

التقييم البيئي والحراري لاستخدام R 744 كوسيط تبريد طبيعي بديل

د. نصر ياسين*

الملخص

في إطار مشاريع الطاقات المتجددة القائمة في كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية بجامعة دمشق، وضمن منحى البحوث الجديدة التي تضم وسائط تبريد صديقة للبيئة، كان هدف المشروع تسليط الضوء على أهمية استخدام ثنائي أكسيد الكربون كوسيط تبريد في الدارات التبريدية الإنضغاطية عوضاً عن وسائط التبريد الصناعية التقليدية ذات الأضرار البيئية المتنوعة. درست في هذا البحث خصائص وميزات وسيط التبريد المختار، وقورنت بوسائط التبريد الأخرى. وذكرت الإيجابيات والسلبيات لهذا الاستخدام، وذكرت التطبيقات الممكنة لهذا الوسيط.

اختبر تطبيق المضخة الحرارية لتسخين المياه لأغراض مختلفة، ومنها الاستخدام المنزلي، وبإجراء دراسة للمعادلات الناظمة، ومحاكاة هذه المعادلات بالاستعانة ببرنامج EES ما ساعد على إيجاد البارامترات المميزة وفق شروط متغيرة. ثم طورت أداة لدراسة تصميم المبادل الحراري بين وسيط التبريد (البخار المحمص) وماء الاستخدام، ودرس تأثير الأبعاد الهندسية للمبادل للوصول إلى أفضل النتائج. فلجربان متعاكس لمبادل أنبوب ضمن أنبوب باستطاعة 3KW كان قطر ممر وسيط التبريد الأمثل هو $d_i=6\text{mm}$ ، والفجوة الهوائية $d_i-d_o=0.2\text{mm}$ ، وسماكة ممر ماء الاستعمال $D_i-d_2=1.98\text{mm}$ ، ومعامل انتقال الحرارة الوسطي $U_{ave}=0.229\text{KW/m}^2.\text{K}$ ، لدرجة حرارة ماء الدخول 15C وماء الاستعمال 60C. ويكون طول المبادل المطلوب 42.5m، ووزنه 27.97kg، ويكون مدى الاقتراب 10C، نتج معامل أداء حراري $COP=3.534$ من أجل درجة حرارة تبخر 5C، ومردود ايزونتروبي للضاغط مساو لـ 0.6 عند الضغط 100bar. درست في هذا البحث خصائص وميزات وسائط التبريد المختار ومقارنته مع وسائط التبريد الأخرى وذكرت الإيجابيات والسلبيات لهذا الاستخدام، وذكرت التطبيقات الممكنة لهذا الوسيط.

إن استخدام $UA \in [0.1, 0.2]$ يرفع معامل الأداء إلى قيم تتجاوز 4 لأجل الشروط السابقة، فضلاً عن أنّ هناك فرصاً كبيرة للاستفادة من عمل الانضغاط بطرائق متعددة ذكرت في البحث.

الكلمات المفتاحية: وسائط تبريد بديلة، ثنائي أكسيد الكربون، نمذجة ومحاكاة، مضخات حرارية، محطات تبريد مدمجة.

* أستاذ مساعد، قسم هندسة الميكانيك العام، كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية، جامعة دمشق.

Design and implementation of solar thermal generator based on Stirling cycle

Dr. Nasser Yassin *

Abstract

The aim of this research is reconsidering the using of carbon dioxide as refrigerant in vapour compression cycles instead of the traditional industrial refrigerants which have several environmental bad effects.

In this research, the properties of this chosen refrigerant were studied and compared with the other used refrigerants and then the positive and negative side for these properties was mentioned and the possible applications for this refrigerant. One of these applications was chosen which is the heat pump used for providing domestic hot water, and through equations studying and making a computer program by using EES program to simulate this heat pump cycle working on carbon dioxide. This simulation helped in determines the parameters for this cycle according to changed conditions. Later the written program was developed to design the heat exchanger between the refrigerant and the water and study the best dimensions for having best result, so for heat exchanger (gas cooler) double-wall counter-current flow with capacity of 3[kW] the results were refrigerant pipe Diameter $d_i = 6$, the air gap $d_1 - d_o = 0.2$ mm, water path $D_i - d_2 = 1.75$ mm, and heat transfer coefficient $Ua = 0.229$ [W/m².K]. for pressure value for refrigerant =100 bar , hot water temperature = 60°C , feed water = 15°C the length for the gas cooler =42.5 m, approach temperature =10°C, evaporation temperature = 5°C, and the Overall compressor efficiency =0.6 , the resulted COP = 3.534, and due to the properties of Transcritical circuit for CO₂ the problem of pinch point effect can be solved by correct choice for both gas cooler pressure and its length, and with this we can get much design and investment benefit.

There are many methods for improving the efficiency of carbon dioxide Transcritical cycles that can be applied with a lot of benefit, as example adding an internal heat exchanger $UA \in [0.1, 0.2]$ to cycle raise its COP to value exceed 4 for the same above condition. In addition to that the using for multi stage compression is very useful, especially if we could get a work from the expanding process by many methods mentioned in the research.

*Prof. Assist. F.M.E.E. Damascus University.

الثلاثية لغاز ثاني أكسيد الكربون نحو 518 كيلو باسكال عند درجة الحرارة 56.6°C - أما النقطة الحرجة فهي 7.38 ميغا باسكال عند درجة الحرارة 31.1°C .

الجدول (1) الخواص العامة لوسيط التبريد R744 [12]

R 744	وسيط التبريد
CO_2	الرمز الكيميائي
31.1(C)	درجة الحرارة الحرجة
7384(KPa)	الضغط الحرج
$466.5(\text{kg}/\text{m}^3)$	الكثافة عند النقطة الحرجة
$-78.4(^{\circ}\text{C})$	درجة حرارة الغليان
غير سام	السمية

وكما ذكرنا سابقاً فإن ثنائي أكسيد الكربون صديق للبيئة $\text{ODP}=0$ و $\text{GWP}=1$ ، وغير سام، وغير قابل للاشتعال، ولا يتفاعل كيميائياً وله خصائص فيزيائية جيدة جداً تعطيه ناقلية حرارية ممتازة، فلثنائي أكسيد الكربون معامل انتقال حراري أكبر بـ 60 إلى 70% من وسائط التبريد الأخرى عدا الأمونيا. كما أن كثافة بخاره العالية تزيد أيضاً من السعة الحرارية لمعدل تدفق واحدة الحجم لوسيط التبريد. فالإنتاجية التبريدية الحجمية التي تعطى بالعلاقة الآتية:

$$r_v = \rho (h_{x=1} - h_{x=0}) \quad (1)$$

$h_{x=0}$ الانتالبي النوعي لسائل وسيط التبريد المشبع عند درجة الحرارة المدروسة.

$h_{x=1}$ الانتالبي النوعي لبخار وسيط التبريد المشبع الجاف عند درجة الحرارة المدروسة.

ρ كثافة بخار وسيط التبريد المشبع.

وبإدخال العلاقة إلى الحاسوب، وتغيير درجة حرارة الإشباع، ونوع وسيط التبريد يلاحظ أن لثنائي أكسيد الكربون إنتاجية تبريدية 3 إلى 4 مرات أكبر من باقي وسائط التبريد. مما يؤدي إلى تخفيض واضح لكمية شحنة وسائط التبريد وحجم الضاغط والمبادلات الحرارية والأنابيب بالمقارنة بباقي وسائط التبريد كما هو موضح في الشكل أدناه.

1. المقدمة:

ان البحث عن وسائط تبريد بديلة مقبولة عبر تحقيقها لشرتين عدم استنزاف طبقة الأوزون، ومعامل دفيئة منخفض.

وبعد العديد من الدراسات والبحوث التي أجريت فإن وسائط التبريد الوحيدة التي وجدت تحقق هذين الشرطين هي التي تدعى الوسائط الطبيعية. وهي غاز ثنائي أكسيد الكربون (CO_2) فضلاً عن غاز الأمونيا (NH_3)، والهيدرو كاربونات (HC) من تدخل صناعي، ومن ثم فهي من المركبات الآمنة بيئياً.

2. ميزات R744 وإمكانية استخدامه في التبريد:

1.2 ميزات وسيط التبريد R744 (CO_2)

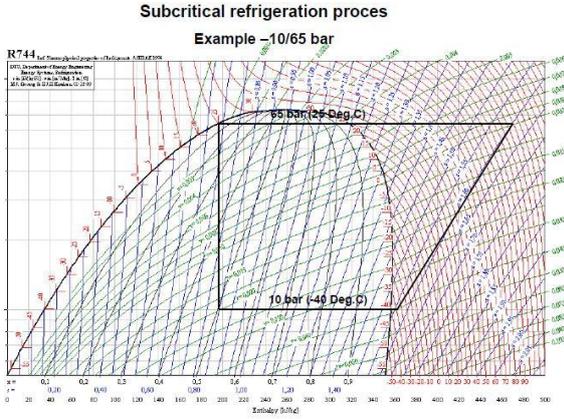
1. ثاني أكسيد الكربون هو عديم اللون. عند التراكيز المنخفضة، الغاز عديم الرائحة أما عند تراكيز عالية فله رائحة حمضية حادة، وموجود في الطبيعة بتركيز 350 PPM منذ ملايين السنين.

