الجمهورية العربية السورية

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

جامعة دمشق

كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية

قسم الميكانيك العام

تطوير واختبار نظام محمول لتوليد مياه صالحة للشرب من الهواء الجوي

رسالة مقدمة لنيل درجة الماجستير في الهندسة الحرارية

إعداد

المهندس ميلاد يوسف ابراهيم

المشرف المشارك

الدكتور المهندس سمير حداد

باحث في المعهد العالي

للعلوم التطبيقية والتكنولوجيا

المشرف العلمي

الدكتور المهندس عيسى مراد

استاذ في كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية/

جامعة دمشق

دمشق – 2023

إقرار بأصالة البحث

Declaration

نشهد بأن العمل المقدم في هذه الرسالة هو نتاج بحث علمي أصيل، ولم يقدم من قبل لأي درجة في أي جامعة أو مؤسسة أخرى.

طالب الماجستير	المشرف العلمي
المهندس: ميلاد ابراهيم	الدكتور المهندس: عيسى مراد

كلمـــــــــــة شـــــــــــكر

أتقدم بالشكر لكل من ساهم في إنجاح رسالة الماجستير

- أساتذتي، أصدقائي، زملائي.
- عائلتي وزوجتي الغالية الذين قدموا لي الدعم المعنوي.
- أخص بالشكر الاساتذة المشرفين (الذين قدموا لي التوجيه والجهد لإنجاز هذا البحث).

الدكتور المهندس عيسى مراد

الدكتور المهندس سمير حداد

م. ميلاد ابراهيم

أعضاء لجنة الحكم والقرار الناظم بذلك

قرار مجلس البحث العلمي والدراسات العليا رقم /4793/ المتخذ

بالجلسة رقم /20/ تاريخ 2023/7/10

اطلع مجلس البحث العلمي والدراسات العليا على قرار مجلس كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية رقم / 1895/ تاريخ 2023/4/30
وبعد الرجوع إلى اللائحة التنفيذية لقانون تنظيم الجامعات الصادرة بالمرسوم /250/ لعام 2006
قرار مجلس جامعة دمشق رقم /3147/ ص.م تاريخ 2021/9/27 بشأن الموافقة على تسجيل رسالة الطالب
قرار مجلس جامعة دمشق رقم /2598/ ص.م تاريخ 2022/10/25 بشأن الموافقة على تسمية مشرف مشارك

وبنتيجة المذاكرة قرر مجلس البحث العلمي والدراسات العليا:

الموافقة على تأليف لجنة الحكم على رسالة الماجستير في قسم هندسة الميكانيك العام التي أعدها الطالب **ميلاد ابراهيم** بعنوان: ((تطوير واختبار نظام محمول لتوليد مياه صالحة للشرب من الهواء الجوي)) بكلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية من السادة الأساتذة:

د. وجيه ناعمة جامعة دمشق	الأستاذ في قسم هندسة الميكانيك العام الاختصاص: آلات وأجهزة التبريد وأنظمة تكييف الهواء	كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية عضواً
د. عيسى مراد جامعة دمشق	الأستاذ في قسم هندسة الميكانيك العام الاختصاص: محطات توليد طاقة	كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية عضواً ومشرفاً
د. غسان مدلل جامعة دمشق	الأستاذ المساعد في قسم هندسة الميكانيك العام الاختصاص: التدفئة والتكييف	كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية عضواً

وذلك وفق ما هو وارد في قرار مجلس الكلية آنف الذكر،،،

فهرس المحتويات

رقم الفقرة	عنوان الفقرة	رقم الصفحة
	عنوان الرسالة	I
	إقرار بأصالة البحث	II
	كلمة شكر	III
	قرار اللجنة الاختصاصية	IV
	فهرس المحتويات	V
	فهرس الأشكال التوضيحية	X
	فهرس الجداول	XIII
	الرموز والمصطلحات	XIV
	المستخلص	XVII
	مقدمة	1
	الدراسات المرجعية	4
	الفصل الأول تحليل نظام توليد المياه من الهواء الجوي	10
1-1	مولد المياه من الغلاف الجوي	11
1-1-1	التكنولوجيا الحديثة	11
2-1-1	التكثيف البارد	11
3-1-1	التجفيف الرطب	12
2-1	تكنولوجيا تحويل رطوبة الهواء الى ماء	13
1-2-1	الفرق بين الحصول على الماء من رطوبة الهواء وتحلية مياه البحر	13
2-2-1	الفوائد البيئية من استخدام مولدات المياه النقية	13
3-1	تقنية مولد الماء الهوائي (AWG)	14
4-1	مواصفات الهواء الرطب (المخطط السيكرومتري)	16

	الفصل الثاني الدراسة النظرية للمنظومة (المخطط التكنولوجي)	21
1-2	المخطط التكنولوجي للمنظومة	22
2-2	دورة التبريد الإنضغاطية البسيطة	24
3-2	التحليل الثرموديناميكي والموازنة الحرارية لدورة التبريد الإنضغاطية البسيطة	27
1-3-2	إجراء التبخير وامتصاص الحرارة	29
2-3-2	إجراء التكثيف وطرد الحرارة	30
3-3-2	إجراء التمدد	31
4-3-2	إجراء الانضغاط	32
4-2	معامل الأداء والكفاءة النسبية لدورة التبريد البسيطة	33
5-2	العناصر الرئيسة المكونة للمنظومة	35
1-5-2	مروحة (توربين)	35
2-5-2	الضاغط	35
3-5-2	المكثف	37
4-5-2	صمام التمدد	39
5-5-2	المبخر	41
1-5-5-2	مبخرات الأغذية والمنتجات الصلبة	41
2-5-5-2	مبخرات لتبريد السوائل ومنتجات الألبان	43
6-5-2	صمامات كهربائية ذات ملف لولبي (صمام سولينويد)	44
7-5-2	مكثف إقلاع ومكثف بدء تشغيل	45
8-5-2	مولد الأوزون	45
9-5-2	مضخة غشاء دقيق كهربائية	47
10-5-2	Converter AC to DC	48
11-5-2	الفلاتر (المرشحات)	50
12-5-2	Relay (TE, T9AP5D52-24)	50

13-5-2	مجموعة التحكم	51
	الفصل الثالث دراسة نظام الطاقة الشمسية وحساب متطلباته	52
1-3	تقنية الطاقة الكهروضوئية	53
1-1-3	الخلية الشمسية	54
2-1-3	سلسلة الخلايا الكهروضوئية	55
3-1-3	مصفوفة الخلايا الكهروضوئية	55
4-1-3	المواد الكهروضوئية	56
2-3	أنواع الألواح الكهروضوئية	56
1-2-3	السيلكون أحادي البلورة	56
2-2-3	السيلكون متعدد البلورات	56
3-2-3	الخلايا الشمسية ذات الأغشية الدقيقة	57
3-3	كفاءة اللوح الكهر وشمسي	57
4-3	مكونات النظام الكهروضوئي	58
1-4-3	زاوية الشمس واتجاه الألواح الشمسية	59
2-4-3	نظام التتبع الشمسي	60
5-3	تصميم وبناء نظام كهروشمسي	60
1-5-3	حساب الأحمال الكهربائية الكلية	61
2-5-3	حساب سعة المدخرات اللازمة لتخزين الطاقة	62
3-5-3	متوسط عدد الساعات للإشعاع الشمسي	64
4-5-3	قدرة الألواح الشمسية	64
5-5-3	حساب قدرة منظم الشحن	65
6-5-3	اختيار العاكس (الانفرتر)	66
7-5-3	حساب مقطع الاسلاك الكهربائية	67
6-3	تركيب نظام تتبع شمسي	67

1-6-3	مكونات المتعقب الشمسي	67
1-1-6-3	متحكم الأردوينو أونو	68
2-1-6-3	محرك السيرفو	68
3-1-6-3	المقاومات الضوئية	69
4-1-6-3	المقاومة المتغيرة	69
2-6-3	الجانب العملي المقترح	69
	الفصل الرابع التطبيق العملي (المنظومة المقترحة)	72
1-4	المبادل الحراري السطحي	73
1-1-4	آلية التبادل الحراري خلال المبادلات الحرارية	73
2-1-4	حالات جريان الموائع في المبادلات الحرارية	74
2-4	الغرض الرئيس والوظائف الأساسية للمبادل الحراري	75
3-4	أنواع المبادلات الحرارية Types of Heat Exchangers	75
4-4	تحليل المبادل الحراري Analysis of Heat Exchangers	77
1-4-4	المبادلات الحرارية المتعامدة الجريان	78
2-4-4	دراسة العوامل المؤثرة في تصميم المبادل الحراري	80
5-4	تصميم وتجميع المبادل الحراري (مبخر ومكثف)	80
1-5-4	حساب التبادل الحراري الفريون – جدار الأنبوب (من جهة الغاز)	84
2-5-4	حساب معامل انتقال الحرارة السطحي لجريان الهواء بين الزعانف	84
3-5-4	حساب التبادل الحراري من جهة الهواء	86
4-5-4	حساب معاملات الموصلية الحرارية	86
6-4	حساب حمل التبريد الكلي	88
1-6-4	سعة التبريد المطلوبة (استطاعة المبخر)	93
2-6-4	حساب كتلة تدفق مائع التبريد	93
3-6-4	حساب العمل المقدم الى الضاغط	93

4-6-4	حساب استطاعة المكثف	94
5-6-4	حساب استطاعة مروحة السحب	94
6-6-4	حساب مساحة سطح التبادل الحراري للمبخر	94
7-6-4	حساب مساحة سطح التبادل الحراري للمكثف	95
8-6-4	حساب الحمل الحراري للمنظومة (المحسوس والكامن)	96
7-4	المنظومة المقترحة	97
	الفصل الخامس فعالية المنظومة في شروط العمل المتغيرة ونمذجتها حاسوبياً	103
1-5	فعالية المنظومة في شروط العمل المتغيرة	104
2-5	نمذجة المنظومة حاسوبياً	109
	الفصل السادس الجدوى الإقتصادية وتحليل النتائج	116
1-6	الجدوى الإقتصادية للمشروع	117
2-6	النتائج وتحليلها	119
	الملحق	122
-A-	كود برنامج ARDUINO C	122
-B-	كود برنامج MATLAB	126
	المراجع	129

فهرس الأشكال التوضيحية

رقم الشكل	اسم الشكل	رقم الصفحة
1	توزع الاشعاع الشمسي على مختلف المناطق في العالم (الخارطة الشمسية)	2
2	كمية الماء في الهواء حتى رطوبة نسبية 100% عبر مجموعة من درجات الحرارة	3
3	مكعب حصاد المياه	5
1-1	المخطط السيكرومتري على مستوى سطح البحر	17
2-1	نقاط الحالة على خريطة السيكرومتري	18
1-2	المخطط التكنولوجي لمنظومة توليد المياه من الهواء	22
2-2	العناصر الأساسية لدورة التبريد	24
3-2	آلة تبريد ضغط بخار بسيطة	25
4-2 –أ	مخطط تدفق وسيط التبريد لدورة التبريد الانضغاطية	26
4-2 –ب	رسم تخطيطي لدورة التبريد الانضغاطيةT-S	26
4-2 –ج	مخطط p-i لدورة التبريد بضغط البخار البسيط	28
5-2	النظام الهندسي لطاقة التدفق الثابت	29
6-2	صمام التمدد اليدوي والأنبوبة الشعرية	32
7-2	مروحة التبريد (Fan)	35
8-2	Panasonic Rotary Compressor 4TS023 KAA	37
9-2	المكثفات المبردة بالهواء	39
10-2	صمام التمدد الحراري الثيرموستاتي	40
11-2	التوازن الحراري لأنواع مختلفة من المبخرات	41
12-2	صمام الملف اللولبي وصمام سولينويد Solenoid Valve	44
13-2	مكثفات الإقلاع وبدء التشغيل	45
14-2	توليد الأوزون بطريقة Silent corona discharge	46
15-2	مولد الأوزون ومكوناته الداخلية	47
16-2	مضخة الغشاء الدقيق الكهربائية	47

17-2	النشرة الفنية للمضخة الكهربائية	48
18-2	DR-120-24, Power Supply	49
19-2	الدارة الكهربائية وآلية عمل المحولة AC to DC	49
20-2	فلاتر الهواء والماء المستخدمة في المنظومة	50
21-2	Relay (TE, T9AP5D52-24)	51
22-2	صورة تظهر دارة التحكم في المنظومة	51
1-3	تقنية توليد الطاقة الكهروضوئية	53
2-3	الوحدات الكهروضوئية	54
3-3	مصفوفة الألواح الشمسية PV	55
4-3	الألواح الكهروضوئية أحادية البلورة ومتعددة البلورات	57
5-3	مكونات النظام الكهروضوئي	59
6-3	مكونات نظام الطاقة الشمسية	61
7-3	بطارية جيل 12V/100Ah	63
8-3	مواصفات اللوح الشمسي الذي تم اختياره للمنظومة	64
9-3	منظم الشحن من نوع Tristar MPPT (30A/24V)	65
10-3	انفرتر EURO (1500W/24V)	66
11-3	نمذجة المتعقب الشمسي على برنامج Proteus وتوصيله مع الأردوينو	68
12-3	التوصيلات الكهربائية للدارة مع الأردوينو وآلية عملها	70
1-4	حالة الجريان المتوازي (اتجاه موحد لسريان الموائع)	74
2-4	الجريان المتعاكس (اتجاه متعاكس لسريان الموائع)	74
3-4	المبادل الحراري ذو الجريان المتعامد	76
4-4	مخطط لمبادل حراري متعامد الجريان	78
5-4	مبادل حراري متعامد الجريان (مكثف)	79
6-4	مبادل حراري متعامد الجريان (مبخر)	79
7-4	المبادل الحراري المستخدم في المنظومة	81

8-4	مخطط الانتالبي والضغط Log P-h للفريون R410A	91
9-4	تجميع المنظومة وتوصيلها	97
10-4	أجزاء المنظومة بعد تجميعها	98
11-4	توضع المبخر وخزان المياه في المنظومة	98
12-4	توصيل كافة العناصر مع دارة التحكم الرئيسية	99
13-4	توصيل الضاغط مع المنظومة	99
14-4	شاشة العرض للمنظومة	100
15-4	قواطع التشغيل ومضخة المياه	100
16-4	توصيل فلاتر المياه مع المنظومة	101
17-4	تشغيل المنظومة بالطاقة الشمسية مع نظام تتبع لأشعة الشمس	102
1-5	درجات الحرارة العظمى في البادية السورية	105
2-5	متوسط درجات الحرارة وهطول الأمطار	106
3-5	تغيرات الرطوبة النسبية مع درجة الحرارة في البادية السورية	106
4-5	رسم بياني يظهر متوسط مصدر بخار الماء لمدينة دمشق	107
5-5	رسم بياني يظهر متوسط مصدر بخار الماء لمدينة طرطوس	108
6-5	النموذج الرياضي للمنظومة	109
7-5	نمذجة الضاغط في المنظومة	110
8-5	نمذجة المكثف في المنظومة	110
9-5	نمذجة عنصر التماس الخارجي	111
10-5	نمذجة صمام التمدد الحراري	111
11-5	نمذجة المبخر في المنظومة	112
12-5	ادخال عنصر وسيط التبريد ومواصفاته الفيزيائية المستخدم في المنظومة	112
13-5	تمثيل دارة التحكم بعمل المنظومة ومعدل التدفق لوسيط التبريد	113
14-5	نمذجة خزان المياه ونظام الفلترة والحماية الخارجية	113
15-5	جزء من النموذج المتعلق بالخرج	114

16-5	راسم إشارة الخرج لدرجة الحرارة المطلوبة	114
17-5	مخطط الانتالبي والضغط للنموذج المقترح حاسوبياً	115
1-6	برنامج PVsyst V7.2.21 لحساب الجدوى الاقتصادية	117
2-6	مخطط بياني لتغيرات درجة الحرارة والرطوبة وتأثيرها على انتاج المياه	120

فهرس الجداول

رقم الجدول	اسم الجدول	رقم الصفحة
1-1	كمية المياه التي يمكن الحصول عليها من خلال معالجة $1m^3$ من الهواء وفقاً لدرجة الحرارة والرطوبة	15
1-2	درجة الغليان والضغط لغاز الفريون (وسيط التبريد)	35
1-3	كفاءة الألواح الشمسية حسب نوعها	58
2-3	الأحمال الكلية في المنظومة	62
1-4	القياسات التجريبية على المبادل الحراري	81
2-4	الخصائص الفيزيائية لغاز الفريون R410A	82
3-4	بارامترات الفريون R410A الموافقة لدرجات الحرارة التي يصل اليها خلال عمل المنظومة	89
1-5	القراءات التجريبية لدرجات الحرارة والرطوبة والإنتاج للمنظومة المقترحة	104
2-5	متوسط القياسات التجريبية لمدينة دمشق خلال أشهر السنة	107
3-5	متوسط القياسات التجريبية لمدينة طرطوس خلال أشهر السنة	108
1-6	تكاليف تركيب المنظومة	118
2-6	التحليل المالي والاقتصادي للمنظومة	119
3-6	انتاجية المنظومة من المياه عند قيم مختلفة لدرجة الحرارة والرطوبة النسبية	120

الرموز والمصطلحات:

الرمز	الوحدة	الشرح
Humidity Air	–	مصطلح يصف كمية بخار الماء في الهواء
نقطة الندى	–	درجة الحرارة التي يبرد فيها الهواء بمكوناته المختلفة عند ضغط جوي محدد
Relative Humidity	–	الرطوبة النسبية وهي كمية بخار الماء التي يستطيع الهواء حملها عند درجة التشبع
MOFs	–	Metal-Organic Frameworks الأطر المعدنية العضوية
VCR	–	Vapor-Compression Refrigeration System نظام التبريد بضغط البخار
PLC	–	Programmable Logic Controller وحدة تحكم منطقية قابلة للبرمجة
AWG	–	Air Water Generator مولد الماء من الهواء
Dehumidifier	–	أجهزة إزالة الرطوبة من الهواء
TAM	–	Technology Acceptance Model نموذج قبول التكنولوجيا
BTUs	–	وحدات حرارية بريطانية تستخدم لوصف القيمة الحرارية (الطاقة) في مكيفات الهواء British Thermal Unit
FDA	–	إدارة الأغذية والأدوية Food and Drug Administration
$C.O.P_R$	-	معامل الأداءCoefficient of performance وهو المقياس الذي نستطيع به تقييم وحدات التبريد وكذلك المقارنة بين وحدات التبريد وأنظمتها المختلفة
CFM	-	Cubic Feet per Min قدم مكعب لكل دقيقة
Q_C	kW	كمية الحرارة المطرودة من المكثف عند ثبوت الضغط
Q_f	kW	كمية الحرارة المنتقلة إلى مائع تبريد المكثف
m_f	kg/s	معدل مرور مائع تبريد المكثف هواء أو ماء
C_{Pf}	kJ/(kg.K)	الحرارة النوعية لمائع تبريد المكثف
t_i , t_o	℃	درجة حرارة دخول وخروج مائع تبريد للمكثف
d	mm	قطر الأنابيب
L	m	طول الأنابيب
WD	kW	العمل المبذول في الضاغط أو القدرة المستهلكة فيه
μ_{total}	-	الكفاءة الكلية لوحدة الضاغط
μ_{motor}	-	كفاءة المحرك الكهربائي
μ_T	-	كفاءة التوصيل بين المحرك الكهربائي والضاغط
μ_m	-	الكفاءة الميكانيكية للضاغط
μ_R	-	Relative efficiency الكفاءة النسبية

μ_v	-	الكفاءة الحجمية للضاغط
Q_e	kW	سعة المبخر
Q_p	kW	كمية الحرارة التي تفقدها المنتجات داخل حيز المبخر
m_p	kg	كتلة المنتجات داخل المبخر
$time$	s	زمن تبريد المنتجات
C_{Pa}	kJ/(kg.K)	الحرارة النوعية للمنتجات فوق التجمد
C_{Pb}	kJ/(kg.K)	الحرارة النوعية للمنتجات تحت التجمد
$L.T$	kJ/kg	الحرارة الكامنة للتجميد للمنتجات
t_i	℃	درجة حرارة المنتجات عند بدء إجراء التبريد
t_o	℃	درجة حرارة المنتجات عند نهاية إجراء التبريد
t_f	℃	درجة حرارة التجميد للمنتجات
$R.C$	الطن تبريد ($T.R$)	سعة التبريد (*Refrigeration Capacity*) للمبخر
Q_L	kW	كمية الحرارة المفقودة من السائل
m_L	kg/s	معدل مرور السائل المطلوب تبريده في المبخر
C_{PL}	kJ/(kg.K)	الحرارة النوعية للسائل المطلوب تبريده
t_i	℃	درجة حرارة السائل عند دخول المبخر
t_o	℃	درجة حرارة السائل عند الخروج من المبخر
μ_{STC}	-	كفاءة التحويل لتقنيات الخلايا الكهروضوئية المختلفة
I_{Rated}	A	قيمة تيار منظم الشحن
$N_{PV-Parallel}$	-	عدد الألواح في المصفوفة
I_{SC}	A	تيار القصر للوح الشمسي
A	mm^2	مساحة مقطع الكبل الكهربائي
ρ	W/m	المقاومة النوعية للكبل
L	m	طول الكبل الكهربائي
ΔV	V	مقدار الفقد في الجهد ضمن الكبل
U_o	V	معامل انتقال الحرارة الكلي
m	kg/s	معدل التدفق الكتلي للمائع
Q	kW	كمية الحرارة المفقودة
C_p	kJ/(kg.K)	السعة الحرارية
t_i , t_o	℃	درجة حرارة دخول وخروج الهواء
i_1 , i_2 , i_3 , i_4	kJ/kg	الانتالبي النوعية

K	W/m^2K	معامل انتقال الحرارة (الموصلية الحرارية)
F	m^2	مساحة سطح التبادل الحراري
LMTD	°C	فرق درجات الحرارة اللوغاريتمي
P_{th}	W	الاستطاعة الحرارية للمبرد (المقاس)
R_{th}	أوم	المقاومة الحرارية للمبادل المدمج
Pr	–	عدد براندل Prandtl number وهو عدد مميز لابعدي
ρ	kg/m^3	الكثافة
v	m^3/kg	الحجم النوعي
μ	–	التوتر السطحي ويحسب من ناتج ضرب الكثافة مع الحجم
Re	–	عدد رينولدز
Nu	–	عدد نسلت
f	–	معامل الاحتكاكFriction factor
h	W/m^2K	معامل انتقال الحرارة السطحي
D_h	mm	القطر الهيدروليكي الداخلي للزعانف$Hydrolic\ dimeter\ inter\ fins$
$V_{air\ inter\ tubes}$	m/s	سرعة الهواء بين الأنابيب
K_{cu}	W/mK	معامل التوصيل الحراري للنحاس
$d_o\ ,\ d_i$	mm	القطر الداخلي والخارجي للأنبوب
k_{AL}	W/mK	معامل التوصيل الحراري للألمنيوم
$\emptyset_{eff}$	mm	القطر الفعال للزعنفة
fin surface	mm	مساحة سطح الزعنفة
μ	–	معامل تصحيح سطح الزعنفة
$R_{thWA\ per\ MC}$	أوم	المقاومة الحرارية المكافئة
$h_1\ ,h_2\ ,h_3\ ,h_4$	kJ/kg	قيم الانتالبي للفريون
$s_1\ ,s_2\ ,s_3\ ,s_4$	kJ/kg.K	الانتروبى النوعية للفريون
–	USD/kWh	واحدة الكيلو واط الساعي مقابل الدولار الأمريكي
–	SP/kWh	واحدة الكيلو واط الساعي مقابل الليرة السورية
VWM	–	Vienna Water Monitoring منظمة مراقبة المياه العالمية

المستخلص

– **خلفية البحث:** تأمين مياه صالحة للشرب لمنطقة نائية في البادية السورية دون الاعتماد على الشبكة الكهربائية العامة

– **هدف البحث:** يهدف البحث إلى دراسة عمل منظومة تقوم بتحويل الرطوبة النسبية في الهواء الى مياه عذبة صالحة للشرب وخالية من الشوائب والتي تعد الطريقة المناسبة لحل مشكلة قلة المياه العذبة في العالم وبالأخص في البادية السورية كونها منطقة نائية يصعب إيصال المياه العذبة اليها وهناك حاجة ملحة لإيصال مياه الشرب لبعض المناطق العسكرية والمدنية في البادية السورية.

– **المواد والطرائق:** تم الاستعانة بمنظومة لتوليد المياه من الهواء وأجهزة لقياس الرطوبة ودرجة الحرارة وكمية المياه المنتجة خلال عام كامل وتم اختبار هذه المنظومة في الشروط المناخية للبادية السورية وهندستها عكسياً لبناء منظومة مشابهة ولكن بالشروط المناخية الجديدة وتطوير المنظومة ببناء نظام طاقة شمسية محمول يقوم بتأمين الطاقة الكهربائية اللازمة لعمل المنظومة

– **النتائج العملية:** تم دراسة آلية عمل المنظومة وفق الشروط المناخية في سوريا وعند نسب منخفضة من الرطوبة النسبية ودرجة الحرارة لإنتاج مياه صالحة للشرب وزيادة كمية الإنتاج عند ارتفاع نسبة الرطوبة في الهواء، واختبار فعالية المنظومة في ظروف العمل المتغيرة.

وتم تأمين مصدر طاقة كهربائية لتشغيل المنظومة عن طريق نظام طاقة كهرو شمسية قابل للتحريك لتصبح المنظومة متكاملة ذاتية التغذية تخدم هذه المناطق وتؤمن مياهاً صالحة للشرب بشكل متواصل.

– **الاستنتاجات:** يمكن اعتماد هذه المنظومة لإنتاج مياه صالحة للشرب بمعدل 30 لتر في اليوم عند أسوأ الظروف المناخية

– **الكلمات المفتاحية:** الرطوبة النسبية، صالحة للشرب، شوائب، فعالية المنظومة، البادية السورية، شروط مناخية، طاقة كهرو شمسية، ذاتية التغذية.

في هذا البحث تم نشر مقالة في مجلة جامعة البعث بالمجلد 44 لعام 2022 بعنوان:

الحصول على مياه الشرب من رطوبة الهواء الجوي وفق الشروط المناخية في البادية السورية وربطها بنظام طاقة شمسية

Abstract

Research Background: Securing potable water for a remote area in the Syrian Badia without relying on the public electrical network

Research Aim: The research aims to study the work of a system that converts the relative humidity in the air into fresh water suitable for drinking and free of impurities, which is the appropriate way to solve the problem of the lack of fresh water in the world, especially in the Syrian Badia, being a remote area that is difficult to deliver fresh water to, and there is an urgent need to deliver drinking water to some Military and civilian areas in the Syrian Badia.

Materials and Methods: A system was used to generate water from the air, and devices for measuring humidity, temperature, and the amount of water produced during a whole year. This system was tested in the climatic conditions of the Syrian desert and reverse engineered to build a similar system, but with new climatic conditions, and the development of the system by building a portable solar energy system that secures the electrical energy necessary for the system to work.

Practical Results: The mechanism of the system's work was studied according to the climatic conditions in Syria and at low rates of relative humidity and temperature to produce potable water and increase the production quantity when the air humidity is high, and to test the effectiveness of the system in changing working conditions.

An electric power source has been secured to operate the system through a movable solar electric power system, so that the system becomes an integrated self-feeding system that serves these areas and provides drinking water an ongoing basis.

Conclusions: This system can be adopted to produce potable water at a rate of 30 liters per day in the worst weather conditions

Key words: Relative humidity, drinkable, impurities, system effectiveness, Syrian Badia, Climatic conditions, solar energy, self-feeding.

In this research, an article was published in the Journal of Al-Baath University, Volume 44 for the year 2022, entitled:

Obtaining drinkable water from atmospheric humidity according to the climatic conditions in the Syrian Badia and linking it to Solar Energy System

SYRIAN Arab Republic
Ministry of Higher Education and Scientific Research
Damascus University
Faculty of Mechanical & Electrical Engineering
Department of General Mechanical

Development and Testing of a Portable System to Generate Potable Water from Atmospheric Air

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of The Requirements for Degree of Master in Heating Engineering

by:

Eng. Milad Youssef Ibrahim

Participating Superintendent

Dr. Sameer Haddad

Director of Research at the Higher Institute of Applied Sciences and Technology

Scientific Superintendent

Dr. Issa Morad

Professor in Mechanical Department - Faculty of Mechanical & Electrical Engineering - Damascus University.

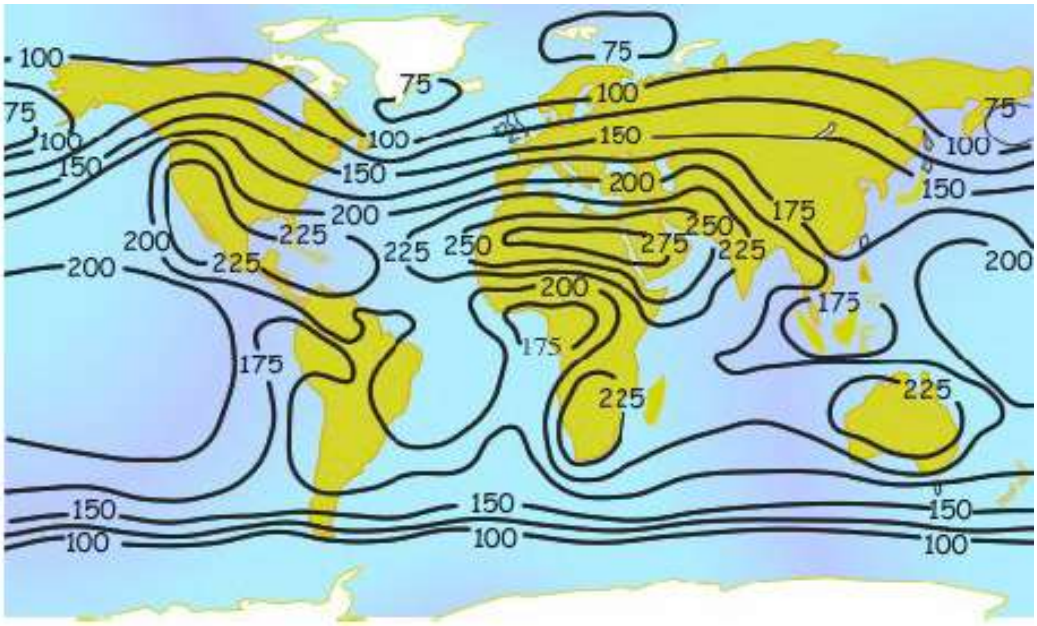
Damascus - 2023

- مقـدمـة :

الماء مهم جداً للحياة على الأرض، حيث من إجمالي المياه المقدرة على الأرض 97% مياه مالحة و3% مياه صالحة للشرب. ويواجه العالم تحديات كبيرة متعلقة بندرة المياه العذبة فمن جهة تتعرض كمياتها المحدودة للتناقص بسبب التبخر الناتج عن ازدياد حرارة الأرض، وتراجع نوعيتها بسبب تلوث مصادرها. ومن جهة أخرى يزداد الطلب عليها بفعل زيادة السكان أي أننا نواجه مشكلة مزدوجة وصعبة وهو طلب متزايد على كميات المياه العذبة في العالم، والحلول التقنية والعلمية المتاحة حالياً لمواجهة هذه المشكلة الخطرة هي إما جزئية أو مكلفة أو أنها تتطلب طاقة إضافية وهذا يؤدي إلى تفاقم في المشاكل البيئية، غير أن هناك حلولاً جديدة واعدة وقد تنجح في المستقبل القريب بسد نقص المياه العذبة في العالم عن طريق تحويل الرطوبة في الهواء إلى مياه صالحة للشرب.

إن صعوبة الحصول على مياه صالحة للشرب في المناطق النائية والبعيدة الفقيرة بالمياه (مثلاً مواقع مدنية وعسكرية) يسبب مشكلة في تأمينها وايصالها إلى هذه المناطق لذلك كان من الضروري تأمين جهاز محمول يقوم بإنتاج المياه ضمن هذه المناطق وأيضاً يعمل على الطاقة الشمسية لحل مشكلة الكهرباء ولكي يعمل الجهاز باستمرار لذلك سيتم العمل على تطوير جهاز ينتج مياهاً صالحة للشرب من الهواء الجوي.

والتوجه إلى استخدام الطاقة الشمسية دون غيرها من مصادر الطاقة المتجددة لتوليد طاقة كهربائية كافية لعمل المنظومة بشكل مثالي وذلك من أجل الإستغناء عن الشبكة الكهربائية العامة، والقطر العربي السوري يتمتع بمستوى عالٍ من الإشعاع الشمسي، وهو المستوى الثاني عالمياً كأعلى قيمة، متوسط الإشعاع الشمسي الذي يصل سطح الأرض في سوريا يصل حتى $225-250\ W/m^2$ كما يبين الشكل (1) الخارطة الشمسية التي تظهر شدة الإشعاع في كل منطقة من العالم ويبين شدة الاشعاع العالي الواصلة إلى سوريا مقارنةً بباقي دول العالم لذلك فإن اهم مصدر للطاقة المتجددة في بلدنا هي الطاقة الشمسية.

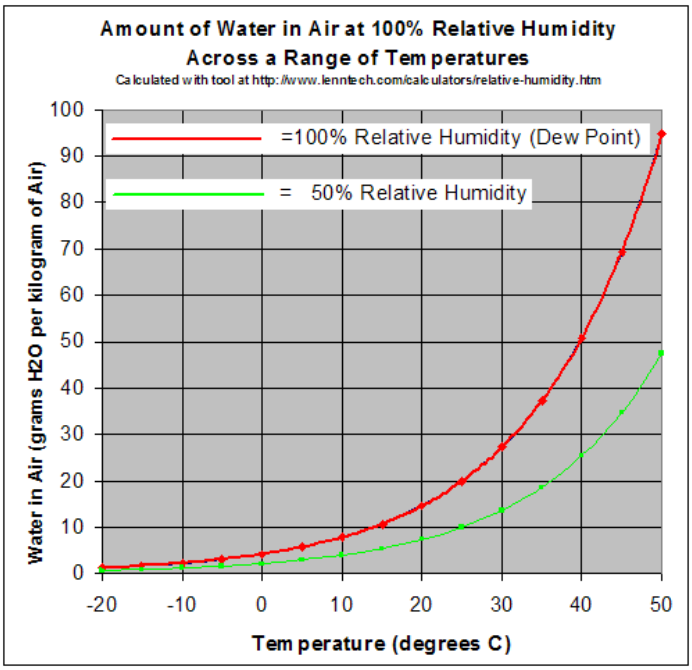


الشكل (1) توزع الاشعاع الشمسي على مختلف المناطق في العالم (الخارطة الشمسية)

رطوبة الهواء:

الرُّطوبَة Humidity مصطلح يصف كمية بخار الماء في الهواء. وتختلف الرطوبة حسب درجة الحرارة وضغط الهواء، فكلما كان الهواء أدفأ زادت كمية بخار الماء الذي يحمله. وعندما يحتوي الهواء على أقصى كمية من بخار الماء يستطيع حملها تحت درجة حرارة وضغط معيّنيْن، فعندئذ يقال إنّ الهواء قد تشبّع ببخار الماء.

وعندما تتم مقارنة كمية بخار الماء في الهواء بكمية بخار الماء التي يستطيع الهواء حملها عند درجة التشبع، فإن ذلك يسمى الرطوبة النسبية. وإذا كان الهواء يحتوي على نصف كمية بخار الماء التي يستطيع حملها فقط، فعندئذ تعادل هذه الرطوبة 50%. ويكون الهواء مشبعاً بالرطوبة في الجو الذي تكتنفه السحب والضباب، وتكون الرطوبة النسبية في هذه الحالة 100%. كذلك فإن طبقات الهواء السفلى فوق المحيطات، تكون معظمها مشبعة بالرطوبة التي تصل إلى 100% مثل المناطق الساحلية. أمّا في الصحراء الكبرى والمناطق الصحراوية شبه المدارية، فتنخفض الرطوبة النسبية إلى 10% فقط، يبين الشكل (2) كمية الماء في الهواء عند درجات حرارة مختلفة.



الشكل (2) كمية الماء في الهواء حتى رطوبة نسبية 100٪ عبر مجموعة من درجات الحرارة.

– تختلف الرطوبة النسبية لمنطقة ما اختلافاً شديداً خلال النهار، وذلك على الرغم من أنّ كمية بخار الماء في الهواء تظلّ كما هي. وفي مثل هذه الحالات تتغير الرطوبة النسبية عندما ترتفع أو تنخفض درجات الحرارة. فقد تكون الرطوبة النسبية أعلى في الصباح، عندما تكون درجة الحرارة منخفضة ويكون الهواء غير قادر على حمل كمية من بخار الماء أكبر من الكمية التي حملها في ذلك الوقت. ولكن عندما ترتفع درجة الحرارة أثناء النهار، يصبح الهواء قادراً على حمل كمية من بخار الماء أكبر، وبالتالي تقلّ قيمة الرطوبة النسبية.

ولمّا كان الهواء يبرد تحت درجة ضغط محدّدة وكمية بخار ماء دائمة، فإنه يصل إلى درجة حرارة يصبح معها مشبعاً. ودرجة الحرارة هذه تسمى نقطة الندى. أمّا إذا قلّت درجة الحرارة عن ذلك، فإنّ بخار الماء يبدأ في التكثف وتتكون السحب أو الضباب أو الندى. وكلمّا انخفضت درجة حرارة الهواء بالنسبة لدرجة حرارة الندى الموجودة فيه، زادت الرطوبة النسبية.

الـدراسـات الـمرجعـيـة

الدراسة المرجعية الأولى: قام بها الباحث (Solis-Chaves) وزملاؤه [1] التي تحمل العنوان:

Extracting potable water from humid air plus electric wind generation

بدراسة عددية هدفها اختبار وتقييم قدرة استخراج المياه وكفاءة الطاقة في أنظمة الرياح الهجينة بهدف تطبيق نموذج أولي محتمل في البرازيل، وقد تم وصف ثلاثة أنواع رئيسية من مولدات المياه بما في ذلك مزاياها وعيوبها لتقدير نسبة الطاقة المطلوبة لتوليد الكهرباء والماء باستخدام مزارع الرياح، والحد الأدنى من الظروف البيئية اللازمة لإنتاج المياه، تحلل هذه المقالة تقنيتين ونظامين تجاريين لتوليد المياه من الهواء وطاقة الرياح الكهربائية. ولكن هذين النظامين لهما عيبان رئيسيان: أحدهما ينتج مياهاً فقط، والثاني لإنتاج الماء والكهرباء بإنتاجية منخفضة.

الدراسة المرجعية الثانية: [2] قام بها الباحث (Salim Ferwati) تحمل العنوان: **Water harvesting cube**

اعتمدت هذه الدراسة على تصميم جهاز يسمى مكعب حصاد الماء كما في الشكل:



الشكل (3) مكعب حصاد المياه

ويتألف من تسعة ألواح شمسية ومحول للطاقة (انفرتر) وجهاز لإزالة الرطوبة وخزان للمياه ونظام لمعالجة المياه. وجميع الأجزاء لها أبعاد اقصاها 1 متر، حيث تسمح الألواح الشمسية للمكعب بالعمل خارج نظام الشبكة الكهربائية العامة، ينتج هذا الجهاز 2.5 لتر/يوم عند رطوبة نسبية منخفضة RH=20% لذلك هو مناسب للعمل في البيئات الصحراوية.

وهناك طرق أخرى أيضاً للحصول على مياه صالحة للشرب كما بين الباحث (Jenna L.Mancuso) وزملاؤه في الدراسة المرجعية الثالثة [3] التي تحمل العنوان: **Porous Crystals Provide Potable Water from Air**

إن أحد طرق الوصول لمياه نظيفة مستدامة يتم من خلال بناء جهاز قائم على إطار معدني عضوي يقوم بإنتاج المياه من الهواء ويعمل على الطاقة الشمسية، حيث تم الاعتماد على الأطر المعدنية العضوية Metal Organic Frameworksأو اختصاراً MOFs وهي مواد تتميز بوجود مسام أو قنوات في هياكلها، وتكون هذه المسام ذات أبعاد كافية لتسمح باستضافة جزيئات أخرى والانتشار عبرها، والتي تُعد منصات مثالية لتعديل الديناميكية الحرارية لامتصاص الماء.

وأظهرت النتائج أنه يجب أن تتميز مواد امتصاص الماء المثالية بالعديد من المسام القطبية الصغيرة والمتوسطة لتكون قادرة على تركيز بخار الماء الجوي بشكل فعال في الظروف المحيطة، وينتج هذا الجهاز ما يقارب 1.3 لتر ماء خلال اليوم، وهي كمية منخفضة نسبياً وذات تكاليف عالية.

وتم التطرق أيضاً إلى دراسة لنظام تحلية مياه البحر باستخدام الطاقة الشمسية في الدراسة المرجعية الرابعة [4] التي قام بها الباحث (Kasaeian Alibakhsh) وزملاؤه بعنوان: **Osmotic Desalination by Solar Energy**

تهدف إلى تسليط الضوء على الدور المهم للطاقة الشمسية والأنظمة كطاقة خضراء متجددة في إنتاج مياه الشرب للإنسان عن طريق تحلية مياه البحر، وتهدف إلى دراسة تأثير البارامترات على الإنتاجية لتحلية مياه البحر، تم شرح تقنيات تحلية الأغشية والتناضح العكسي والأمامي التي تعمل بالطاقة الشمسية، وتعتمد في عملها على نظام دورة رانكين العضوية الشمسية، قامت هذه الدراسة بتحسين الخصائص الديناميكية الحرارية للحصول على الحد الأقصى من

مياه الشرب اليومية وكفاءة الطاقة في ظل الظروف المحددة، والتخزين الحراري يساعد على توفير المياه الصالحة للشرب خلال فترة زمنية معينة.

أظهرت النتائج أنه أثناء عمل النظام يحصل فاقد في الغاز الطبيعي المسال وفقد في حرارة المجمع الشمسي وذلك يقلل من الطاقة، وأظهرت أيضاً عدم كفاءة النظام للعمل على معالجة المياه في المناطق القاحلة والمعزولة، وتواجه المنظومة صعوبة في التخلص من المحلول المحلي الذي هو أحد مشاكل عملية التحلية.

الدراسة المرجعية الخامسة: قام بها الباحث (Van Hung Tran) وزملاؤه [5] تحمل العنوان:

Efficiency evaluation of water production from the atmospheric air in Vietnam.

التي تهدف إلى إجراء تحليل لإستخراج المياه الصالحة للشرب من الهواء المحيط الرطب باستخدام دارة تبريد انضغاطية (VCR) لدراسة الحالة في فيتنام، حيث إن مصدر التغذية في هذا المشروع عن طريق عنفة بخارية تقوم بتأمين التيار الكهربائي المطلوب، أظهرت النتائج أن درجة الحرارة عند مخرج تيار الهواء في جميع أنحاء المبخر لنظام VCR تبلغ حوالي 13 درجة مئوية حيث إن أقل استهلاك طاقي يكون عند هذه الدرجة. تم تقديم اليوم النموذجي في كل شهر من العام مع القيم التفصيلية لدرجة الحرارة والرطوبة النسبية لمدة 24 ساعة واستخدامها لتحديد إنتاج الماء من الهواء. تعد هذه الطريقة فعالة جداً ولكن تكاليفها مرتفعة ويتم تصميمها فقط للمحطات الكبيرة لكميات إنتاج مرتفعة.

هذا وقد توصلت إحدى الدراسات التطبيقية الحديثة في الدراسة المرجعية السادسة [17] من خلال تصميم محطة صغيرة لتوليد الماء من الهواء في أحد الفنادق الصغيرة بدولة الإمارات العربية المتحدة إلى أن استخدام هذه التكنولوجيا يمكن أن يوفر ما يقرب من 50% من احتياجات الفندق الأساسية من المياه العذبة حيث بلغ حجم الإنتاج اليومي من المحطة 10.2 متر مكعب أي ما يعادل 10200 لتر في اليوم عند درجة حرارة 20°C ورطوبة نسبية 60%. وقد أكدت هذه الدراسة أنه في حالة زيادة درجة الحرارة إلى 35°C عند رطوبة نسبية 60% يمكن أن ينتج هذا الجهاز 70.3 متر مكعب من المياه في اليوم الواحد وبالتالي سيغطي حوالي 47% من احتياجات الفندق.

