

Received	2025/07/22	تم استلام الورقة العلمية في
Accepted	2025/08/18	تم قبول الورقة العلمية في
Published	2025/08/19	تم نشر الورقة العلمية في

## دراسة مقارنة لموائع تبريد بديلة لمائع التبريد R22 لنظام دورة تبريد عمل بضغط البخار

عبد المنصف عبد الله بوزيد، ربيع حسين شنيب مصطفى، حمدي عبد ربه الزرقي

كلية العلوم التقنية، درنة - ليبيا

asadeenyaseen@gmail.com, rabaemustafamech@gmail.com  
Hamdi.Alzargi09@gmail.com

### الملخص:

ان المخاوف المحتملة بشأن تغير المناخ نتيجة الاحتباس الحراري، والاستخدام الواسع النطاق لموائع التبريد وتأثيرها في بنية طبقة الأوزون تستدعي البحث عن موائع تبريد بديلة صديقة للبيئة تتدفق في دورات بتصاميم موفرة للطاقة ومرتفعة الكفاءة. تهدف هذه الدراسة الى مقارنة الخصائص الديناميكية الحرارية لموائع التبريد البديلة المحتملة للمائع R22 كمييار عند معدلات تدفق مختلفة مع مراعات الجوانب البيئية ومتطلبات السلامة. اجريت هذه الدراسة عند معدلات التدفق (1.0، 1.25، 1.50، 1.75، 2.0 kg/min) لموائع التبريد البديلة المقترحة (والتي تشمل R410A، R407A، R407C، R417A، R438A) وتمت مقارنة خصائصها الديناميكية الحرارية. كما تم حساب معادلات تنبؤيه للخصائص التي تتغير تبعاً لمعدل التدفق. وقد خلصت الدراسة الى ان المائع الأقرب للمائع R22 في خصائصه الديناميكية الحرارية وميل معادلات التنبؤيه هو المائع R407C. ومن خلال هذه المعادلات يمكن تحديد حرارة التكثيف وحرارة التبخير والشغل المبذول والازاحة النظرية ضمن نطاق ظروف التشغيل المحددة في الدراسة. وتوصي الدراسة بأجراء بحوث مماثلة على الموائع ذاتها ولكن باستخدام دورة تبريد بضغط البخار مزودة بمبادل حراري او باستخدام دورتي تبريد بضغط البخار متتاليتين.

الكلمات المفتاحية: مائع، تبريد، تبخير، تكثيف، تنبؤ، شغل، حرارية، ديناميكية، خصائص.

## A comparative study of alternative refrigerants to R22 for a vapor-compression refrigeration cycle system

Abd Almonsef A. Bouzied, Rabae. H. Shannib, Mustafa, Hamdi Abduraaba Alzarqi

College of Technical sciences - Derna - Libya

[Asadeenyaseen@gmail.com](mailto:Asadeenyaseen@gmail.com), [rabaemustafamech@gmail.com](mailto:rabaemustafamech@gmail.com),  
[Hamdi.Alzargi09@gmail.com](mailto:Hamdi.Alzargi09@gmail.com)

### Abstract:

Growing concerns about climate change due to global warming, the extensive use of refrigerants, and their impact on the ozone layer necessitate the search for environmentally friendly alternative refrigerants that operate efficiently in energy-optimized systems. This study aims to compare the thermodynamic properties of several potential alternative refrigerants to the conventional R22 across various flow rates, while considering environmental impact and safety criteria. The analysis was conducted at flow rates of 1.0, 1.25, 1.50, 1.75, and 2.0 kg/min for the proposed alternatives—R410A, R407A, R407C, R417A, and R438A. Their thermodynamic properties were evaluated and compared. In addition, predictive equations were developed for key thermodynamic parameters as functions of flow rate. The results indicate that R407C exhibits the closest thermodynamic behavior to R22, including similar trends in the predictive equations. These equations can be used to estimate condensation heat, vaporization heat, work input, and theoretical displacement within the studied operating range. The study recommends further investigations involving the same refrigerants using a vapor-compression refrigeration cycle equipped with a heat exchanger or incorporating two consecutive vapor-compression refrigeration cycles.

**Keywords:** Refrigerants, Thermodynamics, Evaporation, Condensation, Predictive Modeling, Work, Energy Efficiency, Flow Rate.

### 1. المقدمة:

في الوقت الحالي يرتبط الاستخدام الواسع لتكييف الهواء (AC) بتوفير الراحة للحياة البشرية. ومع ذلك هناك عدد من المشاكل المختلفة التي يسببها الاستخدام الواسع النطاق

لموائع التبريد من بينها التغيير في المناخ العالمي والتأثير على بنية طبقة الأوزون فضلاً عن ظاهرة الاحتباس الحراري الناتجة عن انبعاثات موائع التبريد الصناعية الي الغلاف الجوي وهي موائع تحتوي على عناصر مثل هيدرو/ H، كلورو/ Cl، فلورو/ F وكربون/ C [1]. مع تزايد الاهتمام العالمي بحماية البيئة حظية التأثيرات البيئية السلبية لمركبات الكلوروفلوروكربون (CFCs) والهيدروكلوروفلوروكربون (HCFCs) باهتمام بالغ نظراً لضررها الكبيرة على طبقة الأوزون، وبنائاً على ذلك تدعو المنظمات البيئية بما في ذلك بروتوكول مونتريال إلى وقف إنتاج واستخدام هذه المركبات. ومن هنا تبرز الحاجة الي البحث عن بدائل من بين الموائع الصديقة للبيئة. يعد البحث عن موائع تبريد جديدة ضرورة ملحة على ان تتميز هذه الموائع البديلة بخصائص حرارية وفيزيائية جيدة وتكلفة اقتصادية مناسبة، وانخفاض في السمية، وقابلية اشتعال محدودة. اضافة الي ذلك فإن التحديات البيئية المتزايدة المتعلقة بتغيير المناخ تدفع الي تطوير تصاميم جديد لأنظمة التبريد بضغط البخار التقليدية، بحيث تحقق كفاءة عالية في الاداء مع تقليل استهلاك الطاقة بتكلفة إنتاج معقولة. من المتوقع ان تؤدي هذه التصاميم الجديد للجواء الي اجراء مفاضلة دقيقة بين موائع التبريد المختلفة، مع التركيز على اختيار مائع يتمتع بقدرة معدومة على استنفاد الأوزون ( $ODP=0$ ) وبتأثير منخفض على الاحتباس الحراري (GWP). ونظراً للمساهمة غير المباشرة لأنظمة التبريد والتكييف في تغيير المناخ (انبعاثات ثاني أكسيد الكربون من محطات توليد الطاقة التي تعمل بالوقود الأحفوري والتي تولد الكهرباء لتشغيل أنظمة التبريد والتكييف) هي السائدة في معظم التطبيقات، فمن المهم أن نكون قادرين على تحديد مزايا أداء موائع التبريد المختلفة بدقة، وخاصةً إمكانات أدائها في المعدات والتصاميم المحسنة [2]. في الثلاثين عامًا الماضية، استخدمت مركبات الكلوروفلوروكربون والهيدروفلوروكربون على نطاق واسع في الثلاجات ومكيفات الهواء. إلا أن قيم ODP و GWP مرتفعة جداً لهذه الموائع، مما يسبب تلوثاً بيئياً [3]. حيث تعرف إمكانية الاحتباس الحراري (GWP) على انها مقياس يُستخدم لتحديد كمية الحرارة التي يحتجزها مائع التبريد في الغلاف الجوي خلال فترة زمنية قدرها 100 عام [4]. كما تعرف إمكانية استنفاد الأوزون (ODP) بالمقياس النسبي لمدى قدرة مائع التبريد على تدهور طبقة الأوزون مقارنة بمادة مرجعية [5]. الجدول التالي (1) يبين قيمة (ODP) واثارها على استنفاد طبقة الاوزون مقارنة بمادة مرجعية وهي ثلاثي كلورو فلورو الميثان (CFC-11).

