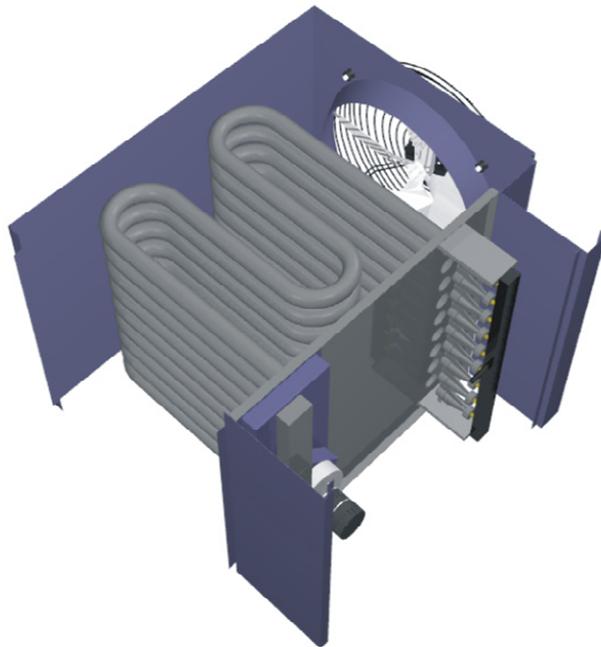


UNIVERSIDAD NACIONAL DE MAR DEL PLATA
SEPTIEMBRE DE 2007

DISEÑO DE CALEFACTOR CENTRAL POR AIRE CALIENTE



ALUMNO
JUAN MANUEL DE PORRAS – MATRICULA 9198

DIRECTOR
ING. RAMON CRUZ

CARRERA
INGENIERIA ELECTROMECHANICA

CALIFICACION



RINFI es desarrollado por la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

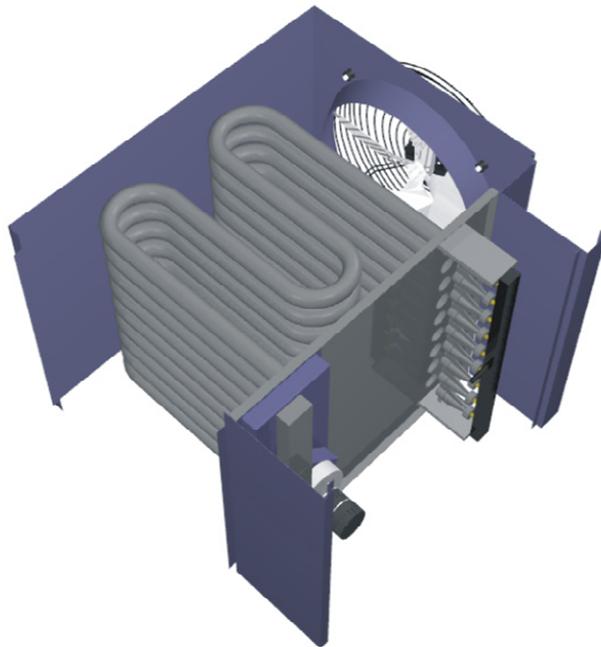
A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución- NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).

UNIVERSIDAD NACIONAL DE MAR DEL PLATA
SEPTIEMBRE DE 2007

DISEÑO DE CALEFACTOR CENTRAL POR AIRE CALIENTE



ALUMNO
JUAN MANUEL DE PORRAS – MATRICULA 9198

DIRECTOR
ING. RAMON CRUZ

CARRERA
INGENIERIA ELECTROMECHANICA

CALIFICACION

A mi papá, mi mamá y mi hermana,
porque siempre me dieron la tranquilidad y el apoyo para poder llegar a ser ingeniero.

A mi novia,
por toda la paciencia que me tuvo durante estos años.

A toda mi familia,
mis abuelos, mis tíos, mis primos y a los que son de la familia del corazón
por estar siempre.

A mis amigos,
porque además de las locuras que hemos hecho y de todo lo que nos divertimos
cuando los necesité dejaron todo de lado y estuvieron.

A todos los compañeros de la facultad,
porque si bien sufrimos bastante con el estudio, hemos tomado mate y nos hemos reído
muchísimo.

A toda la gente del trabajo,
compañeros principalmente y también clientes y proveedores
por haber confiado en nosotros.

A Ramón,
porque no dudó cuando le pedí que me diera una mano con este trabajo final
y porque es de los pocos tipos que enseña por vocación.

A mucha gente de la que me estoy olvidando,
aunque quédense tranquilos que son de la familia del corazón.

Juan Manuel

INDICE

INDICE	3
INTRODUCCION.....	5
1. SISTEMAS CENTRALES DE CALEFACCION	6
1.1 CALEFACTORES CENTRALES A GAS.....	7
1.1.1 Ventilador	7
1.1.2 Intercambiador de calor	9
1.1.3 Funcionamiento del conjunto.....	10
2. TRANSFERENCIA DE CALOR.....	12
2.1 CONDUCCIÓN.....	12
2.2 CONVECCION	12
2.3 RADIACIÓN	12
2.4 NÚMEROS ADIMENSIONALES	12
2.4.1 Reynolds.....	12
2.4.2 Nussetl.....	13
2.4.3 Numero de Prandtl.....	13
2.5 TRANSFERENCIA DE CALOR EN CALEFACTORES CENTRALES	13
3. CONVECCION EXTERNA FORZADA - FLUJO A TRAVES DE BANCO DE TUBOS	14
3.1 CALCULO DE LA VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA	14
3.2 CAIDA DE PRESION	18
4. DISEÑO DEL EQUIPO.....	20
4.1 CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO	20
4.2 CALCULO.....	20
4.2.1 Propiedades del aire a la entrada.....	20
4.2.2 Propiedades del aire a la temperatura media.....	21
4.2.3 Características del banco de tubos.....	23
4.2.4 Calculo de la transferencia.....	25
4.2.5 Calculo de la caída de presión [ΔP].....	27
4.3 SELECCIÓN DEL VENTILADOR	28
5. FABRICACION DEL EQUIPO.....	31
5.1 INTRODUCCIÓN	31
5.2 INTERCAMBIADOR	32
5.3 GABINETE.....	37
5.4 PINTURA Y REVESTIMIENTO.....	39
5.5 ARMADO FINAL E INSTALACIÓN ELÉCTRICA.....	39
5.6 DIAGRAMA DE FLUJO PARA FABRICACIÓN EN SERIE.....	41
6. ENSAYO DEL EQUIPO	42
6.1 FUNCIONAMIENTO GENERAL	42
6.2 MONTAJE UTILIZADO	42
6.3 INSTRUMENTAL	43
6.4 MEDICIONES	45
6.4.1 Caudal de aire	45
6.4.2 Consumo de energía eléctrica.....	45
6.4.3 Temperatura de entrada y salida de aire.....	46
6.4.4 Consumo de gas	46
6.5 CONTRASTE DE MEDICIONES.....	46
7. NORMATIVA VIGENTE	47
7.1 CRITICA A LA NORMA	47
7.2 ANÁLISIS Y CORRESPONDENCIA CON EL DISEÑO REALIZADO	47
8. ANÁLISIS ECONÓMICO	57

8.1 MERCADO.....	57
8.2 INGENIERIA DE PRODUCCIÓN.....	57
8.3 INVERSION.....	58
8.4 COSTOS DE PRODUCCIÓN.....	59
8.5 RENTABILIDAD.....	61
CONSIDERACIONES FINALES.....	62
BIBLIOGRAFIA.....	63

INTRODUCCION

La reactivación de la industria argentina desde la crisis de fines de 2001, ha generado la reapertura de muchas fábricas que debieron cerrar en épocas pasadas y, al mismo tiempo, cada semana en estos días, grandes, medianas y pequeñas empresas celebran la inauguración o anuncian la construcción de un nuevo edificio fabril.

Todas esas superficies deben contar con los servicios básicos, entre los que se encuentra el acondicionamiento de los mismos (calefacción y aire acondicionado), ya que mucho se trabaja hoy para brindar buenas condiciones laborales debido a la positiva incidencia que ello tiene en el rendimiento del personal y por ende en la productividad y ganancias de las empresas.

Esta demanda de calefacción (es muy raro encontrar fabricas con aire acondicionado) no puede ser cubierta con productos de las grandes fabricas de equipos, ya que por razones comerciales y estratégicas estas no fabrican equipos de mas de 30.000 Kcal/hora efectivas, cuando la capacidad necesaria para este tipo de lugares puede arrancar en 50.000 Kcal/hora para una fabrica chica hasta varios millones de calorías para megafabricas.

En función de esta realidad, el objetivo de este trabajo final consiste en diseñar un **equipo calefactor de aire caliente** de capacidad acorde a las necesidades de calefacción de las naves industriales existentes, en construcción y a construir, como también para renovación de los sistemas obsoletos instalados en la actualidad.

Este equipo, también podrá instalarse en lugares de grandes dimensiones, como gimnasios, salones de usos múltiples y ambientes de ese tipo.

Además de ser un equipo de gran capacidad, se desea que el mismo sea compacto y de bajo costo de adquisición y mantenimiento.

El diseño deberá contemplar que el calefactor pueda fabricarse en serie y que cumpla con las reglamentaciones vigentes.

1. SISTEMAS CENTRALES DE CALEFACCION

La utilización de sistemas centrales de calefacción se ha ido incrementando con el correr de los años, a tal punto que hoy no se contempla la construcción de un edificio prescindiendo de la instalación de un sistema de este tipo.

En edificios residenciales y comerciales chicos, uno de los sistemas mas utilizados es el de **calefacción central por aire caliente**. Este sistema consta de un **calefactor central** (en general a gas natural) que calienta el aire y lo impulsa a través de una red de conductos que lo distribuye a los distintos ambientes, Figura 1-1.

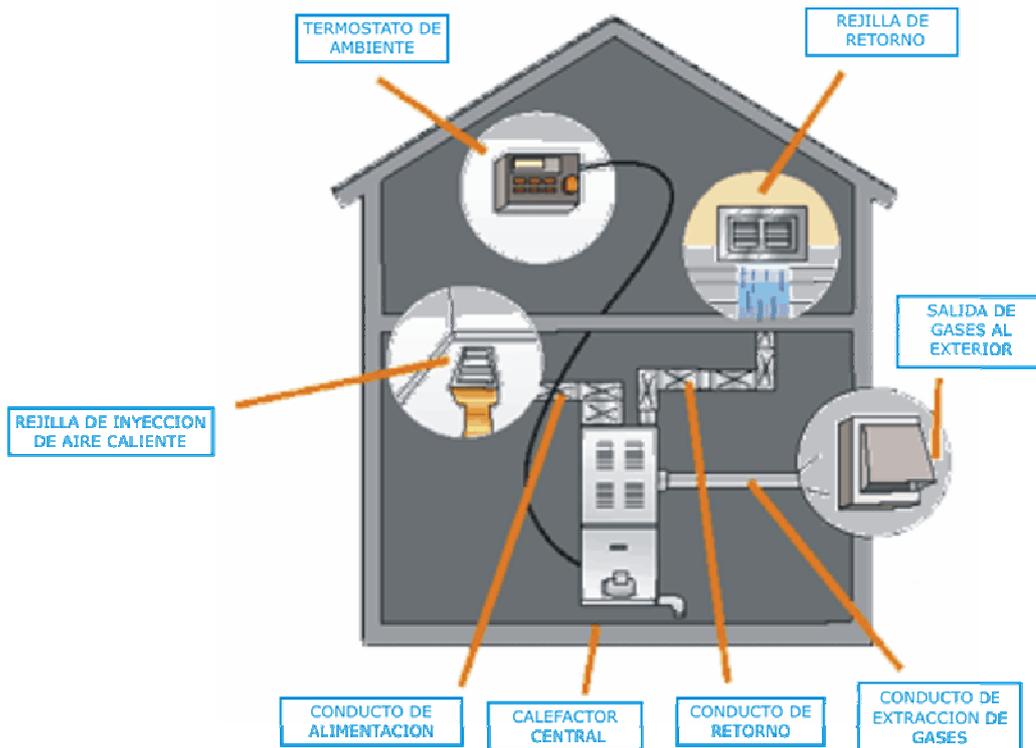


FIGURA 1-1
Sistema residencial de calefacción por aire caliente

En los distintos ambientes el aire se inyecta mediante rejillas, que permiten direccionar la entrada del mismo a los ambientes y también regular la cantidad de aire que se desea inyectar.

En este tipo de sistemas también es necesaria la instalación de una tubería de retorno de aire, tanto para equilibrar la presión de los lugares calefaccionados como para disminuir el consumo de energía para calefacción, debido a que el aire retornado tiene una temperatura superior a la del aire que se tomaría de un ambiente no acondicionado.

La automatización de un sistema de calefacción por aire, se realiza mediante un termostato de ambiente, el cual sensa la temperatura de un lugar promedio y comanda el arranque y la parada del calefactor central.

1.1 Calefactores Centrales A GAS

Como se menciona anteriormente, todo sistema de calefacción por aire caliente cuenta con un calefactor central que calienta el aire y lo impulsa a los distintos ambientes. El encargado de “impulsar” el aire es el **ventilador**, y el encargado de “calentarlo” es el **intercambiador de calor**. Ambos componentes principales están alojados en un gabinete de chapa pintada y acompañados de distintos accesorios necesarios para el funcionamiento, Figura 1-2.

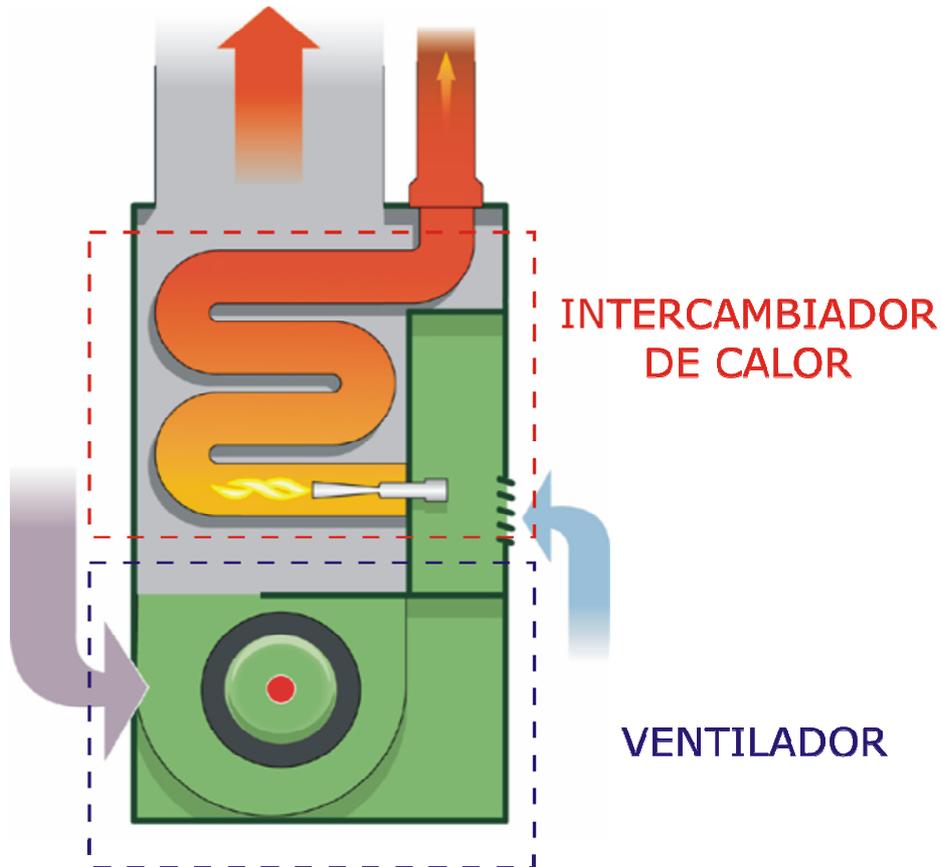


FIGURA 1-2
Calefactor central por aire caliente y sus componentes principales

1.1.1 Ventilador

La gran mayoría de los equipos que se comercializan hoy en día funcionan con ventiladores centrífugos de palas inclinadas hacia delante con motor eléctrico de acople directo, generalmente de 3 velocidades, Figura 1-3. Otros tipos de ventiladores son los centrífugos de palas inclinadas hacia atrás, Figura 1-5, que se utilizan ante el requerimiento de grandes contrapresiones y los axiales, mucho más ruidosos y con bajos valores de contrapresión, Figura 1-6.



