

58
2ej-



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

ANALISIS TERMICO DE REFRIGERADORES DOMESTICOS
CON ENFRIAMIENTO POR CONVECCION NATURAL

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
(A R E A M E C A N I C A)
P R E S E N T A N :

FLORENCIO MANUEL GARCIA BUXO
VICTOR MORENO PATAN

Director: Dr. José Luis Fernández Z.



México, D.F.

1992

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

RESUMEN

En esta tesis se realiza un estudio bibliográfico, teórico y experimental acerca de los diferentes tipos de refrigeradores domésticos, incluyendo los aspectos termodinámicos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Se hace además un análisis teórico de los procesos de transferencia de calor presentes en el interior de los refrigeradores de enfriamiento por convección natural.

Una vez identificados los problemas fundamentales se efectúan una serie de pruebas experimentales con el fin de obtener resultados acerca del comportamiento térmico de dos refrigeradores domésticos de distinto modelo de enfriamiento por convección natural.

Se presentan los resultados en forma detallada y, con base en éstos, se ofrecen conclusiones acerca de la relación existente entre la eficiencia y aspectos de diseño tales como el arreglo interno de sus componentes, aislamientos, control del funcionamiento del ciclo y otros.

INDICE

	páginas
NOMENCLATURA	1
INTRODUCCION	3
CAPITULO I: ANTECEDENTES	4
1.1 Refrigeradores	4
1.1.1 Teoría básica de refrigeración	7
1.1.1.1 Refrigerante	7
1.1.1.2 Ciclo termodinámico de refrigeración	9
1.1.2 Clasificación general	13
CAPITULO II: COMPORTAMIENTO DE LOS REFRIGERADORES	25
2.1 Flujos de calor en el compartimento	25
2.2 Trabajo del compresor y coeficiente de operación	30
CAPITULO III: DESCRIPCION DEL SISTEMA EXPERIMENTAL	32
3.1 Introducción	32
3.2 Dispositivos utilizados	32
3.2.1 Refrigeradores	32
3.2.2 Termómetro digital	35
3.2.3 Termopares	36
3.2.4 Medidores de watts-hora	38
3.3 Instalación	39
3.4 Pruebas	41
3.4.1 Prueba I	41

3.4.2 Prueba II	43
3.4.3 Prueba III	43
3.4.4 Prueba IV	44
3.4.5 Prueba V	45
CAPITULO IV: RESULTADOS EXPERIMENTALES	47
4.1 Introducción	47
4.2 Resultados de las pruebas aplicadas al refrigerador 1	47
4.2.1 Prueba I	47
4.2.2 Prueba II	54
4.2.3 Prueba III	66
4.2.4 Prueba IV	76
4.2.5 Prueba V	87
4.3 Resultados de las pruebas aplicadas al refrigerador 2	93
4.3.1 Prueba I	93
4.3.2 Prueba II	100
4.3.3 Prueba III	112
4.3.4 Prueba IV	121
4.3.5 Prueba V	127
4.4 Resultados comparativos entre los refrigeradores	131
4.4.1 Prueba I	131
4.4.2 Prueba II	133
4.4.3 Prueba III	134
4.5 Discusión de los resultados	136
CAPITULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	138
5.1 Con respecto al diseño integral de un refrigerador	138

5.1.1 Con respecto a la convección interna	138
5.1.2 Con respecto al gradiente de temperaturas entre el refrigerante y el medio	139
5.1.3 Con respecto a la importancia de evitar la absorción de calor fuera del compartimento	140
5.1.4 Con respecto al aislamiento de las paredes	141
5.2 Con respecto al procedimiento seguido	142
5.2.1 Recomendaciones acerca del equipo de medición utilizado	142
5.2.2 Recomendaciones acerca de las pruebas	143
BIBLIOGRAFIA	145
APENDICE A	147
APENDICE B	150
APENDICE C	154

NOMENCLATURA

A	área, m^2
c	calor específico, $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
c_p	calor específico a presión constante, $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
E	energía, kJ
h	coeficiente de transferencia de calor, $\text{kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
H	entalpía, kJ/kg
k	conductividad térmica, $\text{kW/m} \cdot ^\circ\text{C}$
m_r	gasto másico de refrigerante, kg/s
M	masa, kg
Q	flujo de calor, kW
Q_c	calor transferido en el condensador, kW
Q_e	calor transferido en el evaporador, kW
Q_f	calor debido a fugas, kW
Q_{TA}	calor total absorbido por el refrigerante, kW
Q_1	calor transferido por el aire, kW
Q_2	calor transferido por los alimentos, kW
Q_3	calor transferido por los elementos que componen el compartimento, kW
R	resistencia térmica, $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{kW}$
t	tiempo, s
T	temperatura, $^\circ\text{C}$
T_p	temperatura de pared, $^\circ\text{C}$
U	coeficiente global de transferencia de calor, $\text{kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
x	espesor, m
W_c	trabajo de compresión, kW
W_{elec}	potencia eléctrica, kW

LETRAS GRIEGAS

β	coeficiente de operación
Γ	relación entre Q_c y W_c
θ	intervalo de tiempo en el cual se alcanza estado permanente, s

SUBINDICES

apag	apagado
elec	eléctrica
ext	exterior
f	final
i	inicial
int	interior
prom	promedio
tot	total
∞	medio ambiente

INTRODUCCION

Uno de los retos que debe enfrentar México, tras los cambios que ha sufrido en la última década, es el de transformar su industria sobreprotegida en una capaz de competir a nivel mundial. Para ello, es indispensable producir bienes de calidad, eficientes. A esto se suma una impostergable concientización a nivel mundial de la necesidad de proteger el medio ambiente.

Una de las industrias que menos avances tecnológicos ha tenido es la de enseres domésticos. Hay, pues, amplio espacio para ganar competitividad en este campo con tecnología de punta. El objetivo del presente trabajo se divide en un aspecto general, en el que se pretende demostrar los alcances que puede tener un estudio profundo de los fenómenos físicos involucrados en un sistema ingenieril, y un aspecto particular, en el que se pretende analizar, comparar y evaluar el comportamiento térmico de dos refrigeradores domésticos de enfriamiento por convección natural y un solo evaporador.

El trabajo se divide en cinco capítulos. En el primer capítulo, Antecedentes, se describe el ciclo termodinámico utilizado en los refrigeradores domésticos y las diferentes categorías en que se dividen los refrigeradores. En el segundo capítulo, Fundamentos Teóricos, se presentan los mecanismos de transferencia de calor presentes en estos enseres. El tercer capítulo, Descripción del Sistema Experimental, se dedica a la descripción de las pruebas llevadas a cabo, y el capítulo cuarto, Resultados Experimentales, a los resultados obtenidos a partir de éstas. Por último, en el quinto capítulo se presentan las conclusiones y recomendaciones.

I- ANTECEDENTES

1.1 Refrigeradores

Refrigeración es la rama de la ciencia que trata del proceso de reducir y mantener más baja la temperatura de un espacio o de un producto que la de su alrededor. Una rama muy importante de esta ciencia es la refrigeración de alimentos para su conservación.

Los alimentos contienen células, fibras, enzimas, sustancias gelatinosas, agua y algunos microorganismos; si no se mantienen a bajas temperaturas, se deterioran. Algunas Investigaciones han demostrado que para poder mantener algunos alimentos por periodos largos, la temperatura debe ser menor a -18°C , y que para obtener mejores resultados, tendría que ser de -29°C . Las bajas temperaturas disminuyen la oxidación de los alimentos, reducen la reproducción de las bacterias en las células y en las fibras y, además, reducen la evaporación de los líquidos en los alimentos.

Las enzimas, las cuales causan cierto deterioro de los alimentos, son controladas a bajas temperaturas. Éstas son partículas diminutas de materia que actúan como catalizadores bioquímicos. Aunque no son destruidas al introducirse en ambientes fríos, su actividad disminuye notoriamente.

Las sustancias gelatinosas se encuentran en los alimentos de origen animal. Son diminutas células de la carne, del pescado y del pollo, parecidas a cápsulas, que al romperse producen un deterioro rápido de los alimentos. El proceso de rotura disminuye considerablemente al reducirse la temperatura.

Por otra parte, la velocidad de enfriamiento es importante pues el agua al congelarse produce cristales, y una congelación rápida da como resultado cristales más pequeños que una congelación lenta; los cristales de mayor tamaño dañan más las paredes de las células.

Entre los múltiples equipos para refrigeración de alimentos se encuentran los refrigeradores domésticos. Se considera oportuno señalar que el objeto de este trabajo son equipos domésticos de refrigeración por compresión de vapor con ciertas características que se especificarán más adelante. Aclárese, también, qué es lo que se entenderá por los siguientes términos:

- Carga de calor

A la cantidad de calor que debe retirarse del espacio por refrigerar, para reducir o mantener la temperatura deseada, se le denomina carga de calor.

- Agente refrigerante

En cualquier proceso de refrigeración existe un cuerpo empleado como absorbente de calor que se llama agente de refrigeración o agente refrigerante.

El objetivo de un refrigerador de tipo doméstico es conservar alimentos por periodos relativamente cortos, así que la temperatura en un refrigerador debe mantenerse entre 2 y 7 °C. La mayoría de los alimentos pueden ser mantenidos de tres días a una semana a estas temperaturas. En el congelador la temperatura varía desde -5 hasta -23 °C y los alimentos así mantenidos conservan sus características durante varias semanas.

Un refrigerador doméstico consta, en principio, de tres partes:

- 1- Compartimento;
- 2- equipo de enfriamiento (compresor, condensador, sistema de expansión y evaporador);
- 3- circuito eléctrico.

El compartimento contiene al evaporador y sostiene al condensador. Además, tiene estanterías y espacio para los alimentos y las bebidas. El compartimento de un refrigerador cuenta con aislantes térmicos que ayudan a mantener la temperatura del mismo al disminuir la conductancia térmica y, por tanto, la transferencia de calor a través de las paredes. Los aislantes más comunes son la espuma de uretano y la fibra de vidrio. La parte exterior es de lámina de acero y la interior suele ser de plástico.

En el evaporador el agente refrigerante absorbe el calor de los alimentos y bebidas, pasando de vapor húmedo a vapor saturado. Posteriormente, en el condensador se elimina el calor absorbido al aumentarse la presión mediante un compresor. El refrigerante regresa, entonces, al evaporador, tras pasar por el sistema de expansión, para repetir el ciclo de refrigeración.

El circuito eléctrico de un refrigerador varía mucho según el modelo. En los equipos más sencillos consta únicamente de un termostato que se encarga de arrancar el motor eléctrico cuando se requiere bombear calor desde el interior del compartimento y de apagarlo cuando la temperatura interior alcanza el valor deseado. Los refrigeradores más sofisticados tienen desde sistemas de iluminación hasta ventiladores, sistemas de control electrónico, de descongelamiento automático del evaporador, etcétera.

1.1.1 Teoría básica de refrigeración

1.1.1.1 Refrigerante

Aunque para muchos procesos industriales de refrigeración se utiliza el amoníaco, en el caso de los refrigeradores domésticos éste queda eliminado debido a su toxicidad (en caso de existir una fuga, se contaminarían los alimentos). Los refrigerantes a utilizarse en refrigeradores domésticos deben cumplir con los siguientes requisitos:

- 1- No tóxico;
- 2- no explosivo;
- 3- no corrosivo;
- 4- no flamable;
- 5- fácil de detectar en caso de fuga;
- 6- baja densidad como líquido y alta como gas;
- 7- alto calor latente específico.

Los refrigerantes más utilizados que cumplen con lo anterior se suelen identificar por un número, dentro de los cuales los más comunes son los clorofluorocarbonos y especialmente el refrigerante 12 o Freón 12 (diclorodifluorometano CCl_2F_2) pues su no toxicidad, no flamabilidad y el ser totalmente inerte a temperaturas de operación lo hacen ideal para el uso doméstico. Aunque tiene un valor relativamente bajo de calor latente, esto se convierte en una ventaja en máquinas pequeñas como los refrigeradores domésticos, pues la utilización de mayor cantidad de refrigerante permite el uso de menos dispositivos de control.

Sin embargo, dada la tendencia de mejorar la eficiencia de los refrigeradores domésticos, y dado el problema que representan los clorofluorocarbonos al medio ambiente, se han desarrollado otros refrigerantes, equivalentes al R-12. Aun así, se puede hablar del R-12 como prácticamente el único refrigerante de uso para refrigeradores domésticos actualmente.

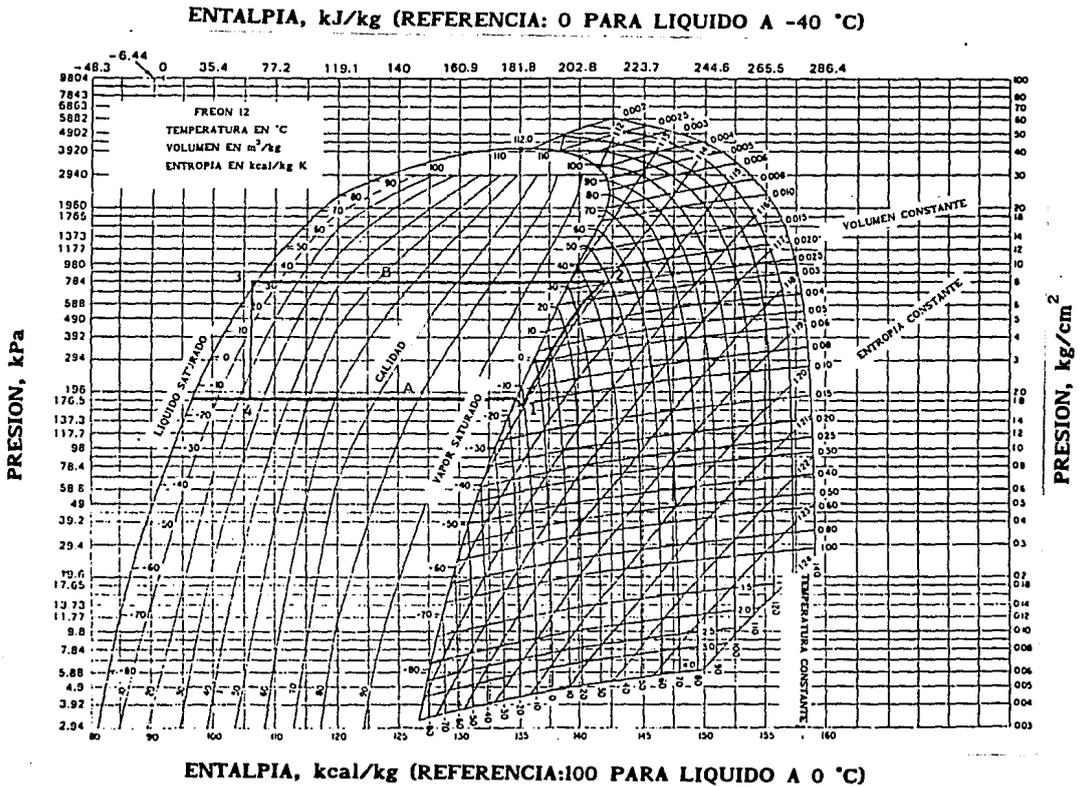
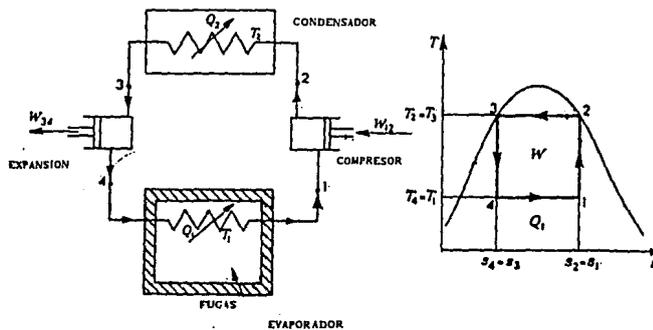


Fig. 1.1. Diagrama Presión-Entalpía para el R-12 en unidades métricas. En él está representado el ciclo estándar de refrigeración. La presión en la línea horizontal A es P_1 y en la B es P_2 .

1.1.1.2 Ciclo termodinámico de refrigeración

Los procesos de refrigeración mediante un vapor refrigerante se basan, en principio, en el ciclo invertido de Carnot (fig. 1.2), donde, mediante una máquina a la que se suministra trabajo, se transfiere calor de una región de baja temperatura a una de temperatura más alta.

Fig. 1.2. Ciclo invertido de Carnot.



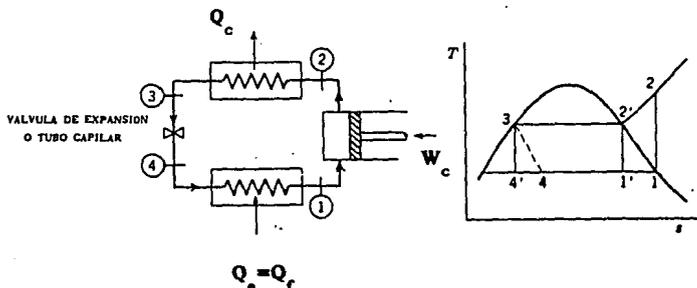
Sin embargo, aun cuando el ciclo de Carnot inverso es un estándar con el cual se pueden comparar todos los ciclos termodinámicos reales, sigue siendo una idealización inalcanzable en la práctica. A pesar de ello, el objetivo es alcanzar un ciclo lo más cercano a este estándar de máxima eficiencia. Esto se logra, en buena medida, en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor.

En el ciclo ideal por compresión de vapor (fig. 1.3), el refrigerante en su fase de vapor saturado es comprimido isoentrópicamente hasta un estado de vapor sobrecalentado. Los compresores utilizados en los sistemas domésticos de refrigeración son, en casi todos los casos, máquinas de desplazamiento positivo, ya sean recíprocantes o bien,

rotatorios. Posteriormente, se elimina calor sensible y calor latente en un condensador con lo que el refrigerante queda en estado de líquido saturado. Después, haciéndolo pasar a través de una válvula o de un tubo capilar, se expande a entalpía constante, reduciéndose su presión y, por tanto, su temperatura. Por último, en el evaporador se absorbe calor a presión y temperatura constante hasta saturarse.

El ciclo se repite tantas veces como sea necesario para alcanzar una temperatura promedio en el interior del compartimento.

Fig. 1.3. Ciclo de refrigeración ideal por compresión de vapor.



Basándose en la figura 1.1, el trabajo de compresión en el compresor se calcula mediante la siguiente expresión:

$$W_c = m_r (H_2 - H_1) \quad (1.1)$$

siendo

- W_c el trabajo de compresión, en kW,
- m_r el gasto másico de refrigerante, en kg/s,
- H_2 la entalpía del refrigerante a la salida del compresor, en kJ/kg,

H_1 la entalpía del refrigerante a la entrada del compresor (vapor saturado a la presión P_1), en kJ/kg.

El calor que el refrigerante entrega al medio ambiente es

$$Q_c = m_r (H_2 - H_3) \quad (1.2)$$

en donde Q_c es el calor que se transfiere en el condensador, en kW, y H_3 la entalpía del líquido saturado a la presión P_2 .

El calor que se absorbe en el evaporador se obtiene con la ecuación:

$$Q_e = m_r (H_1 - H_4) \quad (1.3)$$

y, como $H_4 = H_3$, se tiene que:

$$Q_e = m_r (H_1 - H_3) \quad (1.4)$$

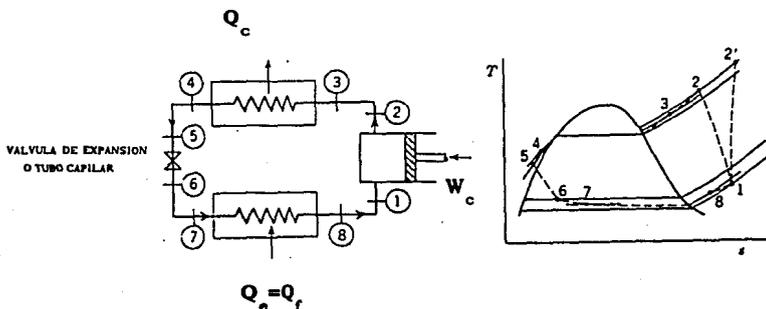
Mediante el coeficiente de funcionamiento se puede evaluar el rendimiento de un ciclo de refrigeración:

$$\beta = Q_e / W_c \quad (1.5)$$

Obviamente el ciclo descrito sigue siendo ideal, pues no es posible elevar la presión del vapor isoentrópicamente. Todos los compresores tienen una eficiencia de compresión, denominada eficiencia isoentrópica, que indica la aproximación de la compresión real a la ideal. En el ciclo real (fig. 1.4) el refrigerante, al ir aumentando su entropía, alcanza una presión menor para un mismo trabajo realizado sobre él, de ahí la pérdida en la capacidad de enfriamiento.

Otro aspecto a tomar en cuenta es el hecho de que para que exista transferencia de calor en el evaporador y en el condensador, las temperaturas del medio en que se encuentran deben ser superior e inferior respectivamente. Es decir, si se desea mantener un congelador a una temperatura de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, el refrigerante deberá bajar su temperatura al pasar por el sistema de expansión a unos $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ por lo menos. De lo contrario la transferencia de calor, si existe, es insuficiente. En el condensador ocurre lo mismo, siendo en este caso el medio ambiente el que está a una temperatura menor.

Fig. 1.4. Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.



1.1.2 Clasificación general

A continuación se presenta una clasificación general de los refrigeradores domésticos más comunes.

Refrigeradores Domésticos	{	- Refrigeradores de una puerta con descongelamiento manual.	
		- Refrigerador-congelador con descongelamiento manual.	
		- Refrigerador-congelador con descongelamiento automático	{
			- eléctrico.
			- con gas caliente.
		- Refrigerador-congelador de enfriamiento libre de escarcha	{
			- con el evaporador en el compartimento superior.
			- lado por lado.

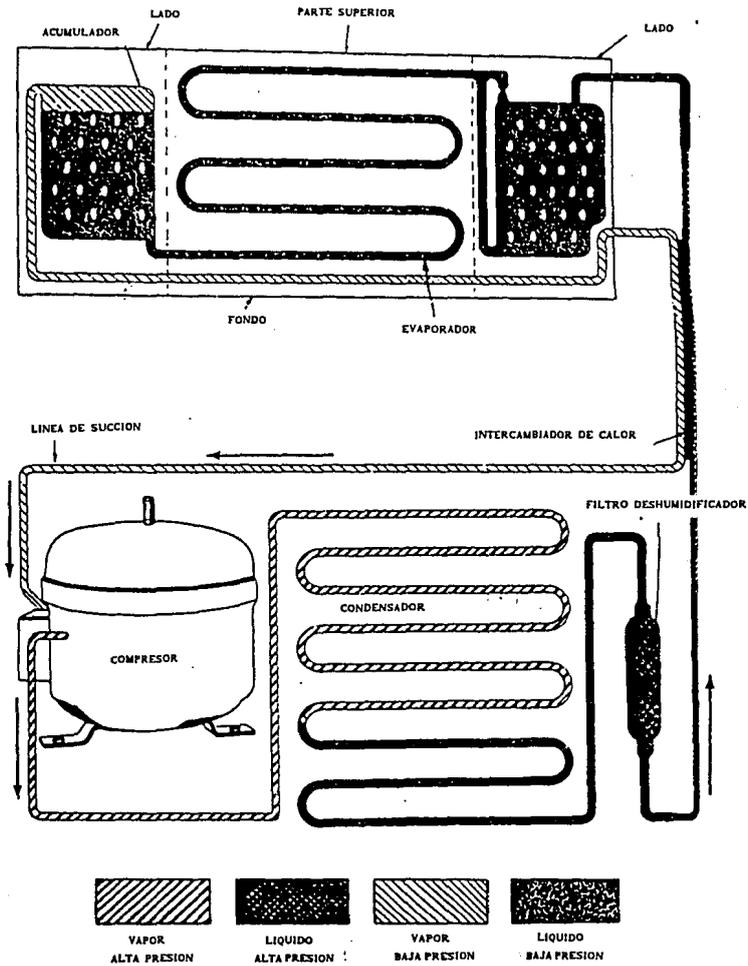
Un refrigerador de una puerta con descongelamiento manual (figs. 1.5, 1.6) consiste, esencialmente, en un evaporador colocado en la parte superior con un compartimento pequeño para comida congelada y un condensador que se encuentra en la parte posterior o inferior del mismo.

Las repisas usualmente están hechas de manera que el aire pueda circular libremente, sin ser necesario utilizar un ventilador. Se suele colocar un borde de un material plástico especial para que, al abrir la puerta, se reduzca la transferencia de calor de la parte anterior de las estanterías a la parte posterior.

Fig. 1.5. Refrigerador de una puerta con descongelamiento manual. A - Evaporador en la parte superior del cubículo. B - Termostato. C - Interruptor para la luz. D - Cajón de verduras.



Fig. 1.6. Diagrama del ciclo de refrigeración para un refrigerador de una puerta y descongelamiento manual.



Los refrigeradores-congeladores de descongelamiento manual (figs. 1.7, 1.8) están conformados por dos espacios refrigerados. El congelador, que se encuentra en la parte superior del refrigerador, mantiene una temperatura de aproximadamente $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ y el refrigerador, que se encuentra en la parte inferior, una temperatura de $2\text{ a }7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Cada uno de estos espacios tiene puertas separadas. El condensador se encuentra ya sea en la parte trasera o en la inferior del aparato.

Fig. 1.7. Refrigerador-congelador de descongelamiento manual.

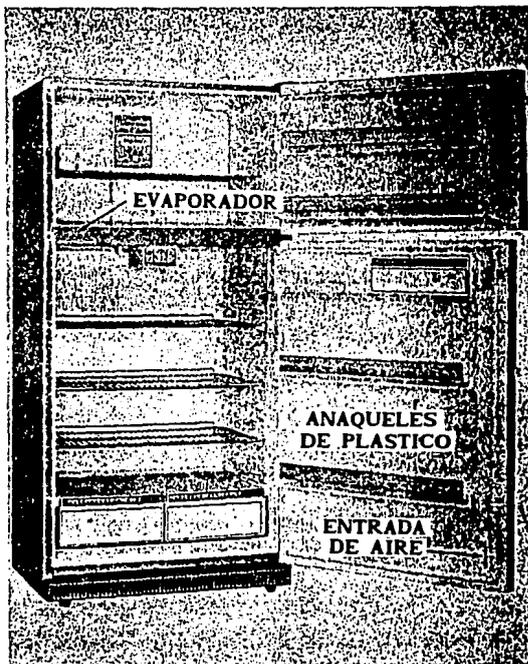
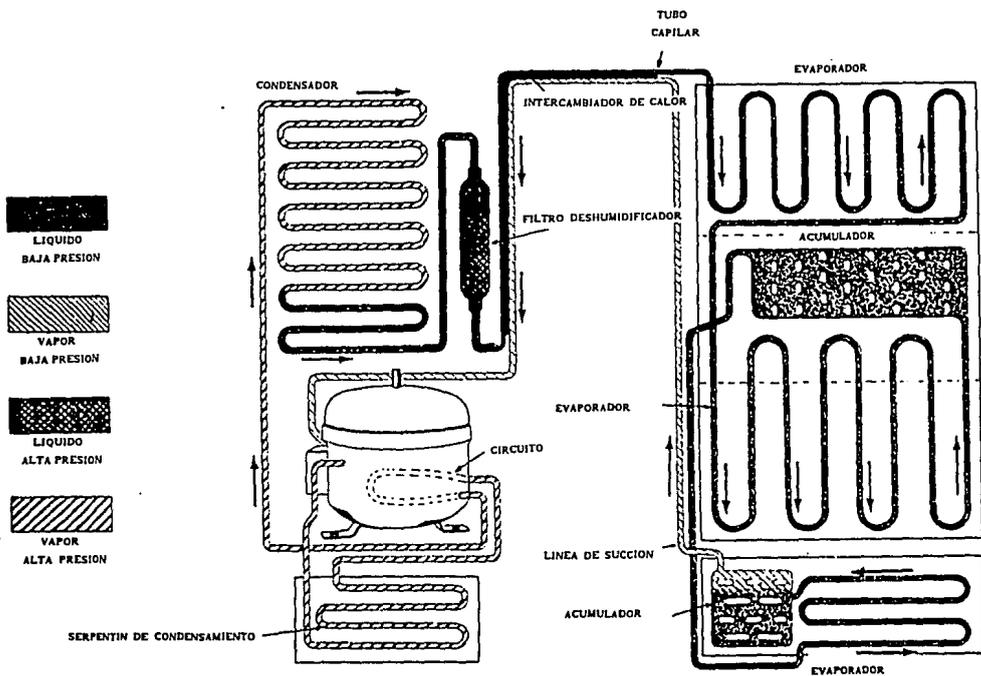


Fig. 1.8. Diagrama del ciclo de refrigeración para un refrigerador-congelador de descongelamiento manual.



Debido a que el aire del interior de un refrigerador absorbe humedad de los alimentos, cuando entra en contacto con el evaporador, el cual está a una temperatura menor a la de congelación, esta humedad se condensa y se forma hielo sobre el evaporador. Para poder mantener una buena eficiencia de refrigeración, es necesario descongelar el hielo que cubre a este intercambiador de calor. El usuario suele considerar esta labor como una tarea desagradable y, por tanto, se han desarrollado sistemas para realizar esta operación automáticamente. Las dos formas más comunes de hacerlo son mediante un sistema eléctrico o mediante un sistema de gas caliente.

El primero utiliza calentadores eléctricos para fundir el hielo (fig. 1.9). El segundo, a través de un equipo de control con válvulas solenoides, usa el calor del vapor de salida del compresor para descongelar el evaporador (figs. 1.10, 1.11). En el caso del descongelador de gas caliente, un reloj abre la válvula solenoide y el ciclo de descongelamiento trabaja durante unos diecisiete minutos, después de los cuales la válvula se cierra y vuelve a operar el ciclo de refrigeración. El ventilador del congelador no está en operación durante el ciclo de descongelamiento.

Fig. 1.9. Refrigerador-congelador con descongelamiento automático mediante calentadores eléctricos.

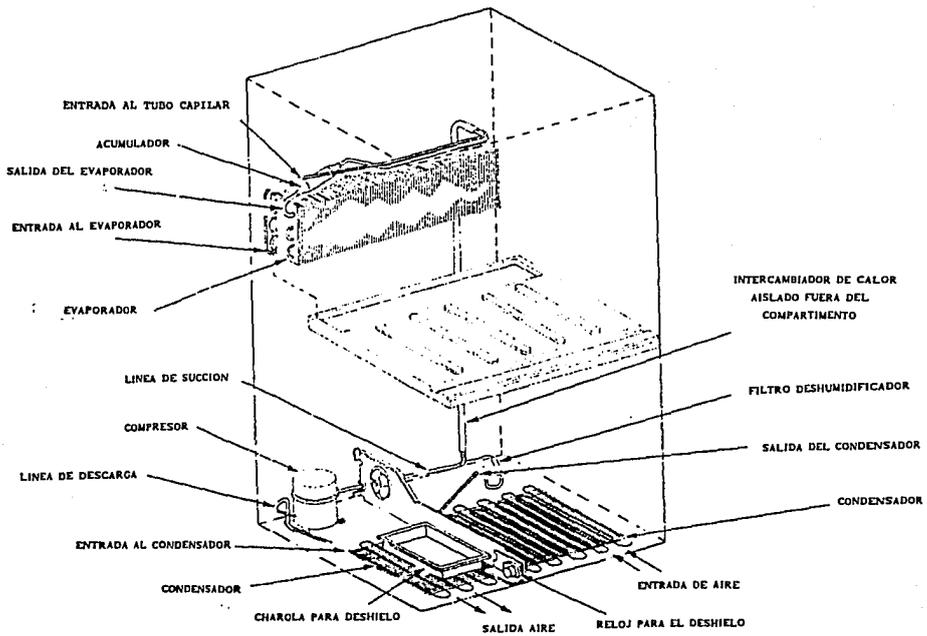


Fig. 1.10. Ciclo de refrigeración para un refrigerador-congelador con descongelamiento automático mediante gas caliente.

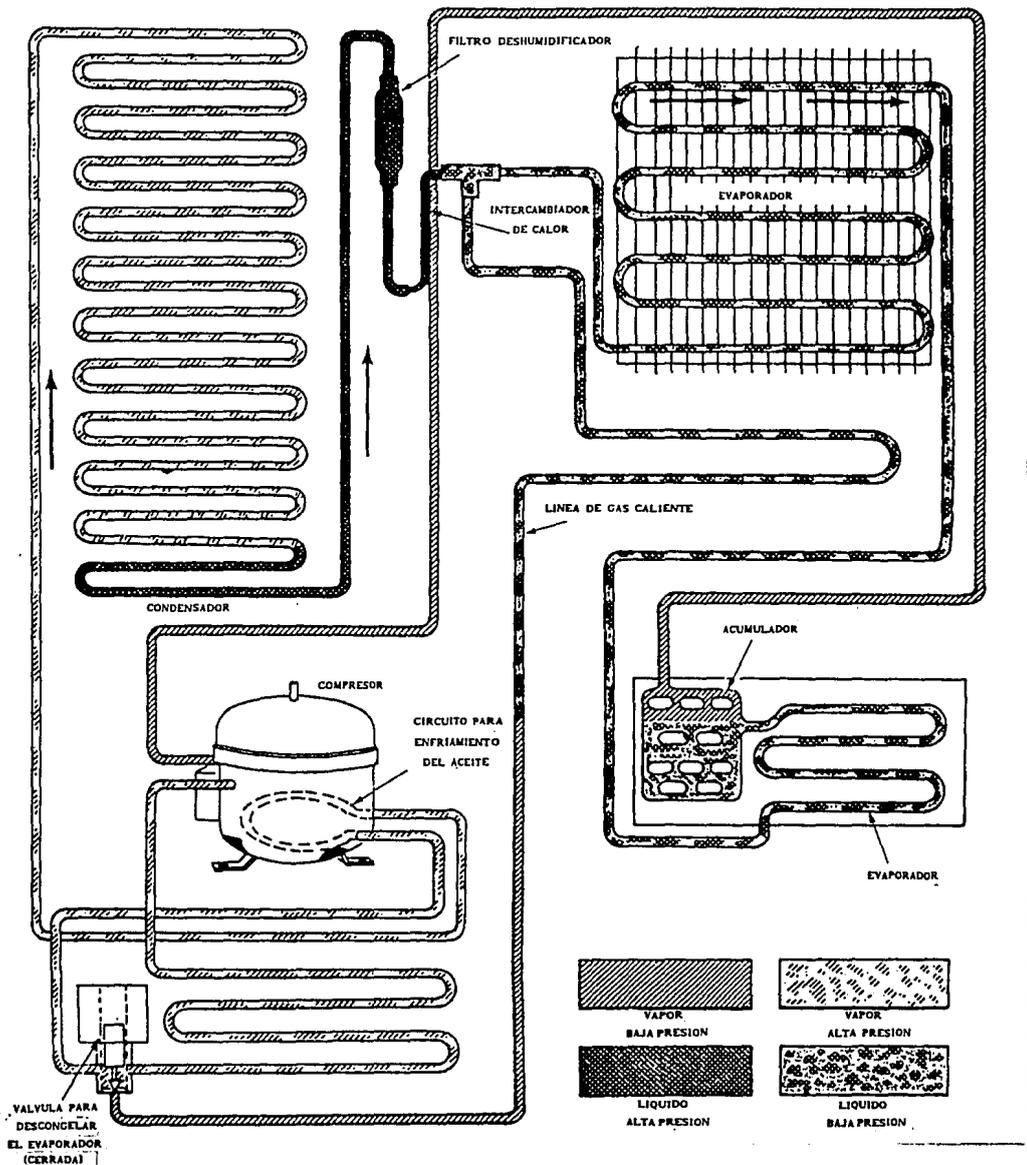
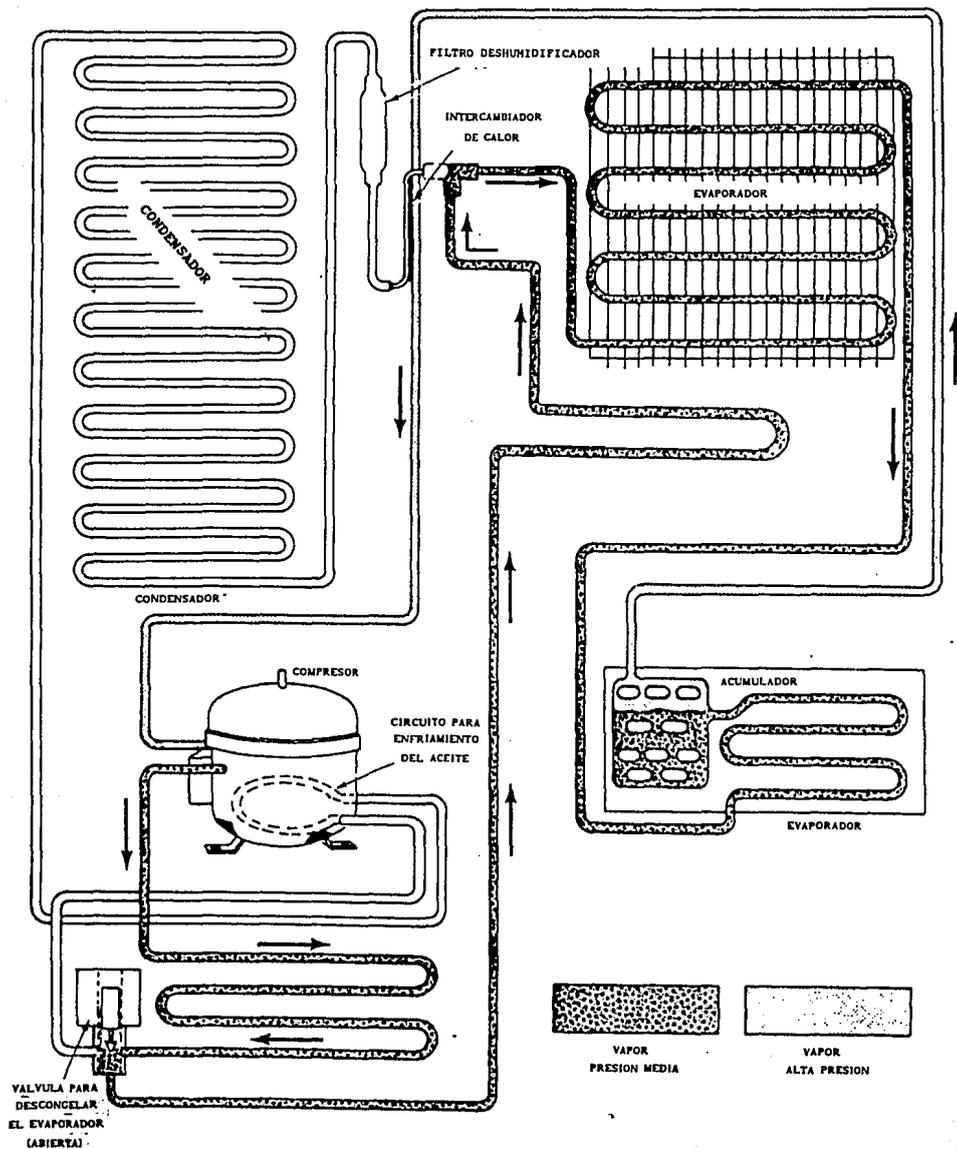


Fig. 1.11. Ciclo de descongelamiento para un refrigerador-congelador con descongelamiento automático mediante gas caliente.

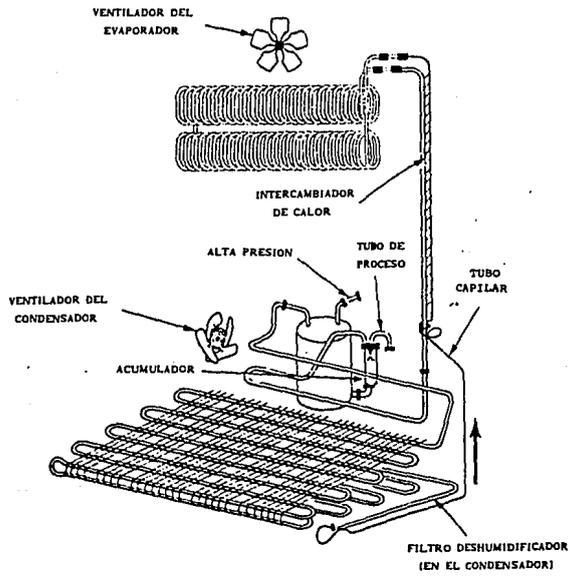


En estos refrigeradores el condensador también está en la parte inferior o en la posterior. Sin embargo, los refrigeradores con descongelador automático implican importantes diferencias en la construcción del compartimento. Generalmente se coloca el agua resultante del descongelamiento en una charola que se localiza sobre el condensador o a un lado del compresor. Esta agua se vuelve a evaporar con el calor del condensador o el del compresor, formando parte de la humedad del aire de la habitación en la que se encuentra el refrigerador. Esto lleva a que se debe prever cierto espacio para poder conducir el agua del evaporador a la charola. Además, los calentadores eléctricos o los ductos de gas caliente, según sea el caso, y sus controladores ocupan espacio.

Algunos refrigeradores operan bajo el sistema conocido como enfriamiento libre de escarcha (fig. 1.12). En estos refrigeradores el evaporador no está localizado dentro del compartimento sino que se hace pasar aire a través de él y se conduce al congelador y al refrigerador mediante un ventilador. En estos aparatos el descongelamiento del evaporador o de los evaporadores, ya que pueden contar con uno para el refrigerador y otro para el congelador, ocurre de forma natural cuando el ciclo no está operando, debido a que éste o éstos están en contacto con el medio ambiente.