وفي مجال دراسة وحدة التبريد بمكوناتها الأساسية من ضاغط ومبخر ومكثف وصمام تمدد حراري حيث قام الباحثون (T. Lokietek, S. Jaszczak and P. Nikonczuk) في الدراسة المرجعية السابعة [7] تحت عنوان:

Optimization of control system for modified configuration of a refrigeration unit

تم تحليل العوامل التكنولوجية التي لها تأثير على جودة التحكم لوحدة التبريد، وكانت الفكرة الرئيسة في هذه الدراسة هي إيجاد خوارزميات تحكم قوية للتحكم في درجة الحرارة ومنع تشكل طبقة الصقيع على سطح المبخر مما يجعل عملية التبريد مستقرة في أي نقطة عمل، وتم توضيح آلية عمل وحدة التبريد الانضغاطية VCR الأكثر استخداماً للحصول على تأثير التبريد، وأخيراً تم تقديم تجارب عملية في أوقات محددة لتوضيح طرق العمل النموذجية لوحدة التبريد وإثبات قوة خوارزمية التحكم المطورة والمنفذة.

تم استخدام غرف اختبار لدرجة الحرارة والرطوبة النسبية من قبل الباحث (Kwesi Mensah) في الدراسة المرجعية الثامنة [8] التي قام بها تحت عنوان:

Energy Consumption and Stability Investigation of Constant Temperature and Humidity Test Chamber

لمحاكاة العديد من الظروف البيئية وكذلك لمراقبة التأثيرات التي تحدثها قيم مختلفة من درجات الحرارة والرطوبة على منتج أو مادة في مرحلة التصنيع. في هذه الدراسة تم فحص استهلاك الطاقة واستقرار غرفة درجة الحرارة والرطوبة في ظل ظروف تشغيل بيئية مختلفة من خلال اعتماد ضاغط متغير السرعة لوحدة التبريد. لُحظ ازدياد في قدرة التبريد للنظام مع ارتفاع درجات الحرارة والرطوبة وزاد إجمالي استهلاك الطاقة لوحدة الاختبار بسبب الزيادة في خرج السخان الكهربائي، وعن طريق ضبط سرعة الضاغط يكون لديه القدرة على تقليل تقلبات درجة الحرارة والرطوبة النسبية داخل الغرفة لظروف تشغيل معينة، ولديه القدرة على تقليل استهلاك الطاقة بشكل كبير وفقاً لزيادة درجة حرارة الغرفة بالإضافة إلى ضمان استقرار النظام.

قام الباحثان (C. F. Pinnola and J. V. C. Vargas) بإجراء الدراسة المرجعية التاسعة [9] بعنوان:

Reduction of Energy Consumption in Refrigeration and Air Conditioning via Programmable Logic Controller (PLC)

تهدف إلى الحد من استهلاك الطاقة في أنظمة التبريد والتكييف عن طريق الـ PLC (وحدة التحكم المنطقية القابلة للبرمجة) حيث يقترح هذان الباحثان تطبيق الـ PLC وانفرتر ترددي من نوع (Kit) على أنظمة التبريد الحالية وذلك للتحكم في سرعة محرك الضاغط بناءً على قانون الطاقة. حيث تم تصميم وحدة تبريد متكاملة وبناؤها في المختبر واختبارها تحت حمولة حرارية ثابتة.

أظهرت النتائج أن التبريد بضغط البخار باستخدام التحكم بالسرعة يُحدث انخفاض في الطاقة بنسبة 30% تقريباً مقارنةً بالتحكم التقليدي عند التشغيل والإيقاف. الاستنتاج الرئيسِ من هذه الدراسة أنه يمكن تطبيق الوحدة على أي جهاز تبريد مع توقع توفير كبير في استهلاك الطاقة وخاصة عند الذروة التي يسببها المحرك لبدء تشغيل الضاغط.

تم اجراء دراستين متشابهتين الدراسة المرجعية العاشرة والحادية عشر [11] , [10] حول الجدوى الاقتصادية لأجهزة التبريد بالإعتماد على الطاقة المتجددة قام بها الباحثون (U. Desideri, S. Proietti and P. Sdringola.) و (Dr. Jakob) بهدف إجراء تحليل اقتصادي وفني لأنظمة التبريد بالطاقة الشمسية وذلك لأن الطلب المتزايد على أجهزة تكييف الهواء أدى إلى زيادة كبيرة في الطلب على موارد الطاقة الأولية، حيث تم وصف التركيبات الفنية المختلفة للتبريد الشمسي ومكونات مجموعة التبريد بالطاقة الشمسية وطريقة عملها ومزاياها، والهدف الرئيسِ من هذه الدراسات هو تحليل الجدوى التقنية والاقتصادية لآلة التبريد الامتصاصية التي تعمل على الطاقة الحرارية الشمسية والتعريف بآلية عمل مبردات الامتصاص التي تعمل على أمونيا / ماء ولها طلب كهربائي منخفض للغاية.

الـفـصل الأول

تحليل نظام توليد المياه من الهواء الجوي

1-1-مولد المياه من الغلاف الجوي:

يعدّ مولّد المياه من الغلاف الجويّ جهازاً لإستخلاص واستنباط المياه من جزيئات الهواء الرطبة المحيطة به، ويستخرج بخار الماء من الجوّ عن طريق تكثيف الهواء وتبريده إلى درجة أقل من درجة الندى، أو عن طريق تمريره في مجفّفات أو ضغطه. تكمن أهمية وجود هذه المولّدات في المناطق التي يصعب إيجاد المياه النقية فيها، والتي تعاني من شحّ المصادر المائية أو يصعب إيصال المياه إليها.
تتطلب عملية استخراج المياه من الجو كمية من الطاقة اللازمة لتشغيل هذه المولّدات، وبعضها يعتمد على الاختلاف بين درجات الحرارة دون الحاجة إلى اللجوء لمصادر أخرى من الطاقة .

1-1-1-التكنولوجيا الحديثة:

كثيرٌ من مولّدات المياه تعمل بطريقة مشابهة لتلك التي تزيل الرطوبة (المجفّفة)، حيث يمرّ الهواء فوق ملفّ حرارته منخفضة، مؤدياً إلى تكاثفه، ويعتمد المعدل الزمني لتوليد المياه على درجات الحرارة المحاط بها المولّد والرطوبة النسبية وحجم الهواء المارّ فوق الملف ومدى قدرة المولّد على تبريد الملفّ. تقوم هذه الأنظمة بتخفيض درجة حرارة الهواء والتي بدورِها تقلل من سعة الهواء الحامل لبخار الماء. تعدّ هذه التكنولوجيا الأكثر شيوعاً واستخداماً.

ويوجد تكنولوجيا بديلة ألا وهي المجفّفات، والتي توظّف بشكل أساسي السوائل ككلوريد الليثيوم وبروميد الليثيوم لسحب الماء من الهواء عبر الخاصية الاسترطابية، وأساس هذه التقنية الجمع بين استخدام التجفيف بالاستعانة بالمواد الصلبة مثل جل السيليكا والزيولايت (مركب من مجموعة السيليكا) مع عملية التكثيف الناتجة من الضغط. وما زالت المولّدات التي تعمل على الطاقة الشمسية قيد التطوير.

1-1-2-التكثيف البارد:

في المولّد الذي يعمل على مبدأ التبريد والتكثيف، تقوم نوع من أنواع الضواغط بتمرير المبرّد عبر مكثّف، وثم عبر ملفّ المبخّر والذي من شأنه أن يقوم بخفض حرارة الهواء إلى درجة الندى مؤدياً إلى تكاثفه. حيث تدفع المروحة – ذات السرعة المُتحكم بها – الهواءَ المصفّى فوق الملفّ، وتُنقل المياه الناتجة إلى خزّانات تعمل على نظامَي التصفية والتنقية، لمحاولة إبقاء المياه نقيّة وتقليل احتمالية إصابتها بالفيروسات والبكتيريا الموجودة في الهواء المحيط على الملفّ التبخيري عبر المياه المتكاثفة.

يعتمد معدّل إنتاج جزيئات الماء على كلّ من الرطوبة النسبية للجوّ، درجة حرارة الهواء وحجم الضواغط. وتزداد كفاءة هذه المولّدات مع ازدياد الرطوبة النسبية وحرارة الهواء على حدّ سواء. كما وتقل كفاءتها بانخفاض حرارة الجوّ عن 18.3C° أو بانخفاض الرطوبة النسبية عن 30%. وبالتالي فعاليّتها تقلّ عند وجودها في غرف مكيّفة .

قامت بعض أنواع التكنولوجيا بتوظيف تأثير بلتيير للمواد شبه الموصلة، والتي عندما يسخن جانب من هذه المواد يبرد الجانب الآخر. في هذا التطبيق، يكون الهواء فوق زعانف التبريد على الجانب الذي يبرد ممّا يخفّض درجة حرارة الهواء إلى درجة الندى، مؤدياً إلى تكاثف الماء، ثمّ تجميعه. بعض هذه التصاميم تستخدم الطاقة الشمسية كمصدر أساسي للتشغيل، بسبب طبيعة الحالة الصلبة للمواد شبه الموصلة وقلّة استهلاكها للطاقة.

كما ويمكن تحسين سعة مولّدات مياه الشرب في درجات الرطوبة المنخفضة عبر استخدام مبرّد تبخيري مقرون بمزوّد للمياه الراكدة والتي بدَورها تزيد رطوبة الهواء لدرجة قريبة من درجة الندى. بالتالي يمكن توليد مياه الشرب باستخدام المياه الراكدة دون الاعتماد على رطوبة الهواء المحيط .

1-1-3-التجفيف الرطب:

تتضمّن إحدى أنواع مولّدات المياه التي تعمل على مبدأ التجفيف الرطب استخدام أملاح مذوّبة في محاليل ملحية لإمتصاص الرطوبة. ثم تستخلص هذه الأنظمة المياه من هذه المحاليل وتنقّيها. طُوّرت هذه التكنولوجيا كأجهزة متنقّلة، وقد تم تركيب كثير من هذه الأجهزة على مقطورات حيث تنتج ما مقداره ألفاً ومائتي جالون، أي ما يُعادل $4500\ L_{water}/day$ بنسبة خمسة جالونات من المياه مقابل جالون واحد من الوَقود.

وتمّ تطوير أنواع مختلفة من التقنيات لتصبحَ صديقة للبيئة، من خلال استخدام الطاقة الشمسية. حيث يتم حقن المحلول الملحيّ خارج الأنابيب وتمتص الماء من الهواء، ثم يدخل المحلول لحجرة ويتم تعريضه لضغط تفريغي (الشفط) والحرارة. يتم تجميع المياه من جزيئات بخار الماء المتكاثفة، بينما يتم إعادة تدوير المحلول الملحي عبر النظام. ويتم إزالة المياه المتكاثف من النظام عبر الجاذبية وبالتالي يتكوّن ضغط تفريغي يقلّل درجة غليان المحلول الملحي.
كما يتم استخدام هذه التقنية في مكيَفات الهواء حيث تنتج مياه غير نقيّة كمركبات ثانوية عن عمليتيّ تبريد الهواء وتكثيفه، خاصّة في مكيّفات الهواء التي تعمل بتقنيّة التجفيف. كما وتقلّل من نسبة الرطوبة الناتجة عن هذه الأنظمة.
يقوم ملفّ التبخير ذو الحرارة المنخفضة نسبياً (حرارته أقل من درجة الندى)، بتكثيف بخار الماء الموجود في الهواء الجوي، تماماً كما يتكاثف الهواء على سطح الزجاجة المحتوية للمياه الباردة.
لذلك، يُستخلص بخار الماء من الهواء المبرّد ويُرسل إلى نظام تصريفي خاصّ.

1-2-تكنولوجيا تحويل رطوبة الهواء إلى ماء:

الجهاز المستخدم في عملية تكثيف بخار الماء في الهواء وتحويله إلى ماء يطلق عليه اسم مولد الماء من الهواء (Air Water Generator)، وهو جهاز يستخرج الماء من رطوبة الهواء. يمكن استخراج بخار الماء في الهواء عن طريق التكثيف، وهي عملية تبريد الهواء تحت نقطة الندى، وهي درجة الحرارة التي يبرد فيها الهواء بمكوناته المختلفة، عند ضغط جوي محدد ليتكثف بخار الماء إلى مياه سائلة مثل الندى. ويمكن استخراج بخار الماء أيضاً عبر تعريض الهواء للمجففات.

وعلى عكس أجهزة إزالة الرطوبة (dehumidifier)، صمم مولد الماء من رطوبة الهواء للحصول على المياه الصالحة للشرب. وتعد هذه الأجهزة مفيدة في الأماكن التي يصعب أو يستحيل فيها الحصول على مياه الشرب النقية، لأنه توجد دائماً كمية صغيرة من الماء في الهواء يمكن استخراجها. الطريقتان الأساسيتان المستخدمتان لاستخراج الماء هما: التبريد، أو عبر المجففات.

1-2-1-الفرق بين الحصول على الماء من رطوبة الهواء وتحلية مياه البحر:

مع نضوب العديد من الموارد المائية العذبة لبعض الدول كان العلم هو الحل هذه المرة من خلال تقنيات تحلية مياه البحر، وهي عملية معقدة تتطلب جهداً ومالاً كبيرين، لكن مفهومها الأساسي يتمثل في إزالة الأملاح المذابة من مياه البحر، وجعل المياه غير الصالحة للاستعمال مناسبة للاستهلاك البشري، والري والتطبيقات الصناعية، والكثير من الأغراض الأخرى.

وتجري العملية بأكثر من طريقة، إما بالتقطير عن طريق الحرارة الناتجة عن الشمس أو الوقود، ويكون ذلك بتسخين المياه لدرجة الغليان، ثم تكثيف البخار الناتج عن هذا الغليان على سطح بارد، وتُكرر تلك العملية عدة مرات؛ حتى ينفصل الماء تماماً عن الأملاح والشوائب الموجودة فيه؛ ويصبح صالحًا للشرب والاستهلاك.

أو أن يكون ذلك عن طريق الطاقة الكهربائية، وهي الطريقة المسماة بـ «التناضح العكسي»، وهي عملية معقدة تعتمد في أصلها على الطاقة الكهربائية، وتتكون من مراحل متعددة تنتهي بإنتاج قطرات مياه عذبة صالحة للشرب.

لكن التكلفة الباهظة لتحلية مياه البحر هي السبب الأول الذي يحد من انتشارها، والعقبة الأولى في الطريق لحل مشكلة المياه.

1-2-2-الفوائد البيئية من استخدام مولدات المياه النقية:

- يمتص الرطوبة من الهواء ويقوم بتكثيفها وتحويلها إلى مياه شرب نقية
- يقضي على البكتيريا والفيروسات الموجودة في الهواء قبل تحويله إلى ماء.

- يقوم بتنقية الهواء في المنازل والمكاتب
- يُحسن معدلات الرطوبة في الجو
- يولد المياه بطريقة أمنة ومستمرة
- تكنولوجيا صديقة للبيئة

1-3-تقنية مولد الماء الهوائي (AWG) Atmospheric Water Generator:

تُعد ندرة المياه العذبة من أكبر التحديات التي تواجه العالم المعاصر، الأمر الذي دفع العلماء والباحثين في مجال هندسة المياه حول العالم إلى تطوير تقنيات حديثة في محاولة لإيجاد مصادر بديلة مستدامة للمياه العذبة. ومن أهم هذه التقنيات مولد الماء الهوائي (AWG)، حيث تمثّل مولّدات المياه الهوائية (AWG) نقلة نوعية على الصعيد التكنولوجي، تعمل هذه الآلات على إنتاج مياه شرب نقيّة بالاعتماد على كل من الرّطوبة ودرجة حرارة المحيط بحيث يتم تحويل الرّطوبة في الهواء إلى ماء لا يحتوي على ملوّثات أو بكتيريا أو كائنات دقيقة أخرى. يتم استخدام مرشّحات GAC وتوليد الأوزون لضمان تنقية الماء في كل الأوقات.

أما بالنسبة لجودة المياه المنتجة Water Quality من تقنية AWG فهي نقية تماماً وخالية من أي ملوثات كيميائية أو جوفية أو صناعية أو بشرية أو حيوانية أو بكتريا أو أي كائنات حية دقيقة لأن هذه التقنية تتضمن أحدث نظم التنقية والترشيح المستخدمة في العالم مثل نظم تعقيم المياه بالأشعة فوق البنفسجية، ونظم التعقيم بالأوزون، ونظم الفلترة المتعددة المراحل بالكربون، بالإضافة إلى تقنيات التناضح العكسيReverse Osmosis ومن ثم نحصل في النهاية على مياه نقية صالحة للشرب Potable Water، بنسبة تتراوح من99.9% إلى 100%. علاوة على ذلك يتم تنقية الهواء قبل استخلاص الماء منه، حيث يقوم AWG بالتنقية والفلترة المسبقة للهواء لإزالة أي أتربة، أو بكتريا، أو أي جسيمات أخرى عالقة فيه، ثم يتم بعد ذلك استخلاص وفلترة وتنقية المياه بدقة عالية دون استخدام أي مواد كيميائية [14] يحتاج مولد الماء الهوائي إلى رطوبة نسبية Relative Humidity بمتوسط25% ودرجة حرارة بمتوسط 18.3C° وبالتالي كلما زادت الرطوبة النسبية ودرجة حرارة الهواء المحيط عن هذه المعدلات، كلما زادت فعالية عمل هذا الجهاز [15] كما هو موضح في الجدول (1-1).

الجدول (1−1) كمية المياه التي يمكن الحصول عليها من خلال معالجة $1m^3$ من الهواء وفقاً لدرجة الحرارة والرطوبة [14]

$L_{water}/1m^3 Air$	الرطوبة النسبية %	درجة الحرارة C°
6.87	35	25
7.87	40	
8.87	45	
9.87	50	
لتر مياه/$1m^3$ من الهواء	الرطوبة النسبية %	درجة الحرارة C°
8.72	35	29
9.99	40	
11.26	45	
12.54	50	
12.32	35	35
14.12	40	
15.93	45	
17.75	50	
15.39	35	39
17.65	40	
19.93	45	
22.22	50	
20.19	35	44
23.18	40	
26.20	45	
29.25	50	

وبناءً على ذلك فالظروف المناخية في المنطقة المراد تركيب هذه المنظومة بها وفقاً للمؤشرات الواردة في الجدول (1−1) تناسب جداً عمل هذه التقنية، فمثلاً عند درجة حرارة 44C° ورطوبة نسبية 50% يمكن الحصول على 29.25 لتر مياه/$1m^3$ من الهواء، في مقابل 6.87 لتر مياه/$1m^3$ من الهواء عند درجة حرارة 25C° ورطوبة نسبية 35%.

وبالتالي يمكن الاعتماد على هذه التقنية في حل مشكلة مياه الشرب في المناطق النائية والبعيدة والتي يبلغ متوسطها السنوي لدرجات الحرارة 24C° والرطوبة النسبية من 30% إلى 50%. ومن الجدير بالذكر ان العلماء والباحثين في مجال هندسة المياه قد قاموا بتطوير نظم جديدة من هذه التقنية لتناسب المناطق الصحراوية القاحلة Arid and Desert Climates. حيث قاموا بتطوير أجهزة لتوليد الماء من الهواء في المناطق الصحراوية الجافة التي تنخفض فيها الرطوبة النسبية RH إلى 10% من خلال تدعيم هذه الأجهزة ببعض المواد شديدة الامتصاص للرطوبة. وقد تم تجربة هذه الأجهزة بنجاح في ولاية أريزونا بالولايات المتحدة الأمريكية [16].

لذلك فإن استخدام تكنولوجيا AWG في المنشآت والمناطق العسكرية والمدنية سيوفر الكثير من الاحتياجات المائية خاصةً أن تكلفة إيصال المياه ونقلها إلى هذه المناطق مرتفعة جداً.

وبالتالي يُعد مولد الماء الهوائي مصدراً بديلاً آمناً ومستداماً للمياه العذبة، وتقنية خضراء صديقة للبيئة Environmentally Friendly، وموفر للطاقة حيث يعمل بالطاقة الشمسية والرياح بالإضافة إلى استهلاكه المنخفض من الكهرباء، كما أنه يوفر الكلفة الخاصة بتخزين ونقل المياه [15].

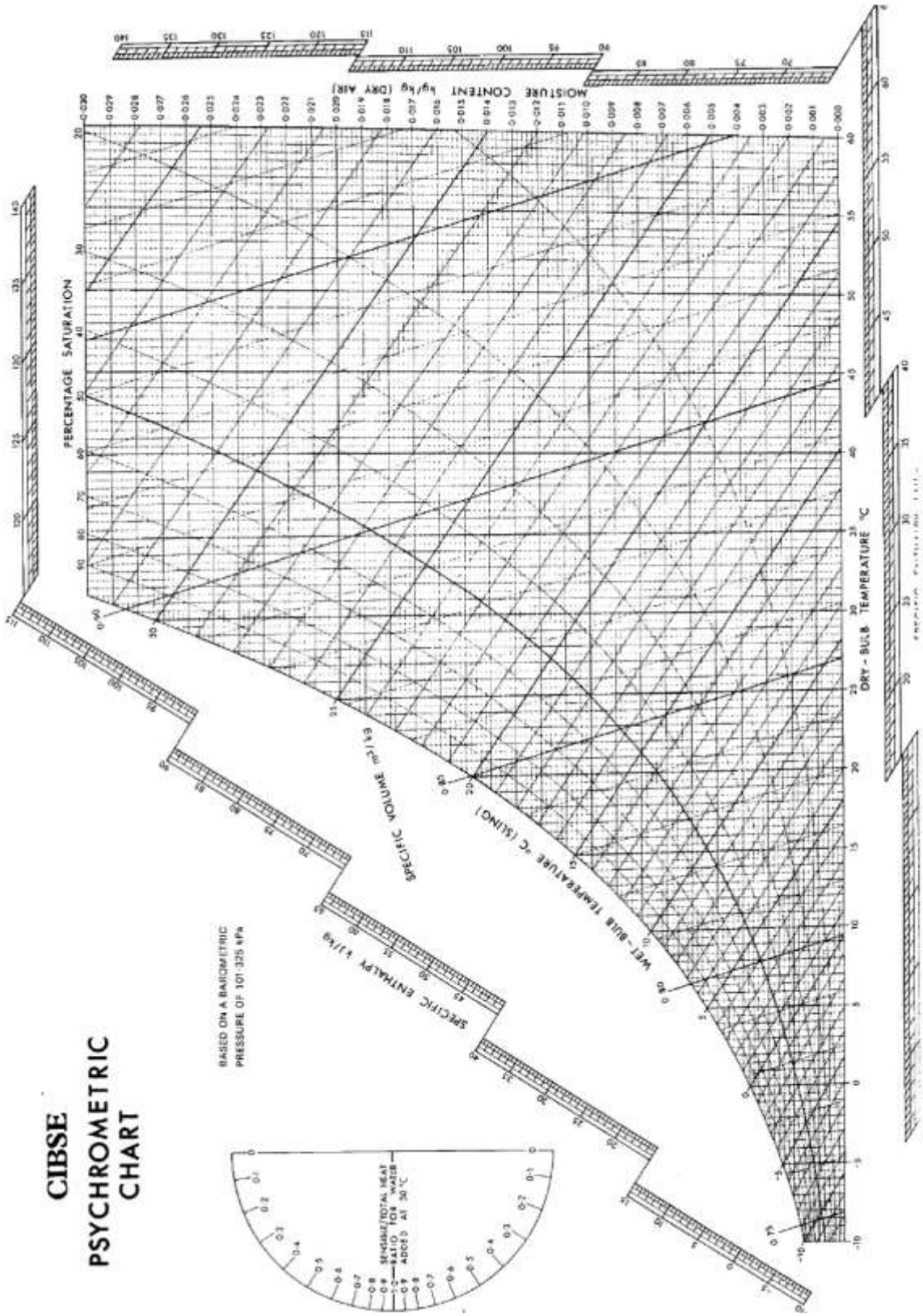
أما بالنسبة للقدرة الإنتاجية فقد أشارت الدراسات السابقة [18]، [19]، إلى أن المحطات الكبيرة من مولد الماء الهوائي تتراوح قدرتها الإنتاجية من 1000 إلى مليون لتر من المياه العذبة في اليوم الواحد، وبالتالي تُعد من أقوى التقنيات المنافسة لمحطات التحلية من حيث كمية الإنتاج اليومي من المياه وسهولة التشغيل وانخفاض التكلفة وجودة المياه المنتجة.

1-4-مواصفات الهواء الرطب (المخطط السيكرومتري) Psychrometrics Chart:

يدرس علم السيكومتري الخواص الثيرموديناميكية للهواء الرطب المتعلق بالتصميم الحراري المريح والاحمال. وكذلك تحديد الخواص الثيرموديناميكية للهواء الجاف وبخار الماء المشبع وبالتالي الهواء المار خلال المبنى سواء كان في الخارج أو في الداخل أو في انابيب تمديد الهواء المكيف، والذي يُعد خليطاً من الاثنين ويمكن اشتقاق خواصه من هذين المائعين (الهواء الجاف وبخار الماء).

المخطط السيكرومتري كما في الشكل (1-1) هي عبارة عن مخطط عند ضغط معطى، وفي الاغلب يكون عند الضغط الجوي عند مستوى سطح البحر، وخطوط الكنتور هي درجة الحرارة الرطبة والحرارة الجافة والحجم النوعي ونسبة التشبع والمحتوى الحراري النوعي رسمت على الاحداثيات الكارتيزية مع درجة الحرارة الجافة كمحور افقي ومحتوى الرطوبة كمحور رأسي.

لهذا فان أي نقطة على المخطط تعرف الخواص الثيرموديناميكة لخليط الهواء الجاف وبخار الماء وبالتالي تمثل الحالة النوعية للهواء الرطب.



الشكل (1–1) المخطط السيكرومتري على مستوى سطح البحر

الانتقال من نقطة إلى أخرى على المخطط يعرّف كعملية سيكرومترية محددة تلك التي وصل اليها النظام. تساعد تغيرات القيمة المرتبطة بالعملية على حساب تصميم النظام، مثل تقدير الاحمال وتقدير التكثيف. لهذا استخدم مخطط السيكرومتري في الغالب كأداة في تصاميم HVAC .

1- درجة الحرارة الجافة(Dry-bulb Temperature (DBT :

هذا المتغير هو المقياس الذي يوضح مستوى الطاقة الداخلية للهواء المعطى وهو متغير مشابه لارتفاع جسم له طاقة وضع. يمكن قياس درجة الحرارة الجافة DBT بسهولة بوساطة مقياس حرارة عادي وهي المحور الافقي على المخطط السيكرومتري، وحدتها السيليزيوس أو الفهرنهايت أو الكلفن.

2- محتوى الرطوبة Moisture Content :

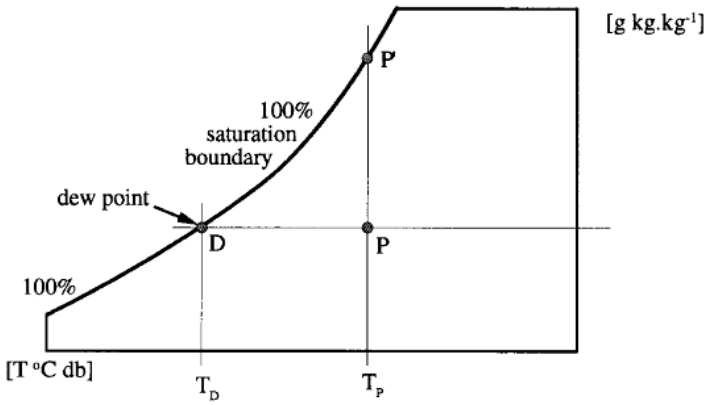
كذلك تعرف بنسبة الرطوبة أو نسبة الخلط أو الرطوبة النوعية وهي تتناسب مع كتلة بخار الماء لكل وحدة كتلة من الهواء الجاف عند شروط معطاة، وحدتها kg water/kg dry air وهي المحور الرأسي على المخطط السيكرومتري.

3- درجة الحرارة الرطبة (Wet-bulb Temperature (WBT :

يعرّف هذا المتغير على أنه درجة حرارة عينة الهواء التي تمر فوق سطح كبير من الماء عند ضغط ثابت، وعملية تشبع اديباتيكية. بشكل عملي تقاس بوساطة مقياس حرارة عادي مجسه مكون من انتفاخ مدبب ملفوف بقطعة قماش مبللة مشبعة بالماء لها نفس درجة حرارة الهواء والخليط المتبخر. على المخطط هي عبارة عن خطوط كنتور مكونة من مجموعة خطوط متوازية. وحدتها هي نفس وحدة DBT السليزيوس.

4- درجة حرارة الندى Dew point temperature :

درجة حرارة نقطة الندى هي درجة الحرارة عندما يكون ضغط الهواء المشبع مثل ضغط البخار كما في العينة وموضحة بالشكل (1−2).



الشكل (1−2) نقاط الحالة على مخطط السيكرومتري

كما أنها أيضاً درجة الحرارة التي تتشكل عندما يتكثف الخليط للهواء المتدفق. النقطة D أعلاه رسمت مقابل درجة الحرارة الجافة والتي تشكل خط التشبع 100 % أو الحد الأيسر على مخطط السيكرومتري.

5- الرطوبة النسبية Relative humidity (RH) :

يمكن تعريف RH% على أنها النسبة بين ضغط البخار عند P عند درجة حرارة Tp إلى ضغط البخار عند التشبع عند درجة حرارة Tp أي النقطة p أعلاه.

6- نسبة التشبع أو نسبة الرطوبة Percentage saturation or humidity ratio :

وهي نسبة المحتوى الرطب عند P مع درجة حرارة Tp إلى محتوى الرطوبة المشبع عند p مع درجة حرارة Tp ولكن لكل الأغراض العملية فهذه النسبة هي نفسها RH.

7- الرطوبة أو الحجم النوعي Humid or specific volume :

وهو الحجم المشغول بوساطة الهواء الرطب أو خليط الهواء وبخار الماء عند درجة حرارة وضغط محدد.

8- الحرارة النوعية الرطبة Humid specific heat :

وهي الحرارة النوعية الفعالة لخليط الهواء وبخار الماء وهذه تحسب من الجمع في المعادلة التالية.

$$CH_{UMID} = C_{Air} \times M_{Air} + C_{Water} \times M_{Water} \quad \text{.....} (1-1)$$

حيث إن: M_{Air} هي وزن كتلة الهواء الجاف، C_{Air} الحرارة النوعية للهواء الجاف، M_{Water} وزن كتلة بخار الماء، C_{Water} الحرارة النوعية لبخار الماء.

- الأحمال الحرارية المحسوسة والكامنة Sensible and latent heat loads :

الهواء المكيّف المزود للغرفة من خلال نظام تكييف الهواء يجب أن يحافظ على ظروف الغرفة داخل حدود التصميم. في العادة تكون الظروف المرغوبة محددة بدلالة درجة الحرارة الجافة ومحتوى الرطوبة والرطوبة النسبية.

الاستجابة للظروف المقاسة في الغرفة يمكن تقسيمها إلى اثنين من الاحمال الحرارية وتعرف عادة بالحمل الحراري المحسوس والذي يشتمل على تغيرات لدرجة حرارة الهواء الجاف عند ثبوت محتوى الرطوبة وحمل الحرارة الكامنة والذي يشتمل على تغيرات في محتوى الرطوبة عند ثبوت درجة الحرارة الجافة. الهواء القادم من أجهزة التكييف يجب أن يكون قادراً على موازنة كلّ من هذه الاحمال إذا كانت ظروف الغرفة room conditions مستقرة.

- الحمل الحراري المحسوس Sensible heat load :

يمكن التعبير عن الحرارة المفقودة من الغرفة أو المكتسبة عند محتوى رطوبة ثابت بوحدة الواط وكذلك الحال لدرجة حرارة الغرفة t_r ودرجة حرارة امداد الهواء t_a يمكن تطبيق الصيغة التالية:

$$q_s = m \times C_p(t_r - t_a) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2-1)$$

حيث إن: q_s هي حمل الحرارة المحسوس، m كتلة تدفق امداد الهواء، C_p الحرارة النوعية للهواء الرطب.

إذا كان حمل الحرارة موجباً فإن $t_a < t_r$.

هذا يؤدي إلى أنه على المخطط السيكرومتري يكون حالة إمداد الهواء في الشتاء على يمين ظروف الغرفة وإلى اليسار في الصيف.

- الحمل الحراري الكامن Latent heat load :

طريقة بديلة للتعبير عن التغير في محتوى رطوبة الغرفة يعود إلى الطاقة الداخلة المطلوبة لتبخير تلك الكمية من الماء بالاعتماد على الحرارة الكامنة للتبخر عند درجة الحرارة تلك. وبالتالي فإن الهواء المزود إلى الغرفة يجب أن يمتلك القدرة على امتصاص هذه الكمية من الماء المتبخر وبالتالي الحفاظ على ظروف الغرفة.

يمكن التعبير عن حمل الحرارة الكامنة على النحو التالي:

$$q_L = \text{kg of water evaporated} \times \text{latent heat of evaporation /kg} \quad \ldots\ldots (3-1)$$

وعليه فإن حمل الحرارة الكامنة يكون: $q_L = m(g_r - g_a)h_{fg}$ ..... (4-1)

حيث إن h_{fg} : هي الحرارة الكامنة للتبخر عند درجة حرارة الغرفة.

أو $q_L = m(h_r - h_a)$

الـفـصل الـثـانـي

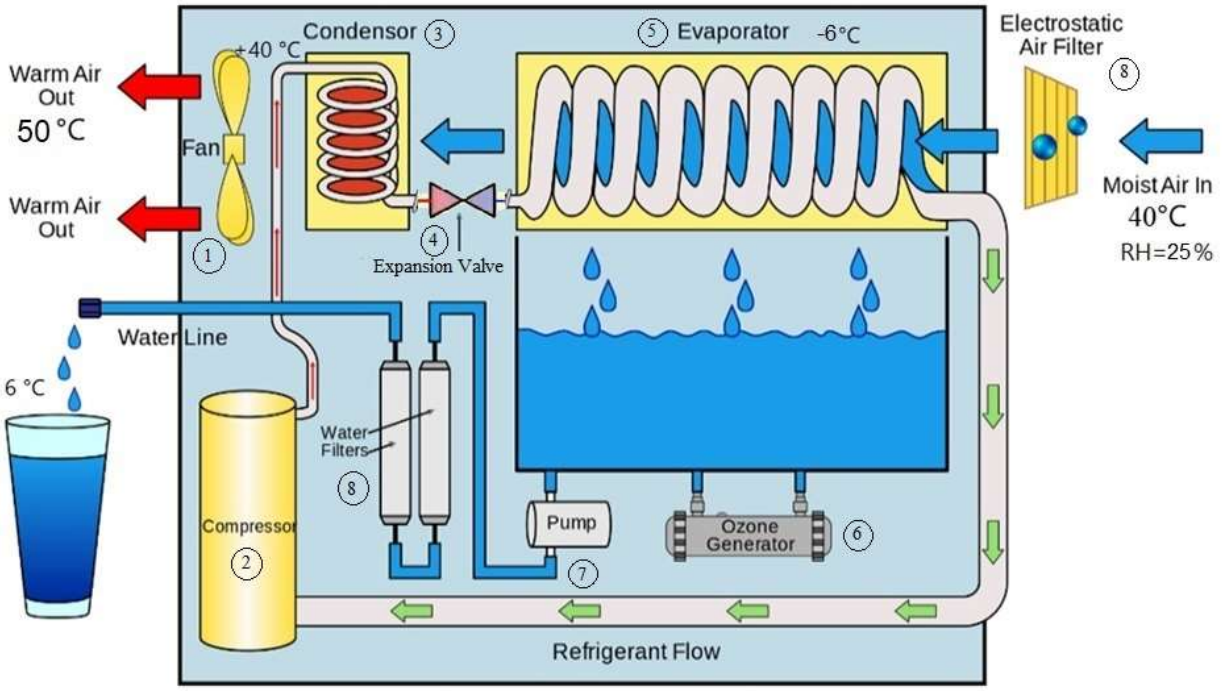
الدراسة النظرية للمنظومة (المخطط التكنولوجي)

عرضت الدراسات المرجعية السابقة دراسة طرق مختلفة لإنتاج المياه من المصادر الطبيعة مثل تحلية مياه البحر أو تكثيف بخار الماء في الهواء من البخار إلى سائل عن طريق امتصاص الحرارة أو إنتاج الماء من الهواء الرطب باستخدام تحليل نظام تكييف الهواء [6] وطرق أخرى وتمت تغذيتها من مصادر طاقة مختلفة، واستناداً إلى ما سبق تم تطوير منظومة لتوليد المياه من رطوبة الهواء الجوي وتغذيتها عن طريق الخلايا الشمسية الكهروضوئية حيث تم دراسة المنظومة المقترحة لإنتاج المياه الصالحة للشرب استناداً للرطوبة النسبية في الهواء.

2-1-المخطط التكنولوجي للمنظومة:

يرتكز عمل مولد الماء في الغلاف الجوي (AWG) على درجة حرارة تشغيل مبخر نظام التبريد وكفاءة إنتاج المياه حسب استهلاك الطاقة ودرجة الرطوبة النسبية. وهذه العناصر تختلف حسب الاختلافات المناخية لكل محافظة في القطر العربي السوري، حيث يبين الشكل (2-1) مخطط عمل المنظومة وآلية عملها وعناصرها الرئيسية:

1- مروحة -2- ضاغط -3-مكثف -4- صمام تمدد حراري أو أنبوبة شعرية -5- مبخر -6- مولد أوزون 7- مضخة مياه -8- فلاتر لتنقية المياه المنتج وفلتر لتنقية الهواء الداخل.



الشكل (2-1) المخطط التكنولوجي لمنظومة توليد المياه من الهواء [15]

– آلية العمل:

– يُسحب الهواء داخل المنظومة عن طريق المروحة ويمر عبر مرشح الكتروستاتيكي يزيل 99% من جميع الأجزاء الموجودة في الهواء كالبكتريا والجراثيم.

– يبدأ الضاغط بضغط الوسيط، وعندما يتم ضغط الوسيط يزداد ضغطه وترتفع درجة حرارته، (تعتمد على مبدأ عمل دورة التبريد البسيطة وسيتم شرحها لاحقاً) وعندها يمر ضمن سلسلة من الأنابيب (المكثف) الذي يعمل على طرد الحرارة التي اكتسبها غاز وسيط التبريد من الضاغط ويتحول من الحالة الغازية إلى حالة سائلة ذات ضغط عالٍ، ثمّ يمر الوسيط السائل من خلال صمام تمدد حراري يعمل على خفض ضغط سائل التبريد إلى ضغط المبخر ويعمل على الحفاظ على ضغط شبه ثابت داخل المبخر، ومع تغير الحمل الحراري على المبخر فإن هذا الصمام يعمل لإعادة الاتزان لضغط المبخر بالسماح بمرور كميات أكبر أو أقل من سائل التبريد مستجيباً بذلك لتغيرات الحمل الحراري. وبعدها يمر عبر المبخر المكون من أنابيب على شكل التفافي لتغطي أكبر مساحة ممكنة وتعطي الفرصة لامتصاص أكبر قدر ممكن من الحرارة (تسمى هذه العملية بتبريد الهواء تحت نقطة الندى وهي درجة الحرارة التي يبرد فيها الهواء بمكوناته المختلفة عند ضغط جوي محدد ليتكثف بخار الماء إلى مياه سائلة)، حيث يتم تكثيف بخار الماء الداخل إلى المبخر ويتحول إلى ماء نتيجة تلامسه مع الأنابيب الحاوية على الوسيط البارد (مبدأ التوازن الحراري) إلى أن يصل الغاز مرة أخرى إلى الضاغط الذي يقوم بضغطه وتتكرر العملية.

عندها تقوم المنظومة بتجميع المياه في خزان تجميع حيث يتم معالجتها بمولد الأوزون للقضاء على جميع الملوثات البكتيرية، وتمر عبر فلاتر للتنقية وإضافة الشوارد لتصبح صالحة للشرب.

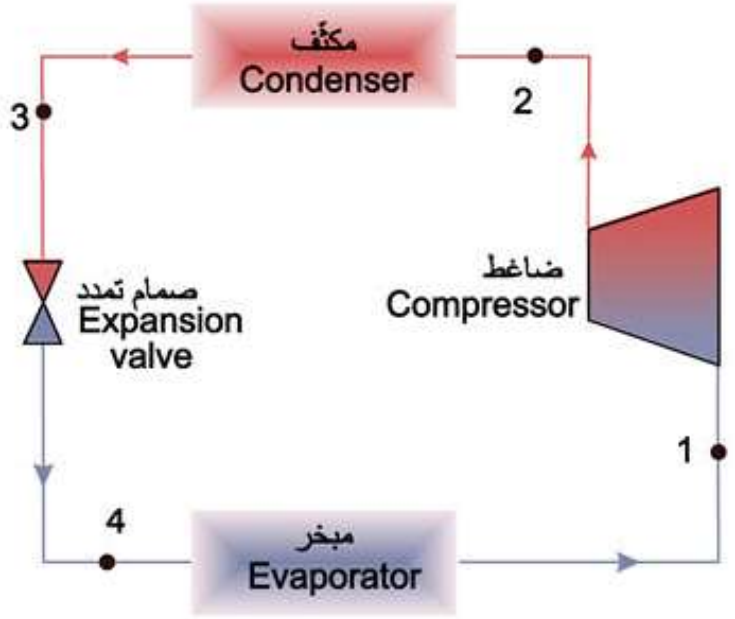
– تتألف دارة التبريد الانضغاطية بشكل عام من العناصر الأساسية لدورة التبريد كما يبين الشكل (2–2):

– **الضاغط:** وظيفته زيادة ضغط مائع التبريد (بحالته الغازية) من الضغط المنخفض (ضغط التبخر) إلى الضغط المرتفع (ضغط التكاثف)، وثمة عدة أنواع من الضواغط المستخدمة في دارات التبريد، منها المكبسية والدورانية والحلزونية.

– **المكثف:** هو مبادل حراري يطرح كمية من الحرارة إلى الوسط المحيط فعندما يدخل مائع التبريد بحالته الغازية ودرجة حرارته المرتفعة إلى المكثف يتحول إلى سائل (يتكاثف)، ويرافق هذه العملية طرح كمية من الحرارة، ويبرّد المكثف إما بالهواء وإمّا بالماء.

– **صمام التمدد:** يعمل صمام التمدد على خفض ضغط مائع التبريد من ضغط التكاثف إلى ضغط التبخر ويتحكم في معدل تدفق مائع التبريد إلى المبخر، ويتحول مائع التبريد خلال عملية التمدد (الخنق) من سائل إلى مزيج سائل وبخار.

– **المبخر:** مبادل حراري موجود ضمن الحيز المراد تبريده، يدخل مائع التبريد إلى المبخر ويستمد الحرارة اللازمة لتبخره من هواء الحيز المبرد، حيث تنخفض درجة حرارة الحيز ويخرج المائع من المبخر بحالته الغازية ليعود إلى الضاغط.