جدول (1) بين قيمة (ODP) واثارها على طبقة الاوزون [5]

قيمة استنفاد طبقة الاوزون (ODP)	مدى التأثير على طبقة الأوزون
ODP > 1.0	اكثر ضررا
ODP = 1.0	مدمر بنفس القدر
ODP < 1.0	أقل ضررا
ODP = 0	لا يوجد تأثير على استنفاد الاوزون

1.1 الخلائط

خلائط موائع التبريد نوعان. الأول هو الاقدم ويسمى الازيوتروب (azeotrope) وهو خليط متجانس من اثنين او أكثر من موائع التبريد ذات درجات حرارة غليان مختلفة، بحيث لا تتغير نسبة المكونات عند تبخره او تكثفه تحت ضغط ثابت. أي ان الخليط لا يتجزأ الي مكوناته عند التبخر والتكثف بل يتبخر ويتكثف كمادة واحدة. ويرمز لخلائط الازيوتروب بالأرقام R-500 فما فوق. اما النوع الثاني فهو الزيوتروب (zoetrope) وهو مزيج يتألف من اثنين أو أكثر من مواد مختلفة التطاير (volatile)، التي يتباين تركيبها (ونسب الخلط) عند تبخرها (غليانها) أو تكثفها (تسييلها) عند ضغط معين. ويرمز لخلائط الزيوتروب R-400 وما فوق، ومكونات خليط زيوتروب هي موائع تبريد أصلا. وعادةً لا يحتوي الزيوتروب البديل على ذرات كلور في مكوناته. [6] يبين الجدول (2) و(3) مقارنة بين وسائط التبريد الزيوتروبية التي تم اتخاذها بعين الاعتبار في الدراسة كبداية ممكنة لمائع التبريد R22 من حيث التركيب الكيميائي والتأثير البيئي والاستعمال والتخزين.

جدول (2) مقارنة موائع التبريد المختارة لتكون بديلة لمائع التبريد R22 من حيث التركيب الكيميائي والتأثير البيئي [7].

وسيط التبريد	التركيب الكيميائي	التأثير على طبقة الأوزون (ODP)	التأثير على الاحتباس الحراري (GWP)	السمية
R22	كلورو ثنائي فلورو الميثان %100	0.05	1810	A1
R410A	R32/R125 بنسبة %	0	2088	A1

<http://www.doi.org/10.62341/arhd1908>

			50/50	
A1	2110	0	R32/R125/R134A بنسبة % 20/40/40	R407A
A1	1770	0	R32/R125/R134A بنسبة % 23/25/52	R407C
A1	2340	0	R125/R134A/R600 بنسبة % 46.6/50/3.4	R417A
A1	2059	0	R125/R134A/R32 بنسبة % /R600/R601A 45/44.2/8.5/1.7/0.6	R438A

جدول (3) مقارنة موائع التبريد المختارة لتكون بديلة لمائع التبريد R22 من حيث الاستعمال وطريقة التخزين.

التخزين	الاستعمال	وسيط التبريد
يخزن في مكان بارد وجيد التهوية وبعيدا عن اشعة الشمس المباشرة	مخازن مبردة، النقل المثلج، منظومات تكييف منفصلة أو مركزية، مضخات حرارية	R22
//	منظومات تكييف، مضخات حرارية، مثلجات ماء	R410A
//	منظومات تكييف منفصلة أو مركزية، مكيف شبكي او مركزي	R407A
//	منظومات تكييف منفصلة أو مركزية، مكيف شبكي او مركزي	R407C
//	النقل المثلج، التلجيج في العمليات الصناعية، مخازن مبردة	R417A
//	مخازن مبردة، التلجيج في العمليات الصناعية، النقل المثلج، منظومات تكييف منفصلة أو مركزية	R438A

## 2.1. الدراسات السابقة

Abdullah A.A.A. Al-Rashed [2] قام بأجراء تقييماً مقارناً لموائع التبريد (R600a أيزو بيوتان، و R290 بروبان)، و R134a، و R22، و R410A، و R32 ضمن مبخر محسن من نوع الأنابيب ذات الزعانف، وتحليل تأثير التحسين على معامل الأداء (COP) لمنظومة التبريد. وكانت نتائج دراسته لمحاكاة دورة التبريد المتضمنة للتأثير التبريدي بأن معامل الاداء COP لمائع التبريد R290 أفضل من R22 بنسبة 3.5% بينما كانت الموائع الأخرى ضمن نطاق 2% من خط أساس R22 لدراسة حرارة التكتيف المأخوذة بعين الاعتبار في الدراسة. K. John Samuel و اخرون [8] تناولوا مشكلة التخلص التدريجي من R22 في تطبيقات تكييف الهواء بتحليل معامل الاداء لمكيف هواء شباكي بسعة 5.3kW باستخدام ثلاثة موائع تبريد: R22، R407C، و R410A، عند مسافات مختلفة بين لفات الانبوبة الشعرية. وتوصلوا من النتائج أن مائع التبريد R410A، عند مسافات تباعد بمقدار 18mm بين لفات الانبوبة الشعرية، قد أعطى أفضل معامل أداء لمكيف هواء شباكي يعمل بالمائع R22. B. O. Bolaji [9] أجري بحث تجريبي درس فيه أداء مائع التبريد R22 وبدائله الصديقة للأوزون وهما (R404A و R507) في مكيف هواء شباكي معتبرا فيه متغيرات أداء النظام الذي يستخدم مائع التبريد R22 بمثابة معايير مرجعية، وقارنها مع تلك التي تم الحصول عليها باستخدام بدائل أخرى. توصل الباحث الى ان مائع التبريد R22 سجل أقل نسبة ضغط ودرجة حرارة طرد، يليه مباشرة مائع التبريد R507. كما حقق هذا المائع أقل قدرة ضاغط واستهلاك للطاقة وأعلى سعة تبريد وأعلى معامل أداء مقارنة بالمائع R22. Wail Sami [10] Sarsam قام بدراسة أداء مكيف سكني يعمل بنظام التبريد بضغط البخار في موقع ذات درجة حرارة محيطية عالية باستخدام ستة موائع تبريد ذات قدرة استنفاد اوزون صفرية كبداية لمائع التبريد R22 والتي شملت موائع التبريد R134a و R404A و R407C و R410A و R448A و R507A باستخدام برنامج حل المعادلات الهندسية (EES) حيث أظهرت النتائج ان مائع التبريد R407C له اعلى قيمة سعة تبريد نوعية و يليه مباشرة R410A و R448A. واعلى سعة تبريد حجمية كانت للغاز R410A و R448A. واعلى قيمة للشغل النوعي كانت للمائع R410A و يليه R407C وبعد ذلك R448A ونفس الشيء بالنسبة للحرارة النوعية. اعلى قيمة لمعامل الأداء لمائع التبريد R134a و يليه مباشرة R448A وبعد ذلك المائع R407C. ومن حيث التقييم العام

للدراية أوصى بالمائع R448A باعتباره البديل الأكثر ملائمة للاستخدام في المناطق ذات الحرارة المرتفعة.

تأولت بعض الدراسات السابقة مقارنة بين موائع التبريد البديلة لمائع R22 من خلال إدخال تحسينات على تصميم دورة التبريد، بينما اعتمدت دراسات أخرى على إجراء مقارنة باستخدام R22 كمرجع، وجميعها تمت عند معدل تدفق ثابت لمائع التبريد. ويكمن الفرق بين هذه الدراية والدراسات السابقة في أنه تم في هذه الدراية إجراء مقارنة بين الموائع البديلة لمائع R22 عند معدلات تدفق مختلفة.

## 2. خطوات العمل ووصف النظام

يتضمن هذا العمل دراية مقارنة لتأثير تغير معدل التدفق على الخصائص الديناميكية الحرارية للموائع المقترحة كبدايل محتملة لمائع التبريد R22 كمييار للمقارنة لدورة تبريد تعمل بضغط البخار. المتغيرات التي تشملها الدراية كانت نسبة الضغط، فرق الضغط، حرارة التكثيف، حرارة التبخير، معدل التدفق، السعة الحجمية، الشغل المبذول، معامل الأداء، الازاحة النظرية. أيضا اخذت الدراية في الحسبان الخصائص البيئية والاحتراية لموائع التبريد المستهدفة بالدراية لتحديد مائع التبريد (أو موائع التبريد) الأكثر مناسبة لتكون بديل لمائع التبريد R22. بالإضافة الي ذلك توفر الدراية علاقات تنبؤيه تتيج حساب بعض الخصائص الديناميكية الحرارية من خلال تحديد معدل التدفق المطلوب للمائع البديل. موائع التبريد المستهدفة بالدراية كبديل لمائع R22 تشمل R410A، R407A، R407C، R417A، R438A عند معدلات التدفق المقترحة لكل مائع تبريد وهي: 1.0, 1.25, 1.50, 1.75, 2.0 kg/min.