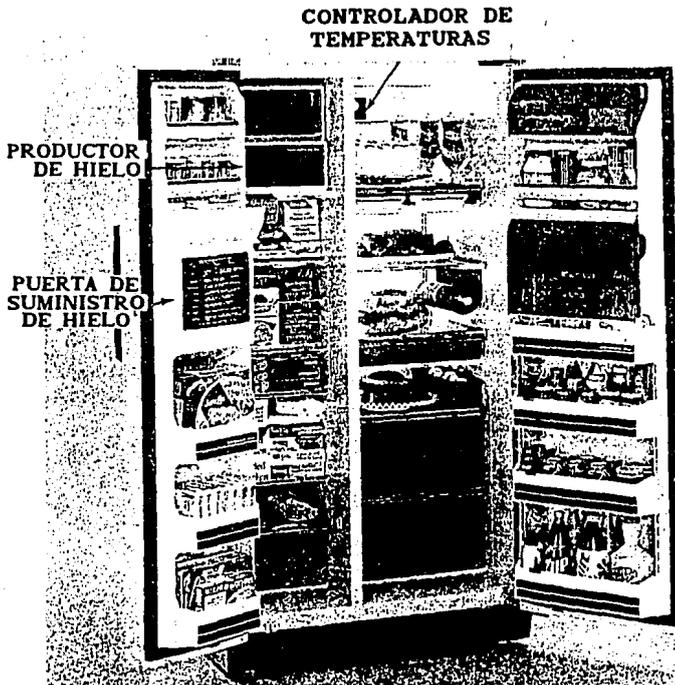
Por otra parte, un ventilador hace circular aire de la habitación a través del condensador y se puede, así, reducir espacios en la parte posterior o inferior del aparato, donde se encuentra éste.

Fig. 1.12. Esquema de un refrigerador-congelador de enfriamiento libre de escarcha.



En los refrigeradores-congeladores de enfriamiento libre de escarcha, lado por lado (fig. 1.13), el congelador se encuentra a un lado del refrigerador. Estos refrigeradores suelen contar, además, con un centro de control electrónico, sistemas para distribuir agua y hielo, monitor electrónico, etcétera.

Fig. 1.13. Refrigerador-congelador de enfriamiento libre de escarcha, lado por lado.



Desde luego, existen además variaciones y combinaciones de los refrigeradores y sistemas antes mencionados, dependiendo del fabricante.

II- COMPORTAMIENTO DE LOS REFRIGERADORES

Para lograr un buen diseño de ingeniería es indispensable conocer los parámetros, las variables y los procesos físicos involucrados. En el caso de los refrigeradores domésticos no se tiene un conocimiento claro que permita el desarrollo de una metodología de diseño.

2.1 Flujos de calor en el compartimento

Se sabe que al haber un gradiente de temperaturas entre el interior del compartimento y el exterior, existe un flujo neto de calor. Este flujo no es constante ya que tanto la temperatura interior como la temperatura exterior no son constantes. Analícese lo que sucede en un refrigerador: cuando el termostato desconecta el motor eléctrico del compresor, se tiene una temperatura interior T_{int} , que durante este periodo aumenta paulatinamente, y, por tanto, una transferencia de calor igual a

$$Q = A U (T_{ext} - T_{int}) \quad (2.1)$$

en donde

Q es el calor, en kW

A es el área de intercambio de calor, en m^2

U es el coeficiente global de transferencia de calor, en $kW/m^2 \text{ } ^\circ C$

T_{ext} , la temperatura exterior, en $^\circ C$.

y, cuando se pone en funcionamiento el compresor, se tiene una temperatura interior T'_{int} , que, al contrario del periodo donde el compresor se encuentra detenido, disminuye constantemente, pues el calor absorbido por el evaporador es siempre mayor al que entra del exterior, y la transferencia de calor es

$$Q' = A U (T_{\text{ext}} - T'_{\text{int}}) \quad (2.1')$$

y puesto que las temperaturas interiores no son iguales, los flujos de calor tampoco lo son. Por otra parte, la temperatura exterior es función de muchas otras variables como, por ejemplo, la localización geográfica, la estación del año, la hora del día, etcétera.

Esto hace muy difícil el poder describir detalladamente cómo se lleva a cabo el proceso físico de transferencia de calor entre el interior y el exterior de un refrigerador. Quizá se deba a esto la falta de información y normas que regulen el diseño de refrigeradores domésticos.

En el interior de un refrigerador el aire es el medio que absorbe el calor que de alguna forma entra al compartimento, cediéndolo posteriormente al evaporador. Los procesos de transferencia de calor en el interior de los refrigeradores se pueden dividir en tres grandes grupos:

- 1- Procesos por convección natural
- 2- Procesos por convección forzada
- 3- Procesos por convección natural y forzada.

Los procesos por convección natural se tienen en los refrigeradores cuyo compartimento es enfriado por el contacto del aire con el evaporador, sin que se le suministre algún tipo de energía al aire mediante agentes mecánicos como, por ejemplo, un ventilador.

En estos refrigeradores el aire que está en contacto con el evaporador sufre un aumento en su densidad, al disminuir su temperatura, y comienza a descender, ocupando el espacio del aire caliente. A su vez, esto se traduce en un enfriamiento del compartimento y de los alimentos ahí contenidos, al ceder éstos

energía al aire frío, el cual, al aumentar su temperatura, comienza a ascender nuevamente hasta que vuelve a entrar en contacto con el evaporador.

En ciertos refrigeradores se utiliza un ventilador para generar una convección forzada. Obviamente, el enfriamiento de los alimentos es mucho más rápido, aunque ello significa un consumo mayor de energía. En estos refrigeradores los procesos de transferencia de calor por convección natural se siguen presentando, por lo menos en el momento en el que el ciclo termodinámico se interrumpe, por lo que se puede decir que no existen refrigeradores que enfrien únicamente mediante procesos de transferencia de calor por convección forzada, sino que enfrían por una combinación de ambos procesos.

En principio, un refrigerador será mejor que otro si los procesos convectivos en su compartimento son más eficientes, es decir, si transfieren más energía de las zonas de alta temperatura a las zonas de baja. Este es el motivo por el cual resulta interesante analizar los patrones de flujo en refrigeradores.

En los refrigeradores con procesos de enfriamiento por convección natural, objeto de este trabajo, el calor que absorbe el evaporador en el interior del refrigerador en estado permanente es igual al calor que entra a través de las paredes debido al gradiente de temperaturas entre el exterior y el interior. Una forma de evaluar este flujo de calor, Q_e , es mediante la ecuación 2.1, pero puede resultar más práctica la siguiente expresión:

$$Q_e = Q_f = \left(\frac{A \Delta T}{\sum R} \right) \quad (2.2)$$

en donde ΔT es la diferencia entre las temperaturas de las

paredes interior y exterior en el área a evaluar, y $\sum R$, la sumatoria de las resistencias térmicas de los materiales que componen las paredes:

$$\sum R = \sum \left(\frac{x}{k} \right) \quad (2.3)$$

Las x son los espesores de los materiales que conforman las paredes de los refrigeradores y las k son las conductividades térmicas de dichos materiales.

La ecuación 2.2 nos permite evaluar el calor de fugas, conociendo las temperaturas interiores y exteriores de las paredes, y, posteriormente, los coeficientes de transferencia de calor en el interior y en el exterior del compartimento mediante:

$$h_{int} = \left(\frac{Q_f}{A (T_{p\ int} - T_{int})} \right) \quad (2.4)$$

$$h_{ext} = \left(\frac{Q_f}{A (T_{ext} - T_{p\ ext})} \right) \quad (2.5)$$

En estado no permanente el calor que absorbe el evaporador en el interior del compartimento es igual a la suma de varios flujos de calor:

$$Q_e = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_f \quad (2.6)$$

Q_1 es la energía que cede el aire contenido en el compartimento durante el intervalo de tiempo θ en el cual se alcanza el estado permanente. Éste se calcula mediante la expresión siguiente:

$$Q_1 = (M c_p)_{\text{aire}} (T_{\text{aire i}} - T_{\text{aire r}}) / \theta \quad (2.7)$$

En principio, este término se puede considerar despreciable, pues la masa de aire contenida en el interior es muy pequeña en comparación con el resto de las masas y, además, el calor específico del aire (c_p) es pequeño.

Q_2 es el calor que el evaporador absorbe proveniente de los alimentos. Existen tablas en las que se puede obtener toda la información necesaria para evaluar este flujo de calor utilizando para ello la expresión:

$$Q_2 = \sum \left[(M c)_{\text{producto}} \Delta T / \theta \right] \quad (2.8)$$

en donde c es el calor específico del alimento bajo congelación o sobre congelación, según sea el caso.

Q_3 es cualquier flujo de calor, en diferentes estados transitorios, desde o hacia los elementos sólidos que conforman el compartimento. Esto se debe a la capacitancia térmica inherente de los materiales. El ejemplo más claro ocurre durante el tiempo en el que el refrigerador arranca desde temperatura ambiente, hasta que las paredes alcanzan un estado permanente, en el cual se comportan únicamente como resistencias térmicas. Otro ejemplo se presenta cuando se introducen alimentos a un refrigerador que se encontraba en estado permanente. En este caso, los alimentos recién introducidos ceden calor tanto al evaporador como al compartimento y a los alimentos previamente almacenados. De esta manera se genera un estado transitorio donde la capacitancia del compartimento y de los alimentos tiene que ser tomada en cuenta.

Para evaluar Q_3 se debe analizar cada caso en forma particular. Para el arranque desde temperatura ambiente puede utilizarse la siguiente expresión:

$$Q_3 = \sum \left[(M c)_{\text{elemento}} \Delta T / \theta \right] \quad (2.9)$$

es decir, Q_3 es la sumatoria del producto de la masa por el calor específico por la diferencia de temperaturas de cada elemento en el intervalo de tiempo θ . El número de elementos en que puede dividirse el refrigerador depende de la precisión que se desee. Así, por ejemplo, se puede considerar todas las parrillas como un ente, o bien, cada parrilla por separado.

2.2 Trabajo del compresor y coeficiente de operación

En el caso de los refrigeradores que enfrían por convección natural, la energía eléctrica alimentada es igual a la energía consumida por el compresor y prácticamente igual a la energía de compresión, pues la eficiencia de los compresores actuales es muy alta. No se comete un error mayor a 5 % si se supone que:

$$W_{\text{eléc}} = W_c \quad (2.10)$$

En la ecuación 1.5 se definió el coeficiente de funcionamiento o de operación de un refrigerador como:

$$\beta = Q_e / W_c$$

expresión de la cual se deduce que el diseño del compartimento de un refrigerador está íntimamente relacionado con el ciclo termodinámico de refrigeración.

Por otra parte, en los refrigeradores reales, el calor absorbido por el refrigerante a lo largo del trayecto que comprende desde la expansión inicial hasta la entrada al compresor, no es necesariamente igual al calor que absorbe el evaporador, pues éste es sólo una parte, si bien la mayor, de dicho trayecto. En muchos refrigeradores, el refrigerante recibe calor además del ambiente, del compresor e incluso del tubo capilar en un intercambiador de calor; es decir, haciendo referencia a la ecuación 1.4, se tiene que:

$$Q_e < m_r (H_1 - H_3) \quad (2.11)$$

Definiendo como calor total absorbido, Q_{TA} , al segundo término de la desigualdad 2.11, se redefinirá el coeficiente de operación como:

$$\beta = Q_{TA} / W_c \quad (2.12)$$

y a la relación calor absorbido por el evaporador entre potencia eléctrica consumida se le denominará Γ :

$$\Gamma = Q_e / W_{e.l.e.c.} \approx Q_e / W_c \quad (2.13)$$

Ambas relaciones son representativas de la eficiencia de un refrigerador, con una desde un punto de vista más termodinámico y la otra más práctico, e incluso la comparación entre ellas es un buen parámetro para evaluar la calidad del diseño total del refrigerador.

III- DESCRIPCION DEL SISTEMA EXPERIMENTAL

3.1 Introducción

En este capítulo se describen en forma general los dispositivos utilizados, la instalación de los mismos, las pruebas a realizar y sus objetivos.

El proceso se basará en la medición de temperaturas en dos refrigeradores de pequeña capacidad, utilizando termopares y un voltímetro especial diseñado para ello. Las mediciones de cada refrigerador se realizarán por separado, de manera que toda la capacidad de medición se concentrará totalmente en cada uno.

3.2 Dispositivos utilizados

3.2.1 Refrigeradores

Los refrigeradores que se utilizarán en las pruebas se describen a continuación:

- Refrigerador Acros, con capacidad volumétrica del compartimento de 5 pies cúbicos, consumo nominal de 138 watts, con 88.5 cm de altura, 50.3 cm de ancho y 58.5 cm de fondo como medidas exteriores (fig. 3.1).

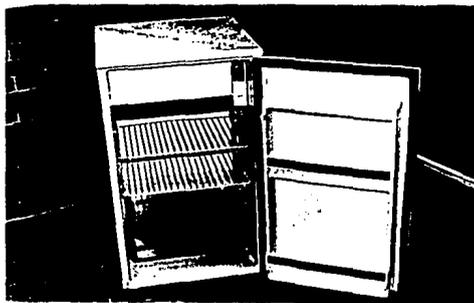


Fig. 3.1. Refrigerador Acros.

El evaporador comprende el piso, el techo y la pared del fondo del congelador. Se encuentra dentro del compartimento, aunque cuenta con una puerta pequeña que lo aísla del resto del volumen.

El espacio destinado al enfriamiento de alimentos cuenta con dos parrillas de metal forrado de plástico para colocarlos, un cajón de plástico en la parte inferior para verduras o frutas, con una hoja de vidrio en la parte superior que lo separa del resto del volumen, dos anaqueles y una huevera en la puerta, y una charola para deshielo que sirve para guardar carnes frías o similares normalmente y retiene el agua cuando se descongela el evaporador.

El condensador se encuentra en la parte posterior externa del refrigerador y está constituido por un serpentín vertical con aletas unidas transversalmente. El motocompresor eléctrico y el capilar se encuentran en la parte inferior posterior del refrigerador, visibles desde la parte de atrás. El capilar se prolonga hasta el evaporador por dentro del tubo de salida de este último (fig. 3.2), de manera que visiblemente sólo existe un conducto conectado al evaporador.

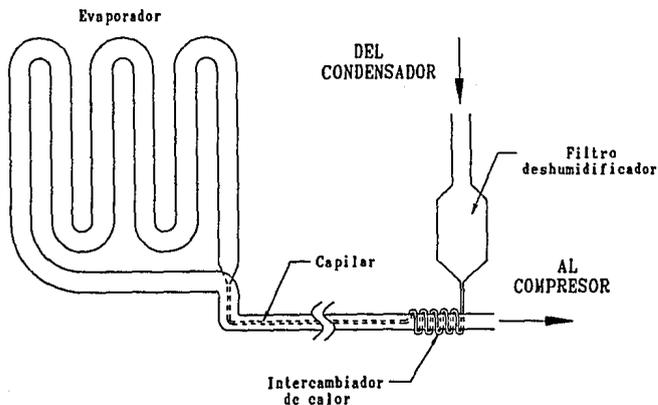


Fig. 3.2. Trayectoria del capilar.

El control del termostato y el foco de iluminación están a la derecha del evaporador. El sensor de temperatura del termostato se encuentra atornillado a la parte posterior del evaporador y conectado al control por un cable forrado.

- Refrigerador Kenmore, con capacidad volumétrica en el compartimento de 6 pies cúbicos, consumo nominal de 1.4 amperes a 120 volts, con 87 cm de altura, 60 cm de ancho y 60 cm de fondo como medidas exteriores (fig. 3.3).

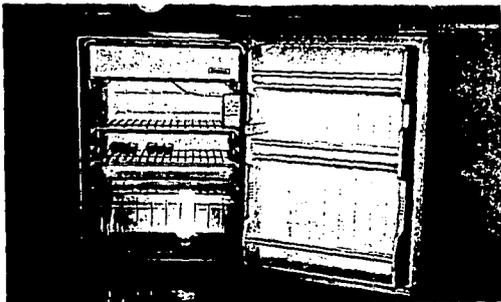


Fig. 3.3. Refrigerador Kenmore.

El evaporador comprende el piso y las paredes laterales del congelador, y, al igual que en el refrigerador Acros, se encuentra dentro del compartimento; también tiene una pequeña puerta, pero la parte posterior, a diferencia del primero, está abierta al resto del volumen.

El espacio de almacenamiento cuenta con dos parrillas de metal forrado de plástico, un cajón plástico para legumbres y frutas en la parte inferior, también separado por vidrio. En la puerta se encuentran tres anaqueles para colocar botellas o similares. Cuenta con charola para deshielo.

El condensador, el motocompresor y el tubo capilar están colocados de forma similar al refrigerador Acros. El control del termostato y el foco de iluminación están abajo a la derecha del congelador, el sensor de temperatura del termostato

está colocado en la parte inferior del evaporador, unido por un cable forrado al control.

3.2.2 Termómetro digital

El termómetro digital a utilizar, YEW tipo 2572 y tipo 2815-01, está diseñado para medir temperaturas con termopares sin necesidad de referencia ni, teóricamente, calibración (fig 3.4). La calibración se llevará a cabo de todos modos por seguridad (véase apéndice A).

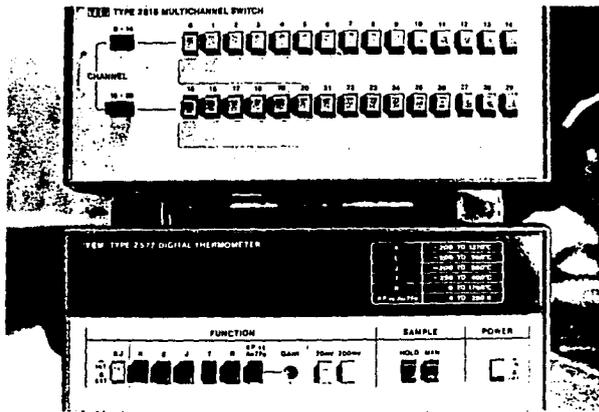


Fig. 3.4. Termómetro digital.

El termómetro es en realidad un voltímetro diseñado para medir temperaturas, lo cual no impide que también sirva como voltímetro para medir diferencias de potencial muy pequeñas, donde se necesita alta precisión.

Está compuesto por dos módulos. El principal, que es el voltímetro en sí (tipo 2572), consta en la parte frontal del botón de encendido, varios botones para seleccionar el tipo de termopar a utilizar (tipo J, tipo T, etc.), un botón para seleccionar entre referencia interna o externa, una pantalla digital que indica tanto la temperatura en grados centígrados

como el voltaje, según sea el caso, dos botones para medir directamente diferencias de potencial (rangos de 20 y 200 mV) y dos botones para manejar el despliegue de una temperatura por tiempo indefinido (similar al botón LAP de los cronómetros). En la parte posterior se encuentra un cable para alimentación de corriente y una salida para cable tipo serial para conectar con el otro módulo. Cuenta además con una entrada para termopar que puede ser usada como una referencia externa, en caso de que no se utilice la compensación de referencia interna. La señal enviada por un termopar es linealizada y corregida mediante un programa interno en ROM.

El módulo secundario (tipo 2815-01) cuenta con dos tarjetas a las que se les puede conectar 30 termopares en total (15 por tarjeta). Cada tarjeta tiene 15 botones para seleccionar el termopar y un botón para activar la tarjeta. Todos los botones salen por la parte frontal del módulo. En la parte posterior está la entrada para el cable serial de conexión entre módulos.

3.2.3 Termopares

Los termopares a utilizar son calibre 24, del tipo T (cobre-constantán), dado que, para el rango de temperaturas que se medirán en este trabajo, son los más recomendados tanto por la literatura como por el manual de instrucciones del termómetro digital anteriormente descrito. El aislamiento es de fibra de vidrio.

Para utilizarlos se pelarán ambos extremos. En el extremo de medición se enrollarán los alambres en forma de cola de cochino, con medio centímetro de longitud aproximadamente, apretándolos considerablemente y aplastando, mediante unas pinzas, la punta de 1 a 2 mm (fig. 3.5). Se fijarán en los puntos adecuados mediante plastilina.

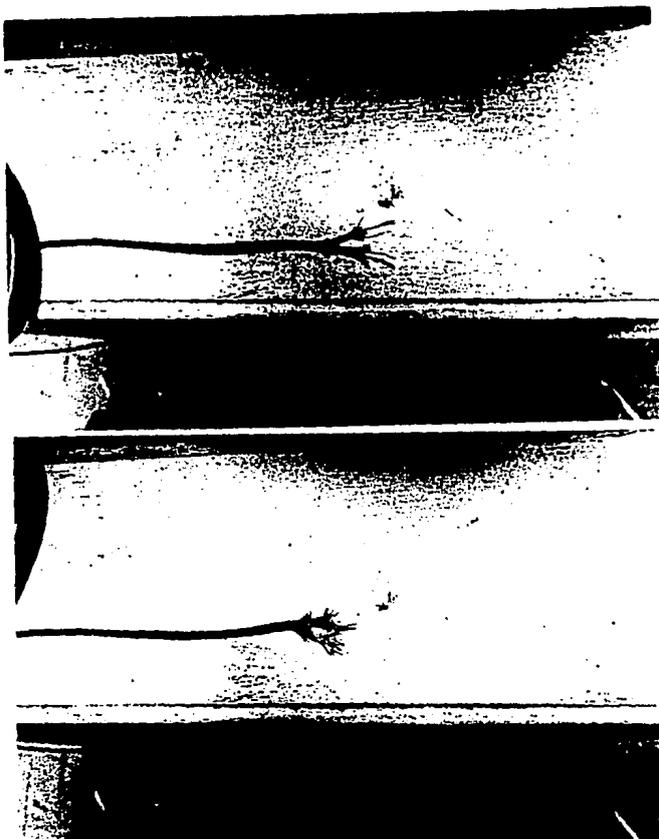


Fig. 3.5. Termopares.

Se decidió que los termopares serán lo suficientemente largos para alcanzar desde el lugar de medición hasta la tarjeta del voltímetro, pues la confiabilidad de la medición será mucho mayor y la instalación más sencilla con respecto a si se utilizaran termopares más cortos y extensiones de alambre común para dar la longitud total. Por otra parte, el ahorro de cable termopar, en caso de utilizar extensiones, no sería muy apreciable pues la longitud a utilizar es en realidad pequeña.

Los alambres de la punta de conexión al voltímetro se separarán perfectamente para evitar falsos contactos y se atornillarán a las tarjetas del voltímetro (fig. 3.6).

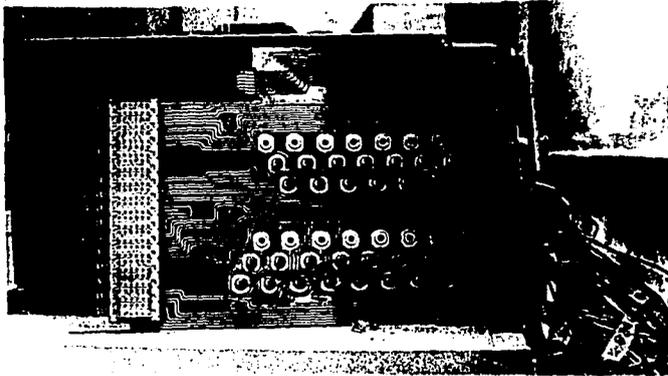


Fig. 3.6. Conexión de los termopares.

3.2.4 Medidores de watts-hora

Para realizar las mediciones de consumo de energía se utilizarán dos medidores de watts-hora idénticos (fig. 3.7). Constan de cuatro indicadores tipo carátula de reloj, que indican el número de kW h consumidos, con resolución de un kW h. Otro indicador de este tipo pero más pequeño, dividido en ocho partes, recorre 3.125 vueltas cada kW h ($25/8 = 1$ kW h). Un disco horizontal, dividido en cien partes, da las lecturas menores. Cuatro vueltas completas del disco representan un octavo del indicador anterior.

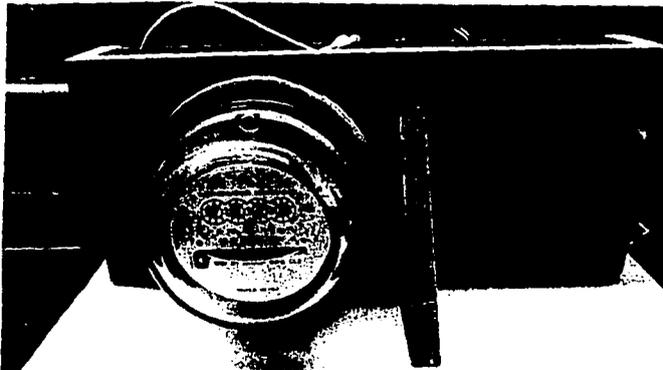


Fig. 3.7. Medidor de watts-hora.

Por facilidad de medición, la calibración se llevará a cabo de manera que X número de divisiones por segundo del disco representen Y watts (véase apéndice A).

3.3 Instalación

Los refrigeradores se colocarán uno al lado de otro, separados medio metro aproximadamente, en el cuarto de medición del laboratorio de hidromecánica del Instituto de Ingeniería (fig. 3.8). Se colocarán con el condensador mirando hacia la pared, pero separada de ésta alrededor de 60 cm, para contar con fácil acceso a la parte posterior de los refrigeradores.



Fig. 3.8. Colocación.

Los medidores de watts-hora se colocarán encima de los refrigeradores, dando con ello una gran facilidad de lectura y conexión. Los refrigeradores van conectados a la salida de los medidores, y la entrada de éstos a la línea a través de un multicontacto-eliminador de picos.

Con la ayuda de una mesa pequeña y alta, se colocará el voltímetro lo más cerca posible del orificio posterior por el que entra la tubería del sistema del refrigerador a medir. Dado que dicho orificio es muy sobrado en ambos casos, se aprovechará para insertar por ahí todos los termopares

necesarios. El espacio mencionado se halla sellado por aislante térmico; en el Acros es simplemente una plastilina blanda y en el Kenmore un hule espuma.

La instalación de los termopares dentro del compartimento de los refrigeradores, como ya se mencionó, se hará con ayuda de plastilina, la cual tiene una consistencia adecuada para servir como un fuerte fijador a las paredes, siendo a la vez sencilla de quitar y totalmente reutilizable. Es además aislante térmico, lo que es de utilidad en las mediciones.

La medición en sí se realizará leyendo directamente el valor de la pantalla del voltímetro y anotándolo en una tabla preparada para ello. El tiempo necesario para que la lectura se estabilice desde el momento en que se presiona el botón del termopar deseado es de aproximadamente medio segundo. De este modo, se llevará una lectura secuencial de las temperaturas, en orden, desde el termopar cero hasta el veintinueve. Se está considerando un tiempo de alrededor de un minuto desde la primera lectura (termopar cero) hasta la última (termopar veintinueve).

Aunque este tiempo se podría optimizar si se automatizara el sistema, de todos modos no bajaría de unos 40 segundos la diferencia entre la primera y última lectura, dado el tiempo de respuesta de los termopares. Contar con el equipo automático adecuado podría tomar mucho tiempo y al final no obtenerse nada. Teniendo en cuenta que la duración de una prueba puede ser de horas, y que la diferencia de tiempos entre cada medición será tomada en cuenta en las operaciones y resultados, el sistema planteado cumple totalmente los requisitos.

3.4 Pruebas

3.4.1 Prueba I

El objetivo de la prueba I es establecer un patrón de distribución de temperaturas internas en los refrigeradores, tanto en el periodo transitorio como en estado permanente, así como las velocidades de enfriamiento y la capacidad máxima de enfriamiento bajo las condiciones que se describirán. Es importante aclarar que el objetivo incluye, además, la comparación con los resultados de las pruebas subsecuentes, para poder establecer conclusiones adecuadas.

Esta prueba inicial se realizará en vacío (sin alimentos o similares) y, además, retirándose la charola para deshielo, la cual representa la obstrucción más obvia entre el congelador y el resto del volumen, esto con el objeto de maximizar la convección natural.

El refrigerador a medir deberá estar a temperatura ambiente al iniciarse la prueba, para lo cual se mantendrá abierta la puerta durante un periodo que permita garantizar dicha condición. Una vez cumplido lo anterior, ya con la puerta cerrada, se pondrá a funcionar con el control del termostato al máximo. Se realizarán mediciones de temperatura del aire contenido en el compartimento a intervalos regulares de tiempo, hasta que se observen claramente las condiciones del estado permanente, es decir, hasta que las variaciones en las temperaturas sólo sean notorias en periodos largos de tiempo.

Se introducirán los treinta termopares y se colocarán en diferentes zonas del interior, buscándose la máxima representatividad posible.

Para llevar un orden y facilitar la comprensión de las lecturas, los termopares se colocarán, en primer lugar, de izquierda a derecha, en segundo, de arriba hacia abajo, y en tercero, del fondo hacia la puerta. De esta manera, el termopar cero (el primero en el tablero del voltímetro) siempre estará hasta arriba, a la izquierda y al fondo con respecto a los demás termopares. El termopar número uno estará a la derecha del cero, formando parte de la misma línea. La siguiente línea de termopares estará abajo de la primera, formando parte del mismo plano. El siguiente plano se encontrará al frente del primero, y así sucesivamente. Este arreglo se tratará de utilizar hasta donde sea posible (fig. 3.9).

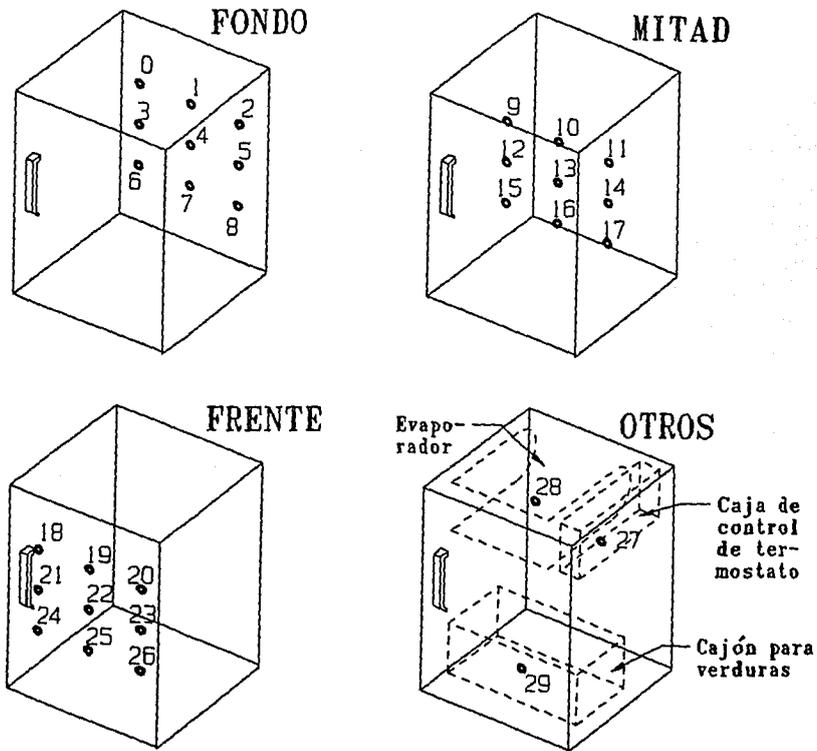


Fig. 3.9. Disposición de los termopares.

3.4.2 Prueba II

El objetivo de esta prueba, al igual que en la anterior, es establecer patrones de temperatura internos, velocidades de enfriamiento y enfriamiento máximo. La diferencia radica en que en la prueba II sí se colocará la charola para deshielo, con el objeto de analizar, comparando ambas pruebas, la importancia de la convección natural interna en la eficiencia de un refrigerador del tipo analizado.

El desarrollo de la prueba es exactamente el mismo que el de la prueba I, con la diferencia que se debe colocar la charola para deshielo desde un principio.

3.4.3 Prueba III

En esta prueba se llevará el refrigerador hasta el estado permanente tal como se describe en la prueba II (con charola para deshielo), para lo cual se mantendrá encendido al máximo durante veinticuatro horas. La medición inicial de temperaturas en el aire del interior se realizará en este punto, para inmediatamente colocar en el interior diversos recipientes con agua, algunos a temperatura ambiente y otros más calientes (35 - 40 °C). Posteriormente, se realizarán mediciones de temperatura periódicas hasta que se llegue a un estado permanente, o bien, suficientemente cerca de éste. Se realizará además una medición posterior (de 6 a 8 horas después del inicio) para asegurar la validez del tiempo en el que se suspendan las mediciones periódicas.

El objetivo de esta prueba es el verificar cómo se afecta el patrón de temperaturas y, por tanto, el flujo convectivo, al meter materiales a temperaturas altas.

3.4.4 Prueba IV

El objetivo de la prueba IV será evaluar el calor de fugas en estado permanente. Como se vio en el capítulo dos, cuando un refrigerador se encuentra en estado permanente, el único flujo de calor es el debido al gradiente de temperaturas entre el exterior y el interior del compartimento. Operando bajo estas condiciones, el calor que capta el evaporador es igual al que entra desde el exterior, es decir, el calor de fugas. Se puede entonces obtener el parámetro Γ (ec. 2.13), representativo de la eficiencia del refrigerador, conociéndose la energía eléctrica consumida por el compresor. Esta prueba permitirá, además, obtener conclusiones acerca del aislamiento térmico de los refrigeradores.

Haciendo referencia a la ecuación 2.2, se ve que las variables físicas a medir durante la prueba son las temperaturas de pared. Sin embargo, es obvio que existirán diferentes temperaturas entre distintas zonas de las paredes del compartimento, por lo que será necesario dividir en mallas representativas, utilizando toda la capacidad de medición.

Los termopares se colocarán basándose en los resultados de las pruebas anteriores, las cuales deben ser indicativas de las zonas térmicas que se puedan definir en el refrigerador, y a las cuales se les tratará de asignar un termopar. Si la información obtenida en las pruebas anteriores es insuficiente, se realizarán pruebas preliminares que permitan establecer dichas zonas. Deberán estar totalmente pegados a la pared y aislados en lo posible del aire para garantizar que la medición obtenida sea la buscada.

Las áreas de transferencia de calor (ec. 2.2) quedarán definidas a partir de las zonas térmicas. Las resistencias se evaluarán midiendo los espesores de los diferentes materiales que conforman las paredes y sus valores de conductividad

térmica serán consultados en la literatura.

Las mediciones de temperatura se realizarán a intervalos regulares de tiempo, después de que se haya alcanzado el estado permanente, para lo cual se conectará el refrigerador aproximadamente veinticuatro horas antes de que éstas den inicio. En cada intervalo de medición se tomará lectura de la potencia eléctrica consumida.

Se considera conveniente aclarar que el refrigerador estará en vacío y con charola para deshielo durante la prueba.

3.4.5 Prueba V

En la presente prueba se introducirá una cantidad determinada de agua en recipientes de vidrio, a una temperatura conocida, al refrigerador que se encontrará en estado permanente, con el objeto de evaluar el parámetro Γ bajo condiciones diferentes a la prueba IV. Esto permitirá comparar ambos resultados tanto para corroborar la validez de las pruebas, como para determinar el grado de dependencia de la eficiencia del ciclo termodinámico de las condiciones físicas a las que se somete el refrigerador.

Durante el desarrollo de la prueba se tomarán mediciones de temperatura en las paredes, tal como se realizó en la prueba IV, con el fin de intentar llevar un control del flujo de calor de fugas, cuyo cálculo se complica por tratarse en este caso de un transitorio. Al mismo tiempo se llevará control de la temperatura en al menos un recipiente con el objeto de conocer la velocidad de enfriamiento del líquido. La prueba concluirá cuando la variación de la temperatura del agua y de las paredes indiquen que el estado permanente está próximo a alcanzarse.

Posteriormente, se medirán todas las temperaturas de los recipientes, con lo cual se podrá evaluar el calor cedido por el agua mediante la ecuación 2.4.

IV- RESULTADOS EXPERIMENTALES

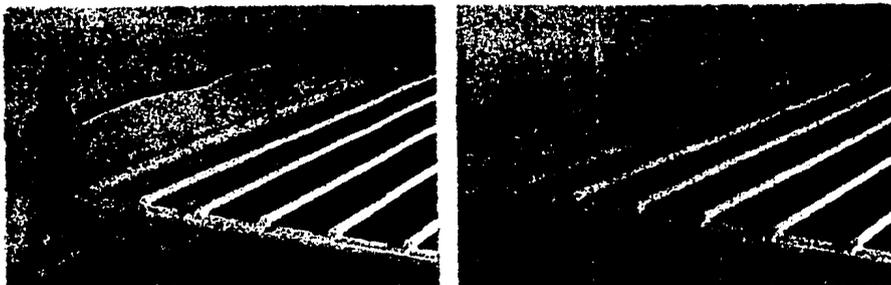
4.1 Introducción

Los resultados experimentales obtenidos a partir de las pruebas descritas en el capítulo anterior son presentados en este apartado. Durante las pruebas se hicieron modificaciones tanto a la instalación, como al procedimiento de prueba para llegar eventualmente a los resultados que a continuación se reportan.

4.2 Resultados de las pruebas aplicadas al refrigerador 1

4.2.1 Prueba I

Inicialmente se fijaron los termopares a las paredes del refrigerador de manera que sólo la punta del termopar no estaba en contacto con la pared (figura 4.1.a). Sin embargo, se observó que las lecturas obtenidas no correspondían a la temperatura del aire, sino a una temperatura promedio entre ésta y la de la pared. Por este motivo, se encontró un arreglo alternativo (fig. 4.1.b). En el apéndice B se explica detalladamente el fenómeno observado.



4.1.a.

4.1.b.

Fig. 4.1. Cambio en el fijado de los termopares.