FIGURA 1-3

Ventilador centrifugo de palas inclinadas hacia adelante con motor eléctrico de acople directo



FIGURA 1-4

Ventilador centrifugo de palas inclinadas hacia adelante con transmisión por poleas y coreas



FIGURA 1-5

Ventilador centrifugo de palas inclinadas hacia atrás



FIGURA 1-6
Ventiladores axiales

1.1.2 Intercambiador de calor

Los intercambiadores de calor de calefactores centrales desde hace 15 a 20 años pasaron de ser de tiro natural a ser de tiro inducido. En el tiro natural, los gases circulan por el intercambiador debido a la diferencia de peso específico entre ellos y el aire exterior, dependiendo esta circulación también de la diferencia de altura entre la entrada y la salida de los mismos. El tiro inducido es una de las clases de tiro artificial, en el que la circulación se realiza por medios mecánicos, caracterizándose en este caso porque el ventilador se ubica a la salida del intercambiador, antes de la chimenea.

Hoy en día existen intercambiadores de chapa matizada y multitubulares, no existiendo diferencias significativas entre ambos en lo que respecta a rendimiento y duración, Figuras 1-7 y 1-8.



FIGURA 1-7
Intercambiador de calor de chapa matizada



FIGURA 1-8
Intercambiador de calor multitubular

1.1.3 Funcionamiento del conjunto

Cuando se le da la orden de funcionamiento, comienza a funcionar el **extractor de gases (1)**. Esto hace que el **presostato (2)** que sensa la presión del extractor, cierre un contacto normal abierto y envíe la orden al **control de encendido (3)**, este a su vez envía una señal a la **sonda de encendido (4)** que genera la chispa. Al mismo tiempo se abre la **válvula de gas a solenoide (5)** y por ende se enciende el primer quemador. Casi instantáneamente la llama se propaga al resto de los quemadores. Si esto no ocurre, puesto que el **detector de llama (6)** se encuentra en el quemador opuesto de encendido, la válvula corta el suministro de gas y el control de encendido entra en alarma.

Una vez que el **intercambiador (8)** esta a una temperatura razonable, el **ventilador (9)** comienza a funcionar. Esto se realiza para que la gente no tenga una sensación de aire frío inmediatamente después del arranque del equipo. En los calefactores actuales, esta maniobra se realiza por temporización, aunque también se puede realizar mediante **controles (7)** que sensan la temperatura de la cámara de combustión.

Cuando se solicita la parada del equipo, el intercambiador detiene su calentamiento pero no así el ventilador, que queda funcionando durante un lapso con el objeto de aprovechar el calor remanente en el intercambiador y enfriarlo para evitar un calentamiento excesivo de los componentes del mismo, y así evitar se generen tensiones térmicas que al cabo de una cantidad de ciclos de arranque y parada puedan provocar fatiga.

El intercambiador cuenta con un **control límite de temperatura de cámara (7)**, que corta el funcionamiento ante un sobrecalentamiento del mismo, como por ejemplo ante la rotura del ventilador.

2. TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor es la ciencia que estudia la determinación de las *velocidades* de transferencia de energía en forma de calor. Esta transferencia siempre se produce del medio que tiene la temperatura mas elevada hacia el de temperatura mas baja.

El calor se puede transferir en tres modos diferentes: conducción, convección y radiación.

2.1 Conducción

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas.

2.2 Convección

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que esta en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos.

La convección se clasifica en convección *natural* y *forzada*.

En la convección natural, cualquier movimiento del fluido es causado por medios naturales, como el efecto de la flotación, el cual se manifiesta como la subida del fluido caliente y el descenso del fluido frío.

En la convección forzada se obliga a que el fluido fluya sobre una superficie o en un tubo por medios externos, como una bomba o un ventilador.

También, se clasifica como *externa e interna*, dependiendo si se obliga al fluido a fluir sobre una superficie o un canal.

2.3 Radiación

La radiación es la energía emitida por la materia en la forma de ondas electromagnéticas, como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o las moléculas.

2.4 Números adimensionales

2.4.1 Reynolds

El numero de Reynolds se define como

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{\rho V L_c}{\mu}$$

y relaciona las fuerzas de inercia y viscosas en el régimen de flujo.

En los números grandes de Reynolds las fuerzas de inercia, que son proporcionales a la densidad y a la velocidad del fluido, son grandes en relación con las fuerzas viscosas y, por tanto, estas últimas no pueden impedir las fluctuaciones aleatorias y rápidas de ese fluido. Sin embargo, en los números pequeños de Reynolds las fuerzas viscosas son suficientemente grandes como para vencer a las de inercia y mantienen al fluido “en línea”. Por consiguiente, en el primer caso el flujo es turbulento y en el segundo es laminar.

2.4.2 Nussetl

El número de Nusselt se define como $Nu = \frac{h L_c}{k}$ y representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa. Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección.

2.4.3 Numero de Prandtl

La mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límites de velocidad y térmica es por medio del parámetro número de Prandtl adimensional, definido como

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k}$$

Los números de Prandtl de los fluidos van desde menos 0,01 para los metales líquidos, hasta 100000 para los aceites pesados. Los números de Prandtl para los gases son de alrededor de 1, lo cual indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor se disipan a través del fluido a más o menos la misma velocidad.

2.5 Transferencia de calor en calefactores centrales

En los *calefactores centrales* la transferencia de calor se lleva a cabo mediante el fenómeno de convección **externa forzada** en el caso de **flujo a través de banco de tubos**, por lo que en el capítulo 3 se realizara un estudio detallado de este mecanismo.

3. CONVECCION EXTERNA FORZADA - FLUJO A TRAVES DE BANCO DE TUBOS

3.1 CALCULO DE LA VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA

En la práctica es común encontrar flujo cruzado sobre bancos de tubos en equipos de transferencia de calor, como los condensadores y evaporadores de las plantas generadoras de energía eléctrica, los refrigeradores y los acondicionadores de aire. En estos equipos, un fluido se mueve por dentro de los tubos, mientras el otro se mueve sobre estos en una dirección perpendicular.

El flujo por el interior de los tubos se puede analizar al considerar el flujo por uno solo de ellos, y al multiplicar los resultados por el número de tubos. Sin embargo, este no es el caso para el flujo sobre los tubos ya que influyen sobre el patrón de flujo y el nivel de turbulencia corriente abajo y, por consiguiente, sobre la transferencia de calor hacia ellos o desde ellos, como podemos ver en la Figura 3-1.

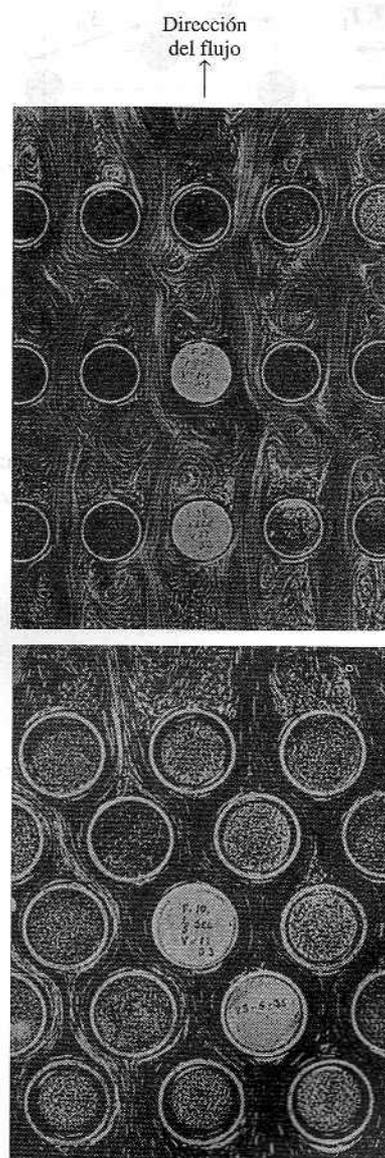


FIGURA 3-1
Patrones de flujo para los bancos de tubos alineados o escalonados

Por lo tanto cuando se analiza la transferencia de calor desde un banco de tubos en flujo cruzado, se deben considerar a la vez todos los tubos del haz.

Los tubos en un banco suelen disponerse alineados o escalonados en la dirección del flujo, como muestran las figuras 3-2 y 3-3.

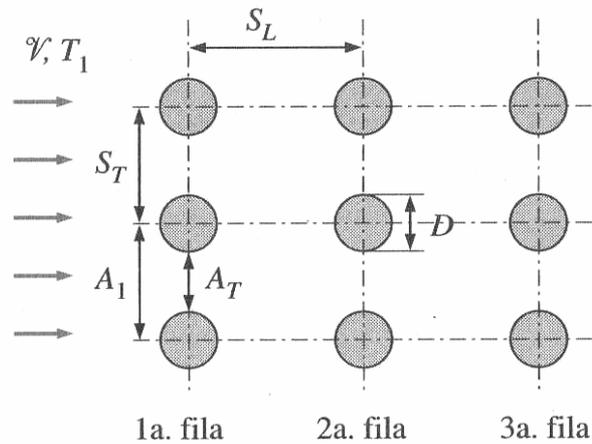


FIGURA 3-2
Disposición de los tubos en un banco alineado

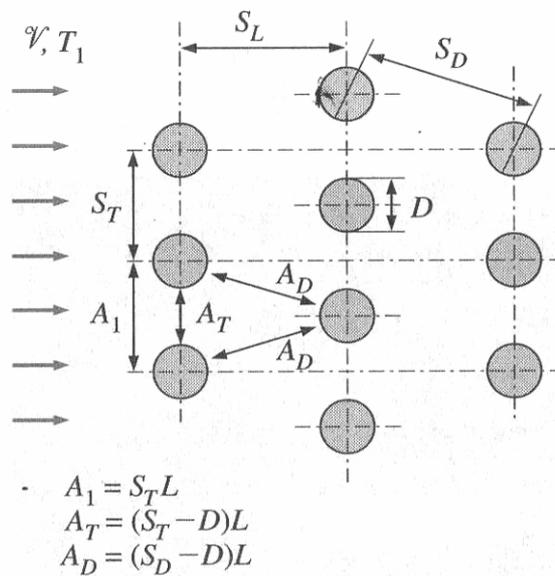


FIGURA 3-3
Disposición de los tubos en un banco escalonado

El diámetro exterior del tubo D se toma como la longitud característica. La disposición de los tubos en el banco se caracteriza por el paso transversal S_T , el paso longitudinal S_L y el paso diagonal S_D entre los centros de los tubos. El paso diagonal se determina a partir de

$$S_d = \sqrt{S_L^2 + (S_T / 2)^2}$$

Conforme el fluido entra en el banco, el área de flujo disminuye de $A_1 = S_T L$ hasta $A_T = (S_T - D) L$ entre los tubos y, como consecuencia, la velocidad del flujo aumenta. En la disposición escalonada la velocidad puede aumentar todavía más en la región diagonal si las filas de tubos están muy próximas entre sí. En los bancos de tubos las características de flujo son dominadas por la velocidad máxima V_{MAX} que se tiene dentro del banco más que por la velocidad aproximada V . Por lo tanto el número de Reynolds se define sobre la base de la velocidad máxima como

$$Re_d = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} = \frac{V_{max} D}{\nu}$$

La velocidad máxima se determina con base en el requisito de conservación de la masa para el flujo incompresible estacionario. Para la disposición de alineados, la velocidad máxima se tiene en el área mínima de flujo entre los tubos y la conservación de la masa se puede expresar como $\rho V A_1 = \rho V_{MAX} A_T$, o bien $V S_T = V_{MAX} (S_T - D)$. Entonces la velocidad máxima queda

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V$$

En la disposición escalonada el fluido que se aproxima a través de área A_1 de la Figura 3-3 pasa por el área A_T y después, por el área $2 A_D$, conforme se enrolla alrededor del tubo de la fila siguiente. Si $2 A_D > A_T$, todavía la velocidad máxima ocurrirá en A_T entre los tubos y, por consiguiente, la relación V_{MAX} de la ecuación anterior se puede usar para bancos de tubos escalonados. Pero si $2 A_D < A_T$, se tendrá la velocidad máxima en las secciones transversales diagonales y, en este caso la velocidad máxima queda

$$\text{Escalonada y } S_D < (S_T + D)/2: \quad V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V$$

ya que $\rho V A_1 = \rho V_{MAX} (2A_D)$.

La naturaleza del flujo alrededor de un tubo en la primera fila se asemeja al flujo sobre un solo tubo, en especial cuando los tubos no están demasiado próximos entre sí. Por lo tanto, cada uno de los tubos en un banco que conste de una sola fila transversal se puede tratar como un solo tubo en flujo cruzado. Sin embargo, la naturaleza del flujo alrededor de un tubo de la segunda fila y de las subsiguientes es muy diferente, debido a las estelas formadas y a la turbulencia causada por los tubos corriente arriba. El nivel de turbulencia y, por consiguiente, el coeficiente de transferencia de calor se incrementan con el número de filas en virtud de los efectos combinados de las filas corriente arriba. Pero no se tiene un cambio significativo en el nivel de turbulencia después de unas cuantas de las primeras filas y, de este modo, el coeficiente de transferencia de calor permanece constante.

El flujo a través de bancos de tubos se estudia de manera experimental, ya que es demasiado complejo como para tratarse en forma analítica. Principalmente, se tiene interés en el coeficiente de transferencia de calor promedio para todo el banco de tubos,

el cual depende del número de filas a lo largo del flujo así como de la disposición y del tamaño de los tubos.

Se han propuesto varias correlaciones, todas basadas en datos experimentales para el número de Nusselt promedio para el flujo cruzado sobre bancos de tubos. Más recientemente, Zukauskas ha propuesto correlaciones cuya forma general es

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = C Re_D^m Pr^n (Pr/Pr_s)^{0.25}$$

donde los valores de las constantes C, m y n dependen del valor del número de Reynolds. En la Tabla 3-1 se dan esas correlaciones explícitamente para $0.7 < Pr < 500$ y $0 < Re_D < 2 \times 10^6$. La incertidumbre en los valores del número de Nusselt obtenido a partir de estas relaciones es de $\pm 15\%$. Nótese que todas las propiedades, excepto Pr, se deben evaluar a la temperatura media aritmética del fluido determinada por:

$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2}$$

donde T_i y T_e son las temperaturas del fluido en la admisión y en la salida del banco de tubos respectivamente.

TABLA 3-1

Correlaciones del numero de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para $N > 16$ y $0.7 < Pr < 500$

Disposición	Rango de Re_d	Correlación
Alineados	0 - 100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100 - 1000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000 - 2×10^5	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Escalonados	0 - 500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500 - 1000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000 - 2×10^5	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

Las relaciones del numero de Nusselt promedio de la Tabla 3-1 son para bancos de tubos con 16 o mas filas. También se pueden usar esas correlaciones para bancos de tubos con $N_L < 16$, siempre que se modifiquen como

$$Nu_{D,NL} = F Nu_D$$

donde F es un factor de corrección cuyos valores se dan en la Tabla 3-2. Para $Re_D > 1000$, el factor de corrección es independiente del numero de Reynolds.

TABLA 3-2
Factor de corrección F que debe usarse en $Nu_{D,NL} = F Nu_D$ para $N_L < 16$ y $Re_D > 1000$

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

Una vez que se conoce el número de Nusselt y, por tanto, el coeficiente de transferencia de calor promedio para el banco de tubos completo, se puede determinar la velocidad de la transferencia de calor a partir de la ley de Newton de enfriamiento, mediante una diferencia de temperaturas apropiada, ΔT . El primer pensamiento que viene a la mente es usar $\Delta T = T_s - T_m = T_s - (T_i + T_e)/2$. Pero, en general, con esto se predecirá la velocidad de la transferencia de calor en exceso. La diferencia de temperaturas apropiada para el flujo interno (el flujo sobre los bancos de tubos todavía es interno a través del casco) es la diferencia media logarítmica de temperaturas, ΔT_{ln} , definida como:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln[(T_s - T_e)/(T_s - T_i)]} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_e / \Delta T_i)}$$

La temperatura de salida del fluido T_e se puede determinar a partir de:

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{A_s h}{\dot{m} C_p}\right)$$

donde $A_s = N\pi DL$ es el área superficial de transferencia de calor y $\dot{m} = \rho_1 V (N_T S_T L)$ es el gasto de masa del fluido. Aquí, N es el número total de tubos en el banco, N_T el número de tubos en un plano transversal, L es la longitud de los tubos y V es la velocidad del fluido justo antes de entrar en el banco. Entonces la velocidad de la transferencia de calor se puede determinar a partir de

$$\dot{Q} = h A_s \Delta T_{ln} = \dot{m} C_p (T_e - T_i)$$

3.2 CAIDA DE PRESION

Otra cantidad de interés asociada con los bancos de tubos es la caída de presión, ΔP la cual es la diferencia entre las presiones en la admisión y a la salida del banco. Es una medida de la resistencia que los tubos ofrecen al flujo sobre ellos y se expresa como

$$\Delta P = N_L f \chi \frac{\rho V_{max}^2}{2}$$

donde f es el factor de fricción y χ es el factor de corrección, las gráficas de ambos se dan en la Figura 3-4 y 3-5, contra el número de Reynolds, con base en la velocidad máxima V_{MAX} . El factor de fricción de la Figura 3-4 es para un banco cuadrado de tubos alineados ($S_T = S_L$) y el factor de corrección dado en el inserto se usa para tomar en cuenta los efectos de la desviación de las disposiciones rectangulares alineadas con respecto a la disposición cuadrada. De manera análoga, el factor de fricción de la Figura 3-5 es para un banco equilátero de tubos escalonados ($S_T = S_D$) y el factor de corrección es para tomar en cuenta los efectos de la desviación con respecto a la disposición equilátera. Nótese que $\chi = 1$ tanto para la disposición cuadrada como para la de triángulo equilátero. Asimismo, la caída de presión se presenta en la dirección del flujo y, como consecuencia, en la relación de ΔP se usa N_L (el número de filas).

