$$C.O.P = Q_e / \Sigma W_c$$

حيث m عبارة عن معدل سريان مائع التبريد خلال المبخر ويعين من المعادلة :

$$m (h_5 - h_4) = 3.5 (R.C)$$

R.C عبارة عن سعة التبريد للمبخر بطن التبريد .

m_f عبارة عن معدل البخار الوميضي المتكون خلال عملية التمدد (12) وتعين من المعادلة :

$$m_f = X_2 / (1 - X_2)$$

h_8 عبارة عن الأنثالبيا النوعية لمخلوط مائع التبريد داخل الأسطوانة .

عملية الخلط (678) تتم داخل الأسطوانة بسرعة مع ثبات الضغط المتوسط (P_I) ، الحجم (V_6) وبدون فقد حرارة .

معادلة القانون الأول للثرموديناميكا لعملية خلط (m) كيلوجرام من البخار المحمص (6) مع ($m.m_f$) كيلوجرام من البخار المشبع (7)هى ،

$$m U_6 + (m.m_f) h_7 = m (1 + m_f) U_8$$

أو

$$m (h_6 - P_I v_6 \times 10^{-3}) + (m.m_f) h_7 = m (1 + m_f) (h_8 - P_I v_8 \times 10^{-3})$$

حيث v_6 عبارة عن الحجم النوعى للبخار المحمص ،

v_8 عبارة عن الحجم النوعى للمخلوط ، ويمكن تعينه من المعادلة :

$$m v_6 = m (1 + m_f) v_8$$

عمليا لا يفضل ضغط البخار على مرحلتين خلال أسطوانة واحدة وذلك لأن عملية خلط البخار الوميضى بالبخار القادم من المبخر بعد ضغطه تعتبر عملية لا إنعكاسية وتؤدى إلى زيادة الشغل اللازم للضاغط .

٦ــ٧ □ مسائل محلولة

مسألة ٦ــ١ نظام تبريد فريون ١٢ ذو مرحلتين يستخدم ضواغط طرد مركزى ، مبرد وسيطى وميضى وصمام تمدد .

معطيات إضافية :

سعة التبريد	٥٠٠ طن تبريد
ضغط التبخير	٠,٠٨ ميجا بسكال
ضغط التكثيف	٠,٩٣ ميجا بسكال
ضغط المبرد الوسيطى الوميضى	٠,٢٨ ميجا بسكال

درجات الحرارة :

تارك المبخر	ــ ٣٠°م
تارك ضاغط المرحلة الأولى	٣٢°م
تارك ضاغط المرحلة الثانية	٩٣°م
تارك المكثف	٣٤°م

على فرض إهمال إنخفاض الضغط خلال أنابيب التوصيل ، إهمال فواقد الحرارة من الضواغط وأن بخار مشبع يدخل مرحلة الضغط الثانية . عين :

أ ــ حجم البخار المتداول بواسطة ضاغط المرحلة الأولى ،

ب ــ حجم البخار المتداول بواسطة ضاغط المرحلة الثانية ،

حـ ــ القدرة اللازمة للضواغط ،

ء ــ معامل الأداء للنظام .

A two - stage freon 12 refrigeration system uses centrifugal compressors, a liquid flash intercooler and two expansion valves.

Additional data :

Refrigerating capacity	500	T.R
Evaporation pressure	0.08	MPa

Condensation pressure	0.93	MPa
Flash intercooler pressure	0.28	MPa

Temperatures :

Leaving eaaporator	-30°C
Leaving first-stage compressor	32°C
Leaving second-stage compressor	93°C
Leaving condenser	34°C

Assuming negligable pressure drops in connecting pipes, negligable heat losses from the compressors and saturated vapor entering the second stage compressor. **Determine :**

a- Volume of vapor handling by First-stage compressor,
b- Volime of vapor handling by Second-stage compressor,
c- Power required for compressors,
d- C.O.P of the system.

يوضح شكل ٦ــ١٠ دورة التبريد ، بينما يعبر شكل ٥ــ٦ (أ) عن نظام التبريد .