2. في درجة الحرارة والضغط القياسية كثافة ثاني أكسيد الكربون $1.98 \text{ kg}/\text{m}^3$ ، أي تقريباً 1.5 مرة أكبر من كثافة الهواء.

3. ثاني أكسيد الكربون لا يوجد لديه حالة سائلة عند أي قيم للضغط أقل من 520Kpa أي 5.1 مرة أكبر من الضغط النظامي، فمن أجل 1 ضغط جو يتحول غاز ثنائي أكسيد الكربون مباشرة من الحالة الغازية إلى الحالة الصلبة عند درجة حرارة أقل من -78.5°C . يتبخّر مباشرة من الحالة الصلبة إلى الحالة الغازية عند درجة حرارة أعلى من -78.5°C وعندما يكون ثنائي أكسيد الكربون في الحالة الصلبة يطلق عليه عادة الثلج الجاف.

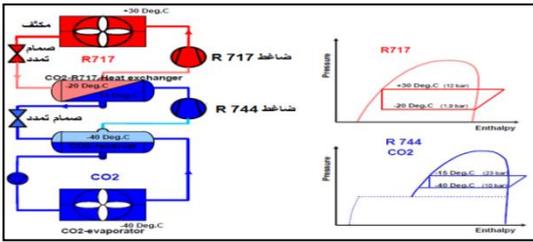
4. يكون ثاني أكسيد الكربون بشكله السائل فقط في الضغوط أعلى من 5.1 ضغطاً جويّاً، والنقطة

2.2.2 الدارة تحت الحرجة



الشكل (4) تمثيل الدارة تحت الحرجة على مخطط log p-h لوسيط التبريد R 744

3.2.2 الدارة التسلسلية

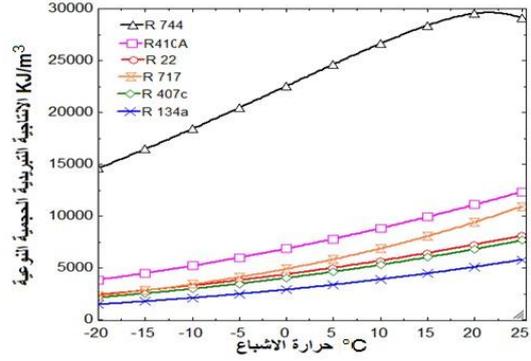


الشكل (5) تمثيل الدارة فوق الحرجة على مخطط log p-h لوسيط التبريد R 744

3. استخدام R 744 كوسيط تبريد بديل في المضخات الحرارية

1.3 تحليل المضخة الحرارية العاملة على O₂

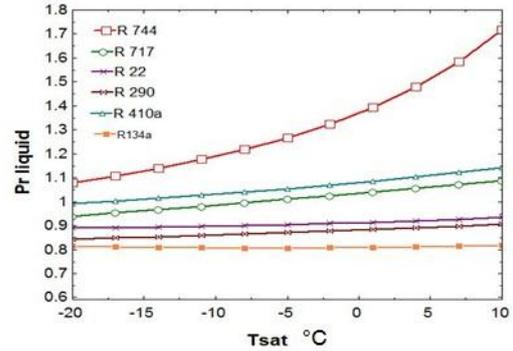
ثنائي أكسيد الكربون له درجة حرارة حرجة مميزة تبلغ (31.1°C)، وضغط حرج مرتفع (73.8 bar)، وكننتيجة لهذا الضغط المرتفع فإن الضغط العامل في دارة المضخة الحرارية لـ CO₂ سيبلغ من 5 إلى 10 أضعاف أعلى من أنظمة الهيدرو فلورو كاربون HFC، أي بزيادة من 20 باراً إلى 40 باراً في المبخّر، ومن 80 إلى 130 بار خلال إجراء طرح الحرارة في مبرد الغاز، وكننتيجة لدرجة الحرارة الحرجة المنخفضة فإن دارات المضخة الحرارية لـ CO₂ تعمل



الشكل (1) مقارنة بين الانتاجية التبريدية الحجمية النوعية لعدد من وسائط التبريد.

ولإيضاح مدى تميز وسيط التبريد R744 عن باقي وسائط التبريد استعنا بعدد براندل الذي يعبر عنه بـ:

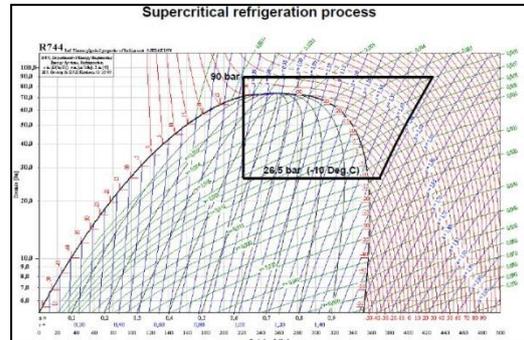
$$Pr_r = \frac{\mu_r C_{pr}}{k_r} \quad (2)$$



الشكل (2) مقارنة بين عدد براندل لعدد من وسائط التبريد المشبعة السائلة X=1

2.2 الدارات المحتملة لاستخدام وسيط التبريد R-744:

1.2.2 الدارة فوق الحرجة



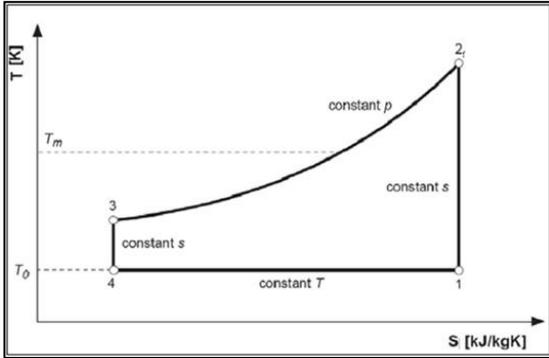
الشكل (3) تمثيل الدارة فوق الحرجة على مخطط log p-h لوسيط التبريد R 74

ويكون معامل الأداء للمضخة الحرارية التي تعمل وفقاً لهذه الدورة :

$$COP_{hp} = \frac{Q_H}{W} = \frac{T_H(S_2-S_3)}{(T_H-T_0)(S_2-S_3)} = \frac{T_H}{T_H-T_0} \quad (2)$$

ولكن وفقاً للفقرة 2.3 فإنه في مضخة CO_2 الحرارية فإن الحرارة تكتسب عن طريق إجراء بثوث درجة الحرارة، وتطرح الحرارة وفق تغير منزلق لدرجة الحرارة (شكل 10)، وهذا يشكل الاختلاف عن دورة كارنو العكسية، وفي هذه الحالة فإن دورة لورنتز المعدلة هي الأنسب كدورة نظرية لاعتمادها في دراسة مضخة CO_2 الحرارية والشكل (11) يوضح الاجراءات المشكلة لدروة لورنتز المعدلة على مخطط T-S اذ T_m درجة الحرارة اللوغاريتمية الوسطية لغاز ثنائي أكسيد الكربون أثناء اجراء طرح الحرارة، T_0 درجة الحرارة في أثناء إجراء اكتساب الحرارة.

$$T_m = \frac{T_2-T_3}{\ln\left(\frac{T_2}{T_3}\right)} \quad (3)$$



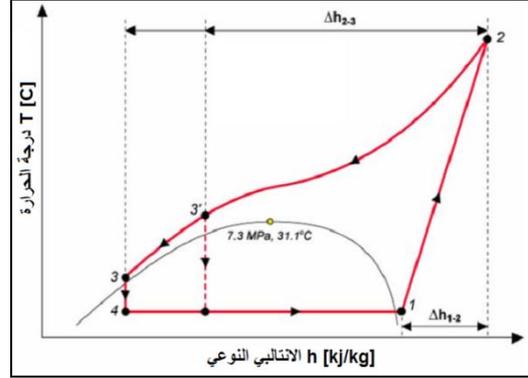
الشكل (11) دورة لورنتز المعدلة على مخطط (T-S)

ويعطى معامل الأداء الحراري لدورة لورنتز المعدلة بالقانون الآتي:

$$COP_{LZ} = \frac{T_m}{T_m - T_0} \quad (4)$$

$$COP_{LZ} = \frac{T_2 - T_3}{(T_2 - T_3) - T_0 \ln \frac{T_2}{T_3}} \quad (5)$$

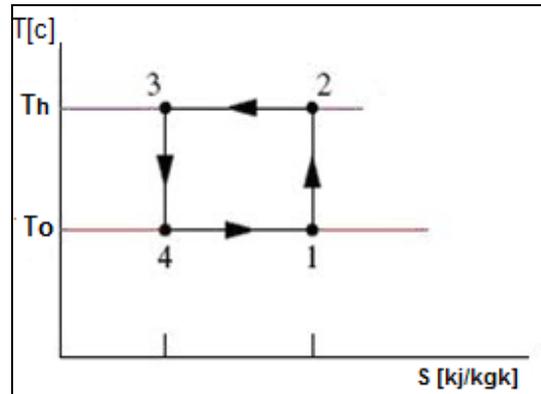
وفقاً للدائرة فوق الحرجة (trans critical cycle) ذ تجري عملية اكتساب الحرارة (التبخير) دون الضغط الحرج، وعملية طرح الحرارة فوق الضغط الحرج.