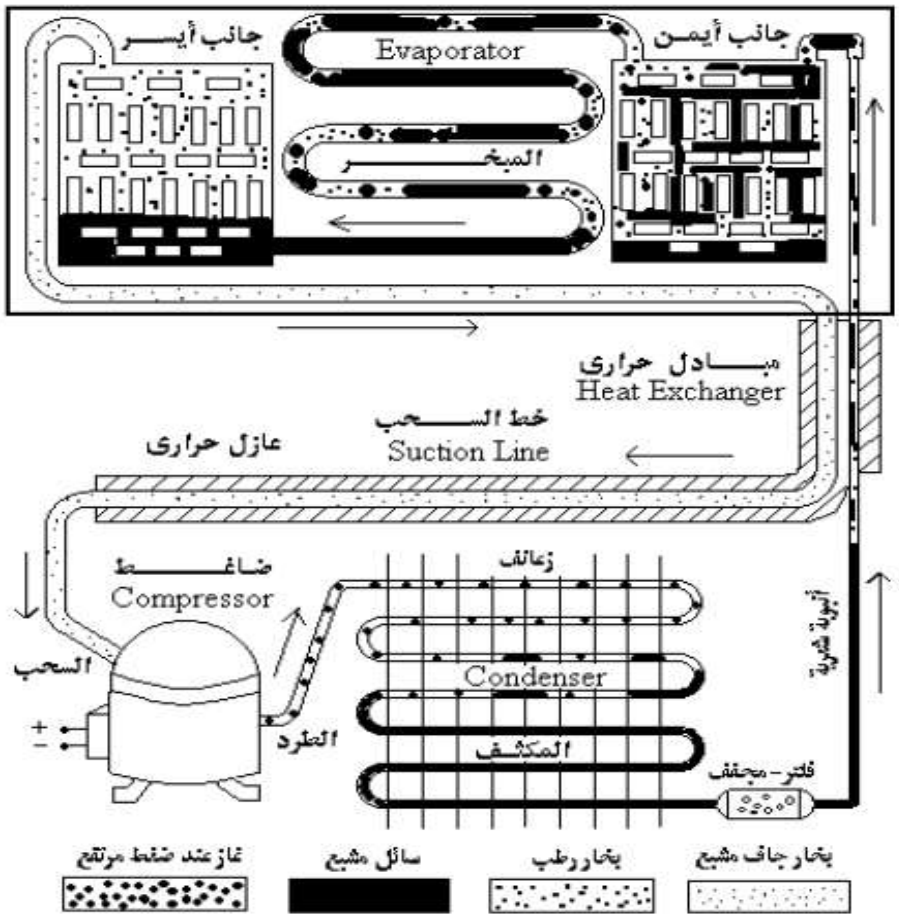


الشكل (2–2) العناصر الأساسية لدورة التبريد [33]

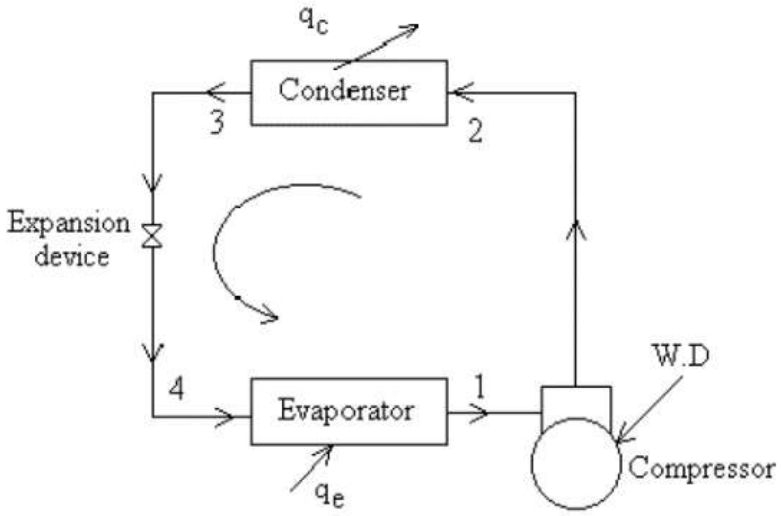
2–2–دورة التبريد الإنضغاطية البسيطة:

دورة التبريد بنظام التبريد الانضغاطي تتكون من أربعة أجزاء رئيسة وهي على التوالي، مبخر، ضاغط، مكثف وجهاز تمدد (ناشر) كما في الشكل (2–3) وتعمل هذه الدورة عند ظروف التشبع لوسيط التبريد المشحونة به دائرة التبريد. وهي دورة نظرية [12] يفترض فيها أن بخار وسيط التبريد يخرج من المبخر بخار جاف مشبع ويدخل إلى الضاغط عند درجة حرارة التشبع المقابلة لضغط المبخر. ووسيط التبريد المتكاثف يترك المكثف عند حالة التشبع وهو سائل مشبع عند درجة حرارة التشبع المقابلة لضغط المكثف. ثم يقوم الضاغط بسحب بخار وسيط التبريد وهو بخار جاف مشبع من المبخر وضغطه من ضغط المبخر إلى ضغط المكثف ويتم في هذه الحالة إضافة عمل خارجي على بخار وسيط التبريد بثبوت الانتروبي. يخرج بخار وسيط التبريد من الضاغط وهو بخار محمص عند درجة حرارة عالية ويدخل إلى المكثف ويفقد حرارة التحميص ويتحول إلى بخار مشبع بثبوت الضغط ثم يفقد الحرارة الكامنة ليتحول إلى سائل مشبع بثبوت الضغط أيضاً، وتسمى الأنابيب الواصلة من الضاغط إلى المكثف بخط الطرد والأنابيب الواصلة من المبخر إلى الضاغط بخط السحب.

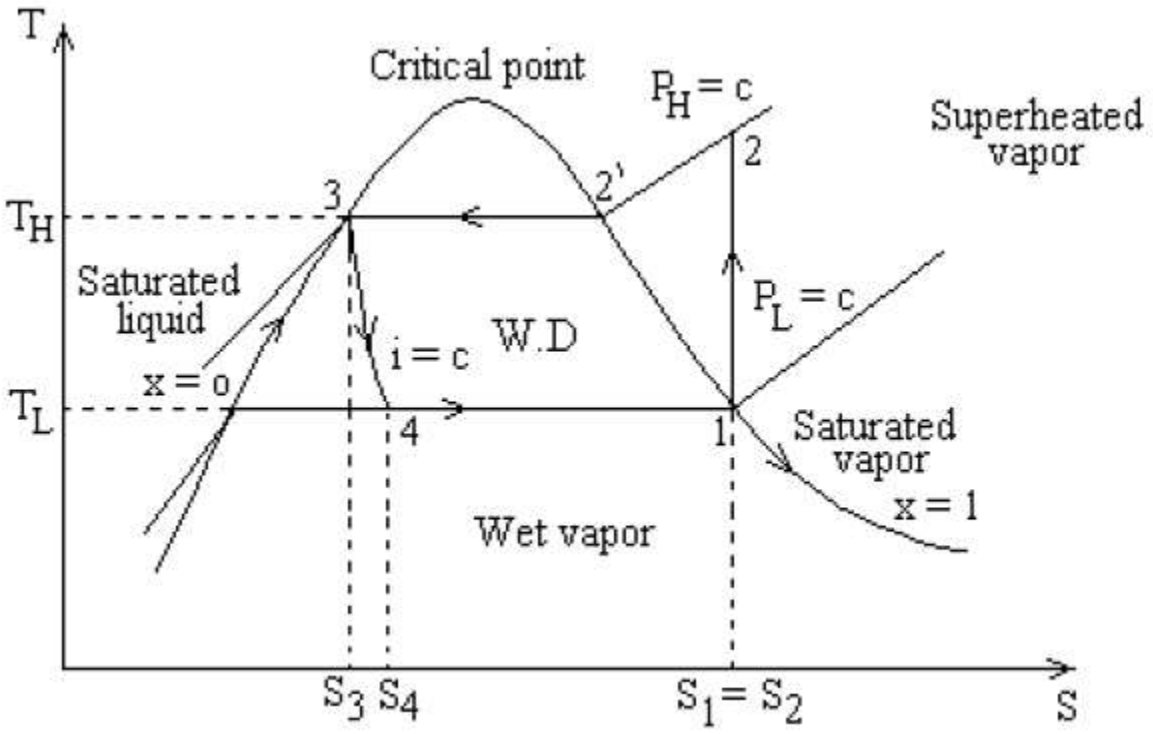
ثم يخرج وسيط التبريد من المكثف سائلاً مشبعاً ويدخل إلى وسيلة التمدد (الناشر) وهي أنبوبة شعرية تستخدم لوحدات التبريد الصغيرة وصمام تمدد لوحدات التبريد الكبيرة. تعمل وسيلة التمدد على خفض ضغط ودرجة حرارة وسيط التبريد (إجراء خنق) بثبوت الانثالبي ويخرج وسيط التبريد من وسيلة التمدد على شكل خليط من السائل والبخار (على هيئة رذاذ) بخار رطب. ويدخل هذا الرذاذ (البخار الرطب) المبخر ويمتص كمية حرارة من المبخر (الحرارة الكامنة للتبخير) ويتحول إلى بخار جاف مشبع عند ثبوت الضغط ودرجة الحرارة ويخرج إلى خط السحب متجهاً إلى الضاغط خلال خط السحب.



الشكل (2–3) آلة تبريد ضغط بخار بسيطة [33]



الشكل (2–4) أ– مخطط تدفق وسيط التبريد لدورة التبريد الانضغاطية



الشكل (2–4) ب– رسم تخطيطي لدورة التبريد الانضغاطية (T -S)

والعمليات الأساسية السابقة هي الأساس لكل دورة تبريد حقيقية ذات إجراء انضغاط ميكانيكي لبخار وسيط التبريد بواسطة ضاغط، وتستخدم دورة التبريد البسيطة كمعيار تقارن به الدورات الفعلية لقياس مدى تحسن معامل الأداء عند ظروف التشغيل المختلفة، ولذلك سوف نقوم بدراسة دورة التبريد الانضغاطية البسيطة بالتفصيل ويبين الشكل (2–4) المخطط التوضيحي لدورة التبريد الانضغاطية البسيطة وتمثيلها على منحنى الضغط– الانثالبي النوعية (P –i)، ومنحنى درجة الحرارة الانتروبى النوعية (T -S) لكي يسهل دراستها وعمل تحليل ثرموديناميكي واتزان حراري عليها.

2–3–التحليل الثرموديناميكي والموازنة الحرارية لدورة التبريد الإنضغاطية البسيطة:

تتكون الدورة البسيطة كما في الشكل التوضيحي (2–4–أ) وإجراءات الدورة على منحني (T-S) و (P-i)، كما في الشكل (2–4–ب) والشكل (2–4–ج) من العمليات الأربع التالية:

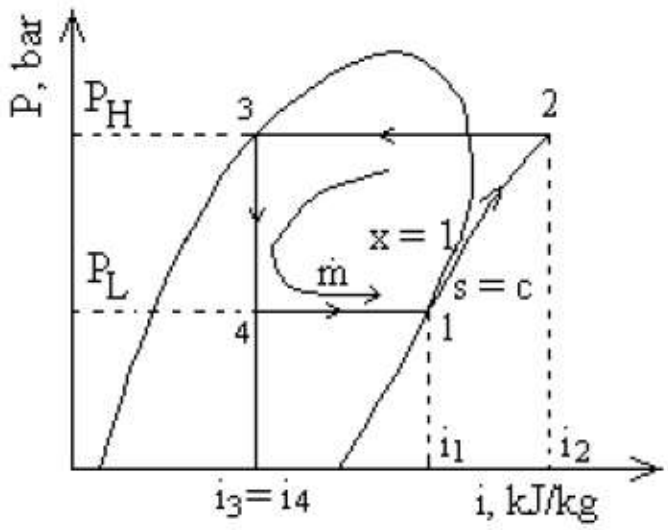
انضغاط بوساطة ضاغط ميكانيكي مع ثبوت الانتروبي في الإجراء 2–1، إجراء تكثيف وطرد حرارة بثبوت الضغط داخل مكثف في الإجراء 3–2، ويتم طرد الحرارة من المكثف إلى وسط خارجي هو ماء أو هواء، ثم إجراء تمدد من ضغط المكثف إلى ضغط المبخر بثبوت الانثالبي في الإجراء 4–3، بواسطة ناشر (إجراء خنق داخل أنبوبة شعرية أو صمام تمدد)، إجراء تبخير وامتصاص حرارة بثبوت الضغط في الإجراء 4–1، داخل مبخر وتحويل وسيط التبريد من بخار رطب إلى بخار جاف مشبع وامتصاص الحرارة من فراغ المبخر، كما هو في الشكل (2–4).

والتحليل الثرموديناميكي والموازنة الحرارية للإجراءات السابقة يخضع للمعادلة العامة للطاقة للجريان المستقر لأن:

١– كتلة وسيط التبريد التي تمر في وحدة الزمن ثابتة لإجراءات الدورة.

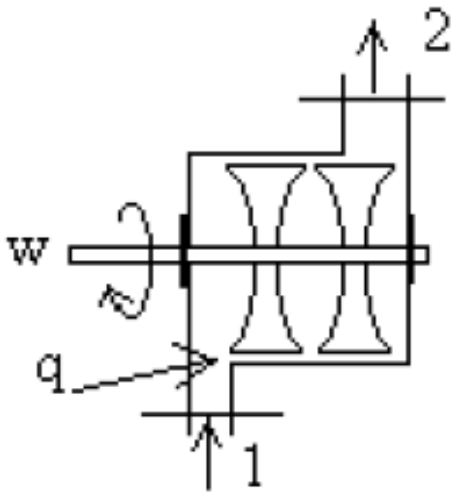
٢–حالة وسيط التبريد ثابتة ومستقرة مع الزمن في أجزاء الدورة المختلفة.

٣– انتقال الحرارة والعمل من أو إلى الإجراء ثابت مع الزمن في أجزاء الدورة.



الشكل (2−4) ج− مخطط P-i لدورة التبريد بضغط البخار البسيط [33]

ولتوضيح معادلة الطاقة للجريان المستقر نجد أنه في معظم التطبيقات الهندسية أن المائع أو الوسط العامل في الدورة يدخل إلى النظام ويخرج منه بمعدل ثابت مع الزمن، فعلى سبيل المثال في السيارة يدخل خليط الهواء مع الوقود ويحترق ثم نحصل على طاقة حركية من السيارة ثم تخرج غازات العادم بعد هذه العملية وتظل السيارة تعمل في استقرار. فإذا تأملنا في هذه العملية وتصورنا أن محرك السيارة هو نظام مفتوح كما بالشكل التوضيحي (2−5) وأن الوسط العامل يدخل من المدخل 1 بضغط وحجم نوعي ودرجة حرارة ثم يضاف إليه طاقة حرارية لحدوث احتراق أو تفاعل كيميائي لإنتاج عمل على شكل طاقة حركية ثم يخرج الوسط العامل بعد ذلك من المخرج ٢ بضغط وحجم نوعي ودرجة حرارة تختلف عن قيمها عند المدخل. فإذا تم تطبيق قانون مصونية الطاقة حيث إن الطاقة لا تفنى ولا تستحدث، أي أن مجموع الطاقة الداخلة لأي نظام يجب أن تساوى مجموع الطاقة الخارجة من النظام. فعند المدخل نجد أن حاصل ضرب الضغط في الحجم النوعي P_1V_1 ، للوسط العامل يسمى طاقة الجريان، وأيضاً الطاقة الداخلية التي تعبر عن درجة حرارة الدخول للوسط العامل u_1 ، وطاقة الوضع نتيجة قوة جذب الأرض ونعبر عنها بالارتفاع gz_1 ، وطاقة الحركة للمائع عند الدخول والتي نعبر عنها بنصف مربع السرعة $v^2/2$ والطاقات المختلفة للمائع عند المخرج ٢ هي الطاقات نفسها عند المدخل ولكن تأخذ الرمز ٢، بجانب الطاقة الحرارية q التي تدخل إلى النظام والعمل الخارج منه W.



الشكل (2−5) النظام الهندسي لطاقة التدفق الثابت

– معادلة طاقة التدفق الثابت لكتلة الوحدة:

$$q_{1-2} - w_{1-2} = (i_2 - i_1) + \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}\right) + g(z_2 - z_1) \quad \text{.....} (1-2)$$

الطرف الأيسر من المعادلة (2−1) يتكون من حدين، الأول هو كمية الحرارة المضافة إلى الإجراء q_{1-2} ، والثاني هو كمية العمل الخارج من الإجراء w_{1-2} ، والطرف الأيمن يتكون من ثلاثة حدود .الحد الأول هو التغير في الطاقة الداخلية وطاقة الجريان للإجراء 2−1 (الانثالبي)، الحد الثاني هو التغير في طاقة الحركة بين المخرج والمدخل، الحد الثالث هو التغير في طاقة الوضع.

2−3−1−إجراء التبخير وامتصاص الحرارة:

الإجراء 4−1 هو إجراء لتبخير وسيط التبريد عند ثبوت درجة الحرارة والضغط أي هو إجراء Isothermal process or Isobaric process. وفى هذا الإجراء يدخل وسيط التبريد إلى المبخر بالحالة 4 وهي خليط من السائل والبخار الجاف المشبع، والذي يقوم بالتبريد الفعلي هو كمية السائل التي في الخليط حيث تمتص الحرارة الكامنة وتتبخر إلى بخار جاف مشبع عند الحالة 1. والجدير بالذكر أن الحرارة الكامنة اللازمة لتبخير وسيط التبريد تمتص من حيز أو فراغ المبخر.

2-3-2-إجراء التكثيف وطرد الحرارة:

في كل أنواع المكثفات تبريد هواء أو تبريد ماء يدخل وسيط التبريد إلى المكثف بخار محمص ذو درجة حرارة مرتفعة وانثالبي نوعية عند الحالة 2 ويخرج من المكثف سائل مشبع بانثالبي نوعية عند الحالة 3 ومعدل مرور لوسيط التبريد هو $\dot{m}$ فإن كمية الحرارة المطرودة من المكثف عند ثبوت الضغط Q_C وهي سعة المكثف بوحدة KW. وتحسب من تطبيق المعادلة العامة للطاقة للجريان المستقر المعادلة (2-1). فتهمل طاقة الوضع وطاقة الحركة في المعادلة(2-1) نظراً لأنه لا يوجد تغير في الارتفاع بين مدخل المكثف ومخرجه وكذلك سرعة الدخول وسرعة الخروج. انتقال الحرارة في المكثف يتم بثبوت الضغط ولا يوجد عمل مبذول في الإجراء كما يلي:

$$Q_C = \dot{m}(i_2 - i_3) \quad \text{.....(2-2)}$$

وإذا اعتبرنا أن كمية الحرارة المطرودة من وسيط التبريد تنتقل بكاملها إلى مائع تبريد المكثف هواء أو ماء (Coolant). فإذا كان المكثف تبريد هواء بالحمل الحر كما هو في الثلاجات المنزلية فيتم استخدام معادلات انتقال الحرارة بالحمل الحر بواسطة رقم جراشوف أما إذا كان المكثف تبريد ماء أو هواء بالحمل الجبري فإن كمية الحرارة المنتقلة إلى مائع تبريد المكثف تحسب كالآتي:

$$Q_f = \dot{m_f} C_{Pf}(t_i - t_o) \quad \text{.....(2-3)}$$

حيث إن:

Q_f: كمية الحرارة المنتقلة إلى مائع تبريد المكثف بوحدة KW.

$\dot{m_f}$: معدل مرور مائع تبريد المكثف هواء أو ماء بوحدة Kg/s.

C_{Pf}: الحرارة النوعية لمائع تبريد المكثف بوحدة KJ/(Kg.K).

t_i , t_o: درجة حرارة دخول وخروج مائع تبريد للمكثف بوحدة ℃.

ويجب لفت الانتباه هنا إلى أن درجة حرارة دخول مائع التبريد (هواء أو ماء) المستخدم لتبريد المكثف يجب أن تكون أقل من درجة حرارة التشبع لوسيط التبريد عند ضغط التكثيف بفارق من 5 ~ 10 ℃ حتى يتم تكثيف وسيط التبريد بكفاءةً عالية، وهذه القيمة $\Delta t = 5 \sim 10$ ℃ تسمى فروق انتقال الحرارة.

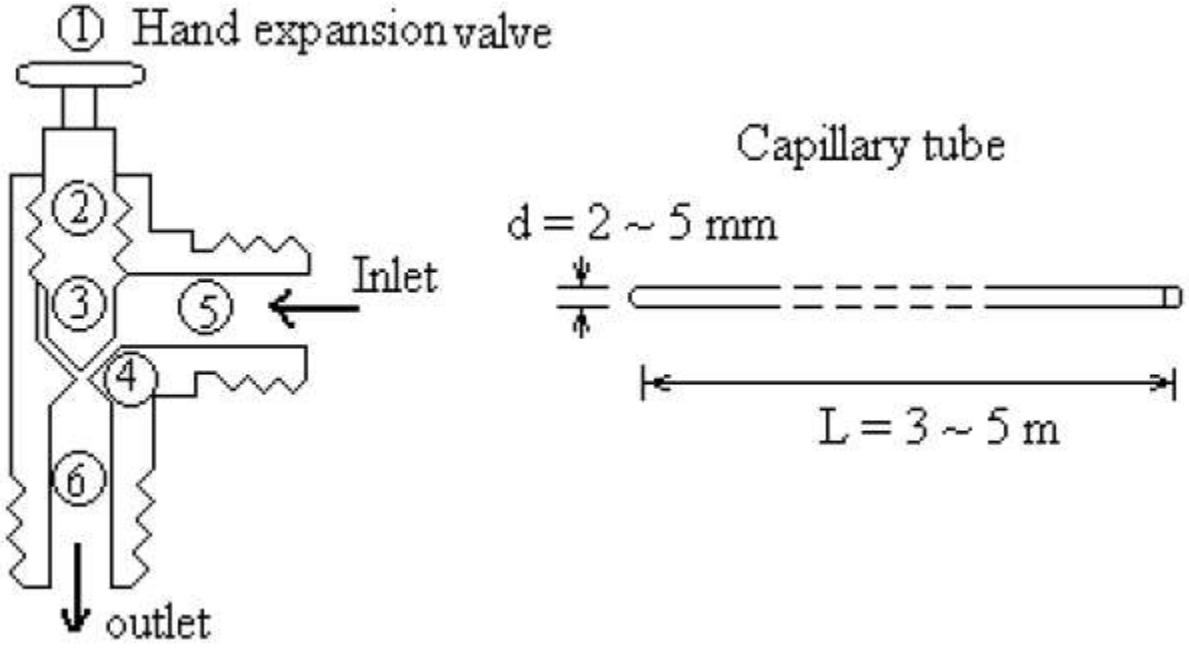
2-3-3-إجراء التمدد:

هو إجراء يتم بثبوت الانثالبي عندما ينخفض ضغط سائل التبريد ويتمدد من الضغط المرتفع (ضغط المكثف) إلى الضغط المنخفض (ضغط المبخر). هذا التمدد يتم خلال أنبوبة شعرية (Capillary tube) أو من خلال فوهة ضيقة (Expansion valve) وتنخفض درجة حرارة وسيط التبريد من درجة حرارة المكثف إلى درجة حرارة المبخر بوساطة ظاهرة الوميض (Flashing) وهي التبخير السريع لجزء صغير من السائل إلى بخار. الإجراء 4-3 هو تمدد بالخنق (Throttling) والذي لا تتغير فيه الانثالبي النوعية لمائع التبريد عند بداية ونهاية الإجراء ويحدث بدون فقد حرارة خلال الأنابيب والصمامات وبدون أداء عمل. وبتطبيق المعادلة العامة للطاقة للجريان المستقر (2-1) مع إهمال طاقة الوضع وطاقة الحركة في المعادلة (2-1) نظراً لأنه لا يوجد تغير في الارتفاع بين مدخل صمام التمدد ومخرجه وكذلك سرعة الدخول وسرعة الخروج. ولا يوجد انتقال الحرارة ولا يوجد شغل مبذول في الإجراء كما يلي:

$$\Delta S \neq 0 = S_4 - S_3 \qquad i_3 = i_4 \qquad \text{.....(4-2)}$$

وتستخدم الأنابيب الشعرية في الثلاجات المنزلية ووحدات التبريد الصغيرة أما صمام التمدد فيستخدم في وحدات التبريد الكبيرة كما بالشكل (2-6). والأنابيب الشعرية هي أنابيب نحاسية بقطر من $d = 2 \sim 5\ mm$ وطول $L =$ $3 \sim 5\ m$ وضغط وسيط التبريد ينخفض نتيجة مروره فيها نتيجة المفاقيد الهيدروليكية .لأنه من المعروف عند مرور أي سائل في أنبوب أو على سطح معدني يحدث احتكاك بين جزيئات السائل والسطح المعدني الخشن فينخفض الضغط.

أما صمامات التمدد فيوجد منها ثلاثة أنواع. صمام التمدد اليدوي (Hand expansion valve)، صمام التمدد الآلي (Automatic expansion valve) والنوع عالي الكفاءة والجودة وهو صمام التمدد الحراري (Thermostatic expansion valve). وتبنى نظرية عمل صمام التمدد اليدوي على مرور سائل وسيط التبريد خلال ضيق تدريجي في فوهة ضيقة (Nozzle) فيحدث خنق أي هبوط في الضغط بثبوت الانثالبي. كما في الشكل (2-6). ويمكن التحكم في مستويات الضغط المرتفع والمنخفض وكذلك معدل مرور وسيط التبريد بوساطة إبرة معدنية يمكن بها زيادة أو نقصان مساحة الفوهة الضيقة يدوياً.



الشكل (2–6) صمام التمدد اليدوي والأنبوبة الشعرية

وفى إجراء التمدد بثبوت الانثالبي يخرج وسيط التبريد بعده خليط من السائل المشبع والبخار المشبع عند ضغط ودرجة حرارة المبخر. والتغير في الانتروبي خلال إجراء التمدد ينتج من انتقال الطاقة الحرارية بداخل وسيط التبريد نفسه بسبب الاحتكاك الداخلي بين جزيئات وسيط التبريد والأسطح المعدنية. وانتقال الطاقة الذي يحدث كلياً بداخل وسيط التبريد لا يؤثر على الانثالبي بل تتغير الانتروبي فقط.

2–3–4–إجراء الإنضغاط:

يخرج وسيط التبريد من المبخر بحالة بخار جاف مشبع ويدخل إلى الضاغط بهذه الحالة أي لا يحدث انتقال حرارة أو انخفاض في الضغط خلال أنابيب السحب الواصلة بين المبخر والضاغط، وإجراء الانضغاط 2–1 يتم بثبوت الانتروبي النوعية (Isentropic process).

والعمل المبذول يعادل التغير في الانثالبي كما هو مستنتج من معادلة الطاقة للجريان المستقر. في المعادلة (2–1) تهمل طاقة الوضع وطاقة الحركة نظراً لأنه لا يوجد تغير في الارتفاع بين مدخل الضاغط ومخرجه وكذلك سرعة الدخول وسرعة الخروج يمكن إهمالها نظراً لصغر قيمتها مقارنة بالتغير في الانثالبي، ولا يتم انتقال حرارة في إجراء الانضغاط لأنه يتم بثبوت الانتروبى والعمل المبذول في الإجراء يحسب كما يلي:

$$W.D = m\cdot(i_2 - i_1) \quad \text{(5-2)}.....$$

ويخرج وسيط التبريد من الضاغط بخار محمص درجة حرارته أعلى بكثير من درجة حرارة التشبع المناظرة لضغط المكثف. وإجراء الانضغاط في الضاغط يتم ببذل عمل على وسيط التبريد ورفع ضغطه من ضغط المبخر إلى ضغط المكثف وهذا الإجراء أديباتيكي لا احتكاكي (Adiabatic and frictionless) مما يعنى أنه لا تنتقل الحرارة من الإجراء أو إليه. والعمل المبذول على وسيط التبريد يرفع الانثالبي من بداية الإجراء بمقدار يساوى الطاقة الحرارية المكافئة للعمل الميكانيكي المبذول على وسيط التبريد.

وأنواع الضواغط المستخدمة في التطبيقات المختلفة لأغراض التبريد هي: ضواغط ترددية (Reciprocating compressor)، ضواغط طارده مركزيه (Centrifugal compressor) وضواغط دوارة (Rotary compressor). ويقتصر استخدام الضواغط الدوارة على التطبيقات التي تحتاج قدرات صغيرة مثل ثلاجات التبريد والتجميد المستخدمة في المنازل، وفى بعض الاستعمالات التجارية الصغيرة .أما الضواغط الطاردة المركزية فتستخدم في التطبيقات ذات الأحمال وسعة التبريد الصغيرة والكبيرة. وفي هذه الدراسة سيتم شرح الضاغط الترددي وحساباته في دورة التبريد لانتشار استخدامه على مدى واسع من القدرات الكهربائية المطلوبة.

2-4-معامل الأداء والكفاءة النسبية لدورة التبريد البسيطة:

معامل الأداء (Coefficient of performance) هو المقياس الذي نستطيع به تقييم وحدات التبريد وكذلك المقارنة بين وحدات التبريد وأنظمتها المختلفة، وهو النسبة بين المستفاد من وحدة التبريد إلى المبذول من عمل خارجي على الوحدة من الطاقة الكهربائية.

$$.C.O.P = \frac{Unit\ Refrigeration\ Capacity}{Net\ power\ input}$$

$$C.O.P_R = \frac{Q_e}{W.D} \quad \text{(6-2)}.....$$

وحيث إنه في دورة التبريد البسيطة لا توجد أي مفاقيد حرارية فإن معامل الأداء يعبر عنه بالآتي:

$$C.O.P = \frac{m\cdot(i_1-i_4)}{m\cdot(i_2-i_1)} = \frac{i_1-i_4}{i_2-i_1} \quad \text{(7-2)}.....$$

وهذه المعادلة صحيحة فقط إذا كان معدل مرور وسيط التبريد في المبخر هو نفسه الذي يمر في الضاغط. أما إذا كان معدل مرور وسيط التبريد مختلفاً فيجب حساب معامل الأداء عن طريق سعة التبريد للمبخر وكذلك القدرة المستهلكة في الضاغط كما يلي:

$$C.O.P = \frac{R.C}{Power} \quad \text{.....(8-2)}$$

وسعة المبخر R.C في هذه المعادلة هي كل الأحمال الحرارية على المبخر بما فيها المفاقيد الحرارية ومعاملات الأمان إن وجدت، والقدرة المستهلكة (Power) في الضاغط تساوي العمل (W.D) المحسوب في الدورة عن طريق مخططات التبريد وفى هذه الحالة تسمى القدرة النظرية (Indicate power).

ومن المعروف أن جميع أنواع الضواغط الشائعة الاستخدام في أنظمة التبريد المختلفة تدار بوساطة محرك كهربائي. ولذلك يجب أن تكون القدرة المستخدمة في حساب معامل الأداء لدورة التبريد في المعادلة (2-8) هي القدرة الداخلة إلى المحرك الكهربائي. ومن المعلوم أنه توجد كفاءة كهربائية للمحرك الكهربائي وكفاءة ميكانيكية للضاغط. فإن القدرة المستخدمة لحساب معامل الأداء تكون هي القدرة الحقيقية (Brake power) وتحسب كما يلي:

$$Power = \frac{W.D}{\mu_{total}} \quad \text{.....(9-2)}$$

$$\mu_{total} = \mu_{motor} * \mu_T * \mu_m \quad \text{.....(10-2)}$$ حيث:

μ_{total}: الكفاءة الكلية لوحدة الضاغط.

μ_{motor}: كفاءة المحرك الكهربائي.

μ_T: كفاءة التوصيل بين المحرك الكهربائي والضاغط إذا كانت سيور أو وصلة صلبة أو جنازير.

μ_m: الكفاءة الميكانيكية للضاغط.

والكفاءة النسبية (Relative efficiency , μ_R) لدورة التبريد هي النسبة بين معامل الأداء لدورة التبريد إلى معامل الأداء لدورة كارنوت التي تعمل عند نفس الظروف من الضغوط ودرجات الحرارة بشرط أن درجة الحرارة المستخدمة في حساب معامل الأداء لدورة كارنوت هي درجات حرارة التشبع عند ضغط المبخر وضغط المكثف.

$$\mu_R = \frac{C.O.P}{C.O.P_{car}} \quad \text{.....(11-2)}$$

يبين الجدول (2−1) درجات الغليان والضغط لأنواع مختلفة من غاز الفريون المستخدم كوسيط تبريد في دارة التبريد البسيطة.

الجدول (2−1) درجة الغليان والضغط لغاز الفريون (وسيط التبريد)

نوع الفريون	درجة الغليان العادية ، درجة منوية	MPa ، الضغط الحرج	درجة الغليان الحرجة ، درجة منوية
R-22	-40,85	4,986	96,13
R-410a	-51,53	4,926	72,13
R-134a	-26,5	4,06	101,5
R-407	-43,8	4,63	86,0

2−5−العناصر الرئيسة المكونة للمنظومة:

2−5−1−مروحة (توربين) Fan: تقوم بسحب الهواء الخارجي إلى داخل المنظومة لبدء عملية تكثيف الهواء تقوم أيضاً بتبريد عناصر المنظومة الأخرى بسبب ارتفاع درجة حرارتها أثناء العمل وتعمل عند جهد متناوب 250V/50HZ وبعدد دورات 1350 rpm وتيار 0.4 A كما في الشكل (2−7).



الشكل (2−7) مروحة التبريد (Fan)

2−5−2−الضاغط Compressor: من نوع (Panasonic Rotary Compressor 4TS023KAA) وهو من أنواع الضواغط الدورانية باستطاعة 180 W وكفاءة 1.944 كما في الشكل (2−8).

تُعد الضواغط من أهم أجزاء دورة التبريد حيث إن وظيفته هي رفع ضغط الغاز الجاف من الضغط المنخفض إلى الضغط العالي للمكثف. بمعنى أن الضاغط هو المسؤول عن سحب بخار وسيط التبريد من أنابيب المبخر وضغطه وطرد بخار وسيط التبريد إلى المكثف بضغط عالي وحرارة عالية ليتم تبريده في المكثف.

ومن أهم أنواع الضواغط المستخدمة في التكييف والتبريد هي الضواغط الدورانية والتي تنقسم إلى قسمين رئيسين هما: الضواغط الدورانية متعددة الريش والضواغط الدورانية أحادية الريش.

يسمّى الضاغط الدوراني أحادي الريشة أيضاً بالضاغط الدوراني ذي الكباس المتدحرج أو بالضاغط الدوراني ثابت الريشة، جميع هذه الأسماء للنوع نفسه من الضواغط، يتكون هذا النوع من الضواغط الدورانية من أجزاء عديدة هي: أسطوانة خارجية، عامود إدارة متصل بشكل مباشر بكامة، ريشة منزلقة، كباس حلقية وصمام طرد، تمثل الأسطوانة الخارجية الجسم الخارجي للضاغط، تحتوي بداخلها على الكباس الحلقي وعامود الإدارة والكامة، كذلك تضم هذه الأسطوانة داخل تجويف بها، ريشة منزلقة تحت تأثير زنبرك، يقوم بجعل طرف هذه الريشة مرتكزاً بشكل دائم على سطح الكباس الحلقي.

يوجد داخل الأسطوانة وعلى محورها، عامود إدارة يتصل بشكل مباشر بكامة؛ ليتدحرج الكباس الحلقي فوق هذه الكامة، يؤدي ذلك إلى حركة الكباس داخل الأسطوانة الخارجية، حيث يلامس هذا الكباس سطح الأسطوانة الداخلية، ينتج عن حركة الكباس تقسيم الحيز الذي يوجد بين الكباس والأسطوانة إلى جزأين، الجزء الأول يحتوي على بخار المبرد خلال مشوار السحب، الجزء الثاني يحتوي على بخار المبرد في مشوار الطرد أو الانضغاط.

يُسحب البخار في الجزء الأيمن، انضغاط البخار يتم في الجزء الأيسر، عندما يستمر الكباس الحلقي بالعمل، يقل حجم البخار في الجزء الأيسر بسبب الإزاحة الموجبة للكباس؛ يؤدي ذلك إلى ارتفاع قيمة الضغط، فإذا زاد هذا الضغط عن ضغط الطرد بخط الغاز الساخن، يفتح صمام الطرد ويبدأ مشوار الطرد، تستعمل الضواغط الدورانية متعددة الريش ريشاً مثبتة على سطح الكباس الحلقي، تسمى هذه الضواغط كذلك بضواغط الريش الدوارة، بالمقارنة بالنوع السابق (ضاغط الريشة الثابتة). يدور الكباس الحلقي بشكل مباشر بعمود الإدارة دون استعمال كامة، تختلف عن الضواغط الدورانية أحادية الريشة، تتميز الضواغط الدورانية بحجمها الصغير، الوزن الخفيف بالمقارنة مع الضواغط الترددية التي لها نفس سعة التبريد، الضواغط الدورانية تعمل بسرعة دوران أكبر من الضواغط الترددية، أيضاً تمتاز هذه الضواغط بقلة الأجزاء المتحركة فيها.



الشكل (2-8) Panasonic Rotary Compressor 4TS023KAA

2-5-3- المكثف Condenser:

المكثف هو أحد الأجزاء الأساسية لدائرة التبريد والذي تتم فيه عملية التكثيف لأنه يسحب الحرارة من غاز وسيط التبريد تلك الحرارة التي امتصها وسيط التبريد في المبخر بالإضافة للحرارة التي اكتسبها غاز وسيط التبريد أثناء ضغطه في الضاغط في شوط الضغط، وعندما يتم تسليم هذه الحرارة المسحوبة من غاز وسيط التبريد للوسط المحيط فأنه يتكيف أي يتحول من غاز إلى سائل.

المكثفات المستخدمة في تطبيقات التبريد هي مبادلات حرارية يستخدم الهواء أو الماء لتبريدها. يدخل البخار المحمص القادم من الضاغط عند درجة حرارة مرتفعة إلى المكثف فيفقد حرارة التحميص وتقل درجة حرارته إلى درجة حرارة التشبع المناظرة لضغط التكثيف ويبدأ وسيط التبريد في التكاثف ويفقد الحرارة الكامنة ويتحول إلى سائل مشبع عند مخرج المكثف. وسواءً أكان المكثف تبريد هواء أو ماء فإن الحرارة المفقودة من وسيط التبريد تساوى الحرارة المكتسبة لماء أو هواء المكثف.

أنواع مكثفات التبريد المستخدمة في التبريد والتكييف:

1- المكثفات المبردة بالهواء(Air- cooled Condensers)

2- المكثفات المبردة بالماء(Water- cooled Condensers)

3- المكثفات التبخيرية(Evaporative – Condensers)

تم استخدام النوع الأول من المكثفات وهو **المكثفات المبردة بالهواء**، ويطلق عليها اسم المكثفات الهوائية لأن الحرارة التي يتم سحبها من بخار وسيط التبريد ليتحول إلى سائل تنتقل إلى الهواء من خلال جدران أنابيب المكثف – أي أن الهواء هو الذي يقوم بتبريد بخار وسيط التبريد الساخن بداخل المكثف.

– **التركيب:** تتركب المكثفات التي تبرد بالهواء من أنابيب مزودة بأسطح ثانوية عبارة عن أسلاك (زعانف) لزيادة فعالية الانتقال الحراري. وتصنع تلك المكثفات عادة من أنابيب نحاس وأحياناً قليلة من أنابيب ألومنيوم وتصنع الزعانف المركبة على هذه الأنابيب من الألومنيوم أو النحاس. أما إذا كان وسيط التبريد المستخدمة هو الأمونيا فتصنع أنابيب المكثفات من الصلب الذي لا يصدأ والزعانف من الألومنيوم.

– جريان وسيط التبريد في المكثف: إن الجاذبية الأرضية تساعد وسيط التبريد على الجريان داخل المكثف ولذلك نجد أن مدخل غاز وسيط التبريد القادم من الضاغط يكون في الأعلى بينما يكون مخرج سائل وسيط التبريد المتكثف عند القاع.

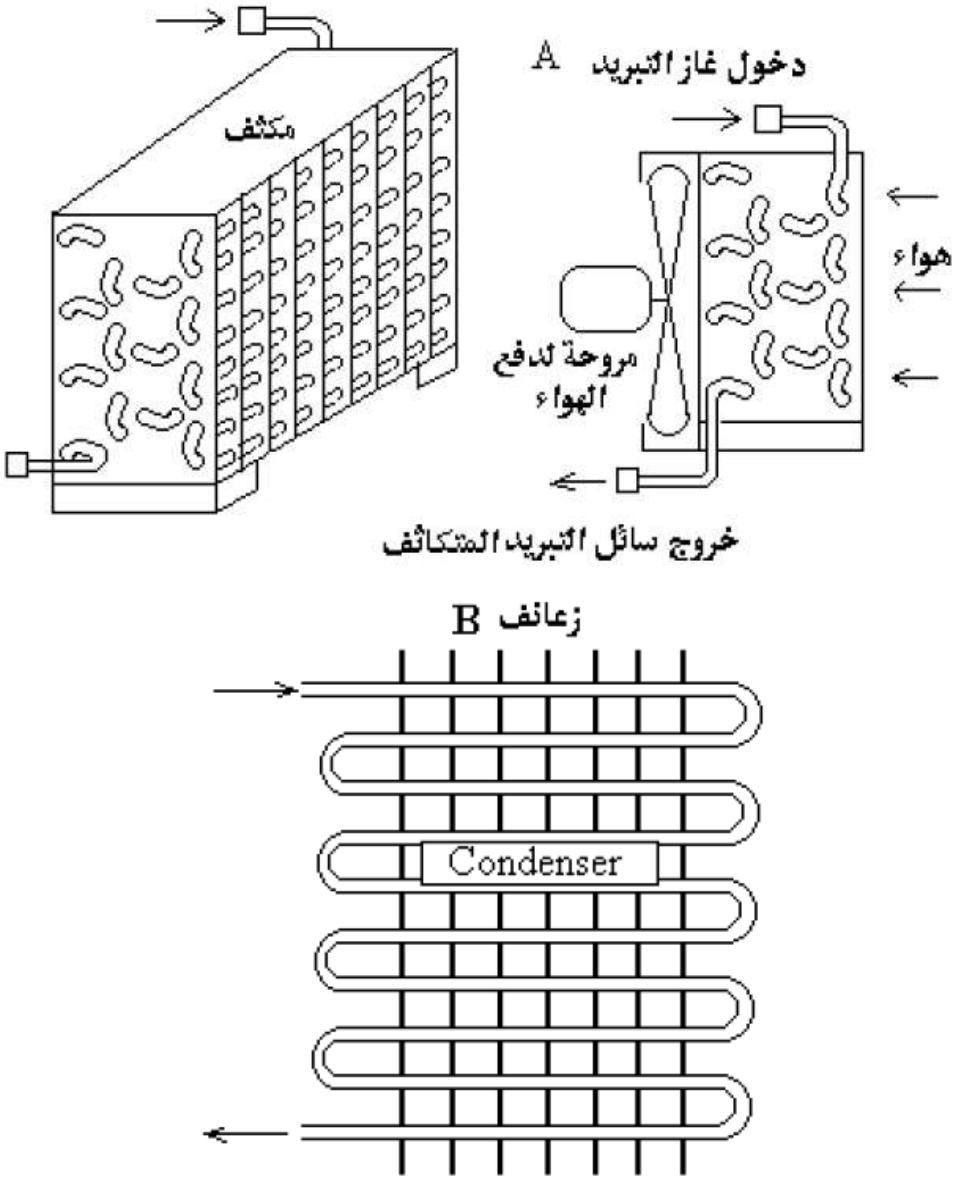
وتنقسم المكثفات المبردة بالهواء إلى نوعين كما في الشكل (2–9) هما:

أ) – المكثفات المبردة بالهواء طبيعياً: تتركب المكثفات التي تبرد بالهواء الطبيعي من أنابيب مزودة بأسطح ثانوية عبارة عن أسلاك (زعانف) لزيادة فعالية الانتقال الحراري. وتصنع تلك المكثفات عادة من أنابيب نحاسية وأحياناً من أنابيب ألومنيوم وتصنع الزعانف المركبة على هذه الأنابيب من الألومنيوم أو النحاس.

– آلية العمل: يدخل غاز مركب التبريد إلى المكثف ذو ضغط ودرجة حرارة مرتفعتين فيقوم الهواء الطبيعي الملامس للمكثف بعمل تبادل حراري بين الهواء البارد المحيط والغاز ذي درجة حرارة المرتفعة فيتحول الغاز إلى سائل عن طريق فقد حرارة في الهواء المحيط بالمكثف.

