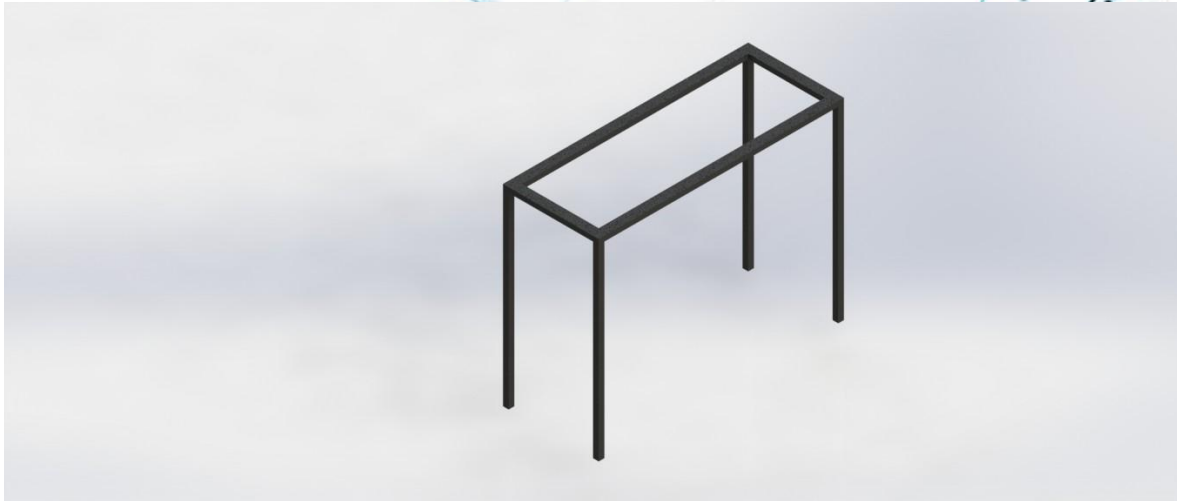


Figura 3.3.2.1 Dibujo del soporte de la base del radiador



**Figura 3.3.2.2 Dibujo del soporte terminado**



**Figura 3.3.2.3 Otra vista del soporte terminado**

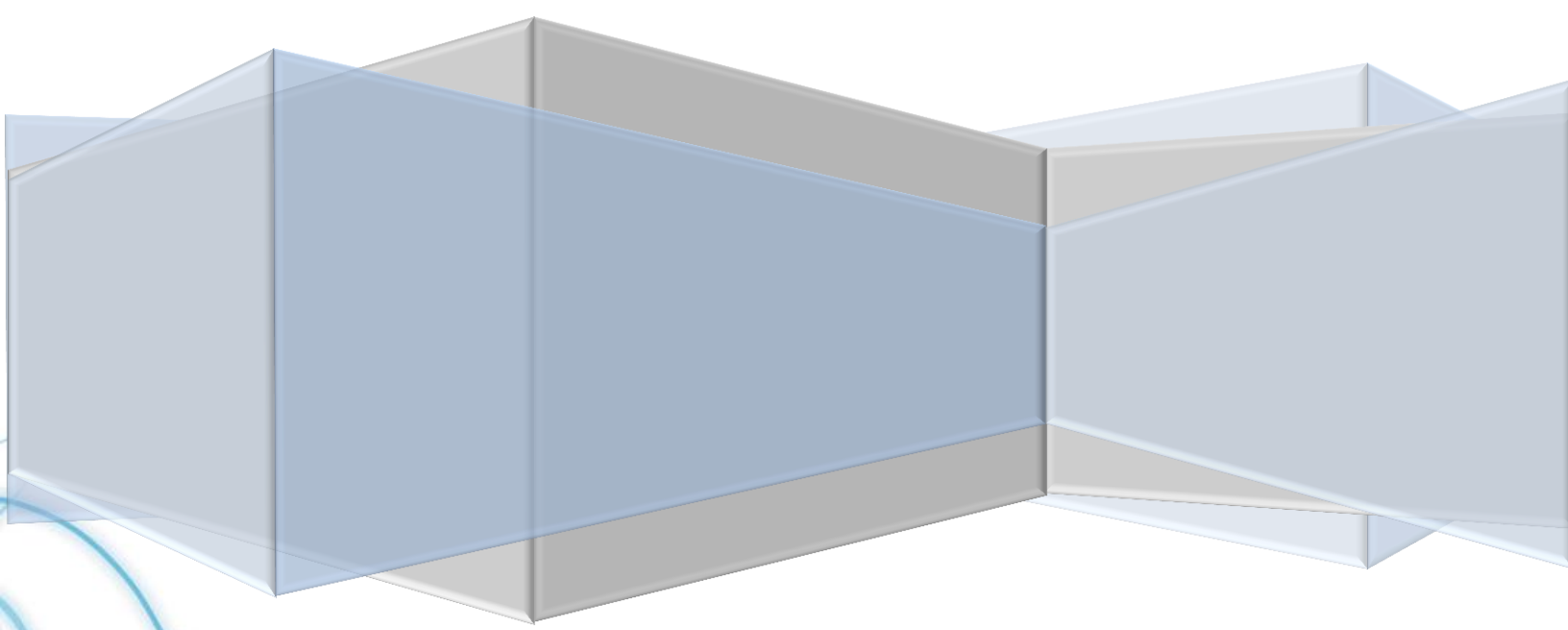




---

Capítulo 4

# Conclusiones y Recomendaciones



---

Durante la residencia se buscó la información necesaria para evaluar el proyecto.

Se conoció detenidamente el área de trabajo, así como las instalaciones que serían beneficiadas directamente con la implementación del proyecto.

Se analizó y calculó bajo las condiciones, en promedio, que se encontraría en un “Día normal de trabajo”.

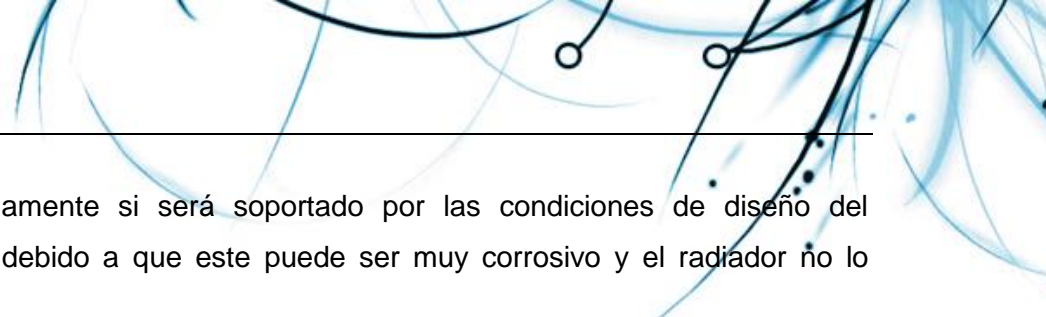
A continuación se analizarán los resultados:

Como se puede observar claramente en el capítulo 2, hoja de cálculo, se muestra que la máxima eficiencia que se obtendrá del radiador será de 55%, para las condiciones del sistema que se analizó, lo cual se puede entender como que solo se logrará descender la temperatura del aire un poco más de la mitad del diferencial que existe inicialmente entre el aire y el agua. La diferencia nunca será grande, por lo cual nunca se logrará descender la temperatura del aire considerablemente.

A partir de la termodinámica se sabe que si el agua está inicialmente a 26°C, nunca se podrá descender la temperatura del aire a menos de ese valor, del cual, dependiendo de la eficiencia del sistema, solo se obtendrán valores cercanos.

Por todo lo anterior se concluye que el método de instalar los intercambiadores de calor en el nicho de ventilación no es una forma viable para la solución del problema. Se recuerda que estos radiadores no fueron diseñados, para un sistema de ventilación bajo estas condiciones, sino para otras aplicaciones. A continuación se darán algunas recomendaciones, las cuales se podrían aplicar en la búsqueda de mejorar la disminución de temperatura del aire, para solucionar el problema:

- Analizar el caudal mínimo de aire que es necesario para un óptimo desempeño del equipo y de los trabajadores. Es importante analizar si el caudal de aire, con el que actualmente se cuenta, es el mínimo necesario, debido a que un exceso del mismo disminuirá la eficiencia del sistema.
- Buscar una nueva fuente de agua, la cual deberá encontrarse a una menor temperatura que la de 26°C con la que actualmente se cuenta, o en su defecto, intentar descender previamente al líquido para obtener una mayor diferencial de temperatura entre los dos fluidos. Si se desea cambiar de fluido tendría que



---

analizarse previamente si será soportado por las condiciones de diseño del intercambiador, debido a que este puede ser muy corrosivo y el radiador no lo soportaría.

- Analizar la posibilidad de un equipo de refrigeración.