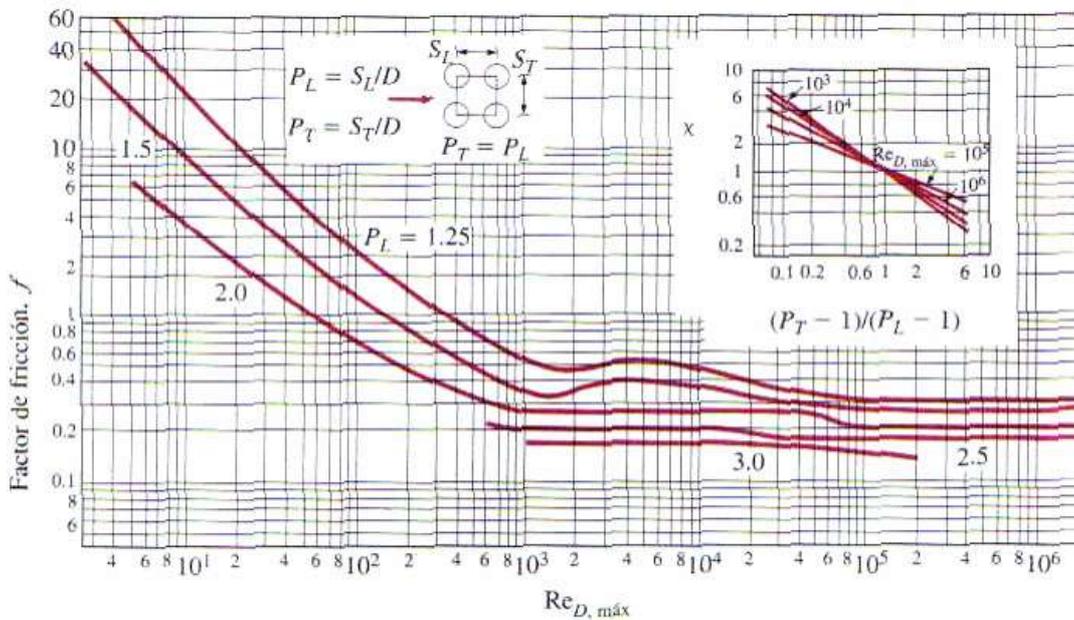


FIGURA 3-4

Factor de fricción f y factor de corrección χ para bancos de tubos en disposición alineados

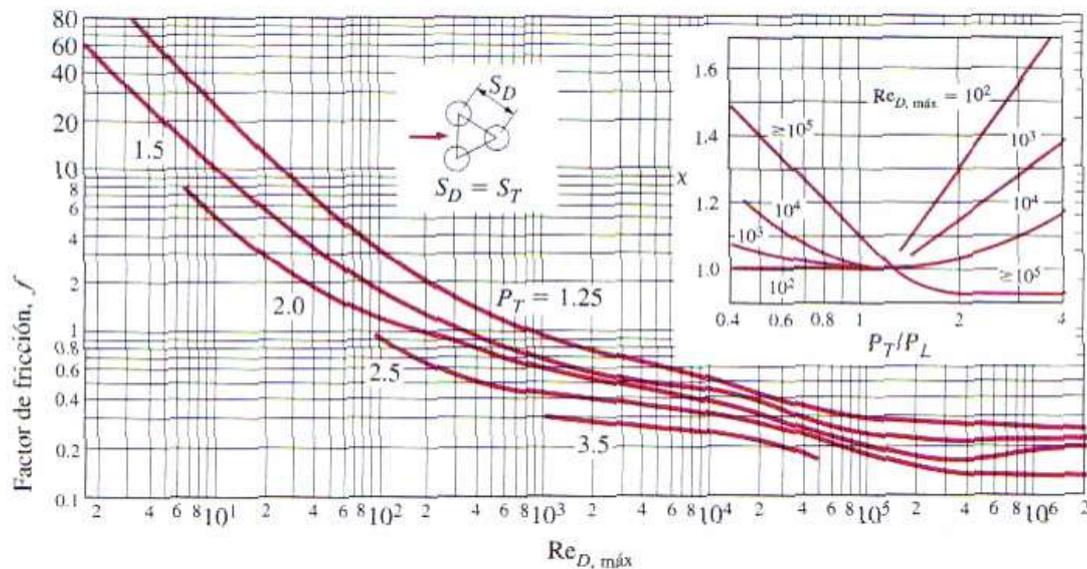


FIGURA 3-5

Factor de fricción f y factor de corrección χ para bancos de tubos en disposición escalonados

4. DISEÑO DEL EQUIPO

4.1 CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO

De acuerdo a lo planteado en los objetivos, se diseñara un calefactor central de **mayor capacidad y caudal que los existentes** en el mercado, destinado a calefaccionar ambientes de grandes dimensiones. Para ello, como datos de entrada de diseño, buscaremos que el mismo cumpla con las siguientes especificaciones:

CAUDAL de AIRE: entre 100 y 120 m³/min

CAPACIDAD: 40.000 a 50.000 Kcal/hora efectivas

Recordemos que los equipos de mayor capacidad que se fabrican hoy en día tienen capacidades efectivas del orden de las 30.000 Kcal/hora efectivas y caudales del orden de los 60 m³/min.

Además, se desea que el equipo sea compacto y de bajo costo de adquisición y mantenimiento. En este sentido, se ha decidido realizar el movimiento del aire mediante un **ventilador axial** de 4 aspas de aluminio, con lo cual se reducen notablemente las dimensiones del gabinete y por ende el costo de fabricación, transporte, mensulas para su instalación, etc. También el costo de adquisición de este tipo de ventilador, es significativamente menor que el de un centrífugo, como también lo es el costo de mantenimiento.

Como se explico en la *sección 1.1.1* los ventiladores axiales poseen bajos valores de contrapresión y son más ruidosos que los centrífugos. Esto no representa inconveniente alguno en nuestro caso debido que el equipo se diseñara para impulsión de aire a pleno y no a través de líneas de conductos, ya que de esta forma es como se suelen instalar estos equipos en naves industriales y gimnasios.

El **intercambiador de calor será tubular de tiro inducido**, con gases de combustión como fluido primario.

4.2 CALCULO

El calculo del intercambiador es un caso de **CONVECCION EXTERNA FORZADA – flujo a través de bancos de tubos**, cuyo desarrollo teórico se realizo en el capitulo anterior.

A continuación iremos ingresando los datos de entrada para el cálculo, con su correspondiente justificación.

4.2.1 Propiedades del aire a la entrada

- **Temperatura de entrada:** 10 °C

Tomamos 10 °C ya que es una temperatura ambiente normal en época invernal en lugares como fábricas o gimnasios.

- **Presión:** 1 atm
- **Velocidad promedio:** 3,05 m/seg

Teniendo en cuenta que el caudal del equipo rondara los 110 m³/min (1,83 m³/seg) y asumiendo de entrada un área transversal de paso de aire es igual a 0,6 m², podemos calcular la velocidad promedio de la siguiente forma:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{1,83 \frac{m^3}{seg}}{0,6 m^2} = 3,05 \frac{m}{seg}$$

- **Densidad a la entrada ρ_1 :** 1,2460 kg/m³

4.2.2 Propiedades del aire a la temperatura media

- **Temperatura media estimada:** 25°C.

Como se vio en el capítulo 3, esta temperatura media se calcula como $T_m = \frac{T_i + T_e}{2}$

En nuestro caso se llegó al valor de 25°C mediante el método de iteración. Inicialmente se fijó un valor arbitrario de T_m , y con las propiedades del aire a esa temperatura se realizó todo el cálculo. Una vez conocido el valor de T_e , se recalcó T_m y se realizó el cálculo nuevamente con esta nueva T_m . Realizando 2 iteraciones más se llegó al valor definitivo.

- **Densidad ρ_2 :** 1,184 kg/m³
- **Calor específico C_p :** 1007 J/kg °C.
- **Conductividad térmica k :** 0,02551 W/ m °C.
- **Difusividad térmica α :** 2,141 x 10E-5 m²/seg
- **Viscosidad dinámica μ :** 1,849 x 10E-5 Kg/m seg
- **Viscosidad cinemática ν :** 1,562 x 10E-5 m²/seg
- **Numero de Prandtl Pr :** 0,7296
- **Temperatura promedio de superficie de tubos T_s :** 225°C

Esta temperatura se determinó experimentalmente. Para ello se fabricó un tubo modelo de intercambiador con su correspondiente mechero y un extractor de gases con limitador de caudal, Figuras 4-1 y 4-2. La medición se realizó mediante un termómetro infrarrojo con guía láser.



FIGURA 4-1
Tubo modelo de intercambiador para determinación de T_s – VISTA LATERAL



FIGURA 4-2
Tubo modelo de intercambiador para determinación de T_s – VISTA FRONTAL

- **Numero de Prandtl a T_s Pr_s : 0,696**

4.2.3 Características del banco de tubos

Debido a que se pretende fabricar el banco con tubos curvados, la geometría del mismo no puede ser libremente determinada sino que se debe adecuar a los métodos de fabricación existentes.

Una de las cuestiones radica en que para cada diámetro y espesor de tubo, existe un radio mínimo de curvatura. Para el tubo de $\varnothing 2''$ y 1,6 mm de espesor, el diámetro de curvatura (de centro a centro) es igual a 190 mm.

Otra limitación se debe a que los tubos se fabrican en tiras de 6 metros de largo. Teniendo en cuenta que se desea hacer un intercambiador de 4 pasos, sin uniones de tubos con soldadura, las posibilidades son:

- 4 pasos de 1,5 metros,
- 4 pasos de 0,75 metros

En el tubo modelo fabricado para determinar la temperatura superficial del intercambiador, se midió la temperatura de los gases a la salida. Esta medición demostró que con 4 pasos de 0,75 metros la temperatura de los gases a la salida estaba en el orden de los 160°C . Teniendo en cuenta que la norma NAG-329 en la **sección 5a punto c** exige que los gases de combustión no deben tener una temperatura inferior a 140°C , un banco de 4 pasos de 1,5 metros seguramente no superaría esta exigencia.

Otra razón es que al aumentar el área, la velocidad de paso del aire a través del banco sería muy baja, y por ende también la transferencia.

La disposición elegida fue la de tubos alineados, Figura 4-3. En disposición escalonada, Figura 4-4, la existencia de un radio mínimo de curvatura de tubos condiciona el valor del paso longitudinal, por lo que la velocidad máxima siempre es la transversal y no la transversal diagonal. Además de ello, el encendido de los quemadores resulta mucho más simple en disposición alineada.

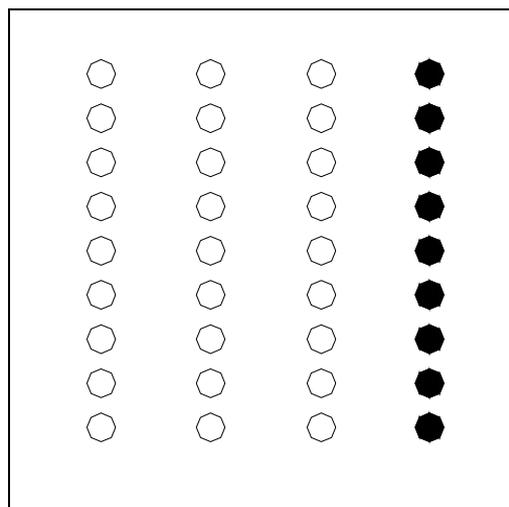


FIGURA 4-3
Tubos en disposición alineada

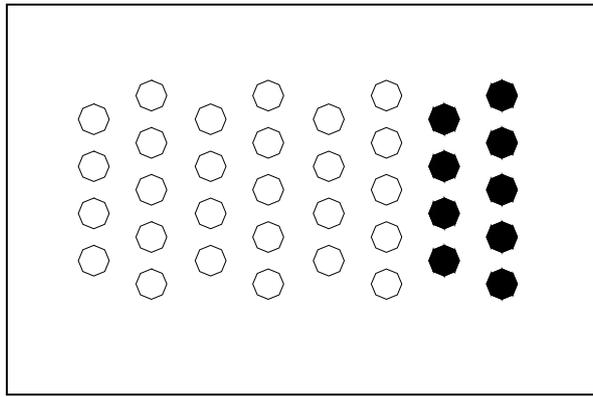


FIGURA 4-4
Tubos en disposición escalonada

Por lo explicado, el banco de tubos quedo definido como se ve en las Figuras 4-5 y 4-6.

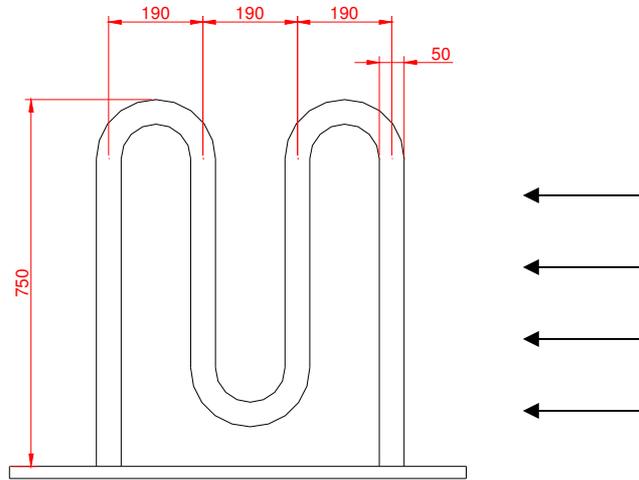


FIGURA 4-5
Intercambiador de calor - VISTA SUPERIOR

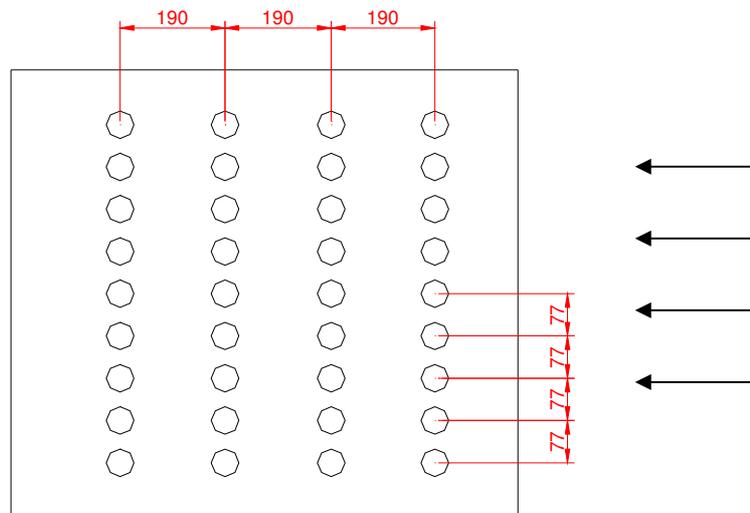


FIGURA 4-6
Intercambiador de calor - CORTE TRANSVERSAL

- **Diámetro de los tubos:** 0,05 metros
- **Nro de filas:** 4
- **Numero de columnas:** 9
- **Paso Transversal St:** 0,077 metros
- **Paso Longitudinal Sl:** 0,19 metros
- **Cantidad de tubos:** 36
- **Largo de tubos:** 0,75 metros

4.2.4 Calculo de la transferencia

Con estos datos, se calculó la velocidad de transferencia de calor.

