

Σχεδιασμός συστήματος ηλιακής
ψύξης-θέρμανσης με συνδυασμό
των κύκλων συμπίεσης ατμού και
ακροφυσίου

Τομέας: Θερμότητας

Επιβλέπων: Σωτήριος Καρέλλας, Καθηγητής ΕΜΠ



GAVRIIL PALAMIDIS

Design of solar cooling-heating system based on combined vapor compression and ejector cycle



SCHOOL OF MECHANICAL ENGINEERING

Section: Thermal Engineering

Supervisor: Sotirios Karellas, Professor

Athens 2020

Ευχαριστίες

Η παρούσα διπλωματική εργασία εκπονήθηκε στο Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του ΕΜΠ, υπό την επίβλεψη του Καθηγητή κ. Σωτήριου Καρέλλα.

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον κ. Καρέλλα για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε με την ανάθεση του συγκεκριμένου θέματος, την καθοδήγηση και τις πολύτιμες συμβουλές του.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερα τον Τρύφωνα Ρουμπεδάκη για την συνεχή υποστήριξη του, το χρόνο που διέθεσε προς επίλυση αποριών και διαφόρων ζητημάτων που ανέκυπταν κατά τη διάρκεια εκπόνησης της εργασίας μου, τις εύστοχες παρατηρήσεις του και το άριστο κλίμα που χαρακτήριζε τη συνεργασία μας.

Ευχαριστίες για την βοήθεια τους επίσης θα ήθελα να απευθύνω και στον Κωσταντίνο Μπραϊμάκη και Αντώνη Χαραλαμπίδη.

Τέλος, επειδή με την παρούσα διπλωματική κλείνει για μένα ένα μεγάλο ταξίδι δύσκολο αλλά και συνάμα εποικοδομητικό θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους αυτούς που ήταν δίπλα μου σε αυτό και μου προσέφεραν τη συνεχή τους στήριξη και βοήθεια. Έτσι λοιπόν θα ήθελα να πω ένα μεγάλο ευχαριστώ στους γονείς μου καθώς επίσης και στα αδέρφια μου αλλά και στους φίλους μου και την κοπέλα μου για την μεγάλη τους υπομονή και αμέριστη υποστήριξη σε όλο αυτό το ταξίδι.

Υπεύθυνη δήλωση για λογοκλοπή και για κλοπή πνευματικής ιδιοκτησίας:

Έχω διαβάσει και κατανοήσει τους κανόνες για τη λογοκλοπή και τον τρόπο σωστής αναφοράς των πηγών που περιέχονται στον οδηγό συγγραφής Διπλωματικών Εργασιών. Δηλώνω ότι, από όσα γνωρίζω, το περιεχόμενο της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας είναι προϊόν δικής μου εργασίας και υπάρχουν αναφορές σε όλες τις πηγές που χρησιμοποίησα.

Ονοματεπώνυμο
Γαβριήλ Παλαμίδης

Contents

Ευχαριστίες	2
Σύνοψη.....	6
Abstract.....	7
1. Εισαγωγή.....	11
1.1 Εισαγωγή στην ψύξη	11
1.2 Τεχνολογίες ψύξης	11
1.2.1 Ψύξη με μηχανική συμπίεση	11
1.2.2 Ψύξη με απορρόφηση	15
1.2.3 Ψύξη με προσρόφηση.....	16
1.2.4 Ψύξη με ακροφύσιο.....	19
1.3 Ηλιακή ενέργεια	24
1.3.1 Ηλιακή ενέργεια στην Ελλάδα.....	24
1.3.2 Ηλιακοί συλλέκτες	26
1.3.3 Επίπεδοι συλλέκτες	27
1.3.4 Συλλέκτες κενού	28
1.3.5 Σύγκριση επίπεδων ηλιακών συλλεκτών με συλλέκτες κενού:.....	29
1.4 Ηλιακή ψύξη με ακροφύσιο.....	30
1.4.1 Το ακροφύσιο.....	32
1.5 Βιβλιογραφική ανασκόπηση μελετών σε ηλιακή ψύξη με ακροφύσιο....	35
1.6 Επιστημονικό Ερώτημα	41
2. Το σύστημα Sunclim	42
2.1 Εισαγωγή στο σύστημα Sunclim.....	42
2.2 Μονογραμμικό διάγραμμα συστήματος Sunclim.....	43
2.2.1 Κύκλωμα ηλιακών συλλεκτών	45
2.2.2 Κύκλωμα ECC.....	45
2.2.3 Κύκλωμα VCC	46
2.2.4 Κυκλώματα ψύξης και θέρμανσης.....	46
2.2.5 Στρατηγική ελέγχου του συστήματος	47
2.2.6 Αρχή λειτουργίας του συστήματος.....	47
3. Διαστασιολόγηση ακροφυσίου	48
3.1 Γεωμετρία ακροφυσίου	48
3.1.1 Αποτελέσματα από Flow simulation στο Solidworks	52
4. Διαστασιολόγηση συστημάτων	57
4.1 Σύστημα ECC	57
4.1.1 Επιλογή Αντλίας.....	57
4.1.2 Εκλογή Εναλλακτών Θερμότητας.....	61
4.1.3 Εκλογή τροφοδοτικού δοχείου.....	67
4.1.4 Φίλτρο.....	69
4.1.5 Εκτονωτική βαλβίδα	70
4.2 Σύστημα VCC.....	71
4.2.1 Εκλογή Εναλλακτών	71
4.2.2 Εκλογή συμπιεστή VCC.....	73
4.2.3 Εκλογή εκτονωτικής βαλβίδας VCC.....	79

5.	Μελέτη-Διαστασιολόγηση εγκατάστασης Sunclim.....	80
5.1	Αρχική σύνδεση - διάταξη συστήματος VCC.....	80
5.2	Σωληνώσεις και αρχική διάταξη εξαρτημάτων	81
5.2.1	Σωλήνες.....	81
5.2.2	Επιλογή Σωληνώσεων	82
5.2.3	Εξαρτήματα σωλήνων.....	85
5.2.4	Οργανικό μέσο	90
6.	Οικονομική ανάλυση της εγκατάστασης.....	91
6.1	Οικονομικοί δείκτες.....	95
6.2	Συμπεράσματα οικονομικής ανάλυσης	99
7.	Συμπεράσματα	100
8.	Λίστα Πινάκων.....	102
9.	Λίστα Σχημάτων.....	103
10.	Βιβλιογραφία.....	106

Σύνοψη

Αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας ήταν η μελέτη και ο πλήρης σχεδιασμός της διάταξης ενός συστήματος ηλιακής ψύξης-θέρμανσης με συνδυασμό των κύκλων συμπίεσης ατμού και ακροφυσίου. Σκοπό της εν λόγω διάταξης ήταν να μπορεί να καλύψει την ανάγκη μιας οικίας μέγιστου φορτίου 4 kW_{th}. Για την επίτευξη αυτού του στόχου μοντελοποιήθηκε το ακροφύσιο της εγκατάστασης και αναζητήθηκε η βέλτιστη γεωμετρία του. Ο σχεδιασμός της διάταξης έγινε με τεχνοοικονομικά κριτήρια και συγχρόνως λήφθηκαν υπόψιν οι χωροταξικοί περιορισμοί καθώς και εργονομικοί παράμετροι. Συγκεκριμένα δόθηκε έμφαση στον κατάλληλο σχεδιασμό του ακροφυσίου και πραγματοποιήθηκε ρευστομηχανική ανάλυση σε αυτό. Η συνολική ανάλυση πραγματοποιήθηκε υπό την παραδοχή μόνιμων συνθηκών λειτουργίας και επιλέχθηκαν τα κατάλληλα επιμέρους εξαρτήματα του κυκλώματος. Τέλος, παρουσιάστηκε η συνολική σχεδιασθείσα εγκατάσταση.

Το εύρος θερμοκρασιών του κύκλου ορίστηκε μεταξύ 7 και 65 °C για το κύκλωμα του ακροφυσίου και 7 με 92 °C για το κύκλωμα συμπίεσης ατμού και ως εργαζόμενο μέσο επιλέχθηκε το οργανικό μέσο R32. Οι διαστάσεις της εγκατάστασης ήταν 1613 x 1700 x 1320 mm. Το κόστος της υπολογίστηκε στα 11.887 € στο οποίο συμπεριλήφθηκε και ένα κόστος συντήρησης της τάξεως του 2%. Στις τιμές αυτές λήφθηκε Φόρος Προστιθέμενης Αξίας (Φ.Π.Α.) 24 %.

Abstract

The topic of this dissertation was the investigation and detailed design of the device of a solar cooling-heating system with a combination of steam and nozzle compression cycles. The purpose of the proposed system was to cover the thermal demands of a house with a maximum load of 4 kWth. To achieve this goal, the ejector of the installation was modeled and its optimal geometry was defined. The system design was conducted with techno-economic criteria; spatial restrictions as well as ergonomic parameters were taken into account. Specifically, emphasis was placed on the proper design of the ejector and a dedicated fluid mechanics analysis was performed. The overall analysis was performed under the assumption of steady state operating conditions and the appropriate individual components of the circuit were selected. Finally, the overall planned installation was presented.

The temperature range of the cycle was set between 7 and 65 °C for the nozzle circuit and 7 to 92 °C for the vapor compression circuit and the organic medium R32 was selected as the working fluid. The dimensions of the installation were 1613 x 1700 x 1320 mm. Its cost was estimated at € 11,887, which included a maintenance cost of 2%. Value Added Tax (VAT) of 24% was received on these prices.

Λίστα συμβόλων

CFCs	χλωροφωράνθρακες	Chlorofluorocarbons
CFD	Υπολογιστική ρευστομηχανική	Computational Fluid Dynamics
DHW	ζεστό νερό οικιακής χρήσης	domestic hot water
DT	Διαφορά Θερμοκρασίας	
ECC	κύκλος ψύξης ακροφυσίου	Ejector Cooling Cycle
er	Λόγος ανάμειξης	entrainment ratio
ETC	συλλέκτες σωλήνων κενού	evacuated tube collectors
ETCs	συλλέκτες σωλήνων κενού	Evacuated Tube Collectors
EVCC	κύκλος ακροφυσίου-ατμού συμπίεσης	ejector-vapor compression cycle
FPC	επίπεδοι συλλέκτες	flat plate collectors
FPCs	επίπεδοι συλλέκτες	Flat pPlate Colectors
HEVCC	υβριδικό σύστημα EVCC	Hybrid system EVCC
HPS	Προστάτες έναντι μεγάλης πίεσης	High Pressure Switch
HTF	οργανικό ρευστό	heat transfer fluid
L	Λίτρα	Litre
LCOE	επίπεδο κόστους ηλεκτρικής ενέργειας	Levelized Cost of Energy
LPS	Προστάτες έναντι χαμηλής πίεσης	Low Pressure Switch
n/a	μη διαθέσιμο	not available
NPV	Καθαρή Παρούσα Αξία	Net Present Value
PBP	περίοδος αποπληρωμής επένδυσης	PayBack Period
PHE	πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας	plate heat exchangers
PTCS	παραβολικοί συλλέκτες	Parabolic Tube Collectors
PV	φωτοβολταϊκά πάνελ	Photovoltaic Panels
SECC	ηλιακό σύστημα ψύξης με ακροφύσιο	Solar Ejector Cooling Cycle
SF	ηλιακό κλάσμα	Solar Fraction
sqrt	τετραγωνική ρίζα	
SRI	ένταση ηλιακής ακτινοβολίας	Solar Radiation Intensity
STC	ηλιοθερμικό σύστημα ψύξης	Solar Thermal Cooling
STR	ηλιοθερμικός λόγος	Solar Thermal Ratio
SW-EVCC	κύκλος ακροφυσίου-ατμού συμπίεσης με εναλλασόμενη λειτουργία	ejector-vapor compression cycle with switching operation
VCC	κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμών	Vapor Compression Cycle
ETMEAP	ειδικό τέλος μείωσης εκπομπών αέριων ρύπων	
ΘΑ	Θάλαμος Ανάμειξης	
M	αριθμός Mach	Mach number

ΣΑΑ Συγκλίνον-Αποκλίνον Ακροφύσιο
 ΥΚΩ χρεώσεις υπηρεσιών κοινής ωφέλειας

Μεταβλητές

\dot{Q}	θερμότητα	
COP	συντελεστής απόδοσης	coefficient of performance
h	ενθαλπία	enthalpy
\dot{m}	παροχή μάζας	mass flow rate
N	έτη	
P	ισχύς/πίεση	Power/Pressure
PV/T	υβριδικό	
r	λόγος /επιτόκιο	ratio/rate of interest
u	ταχύτητα	Velocity
\dot{W}	μηχανική ισχύς	
T	Θερμοκρασία	Temperature
ω	λόγος ανάμειξης/συχνότητα [rad/sec]	

Δείκτες

amb	περιβαλλον	ambient
c	συμπυκνωτής	condenser
col	ηλιακοί συλλέκτες	solar collectors
cool	ψύξη	cooling
d	ζήτηση	demand
dif	διαχύτης	diffuser
e	ατμοποιητής/ηλεκτρικός	evaporator/electrical
el	ηλεκτρικός	electrical
ex	εξέργεια	exergy
g /gen	ατμογεννήτρια	generator
heat	θέρμανση	heating
HTF	οργανικό ρευστό	heat transfer fluid
in	είσοδος	inlet
MG	πολύ-παραγωγικά	Multi-Generation
net	καθαρός	net
p	πίεσης	pressure
prod	παραγόμενο	produced
pump	αντλία	pump
s	σημείο εμφάνισης κρουστικού κύματος	shock
SC	ηλιακή ψύξη	Solar Cooling
sh	υπερθέρμανση	superheat
sol	ηλιακός	solar
st	τροφοδοτικό δοχείο	storage tank
t	ολικός/λαιμός	total/throat
th	θεωρητικό/θερμικός	thermal
M	κινήτρες/μηχανικός	Motor/Mechanical

Σ Συμπυκνωτής
Ψ Ψύξη

1. Εισαγωγή

1.1 Εισαγωγή στην ψύξη

Η ενεργειακή ζήτηση για ψύξη στα εμπορικά και οικιακά κτίρια αυξάνεται ταχέως λόγω της αύξησης πληθυσμού, της οικονομικής ανάπτυξης και της βελτίωσης του βιοτικού επιπέδου, ειδικότερα σε αναπτυσσόμενες χώρες.

Υπολογίζεται ότι μέχρι το 2050, ο η ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώνεται για κλιματισμό θα αντιπροσωπεύει το 37% της παγκόσμιας ζήτησης ηλεκτρικής ενέργειας [1]. Καταλαβαίνει λοιπόν κανείς πως οι τεχνολογίες ψύξης είναι ένα θέμα που απασχόλησε και συνεχίζει να απασχολεί την επιστημονική και τεχνολογικά κοινότητα.

1.2 Τεχνολογίες ψύξης

Η βασική μέθοδος παραγωγής ψύξης βασίζεται στο φαινόμενο της αλλαγής φάσης ενός μέσου, συνήθως πτητικού, και των συναλλαγών θερμότητας που συνοδεύουν τη μεταβολή αυτή. Η μετάβαση του πτητικού ρευστού από την υγρή στην αέρια φάση ονομάζεται ατμοποίηση και απαιτεί συγκεκριμένη πρόσδοση θερμότητας. Η αντίστροφη διεργασία ονομάζεται συμπύκνωση και συνεπάγεται αποβολή θερμότητας στο περιβάλλον. Η θερμότητα ατμοποίησης λαμβάνεται από το άμεσο περιβάλλον με αποτέλεσμα την ψύξη αυτού [2].

Το σύστημα λειτουργεί σε δύο πιέσεις, την πίεση συμπύκνωσης και την πίεση ατμοποίησης. Η πίεση συμπύκνωσης είναι πάντα μεγαλύτερη από την πίεση ατμοποίησης και γι' αυτό χρησιμοποιείται διάφορες διατάξεις για τη μεταφορά του εργαζόμενου μέσου από τη χαμηλή στην υψηλή πίεση και αντίστροφα.

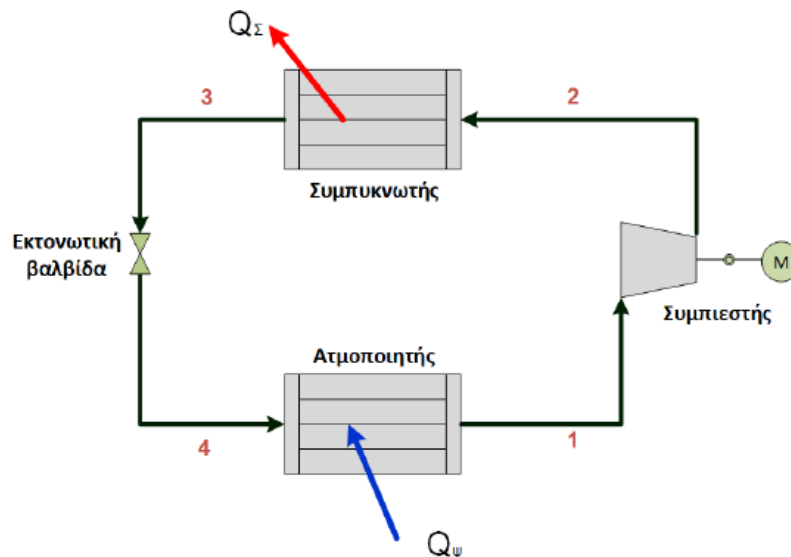
Στην ανάπτυξη των τεχνολογιών ψύξης η απαίτηση για ατμοποίηση του εργαζόμενου μέσου σε όσο το δυνατόν χαμηλότερες θερμοκρασίες και με όσον το δυνατόν μεγαλύτερα λανθάνοντα ποσά θερμότητας οδήγησε στην εισαγωγή και χρήση των οργανικών μέσων σε αντικατάσταση του νερού ως εργαζόμενο μέσο. Η συζήτηση γύρω από τα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται στα διάφορα συστήματα είναι μεγάλη και συνεχώς εμπλουτίζεται με νέους περιβαλλοντικούς περιορισμούς, οι οποίοι τίθενται από τους διάφορους θεσμούς. Οι περιορισμοί αυτοί έχουν να κάνουν κυρίως με την επιζήμια δράση των χλωροφθορανθράκων (CFCs) από τους οποίους αποτελείται το οργανικό μέσο. Εδώ και αρκετά χρόνια γίνονται επιστημονικές συζητήσεις και υπάρχουν διαμάχες για την καταστροφή του όζοντος. Το 1987 υπογράφηκε το πρώτο διεθνές πρωτόκολλο στο Μόντρεαλ του Καναδά για την μείωση της παραγωγής των χλωροφθορανθράκων.

1.2.1 Ψύξη με μηχανική συμπίεση

Ο ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμών (Vapor Compression Cycle-VCC) είναι ο πιο διαδεδομένος και εκτενώς μελετημένος κύκλος ψύξης. Στην Ελλάδα η ψύξη γίνεται ως επί το πλείστον με μηχανική συμπίεση ατμών και βρίσκει εφαρμογή σε ψυκτικές εγκαταστάσεις ισχύος από λίγες δεκάδες W έως 17.5MW ανά μονάδα [3].

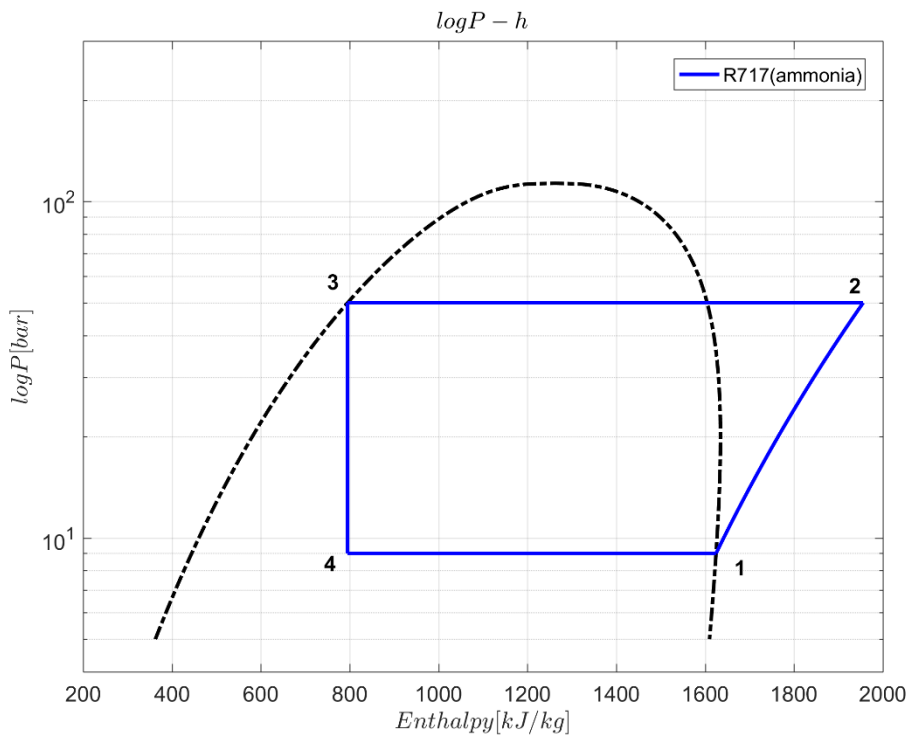
Μια συμβατική διάταξη παραγωγής ψύξης με μηχανική συμπίεση, αποτελείται από τα εξής τμήματα:

- Μηχανικό συμπιεστή (δυναμικού τύπου ή θετικής εκτόπισης),
- Συμπυκνωτή (εναλλάκτης θερμότητας αερόψυκτος ή υδρόψυκτος),
- Διάταξη εκτόνωσης ή στραγγαλισμού
- Ατμοποιητή (εναλλάκτης θερμότητας)



Σχήμα 1: Σχεδιάγραμμα ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμών (Vapor Compression Cycle-VCC)

Παρακάτω μπορούμε να δούμε το λογαριθμικό διάγραμμα πίεσης ενθαλπίας βασικού ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για το οργανικό μέσο R717 (αμμωνία).



Σχήμα 2: Λογαριθμικό διάγραμμα πίεσης ενθαλπίας βασικού ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για το οργανικό μέσο R717(αμμωνία).

Με βάση τα παραπάνω διακρίνονται οι παρακάτω διεργασίες που εκτελεί το ψυκτικό μέσο σε έναν πλήρη ιδανικό κύκλο [3]:

Συμπύκνωση (μεταβολή 1→2): Αρχικά, το ψυκτικό μέσο εξέρχεται από τον ατμοποιητή σε κατάσταση κορεσμένου ατμού χαμηλής πίεσης (σημείο 1) και εισέρχεται στον μηχανικό συμπιεστή. Εκεί ο ατμός συμπιέζεται και αυξάνοντας την πίεση και τη θερμοκρασία του. Μετά τη συμπίεση ο ατμός εξέρχεται από το συμπιεστή ως υπέρθερμος, σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία (σημείο 2). Κατά τη διαδικασία της συμπίεσης του ατμού ψυκτικού μέσου στο συμπιεστή είναι απαραίτητη σε αυτόν η πρόσδοση μηχανικής ισχύος \dot{W}_{th} από εξωτερική πηγή.

Συμπύκνωση (μεταβολή 2→3): Ο ατμός μετά την έξοδο από το συμπιεστή (σημείο 2), εισάγεται στο συμπυκνωτή. Εκεί ο ατμός ξεκινά να αποβάλλει θερμότητα προς το μέσο του δευτερεύοντος κυκλώματος (συνήθως αέρας περιβάλλοντος ή νερό), με αποτέλεσμα η θερμοκρασία του να μειώνεται μέχρι να γίνει ίση με τη θερμοκρασία κορεσμού, για την πίεση υπό την οποία βρίσκεται ο ατμός. Στο σημείο αυτό ο ατμός ξεκινά να συμπυκνώνεται (υγροποιείται), έως ότου όλο το ψυκτικό μέσο να έχει μετατραπεί σε υγρό (κορεσμένο). Το ψυκτικό υγρό εξέρχεται από το συμπυκνωτή σε κατάσταση υψηλής πίεσης και μειωμένης θερμοκρασίας (σημείο 3).

Στο συμπυκνωτή, κατά τη συμπύκνωση του αερίου ψυκτικού μέσου, αποβάλλεται θερμότητα προς το περιβάλλον Q_c ενώ αμελώντας τις πτώσεις πίεσης στον εναλλάκτη θερμότητας η μεταβολή 2→3 θεωρείται ισοβαρής.

Εκτόνωση (μεταβολή 3→4): Για να ατμοποιηθεί το ψυκτικό μέσο αφού εξέλθει από τον συμπυκνωτή, θα πρέπει να μειωθεί η πίεση του μέχρι να γίνει ίση με την πίεση που επικρατεί μέσα στον ατμοποιητή. Για αυτόν τον λόγο το εργαζόμενο μέσο περνάει από μία διάταξη εκτονώσεως ή στραγγαλισμού, όπου εκτονώνεται και εξέρχεται σε κατάσταση διμερούς φάσης (χαμηλής ξηρότητας), χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Είναι ιδιαίτερα σημαντικό το γεγονός πως κατά την διεργασία της εκτόνωσης του ψυκτικού μέσου δεν πραγματοποιείται καμία συναλλαγή ενέργειας από ή προς το περιβάλλον.

Ατμοποίηση (μεταβολή 4→1): Στον ατμοποιητή το ψυκτικό μέσο εισάγεται σε κατάσταση χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας (σημείο 4). Εκεί ξεκινά να απορροφά θερμότητα από το δευτερεύον κύκλωμα του ατμοποιητή, ατμοποιείται και εξέρχεται από αυτόν σε κατάσταση ψυχρού κορεσμένου ατμού χαμηλής πίεσης (σημείο 1). Επομένως το ψυκτικό φαινόμενο λαμβάνει χώρα στον ατμοποιητή, καθώς απομακρύνεται η θερμότητα από το χώρο του ατμοποιητή μέσω του ψυκτικού. Πιο συγκεκριμένα η θερμότητα που απορροφάται από το ψυκτικό μέσο στον ατμοποιητή είναι η θερμότητα ατμοποίησης Q_{ψ} . Η θερμότητα αυτή είναι η ωφέλιμη θερμότητα ψύξης. Θεωρητικά η θέρμανση του ψυκτικού μέσου 4→1 είναι ισοβαρής μεταβολή.