ب) – المكثفات المبردة بالهواء الجبري: هي أنابيب من النحاس مزعنفة موضوع عليها مروحة لزيادة عملية التبريد للسطح المعرض للتبريد.

– آلية العمل: يدخل غاز وسيط التبريد للمكثف الذي يبرد بالهواء الجبري ذو ضغط ودرجة حرارة مرتفعتين فتقوم المروحة بدفع كمية من الهواء على ملف الأنابيب للمكثف فتعمل على جعل غاز مركب التبريد يفقد حرارة خلال الهواء المار على الأنابيب وبذلك يتحول الغاز إلى سائل تحت تأثير دفع الهواء الجبري على الأنابيب.



الشكل (2-9) المكثفات المبردة بالهواء[35]

2-5-4- صمام التمدد Expansion Valve:

كي تؤدي دورة التبريد عملها بكفاءة ينبغي أن يكون ضغط وسيط التبريد منخفضاً في المبخر لأن وسيط التبريد يتبخر عند درجة حرارة منخفضة. ويكون وسيط التبريد القادم من المكثف ذو ضغط عالٍ نسبياً في حالة سيولة، لذلك يجب وضع جهاز خاص للتحكم في تدفق وسيط التبريد بين خط السائل وبين المبخر (وهو صمام التمدد) يعمل على تخفيض ضغط وسيط التبريد (أي تمدد وسيط التبريد أو انتشاره) عند دخوله إلى المبخر، وعملية التمدد هي عملية معاكسة

تماماً لعملية الانضغاط التي أجراها الضاغط، إضافةً إلى أن جهاز التحكم بالتدفق يعمل على تنظيم مرور وسيط التبريد بما يتناسب مع معدل التبخير في المبخر.

– وهناك عدة أنواع من صمامات التمدد في التبريد والتكييف [13] وهي:

1–صمام التمدد اليدوي (Hand Operated Expansion Valve).

2–الأنبوب الشعري (Capillary Tube).

3– صمام التمدد الاوتوماتيكي (AVE Automatic Expansion Valve).

4– صمتم التمدد الحراري الثيرموستاتي (Thermostatic Expansion Valve).

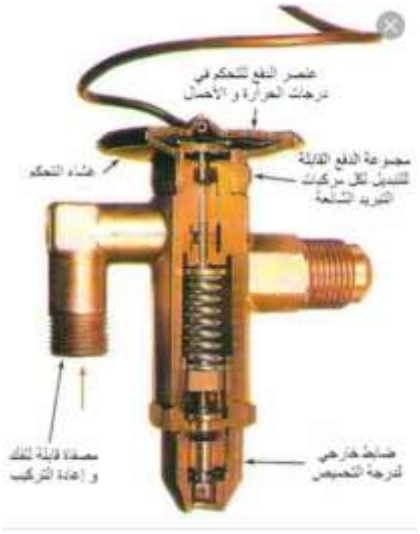
5– محبس عوامة جانب الضغط المنخفض (Low Pressure Float Valve).

6– محبس عوامة جانب الضغط العالي (High Pressure Float Valve).

7– صمام التمدد الالكتروني (Electronic Expansion Valve).

ومن أكثر أنواع أجهزة التحكم بوسيط التبريد شيوعاً هو صمام التمدد الحراري (الثيرموستاتي) كما في الشكل (2–10) وذلك نظراً لكفاءته العالية وإمكانية استعماله مع شتى أنظمة التبريد ويعمل أيضاً على إبقاء المبخر ممتلأً دائماً بوسيط التبريد مهما اختلفت ظروف عمل نظام التبريد، وذلك عبر الجذر الحساس الذي يثبت على خط السحب. ليستشعر درجة حرارة وسيط التبريد في نهاية الدورة إذ إن الجذر الحساس لهذا الصمام يكون مملوءاً بغاز الفريون من نفس نوع وسيط التبريد لنظام التبريد.

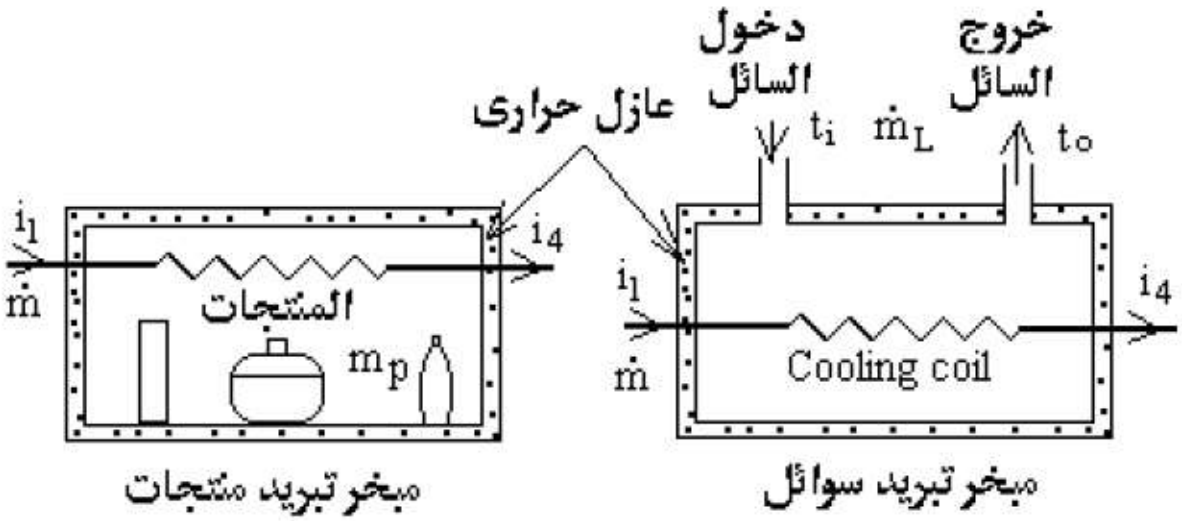




الشكل (2–10) صمام التمدد الحراري الثيرموستاتي[35]

2-5-5- المبخر Evaporator: هو الجزء الذي يتحكم في دورة جسم التشغيل حيث يتم فيه تبخير للوسيط ويتحول إلى غاز مما يؤدي إلى سحب الحمل الحراري من المادة المراد تبريدها[12].

المبخرات المستخدمة في صناعة التبريد بصفة عامة هي مبادلات حرارية وتتكون من حيز أو صندوق معزول بعازل حراري (Thermal insulation) لتقليل الفقد الحراري أو تسرب الحرارة من الوسط الخارجي الأعلى في درجة الحرارة إلى داخل المبخر الأقل في درجة الحرارة، وتنقسم المبخرات إلى نوعين رئيسين حسب غرض الإستخدام إما مبخرات تستخدم لحفظ أغذية ومنتجات صلبة أو مبخرات تستخدم لتبريد سوائل مثل الماء أو منتجات الألبان أو العصائر كما هو موضح في الشكل (2-11).



الشكل (2-11) التوازن الحراري لأنواع مختلفة من المبخرات[35]

2-5-5-1-مبخرات الأغذية والمنتجات الصلبة:

تعتمد نظرية عمل هذه المبخرات على انتقال الحرارة من الأغذية داخل المبخر إلى وسيط التبريد داخل ملف التبريد الخاص بالمبخر. وانتقال الحرارة داخل حيز المبخر يكون إما بالحمل الحر نتيجة فروق الكثافة ودرجة الحرارة للهواء داخل حيز المبخر أو بالحمل الجبري عن طريق مروحة كهربائية تستخدم لتقليب الهواء داخل حيز المبخر. وكمية الحرارة التي يكتسبها وسيط التبريد نتيجة مروره في المبخر وتغير الانثالبي النوعية له من حالة البخار الرطب عند الحالة 4 إلى بخار جاف مشبع عند الحالة 1 كما في الشكل (2-4-ج) بمعدل ثابت لمرور وسيط التبريد $\dot{m}$ وتسمى

Q_e وهي سعة المبخر وتحسب من تطبيق المعادلة العامة للطاقة للجريان المستقر (المعادلة 2−1) وتهمل طاقة الوضع وطاقة الحركة في المعادلة (2−1) نظراً لأنه لا يوجد تغير في الارتفاع بين مدخل المبخر ومخرجه وكذلك سرعة الدخول وسرعة الخروج. وانتقال الحرارة في المبخر يتم بثبوت الضغط ولا يوجد شغل مبذول في الإجراء كما يلي:

$$Q_e = \dot{m}(i_1 - i_4) \quad \text{.....(12-2)}$$

أما كمية الحرارة التي تفقدها الأغذية المحفوظة داخل حيز المبخر في وحدة الزمن فهي:

$$Q_p = \frac{m_p}{time}[C_{Pa}(t_i - t_f) + L.T + C_{Pb}(t_f - t_o)] \quad \text{.....(13-2)}$$

حيث إن:

Q_e : سعة المبخر واحدته KW.

$\dot{m}$: معدل مرور وسيط التبريد في المبخر بوحدة Kg/s.

Q_p : كمية الحرارة التي تفقدها المنتجات داخل حيز المبخر بوحدة KW.

m_p : كتلة المنتجات داخل المبخر بوحدة Kg.

$time$: زمن تبريد المنتجات بوحدة S.

C_{Pa} : الحرارة النوعية للمنتجات فوق التجمد بوحدة Kj/(Kg.K).

C_{Pb} : الحرارة النوعية للمنتجات تحت التجمد بوحدةKj/(Kg.K) .

$L.T$: الحرارة الكامنة للتجميد للمنتجات بوحدة Kj/Kg.

t_i : درجة حرارة المنتجات عند بدء إجراء التبريد بوحدة ℃.

t_o : درجة حرارة المنتجات عند نهاية إجراء التبريد بوحدة ℃.

t_f : درجة حرارة التجميد للمنتجات بوحدة ℃.

المعادلة (2−13) تتكون من ثلاثة حدود داخل القوس، الحد الأيسر يمثل الحرارة المحسوسة التي يجب أن تفقدها المنتجات قبل أن تتجمد، الحد الأوسط يمثل الحرارة الكامنة لتجميد المنتجات. الحد الأيمن يمثل الحرارة المحسوسة التي تفقدها المنتجات حتى تصل إلى درجة حرارة الحفظ. ومن الملحوظ أن هذه المعادلة تطبق حسب نوع المنتج المراد حفظه. فمثلا" الخضراوات والفواكه والبيض تحفظ طازجة لا تمر بحالة التجميد ولذلك يستخدم الحد الأيسر فقط من المعادلة (2−13) (الحرارة المحسوسة فوق التجميد)، أما اللحوم والدواجن تحفظ مجمدة ولذلك تطبق المعادلة (2−13) بحدودها الثلاثة. وبصفة عامة عند تطبيق المعادلة (2−13) يراعى ظروف كل منتج وأسلوب وطريقة الحفظ

الخاص به. فإذا فرضنا أن كل الحرارة التي يفقدها المنتج المحفوظ تنتقل مباشرةً إلى وسيط التبريد فإنه يمكن حساب معدل جريان وسيط التبريد كما يلي:

$$Q_e = Q_P$$

$$m^{\cdot} = \frac{Q_P}{i_1 - i_4} \quad \text{.....(14-2)}$$

ومن الممكن حساب سعة التبريد (*Refrigeration Capacity*) للمبخر بوحدة الطن تبريد ($T.R$) إذا علم كمية الحرارة المنتقلة إلى وسيط التبريد أو الحرارة المفقودة من المنتجات المراد حفظها.

$$R.C = \frac{m^{\cdot}(i_1 - i_4) + Q_{loss}}{3.5} = \frac{Q_P + Q_{loss}}{3.5} \quad \text{.....(15-2)}$$

في المعادلة السابقة يجب إضافة المفاقيد الحرارية Q_{loss} إن وجدت إلى كمية حرارة المنتجات حتى يمكننا حساب معدل جريان وسيط التبريد في المبخر بدقة.

2-5-5-2-مبخرات لتبريد السوائل ومنتجات الألبان:

تعتمد نظرية عمل هذه المبخرات على انتقال الحرارة من السوائل المراد تبريدها إلى وسيط التبريد داخل ملف التبريد الخاص بالمبخر نتيجة تلامس السائل لسطح أنابيب ملف التبريد. فتنتقل الحرارة عبر معدن أنابيب ملف التبريد بالتوصيل إلى وسيط التبريد. ولتحسين كفاءة انتقال الحرارة بين السائل المراد تبريده ووسيط التبريد يجب أن يكون هناك موجهات داخل المبخر لتوجيه السائل حتى يكون الجريان دواماً، وأيضاً توجد زعانف مثبتة على أنابيب ملف التبريد أو سطح المبخر لزيادة كفاءة المبخر وكذلك لزيادة مساحة انتقال الحرارة بين السائل المطلوب تبريده ووسيط التبريد داخل المبخر فيزيد معدل انتقال الحرارة. وكمية الحرارة المفقودة من السائل المطلوب تبريده نتيجة مروره في المبخر كما يلي:

$$Q_L = m_L^{\cdot} C_{PL}(t_i - t_o) \quad \text{.....(16-2)}$$

حيث إن:

Q_L: كمية الحرارة المفقودة من السائل بوحدة KW.

$m_L^{\cdot}$: معدل مرور السائل المطلوب تبريده في المبخر بوحدة Kg/s.

C_{PL}: الحرارة النوعية للسائل المطلوب تبريده بوحدة KJ/(Kg.K).

t_i: درجة حرارة السائل عند دخول المبخر بوحدة ℃.

t_o: درجة حرارة السائل عند الخروج من المبخر بوحدة ℃.

2-5-6-صمامات كهربائية ذات ملف لولبي (صمام سولينويد Solenoid Valve):

يسمح صمام الملف اللولبي (يعمل عند جهد 220 VAC) كما في الشكل (2-12) بالتحكم في تدفق وسيط التبريد في خطوط الأنابيب عن بعد، ويستخدم في نطاق واسع في الصناعة للتحكم في التيار والتحكم في نقل مجموعة متنوعة من السوائل والغازات حيث يعمل تحت ضغوط مختلفة من 0 – 45 بار وبدرجة حرارة متغيرة من 35- إلى 110+ درجة مئوية وجهد 230V وملفاته نحاسية.

عندما يتدفق تيار كهربائي عبر الملف في هذا الصمام تحدث حركة القضيب فيه بسبب الحث الكهرومغناطيسي حيث يعمل المجال الكهرومغناطيسي على القلب الموجود في مركزه وتعتمد شدته واتجاهه على الجهد المطبق عليه ونتيجة لذلك يتم إزاحة عنصر القفل وتغيير تجويف الصمام (إما أن يقوم بقفل القناة أو فتحها).

صمّام الـ solenoid كما في الشكل (2-12) هو صمّام كهربائي يعمل عند جهد 24 VDC يستخدم لتمرير أو إيقاف غاز أو سائل. ويتم التحكّم في الصمّام بوساطة تيار كهربائي يعمل على تشغيل الملف الذي يولّد مجالاً مغناطيسياً لفتح أو قفل ممر السائل أو الغاز، نطاق الضغط ضمن المجال ($kg.f/cm^2$ 3.5-10)، في حال كان الصمّام يتحكّم في مسار له مدخل ومخرج، فيمكن قفل أو فتح الصمّام.



الشكل (2-12) صمام الملف اللولبي وصمام سولينويد Solenoid Valve

2-5-7- مكثف إقلاع ومكثف بدء تشغيل:

- مكثّف الإقلاع SH-D P2 SH C كما في الشكل (2-13):

يستخدم لتشغيل المحركات والضواغط - السعة المقدّرة μf 10~60 - الحد الأقصى لدرجة الحرارة المسموح به 70 درجة مئوية - مجال عمل المكثف هو عند جهد متناوب يتراوح بين (180 - 450 V).

- مكثف بدء التشغيل HS5 Solid Stater Relay & Hard Start Capacitor:

يستخدم في وحدات تكييف الهواء BTUs (4000-120000) كما يستخدم للضواغط منخفضة الجهد أو ذات الجهد الثابت. حيث يقوم المكثف بزيادة عزم الدوران حتى 300%. ويقوم بتبديل وبدء عزم إضافي.



الشكل (2-13) مكثفات الإقلاع وبدء التشغيل

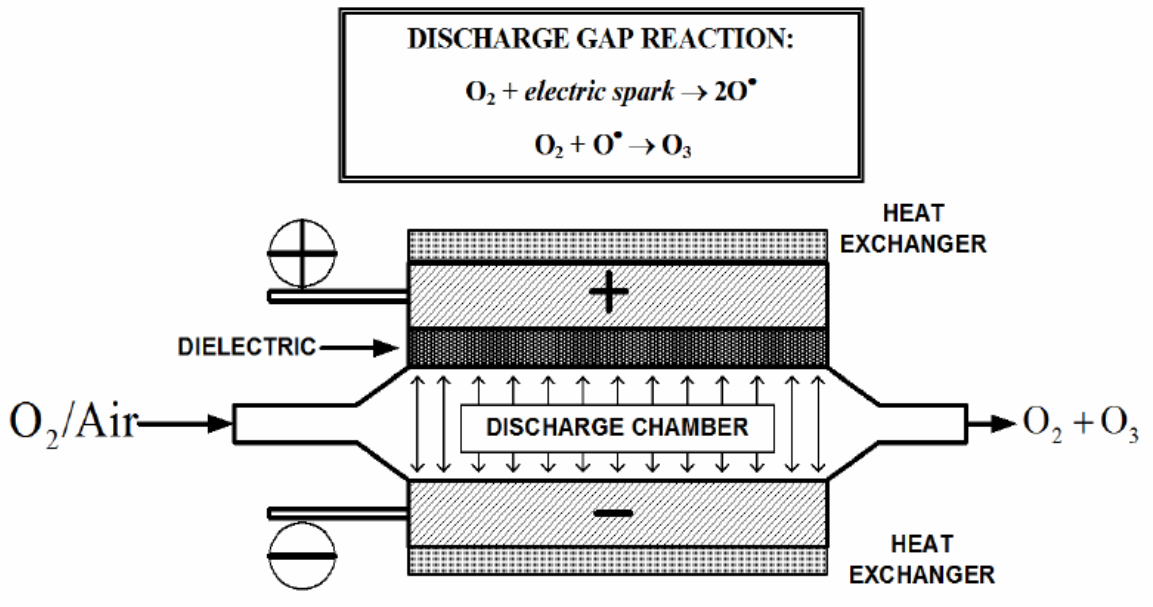
2-5-8- مولد الأوزون Ozone Generator:

تعقيم المياه بالأوزون هي الطريقة الأكثر فاعلية لتطهير ومعالجة المياه، والمعتمدة من إدارة الأغذية والأدوية FDA لاستئصال السموم الموجودة في الماء، وذلك بالنظر للخصائص الطبيعية لغاز الأوزون والتي تجعله مؤكسد قوي للغاية، يتفوق في تدمير أنواع الملوثات الحية المختلفة من طفيليات وفيروسات وبكتريا، بالإضافة إلى قدرته على تثبيط الملوثات الكيميائية مثل المبيدات الحشرية والمعادن السامة الموجودة في الماء، بشكل أكثر فعالية من الكلور، الأمر الذي جعل تعقيم مياه الشرب بالأوزون حالياً هي الطريقة الأكثر شيوعاً لمعالجة المياه.

يوجد نوعان من جهاز توليد الأوزون، **النوع الأول:** جهاز توليد الأوزون من نوع silent corona discharge(CD) كما في الشكل (2-14) وهو يحاكي تصريف الالكترونات للبرق بوساطة حقل تفريغ كهربائي، حيث يعتمد توليد

الأوزون في هذا النوع على تمرير الهواء الجاف والنظيف من خلال تفريغ كهربائي عالي الجهد High Voltage Discharge، أي تفريغ الالكترونات الذي يخلق الأوزون بتركيز حوالي 1%.

و**النوع الثاني** هو جهاز توليد الأوزون من نوع (UV) وهو يحاكي الأشعة فوق البنفسجية التي تنبعث من الشمس، حيث ينتج الجهاز كمية كبيرة من غاز الأوزون بالطريقة نفسها التي يتولد بها هذا الغاز في طبقات الجو العليا، عندما يمر الهواء المضغوط عبر الأشعة فوق البنفسجية في جهاز توليد الأوزون يتم تحويل الأكسجين الموجود في هذا الهواء إلى غاز الأوزون.



الشكل (2–14) توليد الأوزون بطريقة silent corona discharge [15]

يؤدي استخدام غاز الأكسجين النقي في توليد الأوزون إلى زيادة كفاءة توليد الأوزون ولكنه يزيد من تكلفة الإنتاج. بينما يتطلب استخدام الهواء كمصدر أكسجين أن يتم ضغط الهواء وتنظيفه وتجفيفه (بمعنى إزالة الرطوبة) حيث يعمل ضغط الهواء على زيادة تركيز الأكسجين من خلال إزالة الجسيمات الخارجية مثل الأتربة والغبار باستخدام المرشحات.

تستغرق عملية تعقيم الماء بالأوزون من بضع ثوانٍ إلى 30 دقيقة، حيث يتوقف زمنها على درجة تلوث الماء وتركيبها الكيميائي، ودرجة الحموضة ودرجة حرارة الماء.

يبين الشكل (2–15) جهاز توليد الأوزون المستخدم في المنظومة والأجزاء الداخلية له، حيث إن الجهاز من نوع (FQ-301) باستطاعة كهربائية 7 واط ويعمل عند جهد متناوب من 110 – 220 فولط.



الشكل (2–15) مولد الأوزون ومكوناته الداخلية[15]

2–5–9–مضخة غشاء دقيق كهربائية Pump:

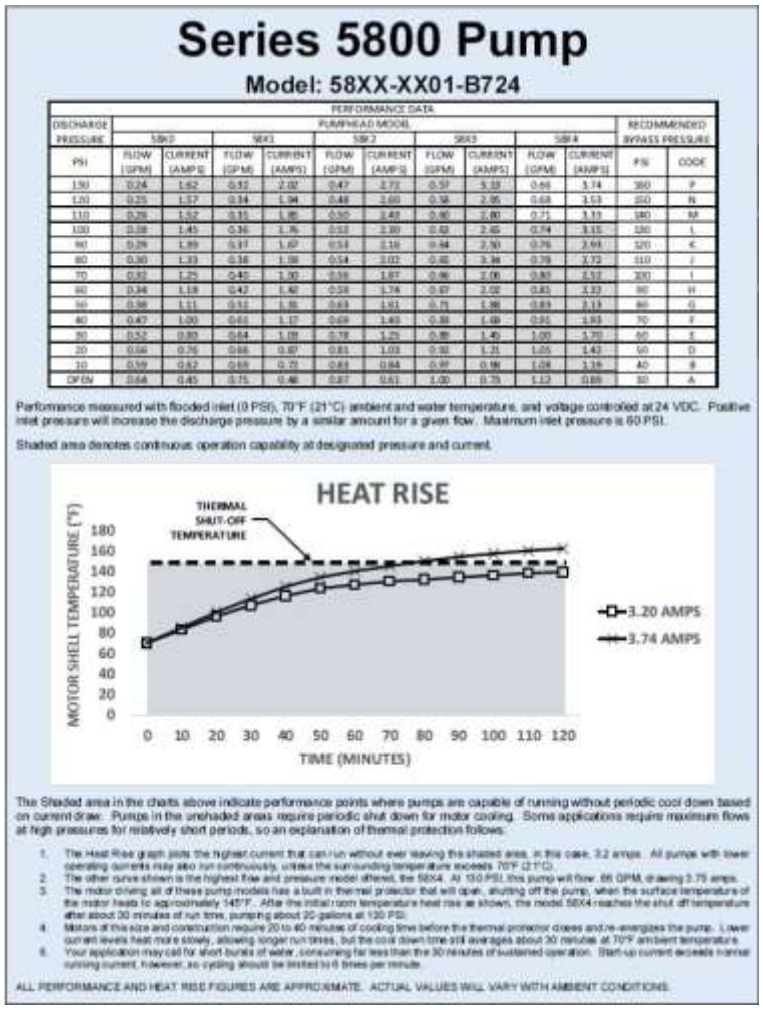
من نوع (Aquatec – DDP 5800) كما في الشكل (2–16) تعمل عند جهد مستمر 24 VDC وتيار 2.2 A.
تم تصميم المضخّة لتوفير معدّلات تدفّق تصل إلى 22.7 لتر/دقيقة وضغوط التشغيل حتى 15 بار.



الشكل (2–16) مضخة الغشاء الدقيق الكهربائية[6]

تُستخدم مضخات Aquatec المكونة من 3 حجرات و5 حجرات في مجموعة متنوعة من التطبيقات المائية، بما في ذلك زيادة الضغط، والتسليم، والنقل. وهي تُستخدم عادةً إما لضغط الماء من خزّان جوي لتوصيل الماء النقي إلى نقطة معينة من الاستخدام أو ببساطة لزيادة الضغط عند الحاجة.

وفي الشكل (2−17) نعرض النشرة الفنية للمضخة:



Series 5800 Pump

Model: 58XX-XX01-B724

PERFORMANCE DATA

DISCHARGE PRESSURE	PUMPHEAD MODEL										RECOMMENDED BYPASS PRESSURE	
	SB51		SB52		SB53		SB54					
PSI	FLOW (GPM)	CURRENT (AMPS)	FLOW (GPM)	CURRENT (AMPS)	FLOW (GPM)	CURRENT (AMPS)	FLOW (GPM)	CURRENT (AMPS)	FLOW (GPM)	CURRENT (AMPS)	PSI	CODE
130	0.24	1.62	0.32	2.02	0.47	2.72	0.57	3.33	0.66	3.74	160	P
120	0.25	1.57	0.34	1.94	0.48	2.60	0.58	2.95	0.68	3.53	150	N
110	0.26	1.52	0.35	1.85	0.50	2.42	0.60	2.80	0.71	3.33	140	M
100	0.28	1.45	0.36	1.76	0.52	2.30	0.62	2.65	0.74	3.15	130	L
90	0.29	1.39	0.37	1.67	0.54	2.16	0.64	2.50	0.76	2.99	120	K
80	0.30	1.33	0.38	1.58	0.54	2.02	0.65	2.36	0.78	2.72	110	J
70	0.32	1.25	0.40	1.50	0.59	1.87	0.66	2.06	0.80	2.57	100	I
60	0.34	1.19	0.42	1.42	0.59	1.74	0.67	2.02	0.81	2.33	90	H
50	0.38	1.11	0.51	1.32	0.63	1.61	0.71	1.98	0.89	2.19	80	G
40	0.47	1.00	0.63	1.17	0.69	1.43	0.88	1.69	0.91	1.93	70	F
30	0.52	0.93	0.64	1.08	0.78	1.25	0.89	1.45	1.00	1.70	60	E
20	0.56	0.76	0.66	0.87	0.81	1.03	0.92	1.21	1.05	1.43	50	D
10	0.59	0.62	0.69	0.72	0.83	0.84	0.97	0.98	1.08	1.16	40	B
OPEN	0.64	0.45	0.75	0.48	0.87	0.61	1.00	0.75	1.12	0.89	30	A

Performance measured with flooded inlet (0 PSI), 70°F (21°C) ambient and water temperature, and voltage controlled at 24 VDC. Positive inlet pressure will increase the discharge pressure by a similar amount for a given flow. Maximum inlet pressure is 60 PSI.

Shaded area denotes continuous operation capability at designated pressure and current.

The Shaded area in the charts above indicate performance points where pumps are capable of running without periodic cool down based on current draw. Pumps in the unshaded areas require periodic shut down for motor cooling. Some applications require maximum flows at high pressures for relatively short periods, so an explanation of thermal protection follows:

1. The Heat Rise graph plots the highest current that can run without ever leaving the shaded area, in this case, 3.2 amps. All pumps with lower operating currents may also run continuously, unless the surrounding temperature exceeds 70°F (21°C).
2. The other curve shown is the highest flow and pressure model offered, the 58X4. At 130 PSI, this pump will flow .66 GPM, drawing 3.75 amps.
3. The motor driving all of these pump models has a built in thermal protector that will open, shutting off the pump, when the surface temperature of the motor heats to approximately 145°F. After the initial room temperature heat rise as shown, the model 58X4 reaches the shut off temperature after about 30 minutes of run time, pumping about 20 gallons at 130 PSI.
4. Motors of this size and construction require 20 to 40 minutes of cooling time before the thermal protector closes and re-energizes the pump. Lower current levels heat more slowly, allowing longer run times, but the cool down time still averages about 30 minutes at 70°F ambient temperature.
5. Your application may call for short bursts of water, consuming far less than the 30 minutes of sustained operation. Start-up current exceeds normal running current, however, so cycling should be limited to 6 times per minute.

ALL PERFORMANCE AND HEAT RISE FIGURES ARE APPROXIMATE. ACTUAL VALUES WILL VARY WITH AMBIENT CONDITIONS.

الشكل (2−17) النشرة الفنية للمضخة الكهربائية[6]

:Converter AC to DC−10−5−2

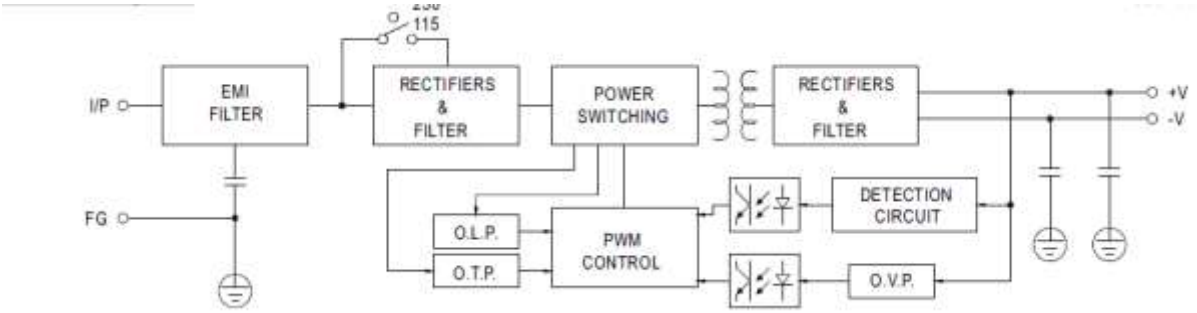
120W Single Output Industrial DIN RAIL Power Supply, DR-120-24.

وهي محولة للتيار المتردد (100-120 VAC, 3.3A / 200-240 VAC, 2A) إلى تيار مستمر (24 VDC, 5A) كما في الشكل (2−18) وذلك من أجل تأمين التغذية الكهربائية اللازمة لبعض عناصر المنظومة التي تعمل على

الجهد المستمر مثل مضخة الغشاء الدقيق وصمام سولينويد والريليه الكهربائي وإلى دارة التحكم الرئيسة، كما يوضح الشكل (2–19) الدارة الكهربائية للمحولة وآلية عملها.



الشكل (2–18) Power Supply،DR-120-24



الشكل (2–19) الدارة الكهربائية وآلية عمل المحولة AC to DC

– الميزات:

– نطاق ادخال التيار المتردد AC يمكن تحديده عن طريق مفتاح تبديل.

– حماية ضد الماس الكهربائي، الحمل الزائد، الجهد الزائد، ارتفاع درجة الحرارة.

– يتم تثبيت المحولة على سكة حديدية TS-35/7 or 15 كما تظهر في الشكل (2–18).

– مؤشر LED للدلالة على حالة العمل.

– تردد تحويل ثابت عند 55 KHZ.

– الخرج: الجهد المستمر 24 V، التيار 5A، مجال التيار A 5~0، الإستطاعة 120W، مجال الجهد V 28~24

– الدخل: مجال الجهد المتناوب VAC 264~176/ VAC 132~88، مجال التردد HZ 63~47، الكفاءة 84% التيار المتردد 230 VAC / 1.6 A , 115 VAC / 2.6 A.

2-5-11-الفلاتر (المرشحات) Filter:

– **فلتر الهواء** (Air filter): لتنقية الهواء قبل دخوله إلى المنظومة كما في الشكل (2–20).

– **فلتر الماء** (Water filter): لتنقية الماء قبل المرحلة الأخيرة من الإنتاج وإضافة الشوارد والأملاح الضرورية.



الشكل (2–20) فلاتر الهواء والماء المستخدمة في المنظومة

2-5-12- Relay (TE, T9AP5D52-24):

يستخدم هذا الريليه في المنظومة لفصل ووصل التغذية بين كتلة التحكم والتوربين (المروحة) والضاغط كما في الشكل (2–21) حيث تتم تغذية الريليه من جهد مستمر 24 VDC عن طريق كتلة التحكم التي تعطي أمراً إلى الريليه لتوصيل تماساته عند بدء عمل المنظومة فيقوم بتوصيل التماس الأول إلى الضاغط لإعطاء الأمر له ببدء العمل والتماس الآخر يوصل مع التوربين لتبدأ المنظومة بالعمل.

– مواصفات الريليه:

N.C: 10A ،N.O: 20A
Coil Voltage :24 VDC
Switching Voltage: 240 VAC
Coil Resistance: 576 Ohms
Power consumption: 1W



الشكل(2-21): Relay (TE, T9AP5D52-24)

2-5-13-مجموعة التحكّم:

عبارة عن دارة الكترونية كما في الشكل (2-22) تم تجميعها مسبقاً تحتوي على معالجات رقمية ورياليهات وترانزستورات لتشغيل المنظومة والتحكم فيها وبآلية عملها ويتم ربط حساسات درجة الحرارة (للماء المنتج وللهواء المحيط) والرطوبة النسبية وإظهار هذه القيم على شاشة إظهار، ويتم تغذيتها عن طريق محولة الجهد المذكورة سابقاً لتبدأ الدارة بإعطاء الأوامر إلى عناصر المنظومة وتشغيلها ومراقبة العمل.



الشكل (2-22) صورة تظهر دارة التحكم في المنظومة

الـفـصل الـثـالـث

دراسة نظام الطاقة الشمسية وحساب متطلباته

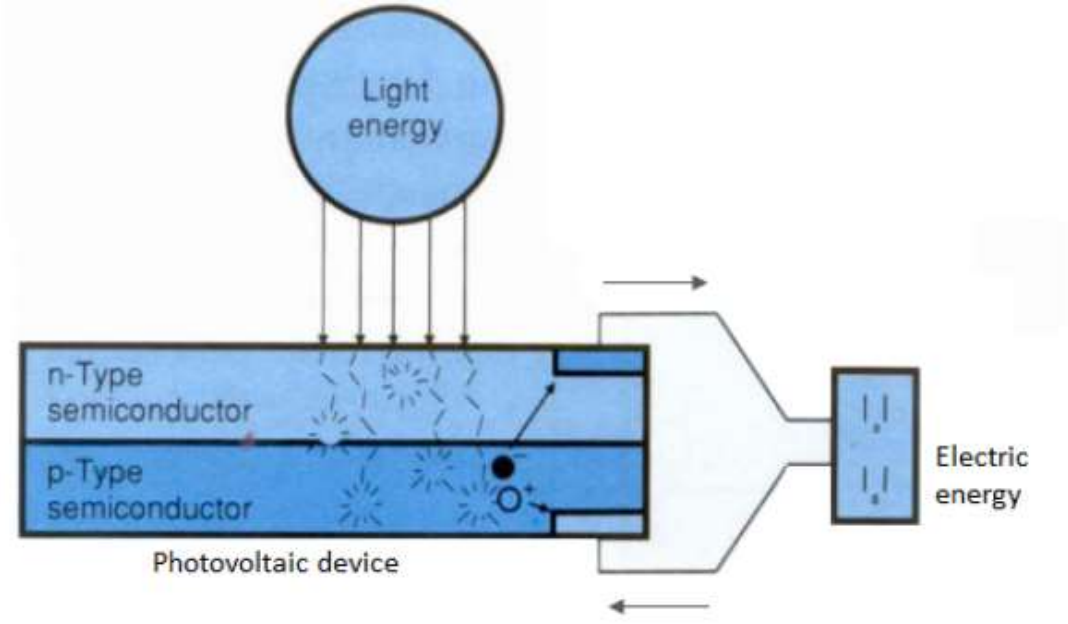
تمهيد:

توصل الشمس طاقتها إلينا في شكلين رئيسيين: الحرارة والضوء. هناك نوعان رئيسان من أنظمة الطاقة الشمسية، وهما الأنظمة الحرارية الشمسية التي تحبس الحرارة لتسخين المياه وأنظمة الطاقة الشمسية الكهروضوئية التي تحول ضوء الشمس مباشرة إلى كهرباء.

يؤدي الضوء المباشر أو المنتشر (عادةً ضوء الشمس) الساطع على الخلايا الشمسية إلى إحداث التأثير الكهروضوئي، وتوليد الطاقة الكهربائية ذات التيار المستمر. يمكن استخدام طاقة التيار المستمر هذه أو تخزينها في نظام بطارية أو إدخالها في عاكس يحول التيار المستمر إلى تيار متناوب "AC"، بحيث يمكن تغذيته في إحدى لوحات توزيع التيار المتردد للمبنى دون التأثير على جودة امدادات الطاقة. الشيء المهم الذي يجب ملاحظته هو أننا لسنا معنيين بالمحتوى الحراري لأشعة الشمس؛ لا تستخدم الخلايا والوحدات الكهروضوئية الحرارة، بل الضوء فقط.

3-1-تقنية الطاقة الكهرو ضوئية:

الوحدة الأساسية للنظام الكهروضوئي هي الخلية الكهروضوئية. تتكون الخلايا الكهروضوئية (Photo Voltaic) من طبقتين على الأقل من مادة شبه موصلة، عادة ما تكون من السيليكون كما في الشكل (3-1). طبقة واحدة لها شحنة موجبة والأخرى سالبة، ينتج الضوء الساقط على الخلية حقلاً كهربائياً عبر الطبقات، مما يؤدي إلى تدفق الكهرباء، تحدد شدة الضوء مقدار الطاقة الكهربائية التي تولدها كل خلية.

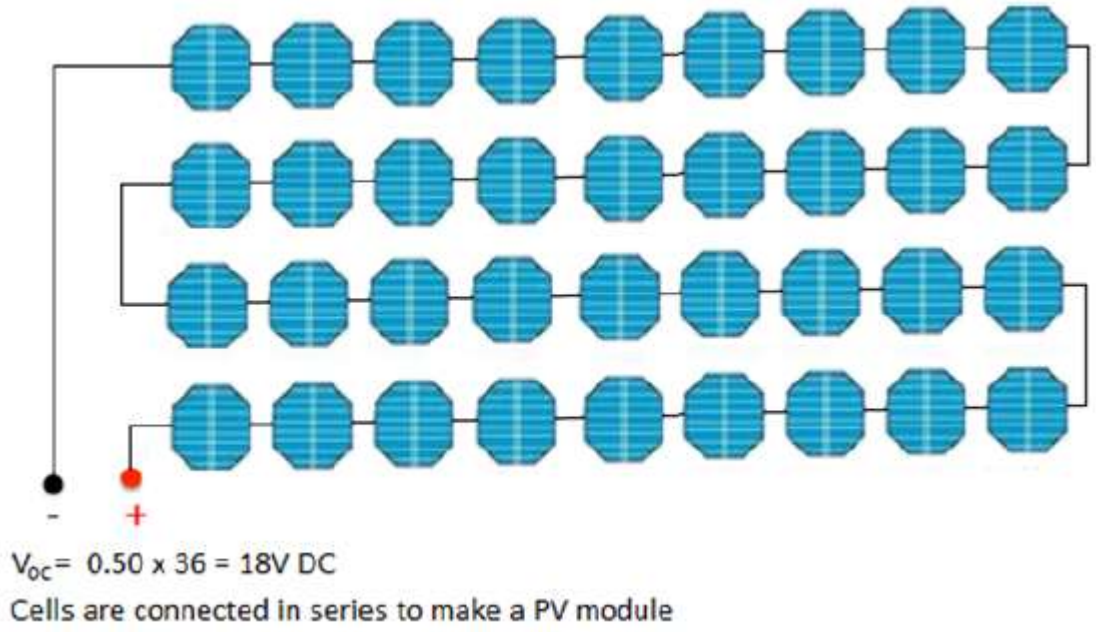


الشكل (3-1) تقنية توليد الطاقة الكهروضوئية

3-1-1-الخلية الشمسية:

الخلية الشمسية هي الوحدة الأساسية للنظام الكهروضوئي. تنتج الخلايا الشمسية السليكونية النموذجية حوالي 0.5 V فقط، لذلك يتم توصيل خلايا متعددة في سلسلة لتشكيل وحدات أكبر تسمى الوحدات الكهروضوئية كما في الشكل (3-2). تُستخدم صفائح رقيقة من EVA (Ethyl Vinyl Acetate) أو PVB (Poly Vinyl Butyral) لربط الخلايا معاً وتوفير الحماية من الطقس. تكون الوحدات محاطة بغطاء شفاف (زجاجي) وصفيحة داعمة مقاومة للعوامل الجوية (تكون مصنوعة من بوليمر رقيق أو زجاج). يمكن تأطير الوحدات لقوة ميكانيكية إضافية ومتانة.

يتم توصيل 36 خلية شمسية لإعطاء جهد حوالي 18 V. ومع ذلك، يتم تقليل الجهد ليكون 17 V حيث تسخن هذه الخلايا في الشمس. هذا يكفي لشحن بطارية 12 V. وبالمثل تنتج الوحدة المكونة من 72 خلية حوالي 34 V (36V – 2 V للضياعات)، والتي يمكن استخدامها لشحن بطارية 24 V.



الشكل (3-2) الوحدات الكهروضوئية

تحتاج بطارية 12 V عادةً إلى حوالي 14 V للشحن، لذلك أصبحت الوحدة المكونة من 36 خلية هي المعيار لصناعة شاحن البطاريات الشمسية.

3-1-2-سلسلة الخلايا الكهروضوئية:

يمكن توصيل الوحدات الفردية على التسلسل أو التوازي أو كليهما لزيادة جهد الخرج أو التيار. في الوصل التسلسلي يتم توصيل الطرف السالب للوحدة الأولى بالطرف الموجب للوحدة التالية. وبالتالي يزيد الجهد ويظل التيار ثابتاً.

$$V_{Total} = V_1 + V_2 + - - - + V_n \quad (1-3)$$

$$I_{Total} = I_1 = I_2 = - - - = I_n \quad (2-3)$$

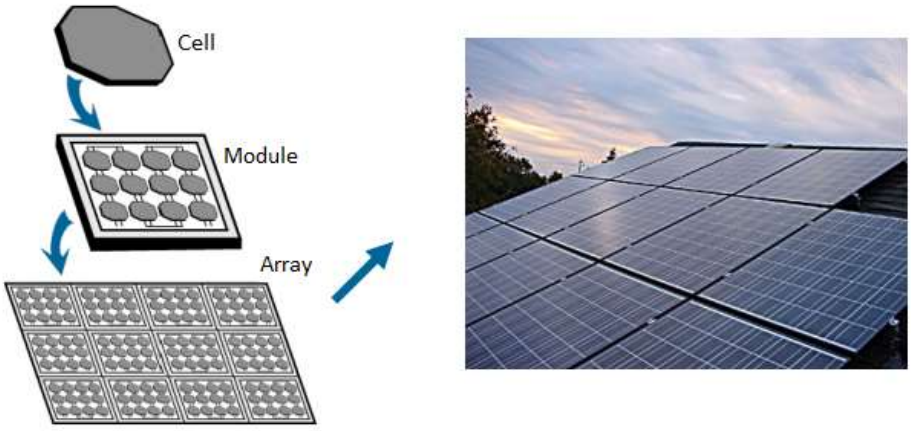
في التوصيل على التوازي، يزيد التيار ويظل الجهد ثابتاً.

$$V_{Total} = V_1 = V_2 = - - - = V_n \quad (3-3)$$

$$I_{Total} = I_1 + I_2 + - - - + I_n \quad (4-3)$$

3-1-3-مصفوفة الخلايا الكهروضوئية:

نادراً ما تكون الطاقة التي يمكن أن تنتجها وحدة واحدة كافية لتلبية متطلبات العمل، لذلك يتم ربط الوحدات معاً لتشكيل مصفوفة كما في الشكل (3-3). تستخدم معظم المصفوفات الكهروضوئية العاكس لتحويل طاقة التيار المستمر التي تنتجها الوحدات إلى تيار متردد يمكن توصيله بالبنية التحتية الحالية لتشغيل الأضواء والمحركات والأحمال الأخرى. عادةً ما يتم توصيل الوحدات النمطية في مجموعة PV أولاً على التسلسل للحصول على الجهد المطلوب، ثم يتم توصيل السلاسل على التوازي للسماح للنظام بإنتاج المزيد من التيار.