Vmax: 8,698 m/seg

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V = \frac{77 \text{ mm}}{77 \text{ mm} - 50 \text{ mm}} * 3,05 \text{ m/seg} = 8,698 \text{ m/seg}$$

Reynolds: 27849,13

$$Re_d = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu} = \frac{V_{\max} D}{\nu} = \frac{8,698 \text{ m/seg} * 0,05 \text{ m}}{1,562 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}} = 27849,13$$

Nusselt: 152,37

Por encontrarse el Re_d en el rango entre 1000 y 2×10^5 , el Nu_d se calcula de la siguiente forma:

$$Nu_d = 0,27 * Re_d^{0,63} * Pr^{0,4} * (Pr/Pr_s)^{0,25}$$

$$Nu_d = 0,27 * (27849,13)^{0,63} * (0,7296)^{0,4} * (0,7296/0,696)^{0,25} = 152,37$$

- **Factor de corrección por cantidad de tubos:** 0,9

Para disposición alineada y 4 filas de tubos, como se vio en la Tabla 3-2, este factor es igual a 0,9.

- **Nusselt definitivo:** 137,13

$$Nu_{D,NL} = F Nu_D = 0,9 * 152,37 = 137,13$$

- **Coefficiente de transferencia de calor por conveccion [h]:** 69,96 W / m² °C

$$h = Nu * \frac{k}{D} = 137,13 * \frac{0,02551 \text{ W/m } ^\circ\text{C}}{0,05 \text{ m}} = 69,96 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

- **área de transferencia de calor:** 4,241 m²

$$A_s = N * \pi * D * L = 36 * \pi * 0,05 \text{ m} * 0,75 \text{ m} = 4,241 \text{ m}^2$$

- **Gasto de masa de aire [\dot{m}]:** 1,975 kg/seg

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho_1 V (N_T S_T L) = 1,246 \text{ kg/m}^3 * 3,05 \text{ m/seg} * (9 * 0,077 \text{ m} * 0,75 \text{ m}) = \\ &= 1,975 \text{ kg/seg} \end{aligned}$$

- **Temperatura de salida :** 39,79 °C.

$$\begin{aligned} T_e &= T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{A_s h}{\dot{m} C_p}\right) = \\ &= 225^\circ\text{C} - (225^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C}) * \exp\left(-\frac{4,241 \text{ m}^2 * 69,96 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}}{1,975 \text{ kg/seg} * 1007 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}}\right) = 39,79^\circ\text{C} \end{aligned}$$

- **Diferencia media logarítmica de temperaturas:** 199,73 °C.

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln[(T_s - T_e)/(T_s - T_i)]} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_e / \Delta T_i)} = \frac{(225^\circ\text{C} - 39,79^\circ\text{C}) - (225^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C})}{\ln[(225^\circ\text{C} - 39,79^\circ\text{C})/(225^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C})]} = 199,73^\circ\text{C}$$

- **Velocidad de transferencia de calor:** 59259 W = 50963,57 Kcal/hora

$$\dot{Q} = h A_s \Delta T_{\ln} = \dot{m} C_p (T_e - T_i) = 69,96 \text{ W / m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} * 4,241 \text{ m}^2 * 199,73^\circ\text{C} = 59259,96 \text{ W}$$

4.2.5 Cálculo de la caída de presión [ΔP]

De acuerdo a lo explicado en el capítulo 3, se calculó la caída de presión que sufre el aire al atravesar el banco, con la siguiente expresión:

$$\Delta P = N_L f \chi \frac{\rho V_{\max}^2}{2}$$

$$N_L = 4$$

$$\rho = 1,184 \text{ kg/m}^3$$

$$V_{\max} = 8,698 \text{ m/seg}$$

Los factores “f” y “ χ ” se calculan con la ayuda de las graficas de la figura 4-7. Para ello primero debemos calcular P_L y P_T .

$$P_L = S_L / D = 0,1878 \text{ m} / 0,05 \text{ m} = 3,756$$

$$P_T = S_T / D = 0,077 \text{ m} / 0,05 \text{ m} = 1,54$$

Con $Re = 27849,13$ y $P_L = 3,756$ calculamos $f = 0,16$

Con $(P_T - 1) / (P_L - 1) = (1,54 - 1) / (3,756 - 1) = 0,196$ calculamos $\chi = 3,5$

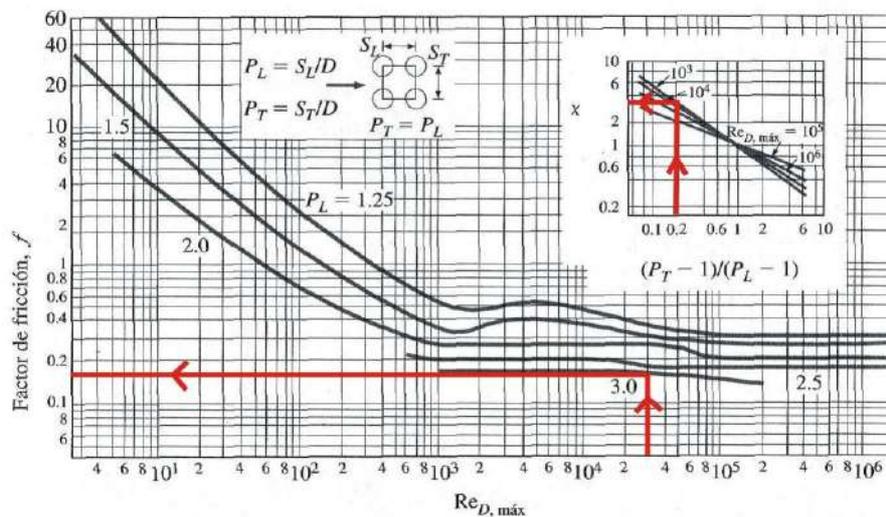


FIGURA 4-7
Cálculo de Caída de presión

Con estos datos ya podemos calcular $\Delta P = 100,325 \text{ Pa} = 10 \text{ mmca}$

$$\Delta P = N_L f \chi \frac{\rho V_{\max}^2}{2} = 4 * 0,16 * 3,5 * \frac{1,184 \text{ Kg / m}^3 * (8,698 \text{ m / seg})^2}{2} = 100,325 \text{ Pa}$$

4.3 Selección del ventilador

Una vez calculada la caída de presión, se selecciono el ventilador.

Como se menciona al principio de este capitulo, el ventilador a utilizar es de tipo axial de 4 aspas de aluminio., Figura 4-8.



FIGURA 4-8
VENTILADOR AXIAL - Pala de aluminio de 4 aspas

Este tipo de pala se fabrica con inclinaciones de 20, 30 y 40°. En nuestro caso se utilizo una pala de 30° y un diámetro de 24 pulgadas, elección que justificaremos a continuación mediante la utilización de las curvas de performance de la misma, Figura 4-9.

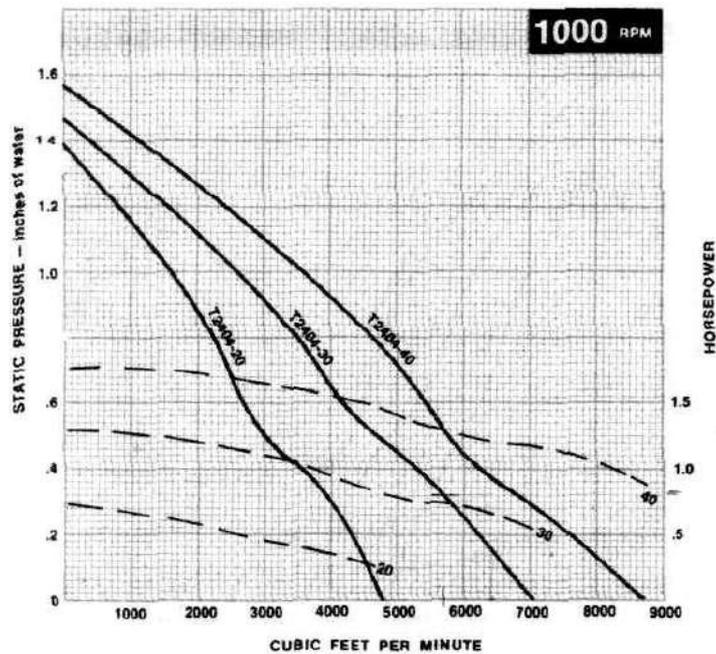


FIGURA 4-9
Curva de performance de ventilador axial Ø24" 4 aspas

Debido a que el motor a utilizar es de 900 RPM, y el catalogo no posee la curva para esa cantidad de revoluciones, debemos utilizar la curva de preformance de 1000 RPM y las siguientes ecuaciones.

$$Q_2 = Q_1 * (RPM_2) * 10^{-3}$$

$$P_2 = P_1 * (RPM_2)^2 * 10^{-6}$$

$$HP_2 = HP_1 * (RPM_2)^3 * 10^{-9}$$

Partiendo del valor de perdida de carga a 900 RPM, se calculo el mismo a 1000 RPM de la siguiente forma.

$$P_1 = \frac{P_2}{(RPM_2)^2 * 10^{-6}} = \frac{0,4}{(900)^2 * 10^{-6}} = 0,494 \text{ pulgadas de col agua}$$

Con este valor, entramos a la curva de 1000 RPM, y para la pala de 30° nos da un caudal del orden de los 4600 pies cúbicos por minuto, Figura 4-10.

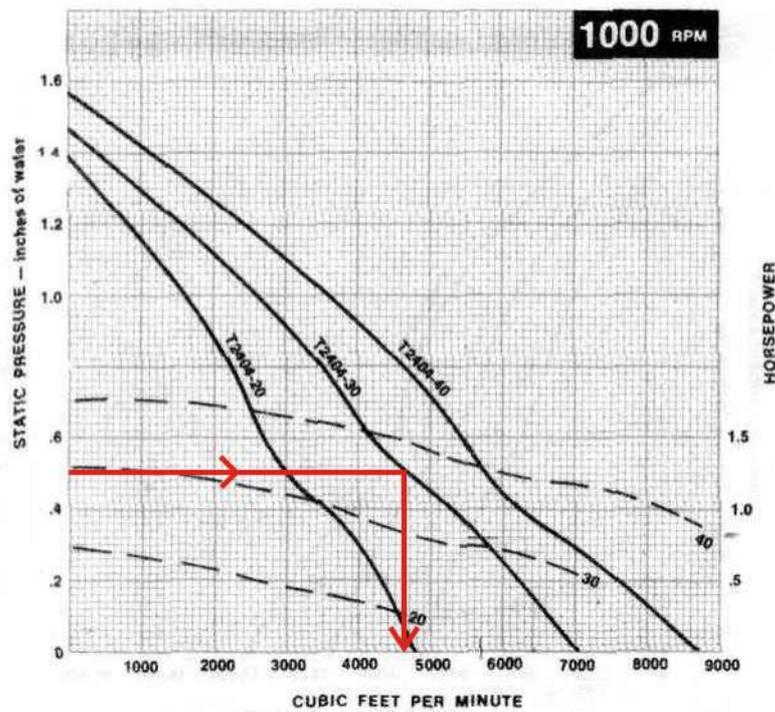


FIGURA 4-10
Selección de ventilador - Calculo de caudal

Ahora el caudal a 900 RPM lo obtenemos de la siguiente manera:

$$Q_2 = Q_1 * (RPM_2) * 10^{-3} = 4600 * (900) * 10^{-3} = 4140 \text{ pies cúbicos min} = 118 \text{ m}^3/\text{min}$$

Como vemos el caudal del ventilador elegido esta de acuerdo con los datos de entrada planteados al comenzar este capitulo y con los valores utilizados para el calculo de la transferencia de calor.

Debemos aclarar que con este ventilador, tendremos presión neutra en la boca del equipo, por lo que en caso de requerir algún valor determinado de alcance de aire, el ventilador se deberá seleccionar de acuerdo a dicho caso.

Finalmente se calculo la potencia consumida por la pala, también con las curvas de performance. Entrando con 4600 pies cúbicos minuto, vemos que el ventilador a 1000 RPM consume 0,8 HP, Figura 4-11, por lo que el consumo a 900 RPM es:

$$HP_2 = 0,8HP * (900)^3 * 10^{-9} = 0,58 HP = 432 WATT$$

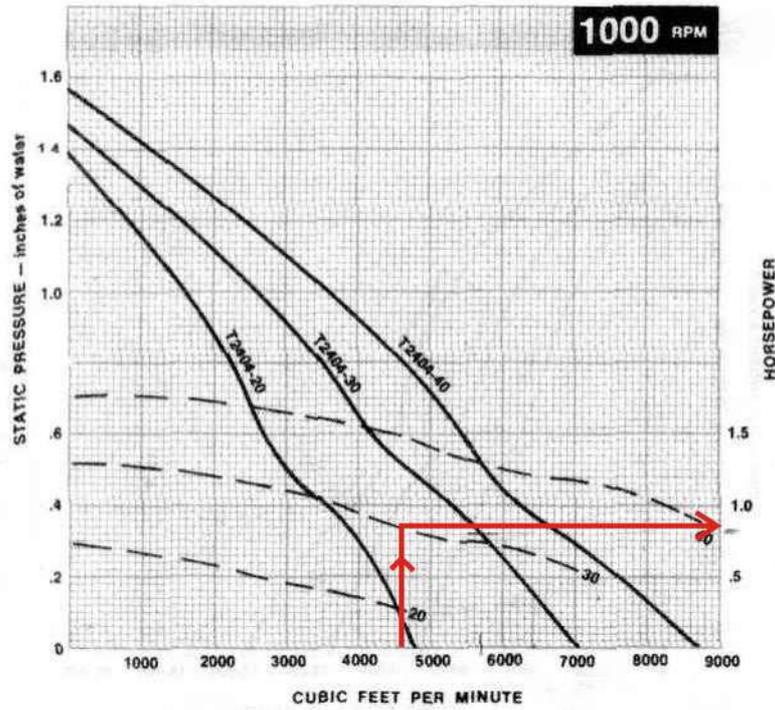


FIGURA 4-11
Selección de ventilador - Calculo de potencia consumida

5. FABRICACION DEL EQUIPO

5.1 Introducción

Una vez realizado el cálculo térmico, se procedió a fabricar un prototipo, con el objeto de analizar su funcionamiento y tomar mediciones que permitan verificar el cálculo realizado.

En este capítulo se describe en forma general el proceso de fabricación del equipo, con algunas imágenes tendientes a facilitar la comprensión del mismo.

Como ya se menciona, los principales componentes del equipo son: el **intercambiador de calor** y el **ventilador**.

El ventilador es un componente que se adquiere listo para su colocación en el equipo, solo requiriéndose en el gabinete los anclajes para su fijación, Figura 5-1.

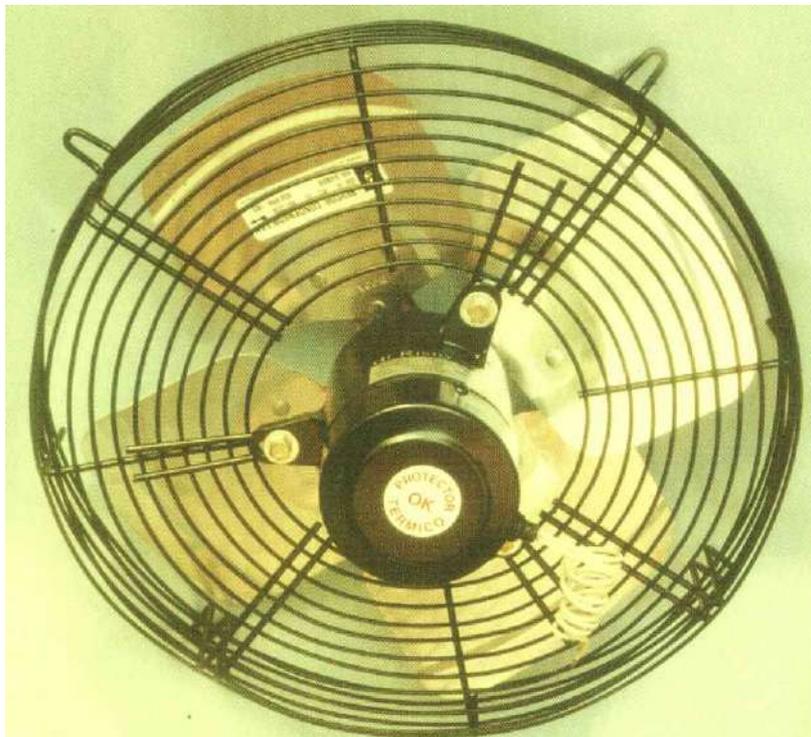


FIGURA 5-1
Ventilador axial con rejilla para protección y fijación

El intercambiador, en cambio, debe fabricarse de acuerdo al diseño realizado. En función de esto, a continuación describiremos primero la fabricación del intercambiador, y luego seguiremos con el proceso de producción del gabinete y los otros elementos del calefactor.