Άρα στον ατμοποιητή γίνεται απορρόφηση θερμικής ισχύος (ωφέλιμη ψυκτική ισχύς) από το χώρο του, ενώ στο συμπυκνωτή αποβάλλεται θερμική ισχύς.

Συντελεστής συμπεριφοράς ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης

Στον ατμοποιητή γίνεται απορρόφηση θερμικής ισχύος \dot{Q}_{ψ} (ωφέλιμη ψυκτική ισχύς) από το χώρο που τον περιβάλλει κι έτσι αυτός ψύχεται. Από την άλλη πλευρά, στην περίπτωση αερόψυκτου συμπυκνωτή, αποβάλλεται θερμική ισχύς \dot{Q}_{Σ} στο χώρο γύρω από αυτόν (στον αέρα) και στην περίπτωση υδρόψυκτου συμπυκνωτή χρησιμοποιείται σαν μέσο αποβολής της θερμότητας το νερό. Επομένως, η ψυκτική διάταξη μπορεί να χρησιμοποιηθεί όχι μόνο για ψύξη αλλά και για θέρμανση ενός χώρου με την αξιοποίηση της θερμότητας συμπύκνωσης. Αυτό σημαίνει πως η ψυκτική διάταξη λειτουργεί σαν αντλία θερμότητας που αφαιρεί θερμότητα από τον χώρο του ατμοποιητή, και την αποβάλλει στο περιβάλλον του συμπυκνωτή.

Σε μια ψυκτική διάταξη απορροφάται θερμότητα από έναν κρύο χώρο και αποβάλλεται σε χώρο που έχει υψηλότερη θερμοκρασία. Για αυτό το λόγο πρέπει να προσδοθεί μηχανική ισχύς \dot{W}_{th} στο συμπιεστή. Η μηχανική ισχύς \dot{W}_{th} και η ωφέλιμη ψυκτική ισχύς \dot{Q}_{ψ} προσφέρονται στο ψυκτικό μέσο από το περιβάλλον, ενώ η θερμική ισχύς \dot{Q}_{Σ} προσφέρεται στο περιβάλλον από το ψυκτικό μέσο. Με βάση τα παραπάνω προκύπτει ο ενεργειακός ισολογισμός ο οποίος είναι ο εξής:

$$\dot{Q}_{\Sigma} = \dot{Q}_{\psi} + \dot{W}_{th} \quad (1)$$

Στη συνέχεια ορίζουμε τον θεωρητικό συντελεστή συμπεριφοράς COP_{th} (Coefficient of Performance) μια ψυκτικής διάταξης μηχανικής συμπίεσης, ο οποίος εκφράζει τη θεωρητική αποτελεσματικότητα της ψυκτικής διάταξης και ισούται με τον λόγο της ωφέλιμης προς τη δαπανώμενη ισχύ ανά κύκλο:

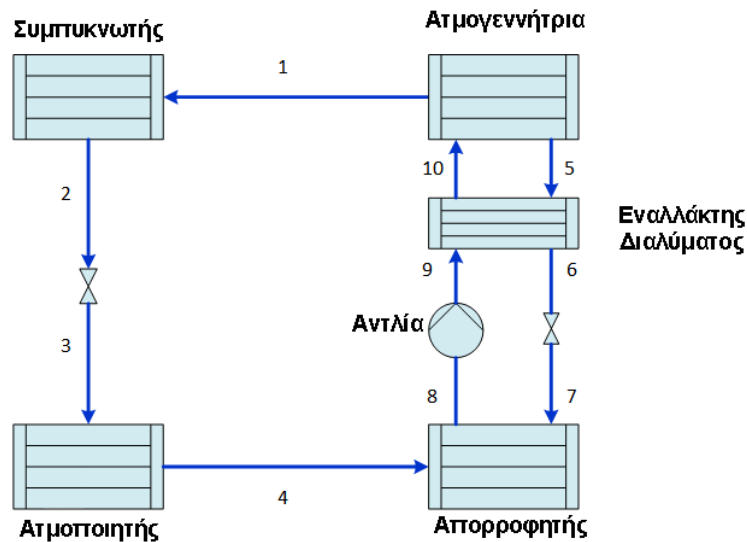
$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_\psi}{\dot{W}_{th}} \quad (2)$$

Ο πραγματικός συντελεστής συμπεριφοράς COP ισούται με το λόγο της πραγματικής αποδιδόμενης ψυκτικής ισχύος προς την πραγματική κατανάλωση μηχανικής ισχύος και λαμβάνει μικρότερες τιμές συγκριτικά με το θεωρητικό συντελεστή λόγω των απωλειών θερμότητας και ισχύος του συστήματος.

1.2.2 Ψύξη με απορρόφηση

Ο ψυκτικός κύκλος με απορρόφηση είναι μια διαδικασία κατά την οποία το ψυκτικό αποτέλεσμα παράγεται μέσα από την χρήση δύο ρευστών και μιας ποσότητας θερμότητας σαν είσοδο στο σύστημα, αντί ηλεκτρικής ενέργειας που θα τροφοδοτούσε έναν μηχανικό συμπιεστή.

Η βασική διαφορά όμως των δύο παραπάνω (απορρόφηση και μηχανική συμπίεση) είναι ότι στην περίπτωση της μηχανικής συμπίεσης έχουμε την δημιουργία μιας διαφοράς πίεσης και άρα την κυκλοφορία ενός εργαζόμενου μέσου, ενώ στην περίπτωση της απορρόφησης έχουμε διάλυση (απορρόφηση) του εργαζόμενου μέσου σε ένα δεύτερο ρευστό, εν συνεχεία την μεταφορά του και τέλος την απομάκρυνση του, δηλαδή μία λειτουργία τριών σταδίων αντί ενός. Πιο αναλυτικά ενώ στον μηχανικό συμπιεστή δίνουμε ηλεκτρική ενέργεια για να κυκλοφορήσει το εργαζόμενο μέσο, στον ψυκτικό κύκλο με απορρόφηση χρησιμοποιούμε ένα άλλο ρευστό που θα κάνει αυτήν την εργασία αλλά αναγκαστικά αυτό πραγματοποιείται σε τρία στάδια και απαιτείται η βοήθεια μιας μικρής αντλίας ανακυκλοφορίας.



Σχήμα 3: Σχεδιάγραμμα ψυκτικού κύκλου απορρόφησης

Δύο κλασσικά ζεύγη εργαζόμενων μέσων για τέτοιους κύκλους είναι[4]:

- Αμμωνία – Νερό ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$)
- Νερό – Διάλυμα Βρωμιούχου Λιθίου ($\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$)

Στην πρώτη περίπτωση το ψυκτικό μέσο είναι η αμμωνία και το μέσο απορρόφησης το νερό, ενώ στη δεύτερη περίπτωση το ψυκτικό μέσο είναι το νερό και το μέσο απορρόφησης το διάλυμα βρωμιούχου λιθίου.

Χαρακτηριστικό γνώρισμα των ψυκτικών διατάξεων με απορρόφηση είναι ότι απαιτούν ελάχιστη ή καθόλου μηχανική ενέργεια και ότι παράγουν την ψυκτική ισχύ μόνο με χρήση θερμικής ενέργειας. Η θερμική ενέργεια απαιτείται για τον εκ νέου διαχωρισμό του ψυκτικού μέσου από το μέσο απορρόφησης στην υψηλή πίεση όπου βρίσκονται. Ο διαχωρισμός αυτός επιτυγχάνεται με βρασμό και κλασματική απόσταξη.

Μειονέκτημα τους είναι ότι, συγκριτικά με συστήματα ψύξης με μηχανική συμπίεση, παρουσιάζουν χαμηλότερο συντελεστή συμπεριφοράς με ενδεικτικές τιμές από 0,73 έως 1,23 [2].

Οι ψυκτικές μονάδες Νερού – Διαλύματος Βρωμιούχου Λιθίου ($\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$), χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο για την ψύξη νερού κλιματιστικών εγκαταστάσεων. Επειδή το νερό λειτουργεί ως ψυκτικό μέσο, η θερμοκρασία παραγωγής ψυκτικής ισχύος δεν κατέρχεται συνήθως τους $+4^\circ\text{C}$, ενώ η ονομαστική τους ισχύς μπορεί να είναι από 0,05 MW έως 5,3 MW για μεγάλης κλίμακας εγκαταστάσεις, ή από 10 έως 88 kW για συστήματα μικρής ισχύος[5].

Όσον αφορά εγκαταστάσεις ψύξης Αμμωνίας – Νερού ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$), μπορούν να παράγουν ψυκτική ισχύς στους -45°C έως και στους -75°C , θερμοκρασίες που άλλες ψυκτικές εγκαταστάσεις δεν είναι εφικτό να πλησιάσουν. Τέτοιου είδους μονάδες κατασκευάζονται σε μεγέθη διαφόρων ψυκτικών ισχύων, από λίγες εκατοντάδες Watt μέχρι και 3 MW[6].

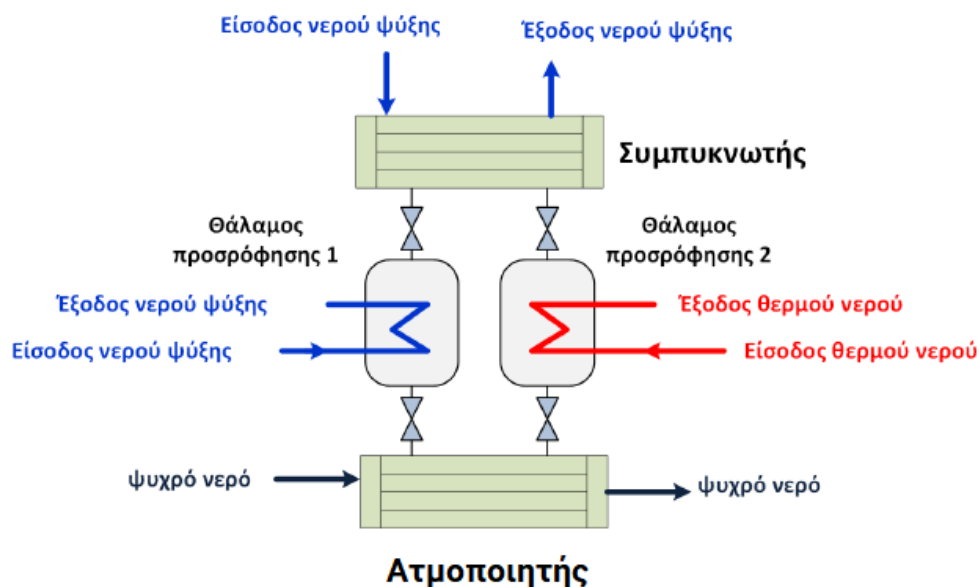
1.2.3 Ψύξη με προσρόφηση

Προσρόφηση ονομάζεται η εξώθερμη διαδικασία κατά την οποία οι στερεές ουσίες έχουν την ικανότητα να προσελκύουν στην επιφάνεια τους ιόντα ή μόρια μιας ουσίας (συνήθως αέριας φάσης)[7]. Η αντίστροφη διαδικασία, όπου απαιτείται πρόσδοση θερμότητας προκειμένου τα ιόντα ή μόρια της ουσίας να απομακρυνθούν από την επιφάνεια του προσροφητή καλείται εκρόφηση.

Ο κύκλος ψύξης με προσρόφηση μοιάζει αρκετά στον τρόπο λειτουργίας του με εκείνον της μηχανικής συμπίεσης ατμών. Πιο συγκεκριμένα, και στις δυο περιπτώσεις το ψυκτικό μέσο συμπυκνώνεται εντός του συμπυκνωτή της διάταξης σε υψηλή πίεση αποβάλλοντας θερμότητα και ατμοποιείται στον ατμοποιητή της εγκατάστασης σε χαμηλή πίεση απορροφώντας θερμότητα κι έτσι λαμβάνει χώρα το ψυκτικό φαινόμενο. Τα δύο συστήματα διαφοροποιούνται ως προς την δημιουργία των δύο επιπέδων πίεσης, καθώς στην ψύξη με προσρόφηση ο θάλαμος προσρόφησης τροφοδοτούμενος με θερμική ισχύ λειτουργεί σαν συμπιεστής και ο θάλαμος εκρόφησης σαν εκτονωτική βαλβίδα [8].

Τα βασικότερα στάδια του ψυκτικού κύκλου προσρόφησης, είναι τα ακόλουθα:

- **Θέρμανση και συμπίεση (Heating and Pressurization):** Στο στάδιο αυτό, το οποίο ισοδυναμεί με εκείνο της συμπίεσης στη μηχανική συμπίεση ατμών, πηγή θερμότητας (νερό) υψηλής θερμοκρασίας θερμαίνει τον προσροφητή και παράλληλα αυξάνεται η πίεση του από την πίεση ατμοποίησης στην πίεση συμπύκνωσης.
- **Εκρόφηση και συμπύκνωση (desorption and condensation):** Σε αυτό το στάδιο, συνεχίζεται να παρέχεται θερμότητα στον προσροφητή με αποτέλεσμα η θερμοκρασία του να συνεχίζει να αυξάνεται κι έτσι ο ατμός που υπάρχει μέσα στο προσροφητικό υλικό να διαφεύγει από αυτό (εκρόφηση). Στη συνέχεια, ο ατμός οδηγείται στο συμπυκνωτή, συμπυκνώνεται και αποβάλλει θερμότητα στο περιβάλλον μέσω του δευτερεύοντος κυκλώματος νερού μέσης θερμοκρασίας.
- **Ψύξη και αποσυμπίεση (cooling and depressurization):** Στο στάδιο αυτό, το οποίο ισοδυναμεί με εκείνο της εκτόνωσης του ψυκτικού μέσου στο κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμών, ο προσροφητής αποσυνδέεται από το συμπυκνωτή και ψύχεται από νερό μέσης θερμοκρασίας (ΜΤ), ενώ η πίεση του μειώνεται από την πίεση συμπύκνωσης στην πίεση ατμοποίησης.
- **Προσρόφηση και ατμοποίηση (adsorption and evaporation):** Είναι ισοδύναμο με την ατμοποίηση του ψυκτικού στο συμβατικό κύκλο συμπίεσης ατμών. Ο προσροφητής συνδέεται με τον ατμοποιητή, και συνεχίζει να ψύχεται από νερό μέσης θερμοκρασίας. Καθώς η θερμοκρασία του μειώνεται προσροφά τον παραγόμενο στον ατμοποιητή ατμό και έτσι επιτυγχάνεται η ψύξη. Η θερμότητα ατμοποίησης λαμβάνεται από νερό χαμηλής θερμοκρασίας.



Σχήμα 4: Σχεδιάγραμμα ψυκτικής διάταξης με προσρόφηση

Δεδομένου πως ο κύκλος ψύξης με προσρόφηση είναι ένας διακοπτόμενος κύκλος, είναι απαραίτητη η χρήση τουλάχιστον δύο διαφορετικών θαλάμων με προσροφητικό υλικό

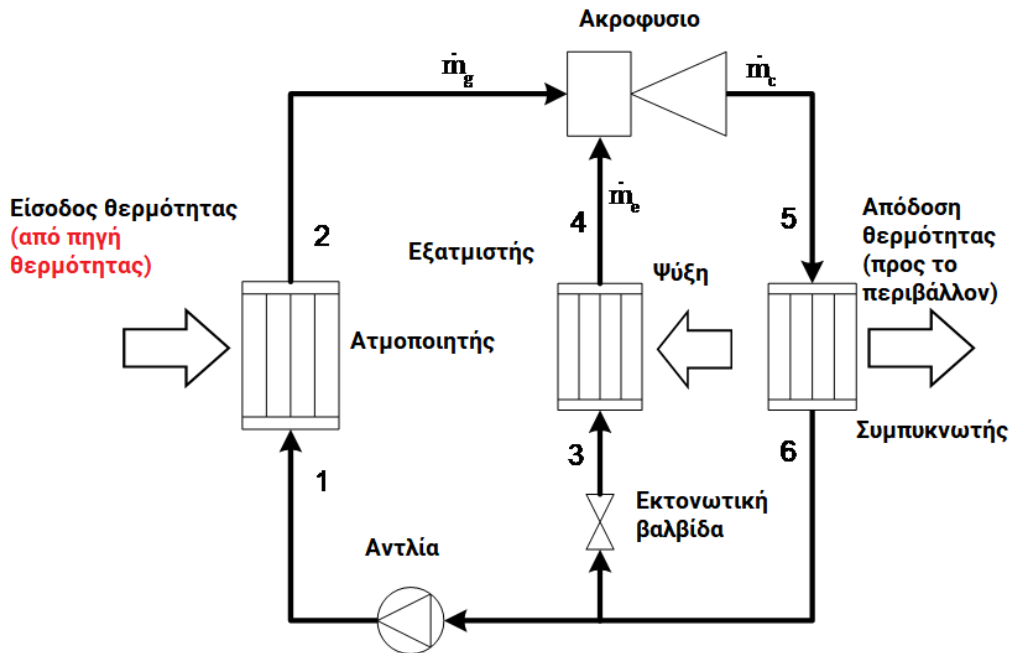
όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4 έτσι ώστε να εξασφαλίζεται η συνεχής παραγωγή ψύξης με τον έναν θάλαμο να βρίσκεται στη φάση προσρόφησης, και τον άλλον στη φάση εκρόφησης.

Στην παραγωγή ψύξης με προσρόφηση, τα πιο ευρέως χρησιμοποιούμενα ζεύγη προσροφητικού υλικού-ψυκτικού μέσου είναι τα εξής:

- **Ζεόλιθος–Νερό:** Το όνομα του ζεόλιθου βασίζεται στις ιδιότητες του ορυκτού, το οποίο όταν θερμανθεί απελευθερώνει μεγάλες ποσότητες νερού υπό τη μορφή ατμού. Πλέον ο όρος έχει καθιερωθεί για τα κρυσταλλικά πυριτικά αργίλια τα οποία έχουν υψηλές τιμές ειδικής επιφάνειας ($800-1200 \text{ m}^2/\text{g}$), διακρίνονται για τα ισχυρά ηλεκτρικά πεδία στο κρυσταλλικό πλέγμα καθώς και τη φαινομενική πυκνότητα τους η οποία λαμβάνει την τιμή $750 \text{ kg}/\text{m}^3$. [9] Η βασικότερη ιδιότητα του ζεόλιθου είναι η δυνατότητα αντιστρεπτής αφυδάτωσης. Έχει την ικανότητα, υπό την προϋπόθεση πως η πίεση και η θερμοκρασία διατηρούνται εντός κάποιων ορίων, να μπορεί να διατηρεί πλήρως τη δομή του εντός του κρυσταλλικού πλέγματος, και μετά από πολλούς χιλιάδες κύκλους. Είναι μη τοξικός, μη εύφλεκτος και υπάρχει σε μεγάλες ποσότητες στη φύση [10].
- **Silica gel-νερό:** Το silica gel είναι ένα άμορφο στερεό που παρασκευάζεται από διοξείδιο του πυριτίου SiO_2 . Ακόμη, χαρακτηρίζεται από την υψηλή συγγένειά του με το νερό (αν και καταστρέφεται από το υγρό νερό), είναι φτηνό, και χρησιμοποιείται με τη μορφή κόκκων. Σε σύγκριση με άλλα προσροφητικά, το silica gel μπορεί να αναγεννηθεί σε σχετικά χαμηλή θερμοκρασία. Επιπλέον έχει μεγάλη χωρητικότητα απορρόφησης για το νερό που έχει υψηλή λανθάνουσα θερμότητα εξάτμισης: σχεδόν έως 40% της ξηρής μάζας του [11]. Ένας ψύκτης προσρόφησης που χρησιμοποιεί αυτό το ζεύγος είναι σε θέση να εκμεταλλευτεί την θερμότητα που αποβάλλεται από βιομηχανίες έτσι ώστε να παράγει ψύξη [12].
- **Ενεργός άνθρακας – Μεθανόλη:** Ο ενεργός άνθρακας έχει χαμηλό κόστος, ισχυρή τάση προσρόφησης οργανικών ουσιών και θεωρείται το πιο ευρύτερα χρησιμοποιούμενο προσροφητικό μέσο. Μπορεί να παραχθεί από σχεδόν κάθε ανθρακούχο υλικό (ξύλο, πριονίδι, γεωργικά παραπροϊόντα, λιγνίτης, διάφορα είδη ορυκτών ανθράκων, διάφορα κλάσματα πετρελαίου κ.τ.λ.) [10].

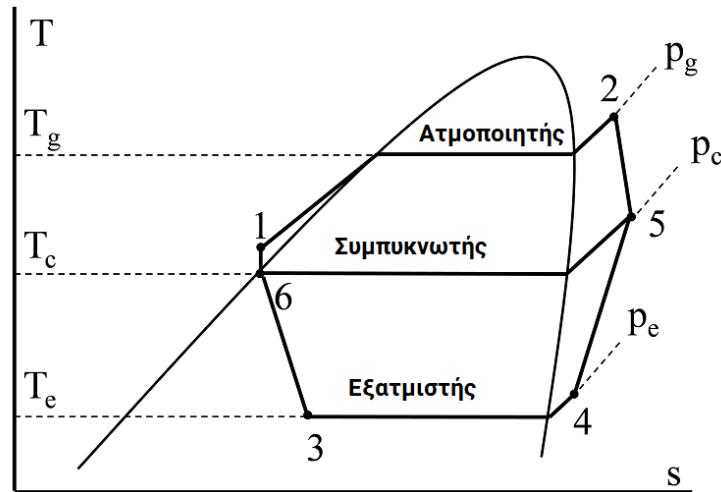
Σημαντικά πλεονεκτήματα των ψυκτών προσρόφησης είναι η απλότητα κατασκευής τους και η μηχανική τους αντοχή. Επιπλέον δεν υπάρχει περιορισμός στη θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας, καθώς δεν υφίσταται κανένας κίνδυνος κρυστάλλωσης. Δεδομένου πως δεν υπάρχει κάποια αντλία ή συμπιεστής, η ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώνεται είναι ελάχιστη. Ωστόσο έχουν μεγάλο όγκο και βάρος, ενώ λόγω του μικρού αριθμού παραγόμενων μονάδων, η τιμή των ψυκτών προσρόφησης παραμένει υψηλή [7].

1.2.4 Ψύξη με ακροφύσιο



Σχήμα 5: Σχηματική αναπαράσταση ενός γενικού συστήματος ECC.

Ο τρόπος λειτουργίας ενός συστήματος ψύξης με ακροφύσιο ή Ejector Cooling Cycle (ECC) είναι παρόμοιος με αυτόν ενός συμβατικού κύκλου ψύξης με μηχανική συμπίεση ή Vapor Compression Cycle (VCC). Το ακροφύσιο χρησιμοποιείται για να αντικαταστήσει τον αντίστοιχο συμπιεστή ενός συμβατικού VCC μετατρέποντας το σύστημα σε ECC. Η κύρια διαφορά μεταξύ των δύο συστημάτων είναι ότι στο ECC η συμπίεση (και η ανάμειξη) του ρεύματος χαμηλής πίεσης που εξέρχεται από τον ατμοποιητή επιτυγχάνεται μέσα στο ακροφύσιο από το ρεύμα υψηλής πίεσης το οποίο παράγεται αξιοποιώντας μια εξωτερική πηγή θερμότητας μέσω ενός ατμοποιητή (generator). Μια απλή σχηματική αναπαράσταση ενός γενικού συστήματος ECC καθώς και ο θερμοδυναμικός κύκλος που το διέπει σε διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) φαίνονται στα δύο παρακάτω σχήματα.



Σχήμα 6: Ο θερμοδυναμικός κύκλος που διέπει ένα σύστημα ECC σε διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s)

Ένα μέρος του υγρού οργανικού μέσου εξέρχεται από τον συμπυκνωτή (6) συμπιέζεται και περνά μέσα από τον ατμοποιητή στον οποίο ατμοποιείται και μετατρέπεται σε ατμό υψηλής πίεσης (2). Το εναπομένον μέρος του υγρού στραγγαλίζεται σε χαμηλή πίεση (3) και οδηγείται στον ατμοποιητή (evaporator), στον οποίο παράγεται η ψύξη. Το ρεύμα υψηλής πίεσης εξερχόμενο από τον ατμοποιητή εισέρχεται στο ακροφύσιο, από την είσοδο πρωτεύουσας ροής. Παράλληλα εισέρχεται στο ακροφύσιο από την είσοδο δευτερεύουσας ροής το ρεύμα χαμηλής πίεσης που εξήλθε από τον ατμοποιητή (4). Τα δύο ρεύματα αναμιγνύονται εντός του ακροφυσίου και εξέρχονται από αυτό σε μια ενδιάμεση πίεση (5) και εισέρχονται ως ένα ρεύμα στον συμπυκνωτή, στον οποίο ψύχεται μέχρι την κατάσταση κορεσμένου ή υπόψυκτου υγρού.

Τα συστήματα ECC περικλείουν ένα ευρύ φάσμα θερμικά οδηγούμενων ψυκτικών σεναρίων καθώς μπορούν να βασίζονται σε διάφορων ειδών πηγές θερμότητας. Στα ηλιακά συστήματα ψύξης με ακροφύσιο (SECC), τα οποία είναι υποκατηγορία των ECC, η θερμική ενέργεια που χρειάζεται παράγεται από θερμικούς ηλιακούς συλλέκτες. Το σύστημα SECC αποτελείται από δύο μέρη:

- το ηλιακό κύκλωμα (το οποίο περιλαμβάνει τους ηλιακούς συλλέκτες και το τροφοδοτικό δοχείο)
- το σύστημα ECC

Οι ηλιακοί συλλέκτες παραλαμβάνουν την ηλιακή ακτινοβολία και την μετατρέπουν σε θερμότητα, η οποία μεταφέρεται μέσω οργανικού ρευστού (HTF) στο οργανικό ρευστό του συστήματος ECC διαμέσου του ατμοποιητή.

