جامعة بوليتكنك فلسطين

كلية الهندسة والتكنولوجيا

دائرة الهندسة الميكانيكية

مشروع تخرج

اسم المشروع

تصميم وبناء وحدة تبريد تعمل على عدد من الضواغط بالتوازي

إعداد

رزق محمود و أحمد الخطيب

المشرف

د. إسحق سدر

الخليل فلسطين

تشرين ثاني، 2007م

جامعة بوليتكنك فلسطين

جامعة بوليتكنك فلسطين
Palestine Polytechnic University
(PPU)
The Library المكتبة
Acc. 11619 الرقم التسلسل
Class. رقم التصنيف

ملخص المشروع

الحمد لله رب العالمين والصلاة والسلام على سيدنا محمد أشرف الأنبياء والمرسلين وعلى اله وصحبه أجمعين ومن سار على هديه إلى يوم الدين وبعد،

نظراً للتطور العلمي المطّرد الذي طرأ على مجال التبريد والتكييف، وبسبب التوسع الكبير في التطبيقات العملية المتعلقة في هذا المجال والذي عمّت شرائح كبيرة من الناس لم تكن من قبل تعباً به، فإننا وجدنا أن نركز مشروعنا في هذا الموضوع الحيوي لما له من أهمية متزايدة في سوق العمل الفردي والتجاري على حد سواء.

ولقد قسّمنا المشروع إلى أربعة فصول تعالج المفاصل الرئيسية فيه. ففي الفصل الأول ركزنا على مقدمة تبين مهمات التبريد الأساسية، والهدف من ربط وحدات التبريد على التوازي، وكيفية بناء وحدات التبريد بالأبعاد والمقاسات المناسبة.

وفي الفصل الثاني تناولنا مصادر وحسابات أحمال التبريد وبينا أربعة مصادر لتوزع الأحمال المتعلقة بالجدران وتغير الهواء والبضائع والأشخاص والأجهزة. واستخدمنا القوانين اللازمة لحسابات حقيقية لمجموع المفاقيد الحرارية من جميع تلك المصادر.

وفي الفصل الثالث ناقشنا موضوع تحليل وحسابات دورة التبريد من حيث اختيار الدورة واختيار الوسيط واختيار الظروف وأجرينا الحسابات المتعلقة بالتأثير التبريدي وبكمية الوسيط وبقدرة الضواغط ومعامل الأداء وبكمية الشغل وبمعدل التدفق الحجمي وبالقدرة التبريدية وباختيار المكثف والمبخر والضواغط وصمام التمدد.

وفي الفصل الرابع استعرضنا مكونات وعناصر دورة التبريد وشرحنا فيه تركيبها ووظائفها بإيجاز.

وفي كل هذه الفصول الأربعة أرفقنا رسومات وجداول ومعادلات تترجم المعلومات النظرية الصماء إلى مفاهيم عملية تجسد تلك المعلومات على أرض الواقع.

وإضافة إلى هذا البحث الكتابي قدمنا نموذجاً مجسماً لوحدتي تبريد بحجم مصغر يتم تشغيلهما في الموقع كأنموذج للتعبير عن وحدات التبريد الكبيرة.

فهرست المحتويات

الموضوع	الصفحة
الإهـــــــــــــــداء	ت
شكـــــــر وتقديـــــــــر	ث
ملخـــــص المشـــــروع	ج
فهرســــــت المحتويـــــات	ح
قائمـــــة الجـــــــداول	ذ
قائمـــــة الأشـــــــكال	ر
قائمـــــة الرمـــــــوز	ز
الجـــدول الزمني للمشـــروع	س
تكلفـــة النمـــوذج والمصروفـــات	ش
الفصل الأول	
1.1 مقدمة	1
2.1 هدف المشروع	1
3.1 أبعاد ومواصفات غرف التبريد	4
الفصل الثاني	
أحمال التبريد	9
1.2 مصادر أحمال التبريد	9
2.2 أحمال التبريد من الحرارة المكتسبة خلال الجدران	9 11
3.2 حساب المفاقيد عبر الغرفة	11
1 .3.2 حساب المفاقيد عبر السقف	11
2 .3.2 حساب المفاقيد في الجدار	12 13
3 .3.2 حساب المفاقيد في الأرضية	14
4.2 حساب أحمال البضائع .	15
5.2 حساب الحمل نتيجة تغير الهواء	15 16
6.2 حساب أحمال الإنارة والمحركات والأشخاص	17
1 .6.2 حساب حمل الإنارة	18
2 .6.2 حساب حمل المحركات	
3 .6.2 حساب حمل الأشخاص	
7.2 الحمل الكلي	

الفصل الثالث

تحليل وحساب دورة التبريد 19
1.3 مقدمة 19
2.3 وسيط التبريد Redrigerant 19
3.3 اختيار الظروف التصميمية للدورة 19
4.3 اختيار الدورة الرئيسية 20
5.3 درجات الحرارة التصميمية 23
6.3 حساب عناصر دورة التبريد 24
1.6.3 التأثير التبريدي للدورة 25
2.6.3 كمية وسيط التبريد 25
3.6.3 قدرة الضواغط النظرية 26
4.6.3 كمية الشغل في الضاغط 26
5.6.3 معدل الأداء 26
6.6.3 معدل التدفق الحجمي 27
7.6.3 القدرة التبريدية 27
7.3 اختيار المكثف 27
8.3 اختيار المبخر 30
9.3 اختيار الضاغط 31
10.3 اختيار صمام التمدد 33

الفصل الرابع

أجزاء دورة التبريد 34
1.4 مقدمة 34
2.4 تركيب ووظيفة عناصر التبريد 34
1.2.4 الضاغط 34
2.2.4 فاصل الزيت 35
3.2.4 المكثف 36
4.2.4 المستقبل 36
5.2.4 المنقي 37
6.2.4 زجاجة رؤية السائل 37
7.2.4 الصمام الكهرومغناطيسي (سولونويد فالف) 38
8.2.4 صمام التمدد 38
9.2.4 المبخر 39
40
40
41
41
41

2.4. 10 المجمع 43
2.4. 11 المنظم الحراري 43
44
2.4. 12 قاطع الحمل 44
2.4. 13 مفاتيح كهرومغناطيسية (ريليهات)
2.4. 14 مفتاح ضغط
2.4. 15 الأنابيب
2.4. 16 محركات المراوح
2.4. 17 منظم الضغط
2.4. 18 صمام الخدمة

المراجـــــــــــع الأجنبية 45
المراجـــــــــــع العربيـــة 45

قائمة الجداول
List of Tables

رقم الجدول	الموضوع	الصفحة
(1.2)	مقاومة الفيلم الداخلي Ri	10
(2.2)	معامل توصيل الحرارة للمادة	10
(3.2)	كمية الحرارة الناتجة عن الأشخاص	17
(1.3)	درجة الحرارة والضغط والانثالبي	20
(2.3)	معامل التصحيح للضواغط المفتوحة	28
(3.3)	معامل انبعاث الحرارة من الضواغط المفتوحة	29
(4.3)	اختلافات الانبعاث الحراري الكلي	30
(5.3)	سعة وحدة التبريد وتصنيفها	31
(6.3)	مواصفات وسيط التبريد للضواغط المفتوحة	32
(1.4)	أسماء الأجزاء الرئيسة في دورة التبريد ورموزها	34

قائمة الأشكال

List of figures

رقم الشكل	الموضوع	الصفحة
(1.1)	خطوط السحب	2
(2.1)	خطوط الدفع	3
(3.1)	مقطع عرضي لبناء الحائط	5
(4.1)	مقطع عرضي للأرضية	5
(1.3)	دورة انضغاط وسيط التبريد في دورة التبريد	18
(2.3)	مخطط مبسط للانثالبي والضغط في الدورة	18
(3.3)		21
(4.3)	ملف المبخر	22
(5.3)		26
(1.4)	مخطط تفصيلي لدورة تبريد	29
(2.4)	مخطط لفاصل زيت	30
(3.4)	مستقبل (خزان)	31
(4.4)	مجمع (خزان)	32
(1.5)	مخطط الدائرة الكهربائية في دورة التبريد	37
(2.5)	العلاقة بين الضغط و(الإنثالبي)	40
(3.5)	العلاقة بين درجة الحرارة والانثروي	41

قائمة الرموز
List of symbols

الرمز	مدلول الرمز
Q	معدل الحرارة المنتقلة إلى داخل الجدار
U	معامل انتقال الحرارة الكلي
A	مساحة السطح الخارجي للحائط
Δ t	الفرق في درجات الحرارة خلال الحائط
R	المقاومة الكلية الحرارية
hout	معامل انتقال الحرارة بالحمل للجدار الخارجي (حائط، سقف، أرضية)
hin	معامل انتقال الحرارة بالحمل إلى الجدار الداخلي للسقف والأرضية
δst	سمك طبقة صفيحة الفولاذ
δIns	سمك طبقة العزل
Rst	معامل توصيل الحرارة للفولاذ المقاوم للصدأ
Rins	معامل توصيل الحرارة للعازل
m	كتلة المادة
cp	الحرارة النوعية
ho	الإنثالبي للهواء الخارجي
hi	الإنثالبي للهواء الداخلي
T	درجة حرارة الهواء
t	زمن معالجة البضائع
Tr	درجة حراوة المرجعية للهواء
K	معامل انتقال الحرارة للمادة
TD	الفرق في درجة الحرارة بين حرارة الهواء الداخل للحيز وحرارة وسيط التبريد إلى المبخر
Comp.Power	قدرة الضواغط النظرية
Work Cycle	كمية الشغل للضاغط
C.O.P.	معامل الأداء
Volume Of Flowrate(V)	معدل التدفق الحجمي

الجدول الزمني للمشروع

رقم	المهمة	الزمن المطلوب (أسبوع)														
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	قراءة ومراجعة عن المشروع															
2	بحث الفكرة ودراسة جدواها															
3	حساب الحمل الحراري المشروع															
4	اختيار وسيط التبريد وتحضير النموذج عن المشروع															
5	تحضير العرض وبناء النموذج															
6	الاستنتاجات والملاحظات والطباعة															

الميزانية
جدول تكلفة النموذج والمصروفات

الرقم	القطعة	التكلفة NIS	العدد	مجموع التكلفة
1	طباعة وتصوير	400		400
2	نقل ومواصلات	400		400
3	بناء نموذج ويشمل			
4	ضاغط	400	2	800
5	مبخر	100	2	160
7	مكثف	100	1	100
8	ثيرموستات	35	2	70
9	سولونويد	50	2	100
10	مروحة	50	2	60
11	مفتاح ضغط	60	3	120
12	أنابيب نحاس وفلتر	80		80
12	وسيط تبريد	50		40
14	هيكل جسم خارجي	100		100
15	**مجموع التكاليف**			**2420**

مقدمة

(1 .1) أهمية التبريد.

أعمال التبريد الحديثة لها تطبيقات كثيرة، ومن أهمها وبشكل خاص ما يتعلق بحفظ الأطعمة. فمن المعروف أن معظم الطعام إذا حفظ في درجة حرارة الغرفة العادية فإنه يتعفن بسرعة، وذلك بسبب النمو السريع للبكتيريا.

درجة حرارة التبريد الاعتيادية تتراوح بين 2°-4° درجات مئوية، ففي مثل هذه الدرجات وفي مثل هذا الجو البارد نسبيا تنمو البكتيريا بشكل أبطأ. وعليه فإن الطعام يحفظ فترة أطول، وهذا يحقق معنى كون التبريد يحفظ الطعام من التعفن وذلك من خلال المحافظة عليه باردا.

(2.1) هدف المشروع:

يهدف المشروع إلى تصميم وبناء وحدة تبريد تعمل بواسطة عدد من الضواغط على التوازي ويمكن التحكم في عمل دورة التبريد بطريقتين وهما التحكم بدرجة الحرارة في غرفة التبريد والتحكم بضغط وسيط التبريد في الدورة،وحسب الحمل الموجود داخل الحيز المبرد يشغل ضاغط أو أكثر.

إن التوسع في أعمال التبريد واستخداماتها في حياة الإنسان أخذت أشكالا وسعات كثيرة للغاية، وبما أن احتياجات الناس متعددة ومتنوعة في هذا المجال فإن النظرة الاقتصادية في هذا الحقل أصبحت مهمة جدا. ومن هنا تبرز أهمية المشروع وهي استخدام ضواغط متعددة أصغر حجماً من استخدام ضاغط واحد كبير الحجم، وهذا التعدد في الضواغط الصغيرة أدّى إلى جعل إمكانية إجراء أعمال الصيانة والتصليح دون تعطيل أو ضرر باقي الدورة عن العمل أكثر نجاعة وفاعلية. وهذه هي إحدى أهم الفوائد في هذا الأسلوب.