## 1.2. برنامج المحاكاة المستخدم ومدخلات البرنامج

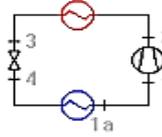
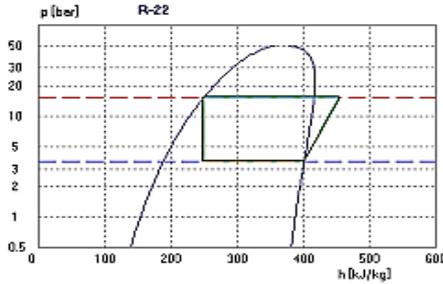
استخدم في هذه الدراية برنامج Chemours Refrigerant Expert 1.0 وهو برنامج تم تطويره خصيصًا لتمكين المستخدمين من توليد بيانات موائع التبريد بسهولة وسرعة بما في ذلك جداول بيانات الخصائص الديناميكية الحرارية وحسابات دورة التبريد النظرية مع خصائص الدورة. يوفر هذا البرنامج بيانات لمجموعة متنوعة من أنظمة التمدد المباشر (مثل: أحادية المرحلة، أحادية المرحلة مع مبادل حراري داخلي، نظام الشلال ثنائي المرحلة، ومضخة الحرارة أحادية المرحلة). من حيث الموثوقية يعتمد هذا البرنامج في حسابات خصائص مائع التبريد على ملف قاعدة بيانات REFPROP.dll الخاص بالمعهد الوطني للمعايير والتكنولوجيا (NIST) بدولة الولايات المتحدة الامريكية الذي

يعتمد على أدق نماذج السوائل والمخاليط النقية المتوفرة حاليًا. [11] أجريت هذه الدراسة باستخدام نظام التمدد المباشر احادي المرحلة لدورة تبريد تعمل بضغط البخار لدراسة الخصائص الديناميكية الحرارية لموائع التبريد المقترحة كبداية لمائع التبريد R22 عند معدلات التدفق المقترحة.

### 1.1.2. خطوات عمل البرنامج المستخدم

- 1- اختيار دورة تبريد من بين الدورات (دورة انضغاط احادي المرحلة -دورة انضغاط احادي المرحلة بمبادل حراري - دورة انضغاط متتالي ثنائية المرحلة -دورة مضخة حرارية أحادية المرحلة)
- 2- اختيار مائع التبريد
- 3- تحديد درجة حرارة التكثيف والتبخير
- 4- تحديد الكفاءة الحجمية والانتروبية
- 5- تحديد معدل التدفق
- 6- تحديد الفقد في الضغط ان وجد
- 7- الضغط على زر الحسابات
- 8- النتائج والتي تشمل متوسط درجة حرارة التكثيف -متوسط درجة حرارة التبخير - ضغط التكثيف - ضغط التبخير -التدفق الكتلي - الازاحة النظرية - السعة الحجمية - سعة التبريد - قدرة الضاغط - حرارة التكثيف معامل أداء - نسبة الضغط - فرق الضغط. شكل (1) يوضح صورة من صفحة عرض البرنامج للنتائج.

Chemours Refrigerant Expert Version 1.0.09.2016 Code: 1-CRE 1.0



Pressure Loss dp [bar]		
- Pressure Line - Condenser	0.00	Refr. Capacity Q <sub>0</sub> [kW]
- Evaporator	0.00	2.52
- Suction Line	0.00	Compressor Power [kW]
		0.88
Compressor		
- Isentropic Efficiency [-]	0.70	Condenser Heat Q <sub>c</sub> [kW]
- Volumetric Efficiency [-]	1.0	3.39
- Pressure Ratio p <sub>2</sub> /p <sub>1</sub> [-]	4.323	COP [-]
- Pressure Difference p <sub>2</sub> -p <sub>1</sub> [bar]	11.788	2.87

Condensation t <sub>c</sub> [C]	40.0
Mean Temperature [C]	40.0
Condensation Pressure p <sub>c</sub> [bar]	15.3388
Evaporation t <sub>e</sub> [C]	-10.0
Mean Temperature [C]	-10.0
Evaporation Pressure p <sub>e</sub> [bar]	3.5479
Subcooling [K]	0
Superheat (Evaporator) [K]	0
Superheat (Suction Line) [K]	0
Max Flow [kg/s]	0.0166
Theoret. Displacement [m <sup>3</sup> /h]	3.90
Volumetric Capacity [kJ/m <sup>3</sup> ]	2322.1

Properties

	t	p	h	s	v	z
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kgK]	[m <sup>3</sup> /kg]	[kg]
1a	-10.00	3.5479	401.20	1.7658	65.2687	
1	-10.00	3.5479	401.20	1.7658	65.2687	
2	32.15	15.3388	435.92	1.8115	19.2985	
3	40.00	15.3388	249.65	1.1665	0.8561	
4	-10.00	3.5479	249.65	1.1899	19.5255	28.8
1-2			82.75			
1-2a			36.91			

25/06/2025



شكل (1) صورة من صفحة عرض البرنامج للنتائج

## 2.2 مدخلات البرنامج

تم اعتبار متغيرات الادخال التالية ثابتة بالنسبة الى لجميع معدلات التدفق ولموائع التبريد التي تناولتها الدراسة، وتشمل: درجة حرارة التكييف  $t_c$  (C°) و درجة حرارة التبخر  $t_e$  (C°) ونسبة الكفاءة الايزنتروبية %IE ونسبة الكفاءة الحجمية %VE بالإضافة الي الفقد في الضغط dp(bar) كما مبين بالجدول (4).

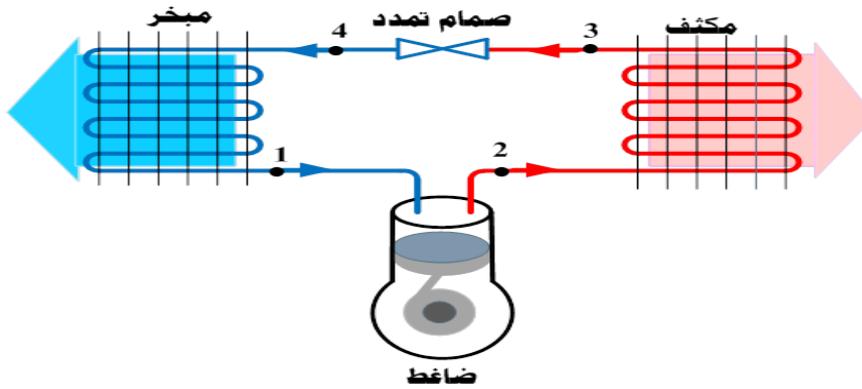
جدول (4) مدخلات البرنامج لجميع الموائع التبريد عند معدلات تدفق المستخدمة

الخاصية الديناميكية الحرارية	معدلات التدفق لمائع التبريد $\dot{m} = 1.0, 1.25, 1.50, 1.75, 2.0 \text{ kg/min}$
$t_c$ (C°)	40
$t_e$ (C°)	-10

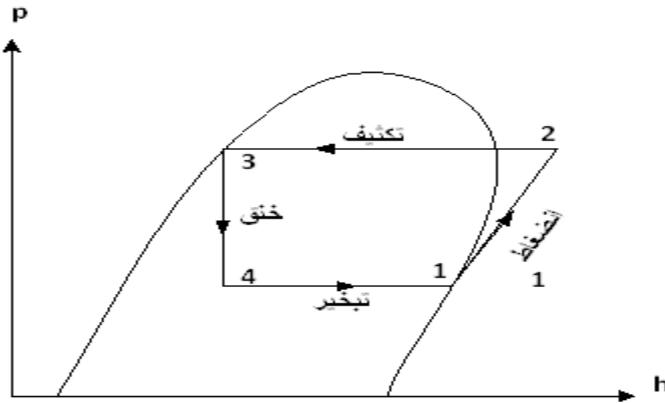
IE%	0.7
VE%	1.0
dp	0

### 3.2. العلاقات المستخدمة

بالنظر الي دورة التبريد بضغط البخار احادي المرحلة شكل (2) و مخطط  $P - h$  شكل (3) تم استخدام العلاقات التالية [12].