الشكل (9) يوضح الدورة فوق الحرجة لمضخة 2 الحرارية على مخطط T-h

ومن تمّ وخلافاً للمضخات الحرارية التقليدية العاملة بدارات دون الضغط الحرج فإن الحرارة لا تطرح عن طريق تكثيف الوسيط العامل في المكثف، ولكن بواسطة تبريد غاز الـ CO_2 العالي الضغط في مبرد الغاز، أي عملية طرح الحرارة لا يعبر عنها على مخطط (T-h) بخط مستقيم، ولكن بخط منزلق، كما في الشكل (9).

1.2.3 دراسة دورة كارنو العكسية - دورة لورنتز والدائرة فوق الحرجة



الشكل (10) يبين دورة كارنو العكسية التي تعمل وفقاً لها المضخات الحرارية الاعتيادية.

المفيد) في الشكل (11) إن الاجراء 1-2S هو اجراء انضغاط ايزونترى، في حين الاجراء 1-2 هو اجراء انضغاط فعلي.

(1) التأثير التبريدي النوعي للمبخر

$$(8) q_{ev} = h_6 - h_5$$

(2) التأثير التسخيني النوعي لمبرد الغاز

$$(9) q_{gc} = h_2 - h_3$$

(3) العمل النوعي المعطى للضاغط

$$(10) w_{comp} = h_2 - h_1$$

(4) المبادل الحراري الاسترجاعي

$$(11) h_1 - h_6 = h_3 - h_4$$

(5) توازن الطاقة المقدمة والمأخوذة من الدارة

$$(12) w_{comp} + q_{ev} = q_{gc}$$

(6) الموازنة الحرارية لمبرد الغاز

$$(13) \dot{m}_{gcw} C_{p_{gcw}} \Delta T_{gcw} = \dot{m}_r q_{gc}$$

(7) الموازنة الحرارية للمبخر

$$(14) \dot{m}_{evw} C_{p_{evw}} \Delta T_{evw} = \dot{m}_r q_{ev}$$

(8) معاملات الأداء للتسخين والتبريد :

$$(15) COP_{cooling} = \frac{q_{ev}}{w_{comp}}$$

$$(16) COP_{heating} = \frac{q_{gc}}{w_{comp}}$$

(9) فعالية المبادل الحراري الاسترجاعي

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_6}{T_3 - T_6} \quad (17)$$

(10) المردود الايزونترى للضاغط

$$\eta_{is,comp} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (18)$$

وطبعاً فإن $\eta_{is,comp}$ يعتمد على نوع الضاغط وتصميمه، ودرجة حرارة خروج وسيط التبريد من الضاغط وبتغيير المردود الايزونترى من ضاغط الى آخر بمجال واسع من 50% إلى 90% ودرسنا بفقرة لاحقة تأثير تغير المردود في أداء الدارة، وبغية الدراسة فقد قمنا بإدخال المعادلات الأولية السابقة إلى برنامج EES وحددنا تأثير تغيير البارامترات في أداء الدارة.

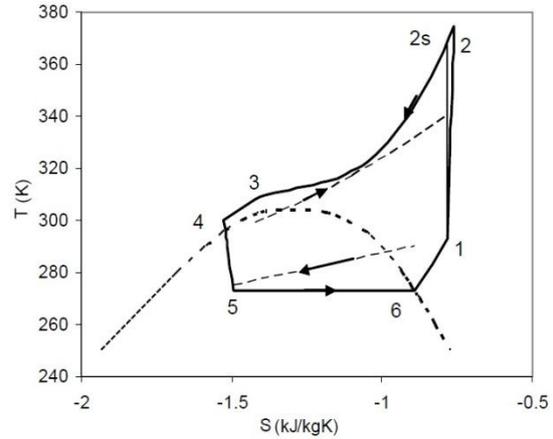
ويعبر عن معامل الأداء لدارة المضخة الحرارية لـ CO_2 بـ COP_{HP} ومن الشكل 10 يكون:

$$COP_{HP} = \frac{\Delta h_{2-3}}{\Delta h_{1-2}} \quad (6)$$

وتدعى النسبة بين معامل الأداء COP_{HP} ومعامل

الأداء لورنتز COP_{LZ} بمردود لورنتز η_{LZ}

$$\eta_{LZ} = \frac{COP_{HP}}{COP_{LZ}} \quad (7)$$



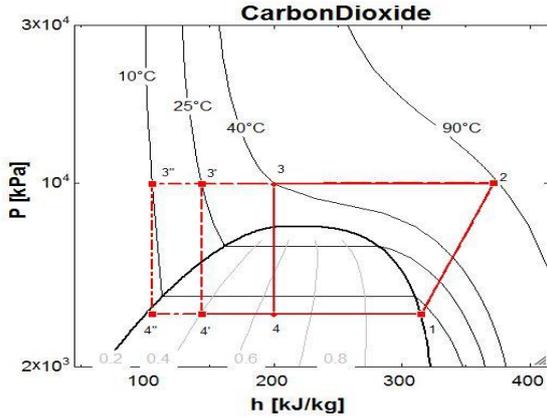
الشكل (12) دارة ثنائي أكسيد الكربون فوق حرجة مع مبادل استرجاعي على مخطط (T-S)

يبين الشكل (12) أن البخار المشبع عند النقطة 6 يطرأ عليه زيادة تسخين حتى الحالة 1 في المبادل الحراري الاسترجاعي، ثم ينضغط في الضاغط حتى الحالة 2 ثنائي أكسيد الكربون فوق الحرج عند الحالة 2 يبرد في مبرد الغاز إلى الحالة 3 معطياً الحرارة إلى الوسيط الخارجي (هنا يحدث تأثير التسخين المفيد)، وعلى خلاف المكثف فإن طرح الحرارة يحدث هنا وفق درجة حرارة متغيرة وليست ثابتة. ومن ثم نتابع تبريد ثنائي أكسيد الكربون عالي الضغط من النقطة 3 إلى النقطة 4 في المبادل الحراري الاسترجاعي، ثم يمدد ثنائي أكسيد الكربون عبر جهاز التمدد حتى النقطة 5، ليدخل بعدها إلى المبخر، وتتبدل حالة وسيط التبريد من النقطة 5 إلى النقطة 6، ويتبخر عن طريق اخذ الحرارة من وسيط خارجي آخر (هنا يحدث تأثير التبريد

مبرد الغاز - ثابت 100 bar ومتغير 75 إلى 120 bar. مردود الضاغط العام ثابت 0.6 ومتغير من 0.5 إلى 0.7.

2.3.3 دراسة تأثير درجة حرارة الخروج لـ CO₂ من

مبرد الغاز في معامل الأداء الحراري:



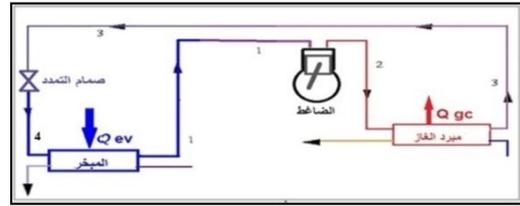
الشكل (14) دورة مضخة حرارية لـ CO₂ وحيدة المرحلة توضح على المخطط اللوغاريتمي p-h من أجل درجات حرارة خروج متناقصة من مبرد الغاز 3'-3'-3' .

من الشكل (14) نجد أنه من أجل درجة حرارة التبخر T₀ مساوية لـ 5°C، وغاز ثنائي أكسيد الكربون عند الضغط العالي 100bar يبرد من درجة حرارة 90°C (النقطة 2) إلى درجة الحرارة 40°C (النقطة 3) في مبرد الغاز، وكنتيجة إلى درجة حرارة خروج CO₂ المرتفعة من مبرد الغاز T_{H-out}، فإن معامل الأداء الحراري منخفض نسبياً ويساوي (2.73)، وبتخفيض درجة حرارة الخروج للغاز من المبرد إلى درجة الحرارة 25°C (النقطة 3') فإن معامل الأداء الحراري COP سيزداد بنسبة 28% (3.5)، وإذا أمكن متابعة تخفيض درجة الحرارة لخروج الغاز من المبرد إلى درجة الحرارة 10°C (النقطة 3'') فإن معامل الأداء سيزداد عن الحالة الثانية بنسبة 50% (4.05).

3.3.3 معامل الأداء الحراري كتابع لتغير درجة حرارة خروج CO₂ وضغط مبرد الغاز

3.3 دراسة لدارة فوق حرجة تعتمد غاز ثنائي أكسيد الكربون

بسبب طبيعة الغاز فوق الحرجة فإن أداء النظام فوق الحرج لغاز ثنائي أكسيد الكربون لن يكون مماثلاً للأنظمة التقليدية ذات الأنظمة تحت الحرجة، لذلك فإن المحاكاة السابقة للأنظمة تحت الحرجة لن تكون قابلة للتطبيق في هذا النظام الجديد، لذلك فإن هناك حاجة ماسة لوضع محاكاة لدراسة دارة ثنائي أكسيد الكربون نظرياً، وإن محاكاة حاسوبية دقيقة للنظام للتنبؤ بالأداء وتأثير بارمترات التصميم والتشغيل ستكون مفيدة.