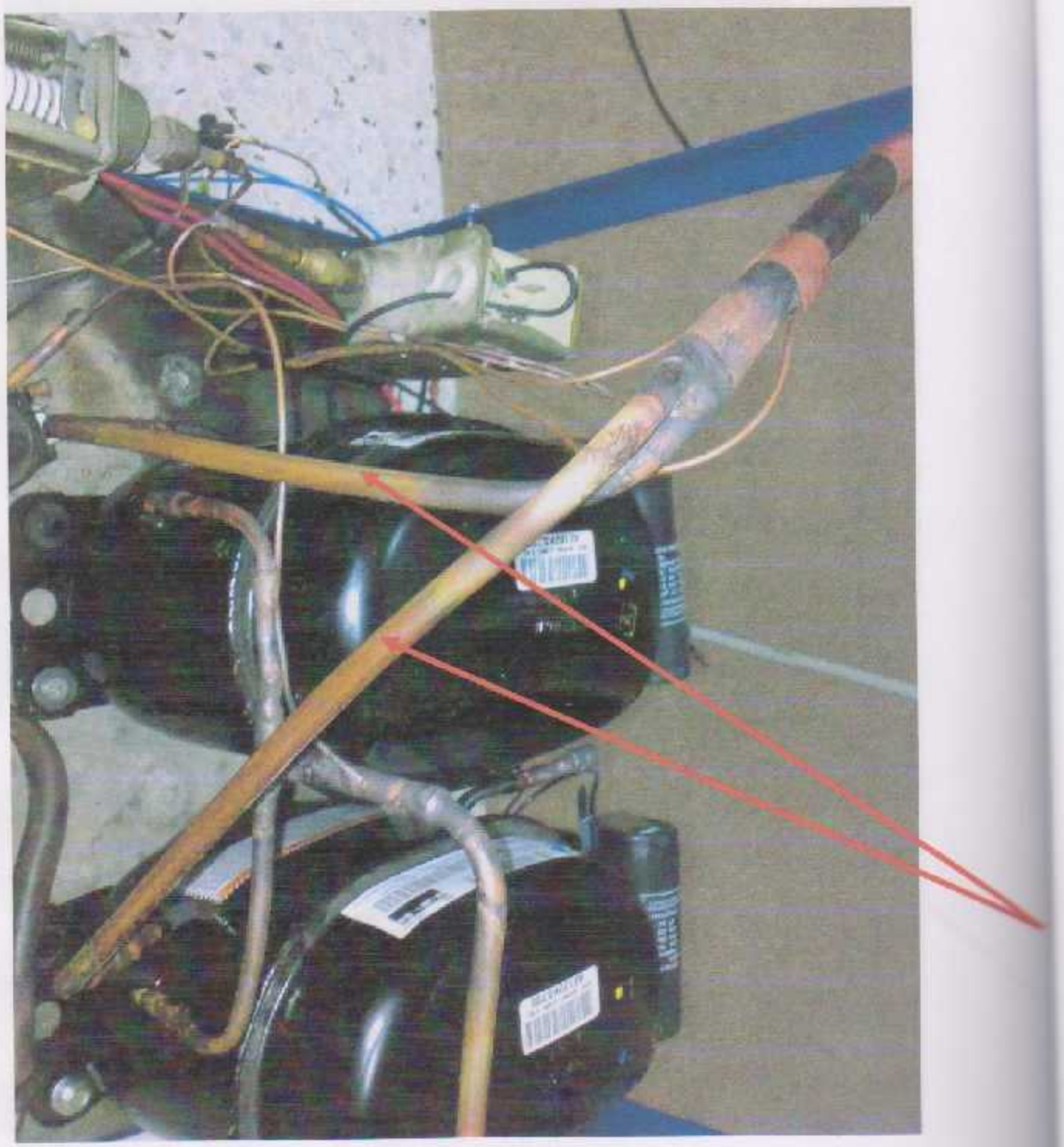
ويمكن تلخيص هدف المشروع بالنقاط التالية:

1- استخدام ضواغط صغيرة الحجم وقليلة القدرة بدلاً من استخدام ضاغط واحد كبير الحجم وبقدرة كبيرة وفي مشروعنا استخدمنا ضاغطين.

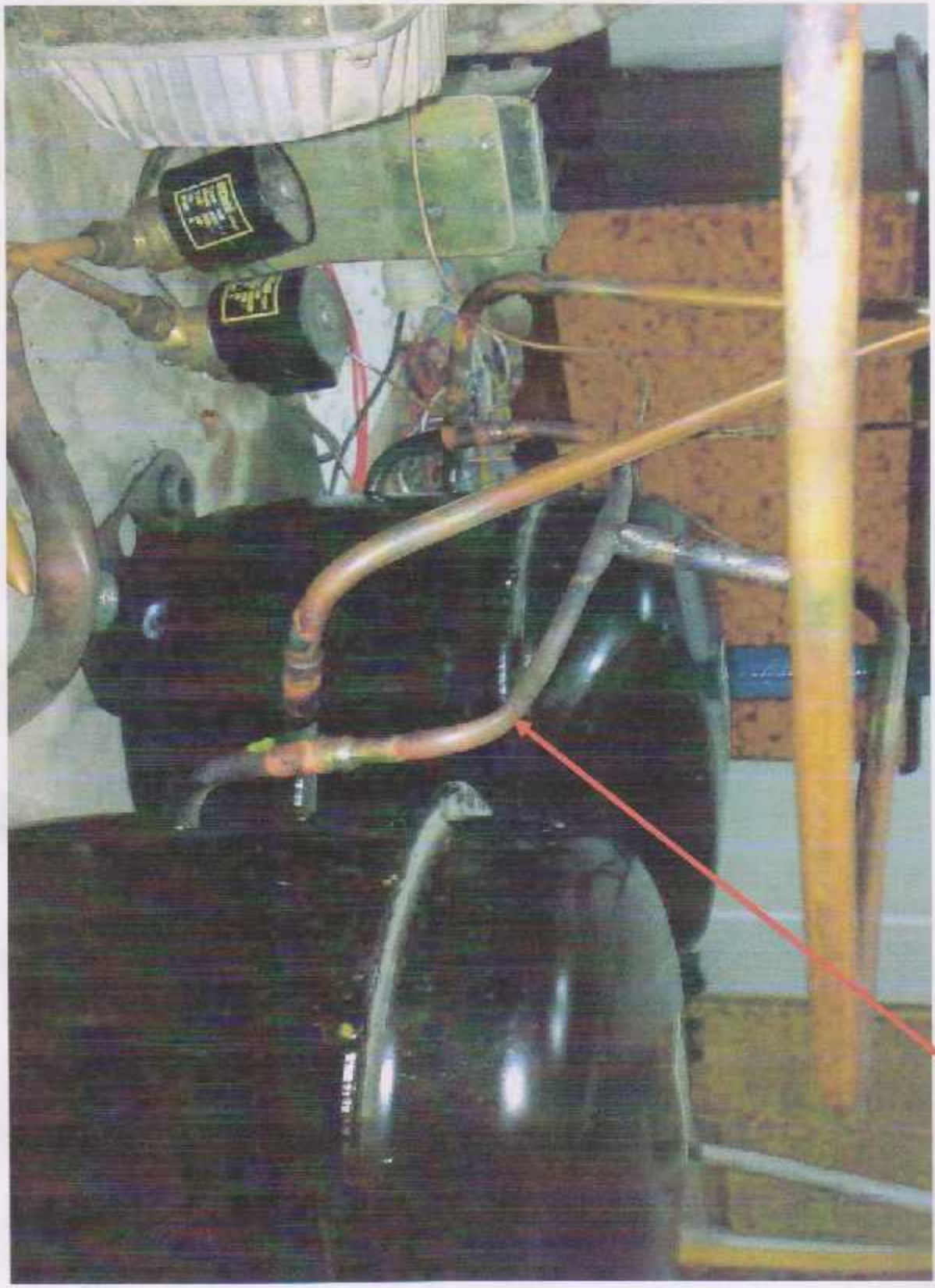
2- في حالة عطب أحد الضواغط فإن عملية التبريد لا تتوقف كلية بل إنها تقل إلى النصف ويبقى ضاغط واحد يشغل الدورة.

3- في حالة وجود حاجة لزيادة التبريد فإن ربط الضواغط على التوازي يتيح المجال لإضافة ضواغط جديدة وذلك بحسب الحاجة.

والشكلان التاليان يبينان كيفية اشتراك الـضواغط فـي خطـوط الـسحب والضغط:



شكل (1.1): خطوط السحب (المواسير ذات الأقطار الأكبر).



شكل (2.1): خطوط الدفع (أقل قطراً من خطوط السحب).

(3.1) أبعاد ومواصفات غرف التبريد:

يُفترض بناء غرف تبريد وعددها اثنتان لفندق مكون من قرابة 100 غرفة نوم سياحية، وقاعة استقبال وقاعة أفراح ومؤتمرات، وكافتيريا للوجبات السريعة وغرفة طعام رئيسة ومطبخ رئيسي. لذلك فيفترض أن يكون كل طعام الفندق وألبانه محفوظاً في هاتين الغرفتين واللتان يجب أن تكون سعتهما كافية.

سيتم بناء نموذج مصغر للمشروع يحاكي المشروع بحجمه الطبيعي .

(1.3.1) أما أبعاد الغرف المبردة المقترحة هي:

الطول = 3.5م.
العرض = 3م.
الارتفاع = 2.5م.

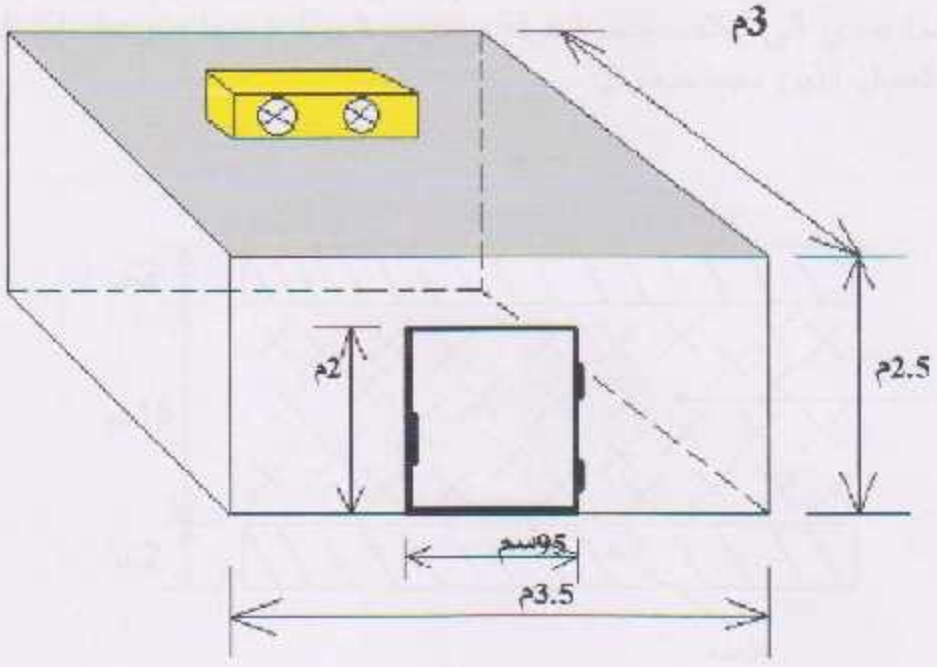
أبعاد الباب:

الارتفاع = 2م.
العرض = 95سم.

(2.3.1) أبعاد الجدار: إن سمك الحائط يبلغ 10.2سم منها 10سم من مادة البليوريتان العازلة، و0.2سم من مادة الصفيح المعدني المصنوع من الفولاذ المطلي بطبقة ألـ(Stainless Steel) من جهتي الجدار بسماكة 1ملم من كل جهة للجدران والسقيفة.

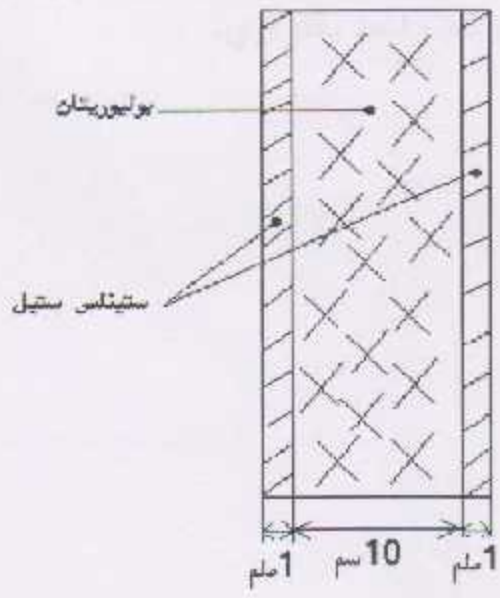
أما بالنسبة للأرضية فسمك الطبقة العازلة لها 15سم، بينما سماكة الصفيح المعدني لها 2ملم وذلك لكي تتحمل الأوزان التي ستوضع عليها.

والشكل التالي يبين منظوراً للشكل الخارجي لكل غرفة مبيناً عليه المقاسات والأبعاد.