الشكل (2) رسم تخطيطي لنظام التبريد بضغط البخار احادي المرحلة [12]



الشكل (3) دورة تشبع بسيطة لبخار مائع التبريد [12]

أ. علاقة حساب التأثير التبريدي:

$$RE = h_1 - h_3 \dots \dots \dots 1$$

ب. علاقة حساب شغل الضاغط:

$$W_C = h_2 - h_1 \dots \dots \dots 2$$

ت. علاقة حساب معامل الأداء لدورة التبريد:

$$COP = \frac{RE}{W_C} = \frac{h_3 - h_1}{h_2 - h_1} \dots \dots \dots 3$$

ث. علاقة حساب السعة الحجمية:

$$V_C = \frac{(h_1 - h_3)\eta_{vol}}{v_1} \dots \dots \dots 4$$

ج. علاقة حساب حرارة المبخر:

$$Q_e = RE \times \dot{m} \dots \dots \dots 5$$

ح. علاقة حساب حرارة التكثيف:

$$Q_C = \dot{m} \times (h_2 - h_3) \dots \dots \dots 6$$

خ. علاقة حساب الازاحة النظرية:

$$TD = \frac{\dot{m}v_1}{\eta_{vol}} \times 60 \times 60 \dots \dots \dots 7$$

د. علاقة حساب معدل التدفق:

$$\dot{m} = TD * \rho * VE\% \dots \dots \dots 8$$

### 3. النتائج والمناقشة:

فيما يلي عرض للنتائج والمناقشة المستخلصة من خلال تطبيق برنامج المحاكاة المستخدم عند ظروف الادخال المحددة وموائع التبريد المأخوذة بعين الاعتبار في الدراسة.

#### 1.3. النتائج

تعرض الجداول (5)، (6) مخرجات البرنامج للخواص الديناميكية الحرارية سواء الثابتة او المتغيرة عند معدلات التدفق المقترحة لموائع التبريد المأخوذة بعين الاعتبار في الدراسة. جدول (5) مخرجات البرنامج للخاصية الديناميكية الحرارية الثابتة لموائع التبريد عند معدلات تدفق 1.0, 1.25, 1.50, 1.75, 2.0 kg/min .

الخاصية الديناميكية الحرارية	معدلات التدفق ( $\dot{m}$ ) (1.0, 1.25, 1.50, 1.75, 2.0 kg/min)					
	موائع التبريد					
	R22	R417A	R410A	R407A	R407C	R438A
P1 (bar)	3.547	2.826	5.726	3.473	3.197	3.100
P2 (bar)	15.335	13.495	24.187	16.450	15.413	14.757

<http://www.doi.org/10.62341/arhd1908>

P2/p1	4.323	4.775	4.224	4.736	4.820	4.760
P2-p1 (bar)	11.788	10.670	18.460	12.977	12.215	11.657
tc. av (c°)	40	38.5	39.9	37.8	37.5	37.9
to. av(c°)	-10	-11.3	-10	-11.9	-12.2	-11.8
T1 (c°)	-10	-10	-10	-10	-10	-10
T2 (c°)	82.15	55.50	76.28	67.12	70.04	60.20
T3 (c°)	40	37.09	39.88	35.52	34.91	35.72
T4 (c°)	-10	-12.65	-10.06	-13.82	-14.34	-13.57
h1 (kJ/kg)	401	365.16	417.97	391.21	404.49	375.71
h2 (kJ/kg)	453.92	407.9	475.37	442.51	459.57	422.02
h3 = h4kJ/kg	249.65	252.46	266.11	252.49	252.19	251.51
Vc (kJ/m <sup>3</sup> )	2322.1	1699.1	3332	2189.4	2103.6	1913.7
cop	2.87	2.64	2.65	2.70	2.76	2.68

جدول (6) مخرجات البرنامج للخاصية الديناميكية الحرارية المتغيرة لموائع التبريد مع معدلات التدفق (1.0, 1.25, 1.50, 1.75, 2.0, Kg/min)

مائع التبريد	الخاصية الديناميكية الحرارية	معدلات التدفق لمائع التبريد $\dot{m}(kg/min)$				
		1	1.25	1.50	1.75	2.0
R22	$\dot{m} (kg/s)$	0.0166	0.0208	0.0250	0.0292	0.0333
	TD (m <sup>3</sup> /h)	3.90	4.88	5.87	6.85	7.83
	Qc (kW)	3.39	4.25	5.10	5.96	6.81
	Wc (kW)	0.88	1.10	1.32	1.54	1.76
	Qe(kW)	2.52	3.15	3.79	4.42	5.05
R417A	$\dot{m} (kg/s)$	0.0166	0.0208	0.0250	0.0292	0.0333
	TD (m <sup>3</sup> /h)	3.97	4.97	5.97	6.97	7.97
	Qc (kW)	2.58	3.24	3.89	4.54	5.19
	Wc (kW)	0.71	0.89	1.07	1.25	1.43
	Qe(kW)	1.87	2.35	2.82	3.29	3.76
R410A	$\dot{m} (kg/s)$	0.0166	0.0208	0.0250	0.0292	0.0333
	TD (m <sup>3</sup> /h)	2.73	3.42	4.10	4.79	5.47

	$Q_c (kW)$	3.48	4.36	5.23	6.11	6.98
	$W_c (kW)$	0.96	1.20	1.43	1.68	1.91
	$Q_e (kW)$	2.53	3.17	3.79	4.43	5.06
R407A	$\dot{m} (kg/s)$	0.0166	0.0208	0.0205	0.0292	0.0333
	$TD (m^3/h)$	3.79	4.74	5.70	6.66	7.60
	$Q_c (kW)$	3.16	3.95	4.75	5.55	6.33
	$W_c (kW)$	0.85	1.07	1.28	1.5	1.71
	$Q_e (kW)$	2.30	2.88	3.47	4.05	4.62
R407C	$\dot{m} (kg/s)$	0.0166	0.0208	0.0250	0.0292	0.0333
	$TD (m^3/h)$	4.33	5.34	6.52	7.62	8.67
	$Q_c (kW)$	3.45	4.32	5.19	6.06	6.90
	$W_c (kW)$	0.92	1.15	1.38	1.61	1.83
	$Q_e (kW)$	2.53	3.17	3.81	4.45	5.07
R438A	$\dot{m} (kg/s)$	0.0166	0.0208	0.0250	0.0292	0.0333
	$TD (m^3/h)$	3.87	4.87	5.85	6.83	7.78
	$Q_c (kW)$	2.82	3.55	4.27	4.98	5.68
	$W_c (kW)$	0.77	0.97	1.16	1.35	1.54
	$Q_e (kW)$	2.06	2.59	3.11	3.63	4.14

### 2.3. المناقشة

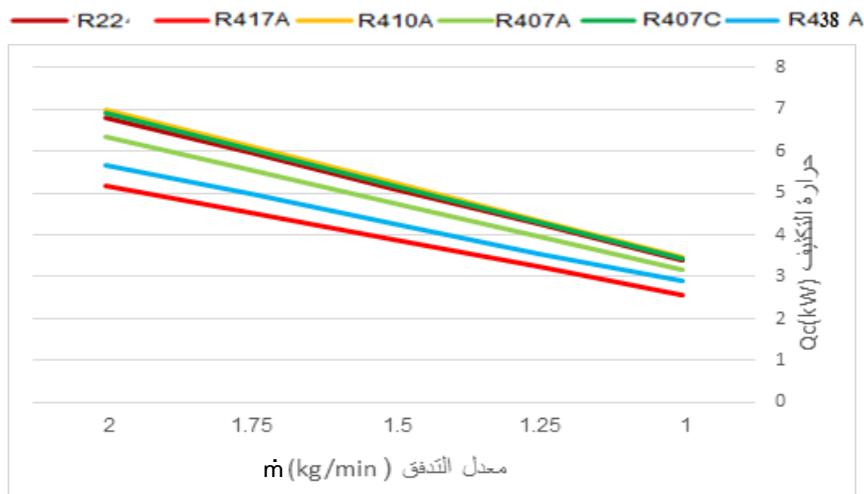
من جداول مخرجات البرنامج لموائع التبريد عند معدلات التدفق المختلفة لوحظت النتائج التالية:

1- يلاحظ من الشكل (4) ان حرارة التكييف تزداد خطياً مع زيادة معدل التدفق لجميع موائع التبريد ضمن النطاق من 1kg/min الي 2kg/min. عند معدل تدفق 2kg/min اعلى واقل قيمة لحرارة التكييف  $Q_c$  لمائعي التبريد R410A و R417A ومقدارهما 6.98kW و 5.19kW على التوالي. عند معدل تدفق 1kg/min اعلى واقل قيمة لحرارة التكييف  $Q_c$  لمائعي التبريد R410A و R417R ومقدارهما 3.48kW و 2.58kW على التوالي. ويعزى هذا التباين في قيم حرارة التكييف بين موائع التبريد الي اختلاف التركيب الكيميائي والحرارة النوعية والكتلة الجزيئية لكل منها. حرارة التكييف المرتفعة لمائع R410A مقارنتاً بالمائع R22 يقابلها ارتفاع في ضغط التكييف الذي يتجاوز الحد الأقصى للضغط الذي لا يستطيع نظام تكييف الهواء تحمله، مما يفرض قيوداً على

استخدامه في بعض التطبيقات الهندسية. لذلك من الضروري تطوير تقنيات وانظمة مناسبة للتعامل مع انظمة الضغط العالي. من ناحية أخرى يظهر المائع R407C ان لدية حرارة تكثيف مرتفعة ولاكن عند ضغط تكثيف منخفض مقارنةً بالمائع R22 مما يجعله أكثر موثوقية كبديل، لان المتطلبات التقنية والفنية لنظامه قريبة جدا من تلك الخاص بنظام R22. جدول (7) يبين التغير التصاعدي لقيم حرارة التكثيف مع تغير معدل التدفق ونوع مائع التبريد المستهدف بالدراسة بالإضافة الي ذلك حساب معادلة التنبؤ بمقدار الحرارة كدالة في معدل التدفق لكل مائع.

جدول(7)الترتيب التصاعدي لحرارة التكثيف  $Q_c(kW)$  حسب نوع مائع التبريد ومعدل التدفق  $\dot{m} (kg/min)$  ومعادلة التنبؤ بحرارة التكثيف لكل مائع.

معادلة التنبؤ	معدل التدفق $\dot{m} (kg/min)$					مائع التبريد
	2	1.75	1.5	1.25	1	
$Q_c = 2.61\dot{m} + 0.03$	5.19	4.45	3.89	3.24	2.58	R417A
$Q_c = 2.86\dot{m} + 0.04$	5.68	4.98	4.27	3.55	2.82	R438A
$Q_c = 3.17\dot{m} + 0.01$	6.33	5.55	4.75	3.95	3.16	R407A
$Q_c = 3.42\dot{m} + 0.03$	6.81	5.96	5.10	4.25	3.39	R22
$Q_c = 3.45\dot{m} + 0$	6.90	6.06	5.19	4.32	3.45	R407C
$Q_c = 3.50\dot{m} + 0.02$	6.98	6.11	5.23	4.36	3.48	R410A

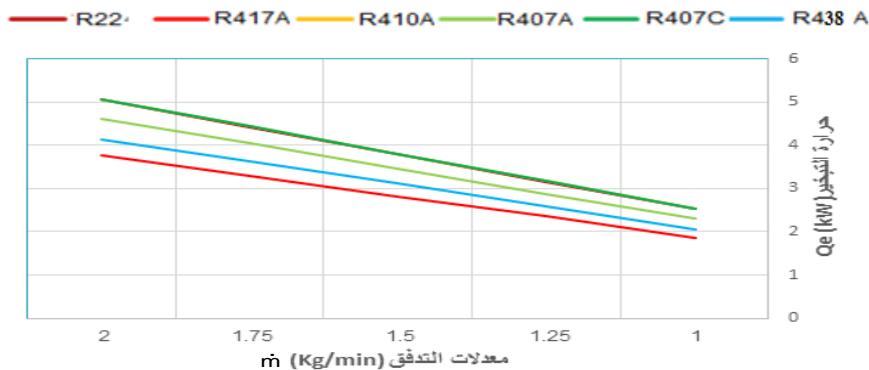


الشكل (4) يوضح تأثير نوع مائع التبريد وتغير معدل التدفق على حرارة التكثيف

2- يلاحظ من الشكل (5) ان حرارة التبخير تزداد خطياً مع زيادة معدل التدفق لجميع الموائع في المدى من (1kg/min الي 2kg/min). عند معدل التدفق 2kg/min اعلى واقل قيمه لحرارة التبخير  $Q_e$  كانت 5.07kW و 3.76kW لمائعي التبريد R407C و R417A على التوالي. عند معدل تدفق 1kg/min اعلى قيمة واقل قيمة لحرارة التبخير  $Q_e$  2.53Kw لمائعي التبريد R410A و R407C واقل قيمة 1.87kW للمائع R417A. يتميز المائع R407C بحرارة وضغط تبخير قريبين جدا من تلك الخاصة بالمائع R22 في حين ان R410A له حرارة تبخير قريبة ولكن عند ضغط تبخير مرتفع. وهذا يشير الي انه لا يوجد حاجة لتطوير نظام التكييف الحالي العامل بالمائع R22 عند استبداله بالمائع R407C. فيما يلي جدول (8) يبين الترتيب التصاعدي لقيم حرارة التبخير مع زيادة معدل التدفق ومعادلة التنبؤ للموائع.

جدول(8)الترتيب التصاعدي لحرارة التبخير  $Q_e(kW)$  حسب نوع مائع التبريد ومعدل التدفق  $\dot{m} (kg/min)$  ومعادلة التنبؤ.

معادلة التنبؤ	معدل التدفق $\dot{m} (kg/min)$					مائع التبريد
	2	1.75	1.5	1.25	1	
$Q_e = 1.89\dot{m} + 0.02$	3.76	3.29	2.82	2.35	1.87	R417A
$Q_e = 2.08\dot{m} + 0.02$	4.14	3.63	3.11	2.59	2.06	R438A
$Q_e = 2.32\dot{m} + 0.02$	4.62	4.05	3.47	2.88	2.30	R407A
$Q_e = 2.53\dot{m} + 0.01$	5.05	4.42	3.79	3.15	2.52	R22
$Q_e = 2.53\dot{m} + 0$	5.06	4.43	3.79	3.17	2.53	R410A
$Q_e = 2.54\dot{m} + 0.01$	5.07	4.45	3.81	3.17	2.53	R407C

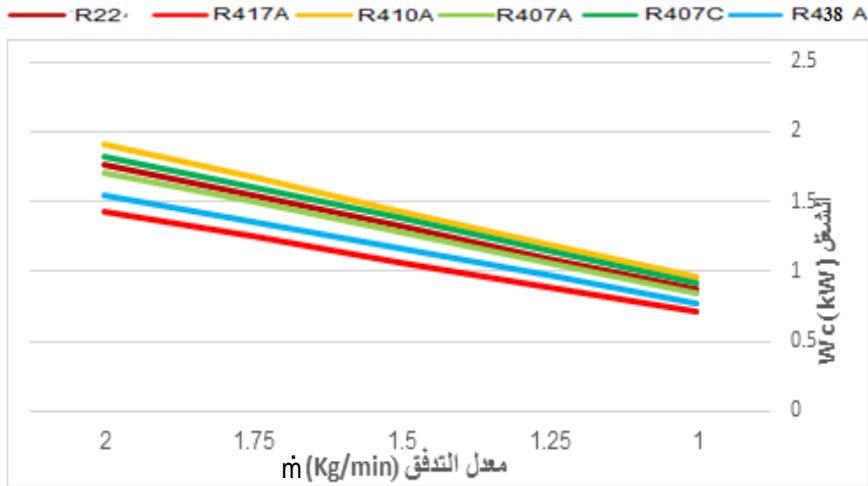


الشكل (5) يوضح تأثير نوع مائع التبريد وتغير معدل التدفق على حرارة التبخير

3- يظهر الشكل (6) ان العلاقة بين الشغل ومعدل التدفق تتسم بالطابع الخطي التصاعدي لجميع موائع التبريد المستخدمة في الدراسة. اعلى واقل قيمة للشغل المبذول عند معدل تدفق 2kg/min هما 1.91kW و1.43kW لمائعي التبريد R410A وR417A على التوالي. واعلى واقل قيمة للشغل المبذول عند معدل تدفق 1kg/min هما 0.96kW و 0.89kW لمائعي التبريد R410A و R417A على التوالي. تبين من هذه النتائج ان مائع التبريد R417A يتطلب اقل شغل مبذول عند معدلات التدفق المدروسة، الا ان ذلك يقترن بحرارة تبخير منخفضة مما يجعل له معامل أداء اقل. وعلى الجانب الاخر يظهر المائع R410A قيم اعلى من الشغل المبذول عند مختلف معدلات التدفق، رغم ان حرارة تبخيره قريبة من تلك الخاصة بمائع التبريد R22 وهذا التناقض يجعل له معامل أداء اقل. لتحديد المائع المناسب كبديل للمائع R22 من حيث الشغل المبذول، تشير النتائج إلى أن مائعي التبريد R407C وR407A هما الأقرب عند معدلات التدفق المختلفة، ويُظهر المائع R407C تميزًا واضحًا، نظرًا لتقارب درجات حرارة تكثيفه وتبخيره مع تلك الخاصة بالمائع R22، مقارنة ببقية الموائع البديلة التي تم تحليلها. يوضح الجدول (9) الترتيب التصاعدي لشغل الضاغط  $Wc$  (kW) حسب نوع مائع التبريد ومعدل التدفق ومعادلة التنبؤ.