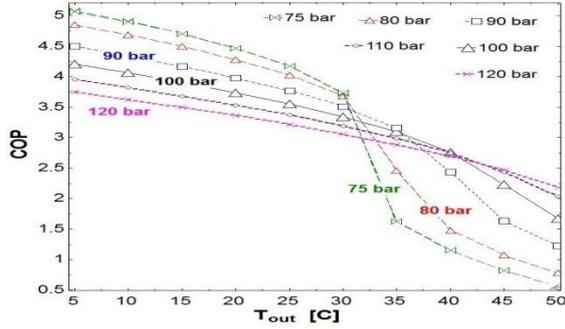
الشكل (13) تمثيل لأجزاء دارة ثنائي أكسيد الكربون فوق حرجة.

1.3.3 دراسة تأثير تغير الشروط الخارجية في معامل الأداء الحراري لدارة مضخة حرارية لـ CO₂

إن المعاملات الأساسية التي تحدد معامل الاداء الحراري لدارة مضخة حرارية وحيدة المرحلة لـ CO₂ درجة حرارة الخروج لـ CO₂ من مبرد الغاز T_{H-out}. الضغط في القسم العالي في مبرد الغاز P_{gc}. درجة حرارة التبخر (T₀). المرود الايزونتروبي العام للمضاغط η_{is}.

بالاستعانة ببرنامج EES نوجد معامل الأداء لدارة المضخة الحرارية وحيدة المرحلة بمبرد غاز أحادي ودون مبادل حراري داخلي، ودون استرجاع عمل وعلى أساس الشروط المتغيرة والحدية الآتية:

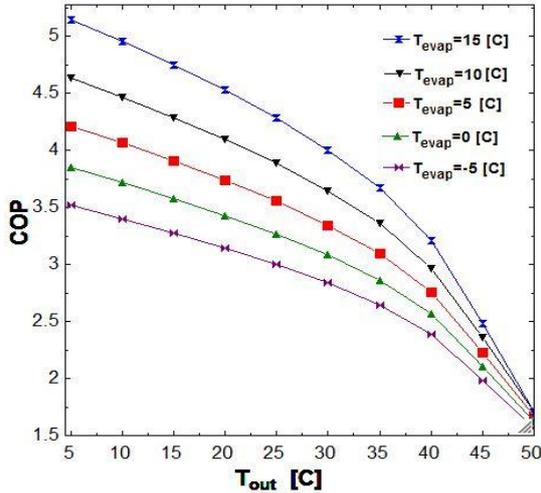
. من أجل ضغط مبرد غاز 100 bar درجة حرارة الخروج لـ C₂ من مبرد الغاز T_{H-out} متغيرة بين 40°C و 10°C.. درجة حرارة التبخر عند ما تكون ثابتة 5°C، أو متغيرة -10°C إلى +5°C. ضغط



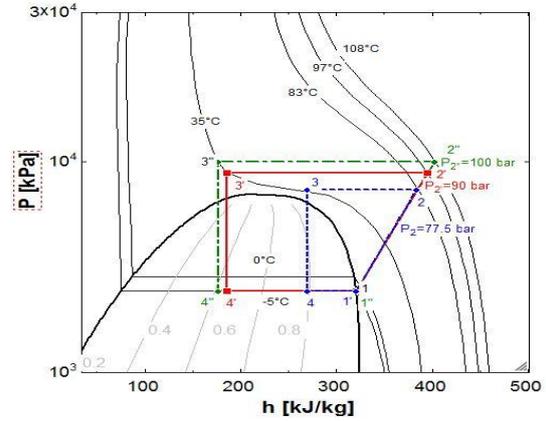
الشكل (17) معامل الأداء الحراري لدارة مضخة حرارية وحيدة المرحلة لثنائي أكسيد الكربون كتابع لدرجة حرارة خروج ثنائي أكسيد الكربون من مبرد الغاز، وضغط مبرد الغاز المتغير من 120 bar إلى 75 bar

4.3.3 معامل الأداء الحراري كتابع لتغير درجة حرارة خروج CO₂ من مبرد الغاز، ودرجة حرارة التبخر

باستخدام البرنامج المكتوب عبر برنامج EES بإمكاننا استنتاج معامل الأداء الحراري من أجل درجات حرارة متغيرة لخروج CO₂ من مبرد الغاز وضغط مبرد الغاز، 100 bar والمردود الكلي للضاغط 65% ودرجة حرارة التبخر متغيرة من -5 درجات إلى +15 درجة.

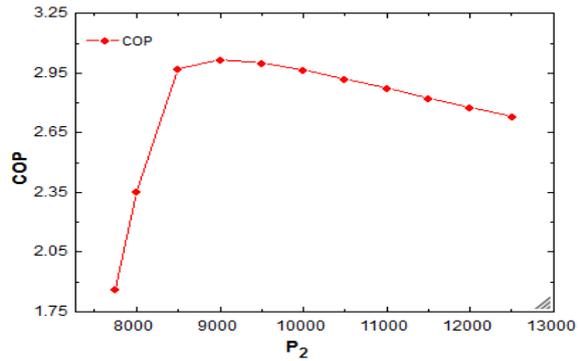


الشكل (18) معامل الأداء الحراري لوحدية مضخة حرارية كتابع لدرجة حرارة خروج CO₂ من مبرد الغاز، ودرجة حرارة التبخر المتغيرة من -5°C إلى +15°C درجات.



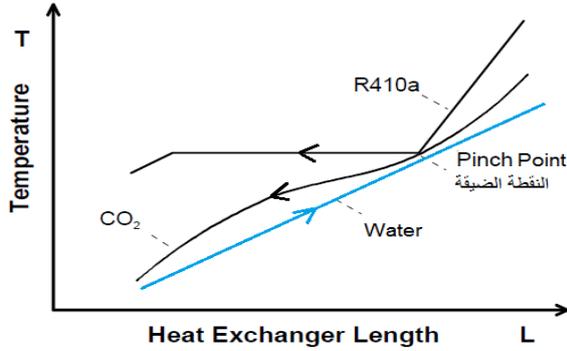
الشكل (15) تمثيل على مخطط (p-h) لـ CO₂ للمقارنة بين ثلاث مضخات حرارية تعمل وفق ثلاثة ضغوط لمبرد الغاز P₂=77.5 bar، P₂'=90 bar، P₂''=100 bar

بالاستعانة ببرنامج EES، واعتماد T₀ درجة حرارة التبخر 5°C و 65% المردود الايزوننتروبي η_{is} للضاغط، وضغط مبرد الغاز متغير من 75 bar إلى 120 bar وضع البارامترات في البرنامج تنتج لدينا المنحنيات المبينة في الشكل (17). ويظهر لنا معامل الأداء الحراري الأعظمي، وذلك لأجل درجات حرارة متغيرة لخروج ثنائي أكسيد الكربون من مبرد الغاز T_{H-out}.



الشكل (16) تغير COP بالنسبة لتغير ضغط مبرد الغاز من أجل درجة حرارة خروج 35°C

4. الضغط الأمثل في مبرد الغاز بالنسبة إلى أعلى مردود حراري لمضخة CO₂ الحرارية 1.4 تأثير النقطة الضيقة



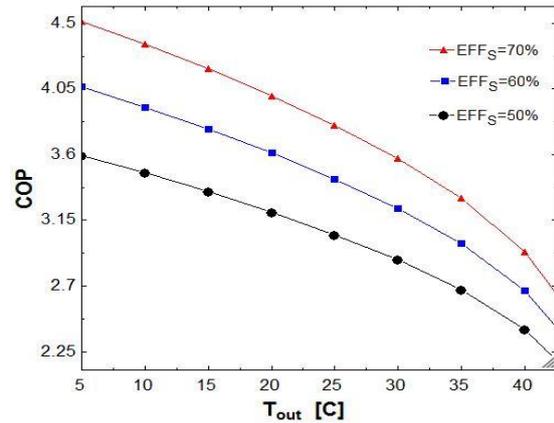
الشكل (20) يبين تأثير النقطة الضيقة (pinch point) في مبادلين حراريين لتسخين الماء بوسيطين مختلفين.

ففي مقارنة أجريت بالافادة من برنامج المحاكاة Hysys بين أربع دارات لمضخات حرارية ثلاث منها تستخدم وسيط التبريد R134a، والرابعة تستخدم CO₂ كوسيط تبريد، وفي الحالات الأربع درس الأداء الحراري للمضخات على أساس رفع درجة حرارة المياه من 5°C إلى 70°C، ودرجة حرارة التبخر مساوية في الدارات 5[lduih °C- واعتماد المردود الايزوننتروبي في الضاغظ مرتفع مساو لـ 0.75.