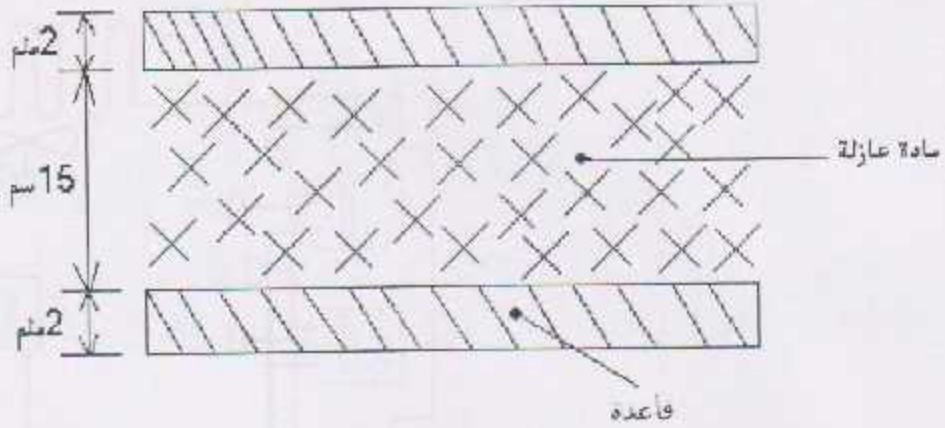
شكل (3.1): منظور يبين الشكل الخارجي لغرفة التبريد

والشكل التالي يبين مقطع عرضي للمواد المستخدمة في تركيب الجدار.



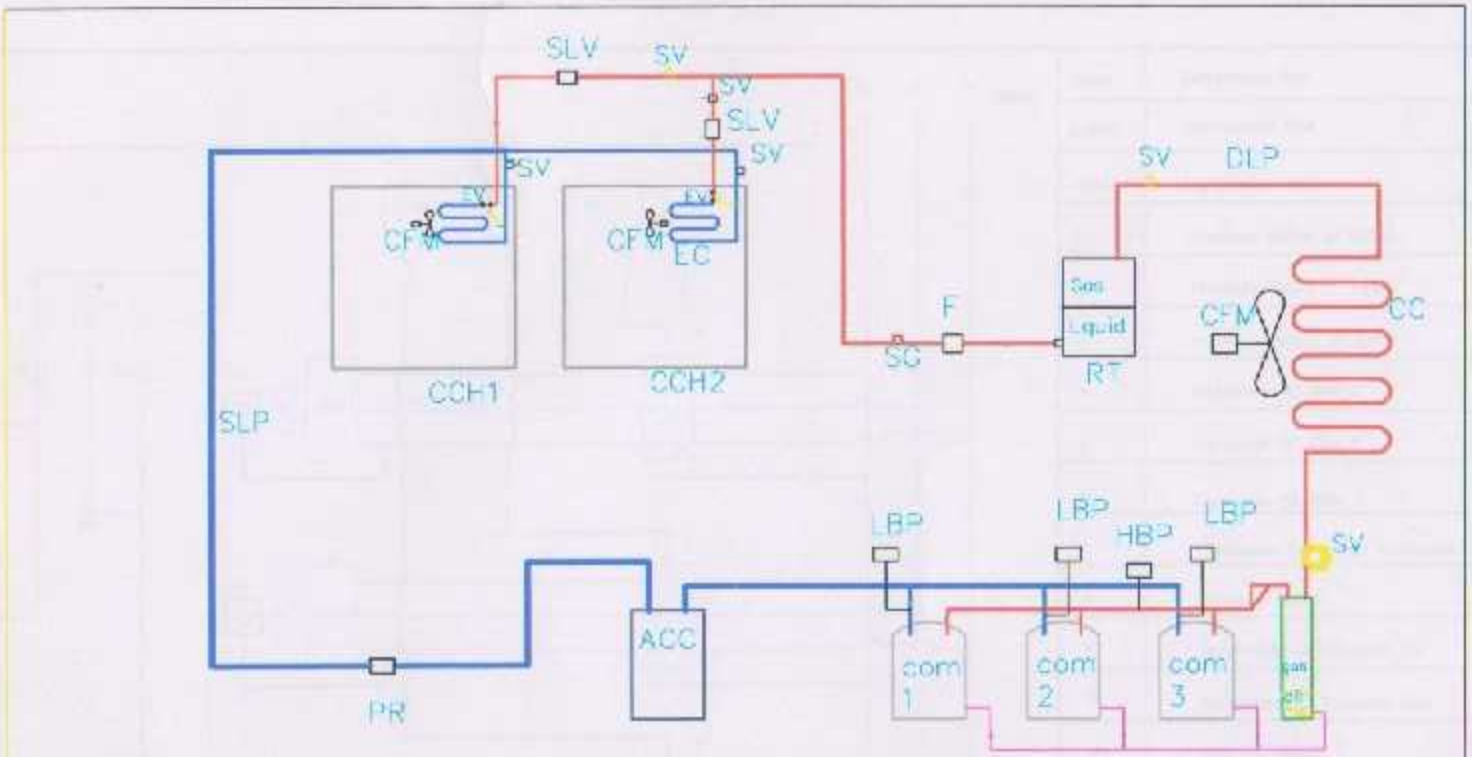
شكل (1. 4): مقطع عرضي لبناء الحائط

أما الأرضية فإن سماكة موادها تختلف بسبب الأحمال والأوزان التي تـؤثر عليها، فلا بد أن تكون مقاومة للأحمال التي ستقع عليها، وإلا فإنها ستعطب بـشكل سريع مما يؤدي إلى إتلاف جسم الغرفة وتسرب الحرارة منها بسرعة، إضافة إلـى إرهاق العمال الذين سيستخدمونها.



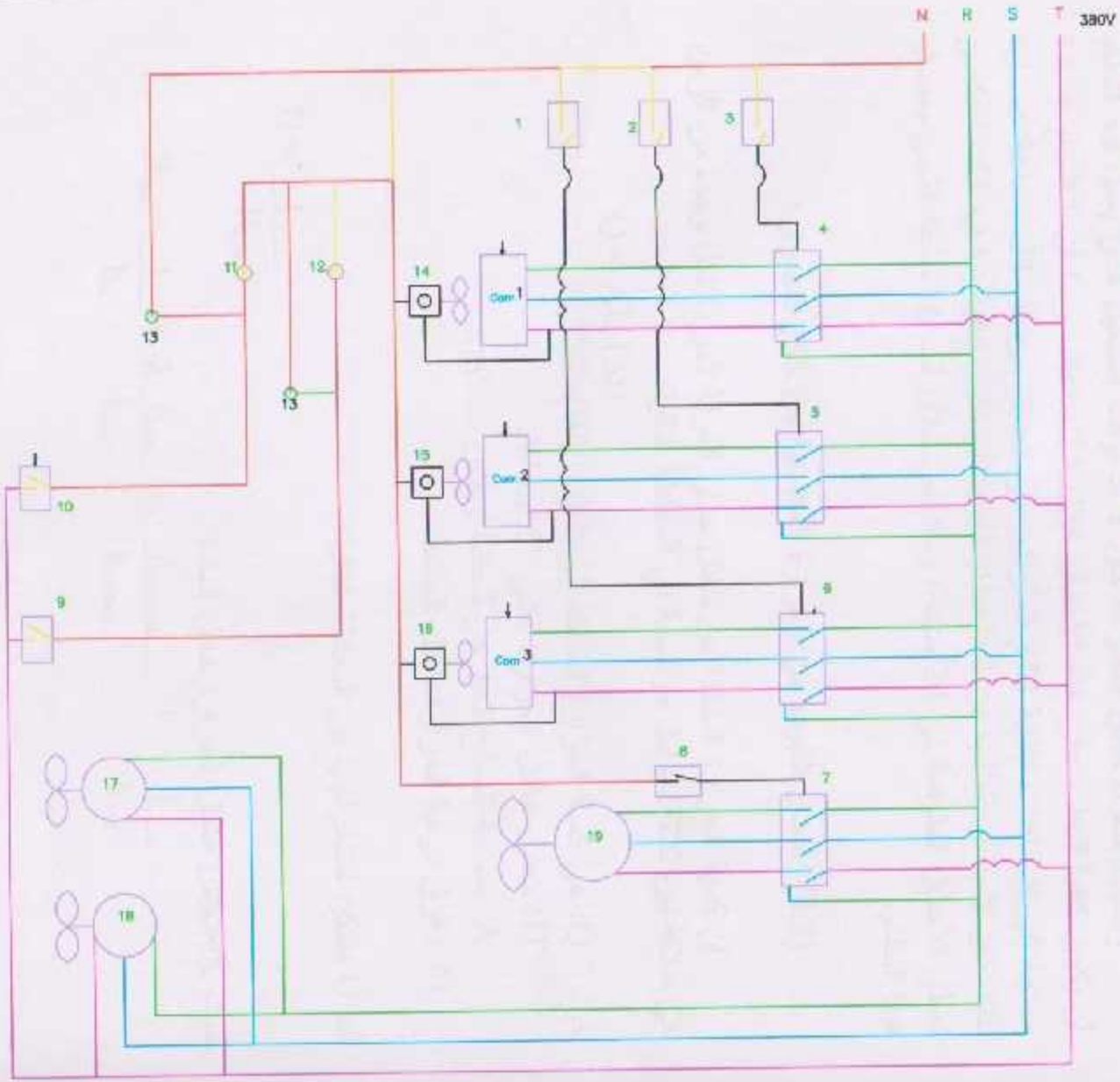
شكل (1. 5): مقطع عرضي للأرضية

وبشكل عام يمكن توضيح المشروع بشكل تبسيطي مختصر من خلال المخططين التاليين الذين يمثلان الدائرة الميكانيكية والدائرة الكهربائية لتصميم وبناء وحدة تبريد تعمل على عدد من الضواغط بالتوازي.



ACC	Accumolator
CC	Condenser Coil
CFM	Condenser Fan Motor
COM	Compressor
DLP	Dischrge Line Pipe
EFM	Evaporator Fan Motor
EC	Evaporator Coil
ExV	Expansion Valve
F	Filter Dryer
HBP	High Pressure Switch
LBP	Low Pressure Switch
OS	Oil Seperator
PR	Pressure Regulator
RC	Receiver Tank
SG	Sigh Gloss
SLP	Suction Line Pipe
SLV	Solenoid Valve
SV	Service Valve
CC	Cooling Chamber Coil

Fig(1:6) cooling System Diagram



Fig(1: 7)

Wirring diagram shows the basics of the Electric circit

COM1	Compressor No1
COM 2	Compressor No2
COM3	Compressor No3
1	Pressure Switch of COM3
2	Pressure Swtch OF COM2
3	Pressure Switch OF COM1
4	Contactor OF COM 1
5	Contactor OF COM 2
6	Contactor OF COM 3
7	Condenser Fan Motor Contactor
8	Pressure Switch
9	Thermostat of Chamber No1
10	Thermostat of Chamber No2
11	Solenoid Valve
12	Solenoid valve
13	Signal Lamp
14	COM1 Cooling Fan
15	COM2 Cooling Fan
16	COM3 Cooling Fan
17	Evaporator Fan Motor
18	Evaporator Fan Motor
19	Condenser Fan Motor
20	

الفصل الثاني

أحمال التبريد

(1.2) مصادر أحمال التبريد:

في أحمال التبريد التجارية يمكن تقسيم توزع الأحمال إلى أربعة مصادر:

1) حمل انتقال الحرارة من خلال الجدران والسقف والأرضية.
2) الحمل المرافق لتغير الهواء.
3) الحمل الناتج عن تبريد البضائع من درجة حرارتها الابتدائية إلى درجة حرارة التخزين.
4) الحمل الناتج عن الأشخاص العاملين، والإنارة، والمحركات الكهربائية المستخدمة داخل الغرف.

وبسبب هذه الأحمال المتنوعة كان لا بد لوقت التشغيل الذي يعمل فيه النظام أن يكون كافياً للتغلب على هذه الأحمال خلال 24 ساعة ، وبما أن النظام عادة بحاجة إلى 8 ساعات لإذابة الثلج المتراكم على المبخر من كل 24 ساعة عمل، لذلك كان لا بد أن يُتطلب من سعة نظام التبريد أن تكون كافية بما فيه الكفاية لكي تغطي الأحمال المتوقعة في 24 ساعة، وذلك من خلال ألـ 16 ساعة التي يعمل فيها النظام.

(2.2) أحمال التبريد من الحرارة المكتسبة من خلال الجدران:

إن كمية الحرارة المنتقلة من خلال جدار الغرفة المبردة لكل وحدة من الزمن هي علاقة بين ثلاثة عوامل موضحة في المعادلة التالية:

$$Q = AU\,(\Delta t)$$

حيث Q: هي كمية الحرارة المنتقلة إلى الداخل (W).

U: معامل انتقال الحرارة الكلي $W/m^2.C$.

A: مساحة السطح الخارجي للحائط ويقاس بـ m^2.

Δt : فرق درجة الحرارة خلال الحائط.

أما U فيمكن استخراجها من المعادلة التالية:

$$U = \frac{1}{R_{total}}$$

حيث K=معامل انتقال الحرارة خلال المادة .

$$R_{total} = \frac{1}{h_{in}} + 2\,\frac{\delta_{steel}}{k_{steel}} + \frac{\delta_{insulation}}{k_{insulation}} + \frac{1}{h_{out}}$$

h_{out}: معامل انتقال الحرارة بالحمل للجدار الخارجي ويشمل الحائط-السقف-الأرضية m^2 k/w

h_{in}: معامل انتقال الحرارة بالحمل إلى الجدار الداخلي والسقف والأرضية.

δ_{St}: سمك طبقة صفيحة الفولاذ.

δ_{ins}: سمك طبقة العزل.

k_{st}: معامل توصيل الحرارة للفولاذ المقاوم للصدأ. w/m.k

k_{ins}: معامل توصيل الحرارة للعازل.