---

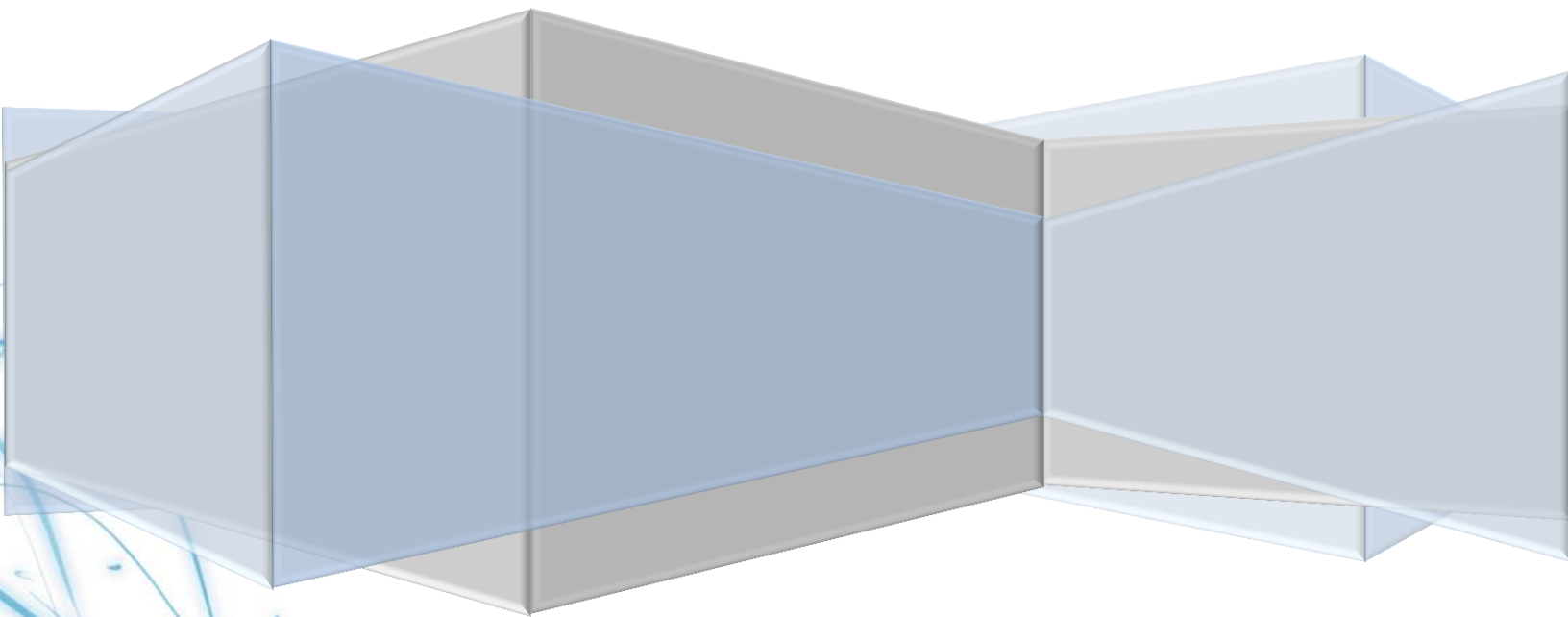
# Bibliografía

- 
1. Transferencia de calor y masas. Un enfoque práctico, Yunus A. Çengel, tercera edición, Mc Gram Hill.
  2. Transferencia de calor, J. P. Holman, octava edición, Mc Gram Hill.
  3. Termodinámica, Yunus A. Çengel, sexta edición, Mc Gram Hill.
  4. Mecánica de materiales, Ferdinand P. Beer, E. Russell Johnston Jr, John T. DeWolf, cuarta edición, Mc Gram Hill.
  - 5- Mecánica de materiales, R. C. Hibbeler, sexta edición, PEARSON Educación.