5.3.3 معامل الأداء الحراري كتابع لتغير درجة حرارة خروج CO₂، والمردود الكلي للضاغظ

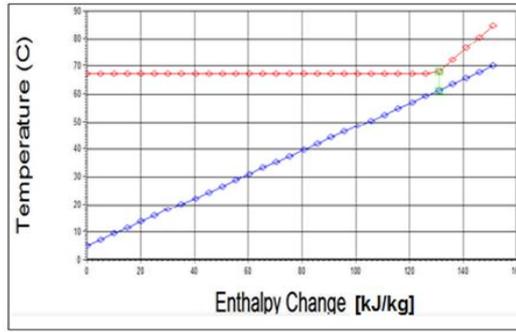
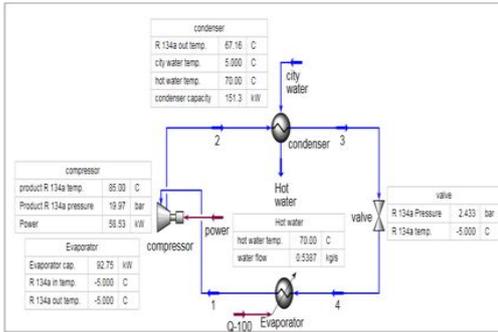
باستخدام برنامج الـ EES بإمكاننا استنتاج معامل الأداء الحراري من أجل درجات حرارة متغيرة لخروج CO₂ من مبرد الغاز. وضغظ مبرد الغاز 100 bar، و5°C درجة حرارة التبخر، ومن أجل المردود الايزوننتروبي الكلي للضاغظ متغير من 50% إلى 70%.

من الشكل (19) ارتفع المردود الايزوننتروبي للضاغظ كلما ارتفع معامل الأداء الحراري. ومن أجل درجة حرارة خروج لـ C₂ من مبرد الغاز اقل من 30°C فإن معامل الأداء الحراري سيزداد بمعدل 1.2% لكل 1% ازدياد في المردود الايزوننتروبي الكلي للضاغظ.

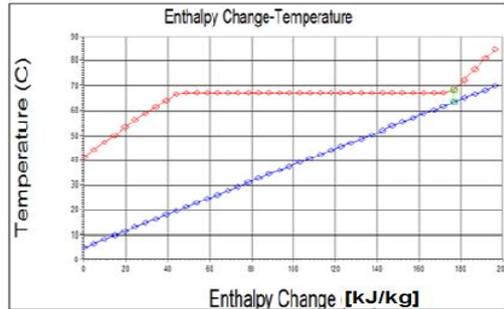
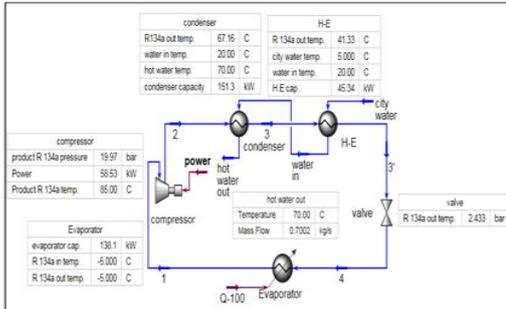


الشكل (19) معامل الأداء الحراري لوحددة مضخة حرارية كتابع لدرجة حرارة خروج 2 من مبرد الغاز والمردود الكلي للضاغظ متغير من 50% إلى 70%.

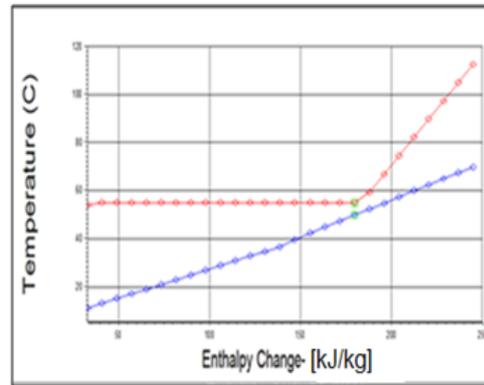
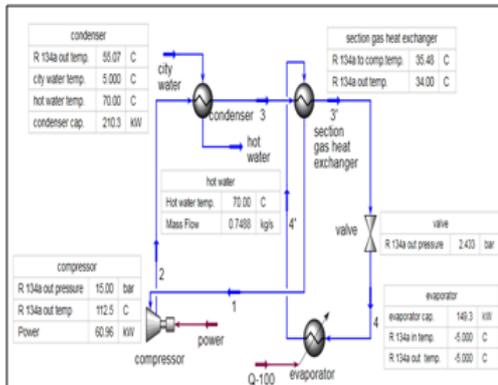
د. ياسين . التقييم البيئي والحراري لاستخدام R 744 كوسيط تبريد طبيعي بديل



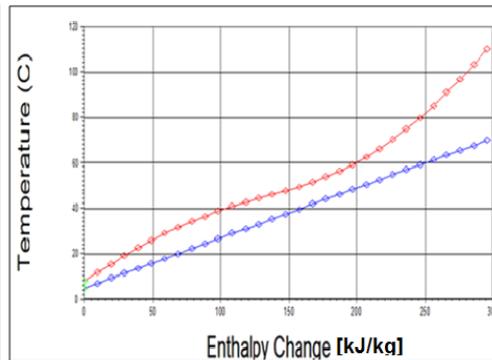
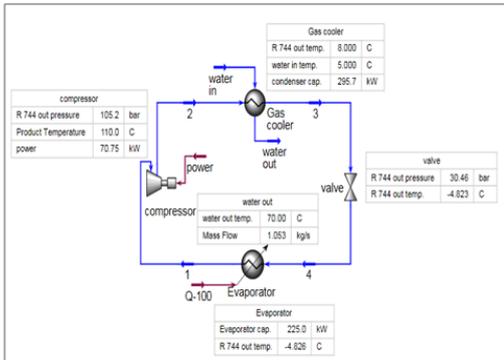
الشكل (21) وصف لدارة الحالة A مع تمثيل عملية التبادل الحراري على مخطط T-h



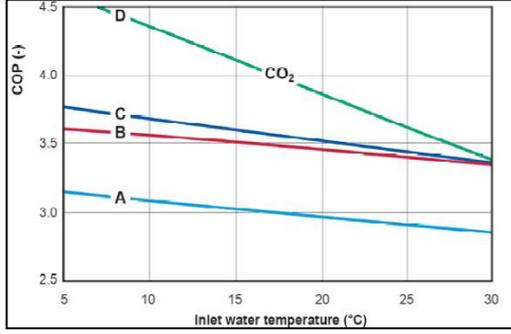
الشكل (22) وصف لدارة الحالة B مع تمثيل عملية التبادل الحراري على مخطط T-h



الشكل (23) وصف لدارة الحالة C مع تمثيل عملية التبادل الحراري على مخطط T-h



الشكل (24) وصف لدارة الحالة D مع تمثيل عملية التبادل الحراري على مخطط T-h



الشكل (25) مقارنة لقيم معامل الأداء لنماذج الدارات الأربع مع تغير درجة حرارة دخول الماء

فمن الشكل السابق نجد أن معامل الأداء لهذه الدارات قد تفوق بصورة ملحوظة على معامل الأداء للمضخات الحرارية التي تستخدم R134a كوسيط تبريد. ويزداد هذا التفوق كلما انخفضت درجة حرارة الماء الداخل إلى مبرد الغاز أما عندما تكون حرارة الماء الداخل كبيرة نسبياً فإن معامل الأداء مساو تقريباً للدارات الثلاث الأخيرة. ولكن ما ورد سابقاً لا يعني أنه يمكننا نفي تأثير النقطة الضيقة بالكامل عن مبرد الغاز لدارات ثنائي أكسيد الكربون، وذلك نتيجة أن السعة الحرارية لـ CO_2 عند ضغوط قريبة من الضغط الحرج لا تكون ثابتة.

2.4 السعة الحرارية النوعية لـ CO_2 عند الضغط فوق الحرج

تطرح الحرارة في المضخة الحرارية لـ CO_2 من خلال تبريد غاز CO_2 عند ضغط فوق حرج ($P > 73.8 \text{ bar}$). إن الضغط ودرجة الحرارة (عند هذا الضغط ستكون بارامترات مستقلة) ستؤثر تأثيراً كبيراً في قيمة السعة الحرارية النوعية C_p لـ CO_2 والشكل (15.4) يوضح منحنيات (درجة حرارة - انتالبي) لـ CO_2 عند ضغوط فوق حرجة من 75 bar إلى 200 bar. إن درجة انحناء المنحنيات التي يعبر عنها بالعلاقة $(\partial t / \partial h)$ تتناسب عكسياً مع السعة الحرارية عند ثبات الضغط $C_p = (\partial h / \partial t)$ ، وهذا يعني أنه كلما كان منحنى ثبات الضغط لـ CO_2 كان أكثر انحداراً كلما كانت قيمة السعة الحرارية أصغر.

(1) الحالة A: مضخة حرارية لوسيط التبريد R 134a، ونتج لدينا تدفق ماء ساخن 0.5387 من تدفق وسيط تبريد، ووفقاً لعمل الضاغط، وكمية الحرارة المستخدمة في تسخين المياه ينتج معامل أداء حراري $COP = 2.58$.