والجدول التالي يبين مقاومة الفيلم الداخلي Ri والخارجي Ro لجدران غرفة التبريد

العنصر	اتجاه الحرارة	نوع المادة	المقاومة الخارجية $m^2.°C/W$	$Ri = \frac{1}{hi}$ $m^2.C/W$
حائط	عمودي	مواد مركبة	0.06	0.31
		معدن	0.07	
أسقف	أفقي مقلوب (علوي)	مواد مركبة	0.04	0.21
		معدن	0.05	
أرضيات	أفقي (أرضي)	مواد مركبة	0.09	0.21

جدول (1.2): مقاومات نوع المادة واتجاه الحرارة

أما بالنسبة للسقف فإن الجدول التالي يبين المواصفات المتعلقة بالمادة وسمكها ومقاومتها:

المادة	السمك mm	K $m^2.°C/W$
ستينلس ستيل	1	15
بولييوريتان	100	0.025

جدول (2.2): معامل توصيل الحرارة للمادة*

* أخذ من كتاب Heating and air conditioning

(3.2) حساب المفاقيد عبر الغرفة (السقف والجدران والأرضية):

(1 .3.2) حساب المفاقيد في السقف:

مساحة السقف $A = 3 \times 3.5$

$= 11.5 m^2$

$Q = UA (\Delta t)$

من جدول (1.2) فإن $Ri = \frac{1}{hi} = 0.21$

$$Rth = \frac{1}{U} = 0.21 + \frac{(0.001)}{15} \times 2 + \frac{0.1}{0.025}\ 0.04 = 4.25\ m^2.\ C^\circ/w$$

$$U = \frac{1}{4.25} = 0.235\ W/m^2.c$$

إن درجة الحرارة المقاسة داخل حيز غرفة التبريد $= 25^\circ C$

وبالتطبيق المباشر في المعادلة:

$$Q_1 = AU (\Delta t)$$

حيث إن $2c^\circ$ هي درجة حرارة غرفة التبريد $Q_1 = 11.5 \times 0.235 (25-2)$

$= 62.15\ W$

(2 .3.2) حساب المفاقيد في الجدار:

وبالنسبة للجدار نستخدم المعطيات في الحالة المفترضة وبتطبيقها في المعادلة السابقة فإن المقاومة الحرارية $R_{thermal}$ للفلم تكون:

$$R_{th} = \frac{1}{U} = 0.31 + \left(\frac{0.001}{15} \times 2\right) + \frac{0.1}{0.025} + 0.07$$

$$= 0.31 + \frac{(0.001)}{15} \times 2 + \frac{(0.01)}{0.025} + 0.07$$

$$= 4.38$$

$$\frac{1}{U} = 4.38 \longrightarrow U = \frac{1}{4.38}$$

$$U = 0.228 \text{ w/m}^2.\ ^\circ\text{C}$$

وبالتطبيق في المعادلة $Q_2 = UA(\quad t)$

$$= 0.228 \times \left((3.5 \times 2.5)(2) + (3 \times 2.5)(2)\right)(25 - 2)$$

$$= 170.43 \text{ W}$$

(3.3.2) حساب الفاقد في الأرضية:

$$R_{th} = \frac{1}{U} = 0.21 + \left(\frac{0.002}{15} \times 2\right) + \frac{0.15}{0.025}$$

حيث $0.21 = \frac{1}{hi} = Ri$

$$R_{th} = \frac{1}{U} = 6.2$$

$$U = \frac{1}{6.2} = 0.16 \text{ W/m}^2.\ ^\circ\text{C}$$

$$Q_3 = 0.16 * 11.5\ (23) = 42.32$$

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

$$Q_T = 170.43 + 62.15 + 42.32$$

$$= 274.9 \text{ W}$$

$$= \frac{274.9}{1000} = 0.274 \text{ kw}$$

مجموع المفاقيد من خلال الجدران والأسقف والأرضية يساوي $= 0.274 \text{ kW}$

(4.2) حساب أحمال البضائع Product Load

يشمل هذا الجزء الحرارة التي يجب أخذها من البضائع والأطعمة داخل الثلاجة والتخلص منها إلى الجو الخارجي. حتى تصل الحرارة لهذه المواد إلى الدرجة المطلوبة فوق درجة التجمد لها. إن كمية الحرارة التي تعطى من المواد المبردة إلى الجو المبرد داخل الثلاجة تعتمد على درجة حرارة الثلاجة وعلى كتلة المواد بالكيلو غرام، وعلى الحرارة النوعية لهذه المواد، والعلاقة الرياضية التالية تحسب هذه الحرارة المكتسبة من المواد المبردة:

$$Q = \frac{(m)\,(Cp)\,(\Delta T)}{t}$$

حيث

Q: كمية الحرارة kJ/kg

m: كتلة المواد المبردة kg

Cp: الحرارة النوعية للمادة فوق درجة التجمد kJ/kg.K

ΔT: التغير في درجة حرارة المواد المبردة C° مئوي.

T: زمن معالجة البضائع (sec).

إن الثلاجات في هذا المشروع تحتوي على الخضار والفواكه بمختلف أنواعها، ويظهر من الجداول الخاصة بالخضار والفواكه أن الحرارة النوعية لها متقاربة جدا، لأن الماء من مكوناتها الأساسية وتصل نسبته إلى 90% في معظمها. وحرارتها النوعية تتراوح من 3.6 — 3.85 kJ/kg.K. سيتم استخدام الحد الأعلى من معدل الحرارة النوعية وذلك لضمان معامل أمان.

تقدر حاجة الفندق بـ1500كغم من الخضار والفواكه المختلفة،وبناء على ذلك فإن كمية الحرارة التي يفترض التخلص منها حسب المعادلة تكون عند درجة حرارة المواد التقديرية 30°م كالآتي.

$m = 1500\ kg$

$C_p = 3.85\ kJ/kg$

$\Delta t = (30-2)$

$= 28\ C$

$Q = 1500 \times 3.85\ (30-2)$

$= 161.700\ kJ/kg$

وبما أن تبريد هذه المواد سيتم خلال 12 ساعة وهو الوقت اللازم لتبريد البضائع في غرفة التبريد لتصل إلى درجة حرارة 2 C°، فستصبح المعادلة كما يلي:

$$Q = \frac{m\ cp\ (\Delta t)}{\text{Time (seconds)}}$$

$$= \frac{1500 \times 3.85\ (30-2)}{12(3600)}$$

$$= 3.74\ kW$$

(5.2) حساب الحمل نتيجة تغير الهواء:

الحرارة المكتسبة من تغير الهواء داخل الثلاجة من الصعب تحديده بالضبط، وعندما يعرف معدل كتلة الهواء المتدفق mass flow rate الخارجي الذي يتسرب إلى الحيز المبرد، فإن الحرارة المكتسبة بالإمكان حسابها حسب المعادلة التالية:

$$Q = m\ (h_o - h_i)$$

حيث:

Q: الحمل الناتج من تغير الهواء.
m: كتلة الهواء الداخلة إلى حيز التبريد kg.
h_o: الانثالبي (enthalpy) للهواء الخارجي J/kg.
h_i: الانثالبي للهواء الداخلي J/kg.

تؤخذ قيم (h_i، h_o) من جدول السيكروميتري والتي أخذناها من خلال الظروف التصميمية التي بنينا عليها حساباتنا للمشروع والتي كانت كالآتي:

1) درجة حرارة غرفة التبريد 2C°.
2) درجة حرارة المبخر 7C°-.
3) درجة حرارة المكثف 35C°.

وكل ذلك كان باعتمادنا على غاز 134-a كوسيط للتبريد وسيتم توضيح هذه الأمور في الفصل الثالث.

لحساب قيمة (m) فإن:

$h_o = 75.35$ kJ/ kg

$h_i = 11.42$ kJ/kg

$V = 0.005$ m³

$m = V \times \rho$

$\rho = 1.2$ kg/m³ (كثافة الهواء)

$m = 0.005 \times 1.2$

$= 6 \times 10^{-3}$ kg

$\rho = 6 \times 10^{-3} \times (75.35 - 11.42)$

$= 6 \times 10^{-3} \times (63.93)$

$= 0.38$ kW

(6.2) حساب أحمال الإنارة والمحركات والأشخاص The Miscellaneous load

يؤخذ بعين الاعتبار في هذا النوع من الأحمال الاستخدام البشري بالإضافة إلى الإنارة ومحركات المراوح، وفي معظم الثلاجات من هذا النوع تكون تلك الأحمال صغيرة نسبياً. يتم حسابها كالتالي:

(1 .6.2) حساب حمل الإنارة:

إن كل 100 واط تصدر حرارة مقدارها 342 Btu في كل ساعة، و بمعدل 8 ساعات عمل يومياً فإن الحرارة الناتجة هي:

$342 \times 8 = 2736$ Btu/Day

1Btu =0.293W

2736*0.293=0.81kW

هذا في حالة إنارة مقدارها 100 واط، ولكن في مشروعنا فإن إنارة غرفة التبريد مقدارها 60 واط فقط لذلك يصبح الحمل:

$$= 0.81 \times \frac{60}{100}$$

$$= 0.486 \text{ kw}$$

(2 .6.2) حساب حمل المحركات:

المحركات الكهربائية التي تدير المراوح حيث أن كل 1Hp يصدر 4245 Btu لكل ساعة، وكل من المبخرات الموجودة في غرفة التبريد هذه تحتوي على 3 محركات كهربائية قوة كل واحد منها 1/4 Hp.

1 Hp يصدر 4245 Btu/Hr

$$1/4 \times 4245 = 10614.25 \text{ Btu}$$

في 24 ساعة عمل لكل محرك $1061.25 \times 24 = 25470$ Btu/day
حيث أن محركات مراوح المبخر تعمل على مدار الأربع والعشرين ساعة.

وللمحركات الثلاثة يصبح:

$$25470 \times 3 = 76410 \text{ But/day}$$

$$76410 \times 0.293 = \frac{22388}{1000}$$

في حالة الأربع والعشرين ساعة $= 22.388$ kw

وفي الساعة الواحدة $= \frac{22.388}{24} = 0.93$kw/hr

(3.6.2) حساب حمل الأشخاص:

تحديد عدد الاشخاص في الغرفة صعب نوعا ما وذلك لاعتبارات الملابس والجهد المبذول لكل شخص.

والجدول التالي يبين الاختلاف في كمية الحرارة الصادرة عن الشخص الواحد Btu/person.hr مع اختلاف درجات الحرارة.

كمية الحرارة الناتجة لكل شخص	
كمية الحرارة الناتجة من الشخص Btu/hr	درجة حرارة الثلاجة °C
720	10
840	5
950	1
1050	-7
1200	-12
1300	-18
1400	-23

جدول (3.2): العلاقة بين كمية الحرارة الناتجة من الشخص الواحد ودرجات حرارة الحيز المبرد.

على فرض أن شخصا واحدا يعمل في الثلاجة لمدة 8 ساعات تقريبا خلال اليوم عند درجة حرارة 5 مئوية وبناء عليه تكون كمية الحرارة الناتجة هي:

$$840 \times 8hr = 6720 \text{ Btu/Day}$$

وبالتالي فإن مجموع هذه الأحمال السابق حسابها في وحدة ألـ Btu يكون:

$$6720 + 76410 + 2736 = 85866 \text{ Btu/Day}$$

وحيث أن: $1 \text{ Btu} = 0.293 \text{ W}$

إذا: $85866 \times 0.293 = 25158 \text{ W /day}$

$$25158 / 24 = 1048 \text{ W/Hr}$$

$$= \frac{1048}{1000}$$

$$= 1.048 \text{ kW/hr}$$

وهو مجموع الحمل الناتج عن الأشخاص والإنارة والمحركات

(7.2) الحمل الكلي الناتج وهو مجموع الأحمال السابقة:

الحمل الكلي= حمل الغرفة + الحمل نتيجة تغير الهواء + حمل المواد المبردة (البضائع) + الحمل الناتج عن الأشخاص والمعدات [kW]

$$= 0.274 + 0.38 + 3.74 + 1.048$$
$$= 5.442 \text{ k W}$$

إن زمن التشغيل المفترض في هذه الدورة هو 16 ساعة عمل للضواغط، لذلك لا بد أن تكون قدرة الضواغط كافية للتغلب على الحمل الموجود في زمن التشغيل المفترض.

وللاحتياط، وحتى لا يحدث أي طارئ فلا بد من وجود معامل أمان يساعد على مواجهة الأحمال الزائدة التي تطرأ على الدورة نتيجة الاستخدام. ومعامل الأمان لهذا المشروع نقدره بـ 15%. ولذلك يصبح الحمل المفترض الذي على الضواغط أن تعمل بحسبه هو:

$$\text{Load} = 50442 \times \frac{15}{100} = 0.81 \text{ k W}$$

$$= 6.258 \text{ kW}$$

وهذا هو الحمل الكلي لوحدة التبريد في هذا المشروع.

الفصل الثالث

تحليل وحساب دورة التبريد

(1.3) مقدمة:

بعد حساب الحمل الكلي والذي يساوي 6.258kW سيتم تحليل الدورة،من حيث الأجزاء والوظائف والمواصفات لكل جزء.