الشكل (3-3) مصفوفة الألواح الشمسية PV

3-1-4-المواد الكهروضوئية:

الغالبية العظمى من الوحدات الكهروضوئية المتاحة تجارياً مصنوعة من السيليكون، وهو أحد أكثر العناصر وفرة في قشرة الأرض (بعد الأكسجين). يتم تعديل الخصائص الطبيعية للسيليكون كأشباه موصلات بوساطة عنصرين آخرين، البورون والفوسفور لخلق خلل دائم في الشحنة الجزيئية للمادة.

- 85% من سوق الخلايا الشمسية.
- متوسط العمر المتوقع > 30 سنة.
- استرداد التكلفة في 2-8 سنوات.

3-2-أنواع الألواح الكهروضوئية:

الأنواع الثلاثة العامة للخلايا الكهروضوئية المصنوعة من السيليكون هي:

- Mono-crystalline Silicon – المعروف أيضاً باسم السيليكون أحادي البلورة.
- Poly-crystalline Silicon – المعروف أيضاً باسم السيليكون متعدد البلورات.
- Thin Film Silicon – الخلايا الشمسية ذات الأغشية الرقيقة – رقائق السيليكون.

3-2-1-السيليكون أحادي البلورة:

تأتي الخلية أحادية البلورية من سبيكة بلورية مفردة عالية النقاء، بأبعاد نموذجية تبلغ 12.5 أو 15 Cm. السبيكة لها شكل أسطواني، يتم تقطيعها إلى شرائح رفيعة وتصنع أشكالاً مستديرة أو شبه دائرية أو مربعة. هذه الخلايا هي الأكثر كفاءة من الناحية الكهربائية، مما يعني أنها تتطلب مساحة سطح أقل من أنواع الخلايا الأخرى لإنتاج كمية مكافئة من الطاقة. العيوب هي ارتفاع تكاليفها، واحتياجها للتهوية من أجل تحقيق أقصى قدر من الأداء، تستخدم كواجهات زجاجية للمباني (لأنها تكون شفافة) وتستخدم على الأسطح حيث تكون مساحة التركيب محدودة ويكون الحد الأقصى لتوليد الكهرباء مطلوباً.

3-2-2-السيليكون المتعدد البلورات:

تتشكل خلايا السيليكون متعددة الكريستالات عن طريق الصب في سبيكة مكعبة الشكل. يتم تقطيع السبيكة إلى قضبان وتقطيعها إلى شرائح رقيقة (طبقة رقيقة من مادة شبه موصلة)، والتي بدورها تُستخدم لإنشاء الخلايا. هذه الخلايا أقل

كفاءة من أحادية البلورية؛ ومع ذلك فإن التكلفة المنخفضة لكل وحدة مساحة ومظهرها المميز يجعلها خياراً شائعاً للتركيبات (غير الشفافة) الكبيرة نسبياً.



الشكل (3-4) الألواح الكهرو ضوئية أحادية البلورة ومتعددة البلورات

3-2-3-الخلايا الشمسية ذات الأغشية الرقيقة (Thin Film Silicon):

يتم إنتاج الخلايا الكهروضوئية ذات الأغشية الرقيقة عن طريق طباعة أو رش طبقة رقيقة من أشباه الموصلات من المواد الكهروضوئية على طبقة من الزجاج أو المعدن أو رقائق بلاستيكية. من خلال تطبيق هذه المواد في طبقات رقيقة، يكون السماكة الكلية لكل خلية كهروضوئية أصغر بكثير من خلية بلورية مقطوعة مكافئة، ومن هنا جاء اسم "غشاء رقيق". نظراً لأن المواد الكهروضوئية المستخدمة في هذه الأنواع من الخلايا الكهروضوئية يتم رشها مباشرة على طبقة زجاجية أو معدنية، مما يجعل تقنية الألواح الكهروضوئية الرقيقة أكثر قابلية للاستخدام في النظام الشمسي المنزلي لأن وقت استردادها أقصر.

وعلى الرغم من أن مواد الأغشية الرقيقة تمتص ضوءً أعلى من المواد البلورية المكافئة، إلا أن الخلايا الكهروضوئية ذات الأغشية الرقيقة تعاني من ضعف كفاءة تحويل الخلايا بسبب هيكلها البلوري غير الأحادي، مما يتطلب خلايا أكبر حجماً.

3-3-كفاءة اللوح الكهرو شمسي:

يتم تحديد كفاءة كل منتج PV من قبل الشركة المصنعة. تتراوح الكفاءة من 5% إلى 15% حتى 19%.

يتم تلخيص كفاءة التحويل لتقنيات الخلايا الكهروضوئية المختلفة في الجدول (3-1) وتحسب بتطبيق المعادلة التالية:

$$\mu_{STC} = \frac{P_C}{E_{STC} \times S_{module}} \quad \text{.....(5-3)}$$

الجدول (3–1) كفاءة الألواح الشمسية حسب نوعها

نوع PV	الوصف	الكفاءة	مساحة السطح لنظام 1 كيلو وات (m^2)
أحادي البلورية (m-Si)	أزرق، رمادي، أسود امتصاص الضوء عالي	14–19%	7
متعدد البلورات (p-Si)	أزرق فاتح	12–15%	9
الخلايا الرقيقة –السيليكون غير المتبلور (a-Si)	أحمر مائل للسواد مرن / متين	6–8%	17
(نحاس إنديوم جاليوم سيلينيد / نحاس إنديوم سيلينيد) Thin film CIGS/ CIS	خلية سوداء لامعة مرنة أو جامدة	9–12%	11
Thin film CdTe (الكادميوم تيلورايد)	خلية صلبة رمادية خضراء	7–10%	14
ثاني أكسيد التيتانيوم (TiO2)	البني الفاتح نظام النوافذ شبه الشفافة	3–5%	20

3–4–مكونات النظام الكهروضوئي:

الأجزاء الرئيسة لنظام توليد الطاقة الشمسية الكهروضوئية كما في الشكل (3–5) هي:

- مجموعة الخلايا الضوئية لجمع ضوء الشمس
- انفرتر لتحويل التيار المباشر (DC) إلى التيار المتردد (AC)
- مجموعة من البطاريات ووحدة التحكم في الشحن لأنظمة الطاقة الكهروضوئية المستقلة
- مكونات النظام الأخرى.

بالإضافة إلى الوحدات الكهروضوئية والبطارية والعاكس (الانفرتر) ووحدة التحكم في الشحن، هناك مكونات أخرى مطلوبة في نظام الشبكة الكهروضوئية الصغيرة للطاقة الشمسية؛ يشار إلى هذه المكونات باسم معدات توازن الأنظمة (BoS). المكونات الأكثر شيوعاً هي هياكل التركيب وأنظمة التتبع وعدادات الكهرباء والكابلات ومحسنات الطاقة وأجهزة الحماية والمحولات وصناديق التجميع والمفاتيح وما إلى ذلك.



الشكل (3-5) مكونات النظام الكهروضوئي

3-4-1-زاوية الشمس واتجاه الألواح الشمسية:

يعد توجيه المصفوفة الشمسية مهماً للغاية لأنه يؤثر على كمية ضوء الشمس التي تضرب المصفوفة وبالتالي كمية الطاقة التي ستنتجها المصفوفة. يتضمن الاتجاه عموماً الاتجاه الذي تواجهه الوحدة الشمسية (أي الجنوب) وزاوية الميل وهي الزاوية بين قاعدة اللوح الشمسي والأفق. يختلف مقدار ضوء الشمس الذي يصيب المصفوفة أيضاً باختلاف الوقت من اليوم بسبب حركة الشمس عبر السماء. يجب تركيب وحدات الطاقة الشمسية بحيث يتم جمع أكبر قدر ممكن من الإشعاع. من الناحية المثالية، تعمل التركيبات الكهروضوئية في سوريا على النحو الأمثل عند توجيهها إلى الجنوب الغربي وتميل بزاوية 30 درجة تحدث أعلى كفاءة للوحدة الكهروضوئية أو طاقة الذروة عندما يكون سطحها متعامداً مع أشعة الشمس.

يتم تركيب معظم الأنظمة الكهروضوئية في وضع ثابت ولا يمكنها متابعة الشمس طوال اليوم. من الممكن تحسين المخرجات عن طريق تثبيت الوحدات الكهروضوئية على أجهزة التتبع لتتبع الشمس من الشرق إلى الغرب خلال النهار (أجهزة التتبع أحادية المحور)، ومن الشمال إلى الجنوب أثناء التغييرات الموسمية (أجهزة التتبع ثنائية المحور). يجب إمالة الخلايا الكهروضوئية نحو متوسط ارتفاع الشمس، مساوٍ لخط عرض موقع المصفوفة، لالتقاط معظم الطاقة الشمسية على مدار العام، ويتم حساب زاوية الميلان في تدمر بتطبيق المعادلة عند خط العرض للمدينة 34.56

زاوية ميل الألواح الشمسية = (خط العرض * 0.84) +1= (34.56 *0.84)+1=30 درجة

3-4-2-نظام التتبع الشمسي:

يتكون نظام تتبع الشمس من جزأين هما:

- **الجزء الميكانيكي:** هو الجزء المسؤول عن حمل وحركة الألواح الشمسية وهو يمثل هيكل الجهاز، ويتكون من قاعدة لتثبيت الجهاز ويحتوي على محور عمودي قابل للحركة وهو الذي يحمل الألواح الشمسية.

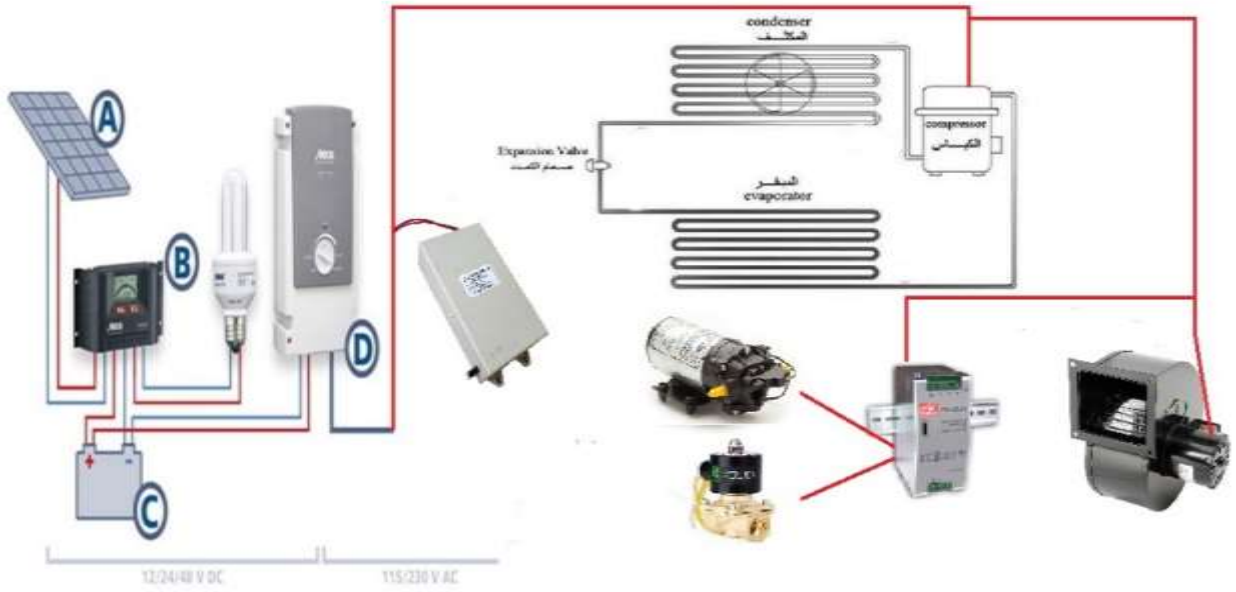
- **الجزء الكهربائي:** و يمثل التوصيلات الكهربائية و المركبات الإلكترونية التي تدخل في هذا النظام، و يتكون من الميكروكنترولر micontrol ATmega328 أو الأردوينو ARDUINO الذي يمثل العقل المدبر للجهاز وهو الذي سيتم برمجته، و لكي نعرف اتجاه الشمس نحتاج إلى إثنين من المقاومات الضوئية LDR التي ستعمل على معرفة اتجاه الشمس وإرسال البيانات إلى المتحكم ليتم معالجتها، و لكي نتحكم في حركة الألواح الشمسية نحتاج إلى محرك سيرفو motor servo لأنه يتميز بدقته العالية و كذلك يمكن التحكم بزاوية دورانه ولديه عزم ممتاز، و نحتاج أيضاً إلى بعض المقاومات والمكثفات لضبط الجهاز.

- **آلية العمل:**

عندما يتم تسليط أشعة الشمس على المقاومات الضوئية LDR تتغير قيمتها على حسب الضوء المسلط فمثلاً لو كانت في اتجاه عمودي مع الشمس ستكون لهما القيمة نفسها هذا يدل على أن الألواح الشمسية عمودية مع الشمس لكن عندما تتحرك الشمس قليلاً سيصبح الضوء المسلط على أحد المقاومات الضوئية أقل من الأخرى وبالتالي فإن قيمتيهما ستختلف، ولأن المتحكم ATmega328 أو ARDUINO يقوم بمقارنة قيمة المقاومات سيعطي أمراً إلى محرك سيرفو servo motor بدوران إلى الجهة التي يكون عليها ضوء أكبر و يقوم بمعرفة هذا من خلال قيمة المقاومات الضوئية، صاحبة أقل قيمة هي التي سيتم تدوير الألواح إليها.

3-5-تصميم وبناء نظام كهرو شمسي:

يبين الشكل (3-6) مكونات نظام الطاقة الشمسية الذي يغذي المنظومة.



الشكل (3–6) مكونات نظام الطاقة الشمسية

A– لوح شمسي –B– منظم شحن –C– بطارية –D– الانفرتر للتحويل إلى تيار متردد AC لتغذية الأحمال التي تحتاج للطاقة الكهربائية في المنظومة:

الضاغط – المراوح – المضخات – مولد الأوزون – مكثفات الإقلاع – كتلة التحكم – محولة التيار AC to DC.

تم اختيار نظام الألواح الشمسية لتأمين حاجة المنظومة من متطلبات القدرة الكهربائية لها وتم تركيب نظام تتبع لأشعة الشمس لملاحقة نقطة الاستطاعة العظمى والاستفادة القصوى من الطاقة الشمسية خلال النهار وشحن المدخرات لاستخدامها خلال فترات الليل والأيام الغائمة.

تختلف الأنظمة الشمسية بناءً على معرفة المعدل اليومي للقدرة الكهربائية الاستهلاكية المتطلبة للأحمال والألواح المتوافرة، والوقت اللازم لتشغيلها يومياً سواء في فترات النهار أو الليل على مدار السنة. إن بناء نظام شمسي يتطلب عدة خطوات تضمن معرفة كاملة لمتطلبات تأسيس منظومة الطاقة الشمسية وتحديد مكوناتها وهذه الخطوات تتمثل بالآتي:

3–5–1–حساب الأحمال الكهربائية الكلية:

معرفة وتحديد متطلبات القدرة الكهربائية المطلوبة (استهلاك كل حمل كهربائي والفترات الزمنية اللازمة لتشغيله) كما في الجدول (3–2):

الجدول (3-2) الأحمال الكلية في المنظومة

الأحمال	قدرة الحمل الإجمالية (W/h)	عدد الأحمال المماثلة	الحمل الإجمالي للمنظومة تقريباً
الضاغط	180	1	
التوربين	150	1	
محولة من AC إلى DC Converter	120	1	
صمام الملف اللولبي: Type 1028/2	20	2	
مكثف بدء التشغيل + مكثف الإقلاع	1+1	1	
Relay: TE, T9AP5D52-24	1	2	
مولد الأوزون	10	1	
المجموع	483	504	600 W/h

من الجدول نلاحظ أنه لتشغيل المنظومة نحتاج تقريباً إلى طاقة كهربائية باستطاعة 600 واط في الساعة الواحدة.

3-5-2-حساب سعة المدخرات اللازمة لتخزين الطاقة:

يعتمد المقدار الإجمالي لسعة البطارية المطلوبة على ما يلي:

- أيام التخزين المطلوبة لمواجهة أحمال النظام دون إعادة الشحن من الطاقة الكهروضوئية.
- الحد الأقصى المسموح به لعمق التفريغ.
- معدلات درجة الحرارة والتفريغ
- خسائر وكفاءات النظام
- يحدد جهد النظام عدد خلايا البطارية المتصلة بالسلسلة المطلوبة
- تحدد السعة الإجمالية المطلوبة عدد سلاسل البطارية الموصولة على التوازي المطلوبة.

عدد الساعات المفترض لتفريغ المدخرة هي تقريباً 10 ساعات

القدرة المستوعبة بالمدخرة = (القدرة الإجمالية للأحمال ÷ كفاءة المدخرة) [وات/ساعة]

$$600 \div 10 = 60\ W/h$$

وبما أن قدرة المدخرة تقاس بالأمبير/ساعة وليس بالوات/ساعة، فإن السعة المطلوبة للمدخرة مقاسه بالأمبير/ساعة تعطى بالمعادلة:

سعة المدخرة = قدرة سعة المدخرة ÷ جهد المدخرة [أمبير/ساعة]

$$600 \div 12 = 50\ A/h$$

وبما أن نظام الفولتية للمنظومة 24 V لذلك تم استخدام بطاريتين من نوع الجل كما في الشكل (3-7) موصولتين على التسلسل بسعة 100 A/h لضمان عمل المنظومة بشكل متواصل عند غياب الأشعة الشمسية بشكل مستمر.

بطارية الجل أو التي تسمى أيضاً بطارية GEL VRLA (حمض الرصاص المنظم بالصمام) هي ببساطة بطارية حمض الرصاص حيث تم تجميد الإلكتروليت باستخدام هلام السيليكا المتغيرة الانسيابية من أجل إعادة دمج الهيدروجين والأكسجين. ويكون ذو بنية محكمة الغلق مع صمامات إطلاق الضغط لمنع الغازات من التسريب. استخدام هلام السيليكا لتجميد حركة الحمض هو ما يطلق عليه Gel Battery.



الشكل (3-7) بطارية جيل 12V / 100Ah

3-5-3-متوسط عدد الساعات للإشعاع الشمسي:

تحديد الساعات اليومية المتوفرة لطلوع الشمس، والمقصود هنا معرفة القدرة الإشعاعية من الطاقة الشمسية على مدار ساعات النهار والناتجة من أشعة الشمس الساقطة على الألواح الشمسية، ويتم حسابها بمعرفة كلّ من: الموقع الجغرافي (خطي الطول والعرض) – زاوية واتجاه ميلان الألواح – معرفة الحالة الجوية اليومية (طقس صحو – غائم – ممطر) – نظام تركيب الألواح (قواعد تركيب ثابتة أو متحركة مزودة بنظام تتبع لأشعة الشمس). بالنسبة للقطر العربي السوري فإن متوسط عدد الساعات للإشعاع الشمسي يتراوح ما بين 8.5 ساعة إلى 10.21 ساعة في اليوم، أي ما بين 2800 ساعة إلى 3270 ساعة خلال سنة كاملة، وعدد الأيام الغائمة السنوية بين 38 و45 يوماً في السنة. ولكن الظروف المناخية كحالة الطقس ودرجة الحرارة تمثل عاملاً مهماً وخاصة في المناطق الساحلية والصحراوية.

3-5-4-قدرة الألواح الشمسية:

قدرة الألواح الشمسية المطلوبة = القدرة المستوعبة من البطارية ÷ المتوسط الساعي للإشعاع الشمسي

وبما أن هناك عوامل أخرى مثل تأثير درجة الحرارة (0.9 شتاء و0.8 صيفاً)، والفاقد في أسلاك التوصيل 97%، فإن القدرة المطلوبة للألواح الشمسية تساوي:

عدد الألواح = سعة البطارية (W) ÷ (متوسط ساعات الإشعاع الشمسي × أقصى تيار قدرة للوح I_{mp})

تم اختيار لوح شمسي من نوع Generic استطاعته 610 W كما في الشكل (3-8) وتيار القصر 13 A وذلك حسب المواصفات القياسية للشركة المصنعة موديل (JKM-610N-78HL4-BDV).

SPECIFICATIONS										
Module Type	JKM595N-78HL4 JKM595N-78HL4-V		JKM600N-78HL4 JKM600N-78HL4-V		JKM605N-78HL4 JKM605N-78HL4-V		JKM610N-78HL4 JKM610N-78HL4-V		JKM615N-78HL4 JKM615N-78HL4-V	
	STC	NOCT	STC	NOCT	STC	NOCT	STC	NOCT	STC	NOCT
Maximum Power (Pmax)	595	447	600	451	605	455	610	459	615	462
Maximum Power Voltage(Vmp)	45.29	41.93	45.39	42.05	45.49	42.16	45.59	42.28	45.69	42.39
Maximum Power Current(Imp)	13.14	10.67	13.22	10.73	13.3	10.79	13.38	10.85	13.46	10.91
Open-circuit Voltage(Voc)	54.8	52.05	54.95	52.2	55.1	52.34	55.25	52.48	55.4	52.62
Short-circuit Current(Isc)	13.9	11.22	13.97	11.28	14.04	11.34	14.11	11.39	14.18	11.45
Module Efficiency STC(%)	21.29%		21.46%		21.64%		21.82%		22.00%	
Operating Temperature(°C)	-40°C~+85°C									
Maximum System Voltage	1000/1500VDC(IEC)									
Maximum Series Fuse Rating	30A									
Power Tolerance	0~+3%									
Temperature Coefficients of Pmax	-0.3%/°C									
Temperature Coefficients of Voc	-0.25%/°C									
Temperature Coefficients of Isc	0.046%/°C									
Nominal Operating Cell Temperature(NOCT)	45±2°C									

الشكل (3-8) مواصفات اللوح الشمسي الذي تم اختياره للمنظومة

3-5-5-حساب قدرة منظم الشحن:

تتمثل وظيفة وحدة التحكم في الشحن في تنظيم الشحن المتجه إلى البطاريات من مجموعة الألواح الشمسية ومنع الشحن الزائد وعكس تدفق التيار في الليل.

معظم أجهزة التحكم في الشحن المستخدمة هي تعديل عرض النبضة (PWM)أو تتبع نقطة الطاقة القصوى (MPPT). يُطلق على الجهد الذي يمكن أن تنتج عنده الوحدة الكهروضوئية أقصى طاقة اسم نقطة الطاقة القصوى. تختلف الطاقة القصوى باختلاف الإشعاع الشمسي ودرجة الحرارة المحيطة ودرجة حرارة الخلايا الشمسية. تنتج الوحدة الكهروضوئية النموذجية طاقة بجهد يبلغ حوالي 17 V عند قياسها عند درجة حرارة الخلية 25 درجة مئوية، ويمكن أن تنخفض إلى حوالي 15 V في يوم شديد الحرارة ويمكن أن ترتفع أيضاً إلى 18 V في يوم شديد البرودة. عندما تلحظ وحدة التحكم في الشحن الشمسي MPPT وجود اختلافات في خصائص الجهد الحالي للخلية الشمسية، فإنها ستقوم تلقائياً وبكفاءة بتصحيح الجهد. ويجبر الوحدة الكهروضوئية على العمل بجهد قريب من نقطة الطاقة القصوى لسحب أقصى طاقة متاحة. معدل الإدخال الحالي لجهاز التحكم بالشحن يساوي ناتج تيار الدائرة القصيرة للوحدة الكهروضوئية، وعدد الوحدات الكهروضوئية على التوازي، وعامل الأمان، حيث عامل الأمان 1.25

$$I_{Rated} = (N_{PV-Parallel} \times I_{SC}) \times 1.25 = (1 * 13) * 1.25 = 16.25\ A \quad \text{.....(6-3)}$$

حيث: I_{Rated} قيمة تيار منظم الشحن، $N_{PV-Parallel}$ عدد الألواح في المصفوفة، I_{SC} تيار القصر للوح.
لذلك تم اختيار منظم الشحن بتيار أكبر من المطلوب لضمان زيادة في الأداء من نوع (Tristar TS MPPT 30-24V) كما في الشكل (3-9).



الشكل (3-9) منظم الشحن من نوع Tristar MPPT (30A / 24V)

3-5-6-اختيار العاكس (الانفرتر):

العاكس (الانفرتر) مطلوب لتحويل التيار المباشر DC إلى تيار متردد AC. عادةً ما تكون العواكس المستقلة عن الشبكة خاصة بالجهد، أي يجب أن يكون للعاكس الجهد الاسمي نفسه للبطارية. تم تصنيف الانفرتر بالاستطاعة (واط) بحيث ألا يكون معدل دخل العاكس أقل من إجمالي استطاعة الأجهزة المراد تشغيلها.

وعليه فإن هناك كفاءة تحويل لا تقل عن 85%. لذلك تم اختيار انفرتر كما في الشكل(3-10) ذو كفاءة تحويل مناسبة (Maxi and EURO efficiencies 98.0/96.9%). مواصفات الانفرتر:

- خرج موجة جيبية نقية - حماية من زيادة الحمولة - حماية من ارتفاع درجة الحرارة - حماية من حدوث ماس كهربائي - حماية من الجهد العالي والمنخفض.

Input DC Voltage = 24 V , DC Voltage range = 20-31 V , Low Voltage alarm = 21 ± 0.5V.
Low Voltage shutdown = 20 ± 0.5 V , Over Voltage shutdown = 31 ± 0.5 V.
Recovery Voltage = 24 ± 0.5 V , No Load current = 500 mA .

Output AC Voltage = 230 VAC ± 5% , Wave form = Pure Sine Wave , Frequency = 50 HZ ± 0.5 HZ , Efficiency (typ) = 92 % , Power = 1500 W , Working temp = $-10℃ _ +50℃$.



الشكل (3-10) انفرتر EURO (1500W / 24 V)

3-5-7-حساب مقطع الأسلاك الكهربائية:

يقصد بها أسلاك التوصيل التي تنقل الكهرباء:

- من الألواح إلى المنظم.
- من المنظم إلى المدخرات.
- من المدخرات إلى العاكس.
- من العاكس إلى الأحمال.

لحساب مساحة مقطع السلك المثالي اللازم لكل نقطة من نقاط النظام الشمسي نستخدم المعادلة التالية:

$$A = \frac{I*\rho*L}{\Delta V} \quad \text{.....(7-3)}$$

حيث إن: مساحة مقطع السلك A (mm^2)، ومقاومة النحاس النوعية(W/m) $1.68 \text{ x } 10 - 8$ $\rho =$،
وطول السلك L(m)، ومقدار الفقد في الجهد في كبلات التيار المتردد AC وكبلات التيار المستمر DC،
يتم أخذ انخفاض الجهد بحيث لا يتجاوز قيمة 4%. $\Delta V = \frac{4}{100} \times V$ .....(8-3)
حيث إن V الجهد في الكبل إما DC (12- 24 - 48) أو AC (110-220).

3-6-تركيب نظام تتبع شمسي:

إن رفع قيمة خرج الخلايا الشمسية إلى قيمة عظمى هو أمر مرغوب به وذلك لرفع المردود للخلايا الشمسية إلى قيمة أعلى، وأحد الطرق للحصول على كمية إشعاع أكبر هي أن تكون الخلايا الشمسية بمواجهة الشمس دوماً (أشعة الشمس عمودية على اللوح) باستخدام ما يسمى نظام التتبع الشمسي، وهذا الحل يُعد اقتصادياً في بعض الحالات أكثر بكثير من شراء عدد أكبر من الخلايا من أجل الحصول على خرج أعلى.

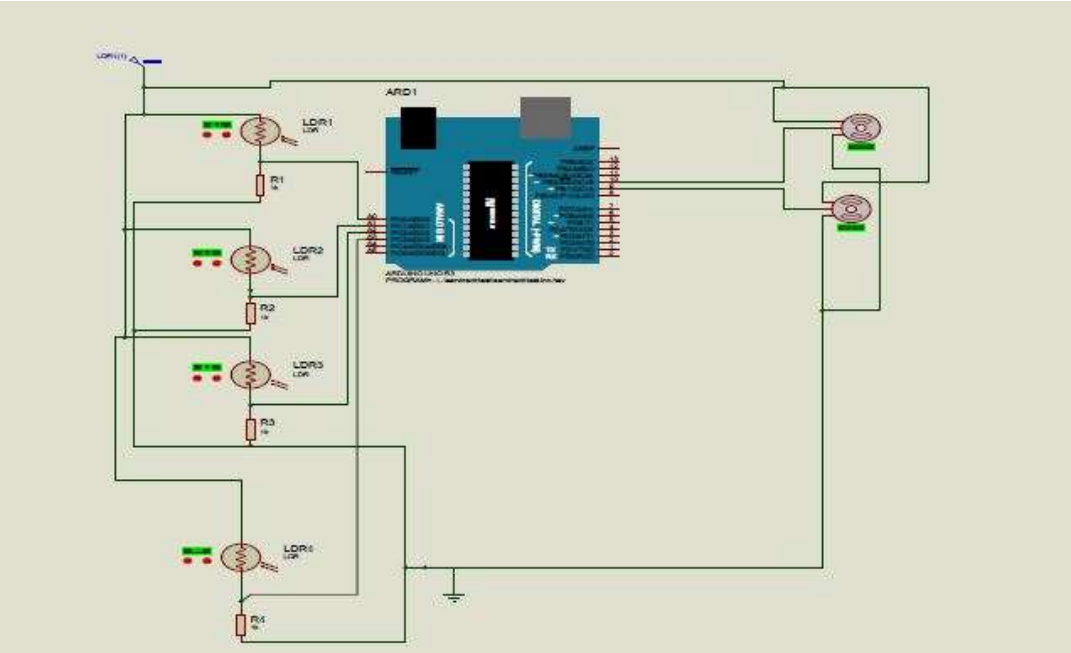
3-6-1-مكونات المتعقب الشمسي:

يتكون المتعقب الشمسي بشكل أساسي من الأجزاء التالية:

1. متحكم الأردوينو Arduino microcontroller.
2. محرك السيرفو Servo Motor.
3. المقاومات الضوئية Light Dependent Resistor.
4. المقاومة المتغيرة Variable Resistor.
5. الهيكل المعدني الحامل.

3-6-1-1-متحكم الأردوينو اونو Arduino Uno microcontroller:

هي لوحة الكترونية مفتوحة المصدر، تستخدم لتطوير الكثير من المشاريع والأفكار بصورة سهلة وبسيطة، يتم توصيل هذه اللوحة إلى جهاز الكمبيوتر حيث يتم من خلاله برمجة هذه اللوحة، تتميز بحجمها الصغير تقريباً من حجم كف اليد كما تتميز بسهولة برمجتها وسهولة التعامل معها مقارنة مع متحكمات أخرى مثل PLC و Micro Controllers، يتم برمجة هذا النوع من المتحكمات عن طريق لغة برمجة مفتوحة المصدر Arduino C حيث تم اشتقاق هذه اللغة من لغة C والتي تُعد أساس اللغات البرمجية الحديثة [تظهر تفاصيل الكود البرمجي للأردينو في الملحق A]، كما يبين الشكل (3-11) توصيل الأجزاء المكونة للمتعقب الشمسي ونمذجتها على برنامج Proteus.



الشكل (3-11) نمذجة المتعقب الشمسي على برنامج Proteus وتوصيله مع الأردوينو

3-6-1-2-محرك السيرفو Servo Motor:

هو أحد أنواع المحركات الخاصة ويستخدم في التحكم الموضعي position control لذلك فهو يسمى أحياناً control motor، ومن أمثلة تطبيقات هذا المحرك تحريك أجهزة الرادار وأطباق استقبال الأقمار الصناعية ويستخدم أحيانا في تحريك أجنحة الطائرات، ومن الملحوظ أن جميع هذه التطبيقات تتطلب العمل عند سرعات بطيئة جداً لذا فإن محركات السيرفو تتميز بالعمل عند السرعات البطيئة، وبالنظر لطبيعة هذه الأحمال فإن محرك السيرفو يجب أن يكون فيه الخصائص التالية:

- ✓ الاستجابة الفائقة للسرعة fast response بمعنى أن تصل سرعة المحرك للقيمة المقننة فور توصيل المحرك بالمنبع الكهربائي كما يجب أن يتوقف المحرك فور فصل المنبع عنه.
- ✓ أن تكون العلاقة بين الجهد والسرعة علاقة خطية وذلك من أجل تبسيط منظومات التحكم ومكوناتها وتحسين كفاءته.
- ✓ أن يقبل المحرك عمليات الفصل والتوصيل مهما تعددت.

3-6-1-3-المقاومات الضوئية Light Dependent Resistor:

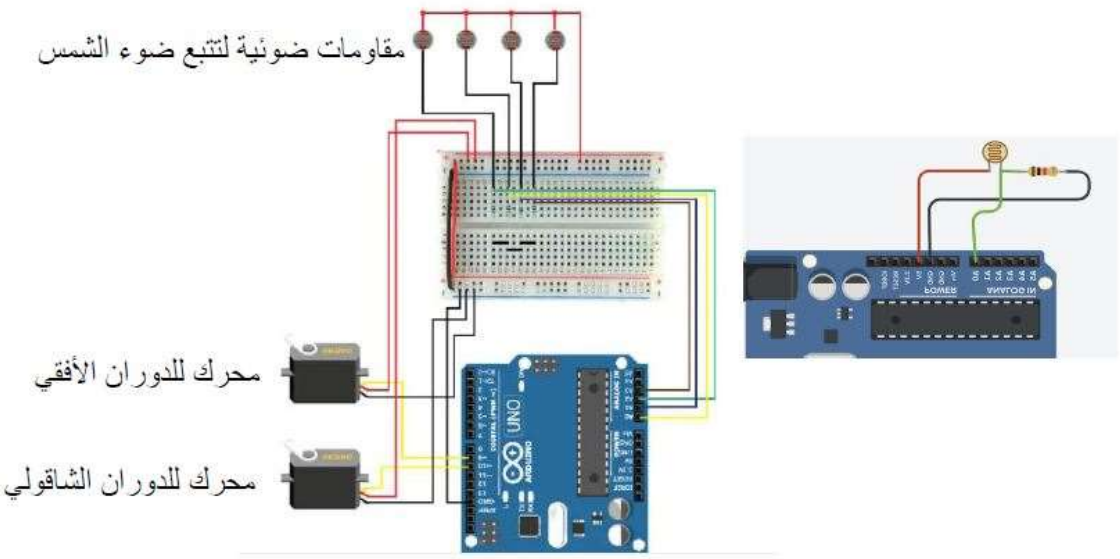
يتم صناعتها من نوع خاص من أشباه الموصلات مثل كبريتيد الكادميوم (يتأثر بالضوء)، هذا النوع من الحساسات هو الأرخص ثمناً والأقل تعقيداً، عندما يوضع شبه الموصل هذا في جو مظلم فإن الالكترونات الداخلية له لا تميل إلى الحركة وذلك بسبب قوة الروابط التي تربطهم داخل ذرات الكريستالة، وعندما يسقط الضوء على هذه المواد تقوم بامتصاص الفوتونات وتزداد طاقة الالكترونات فتكسر الروابط التي تربطهم مع الذرة وتتحرك ويزداد التيار الكهربائي وتقل المقاومة، أي أن هذه المقاومات تتغير قيمتها حسب الضوء الساقط عليها (عندما يكون الضوء ساطعاً تنخفض قيمتها بينما في الظلام ترتفع قيمتها لقيمة كبيرة)، وبالتالي تتغير قيمة التيار المار من خلالها وذلك حسب قانون أوم (الجهد على المقاومة).

3-6-1-4-المقاومة المتغيرة Variable Resistor:

هي مقاومة يمكن تغيير قيمتها، حيث تتراوح قيمتها بين الصفر وأقصى قيمة لها.

3-6-2-الجانب العملي المقترح:

تقوم الحساسات الضوئية LDR والمقاومة الموصولة معها بتشكيل قاسم جهد، وبالتالي سيتشكل لدينا أربعة قواسم جهد، بحيث كل قاسم سيعطينا كمية الإضاءة الساقطة على الحساس والتي سيتم قراءتها من خلال الأردوينو كما في الشكل (3-12) سيقوم الأردوينو بقراءة قيم التوترات على الحساسات بآنٍ واحد، بحيث تكون الحساسات مقسمة لأربعة أجزاء.



الشكل (3–12) التوصيلات الكهربائية للدارة مع الأردوينو وآلية عملها

سيقوم الأردوينو بجمع قيم توترات الحساسات العليا TOP وتقسيمهما على 2 لكي يعطي القيمة الوسطية لهما Average Top، كما سيقوم الأردوينو بجمع قيم توترات الحساسات الدنيا DOWN وتقسيمهما على 2 لكي يعطي القيمة الوسطية لهما Average Down، بحيث:

$$Average\ Top = \frac{Top\ Left + Top\ Right}{2} \quad (3–9)$$

$$Average\ Down = \frac{Down\ Left + Down\ Right}{2} \quad (3–10)$$

فإذا كان Average Top > Average Down فسيتحرك المحرك باتجاه الأعلى،

وإذا كانت Average Top < Average Down فسيتحرك المحرك للأسفل.

سيكرر الأردوينو عملية المقارنة ذاتها بالنسبة للاتجاه الأيمن Right والأيسر Lift، حيث:

$$Average\ Right = \frac{Right\ Top + Right\ Down}{2} \quad (3–11)$$

$$Average\ Lift = \frac{Lift\ Top + Lift\ Down}{2} \quad (3–12)$$

فإذا كان Average Right > Average Lift فسيتحرك المحرك لليمين،

وإذا كان Average Right < Average Lift فسيتحرك المحرك لليسار.

وقد وضعنا المقاومة المتغيرة الأولى من أجل عدم عمل محركات السيرفو بشكل مستمر وبالتالي توفير في الطاقة المستهلكة، حيث إن الشمس تتحرك بشكل مستمر في السماء، أي أن قراءة المقاومات الضوئية ستتغير باستمرار وبالتالي ستتحرك المحركات باستمرار مما يؤدي لاستهلاك طاقة كبير، وربَّما تلف المحرك، وبوضع مقاومة متغيرة نستطيع ضبط حركة محركات السيرفو، أي لن تتحرك المحركات إلا عند وجود قيمة فرق جهد كافية بين الحساسات الضوئية، وهذه القيمة يمكن التحكم بها بوساطة هذه المقاومة المتغيرة، وبالتالي توفير في الطاقة.

الـفـصل الـرابـع

التطبيق العملي (المنظومة المقترحة)

تمهيد:

من أجل الحصول على مياه صالحة للشرب عن طريق المنظومة المقترحة بإنتاجية 30 لتر ماء في اليوم الواحد عند ظروف مناخية سيئة وخصيصاً في البادية السورية كونها منطقة نائية وهناك حاجة ملحة لإمداد بعض المناطق فيها بمياه الشرب، لذلك يجب تصميم مبادل حراري (مبخر ومكثف) وحساب مساحة سطح التبادل الحراري المطلوبة لكلٍ منهما من أجل الوصول إلى هذه الإنتاجية، لذلك تم دراسة آلية عمل المبادل الحراري وتصميمه وحساب مساحة سطح التبادل الحراري له، وسيتم ربط هذه المنظومة بالطاقة الشمسية لتكون منظومة متكاملة ذاتية التغذية تخدم هذه المناطق ومتنقلة.

4-1-المبادل الحراري السطحي:

عبارة عن وسطين أحدهما ساخن والآخر بارد يفصل بينهما جدار صلب [21] حيث تنتقل الطاقة من الوسط الساخن إلى البارد، حيث يُستخدم لتغيير درجة حرارة الموائع عن طريق تمريرها في أنابيب تتخلل وسطاً آخر حيث يكون الوسط الآخر عالي الحرارة أو منخفض الحرارة. عملية انتقال الحرارة من وسط إلى وسط آخر تسمى **تبادل حراري**. والجهاز الذي تتم فيه العملية يسمى **مبادل حراري**. ويُعد التبادل الحراري من العمليات التطبيقية المهمة في العديد من المجالات مثل مجال هندسة التصنيع الغذائي خاصة في تصنيع المواد التي لها حساسية عالية لدرجات الحرارة المرتفعة، كذلك التي يصعب تسخينها أو رفع درجة حرارتها بالطرق المباشرة وغيرها من المواد. وتستخدم المبادلات الحرارية في عمليات هندسية عديدة نذكر منها عمليات التبريد، التبخير، التعقيم، البسترة، التكثيف وغيرها من العمليات الحرارية المختلفة.

4-1-1-آلية التبادل الحراري خلال المبادلات الحرارية:

تنتقل الحرارة عادة من المواد الساخنة إلى المواد الباردة ويؤدي ذلك إلى انخفاض درجة حرارة المواد الساخنة وارتفاع درجة حرارة المواد الباردة ويكون مقدار الحرارة المفقودة مساوياً للحرارة المكتسبة مضافاً إليه الحرارة المتسربة إلى الجو كالآتي:

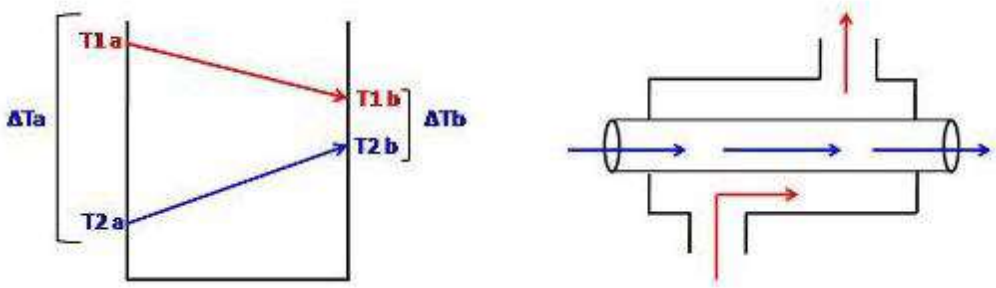
الحرارة المفقودة = الحرارة المكتسبة + الحرارة المتسربة إلى الجو

ويتم انتقال الحرارة في المبادل الحراري بصورة رئيسية عن طريق التوصيل (Conduction) والحمل (convection) والإشعاع (Radiation) حيث أن حرارة المادة تنتقل إلى جدران حزمة الأنابيب بوساطة الحمل وخلال جدران حزمة الأنابيب إلى سطح الجهة الثانية بوساطة التوصيل عن طريق جزيئات المعدن ومن ثم من سطح الجدار الخارجي لحزمة الأنابيب إلى المادة التي تنساب على القشرة الخارجية للمبادل الحراري بوساطة الحمل مرة ثانية.

4-1-2-حالات جريان الموائع في المبادلات الحرارية:

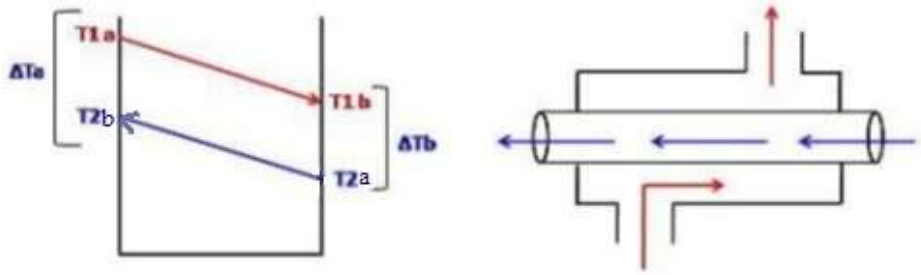
هناك اسلوبان لاتجاه جريان الموائع في المبادلات الحرارية وهي:

1-الجريان الموازي Parallel Flow يكون اتجاه جريان الموائع في هذه الحالة متشابهاً، أي أن المائعين يسيران بنفس الاتجاه كما في الشكل (4-1).