5.2 Intercambiador

El intercambiador se fabrica con tubos estructurales de acero SAE 1010 laminado en caliente de 2" de diámetro y 1,6 mm de espesor, mientras que para la placa porta tubos se utilizó chapa de acero SAE 1010 laminada en caliente de 2mm de espesor.

Los tubos se curvaron en frío con una máquina hidráulica. Partiendo de tramos de 3 mts se lograron los 4 pasos de 0,75 metros planteados en el cálculo, Figuras 5-2 y 5-3.



FIGURA 5-2
Tubos curvados para armado del intercambiador



FIGURA 5-3
Tubos curvados para armado del intercambiador

A la placa portatubos se le realizaron las perforaciones para los tubos mediante corte por chorro de agua, eligiéndose este método por la precisión en el corte. Una vez perforada, se realizó el plegado de una pestaña perimetral de 25 mm con el objeto de darle rigidez estructural.

Finalmente se soldaron los tubos a la placa con soldadura MIG, Figuras 5-4 y 5-5.

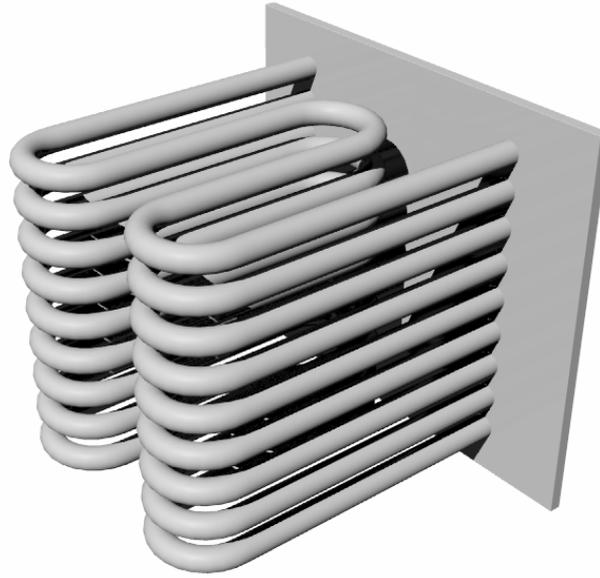


FIGURA 5-4
Intercambiador de calor visto desde lado tubos

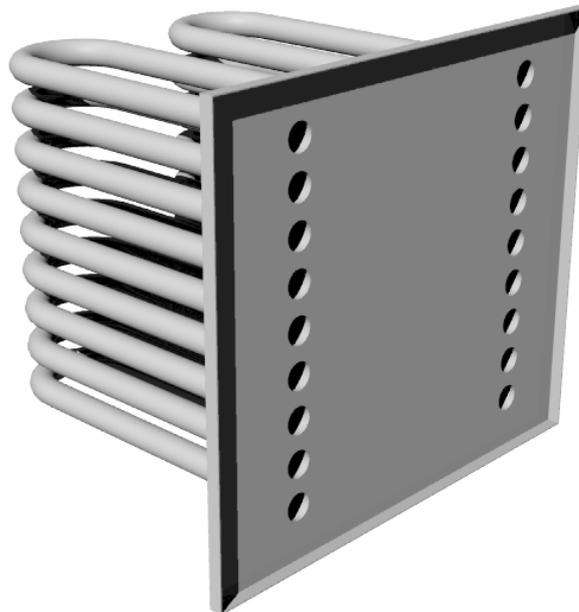


FIGURA 5-5
Intercambiador de calor visto desde lado placa

Posteriormente se fabrico el **conjunto de quemadores** y el **colector para la extracción de gases**, los que funcionan en uno y otro extremo de los tubos del intercambiador.

La fabricación del conjunto de quemadores consistió en el diseño de un soporte para las toberas y el manifold de inyección de gas. Este soporte se fabrico en chapa de acero SAE 1010 laminada en frío de 1 mm de espesor plegada y soldada, Figura 5-6.

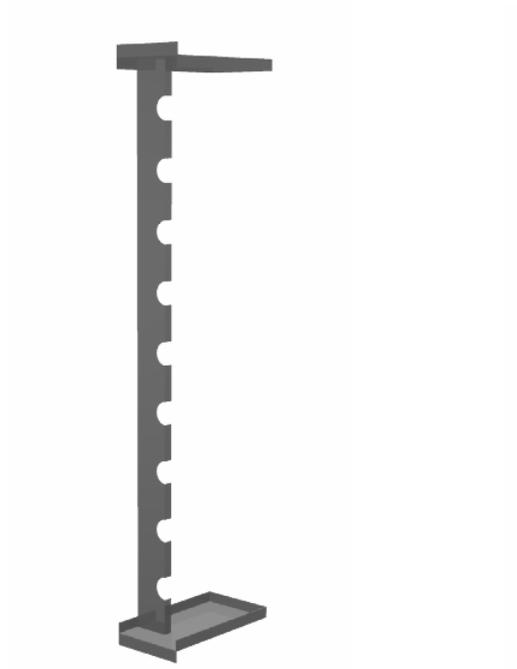


FIGURA 5-6
CONJUNTO DE QUEMADORES - Soporte para toberas y manifold

El gas se inyecta a cada tobera mediante picos de bronce calibrados. Los picos se fijaron al manifold de inyección de gas mediante uniones roscadas. Este se fabrico con tubo estructural de 50*30 de 2mm de espesor, con tapas soldadas en los extremos y una conexión de 1/2" para la entrada de gas. El manifold se fijo al soporte de toberas con 4 tornillos, Figura 5-7.

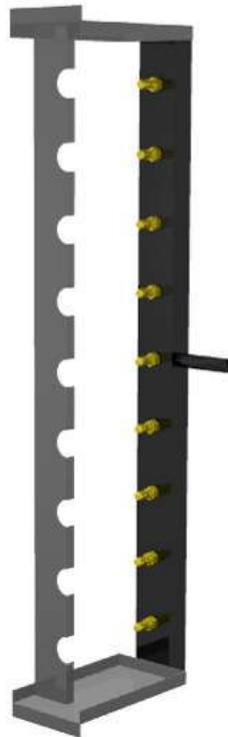


FIGURA 5-7
CONJUNTO DE QUEMADORES – Soporte con manifold y picos de bronce

Una vez colocadas las toberas y fijadas mediante tornillos al soporte, la fabricación del grupo de quemadores quedó concluida, Figura 5-8.

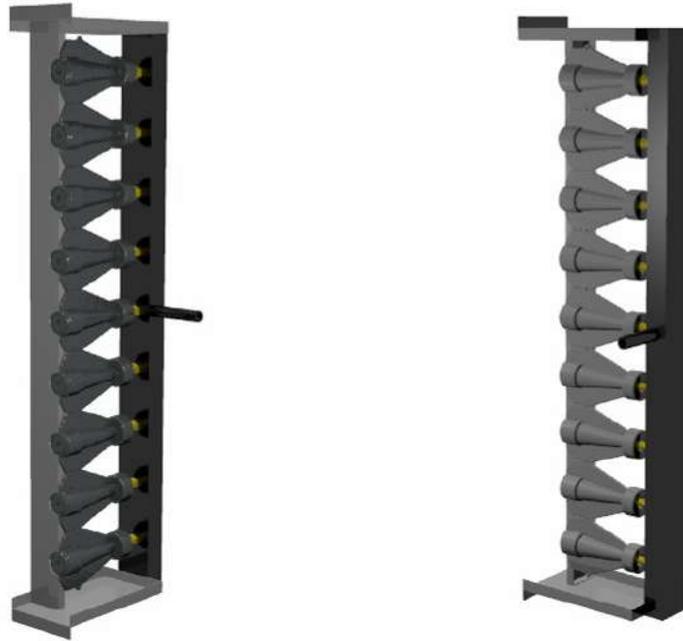


FIGURA 5-8
CONJUNTO DE QUEMADORES

El colector de gases se fabrica en chapa de 2 mm de espesor, plegada y soldada con soldadura MIG. Este se fija a la placa portatubos mediante bulones de 1/4" x 1", utilizándose una junta de material aislante entre ambas. El extractor de gases se fija al colector de la misma forma. Este extractor es un centrifugo SASE de 120 x 35mm de palas inclinadas hacia delante con motor eléctrico autoventilado de 1/15 hp – 2800RPM.



FIGURA 5-9
Colector de gases con y sin extractor centrifugo.

Una vez fabricadas los tres componentes principales del intercambiador (haz de tubos + placa, grupo de quemadores y colector de gases), estos se ensamblaron y el mismo quedó terminado, Figuras 5-10 y 5-11.

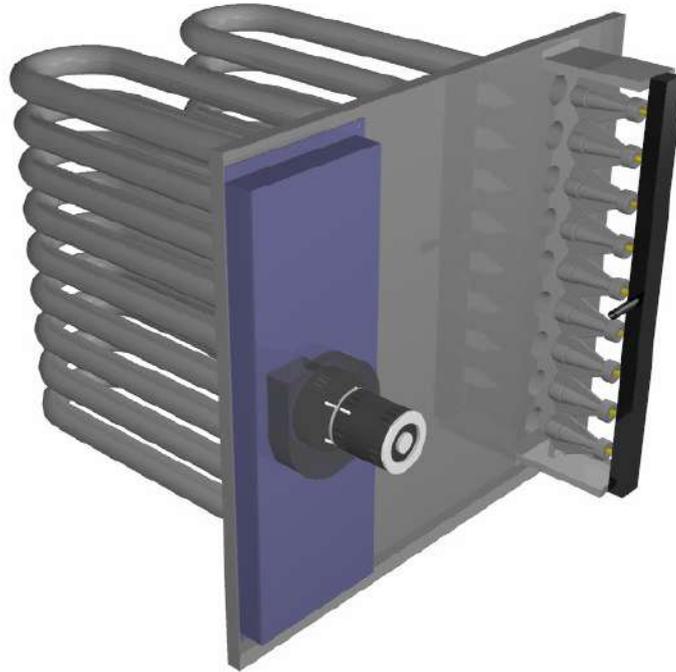


FIGURA 5-10
Intercambiador de calor con quemadores y extracción de gases

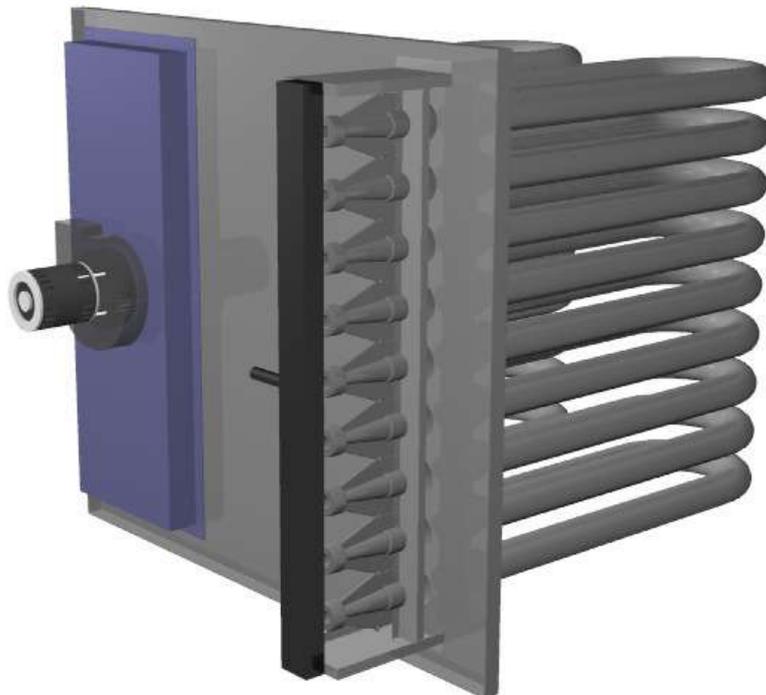


FIGURA 5-11
Intercambiador de calor con quemadores y extracción de gases

5.3 Gabinete

El gabinete del equipo se fabrico en chapa de acero SAE 1010 laminada en frío plegada y soldada con soldadora MIG. Para piso, techo, panel posterior y tapas se utilizo chapa de 1 mm de espesor, mientras que los perfiles de frente se hicieron en chapa de 1,5 mm, por tener que soportar el peso del intercambiador.

Tanto para la fijación entre piezas del gabinete, y para la fijación de componentes al equipo se utilizaron tornillos tipo parker con cabeza hexagonal.

El ventilador se fijo al gabinete a través de su rejilla de protección mediante tacos de goma antivibratorios, contando el gabinete con un encausador de aire destinado a mejorar su rendimiento.

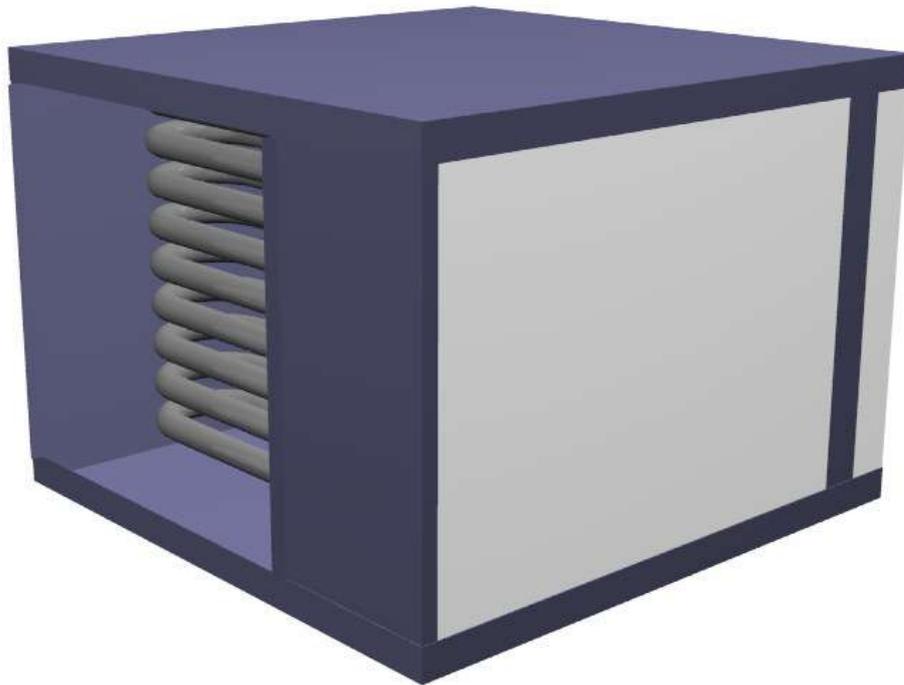


FIGURA 5-12
Calefactor terminado vista lado salida de aire

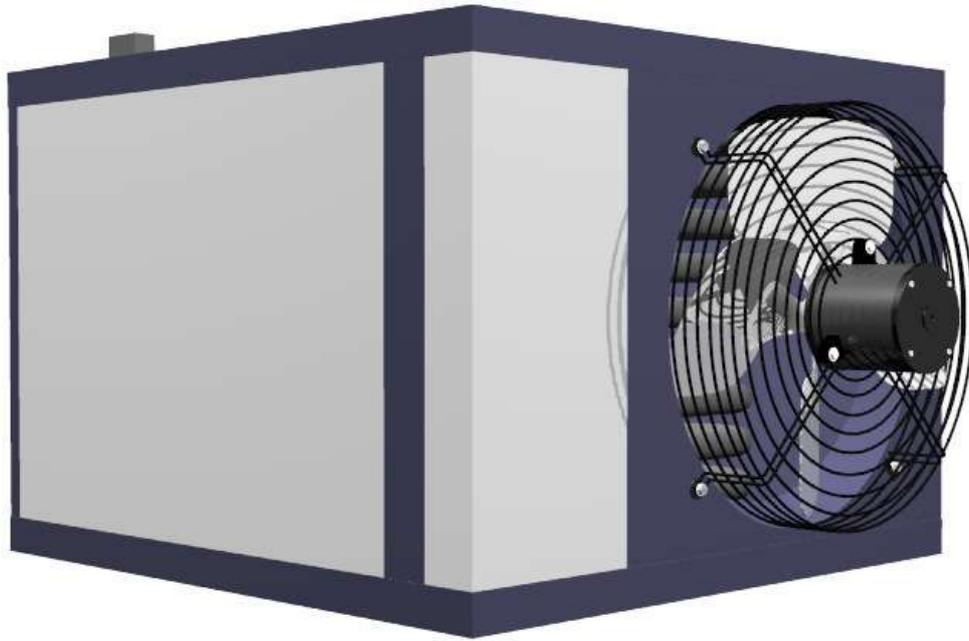


FIGURA 5-13
Calefactor terminado vista lado aspiración

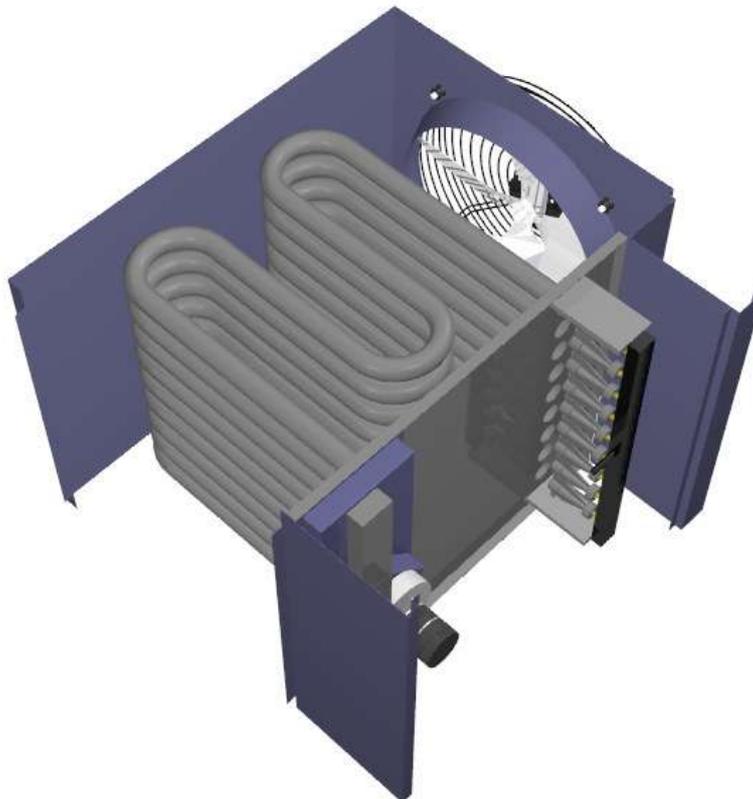


FIGURA 5-14
Calefactor terminado vista superior (sin techo ni piso)

5.4 Pintura y revestimiento

Una vez armado el gabinete y verificado que tanto el intercambiador como el ventilador encuadren correctamente en el mismo, el equipo se desarmo completamente para su pintado y posterior revestimiento.