(2.3) وسيط التبريد Refrigerant.

وقع الاختيار في هذه الدورة على فريون 134a لتمتعه بمواصفات غير ضارة بالبيئة لخلوه من الكلور والفلور والكربون، كذلك مناسبته لدرجات الحرارة التي يعمل عندها الضاغط.

ومن أهم صفاته:

1) غير سام.
2) غير قابل للانفجار.
3) غير قابل للاشتعال.
4) لا يتفاعل مع النحاس ولا يسبب التآكل.
5) ذو درجة تبخر منخفضة.
6) غير ضار بجلد الإنسان.

إن وظيفة وسيط التبريد الرئيسة هي نقل الحرارة من الحيز الداخلي لغرفة التبريد إلى الجو الخارجي، إن تبخر الوسيط في المبخر evaporator يعتمد على كمية الحرارة التي يمتصها المبخر من المحيط، وفي المكثف يتم طرد الحرارة التي امتصها الوسيط في المبخر الى الجو الخارجي.

(3.3) اختيار الظروف التصميمية للدورة.

ظروف تصميم الدورة تكون على النحو التالي:

$T_e = -7c^{\circ}$ (Evaporator temp.)
$T_c = 35c^{\circ}$ (Condenser temp.)

ومن خلال تحديد ظروف تصميم الدورة يتم رسم مخطط الانثالبي والـضغط (pressure-enthalpy chart)، ويتم استنتاج الضغط وكمية الحـرارة (الانثـالبي) بحسب الجدول كالتالي:

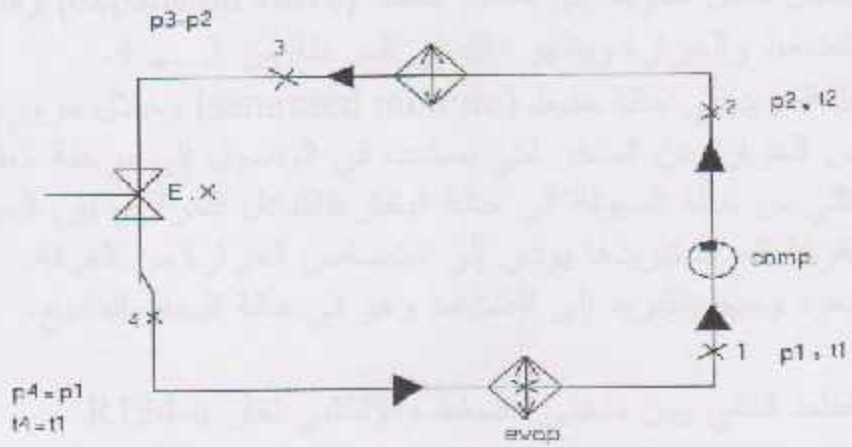
State Of material	t c°	p bar	h KJ/kg	s KJ/kg.k	u m^3/kg	x
1	-7	2.5	390	1.72	0.08	1
2	35	9	415	1.72	0.027	--
3	35	9	248	1.15	flued	0
4	-7	2.5	248	1.2	0.025	0.25

جدول (1.3): بيان درجة الحرارة والضغط وحجم بخار الوسيط والانثالبي.

$h_1 = 390$ kJ/kg
$h_2 = 415$ kJ/kg
$h_3 = h4 = 248$ kJ/kg

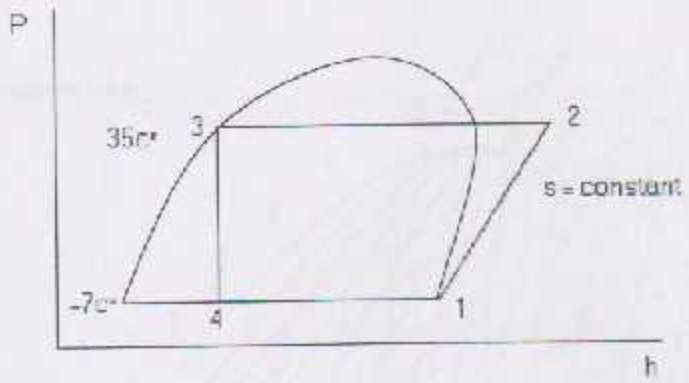
(4.3) اختيار الدورة الرئيسية.

بعد تحديد وحساب الأحمال يتم تحديد كفاءة دورة التبريد والشكل التالي يبين الضغوط ودرجات الحرارة التي تلزم لحساب الكفاءة.



شكل (1.3): دورة انضغاط وسيط التبريد

هذه المراحل التي يمر بها وسيط التبريد خلال دورة مثالية يمكن تمثيلها في منحنى الانثالبي والضغط. والشكل التالي يبين ذلك:



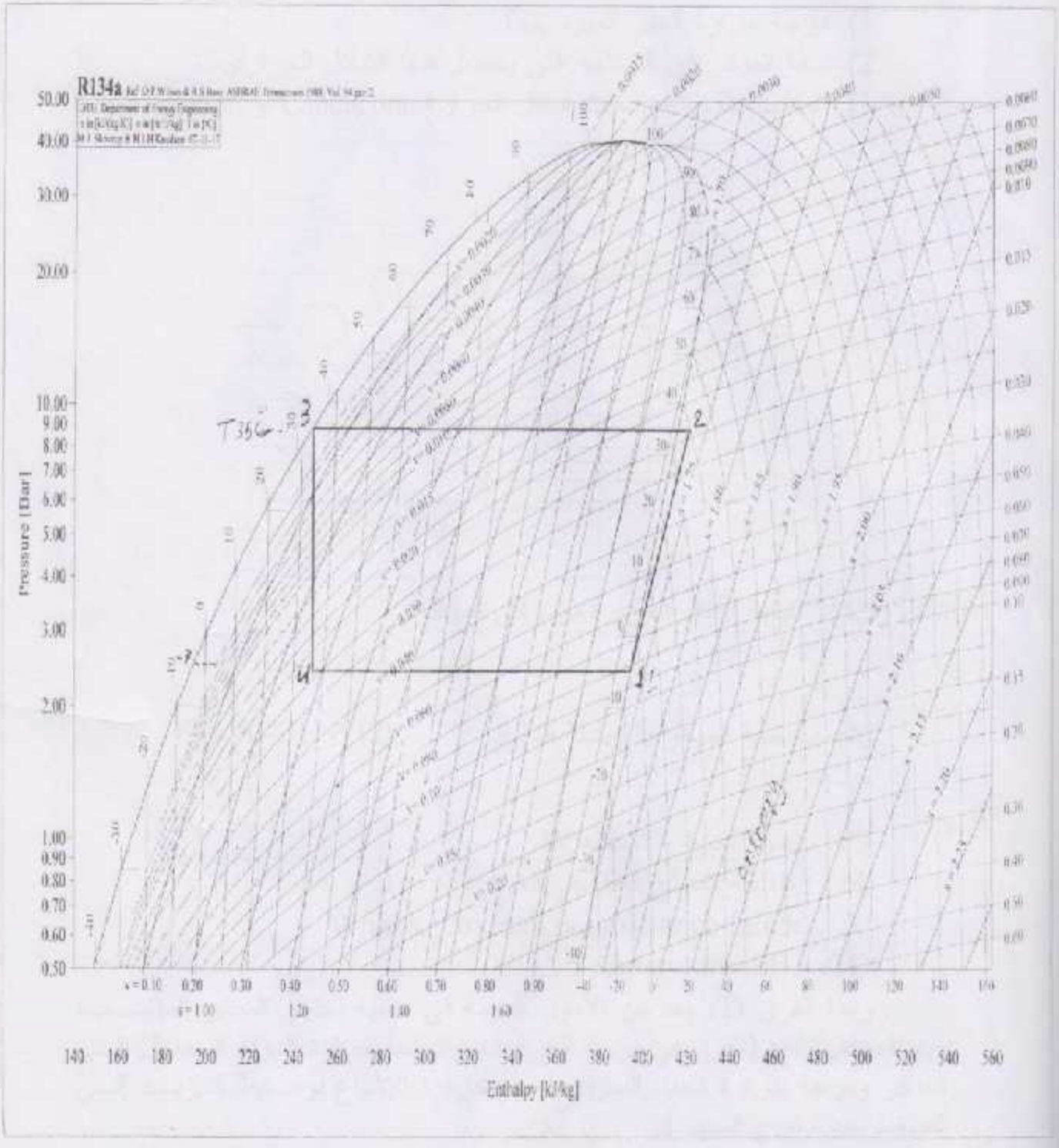
شكل (2.3): مخطط مبسط للانثالبي والضغط في الدورة.

إن دورة انضغاط بخار وسيط التبريد المثالية تبدأ بدخول وسيط التبريد إلى الضاغط وهو بحالة بخار مشبع (saturated vapor) في النقطة 1 في الشكل (2.3)، عندها يتم انضغاط وسيط التبريد فترتفع درجة حرارته وضغطه بشكل سريع وملموس حتى يصل إلى نقطة 2.

وعند وصول وسيط التبريد إلى المكثف في المرحلة من 2 ← 3 فإن كمية الحرارة التي يحملها وسيط التبريد نتيجة الضغط والحرارة الكامنة في المبخر يتخلص منها أثناء مروره في المكثف عبر التبادل الحراري الذي يحصل مع الجو الخارجي نتيجة مرور تيار الهواء المدفوع بواسطة المراوح الكهربائية، وهذا يسبب فقد وسيط التبريد لكمية من الحرارة تؤدي إلى تكاثف وسيط التبريد (saturated liquid) كما هو موضح في المرحلة من 2 ← 3 .

ثم بعد ذلك يدخل سائل التبريد إلى صمام التمدد (expansion valve) وهذا يسبب تناقص في الضغط والحرارة ويظهر ذلك في المرحلة من 3 ← 4.
ويدخل وسيط التبريد في حالة خليط (saturated mixture) وخلال مروره في المبخر يمتص الحرارة من المبخر لكي يساعده في الوصول إلى مرحلة الغليان والتحول بالتالي من حالة السيولة إلى حالة البخار ،فالتبادل الحراري بين المبخر وبين حيز الغرفة المراد تبريدها يؤدي إلى امتصاص الحرارة من الغرفة.
ثم بعد ذلك يعود وسيط التبريد إلى الضاغط وهو في حالة البخار المشبع.

والمخطط التالي يبين منحنى الضغط والإنثالبي لغاز *R134-a*

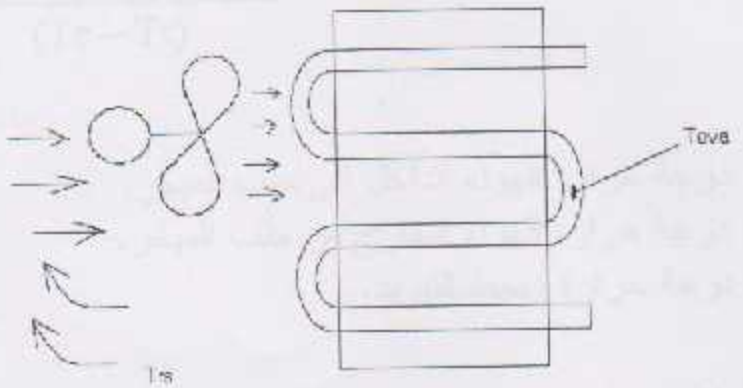


شكل (3.3): المنحنى الرئيسي للانثالبي والضغط لغاز R 134-a

(5.3) درجات الحرارة التصميمية:

يتم تحديد درجة حرارة التبخر T_e على أساس:

1) درجة حرارة الحيز المبرد $T_{R/s}$.
2) سعة المبخر أي المساحة التي يحصل فيها التبادل الحراري.
3) تصميم المبخر من حيث انتقال الحرارة Conduction أو Convection.



شكل (4.3): كيفية انتقال الحرارة من وإلى المبخر.

وتحسب سعة المبخر بالمعادلة التالية: $Q = A \times U \times TD$

حيث:

Q: كمية الحرارة المنتقلة W.
A: مساحة السطح الخارجي للمبخر.
U: overall conductance factor $W/m^2.k$
TD: Temperature diff.

وهذا الفرق TD يعد من الأمور المهمة في عملية اختيار المبخر المناسب، ويعرف على أنه: (الفرق في درجة الحرارة بين درجة حرارة الهواء الداخل إلى المبخر ودرجة حرارة الحيز المبرد ودرجة حرارة الإشباع لوسيط التبريد إلى الضغط عند مخرج المبخر).

كما أن درجة حرارة وسيط التبريد (R134a) الداخل إلى الضاغط هي نفس درجة حرارة الإشباع عند ضغط المبخر. ودرجة حرارة هذا الوسيط الخارج من المكثف هي نفس درجة حرارة الإشباع عند ضغط المكثف.

وحتى يحصل تبادل حراري بين المبخر والهواء الموجود في الحيز المبرد لا بد من وجود فرق في درجة الحرارة بين المبخر والحيز المبرد. لذلك فإن درجة حرارة الحيز المبرد التي نحتاجها تكون°C 2، إذا يجب أن يكون فرق درجة الحرارة على الأقل°C 7.

ولزيادة الأمان تم اختيار درجة الحرارة°C 7 ليصبح الفرق بين درجة حرارة الحيز المبرد والمبخر ΔT = 9c°.

$$TD = \frac{(T_e - T_r) + (T_o - T_r)}{(Te - Tr)}$$

حيث:

T_e: درجة حرارة الهواء الداخل إلى ملف المبخر.