Los valores obtenidos se presentan en forma de tabla (la posición de cada termopar está convenientemente detallada en la figura 3.9):

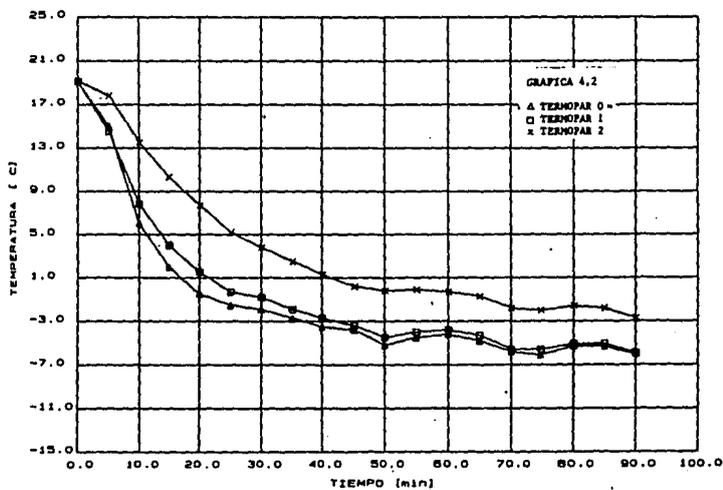
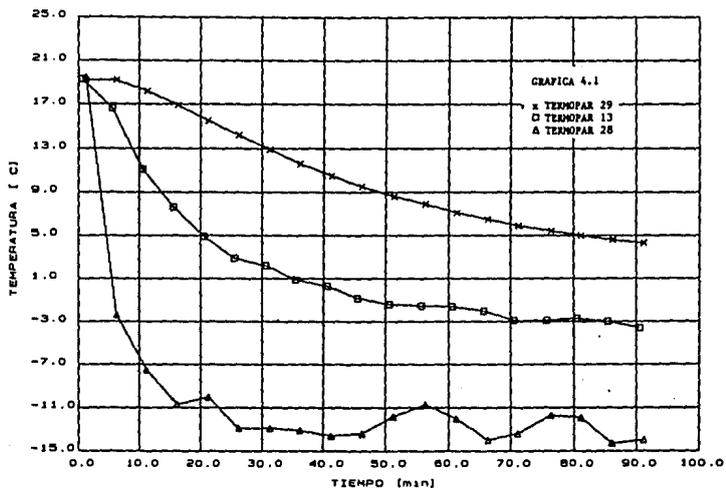
Termopar	Tiempo (min)																		
	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
0	19.1	15.0	6.0	2.0	-0.5	-1.5	-1.9	-2.7	-3.5	-3.8	-5.2	-4.5	-4.2	-4.8	-5.8	-6.1	-5.3	-5.3	-6.0
1	19.1	14.5	7.8	4.0	1.5	-0.3	-0.8	-1.9	-2.7	-3.4	-4.5	-4.0	-3.8	-4.3	-5.6	-5.6	-5.1	-5.1	-5.9
2	19.2	17.8	13.5	10.3	7.7	5.2	3.8	2.5	1.3	0.2	-0.2	-0.1	-0.3	-0.7	-1.8	-2.0	-1.6	-1.8	-2.7
3	19.1	15.8	6.9	2.7	0.1	-0.9	-1.0	-1.9	-2.7	-3.1	-4.0	-4.0	-3.6	-4.5	-5.1	-5.2	-4.6	-4.9	-5.6
4	19.2	14.6	8.8	5.4	2.8	0.9	0.1	-1.2	-2.0	-3.0	-3.5	-3.1	-3.1	-3.7	-5.1	-4.8	-4.2	-4.7	-5.4
5	19.2	16.0	13.9	10.3	7.8	5.2	4.1	2.8	1.7	0.7	-0.2	0.5	0.3	-0.7	-1.7	-1.6	-1.0	-1.5	-2.6
6	19.3	17.5	9.6	5.2	2.4	1.9	0.7	0.5	-0.7	-0.9	-1.5	-1.6	-1.7	-2.5	-3.6	-3.0	-2.6	-2.7	-3.5
7	19.2	15.6	10.1	6.7	4.0	2.4	1.6	0.5	-0.5	-1.3	-1.7	-1.9	-1.6	-2.3	-3.4	-3.0	-2.7	-3.2	-3.7
8	19.2	16.5	13.3	9.8	7.1	5.4	4.2	3.0	2.0	1.3	0.6	0.4	0.2	-0.5	-1.3	-1.4	-1.1	-1.5	-1.9
9	19.3	17.5	9.9	5.9	3.0	1.8	0.9	-0.3	-0.8	-1.6	-2.3	-2.8	-2.8	-2.9	-3.5	-3.7	-3.5	-3.7	-4.2
10	19.3	15.8	9.0	5.4	3.3	1.7	1.1	-0.2	-1.0	-1.9	-2.3	-2.2	-2.1	-2.7	-3.7	-3.4	-3.1	-3.7	-4.1
11	19.3	18.1	13.8	10.1	7.3	5.5	4.2	3.2	2.2	1.4	0.7	0.4	0.1	-0.4	-1.0	-1.3	-1.3	-1.5	-1.9
12	19.3	17.1	9.5	6.0	3.4	2.0	1.4	0.5	-0.4	-1.4	-2.2	-2.2	-2.2	-2.6	-3.4	-3.4	-3.3	-3.5	-4.0
13	19.3	16.6	11.1	7.6	4.9	2.9	2.2	0.9	0.3	-0.8	-1.4	-1.5	-1.6	-2.0	-2.9	-2.9	-2.7	-3.0	-3.6
14	19.2	17.0	12.7	9.2	6.5	4.6	3.3	1.8	1.0	-0.1	-0.7	-0.5	-0.7	-1.3	-2.3	-2.4	-2.0	-2.4	-3.1
15	19.4	16.9	9.5	6.0	3.6	2.0	1.4	0.3	-0.7	-1.3	-1.9	-1.9	-2.0	-2.6	-3.3	-3.2	-3.1	-3.5	-4.1
16	19.4	17.1	11.9	8.2	5.3	3.6	2.8	1.6	0.7	-0.3	-0.9	-1.0	-1.2	-1.8	-2.4	-2.5	-2.4	-2.6	-3.2
17	19.4	16.0	11.6	8.1	5.3	3.6	2.8	1.7	0.7	-0.2	-0.3	-0.8	-1.0	-1.6	-2.2	-2.2	-2.1	-2.5	-2.9
18	19.5	16.9	12.0	8.3	5.9	4.3	3.2	2.0	1.0	0.3	-0.4	-0.3	-0.7	-1.2	-1.9	-2.0	-1.8	-2.2	-2.8
19	19.5	17.1	12.4	8.9	6.3	4.5	3.5	2.4	1.4	0.6	0.3	-0.2	-0.5	-1.1	-1.6	-1.7	-1.6	-1.9	-2.4
20	19.5	17.9	13.3	9.9	7.3	5.6	4.5	3.5	2.5	1.7	1.3	0.9	0.6	0.1	-0.7	-0.7	-0.7	-1.0	-1.4
21	19.5	17.2	12.4	8.8	6.2	4.4	3.3	2.3	1.3	0.6	0.1	-0.1	-0.6	-1.1	-1.6	-1.6	-1.6	-1.9	-2.3
22	19.5	16.3	11.3	7.8	5.3	3.5	2.7	1.8	0.6	-0.1	-0.4	-0.4	-1.0	-1.7	-2.0	-2.1	-2.1	-2.5	-2.8
23	19.5	17.3	12.6	9.3	6.9	5.2	4.1	3.0	2.0	1.3	0.9	0.6	0.1	-0.5	-1.1	-1.1	-1.2	-1.4	-1.9
24	19.5	17.2	12.8	9.3	6.9	4.9	4.0	2.8	1.8	1.1	0.6	0.5	0.2	-0.5	-1.0	-1.3	-1.1	-1.4	-1.9
25	19.4	16.4	10.9	7.3	5.5	3.3	2.4	1.4	0.4	-0.4	-0.7	-0.8	-1.2	-1.8	-2.3	-2.2	-2.2	-2.8	-3.1
26	19.4	17.0	12.7	9.4	7.1	5.5	4.4	3.4	2.4	1.6	1.3	1.1	0.4	-0.3	-0.8	-0.8	-0.9	-1.2	-1.7
27	19.7	19.4	18.4	16.8	14.9	13.0	11.3	9.5	8.1	6.8	5.8	4.9	4.0	3.4	2.7	2.1	1.6	1.4	1.1
28	19.5	-2.4	-7.5	-10.7	-10.0	-12.9	-12.9	-13.1	-13.6	-13.4	-11.8	-10.7	-12.0	-14.0	-13.4	-11.7	-11.9	-14.3	-14.0
29	19.2	19.2	18.2	16.9	15.5	14.2	12.9	11.6	10.5	9.5	8.6	7.9	7.1	6.5	5.9	5.4	5.0	4.6	4.3

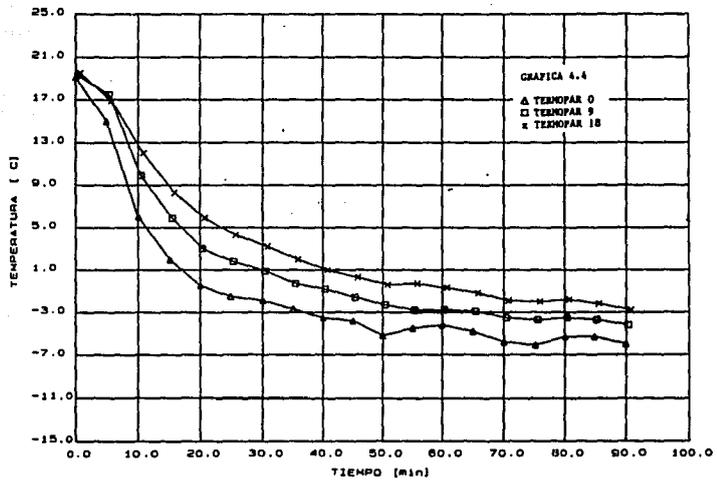
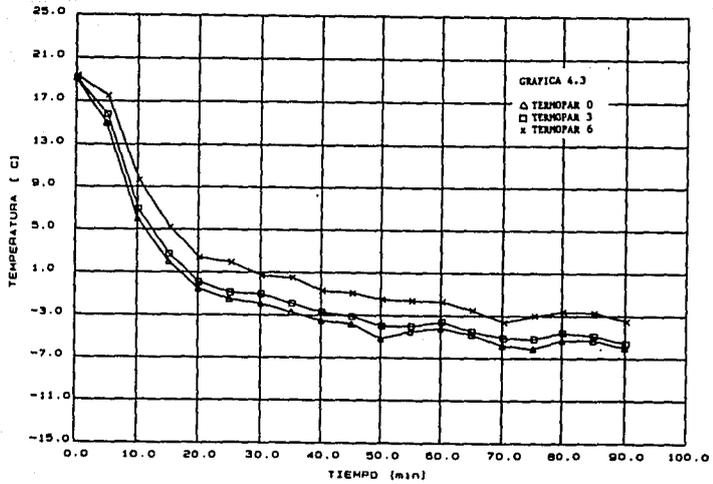
TEMPERATURAS (°C)

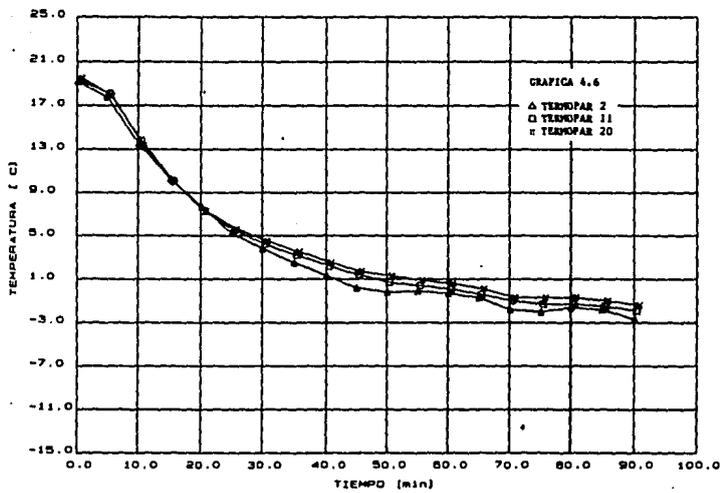
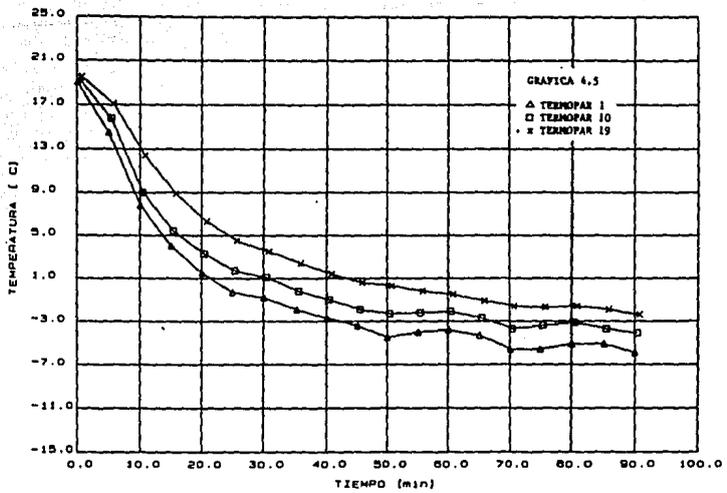
Temperatura Ambiente: 19.5 °C mín., 20.5 °C máx.
Energía Eléctrica Consumida: 398.89 kJ en 5299 s

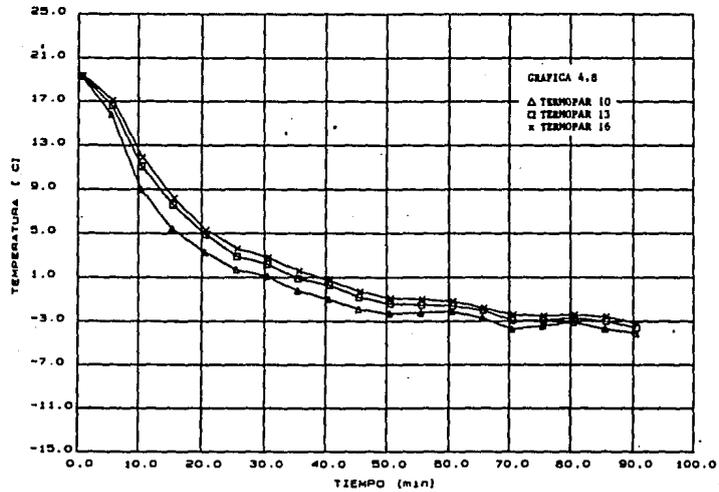
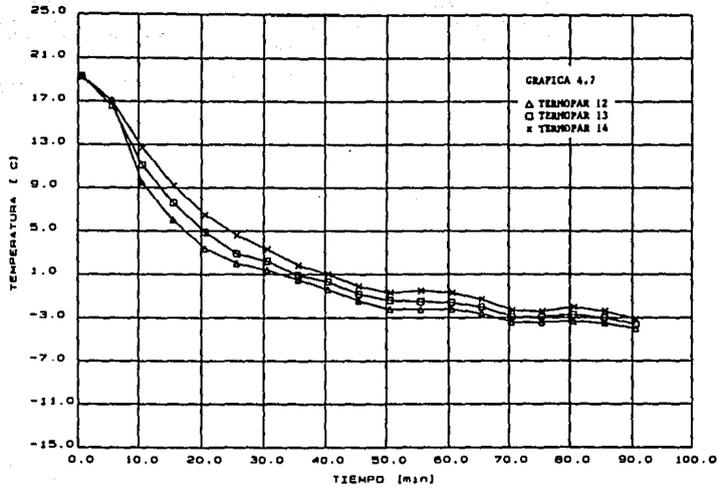
TABLA 4.1

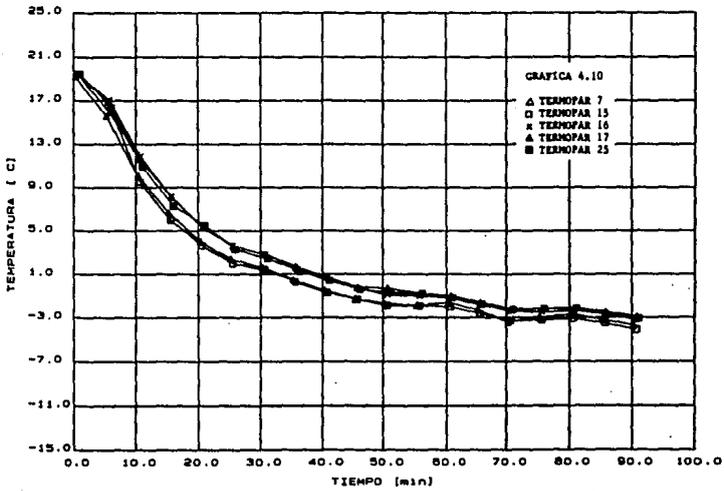
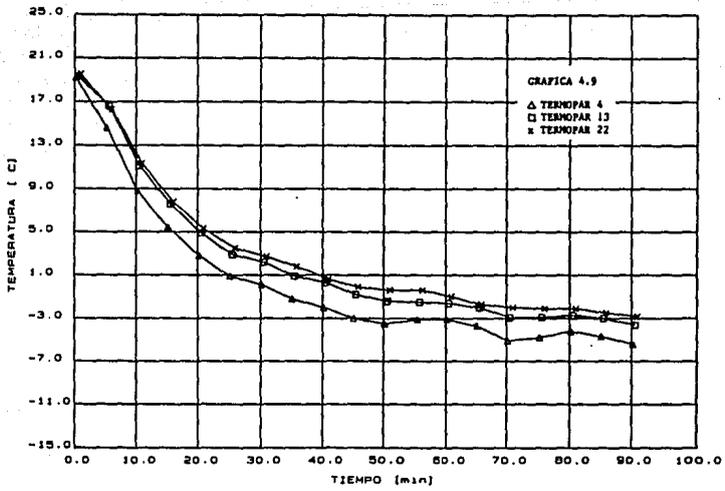
De la tabla anterior se presentan a continuación algunas de las gráficas más descriptivas del comportamiento del refrigerador bajo las condiciones de la prueba I.











4.2.2 Prueba II

Como ya se mencionó, la única diferencia de esta prueba con la prueba I fue la colocación de la charola para deshielo. En la figura 4.2.a se observa el refrigerador sin charola para deshielo (prueba I) y en la figura 4.2.b, con la charola utilizada en esta prueba.

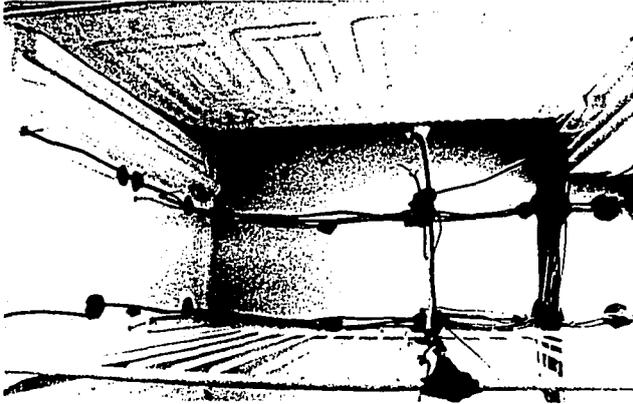


Fig 4.2.a. Refrigerador sin charola para deshielo.

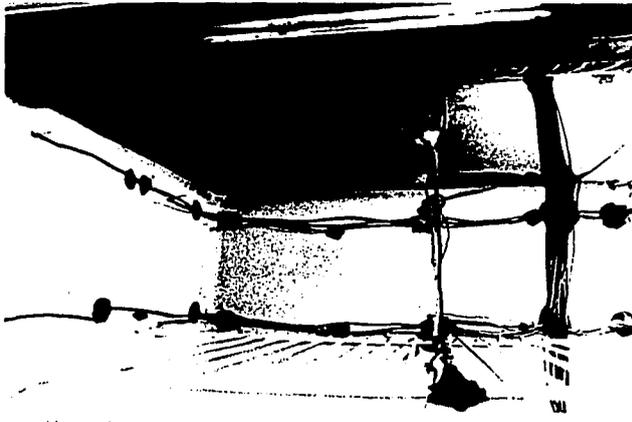


Fig 4.2.b. Refrigerador con charola para deshielo.

Los valores registrados se presentan a continuación en una tabla y varias gráficas:

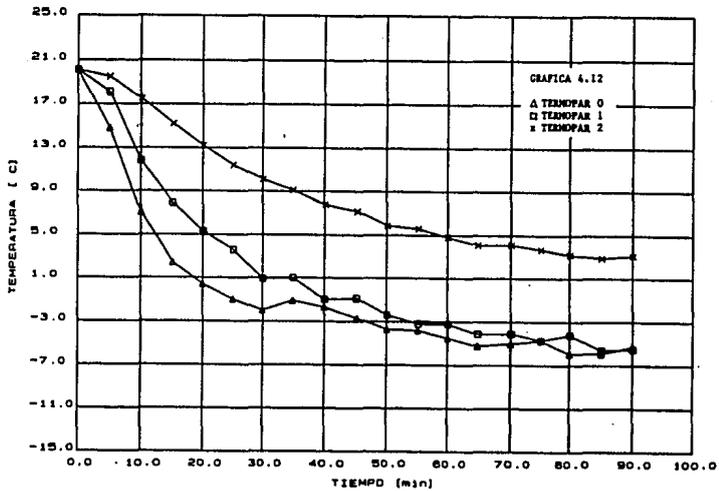
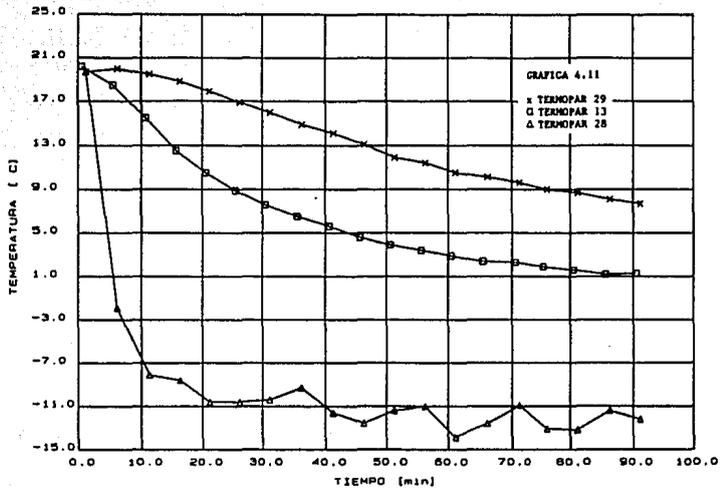
	Tiempo (min)																		
	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
0*	20.1	14.8	7.1	2.4	0.4	-1.0	-2.0	-1.1	-1.7	-2.7	-3.7	-3.8	-4.5	-5.2	-5.0	-4.7	-5.9	-5.9	-5.3
1	20.1	18.1	11.8	7.9	5.3	3.6	0.9	1.0	-1.0	-0.9	-2.4	-3.2	-3.2	-4.1	-4.1	-4.7	-4.2	-5.6	-5.5
2	20.1	19.5	17.5	15.2	13.2	11.4	10.1	9.1	7.8	7.2	5.9	5.6	4.8	4.1	4.1	3.7	3.2	2.9	3.1
3	20.2	16.3	9.4	5.3	3.6	1.8	1.5	1.7	1.2	-0.2	-1.4	-1.3	-1.5	-2.6	-2.2	-3.1	-3.6	-3.4	-3.3
4	20.2	19.1	14.9	11.7	9.2	7.4	5.5	5.0	3.5	3.1	1.7	0.9	0.5	0.1	-0.8	-1.2	-1.1	-1.6	-2.0
5	20.2	19.5	17.4	15.1	13.2	11.5	10.1	9.0	8.1	7.2	6.0	5.6	4.9	4.2	4.2	3.4	3.4	3.1	3.1
6	20.2	18.5	12.3	8.1	6.1	4.3	3.8	4.2	2.8	1.7	0.9	0.7	0.4	-0.1	-0.4	-1.0	-1.3	-1.1	-1.5
7	20.2	18.9	15.5	12.3	10.3	8.5	7.0	5.7	5.0	4.1	2.9	2.3	1.8	1.4	0.7	0.6	0.8	-0.5	-0.8
8	20.2	19.3	16.5	14.0	12.1	10.2	8.9	7.9	7.1	6.2	5.2	4.9	4.1	3.2	3.6	3.3	2.8	2.4	2.3
9	20.2	18.7	14.2	10.7	8.9	7.3	5.8	4.7	4.4	3.6	2.4	3.2	2.8	1.5	2.3	2.2	1.6	1.4	1.5
10	20.2	18.2	14.4	11.1	9.3	7.7	6.0	5.3	4.6	4.0	2.6	2.6	2.0	1.2	1.5	1.4	0.9	0.4	0.8
11	20.2	19.5	16.9	14.3	12.2	10.5	9.1	8.1	7.2	6.3	5.4	4.8	4.5	3.3	3.7	3.4	3.0	2.6	2.7
12	20.2	18.2	15.2	11.4	9.4	8.0	6.5	5.4	4.6	3.9	3.2	2.8	2.3	1.5	1.9	1.7	1.2	0.9	1.0
13	20.2	18.5	15.5	12.5	10.5	8.9	7.6	6.5	5.6	4.6	3.9	3.4	2.9	2.4	2.3	1.9	1.6	1.2	1.3
14	20.2	18.9	16.2	13.6	11.6	10.1	8.8	7.8	6.9	5.9	5.1	4.3	3.9	3.5	3.5	2.7	2.2	2.3	2.2
15	20.1	18.1	14.9	12.0	9.9	8.3	6.8	6.0	4.9	4.0	3.2	3.2	2.6	2.0	1.9	1.7	1.5	1.1	0.9
16	20.1	18.4	15.0	12.4	10.3	8.8	7.5	6.7	5.9	4.7	3.9	3.9	3.1	2.4	2.4	2.2	1.8	1.5	1.2
17	20.1	18.6	15.1	12.1	10.1	8.6	7.5	6.5	5.6	4.6	3.9	4.0	3.0	2.7	2.8	2.4	1.9	1.7	1.6
18	20.0	18.6	13.5	9.6	6.4	4.5	2.9	5.1	4.6	2.7	3.3	4.1	2.8	2.5	3.2	2.8	1.4	2.1	1.8
19	20.1	18.2	14.5	11.7	9.6	8.3	7.1	6.4	5.4	4.4	3.4	3.6	2.8	2.3	2.4	2.2	1.5	1.3	1.5
20	20.1	18.7	16.4	13.8	11.9	10.4	9.1	8.1	7.2	6.3	5.2	5.3	4.5	4.1	3.8	3.7	3.3	2.9	2.9
21	20.0	18.1	12.7	9.4	7.6	6.5	5.6	6.4	5.7	4.5	3.9	4.3	3.5	3.1	3.1	2.8	2.3	2.2	2.0
22	20.1	16.7	14.3	12.5	10.6	9.3	8.1	7.2	6.5	5.3	4.3	4.4	3.3	3.0	3.0	2.7	2.3	2.1	2.0
23	20.1	18.6	15.9	13.2	11.3	9.7	8.5	7.5	6.7	5.8	4.6	4.8	4.0	3.2	3.5	3.2	2.9	2.6	2.4
24	20.0	18.3	14.8	12.2	10.6	9.0	7.9	7.2	6.3	5.4	4.4	4.6	3.8	3.5	3.6	3.2	2.7	2.6	2.3
25	20.0	18.7	15.6	12.8	10.9	9.2	8.0	6.8	6.0	5.1	3.7	3.8	3.1	2.7	2.5	2.2	2.0	1.5	1.4
26	20.0	18.7	15.6	12.7	10.8	9.2	8.1	7.2	6.3	5.5	4.6	4.7	3.8	3.4	3.5	3.2	2.7	2.6	2.3
27	19.8	19.7	18.6	17.1	15.4	13.8	12.2	10.8	9.5	8.3	6.8	6.4	5.4	4.9	4.4	3.9	3.5	3.0	2.6
28	19.7	-1.9	-8.1	-8.6	-10.6	-10.6	-10.4	-9.3	-11.6	-12.6	-11.4	-11.0	-13.9	-12.6	-10.9	-13.1	-13.2	-11.4	-12.2
29	19.7	20.0	19.5	18.8	17.9	16.9	16.0	14.9	14.1	13.1	11.9	11.4	10.5	10.1	9.6	9.0	8.7	8.1	7.7

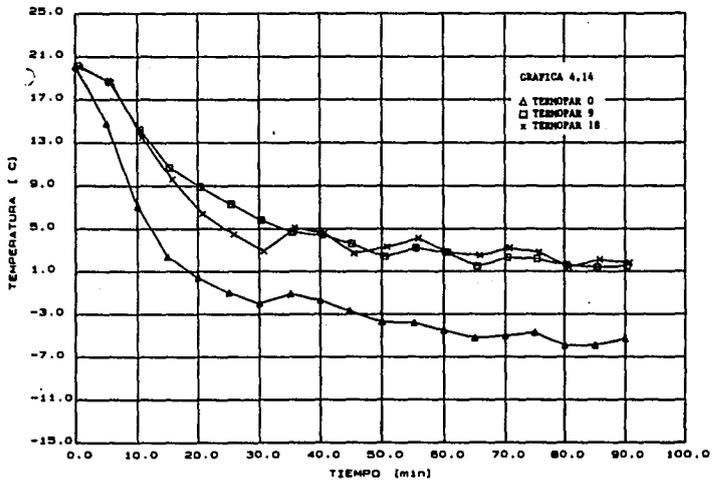
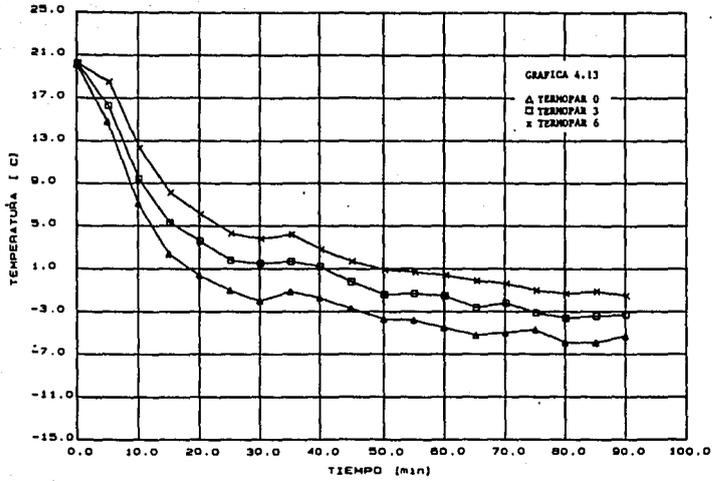
TEMPERATURAS (°C)

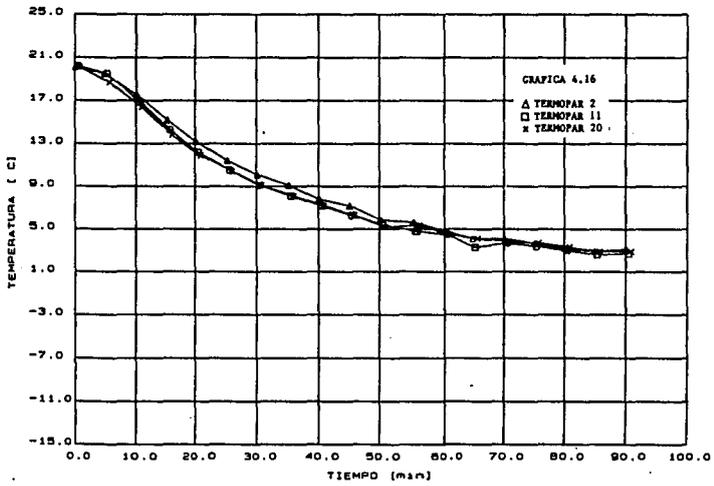
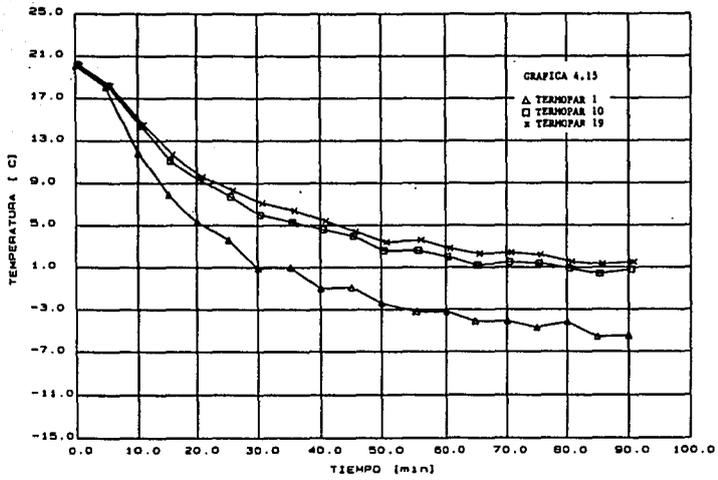
Temperatura Ambiente: 20 °C mín., 20 °C máx.

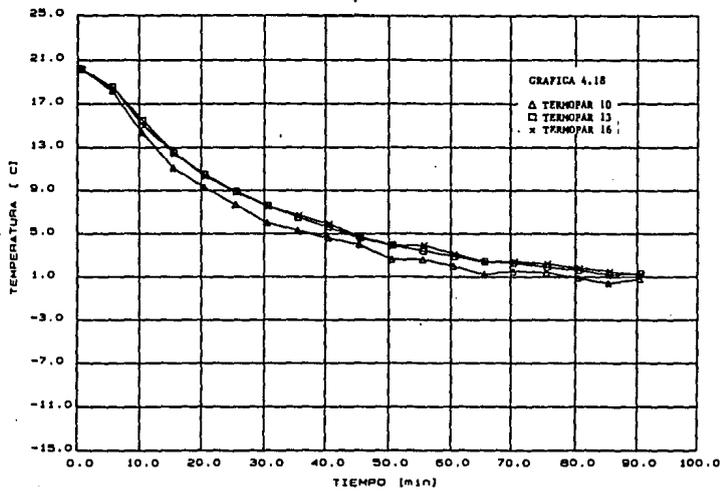
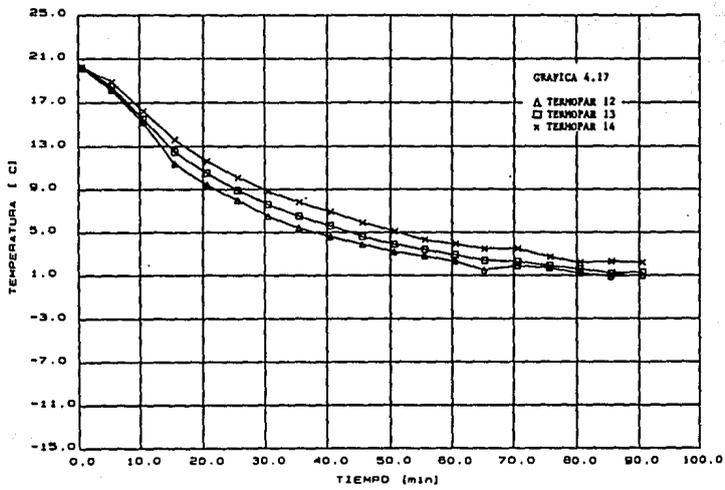
Energía Eléctrica Consumida: 390.14 kJ en 5400 s

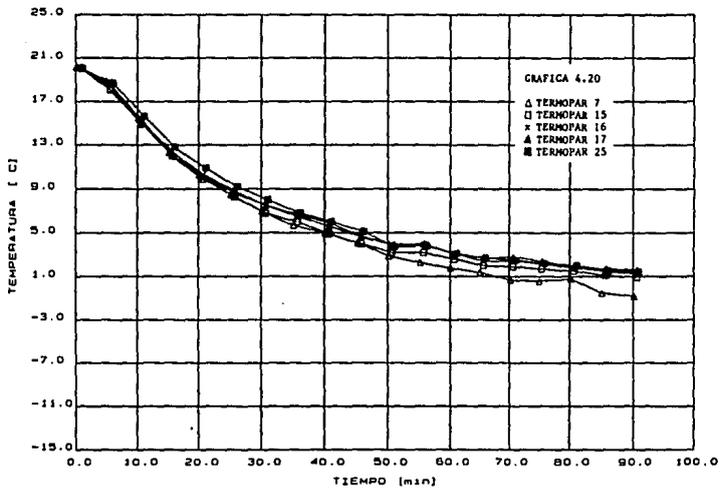
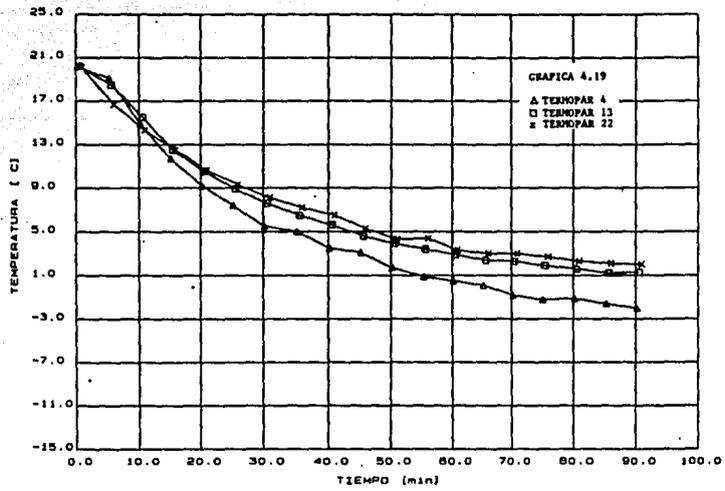
TABLA 4.2



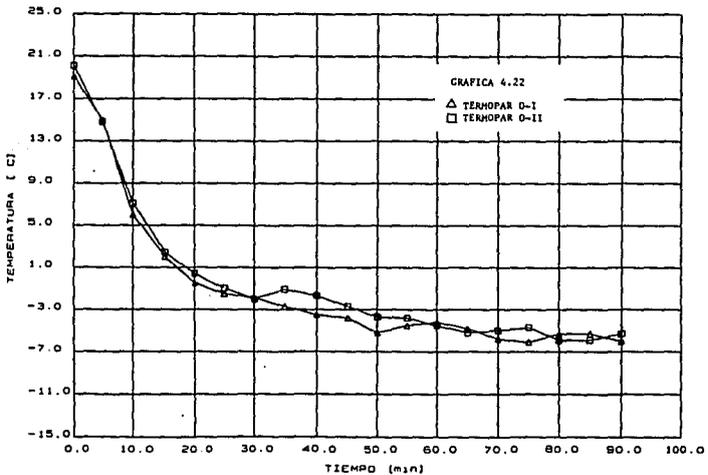
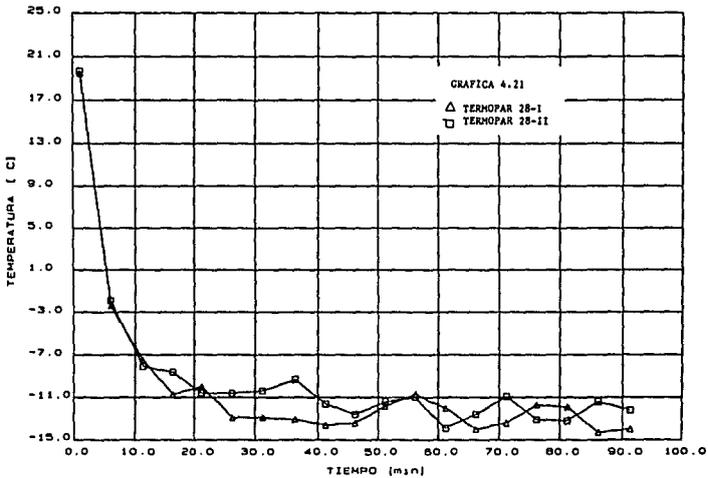


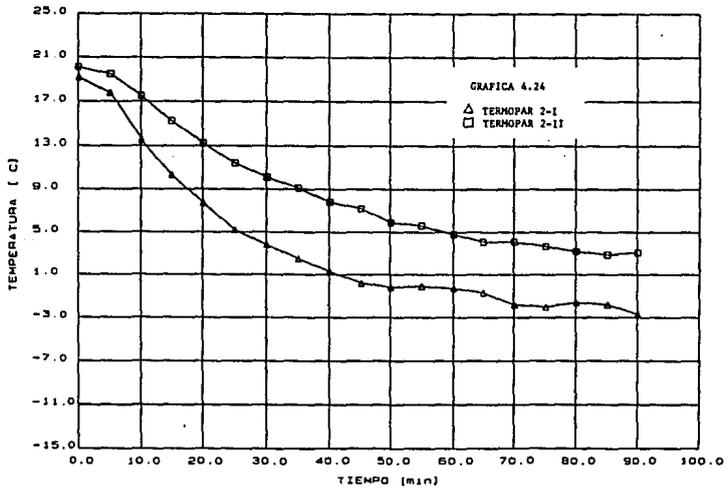
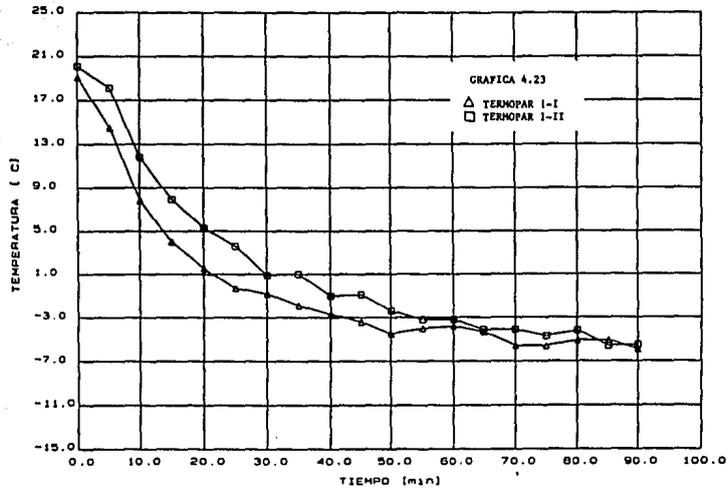


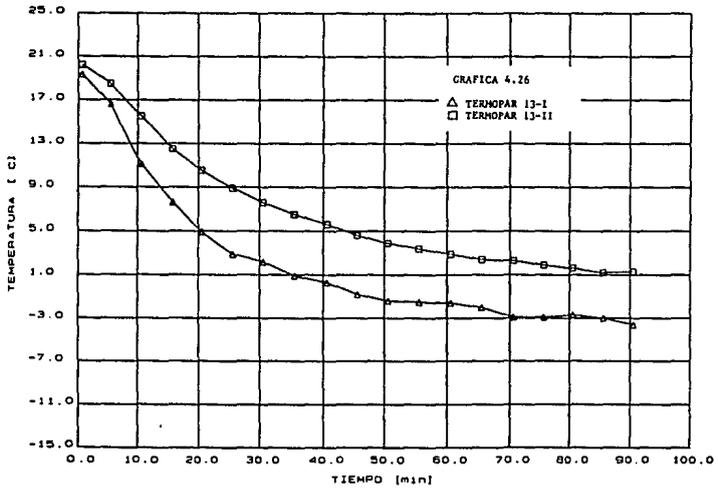
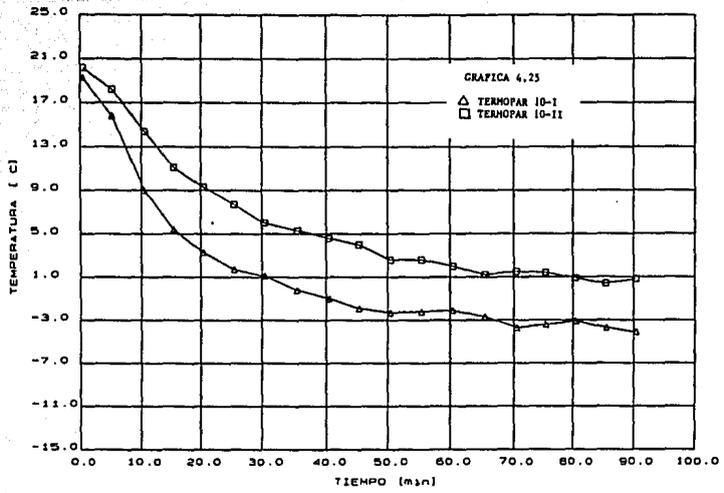


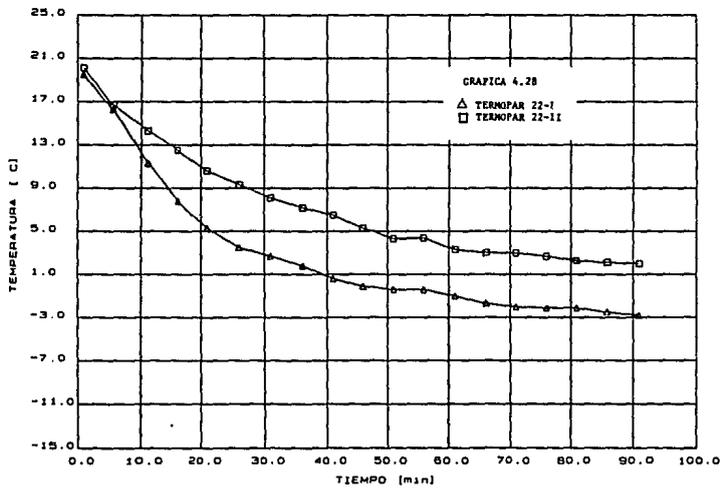
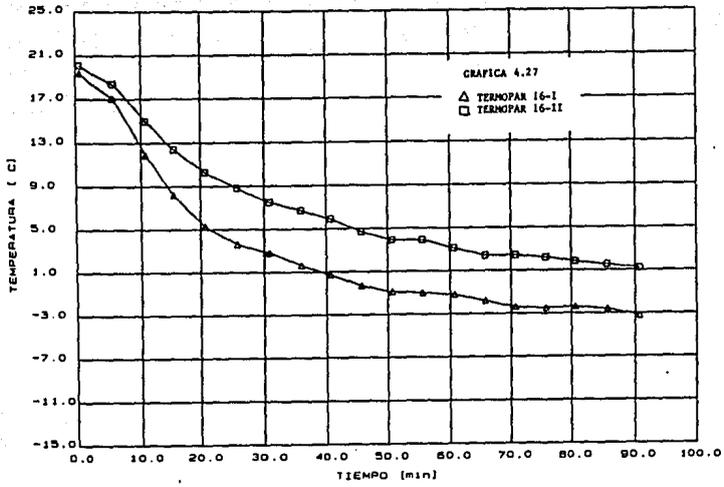


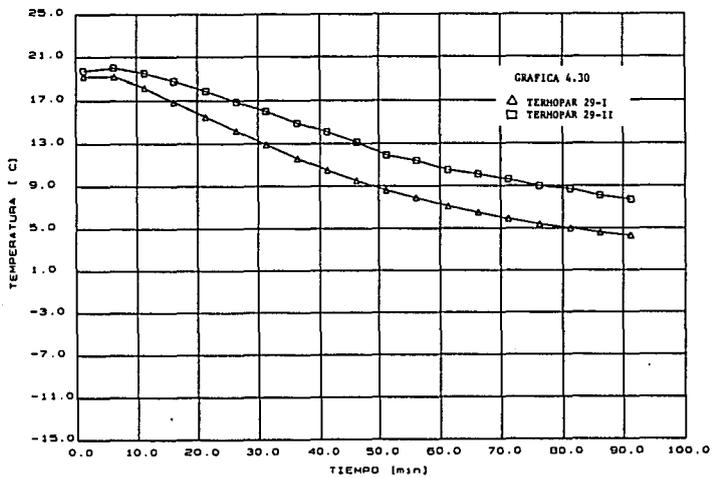
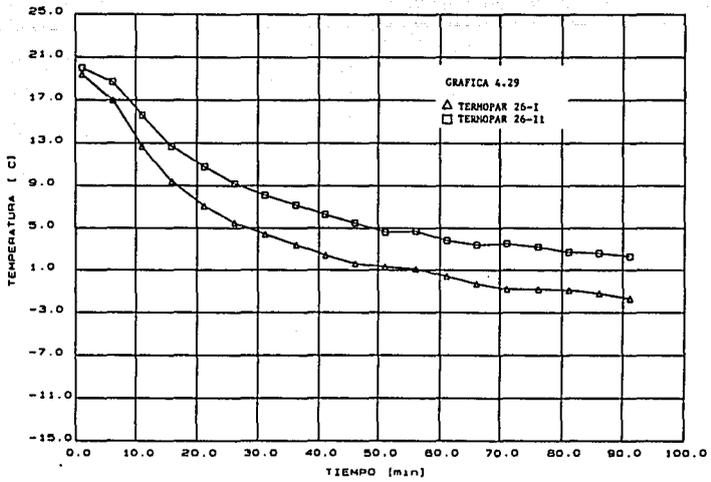
Las siguientes gráficas muestran comparaciones del enfriamiento del refrigerador sin charola para deshielo (prueba I) y con charola para deshielo (prueba II). En todos los casos se comparan las lecturas obtenidas por el mismo termopar en ambas pruebas.