El intercambiador se pinto con esmalte alta temperatura con aluminio, mientras que el gabinete se pinto con esmalte epoxi horneado. Las caras internas de piso, techo y perfleria se revistieron con lana de vidrio prensada con terminación en film de aluminio.

5.5 Armado final e Instalación Eléctrica

Con todas las piezas pintadas y revestidas se procedió al armado final del equipo (gabinete, intercambiador y ventilador).

Una vez ensambladas estas partes, se realizo la instalación eléctrica del mismo, consistente en el conexionado de los distintos elementos de acuerdo al circuito de la figura 5-15 (ventilador, extractor de gases, presostato, modulo de ignición, válvula de gas, control de cámara y termostato).

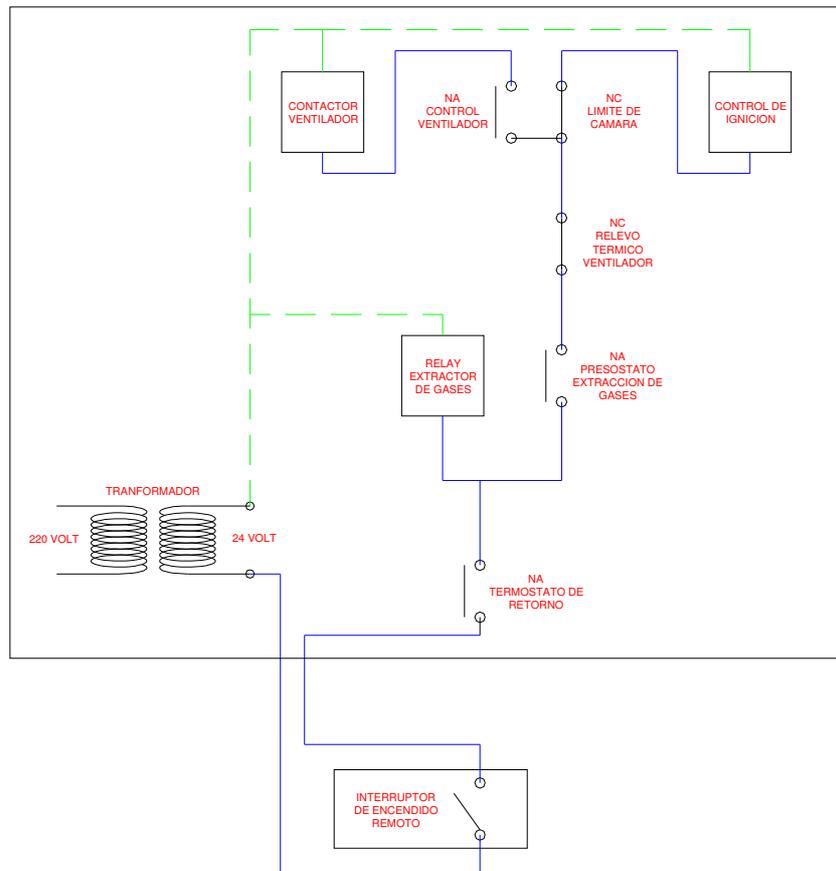


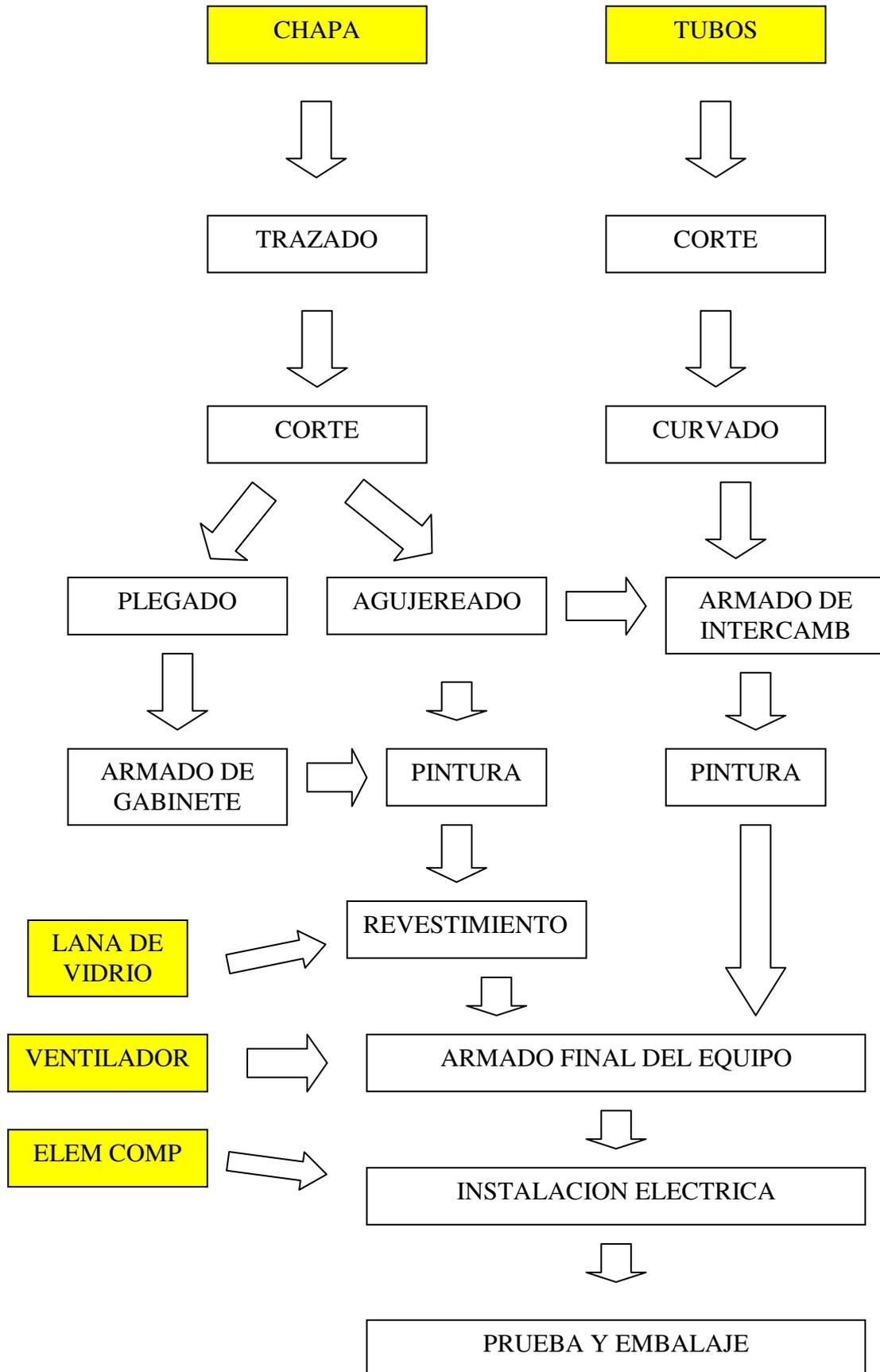
FIGURA 5-15
Circuito eléctrico de comando

Como se ve, el comando se realizo en 24 volt y los componentes utilizados fueron los siguientes:

- CONTACTOR 9 AMPER–Bobina 24 Volt con Relevo Térmico de 1 a 1,6 regulado a 1,2 Amper para ventilador
- RELE 5 AMPER con 2 calles de contactos y bobina 24 Volt para extractor de gases
- INTERRUPTOR MANUAL 5 Amper 1-0 estándar para Comando Remoto
- Transformador 220-24 50 VA
- Termostato IR 32 Configurable con Sonda de Detección
- Presostato diferencial para control de funcionamiento de Ext. de gases
- Control de cámara LIMITE VENTILADOR regulable
- Kit de ignición (Control, Válvula, Piloto y sensor de llama) para 24 Volt

Estos elementos se interconexionaron con cable siliconado aprobado por normas IRAM.

5.6 Diagrama de flujo para fabricación en serie



6. ENSAYO DEL EQUIPO

6.1 FUNCIONAMIENTO GENERAL

El funcionamiento general del equipo, por tratarse del primer prototipo resulto altamente satisfactorio:

- El ventilador funciona en forma muy serena sin transmitir vibraciones al resto de la unidad.
- No se detecto ingreso de aire a la zona de combustión.
- El encendido de quemadores se desarrollo normalmente.
- La extracción de gases funciona de acuerdo a lo esperado.

6.2 Montaje utilizado

Debido a que las velocidades de aire y temperaturas en distintos puntos de la boca de salida del equipo no son uniformes, se acoplo a la salida del mismo una campana y un tramo de conducto de chapa galvanizada con el objeto de realizar una medición mas certera.

La perdida de carga que ocasiona este agregado es despreciable, por lo que el caudal del ventilador es el real y así también la transferencia de calor.

A continuación vemos el montaje realizado para la medición de los distintos parámetros, Figura 6-1.



FIGURA 6-1
Montaje para toma de mediciones

6.3 INSTRUMENTAL

Las mediciones se realizaron con los siguientes dispositivos:

Temperatura del aire: TERMOMETRO DIGITAL



FIGURA 6-2
Termómetro digital

Temperatura de superficie intercambiador: TERMOMETRO INFRAROJO DIGITAL



FIGURA 6-3

Termómetro infrarrojo digital
Velocidad de salida de aire: ANEMOMETRO DIGITAL



FIGURA 6-4
Anemómetro digital

Consumo energía eléctrica: PINZA AMPEROMETRICA DIGITAL



FIGURA 6-5
Pinza amperometrica

Consumo de gas: MEDIDOR de gas provisto por la distribuidora



FIGURA 6-6
Medidor de gas

6.4 Mediciones

Los datos que se registraron fueron los siguientes:

6.4.1 Caudal de aire

Se registro a la salida del conducto rectangular una velocidad promedio igual a 8 m/seg. Teniendo en cuenta que este conducto mide 0,45 metros * 0,50 metros, determinamos el caudal de la siguiente forma:

$$Q = V * a * b = 8 \text{ m/seg} * 0,45 \text{ m} * 0,50 \text{ m} = 1,8 \text{ m}^3/\text{seg} = \mathbf{108 \text{ m}^3/\text{min}}$$

6.4.2 Consumo de energía eléctrica

El motor del ventilador consume 1,2 Amper por fase. Teniendo en cuenta que el factor de potencia es 0,8 y el rendimiento aproximado 70%, calculamos la potencia consumida por el ventilador:

$$P_C = \sqrt{3} * V * I * \cos\phi * \gamma = 1,73 * 380 \text{ Volt} * 1,2 \text{ Amper} * 0,8 * 0,7 = \mathbf{442,3 \text{ Watt} = 0,6 \text{ HP}}$$

6.4.3 Temperatura de entrada y salida de aire

Durante el ensayo, la temperatura del aire a la entrada fue de **26,7°C** mientras que a la salida el aire llega a estar a **57,6°C**, logrando un salto de temperatura superior a los 30°C.

Este salto de temperatura se corresponde con el cálculo realizado en el que se preveían temperaturas de 10°C y 39,79°C a la entrada y la salida respectivamente.

6.4.4 Consumo de gas

Esta medición se efectuó cronometrando el tiempo que tardaba el medidor en contabilizar 0,05 m³ de gas natural. El tiempo medido fue de 27,72 segundos, por lo que por medio de una regla de 3 simple podemos calcular el consumo horario.

$$Q_H = \frac{0,05 \text{ m}^3}{27,72 \text{ seg}} * \frac{3600 \text{ seg}}{1 \text{ hora}} = 6,49 \text{ m}^3/\text{hora}$$

Teniendo en cuenta que la capacidad calorífica del gas natural según la distribuidora local es de 9300 Kcal / m³, el consumo del equipo es de 60357 Kcal/hora. Con este valor y la velocidad de transferencia de calor calculada en el capítulo 4, igual a 50963,57 Kcal/hora podemos calcular el rendimiento de nuestra máquina.

$$\gamma = \frac{50963,57 \text{ Kcal/hora}}{60357 \text{ Kcal/hora}} = 0,84$$

6.5 Contraste de mediciones

A continuación presentamos un cuadro comparativo de los valores calculados y medidos y el error porcentual entre ellos, Tabla 6.1.

TABLA 6-1
Valores teóricos y mediciones realizadas

	Caudal de aire	Potencia Vent consumida	ΔT Aire Sal – Ent
	m ³ /min	Watt	°C
Calculado	118	432	29,79
Medido	108	442	30,9
Error %	9,3%	2,31%	3,73%

7. Normativa vigente

En este capítulo se analizarán las normas que regulan la fabricación del artefacto que se diseñó.

En lo que respecta a GAS el ente responsable es el ENARGAS (Ente Nacional Regulador del Gas) y la norma pertinente es la NAG-329 “Aprobación de aparatos de calefacción central a gas por medio de aire caliente”, que se divide en 3 partes:

- Parte I - REQUISITOS DE CONSTRUCCION GENERAL
- Parte II - REQUISITOS DE FUNCIONAMIENTO PARA GAS NATURAL
- PARTE III - REQUISITOS DE FUNCIONAMIENTO PARA GAS LICUADO

7.1 Crítica a la norma

Al recorrer la norma, se detectó la necesidad de actualizar la misma en forma **urgente**, ayornandola a los tiempos que corren, ya que como se vio en el capítulo 1, los calefactores residenciales por medio de aire caliente han evolucionado muchísimo desde hace 15 o 20 años hasta la actualidad.

Como puntos débiles podemos citar por ejemplo que apenas se menciona el tiro forzado en alguna que otra sección en forma aislada, cuando este debería tener una sección especial en la que se regulen las características de ventiladores de extracción, motores de los mismos, caudales, presostatos de seguridad, etc.

Tampoco se habla en ningún momento de encendido electrónico, ya sea por chispero o con piloto incandescente, cuando podríamos decir que el 100% de los equipos fabricados hoy realizan el encendido por esos medios.

Saliendo de lo técnico, resulta gracioso ver como en algunas secciones se solicita que los componentes deban estar “de acuerdo a lo estipulado por GAS DEL ESTADO”, cuando esta es una institución que fue privatizada en junio de 1992, cuando se promulgó la ley de Gas Natural.

7.2 Análisis y correspondencia con el diseño realizado

A continuación se analizará la norma en general y la correspondencia con nuestro diseño, realizándose comentarios después de cada sección.

Parte I REQUISITOS DE CONSTRUCCION GENERAL

Sección 1a.

a) Estas normas son aplicables a artefactos a gas destinados a la calefacción por aire caliente de ambientes habitables.

b) Al someter a ensayos artefactos de este tipo, deberán acompañarse planos en original y tres copias, tamaño oficio, donde se indiquen todas las dimensiones del artefacto, y una planilla donde se expongan los resultados de los ensayos efectuados por el fabricante.