Δείκτες εκτίμησης της απόδοσης

Ο πιο κοινά χρησιμοποιούμενος δείκτης εκτίμησης της απόδοσης στους θερμικά οδηγούμενους ψυκτικούς κύκλους είναι ο συντελεστής απόδοσης (COP). Ακόμα και σε έρευνες μεταξύ παρόμοιων ECC συστημάτων, μπορεί να χρησιμοποιούνται διαφορετικοί ορισμοί του COP ανάλογα με το πεδίο ενδιαφέροντος της έρευνας.

Λαμβάνοντας υπόψιν ότι ένα σύστημα ECC είναι ένα θερμικά οδηγούμενος ψυκτικός κύκλος, ένας συνήθης ορισμός του COP είναι ο λόγος της παραγόμενης ψύξης (\dot{Q}_e) με την θερμότητα που εισέρχεται στον ατμοποιητή (\dot{Q}_g), επίσης γνωστός και ως θερμικός συντελεστής απόδοσης (COP_{th}). Ο θερμικός COP δε λαμβάνει υπόψιν την ηλεκτρική κατανάλωση της αντλίας του ECC, η οποία είναι έτσι και αλλιώς πολύ μικρότερη από τη θερμική ισχύ του ατμοποιητή και συχνά θεωρείται αμελητέα και παραλείπεται από τον υπολογισμό. Ο θερμικός COP υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$COP_{ECC,th} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} = \frac{\dot{m}_e (h_4 - h_3)}{\dot{m}_g (h_2 - h_1)} = \omega \frac{h_4 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (3)$$

Σε άλλες περιπτώσεις η ηλεκτρική κατανάλωση της αντλίας ($P_{el,pump}$) του ECC λαμβάνεται υπόψιν (θεωρώντας έναν μηχανικός βαθμό απόδοσης του κινητήρα της αντλίας ίσο με η_M). Σε αυτήν την περίπτωση ο ολικός COP (COP_t) του ECC υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$COP_{ECC,t} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + P_{el,pump}} = \frac{\dot{m}_e (h_4 - h_3)}{\dot{m}_g (h_2 - h_1) + \frac{\dot{m}_g (h_1 - h_6)}{\eta_M}} = \omega \frac{h_4 - h_3}{h_2 - h_1 + \frac{h_1 - h_6}{\eta_M}} \quad (4)$$

Μία άλλη έκφραση του COP που χρησιμοποιείται συχνά βασίζεται στον ορισμό του COP για ηλεκτρικά οδηγούμενους VCC. Αυτή η έκφραση λαμβάνει υπόψιν μόνο την ηλεκτρική κατανάλωση της αντλίας σαν ενεργειακή κατανάλωση του ECC. Ο ηλεκτρικός συντελεστής απόδοσης (COP_{el}) είναι χρήσιμος όταν θεωρείται ότι η θερμότητα που παρέχεται στο ECC είναι «δωρεάν». Τέτοιες περιπτώσεις είναι όταν το ECC τροφοδοτείται από απορριπτόμενη θερμότητα ή από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (ηλιακή ή γεωθερμική). Αυτός ο ηλεκτρικός COP χρησιμοποιείται για να άμεση σύγκριση συστήματος ECC με VCC, καθώς παρέχει πληροφορίες σχετικά με τη δυνητική μείωση ηλεκτρικής κατανάλωσης ανά μονάδα παραγόμενης ψύξης:

$$COP_{ECC,el} = \frac{\dot{Q}_e}{P_{el,pump}} = \frac{\dot{m}_e (h_4 - h_3)}{\frac{\dot{m}_g (h_1 - h_6)}{\eta_M}} = \eta_M \omega \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_6} \quad (5)$$

Οι παραπάνω ορισμοί του COP δε λαμβάνουν υπόψιν την ηλιακή ενέργεια που εισέρχεται στο σύστημα. Εάν η ηλιακή ακτινοβολία η οποία είναι διαθέσιμη στην επιφάνεια των

συλλεκτών (\dot{Q}_{sol}) και η ενέργεια που είναι αποθηκευμένη στο τροφοδοτικό δοχείο (\dot{Q}_{st}) θεωρηθούν ενέργεια που εισέρχεται στο σύστημα SECC, τότε ο ηλιακός COP (COP_{sol}) παίρνει τη μορφή:

$$COP_{sol,t} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{st} + P_{el,pump}} = \frac{\dot{Q}_e}{A_{col} \dot{I}_{sol} + \dot{Q}_{st} + P_{el,pump}} = \frac{\dot{Q}_e}{\frac{\dot{Q}_{col}}{\eta_{col}} + \dot{Q}_{st} + P_{el,pump}} \quad (6)$$

Στην παραπάνω εξίσωση A_{col} είναι η επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών σε (m^2) και \dot{I}_{sol} είναι η ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας (SRI) (W/m^2), ενώ \dot{Q}_{col} είναι η θερμότητα που παράγεται από τους συλλέκτες, θεωρώντας έναν βαθμό απόδοσης για τον συλλέκτη (η_{col}). Η αποδοτικότητα των ηλιακών συλλεκτών (η_{col}). εκφράζεται από τον παρακάτω γενικευμένο τύπο:

$$\eta_{col} = a - b \frac{\bar{T}_{HTF} - T_{amb}}{\dot{I}_{sol}} - c \left(\frac{\bar{T}_{HTF} - T_{amb}}{\dot{I}_{sol}} \right)^2 \quad (7)$$

Οι παράμετροι a, b και c είναι σταθεροί συντελεστές που εξαρτώνται από τον τύπο του συλλέκτη. Στις περισσότερες εγκαταστάσεις ηλιακής ψύξης, τρεις είναι οι πιο κοινά χρησιμοποιούμενοι τύποι ηλιακών συλλεκτών:

- επίπεδοι συλλέκτες (FPCs)
- συλλέκτες σωλήνων κενού (ETCs)
- παραβολικοί συλλέκτες (PTCs).

T_{amb} είναι η θερμοκρασία περιβάλλοντος και T_{HTF} είναι η μέση θερμοκρασία καθώς περνάει από τους συλλέκτες. Για μη συγκεντρωτικό συλλέκτη (πχ FPC και ETC), \dot{I}_{sol} είναι η συνολική (άμεση κα έμμεση SRI) ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας. Τυπικές τιμές των συντελεστών a, b και c φαίνονται στον πίνακα παρακάτω.

Τύπος συλλέκτη	επίπεδος (FPC)	σωλήνων κενού (ETC)	παραβολικός (PTC)
a	0.868	0.774	0.76
b	3.188	1.936	0.22
c	0.018	0.006	-

Πίνακας 1: Τυπικές τιμές των συντελεστών a, b , και c για συλλέκτες τύπου FPC, ETC and PTC

Σε έρευνες που ασχολούνται με λειτουργία σχεδιασμού των SECC, η προσφορά θερμότητας του τροφοδοτικού δοχείου συνήθως αμελείται στον υπολογισμό του ηλιακού

COP. Έπειτα, παραλείποντας την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας της αντλίας, η θερμικός ηλιακός COP μπορεί να διατυπωθεί σύμφωνα με τη παρακάτω σχέση:

$$\text{COP}_{\text{sol,th}} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{\text{sol}}} = \eta_{\text{col}} \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{\text{col}}} = \eta_{\text{col}} \text{COP}_{\text{th}} \quad (8)$$

Ένας ακόμα χρήσιμος δείκτης για την εκτίμηση των ηλιακών συστημάτων θέρμανσης και ψύξης για μια χρονική περίοδο (συνήθως εποχική ή ετήσια) είναι το ηλιακό κλάσμα. Στα συστήματα θέρμανσης ορίζεται ως ο λόγος της χρήσιμης θερμότητας που παράγεται από το ηλιακό σύστημα θέρμανσης ($Q_{\text{heat,SH}}$) και της συνολικής ζήτησης θέρμανσης ($Q_{\text{heat,d}}$):

$$\text{SF}_{\text{heat}} = \frac{Q_{\text{heat,SH}}}{Q_{\text{heat,d}}} \quad (9)$$

Στα ηλιακά συστήματα ψύξης, συνήθως ορίζεται ως ο λόγος της ψύξης που παράγεται από το ηλιακό σύστημα ψύξης ($Q_{\text{cool,SC}}$) και της συνολικής ζήτησης ψύξης ($Q_{\text{cool,d}}$):

$$\text{SF}_{\text{cool}} = \frac{Q_{\text{cool,SC}}}{Q_{\text{cool,d}}} \quad (10)$$

Στα ηλιοθερμικά συστήματα ψύξης, μια βοηθητική πηγή θερμότητας μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να κινήσει το σύστημα ECC όταν η ηλιακή ενέργεια δεν είναι επαρκής. Σε αυτήν την περίπτωση, χρησιμοποιείται ένας εναλλακτικός ορισμός του ηλιακού κλάσματος, ο οποίος λαμβάνει υπόψη την θερμότητα που μεταφέρεται στο ηλιοθερμικό σύστημα ψύξης (STC) από το ηλιακό κύκλωμα ($Q_{\text{STC,sol}}$) και τη συνολική θερμότητα που απαιτείται για να κινείται το STC ($Q_{\text{STC,d}}$) [13].

$$\text{SF}_{\text{STC}} = \frac{Q_{\text{STC,sol}}}{Q_{\text{STC,d}}} \quad (11)$$

Τελικώς, ένας ακόμα δείκτης είναι ο ηλιοθερμικός λόγος (STR), ο οποίος είναι ο λόγος της ψυκτικής ενέργειας και της χρήσιμης θερμότητας που παράγεται από τους ηλιακούς συλλέκτες σε μια χρονική περίοδο. Χρησιμοποιείται για να εκφράσει την αποτελεσματικότητα της ηλιακής ενέργειας που χρησιμοποιείται από το SECC και εκφράζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\text{STR} = \frac{Q_{\text{cool}}}{Q_u} \quad (12)$$

Τα SECC μπορούν να ενσωματωθούν σε πολύ-παραγωγικά συστήματα για παραγωγή θέρμανσης, ψύξης και ισχύος. Θέρμανση σε χαμηλή θερμοκρασία μπορεί να παραχθεί από τον συμπυκνωτή του SECC. Σε τέτοια πολύ-παραγωγικά συστήματα, για τον υπολογισμό της λειτουργίας του συστήματος χρησιμοποιείται η αποδοτικότητα του συνολικού βαθμού απόδοσης που περιγράφεται από την παρακάτω σχέση:

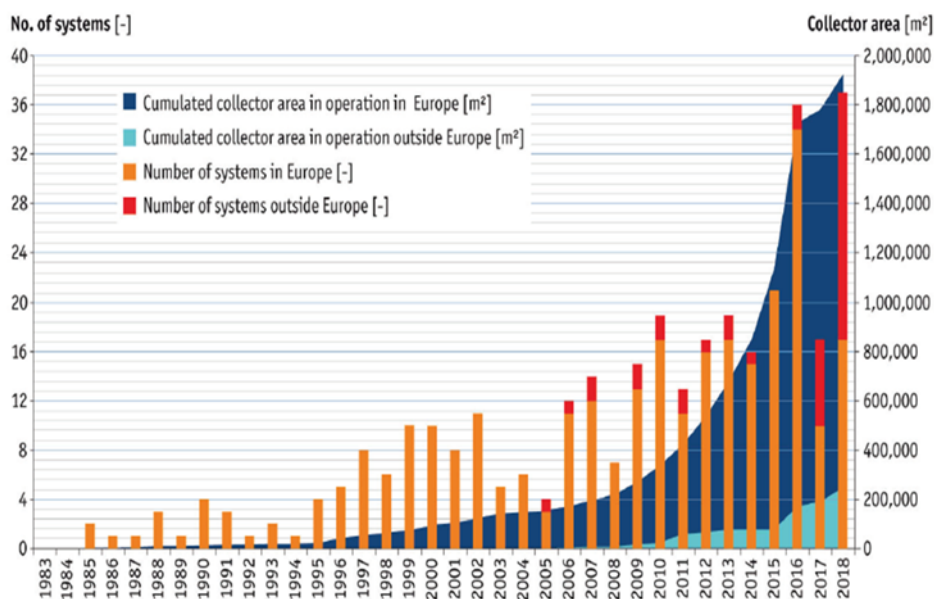
$$\eta_{e,MG} = \frac{\dot{Q}_{cool} + \dot{Q}_{heat} + P_{el,net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (13)$$

Στην παραπάνω εξίσωση, Q_{in} είναι η συνολική εισερχόμενη θερμότητα στο πολύ-παραγωγικό σύστημα.

1.3 Ηλιακή ενέργεια

1.3.1 Ηλιακή ενέργεια στην Ελλάδα

Σε παγκόσμιο επίπεδο το 2018 καταγράφηκε μια θετική αύξηση στην ηλιακή ενέργεια, μετά την πτώση που είχε υπάρξει το 2017. Μια απεικόνιση της εξέλιξης της ηλιακής ενέργειας φαίνεται στο παρακάτω σχήμα. Όπως φαίνεται διακυμάνσεις στην αυξητική τάση των ηλιακών συλλεκτών παρατηρούνται κατά την χρονική αυτή περίοδο τόσο στην Ευρώπη όσο και σε παγκόσμιο επίπεδο.



Σχήμα 7: Απεικονιστική εξέλιξη της εγκατεστημένης επιφάνειας ηλιακών συλλεκτών

Όσον αφορά την Ελληνική αγορά, τα στοιχεία της χώρας δείχνουν ότι η αγορά ακολουθεί μια πιο σταθερή εξέλιξη. Το 2005 η ελληνική ηλιακή αγορά ήταν τέταρτη παγκοσμίως με 3.05 εκατομμύρια m^2 εγκατεστημένης έκτασης ηλιακών συλλεκτών [14].

Παρότι στην Ευρωπαϊκή αγορά υπήρξε μείωση 7%, κάποια έτη όπως το 2014, η Ελλάδα παρέμεινε στις 10 μεγαλύτερες ηλιακές αγορές παγκοσμίως με την θερμική ηλιακή ενέργεια να αυξάνεται κατά 18,9% ετησίως.

Στο τέλος του 2018 η Ελλάδα ήταν στις 5 πρώτες αγορές παγκοσμίως στην θερμική ηλιακή ενέργεια, με ετήσια αύξηση εγκαταστάσεων κατά 4% σε σχέση με το 2017 και ετήσια εξέλιξη της συνολικής εγκατεστημένης χωρητικότητας κατά 2,1%.

Επίσης, παρατηρήθηκε η μεγαλύτερη αύξηση χωρητικότητας από ποτέ στα εγκατεστημένα συστήματα ηλιακής ψύξης και θέρμανσης κατά 230MWth .

Ωστόσο, παρά τη μεγάλη εξάπλωση της θερμικής ηλιακής αγοράς, αυτές οι νέες εγκαταστάσεις αφορούσαν κυρίως παροχές ζεστού νερού στον τομέα του τουρισμού σε νησιά και την αντικατάσταση παλιών θερμικών ηλιακών συστημάτων από νέα.

Με άλλα λόγια, οι εγκαταστάσεις συστημάτων ηλιακής ψύξης/θέρμανσης στην Ελλάδα είναι λιγοστές, κυρίως λόγω των περιορισμών από άποψη αποδοτικότητας και υψηλού κόστους επένδυσης, αλλά και από την απουσία οικονομικού κίνητρου. Στον πίνακα 2 παρουσιάζεται μια πιο αναλυτική λίστα των εγκατεστημένων ηλιακών συλλεκτών για παραγωγή ψύξης και θέρμανσης της χώρας.

Πίνακας 2: Εγκαταστάσεις ηλιακής ψύξης/θέρμανσης στην Ελλάδα. (ETC: συλλέκτες σωλήνων κενού, FPC: επίπεδοι συλλέκτες)

Εγκατάσταση	Αρχή λειτουργίας	Έκταση συλλεκτών (m ²)	Τύπος συλλεκτών	Τρόπος ψύξης	Χωρητικότητα (kW _{th} /kW _c)
American College	1984	615	ETC	Απορρόφηση	350/168
Sarantis SA	1998	2700	FPC	Προσρόφηση	1890 /700
Gomfoi	1999	1040	n/a	-	748/-
Rodos place	2000	1115		-	1890/-
Rethymno village	2000	450	FPC	Απορρόφηση	220/105
Creta Candia Maris	2002	2538			1777/-
Lentzakis S.A.	2002	450	FPC	Απορρόφηση	220/105
Demokritos Research center	2003	160	FPC	Απορρόφηση	50/35
Global Sol Energy	2007	78.6	FPC	Απορρόφηση	75/35
CRES	2011	149.5	FPC	Απορρόφηση	75/35

Όπως γίνεται κατανοητό από τα παραπάνω, η αγορά της ηλιακής ψύξης και θέρμανσης είναι αρκετά περιορισμένη στην Ελλάδα μέχρι στιγμής. Ωστόσο, το γεγονός ότι η Ελλάδα είναι μια από τις μεγαλύτερες αγορές στους ηλιακούς συλλέκτες, με εγκατεστημένη θερμική ισχύ των 3,283 MWth (δεδομένα για τέλος 2018) καθιστά την προοπτική εξέλιξης της ηλιακής ψύξης πολύ καλή δεδομένης της μεγάλης ποσότητας εγκαταστημένων θερμικών ηλιακών συλλεκτών [15].

1.3.2 Ηλιακοί συλλέκτες

Ανάλογα με τα μηχανικά μέσα τα οποία χρησιμοποιούνται, τα συστήματα συλλογής και μετατροπής της ηλιακής ενέργειας σε θερμότητα διακρίνονται σε δύο βασικές κατηγορίες:

- Τα **παθητικά** ηλιακά συστήματα τα οποία αφορούν κατάλληλες αρχιτεκτονικές λύσεις και χρήση των κατάλληλων δομικών υλικών για τη μεγιστοποίηση της απευθείας εκμετάλλευσης της ηλιακής ενέργειας για θέρμανση, δροσισμό ή φωτισμό στα κτίρια χωρίς τη χρήση αντλιών ή άλλων μηχανικών συστημάτων.
- Τα **ενεργητικά** ηλιακά συστήματα στα οποία η θερμότητα κυκλοφορεί στο σύστημα με τη βοήθεια κάποιας αντλίας, ανεμιστήρα κτλ. Στην κατηγορία αυτή εντάσσονται τα ηλιοθερμικά συστήματα τα οποία συλλέγουν την ηλιακή ακτινοβολία και ύστερα την μεταφέρουν με μορφή θερμότητας στο νερό, στον αέρα ή σε κάποιο άλλο ρευστό.

Οι ηλιακοί συλλέκτες αποτελούν το σύστημα συλλογής της θερμότητας ενός ευρύτερου ηλιακού συστήματος, είτε αυτό είναι ενεργητικό είτε παθητικό. Ουσιαστικά πρόκειται για ειδικής μορφής εναλλάκτες θερμότητας, που απορροφούν την ηλιακή ακτινοβολία και μεταφέρουν την ενέργεια σε ένα εργαζόμενο μέσο, το οποίο διαπερνά τον συλλέκτη και αποτελεί την καρδιά κάθε ηλιακού Συστήματος. Κατά αυτόν τον τρόπο η ηλιακή ενέργεια μεταδίδεται μέσω του ρευστού απευθείας για χρήση ή αποθηκεύεται σε κατάλληλο θερμομονωμένο δοχείο για χρήση στο μέλλον.

Υπάρχουν δύο κύριοι τύποι ηλιακών συλλεκτών: οι μη συγκεντρωτικοί και οι συγκεντρωτικοί.

Οι μη συγκεντρωτικοί συλλέκτες χρησιμοποιούν την ίδια επιφάνεια και για τη συλλογή και την απορρόφηση της ηλιακής ακτινοβολίας. Από την άλλη πλευρά, οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες με τη χρήση ανακλαστικών ή διαθλαστικών επιφανειών συγκεντρώνουν την ηλιακή ακτινοβολία που συλλέγουν σε μια μικρότερη επιφάνεια απορρόφησης, έτσι ώστε να αυξηθεί η ροή της απορροφούμενης ακτινοβολίας.

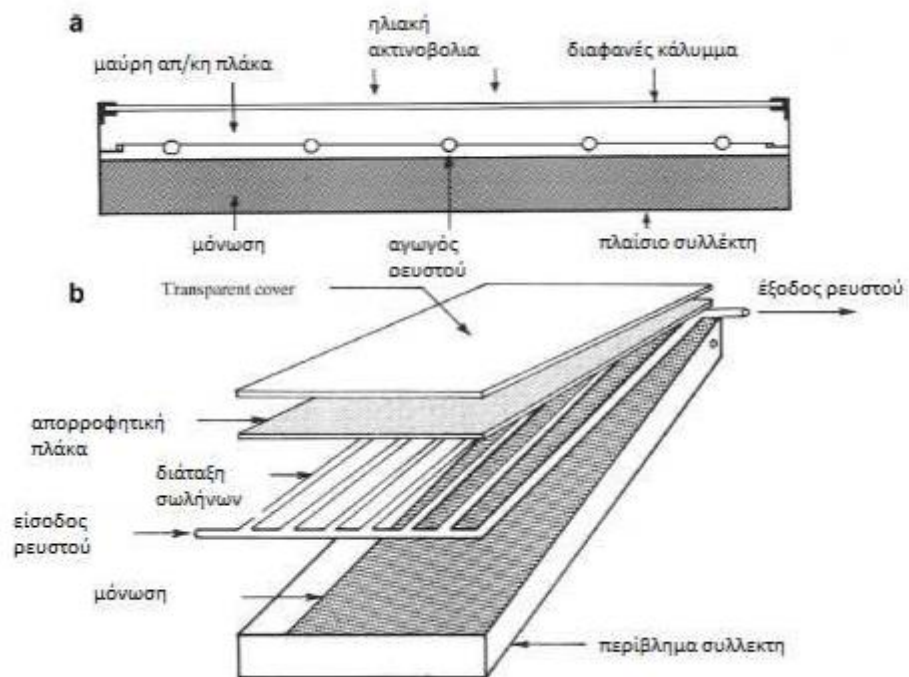
Αυτές οι δυο κατηγορίες περιλαμβάνουν τις εξής υποκατηγορίες:

- Μη συγκεντρωτικοί:
 - i. Επίπεδοι συλλέκτες
 - ii. Συλλέκτες κενού
 - iii. Υβριδικοί PV/T
- Συγκεντρωτικοί:
 - i. Οπτικοί συγκεντρωτές (με τις υποκατηγορίες τους)
 - ii. Μη οπτικοί συγκεντρωτές (σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες)

1.3.3 Επίπεδοι συλλέκτες

Οι επίπεδοι συλλέκτες είναι το πιο ευρέως χρησιμοποιούμενο είδος συλλεκτών στον κόσμο για οικιακά συστήματα θέρμανσης νερού και ηλιακή θέρμανση/ψύξη χώρου. Η λειτουργία τους εξαρτάται από την ένταση της ακτινοβολίας, τη γωνία κλίσης του συλλέκτη, τις συνθήκες περιβάλλοντος (πχ θερμοκρασία περιβάλλοντος, ταχύτητα ανέμου κ.α.) και τις συνθήκες λειτουργίας (πχ θερμοκρασία εργαζόμενου μέσου, θερμικές ιδιότητες του ρευστού). Ένας επίπεδος ηλιακός συλλέκτης αποτελείται από τα εξής μέρη:

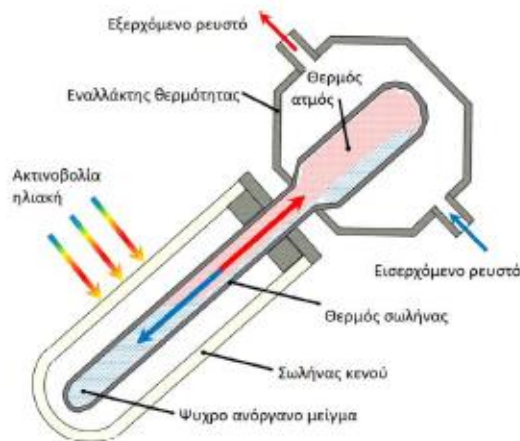
- Το διαφανές κάλυμμα, το οποίο μπορεί να αποτελείται από ένα, δύο ή και περισσότερες διαφανείς πλάκες από γυαλί ή πλαστικό.
- Την φωτοαπορροφητική πλάκα που απορροφά την ηλιακή ενέργεια η οποία είναι μια ειδικά επεξεργασμένη μεταλλική επιφάνεια ή βαμμένη με κατάλληλη βαφή.
- Τους σωλήνες που είναι σε επαφή με την απορροφητική πλάκα μέσα στους οποίους κυκλοφορεί το ρευστό που απάγει τη θερμική ενέργεια από την απορροφητική πλάκα.
- Το περίβλημα που συνήθως είναι μεταλλικό ή πλαστικό, το οποίο ενοποιεί την κατασκευή ενώ παράλληλα προστατεύει το συλλέκτη από τις συνθήκες περιβάλλοντος.
- Την μόνωση στην πίσω και στις πλάγιες πλευρές του συλλέκτη.