جدول(9)الترتيب التصاعدي لشغل الضاغط  $Wc$  (kW) حسب نوع وسيط التبريد ومعدل التدفق  $\dot{m}$  (kg/min) ومعادلة التنبؤ.

معادلة التنبؤ	معدل التدفق $\dot{m}$ (kg/min)					مائع التبريد
	2	1.75	1.5	1.25	1	
$Wc = 0.72\dot{m} + 0.01$	1.43	1.25	1.07	0.89	0.71	R417A
$Wc = 0.77\dot{m} + 0$	1.54	1.35	1.16	0.97	0.77	R438A
$Wc = 0.86\dot{m} + 0.01$	1.71	1.50	1.28	1.07	0.85	R407A
$Wc = 0.88\dot{m} + 0$	1.76	1.54	1.32	1.10	0.88	R22
$Wc = 0.91\dot{m} + 0.01$	1.83	1.61	1.38	1.15	0.9	R407C
$Wc = 0.95\dot{m} + 0.01$	1.91	1.68	1.43	1.20	0.96	R410A



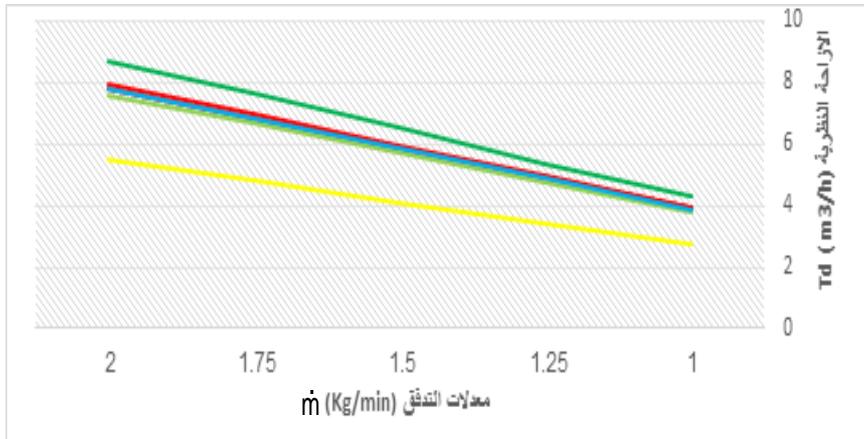
الشكل (6) يوضح تأثير نوع مائع التبريد وتغير معدل التدفق مع الشغل المبذول

4-تظهر النتائج ان الازاحة النظرية شكل (7) تزداد خطياً مع زيادة معدل التدفق الكتلي لجميع موائع التبريد المدروسة كبدائل لمائع التبريد R22. تم تسجيل اعلى واقل قيم للإزاحة النظرية بمقدار  $4.33 \text{ m}^3/\text{h}$  و  $2.73 \text{ m}^3/\text{h}$  لمائعي التبريد R410A و R407C على التوالي وذلك عند معدل تدفق  $1 \text{ kg}/\text{min}$ . اما عند معدل تدفق  $2 \text{ kg}/\text{min}$  فقد بلغت اعلى واقل قيم للإزاحة النظرية  $8.67 \text{ m}^3/\text{h}$  و  $5.47 \text{ m}^3/\text{h}$  لنفس المائعين على التوالي. بالمقارنة مع المائع R22 تبين ان الازاحة النظرية للمائع R438A كانت اقل بنسبة  $0.77\%$  في حين كانت اعلى بنسبة  $1.7\%$  للمائع R417A ومرتفعة بنسبة  $11\%$  للمائع R407C، وبهذا فإن المائع الأقرب من حيث الازاحة النظرية لمائع التبريد R22 هو مائع التبريد R438A و يليه R417A ثم بعد ذلك يأتي المائع R407C. وحيث ان قدرة التبريد تزداد بزيادة الازاحة النظرية لمائع التبريد لذلك فإن المائع R407C هو الأفضل لان له الازاحة النظرية الأعلى من بين البدائل المحددة وهذا ينعكس على ارتفاع حرارة تبخيره. وهذا يجعل متطلبات الخصائص التشغيلية لجميع مكونات دورة التبريد لنظام المائع R407C قريبة جدا من تلك الخاصة بنظام المائع R22 مما يجعله بديل مناسب من الناحية التقنية والفنية. الجدول (10) يوضح الترتيب التصاعدي لقيم الازاحة النظرية مع تغير معدل التدفق ونوع المائع ومعادلة التنبؤ.

الجدول (10) يوضح الترتيب التصاعدي لقيم الازاحة النظرية  $Td (m^3/h)$  مع تغير معدل التدفق  $\dot{m} (kg/min)$  ونوع وسيط التبريد ومعادلة التنبؤ.

معادلة التنبؤ	معدل التدفق $\dot{m} (kg/min)$					مائع التبريد
	2	1.75	1.5	1.25	1	
$Td = 2.74\dot{m} + 0.01$	5.47	4.79	4.10	3.42	2.73	R410A
$Td = 3.81\dot{m} + 0.02$	7.60	6.66	5.70	4.74	3.79	R407A
$Td = 3.91\dot{m} + 0.04$	7.78	6.83	5.85	4.87	3.87	R438A
$Td = 3.93\dot{m} + 0.03$	7.83	6.85	5.87	4.88	3.90	R22
$Td = 4\dot{m} + 0.03$	7.97	6.97	5.97	4.97	3.97	R417A
$Td = 4.34\dot{m} + 0.01$	8.67	7.62	6.52	5.34	4.33	R407C

— R22 — R417A — R410A — R407A — R407C — R438 A



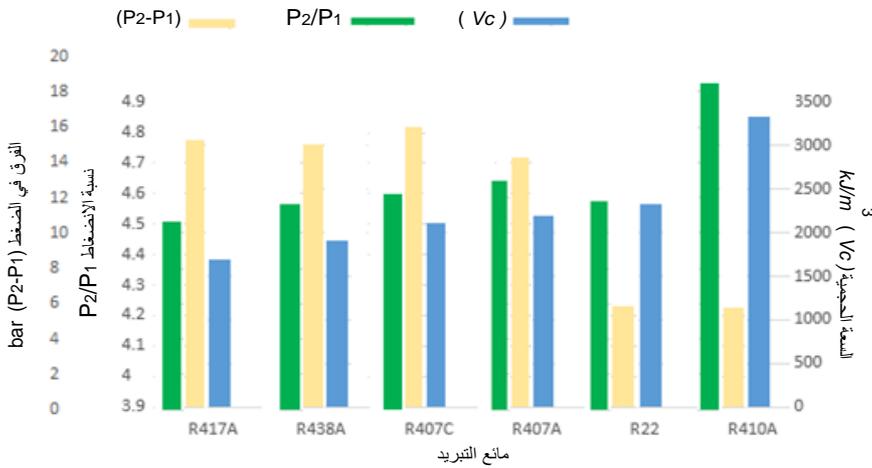
الشكل (7) يوضح تأثير نوع مائع التبريد ومعدل تدفق على الازاحة النظرية

5- يبين شكل (8) أولاً: ان قيم السعة الحجمية لا تتغير لمائع التبريد الواحد مع تغير معدل التدفق وانما تتغير حسب نوع مائع التبريد المستخدم. وقد أظهرت نتائج الدراسة ان اعلى قيمة للسعة الحجمية لموائع التبريد المدروسة كبدايل للمائع R22 كانت  $3332 kJ/m^3$  لمائع التبريد R410A واقل قيمة بلغت  $1699.1 kJ/m^3$  لمائع التبريد R417A. ثانياً: فيما يتعلق بنسبة الضغط  $(P_2/P_1)$  وفرق الضغط  $P_2 - P_1$  (bar) لمائع التبريد الواحد فقد تبين ان هاتين القيمتين لا تتأثرن مع تغير معدل التدفق بل تختلفان حسب نوع مائع التبريد. حيث سجلت اعلى نسبة ضغوط بمقدار 4.820 لمائع التبريد