---



# Anexos





## Anexo-A

Material	Densidad, kg/m	Resistencia última			Fluencia <sup>3</sup>		Módulo de elasticidad, GPa	Módulo de rigidez, GPa	Coeficiente de expansión térmica, 10 <sup>-6</sup> /°C	Ductilidad, porcentaje de elongación en 50 mm
		Tensión, MPa	Compresión, MPa	Cor-tante, MPa	Tensión, MPa	Cor-tante, MPa				
<b>Acero</b>										
Estructural (ASTM-A36)	7 860	400			250	145	200	77.2	11.7	21
Alta resistencia-aleación baja										
ASTM-A709 Grado 345	7 860	450			345		200	77.2	11.7	21
ASTM-A913 Grado 450	7 860	550			450		200	77.2	11.7	17
ASTM-A992 Grado 345	7 860	450			345		200	77.2	11.7	21
Templado										
ASTM-A709 Grado 690	7 860	760			690		200	77.2	11.7	18
<b>Inoxidable, AISI 302</b>										
Laminado en frío	7 920	860			520		190	75	17.3	12
Recocido	7 920	655			260	150	190	75	17.3	50
<b>Acero de refuerzo</b>										
Resistencia media	7 860	480			275		200	77	11.7	
Alta resistencia	7 860	620			415		200	77	11.7	
<b>Fundición</b>										
Fundición gris										
4.5% C, ASTM A-48	7 200	170	655	240			69	28	12.1	0.5
Hierro fundido										
2% C, 1% Si, ASTM A-47	7 300	345	620	330	230		165	65	12.1	10
<b>Aluminio</b>										
Aleación 1100-H14 (99% Al)										
	2 710	110		70	95	55	70	26	23.6	9
Aleación 2014-T6										
	2 800	455		275	400	230	75	27	23.0	13
Aleación 2024-T4										
	2 800	470		280	325		73		23.2	19
Aleación 5456-H116										
	2 630	315		185	230	130	72		23.9	16
Aleación 6061-T6										
	2 710	260		165	240	140	70	26	23.6	17
Aleación 7075-T6										
	2 800	570		330	500		72	28	23.6	11
<b>Cobre</b>										
Libre de oxígeno (99.9% Cu)										
Recocido	8 910	220		150	70		120	44	16.9	45
Endurecido	8 910	390		200	265		120	44	16.9	4
<b>Latón amarillo (65% Cu, 35% Zn)</b>										
Laminado en frío	8 470	510		300	410	250	105	39	20.9	8
Recocido	8 470	320		220	100	60	105	39	20.9	65
<b>Latón rojo (85% Cu, 15% Zn)</b>										
Laminado en frío	8 740	585		320	435		120	44	18.7	3
Recocido	8 740	270		210	70		120	44	18.7	48
<b>Estaño bronce (88 Cu, 8 Sn, 4 Zn)</b>										
	8 800	310			145		95		18.0	30
<b>Manganeso bronce (63 Cu, 25 Zn, 6 Al, 3 Mn, 3 Fe)</b>										
	8 360	655			330		105		21.6	20
<b>Aluminio bronce (81 Cu, 4 Ni, 4 Fe, 11 Al)</b>										
	8 330	620	900		275		110	42	16.2	6



Anexo-A (continuación)

Material	Densidad, kg/m	Resistencia última			Fluencia <sup>3</sup>		Módulo de elasticidad, GPa	Módulo de rigidez, GPa	Coeficiente de expansión térmica, 10 <sup>-6</sup> /°C	Ductilidad, porcentaje de elongación en 50 mm
		Tensión, MPa	Compresión, MPa	Cor-tante, MPa	Tensión, MPa	Cor-tante, MPa				
<b>Aleaciones de magnesio</b>										
Alloy AZ80 (Forjado)	1 800	345		160	250		45	16	25.2	6
Alloy AZ31 (Extrusión)	1 770	255		130	200		45	16	25.2	12
<b>Titanio</b>										
Aleación (6% Al, 4% V)	4 730	900			830		115		9.5	10
<b>Aleación monel 400(Ni-Cu)</b>										
En frío	8 830	675			585	345	180		13.9	22
Recocida	8 830	550			220	125	180		13.9	46
<b>Cuproníquel (90% Cu, 10% Ni)</b>										
Recocido	8 940	365			110		140	52	17.1	35
Trabajado en frío	8 940	585			545		140	52	17.1	3
<b>Madera<sup>4</sup> secada al aire</b>										
Pino-Douglas	470	100	50	7.6			13	0.7	Varía 3.0 a 4.5	
Picea, Sitka	415	60	39	7.6			10	0.5		
Pino de hoja corta	500		50	9.7			12			
Pino blanco	390		34	7.0			10			
Pino Ponderosa	415	55	36	7.6			9			
Roble blanco	690		51	13.8			12			
Roble rojo	660		47	12.4			12			
Abeto occidental	440	90	50	10.0			11			
Nogal de corteza fibrosa	720		63	16.5			15			
Secoya	415	65	42	6.2			9			
<b>Concreto</b>										
Resistencia media	2 320		28				25		9.9	
Alta resistencia	2 320		40				30		9.9	
<b>Plásticos</b>										
Nylon, tipo 6/6, (moldeado)	1 140	75	95		45		2.8		144	50
Policarbonato	1 200	65	85		35		2.4		122	110
Poliéster PBT (termoplástico)	1 340	55	75		55		2.4		135	150
Poliéster elastomérico	1 200	45		40			0.2			500
Poliestireno	1 030	55	90		55		3.1		125	2
Vinilo, PVC rígido	1 440	40	70		45		3.1		135	40
Caucho	910	15							162	600
Granito (promedio)	2 770	20	240	35			70	4	7.2	
Mármol (promedio)	2 770	15	125	28			55	3	10.8	
Arenisca (promedio)	2 300	7	85	14			40	2	9.0	
Cristal, 98% sílice	2 190		50				65	4.1	80	

<sup>1</sup> Las propiedades de los metales varían ampliamente con la composición, el tratamiento térmico y el trabajado mecánico.

<sup>2</sup> Para materiales dúctiles la resistencia a compresión se supone igual a la resistencia a tensión.

<sup>3</sup> Offset 0.2%.