(2) الحالة B: مضخة حرارية لوسيط التبريد R 134a مثل السابقة مع زيادة تبريد لوسيط التبريد بعد المكثف فكان تدفق المياه الساخنة المحصول عليها 0.7002 من تدفق وسيط التبريد أي من أجل قدرة الضاغط المصروفة نفسها كانت الحرارة المستفاد منها أكبر، وبذلك يرتفع معامل الأداء الحراري للمضخة الحرارية ليصبح وفقاً لحالة B مساوياً لـ 3.36.

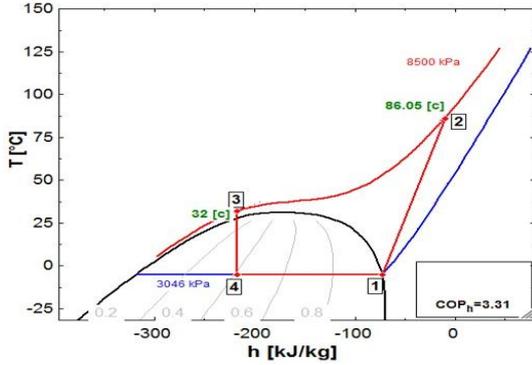
(3) الحالة C: مضخة حرارية لوسيط التبريد R 134a مثل الأولى مع مبادل حراري لتسخين وسيط التبريد قبل الضاغط، وزيادة التبريد بعد المكثف نتج في هذه الحالة تدفق الماء تقريباً مساو للحالة B، مع تحسن طفيف في معامل الأداء للدارة لينتج مساوياً لـ 3.45.

(4) الحالة D: مضخة حرارية لـ R 744 مع تسخين الغاز قبل الضاغط، وزيادة تبريد R 744 بعد مبرد الغاز، وفي هذه الحالة كان تدفق المياه الساخنة مساوياً لـ 1.08 من تدفق ثنائي أكسيد الكربون، ومعامل الأداء في هذه الحالة مساو لـ 4.47، وعند الاستغناء عن المبادل الحراري البيئي انخفض معامل الأداء إلى قيمة 4.18.

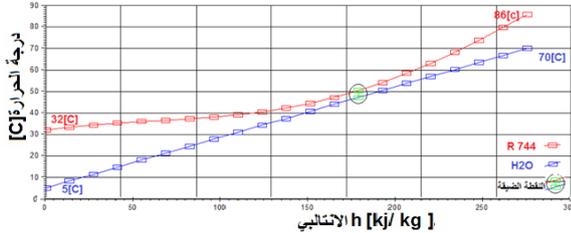
إن نتائج تجارب المحاكاة السابقة مطابقة للنتائج التي أوردها هيجريكن [21] الذي أظهر المقارنة بين قيم معامل الأداء للدارات الأربع السابقة نفسها كتابع لدرجة حرارة دخول الماء البارد .

4.4 تحديد ضغط مبرد الغاز الأفضل لثلاث حالات مختلفة حسب تغير تدفق الماء

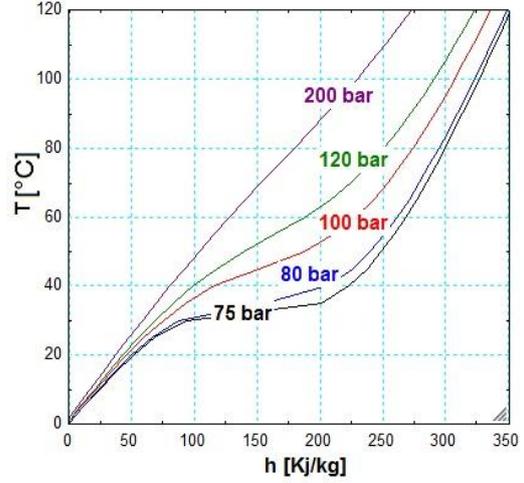
ينعكس تأثير النقطة الضيقة على تدفق الماء وعلى درجات حرارة الخروج لكل من الماء ووسيط التبريد، وأيضاً على طول المبادل الحراري وكمثال على تغير تدفق الماء نتيجة تأثير النقطة الضيقة، درسنا تحديد ضغط مبرد الغاز، سمح بتحقيق اقتراب درجات حرارة مساو لـ 3°C بتقديم ثلاثة نماذج لمضخات حرارية تعمل بضغط مختلفة عند حرارة تبخر 5°C - إذ زدنا الضغط العالي من الحالة (A) 85 باراً إلى الحالة (B) 100 بار والحالة (C) 110 بار لمضخة CO_2 الحرارية. نعتبر أن درجة حرارة مياه التغذية للمدينة هي 5 درجات مئوية ودرجة الحرارة المطلوبة لمياه الاستخدام الساخنة هي 70 درجة مئوية. إن معدل تدفق غاز ثنائي أكسيد الكربون ثابت، أي $m_H = C$ بينما معدل تدفق الماء في تزايد، أي أن $m_{C3} > m_{C2} > m_{C1}$ إن الطاقة المقدمة للضاغط متناسبة تقريباً خطياً مع ضغط مبرد الغاز في حين التغيرات ستكون غير خطية بين استطاعة التسخين لمبرد الغاز وازدياد ضغط مبرد الغاز.



الشكل (28) تمثيل الحالة A يظهر مضخة حرارية لثنائي أكسيد الكربون إذ يسخن الماء من 5 درجات إلى 70 درجة عند ضغط 85bar



الشكل (29) يظهر منحنين (كمية الحرارة - درجة الحرارة) لثنائي أكسيد الكربون والماء داخل مبادل مبرد ماء متعاكس يسخن الماء من 5 درجات إلى 70 درجة عند ضغط 85 bar

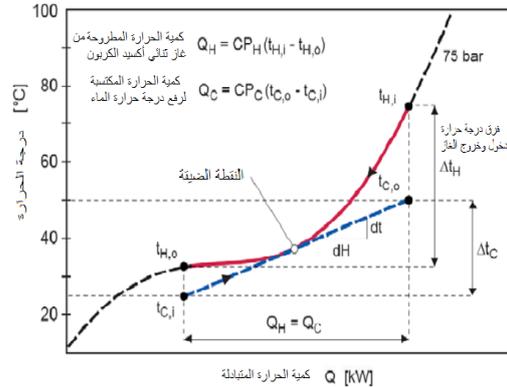


الشكل (26) منحنيات درجة الحرارة - انتالبي لثنائي أكسيد الكربون فوق الحرج
إن استطاعة التسخين $Q[W]$ لمبرد الغاز عند معدل تدفق معين $m [/s]$ وانخفاض درجة الحرارة $\Delta t[k]$ لثنائي أكسيد الكربون متناسب مع قيمة السعة الحرارية C_p لـ CO_2

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta t \quad (19)$$

إن مخطط درجة الحرارة - كمية الحرارة يمكن أن يستخدم لإظهار المميزات الحرارية للتدفقين الساخن والبارد في مبرد الغاز، ويعبر عن انحدار المنحنيات على مخطط T-Q بالمعادلة:

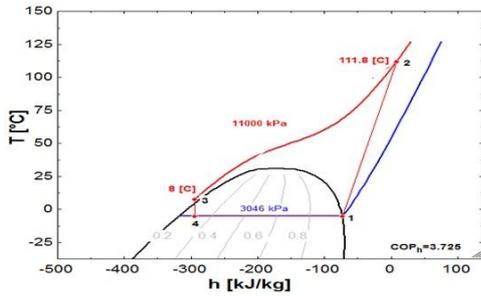
$$\frac{\partial t}{\partial H} = \frac{1}{m \cdot c_p} = \frac{1}{C_p} \quad (20)$$



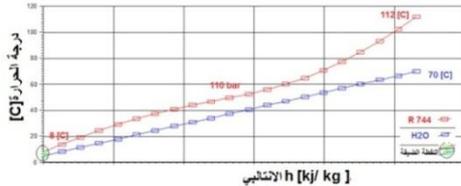
الشكل (27) يوضح النقطة الضيقة داخل مبرد غاز CO_2 عندما يسخن الماء من 25 درجة إلى 50 درجة وضغط مبرد الغاز 75 bar

(B) ضغط مبرد الغاز مساو لـ 100 بار - إن معدل تدفق $CO_2 m_H$ هو نفسه في الحالة A ولكن القدرة المقدمة للضاغط أعلى نتيجة كون ضغط مبرد الغاز أعلى بمقدار 15 باراً. كما أن منحني ثبات الضغط لـ CO_2 أصبح أكثر استقامة. ودرجة حرارة خروج الغاز من الضاغط ازدادت (أصبحت $102^\circ C$). ومن ثم كنتيجة لتحسن التوافق الحراري وازدياد الفرق الحراري، عند النهاية المرتفعة الحرارة لمبرد الغاز فليس هناك نقطة ضيقة داخل مبرد الغاز تعيق عمليات الانتقال الحراري ومن ثمّ يزداد معدل تدفق الماء للحفاظ على درجة الحرارة المطلوبة $70^\circ C$ (يصبح في الحالة B مساوياً لـ 1.024 من تدفق وسيط التبريد R 744) وازدياد معدل تدفق الماء يؤدي إلى تبريد أكبر لثنائي أكسيد الكربون ودرجة حرارة خروج ثنائي أكسيد الكربون، من مبرد الغاز ستخف من $32^\circ C$ إلى $8^\circ C$ والفرق بين درجة حرارة الماء الداخل والغاز الخارج من مبرد الغاز $\Delta T_A = 3^\circ C$ ، وهو مطابق للفرق الحراري الأصغري.