Nuestro diseño pertenece al campo de aplicación de la norma.

Sección 2a. – CONSTRUCCION Y MONTAJE

- a) La construcción y montaje de un artefacto para calefacción, deben adaptarse a conceptos razonables de seguridad, solidez y durabilidad. Todas las partes que lo componen, deben estar aseguradas contra desplazamientos, deformaciones o cualquier otro daño, debiendo las partes esenciales guardar relaciones fijas bajo condiciones normales de manejo y uso. Las partes que no estén aseguradas en forma permanente estarán diseñadas de modo que no sea posible un montaje incorrecto, después de desarmarlas para limpieza y ajuste.
- b) El armado del artefacto será cuidadosamente ejecutado, con buen ajuste de partes y evidencia de buena artesanía. Todos los ángulos expuestos que puedan entrar en contacto con las manos durante el uso normal, deberán estar exentos de bordes agudos, u otras formas que puedan causar lesiones.
- c) La superficie de calentamiento y los quemadores serán accesibles para la limpieza, con el artefacto instalado en posición normal de trabajo.
- d) Los bulones, tornillos y tuercas utilizados en el montaje, deben responder a normas IRAM en vigencia y en general deberán usarse tornillos con tuercas. Los tornillos prisioneros usados para fijar obturadores de aire primario, revestimientos de puertas manijas, perillas, etc. serán de materiales resistentes a la oxidación y en caso de ser de acero, tendrán un revestimiento no oxidable.
- e) Los ajustes de obturadores de aire, quemadores—piloto, etc. podrán hacerse con el artefacto conectado a la red de suministro de gas y funcionando.
- f) Las partes que puedan deteriorarse, romperse, etc., serán intercambiables por las correspondientes a otros artefactos de la misma marca y modelo.
- g) Los ajustes deben hacerse con comodidad, sin requerir herramientas especiales.

Lo exigido en los puntos a) y b) fue tenido en cuenta al momento de diseñar el gabinete y elegir la disposición de los distintos elementos. A los quemadores se accede sacando la tapa principal del equipo y los obturadores de aire pueden regularse con el equipo en funcionamiento (puntos c y e). Toda la buhonería utilizada es estándar (punto d y g).

Sección 3a. – MATERIALES

- a) Las partes y accesorios utilizados en el armado de estos artefactos no deberán aflojarse, deformarse o alterarse de otra forma durante cualquiera de los ensayos especificados en la presente norma.
- b) Las partes confeccionadas en chapas de hierro o acero, deberán tener 1mm. de espesor como mínimo. Estarán exentas de esta condición las partes fabricadas en metales o aleaciones anticorrosivas o de chapa de hierro o acero esmaltado en porcelana u otro acabado que iguale en resistencia y durabilidad a la chapa de aquel espesor, siempre que las estructuras en que se inserten, respondan a lo prescripto en la parte 1ra. Sección 4a., Estructura. Una vez terminados los ensayos especificados en la presente norma, no se observaran decoloración o deterioro de - ninguna clase.

Todos los componentes del equipo se fabricaron como mínimo en chapa de 1mm de espesor.

Sección 4a. - ESTRUCTURA

- a) Los materiales empleados y la construcción y montaje del cuerpo de un calefactor por aire caliente, deberán ser tales que la aplicación de una fuerza horizontal de 120 Kg. en la parte superior del cuerpo propiamente dicho, o el bastidor del cuerpo, con relación a la base, no produzca una desviación temporaria en la dirección y plano de la fuerza horizontal mayor de 2,5 mm.
- b) Los bastidores de la base, del frente y de la parte superior o su equivalente, sometidos a una carga de 150 Kg. aplicada durante un plazo de 5 minutos en la parte superior del artefacto tan cerca como sea posible del centro, no sufrirán:
1ro.: Rotura o daño permanente causado a cualquier parte.
2do.: Deformación permanente máxima mayor a 0,5 mm.
- c) Las puertas que se abran hacia abajo deberán permanecer en posición abierta y cuando su altura sea superior a 15 cm., deberán tener un resorte, contrapeso o control de posición a fricción.
- d) Estando completamente abiertas las puertas que se abren hacia abajo, sometidas a una carga de 10Kg., aplicada sin impacto, sobre una de las esquinas superiores, con una superficie de 30 cm² por un periodo de 5 minutos y con la otra esquina exterior rígidamente soportada no deben mostrar:
1ro.: Rotura o daño permanente en cualquier parte de la puerta.
2do.: desviación durante la aplicación de la carga, medida en el ángulo libre, superior a 10 mm.
- e) Las puertas que se abran lateralmente, deberán soportar un peso de 50 Kg. uniformemente aplicado sin impacto, durante un periodo de 5 minutos a lo largo del borde superior. Las puertas que se abren hacia a abajo, soportaran el mismo ensayo a lo largo de una franja de 10 cmts. del ancho completo de la puerta, equidistante de las bisagras y borde exterior. En ambos casos no - deberán mostrar:
1ro.: Rotura o daño aparente en cualquier parte.
2do.: Desviación durante la aplicación de la carga de más de 10 mm. en un punto situado a 15 cm. hacia afuera de la bisagra.
- f) Las patas y las bases, siempre que no sean desmontables, se consideraran parte del cuerpo del artefacto.
- g) La parte inferior de las patas y bases, no tendrán ángulos agudos en contacto con el suelo.
- h) Las bases y las patas de los calefactores serán de construcción sólida y rígida, de modo que no exista el peligro de una deformación o daño de las mismas, al mover el artefacto en una extensión de 1 metro sobre un piso liso de cemento, de frente o de costado, por presión ejercida en forma normal contra la parte superior o costados respectivamente.

La perfilera se diseño para superar lo exigido en los puntos a) y b) de esta sección. Debido a que el equipo no posee puertas (tiene 2 tapas desmontables con 4 tornillos cada una) no son aplicables los puntos c), d) y e). Las patas del equipo son 2 “esquíes” fabricados en chapa plegada, no tienen ángulos agudos en contacto con el suelo ni se deforman (puntos g y h).

Sección 5a. – QUEMADORES

- a) Los quemadores estarán montados en forma que no puedan girar, deslizarse o apartarse de su posición durante el funcionamiento manipuleo normal.
- b) Serán fácilmente desmontables para su limpieza y reparación.
- c) La cabeza del quemador será de construcción durable y estará firmemente fijada al tubo de mezcla, o formará una sola pieza con el mismo.
- d) Las bocas de fuego se harán por maquinado o con exactitud similar.
- e) Las uniones de los quemadores no dependerán para robustez o hermeticidad, de cemento o pasta alguna.
- f) La llama será observable estando el artefacto en su posición normal de funcionamiento, pudiendo recurrirse para ello al uso de espejos o medios similares.

Las toberas (quemadores) utilizadas para el prototipo son las que equipan a la mayoría de los equipos residenciales en la actualidad (puntos a, b, c y d). La llama puede observarse estando el artefacto en funcionamiento (punto f).

Sección 6a. – CONTROL DE AIRE PRIMARIO

- a) Las aberturas de toma de aire primario serán de diseño que no permita su fácil obstrucción por materias extrañas. Toda otra abertura por donde pueda entrar aire al quemador deberá ser reducida al mínimo, de modo que su obstrucción no afecte las características de la llama.
- b) Deberán proveerse medios para asegurar los obturadores de aire, si los hubiera en cualquier posición. Esos medios serán fácilmente accesibles para ajustes con los quemadores colocados y funcionando el artefacto normalmente.
- c) Los obturadores de aire primario de chapa metálica serán de un espesor no menor de 1,5 mm. y contruidos de un metal no oxidable o con un acabado equivalente.

La aberturas de toma de aire primario (caladas en la tapa principal) no pueden obstruirse fácilmente (punto a). Como se dijo en la sección anterior, las toberas son comerciales y cumple lo requerido en los puntos b) y c).

Sección 7a. - INYECTORES Y ORIFICIOS

- a) Los inyectores tendrán orificios fijos.
- b) Los inyectores estarán firmemente asegurados y centrados en el eje del tubo de mezcla y serán fácilmente accesibles para limpieza y reemplazo.
- c) Los inyectores y sus soportes deben estar hechos de metal que no funda a temperaturas inferiores a 450°C.

Los inyectores utilizados son de bronce, con orificios fijos y se aseguraron y centraron en el eje del tubo de mezcla.

Sección 8a. – QUEMADORES-PILOTOS

- a) El artefacto estará equipado con uno o más quemadores-pilotos para el encendido del quemador o quemadores principales.
- b) El quemador-piloto deberá estar soportado de tal manera que su posición con respecto al quemador principal que enciende, sea fija.

- c) Los quemadores-pilotos estarán ubicados en forma tal que permitan su fácil visión, limpieza y encendido sin riesgos.
- d) Las líneas de suministro de gas a los quemadores—piloto, tendrán llave independiente y estarán conectados a tramos verticales a la cañería de gas al artefacto o en su defecto, a la parte superior de tramos horizontales.
- e) Las bocas de fuego de los quemadores—piloto, serán de material durables.
- f) El diseño de los sistemas de los quemadores—piloto, hará imposible el montaje en forma de que la llama-piloto quede orientada incorrectamente.
- g) Cada quemador-piloto tendrá medios para limitar el consumo a no más de 500 calorías/hora, con presión normal de gas.

El encendido del equipo se realiza mediante un módulo de ignición electrónico. El electrodo de encendido se fija con tornillos al soporte de quemadores y esta fácilmente visible (puntos b, c y f). Por ser electrónico el encendido, no aplican los puntos d, e y g.

Sección 9a. – PILOTOS AUTOMATICOS

- a) El artefacto dispondrá como equipo normal, de un piloto automático por cada cámara de combustión, el que cortara el gas a la totalidad de las cámaras de combustión en caso de falta de llama.
- b) Si el artefacto funciona con gas licuado, en caso de falta de llama el piloto automático deberá cortar el flujo de gas también a los quemadores—piloto.
- c) Los pilotos automáticos deberán conformar los requisitos de construcción estipulados por “GAS DEL ESTADO” para estos accesorios.
- d) Los pilotos automáticos y la línea principal de gas deberán estar dispuestos en tal forma que el piloto pueda ser encendido con la válvula de los quemadores principales cerrada.

El módulo de ignición electrónico, sensa la llama a través de un electrodo de ionización. Ante la ausencia de llama, se corta el suministro de gas a los quemadores (punto a). Los puntos b, c, y d no son aplicables.

Sección 10a. – REGULADORES DE PRESION DE GAS

- a) Los reguladores de presión de gas, en caso de existir, deberán conformar los requisitos de construcción dictados por “GAS DEL ESTADO” para tales accesorios.
- b) Los reguladores deberán ser fácilmente accesibles para ajustes y reparación.

El calefactor no posee regulador de gas.

Sección 11a. – TERMOSTATOS

En caso de que el artefacto este equipado con termostato, este deberá cumplir los requisitos de construcción adoptados por “GAS DEL ESTADO” para tales accesorios.

El equipo se puede comandar mediante un termostato, pero este lo único que hace es actuar sobre el circuito eléctrico, no interfiriendo en el encendido del mismo.

Sección 12a. – LLAVES PARA GAS

- a) Las llaves y grifos para gas, cumplirán los requisitos de construcción que “GAS DEL ESTADO” fije para estos accesorios.
- b) En los casos en que el cuerpo de la llave se halle expuesto a la vista, las manijas y palancas formarán un ángulo recto con la línea de gas, cuando se hallen en posición “CERRADO” y serán paralelas a la misma en posición “ABIERTO”. Si la llave no está a la vista deberán indicarse claramente las posiciones “ABIERTO” y “CERRADO”.
- c) Las manijas desmontables tendrán características que hagan imposible colocarlas confundiendo las posiciones “ABIERTO” y “CERRADO”.
- d) Las llaves de quemadores, deberán estar protegidas contra cambios accidentales de posición.
- e) No se requerirán herramientas especiales para hacer ajustes de las llaves de los quemadores.
- f) Todas las llaves serán fácilmente accesibles con el artefacto colocando en su posición de uso normal.
- g) Las llaves operarán sin desplazamiento axiales del macho, ni presión indebida del mismo que puedan provocar atascamientos. Serán fácilmente operables con una sola mano.

El calefactor no posee llave de gas.

Sección 13a. – SISTEMA ELECTRICO

- a) Todos los conductores eléctricos deberán instalarse alejados de zonas calientes o en caso contrario deberán poseer aislacion correspondiente a la temperatura que deban soportar.
- b) Cuando los conductores eléctricos pase a través de orificios realizados en chapa y otras partes metálicas, deberán estar protegidos contra roturas de la aislacion.
- c) Todos los accesorios y sistemas eléctricos deberán cumplir las normas IRAM vigentes.
- d) En caso de utilizarse válvulas de accionamiento eléctrico para controlar el flujo de gas a los quemadores, las mismas no podrán ser operadas por otros medios.
- e) En caso de cortarse el suministro de energía eléctrica, la válvula electromagnética de corte de gas principal, deberá actuar en un tiempo no mayor de 5 segundos.
- f) En caso de reanudarse el suministro de energía eléctrica la puesta en marcha del artefacto solo podrá ser realizada por el proceso normal de encendido del artefacto.
- g) Cualquier sistema de encendido a distancia usando sistemas eléctricos será diseñado en forma tal, que evite se produzca la apertura de la válvula principal de gas en caso de fallas en el encendido de los quemadores—piloto.
- h) Las válvulas electromagnéticas estarán diseñadas de tal forma que exijan un voltaje mínimo para su operación correcta mayor en un 10% por lo menos que el necesario para el encendido y accionamiento del soplador si lo hubiere, y/o que el necesario para accionar los dispositivos eléctricos de encendido.

El cableado eléctrico se realizo con cable siliconado, apto para trabajar a altas temperaturas (punto a). Los pases de cables a través de chapas se protegieron mediante pasacables de goma y prensacables plásticos (punto b). Todos los elementos utilizados están aprobados por IRAM (punto c). La válvula utilizada solo puede accionarse eléctricamente (punto d). En caso de falta de suministro de energía eléctrica, la válvula se cierra automáticamente (punto e). Al reanudarse el suministro de energía el equipo se enciende por el proceso normal (punto f). Como

se explico en la sección 11a, el comando a distancia actúa eléctricamente pero el encendido del equipo siempre es comandado mediante el modulo de ignición, no habilitándose el flujo de gas a quemadores en caso de falla (punto g). Este punto es objetable, ya que la gran mayoría de los equipos han sido y son equipados con válvulas de 24 volt, siendo los motores de ventiladores de 220 o 380 Volt.

Sección 14a. – CAMARAS DE COMBUSTION

- a) Las cámaras de combustión serán construidas con materiales de robustez y calidad adecuadas para evitar fisuras y contaminaciones del aire caliente con productos de combustión.
- b) Las uniones entre las partes calientes y frías serán lo suficientemente elásticas como para permitir el juego de dilatación entre las partes que lo compongan, sin que puedan pasar gases de combustión al aire destinado a calefacción.

Ambos puntos se tuvieron en cuenta para la elección de materiales y el diseño mecánico del equipo.

Sección 15a. - CAÑERIAS DE GAS

- a) Las cañerías de gas del artefacto, conforman las normas que “GAS DEL ESTADO” dicta para los mismos.
- b) Los orificios roscados efectuados en las cañerías para conexión de llave, piloto, etc., tendrán como mínimo tres y medio filetes de rosca.
- c) Las líneas de acceso de gas no llegarán a temperatura mayor de 300°C ni estarán sujetas a otras condiciones que puedan afectar su duración.
- d) Cuando se utilicen cañerías semidirigidas (aluminio, cobre, etc.). para la conducción de gas, estas no atravesarán materiales aislantes que no tengan reacción neutra, excepto cuando el tubo esta protegido adecuadamente.
- e) Los externos de caños y tuberías, deberán ser cuidadosamente escariados para eliminar rebabas y obstrucciones. Las cañerías curvadas, deberán tener curvas suaves y estarán exentas de Imperfecciones debido al proceso de curvaturas. Serán limpiadas interiormente a fondo, y si es necesario, se recocerán para eliminar tensiones.
- f) La cañería de gas estará firmemente asegurada, será fácilmente desmontable y no deberá sufrir desplazamiento al conectar el artefacto a la línea de suministro o durante su manipuleo normal.
- g) Todo sistema de gas será perfectamente estanco a una presión interna de 0,5 Kg./cm².

El caño de entrada de gas al equipo se realizo de acuerdo a las reglamentaciones actuales y su temperatura no supera los 50°C con el equipo en funcionamiento (puntos a y c). Los picos de bronce tienen 5 mm. de rosca (punto b). No se utilizaron cañerías semirigidadas (punto d). Los extremos del caño de entrada de gas se escariaron para eliminar rebabas y el mismo se sujeto al gabinete (puntos e y f).