R407C واقل قيمة كانت 4.224 لمائع التبريد R410A، وأعلى قيمة لفرق الضغط هي 18.64 bar لمائع التبريد R410A واقل قيمة 10.670 bar لمائع التبريد R417A. وحيث ان السعة الحجمية هي كمية الحرارة التي يمكن لمائع التبريد أن يمتصها أو ينقلها لكل وحدة حجم من الغاز خلال دورة تبريد واحدة وكلما كانت السعة الحجمية أكبر يمكن نقل طاقة حرارية أكبر باستخدام نفس حجم الغاز، وبالتالي يمكن تصميم نظام تبريد أكثر كفاءة. رغم ان مائع التبريد R410A لديه قيم سعة حجمية اعلى مقارنة بالموائع البديلة لمائع التبريد R22 ولكنه أيضاً لديه حرارة تكثيف وضغوط وشغل مرتفع مما يؤثر على معامل الأداء كما يتطلب تعديلاً على تصميم أنظمة التبريد العاملة بمائع التبريد R22. في المقابل أظهرت الموائع R407A و R407C قيم ساعات حجمية قريبة من تلك الخاصة بمائع التبريد R22 الا ان المائع R407C يعد الخيار الأفضل من حيث التوافق في الضغوط التشغيلية ومعامل الأداء وحرارة التبخير والشغل المبذول. على الرغم من تقارب نسب الضغط بين الموائع البديلة الا ان ارتفاع هذه النسبة عموماً يؤثر سلباً على معامل الأداء. وثالثاً: سجل مائع التبريد R410A اقل قيمة نسبة ضغط لكن في المقابل كانت قيمة فرق ضغطه عالية التي بدورها تتطلب بذل شغل أكبر وبالتالي معامل أداء اقل. اما الموائع R438A و R407C فقد اظهرا قيم فروق ضغط أقرب ما تكون الي مائع التبريد R22 ولكن مائع التبريد R407C تميز بقيمة شغل مبذول اقل ما يعني استهلاك اقل للطاقة ومعامل أداء اعلى. الجدول (11) يوضح الترتيب التنازلي لقيم السعة الحجمية ( $Vc \text{ kJ}/m^3$ ) مع نسبة الضغوط  $P_2/P_1$  وفرق الضغط  $P_2-P_1(\text{bar})$  لموائع التبريد.

الجدول (11) يوضح الترتيب التنازلي لقيم السعة الحجمية  $Vc \text{ kJ}/m^3$  مع نسبة الضغوط  $P_2/P_1$  وفرق الضغط  $P_2-P_1(\text{bar})$  لموائع التبريد.

R417A	R438A	R407C	R407A	R22	R410A	مائع التبريد
1699.1	1913.7	2103.6	2189.4	2322.1	3332	السعة الحجمية $Vc ( \text{kJ}/m^3 )$
4.775	4.760	4.820	4.736	4.323	4.224	نسبة الضغوط $P_2/P_1$
10.670	11.657	12.215	12.977	11.788	18.46	فرق الضغط $P_2-P_1(\text{bar})$

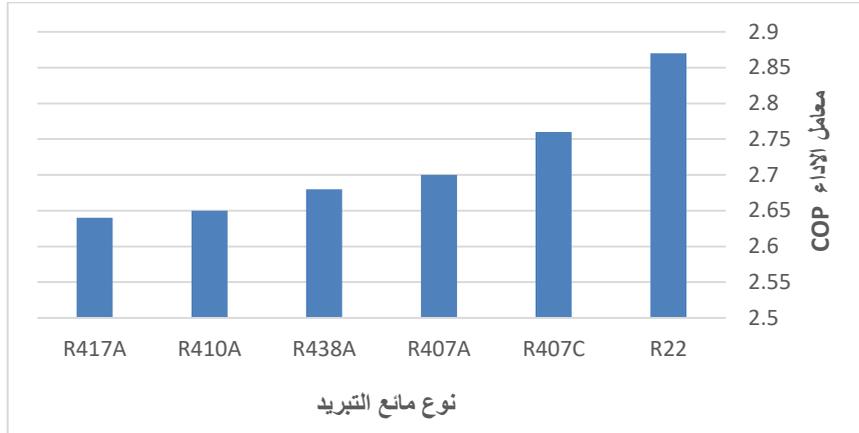


شكل (8) يوضح قيم تغير السعة الحجمية  $V_c$  و نسبة الضغط  $P_2/P_1$  و فرق الضغط  $P_2 - P_1$  حسب نوع مائع التبريد

6- يوضح الشكل (9) ان قيم معامل الأداء لمائع التبريد الواحد لا تتغير مع تغير معدل التدفق بل تعتمد بشكل أساسي على نوع مائع التبريد المستخدم. أظهرت نتائج الدراسة ان اعلى قيمة لمعامل الأداء بين الموائع البديلة المدروسة كانت 2.76 لمائع التبريد R407C، في حين ان كانت واقل قيمة 2.64 لمائع التبريد R417A. وتعد قيمة معامل الأداء لمائع التبريد R407C الأقرب لنظيرتها الخاصة بمائع التبريد R22 وذلك بسبب تقارب حرارة تكثيفه وتبخيره وشغله المبذول وضغوطه وازاحته النظرية وسعته الحجمية من R22. وقد تم توضيح هذه القيم والمقارنات بالتفصيل في الجدولين (4) و (5)، كما يوضح الجدول (12) الترتيب التنازلي لقيم معامل الأداء لموائع التبريد.

الجدول (12) يوضح الترتيب التنازلي لقيم معامل الأداء (COP) لموائع التبريد.

R417A	R410A	R438A	R407A	R407C	R22	مائع التبريد
2.64	2.65	2.68	2.70	2.76	2.87	معامل الأداء COP



شكل (9) يوضح قيم معامل الأداء COP مع نواع مائع التبريد

7- يوضح الجدول (13) قيم ميل معادلات التنبؤ لحرارة التبخير والشغل المبذول والازاحة النظرية. كلما كان ميل معادلة التنبؤ للشغل المبذول أكبر كلما زادت حساسية التغير في الشغل المبذول مع زيادة معدل التدفق. نلاحظ ان ميل معادلات التنبؤ لحرارتي التبخير والتكثيف الأعلى والأقرب مقارنة بالمائع R22 كانت للمائعين R407C و R410A. كلما كانت قيمة الميل اعلى في معادلة التنبؤ لحرارتي التبخير والتكثيف كلما زادة حساسية التغير في حرارة التبخير والتكثيف مع زيادة معدل التدفق. والاقرب من حيث قيم ميل الشغل المبذول للمائع (R22) من بين الموائع المدروسة هما المائعين R407C و R407A. والاقرب من حيث الازاحة النظرية للمائع (R22) كانت للمائع R438A. اظهرت النتائج ان لموائع التبريد البديلة R417A، R438A، R407A، R22، R410A، R407C نفس الترتيب التصاعدي لقيم ميل معادلات التنبؤ لحرارة التبخير والتكثيف والشغل المبذول. بينما ميل معادلة التنبؤ للازاحة النظرية يتبع ترتيب تصاعدي مختلف حسب نوع المائع R410A، R407A، R438A، R22، R417A، R407C وذلك نظراً لتأثره باختلاف قيم لزوجة المائع.

جدول (13) ميل معادلات التنبؤ لحرارة التبخير والشغل المبذول والازاحة النظرية.