<sup>4</sup> Las propiedades de la madera son para carga paralela a la fibra.

<sup>5</sup> Véase también Mark, *Mechanical Engineering Handbook*, 10a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1996; *Annual Book of ASTM*, American Society for Testing Materials, Philadelphia, Pa.; *Metals Handbook*, American Society for Metals, Metals Park, Ohio; y *Aluminum Design Manual*, The Aluminum Association, Washington, D.C.



## Anexo-B

### Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes

#### a) Líquidos

Sustancia	Datos de ebullición a 1 atm		Datos de congelación		Propiedades de líquidos		
	Punto de ebullición normal, °C	Calor latente de vaporización $h_{fg}$ , kJ/kg	Punto de congelación, °C	Calor latente de fusión $h_{if}$ , kJ/kg	Temperatura, °C	Densidad $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Calor específico $c_p$ , kJ/kg · K
Aceite comestible (ligero)					25	910	1.80
Agua	100	2257	0.0	333.7	0	1000	4.22
					25	997	4.18
					50	988	4.18
					75	975	4.19
					100	958	4.22
Alcohol etílico	78.6	855	-156	108	20	789	2.84
Amoniaco	-33.3	1357	-77.7	322.4	-33.3	682	4.43
					-20	665	4.52
					0	639	4.60
					25	602	4.80
Argón	-185.9	161.6	-189.3	28	-185.6	1394	1.14
Benceno	80.2	394	5.5	126	20	879	1.72
<i>n</i> -Butano	-0.5	385.2	-138.5	80.3	-0.5	601	2.31
Dióxido de carbono	-78.4*	230.5 (a 0°C)	-56.6		0	298	0.59
Etanol	78.2	838.3	-114.2	109	25	783	2.46
Etilén glicol	198.1	800.1	-10.8	181.1	20	1109	2.84
Glicerina	179.9	974	18.9	200.6	20	1261	2.32
Helio	-268.9	22.8	—	—	-268.9	146.2	22.8
Hidrógeno	-252.8	445.7	-259.2	59.5	-252.8	70.7	10.0
Isobutano	-11.7	367.1	-160	105.7	-11.7	593.8	2.28
Mercurio	356.7	294.7	-38.9	11.4	25	13,560	0.139
Metano	-161.5	510.4	-182.2	58.4	-161.5	423	3.49
					-100	301	5.79
Metanol	64.5	1100	-97.7	99.2	25	787	2.55
Nitrógeno	-195.8	198.6	-210	25.3	-195.8	809	2.06
					-160	596	2.97
Octano	124.8	306.3	-57.5	180.7	20	703	2.10
Oxígeno	-183	212.7	-218.8	13.7	-183	1141	1.71
Petróleo	—	230-384	—	—	20	640	2.0
Propano	-42.1	427.8	-187.7	80.0	-42.1	581	2.25
					0	529	2.53
					50	449	3.13
Queroseno	204-293	251	-24.9	—	20	820	2.00
Refrigerante 134a	-26.1	217.0	-96.6	—	-50	1443	1.23
Salmuera (20% de cloruro de sodio a base másica)	103.9	—	-17.4	—	20	1150	3.11
					-26.1	1374	1.27
					0	1295	1.34
					25	1207	1.43

\* Temperatura de sublimación. (A presiones por debajo de la presión de punto triple de 518 kPa, el dióxido de carbono existe como un sólido o un gas. También, la temperatura de punto de congelamiento del dióxido de carbono es la temperatura de punto triple de -56.5°C.)

## Anexo-B (continuación)

### Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes (conclusión)

b) Sólidos (los valores son para temperatura ambiente, excepto que se indique otra cosa)

Sustancia	Densidad, $\rho$ kg/m <sup>3</sup>	Calor específico, $c_p$ kJ/kg · K	Sustancia	Densidad, $\rho$ kg/m <sup>3</sup>	Calor específico, $c_p$ kJ/kg · K
<b>Metales</b>			<b>No metales</b>		
Acero dulce	7,830	0.500	Arena	1520	0.800
Aluminio			Arcilla	1000	0.920
200 K		0.797	Asfalto	2110	0.920
250 K		0.859	Caucho (blando)	1100	1.840
300 K	2,700	0.902	Caucho (duro)	1150	2.009
350 K		0.929	Concreto	2300	0.653
400 K		0.949	Diamante	2420	0.616
450 K		0.973	Grafito	2500	0.711
500 K		0.997	Granito	2700	1.017
Bronce (76% Cu, 2% Zn, 2% Al)	8,280	0.400	Hielo		
Cobre			200 K		1.56
-173°C		0.254	220 K		1.71
-100°C		0.342	240 K		1.86
-50°C		0.367	260 K		2.01
0°C		0.381	273 K	921	2.11
27°C	8,900	0.386	Ladrillo común	1922	0.79
100°C		0.393	Ladrillo refractario (500°C)	2300	0.960
200°C		0.403	Madera contrachapada (abeto Douglas)	545	1.21
Hierro	7,840	0.45	Maderas duras (maple, encino, etc.)	721	1.26
Latón amarillo (65% Cu, 35% Zn)	8,310	0.400	Maderas suaves (abeto, pino, etc.)	513	1.38
Magnesio	1,730	1.000	Mármol	2600	0.880
Níquel	8,890	0.440	Piedra	1500	0.800
Plata	10,470	0.235	Piedra caliza	1650	0.909
Plomo	11,310	0.128	Vidrio para ventanas	2700	0.800
Tungsteno	19,400	0.130	Vidrio pirex	2230	0.840
			Yeso o tabla de yeso	800	1.0