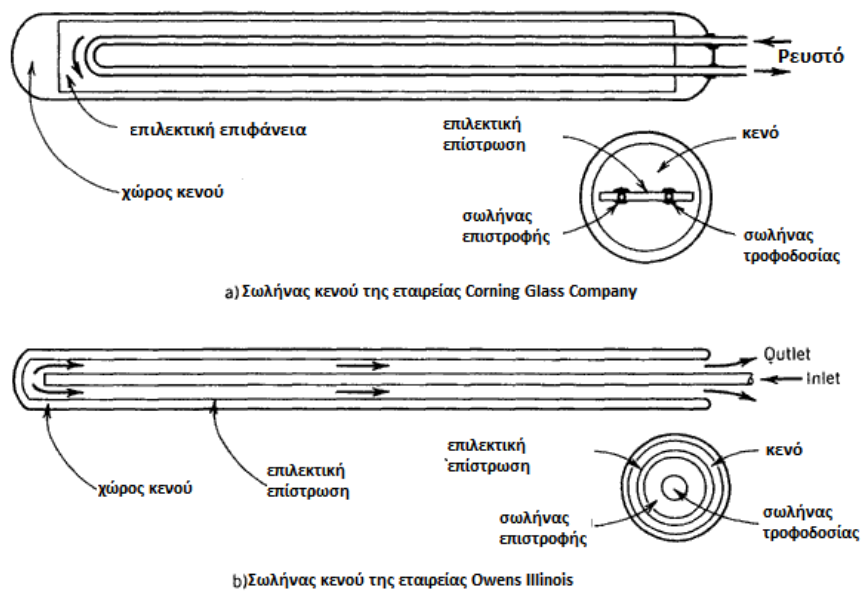
Σχήμα 8: Απεικόνιση επίπεδου ηλιακού συλλέκτη.[16]

1.3.4 Συλλέκτες κενού

Οι συλλέκτες με σωλήνες κενού (vacuum tubes) παγιδεύουν την ηλιακή ενέργεια στο εσωτερικό του υαλοσωλήνα κενού (το κενό αέρος έχει τον μικρότερο συντελεστή θερμικής απώλειας), με αποτέλεσμα να έχουμε χαμηλές ως μηδαμινές θερμικές απώλειες στο περιβάλλον. Πετυχαίνοντας έτσι υψηλότερες θερμοκρασίες από τους συμβατικούς συλλέκτες σε συνθήκες κρύου καιρού αλλά η απόδοσή τους είναι πιο μικρή σε συνθήκες πλήρους ηλιοφάνειας. Επιπρόσθετα οι συλλέκτες με σωλήνες κενού, έχουν ωφέλιμη ζωή πάνω από 25 χρόνια, σε αντίθεση με τους συμβατικούς συλλέκτες που η απόδοσή τους μειώνεται σταδιακά με την πάροδο του χρόνου. Παγκόσμιες έρευνες έχουν αποδείξει ότι η απόδοσή τους σε σχέση με τους επίπεδους συλλέκτες είναι 30-40% μεγαλύτερη. Επίσης μετά από 10-15 χρόνια το μέγιστο που μπορούν να χάσουν σε απόδοση είναι 40% που σημαίνει ότι μετά από 15 χρόνια θα έχουν περίπου την ίδια απόδοση με τους επίπεδους συλλέκτες. [17]



Σχήμα 9:Απεικόνιση τομής σωλήνα ηλιακού συλλέκτη κενού. [18]



Σχήμα 10: (α) Απεικόνιση σωλήνα κενού τύπου U. (β) απεικόνιση ομόκεντρου σωλήνα κενού [19]

1.3.5 Σύγκριση επίπεδων ηλιακών συλλεκτών με συλλέκτες κενού:

- Οι επίπεδοι συλλέκτες έχουν πολύ μειωμένη απόδοση και παρουσιάζουν υψηλό συντελεστή απωλειών σε δυσμενείς συνθήκες λειτουργίας όπως συννεφιά, κρύο, βροχόπτωση.
- Σε αντίθεση με τους επίπεδους οι συλλέκτες κενού δεν περιορίζονται από τις καιρικές συνθήκες και αποδεικνύονται αποδοτικότεροι σε όλο το φάσμα των καιρικών συνθηκών. Αυτό τους καθιστά αξιόπιστους όλες τις εποχές του χρόνου [20],[21],[19],[22], και όπως προαναφέρθηκε έχουν πολύ περιορισμένες απώλειες (μόνο απώλειες ακτινοβολίας). Αξιοσημείωτη είναι και αντοχή τους σε ακραίες θερμοκρασίες της τάξεως των $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ στις οποίες οι συμβατικοί συλλέκτες δε θα μπορούσαν να ανταπεξέλθουν [23].
- Οι συλλέκτες κενού η εσωτερική διάταξη προστατεύεται από τις εξωτερικές συνθήκες υγρασίας. Οι συνθήκες αυτές προκαλούν αλλοίωση των υλικών ενός επίπεδου συλλέκτη του οποίου η κατασκευή δεν παρέχει τέτοια προστασία [24].
- Στους συλλέκτες κενού, εξαιτίας του κυλινδρικού σχήματος των επιμέρους σωλήνων, η ηλιακή ακτινοβολία είναι κάθετη σε κάθε σωλήνα κάθε χρονική στιγμή, οπότε οι συλλέκτες κενού καθόλη τη διάρκεια της μέρας έχουν μέγιστη απόδοση. Οι επίπεδοι συλλέκτες έχουν μέγιστη απόδοση μόνο το μεσημέρι, όταν δηλαδή η ηλιακή ακτινοβολία έρχεται κάθετα στο επίπεδο του συλλέκτη. [25].
- Οι συλλέκτες κενού είναι αποδοτικοί σε πολύ υψηλότερες θερμοκρασίες από ότι οι επίπεδοι συλλέκτες [26].

- Η συντήρηση και επισκευή των συλλεκτών κενού είναι πιο εύκολη και πιο οικονομική από των επίπεδων. Ο κάθε σωλήνας κενού αποτελεί ένα κλειστό κύκλωμα, ανεξάρτητο από το νερό χρήσης. Επομένως, αν καταστραφεί κάποιος σωλήνας, δεν θα υπάρχει διαρροή νερού, ενώ ο συλλέκτης θα συνεχίζει να θερμαίνει κανονικά το κύκλωμα νερού με χαμηλότερη απόδοση. Έτσι, η επισκευή ή συντήρηση δεν προϋποθέτει να σταματήσει η λειτουργία ολόκληρου του συστήματος όπως στους επίπεδους[21].
- Βασικό μειονέκτημα των συλλεκτών κενού είναι οι κατασκευαστικές δυσκολίες που παρουσιάζουν, καθώς πρέπει αφενός να επιτευχθεί υπό πίεση και αφετέρου να συνδεθούν οι δύο σωλήνες. Συνέπεια των δύο αυτών παραγόντων είναι να αυξάνεται το κόστος κατασκευής τους συγκριτικά με τους επίπεδους συλλέκτες. Παρόλα αυτά, τα τελευταία χρόνια σταδιακά μειώνεται αυτή η διαφορά [27].

Όλοι οι παραπάνω λόγοι καθιστούν την επιλογή ηλιακών συλλεκτών κενού πολύ καλύτερη για τους σκοπούς της παρούσας μελέτης. Είναι προφανές ότι βελτιώνεται έτσι ο βαθμός απόδοσης της συνολικής εγκατάστασης καθώς δύναται να παρέχεται ζεστό νερό υψηλής θερμοκρασίας στο σύστημα μας καθόλη τη διάρκεια της μέρας αλλά και όλο το χρόνο. Η απόδοση του συστήματος μένει ανεπηρέαστη από δυσμενείς καιρικές συνθήκες (συννεφιά, βροχή, αέρας, κρύο).

1.4 Ηλιακή ψύξη με ακροφύσιο

Η ηλιακή ψύξη επιτρέπει τη χρήση της άφθονης ηλιακής ενέργειας για παραγωγή ψύξης, έχοντας έτσι τη δυνατότητα να συμβάλει στην ελαχιστοποίηση της κατανάλωσης των ορυκτών καυσίμων και, κατά συνέπεια, τις εκπομπές CO₂ και άλλων ρύπων.

Ταυτόχρονα, δίνει τη δυνατότητα για μείωση της μέγιστης ζήτησης ηλεκτρικής ενέργειας τις ώρες αιχμής, ειδικά σε περιοχές με ζεστό κλίμα, που είναι εκτός δικτύου και υπόκεινται σε περιορισμούς λόγω δυσκολίας διαχείρισης δικτύου σε απομακρυσμένες περιοχές[28].

Επιπλέον, μπορεί να χρησιμοποιηθεί για αποθήκευση ηλιακής θερμότητας και συνεπώς να διαχωρίσει την προσφορά και τη ζήτηση, εξασφαλίζοντας λειτουργική ευελιξία.

Δύο είναι οι διαθέσιμοι τρόποι μετατροπής ενέργειας για την παραγωγή ψύξης από ηλιακή ακτινοβολία. Ο πρώτος τρόπος περιλαμβάνει τη χρήση φωτοβολταϊκών πάνελ (PV panels) και τη χρήση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας για την τροφοδοσία ενός μηχανικά κινούμενου ψύκτη με βάση τη λειτουργία ενός συμβατικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμού (VCC)[29].

PV-VCCs είναι ώριμα τεχνολογικά, πολύ αξιόπιστα και σχετικά φτηνά. Όμως απαιτούν τη χρήση αποθήκης ενέργειας (μπαταρίες) να αντιμετωπίσει τη διαλείπουσα παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ώστε η λειτουργία τους να είναι πλήρως αυτόνομη.

Ο δεύτερος τρόπος αφορά ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες που θα παράγουν θερμότητα για θερμικά κινούμενους ψύκτες. Τα συστήματα ηλιακής ψύξης (STC) περιλαμβάνουν ψύκτες ρόφησης (απορρόφηση και προσρόφηση), ξηραντική ψύξη και συστήματα κύκλου ηλιακής ψύξης με ακροφύσιο (SECC).

Τα παραπάνω στηρίζονται στην αντικατάσταση της μηχανικής συμπίεσης συμβατικών VCC με μια διαδικασία εισαγωγής θερμότητας και, κατά συνέπεια, έχουν σημαντικά χαμηλότερη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας.

Συγκριτικά με τα ηλιακά ηλεκτρικά συστήματα ψύξης, οι τεχνολογίες STC είναι λιγότερο προχωρημένες και ως εκ τούτου έχουν υψηλότερο κόστος εγκατάστασης. Ωστόσο, μπορούν να διαχειριστούν την αποθήκευση ενέργειας πιο εύκολα, καθώς απαιτούν μόνο τροφοδοτικά δοχεία αποθήκευσης, τα οποία είναι φθηνότερα από τις μπαταρίες.

Ένα επιπλέον πλεονέκτημα αφορά τη δυνατότητα μετασκευής των ήδη εγκατεστημένων ηλιακών συλλεκτών, ο αριθμός των οποίων αυξάνεται ραγδαία τις τελευταίες δεκαετίες. Φυσικά, μέχρι σήμερα, η συντριπτική πλειοψηφία των υπαρχόντων ηλιακών θερμικών συστημάτων είναι προσανατολισμένη στη θέρμανση. Συγκεκριμένα, 91% των ηλιακών θερμικών συστημάτων βασισμένων στο νερό καλύπτουν τις ανάγκες ζεστού νερού οικιακής χρήσης (DHW) σε μονοκατοικίες και πολυκατοικίες, 6% χρησιμοποιείται για θέρμανση πισινών, 2% για να παρέχει συνδυασμένη θέρμανση DHW και χώρου (συνδυασμένα συστήματα) και πολύ λιγότερο από 1% χρησιμοποιούνται για ψύξη [28].

Τα παραπάνω δείχνουν ότι αν και το τεχνικό και οικονομικό τοπίο για την ηλιακή ψύξη και τον κλιματισμό γίνεται όλο και πιο ευνοϊκό τα τελευταία χρόνια, οι προκλήσεις της αγοράς παραμένουν.

Μεταξύ των τεχνολογιών STC, τα κύρια πλεονεκτήματα των SECCs σε σύγκριση με τους πιο τεχνολογικά ανεπτυγμένους ψύκτες απορρόφησης, σχετίζονται με την κατασκευαστική τους απλότητα, το σχετικά χαμηλό κόστος, την ευελιξία σχεδιασμού σε σχέση με την επιλογή διαφορετικών οργανικών ρευστών και τις χαμηλές απαιτήσεις συντήρησης, ενώ το κύριο μειονέκτημά τους είναι ο χαμηλότερος συντελεστής απόδοσης (COP)[30].

Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω, οι SECC μπορούν να θεωρηθούν μια ελκυστική λύση καθώς αντιπροσωπεύουν μια ισορροπημένη αντιστάθμιση μεταξύ αποτελεσματικότητας, απλότητας και κόστους.

Το ακροφύσιο το οποίο αποτελεί την «καρδιά» ενός συστήματος SECC εφευρέθηκε αρχικά από τον Sir Charles Parsons γύρω στο 1901 ως μέσο αφαίρεσης αέρα από τον συμπυκνωτή μιας ατμομηχανής. Μερικά χρόνια αργότερα, το 1910, ένα ακροφύσιο χρησιμοποιήθηκε από τον Maurice Leblanc ως μέρος του πρώτου συστήματος ψύξης με τζετ [31]. Η τεχνολογία πέρασε από ένα κύμα δημοτικότητας στις αρχές της δεκαετίας του 1930[6], όπου εφαρμόστηκε για κλιματισμό σε μεγάλα κτίρια [32].

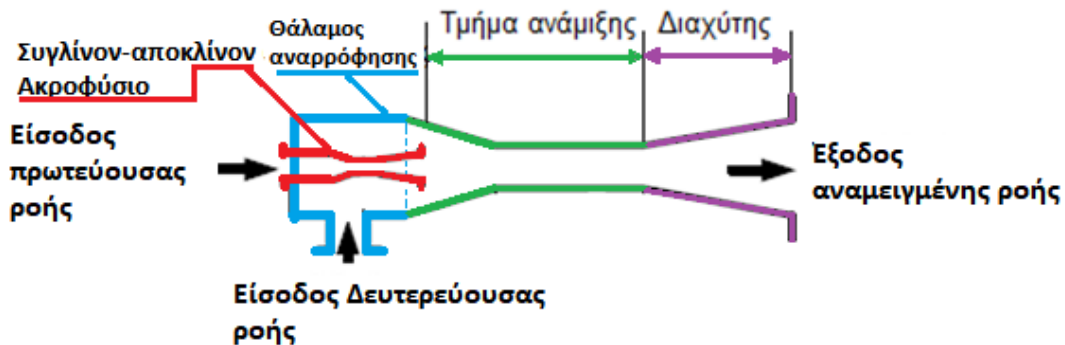
Με την έλευση της ηλεκτροκίνησης, οι κύκλοι ψύξης με χρήση ακροφυσίου (ECC) περιθωριοποιήθηκαν από την πιο αποτελεσματική τεχνολογία με μηχανικής συμπίεσης (VCC) [33].

Ωστόσο, τα τελευταία χρόνια, με την ταχέως αυξανόμενη εγκατεστημένη ισχύ των ηλιακών θερμικών εγκαταστάσεων παγκοσμίως, το ακαδημαϊκό ενδιαφέρον για SECC, καθώς και για εναλλακτικές τεχνολογίες STC, επανέρχεται. Στην πραγματικότητα, ένας μεγάλος αριθμός μελετών τις τελευταίες δύο δεκαετίες επικεντρώθηκε στο σχεδιασμό, τη λειτουργία και τη μοντελοποίηση των ECC και SECC.

1.4.1 Το ακροφύσιο

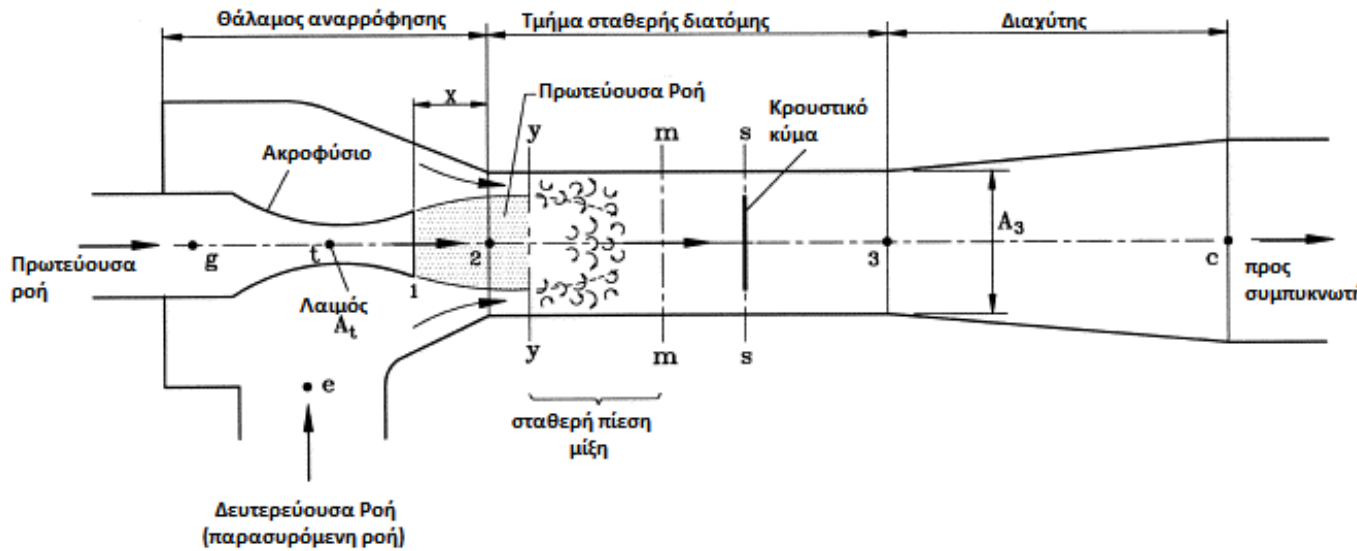
Ακροφύσιο είναι η συσκευή που έχει δυο εισόδους και μία έξοδο. Ένα ρεύμα ρεύμα υψηλής πίεσης (πρωτεύουσα ροή, γνωστή και ως κινητήρια ή οδηγούσα ροή) εισέρχεται από την διατομή εισόδου και αναμιγνύεται με μια ροή χαμηλής πίεσης (δευτερεύουσα ροή, γνωστή και ως παρασυρόμενη ροή) η οποία εισέρχεται από την διατομή εισόδου χαμηλής πίεσης. Οι δυο ροές αναμιγμένες πλέον (αναμιγμένη ροή) ακολουθώντας εκτονώνονται σε μια ενδιάμεση πίεση, αποκαλούμενη αντίθληψη, μέσα από την διατομή εξόδου. Ο στόχος της παραπάνω διαδικασίας είναι η αύξηση της πίεσης του ρεύματος χαμηλής πίεσης παρασύροντας το από ένα επιταχυνόμενο ρεύμα υψηλής πίεσης. Τα κύρια μέρη ενός τέτοιου ακροφυσίου είναι τα παρακάτω:

- Συγκλίνον-Αποκλίνον ακροφύσιο (ΣΑΑ)
- θάλαμος αναρρόφησης
- θάλαμος ανάμειξης ή τμήμα σταθερής διατομής (ΘΑ)
- διαχύτης

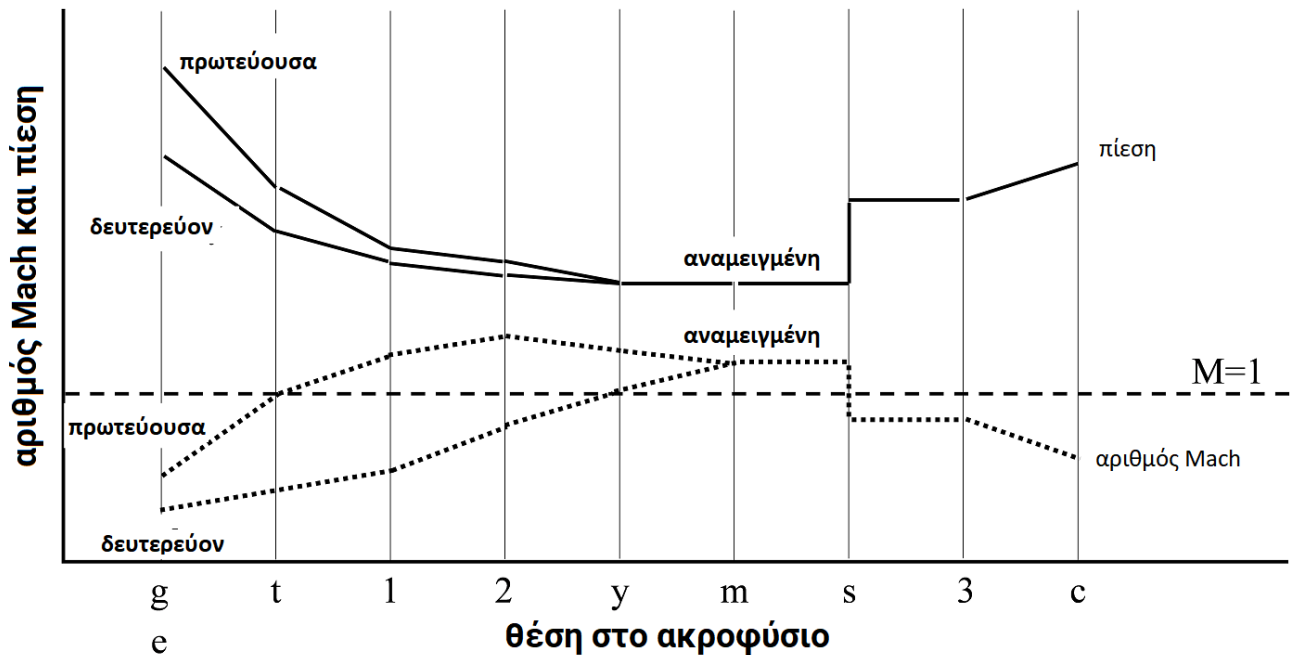


Σχήμα 11. Τα μέρη ενός ακροφυσίου

Ένα πιο αναλυτικό σχήμα του ακροφυσίου φαίνεται στο παρακάτω σχήμα. Κάτω από αυτό το σχήμα είναι σχεδιασμένα τα προφίλ πίεσης και του αριθμού Mach της πρωτεύουσας, δευτερεύουσας και αναμειγμένης ροής κατά μήκος του ακροφυσίου. Η πρωτεύουσα ροή εισέρχεται στο ακροφύσιο (g) μέσα στο συγκλίνον-αποκλίνον ακροφύσιο (ΣΑΑ) με υποηχητική ταχύτητα ($M < 1$). Κατά μήκος του συγκλίνον τμήματος του ακροφυσίου, επιταχύνεται, φτάνοντας την ταχύτητα του ήχου ($M = 1$) στο σημείο του λαιμού (t). Μετά τον λαιμό, επιταχύνεται περισσότερο σε υπερηχητικές ταχύτητες ($M > 1$) μέσω του αποκλίνοντος τμήματος του ΣΑΑ μέχρι την έξοδο του (1). Κατά τη διάρκεια της όλης αυτής διαδικασίας η ταχύτητα της πρωτεύουσας ροής πέφτει από ρ_g σε ρ_t και τελικά σε ρ_1 .



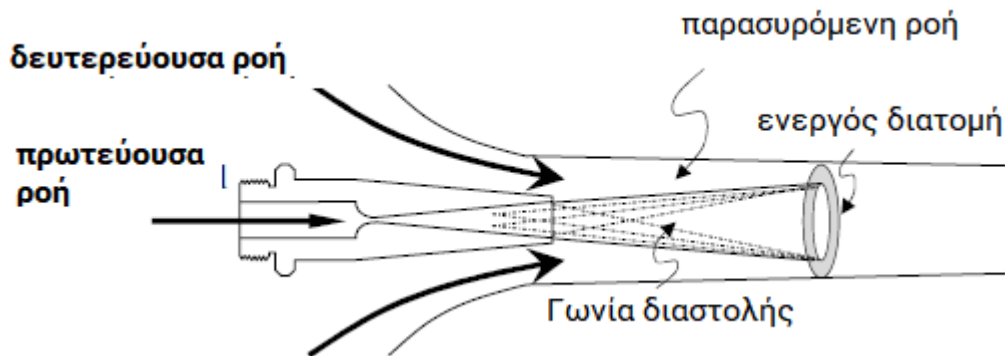
Σχήμα 12: Αναλυτικό σχήμα του ακροφυσίου.



Σχήμα 13: Προφίλ πίεσης και αριθμού Mach κατά μήκος του ακροφυσίου.

Η δευτερεύουσα ροή εισέρχεται στο ακροφύσιο μέσω του θαλάμου αναρρόφησης (e), επίσης με υπερηχητική ταχύτητα. Η ανάμειξη των δύο ροών ξεκινά στην έξοδο του ΣΑΑ (1) και συνεχίζεται κατά μήκος του συγκλίνοντος τμήματος του θαλάμου ανάμειξης (σημεία 1 έως 2) και του θαλάμου ανάμειξης (ΘΑ) (σημεία 2 έως 3). Η διαδικασία είναι στην πραγματικότητα περίπλοκη και αρκετά μοντέλα έχουν προταθεί για να την απλοποιήσουν χωρίζοντας την σε απλούστερες υπο-διαδικασίες. Η πιο κοινή υπόθεση των περισσότερων μοντέλων, αρχικά διατυπώθηκε από τον Keenan [34], είναι ότι η ανάμειξη της πρωτεύουσας και της δευτερεύουσας ροής δεν ξεκινά στην έξοδο του

ΣΑΑ και ότι τα δύο ρεύματα αρχικά κινούνται ανεξάρτητα το ένα από το άλλο πριν αναμυχθούν, όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 14: Διαδικασία ανάμειξης πρωτεύουσας και δευτερεύουσας ροής.

Πιο συγκεκριμένα τα περισσότερα μοντέλα υποθέτουν ότι η δευτερεύουσα ροή περνά από μια σταδιακά μειούμενη δακτυλιοειδή εγκάρσια διατομή ροής που σχηματίζεται από τα τοιχώματα του ακροφυσίου και τον πυρήνα ροής που σχηματίζει η πρωτεύουσα ροή (η οποία διαστέλλεται με συγκεκριμένη γωνία) και επιταχύνεται ενώ η πίεση του πέφτει μέχρι να φτάσει την ταχύτητα του ήχου ($M=1$). Ενώ ο Keenan [34] θεώρησε ότι οι πιέσεις της πρωτεύουσας και της δευτερεύουσας ροής είναι ίσες στην έξοδο του ΣΑΑ και ότι η μείξη του ξεκινά στην είσοδο του ΘΑ, μεταγενέστερα μοντέλα, που διατυπώθηκαν αρχικά από τον Munday και τον Bagster [35][36] (Παραπομπή) και εξελίχθηκαν από τον Huang [37] εισήγαγαν το σενάριο του υποθετικού λαιμού ($\gamma-\gamma$), τυπικά τοποθετημένου μέσα στον ΘΑ, στον οποίο λαιμό η πίεση της πρωτεύουσας και της δευτερεύουσας ροής γίνονται ίσες και η ξεκινά η μείξη τους, η οποία ολοκληρώνεται στην εγκάρσια διατομή $m-m$.