ميل المعادلة				المائع
الازاحة النظرية	الشغل المبذول	حرارة التبخير	حرارة التكثيف	
4	0.72	1.89	2.61	R417A
3.91	0.77	2.08	2.86	R438A

3.81	0.86	2.23	3.17	R407A
3.93	0.88	2.53	3.42	R22
4.34	0.91	2.54	3.45	R407C
2.74	0.95	2.53	3.50	R410A

### الخلاصة

تم اجراء دراسة تحليلية لمقارنة الخصائص الديناميكية الحرارية لمجموعة من موائع التبريد البديلة المختارة مقارنة بمائع التبريد R22 كمعيار مرجعي. وقد شملت الموائع محل الدراسة كلاً من ( R438A، R417A، R407C، R407A، R410A ) وذلك ضمن نطاق من معدلات التدفق الكتلي المقترحة في حدود القيم (1.0، 1.25، 1.50، 1.75، 2.0 kg/min). الخصائص الديناميكية الحرارية التي تناولتها الدراسة شملت نسبة الضغط، فرق الضغط، حرارة التكثيف، حرارة التبخير، معدل التدفق، السعة الحجمية، الشغل المبذول، معامل الأداء، الازاحة النظرية بالإضافة الي حساب معادلات تنبؤ للخصائص الديناميكية الحرارية ذات الطابع المتغير مع تغير معدل التدفق. وخلصت الدراسة الي ان اقل نسبة ضغط ( $P2/P1$ ) بمقدار 4.224 واعلى قيمة للشغل المبذول ( $WC$ ) بمقدار 1.91kW عند معدل تدفق  $2kg/min$  كانت لمائع التبريد البديل R410A. كما سجل مائع التبريد البديل R407C اعلى قيمة لحرارة التبخير ( $Qe$ ) بمقدار 5.07kW عند معدل تدفق  $2kg/min$  و اعلى قيمة لمعامل الأداء ( $COP$ ) بمقدار 2.76.

بعد مقارنة وتحليل النتائج تبين ان مائع التبريد R407C هو المائع الأقرب لمائع التبريد R22 من حيث قيمة معامل الأداء وحرارة التكثيف والتبخير والشغل المبذول وضغط السحب والطررد والإزاحة النظرية والسعة الحجمية وميل معادلات التنبؤ للتبخير والتكثيف والشغل المبذول عند معدلات التدفق المدروسة. بالإضافة الي ذلك تمتعه بأقل قيمة لإمكانات التأثير على زيادة الاحتباس الحراري ( $GWP$ ) من بين جميع الموائع البديلة المدروسة، كما انه عديم التأثير على طبقة الأوزون أي بمعنى ان له تأثير صفري على استنفاد طبقة الأوزون ( $ODP=0$ ). كما اظهرت معادلات التنبؤ فعالية عالية في تقدير حرارة التكثيف، حرارة التبخير، الشغل المبذول، الازاحة النظرية، ضمن نطاق ظروف التشغيل المحددة، مما يدعم إمكانية استخدامها في تصميم وتحليل أنظمة التبريد مستقبلية.

## التوصيات

- 1- تنفيذ دراسة مماثلة على نفس موائع التبريد باستخدام دورة تبريد بضغط البخار مزودة بمبادل حراري لتحليل ومقارنة الخصائص الديناميكية الحرارية.
- 2- تنفيذ دراسة مماثلة على نفس موائع التبريد باستخدام دورات تبريد متتالية بضغط البخار.

## References

- [1] Mustaqim, Berkah Fajar, Tony Suryo Utomo, S H Winoto " Preliminary Study on Vapor Compression Refrigeration Cycle with an Internal Phase-Separating Loop Using A R290/R600a Mixture in Air Conditioner", AIP Conf. Proc. 2062, 020025 (2019), JANURAY 25 2019, <https://pubs.aip.org/aip/acp/article/2062/1/020025/793208/Preliminary-study-on-vapor-compression>.
- [2] Abdullah A.A.A. Al-Rashed, " Effect of evaporator temperature on vapor compression refrigeration system ", Alexandria Engineering Journal, Volume 50, Issue 4, December 2011, Pages 283-290, <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S111001681200004X>.
- [3] Baolian Niu, Yufeng Zhang, ' Experimental study of the refrigeration cycle performance for the R744/R290 mixtures', International Journal of Refrigeration, Volume 30, Issue 1, January 2007, Pages 37-42, <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700706001186>.
- [4] California energy design assistance, [https://californiaeda.com/benefits-of-using-low-gwp-refrigerants-in-hvac-and-water-heater-systems/#:~:text=Global%20Warming%20Potential%20\(GWP\)&text=2%20The%20lower%20the%20value,taking%20effect%20in%20Jan%202024](https://californiaeda.com/benefits-of-using-low-gwp-refrigerants-in-hvac-and-water-heater-systems/#:~:text=Global%20Warming%20Potential%20(GWP)&text=2%20The%20lower%20the%20value,taking%20effect%20in%20Jan%202024).
- [5] Sensor one stop <https://sensor1stop.com/knowledge/ozone-depletion-potential>.
- [6] وزارة الاعمار والإسكان والبلديات والأشغال العامة/العراق "مدونة التثليج" جريدة الوقائع العراقية، 2015-4584
- [7] [https://www.hrai.ca/uploads/userfiles/files/refrigerant\\_table\\_June2019.pdf](https://www.hrai.ca/uploads/userfiles/files/refrigerant_table_June2019.pdf).

- [8]SK Mohammad Hasheer1, KOLLA Srinivas2,"THERMODYNAMIC ANALYSIS OF LOW GWP REFRIGERANT MIXTURES IN AREFRIGERATOR AS REPLACEMENT TO R-134A", Strojnický casopis Journal of MECHANICALE ENGINEERING, VOL 69(2019), NO 4,147-158,  
[https://www.researchgate.net/publication/340466993\\_Thermodynamic\\_Analysis\\_of\\_Low\\_GWP\\_Refrigerant\\_Mixtures\\_in\\_a\\_Refrigerator\\_as\\_Replacement\\_to\\_R-134A](https://www.researchgate.net/publication/340466993_Thermodynamic_Analysis_of_Low_GWP_Refrigerant_Mixtures_in_a_Refrigerator_as_Replacement_to_R-134A).
- [9] Bukola Olalekan Bolaji"Performance investigation of ozone-friendly R404A and R507 refrigerants as alternatives to R22 in a window air-conditioner "Energy and Buildings,(2011),43,PP3139–3143,  
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778811003458>.
- [10] Wail Sami Sarsam, Assessment of using different ozone-friendly R22 alternative refrigerants in residential air conditioners in a high-ambient temperature country, Journal of Engineering and Applied Science, 71:114,2024,pp2-18,  
<https://doi.org/10.1186/s44147-024-00450-6>.
- [11] Download The Chemours Expert Tool,  
[www.freon.com/en/support/helpful-resources/refrigerant-expert-tool](http://www.freon.com/en/support/helpful-resources/refrigerant-expert-tool).
- [12] R. S. Khurmi and J. K. Gupta., Refrigeration and Air Conditioning, Eurasia publishing house Pvt Ltd, New Delhi, 2006.

#### جدول (12) الاختصارات والرموز المستخدمة

$dp$  = الفقدان في الضغط

$A1$  = مانع غير سام

$h_1$  = الانتالبي النوعي لبخار مائع التبريد عند الدخول للضاغط  $kJ/kg$

$h_3$  = الانتالبي النوعي لمائع التبريد السائل عند الدخول الى صمام التمدد  $kJ/kg$

$h_4$  = الانتالبي النوعي لمائع التبريد السائل عند الخروج من صمام التمدد دون استخدام  $kJ/kg$

$TD$  = الازاحة النظرية دون وباستخدام مبادل حراري  $m^3/h$

$\dot{m}$  = معدل التدفق  $kg/s$

$\eta_{vol}$  = الكفاءة الحجمية

$v_1$  = الحجم النوعي عند الدخول للضاغط  $m^3/kg$

$V_C$  = السعة الحجمية  $kJ/m^3$

$RE =$	التأثير التبريدي	$kJ/kg$
$W_c =$	شغل الضاغط	$kW$
$Q_c =$	حرارة التكثيف	$kW$
$COP =$	معامل أداء دورة التبريد	
$Q_e =$	حرارة المبخر	$kW$
$h_2 =$	الانثالبي النوعي عند الخروج من الضاغط	$kJ/kg$
$t_c =$	درجة حرارة التكثيف	$C^0$
$t_e =$	درجة حرارة التبخير	$C^0$
$P_1 =$	ضغط السحب	$bar$
$P_2 =$	ضغط الطرد	$bar$
$t_{c.a.} =$	متوسط درجة حرارة التكثيف	$C^0$
$t_{e.a.} =$	متوسط درجة حرارة التبخير	$C^0$
$T_1 =$	درجة الحرارة عند الدخول للضاغط	$C^0$
$T_3 =$	درجة الحرارة عند الخروج من المكثف	$C^0$
$T_4 =$	درجة الحرارة عند الخروج من صمام التمدد	$C^0$