من جدول فريون ١٢ (ملحق ــ ٤)

عند $t = 34\,^{\circ}C\,(307K)$ $\quad h_5 = h_6 = 97.25$ kJ/kg

وعند $P = 0.28$ MPa $\quad h_7 = h_8 = 62.21$ kJ/kg

و $v_3 = 0.061$ m³/kg $\quad h_3 = 215.12$ kJ/kg

من خريطة فريون ١٢ (ملحق ــ ٩)

$h_1 = 204$, $h_2 = 239$, $h_4 = 262$ kJ/kg

و $v_1 = 0.2$ m³/kg

معادلة الأتزان الحرارى للمبخر

$$m_F (h_1 - h_8) = 3.5 (T.R) = 3.5 \times 500$$

$$\therefore m_F = 12.34 \text{ kg/s}$$

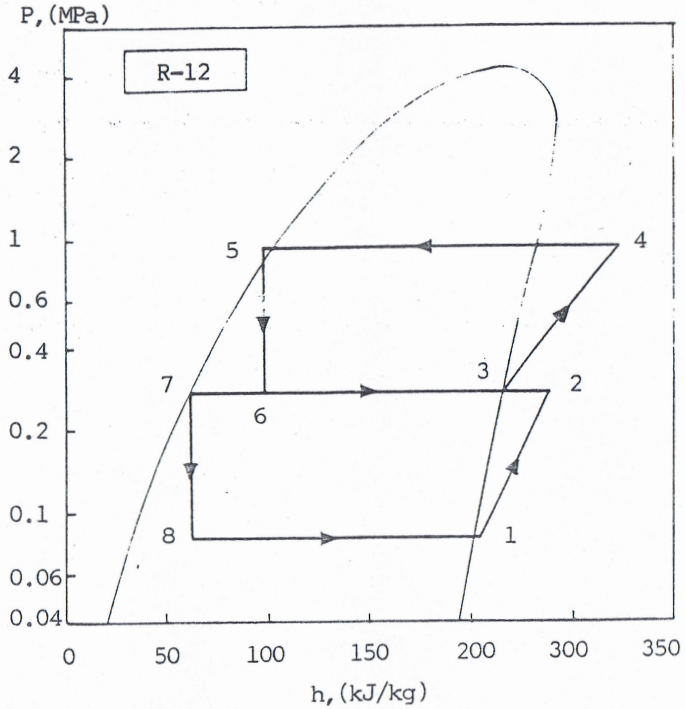
و V_F – حجم البخار المتداول لمرحلة الضغط الأولى

$$= m_1 v_1 = 2.468 \text{ m}^3/\text{s}$$

معادلة الأتزان الحرارى للمبرد الوسيطى الوميضى ،

$$m_F (h_2 - h_7) = m_s (h_3 - h_6)$$

$$\therefore m_s = 18.51 \text{ kg/s}$$



شكل ٦ــ١٠ دورة التبريد

V_3 – حجم البخار المتداول لمرحلة الضغط الثانية

$= m_s v_3 = 1.129\ m^3/s$

ΣP – القدرة اللازمة للضواغط

$= m_F(h_2 - h_1) + m_s(h_4 - h_3) = 1300\ kW$

C.O.P – معامل الأداء للنظام

$= (3.5 \times 500) / \Sigma P = 1.35.$

مسألة ٦ــ٢ لنظام الأمونيا الموضح فى شكل ٦ــ١١ ، إذا كان ضغط المكثف ١٦ بار ، ضغط المبرد الوسيط ٤ بار ، ضغط المبخر ١,٢ بار ، إنخفاض درجة حرارة السائل خلال المبرد الوسيط ١٠°م وخلال المبادل الحرارى ١٠°م .
عين معامل الأداء لنظام التبريد .

For the ammonia system shown in figure 6-11, if condenser pressure 16 bar, intercooler pressure 4 bar, evaporator pressure 1.2 bar, liquid temperature drop through intercooler 10°C and liquid temperature drop through the heat exchanger is 10°C.
Determine the C.O.P of the refrigerating system.

يوضح شكل ٦ــ١٢ دورة التبريد ، المناظرة لنظام التبريد الممثل بشكل ٦ــ١١ .

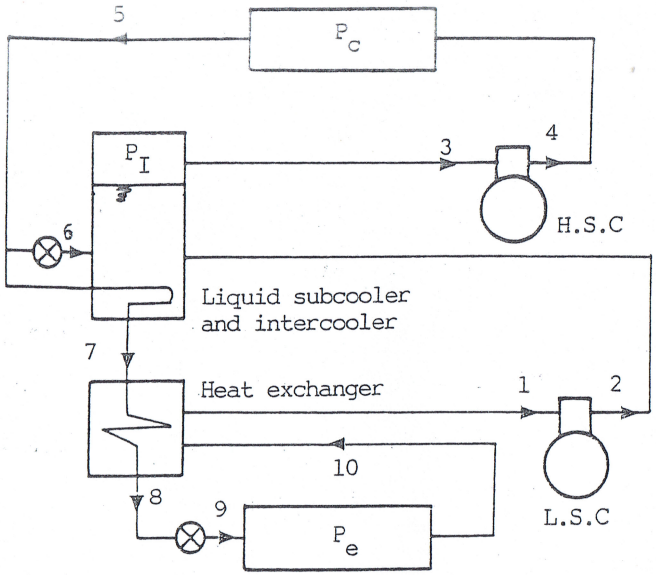
من جدول الأمونيا (ملحق ــ ٨)