Σε κάθε περίπτωση, υπό κανονική λειτουργία του ακροφυσίου, η αναμειγμένη ροή ακολούθως υφίσταται ένα κρουστικό κύμα στην εγκάρδια διατομή $s-s$, το οποίο οδηγεί σε μια απότομη αύξηση της πίεσης και μείωση της ταχύτητας. Μετά το κρουστικό κύμα, η ροή εισέρχεται στον διαχύτη (σημείο 3) στον οποίο η ταχύτητα της σταδιακά μειώνεται και η πίεση της αυξάνεται ακόμα περισσότερο, μέχρι που τελικά εξέρχεται από το ακροφύσιο (c) έχοντας πίεση ίση με p_c .

Υπάρχουν δύο κύριοι δείκτες απόδοσης για την αξιολόγηση της απόδοσης των ακροφυσίων αυτών.

Ο πρώτος δείκτης είναι ο λόγος ανάμειξης (ω), ο οποίος είναι ο λόγος της παροχής μάζας της δευτερεύουσας και της πρωτεύουσας ροής, που δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$\omega = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} \quad (14)$$

Ο δεύτερος δείκτης είναι ο λόγος πίεσης (r_p), ο οποίος είναι ο λόγος της πίεσης ροής εξόδου και της δευτερεύουσας ροής και εκφράζεται από τον παρακάτω τύπο:

$$r_p = \frac{p_c}{p_e} \quad (15)$$

Προφανώς, μεγαλύτεροι λόγοι ανάμειξης και πίεσης σημαίνουν με καλύτερη απόδοση του ακροφυσίου, καθώς καταδεικνύουν ότι μεγαλύτερα ποσά χαμηλής πίεσης μπορούν να αυξηθούν σε μεγαλύτερες πιέσεις ανά μονάδα μάζας της ροής υψηλής πίεσης.

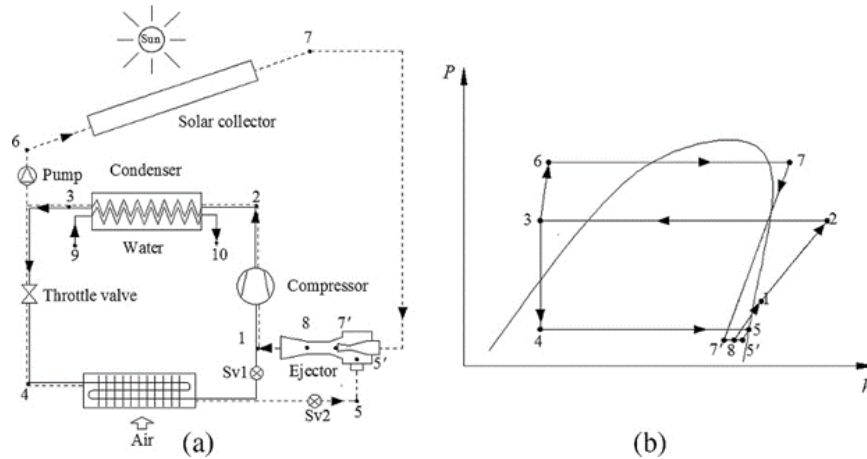
1.5 Βιβλιογραφική ανασκόπηση μελετών σε ηλιακή ψύξη με ακροφύσιο

Στην παράγραφο αυτήν γίνεται μια βιβλιογραφική ανασκόπηση των μελετών που έχουν γίνει πάνω στην ηλιακή ψύξη και πιο συγκεκριμένα σε συνδυασμένα συστήματα ψύξης-θέρμανσης με συνδυασμό των κύκλων συμπίεσης ατμού και ακροφυσίου με την βοήθεια ηλιακών συλλεκτών. Παρακάτω λοιπόν παραθέτετε ένας συνοπτικός πίνακας αυτών των μελετών μαζί με τα βασικά χαρακτηριστικά τους και τους ερευνητές τις διεξήγαγαν.

Πίνακας 3: Ανασκόπηση των μελετών ηλιακής ψύξης με ακροφύσιο

Συγγραφέας	Κύριες συνθήκες λειτουργίας (°C)	Περιγραφή συστήματος	Εργαζόμενο μέσο	Θερμικός βαθμός απόδοσης (%)
Yan et al.[38]	T _g =70°C, T _c =55°C, T _e =-10°C	SW-EVCC για θέρμανση	R134a, R1234yf	COP _{SW-EVCC} =4.07, COP _{VCC} =3.52 COP αύξηση: 52.8%, η _{ex} αύξηση: 52.8% βέλτιστο ρευστό: R1234yf
Chen and Yu[39]	T _c =60°C, T _e =10°C	SW-EVCC για θέρμανση	R134a	COP αύξηση σε σχέση με VCC: 25.07% COP αύξηση σε σχέση με απλό BEVCC: 13.78%
Fan et al.[40]	T _c =45-80°C, T _e =10°C	SW-EVCC για θέρμανση	R290/R600a (μίγμα)	COP=4.49 (VCC), 5.77 (σενάριο A), 4.70 (σενάριο B)
Li et al.[41]	T _g =55-90°C, T _c =33-54°C, T _e =-30(-3)°C	20 kW _{th} CEVCC για θέρμανση	R134a, R141b, R1234yf	COP=4.20 (EVCC), 2.88 (VCC) η _{ex} =12% (EVCC)
Arbel and Sokolov [42]	T _g =50-150°C, T _c =30-60°C, T _e =4°C	SEVCC	R142b	COP _e : μέχρι και 2.0
Xu et al. [43]	T _{HTE} =90°C (μέσος όρος)	HEVCC for cooling in multistory building	ισοβουτάνιο	COP _e = 5.40 (HEVCC), 4.80 (EVCC), 4.50 (VCC) SF=0.657 (HEVCC), 0.628 (EVCC)

Στη μελέτη του Yan και η ομάδα του [38] ασχολήθηκαν με ένα σύστημα με κύκλο ακροφυσίου-συμπύεσης ατμού με λειτουργία εναλλαγής (SW-EVCC) το οποίο φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα. Χρησιμοποίησαν ως εργαζόμενο μέσο τα R134a και R1234yf. Το σύστημα λειτουργούσε υβριδικά όπως περιεγράφηκε και πρωτύτερα με το σύστημα VCC να λειτουργεί βοηθητικά στο σύστημα ECC όταν αυτό αδυνατούσε να καλύψει το φορτίο ζήτησης λόγω έλλειψης ηλιακής ακτινοβολίας.



Σχήμα 15: σύστημα SW-EVCC για θέρμανση που ερευνήθηκε από τον Yan et al. [38]

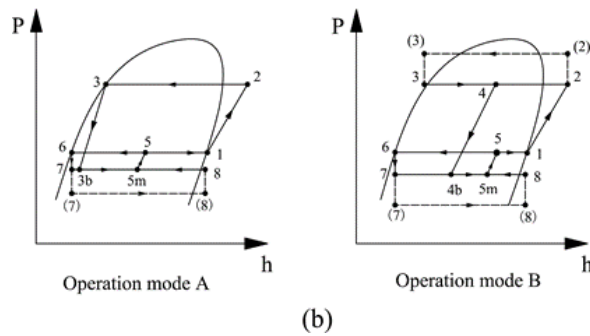
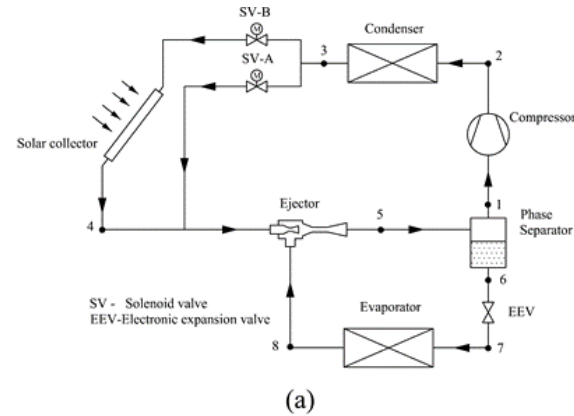
Ο COP του συστήματος ορίστηκε θεωρώντας την κατανάλωση ισχύος του συμπιεστή ή της αντλίας (ανάλογα τον τρόπο λειτουργίας), αγνοώντας την ζήτηση θερμικό φορτίο της ατμογεννήτριας (από τους συλλέκτες), σύμφωνα με τη σχέση:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{prod}}{P_{e,comp} + P_{e,pump}} \quad (16)$$

όπου \dot{Q}_{prod} η χρήσιμη παραγόμενη θέρμανση ή ψύξη. Στις προσομοιώσεις οι θερμοκρασίες της ατμογεννήτριας και του ατμοποιητή κυμαινόταν από 70 μέχρι 90°C και -20 μέχρι 0°C αντίστοιχα ενώ η θερμοκρασία συμπύκνωσης ήταν σταθερή στους 55°C. Εκτιμήθηκε η επιρροή των παραπάνω παραμέτρων στη λειτουργία του συστήματος θεωρώντας διαφορετικούς λόγους πίεσης ακροφυσίου, θερμοκρασίες ατμογεννήτριας και ένταση ηλιακής ακτινοβολίας (SRI).

Η απόδοση του συστήματος συγκρίθηκε με αυτήν ενός συμβατικού VCC. Στο βασικό σενάριο (θερμοκρασία ατμογεννήτριας 70°C και ατμοποιητή -10°C), επιτεύχθηκε COP 4,07 και ήταν 15,3% υψηλότερος από αυτόν του συμβατικού συστήματος του οποίου ήταν 3,52. Στις ίδιες συνθήκες ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης ήταν υψηλότερος κατά 52,8%.

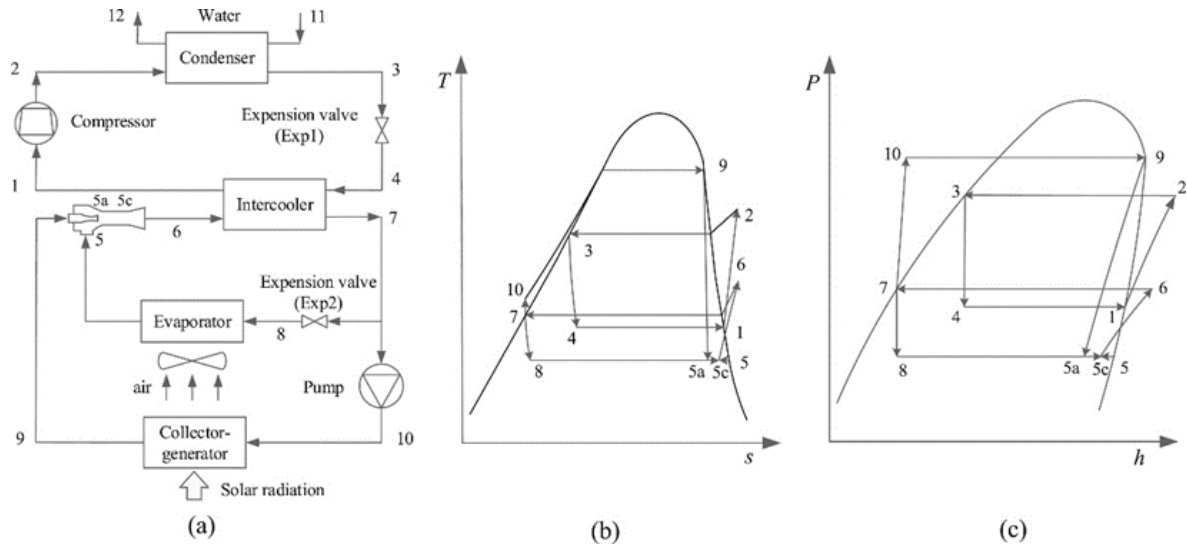
Ένα παρόμοιο σύστημα SW-EVCC για θέρμανση μελετήθηκε από τους Chen και Yu [39], το οποίο φαίνεται στο παρακάτω σχήμα. Όπως και το σύστημα που περιεγράφηκε νωρίτερα το σύστημα λειτουργούσε υβριδικά ανάλογα με την ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας.



Σχήμα 16: Το σύστημα SW-EVCC για θέρμανση των Chen και Yu [39]

Οι ερευνητές έκαναν μια ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση του συστήματος, χρησιμοποιώντας τους ίδιους ορισμούς της προαναφερθείσας μελέτης. Ο COP του συστήματος ήταν υψηλότερος κατά 13,78 % και συγκρινόμενος με ένα βασικό σύστημα ακροφυσίου-VCC και 25,07% συγκρινόμενος με ένα συμβατικό VCC θεωρώντας μια επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών ίση με 5 m², μια ηλιακή ακτινοβολία της τάξεως των 600 W/m και θερμοκρασία συμπύκνωσης ίση με 60°C.

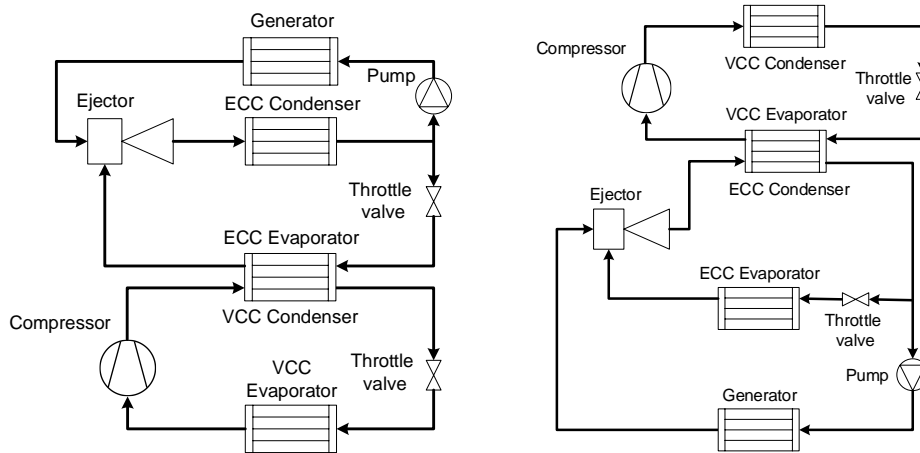
Ο Fan και η ομάδα του [40] μελέτησαν ένα παρόμοιο σενάριο όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα. Το σύστημα συμπεριελάμβανε έναν διαχωριστή φάσης στην έξοδο του συμπυκνωτή και ένας υποψύκτης προστέθηκε επιπλέον στο σύστημα ενώ χρησιμοποιήθηκε ένα ζωοτροπικό μίγμα αποτελούμενο από R290 και R600a σε αναλογία 40/60 ως εργαζόμενο μέσο. Η έρευνα έγινε στο φάσμα δυο σεναρίων όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα. Το σενάριο A όταν οι ηλιακοί συλλέκτες συμμετείχαν στο σύστημα (η βαλβίδα SV-A ανοιχτή) και το σενάριο B όταν μόνο το κύκλωμα VCC ήταν σε λειτουργία (βαλβίδα SV-A κλειστή και SV-B ανοιχτή) όπου στην ουσία ήταν ένα σύστημα EVCC χωρίς την χρήση ηλιακής ενέργειας. Στο βασικό σενάριο, η θερμοκρασία του συμπυκνωτή στην είσοδο κυμαινόταν από 45 έως 80°C και η θερμοκρασία εξόδου του ατμοποιητή θεωρήθηκε σταθερή και ίση με 10°C. Οι ερευνητές θεώρησαν τον λόγο ηλιακής ενέργειας και πηγής θερμότητας αέρα (γνωστός ως λόγος θερμοχωρητικότητας) ίσο με 0,8. Ο βαθμός απόδοσης της λειτουργίας των σεναρίων VCC, A και B ήταν 4,49 , 5,77 και 4,70 αντίστοιχα. Περαιτέρω στο σενάριο λειτουργίας A, ο λόγος συμπίεσης και η ογκομετρική θερμοχωρητικότητα του συμπυκνωτή ήταν υψηλότερα. Ως συμπέρασμα κατέληξαν πως



Σχήμα 18: Το σύστημα CEVCC για θέρμανση που μελετήθηκε από τον Li et al.[41]

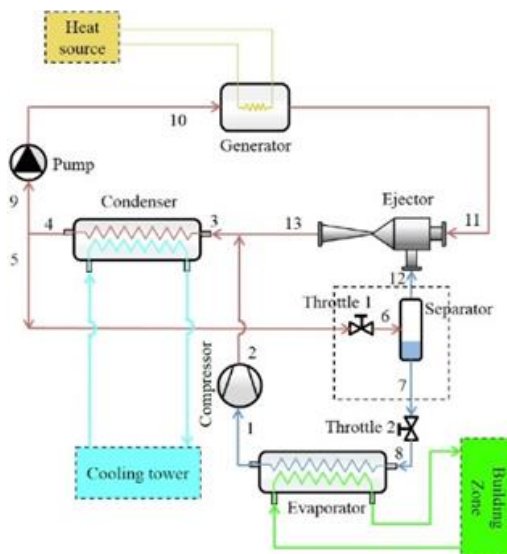
Αυξάνοντας τη θερμοκρασία συμπύκνωσης του ECC μειώθηκαν όλοι οι δείκτες COP. Επιπλέον, μια θετική συσχέτιση μεταξύ της θερμοκρασίας ατμογεννήτριας και των δεικτών βαθμού απόδοσης παρατηρήθηκε. Η αύξηση της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή επέφερε αύξηση του ενεργειακού και του ηλιακού βαθμού απόδοσης του συστήματος αλλά σε μείωση του μηχανικού βαθμού απόδοσης. Ωστόσο παρατηρήθηκε μια συνολική αύξηση της εξεργειακής απόδοσης. Όπως αναμενόταν, η αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης οδήγησε σε μία αύξηση όλων των δεικτών COP. Οι μελετητές επιπρόσθετα συνέκριναν την απόδοση του CEVCC ($COP_e=4.20$) με αυτήν ενός συμβατικού VCC ($COP_e=2.88$) και συμπέραναν πως βελτίωση της απόδοσης κατά 45,8% ήταν δυνατή. Επιπρόσθετα, το σύστημα CEVCC είχε την υψηλότερη εξεργειακή απόδοση κατά 12%.

Arbel and Sokolov [42] μελέτησαν ένα σύστημα CEVCC που λειτουργούσε με οργανικό μέσο R142b. Το σύστημα ECC ήταν ο επιπρόσθετος κύκλος και ως ο ατμοποιητής ECC ήταν ο συμπυκνωτής του VCC, ενώ η ψύξη παραγόταν αποκλειστικά από τον ατμοποιητή VCC (όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα). Οι ερευνητές υπολόγισαν της απόδοση του συστήματος λαμβάνοντας υπόψιν διάφορους δείκτες εκτίμησης όπως τον ηλεκτρικό COP του CEVCC, τον θερμικό COP του ECC και τον θερμικό και ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης του VCC. Η θερμοκρασία του ατμοποιητή του συστήματος ήταν 4°C, ενώ η θερμοκρασία του συμπυκνωτή κυμαινόταν μεταξύ 30 και 60°C. Η θερμοκρασία του ηλιακού κυκλώματος κυμαινόταν και σε κάθε σενάριο η θερμοκρασία της ατμογεννήτριας ρυθμιζόταν ούτως ώστε να μεγιστοποιείται ο ηλιακός COP της συνολικής εγκατάστασης CEVCC. Η απόδοση του συστήματος υπολογιζόταν στην μελέτη της κάθε περίπτωσης, θεωρώντας ως στόχο έναν ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης ίσο με 10 και μια ονομαστική ψυκτική απόδοση των 3,516 kW_{th}. Η θερμοκρασία της ατμογεννήτριας υπολογίστηκε ίση με 99,5°C ενώ η ειδική ψυκτική ισχύς του συστήματος ανά επιφάνεια συλλέκτη ήταν 338,4 W_c/m², και ως εκ τούτου η απαιτούμενη επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών βρέθηκε ίση με 10,4 m².



Σχήμα 19 : Το σύστημα CEVCC για ψύξη (ECC επάνω, VCC κάτω) που βασίστηκε στη μελέτη του Huang et al. [44](αριστερά) και θέρμανσης (ECC κάτω, VCC πάνω) (δεξιά)

Ο Xu και η ομάδα του [43] ερεύνησαν ένα υβριδικό σύστημα EVCC (HEVCC) που θα παρείχε ψύξη σε ένα πενταόροφο κτήριο, το οποίο φαίνεται στο παρακάτω σχήμα. Μια βασική διαφορά αυτού του συστήματος σε σχέση με τα άλλα συστήματα EVCC (**Error! Reference source not found.**) είναι ότι α) η δευτερεύουσα του ακροφυσίου εξάγεται σε μια ενδιάμεση πίεση (μεταξύ πίεσης συμπυκνωτή και ατμοποιητή) από έναν διαχωριστή που είναι τοποθετημένος μεταξύ των στραγγαλιστικών βαλβίδων 1 και 2. β) ο ατμός μετά τον συμπιεστή αναμιγνύεται με τον ατμό που εξέρχεται του ακροφυσίου. Ως αποτέλεσμα, ο συμπιεστής και το ακροφύσιο έχουν την ίδια πίεση αποτόνωσης. Οι ερευνητές επικεντρώθηκαν επίσης στην μελέτη της επιρροής του ύψος του κτηρίου στην απόδοση του συστήματος και την συνέκριναν με ένα συμβατικό σύστημα EVCC (**Error! Reference source not found.**). Συλλέκτες κενού θεωρήθηκαν η πηγή θερμότητας στο σύστημα, όντας τοποθετημένοι στην οροφή του κτηρίου. Το σύστημα που θεωρήθηκε φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 20: Το σύστημα EVCC για ψύξη που μελετήθηκε από τον Xu et al. [43]

1.6 Επιστημονικό Ερώτημα

Βάσει των παραπάνω, η παρούσα διπλωματική εργασία θα ασχοληθεί με το σχεδιασμό ενός συστήματος ηλιακής ψύξης με ακροφύσιο και τη σύζευξή της με ένα συμβατικό σύστημα προκειμένου να εξασφαλίσει την πλήρη κάλυψη των αναγκών μιας οικίας μέγιστου φορτίου 4 kW. Τα ερωτήματα που θα κληθεί να απαντήσει η εν λόγω εργασία στα επόμενα κεφάλαια είναι τα εξής:

- Πώς μοντελοποιείται ένα ακροφύσιο και ποια συμπεράσματα προκύπτουν ως προς τη βέλτιστη γεωμετρία του;
- Πώς διαστασιολογούνται κατάλληλα οι επιμέρους συνιστώσες ενός συστήματος με ακροφύσιο και πώς οι συνιστώσες μιας συμβατικής ηλεκτρικής αντλίας θερμότητας νερού-νερού;
- Πώς αποτιμάται το συνολικό κόστος μιας τέτοιας εγκατάστασης με βάση και τα αποτελέσματα της διαστασιολόγησης;
- Ποια η οικονομικότητα μιας τέτοιας εγκατάστασης και ποιες οι κρίσιμοι παράμετροι προκειμένου να γίνει βιώσιμη;

2. Το σύστημα Sunclim

2.1 Εισαγωγή στο σύστημα Sunclim

Στο κεφάλαιο αυτό αναλύεται και επεξηγείται το σύστημα Sunclim. Αρχικά παρουσιάζεται και σχολιάζεται το μονογραμμικό διάγραμμα της εγκατάστασης ενώ στη συνέχεια συνοψίζονται οι βασικές παραδοχές που ακολουθήθηκαν για το σχεδιασμό του και τη διαστασιολόγηση των συνιστωσών εξοπλισμού του συστήματος.














Το προτεινόμενο σύστημα SunClim αποτελείται από τα εξής υποσυστήματα:

- Σύστημα ηλιακών συλλεκτών υψηλής απόδοσης.
- Ένα σύστημα κύκλου ψύξης με ακροφύσιο (ECC)
- Ένα σύστημα κύκλου ψύξης/θέρμανσης με συμπίεση ατμού (VCC).

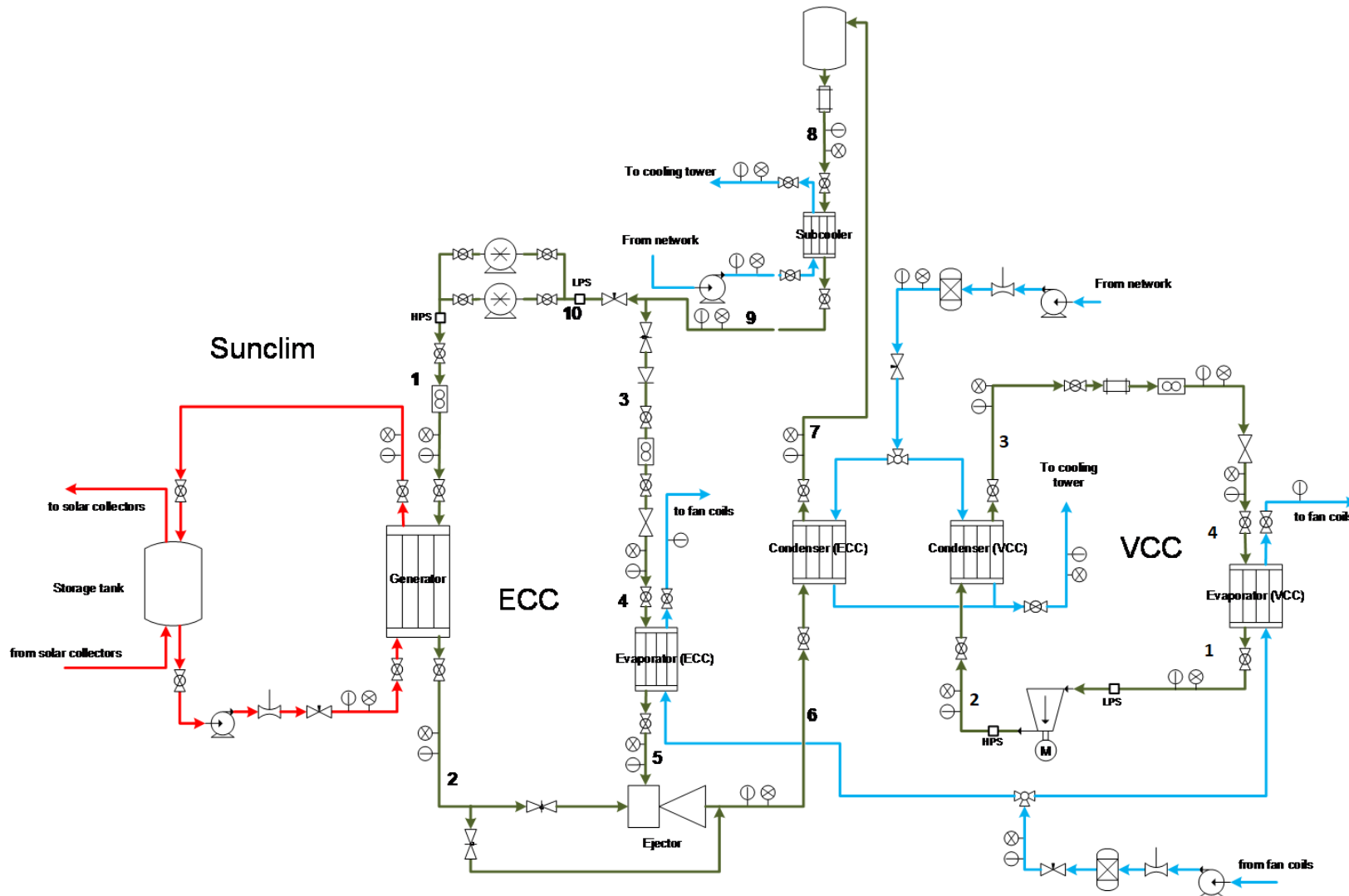
Το σύστημα στην ουσία συνιστά συνδυασμό μίας συμβατική αντλία θερμότητας η οποία μπορεί να λειτουργεί για την κάλυψη θερμικών και ψυκτικών φορτίων, που όμως είναι συνδυασμένη με το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών και το σύστημα ψύξης με ακροφύσιο. Το βασικό πλεονέκτημα του συστήματος SunClim είναι η δυνατότητα που παρέχει για κάλυψη μέρους των θερμικών και ψυκτικών αναγκών του κτηρίου μέσω της αξιοποίησης της ηλιακής ακτινοβολίας. Μπορεί έτσι να οδηγήσει σε σημαντική εξοικονόμηση ενέργειας και κόστους καθώς και σε μείωση των εκπομπών CO₂, καθώς μειώνεται η κατανάλωση ηλεκτρισμού από την αντλία θερμότητας.