4.2.3 Prueba III

En la figura 4.3.a se muestra una vista del refrigerador antes de introducir los recipientes mientras que en la figura 4.3.b, tal y como se realizó esta prueba.



4.3. a.

4.3. b.



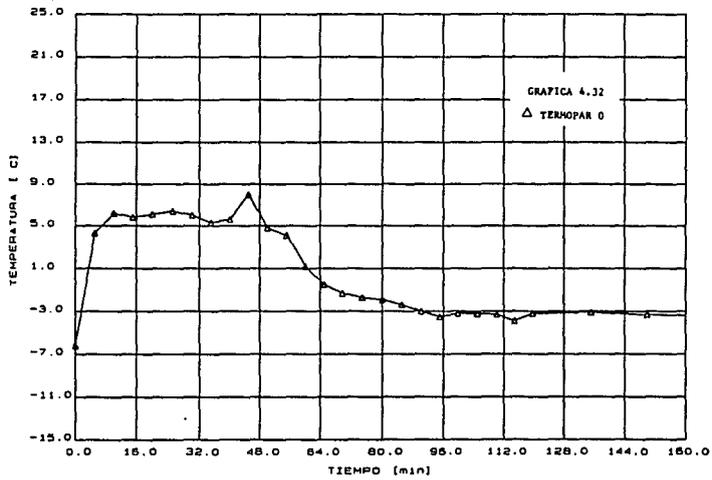
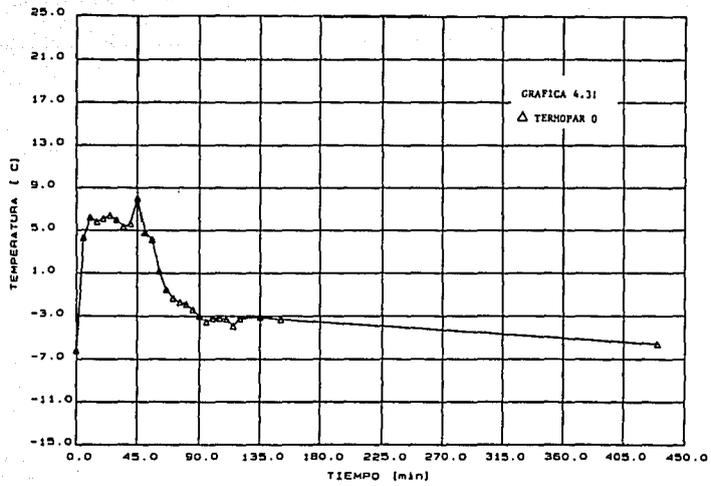
Fig 4.3. Compartimento vacío y con recipientes.

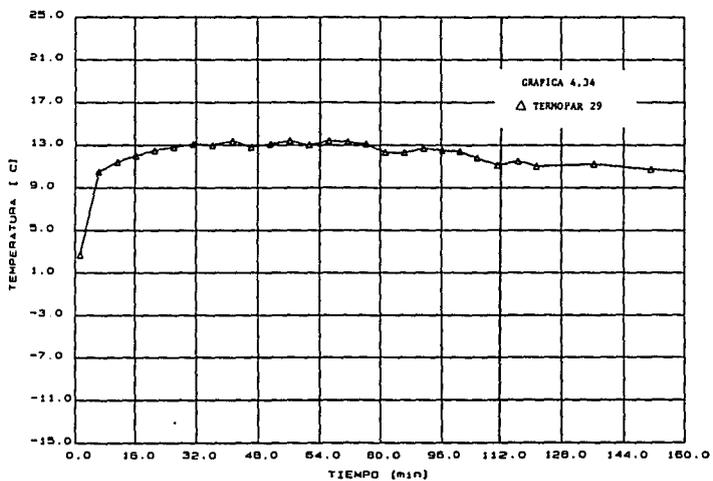
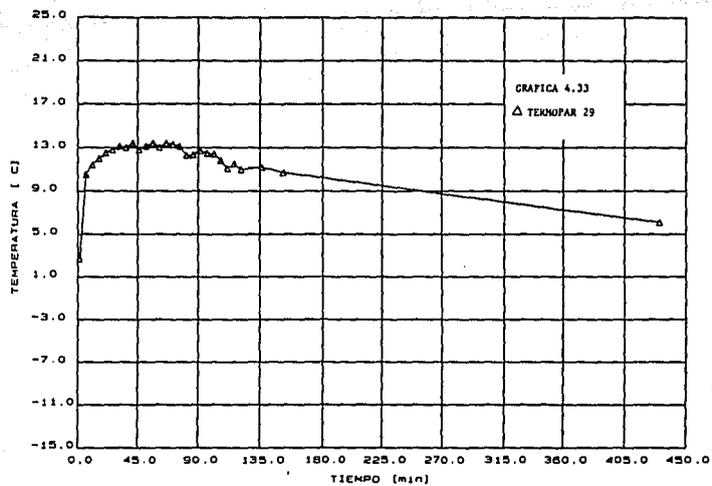
Valores registrados durante la prueba:

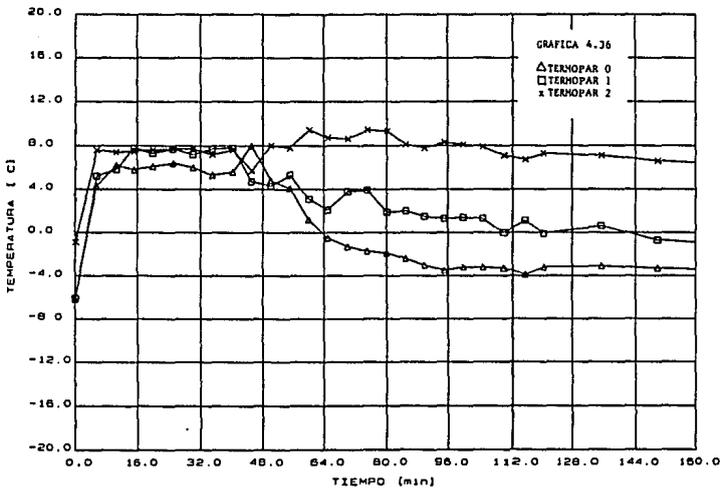
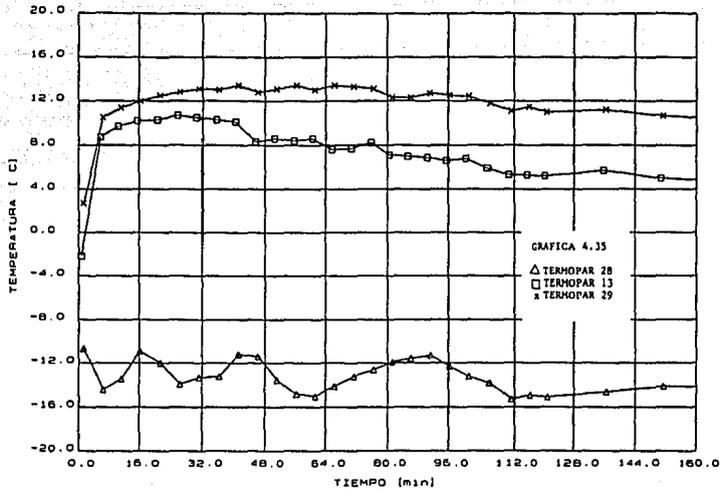
Temperat	Tiempo (min)																														
	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	150	439			
0	-6.2	4.3	6.2	5.8	6.1	6.4	6.9	5.2	5.5	8.0	4.8	4.1	1.2	-0.5	-1.3	-1.7	-1.9	-2.4	-3.0	-3.5	-3.2	-3.2	-3.3	-3.9	-3.2	-3.1	-3.3	-5.6			
1	-5.1	5.2	5.8	7.8	7.3	7.7	7.2	7.7	7.8	4.7	4.3	5.3	3.1	2.1	3.8	3.9	1.9	2.0	1.5	1.2	1.4	1.3	0.0	1.1	-0.1	0.6	-0.7	-6.4			
2	-0.9	7.6	7.4	7.5	7.6	7.7	7.7	7.2	7.6	5.7	8.0	7.8	9.4	8.7	8.6	9.4	9.3	8.1	7.8	8.3	9.1	7.9	7.1	6.7	7.3	7.1	6.6	2.3			
3	-5.5	6.4	8.1	9.3	10.5	10.7	10.8	10.4	10.2	8.3	9.4	8.6	4.7	2.1	0.8	1.5	1.2	-0.4	-0.6	-0.1	-0.5	-1.6	-1.3	-1.0	-1.1	-0.3	-0.9	-2.4			
4	-4.8	7.3	8.5	9.8	9.8	10.4	10.3	10.3	9.8	7.6	7.3	7.3	5.5	5.1	6.4	6.6	5.7	5.5	4.5	4.9	4.8	3.6	3.6	3.6	3.1	3.5	3.0	-3.1			
5	-9.7	6.8	7.0	7.5	7.5	7.8	7.7	7.9	8.3	6.9	9.0	8.5	9.8	9.3	8.6	7.1	7.0	7.8	7.1	6.1	5.1	4.5	5.5	4.7	4.4	4.4	4.2	4.1	3.9	-1.5	
6	-3.5	7.9	9.1	9.9	10.2	10.6	10.6	10.6	10.7	8.5	9.3	9.3	8.6	7.1	7.0	7.8	7.1	6.1	5.1	4.5	5.5	4.7	4.4	4.4	4.2	4.1	3.9	-1.5			
7	-1.0	8.0	9.2	8.8	9.3	9.5	9.8	10.4	10.6	8.5	9.4	9.3	9.7	9.2	9.2	9.2	8.9	7.8	7.3	7.3	7.7	6.7	6.6	6.2	6.2	6.6	6.0	2.0			
8	-1.3	10.6	11.9	12.0	12.1	12.4	11.6	11.3	10.8	8.1	9.3	9.2	9.0	7.5	7.7	8.1	8.0	7.0	6.3	6.2	6.5	5.2	5.4	5.0	5.4	5.3	4.5	0.9			
9	-2.6	10.1	10.7	10.9	10.8	10.9	10.7	10.6	10.1	8.0	8.7	8.7	8.4	6.7	6.6	7.1	6.8	6.0	5.2	5.5	5.5	4.4	4.4	4.2	4.7	4.4	4.0	0.3			
10	-1.0	8.7	8.8	9.4	9.3	9.8	9.5	9.5	8.8	6.9	9.0	7.7	8.7	7.6	7.5	8.5	8.4	8.0	7.1	7.3	7.7	6.7	6.2	6.3	6.7	6.7	6.2	2.2			
11	-2.2	9.2	10.2	10.7	10.7	10.7	10.7	10.8	10.5	8.3	9.2	9.0	9.0	7.6	7.0	7.6	6.4	6.5	6.4	6.4	6.7	5.5	4.8	5.7	5.2	5.5	4.9	1.2			
12	-2.2	8.7	9.7	10.2	10.3	10.7	10.5	10.3	10.1	8.3	8.6	8.4	8.6	7.6	7.7	8.2	7.1	7.0	6.9	6.6	6.8	5.9	5.3	5.3	5.2	5.7	5.0	1.0			
13	-1.3	8.4	9.1	9.4	9.6	9.7	9.7	9.3	9.2	8.5	8.9	8.0	9.1	8.0	8.3	8.6	8.9	7.8	7.5	7.6	7.0	6.8	6.2	6.0	6.3	6.6	6.0	2.0			
14	-2.5	8.2	9.3	10.0	9.9	10.1	10.2	9.9	10.0	8.6	8.7	9.0	8.8	7.9	7.1	8.5	9.0	8.9	8.1	8.0	7.9	7.1	6.9	6.5	6.4	5.4	5.3	4.7	0.9		
15	-3.0	8.4	3.6	10.1	10.4	10.4	10.5	9.6	8.6	8.7	8.9	8.8	9.2	9.2	8.9	8.1	8.0	7.9	7.1	6.4	7.1	5.8	6.0	5.8	5.8	5.6	4.5	4.3	4.7	4.1	0.9
16	-1.7	8.1	8.9	9.0	9.9	9.5	9.4	9.0	7.2	7.7	8.1	8.5	9.0	8.9	8.5	8.2	8.3	7.2	7.4	7.1	7.0	6.5	5.6	6.3	6.0	5.8	5.3	1.2			
17	-0.9	7.1	10.2	10.8	10.7	10.8	10.5	9.5	7.6	8.3	8.1	8.1	7.9	7.5	7.2	7.0	7.2	6.0	6.0	5.8	5.9	5.3	4.3	4.8	4.8	4.3	3.6	0.9			
18	-1.6	8.8	9.6	9.9	10.0	10.1	10.1	9.2	7.5	8.5	8.1	8.1	7.7	7.2	6.7	7.2	7.3	6.2	6.5	6.2	6.0	5.6	5.0	5.5	5.3	5.2	4.9	1.5			
19	-0.8	9.5	10.1	10.1	10.2	10.2	10.2	9.4	9.7	9.2	8.8	9.2	9.2	9.0	8.5	8.7	9.1	7.9	8.3	8.0	7.8	7.5	6.4	6.6	6.7	6.8	6.3	2.6			
20	-0.7	8.4	9.5	9.7	9.4	9.4	9.2	8.9	8.8	7.7	7.6	7.1	7.2	7.4	7.2	7.0	7.1	5.4	5.5	5.3	5.5	4.3	3.7	3.5	3.3	3.6	2.9	1.6			
21	-1.8	6.8	7.5	8.6	7.9	7.6	7.6	7.1	7.0	5.1	6.2	6.2	5.9	6.4	6.2	6.8	7.3	6.5	6.9	6.5	6.2	6.4	5.5	5.4	5.4	5.4	5.2	1.4			
22	-1.1	9.5	10.4	10.6	10.8	10.9	11.0	10.2	10.1	9.4	9.4	9.4	8.4	8.2	8.9	8.9	9.3	8.0	8.4	8.0	7.9	7.2	6.4	6.5	6.7	6.7	6.0	2.1			
23	-1.4	9.4	10.0	10.8	11.0	11.3	11.2	10.5	10.9	10.0	9.7	10.0	9.1	8.8	7.6	7.2	7.0	5.9	6.2	5.8	5.9	5.3	4.8	4.3	4.5	5.4	4.7	1.5			
24	-2.1	9.1	10.0	10.5	10.7	10.8	10.7	10.1	10.4	9.5	9.4	9.4	8.6	8.8	8.8	8.4	8.3	7.2	7.6	7.3	7.2	6.5	5.8	6.1	5.6	5.8	5.5	1.0			
25	-1.0	8.8	9.8	10.3	10.2	10.4	10.3	10.0	9.7	9.2	8.9	9.3	8.6	9.0	8.7	8.6	8.5	7.5	8.0	7.6	7.5	6.8	6.1	6.4	6.0	6.3	5.8	1.8			
26	-1.5	5.2	5.2	5.1	4.9	4.7	4.5	4.0	4.0	3.3	3.3	3.5	2.0	2.4	3.6	3.7	4.0	3.3	4.0	4.0	4.1	3.7	3.1	3.7	3.3	3.8	3.5	1.5			
27	-10.7	-14.4	-13.4	-19.9	-12.0	-13.9	-13.3	-13.2	-11.2	-11.4	-13.5	-14.8	-15.0	-14.1	-13.2	-12.6	-11.9	-11.6	-11.3	-12.3	-13.2	-13.8	-15.3	-14.9	-15.1	-14.6	-14.1	-15.4			
28	2.7	10.5	11.4	12.0	12.5	12.8	13.1	13.0	13.4	12.8	13.1	13.4	13.0	13.4	13.3	13.1	12.3	12.3	12.7	12.5	12.4	11.8	11.1	11.5	11.0	11.2	10.7	6.1			

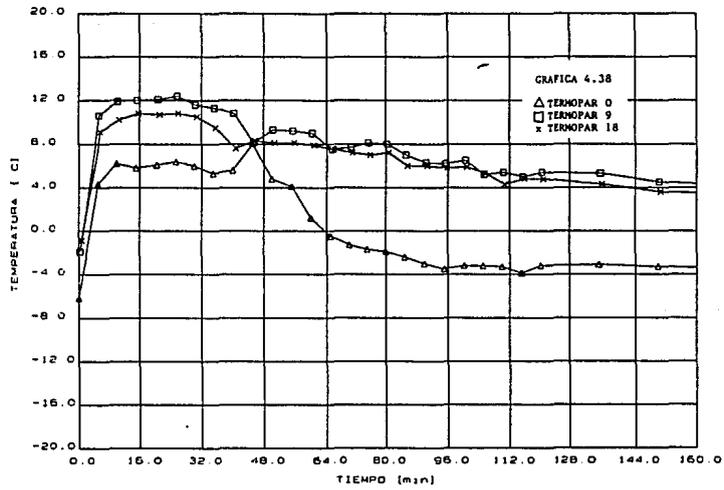
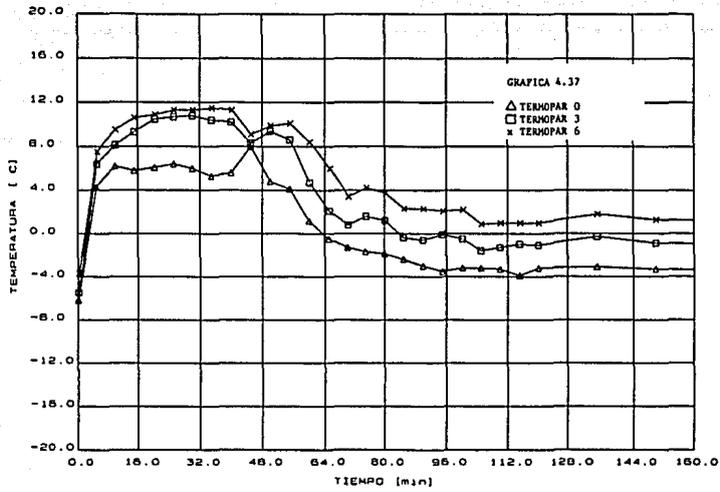
TEMPERATURAS (°C)

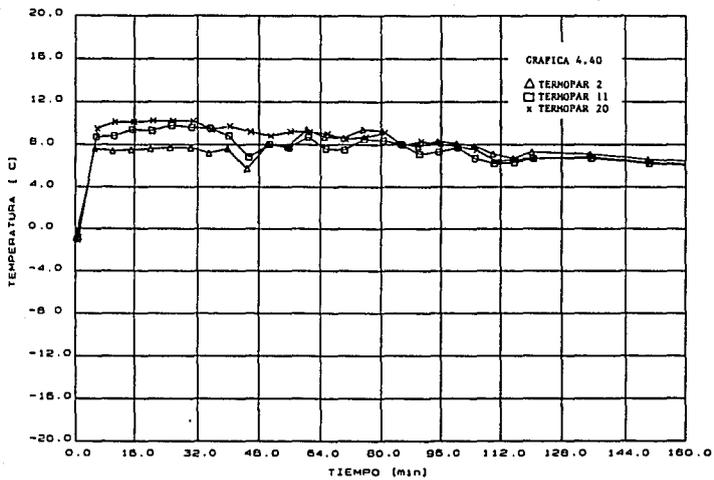
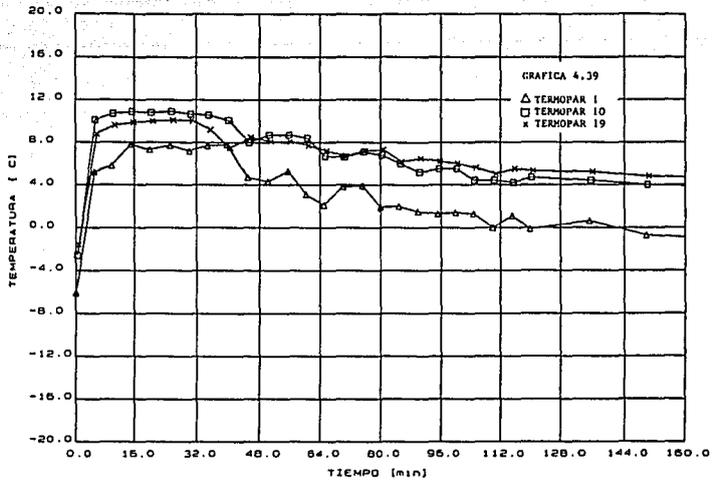
TABLA 4.3

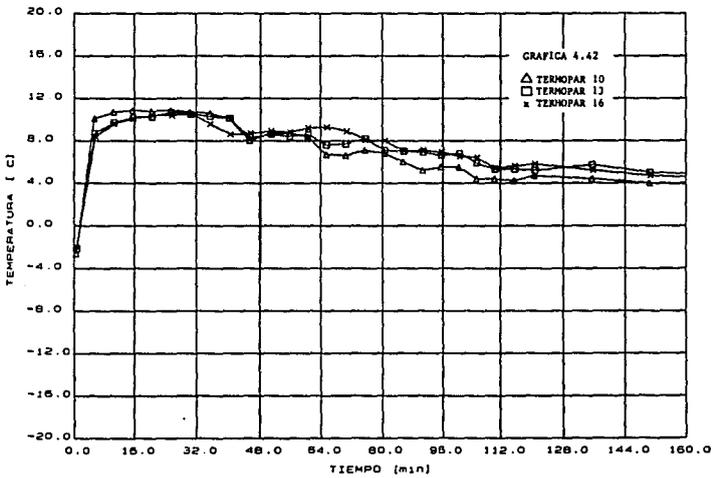
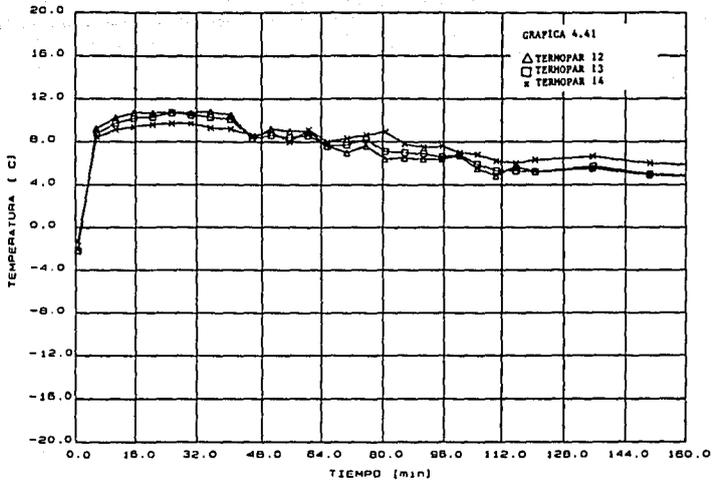


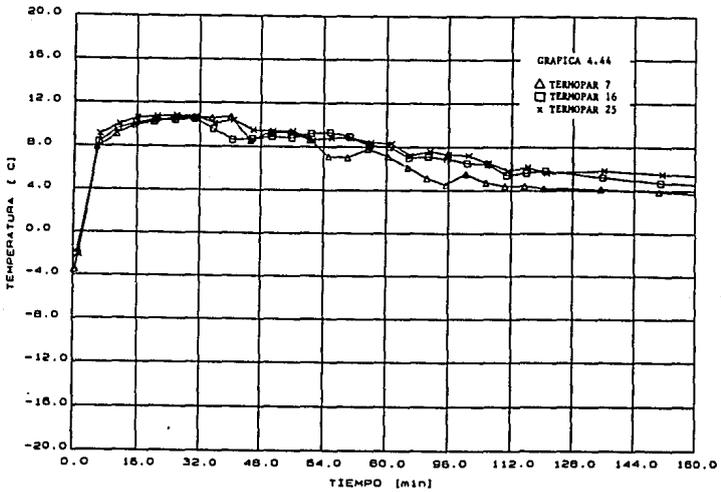
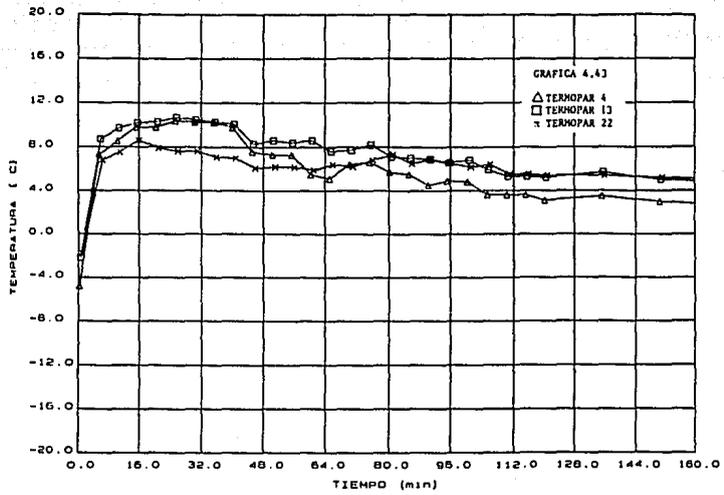


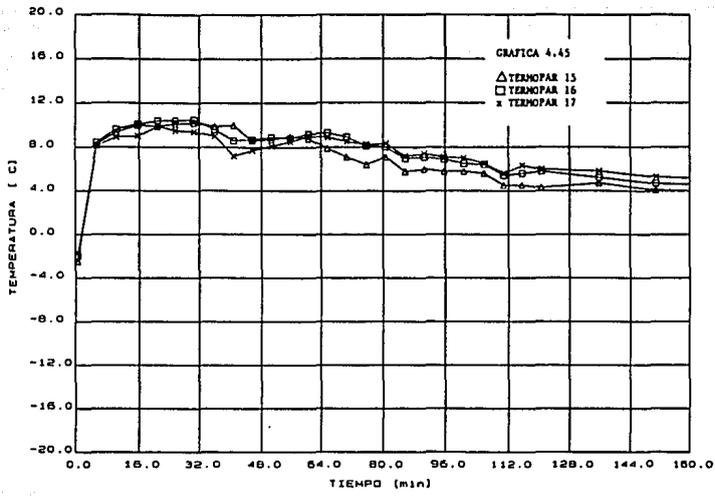












4.2.4 Prueba IV

Las zonas térmicas quedaron prácticamente definidas gracias a los resultados de las pruebas anteriores. Se observó en éstas que en las zonas inferiores del interior del compartimento la temperatura era relativamente homogénea y que, conforme la distancia al evaporador disminuía, la variación en la temperatura era más marcada, con un cambio brusco en la zona del evaporador (de la charola para deshielo hacia arriba). Es por esto que la densidad de termopares por unidad de área se incrementó en la zona superior tal como se ve en la figura 4.4.

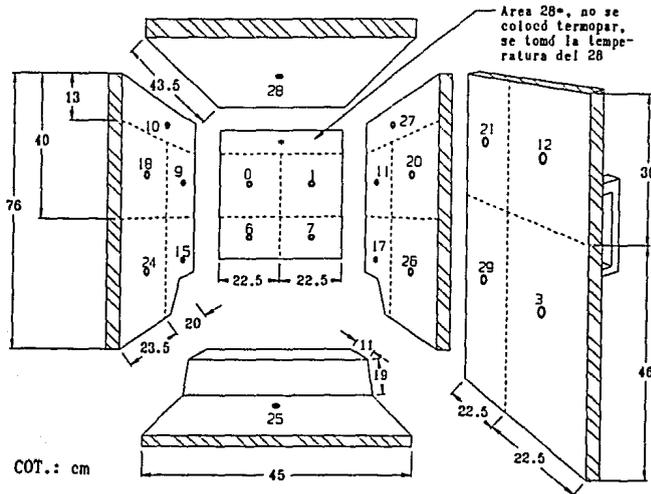


Fig. 4.4. Disposición de los termopares en el interior del compartimento.

Por otro lado, en la parte exterior, sabiendo que la temperatura en las paredes sería más homogénea dado que las condiciones exteriores son homogéneas para efectos prácticos, y teniendo en cuenta las limitaciones del equipo de medición (30 termopares), se colocó un número menor de termopares en el exterior. En la figura 4.5 se aprecia la colocación de éstos.

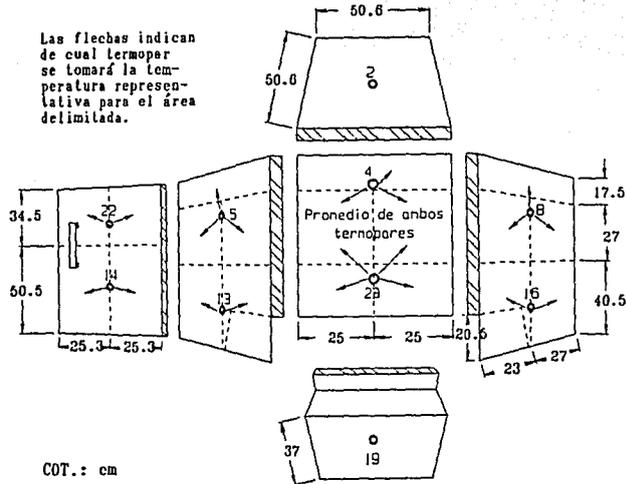
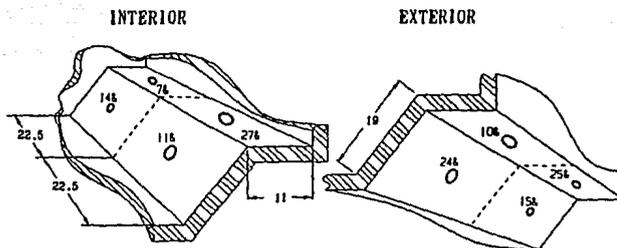


Fig. 4.5. Disposición de los termopares en el exterior del compartimento.

Después de realizar la prueba tal como se describe en el capítulo anterior, se observó que la zona inferior posterior del refrigerador, donde se encuentra el compresor y la parte baja del condensador, no estaba bien considerada ya que el flujo de calor en esa zona es mucho mayor, debido a la alta temperatura que alcanza el compresor durante el periodo de operación (alrededor de 50 °C). Se repitió la prueba bajo las mismas condiciones, colocándose ocho termopares en la zona descrita y utilizando, además, tres termopares en las mismas posiciones en que se habían colocado en un principio para validar la compatibilidad entre las lecturas de ambas pruebas. En la figura 4.6 se aprecia la colocación de los termopares utilizados en la zona del compresor.



COT.: cm

Fig. 4.6. Disposición de los termopares en la zona del compresor.

A continuación se presenta la tabla de datos obtenida durante la prueba.

Termopar	Tiempo (min)																PROMEDIO	
	0	1	5	10	14	19	22	26	30	34	39	42	46	50	54	59		62
0	-4.2	-4.3	-4.3	-4.2	-4.1	-4.1	-4.0	-4.0	-4.0	-4.0	-4.0	-4.3	-4.5	-4.5	-4.1	-4.1	-3.9	-4.15
1	-1.6	-1.8	-1.8	-1.6	-1.5	-1.4	-1.6	-1.7	-1.8	-1.9	-1.8	-1.8	-1.9	-1.6	-1.5	-1.4	-1.2	-1.65
2	17.6	17.7	17.7	17.9	17.9	18.0	18.1	18.1	18.1	18.1	18.0	17.7	17.9	18.2	18.1	18.3	18.5	17.99
3	0.0	0.1	0.1	0.2	0.2	0.3	0.4	0.3	0.4	0.4	0.4	0.3	0.1	0.2	0.3	0.2	0.6	0.28
4	20.6	20.6	20.7	20.8	20.7	20.9	20.9	20.9	21.0	20.9	20.9	20.5	20.2	20.8	20.4	21.0	21.0	20.75
5	17.2	17.3	17.4	17.6	17.5	17.7	17.8	17.8	17.9	17.9	17.7	17.5	17.3	17.1	17.9	19.1	18.3	17.64
6	-0.9	-0.9	-0.9	-0.7	-0.7	-0.6	-0.5	-0.4	-0.5	-0.4	-0.7	-0.8	-0.7	-1.0	-0.7	-0.4	-0.4	-0.65
7	0.1	0.2	0.2	0.3	0.4	0.4	0.5	0.5	0.5	0.5	0.2	0.2	0.3	0.2	0.3	0.6	0.7	0.36
8	17.0	17.0	17.1	17.2	17.2	17.3	17.3	17.4	17.4	17.4	17.0	17.1	17.0	17.0	17.2	17.5	17.6	17.22
9	-1.7	-1.6	-1.6	-1.5	-1.5	-1.4	-1.4	-1.3	-1.3	-1.2	-1.6	-1.5	-1.4	-1.6	-1.4	-1.2	-1.2	-1.44
10	-12.5	-12.4	-12.4	-12.3	-12.3	-12.3	-12.2	-12.2	-12.2	-12.1	-12.5	-12.5	-12.3	-12.5	-12.3	-12.1	-12.1	-12.21
11	-0.5	-0.4	-0.4	-0.3	-0.3	-0.2	-0.2	-0.1	-0.1	-0.1	-0.4	-0.3	-0.3	-0.2	-0.2	0.2	0.2	-0.21
12	1.0	1.1	1.2	1.3	1.3	1.4	1.5	1.5	1.5	1.5	1.1	1.3	1.2	1.1	1.4	1.6	1.6	1.23
13	17.5	17.5	17.6	17.9	17.9	17.9	19.0	19.0	19.1	19.2	17.9	17.9	19.0	18.0	18.3	18.4	19.5	17.96
14	16.5	16.6	16.7	16.8	16.6	16.5	16.6	16.5	16.6	16.5	16.4	16.3	16.5	16.5	16.6	16.7	16.8	16.57
15	-1.3	-1.3	-1.2	-1.1	-1.1	-1.1	-1.0	-1.0	-0.9	-1.0	-1.2	-1.1	-1.0	-1.1	-0.9	-0.9	-0.8	-1.56
16	17.4	17.5	17.5	17.7	17.7	17.8	17.8	17.8	17.9	17.8	17.6	17.5	17.6	17.6	17.8	17.9	18.0	17.71
17	-0.2	-0.2	-0.1	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.3	0.2	-0.1	0.1	0.2	0.1	0.4	0.5	0.14
19	-0.6	-0.5	-0.5	-0.4	-0.3	-0.3	-0.2	-0.2	-0.1	-0.2	-0.4	-0.4	-0.3	-0.4	-0.2	-0.1	0.1	-0.29
19	16.2	16.3	16.3	16.4	16.4	16.4	16.5	16.5	16.5	16.4	16.1	16.2	16.3	16.4	16.5	16.6	16.7	16.39
20	-0.2	-0.1	-0.1	0.2	0.2	0.3	0.3	0.4	0.4	0.3	0.2	0.2	0.2	0.2	0.4	0.5	0.6	0.24
21	0.9	1.0	1.1	1.3	1.3	1.4	1.4	1.5	1.5	1.2	0.8	1.1	1.2	1.2	1.4	1.5	1.6	1.26
22	16.9	17.1	17.1	17.2	17.0	16.9	16.9	16.9	16.9	16.7	16.5	16.5	16.5	16.5	17.0	17.0	17.1	16.87
23	25.7	25.9	25.9	25.8	25.9	25.9	25.9	26.1	26.3	25.8	25.6	25.5	25.6	25.4	25.6	26.1	26.0	25.82
24	-0.5	-0.4	-0.4	-0.3	-0.2	-0.2	-0.1	-0.1	0.1	-0.3	-0.8	-0.4	-0.4	-0.6	-0.2	0.2	0.3	-0.25
25	3.3	3.4	3.4	3.6	3.6	3.6	3.7	3.7	3.8	3.5	3.1	3.3	3.4	3.2	3.6	3.9	4.0	3.54
26	-0.2	-0.1	-0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.4	0.4	-0.1	-0.5	-0.2	-0.1	-0.4	0.2	0.4	0.5	0.06
27	-0.3	-0.3	-0.3	-0.5	-0.6	-0.6	-0.5	-0.4	-0.4	-0.3	-0.6	-1.1	-0.8	-0.9	-1.1	-0.9	-0.2	-0.65
28	-7.2	-7.1	-7.0	-6.8	-6.8	-6.7	-6.7	-6.6	-6.6	-6.9	-7.4	-7.1	-7.1	-7.6	-7.0	-6.7	-6.7	-6.94
29	-9.2	-9.1	9.1	9.2	9.1	9.1	9.2	9.2	9.3	9.1	-0.5	-0.1	-0.2	-0.5	9.1	9.4	9.5	9.04

TEMPERATURAS (°C)

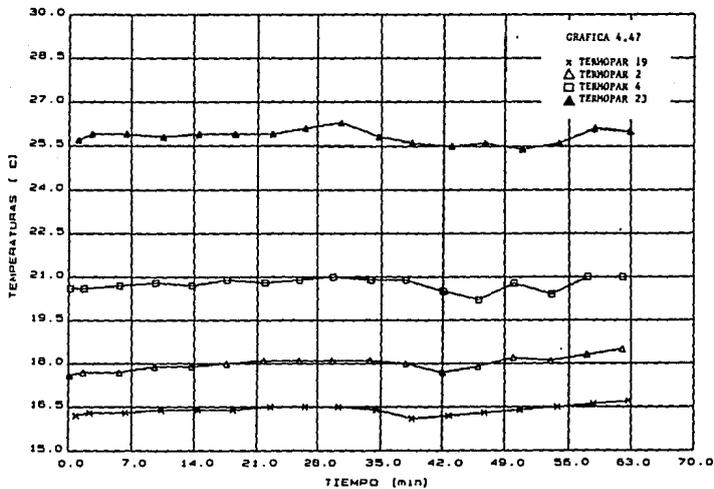
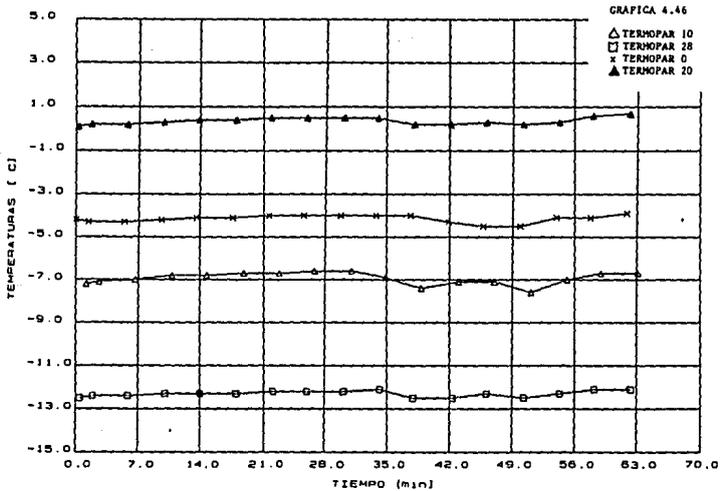
TABLA 4.4.a

Los tres termopares que se utilizaron para validar la segunda prueba como parte de la primera fueron el 28 (techo), el 0 (pared posterior) y el 26 (pared derecha). Los valores promedio de temperatura obtenidos para los termopares anteriores son -6.8, -4.1 y 0.3 °C respectivamente. Como se puede observar, estas temperaturas no difieren en más de 0.25 °C de los promedios de la prueba inicial.