c) Alimentos

Alimentos	Contenido de agua, % (masa)	Punto de conge- lación, °C	Calor específico, kJ/kg · K			Alimentos	Contenido de agua, % (masa)	Punto de conge- lación, °C	Calor específico, kJ/kg · K		
			Por encima del punto de conge- lación	Por debajo del punto de conge- lación	Calor latente de fusión, kJ/kg				Por encima del punto de conge- lación	Por debajo del punto de conge- lación	Calor latente de fusión, kJ/kg
Brócoli	90	-0.6	3.86	1.97	301	Helado	63	-5.6	2.95	1.63	210
Camarón	83	-2.2	3.62	1.89	277	Mantequilla	16	—	—	1.04	53
Carne de pollo	74	-2.8	3.32	1.77	247	Manzanas	84	-1.1	3.65	1.90	281
Carne de res	67	—	3.08	1.68	224	Naranjas	87	-0.8	3.75	1.94	291
Cerezas	80	-1.8	3.52	1.85	267	Papas	78	-0.6	3.45	1.82	261
Espinaca	93	-0.3	3.96	2.01	311	Pavo	64	—	2.98	1.65	214
Fresas	90	-0.8	3.86	1.97	301	Plátanos	75	-0.8	3.35	1.78	251
Huevo entero	74	-0.6	3.32	1.77	247	Queso suizo	39	-10.0	2.15	1.33	130
Leche entera	88	-0.6	3.79	1.95	294	Salmón	64	-2.2	2.98	1.65	214
Lechuga	95	-0.2	4.02	2.04	317	Sandía	93	-0.4	3.96	2.01	311
Maíz dulce	74	-0.6	3.32	1.77	247	Tomates (maduros)	94	-0.5	3.99	2.02	314

Fuente: Los valores han sido obtenidos de varios manuales y otras fuentes, o se han calculado. El contenido de agua y los datos de punto de congelación para alimentos provienen del ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, versión SI, Atlanta, Georgia, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993, Capítulo 30, Tabla 1. El punto de congelación es la temperatura a la que comienza la congelación para frutas y verduras, así como la temperatura promedio de congelación para otros alimentos.

## Anexo-C

Propiedades del aire a la presión atmosférica\*.