عند P = 1.6 MPa $h_5 = h_6 = 522.35\ kJ/kg\ \&\ t_5 = 314\ K$

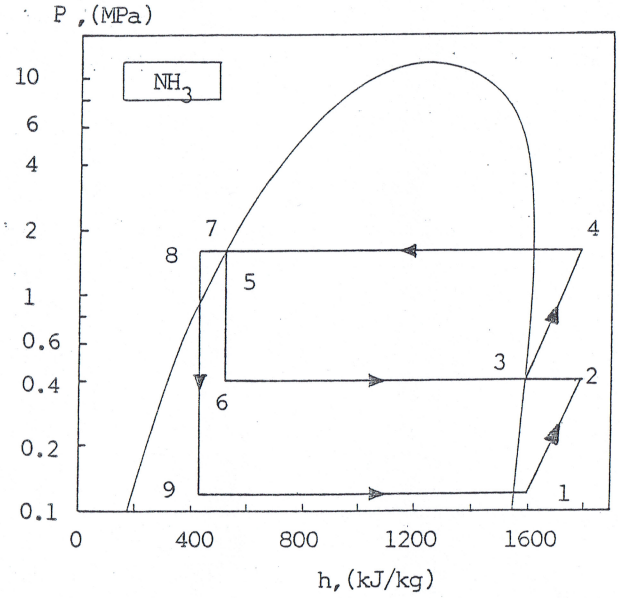
$t_7 = t_5 - 10 = 304\ K\ ,\ t_8 = t_7 - 10 = 294\ K$

عند t = 304 K $h_7 = 472.43\ kJ/kg$

عند t = 294 K $h_8 = h_9 = 424.18\ kJ/kg$



شكل ٦ــ١١



شكل ٦ــ١٢

$h_3 = 1585.75$ kJ/kg عند $P = 0.4$ MPa

$h_{10} = 1549.67$ kJ/kg وعند $P = 0.12$ MPa

حيث أن : $(h_7 - h_8) = (h_1 - h_{10})$

$\therefore h_1 = 1597.92$ kJ/kg

من خريطة الأمونيا (ملحق ــ ١٣)

$h_2 = 1780$ kJ/kg و $h_4 = 1780$ kJ/kg

معادلة الأتزان الحرارى للمبرد الوسيطى الدونى الوميضى ،

$$m_L (h_2 - h_7) = m_H (h_3 - h_6)$$

لو فرض أن : $m_L = 1$ $\therefore$ $m_H = 1.23$

$$C.O.P = Q_e / \Sigma P$$

وحيث أن : $Q_e = m_L (h_{10} - h_9) = 1125.5$ kJ/kg

$$\Sigma P = m_L (h_2 - h_1) + m_H (h_4 - h_3) = 420.9 \text{ kJ/kg}$$

$\therefore C.O.P$ – معامل الأداء لنظام التبريد

$= 2.67$

مسألة ٦ــ٣ محطة تبريد فريون ٥٠٢ تعمل مع درجة تشبع للمكثف ٣٥°م وللمبخر ــ ٤٠°م . تشتمل المحطة على ضاغط ذو مرحلتين ، صمامات تمدد متعددة ومبرد وسيطى وميضى . مرحلة الضغط المنخفض لها ٨ أسطوانات ذات قطر ١٠ سم ، مشوار ١٠ سم وكفاية حجمية ٠,٨٥ أسطوانة مرحلة الضغط العالى لها القطر ٩,٥ سم ، المشوار ١٠ سم والكفاية الحجمية ٠,٧٧ للمرحلتين السرعة ١٠ لفة لكل ثانية والكفاية الميكانيكية ٠,٨ عين :

أ ــ سعة التبريد للمحطة بطن التبريد ،

ب ــ القدرة اللازمة للضاغط ،

حـ ــ عدد أسطوانات مرحلة الضغط العالى .