الشكل(4-1) حالة الجريان المتوازي (اتجاه موحد لجريان المائعين)

2-الجريان المتعاكس(Counter-Current Flow) يكون اتجاه جريان المائعين متعاكساً أي أن المادتين تسيران باتجاهين متعاكسين كما في الشكل(4-2).



الشكل(4-2) الجريان المتعاكس (اتجاه متعاكس لجريان المائعين)

إن المحور الأفقي في الشكلين أعلاه يمثل طول المبادل ويلحظ في الجريان المتعاكس ثبات فرق درجات الحرارة تقريباً على طول المبادل الحراري بينما في الجريان المتوازي فيلحظ أن الفرق كبير جداً عند الدخول للمبادل ويقل على امتداد طوله. وأثبتت التطبيقات العملية أن الجريان المتعاكس كفاءته أكبر من الجريان المتوازي.

4-2-الغرض الرئيسِ والوظائف الأساسية للمبادل الحراري:

تتمثل المهمة الرئيسة للمبادل الحراري في نقل الطاقة الحرارية من سائل إلى آخر في مستويات درجة حرارة مختلفة. استخدامات المبادلات الحرارية متنوعة ومتغيرة للغاية، أهمها:

1. التسخين أو التبريد لسائل أو لغاز ويمكن إعطاء أمثلة كثيرة جداً على ذلك حيث يتميز المبادل الحراري هنا بوظيفة بسيطة وهي التحكم بدرجة حرارة السائل عند نقطة معينة في هذه العملية.
2. الاسترجاع الحراري والذي يسمح بإدخال مفهوم حديث لتقييم الطاقة الحرارية لعملية ما، وظيفة هذا المبادل هي ضمان نقل الطاقة الحرارية القصوى من أجل السماح بالإسترداد وطرد الحرارة على معايير الطاقة والاقتصاد.
3. المبردات التي تضمن تبديد الطاقة الحرارية غير القابلة للاسترداد من عملية ما إلى الوسط الخارجي وهي وظيفة أساسية في العديد من العمليات مثل أجهزة الإستشعار أو بواعث الحرارة، وأكثر الأمثلة شيوعاً هي مجمعات الطاقة الشمسية الحرارية وكذلك مشعات التدفئة التي توفر الراحة الحرارية في المبنى.
4. **مزيلات الرطوبة** أو المكثفات الجزئية: كمثال على ذلك مزيل رطوبة الهواء، الذي يضمن السيطرة على رطوبة الهواء خارج وحدة المعالجة المركزية للهواء، وهناك أمثلة صناعية أخرى مثل التقاط الأبخرة العضوية في المكثفات البخارية التي كثيراً ما نصادفها في المنشآت الكيميائية.
5. المبخرات التي تضمن التبخر الكامل أو الجزئي للسائل في عمليات مختلفة بما في ذلك إنتاج الطاقة الميكانيكية والتبريد. والمكثفات التي توفر التكثيف الكامل أو الجزئي للغاز (بخار) وهي أيضاً تستخدم لإنتاج الطاقة الميكانيكية والتبريد.
6. الأنبوب الحراري، يسمح على وجه الخصوص بضمان تبديد الحرارة الناتجة عن العناصر الإلكترونية (المعالج أو الالكترونيات المدمجة)، واستعادة الطاقة والحفاظ على درجة حرارة مستقرة.

4-3-أنواع المبادلات الحرارية Types of Heat Exchangers:

تقسم المبادلات الحرارية بناءً على اعتبارات كثيرة منها ما يصنف حسب طريقة الجريان ومنها حسب عدد الموائع المستخدمة في التبادل ومنها حسب طريقة الإنشاء وسطح التبادل ومنها حسب آلية التبادل الحراري، وعموماً يوجد خمسة أنواع من المبادلات الحرارية صنفت على حسب طريقة جريان المائع الساخن والبارد خلالها:

1–المبادل الحراري ذو المائع الواحد والثابت في درجة الحرارة (One Fluid Constant Temperature Heat Exchanger)

2–المبادل الحراري المتوازي (Parallel Flow Heat Exchanger)

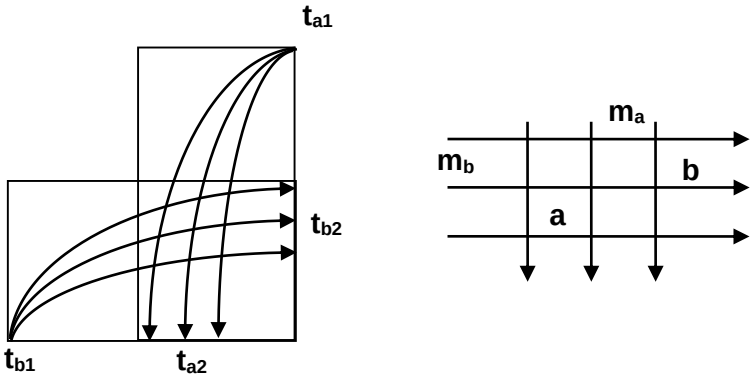
3–المبادل الحراري ذو الجريان العكسي (Counter Flow Heat Exchanger)

4–المبادل الحراري ذو الجريان المتعامد (Cross Flow Heat Exchanger)

5–المبادلات الحرارية الصندوقية (Shell & Tube Heat Exchanger)

وسيتم التركيز في هذه الدراسة على النوع الرابع من المبادلات الحرارية وهو (المبادل الحراري ذو الجريان المتعامد Cross Flow):

حيث يتحرك المائعان الساخن والبارد في هذا النوع من المبادلات في اتجاهين متعامدين على بعضهما بعضاً من بداية دخول المبادل الحراري وحتى الخروج من المبادل كما هو موضح شكل (4–3) فإذا كان المائع الساخن a يدخل المبادل الحراري من أحد طرفيه (الفتحات العلوية في مسار رأسي) على درجة حرارة دخول عالية مقدارها t_{a1} فإنه يخرج من الفتحات السفلية للمبادل على درجة حرارة أقل مقدارها t_{a2} في الوقت نفسه فإن المائع البارد b يدخل المبادل الحراري من الجانبية للمبادل الحراري على درجة حرارة منخفضة مقدارها t_{b1} ويخرج من المبادل الحراري على درجة حرارة t_{b2} وه بالطبع درجة حرارة أعلى من درجة حرارة الدخول.



الشكل (4–3) المبادل الحراري ذو الجريان المتعامد

تتم عملية انتقال الحرارة في المبادلات الحرارية الأربعة السابقة الذكر من خلال المساحة السطحية الفاصلة بين المائعين، لذا فإن المساحة السطحية للمبادل الحراري تُعد أحد أهم العوامل التي تتحكم في معدل انتقال الحرارة من المائع الساخن إلى المائع البارد. فإذا كانت كمية الحرارة المطلوب نقلها من المائع الساخن إلى المائع البارد كبيرة فإن هذا يتطلب مبادلاً حرارياً ذا مساحة سطح كبيرة (مساحة سطح التبادل الحراري كبيرة). يمكن زيادة مساحة سطح التبادل الحراري عن طريق زيادة عدد وطول أنابيب المبادل الحراري مع نقص قطر أنابيب المبادل. يسمى المائع الذي يمر داخل أنابيب المبادل الحراري بمائع الأنبوبة Tube fluid بينما يسمي المائع المار خارج أنابيب المبادل الحراري بمائع الغلاف Shell fluid.

– العوامل المؤثرة على الأداء الحراري للمبادلات الحرارية:

يوجد العديد من العوامل التي تؤثر تأثيراً كبيراً ومباشراً على الأداء الحراري للمبادلات الحرارية والتي يجب أن توضع في الحسبان عند تصميم وتشغيل هذه المبادلات نذكر منها ما يلي:

1–تدفق جريان المائعين.

2–مساحة سطح التبادل الحراري.

3–معامل التوصيل الحراري.

4–معامل انتقال الحرارة بالحمل.

5–درجات حرارة دخول وخروج المائع الساخن والبارد.

6–الحرارة النوعية للمائع.

4–4–تحليل المبادلات الحرارية Analysis of heat exchangers:

يهدف تحليل المبادلات الحرارية [22] إلى تحديد كمية الحرارة المنقولة من المائع الساخن إلى المائع البارد بدلالة معامل انتقال الحرارة الكلي (U_o) ومساحة سطح المبادل الحراري (A) والفرق الكلي في درجة الحرارة ($\Delta T_{overall}$) من معادلة توازن الطاقة يمكن تحديد كمية الطاقة الحرارية المفقودة من المائع الساخن والمكتسبة في نفس الوقت بوساطة المائع البارد كما يلي:

الطاقة المفقودة من المائع الساخن = الطاقة المكتسبة للمائع البارد

$$Q = m_1 * C_{p1} * (T_{i1} - T_{o1}) = m_2 * C_{p2} * (T_{i2} - T_{o2}) \quad \text{.....(1–4)}$$

حيث إن:

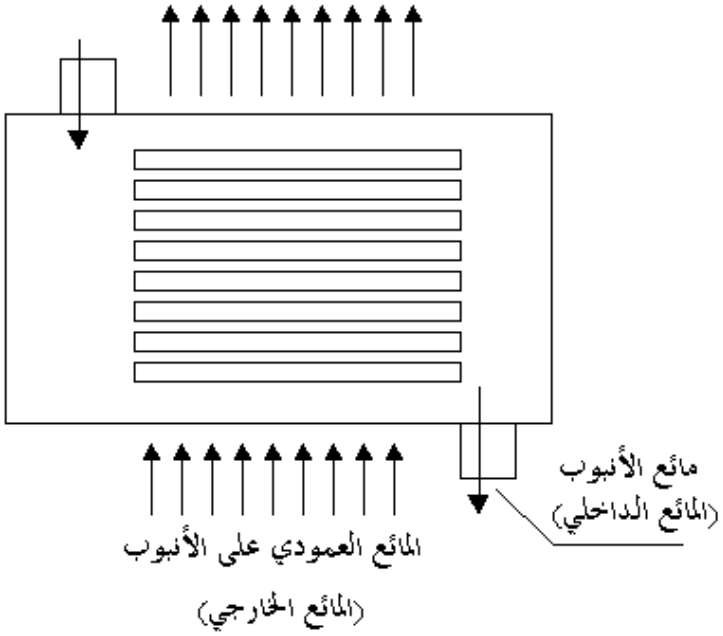
m_1 , m_2= معدل التدفق الكتلي للمائع الساخن والبارد على التوالي.

C_{p1} , C_{p2}= الحرارة النوعية للمائع الساخن والبارد على التوالي.

T_{i1} , T_{o1}= درجة الحرارة الدخول والخروج للمائع الساخن على التوالي.

T_{i2} , T_{o2}= درجة الحرارة الدخول والخروج للمائع البارد على التوالي.

4-4-1-المبادلات الحرارية المتعامدة الجريان: تصنّف المبادلات الحرارية على أساس اتجاهات جريان المائع الساخن والبارد بالنسبة لبعضها. فعندما تكون اتجاهات جريان الموائع عمودية على بعضها بعضاً كما في الشكل (4-4) يسمى المبادل الحراري متعامد الجريان.



الشكل (4-4) مخطط لمبادل حراري متعامد الجريان

يستخدم المبادل الحراري المتعامد الجريان على نطاق واسع جداً في التطبيقات الهندسية المختلفة نظراً لمميزاته من كونه مدمج الحجم جداً وذلك لأنه يسمح باستخدام الأسطح الممتدة وأيضاً من مميزاته الأخرى المهمة كونه يُستخدم عندما يكون أحد المائعين غازاً، كذلك يُستخدم هذا النوع من المبادلات الحرارية في جميع أجهزة التبريد، **المكثف** كما في الشكل(4-5) وفي أجهزة التكييف، **المبخر** كما في الشكل (4-6) وكذلك في أجهزة التدفئة المركزية.



الشكل (4−5) مبادل حراري متعامد الجريان (المكثف)



الشكل (4−6) مبادل حراري متعامد الجريان (المبخر)

− من أجل كل استطاعة تسخين وكل معدل تدفق يتم قياس درجة حرارة الهواء الداخل والخارج وكذلك سرعة الهواء الداخل. لحساب الإستطاعة الحرارية P_{th} للمبرد (المقاس) تستخدم العلاقة التالية [23]:

$$P_{th} = Q_{\left(\frac{m^3}{s}\right)} * \rho_{water} C_P (T_{in} - T_{out}) \quad .....(2-4)$$

حيث: Q معدل تدفق الماء، ρ_{water} كثافته، C_P السعة الحرارية للماء عند الدرجة 35C°، T_{in} و T_{out} قيم درجة حرارة الماء الداخل والخارج على التتالي.

أما المقاومة الحرارية للمبادل المدمج فتحسب من العلاقة التالية [24]:

$$R_{th} = \frac{(T_{water\ in} - T_{air\ in})}{P_{th}} \frac{K}{W} \quad \text{.....(3-4)}$$

4-4-2-دراسة العوامل المؤثرة في تصميم المبادل الحراري:

يوجد نوعان من المعاملات المؤثرة في تصميم المبادل الحراري [25] هي: المعاملات الهندسية والمعاملات الهيدروديناميكية. يقصد بالمعاملات الهندسية المعاملات التي لا يمكن تعديلها بعد تجميع المبادل وهي طول وعرض وسماكة الزعانف، المسافة بين الزعانف، عدد الزعانف، معدن الزعانف، قطر الأنابيب الداخلي والخارجي وعدد الأنابيب في كل صف والمسافة بينها وكذلك عدد الصفوف. أما المعاملات الهيدروديناميكية فيمكن تعديلها عن طريق زيادة معدل تدفق الماء بوساطة المضخة، أو سرعة جريان الهواء بوساطة المراوح.

4-5-تصميم وتجميع المبادل الحراري (مبخر ومكثف):

تم اعتماد المعاملات الهندسية للمبادل الحراري وهي: قطر الأنابيب النحاسية الداخلي 9.32 مم، والخارجي 9.93 مم. طول جزء الأنابيب 200 مم وعددها 8 في كل صف وباستخدام 3 صفوف والتي تقابل طول زعانف 200 مم وعرض 57 مم وأما السماكة 0.12 وعدد الزعانف 150 وهي مصنعة من الألمنيوم.

إن سماكة جدران الأنابيب هي 0.25 مم وهي سماكة كافية لتحمل الضغط اللازم لجريان السائل ضمنها واختبارات الكتامة التي تجري عند ضغط 30 بار.

التجميع يتم يدوياً جمع الزعانف ضمن الإطار الخارجي وإدخال أنابيب النحاس ضمنها لتشكيل الوشيعة. كون قطر الثقوب ضمن الزعانف أكبر من قطر الأنابيب، فإن الوشيعة غير ثابتة وقابلة للحركة النسبية لعناصرها.

بَعد ذلك يتم توسيع النهايات المفتوحة للأنابيب بحيث يصبح قطرها الداخلي 9.95 مم ويمكن إدخال وصلات الإغلاق وهي وصلات على شكل U.

يُعد توسيع نهايات الأنابيب وتشكيل الرقبة مهماً لإنجاز عملية التوسيع الداخلي للأنابيب أيضاً. هذه العملية تزيد قطر الأنبوب الداخلي والخارجي بمقدار 0.1 مم مما يؤدي إلى تشكيل عملية الوصل الميكانيكي والحراري بين الزعانف والأنابيب على طول مسارها. بدونها لا يمكن انتقال الحرارة من الأنابيب إلى الزعانف.

وبعد ذلك تجري عمليات اختبار وتجميع نهائي للمبادل لفحصه وتجهيزه ليصبح كما في الشكل (4-7).



الشكل (4–7) المبادل الحراري المستخدم في المنظومة

بعد ذلك يتم وصل المبادل ضمن منصة اختبار ويجري قياس كل من درجة حرارة السائل الداخل والخارج وكذلك الهواء الداخل والخارج وقياس معدل تدفق السائل وسرعة جريان الهواء ومن نتائج القياسات يتم حساب الاستطاعة الحرارية للمبادل وفق العلاقة (4–2) باستخدام المقادير المقاسة تجريبياً من معدل التدفق ودرجات الحرارة للسائل وتنظيم هذه القياسات في الجدول التالي [26]:

الجدول (4–1) القياسات التجريبية على المبادل الحراري

جهد التسخين(V)	غزارة الماء (لتر/دقيقة)	درجة حرارة الماء الداخل °c	درجة حرارة الماء الخارج °c	سرعة الهواء الداخل (وسطية)	درجة حرارة الهواء الداخل °c	درجة حرارة الهواء الخارج °c	حساب الاستطاعة الحرارية من القياسات	حساب الاستطاعة الحرارية (نمذجة)	الانحراف (%)	حساب درجة حرارة الماء الخارج (نمذجة)	الانحراف في درجة حرارة الماء (%)	حسابة درجة حرارة الهواء الخارج (نمذجة)	الانحراف في درجة حرارة الهواء الخارج (%)
200	4	**38.2**	**34.3**	**2.34**	20.0	32.7	1085	1091	1	34.3	0	31.4	4
	3.5	**40.1**	**36.2**	**2.37**	21.0	33.3	949	1102	14	35.5	2	32.5	2
	3	**40.1**	**35.2**	**2.32**	20.9	33.8	1017	1068	5	35	1	32.2	5
150	4	**32.3**	**29.8**	**2.39**	20.3	27.1	677	712	5	29.7	0	27.7	-2
	3.5	**30.3**	**27.9**	**2.38**	18.8	27.1	592	662	11	27.6	1	25.7	5
	3	**30.8**	**27.9**	**2.37**	18.3	26.8	609	688	11	27.5	1	25.6	5

-الحسابات العددية للمبادل الحراري:

تم استخدام غاز الفريون R410A كمائع التبريد الداخل في المبادل الحراري والمائع الآخر هو الهواء.

الكفاءة (Efficiency) = 0.99، معامل فعالية الزعنفة = 0.7، سرعة الهواء = 2.6 m/s، $T_{in\ R410A} = 40\ °C$ (وهي درجة حرارة دخول الفريون إلى المكثف (حرارة التكثيف) عند ضغط 24.193 بار وبعدها يقوم المكثف بخفض درجة حرارته عن طريق طرد جزء من الحرارة التي اكتسبها الفريون من الضاغط ويدخل إلى صمام التمدد الحراري ليحافظ على ضغط شبه ثابت عند مدخل المبخر تقريباً 7.71 بار وبعدها يدخل إلى المبخر بدرجة حرارة $-6°C$ ليتلامس مع الهواء الداخل للمنظومة مما يؤدي إلى سحب الحمل الحراري من الهواء الملامس لأنابيب المبخر وتكثيف بخار الماء لينتج ماء بارد عند درجة حرارة 6°C)، $T_{in\ air} = 40\ °C$، القطر الداخلي للأنبوب: $d_i = 9.32mm$ ، القطر الخارجي للأنبوب: $d_o = 9.93mm$، نفرض أن تدفق الغاز (فريون R410A) 4 L/min،

ومنه معدل تدفق وسيط التبريد: $Q = \frac{4\ 10^{-3}}{60} = 6.66\ 10^{-5} m^3/s$

سماكة الأنبوب: $Tube_{thickness} = \frac{d_o - d_i}{2} = 0.305\ mm$، طول الأنبوب = 208mm، عدد الأنابيب بكل صف = 8، عدد صفوف الأنابيب = 3، عدد الزعانف: $N_{fins} = 150$، عرض الزعنفة: $Fin\ width = 57mm$، طول الزعنفة: $Fin\ lingth = 201.5mm$، سماكة الزعنفة: $e_{fin} = 0.12mm$،

تباعد الأنابيب في الصف: $tube\ in\ row\ spacing = \frac{Fin_{length}}{N_{tubes\ per\ row}} = 25.18mm$،

تباعد الصفوف: $rows\ spacing = 20\ mm$.

- الخصائص الفيزيائية للفريون R410A كما يوضحها الجدول التالي:

الجدول (4-2) الخصائص الفيزيائية لغاز الفريون R410A

الصفات	الواحدة	القيمة
الكتلة الجزيئية	Kg	72.58
الصيغة الكيميائية	-	CH_2F_2/CHF_2CF_3
درجة حرارة الغليان	درجة مئوية	-51.58
درجة الحرارة الحرجة	درجة مئوية	72.13
الضغط الحرج	kPa	4926.1
الكثافة الحرجة	Kg/m^3	488.90

الحجم الحرج	m^3/Kg	0.00205
انحراف درجة الحرارة	درجة مئوية	0.15
درجة حرارة التكثيف	درجة مئوية	40
السعة الحرارية النوعية للبخار	J/g.K	0.17
السعة الحرارية للفريون عند ضغط ثابت C_P	J/g.K	74
الموصلية الحرارية K	MW/m.K	9.46
معامل اللزوجة	Pa.s	0.0303

- **عدد براندل للفريون R410A** : Pr عدد براندل [27] Prandtl number وهو عدد مميز لابعدي يعطى بالعلاقة

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{C_P.\mu}{K} \quad \text{.....(4-4)}$$

حيث أن $\mu = v.\rho$ وهي التوتر السطحي ويحسب من ناتج ضرب الكثافة مع الحجم النوعي وتحسب الكثافة والحجم النوعي من الجداول الخاصة بالفريون R410A الموافقة لدرجة حرارة التكثيف 40°C يكون الحجم النوعي:

$v = 0.0089\ m^3/Kg$ والكثافة $\rho = \frac{1}{v} = 112.159\ Kg/m^3$، ومنه:

$\mu = v.\rho = 0.0089 * 112.159 = 0.9982$ ومنه يكون عدد براندل للفريون:

$$Pr = \frac{C_P.\mu}{K} = \frac{74*0.9982}{9.46} = 7.808$$

- **الخواص الفيزيوحرارية للهواء عند درجة حرارة 40 ºC:**

$C_{P\ air} = 1007\ J/kg.K$، كثافة الهواء: $\rho = 1.2754\ kG/m^3$، معامل التوصيل الحراري للهواء:

$K = 0.02551\ W/mK$، معامل اللزوجة الديناميكية: $\mu = 1.849 * 10^{-5} g/cm.s$ ، عدد براندل للهواء:

$Pr = 0.7296$

- **معدن المبادل:**

كثافة النحاس: $\rho_{cu} = 8933\ g/cm^3$، $C_{P\ cu} = 385\ j/g.K$، معامل التوصيل الحراري للنحاس: $K_{cu} = 380\ W/mK$ ، كثافة الفولاذ: $\rho_{steel} = 7817\ g/cm^3$، $C_{P\ steel} = 446\ j/g.K$، معامل التوصيل الحراري للفولاذ: $K_{ss} = 13.4\ W/mK$، كثافة الالمنيوم: $\rho_{Al} = 2700\ g/cm^3$، $C_{P\ Al} = 900\ j/g.K$، معامل التوصيل الحراري للألمنيوم: $K_{Al} = 210\ W/mK$.

- الحساب بالتدريج للمبادل الحراري:

4-5-1-حساب التبادل الحراري الفريون – جدار الأنبوب (من جهة الغاز):

$$V_{\mathrm{R410A}} = \frac{\mathrm{Q}}{\pi d_i^2/4} = 0.976\ m/s \quad \text{.....(4-5)}$$

عدد رينولدز للفريون:

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho * \mathrm{V_{R410A}} * \mathrm{d}}{\mu} = 12557.975 \quad \text{.....(4-6)}$$

فطبيعة جريان الفريون ضمن الأنابيب مضطرب.

لحساب معامل انتقال الحرارة السطحي h نحسب عدد نسلت: $Nu = \frac{hd}{k}$ .....(4-7)

k الناقلية الحرارية للفريون بالتوصيل $k = 9.46\ W/mK$ ، d:القطر الداخلي للأنبوب.

تستخدم علاقة Gnielinski [28] لحساب Nu الصالحة من أجل 3000<Re<5000000

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) * (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad \text{.....(4-8)}$$

f معامل الاحتكاكFriction factor ، Pr=7.81 , $\mathrm{Pr} = \frac{\mu * \mathrm{C_p}}{\mathrm{k}}$

نحسب f من علاقة بيتوخوف Petukhov (1970) العلاقة [29] صالحة من أجل 3000<Re<5000000

$$\mathrm{f} = (0.790 \ln \mathrm{R_e} - 1.64)^{-2} = 0.0295 \quad \text{.....(4-9)}$$

ومنه نحسب عدد نوسلت: Nu= 84.63

ويكون معامل انتقال الحرارة السطحي من العلاقة (4-7) من جهة الفريون (R410A-Tube):

$$h_{RT} = \frac{Nu * K}{D} = 5657.134\ w/m^2K.$$

4-5-2-حساب معامل انتقال الحرارة السطحي لجريان الهواء بين الزعانف:

طول الأنابيب الكلي:

$$Tubes_{length} = N_{tubes\ per\ row} * tube_{length} * N_{tube\ rows} = 4.788\ m \quad \text{.....(4-10)}$$

معدل تدفق الهواء = سرعة الهواء X طول الزعنفة X طول الأنبوب

$$Q_{air} = V_{air} * Fin_{length} * Tube_{length} = 100.498 * 10^{-3}\ m^3/s \quad \text{.....(4-11)}$$

- قطر الزعنفة:

$$d_{fin} = \frac{length_{Tube} - (N_{fins} * Fin_{thickness})}{N_{fins} - 1} = 1.218\ mm \quad \text{(12-4)}$$

- خطوة الزعنفة:

$$Fin_{step} = d_{fin} + Fin_{thickness} = 1.338\ mm \quad \text{(13-4)}$$

- القطر الهيدروليكي الداخلي للزعانف: $Hydrolic\ dimeter\ inter\ fins$

$$D_h = 2 * d_{fin} = 2.436\ mm \quad \text{(14-4)}$$

- سرعة الهواء الفعالة:

$$V_{eff} = \frac{V_{air} * Tube_{length}}{Tube_{length} - (N_{fin} * Fin_{thickness})} = 2.747\ m/s \quad \text{(15-4)}$$

- **حساب سرعة الهواء بين الأنابيب:**

$$cell\ cross = d_{fin} * (Tubes\ in\ row\ spacing - d_o) = 18.574 \quad \text{(16-4)}$$

حيث: $Tubes\ in\ row\ spacing = 25.18mm$ التباعد بين الأنابيب بالصف، d_o القطر الخارجي للأنبوب.

عدد الخلايا:

$$N_{cells} = N_{Tubes\ per\ row} * N_{fins} = 8 * 150 = 1200\ cell \quad \text{(17-4)}$$

معدل تدفق الهواء لكل خلية بين الزعانف وحول الأنابيب من الخارج:

$$Q_{air\ per\ cell} = \frac{Q_{air}}{N_{cells}} = 8.374 * 10^{-5}\ m^3/s \quad \text{(18-4)}$$

ومنه يتم حساب سرعة الهواء المنساب على الزعانف:

$$V_{inter\ Tubes} = \frac{Q_{air\ per\ cell}}{cell\ cross} = 0.147\ m/s \quad \text{(19-4)}$$

عدد رينولدز للجريان في الزعانف كما في المعادلة (4-6):

$$Re = \frac{\rho_{air} * V_{inter\ Tubes} * D_h}{\mu_{air}} = 52.724.$$

يحسب عدد نسلت من الجداول الخاصة [30]: Nu= 7.54

ومنه يكون معامل انتقال الحرارة للهواء للجريان بين الزعانف:

$h_{AF} = \frac{K_{air} * Nu}{D_h} = 78.959\ w/m^2k$ ، حيث D_h القطر الهيدروليكي الداخلي للزعانف

4-5-3-حساب التبادل الحراري من جهة الهواء:

حساب h للجريان حول الأنابيب:

$$. Re = \frac{\rho_{air} * V_{air\ inter\ tubes} * D_{out}}{\mu_{air}} = 214.92$$

حيث D_{out} القطر الخارجي للأنابيب، $V_{air\ inter\ tubes}$ سرعة الهواء بين الأنابيب.

عدد براندل للهواء Pr(air)=0.7296

ومنه نحسب عدد نسلت بحسب علاقة Zukauskas [31] من أجل 40<Re<4000:

$$Nu = 0.683 * Re^{0.466} * Pr^{\frac{1}{3}} = 7.509 \quad (20-4)$$

معامل انتقال الحرارة لجريان الهواء حول الأنابيب:

$$.h_{TA} = \frac{K_{air} * Nu}{D_{out}} = 19.290\ w/m^2k$$

- حساب زمن التبادل الحراري:

$$t = \frac{Fin_{width}}{V_{eff}} = 0.0207\ s = 20ms \quad (21-4)$$

حساب طول خط التبادل الحراري:

$$L_{interaction} = t * V_{water} = 20.203mm \quad (22-4)$$

حساب عدد الخلايا لكل خلية تبادل حراري:

$$.N_{cells} = \frac{L_{interaction}}{d_{fin} + Fin_{thickness}} = 15.097 \quad (23-4)$$

حساب طول خط التبادل للفولاذ:

$$.L_{interaction} = N_{cells} * \left(d_{fin} + Fin_{thickness}\right) = 20.199mm \quad (24-4)$$

4-5-4-حساب معاملات الموصلية الحرارية:

1-الموصلية الحرارية عبر جدران الأنابيب:

$$\sigma_{thcu} = \pi * K_{cu} * L_{interaction} * \frac{\frac{d_o + d_i}{2}}{\frac{d_o - d_i}{2}} = 803.057\ W/K \quad (25-4)$$

معامل التوصيل الحراري للنحاس $K_{cu} = 401\ W/mK$

d_o القطر الخارجي ; d_i القطر الداخلي للأنبوب.

ومنه المقاومة الحرارية $R_{thcu} = \frac{1}{\sigma_{\text{th}cu}} = 1.245 * 10^{-3}\ K/W$

2-الموصلية الحرارية عبر طبقة تماس الزعنفة بالأنبوب:

$$\sigma_{\text{thJ}} = N_{cells\ per\ interaction\ cell} * efficiency * K_{AL} * \frac{\pi * d_o * e_{fin}}{1*10^{-3}} \quad (26-4)$$

$$\sigma_{\text{thJ}} = 15.09 * 0.99 * 210 * \frac{\pi * 9.93 * 0.12 * 10^{-6}}{1*10^{-3}} = 11.744\ (\text{W/K}).$$

حيث: $k_{AL} = 210\ W/mK$ معامل التوصيل الحراري للألمنيوم

- مع عدّ أن طبقة التماس هي جزء من الزعنفة الذي يشكل حلقة ضمن 1mm بعد القطر الخارجي للأنبوب.

ومنه يتم حساب المقاومة الحرارية: $R_{thJ} = \frac{1}{\sigma_{thJ}} = 0.085\ K/W$

3-الموصلية الحرارية عبر معدن الزعنفة:

$$\sigma_{\text{thAL}} = N_{cells} * k_{AL} * \frac{\pi(\emptyset_{\text{eff}} + d_o)e_{\text{Fin}}}{2*(\emptyset_{\text{eff}} - d_o)} \quad (27-4)$$

حيث: $\emptyset_{eff} = \sqrt{\frac{Fin_{width} * tubes\ in\ row\ spacing}{2*\pi}} = 12.271\ mm$ (28-4) هو القطر الفعال للزعنفة.

ومنه: $\sigma_{\text{thAL}} = 5.66\ (\text{W/K})$ والمقاومة الحرارية: $R_{thAL} = \frac{1}{\sigma_{thAL}} = 0.176\ K/W$

4-الموصلية الحرارية بين الوسيط والأنابيب لكل خلية ماكروية:

$$\sigma_{\text{thWT}} = h_{WT} * d_i * \pi * L_{interaction} = 3.345\ W/K \quad (29-4)$$

$$R_{thWT} = \frac{1}{\sigma_{thWT}} = 0.298\ K/W.$$

5-الموصلية الحرارية بين الهواء والأنابيب لكل خلية ماكروية:

$$\sigma_{\text{thAT}} = h_{AT} * d_o * \pi * L_{interaction} = 0.0121\ W/K \quad (30-4)$$

$$R_{thAT} = \frac{1}{\sigma_{thAT}} = 82.644\ K/W.$$

6-الموصلية الحرارية للهواء بين الزعانف لكل خلية ماكروية:

$$\sigma_{\text{thAF}} = 2 * h_{AF} * fin\ surface * N_{cells\ per\ interaction\ cell} \quad (31-4)$$

حيث أن fin surface هو مساحة سطح الزعنفة ويحسب من العلاقة:

$$\text{fin surface} = \mu * \frac{\pi\left(\emptyset_{eff}^2 - d_o^2\right)}{4} = 0.0285\ mm \quad \text{(32-4)}$$

حيث $\mu = 0.7$ معامل تصحيح سطح الزعنفة [32] حيث أن نسبة قطر الأنبوب إلى بعد الزعنفة هو 0.5،

$\sigma_{\text{thAF}} = 67.946\ W/K$.

$R_{thAF} = \frac{1}{\sigma_{thAF}} = 0.0147\ K/W$.

- حساب المقاومة الحرارية المكافئة:

$$\text{R}_{\text{thWA per MC}} = \text{R}_{\text{thWT}} + \text{R}_{\text{thcu}} + \frac{1}{\frac{1}{\text{R}_{\text{thTA}}} + \frac{1}{\text{R}_{\text{thJ}} + \text{R}_{\text{thAL}} + \text{R}_{\text{thFA}}}} = 0.574\ \text{K/W} \quad \text{(33-4)}$$

تم القيام بإجراء الحسابات التصميمية السابقة من أجل خطة العمل المستقبلية في تصميم المبادل الحراري من مكثف ومبخر وبعدد أنابيب وزعانف محددة من أجل إنتاجية أكبر أما في هذا البحث سنعتمد على حساب مساحة سطح التبادل الحراري لكل من المكثف والمبخر بمعرفة حجم المبادل المطلوب لعمل المنظومة بإنتاجية محددة.

4-6-حساب حمل التبريد الكلي:

يدخل الهواء عن طريق المروحة إلى المبخر ليتلامس مع أنابيب المبخر الحاوية على وسيط التبريد وهو غاز الفريون R410A كمية الحرارة التي يكتسبها وسيط التبريد نتيجة مروره في المبخر بمعدل ثابت لمرور وسيط التبريد $m_{\dot{R}}$ وتسمى $Q_{Evaporator}$ سعة المبخر وتحسب من تطبيق المعادلة العامة لانتقال الحرارة :

$$Q_{Evaporator} = m_{\dot{R}}(h_1 - h_4) \quad \text{(34-4)}$$

وتحسب سعة المكثف $Q_{Condenser}$ من العلاقة:

$$Q_{Condenser} = m_{\dot{R}}(h_2 - h_3) = Q_{Evaporator} + WD \quad \text{(35-4)}$$

وتحسب سعة الضاغط WD من العلاقة:

$$WD = m_{\dot{R}}(h_2 - h_1) \quad \text{(36-4)}$$

- عند معامل انتقال حرارة ثابت نستخدم معادلات انتقال الحرارة:

$$Q = F * U * \text{LMTD} \quad \text{(37-4)}$$

Q كمية الحرارة المفقودة الكلية، F مساحة سطح التبادل الحراري، LMTD: فرق درجات الحرارة

– البارامترات المتعلقة بوسيط التبريد المستخدم غاز الفريون R410A:

من الجداول الخاصة بغاز الفريون المستخدم في المنظومة وعند درجات الحرارة المتعلقة بالتكثيف والغليان والحرارة الحرجة للغاز ودرجة حرارته عند الخروج من المبخر نوضحها في الجدول (4–3) كما يأتي:

الجدول (4–3) بارامترات الفريون R410A الموافقة لدرجات الحرارة التي يصل إليها خلال عمل المنظومة

الانتروبي KJ/Kg.K		الانتالبي KJ/Kg			الكثافة Kg/m^3		الحجم m^3/Kg		الضغط KPa		درجة الحرارة °C
S_g	S_F	H_g	H_{Fg}	H_F	$\frac{1}{v_g}$	$\frac{1}{v_f}$	v_g	v_F	P_g	P_F	
1.8247	**0.9717**	**421.0**	**228.7**	**192.3**	**26.036**	**1197.1**	**0.0384**	**0.0008**	**677.3**	**679.3**	**-6 التبخير**
1.8167	**0.9943**	**422.3**	**223.8**	**198.5**	**29.675**	**1180.8**	**0.0337**	**0.0009**	**771.4**	**773.9**	**-1**
1.8030	**1.0337**	**424.1**	**214.8**	**209.4**	**37.076**	**1151.2**	**0.0270**	**0.0009**	**959.8**	**962.9**	**4 التبريد**
1.7857	1.0838	426.1	202.2	223.8	48.897	1110.9	0.0205	0.0009	1250.8	1254.9	15
1.7348	**1.2243**	**427.0**	**159.9**	**267.1**	**102.585**	**978.9**	**0.0098**	**0.0010**	**2411.1**	**2419.3**	**40 التكثيف**
1.6380	**1.4586**	**408.9**	**61.6**	**347.3**	**308.947**	**669.1**	**0.0032**	**0.0015**	**4713.9**	**4717.5**	**60 الحرجة**

حيث إن:

t درجة الحرارة °C , T درجة الحرارة بالكلفن $K = 273.15 + °C$, P الضغط KPa

V_F حجم السائل المشبع m^3/Kg , V_g حجم البخار المشبع m^3/Kg , V حجم البخار المحمص m^3/Kg

$\rho_F = \frac{1}{V_F}$ كثافة السائل المشبع Kg/m^3 , $\rho_g = \frac{1}{V_g}$ كثافة البخار المشبع Kg/m^3

h_F انتالبية السائل المشبع KJ/Kg , h_g انتالبية البخار المشبع KJ/Kg , $h_{Fg} = h_F + h_g$ انتالبية المبخر(التبخير)

H الانتالبية للبخار المحمص KJ/Kg , $S_F = S_g - ([h_g - h_F]/T)$

S_F انتروبي السائل المشبع KJ/Kg.K , S_g انتروبي البخار المشبع KJ/Kg.K , S انتروبي البخار المحمص

C_P السعة الحرارية عند الضغط الثابت KJ/Kg.°C , C_v السعة الحرارية عند حجم ثابت KJ/Kg.°C

R=8.314472 (15) J/(mole).K ثابت الغاز العام , الضغط الجوي = 101.325 KPa

النقط المرجعية للانتالبي والانتروبي $S_F = 1\ ^{KJ}/_{Kg.K}\ at\ 0\ °C h_F = 200\ ^{KJ}/_{Kg}\ at\ 0\ °C$

– يوضح الشكل (4–8) مخطط الانتالبي والضغط Log P-h للفريون R410A المستخدم كوسيط تبريد في المنظومة المقترحة حيث إنه في **<u>الحالة المثالية</u>** يكون $h_3 = h_4$ حيث عند النقطة 1 يخرج وسيط التبريد من المبخر بدرجة حرارة 3~9°C ويدخل إلى الضاغط على شكل بخار جاف مشبع (ملامس لمنحني الإشباع)، وعند النقطة 2 يخرج من الضاغط غاز عند ضغط مرتفع ودرجة حرارة عالية 60°C+ ويدخل إلى المكثف الذي يقوم بطرد الحرارة إلى الخارج ويحافظ على حرارة ثابتة داخله40°C، عند النقطة 3 يخرج من المكثف على هيئة سائل مشبع ويدخل إلى صمام التمدد الحراري (عند الإشباع يتغير الوسيط من طور السائل إلى الغاز ولكنه يحافظ على درجة الحرارة) عند النقطة 4 يخرج من الصمام ويدخل إلى المبخر بخار رطب عند درجة حرارة 6°C− ليتلامس مع الهواء الداخل إلى المنظومة ويقوم بسحب الحمل الحراري من بخار الماء وتكثيف الهواء عند نقطة الندى (حيث تكون درجة حرارة الوسيط داخل المبخر 6°C− وداخل المكثف 40°C ويقابل هذه الدرجات في الجداول الموافقة لغاز الفريون R410A عند المبخر 771.4 KPa وعند المكثف يكون 2419.3 KPa ويلحظ أن الضغط عند هذه الدرجات أكبر من الضغط الجوي الطبيعي 101.3 KPa كي لا يحدث تسرب للضغط إلى خارج الأنابيب لذلك تم اختيار هذا الفريون لكي يكون وسيط التبريد للمنظومة المقترحة).

أما في **<u>الحالة الفعلية</u>** فيكون البخار الداخل إلى الضاغط عند النقطة 1 غير مشبع (بعيد عن خط الإشباع قليلاً).

حساب معامل الأداء C.O.P وهو النسبة بين الحرارة المستفاد منها في التبريد والعمل المبذول

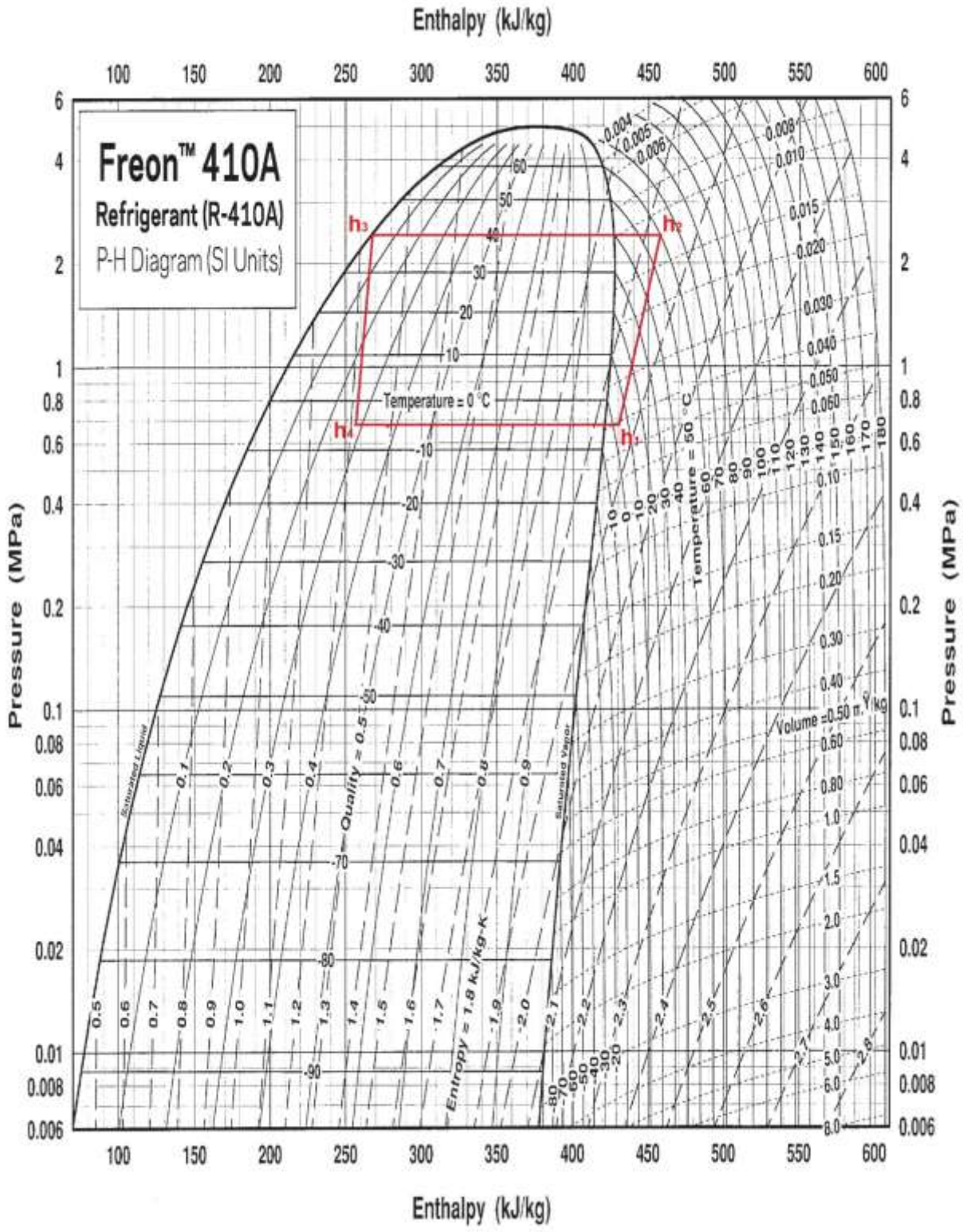
$$.C.O.P = \frac{Q_{Evaporator}}{WD} = \frac{\dot{m_R}(h_1 - h_4)}{\dot{m_R}(h_2 - h_{1)}} = \frac{427-267}{470-427} = 3.7209$$

إذا لم يكن معامل الأداء ضمن الحدود المقبولة $1.5 < C.O.P < 4$ نقوم بإعادة الحسابات مع تغيير الفرق في درجات الحرارة بين الهواء خارج الخزان وداخله ويتم تقليل درجة حرارة الهواء المحيط عن طريق زيادة معدل جريان الهواء إلى داخل المنظومة لذلك تم اختيار مروحة باستطاعة 150 W

ومن المخطط في الشكل (4–8) لدينا قيم الانتالبي:

$$.h_4 = 267\ KJ/Kg\ ،\ h_3 = 267\ KJ/Kg\ ،\ h_2 = 470\ KJ/Kg\ ،\ h_1 = 427\ KJ/Kg$$

حيث إنه في المخطط يكون حساب المبخر بين النقطة 1 والنقطة 4، والمكثف ضمن المجال بين 2 و 3، وصمام التمدد الحراري بين 3 و 4، والضاغط بين 1 و 2.