2.2 Μονογραμμικό διάγραμμα συστήματος Sunclim

Στη συνέχεια παρουσιάζεται το μονογραμμικό διάγραμμα της εγκατάστασης Sunclim όπως αυτή μελετήθηκε και διαστασιολογήθηκε στην συνέχεια για να σχεδιαστεί το τρισδιάστατο μοντέλο της. Το υπόμνημα του διαγράμματος φαίνεται στο παρακάτω σχήμα:

	Τρίοδη βαλβίδα
	Αντεπίστροφη βαλβίδα
	Ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα
	Σφαιρική βαλβίδα
	Ρυθμιστική βαλβίδα
	Ηλεκτρική θερμοστατική βαλβίδα
	Πρεσοστάτης
	Παροχόμετρο νερού και θερμικού ρευστού
	Δοχείο διαστολής
	Παροχόμετρο ψυτικού (Copiolis)
	Κυκλοφορητής
	Τροφοδοτικό δοχείο
	Φίλτρο

Σχήμα 21: Υπόμνημα μονογραμμικού διαγράμματος



Σχήμα 22: Μονογραμμικό διάγραμμα συστήματος SunClim

2.2.1 Κύκλωμα ηλιακών συλλεκτών

Όπως μπορεί να φανεί στο σχήμα, οι ηλιακοί συλλέκτες τροφοδοτούν το κύκλωμα συλλεκτών (με κόκκινο χρώμα) με το θερμικό ρευστό, το οποίο αποθηκεύεται σε ένα δοχείο αποθήκευσης, και από αυτό μεταφέρεται στην ατμογεννήτρια (generator) του ECC προκειμένου να προσδώσει τη θερμότητα που είναι αναγκαία για την ατμοποίηση του εργαζόμενου ρευστού. Στη συνέχεια το θερμικό ρευστό αφού εξέλθει από τον εναλλάκτη με μειωμένη θερμοκρασία επανεισέρχεται στο τροφοδοτικό δοχείο. Στο κύκλωμα αυτό χρησιμοποιείται ένας κυκλοφορητής θερμικού ρευστού καθώς και μία ρυθμιστική αντλία για τον έλεγχο της παροχής του προς τον εναλλάκτη θέρμανσης.

2.2.2 Κύκλωμα ECC

Το δεύτερο κύκλωμα του συστήματος είναι το κύκλωμα του ECC (πράσινο χρώμα), στο οποίο ρέει το εργαζόμενο οργανικό ρευστό. Το ρευστό αυτό συμπιέζεται στις αντλίες (σημείο 1) και στη συνέχεια ατμοποιείται στον εναλλάκτη θέρμανσης (σημείο 2) πριν εισαχθεί στο ακροφύσιο. Ο λόγος επιλογής δύο αντλιών σε παράλληλη σύνδεση αντί μίας μόνο αντλίας με μεγαλύτερη ονομαστική παροχή είναι η αυξημένη ευελιξία και η λειτουργία των αντλιών με καλύτερο βαθμό απόδοσης σε περίπτωση της λειτουργίας του συστήματος σε χαμηλότερα φορτία του ονομαστικού που παρέχει αυτή η συνδεσμολογία.

Όπως μπορεί να φανεί στο σχήμα, το σύστημα περιλαμβάνει ένα βρόχο παράκαμψης (bypass) παράλληλα από το βρόχο του ακροφυσίου. Η επιλογή της διαδρομής κυκλοφορίας του ρευστού ρυθμίζεται με δύο ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες. Κατά την εκκίνηση του συστήματος, ο βρόχος παράκαμψης είναι ανοικτός ενώ ο βρόχος του ακροφυσίου κλειστός, μέχρις ότου το σύστημα ισορροπήσει σε κατάλληλη κατάσταση ώστε η κατάσταση του ρευστού στην έξοδο του εναλλάκτη ατμοποίησης να είναι η επιθυμητή (πίεση και θερμοκρασία). Όταν αυτό επιτευχθεί, ο βρόχος παράκαμψης κλείνει και ο βρόχος του ακροφυσίου ανοίγει, ώστε ο κύκλος ECC να τεθεί σε λειτουργία. Επιπλέον, σε περίπτωση που αυξηθεί υπερβολικά η πίεση ανάντι του ακροφυσίου, για λόγους ασφαλείας ανοίγει η ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα του βρόχου παράκαμψης προκειμένου να μειωθεί η πίεση του κυκλώματος και να αποφευχθούν τυχόν βλάβες.

Το ρευστό στην έξοδο του ακροφυσίου (σημείο 6) οδηγείται κατόπιν στο συμπυκνωτή του ECC (condenser), όπου συμπυκνώνεται παράγοντας θερμότητα. Στη συνέχεια (σημείο 7) το ρευστό συσσωρεύεται στο τροφοδοτικό δοχείο (receiver) και κατόπιν (σημείο 8) στον εναλλάκτη υπόψυξης, προκειμένου να μειωθεί ελαφρά η θερμοκρασία του (σημείο 9) ώστε να αποφευχθούν ανωμαλίες κατά τη λειτουργία των αντλιών. Στη συνέχεια, το κύκλωμα διαχωρίζεται στα δύο καθώς ένα μέρος του ρευστού οδηγείται στις αντλίες (σημείο 10) ενώ το υπόλοιπο προς την εκτονωτική βαλβίδα (σημείο 3) και στη συνέχεια στον εναλλάκτη ψύξης (σημείο 4) από τον οποίο εξέρχεται σε κατάσταση ατμού (σημείο 5) ώστε να εισέλθει στο ακροφύσιο. Έχει προβλεφθεί η δυνατότητα αυτόματης απομόνωσης του βρόχου του ατμοποιητή ψύξης με την προσθήκη μιας ακόμα ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας στην αρχή του. Επιπλέον, στο βρόχο θα τοποθετηθεί και μια αντεπίστροφη βαλβίδα, προκειμένου να αποφευχθεί η ολική παράκαμψη αυτού από το ψυκτικό ρευστό. Πρόσθετες σφαιρικές βαλβίδες θα τοποθετηθούν σε όλα τα σημεία του κυκλώματος ώστε να είναι δυνατή η τμηματική του απομόνωση σε περίπτωση εργασιών τροποποιήσεων και συντήρησης. Επιπλέον, το κύκλωμα περιλαμβάνει πρεσοστάτες χαμηλής και υψηλής πίεσης πριν και μετά

τις αντλίες, αντίστοιχα, ώστε να διασφαλίζεται η ομαλή λειτουργία των αντλιών καθώς και η αποφυγή ανάπτυξης υπερβολικά υψηλών πιέσεων για λόγους ασφαλείας.

Η μέτρηση της παροχής γίνεται σε δύο σημεία: πριν τον εναλλάκτη θέρμανσης καθώς και πριν από τον ατμοποιητή ψύξης. Έτσι είναι δυνατόν να υπολογιστεί με ακρίβεια η θερμική ισχύς των δύο αυτών εναλλακτών καθώς και η θερμική ισχύς του συμπιεστή (μέσα από τον έμμεσο υπολογισμό της παροχής μάζας του ψυκτικού ρευστού στην είσοδό του). Επιπλέον, οι μετρήσεις παροχής επιτρέπουν τον προσδιορισμό της απαιτούμενης ισχύος των αντλιών. Τέλος, η μέτρηση της πίεσης και της θερμοκρασίας γίνεται μέσω της εγκατάστασης κατάλληλων μετρητικών οργάνων σε όλα τα κρίσιμα σημεία της εγκατάστασης, που επιτρέπουν τον πλήρη καθορισμό όλων των χρήσιμων παραμέτρων λειτουργίας της.

2.2.3 Κύκλωμα VCC

Το σύστημα κύκλου ψύξης/θέρμανσης με συμπίεση ατμού (VCC) περιλαμβάνει το Συμπυκνωτή, τον Ατμοποιητή, την εκτονωτική βαλβίδα και το Συμπιεστή. Είναι ένας συμβατικός κύκλος συμπίεσης ατμού ο οποίος θα λειτουργεί σε συνεργασία και υβριδικά με το κύκλωμα ECC. Ο ρόλος του συστήματος VCC είναι επικουρικός σε αυτόν του ECC.

2.2.4 Κυκλώματα ψύξης και θέρμανσης

Το κύκλωμα παραγωγής ψύξης αποτελείται από τους δύο ατμοποιητές ψύξης των κύκλων ECC και VCC. Αντίστοιχα, το κύκλωμα ψυκτικού νερού του συστήματος, στο οποίο απορρίπτεται θερμότητα, αποτελείται από τους συμπυκνωτές των δύο κύκλων. Τα δύο κυκλώματα, τα οποία διαρρέονται από νερό, είναι διακριτά μεταξύ τους. Σε κάθε ένα χρησιμοποιείται ένας κυκλοφορητής νερού και μία ρυθμιστική βαλβίδα για τον έλεγχο της παροχής του. Επιπλέον, σε κάθε κύκλωμα υπάρχει μία τρίοδη βάννα που κατευθύνει το νερό είτε στον ECC είτε στο VCC, ανάλογα με την κατάσταση λειτουργίας του συστήματος.

Το νερό του κυκλώματος παραγωγής ψύξης, αφού εξέλθει από τους ατμοποιητές, οδηγείται στα fan coils του εργαστηρίου όπου θερμαίνεται και επανακυκλοφορεί στο σύστημα. Αντίστοιχα, το νερό του κυκλώματος των συμπυκνωτών, αφού εξέλθει από τους συμπυκνωτές οδηγείται στον πύργο ψύξης του εργαστηρίου προκειμένου να απορρίψει την παραγόμενη θερμότητα. Μέσω της τοποθέτησης αισθητηρίων θερμοκρασίας πριν και μετά τους εναλλάκτες του νερού, καθώς και την εγκατάσταση δύο παροχόμετρων νερού (ένα για κάθε κύκλωμα), είναι δυνατός ο προσδιορισμός της παραγόμενης ψυκτικής και θερμικής ισχύος.

2.2.5 Στρατηγική ελέγχου του συστήματος

Στο σύστημα οι βασικές παράμετροι ελέγχου-επενέργειας είναι οι ακόλουθες:

- iii. Ρύθμιση περιστροφικής ταχύτητας αντλιών μέσω των inverters. Μέσω της ρύθμισης της ταχύτητας των αντλιών μπορεί να γίνει έλεγχος της παροχής μάζας της πρωτεύουσας ροής που εισέρχεται στον εναλλάκτη θέρμανσης.
- iv. Ρύθμιση παροχής μάζας θερμικού ρευστού στον εναλλάκτη θέρμανσης μέσω της ρυθμιστικής βαλβίδας του κυκλώματος. Μέσω της παραμέτρου αυτής καθορίζεται η προσδιδόμενη θερμότητα στο κύκλωμα του ECC.
- v. Ρύθμιση του λόγου αναρρόφησης μέσω της ρυθμιστικής βαλβίδας του βρόχου πρωτεύουσας ροής
- vi. Ρύθμιση παροχής ψυκτικού νερού στους συμπυκνωτές και στους ατμοποιητές των ECC και VCC μέσω των αντίστοιχων ρυθμιστικών βαλβίδων. Μέσω της ρύθμισης των παροχών αυτών καθορίζεται το ποσό απορροφούμενης (από τον ψυχόμενο χώρο) και απορριπτόμενης (στο κύκλωμα νερού των συμπυκνωτών) θερμότητας. Εμμέσως, με τον έλεγχο των παροχών αυτών καθορίζονται οι θερμοκρασίες/πιέσεις κορεσμού στους εναλλάκτες αυτούς.

2.2.6 Αρχή λειτουργίας του συστήματος

Η αρχή λειτουργίας του συστήματος είναι απλή. Πιο συγκεκριμένα, κατά τους χειμερινούς μήνες, η θερμότητα που παράγεται από τους συλλέκτες αξιοποιείται για την κάλυψη των θερμικών φορτίων. Αντίστοιχα, κατά τους θερινούς μήνες, η θερμότητα των συλλεκτών οδηγείται στο σύστημα ECC, μέσω του οποίου παράγεται ψύξη (ηλιακή ψύξη). Σε κάθε περίπτωση, η συμβατική αντλία θερμότητας που είναι ενσωματωμένη στο σύστημα μπορεί να λειτουργεί ως εφεδρική (back up) μονάδα παραγωγής θερμότητας και ψύξης, στην περίπτωση που η διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία δεν επαρκεί για την πλήρη κάλυψη των θερμικών και ψυκτικών φορτίων. Πρόκειται επομένως για ένα υβριδικό σύστημα που βασίζεται στην αξιοποίηση ηλιακής ενέργειας και ηλεκτρισμού.

Τα βασικά πλεονεκτήματα του συστήματος περιλαμβάνουν:

- Απλή κατασκευή, βασιζόμενη στον καινοτόμο συνδυασμό ώριμων και δοκιμασμένων τεχνολογιών (ηλιακοί συλλέκτες, αντλία θερμότητας) υψηλής απόδοσης.
- Ευέλικτη και απλοποιημένη λειτουργία, που μπορεί να προσαρμοστεί εύκολα σε μεταβαλλόμενες θερμικές και ψυκτικές ανάγκες.
- Μικρό μέγεθος και σπονδυλωτή κατασκευή. Το σύστημα SunClim μπορεί να συνδεθεί πολύ εύκολα ως αυτόνομη (standalone) μονάδα με το δίκτυο τερματικών μονάδων θέρμανσης και ψύξης του κτηρίου. Σε περίπτωση υψηλών φορτίων, είναι η δυνατότητα προσθήκης επιπλέον μονάδων σε παράλληλη μεταξύ τους σύνδεση για την κάλυψή τους.
- Αξιοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας τόσο κατά τη χειμερινή όσο και κατά τη θερινή περίοδο, που μπορεί να οδηγήσει σε σημαντική εξοικονόμηση ενέργειας, ιδιαίτερα σε περιοχές υψηλής ηλιοφάνειας.

3. Διαστασιολόγηση ακροφυσίου

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται η μελέτη του ακροφυσίου της εγκατάστασης. Η μελέτη αυτή αφορά τις διαστάσεις που ορίζουν τη γεωμετρία του καθώς και ανάλυση της ροής του ρευστού μέσα από αυτό σε προσομοίωση του προγράμματος Solidworks.

3.1 Γεωμετρία ακροφυσίου

Ο σχεδιασμός του ακροφυσίου έγινε σύμφωνα με τα σχέδια από τις μελέτες υπολογιστικής ρευστομηχανικής (CFD) και τα πειράματα του Rusly et al. [45] καθώς και μετέπειτα ερευνών πάνω σε αυτήν οι οποίες χρησιμοποίησαν ως ψυκτικό μέσο το R141b [46]. Βάση αυτών ολόκληρος ο εγχυτήρας μπορεί να σχεδιαστεί χρησιμοποιώντας μόνο τρεις βασικές παραμέτρους:

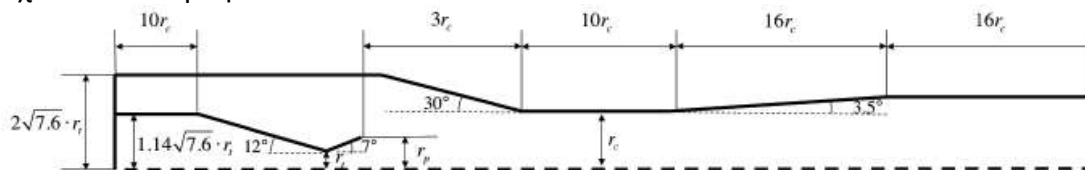
- ακτίνα λαιμού πρωτεύοντος ακροφυσίου (r_t),
- ακτίνα εξόδου πρωτεύοντος ακροφυσίου (r_p)
- ακτίνα τμήματος σταθερής ακτίνας (r_c).

Η βέλτιστη απόσταση μεταξύ της εξόδου του ακροφυσίου πρωτεύουσας ροής και της εισόδου τμήματος σταθερής διατομής είναι 5 φορές τη διάμετρο του τμήματος σταθερής διατομής. Άλλες μελέτες χρησιμοποίησαν την απόσταση 1,5 φορές τη διάμετρο του τμήματος σταθερής διατομής και για αυτό δοκιμάσαμε και τις δύο περιπτώσεις.

Το μήκος του διαχύτη είναι 8 φορές η διάμετρος του τμήματος σταθερής διατομής με γωνία απόκλισης $3,5^\circ$ ως βέλτιστη. Η γωνία κλίσης του συγκλίνοντος ακροφυσίου πρωτεύουσας ροής 12° και του αποκλίνοντος 7° . Η γωνία του θαλάμου ανάμειξης στην είσοδο λήφθηκε 10° και μετέπειτα αυξήθηκε σε 30° για βελτίωση των αποτελεσμάτων. Η βέλτιστη κλίση, ωστόσο είναι $\sqrt{7.6}$ φορές τη διάμετρο του λαιμού πρωτεύοντος ακροφυσίου.

Για λόγους συνέπειας, το μήκος του πρωτεύοντος ακροφυσίου τέθηκε επίσης 5 φορές τη διάμετρο του τμήματος σταθερής διατομής.

Οι κανόνες που περιεγράφηκαν, φαίνονται παραστατικά στο παρακάτω αξονοσυμμετρικό σχέδιο του ακροφυσίου:



Σχήμα 23: Αξονοσυμμετρικό σχήμα του ακροφυσίου με τους κανόνες διαστάσεων.

Οι τρεις βασικές διαστάσεις που χρειάζονταν για να υπολογιστούν όλες οι διαστάσεις του ακροφυσίου πάρθηκαν από τα αποτελέσματα του προγράμματος «ejector_design_4.m» σε Matlab.

Η μελέτη αυτή είχε πραγματοποιηθεί σε κώδικα MATLAB (ejector_design_4.m) με χρήση των θερμοκρασιακών μεγεθών από το COOLPROP.

Βάση αυτού του προγράμματος μπορεί να οριστεί το ψυκτικό μέσο που θα χρησιμοποιηθεί και τα στοιχεία στα σημεία εισόδου και εξόδου (παροχή μάζας, θερμοκρασία, πίεση).

Μια σχηματική απεικόνιση των δεδομένων που τέθηκαν φαίνεται παρακάτω.

Τέθηκαν τα εξής:

Ψυκτικό μέσο: R134-A

T_{gen} : Θερμοκρασία εισόδου υψηλής πίεσης

DT_{sh_gen} : βαθμοί υπερθέρμανσης

p_p : πίεση εισόδου υψηλής πίεσης

m_p : παροχή υψηλής πίεσης

er : λόγος ανάμειξης (ω)

m_s : παροχή χαμηλής πίεσης

T_{evap_c} : θερμοκρασία χαμηλής πίεσης

DT_{sh_evap} : υπερθέρμανση

p_s : πίεση χαμηλής πίεσης

Επίσης θεωρήθηκαν και τα εξής:

p_c } θεωρητική έξοδος ejector με $u_c = 0$

T_c }

p_{dif} } πραγματική έξοδος ejector με $u_c > 0$

T_{dif} }

Πρόεκυψαν τα εξής από το πρόγραμμα:

r_i : Ακτίνα λαιμού πρωτεύουσας ροής

r_p : Ακτίνα εξόδου πρωτεύουσας ροής

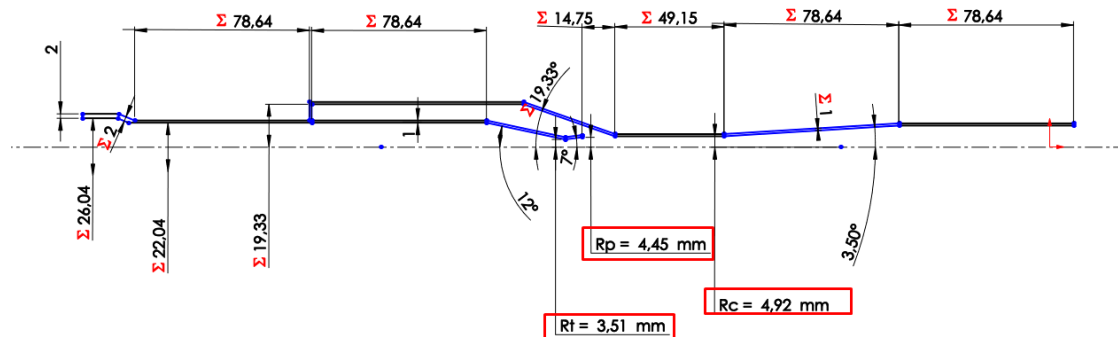
r_c : Ακτίνα σταθερού τμήματος

Οι τιμές που λήφθηκαν από τον αλγόριθμο φαίνονται στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 4: Αποτελέσματα αλγορίθμου

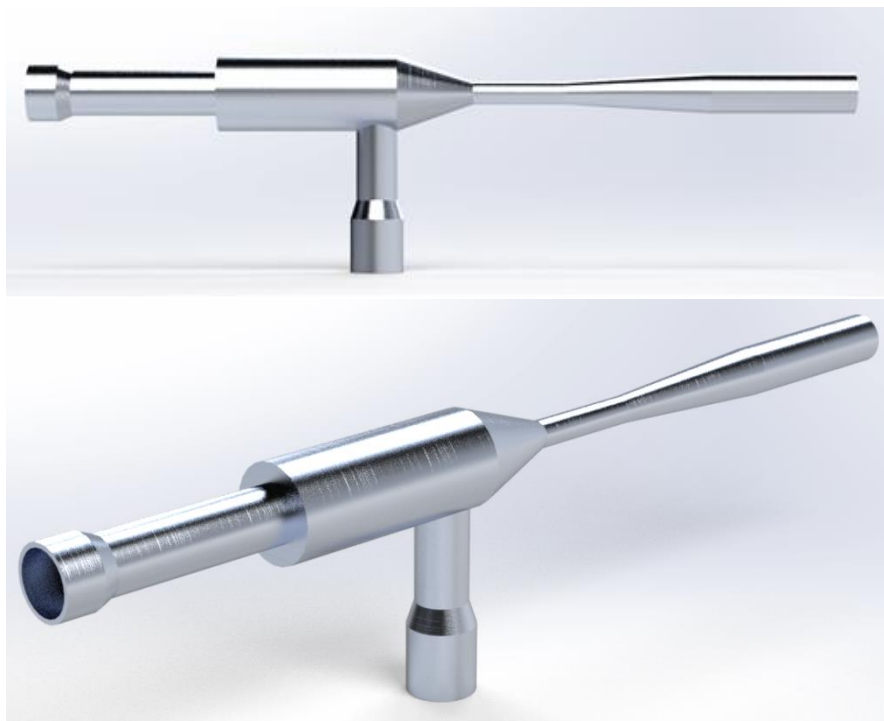
Όνομασία διάστασης	Μήκος [mm]
r_t	3,506
r_c	4,915
r_p	4,449
$10r_c$	49,147
$3r_c$	14,744
$16r_c$	78,635
$2*\sqrt{7,6}*r_t$	19,331
$1,14*\sqrt{7,6}*r_t$	11,019

Έτσι έχοντας πλέον όλες τις διαστάσεις που ήταν απαραίτητες για το σχεδιασμό του ακροφυσίου σχεδιάστηκε το αξονοσυμμετρικό του σχέδιο που φαίνεται παρακάτω.