T_o: درجة حرارة الهواء الخارج من ملف المبخر.

T_r: درجة حرارة وسيط التبريد.

من خلال هبوط درجة حرارة الهواء عند عبوره 3 صفوف تبريد للمبخر يتم حساب (TD) :

$$TD = (2°C - \bar{7}°C) + (\bar{3}°C - \bar{7}°C)/2$$

$$= \frac{13}{2} = 6.5°C$$

(6.3) حساب عناصر دورة التبريد:

بعد تحديد الظروف التصميمية للثلاجة وحساب الأحمال، ورسم الدورة على مخطط الضغط – انثالبي، تم تحديد الآتي:

1) التأثير التبريدي Refrigeration effect
2) كمية وسيط التبريد mass flow rate
3) قدرة الضواغط (لكل واحد) Comp. power
4) معامل الأداء C.o.p
5) كمية الشغل work (cycle)
6) معدل التدفق الحجمي volume rate
7) القدرة التبريدية Power of refrigeration

(1 .6.3) التأثير التبريدي للدورة Refrigeration effect

وهو قدرة المبخر evaporator على إحداث التبادل الحراري اللازم لجعل الحيز المبرد يفقد من حرارته ويتمثل ذلك في المعادلة التالية:

ref. eff. = h1 – h4

h1 = enthalpy at point 1
h4 = enthalpy at point 4

= 388 – 250
= 138 kJ /kg

وهو تأثير المبخر الحراري في الحيز المبرد لكل كغم واحد من وسيط التبريد.

(2 .6.3) كمية وسيط التبريد mass flow rate(m°)

وهو كمية الغاز (وسيط التبريد) التي تمر في الدورة عبر صمام التمدد expansion valve في الثانية الواحدة.

$$\text{mass flow rate} = \frac{Q_{total}}{q_e}$$

حيث:

Q_t: كمية الحرارة الكلية الناتجة عن الأحمال kW.
q_e: كمية حرارة التبريد المؤثرة للمبخر kJ/kg.
m: كمية وسيط التبريد kg/s.

إن كمية الحرارة الكلية من الأحمال بحسب الفصل السابق كانت:

Q = 6.258 kW

$$m = \frac{6.258 \text{ kW}}{138 \text{ kJ/kg}}$$

= 0.045 kg/s

وهي كمية وسيط التبريد التي تلزم لتمرمن خلال صمام التمدد في الثانية لكي نحصل على كمية الحرارة اللازمة لسحبها.

(3 .6.3) قدرة الضواغط النظرية Comp. power

Compressors power = m (h2 – h1)

= m × Work of comp.

= 0.045 (420 - 388)

= 1.44 kW

(4 .6.3) كمية الشغل في الضاغط work (cycle)

w_{cycle} – h2 – h1

= 420 – 388

= 32 kJ/kg

(5 .6.3) معامل الأداء Coefficient of performance (C.o.p)

$$C.o.p = \frac{h1 - h4}{h2 - h1} = \frac{q_{c.}}{w_{cycle}}$$

$$= \frac{138 \text{ kJ/kg}}{32 \text{ kJ/kg}}$$

= 4.31

(6 .6.3) معدل التدفق الحجمي volume flow rate (V)

-لمعرفة معدل التدفق الحجمي في مدخل الضاغط (inlet line) يجب معرفة الحجم النوعي (specific volume) لوسيط التبريد في النقطة 1

$V = m \times C_v$

حيث:

V = volume flow rate (m^3)
m° = flow rate of refrigerant (kg/s)
C_v = specific volume of refrigerant (m^3/kg)

(7.6.3) القدرة التبريدية Power of refrigeration

قدرة الضاغط لكل كيلو واط تبريد تعرف بالمعادلة التالية:

$$\text{Power of refrigeration} = \frac{\text{compressor power}}{Q_{total}}$$

$$= \frac{1.44}{6.258}$$

$$= 0.230$$

(7.3) اختيار المكثف:

إن المكان الذي سيوجد فيه المكثف له تأثير على عملية التبريد، وبمعنى آخر، يجب أن يكون هناك كمية هواء مناسبة تدخل إلى المكان الموضوع فيه لتبريده وأن يخرج الهواء الساخن إلى الغلاف الخارجي.

وبالنسبة لمشروعنا فإن غرفة التبريد فيها شفاط للهواء الساخن المنبعث منها، أي أن تغير الهواء سيكون هادئاً.

إن درجة حرارة التكثف لوسيط التبريد تعتمد اعتماداً أساسياً على متوسط درجة حرارة الهواء الذي يمر من المكثف، أي أن المتوسط الأقل لدرجة حرارة الهواء المبرد للمكثف يؤدي إلى المتوسط الأقل لدرجة حرارة المبخر.

وعلى سبيل المثال إذا كان ألـ main temperature differenced المطلوب بين وسيط التبريد وبين الوسيط الذي يبرد المكثف (الهواء) هو 8C° فإن متوسط درجة حرارة الوسيط المبرد (الهواء) هو 27C°. وهكذا فللحصول على درجة الحرارة التصميمية للمكثف وهي 35C° نجمع 8C° + 27C°. كما أن متوسط درجة الحرارة يعتمد أيضاً على سرعة وكمية الهواء المارة عبر المكثف.

سعة المكثف: يتم احتسابها وفقاً للمعادلة التالية:

$$Q = A \times U \times TD$$

حيث:

Q: condenser capacity (k.meter)

A: surface area (m_2)

U: over heat temperature coefficient ($kw/m_2 .k$)

TD: log mean temperature difference between the condensing refrigerant and the condensing medium (Kelvin)

بالنظر إلى العامل (factor) في المعادلة يتبين أنه لأي قيمة ثابتة لـ U فإن السعة للمكثف تتناسب مباشرة طردياً مع مساحة سطح المكثف وفرق درجة الحرارة بين وسيط التبريد المكثف والوسيط المبرد (الهواء) الذي يمر من المكثف وأنه من الواضح أن مساحة سطح المكثف والعامل U (factor) تحدد أثناء عملية تصنيع المكثف.

كمية وارتفاع درجة حرارة المبرد الوسيط (الهواء):

إن المكثفات التي تبرد سواء بالهواء أو بالماء فإن الحرارة التي تختزل من وسيط التبريد في المكثف تؤدي إلى رفع درجة حرارة الهواء المبرد للمكثف والذي يتناسب طردياً مع الحمل الواقع على المكثف ويتناسب عكسياً مع كمية الهواء والحرارة النوعية له.

$$\Delta T = \frac{Qc}{(m)(c)}$$

حيث:

T: The temperature rice of the condensing medium and the condenser (k°، c°)

Qc : The heat rejected of the condenser (kw)

m: mass flow rate of the air in condenser (kg/sec)

c: specific heat of the condensing medium (kj/kg k)

متوسط قيمة (specific heat) للهواء هو 1.02 kJ/kg k

والجدول التالي يبين معامل التصحيح للضواغط المفتوحة:

Table: TD correction factor

Design TD	Correction factor
6k	2.67
8k	2.00
10k	1.60
12k	1.33
14k	1.14
16k	1.00
18k	0.89
20k	0.80
22k	0.73
24k	0.67

جدول (2.3) معامل التصحيح للضواغط المفتوحة*.

* من كتاب Principle Of Refrigeration

وعندما تكون بعض البيانات (Data) غير متوفرة فإن تحديد عمل المكثف يكون عن طريق العلاقة التالية:

Condenser load= (compressor capacity)(heat rejection factor)

والجدول التالي يبين معامل انبعاث الحرارة (Heat rejection factor) للضواغط المفتوحة:

Table: Heat Rejection factor: open compressors condensing Temperature (c°)

Evaporator Temp. (c°)	32	38	43	49	54	60
-34	1.37	1.42	1.47			
-29	1.33	1.37	1.42	1.47		
-23	1.28	1.32	1.37	1.42	1.47	
-18	1.24	1.28	1.32	1.37	1.36	1.47
-12	1.21	1.24	1.28	1.32	1.36	1.42
-7	1.17	1.20	1.24	1.28	1.32	1.37
-1	1.14	1.7	1.20	1.24	1.27	1.32
5	1.12	1.15	1.17	1.20	1.23	1.28
10	1.09	1.12	1.14	1.17	1.20	1.24

جدول (3.3) معامل انبعاث الحرارة من الضواغط المفتوحة*.

لقد استخدمنا في مشروعنا ضواغط مفتوحة بحمل تبريدي 8Kw تعمل مع مبخر بدرجة حرارة 7c°- وبمكثف بدرجة حرارة 35c° وبدرجة حرارة 27 c° لـ a mdient air temperature

ومع هذه المعطيات فإننا نختار ألـ Air cooled condenser الذي سيناسب هذه الظروف التصميمية كالآتي:

من الجدول (3.3) فإن ألـ heat rejection factor هو 1.20 وألـ correction factor لـ 8k هو 2.00

ويتطبيق هذين المعاملين فإن ألـ Total heat factor الصحيح سيكون وفقاً للمعادلة:

$$Qc = (8Kw)(1.20)(2.00)$$
$$= 19.2\ Kw$$

وبالرجوع إلى الجدول التالي فيتبين أن حجم 5 unit بسعة 22kw هو الأنسب لمشروعنا.

---

* من كتاب Principle Of Refrigeration

Table: Air Cooled Condenser ratings
Total Heat Rejection At 16k temp. difference

Unit size	No of circuits available	Capacity R 134 – a	
		Total unit K w	k w per. circuit
3	2	13.2	6.60
5	2	22.0	11.00
8	2	35.2	17.60
9	6	35.2	5.87
11	8	43.0	5.37
16	12	63.3	5.28
18	16	74.7	4.67
21	16	85.3	5.33
23	16	96.7	6.04
27	24	109.9	4.58

جدول (4.3) اختلافات الانبعاث الحراري الكلي عند درجة حرارة 16k°.

(8.3) اختيار المبخر:

سيوضع المبخر في سقف غرفة التبريد ويكون معلقاً حيث سيؤثر موقعه على معدل سعته وكذلك على كمية الثلج المتراكم عليه والذي سيكون له تأثير على سعته التبريدية. لذلك لا بد من إعطاء الوقت الكافي لعملية إذابة الثلج، وهذه العملية تحدث أوتوماتيكياً عندما تصل درجة حرارة الغرفة المبردة إلى درجة الحرارة المطلوبة (2c°) حيث تتوقف الضواغط عن العمل، ومع استمرار عمل محركات المراوح التي تدفع الهواء من خلال المبخر فإن الهواء يعمل على إذابة الثلج المتراكم على المبخر لأن درجة حرارته تصل إلى أكثر من الصفر.

بذلك نحافظ على سعة المبخر كاملة لأن تراكم الثلج يعيق عملية التبادل الحراري بين المبخر والهواء المار من خلاله، خاصة وأن درجة حرارة الثلج المتراكم تكون صفر ودرجة حرارة المبخر تكون 7c°- ويراعى في تعليق المبخر توجيهه بشكل يخالف فتحة باب الغرفة المبردة حتى لا يندفع الهواء إلى الخارج عند فتح الباب بتأثير المراوح وقد تم اختيار موديل المبخر بناء على حساب سعة وحدة التبريد Kw / K TD وفقاً للمعادلة التالية:

* من كتاب Principle Of Refrigeration

سعة وحدة التبريد = $\frac{Q}{TD}$

$= \frac{6.258}{6.5} = 0.962 \text{ Kw / K}$

وبالنظر في الجدول رقم (5.3) نجد أن الموديل الأقرب لهذه النتيجة الذي علينا اختياره للمبخر هو UC950

Unit Cooler Capacity Rating And Specification

Model	Rating Kw/K TD	Motor input KW	Air quantity m/s
UC130	**0.130**	**0.093**	**0.185**
UC185	**0.185**	**0.098**	**0.240**
UC235	**0.235**	**0.140**	**0.330**
UC345	**0.345**	**0.154**	**0.470**
UC450	**0.450**	**0.163**	**0.700**
UC550	**0.550**	**0.184**	**0.820**
UC630	**0.630**	**0.220**	**0.920**
UC950	**0.950**	**0.308**	**1.200**

جدول (5.3) سعة وحدة التبريد وتصنيفها*.

(9.3) اختيار الضواغط وعددها اثنان:

لاختيار الضاغط المناسب للمعطيات التي وضعت في هذا المشروع فإن البيانات (Data) التالية يجب أن تتوفر وهي:

1- السعة التبريدية المطلوبة.
2- تحديد درجة حرارة خط السحب المشبعة.
3- تحديد درجة حرارة خط الدفع المشبعة.

وأما المعطيات المتوفرة للمشروع فهي:

* الحمل التبريدي 8Kw.
* درجة حرارة خط السحب المشبع -7c°.
* درجة حرارة خط الدفع المشبع 35c°.

* من كتاب Principle Of Refrigeration

* درجة حرارة البخار الراجع إلى الضاغط 3c°.

ومن الجدول (6.3) على درجة حرارة 38c° وهي الدرجة الأقرب إلى درجة حرارة 35c° فإن حرارة التكثف يكون اختيارها من الموديل Eo27 الذي له معدل سعة 41.5 kw عند درجة حرارة خط السحب 10c°-، وله معدل سعة 51.00kw عند درجة حرارة خط السحب 5c°-.