الشكل (4–8) مخطط الانتالبي والضغط Log P-h للفريون R410A

- **المعطيات:** حجم خزان تجميع المياه بعد إنتاجها في المنظومة يكون بسعة 30 لتر مياه صالحة للشرب الأبعاد: الطول 0.31m = العرض = الارتفاع ويكون حجم الخزان $0.03\ m^3$ ، الجدران والأسطح والأرضيات للخزان معزولة بسماكة 80mm بمادة البولي يوريثان Polyurethane ومعامل الانتقال الحراري الكلي $U = 0.28\ W/m^2K$

الهواء المحيط: نأخذ درجة حرارة الهواء الوسطية في البادية السورية خلال العام وهي $t_{out} = 40℃$ وعند أقل نسبة رطوبة نسبية RH=25% حسب ماورد في الأرصاد الجوية السورية ، درجة الحرارة الداخلية بعد تكاثف بخار الماء وتحوله إلى ماء داخل الخزان (درجة الحرارة المطلوب الوصول اليها) $t_{in} = 6℃$

- **حساب كمية الحرارة المنتقلة عبر الأسطح:**

$$(38-4).....Q = U \times A \times (t_{out} - t_{in})$$

حيث إن Q الحمل الحراري خلال اليوم KWh ، A مساحة السطح للجوانب والسف والأرضية m^2

- حيث نحسب A مساحة السطح:

مساحة الجدران $Wall = 0.1\ m^2 \times 4$ ، $Roof = 0.1\ m^2$ ، $floor = 0.1\ m^2$ ، $A = 0.6\ m^2$

$$Q_1 = U \times A \times (t_{out} - t_{in}).$$

$$Q = 0.28 \times 0.6 \times (40 - 6) \div 1000 = 0.00571\ KW.$$

- **حساب حمل التبريد من جهة الماء:**

لدينا كتلة الماء داخل الخزان m = 30 Kg ، بدرجة حرارة وسطية $t_{product} = 15℃$ وهي درجة الحرارة على سطح المبخر، والسعة الحرارية للماء هي $C_P = 4.186\ KJ/Kg.K$ ، 3600 للتحويل من KJ إلى KWh

$$Q_2 = m \times C_P(T_{product} - T_{in})/3600.$$

$$Q_2 = 30 \times 4.186(15 - 6)/3600 = 0.313\ KW.$$

- **حساب الحمل المكتسب من مروحة التبريد:**

$$.Q^* = fan \times time \times watt \div 1000$$

حيث إن: fan=1 عدد المراوح في المنظومة، time=10 hour عدد الساعات الوسطي لتشغيل المروحة في المنظومة خلال اليوم، watt=150 استطاعة المروحة.

$$Q_3 = 1 \times 10 \times 150 \div 1000 = 1.5\ KW.$$

- **حساب حمل التبريد الناتج عن تبدل هواء الخزان:**

$$.Q_4 = Valume \times Energy \times change \times (T_{out} - T_{in}) \div 3600$$

حيث إن: $Valume = 0.03\ m^3$ حجم الخزان، $Energy = 2\ KJ/°C$ مقدار الطاقة التي اكتسبها الماء مع كل ارتفاع لدرجة الحرارة، $change = 3$ عدد مرات تبديل هواء الخزان في أثناء فترة العمل.

$$.Q_4 = 0.03 \times 2 \times 3 \times (40 - 6) \div 3600 = 1.7 \times 10^{-3} KW$$

ومنه فإن الاستطاعة الكلية هي: $Q_{total} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 1.820\ KW$

وبإخذ عامل الأمان في التصميم مقداره 30%: $Q_{total} = 2.2 \times 1.3 = 2.366\ KW$

4-6-1-سعة التبريد المطلوبة (استطاعة المبخر):

نحسب استطاعة المبخر المطلوبة بقسمة الإستطاعة الكلية السابقة على عدد الساعات الوسطي خلال اليوم لعمل جهاز التبريد في المنظومة = 10 ساعات يومياً.

$$.Q_{evaporator} = \frac{2.366}{10} = 0.236\ KW$$

4-6-2-حساب كتلة تدفق مائع التبريد:

لدينا من معادلة انتقال الحرارة في المبخر: $Q_{evaporator} = m_{\dot{R}}(h_1 - h_4)$

ومنه: $m_{\dot{R}} = \frac{Q_{evaporator}}{h_1 - h_4} = \frac{0.236}{427-267} = 0.00147\ Kg/s$

4-6-3-حساب العمل المقدم إلى الضاغط:

$$.WD = m_{\dot{R}}(h_2 - h_1) = 0.00147 \times (470 - 427) = 0.0632\ KW$$

وتحسب استطاعة الضاغط المطلوبة من قسمة العمل المبذول على كفاءة الضاغط $\mu = 0.7$

$$.power = \frac{WD}{\mu} = \frac{0.0632}{0.7} = 0.0903\ KW$$

ولكن تم اختيار ضاغط باستطاعة 180 W من نوع Panasonic Rotary Compressor 4TS023KAA وذلك وفقاً لاستطاعات الضواغط المتوافرة في الأسواق والمقاربة للاستطاعة التي تم حسابها.

4-6-4-حساب استطاعة المكثف:

وهي تساوي استطاعة المبخر مضافاً اليها العمل المبذول في الضاغط

$$Q_{\text{condenser}} = Q_{\text{evaporator}} + WD = 0.0903 + 0.236 = 0.326\ KW$$.

4-6-5-حساب استطاعة مروحة السحب:

نحسب كتلة تدفق الهواء إلى داخل المنظومة بالاعتماد على سرعة الهواء المقاس تجريبياً عند دخول الهواء إلى المنظومة v=2.6 m/s وكثافة الهواء $\rho = 1.254\ kg/m^3$ ومساحة السطح الذي يدخل منه الهواء A=0.04m^2: ومنه فإن التدفق الحجمي يحسب من العلاقة: $m_a = v \times \rho \times A = 0.13\ kg/s$

$Q = v \times A = 0.104\ {}^{m^3}/_{S}$

ومنه فإن الاستطاعة المطلوبة: $P = Q \times \rho \times g \times h$ ؛

حيث أن مقدار الفقد في الضغط على وشيعة المبخر يعطى بالعلاقة: $\Delta p = \rho \times g \times h$

ومنه $P = Q \times \Delta p$ ومن الجداول الخاصة [36] فإن فقد الضغط نتيجة الاحتكاك مع الأنابيب والزعانف في المبادل تساوي تقريباً : $\Delta p = 1200\ Pa$ ومنه تكون استطاعة المروحة المطلوبة:

$P = Q \times \Delta p = 0.104 \times 1200 = 124.8\ W$ وبإضافة عامل أمان 15% :

$$P = 124.8 \times 1.15 = 143.52\ W$$

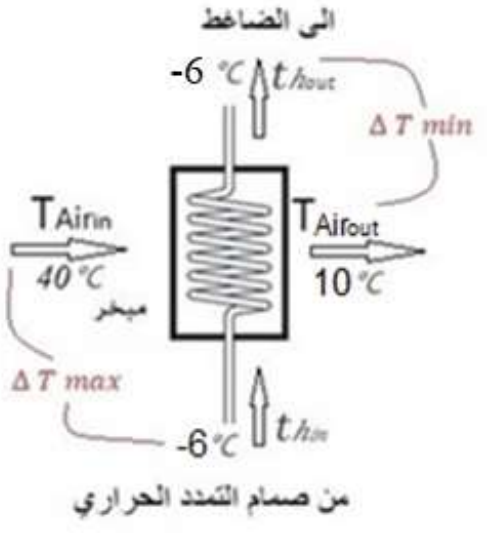
ولكن وفقاً للاستطاعات المتوافرة في الأسواق والقياسات الرئيسية للمراوح تم اختيار مروحة باستطاعة 150 W.

4-6-6-حساب مساحة سطح التبادل الحراري للمبخر:

من معادلة انتقال الحرارة لدينا: $Q = \mathrm{Q}_{\mathrm{Evaporator}} = F * U * LMTD$

أنابيب المبخر مصنوعة من النحاس لذلك فإن معامل انتقال الحرارة للنحاس [34]: $U = 384\ W/m^2K$

- حساب فرق درجات الحرارة اللوغاريتمي:



يدخل الهواء إلى المبخر بدرجة الحرارة $t_{c\ in} = 40℃$ وبعدها يتكاثف الهواء الداخل إلى ماء بدرجة حرارة التبريد المطلوب الوصول إليها وهي $6℃$ ويخرج الهواء من المبخر عند درجة حرارة $t_{c\ out} = 10℃$

بالنسبة للوسيط ومن المخطط الخاص بالانتالبي للفريون R410A كما في الشكل (4–8) نجد أن:

درجة الحرارة داخل المبخر تبقى ثابتة $t_{h\ out} = t_{h\ in} = -6℃$

ومنه فإن $\Delta T_{max} = t_{c\ in} - t_{h\ in} = 46℃$

$$\Delta T_{min} = t_{c\ out} - t_{h\ out} = 16℃$$

ويكون لدينا: $LMTD = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} = 28.4\ ℃$

ومنه يكون مساحة سطح التبادل الحراري للمبخر:

$$.F = \frac{\mathrm{Q_{Evaporator}}}{U * LMTD} = \frac{286}{380 \times 28.4} = 0.0265\ m^2 = 265\ cm^2$$

4–6–7–حساب مساحة سطح التبادل الحراري للمكثف:

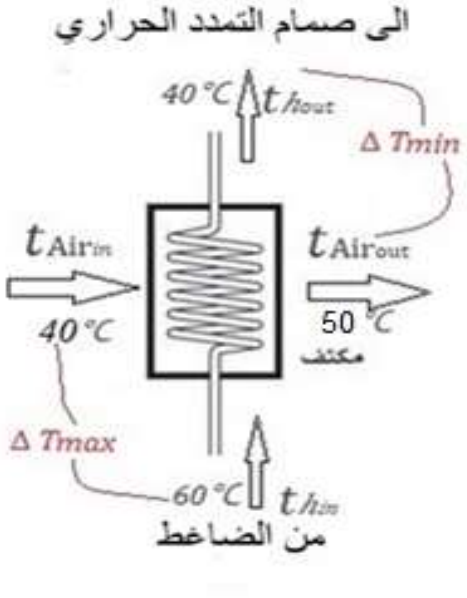
من معادلة انتقال الحرارة لدينا: $Q = \mathrm{Q}_{Condenser} = F * U * LMTD$

– حساب فرق درجات الحرارة اللوغاريتمي:

يدخل الهواء بدرجة حرارة الوسط المحيط $t_{c\ in} = 40℃$ وبعدها يخرج الهواء بدرجة حرارة مرتفعة نسبياً نتيجة طرد الحرارة من المكثف إلى الوسط الخارجي وتم قياسها تجريبياً وهي $t_{c\ out} = 50℃$

بالنسبة للوسيط ومن المخطط الخاص بالانتالبي للفريون R410A نجد أن:

درجة حرارة الدخول للوسيط من الضاغط بدرجة الغليان هي $t_{h\,in} = 60℃$



ودرجة الحرارة داخل المكثف هي $t_{h\,out} = 40℃$

ومنه فإن $\Delta T_{max} = t_{h\,in} - t_{c\,in} = 20℃$

$$\Delta T_{min} = t_{h\,out} - t_{c\,out} = 10℃$$

ويكون لدينا: $LMTD = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} = 14.42℃$

ومنه يكون مساحة سطح التبادل الحراري للمكثف:

$$.F = \frac{Q_{Condenser}}{U*LMTD} = \frac{424}{380\times14.42} = 0.0773\ m^2 = 773\ cm^2$$

4-6-8- حساب الحمل الحراري المحسوس والكامن للمنظومة:

بالإعتماد على المخطط السيكرومتري وعند درجة الحرارة الوسطية 40 °C درجة ورطوبة نسبية 25% يكون لدينا

$$C_a = 1.026\ kJ/kg℃ \qquad \Delta w = 0.0135 - 0.006 = 0.0075\ kg/kg_{dry\ Air}$$

$$\Delta h = 76 - 56 = 20\ kj/kg$$ وتحسب كمية الماء المتكاثف من العلاقة:

$$.M_{water} = m_a * \Delta w = 0.10 \times 0.0075 = 0.000752\ kg/s \times 3600 = 2.708\ kg/h$$

الحمل الحراري المحسوس: $Q_s = m_a * C_a * \Delta t = 0.10 \times 1.026 \times (40 - 10) = 3.087\ kW$

الحمل الحراري الكامن: $Q_L = m_a * \Delta h = 0.10032 * (76 - 56) = 2.006\ kW$

أو يحسب الحمل الكامن من المعادلة: $Q_L = m_a * \Delta w * L_w = 0.1 * 0.0075 * 2454 = 1.84\ kW \approx 2kW$

ومنه فإن الحمل الحراري الكلي: $Q = Q_s + Q_L = 5.093\ kW$

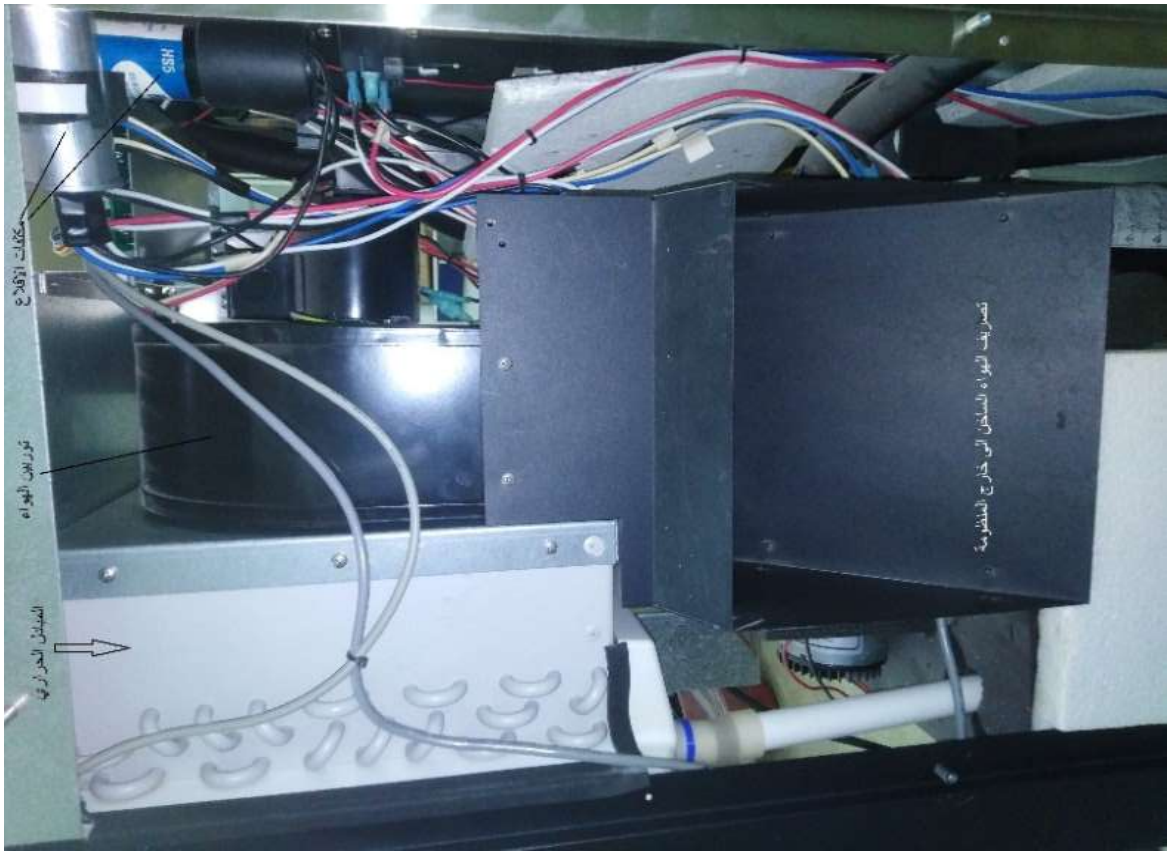
حيث أن الحمل الحراري هو انتقال الحرارة من مكان إلى آخر نتيجة مرور الهواء عبر المنظومة، و لكل جزء كهربائي في المنظومة استطاعة كهربائية لتغذيته وخلال العمل ينتج عنه حمل حراري محسوس الذي تم حسابه سابقاً نتيجة عمل آلة التبريد الانضغاطية وتغير درجة حرارة وسيط التبريد أثناء العمل.

4-7-المنظومة المقترحة:

يوضح الشكل (4-9) المنظومة كاملة بعد تجميعها مع بعضها ومع دارة التحكم لتصبح جاهزة للعمل كما تبين الأشكال التالية الأجزاء الرئيسة المكونة للمنظومة بعد توصيلها وتجميعها سوياً.



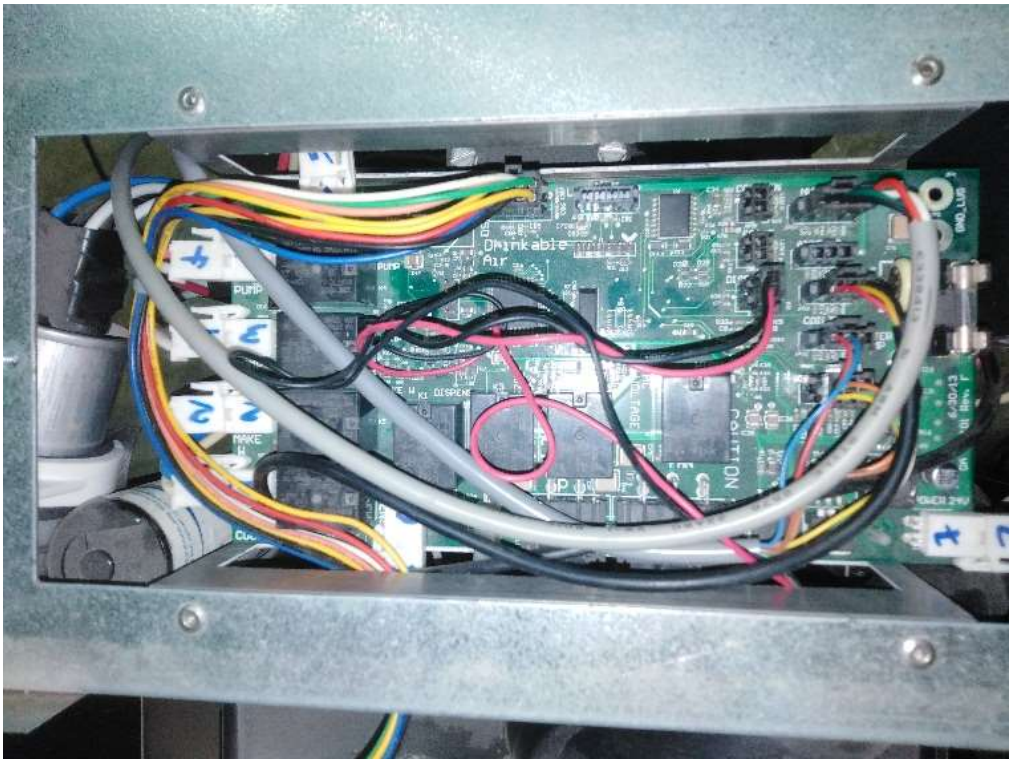
الشكل (4-9) تجميع المنظومة وتوصيلها



الشكل (4–10) أجزاء المنظومة بعد تجميعها



الشكل (4–11) توضع المبخر وخزان المياه في المنظومة



الشكل (4–12) توصيل كافة العناصر مع دارة التحكم الرئيسية



الشكل (4–13) توصيل الضاغط مع المنظومة



الشكل (4–14) شاشة العرض للمنظومة



الشكل (4–15) قواطع التشغيل ومضخة المياه



الشكل (4–16) توصيل فلاتر المياه مع المنظومة

ويوضح الشكل (4–17) المنظومة المتكاملة وربطها مع نظام الطاقة الشمسية لتصبح جاهزة للعمل.



الشكل (4–17) تشغيل المنظومة بالطاقة الشمسية مع نظام تتبع لأشعة الشمس

حيث إنه في هذه المنظومة تم توصيل لوحين طاقة شمسية استطاعة الواحد 300 واط لتصبح الاستطاعة الكلية 600 واط وهي المطلوبة لتغذية المنظومة وتم تركيب الألواح على قواعد متحركة وتم توصيل محرك سيرفو معها وحساسات لأشعة الشمس ويتم التحكم بحركتهم عن طريق الأردينو وخلال ساعات النهار يتم تغذية المنظومة من الألواح مباشرة ويستفاد من نقطة الإستطاعة العظمى وأيضاً يتم شحن المدخرات لاستخدامها ليلاً.

الـفـصل الـخـامـس

فعالية المنظومة في شروط العمل المتغيرة ونمذجتها حاسوبياً

5-1-فعالية المنظومة في شروط العمل المتغيرة:

- دراسة تأثير البارامترات على إنتاجية المنظومة:

(درجة حرارة الوسط المحيط – الرطوبة النسبية – الموقع الجغرافي)

الموقع الجغرافي للبادية السورية: خط الطول 34.57 N وخط العرض 38.31 E الارتفاع عن سطح البحر: 400 m

حيث يبين الجدول (5-1) قراءات لمتوسط درجات الحرارة والرطوبة لكل شهر من العام 2022 بحسب ما ورد في الأرصاد الجوية السورية وتأثيرها على كمية الإنتاج للمنظومة في البادية السورية كونها منطقة نائية وجافة وهناك حاجة ملحة لإمداد بعض المناطق في البادية بمياه الشرب وتم ربط هذه المنظومة بالطاقة الشمسية لتكون منظومة متكاملة ذاتية التغذية تخدم هذه المناطق ومتنقلة.

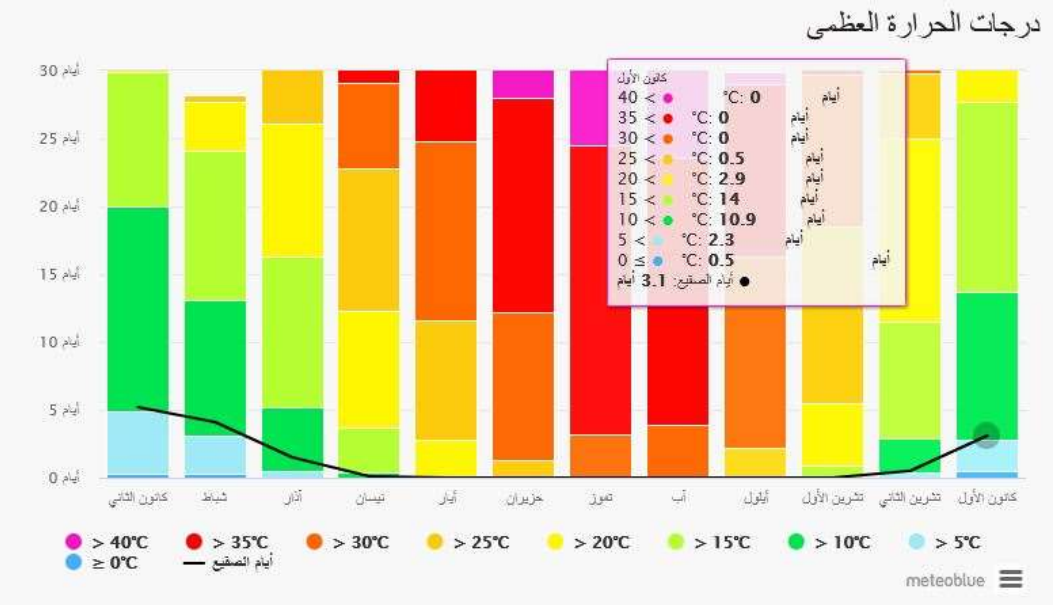
الجدول (5-1) القراءات التجريبية لدرجات الحرارة والرطوبة والإنتاج للمنظومة المقترحة

الشهر	متوسط درجة الحرارة °C	الهطول mm	متوسط أيام هطول الأمطار	متوسط الرطوبة النسبية %	ساعات سطوع الشمس الشهرية	ساعات سطوع الشمس اليومية	كمية انتاج المياه L/day
1	15.9	20.6	4.3	52.87	164.3	5.2	37.5
2	20.5	19.9	3.8	54.85	184.8	6.6	39.3
3	30.8	21.1	3.4	50.6	229.4	7.4	34
4	36.2	20.6	2.8	32.7	258	8.6	30
5	39.7	6.9	1.3	38.32	319.3	10.3	31
6	42.2	0.2	0	33.2	363	12.1	30
7	46	0	0	32.1	381.3	12.3	30
8	44.7	0	0	29.5	362.7	11.7	30

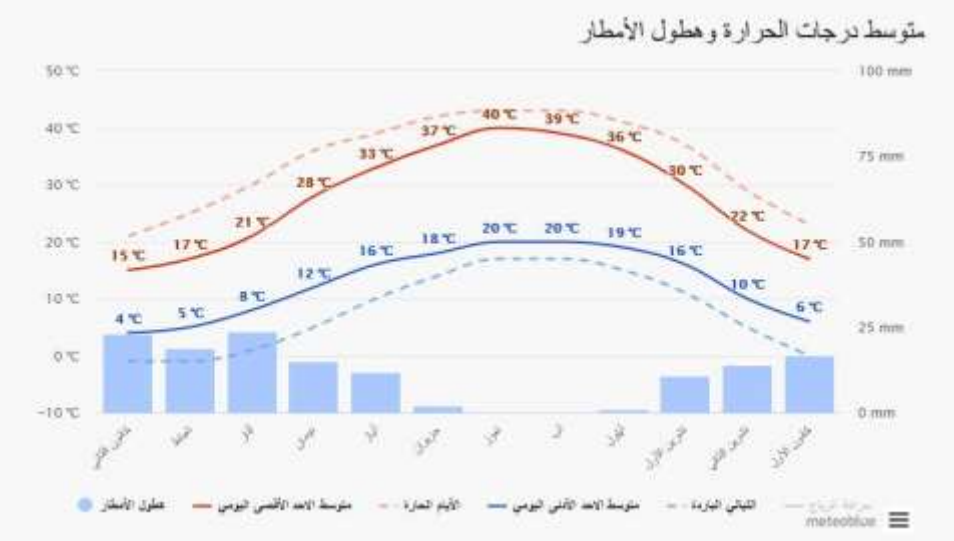
9	37.9	0.1	0.1	34.4	297	9.9	32
10	32.45	2	10.8	40	263.5	8.5	32.5
11	23.5	2.6	14.2	52.9	213	7.1	37
12	16.4	4	21.1	64.2	164.3	5.3	40.9
المعدل السنوي	32.18	24.3	135.7	42.97	3200.6	8.8	33.4

وفقاً للأرصاد الجوية والبيانات المناخية للبادية السورية المبينة بالجدول (5-1) إن أعلى درجة حرارة في البادية تكون خلال شهر تموز 46°C ونسبة الرطوبة النسبية في شهر آب عند قيمة منخفضة 29.5%، وإن أقل درجة حرارة في البادية تكون خلال شهر كانون الثاني 15.9°C عند رطوبة مرتفعة 52.8% لذلك تم في الفصل السابق حساب سطح التبادل الحراري لكلٍ من المبخر والمكثف المناسب للمنظومة عند نسبة رطوبة منخفضة 25% ودرجة حرارة عالية 40°C، مع العلم أنه كلما زادت قيمة الرطوبة النسبية كما في الأشهر المتبقية من السنة سيزداد إنتاج المنظومة من الماء.

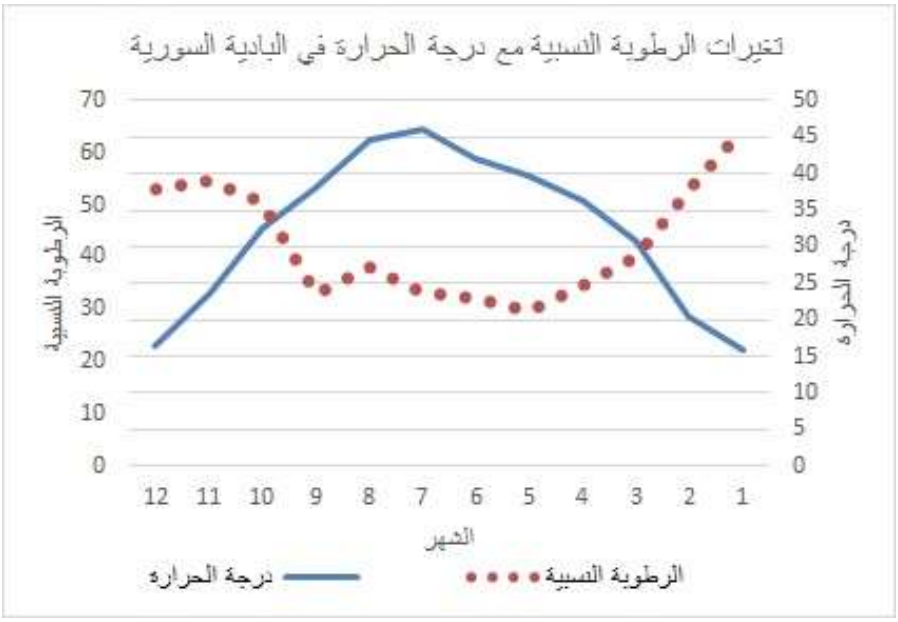
كما يبين الشكل (5-1) درجات الحرارة العظمى في البادية السورية وأيام الصقيع وتشكل الندى كما ورد في الأرصاد الجوية للمنطقة المذكورة والشكل (5-2) لمتوسط درجات الحرارة التي تم أخذها بالحسبان في إنتاجية المنظومة.



الشكل (5–1) درجات الحرارة العظمى في البادية السورية



الشكل (5–2) متوسط درجات الحرارة وهطول الأمطار



الشكل (5–3) تغيرات الرطوبة النسبية مع درجة الحرارة في البادية السورية

كما تم اختبار فعالية المنظومة في مناطق معينة من محافظة دمشق وأيضاً من محافظة طرطوس كونها تتمتع بأعلى نسبة رطوبة في سوريا وكانت نتائج الاختبارات كما هي مدرجة في الجداول (5–2) و (5–3):

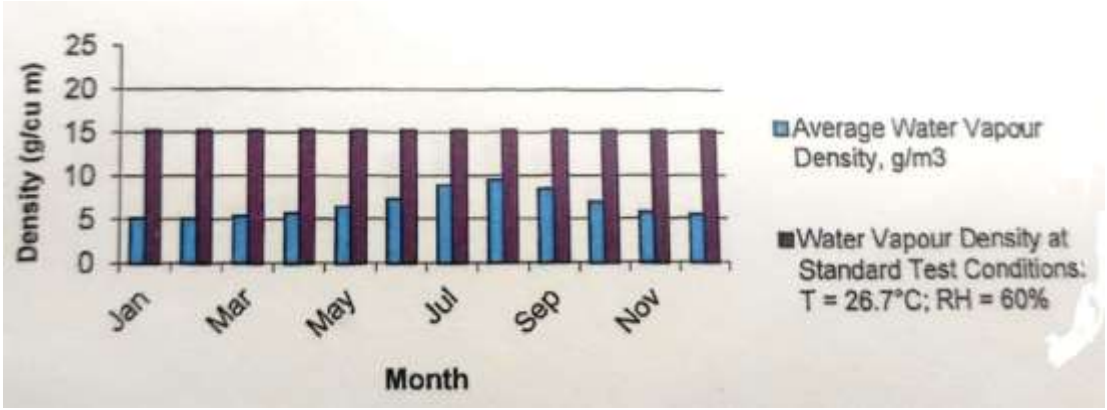
– مصدر بخار الماء المحلي مقارنة بالظروف القياسية لمدينة دمشق:

الارتفاع عن سطح البحر 610 متر.

الجدول (5–2) متوسط القياسات التجريبية لمدينة دمشق خلال أشهر السنة

الشهر	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
متوسط درجة الحرارة °C	6	8	11	15	20	23	26	26	23	18	12	7
متوسط الرطوبة النسبية %	70	61	54	44	37	36	37	39	41	45	54	70
ضغط الهواء (بار)	0.942	0.942	0.942	0.942	0.942	0.942	0.942	0.942	0.942	0.942	0.942	0.942
متوسط نقطة تكثف الهواء °C	1	1	2	3	5	7	10	11	9	6	3	2
متوسط نسبة الرطوبة $Kg_{moisture}/Kg_{air}$	0.004	0.004	0.005	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009	0.008	0.006	0.005	0.005
متوسط الحجم النوعي m3/Kg	0.856	0.862	0.872	0.885	0.901	0.912	0.923	0.924	0.913	0.896	0.876	0.860
متوسط كثافة الهواء الجاف Kg/m3	1.168	1.160	1.147	1.130	1.110	1.097	1.083	1.082	1.095	1.116	1.142	1.163
متوسط كثافة بخار الماء Kg/m3	0.005	0.005	0.005	0.006	0.006	0.007	0.009	0.010	0.008	0.007	0.006	0.005
متوسط كثافة بخار الماء g/m3	5.1	5.1	5.4	5.7	6.5	7.4	8.9	9.5	8.4	7.0	5.8	5.5
كفاية إزالة الرطوبة الميكانيكي الأعظمية	غير موثوق					8%	24%	29%	19%	3%	غير موثوق	

الرسم البياني كما يظهر الشكل (5–4) متوسط مصدر بخار الماء حسب الشهر في الموقع مقارنة بالظروف القياسية، حيث أن الأعمدة إلى اليمين تمثل نسبة كثافة بخار الماء القياسية عند درجة حرارة 26 درجة مئوية ورطوبة نسبية 60%. والأعمدة إلى اليسار تمثل كثافة بخار الماء في الموقع المدروس، تشير هذه النسب أن كل متر مكعب من الهواء يحوي 15.3 غرام من بخار الماء.



الشكل (5–4) رسم بياني يظهر متوسط مصدر بخار الماء لمدينة دمشق

على الأساس السنوي تبين أن الموقع جيد جداً لتشغيل نظام الماء من الهواء (AWG) من شهر تموز إلى شهر أيلول، أما بالنسبة لبقية العام فيكون الإنتاج أقل.

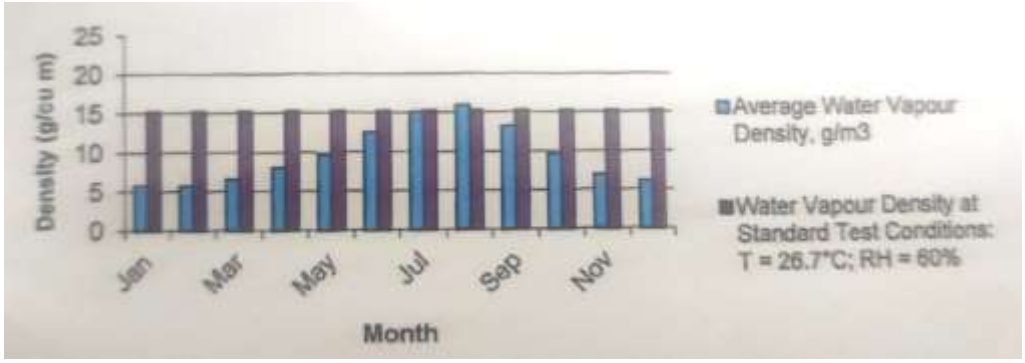
- مصدر بخار الماء المحلي مقارنة بالظروف القياسية لمدينة طرطوس:

الارتفاع عن سطح البحر 22 متر.

الجدول (5-3) متوسط القياسات التجريبية لمدينة طرطوس خلال أشهر السنة

الشهر	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
متوسط درجة الحرارة °C	9	11	13	17	20	23	25	26	25	22	17	12
متوسط الرطوبة النسبية %	66	58	58	55	56	61	65	65	57	50	48	58
ضغط الهواء (بار)	1.011	1.011	1.011	1.011	1.011	1.011	1.011	1.011	1.011	1.011	1.011	1.011
متوسط نقطة تكثف الهواء °C	3	3	5	8	11	15	18	19	16	11	6	4
متوسط نسبة الرطوبة $Kg_{moisture}/Kg_{air}$	0.005	0.005	0.005	0.007	0.008	0.011	0.013	0.014	0.011	0.008	0.006	0.005
متوسط الحجم النوعي m3/Kg	0.807	0.813	0.820	0.833	0.843	0.855	0.864	0.868	0.862	0.849	0.832	0.816
متوسط كثافة الهواء الجاف Kg/m3	1.239	1.230	1.220	1.201	1.186	1.169	1.157	1.152	1.160	1.178	1.203	1.225
متوسط كثافة بخار الماء Kg/m3	0.006	0.006	0.007	0.008	0.010	0.013	0.015	0.016	0.013	0.010	0.007	0.006
متوسط كثافة بخار الماء g/m3	5.8	5.8	6.6	8.0	9.7	12.5	15.1	16.0	13.3	9.7	7.0	6.2
كفاءة إزالة الرطوبة الميكانيكي الأعظمية	غير مـــــــوثوق			15%	30%	46%	55%	57%	49%	30%	3%	غير موثوق

- الرسم البياني كما يظهر الشكل (5-5) متوسط مصدر بخار الماء حسب الشهر في الموقع مقارنة بالظروف القياسية:

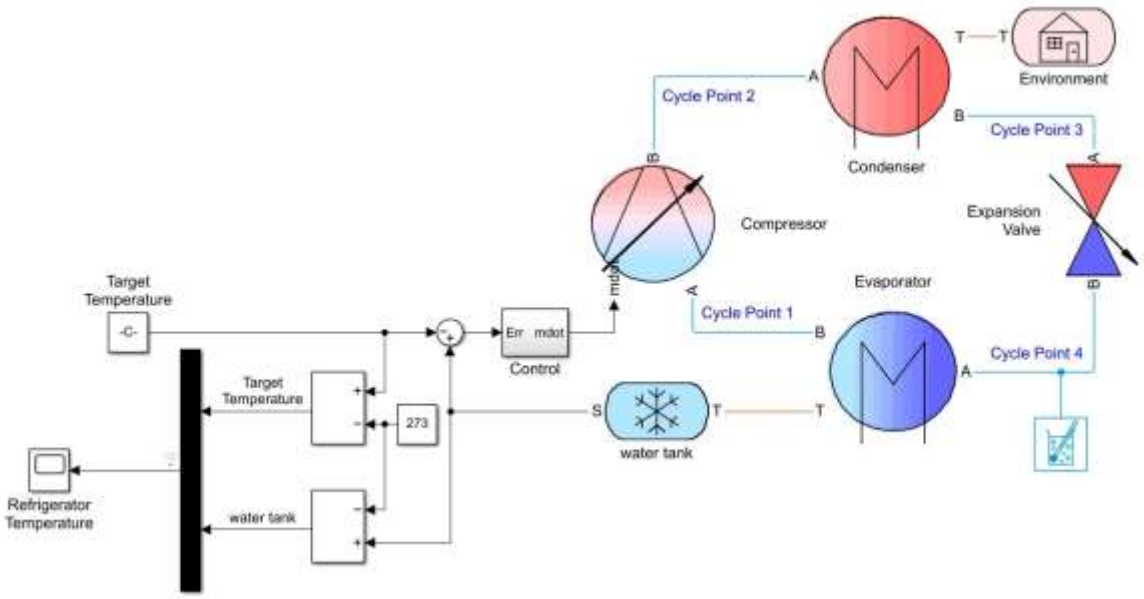


الشكل (5-5) رسم بياني يظهر متوسط مصدر بخار الماء لمدينة طرطوس

على الأساس السنوي تبين أن الموقع ممتاز لتشغيل نظام الماء من الهواء (AWG) خلال شهر آب، وبقية الأشهر يكون جيداً، ولكن من شهر كانون الثاني إلى شهر آذار يكون الإنتاج أقل.