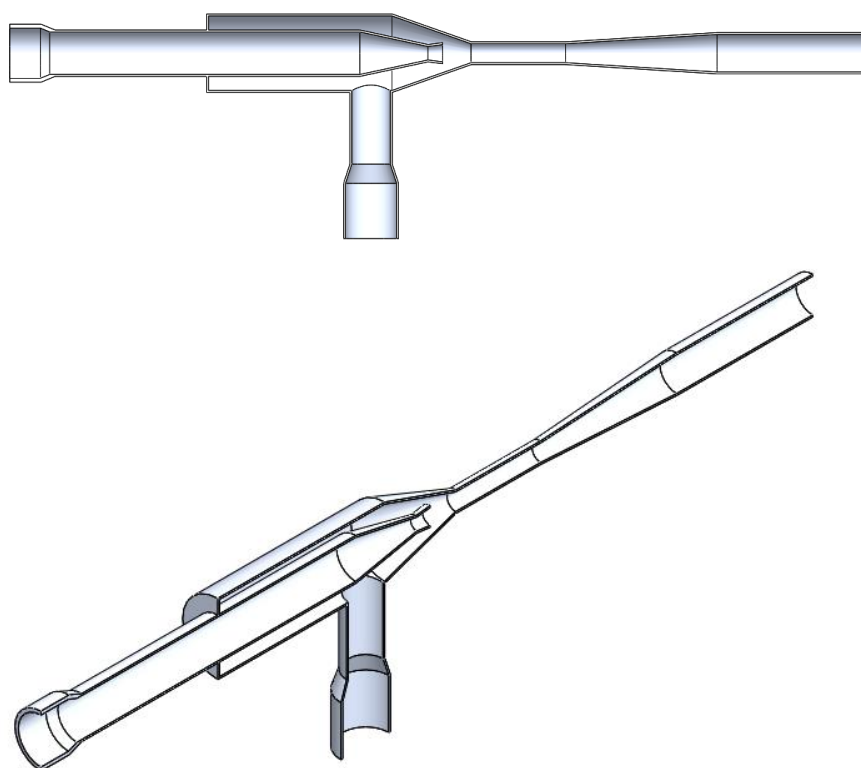


Σχήμα 24: Αξονοσυμμετρικό σχήμα του ακροφυσίου με τις αρχικές διαστάσεις που χρησιμοποιήθηκαν.

Στη συνέχεια σχηματίστηκε το τρισδιάστατο σχήμα του ακροφυσίου με περιστροφή του αξονοσυμμετρικού σχήματος περί τον άξονα συμμετρίας και έτσι προέκυψε το παρακάτω μοντέλο.



Σχήμα 25: Το αρχικό τρισδιάστατο μοντέλο του ακροφυσίου.



Σχήμα 26: Το αρχικό τρισδιάστατο μοντέλο του ακροφυσίου σε τομή.

Σε αυτό το τρισδιάστατο μοντέλο έγινε και η πρώτη ανάλυση ροής του ρευστού στην προέκταση Flow Simulation του προγράμματος Solidworks.

3.1.1 Αποτελέσματα από Flow simulation στο Solidworks

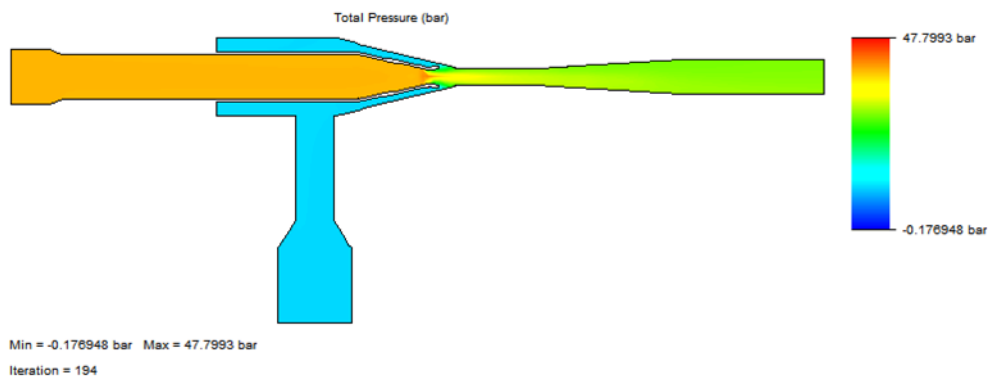
Έχοντας πλέον το τρισδιάστατο μοντέλο του ακροφυσίου πραγματοποιήθηκε υπολογιστική ρευστομηχανική ανάλυση της ροής μέσα στο ακροφύσιο για να επαληθευτούν τα αποτελέσματα της μονοδιάστατης ανάλυσης της ροής μέσω κώδικα. Τέθηκαν λοιπόν τα δεδομένα της κατάστασης του ρευστού στις δύο εισόδους και την έξοδο του ακροφυσίου.

Πιο συγκεκριμένα τέθηκαν τα οι παρακάτω συνθήκες που είχαν προκύψει από τον κώδικα μονοδιάστατης ανάλυσης:

Πίνακας 5: Συνθήκες εισόδου στο Flow Simulation

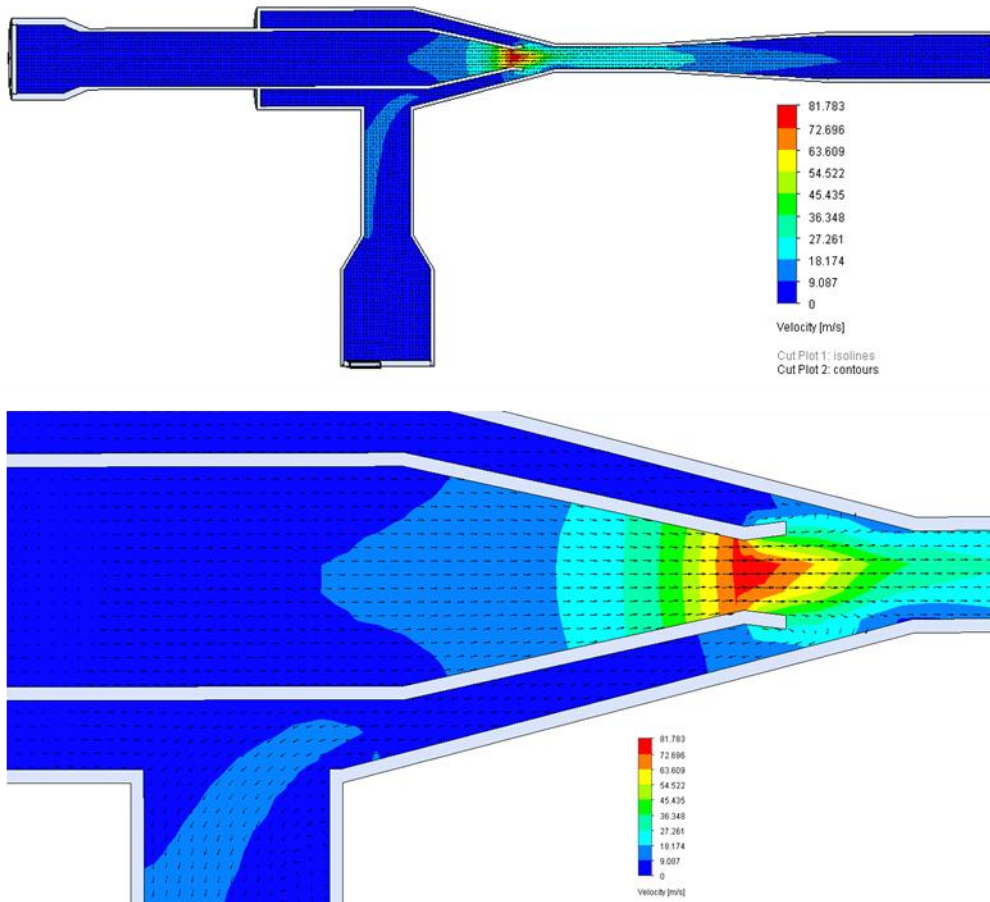
	είσοδος πρωτεύουσας ροής	είσοδος δευτερεύουσας ροής	έξοδος αναμειγμένης ροής
Θερμοκρασία [C°]	65	9	47.41
Πίεση [bar]	39,33	10,12	28,69
Παροχή μάζας [kg/s]	1	0,1	1,1

Με αυτές τις συνθήκες τα αποτελέσματα της ανάλυσης ροής από το Flow Simulation στο Solidworks φαίνονται στα παρακάτω σχήματα:



Σχήμα 27: Ανάλυση ροής με συνθήκες της 1-D ανάλυσης. Προφίλ ολικής πίεσης [bar]

Τα προφίλ ταχύτητας και πίεσης δεν ήταν τα επιθυμητά. Η ταχύτητα του ρευστού επιταχυνόταν στο λαιμό του ακροφυσίου πρωτεύουσας ροής αλλά η δευτερεύουσα ροή δεν ακολουθούσε την επιθυμητή πορεία. Αντιθέτως αντί να εισέρχεται στο ακροφύσιο η ροή εξερχόταν από αυτό λόγω της χαμηλότερης πίεσης. Το πρόβλημα ήταν πως η πίεση στην δευτερεύουσα ροή ήταν κατά 5 bar μικρότερη από αυτήν της εξόδου οδηγώντας το ρευστό προς την αντίθετη κατεύθυνση από αυτήν που ήταν επιθυμητό.



Σχήμα 28: Ανάλυση ροής με συνθήκες της 1-D ανάλυσης. Προφίλ ταχύτητας με βέλη.

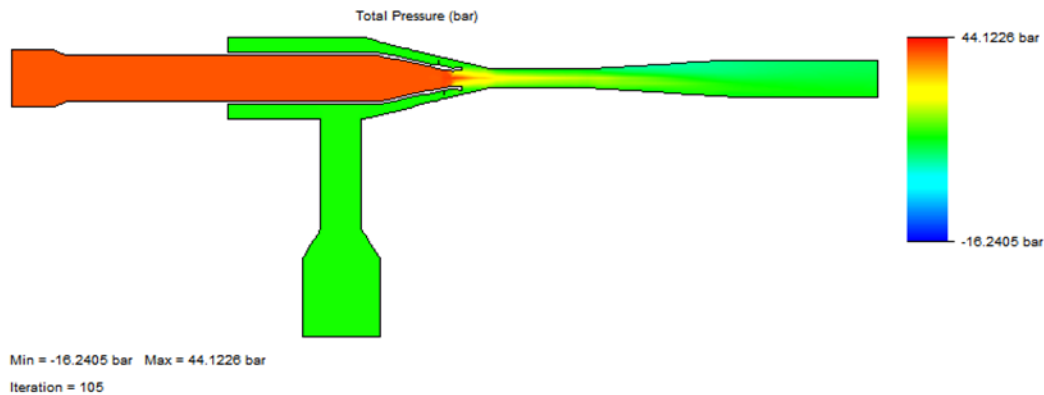
Δύο ήταν οι τρόποι αντιμετώπισης του προβλήματος αντεστραμμένης ροής. Ο πρώτος και πιο απλός τρόπος ήταν η μείωση αυτής ακριβώς διαφοράς πίεσης εξόδου και εισόδου δευτερεύουσας ροής. Ο δεύτερος τρόπος ήταν να μειωθεί η απόσταση από την έξοδο του αρχικού ακροφυσίου και της εισόδου σταθερής διατομής ούτως ώστε να μειωθεί περεταίρω επιφάνεια διέλευσης της δευτερεύουσας ροής και έτσι να επιταχυνθεί περισσότερο για να μπορέσει να φτάσει την υπερηχητική ροή της πρωτεύουσας ροής. Για να αναμειχθούν οι δυο ροές θα πρέπει να αποκτήσουν ίδιο Mach. Έχοντας ίδιο Mach παύει η μια ροή να βλέπει την άλλη σαν τοίχωμα και ξεκινάει η ανάμειξη τους και στο σταθερής διαμέτρου πλέον κομμάτι επιταχύνονται μαζί και δημιουργούν το επιθυμητό κρουστικό κύμα .

Οι νέες συνθήκες που επιβλήθηκαν στα στόμια του ακροφυσίου ήταν οι παρακάτω:

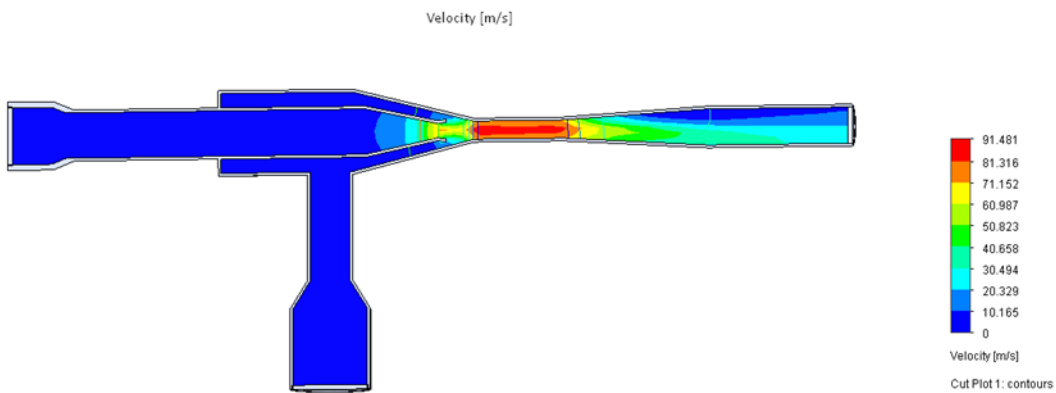
Πίνακας 6: Συνθήκες εισόδου στο 2^ο σενάριο

	είσοδος πρωτεύουσας ροής	είσοδος δευτερεύουσας ροής	έξοδος αναμειγμένης ροής
Θερμοκρασία [C°]	65	9	47.41
Πίεση [bar]	39,33	15	10
Παροχή μάζας [kg/s]	1	0,1	1,1

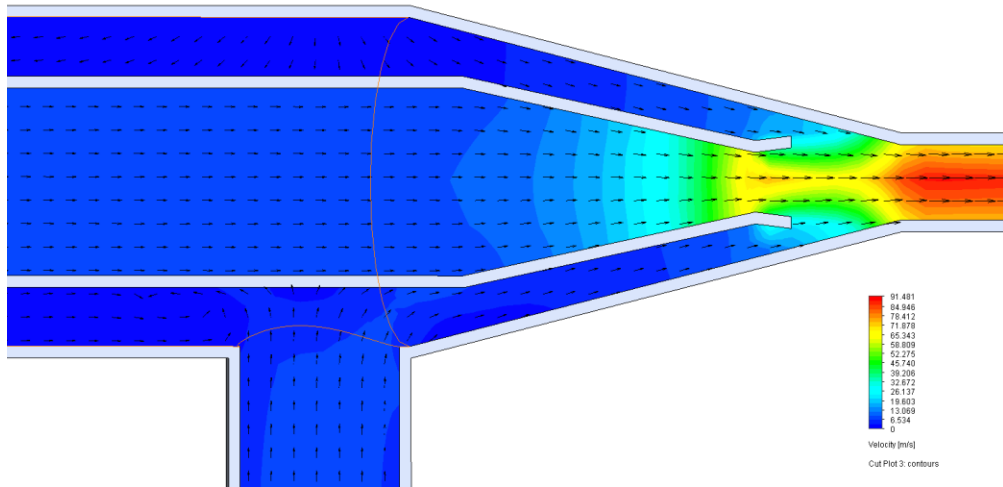
Οι δύο παραπάνω ενέργειες έφεραν τα αποτελέσματα που φαίνονται παρακάτω:



Σχήμα 29: Ανάλυση ροής με 15 bar δευτερεύουσα ροή και 10 bar έξοδο. Προφίλ ολικής πίεσης [bar]



Σχήμα 30: Ανάλυση ροής με 15 bar δευτερεύουσα ροή και 10 bar έξοδο. Προφίλ ταχύτητας [m/s].



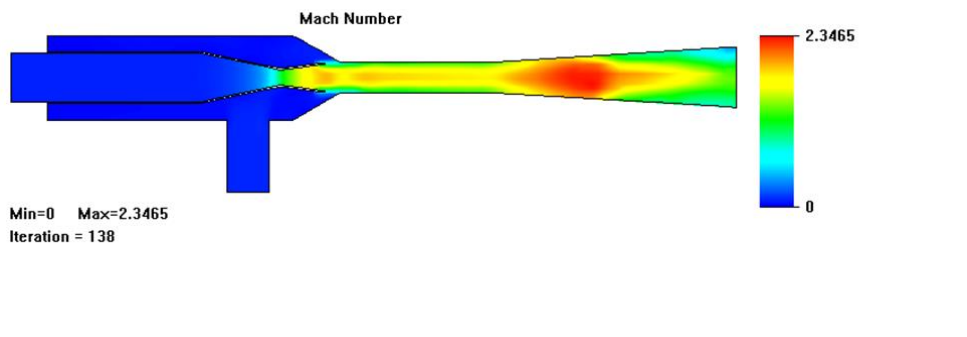
Σχήμα 31: Ανάλυση ροής με 15 bar δευτερεύουσα ροή και 10 bar έξοδο. Προφίλ ταχύτητας με βέλη.

Όπως φαίνεται η φορά της ροής πλέον έγινε η επιθυμητή και η ροή εισερχόταν από τη δευτερεύουσα είσοδο και επιταχυνόταν στο τμήμα σταθερής διατομής αναμειγμένη με την πρωτεύουσα ροή. Ωστόσο δεν παρατηρήθηκε το επιθυμητό κρουστικό κύμα στο τμήμα σταθερής διατομής.

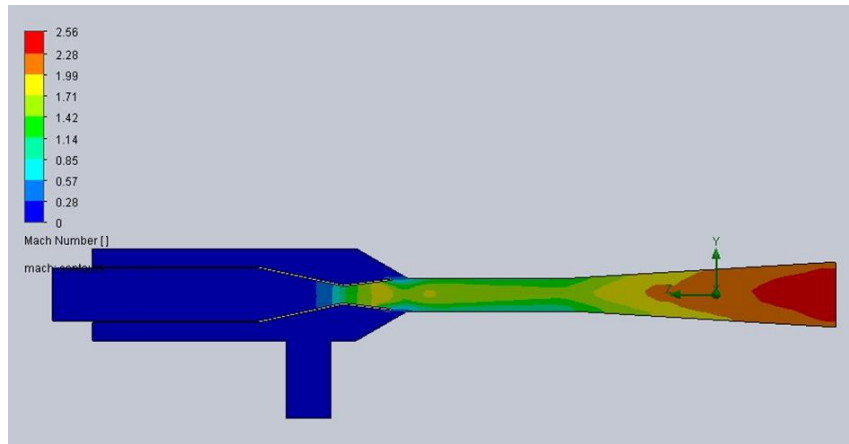
Μετά από έρευνα σχετικά με τις υπολογιστικές δυνατότητες του προγράμματος Solidworks και πιο συγκεκριμένα του εργαλείου του Flow Simulation που χρησιμοποιήθηκε για την ανάλυση της ροής διαπιστώθηκε ότι το πρόγραμμα δεν είχε την δυνατότητα να αναπαραστήσει κάθετα κρουστικά κύματα (shock) κατά τις υπολογιστικές του αναλύσεις.

Αυτή η διαπίστωση μας οδήγησε στο συμπέρασμα πως ίσως να μην καταφέρναμε να αναπαραστήσουμε τη τελική επιθυμητή ροή. Παρόλα αυτά έγιναν πολλές ακόμα προσπάθειες ανάλυσης της ροής αλλάζοντας διάφορες από τις συνθήκες εισόδου και εξόδου του ακροφυσίου καθώς και χρησιμοποιώντας τροποποιημένα μοντέλα ακροφυσίων για να διαπιστωθούν οι αλλαγές που επέφεραν στη ροή του ρευστού.

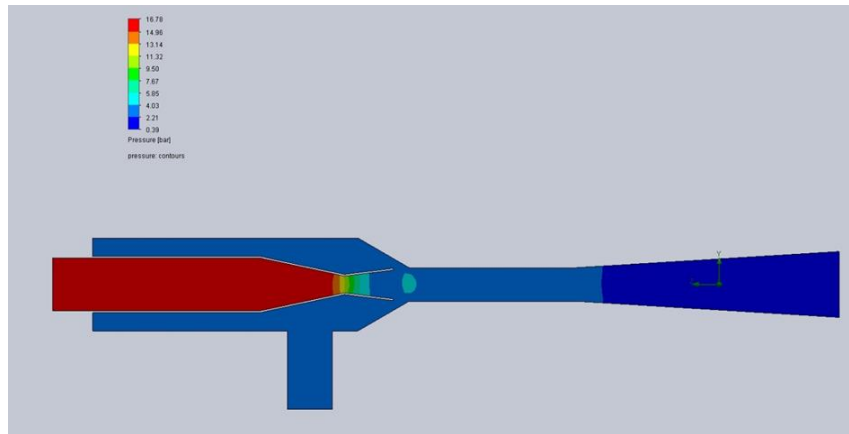
Μερικά σχήματα από αυτές τις δοκιμές φαίνονται παρακάτω για χάρης πληρότητας και πληροφόρησης.



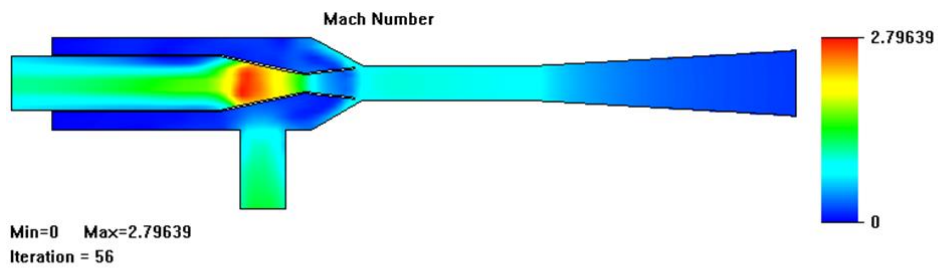
Σχήμα 32: Ανάλυση ροής. Προφίλ αριθμού Mach. (10 mm απόσταση εξόδου ακροφυσίου από είσοδο σταθερής διατομής, 2 bar πίεση εξόδου)



Σχήμα 33: Ανάλυση ροής. Προφίλ αριθμού Mach. (10 mm απόσταση εξόδου ακροφυσίου από την είσοδο σταθερής διατομής, 15 bar πίεση εξόδου)



Σχήμα 34: Ανάλυση ροής. Προφίλ πίεσης. (10 mm απόσταση εξόδου ακροφυσίου από την είσοδο σταθερής διατομής, 15 bar πίεση εξόδου)



Σχήμα 35: Ανάλυση ροής. Προφίλ αριθμού Mach.(5mm απόσταση εξόδου ακροφυσίου από είσοδο σταθερής διατομής, 2 bar πίεση εξόδου).

4. Διαστασιολόγηση συστημάτων

4.1 Σύστημα ECC

4.1.1 Επιλογή Αντλίας

Ως αντλίες ορίζονται οι μηχανές που χρησιμεύουν για τη μετακίνηση υγρών και την προσθήκη ενέργειας σε αυτά, μετατρέποντας τη μηχανική ενέργεια που παρέχεται σε αυτές μέσω του κινητήρα σε δυναμική, κινητική και θερμική ενέργεια του υγρού.

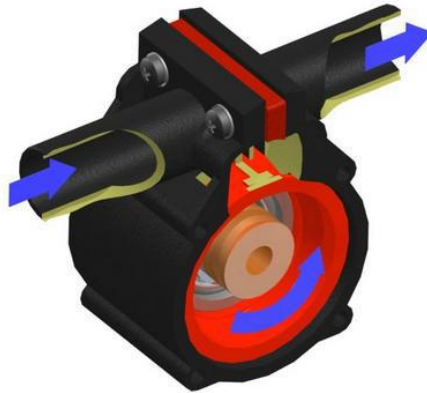
Οι αντλίες κατατάσσονται σε δύο ευρύτερες κατηγορίες, τις δυναμικές (dynamic) και τις αντλίες θετικής μετατόπισης (positive displacement). Οι πρώτες, επιτυγχάνουν τη διακίνηση του εργαζόμενου μέσου με τη συνεχή πρόσδοση κινητικής ενέργειας στο ρευστό η οποία, πριν την κατάθλιψη του, ανακτάται με τη μορφή πίεσης. Κύριο χαρακτηριστικό τους είναι η διακίνηση μεγάλων παροχών σε χαμηλή ή μέση πίεση, της τάξης του 1 bar. Αντίθετα, οι αντλίες θετικής μετατόπισης στηρίζονται στην περιοδική πρόσδοση ενέργειας στο ρευστό και χαρακτηρίζονται από μικρές παροχές σε υψηλή πίεση.

Οι αντλίες θετικής μετατόπισης επιτυγχάνουν τη διακίνηση του ρευστού μέσω της διαδοχικής δημιουργίας συνθηκών υποπίεσης (για την αναρρόφηση) και υπερπίεσης (για την κατάθλιψη). Η αρχή λειτουργίας τους έγκειται στον εγκλωβισμό του υγρού και τη δημιουργία αδιαχώρητου. Το υγρό, λόγω της χαμηλής συμπιεστότητάς του, καθώς καταθλίβεται αυξάνει την πίεσή του. Η πίεση αυτή δεν καθορίζεται από την αντλία, όπως συμβαίνει στις δυναμικού τύπου αντλίες, αλλά από την αντίσταση που συναντά το ρευστό κατά την έξοδό του από αυτήν. Εξαιτίας αυτής της αρχής λειτουργίας, οι αντλίες θετικής μετατόπισης παρουσιάζουν σχεδόν σταθερή διακινούμενη παροχή ανεξαρτήτως της πίεσης εξόδου. Η παροχή αυτή είναι ανάλογη του όγκου τους και των στροφών τους. Επομένως, καθίσταται πολύ ευκολότερη η ρύθμισή της.

Οι αντλίες θετικής μετατόπισης στις οποίες συμπεριλαμβάνεται και ο τύπος αντλίας που θα χρησιμοποιηθεί στην εγκατάσταση διακρίνονται σε δύο μεγάλες κατηγορίες ανάλογα με το είδος της κίνησης του κινούμενου στοιχείου: τις παλινδρομικές (reciprocating) και τις περιστροφικές (rotary).

Περιστροφικές αντλίες

Στις περιστροφικές το υγρό πιέζεται μέσα στον κύλινδρο ή στο κέλυφος της αντλίας από κατάλληλα διαμορφωμένους περιστρεφόμενους λοβούς, έμβολα, πτερύγια κλπ. Το ευρύτατο πεδίο εφαρμογών τους εκτείνεται σε κάθε είδους καθαρό υγρό που έχει κάποια λιπαντική ικανότητα και επαρκές ιξώδες για να αποφευχθεί η υπερβολική διαρροή μέσα από τα διάκενα στην απαιτούμενη πίεση. Γενικά στις περιστροφικές αντλίες ασκούνται πιο μικρές αδρανειακές δυνάμεις και για αυτό το λόγο χρησιμοποιούνται για μεγαλύτερες παροχές και μικρότερες πιέσεις σε σχέση με τις παλινδρομικές αντλίες. Είναι ελαφρές και μικρού όγκου και παρουσιάζουν μεγάλη ποικιλία τύπων με κυριότερους τις αντλίες με ολισθαίνοντες σύρτες (sliding-gates) και τις γραναζωτές αντλίες (gear pumps).