TEMPERATURA (°C)	
28	-6.8
0	-4.1
26	0.3
7&	-0.9
27&	-1.1
14&	8.2
11&	6.5
25&	37.3
10&	29.2
15&	23.7
24&	28.5

TABLA 4.4.b

Las temperaturas medidas tuvieron un cierto grado de fluctuación. En las gráficas que se presentan a continuación se puede notar que dichas fluctuaciones son similares en todos los termopares.



En la siguiente tabla (4.5) se presentan la energía eléctrica consumida ($E_{e.l.e.c}$) y los intervalos de tiempo en los que el compresor realizó trabajo:

Tiempo de Encendido [min]	Tiempo de Apagado [min]	Intervalo de tiempo [min]	Energía Consumida [kJ]
0	1.47	1.47	11.37
3.88	5.45	1.57	11.37
8.05	9.55	1.50	11.37
12.03	13.57	1.54	11.37
16.08	17.58	1.50	11.37
20.07	21.60	1.53	11.37
24.08	25.62	1.54	11.37
28.17	29.63	1.46	11.37
32.18	33.68	1.50	11.37
36.17	37.67	1.50	11.37
40.37	41.88	1.51	11.37
44.32	45.83	1.51	11.37
48.30	49.85	1.55	11.37
52.37	53.90	1.53	11.37
56.35	57.87	1.52	11.37
60.33	61.93	1.60	11.37
		Prom = 1.52	Prom = 11.37

TABLA 4.5

Basándose en las ecuaciones 2.2 y 2.3, el cálculo del flujo de calor a través del techo (termopar interior 28) se detalla como ejemplo para facilitar el entendimiento del procedimiento seguido.

$$\begin{aligned}
 k_{\text{uretano}} &= 0.026 \text{ W/m K} \\
 k_{\text{acero}} &= 43 \text{ W/m K} \\
 k_{\text{plastico}} &= 0.1 \text{ W/m K}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x_{\text{uretano}} &= 45 \times 10^{-3} \text{ m} \\
 x_{\text{acero}} &= 1 \times 10^{-3} \text{ m} \\
 x_{\text{plastico}} &= 1 \times 10^{-3} \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$\Sigma R = \left(\frac{1 \times 10^{-3}}{43} + \frac{45 \times 10^{-3}}{0.026} + \frac{1 \times 10^{-3}}{0.1} \right) = 1.7408 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Las áreas utilizadas para el cálculo de flujo de calor son un promedio de las interiores y de las exteriores:

$$A = 0.478 \times 0.471 = 0.225 \text{ m}^2$$

$$T_{28} = -6.94 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 17.99 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{28} = \left(\frac{0.225}{1.7408} \right) (17.99 - (-6.94)) = 3.22 \text{ W}$$

Despreciando las láminas de acero y de plástico:

$$\Sigma R = \frac{45 \times 10^{-3}}{0.026} = 1.731 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$Q_{28} = 3.24 \text{ W}$$

Dado que el efecto de las resistencias térmicas de las láminas de acero y de plástico es despreciable, para los cálculos restantes se utilizó solamente la resistencia del uretano:

	$Q_{28} = 3.24 \text{ W}$	
$Q_{10} = 2.22 \text{ W}$	$Q_{18} = 1.23 \text{ W}$	$Q_9 = 1.12 \text{ W}$
$Q_{24} = 1.78 \text{ W}$	$Q_{15} = 1.12 \text{ W}$	$Q_{28^*} = 2.14 \text{ W}$
$Q_0 = 1.84 \text{ W}$	$Q_1 = 1.67 \text{ W}$	$Q_6 = 1.15 \text{ W}$
$Q_7 = 1.11 \text{ W}$	$Q_{27} = 1.37 \text{ W}$	$Q_{11} = 1.07 \text{ W}$
$Q_{20} = 1.21 \text{ W}$	$Q_{17} = 1.06 \text{ W}$	$Q_{26} = 1.77 \text{ W}$
$Q_{21} = 1.73 \text{ W}$	$Q_{12} = 1.72 \text{ W}$	$Q_{29} = 2.74 \text{ W}$
$Q_3 = 2.70 \text{ W}$	$Q_{25} = 2.16 \text{ W}$	$Q_{7\&} = 0.98 \text{ W}$
$Q_{27\&} = 0.78 \text{ W}$	$Q_{14\&} = 1.07 \text{ W}$	$Q_{11\&} = 0.93 \text{ W}$

Como se ve en la figura 4.4, el área interior en la parte alta de la pared posterior, utiliza la temperatura del termopar 28 colocado en el techo, de ahí que se tenga un Q_{28} y un Q_{28^*} .

El calor total promedio por unidad de tiempo que está entrando al refrigerador es entonces:

$$Q_{tot} = \Sigma Q_j \quad (4.1)$$

$$Q_{tot} = 39.91 \text{ W}$$

Obtenida ya la energía eléctrica promedio consumida en un ciclo completo (11.37 kJ), se obtiene el calor total promedio que entra al refrigerador durante el ciclo. El ciclo comprende desde que el compresor se enciende hasta que se vuelve a encender, o bien, desde que se apaga hasta que se vuelve a apagar (fig. 4.7).

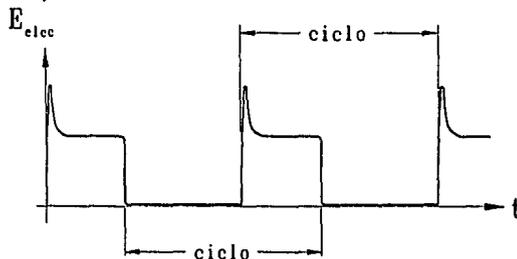


Fig. 4.7. Ciclo completo en estado permanente.

La duración promedio del ciclo completo se puede obtener de la tabla 4.5:

$$t_{prom \text{ ciclo}} = \left(\frac{t_{apag \text{ f}} - t_{apag \text{ i}}}{\# \text{ ciclos}} \right) \quad (4.2)$$

$$t_{prom \text{ ciclo}} = 3.779 \text{ [min]} = 226.73 \text{ [s]}$$

$$E_{fugas} = (Q_{tot}) (t_{prom \text{ ciclo}}) = 9048.8 \text{ J}$$

de donde

$$\Gamma = \frac{Q_o}{W_{elec}} = \frac{E_{fugas}}{E_{elec}} = 0.7958$$

Con base en las zonas térmicas definidas, se decidió obtener tres coeficientes de transferencia de calor (ec. 2.4), dividiéndose el refrigerador en tres regiones. La primera región va desde el techo del refrigerador hasta trece centímetros abajo, la segunda ocupa los siguientes veintisiete centímetros y, la última, los treinta y seis centímetros restantes.

Para la temperatura interna del aire se tomó un promedio de las temperaturas iniciales de la prueba III, las cuales fueron tomadas en estado permanente, utilizando, desde luego, los termopares adecuados para las regiones definidas. La temperatura de pared interna utilizada en cada región será un promedio pesado de las temperaturas involucradas y sus respectivas áreas:

$$T_p = \frac{\sum T_j A_j}{\sum A_j} \quad (4.3)$$

a) Zona I

$$Q_I = Q_{28} + Q_{10} + Q_{27} + Q_{28} = 8.97 \text{ W}$$

$$A = 0.4411 \text{ m}^2$$

$$T_{\infty \text{ int}} = -10.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_p = -6.79 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{int \ 1} = \left(\frac{8.97}{0.4411 (-6.79 - (-10.7))} \right) = 5.2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

b) Zona II

$$Q_{II} = Q_{18} + Q_9 + Q_0 + Q_1 + Q_{11} + Q_{20} + Q_{21} + Q_{12}$$

$$Q_{II} = 11.59 \text{ W}$$

$$A = 0.5328 \text{ m}^2$$

$$T_{\infty \text{ int}} = -2.35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_p = -0.51 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{int } 2} = \left(\frac{11.59}{0.5328 (-0.51 - (-2.35))} \right) = 11.82 \text{ W/m}^2\text{K}$$

c) Zona III

$$Q_{III} = Q_{24} + Q_{15} + Q_6 + Q_7 + Q_{17} + Q_{26} + \\ + Q_{29} + Q_3 + Q_{25} + Q_{7a} + Q_{27a} + Q_{14a} + Q_{11a}$$

$$Q_{III} = 19.35 \text{ W}$$

$$A = 0.7546 \text{ m}^2$$

$$T_{\infty \text{ int}} = -1.62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_p = 0.49 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{int } 3} = \left(\frac{19.35}{0.7546 (0.49 - (-1.62))} \right) = 12.16 \text{ W/m}^2\text{K}$$

En el exterior se obtuvieron dos coeficientes convectivos, uno para la parte posterior y la zona del compresor ($h_{\text{ext } 1}$), y otro para el resto del refrigerador ($h_{\text{ext } 2}$). Como en los casos anteriores, se utilizó una temperatura de pared media obtenida mediante un promedio pesado. Para la temperatura del medio ambiente en la pared posterior y la zona del compresor se tuvo en cuenta que el aire está más caliente por efecto de éstos,

tomándose por ello una aproximación de 28 °C (aproximadamente unos dos grados mayor a la temperatura media medida en estas zonas, similar a la diferencia encontrada en el resto del refrigerador contra temperatura ambiente).

$$h_{ext\ 1} = \left(\frac{9.53}{0.3477 (28.0 - 26.3)} \right) = 16.12 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$h_{ext\ 2} = \left(\frac{30.38}{1.4658 (19.5 - 17.3)} \right) = 9.42 \text{ W/m}^2\text{K}$$

4.2.5. Prueba V

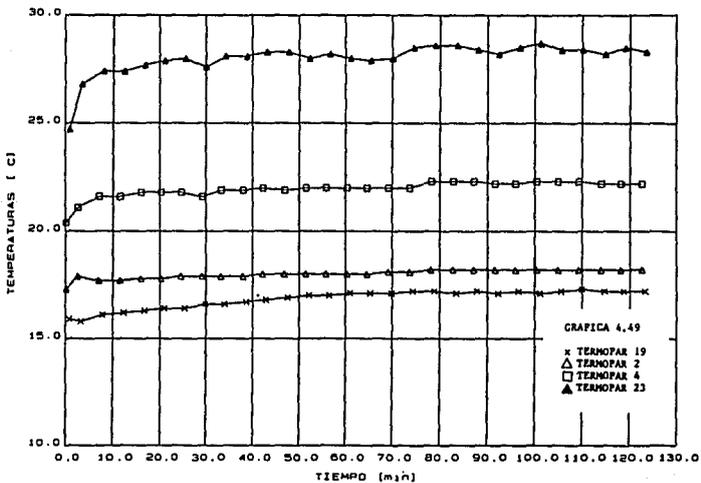
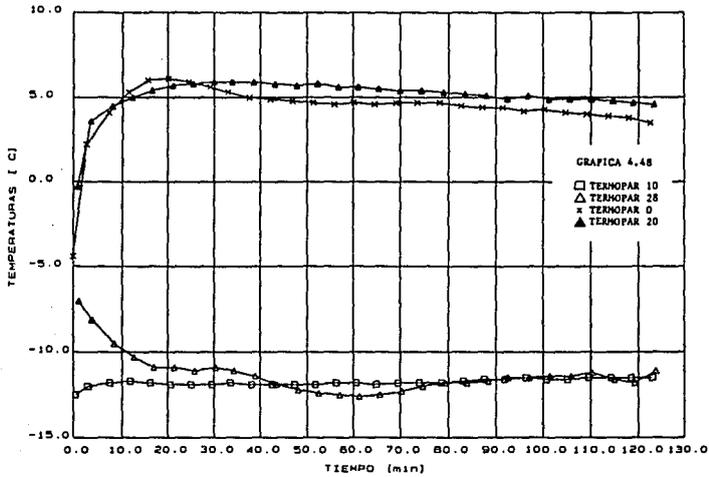
Los datos de temperatura medidos se presentan en la tabla 4.6.
El termopar 26 midió la temperatura del agua en uno de los recipientes durante toda la prueba.

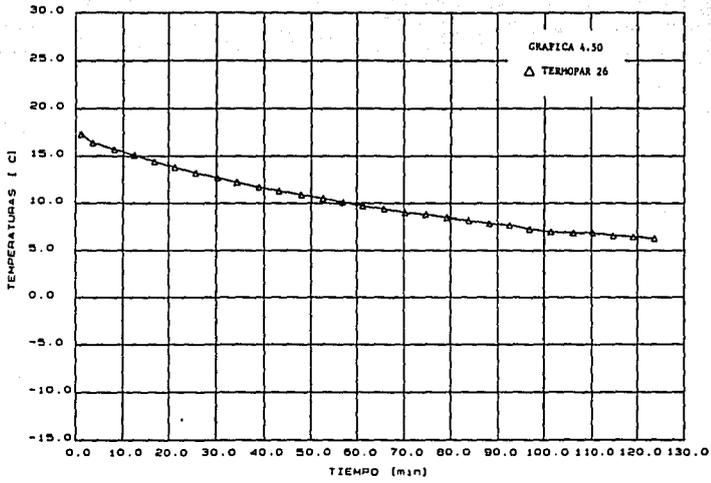
Tempar	Tiempo (min)																													
	0.00	2.60	7.03	11.30	15.70	20.17	24.60	29.08	33.04	37.80	42.18	46.77	51.30	55.77	60.18	64.60	69.10	73.53	78.10	82.63	87.00	91.43	95.92	100.25	104.77	109.17	113.89	117.98	122.42	
0	-4.4	2.2	4.1	5.3	6.0	6.1	5.9	5.6	5.3	5.0	4.9	4.8	4.7	4.6	4.7	4.6	4.7	4.7	4.7	4.5	4.4	4.4	4.2	4.3	4.1	4.0	3.9	3.8	3.5	
1	-2.3	1.9	4.4	5.7	6.5	6.8	6.8	6.6	6.7	6.7	6.7	6.6	6.6	6.6	6.6	6.6	6.4	6.2	6.2	6.1	6.1	6.0	6.0	5.9	5.9	5.9	5.9	5.8	5.8	
2	17.3	17.9	17.7	17.7	17.9	17.8	17.9	17.9	17.9	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.1	18.1	18.2	18.2	18.2	18.2	18.2	18.2	18.2	18.2	18.2	18.2	18.2	
3	-0.2	3.4	4.3	4.9	5.4	5.8	5.2	6.5	6.8	6.9	6.9	7.0	6.9	6.9	6.8	6.8	6.7	6.6	6.6	6.5	6.4	6.3	6.2	6.1	6.1	6.0	5.9	5.9	5.8	
4	20.4	21.1	21.6	21.6	21.8	21.8	21.8	21.6	21.9	21.9	22.0	21.9	22.0	22.0	22.0	22.0	22.0	22.0	22.0	22.0	22.0	22.0	22.2	22.2	22.3	22.3	22.2	22.2	22.2	
5	17.0	17.1	17.3	17.4	17.5	17.6	17.6	17.6	17.6	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.6	
6	-1.0	2.7	4.6	5.7	6.4	6.8	7.0	7.2	7.2	7.2	7.1	7.0	6.8	6.7	6.5	6.4	6.3	6.1	6.0	5.9	5.7	5.5	5.4	5.3	5.1	5.0	4.9	4.7	4.7	
7	9.2	2.8	4.2	5.2	6.0	6.5	6.9	7.3	7.5	7.5	7.5	7.4	7.3	7.2	7.1	7.0	6.9	6.8	6.7	6.6	6.5	6.3	6.2	6.1	6.0	5.9	5.8	5.8	5.8	
8	16.7	15.9	17.1	17.1	17.2	17.3	17.4	17.4	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.7	17.9	17.8	17.7	17.6	17.6	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	
9	-1.8	3.3	5.0	6.2	6.9	7.3	7.4	7.5	7.4	7.2	7.1	7.0	6.8	6.6	6.5	6.3	6.2	6.0	5.8	5.7	5.6	5.4	5.3	5.2	5.0	4.9	4.8	4.6	4.5	
10	-12.5	-12.0	-11.4	-11.7	-11.8	-11.9	-11.9	-11.9	-11.8	-11.9	-11.9	-11.9	-11.9	-11.8	-11.9	-11.9	-11.8	-11.8	-11.8	-11.7	-11.6	-11.6	-11.5	-11.6	-11.6	-11.5	-11.5	-11.5	-11.5	
11	-0.6	3.2	4.1	4.9	5.4	5.8	6.0	6.2	6.4	6.4	6.4	6.3	6.3	6.2	6.1	6.1	5.9	5.8	5.7	5.7	5.6	5.5	5.4	5.3	5.3	5.2	5.1	5.0	5.0	
12	1.0	2.5	2.6	2.7	3.0	3.3	3.5	3.4	3.2	2.8	2.4	2.2	2.1	1.9	1.8	1.8	1.7	1.7	1.7	1.8	1.8	1.7	1.8	1.9	2.3	2.8	3.2	3.5	3.7	
13	17.3	17.3	17.5	17.6	17.8	17.9	17.9	18.0	18.0	18.0	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1	18.1	18.0	17.9
14	15.9	16.3	16.6	16.8	17.0	17.1	17.2	17.2	17.2	17.3	17.3	17.4	17.4	17.5	17.5	17.4	17.4	17.3	17.3	17.3	17.3	17.3	17.3	17.3	17.2	17.2	17.2	17.2	17.2	
15	-1.4	1.6	3.2	4.4	5.3	5.9	6.3	6.6	6.6	6.7	6.7	6.7	6.6	6.5	6.4	6.3	6.2	6.0	6.0	5.7	5.6	5.5	5.3	5.1	5.0	4.8	4.8	4.6	4.5	
16	17.2	17.4	17.6	17.8	17.9	18.0	18.1	18.1	18.3	18.3	18.3	18.4	18.5	18.5	18.5	18.4	18.4	18.6	18.8	18.6	18.5	18.4	18.4	18.4	18.4	18.4	18.3	18.1	18.3	
17	0.0	2.7	4.0	4.8	5.4	5.8	6.1	6.4	6.5	6.6	6.6	6.6	6.6	6.6	6.6	6.5	6.4	6.4	6.2	6.2	6.1	5.9	5.9	5.6	5.6	5.5	5.2	5.1	5.1	
18	-0.7	3.8	4.8	5.6	6.1	6.4	6.5	6.6	6.6	6.5	6.4	6.3	6.2	5.9	5.9	5.8	5.6	5.5	5.4	5.2	5.2	5.0	4.8	4.7	4.6	4.5	4.4	4.2	4.2	
19	15.9	15.8	16.1	16.2	16.3	16.4	16.4	16.6	16.6	16.7	16.8	16.9	17.0	17.0	17.1	17.1	17.1	17.2	17.2	17.1	17.2	17.1	17.2	17.1	17.2	17.1	17.2	17.3	17.2	17.2
20	-0.3	3.6	4.5	5.0	5.4	5.7	5.8	5.9	5.9	5.9	5.8	5.7	5.8	5.6	5.5	5.4	5.4	5.3	5.2	5.1	4.9	5.1	4.9	4.9	4.9	4.9	4.8	4.7	4.6	
21	0.9	2.1	2.2	2.5	2.7	3.0	3.0	3.0	2.9	2.7	2.5	2.2	2.0	1.8	1.7	1.7	1.5	1.3	1.3	1.1	1.1	0.9	0.8	1.0	1.0	1.4	1.7	1.7	1.8	1.8
22	16.0	16.5	16.7	16.7	16.9	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	17.1	17.1	17.0	17.0	17.0	17.1	17.0	16.9	17.0	16.9	16.9	16.8	17.0	16.9	16.9	16.9	16.9	16.9	16.9	16.9
23	24.7	26.8	27.4	27.4	27.7	27.9	28.0	27.6	28.1	28.1	28.3	28.3	28.0	28.2	28.0	27.9	28.0	28.0	28.6	28.6	28.4	28.2	28.5	28.7	28.4	28.4	28.2	28.5	28.3	
24	-0.5	2.7	4.1	4.8	5.5	5.9	6.1	6.3	6.4	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.4	6.3	6.2	6.2	6.1	6.1	5.9	5.6	5.5	5.5	5.3	5.0	4.9	4.8	4.5	
25	3.3	3.5	4.0	4.5	4.9	5.4	5.9	6.3	6.7	7.1	7.4	7.7	8.0	8.2	8.4	8.6	8.7	8.8	8.8	8.9	8.9	8.8	8.7	8.9	8.9	8.9	8.9	8.8	8.6	8.6
26	17.3	16.4	15.7	15.1	14.4	13.8	13.2	12.7	12.2	11.7	11.3	10.9	10.5	10.1	9.7	9.4	9.0	8.8	8.5	8.2	7.9	7.7	7.3	7.0	6.9	6.9	6.6	6.5	6.3	
27	-1.0	-0.2	0.8	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.6	1.6	1.7	1.8	1.5	1.7	1.6	1.5	1.7	1.4	1.7	1.4	1.7	1.6	
28	-7.0	-8.1	-9.5	-10.3	-10.9	-10.9	-11.1	-10.9	-11.1	-11.4	-11.9	-12.2	-12.4	-12.5	-12.6	-12.5	-12.3	-12.0	-11.8	-11.8	-11.7	-11.5	-11.5	-11.4	-11.4	-11.2	-11.6	-11.8	-11.1	
29	-0.3	3.4	4.4	5.1	5.7	6.0	6.2	6.5	6.6	6.8	6.8	6.9	6.9	6.9	6.9	6.8	6.5	6.7	6.6	6.4	6.4	6.0	6.1	6.0	5.7	5.9	5.2	5.0	5.3	

TEMPERATURAS (°C)

TABLA 4.6

En las siguientes gráficas se puede apreciar la temperatura de algunas paredes interiores y exteriores y la temperatura del agua en el recipiente muestreado.





Tiempo de Encendido [min]	Tiempo de Apagado [min]	Intervalo de tiempo [min]	Energía Consumida [kJ]
0	2.60	2.60	18.65
4.68	7.03	2.35	16.94
9.22	11.30	2.08	14.33
13.40	15.70	2.30	17.06
18.00	20.17	2.17	15.46
22.21	24.60	2.39	16.47
26.97	29.08	2.11	15.01
31.30	33.40	2.10	15.01
35.57	37.80	2.23	16.60
39.98	42.18	2.20	15.92
44.33	46.77	2.44	16.94
49.10	51.18	2.08	16.15
53.55	55.77	2.22	15.81
57.97	60.18	2.21	15.92
62.37	64.60	2.23	16.03
66.93	69.10	2.17	16.83
71.42	73.53	2.11	15.35
75.95	78.10	2.15	15.69
80.30	82.63	2.33	15.69
84.93	87.00	2.07	14.78
89.42	91.43	2.01	15.24
93.77	95.82	2.05	15.24
98.08	100.25	2.13	15.69
102.65	104.77	2.12	15.81
107.15	109.17	2.02	15.35
111.48	113.80	2.32	15.92
116.03	117.98	1.95	14.33
120.30	122.42	2.12	15.24
		Prom = 2.19	Prom = 15.87

TABLA 4.7. Energía eléctrica consumida ($E_{eléc}$) e intervalos de tiempo en los que el compresor realizó trabajo.

Se colocaron cinco recipientes con 500 ml de agua y 2 recipientes con 200 ml. La temperatura inicial en todos ellos fue de 17.3 °C. Los valores finales de temperatura fueron

$$T_{500 \text{ ml}} = 7.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{500 \text{ ml}} = 7.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{500 \text{ ml}} = 7.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{500 \text{ ml}} = 7.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{500 \text{ ml}} = 8.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{200 \text{ ml}} = 5.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{200 \text{ ml}} = 6.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Despreciando el calor que cedió el vidrio (pyrex) de los recipientes, el cual no respresenta más del tres por ciento del calor cedido por el agua, se tiene que la energía calorífica absorbida al agua fue

$$E_{\text{agua}} = C_p \Sigma (m_j \Delta T_j) = 121.27 \text{ kJ}$$

Sin embargo, inicialmente no toda esta energía fue absorbida por el evaporador, pues tanto el aire como las paredes captaron una parte, con lo cual varió el gradiente de temperaturas causante del calor de fugas. Como se ve claramente en la gráfica 4.48 las temperaturas de pared interior subieron rápidamente (en la primera parte del transitorio, con duración de veinte minutos), para posteriormente disminuir de forma paulatina. Con el objeto de simplificar los cálculos sin perder de vista el objetivo, no se tomó en cuenta el efecto inicial del transitorio, sin que por ello sea despreciable sino cuestión de un estudio más profundo, y para el resto del transitorio se obtuvo un calor de fugas utilizando el mismo procedimiento que si se tratara de estado permanente, ya que la razón de variación en las temperaturas fue suficientemente pequeña para que la información resultante de esta aproximación sea válida.

Mediante la suma del calor de fugas y el cedido por el agua, que representan la energía total absorbida por el evaporador, se obtuvo un nuevo parámetro Γ , el cual lleva el mismo error en ambos refrigeradores, cualitativamente hablando, lo que valida la comparación entre ellas.

Utilizando el mismo procedimiento que en la prueba IV para obtener el calor de fugas, teniendo en cuenta que un área varió al utilizar uno de los termopares para muestrear la temperatura del agua, y que el promedio de temperaturas se obtuvo a partir del minuto veinte, se tuvo que:

$$E_{\text{fugas}} = 199.98 \text{ kJ}$$

La energía eléctrica total consumida es

$$E_{\text{elec}} = 444.36 \text{ kJ}$$

por lo tanto,

$$\Gamma = \frac{E_{\text{fugas}} + E_{\text{agua}}}{E_{\text{elec}}} = 0.7229$$

4.3 Resultados de las pruebas aplicadas al refrigerador 2

A continuación se presentan los resultados de las pruebas aplicadas al refrigerador Kenmore. El procedimiento seguido para ello fue prácticamente el mismo que para el refrigerador Acros, por lo que se omitirán las explicaciones y desarrollos que sean redundantes.

Uno de los cambios respecto a lo planteado en el capítulo tres fue que se mantuvo el mismo medidor de watts-hora para el segundo refrigerador. Dado que no se realizaron pruebas simultáneas se consideró recomendable utilizar los mismos instrumentos de medición.

4.3.1 Prueba I

El único cambio con respecto al procedimiento aplicado en la sección 4.2.1 fue la posición del termopar 27, el cual se colocó directamente sobre el sensor de temperatura del termostato y no dentro de la caja de controles del mismo. El resto de los termopares quedaron en la misma posición indicada en la figura 3.9.

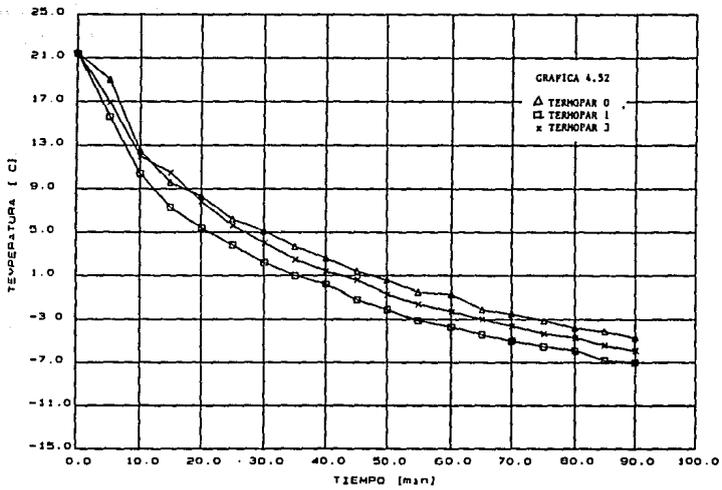
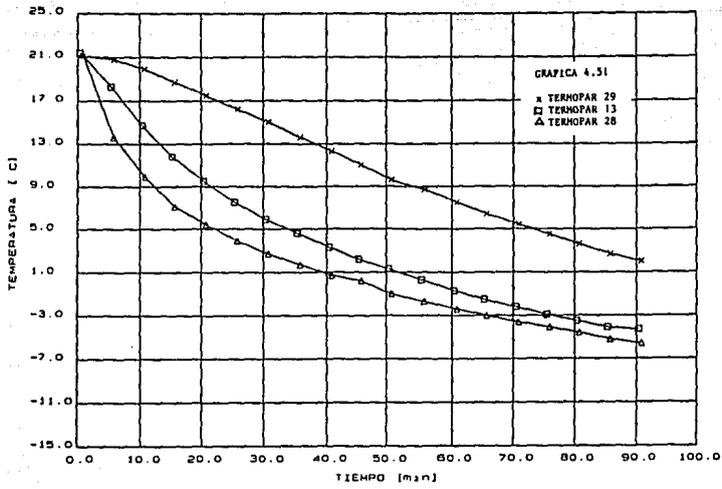
Los resultados en forma de tabla y gráficas se presentan seguidamente.

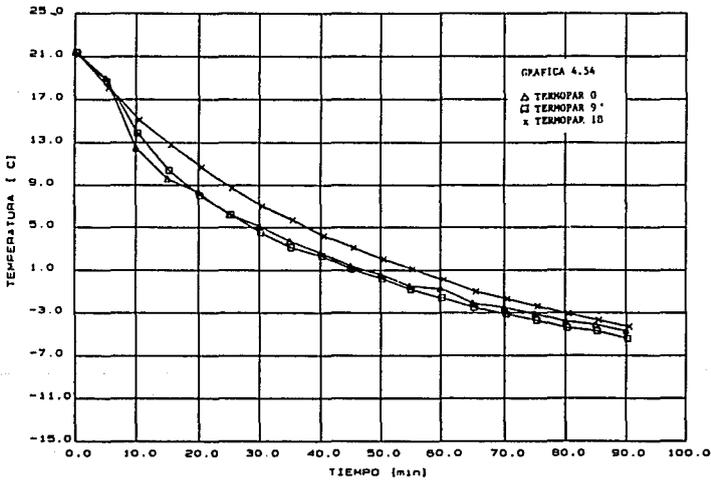
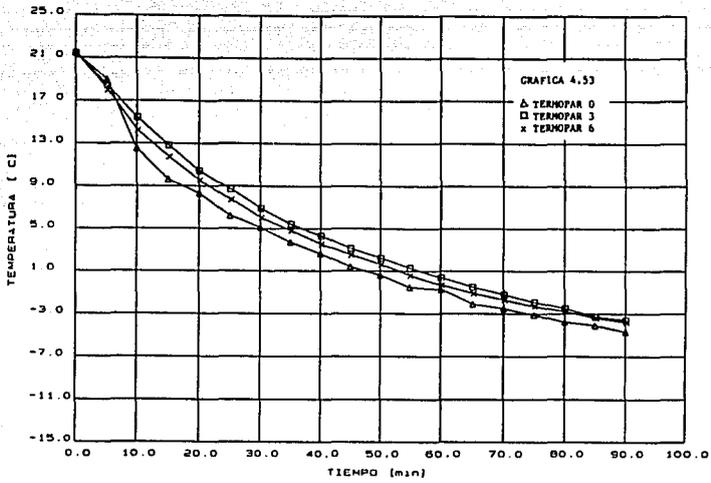
Temperat	Tiempo (min)																			
	0.0	5.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0	35.0	40.0	45.0	50.0	55.0	60.0	65.0	70.0	75.0	80.0	85.0	90.0	
0	21.4	19.0	12.5	9.6	8.3	6.2	5.1	3.7	2.6	1.4	0.6	-0.5	-0.7	-2.1	-2.5	-3.1	-3.8	-4.1	-4.7	
1	21.4	15.6	10.4	7.3	5.4	3.9	2.2	1.0	0.2	-1.2	-2.1	-3.1	-3.7	-4.4	-5.0	-5.5	-5.9	-6.8	-7.0	
2	21.4	16.9	12.0	10.5	7.8	5.6	4.0	2.5	1.4	0.6	-0.7	-1.6	-2.3	-3.0	-3.6	-4.3	-4.7	-5.4	-5.9	
3	21.4	18.4	15.4	12.3	10.4	8.7	6.9	5.4	4.3	3.1	2.2	1.3	0.4	-0.5	-1.2	-1.9	-2.5	-3.3	-3.6	
4	21.4	17.2	13.7	10.9	7.6	5.9	4.5	3.1	2.2	1.2	-0.1	-0.7	-1.4	-2.2	-3.0	-3.2	-4.1	-4.6	-5.0	
5	21.4	16.3	14.3	12.1	9.7	7.3	5.6	4.4	3.1	2.1	1.1	0.4	-0.7	-1.4	-2.2	-3.0	-3.4	-4.1	-4.5	
6	21.4	18.0	14.2	11.7	9.5	7.7	6.0	4.8	3.5	2.5	1.6	0.6	-0.3	-1.1	-1.7	-2.3	-2.8	-3.4	-3.8	
7	21.4	17.2	13.7	10.9	8.5	6.6	5.1	3.9	2.5	1.6	0.7	-0.3	-1.2	-1.9	-2.6	-3.2	-3.9	-4.4	-4.9	
8	21.4	17.0	13.5	10.9	8.5	6.6	5.2	3.7	2.6	1.6	0.6	-0.4	-1.3	-2.0	-2.6	-3.2	-3.8	-4.3	-4.9	
9	21.4	19.7	13.9	10.4	8.0	6.2	4.5	3.1	2.3	1.1	0.2	-0.8	-1.6	-2.5	-3.1	-3.7	-4.4	-4.7	-5.4	
10	21.4	16.6	13.1	10.5	8.4	6.8	5.2	4.0	2.8	1.9	0.8	-0.3	-1.1	-1.9	-2.5	-3.1	-3.8	-4.4	-4.9	
11	21.4	18.7	13.5	10.9	8.7	6.7	5.2	3.9	2.5	1.6	0.7	-0.4	-1.1	-1.9	-2.6	-3.2	-3.8	-4.3	-4.9	
12	21.4	18.5	14.2	11.4	9.1	7.1	5.6	4.2	3.0	2.2	1.0	0.1	-0.9	-1.7	-2.2	-3.0	-3.5	-4.1	-4.6	
13	21.4	19.3	14.7	11.8	9.5	7.5	5.9	4.6	3.3	2.2	1.3	0.3	-0.7	-1.5	-2.2	-2.9	-3.5	-4.1	-4.3	
14	21.4	17.0	14.4	11.9	9.7	7.8	6.2	4.8	3.6	2.4	1.5	0.6	-0.4	-1.2	-1.9	-2.6	-3.2	-3.7	-4.2	
15	21.2	17.1	13.9	11.4	9.3	7.7	6.2	5.0	3.9	2.1	1.4	0.4	-0.5	-1.2	-2.3	-2.9	-3.9	-4.5	-4.7	
16	21.2	17.5	12.9	10.1	7.9	6.0	4.3	3.0	1.8	0.6	-0.5	-1.4	-2.3	-3.1	-3.9	-4.6	-5.3	-5.9	-6.4	
17	21.2	15.6	12.4	9.7	7.5	5.7	4.1	2.5	1.4	0.4	-0.7	-1.5	-2.6	-3.2	-3.8	-4.6	-5.3	-5.9	-6.5	
18	21.2	18.1	15.1	12.8	10.7	8.7	7.0	5.7	4.2	3.1	2.0	1.1	0.1	-1.0	-1.7	-2.4	-3.1	-3.7	-4.3	
19	21.3	17.3	14.2	11.9	9.5	7.6	5.9	4.5	3.2	2.1	1.4	0.1	-0.1	-2.0	-2.7	-3.2	-3.9	-4.7	-5.2	
20	21.2	17.9	15.5	13.1	10.7	8.8	7.2	5.3	4.3	3.3	2.2	0.9	0.1	-0.9	-1.1	-2.5	-3.2	-3.8	-4.5	
21	21.2	18.1	15.4	13.1	11.1	9.1	7.6	6.2	4.9	3.6	2.4	1.5	0.2	-0.4	-1.2	-2.1	-2.7	-3.3	-3.7	
22	21.2	18.0	15.0	12.1	9.8	7.7	6.0	4.5	3.2	1.9	0.9	-0.2	-1.2	-2.0	-2.8	-3.5	-4.2	-4.8	-5.4	
23	21.2	18.0	15.2	13.0	10.7	8.6	7.1	5.4	4.1	3.5	2.2	1.0	0.2	-0.1	-1.7	-2.4	-3.1	-3.7	-4.3	
24	21.2	18.1	16.0	13.2	12.0	10.4	8.5	7.6	6.2	4.8	3.8	2.5	1.8	1.0	0.3	-0.1	-1.5	-2.2	-2.9	
25	21.2	16.4	13.3	10.5	8.3	6.4	4.8	3.5	2.4	1.1	0.3	-0.9	-1.9	-2.7	-3.5	-4.1	-4.7	-5.4	-5.9	
26	21.2	17.2	14.7	12.4	10.2	8.2	6.9	5.4	4.1	3.2	2.2	1.1	0.2	-0.8	-1.6	-2.2	-3.1	-3.7	-4.3	
27	21.2	2.2	-4.1	-6.8	-8.6	-9.9	-10.9	-11.8	-12.6	-13.3	-14.0	-14.7	-15.3	-15.9	-16.4	-16.9	-17.3	-17.8	-18.1	
29	21.2	12.6	9.9	7.1	5.4	3.9	2.7	1.7	0.7	0.2	-1.0	-1.7	-2.4	-3.0	-3.6	-4.1	-4.6	-5.2	-5.6	
29	21.1	20.8	19.9	19.7	17.5	16.2	15.0	13.6	12.3	11.0	9.6	8.7	7.5	6.4	5.4	4.5	3.6	2.7	2.0	

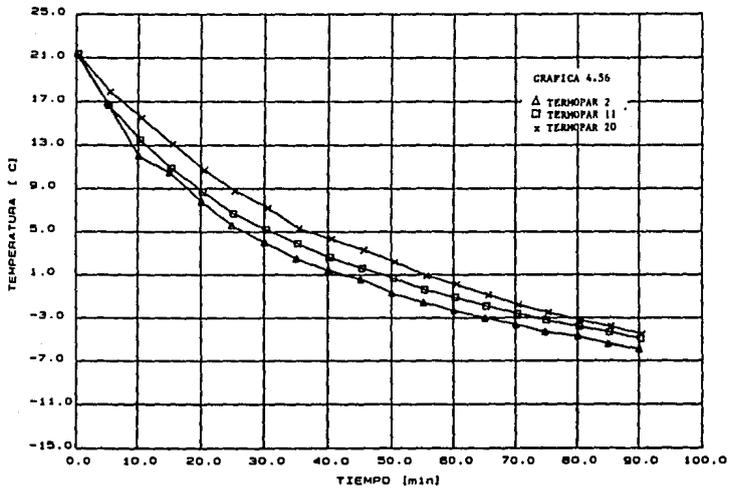
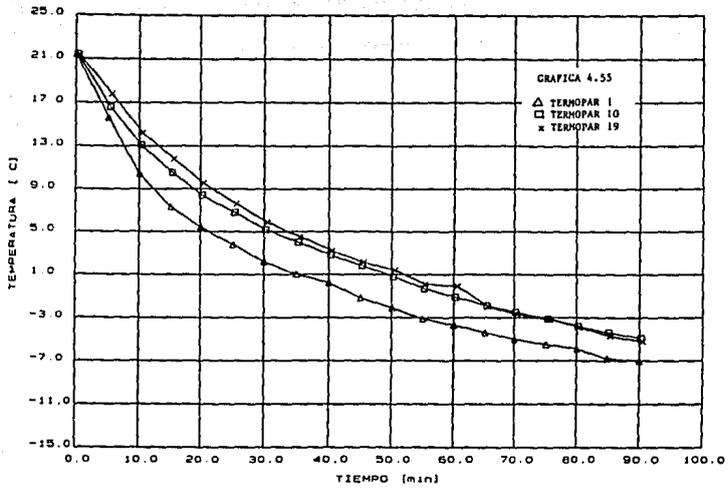
TEMPERATURAS (°C)

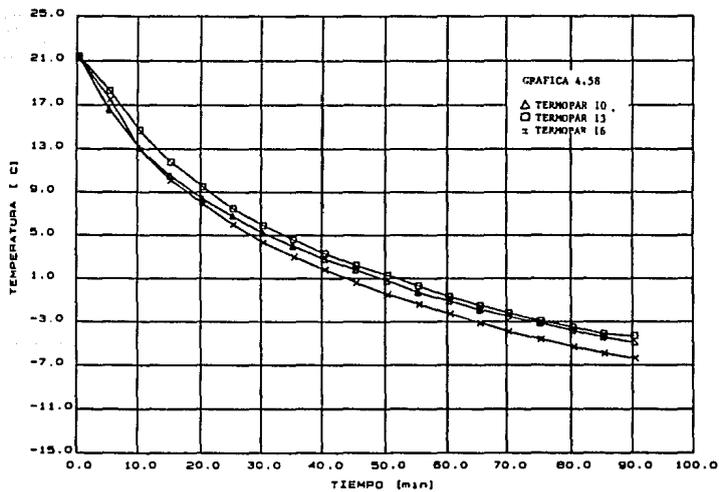
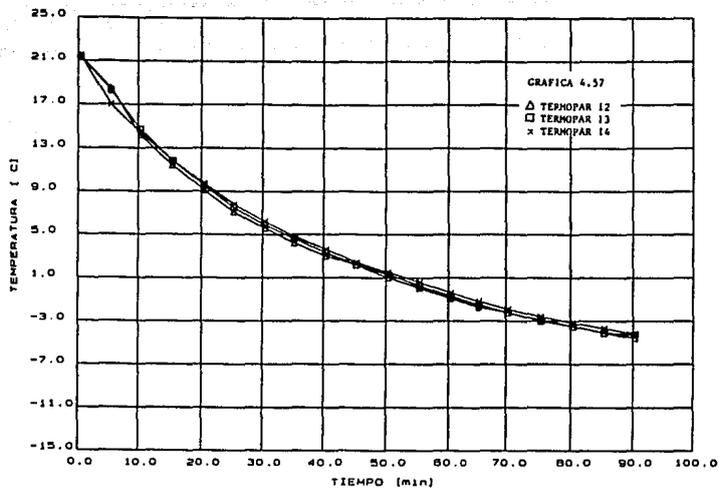
Temperatura Ambiente: 21 °C mín., 21 °C máx.
Energía Eléctrica Consumida: 400.45 kJ en 5400 s

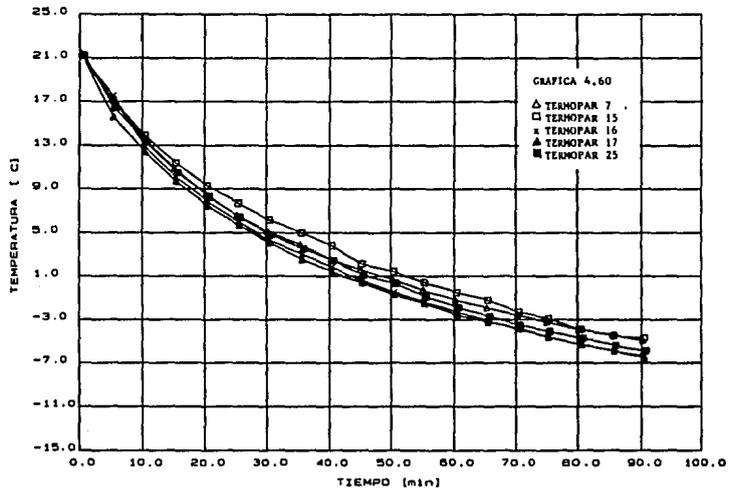
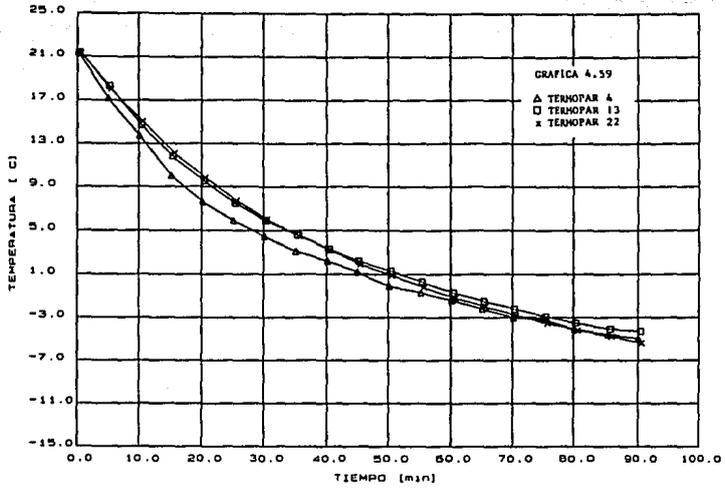
TABLA 4.8











4.3.2 Prueba II

Se mantuvo el termopar 27 como la única diferencia con respecto al procedimiento seguido en la sección 4.2.2.