A freon-502 refrigeration plant operates at a condenser saturation temperature of 35°C and an evaporator temperature of -40°C. A two-stage compressor with multiple expansion valves and a flash intercooler are installed. The low pressure stage has 8 cylinders, 10 cm bore and 10 cm stroke and 0.85 volumetric efficiency.

The cylinder of the high pressure stage is 9.5 cm bore and 10 cm stroke with 0.77 volumetric efficiency. For both stages the speed is 10 r/s and the mechanical efficiency is o.8. **Determine :**

a- The cooling capacity of the plant in T.R,
b- The power required for the compressor,
c- The number of cylinders of the high pressure stage.

من جدول فريون ٥٠٢ (ملحق ــ ٦)

$P_c = 1.4154$ MPa عند $t = 35°C (308 K)$

$P_e = 0.1294$ MPa وعند $t = -40°C (233 K)$

لأقل شغل للضاغط ، الضغط المتوسط ،

$$P_I = \sqrt{P_c . P_e} = 0.4279 \text{ MPa}$$

من جدول فريون ٥٠٢ (ملحق ــ ٦)

$h_5 = h_6 = 112.714$ kJ/kg عند $t = 308$ K

$h_1 = 199.028$ kJ/kg , $v_1 = 0.1293$ m^3/kg عند $t = 233$ K

$h_7 = h_8 = 60.83$ kJ/kg عند $P = 0.4279$ MPa

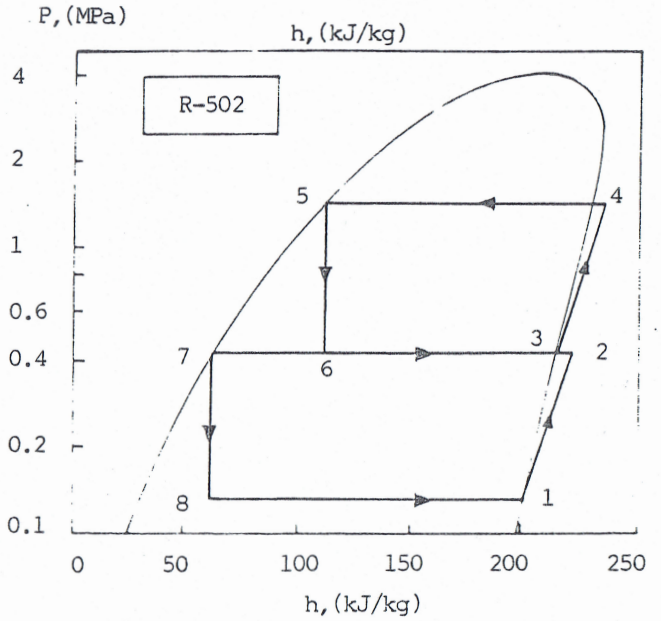
$v_3 = 0.0412$ m^3/kg و

من خريطة فريون ــ ٥٠٢ (ملحق ــ ١١)

$h_2 = 220$ kJ/kg و $h_4 = 236$ kJ/kg

معادلة الكفاية الحجمية لمرحلة الضغط المنخفض ،

$$\eta_{v,L} = m_L v_1 / \left[\frac{\pi}{4} d^2 L (r/s) Z \right]$$



شكل ٦ــ١٣

يوضح شكل ٦ ــ ١٣ دورة التبريد .