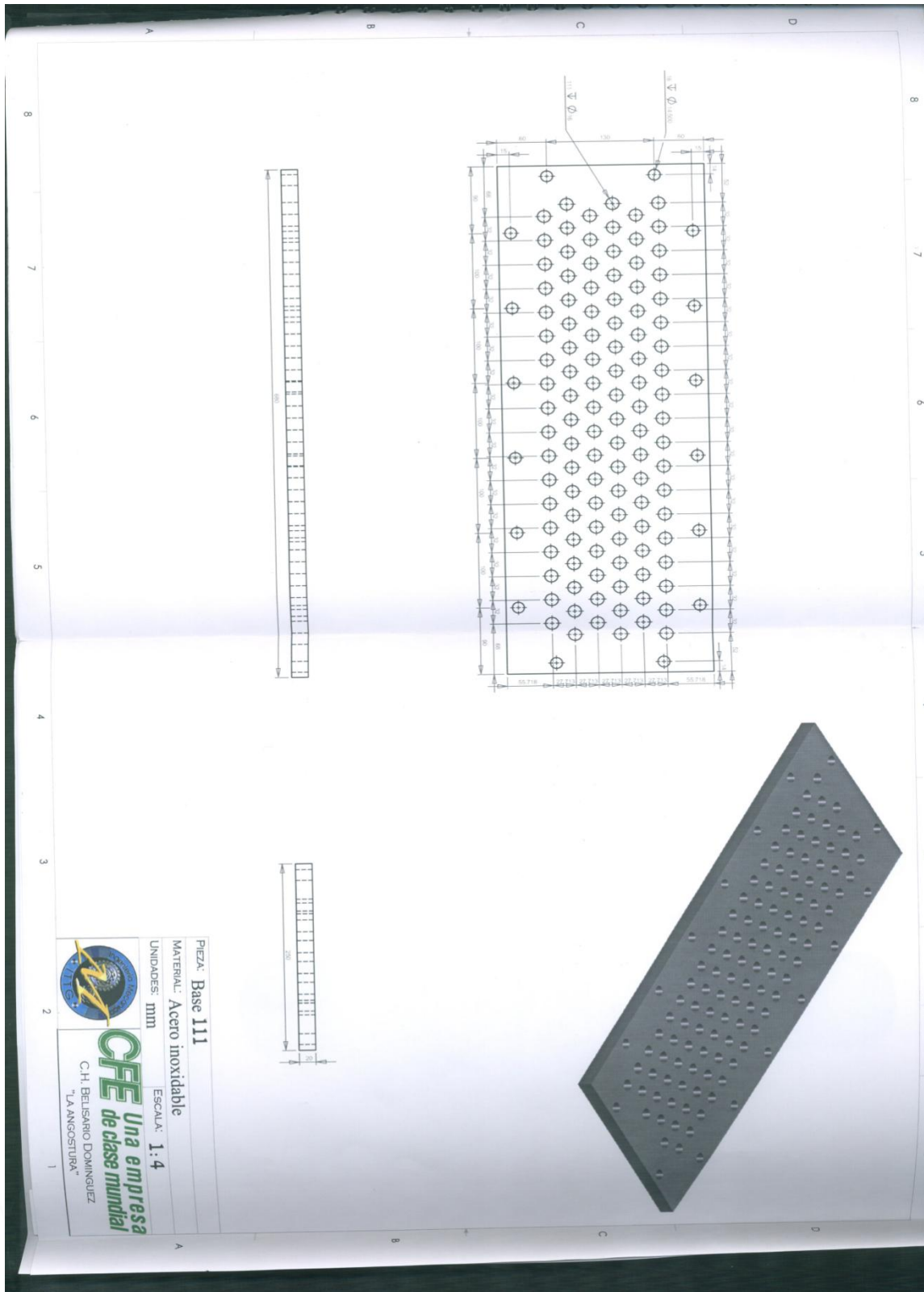
Los valores de  $\mu$ ,  $k$ ,  $c_p$  y Pr dependen poco de la presión y se pueden utilizar en un intervalo bastante amplio de presiones

T, K	$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ , kJ/kg · °C	$\mu \times 10^6$ , kg/m · s	$\nu \times 10^6$ , m <sup>2</sup> /s	$k$ , W/m · °C	$\alpha \times 10^4$ , m <sup>2</sup> /s	Pr
100	3,6010	1,0266	0,6924	1,923	0,009246	0,02501	0,770
150	2,3675	1,0099	1,0283	4,343	0,013735	0,05745	0,753
200	1,7684	1,0061	1,3289	7,490	0,01809	0,10165	0,739
250	1,4128	1,0053	1,5990	11,31	0,02227	0,15675	0,722
300	1,1774	1,0057	1,8462	15,69	0,02624	0,22160	0,708
350	0,9980	1,0090	2,075	20,76	0,03003	0,2983	0,697
400	0,8826	1,0140	2,286	25,90	0,03365	0,3760	0,689
450	0,7833	1,0207	2,484	31,71	0,03707	0,4222	0,683
500	0,7048	1,0295	2,671	37,90	0,04038	0,5564	0,680
550	0,6423	1,0392	2,848	44,34	0,04360	0,6532	0,680
600	0,5879	1,0551	3,018	51,34	0,04659	0,7512	0,680
650	0,5430	1,0635	3,177	58,51	0,04953	0,8578	0,682
700	0,5030	1,0752	3,332	66,25	0,05230	0,9672	0,684
750	0,4709	1,0856	3,481	73,91	0,05509	1,0774	0,686
800	0,4405	1,0978	3,625	82,29	0,05779	1,1951	0,689
850	0,4149	1,1095	3,765	90,75	0,06028	1,3097	0,692
900	0,3925	1,1212	3,899	99,3	0,06279	1,4271	0,696
950	0,3716	1,1321	4,023	108,2	0,06525	1,5510	0,699
1.000	0,3524	1,1417	4,152	117,8	0,06752	1,6779	0,702
1.100	0,3204	1,160	4,44	138,6	0,0732	1,969	0,704
1.200	0,2947	1,179	4,69	159,1	0,0782	2,251	0,707
1.300	0,2707	1,197	4,93	182,1	0,0837	2,583	0,705
1.400	0,2515	1,214	5,17	205,5	0,0891	2,920	0,705
1.500	0,2355	1,230	5,40	229,1	0,0946	3,262	0,705
1.600	0,2211	1,248	5,63	254,5	0,100	3,609	0,705
1.700	0,2082	1,267	5,85	280,5	0,105	3,977	0,705
1.800	0,1970	1,287	6,07	308,1	0,111	4,379	0,704
1.900	0,1858	1,309	6,29	338,5	0,117	4,811	0,704
2.000	0,1762	1,338	6,50	369,0	0,124	5,260	0,702
2.100	0,1682	1,372	6,72	399,6	0,131	5,715	0,700
2.200	0,1602	1,419	6,93	432,6	0,139	6,120	0,707
2.300	0,1538	1,482	7,14	464,0	0,149	6,540	0,710
2.400	0,1458	1,574	7,35	504,0	0,161	7,020	0,718
2.500	0,1394	1,688	7,57	543,5	0,175	7,441	0,730