Sección 16a. – VENTILACION

- a) Todo generador de aire caliente deberá tener conexión para chimenea de los diámetros mínimos que se detallan a continuación:

CONSUMO HORARIO
Hasta 5.000 cal.

DIAMETRO [mm]
63

5.000 a 10.000	76
10.000 a 20.000	102
20.000 a 30.000	127
30.000 a 40.000	152
40.000 a 65.000	178

b) Los gases de combustión de todos los quemadores del artefacto serán expulsados del mismo a través de una sola salida.

Al ser el equipo de tiro forzado, estas especificaciones no fueron tenidas en cuenta.

Sección 17a. – MARCADO

Se dispondrá en lugar fácilmente visible estando el artefacto en posición normal de funcionamiento, una chapa no oxidable en la que se indicara lo siguiente:

1ro.: Nombre del fabricante y matrícula otorgada por “GAS DEL ESTADO”.

2do.: Modelo, número de serie del artefacto y número de matrícula del mismo.

3ro.: Tipo de gas para el que está ajustado.

4to.: Capacidad normal en calorías/hora.

Parte II

REQUISITOS DE FUNCIONAMIENTO PARA GAS NATURAL

Sección 1a. - GAS DE ENSAYO

En los ensayos especificados en la presente Norma se utilizara gas natural de 9.400 cal/m³ y de densidad 0,62 (aire=1).

Sección 2a. – PRESIONES DE ENSAYO

a) La presión normal especificada en la presente Norma, será de 180 mm. de columna de agua.

b) Los ensayos consistirán en series de tres presiones: 0,5 normal, Normal y 1,5 normal.

c) Las presiones mencionadas en b) se medirán en la conexión de entrada al artefacto. Si este está equipado con un regulador de presión, las presiones especificadas, serán medidas a la entrada del mismo.

d) Los quemadores deberán dar llamas estables a las tres presiones de ensayo y el consumo a la presión normal, será el especificado por el fabricante con un 5% de tolerancia en más o menos.

Por no contar con equipamiento profesional de ensayo, el mismo solo se realizo a la presión normal (20 gr/cm²), dando los quemadores llamas estables. Igualmente este punto no será un obstáculo para la aprobación del artefacto pues regulando el caudal del extractor de gases y los obturadores de aire es sencillo lograr llamas estables a las tres presiones.

Sección 3a. – COMBUSTION

a) Los ensayos de combustión se realizarán con un metro de chimenea adosada al artefacto, únicamente en los ensayos de eficiencia.

b) El artefacto estará diseñado de tal forma que funcione correctamente sin chimenea.

- c) El artefacto no debe producir monóxido de carbono. Este requisito se considerará cumplido cuando la concentración de monóxido de carbono en los gases de combustión libres de aire, no sea mayor de 0,04 % cuando el artefacto se ensaya en un ambiente con suministro normal de oxígeno.
- d) Los artefactos en los cuales un tiraje invertido en la chimenea pueda afectar el funcionamiento de los quemadores principales y/o pilotos, deberán estar provistos de interceptores de contracorrientes o de dispositivos de seguridad que corten el abastecimiento de gas en caso de apagarse los quemadores.
- e) Todos los tipos de calentadores de aire se proveerán con puerta de inspección para los quemadores y sistemas de encendido. La posición de “ABIERTO” o “CERRADO” de estas puertas, no afectará la composición de los gases quemados, tomando como criterio para decidir esto, que el contenido de CO₂ de los gases de combustión no varíe en un 0,4 % de una a otra posición.
- f) La temperatura máxima de aire caliente no será mayor de 120°C. En los artefactos de tiro forzado esta exigencia deberá cumplirse aún con el soplador detenido.

Por tratarse de un equipo de tiro forzado, el mismo funciona correctamente sin chimenea (punto b). La medición de concentración de monóxido de carbono no se realizó (punto c). El equipo cuenta con un presostato diferencial, que corta el suministro de gas en caso de tiraje invertido en la chimenea (punto d). Si bien visualmente no se apreció diferencia en la estabilidad ni color de las llamas con y sin la tapa principal, esto no se pudo corroborar mediante la medición de contenido de CO₂ (punto e). Por tratarse de un artefacto para confort, la temperatura de salida de aire caliente no superara nunca los 50°C (punto f).

Sección 4a. – EFICIENCIA

- a) En artefactos con circulación natural de aire caliente, la eficiencia será como mínimo del 65%.
- b) En artefactos con circulación forzada, la eficiencia será como mínimo del 70%.

El rendimiento de nuestro equipo fue del orden del 84% .

Sección 5a. – TEMPERATURA DE PISOS, PAREDES Y GASES COMBUSTION

- a) La temperatura máxima de puntos a 15 cm. del fondo y de los costados del artefacto excepto los diseñados para embutir, no debe superar en mas de 30°C a la temperatura ambiente.
- b) La temperatura de superficie de los botones de dispositivos de apertura de gas, encendido, graduación de temperatura, etc., no deberá superar en más 25°C a la temperatura ambiente.
- c) La temperatura de los gases de combustión no debe ser superior a 300°C ni inferior a 140°C.

La temperatura de puntos a 15 cm. del fondo y de los costados del equipo fue como máximo 5°C mayor a la temperatura ambiente (punto a), mientras que los accesorios no superaron en 25°C la misma (punto b). La temperatura de los gases de combustión fue de 160°C (punto c).

PARTE III

REQUISITOS DE FUNCIONAMIENTO PARA GAS LICUADO

Sección 1a. – GAS DE ENSAYO

En los ensayos especificados en la presente Norma, se utilizara propano de 22.400 cal/m³ y de densidad 1,53 (aire=1).

Sección 2a. – PRESIONES DE ENSAYO

- a) La presión normal especificada en la presente Norma será de 280 mm. de columna de agua.
- b) Los ensayos consistirán en series de tres, a las siguientes presiones: 210 mm., 280 mm., 330 mm., de columna de agua respectivamente.
- c) Será de aplicación lo expresado en c/ y d/ de la sección 2a. Parte II.

Sección 3a. – COMBUSTION

Será de aplicación lo expresado en Sección 3a. Parte II.

Sección 4a. – EFICIENCIA

- a) En artefactos con circulación natural de aire caliente, la eficiencia será como mínimo de 70%.
- b) En artefactos con circulación forzada la eficiencia será como mínimo de 75%.
- e) Será de aplicación lo expresado en c) Sección 4a. Parte II.

Sección 5a. – TEMPERATURA DE SUPERFICIES Y GASES DE COMBUSTION

Se aplicara el texto de la sección 5a. Parte II

8. ANÁLISIS ECONÓMICO

Una vez resuelto el diseño del equipo y habiéndose validado el mismo con la fabricación de un prototipo para medición, los objetivos “tecnológicos o técnicos” fueron cumplidos.

Si bien ello constituye un gran avance, tampoco tendría sentido si el proyecto no tuviera factibilidad de realización, en lo que a económico se refiere, por lo que en este capítulo analizaremos las distintas variables que determinan si el proyecto es o no factible: MERCADO, INGENIERIA DE PRODUCCION, INVERSION y COSTOS DE PRODUCCION.

8.1 Mercado

En virtud del crecimiento económico de nuestro país, cada día se inaugura una nueva nave industrial, o se construyen gimnasios y salones de usos múltiples, por lo que la necesidad de equipos de calefacción para este tipo de edificios es real.

Además, con haber logrado diseñar un equipo compacto, de bajo costo de instalación, mantenimiento y adquisición (esto último se comprobó en este capítulo) se pretende que ciertos sectores que no estaban en condiciones de acondicionar sus fábricas (pymes principalmente) puedan realizarlo, con lo que el mercado es ilimitado.

En función de esto y de ciertos sondeos realizados con gente del sector, se partirá inicialmente con una producción de 144 unidades por año.

8.2 Ingeniería de Producción

Teniendo en cuenta la cantidad de unidades que se desean fabricar al año, la producción de los mismos será del tipo semi-artesanal, ya que la complejidad del proceso no requiere la utilización de maquinaria especial.

Los procesos de agujerado de placa portatubos, curvado de caños y pintura de gabinete se tercerizarán, por lo que no es necesaria la compra de un balancín o taladro industrial, una curvadora de tubos ni de una cabina de pintura. Con esto tampoco se requiere contar con personal especializado en estas áreas.

La producción se realizará con 4 personas, 1 oficial con 1 ayudante aplicados al soldado de tubos a la placa portatubos y al corte, plegado y armado de gabinetes. El proceso de revestimiento del equipo, armado final, instalación eléctrica, prueba y embalaje lo realizará otro oficial con 1 ayudante.

8.3 Inversion

En nuestro caso, la fabricación de este equipo significa el agregado de un nuevo producto a la línea de artículos de una empresa que ya fabrica y comercializa equipos para acondicionamiento de aire.

Por ello, ya se cuenta con el edificio y el equipamiento principal (y mas costoso) para la fabricación del equipo, solo requiriéndose comprar una soldadora de alambre MIG, maquinas de mano (1 taladro, 1 amoladora y un atornillador a batería), herramientas de mano y el mobiliario necesario para producción (bancos de trabajo, estanterías, etc).

También esta disponible y en funcionamiento la estructura comercial y administrativa de la empresa, por lo que no se requiere la toma de personal adicional para estas tareas, aunque como se detalla en el cálculo de costos de producción, se aporta dinero a dicha estructura.

El capital fijo necesario para comenzar la fabricación es:

ITEM	Costo
	[pesos]
Soldadora de alambre MIG	5000
Amoladora angular	300
Taladro de mano	300
Atornillador a batería	300
Herramientas de mano	500
Mobiliario	1800
Otros gastos	1500
TOTAL	9700

A este capital fijo debemos sumarle el capital de trabajo, el que calcularemos como la suma de 1 mes de materia prima, 1 mes de producto terminado y 1 mes de ventas por cobrar.

ITEM	Costo
	[pesos]
1 mes de materia prima	29586*
1 mes de productos terminados	51232,56*
1 mes de ventas por cobrar	64040,64*
TOTAL	144859,2

Finalmente, la inversión total asciende a **\$154.559,20**.

*ver COSTOS DE PRODUCCION

8.4 Costos de Producción

A continuación presentamos un detalle de los costos variables y fijos para la producción del equipo.

Costos variables por unidad	Costo	
	[pesos]	
Materia prima	2465,50	Ver detalle
Mano de obra directa	566,66	Ver detalle
Servicios de terceros	550,00	Ver detalle
Supervisión	85,00	15% MOD
Mantenimiento	60,00	Se aporta el 30% del gasto total de mantenimiento de la planta (\$24000) o sea \$7200
Servicios	25,00	\$300 pesos por mes (energía eléctrica y otros)
Suministros	25,00	\$300 pesos por mes
Regalías y patentes	35,00	Habilitación ante el ENARGAS
Embalaje	50,00	
TOTAL	3862,16	

Costos fijos al año	Costo	
	[pesos]	
COSTOS INDIRECTOS		
Costos de inversión		
Depreciación	1940,00	\$9700 en maquinas / 5 años
Impuestos	0,00	Por la zona la fabrica esta exenta
Seguros	1500,00	
Financiación	0,00	
Otros gravámenes	0,00	
Gastos generales		
Investigación y desarrollo	12000,00	
Relaciones publicas	0,00	
Contaduría y auditoria	4800,00	
Asesoramiento legal y patentes	2400,00	
COSTOS DE DIRECCION Y ADMINISTRAC	6000,00	
COSTOS DE VENTA Y DISTRIBUCION	30000,00	
TOTAL	58640,00	
TOTAL POR EQUIPO [144 equipos por año]	407,22	

Materia prima por unidad

INSUMO	Costo
	[pesos]
Chapa	266
Tubos intercambiador	162
Tubo estructural para manifold	7,5
Niple para manifold	2
Buhonería	5
Extractor de gases	220
Pieza de salida de gases	8
Aislacion	105
Ventilador	700
Válvula de gas - Control de ignición - Piloto	450
Presostato de aire	35
Materiales eléctricos	250
Toberas	108
Picos de bronce	27
Insumos (alambre, gas, discos, fana)	120
TOTAL	2465,5

Mano de obra directa

Puesto	Sueldo
1 oficial soldador	2200
1 ayudante	1200
1 oficial electricista	2200
1 ayudante	1200

TOTAL	6800
--------------	-------------

Servicios por unidad

SERVICIOS	Costo
	[pesos]
Pintura	350
Corte por chorro de agua	40
Curvado de caños	110
Transportes varios	50
TOTAL	550

De acuerdo a lo visto en las tablas de costos, la suma del costo variable y el costo fijo (para una venta de 12 equipos por mes) nos da un costo total por unidad igual a \$4269,38.

El precio de venta del mismo será un 25% superior al costo es decir \$5336,72, con lo que el beneficio neto antes de impuestos (BNAI) es de \$1067,34 por equipo, lo que reportaría una ganancia anual antes de impuestos de \$153.696,96.

El precio de venta al público (\$5336,72) es notablemente inferior al de equipos de esta capacidad que se comercializan en la actualidad, por lo que esto facilitara su inserción en el mercado.

8.5 Rentabilidad

La rentabilidad se estimara mediante el método de la **tasa interna de retorno (TIR)**, que es equivalente a la tasa de interés que podría pagarse para obtener el dinero necesario para financiar la inversión y tenerla totalmente paga al final de la vida útil de proyecto (en nuestro caso 5 años).

A continuación presentamos el cuadro de fuentes de usos y fondos para nuestro proyecto:

Ejercicio	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
FUENTE					
Capital propio	154559,0				
Ventas netas del ejercicio	768487,7	768487,7	768487,7	768487,7	768487,7
Total (a)	923046,7	768487,7	768487,7	768487,7	768487,7
USOS					
Inversión Fija	9700,0				
Capital de trabajo	144859,0				
Costos de producción	614790,7	614790,7	614790,7	614790,7	614790,7
Total (b)	769349,7	614790,7	614790,7	614790,7	614790,7
Saldo (a) - (b)	153697,0	153697,0	153697,0	153697,0	153697,0
Beneficio neto (**)	99903,0	99903,0	99903,0	99903,0	99903,0
Depreciación	1940,0	1940,0	1940,0	1940,0	1940,0
Flujo de caja	101843,0	101843,0	101843,0	101843,0	101843,0

La tasa interna de retorno a 5 años es igual a 60%, mientras que a 3 años es 44%, lo que constituye un valor extremadamente alto. Esto nos da la posibilidad de bajar el precio de venta del equipo, reduciendo el beneficio y ofreciendo aun mayores posibilidades de venta, como también la posibilidad de invertir más dinero en ventas y marketing para la difusión de este nuevo producto.

CONSIDERACIONES FINALES

En base al diseño realizado, podemos concluir que es factible la fabricación del mismo para su posterior inserción en el mercado.

Los objetivos planteados se superaron, ya que se diseñó una máquina de gran capacidad de calefacción y buen caudal de aire.

Fue posible diseñarlo en forma compacta gracias a la elección del un ventilador axial para la impulsión del aire. Igualmente, el diseño del intercambiador es apto para el funcionamiento con un ventilador centrífugo, debiendo ajustarse los cálculos teniendo en cuenta el flujo de aire a través del mismo para ese caso.

Se superaron todas las exigencias de la norma que regula la fabricación de estos artefactos.

Con la base del diseño efectuado, puede a futuro diseñarse una familia de productos de distintas capacidades y también equipos de este tipo para aplicaciones especiales, como por ejemplo equipos con intercambiador y gabinete de acero inoxidable para ambientes agresivos.

Se redujo el impacto ambiental ocasionado por estas máquinas ya que al haber diseñado un equipo de alto rendimiento térmico es necesario menos gas (recurso escaso no renovable) para producir una misma cantidad de calor. Por la misma causa también disminuyó la cantidad de productos de la combustión despididos a la atmósfera. Por último, la elección de utilizar un ventilador del tipo axial hizo necesaria una menor potencia eléctrica para ventilación.

BIBLIOGRAFIA

Cencel Y.A. 2004. Transferencia de Calor (Segunda Edición). McGraw-Hill Interamericana. México, 773 pps.

Ozisik M.N. 1979. Transferencia de Calor. McGraw Hill Latinoamericana.

Gerhart, P.M.; Gross, R.J y Hochstein, J.I. 1995. Fundamentos de Mecánica de Fluidos (Segunda Edición). Addison-Wesley Iberoamericana. EUA, 1090 pps.

Carrier Air Conditioning Company. 1994. Handbook of Air Conditioning System Design. Marcombo, 672 pps.