وحيث أن : $\eta_{v,L} = 0.85 , d = L = 0.1\ m , Z = 8 , r/s = 10$

$\therefore m_L = 0.4128\ kg/s$

P.C.C – سعة التبريد للمحطة

$= m_L (h_1 - h_8) / 3.5 = 16.3\ T.R$

معادلة الأتزان الحرارى للمبرد الوسيطى الوميضى ،

$m_L (h_3 - h_7) = m_H (h_4 - h_6)$

$\therefore m_H = 0.5118\ kg/s$

ΣP – القدرة اللازمة للضاغط

$= [m_L (h_2 - h_1) + m_H (h_4 - h_3)] / \eta_m$

وحيث أن : $\eta_m = 0.8$ $\therefore$ $\Sigma P = 25\ kW$

معادلة الكفاية الحجمية لمرحلة الضغط العالى ،

$$\eta_{v,H} = m_H v_3 / [\frac{\pi}{4} d^2 L (r/s) Z]$$

وحيث أن : $\eta_{v,H} = 0.77 , d = 0.095 , L = 0.1 , r/s = 10$

$\therefore Z$ – عدد أسطوانات مرحلة الضغط العالى

$= 4$

مسألة ٦ــ٤ يوضح شكل ٦ــ١٤ رسم بيان السريان لنظام تبريد محطة تجميد جمبرى . يتكون النظام من ضاغط فريون ٢٢ ذو مرحلتين مع مبرد وسيطى وميضى ومبرد دونى للسائل . يبرد السائل دونيا ١٠°م . يترك بخار مائع التبريد المبرد الدونى جاف ومشبع ، يترك البخار المبخر بعد تحميضه ٥°م ويترك المبرد الوسيط ودرجة حرارته ٢١°م . درجة التشبع للمبخر ــ٣٠°م ودرجة التكثيف ٣٧°م . عملية الأنضغاط للمرحلتين أيزنتروبيكية . حمل التبريد للمحطة ٢٠ طن . عين :

أ ــ كمية سائل التبريد اللازمة للمبرد الوسيط ،

ب ــ كمية سائل التبريد اللازمة للمبرد الدونى ،

حـ ــ درجة حرارة مائع التبريد عند الدخول فى مرحلة الضغط الثانية ،

ء ــ القدرة الكلية اللازمة لأدارة الضاغط ، إذا كانت الكفاية الحجمية ٨٠٪ .

Figure 6-14 shows the flow diagram of the refrigeration system for a shrimp freezing plant. The system consists of a two-stage freon 22 compressor with a flash intercooler and liquid subcooler. The liquid is subcooled 10°C. The refrigerant vapor leaving the subcooler is dry and

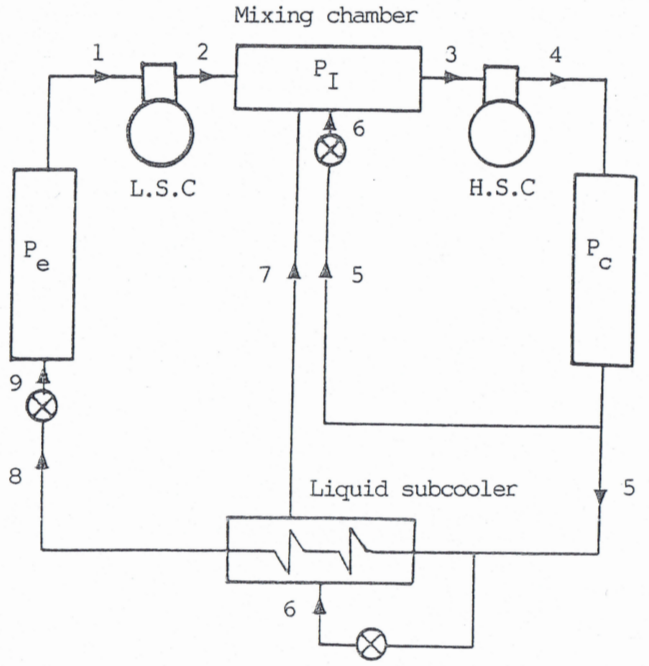
saturated, the refrigerant vapor leaving the evaporator has 5°C of superheat, the refrigerant vapor leaving the intercooler has a temperature of 21°C, the evaporator saturation temperature is -30°C and the condensation temperature 37°C. Compression in the two stages is considered isentropic. The cooling load of the plant is 20 T.R. **Calculate :**

a- The quantity of liquid refrigerant, required for the intercooler,

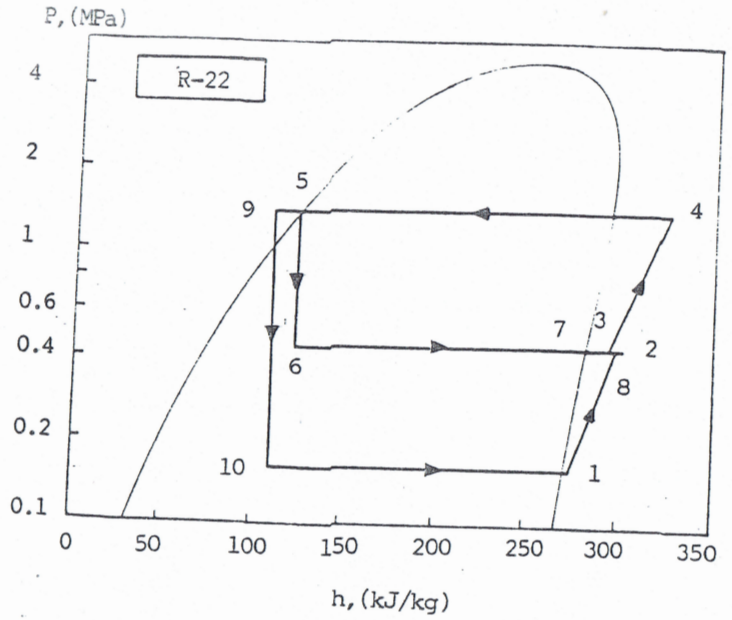
b- The quantity of liquid refrigerant required for the subcooler,