وبناء عليه فإن معدل القدرة على درجة حرارة 7c°- تكون كالتالي:

$$= 41.5 + \frac{(51 - 41.5)}{5k} \times 2k$$

$$= 45.3 \text{ kw}$$

وبما أن لدينا ضاغطين اثنين فإن القدرة تصبح:

$$= \frac{45.3}{2}$$

$$= 22.65 \text{ kw}$$

وهذه هي مواصفات الضاغط الذي يناسب متطلبات مشروعنا

Table R-10 Open Compressor – Refrigerant

		E027				E036				E050			
Evap. Temp. c°	Cond. Temp. c°	Cap kW	Shaft Power kW	THR kW	Max. Suct Lin Temp.	Cap kW	Shaft Power kW	THR kW	Max. Suct Lin Temp.	Cap kW	Shaft Power kW	THR kW	Max. Suct Lin Temp.
-25	27	22.51	8.50	28.49	32	29.89	11.34	35.52	32	39.39	16.11	46.78	32
	38	19.70	9.70	26.38	31	26.38	13.43	33.41	32	35.87	18.58	45.37	32
	49	16.53	10.97	23.56	29	21.81	14.92	28.84	30	33.41	21.48	44.67	31
-20	27	29.54	9.55	35.87	32	37.67	13.20	44.31	32	51.70	18.28	60.49	32
	38	25.81	10.74	33.76	32	34.47	14.92	42.20	32	47.13	20.96	58.38	32
	49	22.16	12.46	31.76	32	29.54	17.08	38.69	32	41.50	23.95	54.16	32
-15	27	37.28	10.37	45.37	32	48.53	14.92	55.92	32	66.12	19.77	75.26	32
	38	33.13	11.56	42.56	32	42.20	16.86	51.35	32	59.09	23.13	72.10	32
	49	28.70	13.35	39.74	32	38.69	19.25	49.24	32	52.05	27.30	66.12	32
	60	24.65	15.59	37.63	32	32.56	21.93	43.61	32	47.13	29.02	62.60	32
-10	27	45.72	10.82	52.05	32	60.84	16.41	69.99	32	90.68	21.34	101.99	32
	38	41.50	12.83	50.29	32	55.57	18.50	67.17	32	84.06	24.39	100.94	32
	49	36.58	14.47	46.07	32	49.59	21.34	62.60	32	78.08	28.57	98.48	32
	60	32.71	16.56	42.91	32	43.61	24.17	57.68	32	73.15	30.96	95.66	32
-5	27	57.33	11.71	65.06	32	74.91	17.53	85.46	32	110.08	22.68	124.50	32
	38	51.00	13.50	61.55	32	68.58	20.52	81.59	32	100.94	26.63	119.23	32
	49	45.02	15.22	56.27	32	59.79	21.56	75.26	32	93.20	30.51	115.71	32
	60	39.04	17.68	51.00	32	51.00	26.11	66.47	32	83.70	33.20	107.97	32
0	27	69.64	12.16	78.78	32	94.96	18.80	110.43	32	134.35	24.18	150.53	32
	38	65.77	14.62	77.37	32	87.93	21.34	103.75	32	126.61	27.53	149.47	32
	49	61.20	16.41	75.62	32	81.59	24.39	101.29	32	119.93	32.53	147.36	32
	60	56.27	19.17	72.10	32	73.86	27.83	94.96	32	113.25	35.14	144.90	32
+5	27	88.63	12.83	99.18	32	125.21	19.77	130.13	32	166.70	24.92	186.75	32
	38	78.43	14.99	92.50	32	113.19	22.23	123.80	32	150.53	29.02	176.20	32
	49	69.64	17.31	86.17	32	100.23	25.36	116.06	32	136.40	33.94	166.35	32
	60	61.20	20.37	78.43	32	90.39	29.02	107.97	32	122.39	36.55	156.51	32

جدول (6.3) مواصفات وسيط التبريد للضواغط المفتوحة*.

* من كتاب Principle Of Refrigeration

(10.3) اختيار صمام التمدد: (Expansion Valve)

يوجد صمامان للتمدد ويحدد حمل الصمام بالطن التبريدي (Ton refrigeration) وقيمته بالوحدات البريطانية 12000 Btu وبما أن كل 1But = 0.293 w فإن:

$$1 \text{ ton refrigeration} = 12000 \times 0.293$$

$$= \frac{3516 \text{ w}}{1000} = 3.516 \text{ w}$$

وبقسمة الحمل الكلي Q على 2 (عدد الصمامات)

$$\frac{6.258}{2} = 3.129 \quad \text{w}$$

وبناء عليه يكون الحمل التبريدي لكل صمام هو:

$$= \frac{3.129}{3.516} = 0.889 \quad \text{طن تبريدي}$$

الفصل الرابع

أجزاء دورة التبريد

(1 .4) مقدمة:

تتكون دورة التبريد من أجزاء متعددة ومتباينة في عددها ووظيفتها.

وسيتم بإيجاز شرح تركيب ووظيفة كل عنصر من عناصر دورة التبريد لإعطاء لمحة عن طبيعة عمل تلك المكونات ودورها في النظام.

وهذه هي أسماء الأجزاء الرئيسية في دورة التبريد ورموزها باللغة الإنجليزية

Acc	Accumulator	HBP	High back pressure switch
cc	Condenser coil	LBP	Low back pressure switch
Com	compressor	O.S	oil separator
cfm	Condenser fan motor	P.R	Pressure Regulator
Dlp	Discharge line pipe	R.C	Receiver tank
Efm	Evaporator fan motor	SG	Sight Glass
Ev	Evaporator coil	Slp	Suction line pipe
Ex	Expansion valve	Slv	Solenoid valve
F	filter	S.V	Service valve

جدول (1.4): أسماء الأجزاء الرئيسية في دورة التبريد ورموزها

(2.4) تركيب ووظيفة عناصر دورة التبريد:

(1 .2.4) الضاغط Compressor:

الغرض الرئيسي من استخدام الضاغط هو رفع ضغط وسيط التبريد وبالتالي درجة حرارته لدرجة حرارة تشبع أعلى من درجة حرارة الجو المحيط لتحقيق غرضين هما:

1- إحداث التبادل الحراري بين وسيط التبريد الموجود في المكثف والوسط المحيط به.

2- تكثيف وسيط التبريد عند درجة حرارة أعلى من درجة حرارة الوسط المحيط.

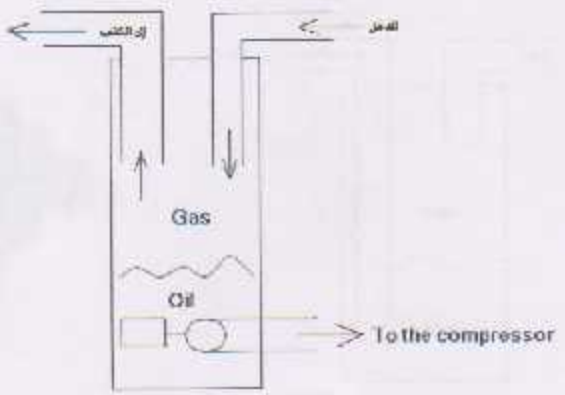
وبناء عليه، فإن الضاغط يسحب البخار المتجمع داخل ملفات المبخر بنفس سرعة تكونه حتى لا يسبب تجمعه داخل الملفات رفع ضغط وسيط التبريد في خطوط السحب. وبمعنى آخر فإن الضاغط يسحب حرارة من مستوى منخفض وينفعه إلى مستوى أعلى في درجة حرارته.

إن التحكم في وحدات التبريد الموصولة على التوازي يتم عادة من خلال تشغيل وإيقاف الضواغط وبذلك يتم التحكم في عملية التبريد بشكل عام. وهذا التحكم في النظام يعتمد على درجة الحرارة بحيث يكون التغير في درجات الحرارة أساساً للتحكم في تدفق وسيط التبريد عن طريق المفعلات (صمامات كهرومغناطيسية) تقوم بحبس السائل في منطقة الضغط العالي (المكثف والخزان).

شكل (1.4): الضاغط

(2 .2.4) فاصل الزيت Oil Separator:

وهو عبارة عن وعاء اسطواني له مدخل ومخرج لوسيط التبريد، حيث يفصل الزيت العالق بالوسيط في قعره ثم يعاد إلى الضواغط عن طريق خط على رأسه عوامة،كلما توفرت كمية من الزيت يرتفع صمام العوامة ويفتح وبحكم الضغط الموجود في هذا الوعاء يندفع الزيت إلى الضواغط. وهذه العملية من ناحية أخرى تمنع تفريغ الضواغط من زيت التليين، لأن سائل التبريد يحمل معه الزيت على شكل رذاذ.

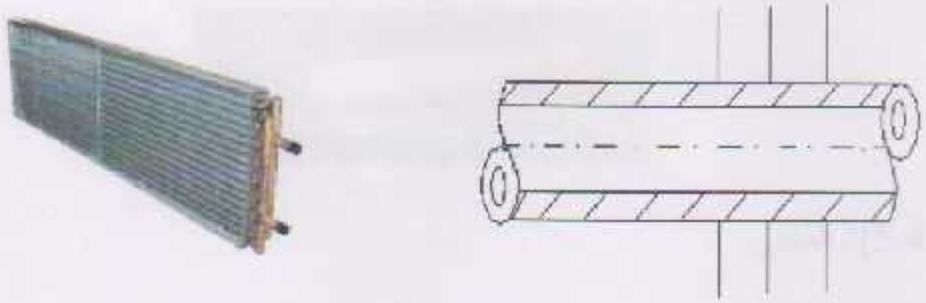


شكل (2.4) فاصل الزيت

(3 .2.4) المكثف Condenser:

هو air-cooled، وظيفته التخلص من حرارة وسيط التبريد التي اكتسبها داخل المبخر، عن طريق تبريد وتكثيف الوسيط المضغوط الخارج من الضاغط وتحويله إلى سائل وهو عبارة عن ملف أنابيب نحاسية متداخلة مع صفائح ألمنيوم لزيادة الكفاءة ويكون عليه مروحة تكون كافية للتخلص من هذه الحرارة مما يساعد على تحويل وسيط التبريد إلى سائل بسبب التبريد والضغط وتكون درجة حرارته 40 درجة مئوية في حين تكون أنابيبه 3/8".

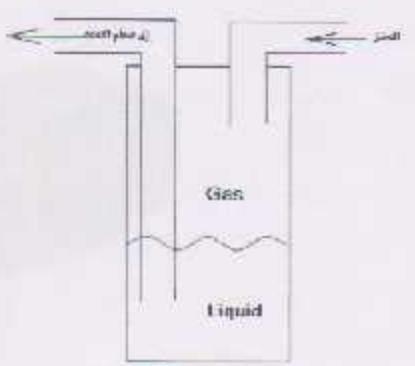
والشكل التالي يبين مقطع من المكثف:



شكل (3.4): مقطع من المكثف

(4 .2.4) المستقبل (خزان) Receiver:

وظيفته احتواء سائل التبريد وهو بحالة السيولة من المكثف (Condenser)، ويكون له مدخل للغاز ومخرج للسائل حيث يكون الخط الخارج متصلا بالجزء السفلي الذي يحتوي الجزء السائل من الوسيط ومنه إلى المبخر عن طريق صمام التمدد.



شكل (4.4): المستقبل

والمستقبل المستخدم في المشروع هو بسعة حجمية تقدرب:

volume capacity = 25 liter

(5 .2.4) المنقي (المصفاة) Filter:

وظيفته تصفية الغاز من الشوائب الكيميائية (الغازات الدخيلة) ومن الشوائب المادية، حيث يحتوي على مصفاة دقيقة ومادة سيليكا جل لامتصاص الرطوبة الموجودة في شحنة وسيط التبريد.

شكل (5.4): المنقي

(6 .2.4) زجاجة رؤية السائل Sight Glass:

وهي عبارة عن زجاجة رؤية تساعد الفني والعامل الذي يعمل في وحدة التبريد على معرفة وضع وحالة وسيط التبريد. بحيث يستدل من خلالها على كمية وسيط التبريد واكتمالها أو نقصها عن طريق النظر خلالها. فإذا كانت شحنة وسيط التبريد كافية فإنه يكون في حالة السيولة أثناء دوران الضاغط، دون وجود فقاعات غازية، أما إذا كانت شحنة سائل التبريد ناقصة لسبب ما فإن الفقاعات (bubbles) تظهر في هذه الزجاجة وتكون بتوصيلات ذات قطر "1/2.

شكل (6.4): زجاجة رؤية السائل

(7 .2.4) الصمام الكهرومغناطيسي (السولونيد فالف) Solenoid Valve:

وظيفته إغلاق وفتح دائرة وسيط التبريد حسب الحاجة، لأنه يكون موصول مع ثيرموستات الحرارة ويكون بتوصيلات ذات قطر "1/2.