Fig. 4.8.a. Refrigerador Kenmore sin charola para deshielo.



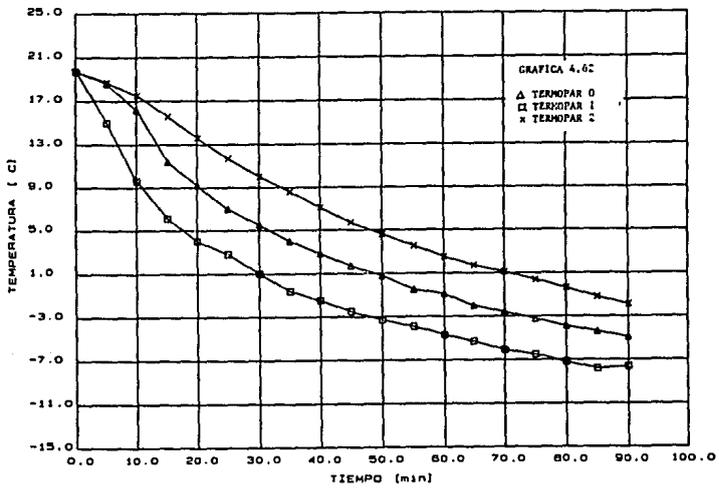
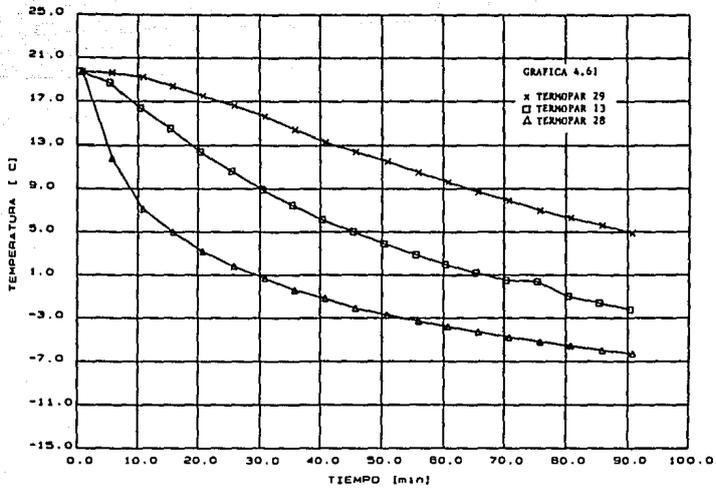
Fig. 4.8.b. Refrigerador Kenmore con charola para deshielo.

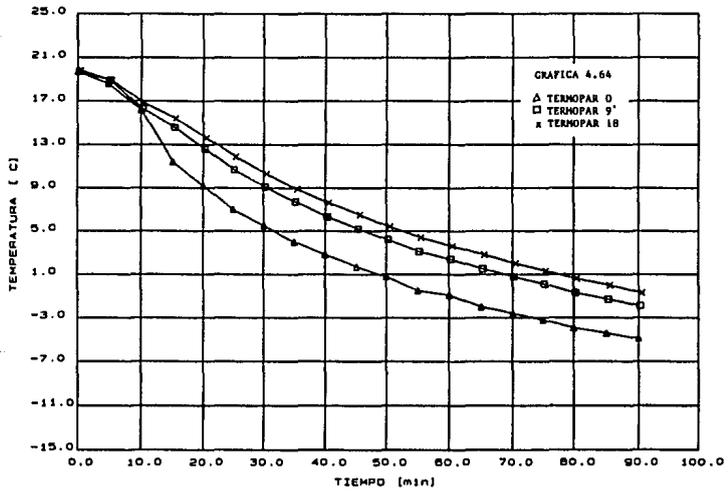
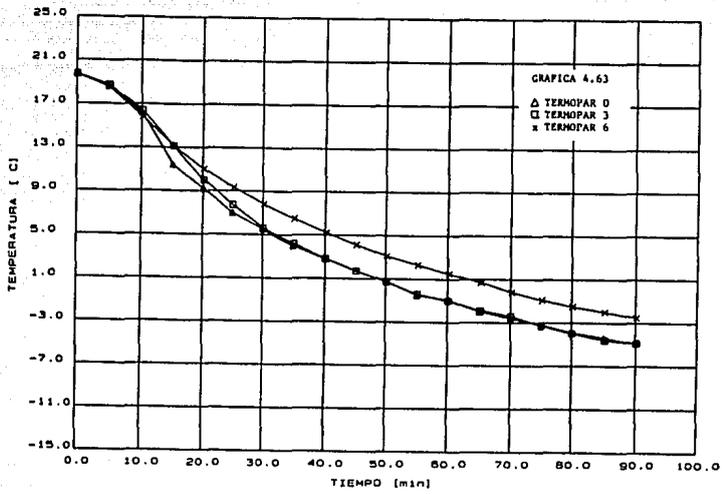
Temper	Tiempo (min)																		
	0.0	5.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0	35.0	40.0	45.0	50.0	55.0	60.0	65.0	70.0	75.0	80.0	85.0	90.0
0	19.7	18.6	16.2	11.4	9.2	7.0	5.5	4.0	2.8	1.7	0.8	-0.5	-0.9	-2.0	-2.6	-3.2	-3.9	-4.4	-4.9
1	19.7	15.0	9.6	6.1	4.0	2.8	1.0	-0.6	-1.5	-2.5	-3.3	-3.9	-4.7	-5.3	-6.1	-6.5	-7.2	-7.8	-7.6
2	19.7	18.7	17.5	15.6	13.6	11.7	10.0	8.6	7.1	5.7	4.6	3.5	2.5	1.7	1.1	0.4	-0.4	-1.2	-1.9
3	19.7	19.7	16.4	13.1	10.0	7.7	5.6	4.2	2.8	1.7	0.7	-0.4	-1.0	-1.9	-2.4	-3.3	-4.0	-4.6	-4.9
4	15.7	17.0	12.7	9.3	7.0	5.3	3.5	2.3	1.1	0.1	-1.1	-1.8	-2.3	-3.2	-3.6	-4.4	-5.1	-5.7	-5.8
5	19.7	18.3	17.0	15.0	13.0	11.1	9.5	8.0	6.6	5.5	4.4	3.3	2.5	1.5	1.0	0.1	-0.6	-1.3	-1.8
6	19.7	19.5	15.3	12.1	11.0	9.3	7.9	6.5	5.2	4.1	3.1	2.3	1.5	0.7	-0.2	-0.9	-1.5	-2.0	-2.5
7	19.7	19.6	15.4	12.7	10.1	9.1	6.3	4.9	3.6	2.9	1.6	1.0	0.4	-0.6	-1.3	-2.0	-2.5	-3.2	-3.5
8	19.7	18.7	16.2	13.6	11.2	9.4	7.8	6.4	5.1	4.0	3.0	2.0	1.3	0.5	-0.4	-1.1	-1.7	-2.2	-2.8
9	19.7	18.9	15.3	14.6	12.6	10.7	9.1	7.7	6.3	5.2	4.2	3.1	2.4	1.5	0.8	0.1	-0.7	-1.3	-1.9
10	19.6	18.2	15.5	13.5	11.6	9.9	8.3	6.9	5.7	4.6	3.5	2.5	1.8	0.9	0.3	-0.7	-1.3	-1.9	-2.5
11	19.7	19.7	16.9	15.0	13.0	11.2	9.6	8.1	6.8	5.7	4.5	3.6	2.8	2.0	1.2	0.5	-0.2	-0.9	-1.4
12	19.7	18.7	16.5	14.3	12.3	10.6	9.0	7.6	6.3	5.2	4.1	3.1	2.3	1.5	0.8	0.0	-0.6	-1.3	-1.9
13	19.7	19.7	16.4	14.5	12.4	10.6	9.9	7.5	6.1	5.0	3.9	2.9	2.0	1.2	0.5	0.4	-1.0	-1.6	-2.2
14	19.7	19.8	17.0	14.9	12.8	10.9	9.3	7.9	6.6	5.4	4.3	3.3	2.5	1.7	1.0	0.2	-0.5	-1.2	-1.5
15	19.7	19.4	15.4	12.7	10.5	8.7	7.1	5.6	4.5	3.5	2.5	1.5	0.9	0.0	-0.7	-1.4	-2.0	-2.6	-3.1
16	19.7	18.6	16.2	13.8	11.9	10.0	8.2	6.8	5.3	4.5	3.5	2.3	1.5	0.9	0.2	-0.8	-1.4	-2.0	-2.5
17	19.7	18.6	16.1	13.1	10.7	9.3	7.7	6.5	5.3	4.1	2.9	2.0	1.1	0.3	-0.4	-1.2	-1.7	-2.2	-3.0
18	19.8	18.9	16.8	15.4	13.6	11.9	10.3	8.9	7.6	6.5	5.4	4.4	3.5	2.8	2.0	1.3	0.6	0.0	-0.7
19	19.8	19.3	15.9	14.3	12.9	11.2	9.5	8.1	6.8	5.7	4.7	3.7	2.9	2.1	1.5	0.5	0.0	-0.9	-1.3
20	19.8	18.6	17.1	15.6	13.8	12.2	10.7	9.4	8.2	7.0	6.0	5.0	4.2	3.3	2.5	1.8	1.0	0.5	-0.2
21	19.9	19.0	17.1	15.1	13.3	11.5	9.9	8.1	7.2	6.0	5.1	4.1	3.4	2.4	1.7	1.0	0.3	-0.4	-1.0
22	19.9	19.0	17.0	15.0	12.9	11.2	9.5	8.3	6.7	5.6	4.6	3.5	2.7	1.8	1.2	0.3	-0.4	-1.1	-1.6
23	19.3	19.0	17.0	15.4	13.5	11.9	10.5	9.1	7.9	6.5	5.6	4.6	3.9	3.2	2.2	1.7	0.9	0.3	-0.4
24	19.9	18.6	16.4	14.7	12.9	10.8	9.1	7.9	6.6	5.5	4.8	3.7	3.3	2.3	1.7	0.8	0.2	-0.2	-0.8
25	19.8	18.7	16.2	12.8	11.7	10.0	8.4	6.9	5.5	4.5	3.5	2.5	1.7	1.0	0.2	-0.7	-1.3	-1.9	-2.4
26	19.8	19.0	16.8	14.8	12.3	11.6	9.9	8.7	7.4	6.5	5.3	4.1	3.4	2.7	1.9	1.5	0.7	0.1	-0.5
27	19.8	1.3	-9.2	-13.3	-15.9	-17.3	-18.9	-18.9	-19.6	-20.1	-20.5	-21.0	-21.2	-21.5	-21.9	-22.3	-22.6	-22.8	-23.1
28	19.7	11.8	7.1	5.0	3.2	1.8	0.7	-0.4	-1.2	-2.1	-2.7	-3.3	-3.8	-4.3	-4.8	-5.2	-5.6	-5.0	-6.2
29	19.7	19.6	19.2	18.4	17.5	16.5	15.6	14.4	13.3	12.4	11.5	10.5	9.6	8.7	7.9	7.0	6.3	5.6	4.9

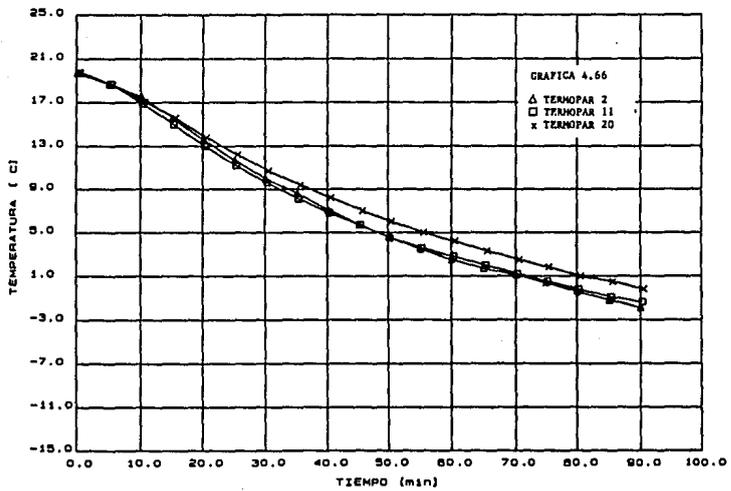
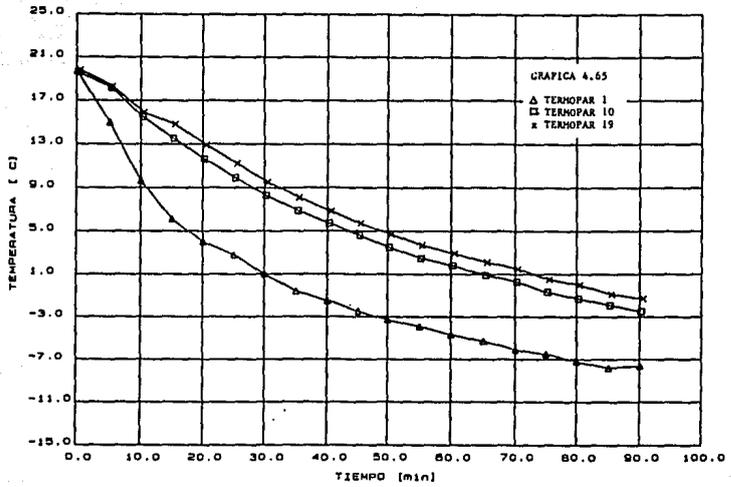
TEMPERATURAS (°C)

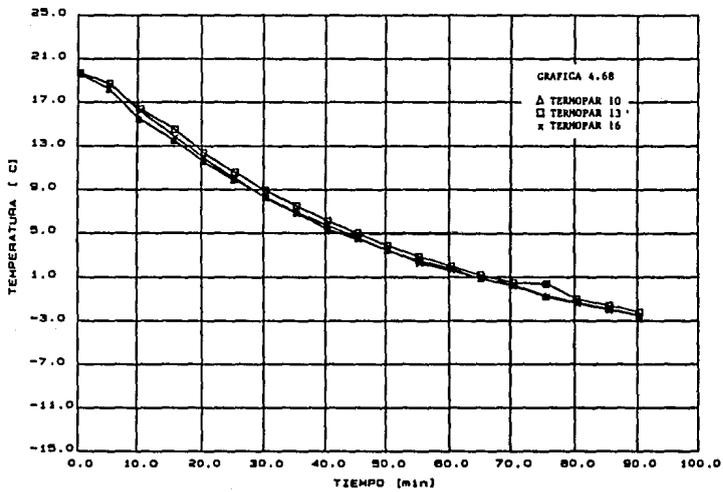
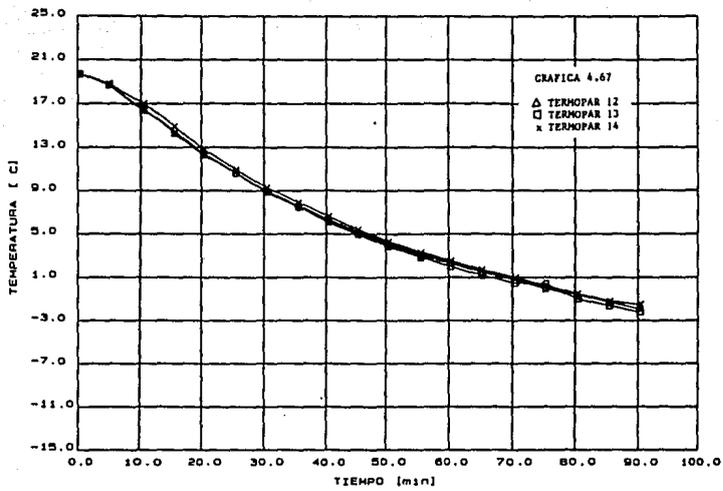
Temperatura Ambiente: 20 °C mín., 20.3 °C máx.
Energía Eléctrica Consumida: 399.65 kJ en 5400 s

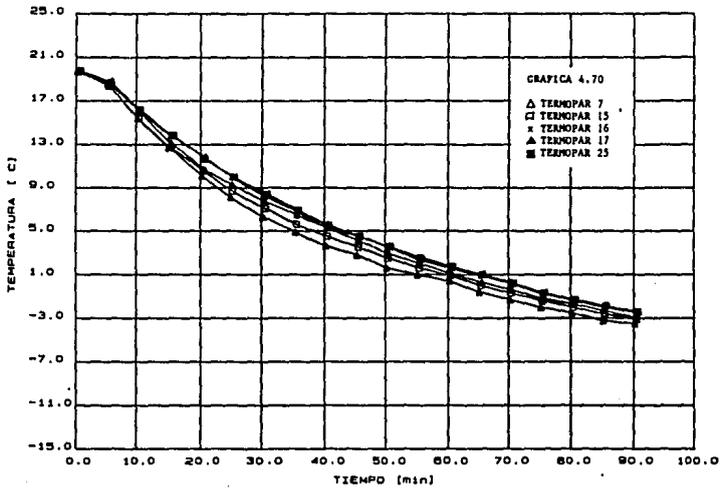
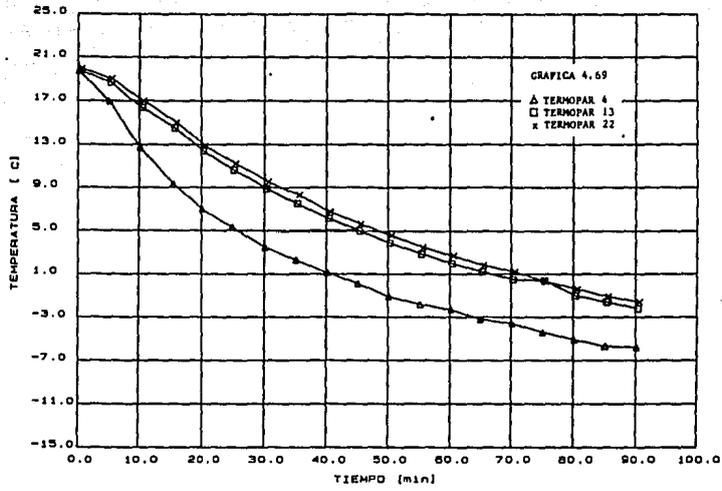
TABLA 4.9



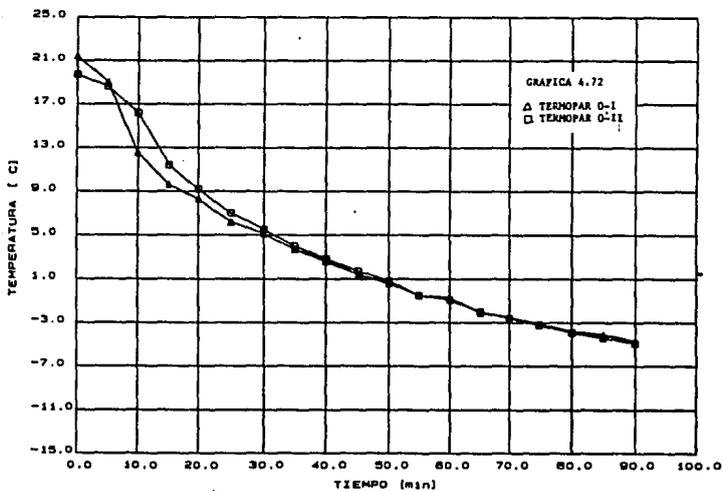
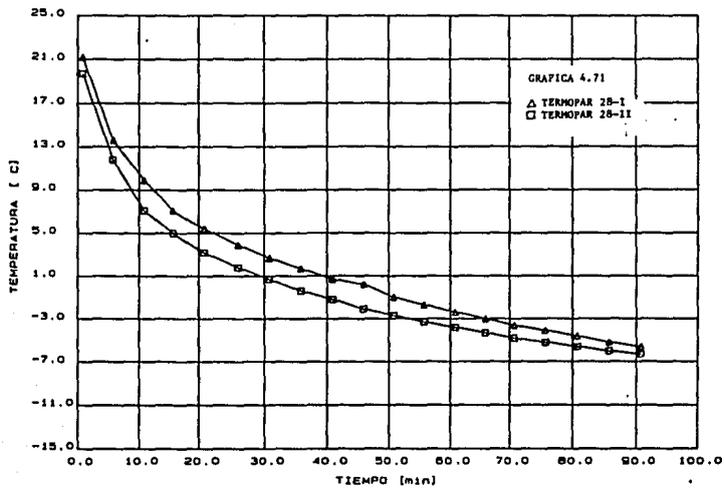


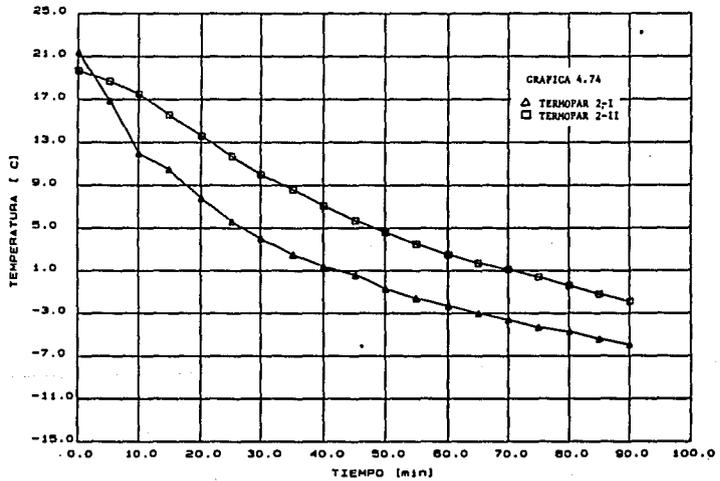
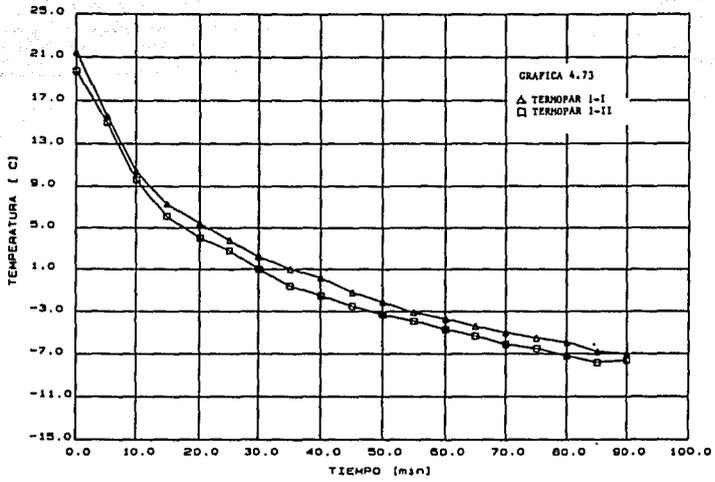


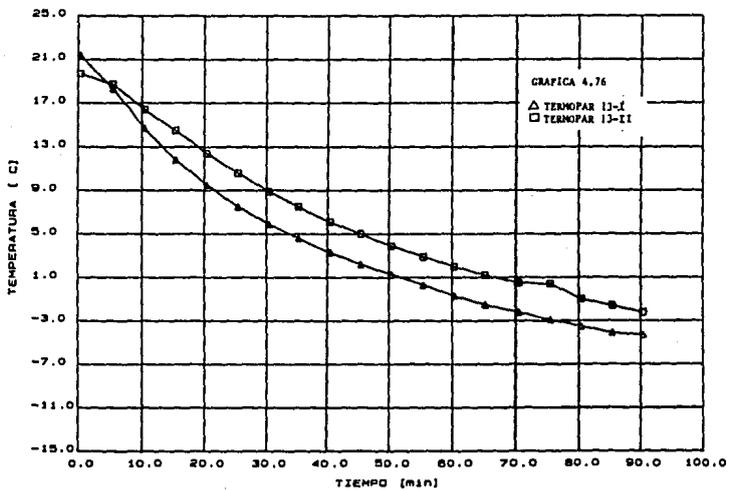
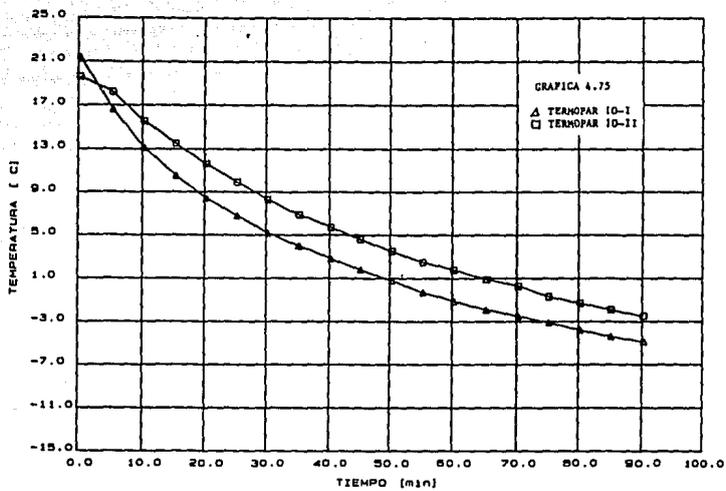


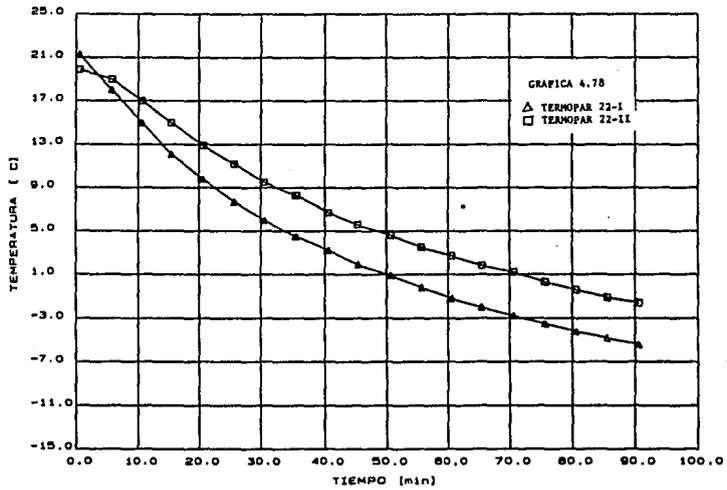
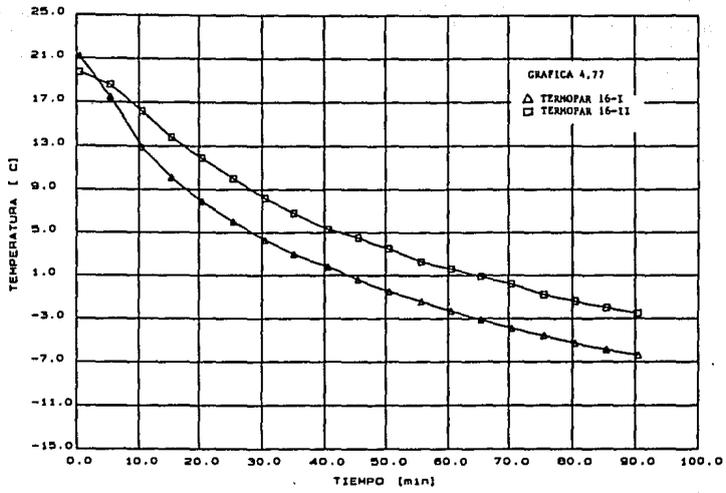


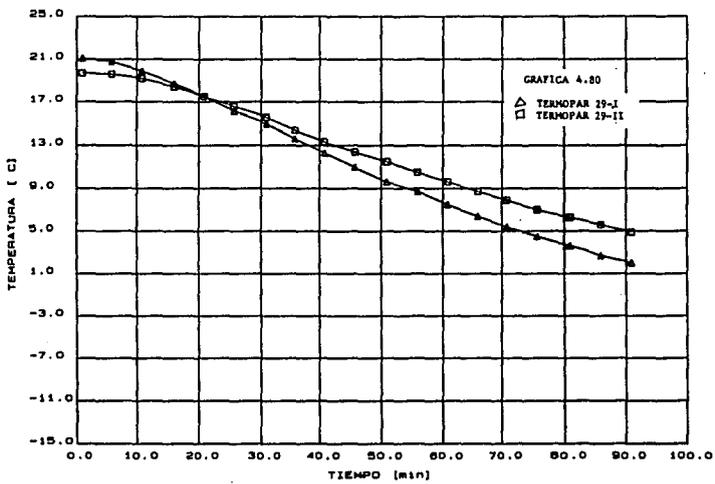
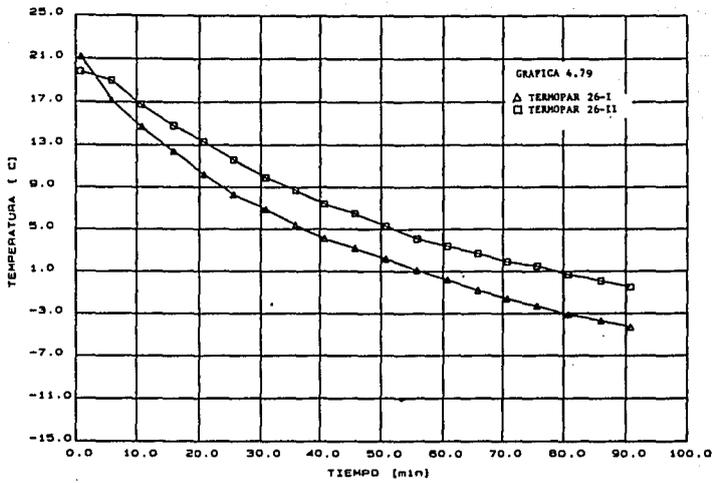
Gráficas comparativas de los resultados obtenidos en las pruebas I y II aplicadas al refrigerador Kenmore.











4.3.3 Prueba III

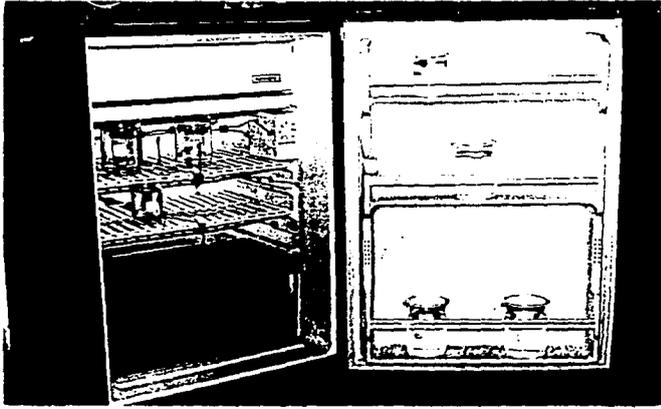
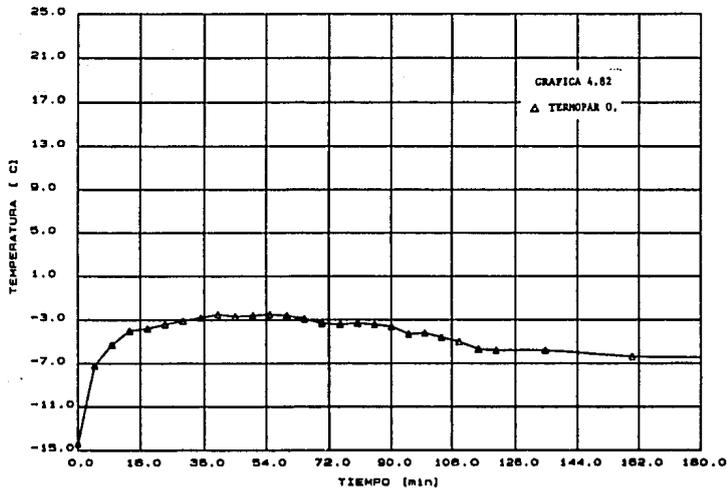
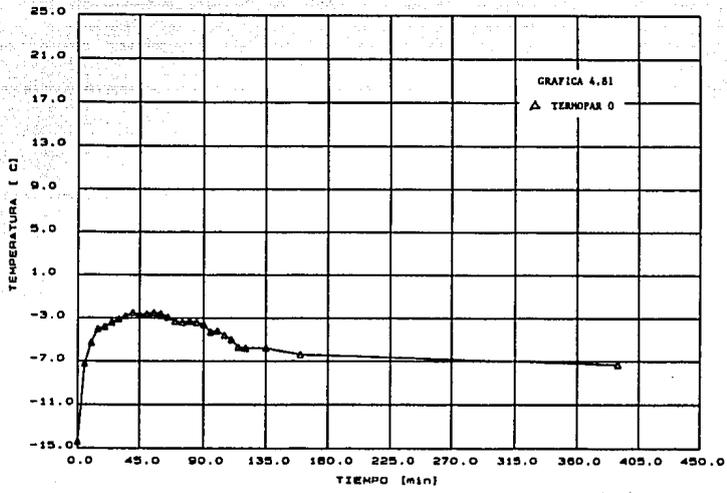
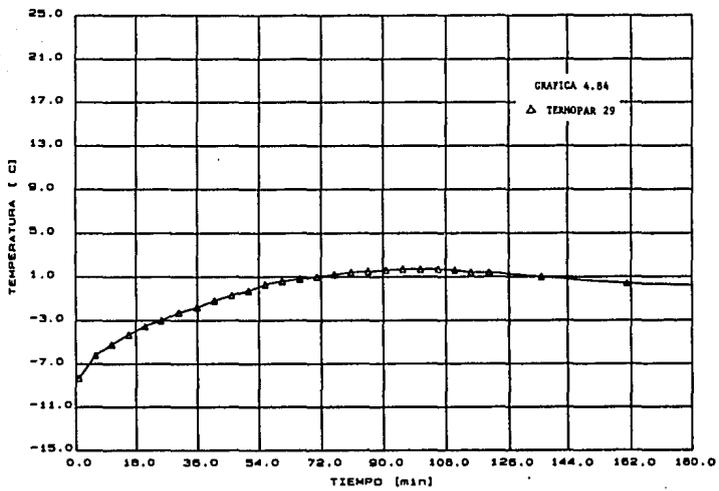
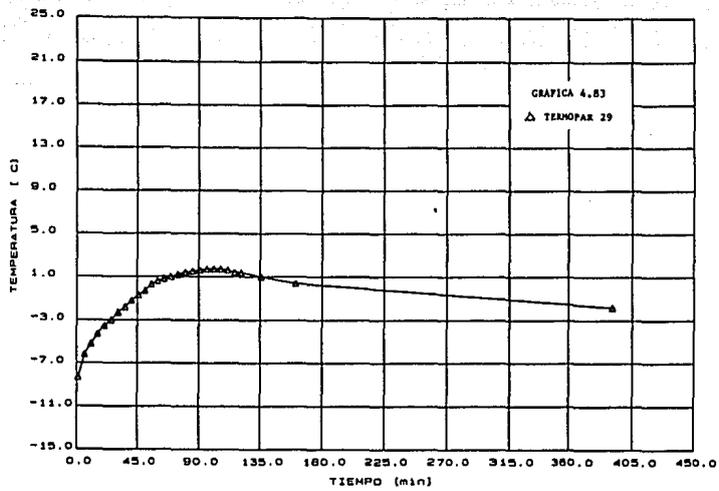


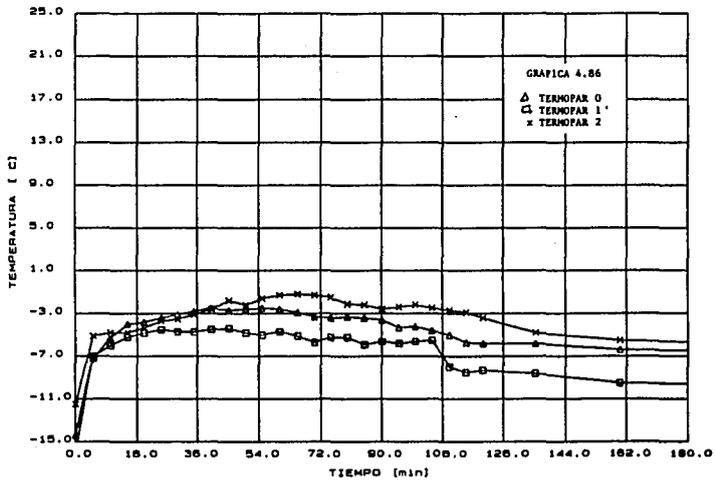
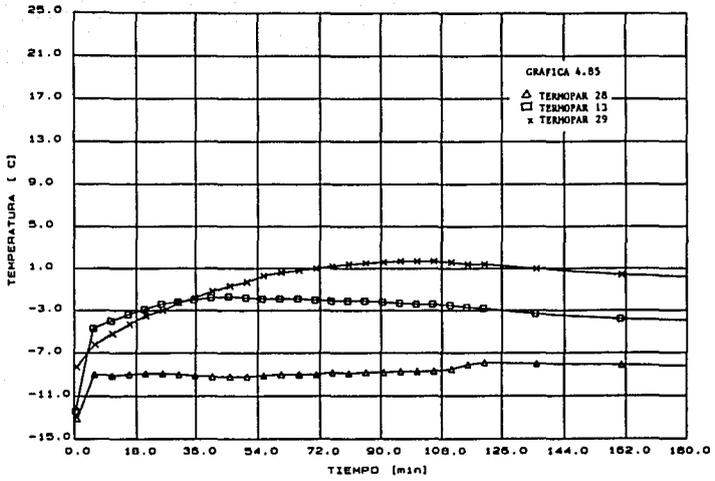
Fig. 4.9. Refrigerador con recipientes.