c- The temperature of the refrigerant entering the second stage compressor,

d- The totol power required to drive the compressor, if the mechanical efficiency is 80%.



شكل ٦ــ١٤



شكل ٦ــ١٥

يوضح شكل ٦ــ١٥ دورة التبريد ، المناظرة لنظام التبريد الموضح فى شكل ٦ــ١٤ .

من جدول فريون ٢٢ (ملحق ــ ٥) :

عند $t = 37^{\circ}C\ (310\ K)$ $\quad P_c = 1.419\ MPa$

وعند $t = -30^{\circ}C\ (243\ K)$ $\quad P_e = 0.1628\ MPa$

لأقل شغل للضاغط ، $\quad P_I = \sqrt{P_c \cdot P_e} = 0.4806\ MPa$

من جدول فريون ٢٢ (ملحق ــ ٥) :

عند $t_5 = 310\ K$ $\quad h_5 = h_6 = 123.81\ kJ/kg$

عند $t_9 = t_5 - 10 = 300\ K$ $\quad h_9 = h_{10} = 118.61\ kJ/kg$

وعند $P_I = 0.4806$ MPa $\quad h_7 = 283.23$ kJ/kg

من خريطة فريون ٢٢ (ملحق ــ ١٠) :

$h_1 = 274$, $h_2 = 300$, $h_8 = 296$ kJ/kg

معادلة الأتزان الحرارى للمبخر :

$$m_L (h_1 - h_{10}) = 3.5 (T.R) = 3.5 \times 20$$

$$\therefore m_L = 0.4505 \text{ kg/s}$$

معادلة الأتزان الحرارى للمبرد الدونى ،

$$m_L (h_5 - h_9) = m_s (h_7 - h_6)$$

$$\therefore m_s = 0.0147 \text{ kg/s}$$

معادلة الأتزان الحرارى للمبرد الوسيط ،

$$m_L (h_2 - h_8) = m_I (h_8 - h_6)$$

$$\therefore m_I = 0.0105 \text{ kg/s}$$

معادلة خلط الأبخرة ، $\quad m_s i_7 + (m_L + m_I) h_8 = m_H h_3$

وحيث أن : $\quad \therefore m_H = m_L + m_s + m_I \quad h_3 = 295.605$ kJ/kg

من خريطة فريون ٢٢ (ملحق ــ ١٠) :

t_3 – درجة حرارة البخار عند الدخول فى مرحلة الضغط العالى

$= 228$ K (15°C)

ΣP – القدرة الكلية اللازمة للضواغط

$$= [m_L (h_2 - h_1) + m_H (h_4 - h_3)] / \eta_m$$

وحيث أن : $\eta_m = 0.8$

ومن خريطة فريون ٢٢ (ملحق ــ ١٠) $\quad h_4 = 325$ kJ/kg

$$\therefore \Sigma P = 32.12 \text{ kW}$$

مسألة ٦ــ٥ مطلوب تصميم نظام تعاقبى مع فريون ١٢ للتعاقب العلوى وفريون ٢٢ للتعاقب السفلى . دورة فريون ٢٢ بسيطة بدون تبريد دونى أو تحميص . دورة فريون ١٢ ذات تبريد دونى للسائل مقداره ١٠°م خلال مبادل حرارى . أرسم :

أ ــ رسم بيان سريان النظام ،

ب ــ تمثيل الدورات على خريطة P - h .

الآن إذا كانت درجة التخزين –٣٥°م ، درجة حرارة المياه المتاحة ٢٥°م ، نسبة الضغط خلال الضواغط ٤ ، الكفاية الحجمية للضواغط ٠,٧٥ ، الأنضغاط أيزنتروبى وفرق درجات الحرارة اللازمة لإنتقال الحرارة بين مائع التبريد والوسط المحيط به فى المبخر والمكثف ٥°م . عين لكل طن تبريد :

أ ــ معامل الأداء للنظام ،

ب ــ القدرة الكلية اللازمة للضواغط ،

حـ ــ الأزاحة الحجمية للضواغط .