أما الثيرموستات (Thermostat) فيراقب درجة الحرارة، وعندما تصل درجة الحرارة في غرفة التبريد إلى 2°C يفصل الثيرموستات التيار عن الصمام الكهرومغناطيسي للغرفة التي يمدها بوسيط التبريد، فيعمل هذا الصمام (solenoid valve) على وقف تدفق وسيط التبريد بشكل تام إلى تلك الغرفة، فيهبط الضغط في المبخر وخط السحب (suction line) من 15 psi إلى قرابة 5 psi وبشكل عام يهبط الضغط في خط الراجع إلى الضواغط من 20 psi تقريبا إلى 15 psi، وفي هذه اللحظة يعمل مفتاح الضغط على فصل التيار الكهربائي عن الكونتاكتور (contactor) لأحد الضواغط، الذي يكون معيرا حسب هذا الضغط.

شكل (7.4): الصمام الكهرومغناطيسي

(8 .2.4) صمام التمدد Expansion Valve:

يعمل هذا الصمام على تخفيف ضغط وسيط التبريد ثم تمريره بكمية معينة إلى داخل المبخر (evaporator) بحيث يكون عبور الوسيط من خلال الصمام بكمية معينة لتتحول إلى الحالة الغازية بالتدريج. ويحتوي هذا الصمام على انتفاخ حساس يربط في آخر المبخر لكي يحس بوصول وسيط التبريد فيعمل على إغلاقه تدريجيا (يخفف السريان) حسب الحاجة، وصمام التمدد هو جهاز ميكانيكي حراري (ملف تمدد) يعمل على تنظيم كمية سائل غاز التبريد الخارج من المكثف والمتجه إلى المبخر ضمن ضغط أقل من ضغط المكثف عبر فتحة nozzle صغير له قيم مختلفة حسب الحمل الموجود.

ويعمل على غاز 134a بقوة 3 طن لكل مبخر، وأما الفوهة (orifice) فهي ذات رقم (0.3) ملم.

شكل (8.4): صمام التمدد

(9 .2.4) المبخر Evaporator:

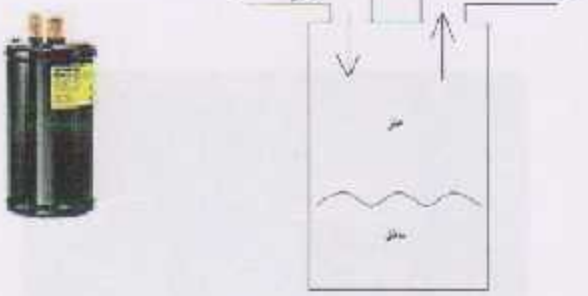
وهو الملف الداخلي في غرفة التبريد مؤلف من أنابيب نحاسية يركب عليها زعانف من الألمنيوم لزيادة كفاءة امتصاص الحرارة، حيث تكون أنابيبه أكبر من أنابيب المكثف "1/2 لكي تسمح لوسيط التبريد القادم من المكثف بالتحول من حالة السيولة إلى الحالة الغازية بالتالي تنتقل الحرارة الموجودة في غرفة التبريد إلى وسيط التبريد عن طريق المبخر أي أنه يعمل كمبادل حراري. ويدفع الهواء (الوسيط الناقل للحرارة) عن طريق مراوح تكون قوتها حسب الحاجة. ويركب محرك ومروحة تعمل على دفع الهواء ليتخلل أنابيب وزعانف المبخر.

وفي هذا المشروع تكون سعته 3 طن لكل غرفة، وأنابيبه بسماكة "1/2 ، ويركب عليه 3 مراوح بمحركات قوتها 1/3 حصان للمحرك الواحد.

شكل (9.4): المبخر

(10 .2.4) المجمع (الخزان) Accumulator:

يعمل هذا الخزان على استقبال وسيط التبريد العائد من المبخر في طريقه إلى الضاغط، فإذا كان هذا المائع ممزوجاً بالسائل، فإنه يعمل على فصل السائل في أسفله والسماح للغاز بالخروج إلى الضواغط، لأن دخول السوائل إلى الضواغط يؤدي إلى عطب صماماتها.



شكل (10.4): المجمع

(11 .2.4) المنظم الحراري (الثيرموستات) Thermostat:

ووظيفته مراقبة درجة حرارة غرفة التبريد، ويعمل على تنظيم درجة حرارة الهواء الخارج من المبخر والداخل إلى غرفة التبريد، ويعمل كذلك على منع تجمد الماء الناتج من الرطوبة الزائدة الموجودة بالهواء الذي يتكثف على أنابيب وزعانف المبخر.

ويتم التحكم بدرجة الحرارة بواسطة تحريك المفتاح. ويحصل الإحساس بدرجة حرارة الهواء الخارج من المبخر عن طريق أنبوب حساس يركب في مجرى الهواء الخارج وينقل حرارة هذا الهواء إلى مزدوجة حرارية (بلاتين) تفصل التيار عن ملف الصمام الكهرومغناطيسي (سولونيد فالف) في حالة برودة الهواء لأكثر من الدرجة المعير عليها المنظم، ثم يعاد وصل التيار عندما ترتفع درجة حرارة الهواء.

تعمل مراقبات درجة الحرارة (الثيرموستات) المركبة في هذا النظام على تشغيل وإيقاف صمامات كهرومغناطيسية مركبة في مجرى سريان وسيط التبريد المتجه إلى كل غرفة تبريد، حيث يتم التحكم في كل غرفة على حدة دون التعرض للضواغط من تشغيل أو إيقاف بشكل مباشر.

وعندما تقوم الضواغط بضخ وسيط التبريد إلى المكثف يفقد المائع جزءاً من حرارته نتيجة مرور الهواء من خلال المكثف، وبالتالي يتحول من الحالة الغازية إلى الحالة السائلة.

يمر وسيط التبريد هذا وهو في حالة ضغط مرتفع يصل إلى 300 – 350 psi إلى كلتا الغرفتين بحيث يتوزع الخط الخارج من الخزان إلى خطين ليزود كل

غرفة تبريد على حدة. وعندما يصل وسيط التبريد إلى صمام التمدد (Expansion valve) بمعدل تدفق للوسيط يعتمد على فرق الضغط الذي يحصل بين رأس الإبرة في الصمام ودرجة فتحة الصمام المثبتة (المعيَّرة) يعمل صمام التمدد على التحكم بتدفق وسيط التبريد حسب حاجة المبخر، لذلك فهو يعتمد في عمله على الحمل الموجود في داخل الغرفة، فإذا كان الحمل كبيراً يعمل الصمام على جعل تدفق سائل التبريد في أقصى طاقة، وحينما ينخفض الحمل وتقترب درجة الحرارة من الحد المطلوب، يعمل الصمام على تخفيف تدفق سائل التبريد. وهكذا يستمر التدفق في حالتي الزيادة والنقصان بحسب الحاجة.

شكل (11.4): المنظم الحراري

(12 .2.4) قاطع الحمل Over Load: وهو قاطع وقاية من زيادة الحمل.

(13 .2.4) مفاتيح كهرومغناطيسية Relays: تستخدم ريليهات مختلفة تعمل على إغلاق وفتح الدوائر الكهربائية.

(14 .2.4) مفتاح ضغط Switch (pressure stat):

ويتحكم بضبط الضغط المنظم وهذا المفتاح يعمل على ضغط غاز التبريد، وهو يعمل في حالتين:

أ) حالة الضغط المنخفض: فإذا فقدت شحنة وسيط التبريد من الوحدة فإنه يعمل على فصل الضواغط من الكهرباء لحمايتها من العطب، ويكون الضغط بحدود psi 5-2.

ب) حالة الضغط المرتفع: يكون هذا الضغط مبرمج بحسب الوحدة ونوع وسيط التبريد فهو يعمل على فصل التيار الكهربائي عن الضاغط في حال ازداد ضغط المكثف لأي سبب كان (توقف المراوح مثلاً)، لأن زيادة الضغط تؤدي إلى عطب الضاغط مما يترتب عليه زيادة في تكاليف الصيانة وتلف للمواد محفوظة. ويكون الضغط الزائد ما بين psi 250-350.

يكون تتابع عمل مفاتيح الضغط (pressure switches) للضواغط كالتالي:

1) عندما يكون ضغط السحب (suction line pressure) psi 20 فأكثر فإن الضواغط جميعها تعمل.

2) عندما يصل ضغط السحب بين psi 15–20 فإن أحد مفاتيح الضغط يفصل أحد الضواغط.

3) عندما يصبح ضغط السحب أقل من psi 10–15 فإن مفتاح ضغط آخر يفصل ضاغط ثان.

4) إذا هبط الضغط إلى أقل من psi 10 نتيجة توقف تدفق وسيط التبريد إلى الغرفتين معاً عند اكتمال عملية التبريد فإن مفتاح الضغط الثالث يفصل الضاغط الثالث أيضاً.

وعند ارتفاع درجة الحرارة في أي من غرف التبريد، يعطي الثيرموستات الإشارة للصمام الكهربائي بفتح تدفق وسيط التبريد، حيث يرتفع الضغط في المبخر وخط السحب للضواغط، فتحدث عملية عكسية في تشغيل الضواغط، أي بمجرد وصول الضغط إلى psi 10 يعمل الضاغط رقم 3 وإذا زاد التدفق نتيجة فتح الصمام التابع للغرفة الثانية وارتفع الضغط إلى psi 15 فإن الضاغط رقم 2 يدخل في دائرة العمل وهكذا تكون عملية التشغيل والإيقاف حسب درجة الحرارة متعلقة بضغط وسيط التبريد وبذلك يتم التحكم في دورة التبريد بشكل عام.

ومن ناحية عملية يكون لكل غرفة تبريد ثيرموستات لمراقبة درجة الحرارة وصمام كهرومغناطيسي للتحكم في تدفق وسيط التبريد أو عدمه، ويكون لكل ضاغط مفتاح ضغط معيَّر على معدل ضغط سحب يختلف عن الآخر بحسب ما ذكرنا آنفاً، psi 10–15–20 على التوالي.

وهناك فائدة أخرى مهمة لمفاتيح الضغط ، وهي أنه في حالة فقد وسيط التبريد من أنابيب الدورة وتسربه، فإن الضواغط تبقى معطلة فلا تعمل لهبوط

الضغط إلى أقل من 10 psi وهذا يؤدي إلى حمايتها من التلف وذلك لعدم وجـــود شحنة من مائع التبريد في دورة النظام.

شكل (12.4): مفتاح ضغط

(15 .2.4) الأنابيب Pipes: وتقسم إلى قسمين:

1) **خط الدفع:** وهو الخط الناقل لوسيط التبريد من الضواغط إلى أن يصل صمام التمدد ويكون قطره في هذه الدورة "1/2.

2) **خط السحب:** ويبدأ من بداية المبخر إلى أن يصل إلى الضواغط، ويكون قطر الأنابيب فيه أكبر من قطر أنابيب الدفع.

شكل (13.4): الأنابيب

(16 .2.4) محركات المراوح Fan motors:

في الوحدات البخارية تحتاج المكثفات للتبريد باســتخدام الهــواء المــدفوع لتصغير حجمها، ولإعطاء كفاءة أكبر وذلك للتخلص من الحرارة الزائدة الكامنة في وسيط التبريد وتعتمد في حجمها على حجم الوحدة.

كما أن المبخر في داخل الحيز المبرد يحتاج إلى دفع الهــواء مــن خلالــه للمساعدة في الإسراع في عملية نقل الحرارة أيضاً من الهواء إلى المبخر ثــم إلــى وسيط التبريد، لذلك تلزم محركات تقوم بتحريك هذه المراوح.

المحرك

شكل (14.4): محركات مراوح

(17 .2.4) منظم الضغط Pressure regulator:

يركب هذا المنظم في نهاية خط السحب قبل الضاغط ليحافظ على ضغط شبه منتظم (ثابت) داخل المبخر.

شكل (14.4): منظم ضغط

(18 .2.4) صمام الخدمة (Service valve)

ويستخدم في حالة الصيانة لأي جزء من أجزاء دورة التبريد.على سبيل المثال إذا كانت هناك حاجة لفصل الضاغط يتم اغلاق هذا الصمام الموجود على خطي الدفع والسحب، وبعد إغلاقه يتم اخراج الضاغط من مكانه وإجراء الصيانة له دون فقد شحنة غاز التبريد ودون أن نعطل الدورة.

(1) المراجع الأجنبية:

1) Refrigeration And Air Conditioning.

2) Heating And Air Conditioning.
Mohammad A. Alsaad.
Mahmoud A. Hammad.

3) Principles Of Refrigeration-second Edition.
Roy J. Dossat
Second Edition.

4) Modern Refrigeration And Air Conditioning.
Andrew O. Al Thuouse
Carl II. Turanquist
Alfred F. Bracciano

المراجع العربية:

1) التحكم في أجهزة التبريد والتهوية وتكييف الهواء.
عميد مهندس إبراهيم القرضاوي.
الناشر: منشأة المعارف بالإسكندرية.
رقم الإيداع: 86/71934.

2) أساسيات تكييف الهواء لمهندسي العمارة.
إعداد دكتور مهندس رشدي محمد حمودة.
دار الراتب الجامعية.

3) تكنولوجيا التبريد والتهوية وتكييف الهواء.
المهندس الاستشاري عميد إبراهيم محمد عثمان.
الناشر: منشأة المعارف بالإسكندرية.
رقم الإيداع: 1990/3408.

4) مواقع مختلفة على الإنترنت.