ويسبب زيادة معدل تدفق الماء ستزداد مقدرة التسخين بمقدار 86.6 kJ/ kg بينما الزيادة في مقدرة الضاغط 11.4 kJ/Kg ومن ثمّ فإن معامل الأداء COP سيرتفع إلى 3.971 .

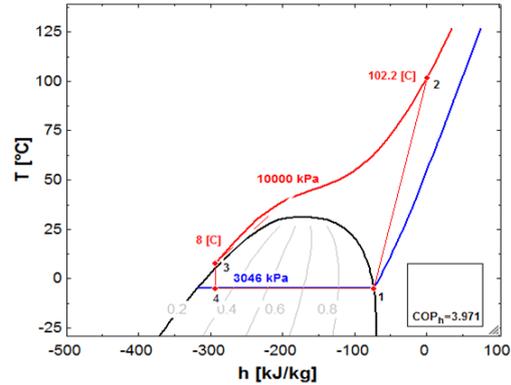


الشكل (32) الحالة C يظهر مضخة حرارية لثنائي أكسيد الكربون إذ يسخن الماء من 5 درجات إلى 70 درجة عند ضغط 110 bar

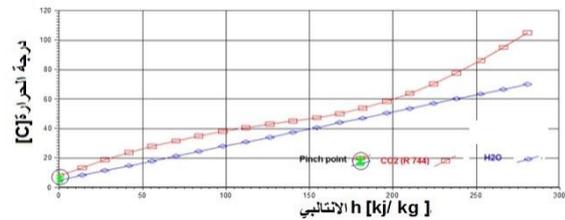


الشكل (33) الحالة C يظهر منحنيان (كمية الحرارة - درجة الحرارة) لثنائي أكسيد الكربون والماء داخل مبادل مبرد ماء متعاكس إذ الماء يسخن من 5 درجات إلى 70 درجة عند ضغط 110 bar

(A) ضغط مبرد الغاز مساو لـ 85 bar إن الضاغط يعمل باستطاعة ثابتة وذلك بسبب ثبات تدفق وسيط ثنائي أكسيد الكربون m_H . بينما يزداد معدل تدفق الماء m_C حتى تصل درجة الحرارة الى النقطة المطلوبة $70^\circ C$ (في الحالة A كمية الماء مساوية لـ 0.665 من تدفق وسيط التبريد R 744) وكنتيجة للشكل المتعرج لمنحني (كمية الحرارة - درجة الحرارة) فيظهر لدينا نقطة ضيقة داخل مبرد الغاز التي تعيق عمليات الانتقال الحراري وتحدّ من ثمّ من معدل تدفق الماء، كما أن فرق درجات الحرارة عند الطرف الساخن لمبرد الغاز محدود نسبياً بسبب انخفاض درجة حرارة خروج الغاز من الضاغط $85^\circ C$. وكنتيجة إلى معدل تدفق الماء المحدود فإن الغاز سيبرد فقط إلى $32^\circ C$ ، مؤدياً إلى فرق صغير نسبياً، في مبرد الغاز ومن ثمّ استطاعة التسخين لمضخة CO_2 الحرارية ستكون منخفضة نسبياً وهكذا فعلى الرغم من الاستهلاك الطاقي المعتدل للضاغط فإن معامل الأداء COP مساو لـ 3.31.



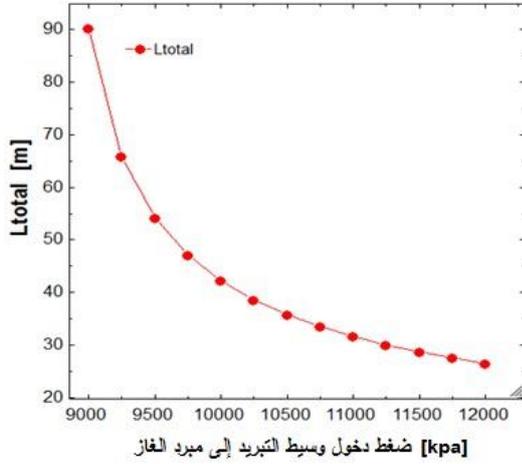
الشكل (30) الحالة B يظهر مضخة حرارية لثنائي أكسيد الكربون إذ يسخن الماء من 5 درجات إلى 70 درجة عند ضغط 100 بار



الشكل (31) الحالة B يظهر منحنيان (كمية الحرارة - درجة الحرارة) لثنائي أكسيد الكربون والماء داخل مبادل مبرد ماء متعاكس إذ الماء يسخن من 5 درجات إلى 70 درجة عند ضغط 100 bar.

اذ من الشكل (34) من أجل ضغط 110 bar أنتج طول المبادل الحراري 32 m ولضغط 95 bar أصبح طول المبادل الحراري 54 m وبالتالي يمكننا القول أنه كلما زاد الضغط ضمن مبرد الغاز نقص طول مبرد الغاز ومن ثم نقصت تكلفته وثنه.

يمكننا تمثيل طول المبادل كتابع لضغط مبرد الغاز على مخطط بياني، كما في الشكل (15.4) واستنتاج العلاقة الناعمة لطول المبرد كتابع لضغط دخول وسيط التبريد لأجل ماء استخدام (15°C- 60°C)، ومدى اقتراب 10°C



الشكل (35) طول مبرد الغاز كتابع لضغط دخول وسيط التبريد ومن الشكل (35) وبمساعدة البرنامج المكتوب على برنامج EES يمكننا كتابة علاقة تربط بين طول مبرد الغاز، وبين ضغط دخول وسيط التبريد لمبرد الغاز على الشكل:

$$L_{Total} = a_0 + a_1 * P_2 + a_2 * P_2^2 + a_3 * P_2^3 + a_4 * P_2^4 + a_5 * P_2^5 + a_6 * P_2^6$$

$$a_0 = 2.24276 \times 10^6$$

$$a_1 = -1255.9877$$

$$a_2 = 0.2928$$

$$a_3 = -0.00003638$$

$$a_4 = 2.54 \times 10^{-9}$$

$$a_5 = -9.447 \times 10^{-14}$$

$$a_6 = 1.462 \times 10^{-18} \quad (21)$$

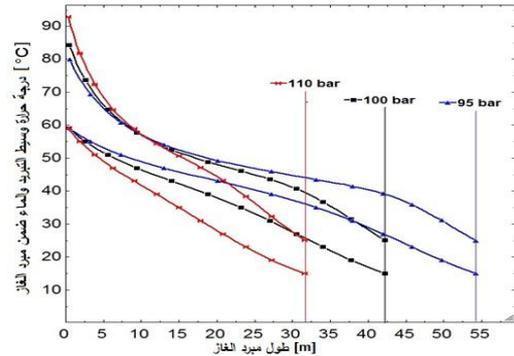
For $P_2 > 9000 [Kpa], T_{Wout} = 60^\circ C, T_{Win} = 15^\circ C, \Delta T_a = 10^\circ C$

(C) ضغط مبرد الغاز مساو لـ 110 بار إن معدل التدفق لـ CO₂ لم يتغير عن الحالتين السابقتين، بينما ازدادت الطاقة المقدمة للضاغط نتيجة للزيادة بالضغط 10 بار. وعلى الرغم من ازدياد استقامة منحني ثبات الضغط لـ CO₂ وارتفاع درجة حرارة الغاز بعد الضاغط (112 °C) إلا أنه سينتج زيادة بسيطة جداً في قدرة التسخين 7 kJ/kg لأن الاقتراب الحراري عند مخرج المبرد قد وصل إلى الحد الأدنى عند الحالة B المساوية لـ $\Delta t_A = 3^\circ C$ بالأخذ بعين الحسبان الزيادة في استهلاك الضاغط المساوية أيضاً لـ 7 kJ/kg فإن معامل الأداء سينخفض بمقدار 6%، أي سيصبح 3.725 .

ومن ثم نجد من هذا المثال أن الضغط المساوي لـ 100 بار هو ضغط مبرد الغاز المثالي الذي يؤدي إلى أعلى معامل أداء لمضخة CO₂ الحرارية عند الشروط الحرارية الحدية السائدة في مثالنا.

5.4 تحديد الضغط الأمثل وفقاً لطول مبرد الغاز

إن تأثير النقطة الضيقة يؤدي إلى خفض تدفق الماء الساخن الناتج من مبرد الغاز ثابت الطول كما في الفقرة 4.4، ولكن بجعل تدفق الماء ثابتاً وتغيير طول المبادل الحراري حتى يوافق الشروط الحدية المفروضة. فإن تشكل النقطة الضيقة داخل المبادل يؤدي إلى انخفاض قيمة فرق درجات الحرارة اللوغاريتمية، ومع بقاء تدفق الماء ثابتاً فإن ذلك يتم على حساب زيادة سطح التبادل الحراري، وطول الأنبوب ومن ثم، فكلما اقترب الضغط من الضغط الحرج بدأ تأثير النقطة الضيقة جلياً وزاد طول المبادل الحراري.