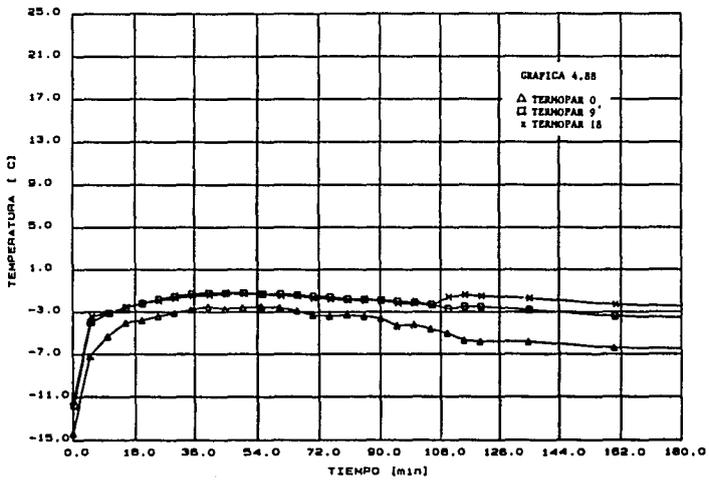
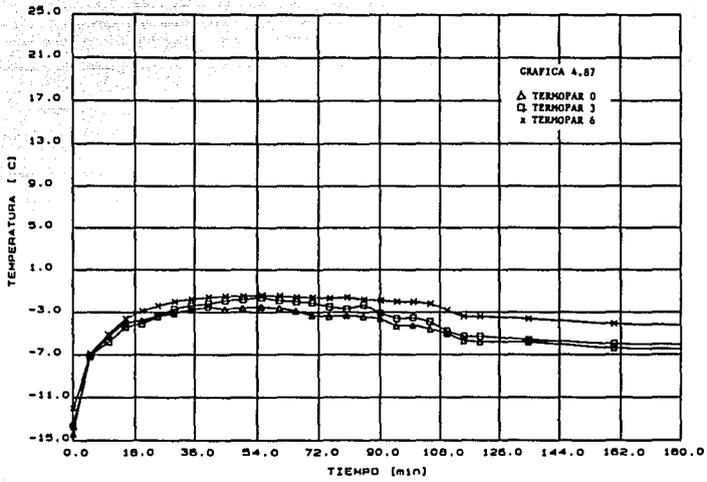
Temperat	Tiempo (min)																															
	0.0	5.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0	35.0	40.0	45.0	50.0	55.0	60.0	65.0	70.0	75.0	80.0	85.0	90.0	95.0	100.0	105.0	110.0	115.0	120.0	125.0	130.0	140.0	150.0			
0	-14.4	-7.2	-5.2	-4.0	-3.8	-3.4	-3.1	-2.8	-2.5	-2.7	-2.6	-2.5	-2.6	-2.9	-3.3	-3.4	-3.3	-3.4	-3.4	-4.3	-4.2	-4.6	-5.0	-5.7	-5.8	-5.8	-6.4	-7.3				
1	-15.0	-7.0	-6.0	-5.2	-4.8	-4.5	-4.7	-4.7	-4.5	-4.4	-5.0	-4.7	-5.1	-5.7	-5.2	-5.2	-5.0	-5.6	-5.8	-5.6	-5.5	-6.0	-6.5	-6.3	-6.6	-6.6	-6.5	-7.0				
2	-13.2	-5.1	-6.8	-6.1	-6.3	-6.7	-5.5	-5.1	-5.4	-5.8	-6.2	-5.6	-6.3	-6.3	-6.5	-6.1	-6.2	-6.6	-6.4	-6.2	-6.5	-6.7	-6.9	-6.4	-6.8	-5.5	-7.3					
3	-12.7	-7.1	-5.9	-4.4	-6.1	-5.4	-5.7	-5.8	-5.2	-5.8	-5.8	-6.6	-6.9	-6.0	-6.1	-6.5	-6.7	-6.3	-6.1	-5.6	-5.5	-5.9	-6.8	-5.3	-5.3	-5.6	-6.0	-6.8				
4	-14.2	-6.7	-5.5	-4.6	-6.5	-5.2	-5.3	-5.9	-5.7	-5.6	-6.8	-7.0	-6.6	-7.1	-5.6	-6.1	-6.1	-6.0	-6.0	-6.0	-6.0	-6.7	-5.5	-6.2	-5.2	-6.5	-7.3	-6.6				
5	-13.8	-5.3	-4.7	-4.7	-3.7	-2.9	-2.6	-2.0	-1.6	-1.3	-1.7	-1.1	-1.1	-1.0	-1.1	-1.1	-1.3	-1.5	-1.4	-1.9	-1.5	-1.8	-1.9	-2.3	-2.9	-3.6	-5.7					
6	-12.0	-6.9	-5.1	-3.6	-3.9	-2.4	-2.0	-1.8	-1.8	-1.5	-1.3	-1.4	-1.5	-1.6	-1.6	-1.7	-1.6	-1.8	-1.9	-2.0	-2.2	-2.8	-3.4	-3.6	-4.1	-5.7						
7	-12.6	-6.8	-5.1	-4.2	-3.2	-2.6	-2.2	-2.0	-1.9	-1.9	-1.7	-1.6	-1.7	-1.8	-1.8	-1.8	-2.1	-2.1	-2.1	-2.0	-2.1	-2.5	-3.1	-3.9	-4.6	-6.1	-6.9					
8	-12.3	-5.4	-4.3	-3.3	-2.7	-2.0	-1.7	-1.4	-1.1	-1.0	-1.2	-1.2	-1.3	-1.3	-1.4	-1.4	-1.5	-1.6	-1.6	-1.8	-1.9	-2.0	-2.1	-2.7	-3.5	-5.5	-6.2					
9	-11.9	-4.6	-3.1	-2.6	-2.2	-1.9	-1.5	-1.3	-1.2	-1.2	-1.3	-1.3	-1.4	-1.5	-1.6	-1.6	-1.8	-1.9	-2.0	-2.1	-2.2	-2.7	-3.5	-5.5	-6.8	-7.4	-8.0					
10	-12.3	-4.8	-3.4	-2.9	-2.5	-2.1	-1.0	-1.8	-1.7	-1.7	-1.6	-1.7	-1.9	-1.9	-2.1	-2.1	-2.2	-2.2	-2.3	-2.4	-2.5	-2.6	-2.7	-2.8	-2.9	-3.2	-3.9	-5.5				
11	-11.5	-4.6	-4.0	-3.5	-3.1	-2.6	-2.3	-2.0	-1.7	-1.5	-1.4	-1.3	-1.3	-1.3	-1.3	-1.5	-1.6	-1.7	-1.7	-1.8	-1.9	-2.1	-2.1	-2.4	-2.9	-3.5	-5.3					
12	-12.6	-5.2	-4.2	-3.5	-3.0	-2.5	-2.3	-1.9	-1.8	-1.6	-1.5	-1.6	-1.6	-1.7	-1.8	-2.0	-1.9	-2.0	-2.0	-2.1	-2.2	-2.2	-2.4	-2.5	-2.8	-3.6	-5.3					
13	-12.4	-4.7	-4.0	-3.4	-2.9	-2.4	-2.2	-2.0	-1.8	-1.7	-1.8	-1.9	-1.9	-2.0	-2.1	-2.1	-2.1	-2.2	-2.3	-2.4	-2.4	-2.5	-2.7	-2.8	-3.3	-3.8	-5.3					
14	-12.9	-4.7	-4.1	-3.4	-2.9	-2.4	-2.1	-1.7	-1.4	-1.3	-1.2	-1.2	-1.2	-1.3	-1.3	-1.4	-1.5	-1.5	-1.7	-1.9	-2.0	-2.1	-2.3	-2.5	-3.0	-3.5	-5.2					
15	-12.4	-4.2	-3.0	-4.1	-3.3	-2.0	-2.6	-2.9	-2.7	-2.5	-2.4	-2.5	-2.6	-2.7	-2.8	-2.8	-3.0	-3.1	-3.2	-3.3	-3.4	-3.5	-3.7	-3.6	-4.1	-4.4	-4.9	-6.2				
16	-12.5	-5.5	-4.4	-3.7	-3.3	-3.0	-2.5	-2.2	-2.0	-2.0	-1.9	-1.8	-1.8	-2.0	-2.0	-2.1	-2.3	-2.3	-2.3	-2.5	-2.7	-2.9	-3.1	-3.4	-3.7	-4.3	-4.7	-6.2				
17	-12.8	-5.9	-4.6	-3.9	-3.1	-2.6	-2.3	-2.0	-1.7	-1.6	-1.5	-1.6	-1.6	-1.7	-1.8	-1.8	-2.0	-2.0	-2.1	-2.4	-2.4	-2.7	-3.4	-3.5	-3.7	-4.3	-4.7	-6.6				
18	-10.9	-3.4	-3.1	-2.2	-2.2	-1.9	-1.7	-1.5	-1.4	-1.3	-1.3	-1.3	-1.3	-1.5	-1.5	-1.7	-1.9	-1.9	-1.9	-2.2	-2.2	-2.4	-2.6	-1.4	-1.5	-1.7	-2.3	-4.3				
19	-11.3	-4.3	-3.7	-3.2	-2.9	-2.6	-2.4	-2.2	-2.0	-2.0	-2.1	-2.2	-2.2	-2.3	-2.4	-2.5	-2.5	-2.6	-2.7	-2.7	-2.8	-2.9	-3.1	-3.2	-3.3	-3.4	-4.7					
20	-11.0	-3.6	-3.7	-4.2	-3.3	-3.3	-3.1	-3.0	-2.8	-2.6	-2.5	-2.4	-2.4	-2.4	-2.4	-2.4	-2.4	-2.4	-2.4	-2.4	-2.4	-2.4	-2.4	-2.4	-2.4	-2.4	-2.4	-2.4				
21	-11.2	-4.3	-3.3	-2.8	-2.4	-1.9	-1.5	-1.0	-1.1	-0.9	-0.9	-1.1	-1.4	-1.5	-1.3	-1.5	-1.5	-1.5	-1.5	-1.5	-1.5	-1.5	-1.7	-1.8	-2.0	-2.2	-2.5	-3.1	-4.1			
22	-12.0	-5.8	-4.6	-4.2	-3.3	-3.4	-3.9	-3.7	-3.5	-3.4	-3.4	-3.3	-3.4	-3.4	-3.4	-3.4	-3.5	-3.5	-3.4	-3.5	-3.6	-3.5	-3.7	-3.8	-4.1	-4.1	-4.5	-5.1	-5.0			
23	-11.9	-4.4	-4.5	-3.3	-3.4	-3.2	-3.1	-2.6	-2.7	-2.6	-2.7	-2.7	-2.7	-2.7	-2.7	-2.7	-2.7	-2.7	-2.7	-2.7	-2.7	-2.7	-2.7	-2.7	-2.7	-2.7	-2.7	-2.7				
24	-11.3	-5.2	-4.0	-3.7	-3.3	-2.9	-2.4	-2.1	-1.9	-1.7	-1.5	-1.6	-1.7	-1.6	-1.7	-1.8	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-1.9	-1.9	-2.0	-2.6	-3.0	-3.1	-3.2	-3.8	-5.0			
25	-12.4	-5.4	-4.8	-3.5	-3.0	-2.5	-2.3	-1.9	-1.7	-1.4	-1.3	-1.4	-1.3	-1.3	-1.5	-1.4	-1.5	-1.5	-1.5	-1.7	-1.8	-1.8	-2.0	-2.6	-2.9	-3.2	-3.6	-4.1	-5.8			
26	-11.0	-5.1	-5.9	-3.1	-2.4	-2.0	-1.6	-1.3	-1.1	-0.9	-0.8	-0.8	-0.7	-0.7	-0.7	-0.7	-0.7	-0.7	-0.7	-0.7	-0.7	-0.9	-0.9	-1.1	-1.7	-2.0	-2.1	-2.4	-2.9	-5.1		
27	-2.4	-2.0	-2.1	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0			
28	-15.3	-7.0	-9.1	-9.0	-8.9	-8.9	-8.0	-9.1	-9.2	-9.2	-9.1	-9.0	-9.0	-8.9	-8.9	-8.9	-8.8	-8.8	-8.7	-8.7	-8.7	-8.7	-8.5	-8.1	-7.9	-8.0	-8.1	-9.5				
29	-6.3	-6.2	-5.2	-4.2	-3.5	-3.0	-2.3	-1.8	-1.2	-0.7	-0.3	0.3	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.5	1.6	1.7	1.7	1.7	1.6	1.4	1.4	1.0	0.4	-1.8				

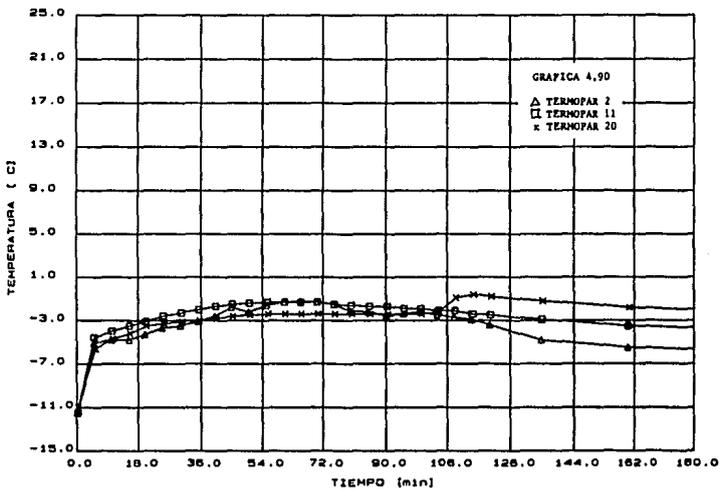
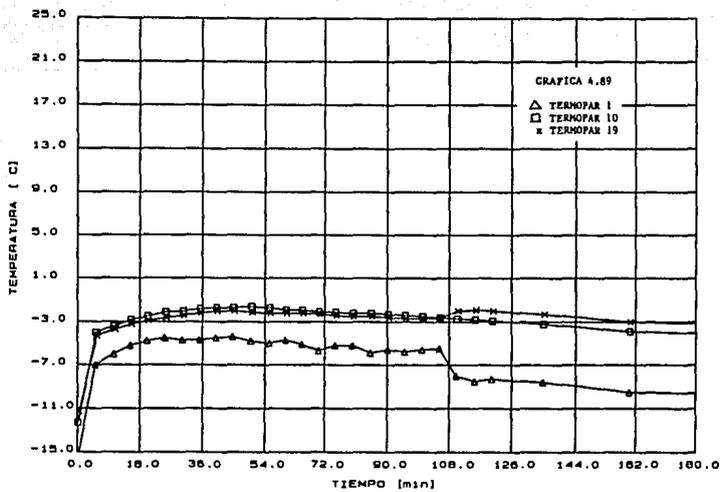
TABLA 4.10

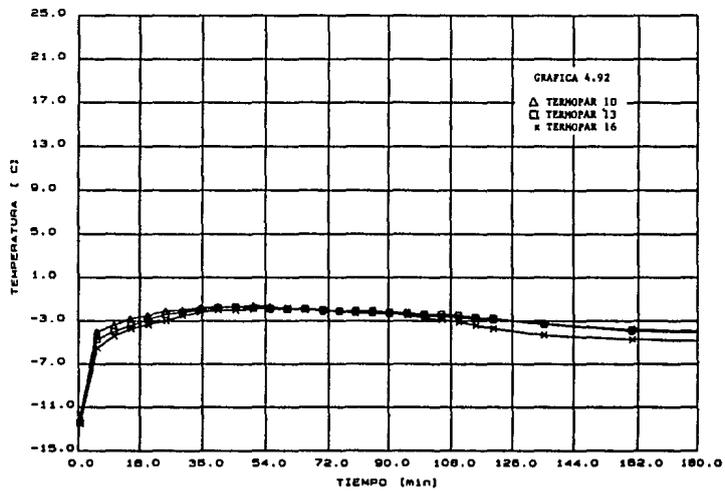
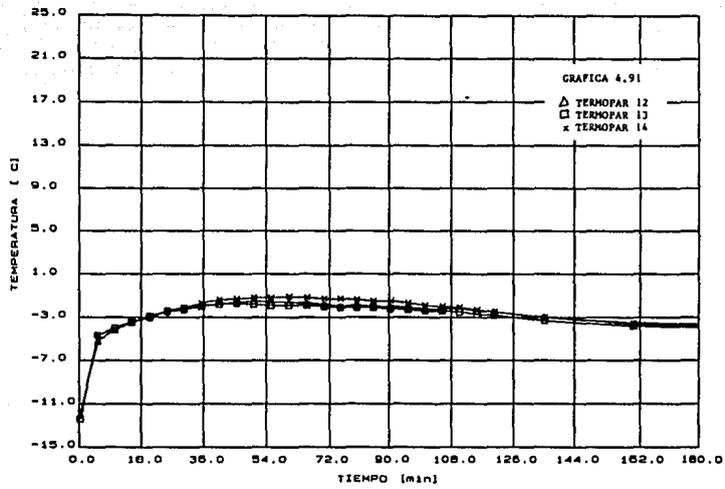


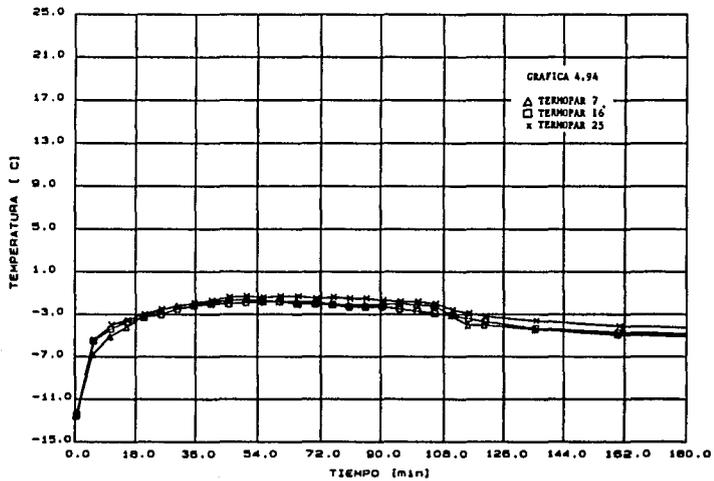
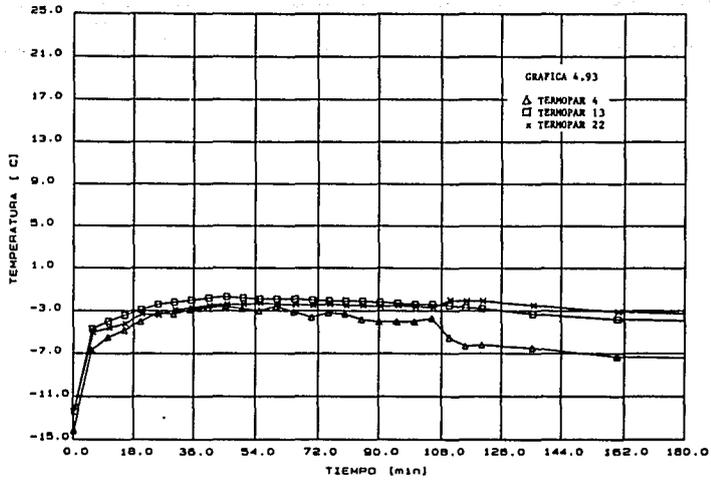


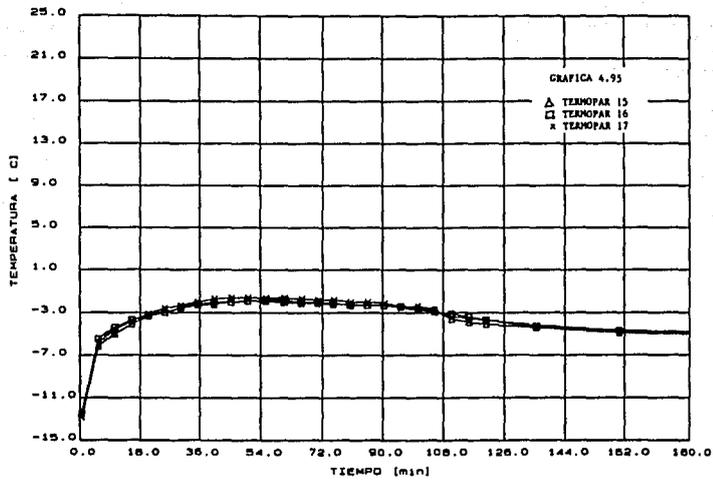












4.3.4 Prueba IV

Las zonas térmicas quedaron definidas de manera muy similar a las definidas en el refrigerador Acros, con la diferencia de que desde un principio se tomó en cuenta la zona del compresor. Las siguientes figuras muestran dichas zonas tanto en el interior como en el exterior.

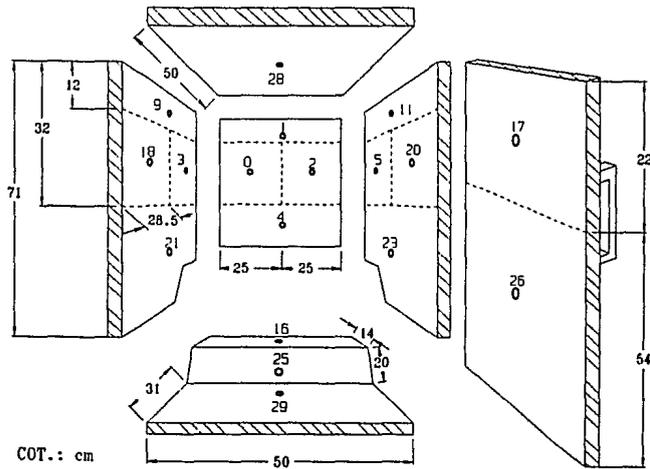


Fig. 4.10. Disposición de los termopares en el interior del compartimento.

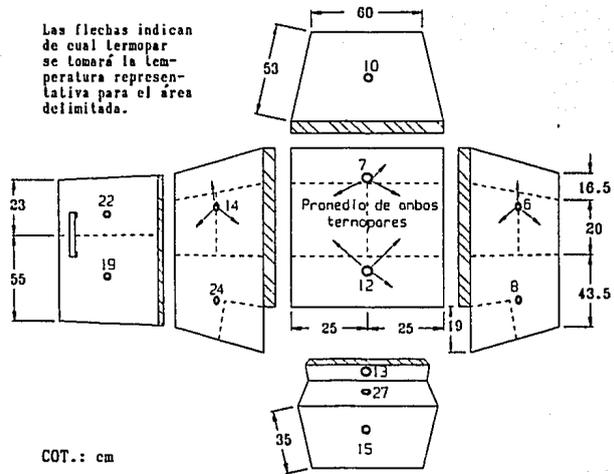


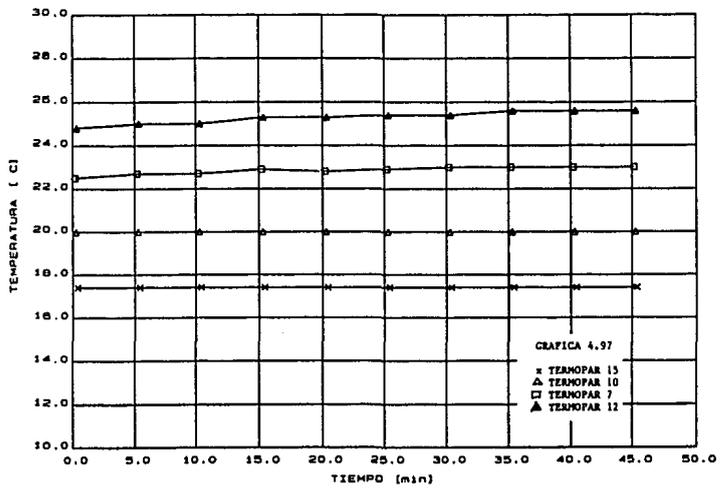
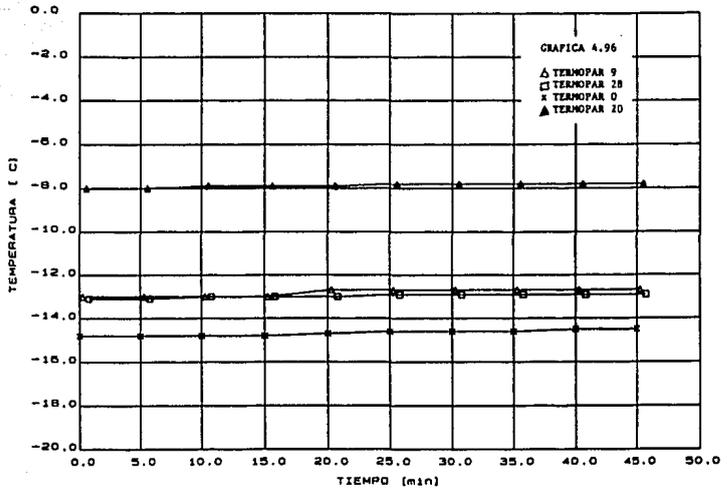
Fig. 4.11. Disposición de los termopares en el exterior del compartimento.

Tabla de datos y gráficas de los resultados obtenidos.

	Tiempo (min)										PROMEDIO
	0.0	5.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0	35.0	40.0	45.0	
0	-14.8	-14.8	-14.8	-14.8	-14.7	-14.6	-14.6	-14.6	-14.5	-14.5	-14.67
1	-12.5	-12.5	-12.5	-12.5	-12.4	-12.4	-12.3	-12.3	-12.3	-12.3	-12.40
2	-13.3	-13.3	-13.3	-13.3	-13.2	-13.2	-13.1	-13.1	-13.1	-13.1	-13.20
3	-10.7	-10.7	-10.7	-10.7	-10.6	-10.6	-10.6	-10.6	-10.6	-10.6	-10.64
4	-12.2	-12.2	-12.2	-12.2	-12.1	-12.0	-12.0	-12.0	-12.0	-12.0	-12.09
5	-10.3	-10.2	-10.2	-10.2	-10.2	-10.1	-10.1	-10.1	-10.1	-10.1	-10.16
6	18.7	19.5	18.5	19.5	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.58
7	22.5	22.7	22.7	22.9	22.9	22.9	23.0	23.0	23.0	23.0	22.85
8	18.8	18.8	18.8	18.8	18.8	18.8	18.8	18.8	18.8	18.8	18.80
9	-12.9	-12.9	-12.9	-12.9	-12.6	-12.6	-12.6	-12.6	-12.6	-12.6	-12.72
10	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.00
11	-17.0	-17.0	-17.0	-17.0	-17.0	-16.9	-16.9	-16.9	-16.9	-16.9	-16.95
12	24.8	25.0	25.0	25.3	25.3	25.4	25.4	25.6	25.6	25.6	25.30
13	37.0	37.4	37.9	37.9	38.1	39.2	38.3	38.3	38.4	39.4	37.99
14	18.9	18.9	18.9	18.9	18.9	18.9	18.9	18.9	18.9	18.9	18.90
15	17.4	17.4	17.4	17.4	17.4	17.4	17.4	17.4	17.4	17.4	17.40
16	-12.1	-12.1	-12.1	-12.1	-12.1	-11.9	-11.9	-11.9	-11.9	-11.9	-12.00
17	-5.3	-5.3	-5.3	-5.3	-5.3	-5.1	-5.1	-5.1	-5.1	-5.1	-5.20
18	-9.8	-9.8	-9.8	-9.8	-9.8	-9.8	-9.8	-9.8	-9.8	-9.8	-9.80
19	19.0	18.0	19.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.00
20	-8.0	-8.0	-7.9	-7.9	-7.9	-7.8	-7.8	-7.8	-7.8	-7.8	-7.87
21	-9.9	-9.9	-9.9	-9.9	-9.9	-9.8	-9.8	-9.8	-9.8	-9.8	-9.85
22	18.3	18.3	18.3	18.3	18.3	18.3	18.3	18.3	18.3	18.3	18.30
23	-10.4	-10.4	-10.4	-10.4	-10.4	-10.4	-10.4	-10.4	-10.4	-10.4	-10.40
24	19.3	19.3	19.3	19.3	19.3	19.3	19.3	19.3	19.3	19.3	19.30
25	-4.6	-4.6	-4.6	-4.6	-4.6	-4.5	-4.5	-4.5	-4.5	-4.5	-4.55
26	-9.6	-9.6	-9.6	-9.6	-9.6	-9.6	-9.6	-9.6	-9.6	-9.6	-9.60
27	29.9	28.9	29.0	29.1	29.2	29.3	29.3	29.3	29.3	29.3	29.16
28	-13.1	-13.1	-13.0	-13.0	-13.0	-12.9	-12.9	-12.9	-12.9	-12.9	-12.97
29	-6.1	-6.1	-6.0	-6.0	-6.0	-6.0	-6.0	-6.0	-6.0	-6.0	-6.02

TEMPERATURAS (°C)

TABLA 4.11



En el caso del refrigerador Kenmore, el termostato, cuando está colocado al máximo, está calibrado para mantener encendido el ciclo de operación constantemente. Es por ello que no existen los tiempos de encendido y apagado que se tabularon en la sección 4.2.4 para el refrigerador Acros (tabla 4.5). En este caso se tomó una medición inicial y una final de la energía consumida:

153.15 kJ en 45 minutos de medición.

Lo cual representa un consumo de 12.86 kJ cada 3.779 min, que es el tiempo promedio del ciclo completo obtenido en el refrigerador Across.

La diferencia más notoria entre ambos refrigeradores en lo que se refiere al cálculo del flujo de calor de fugas es la existencia de un sobretecho arriba de la parte superior del refrigerador Kenmore (fig. 4.12), constituido por una lámina de acero de 0.8 mm de espesor y una placa de poliestireno expandido (unicel) de 31.7 mm de espesor; se considerará éste último y una resistencia de contacto igual a medio milímetro de espesor de aire.

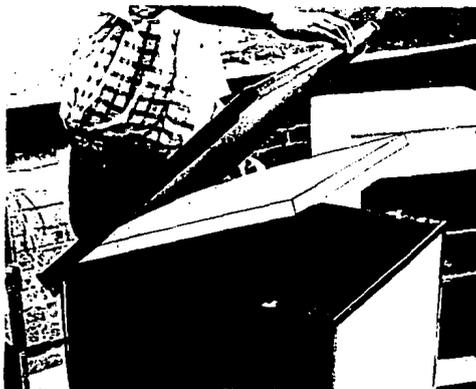


Fig. 4.12. Sobretecho de unicel.

El uretano inyectado en las paredes tiene aparentemente mayor densidad que el utilizado en el primer refrigerador, sin embargo se utilizó el mismo valor de conductividad térmica obtenido en tablas, pues no se cuenta con más información. Los espesores de este material en las paredes aumentaron en general.

Los calores obtenidos son

$Q_{28} = 3.04 \text{ W}$	$Q_9 = 1.33 \text{ W}$	$Q_1 = 1.79 \text{ W}$
$Q_{11} = 1.52 \text{ W}$	$Q_{18} = 0.94 \text{ W}$	$Q_3 = 0.78 \text{ W}$
$Q_0 = 1.10 \text{ W}$	$Q_2 = 1.03 \text{ W}$	$Q_5 = 0.77 \text{ W}$
$Q_{20} = 0.88 \text{ W}$	$Q_{17} = 2.53 \text{ W}$	$Q_{21} = 2.72 \text{ W}$
$Q_4 = 3.44 \text{ W}$	$Q_{23} = 2.82 \text{ W}$	$Q_{26} = 7.09 \text{ W}$
$Q_{16} = 2.41 \text{ W}$	$Q_{25} = 2.47 \text{ W}$	$Q_{29} = 2.60 \text{ W}$

$$Q_{\text{tot}} = 39.26 \text{ W}$$

$$E_{\text{fugas}} = 106.0 \text{ kJ}$$

$$E_{\text{elec}} = 153.15 \text{ kJ}$$

$$\Gamma = 0.6921$$

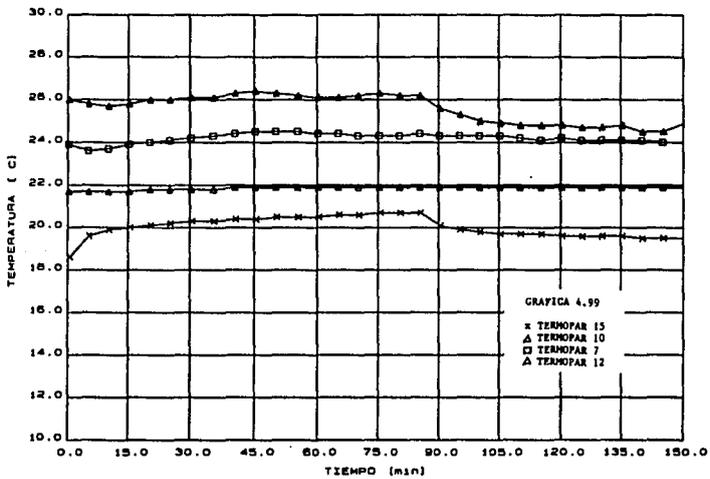
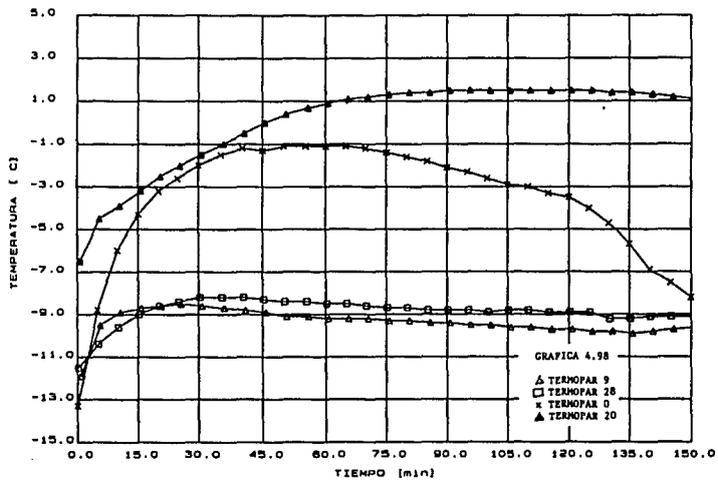
Para obtener los coeficientes convectivos del interior y del exterior se utilizó el mismo método que en el refrigerador Acros, con la diferencia de que en el interior, dado que la distribución de temperaturas era mucho más homogénea, sólo se calculó un coeficiente.

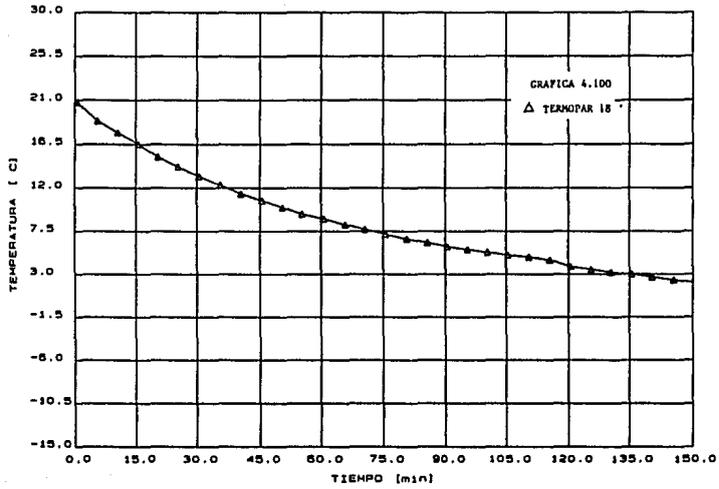
Interior:

$$h_{\text{int}} = \left(\frac{39.26}{2.0787 (-10.97 - (-12.11))} \right)$$

$$h_{\text{int}} = 16.57 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Gráficas de temperatura en paredes y muestreo del agua.





Cabe mencionar nuevamente que cuando el control del termostato está al máximo en el refrigerador Kenmore, el compresor trabaja continuamente, de manera que solo se obtuvo una lectura de tiempo y energía consumida.

581.8 kJ en 150 min

La temperatura inicial del agua en los recipientes fue de 20.8 °C, en tanto que las temperaturas finales fueron

$$\begin{array}{ll} T_{500 \text{ ml}} = 4.1 \text{ °C} & T_{500 \text{ ml}} = 6.8 \text{ °C} \\ T_{500 \text{ ml}} = 6.8 \text{ °C} & T_{200 \text{ ml}} = 4.1 \text{ °C} \\ T_{500 \text{ ml}} = 3.9 \text{ °C} & T_{200 \text{ ml}} = 2.1 \text{ °C} \\ T_{500 \text{ ml}} = 4.2 \text{ °C} & \end{array}$$

Se obtiene la energía total cedida por el agua:

$$E_{\text{agua}} = C_p \sum (m_j \Delta T_j) = 193.17 \text{ kJ}$$

Siguiendo un proceso análogo al utilizado en la sección 4.2.5, se obtuvo un promedio de temperatura en las paredes sin tomar en cuenta el periodo inicial del transitorio (20 min). Es importante hacer notar que en este caso se incurre en un error más grande al evaluar el transitorio como un permanente, como se puede apreciar en las gráficas. De este modo, la energía de fugas fue

$$E_{\text{fugas}} = 262.96 \text{ kJ}$$

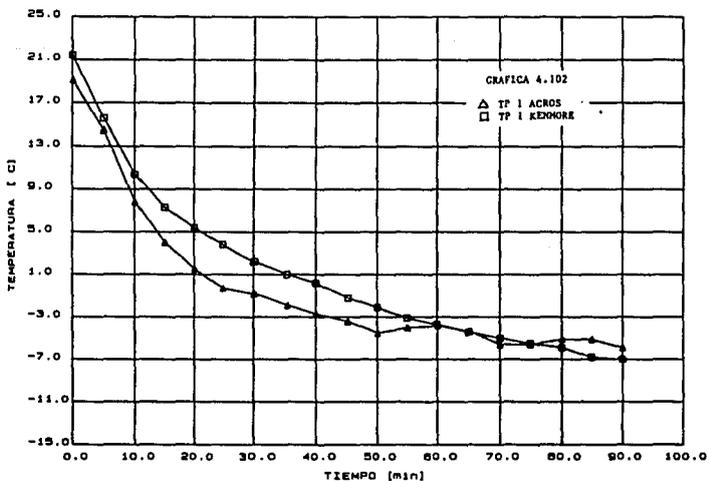
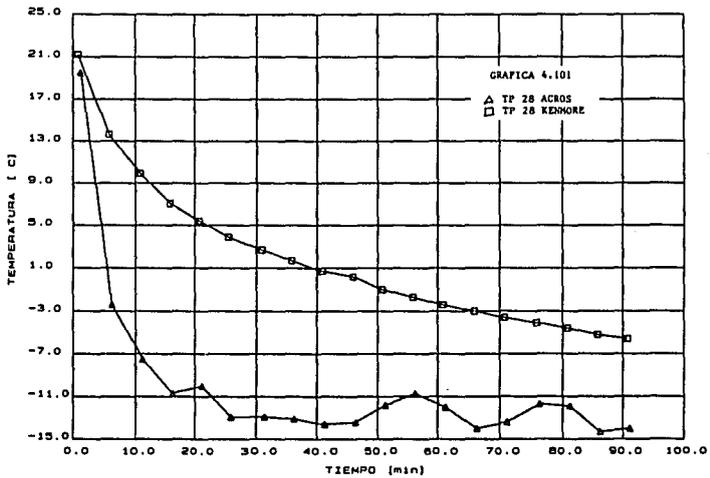
de donde

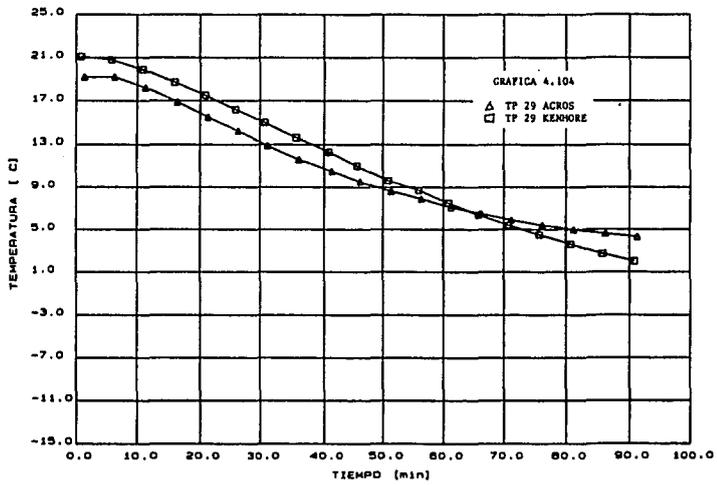
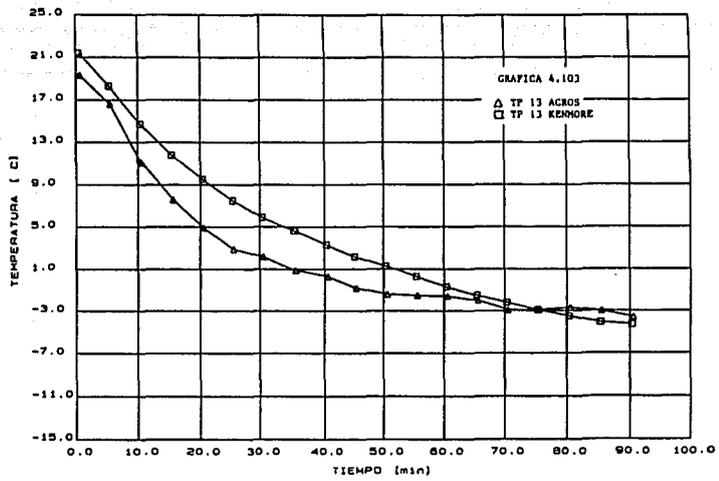
$$\Gamma = \frac{E_{\text{fugas}} + E_{\text{agua}}}{E_{\text{elec}}} = 0.7840$$

4.4 Resultados comparativos entre los refrigeradores

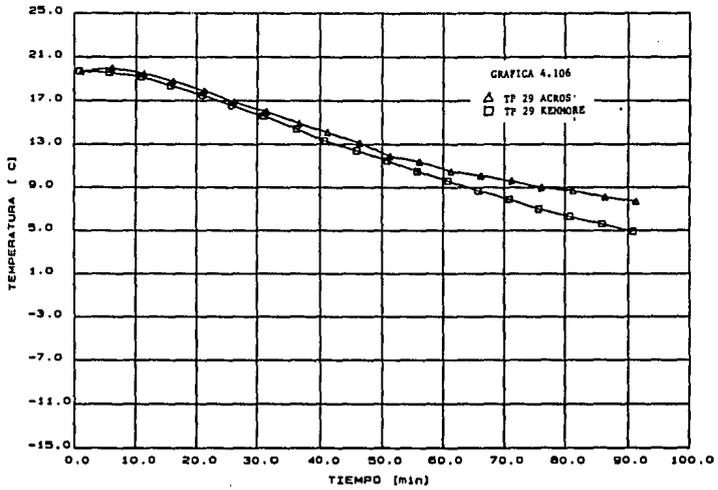
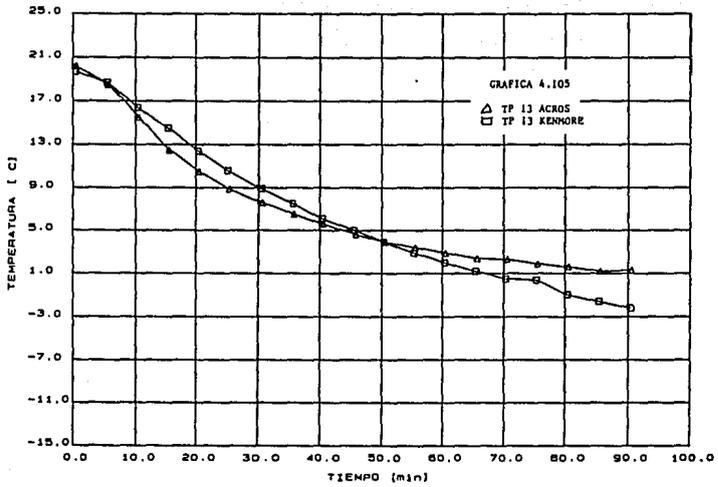
En este apartado se pretende comparar gráficamente el comportamiento térmico de ambos refrigeradores utilizando para ello las lecturas más significativas de las pruebas I, II y III.