\* De Natl. Bur. Stand. (U.S.) Circ. 564, 1955.

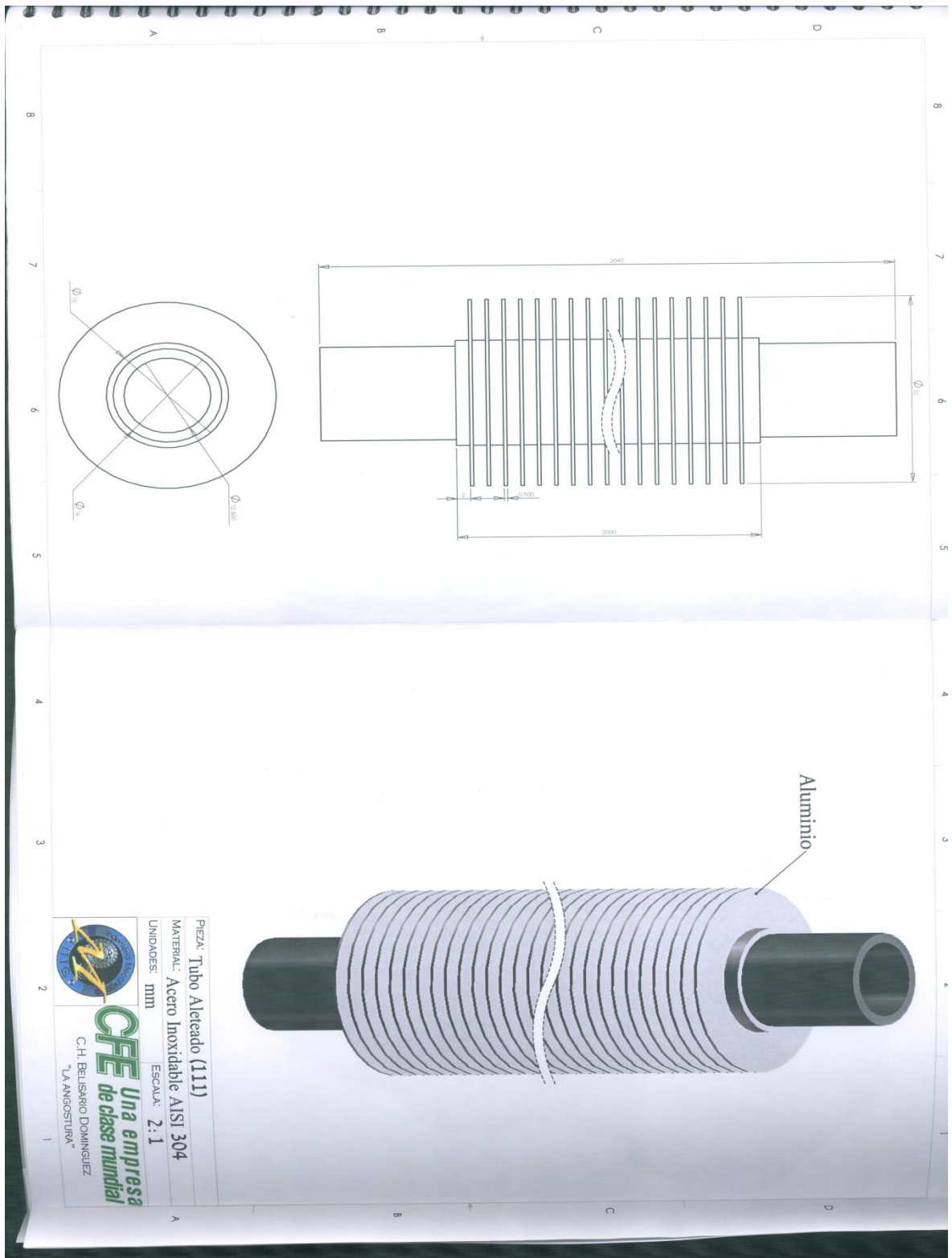


# Anexo-D





# Anexo-E



## Anexo-F