الشكل (34) تغير طول مبرد الغاز من أجل ثلاث قيم للضغط 95 bar ، 100 bar ، 110 bar

معامل انتقال حراري مرتفع ومن ثم توفير في كمية المواد المستخدمة للتصنيع.

- في تطبيقات المضخات الحرارية يمكن تحقيق فائدة اقتصادية قصوى من دورة ثنائي أكسيد الكربون في تأمين مياه الاستخدام المنزلية الساخنة وذلك من خلال الاستفادة من المنحنى المنزلق لطرح الحرارة في الدارة فوق الحرجة، ومن ثم رفع معامل الأداء لقيم عالية، وتوفير قسم كبير من الطاقة، كما يمكن الاستفادة من الدارة فوق الحرجة لأغراض التدفئة، وذلك من خلال تصميم خاصة تراعي خفض درجة حرارة المياه العائدة من نظام التدفئة لتحقيق أعلى مردود ممكن للدارة.

- عند دراسة الدارات فوق الحرجة وتطبيقها يجب معرفة البارامترات المثلى وتحديد الدارة لتحقيق أعلى معامل أداء مع مراعاة تخفيض تكاليف الإنتاج لها، فالبارامترات التي تخضع لها دارة مضخة حرارية فوق حرجة تستخدم ثنائي أكسيد الكربون كوسيط تبريد لغرض تأمين المياه الساخنة، هي:

- ضغط الخروج المرتفع من مبرد الغاز (مرتبط بالبارامترات السابقة ودقة اختياره يؤدي دوراً كبيراً في التأثير في معامل أداء الدارة).

- درجة الحرارة المطلوبة للمياه الساخنة (غالباً تضبط مرة واحدة غير متبدلة)

- درجة حرارة المياه العائدة من نظام التدفئة (تعتمد على نظام التدفئة المستخدم والحمل الحراري للمنزل).

- تصميم مبرد الغاز الذي يحدّد مدى إمكانية تخفيض درجة حرارة وسيط التبريد الخارج منه.

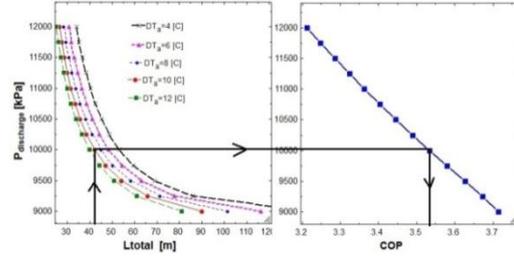
- درجة حرارة التبخير (وهي غالباً تكون خاضعة لدرجة حرارة الهواء الخارجي ومتغيرة باستمرار مع الأخذ بالحسبان إمكانية تثبيتها، والتحكم بها عند دمج تطبيقات التسخين والتبريد بآن واحد).

- بذل الجهد لتحسين أداء الضاغط لثنائي أكسيد الكربون، واعتماد الطرائق المقترحة من تعدد مراحل الانضغاط والافادة من عمل التمدد سيعزز من معامل الأداء لدارات ثنائي أكسيد الكربون.

ولكن يجب الانتباه إلى أن قيمة الضغط كلما زادت بعد الضاغط زادت نسبة الانضغاط، وازداد العمل المصروف، ونقص معامل أداء الدارة.

كما أن طول مبرد الغاز يتعلق بضغط مبرد الغاز فإنه مرتبط أيضاً بمدى الاقتراب لدرجة حرارة وسيط التبريد المطلوبة من درجة حرارة دخول الماء البارد التي اعتبرناها مساوية لـ $15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

ومن الشكل (36) نلاحظ أنه لتحقيق مدى اقتراب أصغر يلزم زيادة الضغط، أو طول مبرد الغاز وكلما حققنا اقتراباً أكبر من درجة حرارة الماء الداخل ارتفع معامل أداء الدارة .



الشكل (36) اختيار ضغط مبرد الغاز بالتوافق بين طول المبرد ومعامل أداء الدارة لأجل درجة حرارة ماء بارد $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ومدى اقتراب متغير.

استخدم البرنامج المكتوب لاستنتاج المخطط في الأعلى الذي يساعد على اختيار طول المبادل وضغط مبرد الغاز وفقاً للمدى المطلوب ومعامل الأداء المراد الوصول إليه، والتصميم الصحيح لمبرد الغاز هو الذي سيراعي تكاليف التصنيع المتمثلة بطول المبادل، وتكاليف التشغيل المتمثلة بقيمة الضغط بنهاية عملية الانضغاط.

الاستنتاجات والتوصيات:

- إن استخدام ثنائي أكسيد الكربون في دارات التبريد يحقق فائدة بيئية مضاعفة من حيث معامل الاحتراق المنخفض له، ومعامل الأداء المرتفع الذي يخفض صرف الطاقة ومن ثم تخفيض انبعاث غاز ثنائي أكسيد الكربون من محطات التوليد.

- يتمتع غاز ثنائي أكسيد الكربون بمواصفات حرارية تبريدية مفيدة في تطبيقات التبريد من خلال إنتاجيته التبريدية العالية وتمتعه بخواص فيزيائية فريدة أكسبته

المراجع REFERENCES

- [17] Ortiz TM, Li D, Groll EA. Evaluation of the performance potential of CO₂ as a Refrigerant in air-to-air air conditioners and heat pumps: system modelling and Analysis, ARTI final report, no. 21CR/610-10030, 2003
- [18] Pitla SS, Groll EA, Ramadhyani S. NeW correlation to predict the heat transfer Coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂; Int J Refrigeration, 2002; 25(7); 887-895.
- [19] Ramesh K. Shah and Dušan, Fundamentals of Heat Exchanger Design. P. Sekulic Copyright © 2003 John Wiley & Sons, Inc.
- [20] Armin Hanfer, R 744 mobile air conditioning MAC ,2009
- [21] Jørn Stene, CO₂ HEAT PUMPS, SINTEF Energy Research, NorWay 2009
- [22] Cavallini, A 2008 EUROPEAN SEMINAR "CO₂ AS A REFRIGERANT" [23] ACEEE. (August, 2007). Consumer guide to home energy savings: water heating.
- [24] <http://www.aceee.org/Consumerguide/waterheating.htm#lcc>

Received	2016/06/16	إيداع البحث
Accepted for Publ.	2016/07/14	قبول البحث للنشر

- 1- د. د. م. رضوان المصري؛ د. م. مارديروس صايغ. 1995. انتقال الحرارة.
- 2- د. نديم مخيبر؛ د. علي عيسى، هندسة التبريد (الجزء الأول). 2000.
- 3- د. د. م. وجيه ناعمة. 2009. تطبيقات المضخات الحرارية.
- [4] Sarkar J, Transcritical Carbon Dioxide Heat Pumps for Simultaneous Cooling and Heating 2005.
- [5] Adriansyah W. Combined air conditioning and tap Water heating plant using CO₂ as refrigerant, Energy and Buildings, 2004; 36(7): 690-695
- [6] Schmidt EL, Klöcker K, Flacke N, Steimle F. Applying the transcritical CO₂ Process to a drying heat pump, Int J Refrigeration, 1998; 21(3): 202-211.
- [7] Klöcker K, Schmidt EL, Steimle F. Carbon dioxide as a Working fluid in drying Heat pumps: Int J Refrigeration, 2001; 24(1): 100-107.
- [8] Sawalha (a), C. Perales Cabrejas (b), M. Likit Experimental Investigation Of NH₃/CO₂ Cascade System and Comparision To R404A System for Supermarket Refrigeration S.2007
- [9] Pettersen J. An efficient neW automobile air-conditioning system based on CO₂ Vapour compression, ASHRAE Trans, 1994; 100; 657-665.
- [10] Bhatti ,M. A critical look at R-744 and R-134a mobile air conditioning systems SAE paper No. 970527; 1997.
- [11] McEnaney R, Park Y, Yin J, Bullard C, Hrnjak P. Performance of the prototype of a transcritical R744 mobile A/C system. SAE Paper No. 99PC-6-7; 1999
- [12] Padaikar A. S., Kadam Carbon Dioxide as Natural Refrigerant A. D. 2010
- [13] Klaas Visser "The future energy efficiency in sydney office buildings and melbourne hospitals when using total energy nh3 and CO₂ systems for heating and cooling." 2010
- [14] Transcritical CO₂ Air Source Heat Pump for Average UK Domestic Housing With High Temperature Hydronic Heat Distribution System. VENKA TA SATISH DUDDUMPUDI 2010
- [15] The Danfoss CO₂ Gas Cooler Solution catalogue
- [16] Neksa P, Rekstad H, Zakeri GR, Schiefloe PA. CO₂ heat pump Water heater: characteristics, system design & experimental results, Int J Refrigeration, 1998.