It is required to design a cascade system with freon 12 for the upper cascade and freon 22 for the lower cascade. Freon 22 cycle is simple without subcooling or superheating. Freon 12 cycle has 10°C liquid subcooling through a heat exchanger. **Draw :**

a- Flow diagram of the system,

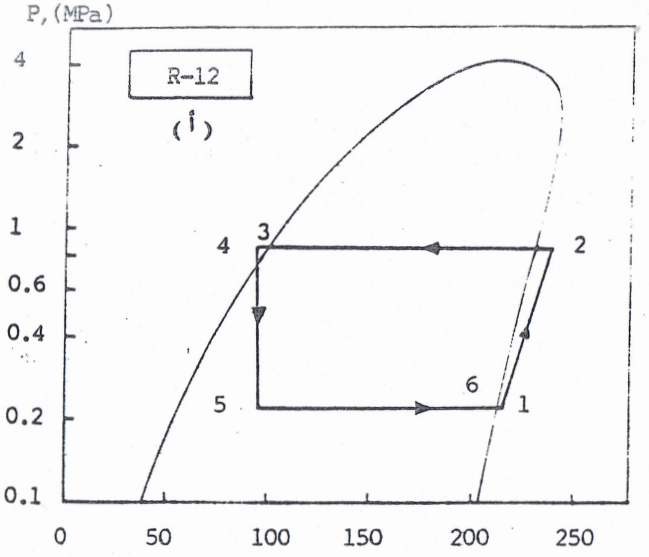
b- Representation of the cycles on the P-h charts.

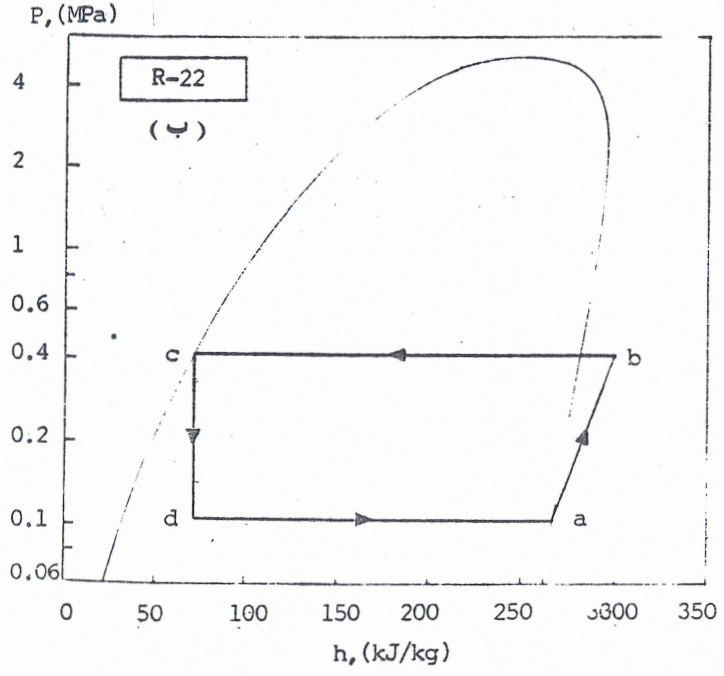
Now if given: storage temperature -35°C, available water temperature 25°C, pressure ratio across compressors is 4, volumetric efficiency for compressors is 0.75, compression is isentropic and temperature difference necessary for heat transfer between refrigerant and its surroundings in evaporator and condenser is 5°C. **Determine** per ton of refrigeration:

a- C.O.P of the system,

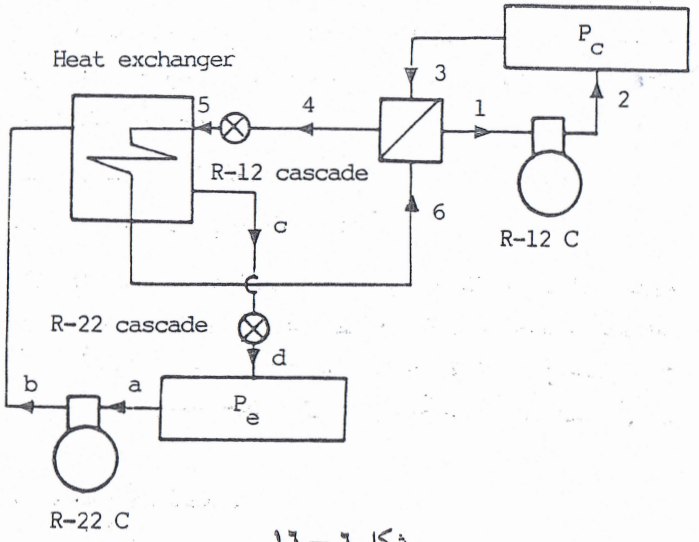
b- Total power required for compressors,

c- Displacement volume for compressors.