4.4.1 Prueba I

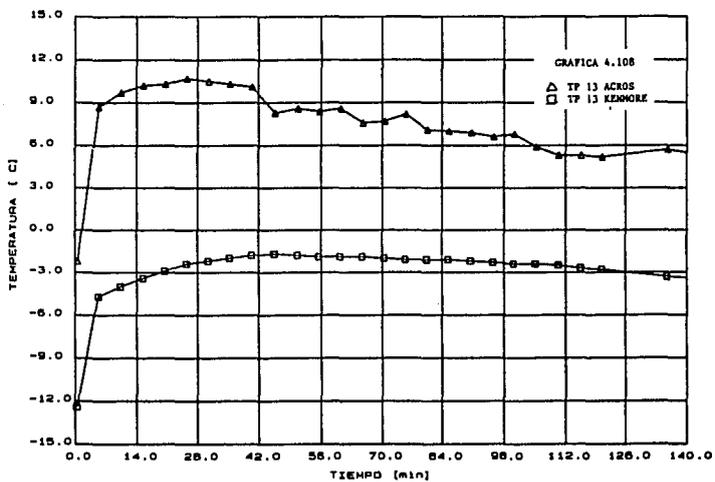
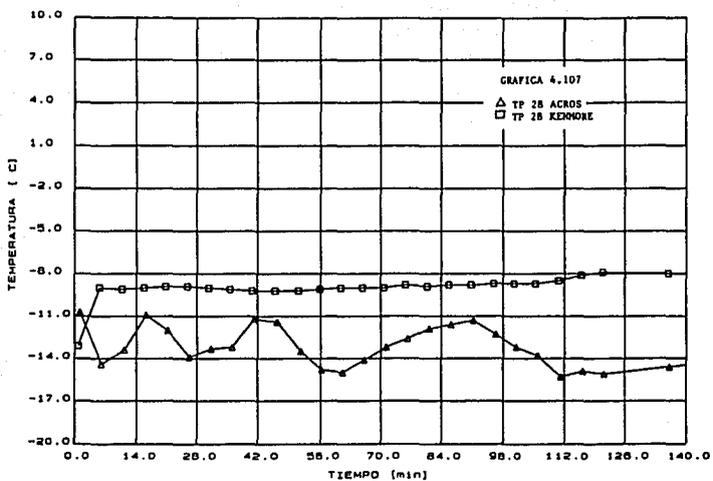


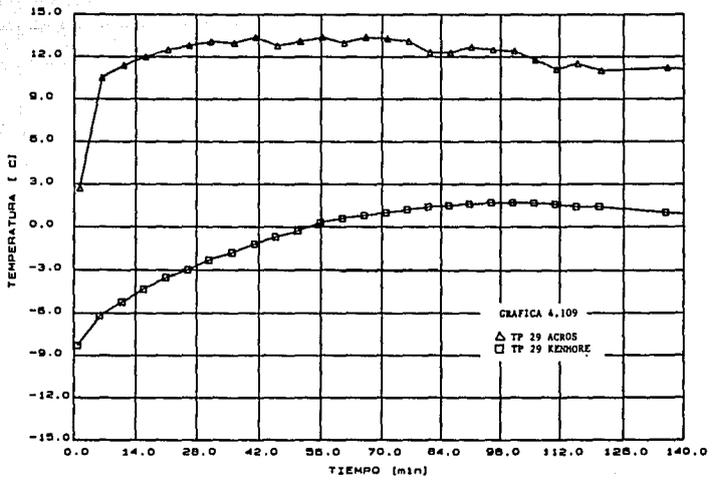


4.4.2 Prueba II



4.4.3 Prueba III





4.5 Discusión de los resultados

Existen dos tipos de errores inherentes en las mediciones de temperatura realizadas, los relacionados con la exactitud de la medición misma y los derivados del tiempo en que ésta se realizó. El primero depende del instrumento de medición (termómetro digital), el cual consta, según los manuales y la calibración realizada, de una incertidumbre de ± 0.2 °C, y, además, de la velocidad de respuesta de los termopares y del circuito interno del termómetro, pues ambos requieren un tiempo mínimo de estabilización. Sin embargo, dadas las características de los fenómenos físicos estudiados, estos errores se pueden considerar despreciables.

Por otra parte, el segundo error en la medición de temperaturas, es decir, el error debido a los pequeños intervalos de tiempo entre las treinta mediciones, dada la imposibilidad de realizar dichas mediciones simultáneamente, fue tomado en cuenta a la hora de graficar, comprobándose que puede ser despreciado.

Para las pruebas IV y V se realizó un estudio bibliográfico exhaustivo para determinar con la mayor exactitud posible los valores de conductividad térmica de los materiales aislantes utilizados en los refrigeradores. Sin embargo, debido a las características de estos materiales y a su proceso de fabricación, existe un rango de incertidumbre en los valores seleccionados de $\pm 30\%$. Teniendo en cuenta que la conductividad térmica influye directamente en el flujo de calor, la incertidumbre en el parámetro Γ es grande. Ahora bien, también se pudo observar que el poliuretano usado en ambos aparatos es muy similar, por lo que es de esperarse que el aspecto comparativo que proporciona el parámetro Γ siga siendo válido. Y con mayor razón en el caso de pruebas comparativas del mismo refrigerador bajo diferentes condiciones de operación.

Hay que añadir que tras las pruebas se encontró que ciertos aspectos de la forma en que se tomaron las mediciones pudieron haberse realizado de una manera más eficiente. Sin embargo, la necesidad de conocer algunos datos para poder concluir lo anterior, implicó el afectar físicamente el compartimento, por lo que la posibilidad de reproducir condiciones, y con ello eficientizar dichas mediciones, se anuló.

V- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Con respecto al diseño integral de un refrigerador

Actualmente la mayoría de los fabricantes de refrigeradores domésticos realizan los diseños de compartimentos en forma independiente al sistema de refrigeración. Quizá las causas sean de tipo histórico y difíciles de ser atacadas, pues ello requeriría una reestructuración compleja tanto a nivel productivo como organizativo. Sin embargo, dada la tendencia actual en lo económico y en lo ecológico, tendencia que se está acelerando cada vez más, existe una imperiosa necesidad de mejorar la eficiencia de cualquier producto. En el caso de los refrigeradores domésticos, el contar con pruebas estandarizadas que permitieran realizar un diseño integral daría como resultado un producto de mayor calidad.

Durante el presente trabajo se pudieron observar distintos aspectos que apoyan la importancia del diseño integral. Dichos aspectos se analizan a lo largo de los siguientes apartados.

5.1.1 Con respecto a la convección interna

La eficiencia de un ciclo de refrigeración aumenta en la medida en que la absorción de calor sea mayor. Esto implica que debe existir una buena transferencia de calor en el evaporador, lo cual repercute a su vez en la necesidad de intensificar la convección en el interior del compartimento durante el ciclo de trabajo. Este hecho queda plasmado en las gráficas comparativas entre las pruebas I y II del refrigerador Acros (gráficas 4.21 - 4.30), donde se puede apreciar que al introducirse la charola para deshielo y disminuirse la convección natural, la velocidad de enfriamiento se redujo notoriamente en todo el compartimento, excepto en la zona del congelador, y con ello, obviamente, la captación de calor en el evaporador. El diseño del Kenmore se puede considerar mejor en este caso, pues,

aunque sí se vio afectado por la charola para deshielo (gráficas 4.71 - 4.80), la disminución en la velocidad de enfriamiento fue menor.

Por el contrario, cuando el ciclo no está en funcionamiento, la convección interna tiende a favorecer la entrada de calor del exterior y a que se igualen las temperaturas del congelador y del resto del compartimento, lo cual no es deseable.

Dadas las características de un refrigerador típico de enfriamiento por convección natural, existe una cierta incompatibilidad entre los aspectos mencionados en los dos párrafos anteriores. Desde un punto de vista energético, tiene mayor peso el primer aspecto, pues es más lo que se gana con una buena transferencia de calor en el evaporador que lo que se pierde por una mayor entrada de calor del exterior, ya que ésta se puede compensar con un mejor aislamiento. Sin embargo, dado que las funciones de congelar y enfriar son igualmente importantes, el mejor diseño será aquél que mejor equilibre ambos aspectos.

5.1.2 Con respecto al gradiente de temperaturas entre el refrigerante y el medio

Para que exista una buena transferencia de calor en el evaporador, que, como ya se dijo, es de gran importancia para la eficiencia del ciclo, el gradiente de temperaturas entre el refrigerante y el aire del compartimento debe maximizarse durante la operación del ciclo de trabajo. Podría pensarse que esto es contradictorio con la idea de refrigerar, ya que el objetivo de un ciclo de refrigeración es precisamente disminuir la temperatura del medio que rodea al evaporador; sin embargo, es posible mantener un gradiente de temperaturas suficientemente grande, sin que para ello el medio deje de ceder calor, siempre que exista una circulación que reemplace continuamente al aire en contacto con el evaporador. En conclusión, existe en

este caso una relación directa e inseparable entre la buena convección y el gradiente de temperaturas, puesto que una convección natural es siempre resultado de un gradiente de temperaturas y éste se mantiene a su vez gracias a la existencia de dicha convección.

El control de encendido y apagado del ciclo de trabajo debe entonces basarse precisamente en este fenómeno, de forma que se aproveche al máximo la capacidad de enfriamiento del refrigerante.

En las gráficas 4.101 y 4.107 se compara el comportamiento del aire en el congelador de ambos refrigeradores bajo las condiciones de las pruebas I y III, respectivamente. En ellas se puede apreciar como el refrigerador Kenmore mantiene un mayor gradiente de temperaturas, basándose en la circulación del aire, a diferencia del Acros en donde la falta de una buena convección causa un continuo encendido y apagado del compresor.

5.1.3 Con respecto a la importancia de evitar la absorción de calor fuera del compartimento

Como se mencionó en el capítulo II, desde un punto de vista práctico, la eficiencia real de un refrigerador es la relación que existe entre el calor absorbido sólo dentro del compartimento con respecto a la energía eléctrica consumida. La captación inevitable de calor fuera del compartimento, que es tomada en cuenta en el parámetro β (coeficiente de operación termodinámico), no es útil.

Es importante hacer notar que mientras menos calor se capte dentro del compartimento, la capacidad de absorción de calor del refrigerante al salir de éste será mayor, implicando que se captará una mayor cantidad de energía térmica del exterior para, posteriormente, tener que ser eliminada nuevamente en el exterior, a través del condensador, lo cual es trabajo inútil.

De lo anterior se concluye que es necesario maximizar la captación de calor dentro del compartimento con base en el gradiente de temperaturas y la convección interna, tal como se expuso en los apartados anteriores.

Asimismo, se debe minimizar la absorción de calor en el exterior, pues ésta se traduce en un mayor sobrecalentamiento, y mientras más sobrecalentado se encuentre un vapor, mayor es el trabajo de compresión que se le tiene que aplicar para alcanzar la presión alta de diseño. Si a esto se le añade que mientras menos energía contenga el agente refrigerante al entrar al condensador, su capacidad de captar calor en el compartimento será mayor. Es obvia entonces la ventaja que representa el aislar el conducto de salida del evaporador que se encuentra expuesto al medio ambiente.

En el caso de los dos refrigeradores analizados, como en la mayoría de los refrigeradores domésticos, el capilar llega al evaporador por dentro del conducto de salida de éste último (fig. 3.2), buscándose con ello un intercambio de calor, el cual se intensificaría si se evita la entrada de energía térmica del exterior, lo cual refuerza más aún la propuesta de utilizar un aislante.

5.1.4 Con respecto al aislamiento de las paredes

Si el mejor refrigerador es aquél que para mantener frío su compartimento consume menos energía eléctrica, el refrigerador ideal sería aquél cuyo aislante fuera perfecto, es decir, aquél en que el calor de fugas fuera cero.

Obviamente no existe el aislamiento perfecto, ni es práctico el buscarlo si ello implica espesores y materiales irrazonables para un aparato doméstico. Sin embargo, se puede optimizar un aislamiento sin caer en lo impráctico, como se puede apreciar a través de las pruebas IV en ambos refrigeradores. En dichas

pruebas se llegó a valores de calor de fugas prácticamente iguales, a pesar de que el refrigerador Acros tiene un área de intercambio de calor notoriamente más pequeña y mantuvo un gradiente de temperaturas con el exterior mucho menor.

5.2 Con respecto al procedimiento seguido

Aun cuando existen pruebas establecidas que evalúan dentro de ciertos parámetros la eficiencia de un refrigerador, el objetivo de dichas pruebas no va más allá de comprobar el cumplimiento de normas establecidas. En el presente trabajo se buscó un camino que explicara el porqué del comportamiento y rendimiento de refrigeradores, comenzándose por los más sencillos, es decir, los de convección natural y un solo evaporador, a través del estudio de los fenómenos físicos involucrados. Analizando los resultados obtenidos y las conclusiones previamente expuestas, se deduce que si bien hubo éxito en el inicio del camino antes mencionado, también es cierto que se pueden realizar mejoras a los procedimientos seguidos que lo amplíen para eventualmente llegar a un método de diseño óptimo.

5.2.1 Recomendaciones acerca del equipo de medición utilizado

Existen varios aspectos del equipo de medición que pueden ser optimizados.

El calibre de los termopares utilizados fue quizá ligeramente grueso para la velocidad de respuesta que se buscaba, siendo recomendable trabajar, en términos generales, con un termopar más delgado. La elección del material de los termopares (cobre-constantán) se hizo con base en un estudio previo y, tras realizar las mediciones y teniendo en cuenta la calibración del termómetro digital, se sigue considerando el más adecuado.

En cuanto a la cantidad de termopares, sería de gran utilidad tener un número mucho mayor (de 50 a 60), pues se disminuiría considerablemente la incertidumbre de ciertas mediciones, como en el caso de las pruebas IV y V donde el área representada por un termopar fue más grande de lo deseado. Teniendo en cuenta que las pruebas fueron realizadas en refrigeradores pequeños, éste es un punto de gran importancia si se pensara en extrapolarlas a refrigeradores de mayor capacidad.

En lo que respecta al termómetro digital, es excelente la exactitud que demostró. Sin embargo, aun cuando este equipo está diseñado para poder ser conectado a una computadora personal, no se contó con el puerto serial ni con la programación indispensables para ello, de manera que las mediciones se tuvieron que tomar manualmente. Automatizar representaría aumentar la velocidad de las mediciones, a la vez que facilitaría el manejo de los datos obtenidos. Un arreglo en paralelo de dos termómetros digitales YEW tipo 2572 con sus respectivos módulos de treinta termopares tipo 2815-01 conectados a una computadora personal darían excelentes resultados. Desde luego que actualmente deben existir equipos más compactos que tengan igual o más potencia.

5.2.2 Recomendaciones acerca de las pruebas

Tanto son recomendables algunos cambios a las pruebas llevadas a cabo, como sería de gran utilidad el realizar otro tipo de pruebas.

Algunos de los cambios posibles son el fusionar las pruebas III y V, si se cuenta con un número mayor de termopares, muestreando la temperatura de todos los recipientes; controlar con mayor fineza la temperatura ambiente con el fin de igualar condiciones; llevar un mayor muestreo de la temperatura de la placa del evaporador, con el objetivo de precisar mejor el gradiente de temperaturas refrigerante-aire del compartimento.

Hubiese sido de gran utilidad el tener más datos acerca del ciclo de trabajo mismo (presiones de diseño, eficiencia del motor eléctrico y del compresor, gasto másico de refrigerante, etc.) y contar con la conductividad térmica exacta del aislante de cada refrigerador.

Realizar pruebas con el controlador del termostato en diferentes posiciones y pruebas con diferentes temperaturas ambiente, proporcionarían mayor información acerca de la influencia que tiene la capacidad del compartimento de ceder calor o el medio ambiente de captarlo, sobre la eficiencia del ciclo. Podrían así obtenerse las condiciones óptimas de operación. El ejemplo más claro es el hecho de que el refrigerador Kenmore obtuviera una Γ menor que el Acros bajo las condiciones de la prueba IV, debido a que el compresor trabaja ininterrumpidamente cuando el controlador del termostato está al máximo, no obstante que en las pruebas I y II consumió menos energía enfriando un mayor volumen.

Pruebas que proporcionen información acerca de la importancia de la radiación dentro del compartimento y del exterior hacia éste, serían un excelente complemento.

Un apoyo que no debe pasar inadvertido son los programas de análisis térmico que utilizan técnicas de modelado como el elemento finito o el volumen finito (NYSA, Phoenics, etc.).

BIBLIOGRAFIA

- 1- T.D. Eastop y A. McConkey, *Applied Thermodynamics for Engineering Technologists*, 4a. edición, Longman, Londres, 1988.
- 2- Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3a. edición, John Wiley & Sons, Nueva York, 1985.
- 3- Eduardo Hernández Goríbar, *Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración*, 1a. edición, Limusa, México, 1991.
- 4- W.F. Stoecker y J.W. Jones, *Refrigeration and Air Conditioning*, 2a. edición, McGraw-Hill, Singapur, 1984.
- 5- Jennings-Lewis, *Aire Acondicionado y Refrigeración*, 1a. edición, CECSA, Monterrey, 1971.
- 6- The Trane Company, *Air Conditioning Manual*, 4a. edición, The Trane Company, Wisconsin, 1991.
- 7- Andrew D. Althouse, Carl H. Turnquist y Alfred F. Bracciano, *Modern Refrigeration and Air Conditioning*, 5a. edición, The Goodheart-Willcox Company, Illinois, 1988.
- 8- N.S. Komarov, *Tratado de Refrigeración*, 1a. edición, Editorial Cártao, Buenos Aires, 1958.
- 9- Frank P. Incropera, David P. De Witt, *Introduction to Heat Transfer*, 2a. edición, John Wiley & Sons, Singapur, 1990.
- 10- William S. Janna, *Engineering Heat Transfer*, 1a. edición, PWS Publishers, Boston, 1986.
- 11- J.P. Holman, *Métodos Experimentales para Ingenieros*, 1a. edición, México, D.F., 1981.
- 12- William C. Turner, John F. Malloy, *Handbook of Thermal Insulation Design Economics for Pipes and Equipment*, 1a. edición, McGraw-Hill, Nueva York, 1980.
- 13- E.N. Doyle, *The Development and Use of Polyurethane Products*, 1a. edición, McGraw-Hill, Nueva York, 1971.
- 14- Robert H. Perry, Cecil H. Chilton, Sidney D. Kirkpatrick, *Chemical Engineers' Handbook*, 4a. edición, McGraw-Hill, Nueva York, 1963.
- 15- *Encyclopedia of Polymer Science and Engineering*, John Wiley & Sons, EEUU, 1989.

- 16- Dietrich Braun, *Identificación de plásticos*, 2a. edición, Pulsar, S.A., Barcelona, 1990.
- 17- Frederick E. Mosher, David I. Schneider, *Using Turbo Basic*, 1a. edición, Borland-Osborne/McGraw-Hill, Berkeley, 1988.
- 18- Philip Elmer-Dewitt, *How Do You Patch A Hole In The Sky That Could Be As Big As Alaska?*, Time International, Número 7, Nueva York, 1992.
- 19- O. Badr, P.W. O'Callaghan y S.D. Probert, *Vapour Compression Refrigeration Systems*, Applied Energy, Volume 36, Elsevier Applied Science, Nueva York, 1990.
- 20- Eduardo Campero L., *Estudio Comparativo del Consumo de Energía de Refrigeradores Domésticos*, Memoria del XVII Congreso de la Academia Nacional de Ingeniería, Monterrey, 1991.
- 21- American National Standard, *Household Refrigerators / Household Freezers*, Standard ANSI/AHAM HRF-1-1988 de la Association of Home Appliances Manufacturers, Abril 7, 1988.
- 22- Rafael Carmona Paredes, Gabriel Castillo Hernández, *Manual del Usuario del Sistema PCGRAFIC*, Series del Instituto de Ingeniería No. 510, UNAM, México, 1988.

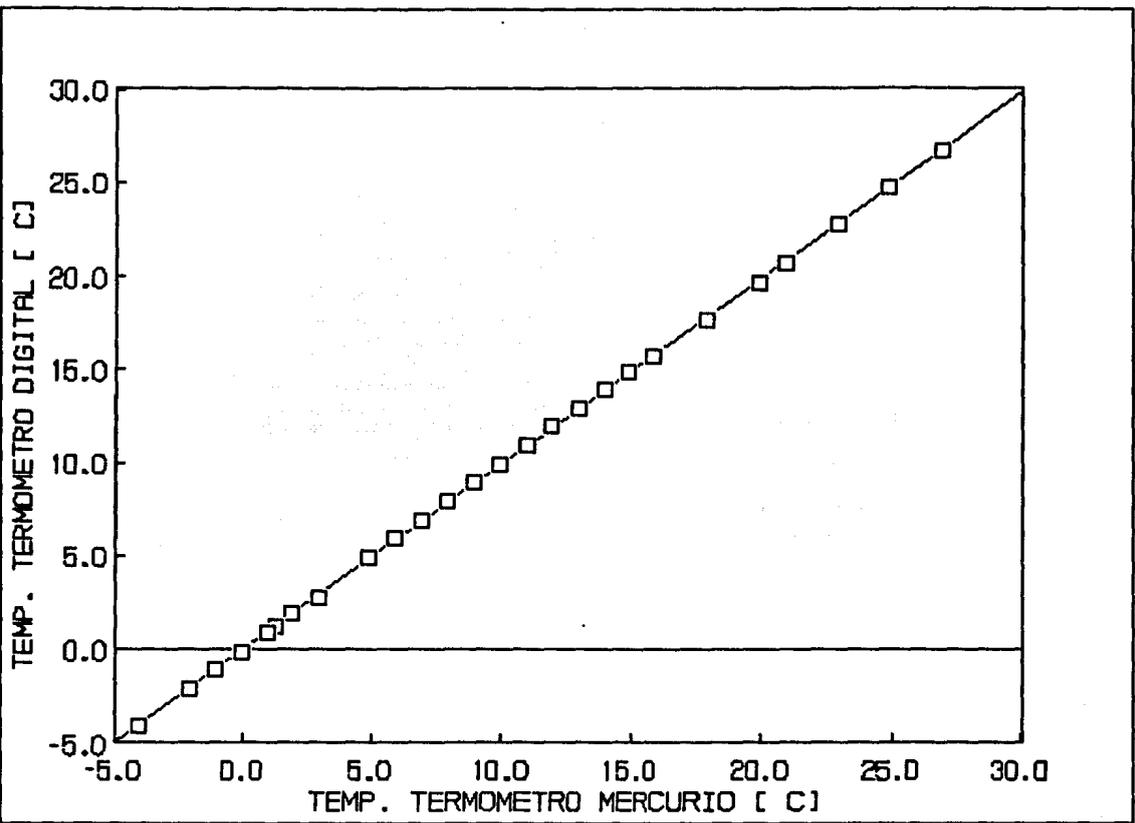
APENDICE A

- Calibración del Termómetro Digital

Antes de realizar cualquier prueba, con el objeto de comprobar el buen funcionamiento del termómetro digital, se calibró dicho instrumento. Para ello se calentó aceite hasta 30 °C en un recipiente, se introdujo un termómetro de mercurio y un termopar (figura A.1). En cuanto se estabilizó el sistema de medición se procedió a tomar lectura de temperaturas en ambos termómetros. Al alcanzarse la temperatura de 20 °C, el aceite se enfrió hasta 5 °C mediante un baño maría con agua helada. El último tramo de la curva de la gráfica A.1, se obtuvo calentando aceite desde -5 hasta 5 °C.



Fig. A.1. Sistema utilizado para la calibración del termómetro digital.



Gráfica A.1. Curva de calibración.

- Calibración del Medidor de Watts-Hora

Para realizar esta calibración se recurrió a un foco de cien watts, a un cronómetro y a un multímetro digital. Se conectó el foco a través del medidor de watts-hora, tomando como datos la diferencia de potencial, la corriente consumida y el número de rayas del disco horizontal en un tiempo dado.

Dado que el foco es una impedancia únicamente resistiva, no existe un defasamiento entre la corriente y el voltaje, de manera que, midiendo estos últimos y multiplicándolos entre sí, se obtuvo directamente la potencia consumida.

Dividiendo el número de rayas leídas entre el tiempo de duración de la prueba, se calculó la constante del número de rayas por segundo para la potencia consumida:

$$1 \text{ raya/s} = 113.7 \text{ W}$$

por tanto,

$$1 \text{ raya} = 113.7 \text{ J.}$$

APENDICE B

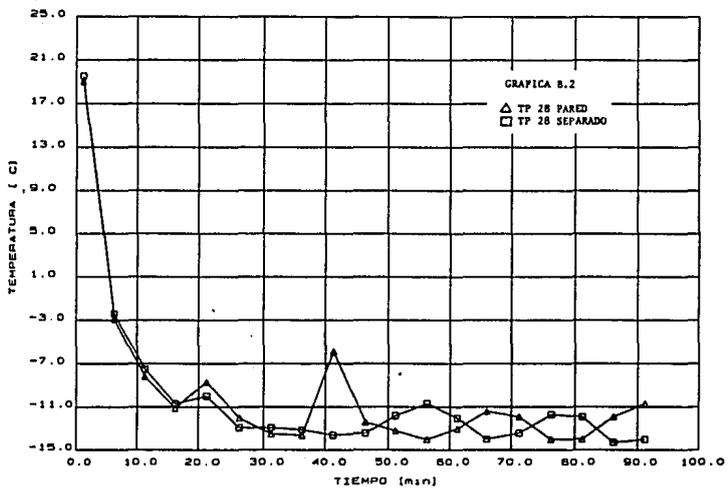
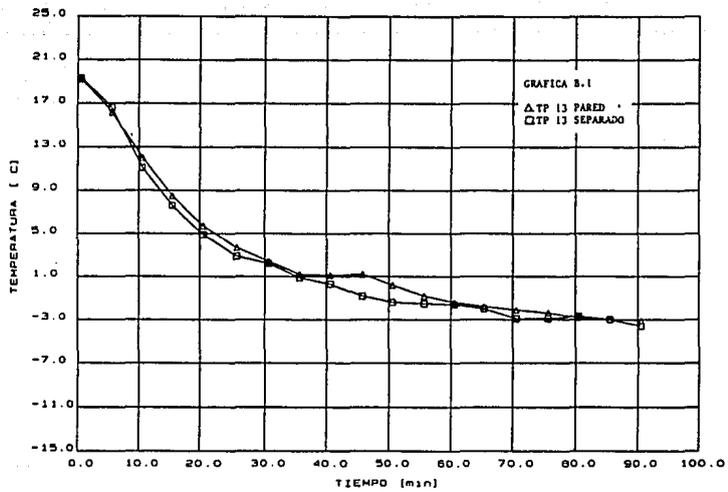
- Fenómeno de Conducción en los Termopares

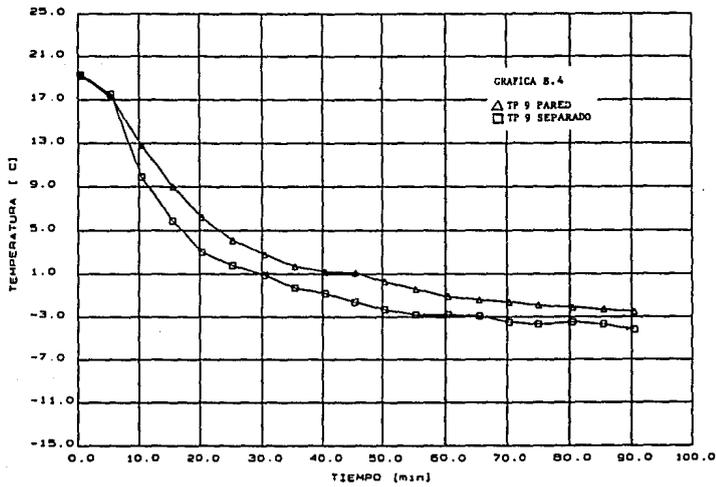
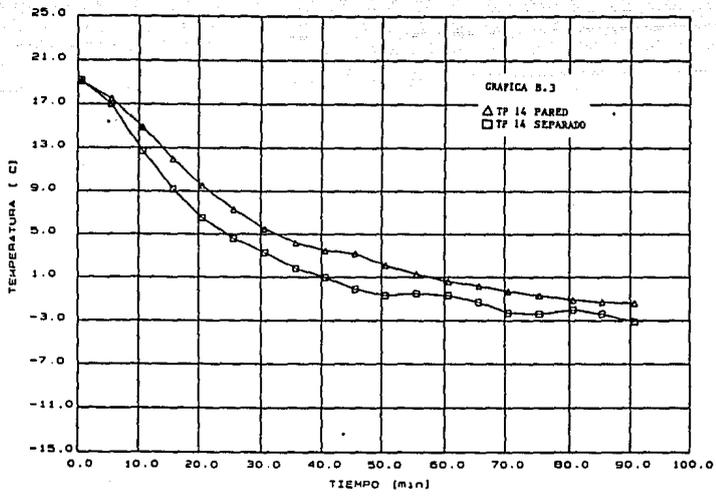
Durante la primera prueba que se realizó en el refrigerador Acros, se observó que uno de los termopares cuyo fin era medir la temperatura del aire, se enfriaba excesivamente rápido en comparación a los otros. La causa de esto resultó ser el hecho de que el termopar estaba sujetado directamente al evaporador, por lo que se transmitía una apreciable cantidad de calor por conducción a este último desde la punta y a lo largo del termopar.

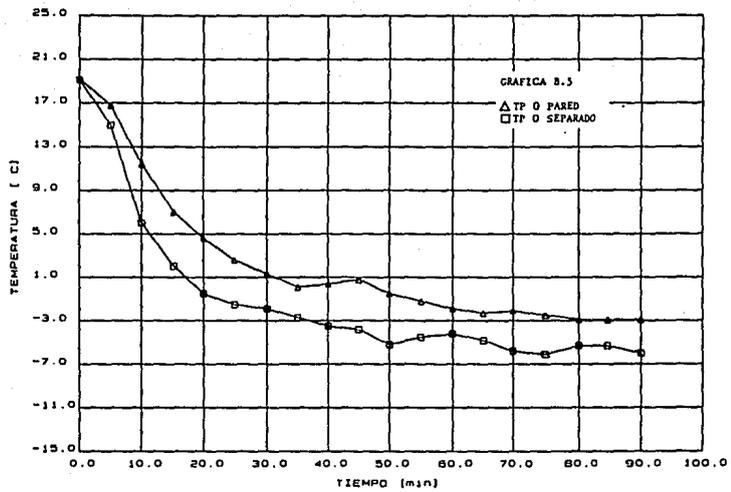
Posteriormente, al notar que, dada la sujeción que se les había dado a los termopares, sólo la punta de medición no quedaba en contacto con la pared, y basándose en la experiencia con el termopar mencionado anteriormente, se buscó un arreglo alternativo. Se pusieron a prueba ambos arreglos comparándolos contra un termopar totalmente separado de la pared, comprobándose tanto la validez del segundo arreglo como el error de medición existente en el primero.

La hipótesis que se podría plantear en este caso es la de que los termopares en el primer arreglo estaban actuando como aletas de la pared, es decir, disipando calor de ésta y, por lo tanto, encontrándose a una temperatura mayor que el medio que los rodeaba.

En las gráficas anexas se muestra el comportamiento de los dos arreglos de termopares bajo las mismas condiciones de temperatura.







APENDICE C

En este apéndice se presenta un programa para computadora digital en BASIC, mediante el cual se pueden simular ciclos termodinámicos de refrigeración por compresión de vapor que utilicen como agente refrigerante R-12.

```

10 CLS

20 REM *****
REM
REM          UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
REM
REM          FACULTAD DE INGENIERIA
REM
REM          SIMULACION DE UN CICLO DE REFRIGERACION
REM
REM          CON REFRIGERANTE FREON-12
REM
REM
REM
REM
REM *****

25 REM *****
REM
REM DIMENSIONAMIENTO DE VARIABLES
REM
REM *****

30 DIM VI(20),A(6),B(6),C(6),AH(5),TQ(20)

35 REM *****
REM
REM PARAMETROS DE LA SIMULACION
REM
REM *****

40 AL=558.75792
BL=854.44331
CL=0.
DL=299.40683
EL=0.
FL=352.14903
GL=-50.474049

50 TC=385.16667

55 AS1=93.344066
BS=-4396.1873
CS=-12.471522
DS=1.9606043E-2
ES=0.
FS=0.

60 R=68.748167
BD=4.063681E-4

70 A(2)=-91.620247
B(2)=7.7112999E-2
C(2)=-1525.2302
A(3)=0.10104904
B(3)=-5.6753601E-5
C(3)=2.1998148
A(4)=-5.746387E-5
B(4)=0.
C(4)=0.
A(5)=0.
B(5)=4.08193E-11
C(5)=-1.66307E-7
A(6)=0.
B(6)=0.
C(6)=0.

80 EK=5.475

90 AH(1)=33.890053
AH(2)=2.5070206
AH(3)=-3.2745059E-3
AH(4)=1.6417367E-6
AH(5)=0.

```

100 XH=9.2008532E4
YS=-69.241029

200 REM *****
REM
REM PANTALLA DE ENTRADA A LA SIMULACION
REM
REM *****

210 PRINT
220 PRINT TAB(20)"ESTE PROGRAMA PREDICE EL COMPORTAMIENTO"
230 PRINT
240 PRINT TAB(20)"DE REFRIGERADORES CUYO CICLO UTILIZA"
246 PRINT
248 PRINT TAB(20)"FREON 12 COMO REFRIGERANTE"
250 PRINT:PRINT

400 REM *****
REM
REM INTRODUCCION DE LOS DATOS
REM
REM *****

410 INPUT "TEMPERATURA EN EL CONDENSADOR (DEG.C)=";TN
420 PRINT
430 INPUT "SUBENFRIAMINETO (DEG.C)=";SC
440 PRINT
450 INPUT "TEMPERATURA EN EL EVAPORADOR (DEG.C)=";TE
460 IF TE>TN THEN
470 PRINT
480 PRINT"POR FAVOR REVISAS TUS DATOS!!!"
490 PRINT
500 GOTO 400
550 ELSE
560 END IF
570 PRINT
580 INPUT"SOBRECALENTAMIENTO (DEG.C)=";SH
590 PRINT
600 INPUT"EFICIENCIA DEL COMPRESOR (%)"=;EC

605 REM *****
REM
REM CALCULOS DEL PROGRAMA
REM
REM *****

610 T=TN+273.15:GOSUB 1000:P1=P
620 T=T-SC:GOSUB 1000:VI(1)=R*T/P
630 GOSUB 2000:GOSUB 3000:VG=V:HG=H
640 GOSUB 5000:VF=V
650 GOSUB 6000:H1=HG-HD
660 T=TE+273.15:GOSUB 1000:P2=P
670 T=T+SH:VI(1)=R*T/P:GOSUB 2000:GOSUB 3000:GOSUB 4000
680 T3=T:V3=V:H3=H:S3=S
690 GOSUB 8000:G1=(G-1.)/G
700 TQ(1)=T3*((P1/P2)^(G1))
710 FOR M=2 TO 20
720 M1=M-1
730 T=TQ(M1):P=P1:VI(1)=R*T/P:GOSUB 2000:GOSUB 4000
740 X1=S:GOSUB 9000
750 TQ(M)=TQ(M1)-DX
760 IF ABS(DX)<0.1 OR M=20 THEN
770 GOTO 820
780 ELSE
790 END IF
800 NEXT M
820 REM
830 T=TQ(M):P=P1:VI(1)=R*T/P:GOSUB 2000:GOSUB 3000:HA=H
840 WC=(HA-H3)*100./EC
850 H4=H3+WC
860 QL=H3-H1
870 QH=H4-H1
880 COP=QL/WC

885 REM *****
REM
REM IMPRESION DE RESULTADOS
REM
REM *****

```

890 PRINT
895 PRINT
900 PRINT TAB(10)"*****"
905 PRINT
930 PRINT
940 PRINT TAB(10)"EFECTO REFRIGERANTE=";QL;"(J/KG)"
950 PRINT
960 PRINT TAB(10)"TRABAJO DEL COMPRESOR=";WC;"(J/KG)"
970 PRINT
971 PRINT TAB(10)"VOLUMEN ESPECIFICO ENTRADA DEL COMPRESOR=";V3;"(M^3/KG)"

```

```

972 T0=T3-273.15:P0=P2/100000.

```

```

973 PRINT
974 PRINT TAB(10)"[T=";T0;"(DEG.C) & P=";P0;"(BAR)]"
975 PRINT
976 PRINT TAB(10)"CALOR RECHAZADO EN EL CONDENSADOR=";QH;"(J/KG)"
977 PRINT
978 PRINT TAB(10)"COEFICIENTE DE REALIZACION=";COP
979 PRINT
980 PRINT TAB(10)"*****"

```

```

981 PRINT
982 PRINT"OPRIME LA TECLA 'ENTER'!"
983 PRINT
984 INPUT AS
985 CLS
986 PRINT
987 PRINT"DESEAS OTRA CORRIDA? (S/N)"
988 PRINT
989 INPUT RS
990 IF RS="S" THEN
991   GOTO 200
992 ELSE
993   END IF

```

```

999 END

```

```

1000 REM *****
1001 REM
1002 REM CALCULO DE PRESION
1003 REM
1004 REM *****

```

```

1020 P=AS1+BS/T+CS*LOG(T)+DS*T
1030 P=EXP(P)
1040 RETURN

```

```

2000 REM *****
2001 REM
2002 REM CALCULO DE VOLUMEN ESPECIFICO
2003 REM
2004 REM *****

```

```

2100 FX=EXP(0.-T*EK/TC)
2150 FOR K=2 TO 20
2200   K1=K-1
2250   VR=V1(K1)-BD:V1=V1*R/VR
2300   FOR I=2 TO 5
2350     V1=V1+(A(I)+B(I)*T+C(I)*FX)/(VR^I)
2400   NEXT I
2450   V2=0.-T*R/(VR^2)
2500   FOR I=2 TO 5
2550     I1=I+1
2575     V2=V2-I*(A(I)+B(I)*T+C(I)*FX)/(VR^I1)
2600   NEXT I
2650   DV=(V1-P)/V2
2700   VI(K)=V1(K1)-DV
2750   IF ABS(DV)<1.0E-6 THEN
2800     GOTO 2920
2850   ELSE
2900     END IF
2910 NEXT K
2920 V=VI(K)
2930 RETURN

```

```

3000 REM *****
3001 REM
3002 REM CALCULO DE ENTALPIA
3003 REM

```

```

REM *****
3100 VR=V-BD:H=0.
3200 FOR I=1 TO 4
3300 H=H+AH(1)*(T^I)/I
3400 NEXT I
3500 H=H-AH(5)/T+P*V
3600 FOR J=2 TO 5
3700 J1=J-1
3800 H=H+A(J)/(J1*(VR^J1))
3910 NEXT J
3920 FOR K=2 TO 5
3930 K1=K-1
3940 H=H+EXP(0.-EK*T/TC)*(1.+EK*T/TC)*C(K)/(K1*(VR^K1))
3950 NEXT K
3960 H=H+XH
3970 RETURN

4000 REM *****
REM
REM CALCULO DE ENTROPIA
REM *****

4050 VR=V-BD:S=AH(1)*LOG(1.8*T)
4100 FOR I=2 TO 4
4150 I1=I-1
4200 S=S+AH(1)*(T^I1)/I1
4250 NEXT I
4300 S=S-AH(5)/(2.*(T^2))+R*LOG(VR/0.062428)
4350 FOR K=2 TO 5
4400 K1=K-1
4450 S=S-B(K)/(K1*(VR^K1))
4500 NEXT K
4550 FOR J=2 TO 5
4600 J1=J-1
4800 S=S+EK*EXP(0.-EK*T/TC)*C(J)/(J1*TC*(VR^J1))
4850 NEXT J
4900 S=S+YS
4950 RETURN

5000 REM *****
REM
REM CALCULO DE VOLUMEN ESPECIFICO
REM *****

5100 TR=1.-T/TC
5200 V=AL+BL*TR^(0.33333)+CL*TR^(0.66667)+DL*TR+EL*TR^(1.33333)+FL*SQR(TR)
5300 V=V+GL*TR^2
5400 V=1./V
5500 RETURN

6000 REM *****
REM
REM CALCULO DE ENTALPIA
REM *****

6100 HD=CS/T-BS/(T^2)+DS
6150 HD=T*(VG-VF)*P*HD
6200 RETURN

8000 REM *****
REM
REM CALCULO DEL CALOR ESPECIFICO
REM *****

8100 VR=V-BD
8200 CV=AH(5)/(T^2)
8300 FOR I=1 TO 4
8400 I1=I-1
8500 CV=CV+AH(1)*(T^I1)
8600 NEXT I
8700 FOR N=2 TO 5
8800 N1=N-1
8850 CV=CV+(EK^2)*T*EXP(0.-EK*T/TC)*C(N)/((VR^N1)*N1*(TC^2))
8900 NEXT N
8925 CP=CV+R

```

8950 G=CP/CV
8975 RETURN

9000 REM *****
REM
REM CALCULO DE TEMPERATURA
REM
REM *****

9100 VR=V-BD
9200 X2=AH(1)/T+AH(2)+AH(3)*T+AH(4)*(T^2)+AH(5)/(T^3)
9300 FOR L=2 TO 5
9400 L1=L-1
9500 X2=X2-(EK^2)*EXP(0.-EK*T/TC)*C(L)/(L1*(VR^L1)*(TC^2))
9600 NEXT L
9700 DX=(X1-S3)/X2
9800 RETURN