5-2-نمذجة المنظومة حاسوبياً:

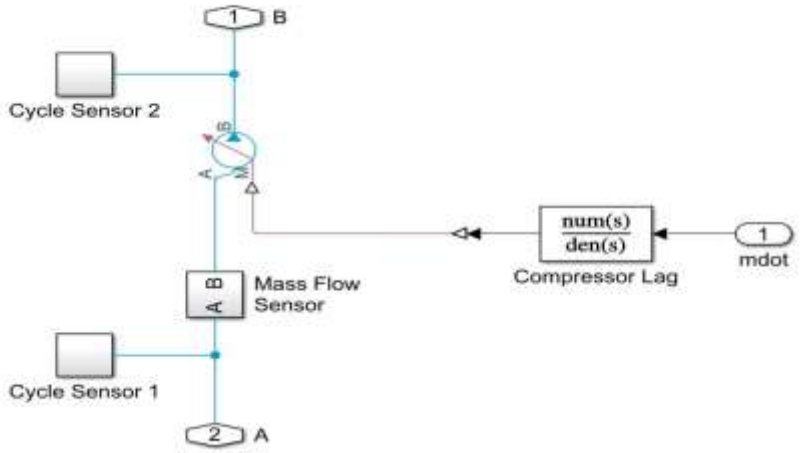
تم نمذجة المنظومة المبينة بالشكل (5-6) على برنامج الماتلاب MATLAB 2021 وإدخال كافة البارامترات التي تم حسابها في المرحلة السابقة كما في الأشكال التالية ووضع نموذج رياضي وحله حاسوبياً [تظهر تفاصيل الكود البرمجي في الملحق B]



الشكل (5-6) النموذج الرياضي للمنظومة

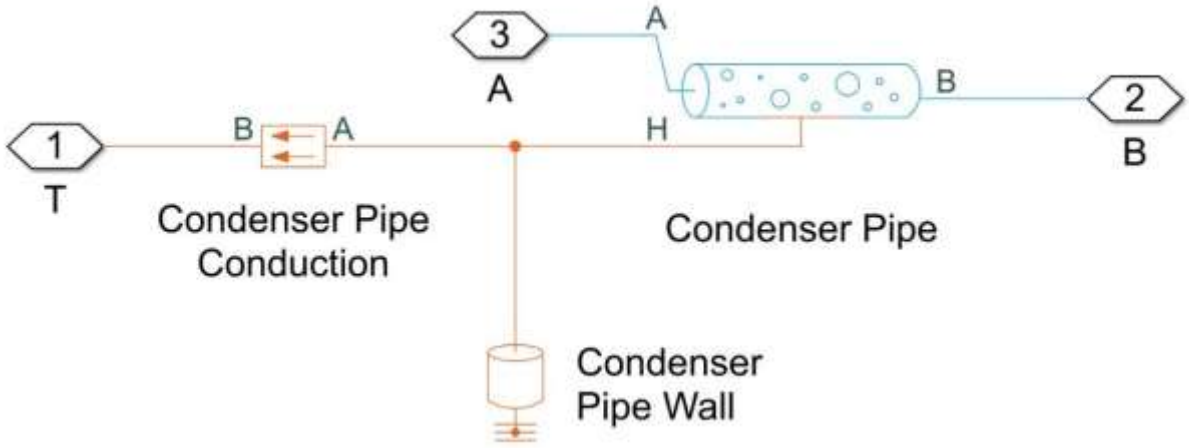
وفيما يلي توصيف كل عنصر من عناصر المنظومة ونمذجته ضمن البرنامج:

1- الضاغط: كما مبين بالشكل (5-7)



الشكل (5–7) نمذجة الضاغط في المنظومة

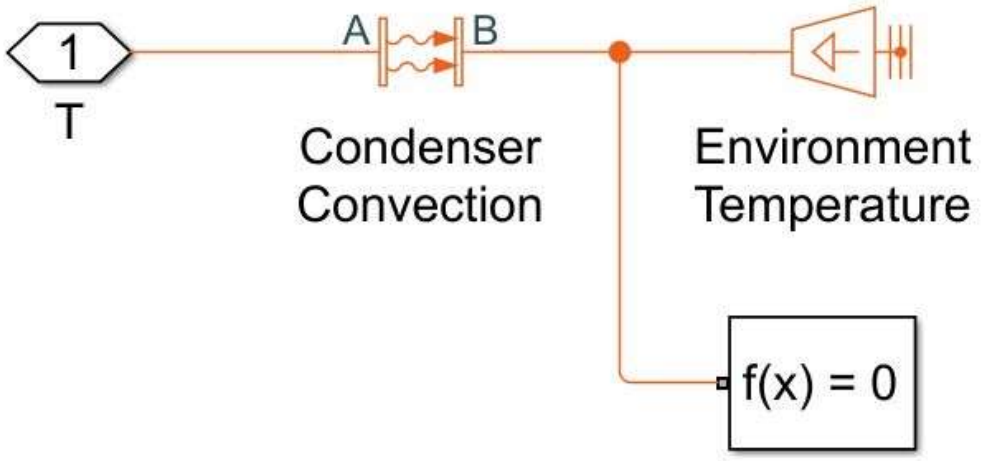
2– المكثف: كما مبين بالشكل (5–8)



الشكل (5–8) نمذجة المكثف في المنظومة

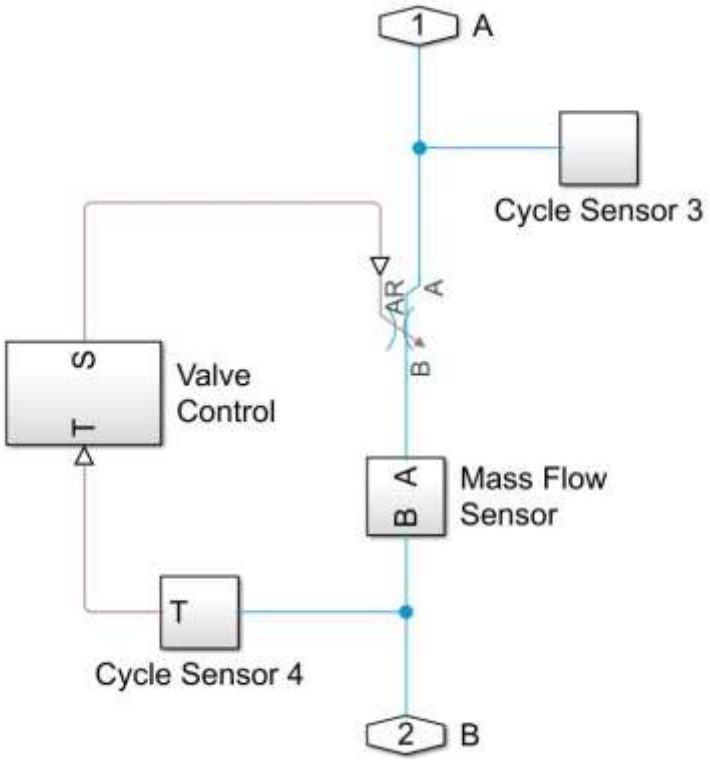
3– الوسط الخارجي:

حيث أن هذا العنصر يمثل درجة حرارة الهواء المحيط ونقطة التماس مع المكثف وأيضاً يشمل المروحة التي تم تركيبها في المنظومة لسحب الهواء إلى داخل المنظومة كما مبين بالشكل (5–9)



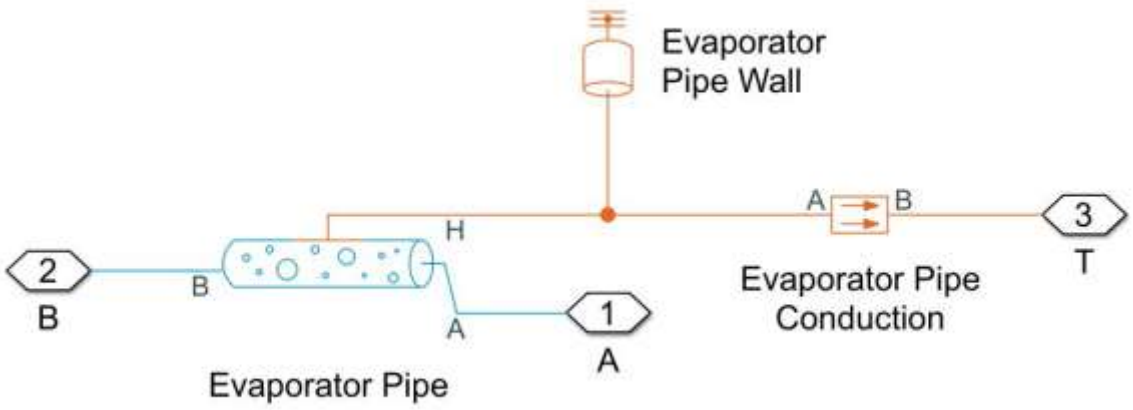
الشكل (5–9) نمذجة عنصر التماس الخارجي

4– صمام التمدد الحراري: كما مبين بالشكل (5–10)



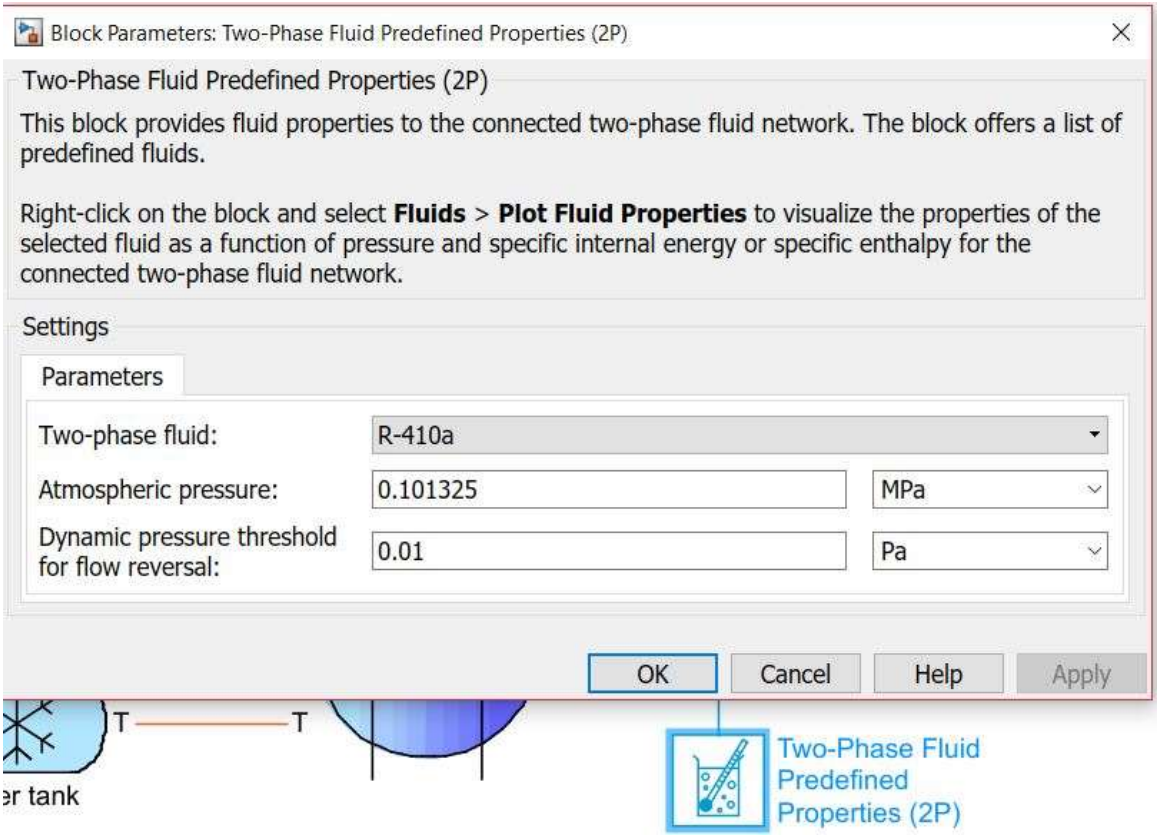
الشكل (5–10) نمذجة صمام التمدد الحراري

5- المبخر: كما مبين بالشكل (5-11)



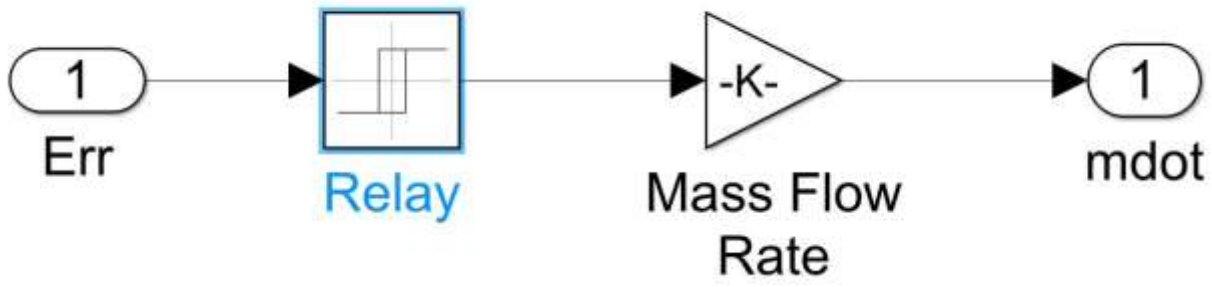
الشكل (5-11) نمذجة المبخر في المنظومة

6- ادخال وسيط التبريد إلى النموذج R410A: كما مبين بالشكل (5-12)



الشكل (5-12) ادخال عنصر وسيط التبريد ومواصفاته الفيزيائية المستخدم في المنظومة

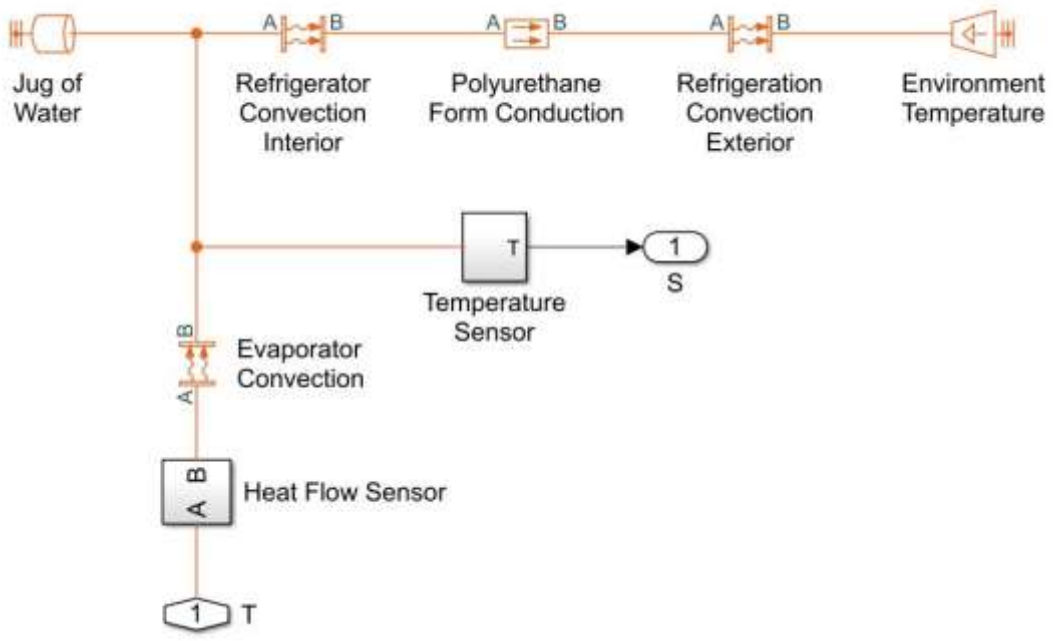
7- عنصر التحكم بعمل المنظومة: كما مبين بالشكل (5-13)



الشكل (5-13) تمثيل دارة التحكم بعمل المنظومة ومعدل التدفق لوسيط التبريد

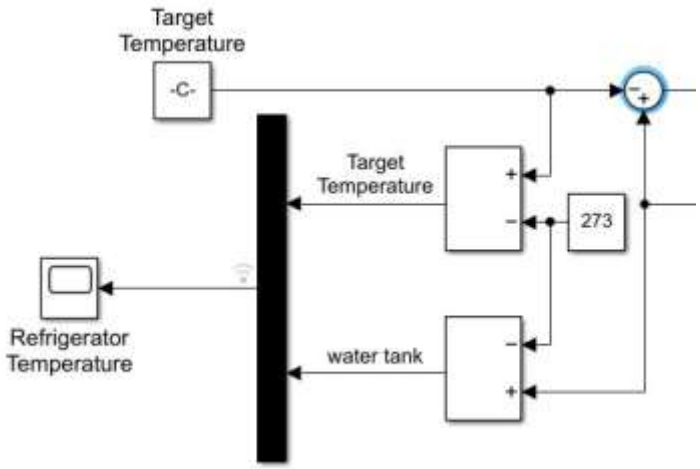
8- خزان تجميع المياه: كما مبين بالشكل (5-14)

حيث تم تمثيل خزان المياه المنتجة من المنظومة في هذا النموذج والحساسات والحماية للخزان والأنابيب من العوامل الخارجة والفلاتر ضمن هذا العنصر.

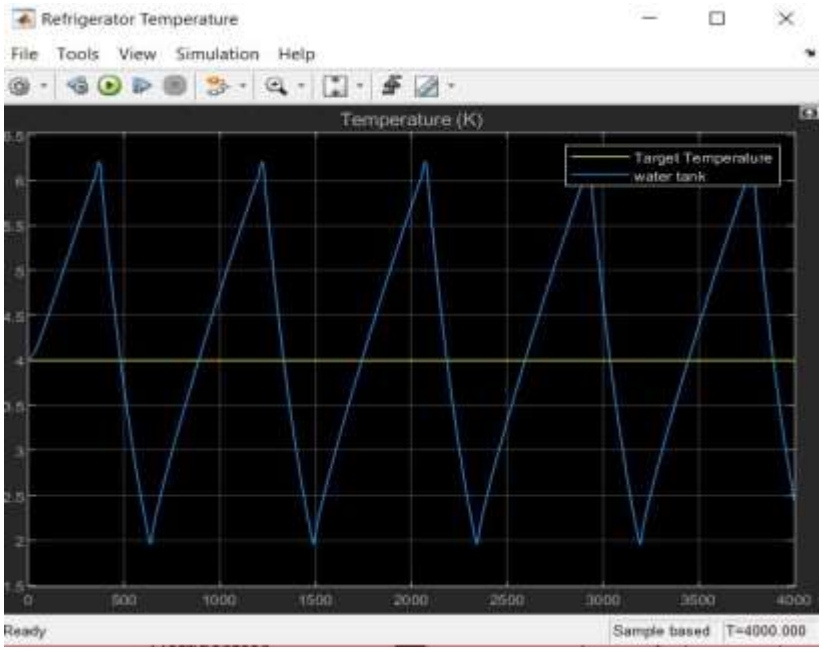


الشكل (5-14) نمذجة خزان المياه ونظام الفلترة والحماية الخارجية

9- الجزء المخصص لقياس خرج المنظومة ودرجة حرارة المياه المنتجة وتحويلها من كلفن إلى درجة سيليسيوس وتوصيلها مع راسم إشارة لمراقبة خرج المنظومة حيث إن درجة الحرارة المطلوبة هي 4 ℃ ويلحظ من الشكل (5-16) أن خرج المنظومة يكون ضمن المجال من 6 ℃ ~ 2 بالقرب من درجة الحرارة المطلوبة خلال فترة العمل للمنظومة حيث إنه بفعل العوامل الخارجية وعند توقف الضاغط عن العمل ترتفع حرارة المياه في الخزان تدريجياً لتصل إلى 6 ℃ فيعمل الضاغط عندها لتعود وتنخفض درجة الحرارة إلى الحرارة المطلوبة عند 4 ℃ ويسمح ضمن المجال أن تنخفض إلى 2 ℃ وهكذا.

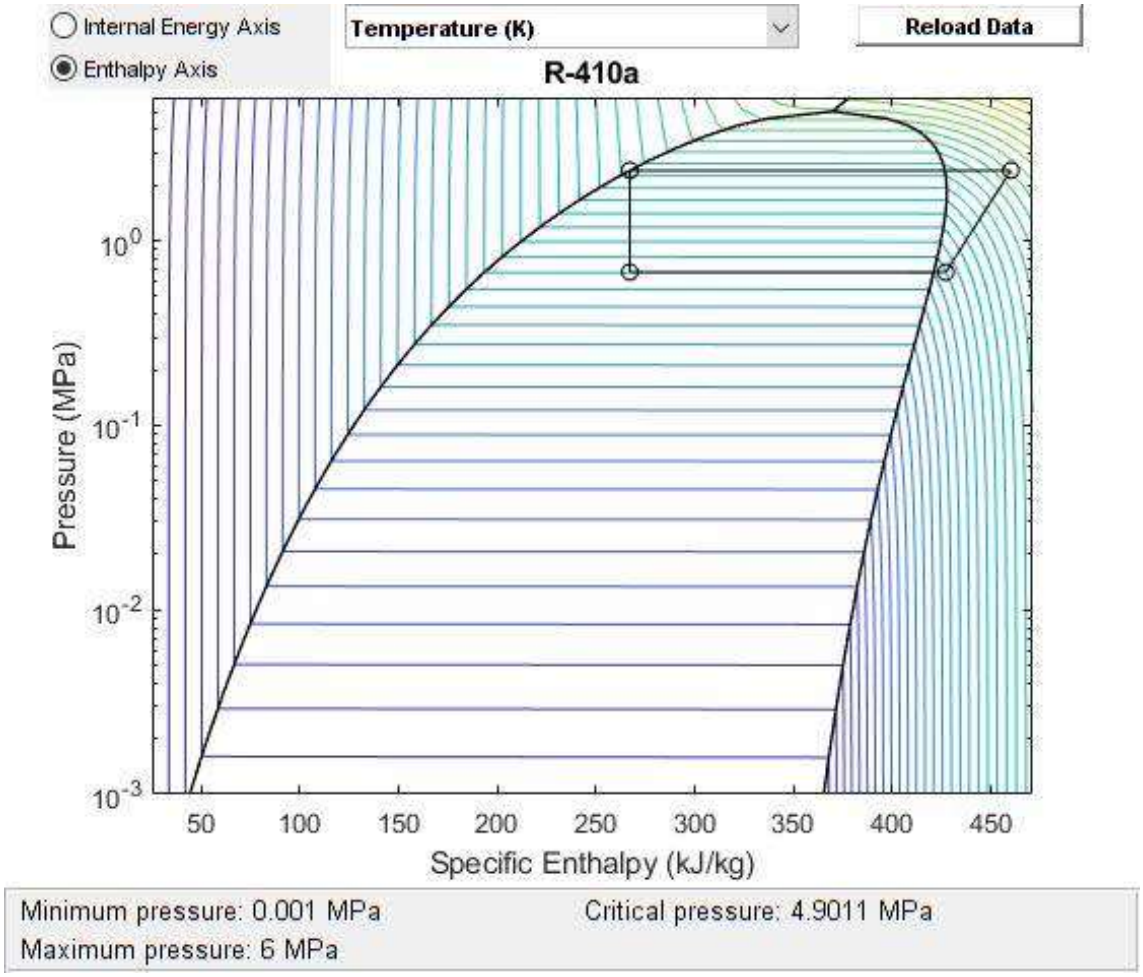


الشكل (5-15) جزء من النموذج المتعلق بالخرج



الشكل (5-16) راسم إشارة الخرج لدرجة الحرارة المطلوبة

ويظهر الشكل (5–17) مخطط الانتالبي النوعية للمنظومة بعد أن تم إدخال قيم الانتالبي التي تم الحصول عليها سابقاً لوسيط التبريد المستخدم R410A ضمن بارامترات النموذج المقترح.



الشكل (5–17) مخطط الانتالبي والضغط للنموذج المقترح حاسوبياً

الـفـصل الـسـادس

الجدوى الاقتصادية وتحليل النتائج

6-1-الجدوى الاقتصادية للمشروع:

تم بيان الجدوى الاقتصادية للمنظومة مع تركيب نظام طاقة شمسية له وحساب كلفة الإنتاج والزمن المتوقع لاسترداد التكلفة والربح الممكن تحقيقه عند تنفيذ هذا المشروع في المنطقة المحددة ضمن البادية السورية.

حيث تم حساب الجدوى الاقتصادية لتركيب منظومة طاقة شمسية وربطها مع المنظومة المقترحة باستخدام برنامج PVsyst V7.2.21 وإدخال التكلفة الحالية لكل عنصر من المنظومة والطاقة الشمسية مقاسةً بالدولار الأمريكي USD كما في الشكل (6-1).



الشكل (6-1) برنامج PVsyst V7.2.21 لحساب الجدوى الاقتصادية

ويوضح الجدول (6-1) تكاليف التركيب للمنظومة بالكامل مع نظام طاقة شمسية وتكاليف التشغيل:

الجدول (6–1) تكاليف تركيب المنظومة

Cost of the system

Installation costs

Item	Quantity units	Cost USD	Total USD
PV modules			
JKM-610N-78HL4-BDV	2	220.00	440.00
Batteries	2	300.00	600.00
Controllers			365.00
water generator			1500.00
Total			2905.00
Depreciable asset			1405.00

Operating costs

Item	Total USD/year
Maintenance	
Provision for battery replacement	74.57
Land rent	10.00
Total (OPEX)	84.57

System summary

Total installation cost	2905.00 USD
Operating costs	84.57 USD/year
Excess energy (battery full)	979 kWh/year
Used solar energy	1246 kWh/year
Used energy cost	0.240 USD/kWh

حيث يبين الجدول السابق تكلفة تصميم المبخر المطلوب والمكثف المناسبين لعمل المنظومة وكذلك تكلفة الأجزاء الأساسية في المنظومة، وأيضاً يبين كلفة بناء نظام طاقة شمسية كافٍ لتأمين طاقة كهربائية للمنظومة ويتألف من لوح طاقة شمسية باستطاعة 610 واط، وبطاريتين موصولتين على التسلسل سعة 100 أمبير وجهد 24 فولط، وانفرتر يعمل على تنظيم الجهد وتحويل التيار المستمر إلى متناوب.

ويبين الجدول (6–2) التحليل المالي والاقتصادي للمنظومة لبيان الزمن المتوقع لاسترداد تكاليف بناء المنظومة وتحقيق الجدوى المطلوبة منها.

الجدول (6-2) التحليل المالي والاقتصادي للمنظومة

Financial analysis

Simulation period			
Project lifetime	25 years	Start year	2023
Income variation over time			
Inflation			0.00 %/year
Production variation (aging)			1.00 %/year
Discount rate			0.00 %/year
Financing			
Own funds			2905.00 USD
Electricity sale			
Feed-in tariff			0.9000 USD/kWh
Return on investment			
Payback period			6.0 years
Net present value (NPV)			2976.00 USD
Return on investment (ROI)			361.5 %

Detailed economic results (USD)

حيث يبين أن المشروع رابح ويتم تحقيق توفير كبير في تأمين مياه الشرب للمنطقة المحددة، حيث إن كلفة الكيلو واط الساعي بالشبكة العامة قبل تركيب المنظومة مع الاخذ بالحسبان تكلفة إيصال المياه إلى هذه المنطقة وتكلفة الوقود لإيصالها والكهرباء لضخها واستهلاكها يكون بالليرة السورية 2713.5 SP/KWh، أما تكلفة الكيلو واط الساعي بعد تركيب المنظومة ستكون 723.6 SP/KWh.

من الجدول نجد أن المشروع مجدٍ اقتصادياً ويمكن تحقيق توفير كبير في تأمين مياه الشرب للمنطقة المحددة، إذا اخذنا بالحسبان تكلفة إيصال المياه إلى هذه المنطقة وتكلفة الوقود لإيصالها والكهرباء لضخها واستهلاكها خلال هذه الفترة.

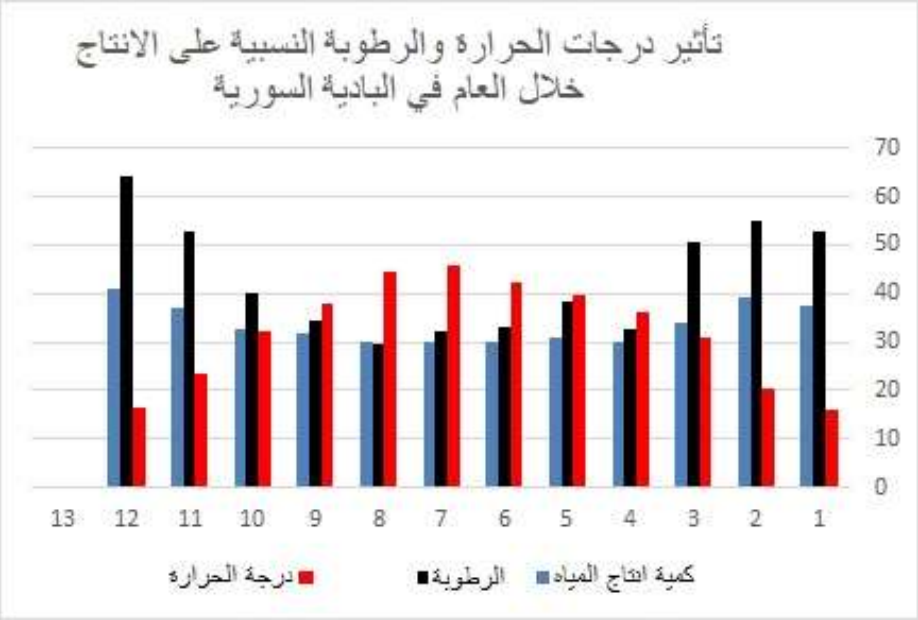
6-2-النتائج وتحليلها:

- تنتج المنظومة حوالي 32.5 ليتراً يومياً عند درجة حرارة 27.2 درجة مئوية والرطوبة النسبية 60% ومع اختلاف درجات الحرارة والرطوبة خلال العام تختلف كمية الإنتاج حيث يوضح الجدول (6-3) الإنتاج المتوقع للمنظومة عند درجات حرارة ورطوبة متغيرة بحسب منظمة (VWM)، كلما ارتفعت درجة الرطوبة في الغلاف الجوي، تزداد كمية المياه النقية التي تنتجها المنظومة.

الجدول (6–3) انتاجية المنظومة من المياه عند قيم مختلفة لدرجة الحرارة والرطوبة النسبية

Temperature Celsius \ Humidity	50%	60%	65%	70%	80%	90%	100%
15	12.8	13.6	18.4	19.7	21	27.2	30.3
20	17.4	18.9	21.9	24.2	27.2	37	19.9
25	21.9	27.2	32.5	39.3	46.1	56.8	68.9
30	26.5	37.8	43.9	52.9	60.5	76.5	94.6
35	32.5	50.7	56.7	68.1	76.5	96.2	115.8

ويظهر المخطط البياني في الشكل (6–2) انتاجية المنظومة خلال كل شهر من العام عند درجات الحرارة والرطوبة النسبية للبادية السورية.



الشكل (6–2) مخطط بياني لتغيرات درجة الحرارة والرطوبة وتأثيرها على انتاج المياه

– تم في هذا البحث دراسة منظومة توليد المياه الصالحة للشرب ومعرفة آلية عملها واختبارها

– وتطويرها عن طريق تغذيتها بنظام طاقة شمسية 600 W لتعمل بشكل مستقل عن الشبكة الكهربائية العامة ومزود بنظام تتبع وملاحقة لأشعة الشمس

– ويمكن اعتماد هذه المنظومة وفق النتائج التجريبية الموافقة مع الحسابات الحرارية لإنتاج مياه صالحة للشرب بمعدل 30 لتراً يومياً عند متوسط درجة حرارة 40°C ورطوبة نسبية أعلى من 25% خلال فترة العمل اليومية 10 ساعات.

– بناءً على النتائج والتجريب تم تركيب منظومة في البادية السورية تنتج مياهاً صالحة للشرب ونقية بمقدار وسطي 30 لتراً في اليوم وتعمل على الطاقة الشمسية لذلك هي منظومة متكاملة ذاتية التغذية يمكن نقلها ووضعها في أي مكان تكون نسبة الرطوبة فيه مرتفعة لزيادة الإنتاج.

ويمكن مستقبلاً إجراء توسيع في عمل المنظومة وبناء محطة كاملة لإنتاج الماء الصالح للشرب بكميات أكبر والاستفادة من الطاقة الشمسية في ذلك لنتمكن من إمداد مناطق أكثر بالماء من هذه المحطة لنصل إلى حل مشكلة نقص المياه في البادية السورية ونقل هذا النموذج إلى باقي المناطق التي تعاني من نقص مياه الشرب في كافة أنحاء القطر العربي السوري.

الـمـلـحق

الملحق – A – كود برنامج ARDUINO C

```
#include <Servo.h>
// definiamo I Servomotori orizzontale e
Verticale
Servo servohori;                    تسمية المحرك 1
Int servoh=0;
Int ServohLimitHigh=160;
Int ServohLimitLow=60;

Servo Servoverti;                   تسمية المحرك 2
Int Servov=0;
Int ServovLimitHigh=160;
Int ServovLimitLow=60;

// Pin Photoresistance
Int ldrtopl=2; //top Left
Int ldrtopr=1; //top Right          } تسمية منافذ ربط المقاومات الضوئية
Int ldrtopl=3; //bottom Left
Int ldrtopr=0; //bottom Right

Void Setup ()
{
Servohori.attach (10);              تهيئة منافذ ربط المحركات (9 و 10)
Servohori.write (60);               وتشغيلها بزاوية بدائية 60 درجة.
```

```
Servoverti.attach (9);
Servoverti.write (60);
Serial.begin (9600);
delay (500);
}

Void loop ()
{
Servoh=servohori.read ();
Servoh=servoverti.read ();
// analog valve of Photoresistance
int topl=analogRead (ldrtopl);
int topr=analogRead (ldrtopr);
int botl=analogRead (ldrbotl);
int botr=analogRead (ldrbotr);

// average value calculation
Int avgtop= (topl + topr); // average of top
Int avgbot= (botl + botr); // average of bottom
Int avgleft= (topl + botl); // average of left
Int avgright= (topr + botr); // average of right

if (avgtop < avgbot)
{
Servoverti.write (servov+1);
  if (servov > servovLimitHigh)
  {
   Servov=servovLimitHigh;
```

اقرأ الزاوية الحالية للمحرك

اقرأ قيم الجهد على مخارج المقاومات الضوئية

```
    }
delay (10);
}

else if (avgbot < avgtop)
{
Servoverti.write (servov-1);
    if (servov < servovLimitLow)
    {
    Servov=servovLimitLow;
    }
delay (10);
}

else
{
Servoverti.write (servov);
}

if (avgleft > avgright)
{
Servohori.write (servoh+1);
    if (servoh > servohLimitHigh)
    {
    Servoh=servohLimitHigh;
     }
delay (10);
}
```

```
else if (avgright > avgleft)
{
Servohori.write (servoh-1);
   if (servoh < servohLimitLow)
   {
   Servoh=servohLimitLow;
    }
delay (10);
}
   else
   {
   Servohori.write (servoh);
   }
delay (50);
}
```

الملحق – B – كود برنامج MATLAB

كود رسم مخطط الانتالبي والضغط لغاز الفريون R410A وإدخال البارامترات المستخدمة في حسابات المنظومة:

```
function createfigure(xdata1, ydata1, zdata1, X1, Y1, X2, X3, Y2)
%CREATEFIGURE(xdata1, ydata1, zdata1, X1, Y1, X2, X3, Y2)
%  XDATA1:  contour x
%  YDATA1:  contour y
%  ZDATA1:  contour z
%  X1:  vector of x data
%  Y1:  vector of y data
%  X2:  vector of x data
%  X3:  vector of x data
%  Y2:  vector of y data

% Create figure
figure1 = figure('Tag',...
    'Two-Phase Fluid Properties (2P) - Plot Fluid Properties',...
    'Name',['Two-Phase Fluid',newline,'Predefined',newline,'Properties (2P)']);

% Create axes
axes1 = axes('Parent',figure1,...
    'Position',[0.13 0.18498322147651 0.775 0.717911073825503]);
hold(axes1,'on');

% Create contour
contour(xdata1,ydata1,zdata1,...
    'LevelList',[152.266169934824          158.350126229403          164.434082523982
170.518038818561     176.60199511314          182.685951407719     188.769907702298
194.853863996877     200.937820291456          207.021776586035     213.105732880614
219.189689175193     225.273645469772          231.357601764351     237.44155805893
243.525514353509     249.609470648088          255.693426942667     261.777383237246
267.861339531825     273.945295826404          280.029252120983     286.113208415562
292.197164710141     298.28112100472          304.365077299299     310.449033593878
316.532989888457     322.616946183036          328.700902477615     334.784858772194
340.868815066773     346.952771361352          353.036727655931     359.12068395051
365.204640245089     371.288596539668          377.372552834247     383.456509128826
389.540465423405   395.624421717984        401.708378012563     407.792334307142
413.876290601721     419.9602468963          426.044203190879       432.128159485458
438.212115780037 444.296072074616          450.380028369195]);

% Create semilogy
semilogy(X1,Y1,'LineWidth',1,'Color',[0 0 0]);
```

```
% Create semilogy
semilogy(X2,Y1,'LineWidth',1,'Color',[0 0 0]);

% Create semilogy
semilogy(X3,Y2,'Marker','o','LineWidth',2,'Color',[0 0 0]);

% Create ylabel
ylabel('Pressure (MPa)');

% Create xlabel
xlabel('Specific Enthalpy (kJ/kg)');

% Create title
title('R-410a');

box(axes1,'on');
axis(axes1,'tight');
hold(axes1,'off');
% Set the remaining axes properties
set(axes1,'BoxStyle','full','Layer','top','YMinorTick','on','YScale','log');
=================================================================
===

% Create figure
figure('Tag','Two-Phase Fluid Properties (2P) - Plot Fluid Properties',...
    'Name',['Two-Phase Fluid',newline,'Predefined',newline,'Properties (2P)'],...
    'OuterPosition',[481 268.6 574.4 566.4]);

% Create axes
axes1 = axes('Position',[0.13 0.18498322147651 0.775 0.717911073825503]);
hold(axes1,'on');

% Create contour
contour(xdata1,ydata1,zdata1,...
    'LevelList',[152.266169934824 158.350126229403 164.434082523982
170.518038818561 176.60199511314 182.685951407719 188.769907702298
194.853863996877 200.937820291456 207.021776586035 213.105732880614
219.189689175193 225.273645469772 231.357601764351 237.44155805893
243.525514353509 249.609470648088 255.693426942667 261.777383237246
267.861339531825 273.945295826404 280.029252120983 286.113208415562
292.197164710141 298.28112100472 304.365077299299 310.449033593878
316.532989888457 322.616946183036 328.700902477615 334.784858772194
340.868815066773 346.952771361352 353.036727655931 359.12068395051
365.204640245089 371.288596539668 377.372552834247 383.456509128826
389.540465423405 395.624421717984 401.708378012563 407.792334307142
```

```
413.876290601721 419.9602468963 426.044203190879 432.128159485458
438.212115780037 444.296072074616 450.380028369195]);

% Create semilogy
semilogy(X1,Y1,'LineWidth',1,'Color',[0 0 0]);

% Create semilogy
semilogy(X2,Y1,'LineWidth',1,'Color',[0 0 0]);

% Create semilogy
semilogy(X3,Y2,'Marker','o','LineWidth',2,'Color',[0 0 0]);

% Create ylabel
ylabel('Pressure (MPa)');

% Create xlabel
xlabel('Specific Enthalpy (kJ/kg)');

% Create title
title('R-410a');

box(axes1,'on');
axis(axes1,'tight');
hold(axes1,'off');
% Set the remaining axes properties
set(axes1,'BoxStyle','full','Layer','top','YMinorTick','on','YScale','log');
```

المراجع

[1]- J.S. Solis-Chaves, C.M. Rocha-Osorio, A.L.L. Murari, V. M. Lira and A. J. Sguarezi filho. (2018). Extracting Potable water from humid air plus electic wind generation In Renewable Energy (vol 0960-1481, p.p. 102-115).

[2]- M. S. Ferwati. (2019, 25 June). Water harvesting cube, Springer Nature Journal, Qatar University, Doha 2713.

[3]- J. L.Mancuso, Ch. H. Hendoh. (2019, 23 September). Porous crystals provide potable water from air In ACS Central Science, American Chemical Society (doi: 10.1021, P.P. 1639-1641).

[4]- K. Alibakhsh, R. Fatemeh and Yan Wei-Moh. (2018, 13 October). Osmotic desalination by solar Energy In Renewable Energy (doi: 10.1016 / j. renene. 2018.09.038).

[5]- V. H. Tran, Th. N. Phan, N. Kaloyanov and M. Vassilev. (2020). Efficiency evaluation of water Production from the atmospheric air in Vietnam, E3S Web of conferences 207,01012.

[6]- A. Magrini, L. Cattani, M. Cartesgna, L. Magnani. (2015). Production of water from the air: the environmental sustainability of air-conditioning systems through a more intelligent use of resources. The advantages of an integrated systems, Energy Procedia, 78, pp. 1153-1158.

[7]- T. Lokietek, S. Jaszczak and P. Nikonczuk. (2019). Optimization of control system for modified configuration of a refrigeration unit, 23rd International Conference on Knowledge-Based and Intelligent Information & Engineering Systems. Published by Elsevier B.V. 10.1016/j.procs.2019.09.427, pp. 2522-2532.

[8]- K. Mensah. (2017). Energy Consumption and Stability Investigation of Constant Temperature and Humidity Test Chamber, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 25, No. 1 (2017) 1750010 (11 pages). DOI: 10.1142/S2010132517500109.

[9]- C. F. Pinnola and J. V. C. Varagas. (2012). REDUCTION OF ENERGY CONSUMPTION IN REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING VIA PROGRAMMABLE LOGIC CONTROLLER (PLC), 14th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, November 18-22, 2012, Rio de Janeiro, RJ, Brazil.

[10]- U. Desideri, S. Proietti and P. Sdringola. (2009). Solar-powered cooling systems: Technical and economic analysis on industrial refrigeration and air-conditioning applications, In Applied Energy. Volume 86, Issue 9, pp. 1376-1386.

[11]- Dr. Jakob. (2016). Solar cooling technologies, In Renewable Heating and Cooling. pp. 119-136.

[12]- Sustainable Development Team. (2018). Cooling and refrigeration, In Industrial Refrigeration and Cooling. Invest Northern Ireland, pp. 12-16, 23-30.

[13]- Sustainable Development Team. (2018). Expansion valves and Head pressure control, In Industrial Refrigeration and Cooling. Invest Northern Ireland, pp. 37-41.

[14]- A. Dash and A. Mohapatra. (2015). Atmospheric water Generator: to meet the drinking water requirements of Bachelor of technology, National Institute of technology, Rourkela, India.

[15]- A. Tripathi, S. Tushar, S. Pal, S. Lodh, S. Tiwari and R. S. Desai. (2016). Atmospheric Water Generation. International Journal of Enhanced Research in Science, Technology & Engineering, Vol. 5, No. 4, pp. 69-72.

[16]- H. Kim, S. R. Rao, E. A. Kapustin, L. Zhao, S. Yang, O. Yaghi and E. N. Wang. (2018). Adsorption Based Atmospheric Water Harvesting Device for Arid Climates. Nature Communications, Vol. 9, No. 1191, pp. 1-8.

[17]- A. Magarini, L. Cattani, M. Cartesegna and L. Magnani. (2017). Water Production from Air Conditioning Systems: some Evaluations about a sustainable use of Resources. Sustainability, Vol. 9, No. 1309, pp. 1-17.

[18]- A. M. El-Ghonemy. (2012). Fresh Water Production from/by Atmospheric Air for Arid Regions, using solar energy. In Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 16, pp. 6384-6422.

[19]- R. V. Wahlgren. (2001). Atmospheric Water Vapor processor Designs for Potable Water Production, Wat. Res. Vol. 35, No. 1, pp. 1-22.

[20]- F. D. Davis. (1989). Perceived Usefulness, Perceived Ease of Use, and User Acceptance of Information Technology. MIS Quarterly, Vol. 13, No. 3, pp. 319-340.

[21] – W. M. Kays and A. L. London. (1998). *Compact Heat Exchangers*. 3rd ed, New York: McGraw-Hill, Reprinted by permission of William M. Kays.

[22] - Akash Pandey. (2011). Performance Analysis Of A Compact Heat Exchanger. Master of Technology in Mechanical Engineering. National Institute of Technology "Rourkela".

[23] – Kakac, S.and Liu,H. (1998). *Heat Exchangers : selection,Rating, and Thermal Performance.* CRC Press, Boca Raton, P.9.

[24] – Z. Liu, B. Sunden, and J. Yuan. Vof. (2012). *modeling and Analysis of Film wise condensation between vertical Parallel Plates, Heat Transfer Research.* vol.43, PP.47-68.

[25] - Jussi Saari. (2012). HEAT EXCHANGER DIMENSIONING, LAPPEENRANTA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, Faculty of Technology, LUT Energy.

[26] – Haddad, Sameer. (2020). Design Manufacturing and Testing of Compact Heat Exchanger for High Power Laser. Doctoral thesis, Damascus University, Damascus.

[27] – D. F. DIPPREY and D. H. SABERSKY. (1963). *Heat and Momentum Transfer in Smooth and Rough Tubes at Various Prandtl Numbers.* International Journal of Heat Mass Transfer 6, pp. 329-353.

[28] – V.GNIELINSKI. (1976). *New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow*. International Chemical Engineering 16, pp. 359-368.

[29] - B. S. PETUKHOV and L. I. ROIZEN. (1964). *Generalized Relationships for Heat Transfer in a Turbulent Flow of a Gas in Tubes of Annular Section*. High Temperature (USSR) 2, pp. 65-68.

[30] - T.L. BERGMAN A.S. LAVINE. (2017). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer.* 8^{th} Ed. Tabel 8.1 PSOS, wiley ISBN 978-1-119-32042-S.

[31] - A. ZUKAUSKAS. (1972). *Heat Transfer from Tubes in Cross Flow.* In Advances in Heat Transfer, ed. J. P. Hartnett and T. F. Irvine, Jr. Vol. 8. New York: Academic Press.

[32] – Han-Taw Chen and Jyh-Tyng Liou. (2007). *OPTIMUM DIMENSIONS OF THE CONTINUOUS PLATE FIN FOR VARIOUS TUBE ARRAYS*, Version of record first published: 15 Mar 2007. Numerical Heat Transfer, Part A, 34:151-167,1998 Copyright © 1998 Taylor & Francis 1040-7782!98.

[33] - Jameel-ur-Rehman Khan, Syed M. Zubair. (2000). *Design and rating of an integrated mechanical-subcooling vapor-compression refrigeration system*, Volume 41, Issue 11, 1 July 2000, Pages 1201-1222.

[34] – د. نديم مخيبر، د. سهيل مرشة. (1996). *انتقال الحرارة*، منشورات جامعة دمشق، كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية. صـ 29–30.

[35] – د. نديم مخيبر، د. علي عيسى. (2008). *هندسة التبريد*، منشورات جامعة دمشق، كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية. صـ 645–1090.

[36] – د. محمد سعيد الجراح، د. غسان مدلل، (2011). التدفئة والتهوية الصناعية، منشورات جامعة دمشق، كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية. صـ 317.