شكل ٦ــ١٧



شكل ٦ ــ ١٦

يوضح شكل ٦ــ١٦ رسم بيان السريان للنظام التعاقبى

لدورة فريون ٢٢ (شكل ٦ــ١٧ (ب))

$t_e = -35 - 5 = -40^{\circ}C\ (233\ K)$

من جدول فريون ٢٢ (ملحق ــ ٥)

عند $t_e = 233\ K$

$P_e = 0.1043\ MPa$

وحيث أن : $(P_c / P_e) = 4$ ∴ $P_c = 0.4172\ MPa$

و $t_c = 268\ K$

لدورة فريون ١٢ (شكل ٦ــ١٧ (ب))

لنفرض أن درجة حرارة التبخير للفريون ١٢ أقل من درجة حرارة التكثيف للفريون ٢٢ بحوالى ٥°م .

$\therefore t_e = 268 - 5 = 263\ K$

ولنفرض أن درجة تكثيف فريون ١٢ أكبر من درجة حرارة المياه المتاحة بحوالى ١٠°م .

$t_c = 25 + 10 = 35\ C\ (308\ K)$

من جدول فريون ٢٢ (ملحق — ٥)

$h_c = h_d = 72.23\ ,\ h_a = 266.82\ kJ/kg$

و $v_a = 0.2126\ m^3/kg$

من خريطة : الفريون ٢٢ (ملحق — ١٠) $h_b = 300\ kJ/kg$

من جدول فريود ١٢ (ملحق — ٤)

$h_4 = h_5 = 95.26\ ,\ h_3 = 98.24\ ,\ h_6 = 211.96\ kJ/kg$

وحيث أن : $(h_3 - h_4) = (h_1 - h_6)$

$\therefore h_1 = 214.94\ kJ/kg$

من خريطة فريون ١٢ (ملحق — ٩)

$v_1 = 0.0795\ m^3/kg$ و $h_2 = 239\ kJ/kg$

لكل طن تبريد ، معادلة الأتزان الحرارى لمبخر فريون ٢٢ ،

$m_{22}(h_a - h_b) = 1 \times 3.5$

$\therefore m_{22} = 0.018\ kg/s$

معادلة الأتزان الحرارى للمبادل الحرارى ،

$m_{22}(h_b - h_c) = m_{12}(h_6 - h_5)$

$\therefore m_{12} = 0.0326\ kg/s$

ΣP – القدرة الكلية اللازمة للضواغط

$\Sigma P = m_{22}(h_b - h_a) + m_{12}(h_2 - h_1)$

$= 1.38\ kW$

C.O.P – معامل الأداء للنظام

$= (1 \times 3.5) / \Sigma P = 2.53$

Σv – الأزاحة الكلية للضواغط

$= m_{22} \cdot v_a + m_{12} v_1 = 0.0064\ m^3/s$

مسألة ٦ــ٦ لدورة التعاقب ثلاثية المراحل الموضحة فى شكل ٦ــ٦ ، إذا كانت سعة المبخر ١٠٠ طن تبريد ومعامل الأداء ٢٠ عين :

أ ــ القدرة اللازمة للضواغط ،

ب ــ معدل الحرارة المطرودة خلال المكثف .

For the three-stage cascade system, shown in figure 6-6, if evoporator capiacity is 100 T.R and C.O.P equals 2. **Find :**

a- Power required for compressors,

b- Rate of heat rejected through condenser.

معادلة معامل الأداء لنظام التبريد ،

$$C.O.P = \frac{Q_e}{\Sigma P} = \frac{Q_e}{(Q_c - Q_e)}$$

وحيث أن : $Q_e = 100 \times 3.5 = 350\ kW$

و $C.O.P = 2$

$\therefore \Sigma P$ – القدرة اللازمة للضواغط

$= 175\ kW$

و Q_c – معدل الحرارة المطرودة خلال المكثف

$= 525\ kW$