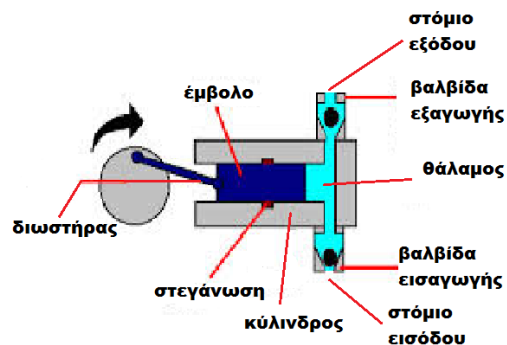
Σχήμα 36: Περιστροφική αντλία

Παλινδρομικές αντλίες

Η δεύτερη μεγάλη κατηγορία αντλιών θετικής μετατόπισης, όπως ήδη έχει αναφερθεί, είναι οι παλινδρομικές αντλίες. Αυτές εκτοπίζουν το ρευστό που τις διαρρέει με την επαναληπτική κίνηση μηχανικού μέσου σε θάλαμο ορισμένου όγκου. Το μέσο αυτό δημιουργεί δύο νέες διακριτές κατηγορίες παλινδρομικών. Αυτές με έμβολο (plunger/piston) και αυτές με διάφραγμα (diaphragm).

Παλινδρομικές εμβολοφόρες

Μία παλινδρομική εμβολοφόρα αντλία αποτελείται από το έμβολο, τον θάλαμο, τις βαλβίδες εξαγωγής και εισαγωγής και το μηχανισμό που κινεί το έμβολο. Στην πιο απλή κατασκευή (όπως αυτή που φαίνεται στο κάτωθι σχήμα) ο κύλινδρος συνδέεται με τον θάλαμο στον οποίο υπάρχουν η βαλβίδα εισαγωγής και η βαλβίδα εξαγωγής. Καθώς το έμβολο κινείται προς τα αριστερά μέσα στον κύλινδρο, κλείνει η βαλβίδα κατάθλιψης (εξαγωγής) και ο θάλαμος γεμίζει με υγρό μέσα από την ανοιχτή βαλβίδα αναρρόφησης (εισαγωγής).



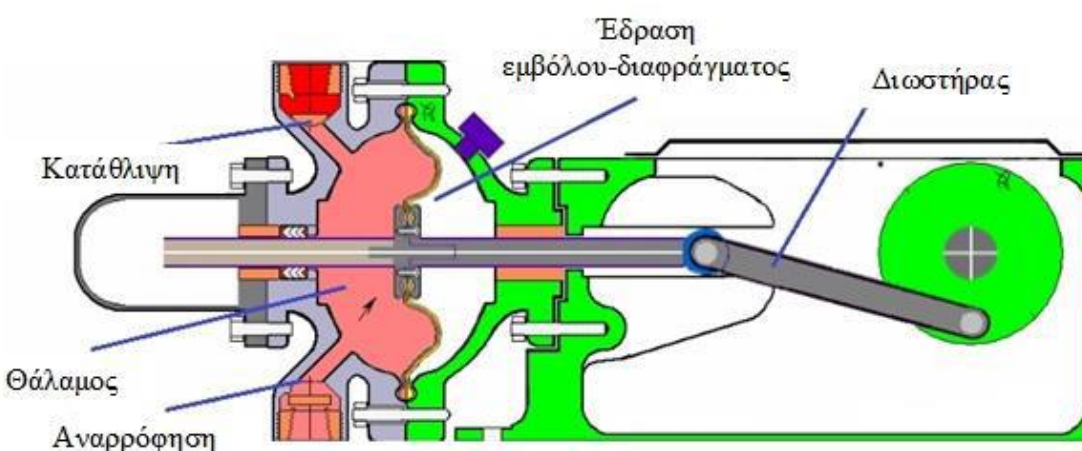
Σχήμα 37: Παλινδρομική αντλία με έμβολο

Όταν το έμβολο κινείται προς τα δεξιά κλείνει η βαλβίδα αναρρόφησης, ανοίγει η βαλβίδα κατάθλιψης και το υγρό εκτοπίζεται προς το στόμιο εξόδου. Το έμβολο κινείται παλινδρομικά από τον δωστήρα, που παίρνει κίνηση από τον κινητήρα μέσω στροφάλου.

Στις αντλίες αυτές η ταχύτητα του εμβόλου περιορίζεται από την αδράνεια για αυτό και αδυνατούν να συνδεθούν απευθείας με ηλεκτροκινητήρες υψηλών στροφών. Επιπρόσθετα, η παροχή τους παρουσιάζει διακυμάνσεις λόγω της περιοδικής κίνησης του εμβόλου.

Διαφραγματικές

Οι αντλίες διαφράγματος είναι παλινδρομικές αντλίες που διαθέτουν κάποια ελαστική μεμβράνη (διάφραγμα) το οποίο είναι πακτωμένο περιφερειακά για λόγους στεγάνωσης σε σταθερό περίβλημα. Το διάφραγμα, που έρχεται σε απευθείας επαφή με το υγρό, παίρνει κίνηση είτε μηχανικά, είτε υδραυλικά είτε πνευματικά. Η πίεση λειτουργίας τους είναι μικρότερη έναντι των υπολοίπων. Ωστόσο, το κύριο χαρακτηριστικό τους είναι ότι το ρευστό δεν έρχεται σε επαφή με κινούμενα μέρη της αντλίας. Έτσι, αποκλείεται η πιθανότητα διαρροών προς το περιβάλλον.



Σχήμα 38: Απεικόνιση διαφραγματικής αντλίας

Επιλογή της κατάλληλης αντλίας

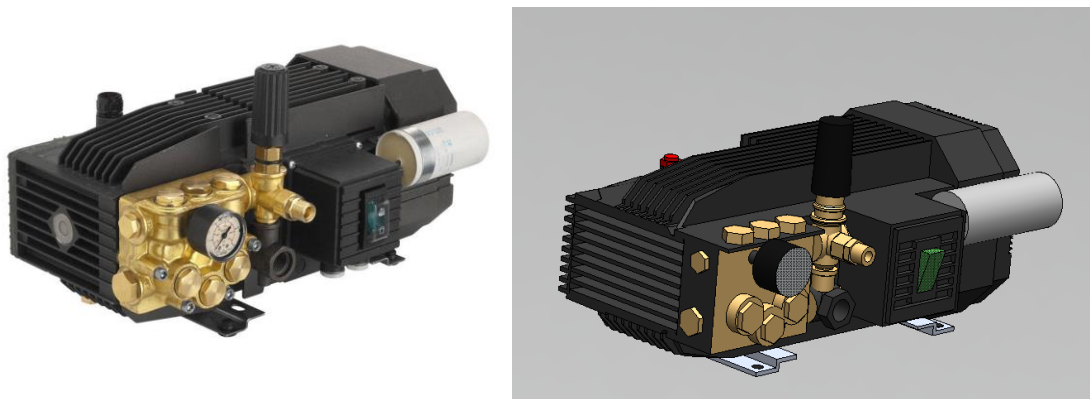
Από τις παραπάνω αντλίες δεδομένου ότι, για εργαζόμενο μέσο R32 η αύξηση της πίεσης που πρέπει να πραγματοποιήσει η αντλία προσεγγίζει τα 15 bar, επιλέγονται οι αντλίες θετικής μετατόπισης. Λόγω των αδρανειακών δυνάμεων που πιθανώς θα αναπτύσσονται στο σύστημα από την παρουσία του ακροφυσίου αλλά και λαμβάνοντας υπόψιν την μικρή παροχή που θα διακινείται επιλέγεται η κατηγορία των παλινδρομικών αντλιών έναντι των περιστροφικών. Τέλος από τις παλινδρομικές επιλέγεται η κατηγορία των εμβολοφόρων έναντι των διαφραγματικών λόγω της καλύτερης συμπεριφοράς τους στην σπηλαιώση αλλά και διότι καθιστούν ευκολότερη την ρύθμιση της παροχής μάζας.

Οι συνθήκες λειτουργίας της ζητούμενης αντλίας είναι:

Πίνακας 7: Συνθήκες λειτουργίας της ζητούμενης αντλίας.

Συνθήκες	Τιμή
Πίεση εισόδου (bar)	24,78
Πίεση εξόδου (bar)	39,33
Παροχή όγκου στην είσοδο (L/min)	11,47
Παροχή όγκου στην έξοδο (L/min)	11,45

Μετά από έρευνα αγοράς εξελέγη η αντλία **HPE-M 04.08** της Annovi Reverbery.



Σχήμα 39: Η αντλία HPE-M 04.08 της εταιρείας Annovi Reverbery, αριστερά η πραγματική και δεξιά το τρισδιάστατο σχέδιο.

Η συγκεκριμένη παρέχεται μαζί με την τον ηλεκτροκινητήρα της αντλίας συνδεδεμένο. Είναι δηλαδή ηλεκτροκινητήρας-αντλία.

Τα χαρακτηριστικά της αντλίας που παρέχει ο κατασκευαστής φαίνονται παρακάτω:

Πίνακας 8 : Τεχνικά χαρακτηριστικά της αντλίας

Χαρακτηριστικά	Τιμή
Χωρητικότητα (L/min)	4
Μέγιστη πίεση (bar)	80
Ισχύς (kW)	0,7
Ταχύτητα περιστροφής (RPM)	1450
Βάρος (kg)	22

Για να εξασφαλίσουμε μεγαλύτερο εύρος κανονικής λειτουργίας της αντλίας επιλέγουμε να χρησιμοποιήσουμε δύο αντλίες σε παράλληλη σύνδεση. Η συνδεσμολογία ωστόσο γίνεται με τέτοιο τρόπο ώστε να μπορεί να λειτουργεί μόνο η μία αντλία σε περίπτωση χαμηλής ζήτησης

παροχής-πίεσης και να εκκινείτε η δεύτερη αντλία σε περίπτωση μεγαλύτερης ζήτησης. Έτσι εξασφαλίζουμε χαμηλότερη κατανάλωση ρεύματος του συστήματος.

4.1.2 Εκλογή Εναλλακτών Θερμότητας

Ο εναλλάκτης θερμότητας είναι η συσκευή που χρησιμοποιείται για τη μεταφορά της θερμικής ενέργειας μεταξύ δύο ρευστών που έχουν διαφορετική θερμοκρασία. Διακρίνονται δύο τύποι εναλλακτών θερμότητας: ο άμεσης επαφής και ο έμμεσης επαφής. Στον άμεσης επαφής υπάρχουν ρευστά σε διαφορετική φάση που έρχονται σε άμεση επαφή, ανταλλάσσουν θερμότητα και στη συνέχεια διαχωρίζονται πάλι. Στον έμμεσης επαφής, τα δύο ρευστά παραμένουν συνεχώς χωρισμένα και η θερμότητα μεταφέρεται μέσω διαχωριστικής επιφάνειας.

Για την παρούσα εφαρμογή είναι προφανές ότι θα χρησιμοποιηθούν εναλλάκτες έμμεσης επαφής καθώς τα δυο ρευστά (νερό και ψυκτικό R32) δε πρέπει να αναμιγνύονται. Στους εναλλάκτες έμμεσης επαφής η μεταφορά θερμότητας γίνεται δια συναγωγής ανάμεσα στα ρευστά και τη διαχωριστική επιφάνεια και δια αγωγής δια μέσου της διαχωριστικής επιφάνειας. Οι εναλλάκτες έχουν διάφορους τρόπους κατηγοριοποίησης: λειτουργία του εναλλάκτη, τρόπος κατασκευής και γεωμετρία, αριθμός διαδρομών και κατεύθυνση ροής, κλπ. Οι πιο ευρέως χρησιμοποιούμενες κατηγορίες εναλλακτών θερμότητας είναι οι πλακοειδείς εναλλάκτες (plate heat exchangers-PHE) και οι εναλλάκτες κελύφους-σωλήνων (shell and tube heat exchangers). Οι πλακοειδείς βάση του τρόπου σύνδεσης των πλακών τους χωρίζονται σε εναλλάκτες με συγκόλληση (brazed PHE) και εναλλάκτες με φλάντζα (gasketed PHE). Στο παρακάτω διάγραμμα φαίνεται το διαφορετικό εύρος πιέσεων και θερμοκρασίας λειτουργίας των δύο αυτών κατηγοριών.



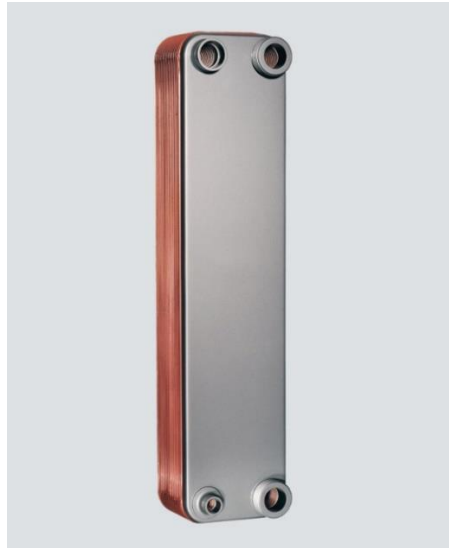
Σχήμα 40: Εύρος πιέσεων και θερμοκρασιών εναλλακτών θερμότητας [47].

Λαμβάνοντας υπόψη ότι το παρόν σύστημα έχει μέγιστη πίεση 40 bar και μέγιστη θερμοκρασία 65 °C για να είμαστε στην ασφαλή μεριά σχεδίασης διαλέγουμε εναλλάκτες κελύφους-σωλήνων είτε συγκολλητούς πλακοειδείς.

Για λόγους εξοικονόμησης χώρου επιλέγονται οι συγκολλητοί πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας.

Στο ECC-σύστημα τοποθετούνται τέσσερις εναλλάκτες θερμότητας ατμογεννήτρια, συμπυκνωτής, ατμοποιητής και υποψύκτης,).

Επιλέχθηκαν για τον υποψύκτη και τον ατμοποιητή οι συγκολλητοί πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας της εταιρείας Kelvion (πρώην GEA) και πιο συγκεκριμένα το μοντέλο GBS. Για τον ατμοποιητή και τον συμπυκνωτή επιλέχθηκε το μοντέλο FP της ίδιας εταιρείας.



Σχήμα 41: Συγκολλητοί πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας της εταιρείας Kelvion.

Ατμοποιητής ECC

Ο ατμοποιητής που πρέπει να επιλεγθεί για την παρούσα εγκατάσταση θα μεταφέρει θερμότητα από το νερό των ηλιακών συλλεκτών στο ρεύμα του οργανικού μέσου συνολικής ισχύος 4kW. Η επιλογή έγινε μέσω του κώδικα υπολογισμού που μοντελοποιεί τον εναλλάκτη θερμότητας [47].

Ο προαναφερθέν κώδικας χρησιμοποιεί τις παρακάτω παραμέτρους (όπου δεν αναφέρεται τιμή είναι διότι αυτή δεν χρειάστηκε αλλά και ούτε χρησιμοποιήθηκε)

Πίνακας 9: Δεδομένα εκλογής ατμοποιητή ECC.

Ατμοποιητής ECC (θέση 4-5)	Θερμό ρεύμα	Ψυχρό ρεύμα
ρευστό	Νερό	R32
Θερμ. εισόδου (°C)	20	7
Θερμ. εξόδου (°C)	10	9
Πίεση (bar)	1,5	10,12
Παροχή (kg/s)	0,096	0,176
Παροχή όγκου εισόδου (m ³ /h)	0,344	4,49
Παροχή όγκου εξόδου (m ³ /h)	0,344	23,30

Ατμογεννήτρια ECC

Αντίστοιχα με τον ατμοποιητή λαμβάνονται υπόψη οι απαιτούμενες συνιστώσες και δεδομένα λειτουργίας για την ατμογεννήτρια όπως αυτά φαίνονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 10: Δεδομένα εκλογής ατμογεννήτριας.

Ατμογεννήτρια ECC (θέση 1-2)	Θερμό ρεύμα	Ψυχρό ρεύμα
ρευστό	Νερό	R32
Θερμ. εισόδου (°C)	80	37,06
Θερμ. εξόδου (°C)		65
Πίεση (bar)	1,5	39,33
Παροχή (kg/s)		0,176
Παροχή όγκου εισόδου (m ³ /h)		0,687
Παροχή όγκου εξόδου (m ³ /h)		5,182

Συμπυκνωτής ECC

Αντίστοιχα με τον ατμοποιητή λαμβάνονται υπόψιν οι απαιτούμενες συνιστώσες και δεδομένα λειτουργίας όπως αυτά φαίνονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 11: Δεδομένα εκλογής συμπυκνωτή.

Συμπυκνωτής ECC (θέση 6-7)	Θερμό ρεύμα	Ψυχρό ρεύμα
ρευστό	νερό	R32
Θερμ. εισόδου (°C)	20	47,41
Θερμ. εξόδου (°C)	25	40,00
Πίεση (bar)	1,5	28,69
Παροχή (kg/s)	0.242	0,176
Παροχή όγκου εισόδου (m ³ /h)	0.871	7,35
Παροχή όγκου εξόδου (m ³ /h)	0.871	0,71

Υποψύκτης ECC

Και τέλος για τον υποψύκτη λήφθηκαν υπόψιν τα παρακάτω στοιχεία λειτουργίας:

Πίνακας 12: Δεδομένα εκλογής υποψύκτη.

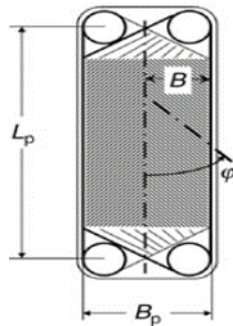
Υποψύκτης ECC (θέση 8-9)	Θερμό ρεύμα	Ψυχρό ρεύμα
ρευστό	νερό	R32
Θερμ. εισόδου (°C)		40,00
Θερμ. εξόδου (°C)	30,2	35,00
Πίεση (bar)	1,5	24,78
Παροχή (kg/s)		0,176
Παροχή όγκου εισόδου (m ³ /h)		0,71
Παροχή όγκου εξόδου (m ³ /h)		0,69

Χρησιμοποιώντας τα στοιχεία για σημεία λειτουργίας του κάθε εναλλάκτη μέσω του κώδικα υπολογισμού [47] επιλέχθηκαν τα παρακάτω μοντέλα εναλλακτών της εταιρείας Kelvion όπως αυτά φαίνονται συγκεντρωτικά στον παρακάτω πίνακα

Πίνακας 13: Επιλεγμένα μοντέλα εναλλακτών ECC και τα χαρακτηριστικά τους μεγέθη.

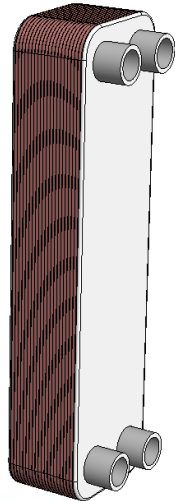
Κύκλωμα ECC	Ισχύς (kW)	Επιλεγθέν μοντέλο	Αριθμός πλακών	Επιφάνεια συναλλαγής (m ²)	L _p (mm)	B _p (mm)
Συμπυκνωτής	47.82	FP5X12	48	2,077	282	130
Υποψύκτης	2.00	GBS220	10	0.245	279	90
Ατμοποιητής	4	GBS220	20	0.59	279	90
Ατμογεννήτρια	42.86	FP5X12	42	1817	282	130

Όσον αφορά τις αναφερόμενες διαστάσεις του παραπάνω πίνακα, αυτές φαίνονται παραστατικά στο παρακάτω σχήμα.

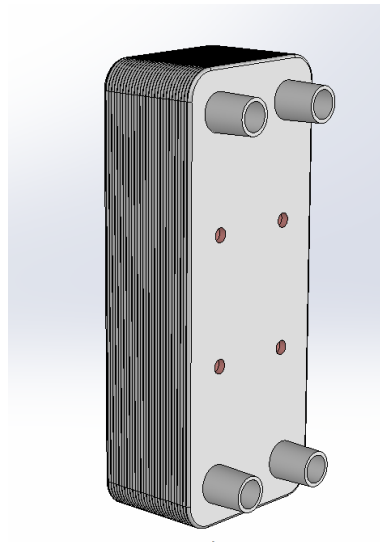


Σχήμα 42: Σχηματική απεικόνιση βασικών διαστάσεων εναλλακτών.

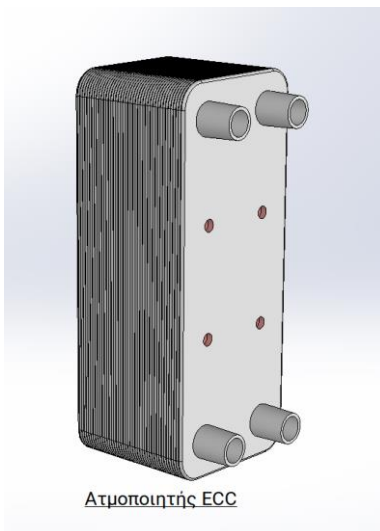
Έπειτα έγινε τρισδιάστατη σχεδίαση των παραπάνω εναλλακτών και παρουσιάζονται στα παρακάτω σχήματα.



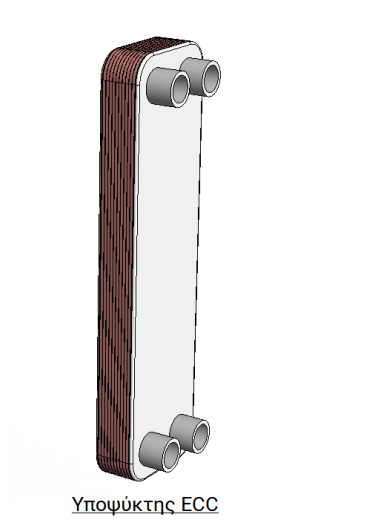
Ατμογεννήτρια VCC



Συμπυκνωτής VCC



Ατμοποιητής ECC



Υποψύκτης ECC

Σχήμα 43: Οι εναλλάκτες του συστήματος ECC που σχεδιάστηκαν στο πρόγραμμα Solidworks.

4.1.3 Εκλογή τροφοδοτικού δοχείου

Τροφοδοτικό δοχείο είναι ένα δοχείο αποθήκευσης του οργανικού μέσου του συστήματος ψύξης όταν αυτό είναι εκτός λειτουργίας καθώς και μια δικλείδα ασφαλείας που εξασφαλίζει τη συνεχή παροχή υγρής ποσότητας οργανικού μέσου. Διαχωρίζεται με αυτόν τον τρόπο τυχόν αέριο μέρος από το υγρό και έτσι παρέχεται κορεσμένο υγρό στην έξοδο του δοχείου.

Ως προς την θέση τοποθέτησης του δοχείου αυτού είναι χρήσιμο να αναφερθεί πως είναι απαραίτητη η τοποθέτηση του σε χαμηλότερο υψομετρικά σημείο από αυτό το συμπυκνωτή. Με αυτό τον τρόπο εξασφαλίζεται φυσική κυκλοφορία από τον συμπυκνωτή προς το τροφοδοτικό δοχείο.

Για την εκλογή του τροφοδοτικού δοχείου χρειάζεται να προσδιορισθεί η απαιτούμενη χωρητικότητα και να επιλεγθεί η διάταξη του (κάθετη/οριζόντια). Για τον υπολογισμό της χωρητικότητας χρειάζεται να αθροιστούν οι χωρητικότητες των επιμέρους εξαρτημάτων του συστήματος καθώς και των σωληνώσεων που τα συνδέουν.

Στην προκειμένη περίπτωση συμπεριλαμβάνοντας ένα συντελεστή ασφαλείας και λαμβάνοντας υπόψιν τις εκτιμώμενες χωρητικότητες των παραπάνω εξαρτημάτων επιλέγεται ένα δοχείο χωρητικότητας 50L. Ως προς την διάταξη του επιλέγεται η οριζόντια τοποθέτηση ούτως ώστε να εξασφαλιστεί μεγαλύτερη καθ' ύψος απόσταση του δοχείου από την αντλία και να αποφευχθεί ένα επικείμενο μεγάλο ύψος της συνολικής εγκατάστασης το οποί θα καθιστούσε απαραίτητη τη χρήση σκάλας για την εποπτεία και συντήρηση του συστήματος. Ως προς την οριζόντια κατάληψη χώρου που έχει ως συνέπεια η επιλεγθείσα διάταξη αυτό δεν αποτελεί πρόβλημα επειδή είναι μικρότερη από ήδη υπάρχουσες διατάξεις των υπολοίπων εξαρτημάτων όπως αυτές των δύο παράλληλων αντλιών και η σύζευξη των δύο συστημάτων ECC-VCC η οποία καθιστά μεγαλύτερη οριζόντια κατάληψη χώρου από ότι αυτή του δοχείου. Είναι εύλογη η επιλογή τοποθέτησης του δοχείου σε άλλο καθ' ύψος επίπεδο από αυτό των αντλιών. Η τοποθέτηση του φαίνεται παρακάτω σε επόμενο κεφάλαιο της τρισδιάστατης απεικόνισης. Οι συνθήκες λειτουργίας του στο συγκεκριμένο σημείο θα είναι:

Πίνακας 14: Συνθήκες λειτουργίας τροφοδοτικού δοχείου.

Μέγεθος	Τιμή
Πίεση [bar]	24,78
Θερμοκρασία [°C]	40

Λαμβάνοντας λοιπό υπόψιν τα παραπάνω επιλέχθηκε το μοντέλο δοχείου **HV9.33b.50.A4.A4.F4** της εταιρείας GVN [48]. Παρακάτω λοιπόν φαίνεται το επιλεγθέν τροφοδοτικό δοχείο όπως και οι βασικές του διαστάσεις.



Σχήμα 44: Απεικόνιση τροφοδοτικού δοχείου HV.33b της εταιρείας GVN. Αριστερά το πραγματικό και δεξιά το τρισδιάστατο σχέδιο που κατασκευάστηκε.

Τα τεχνικά χαρακτηριστικά φαίνονται συγκεντρωτικά στον παρακάτω πίνακα.

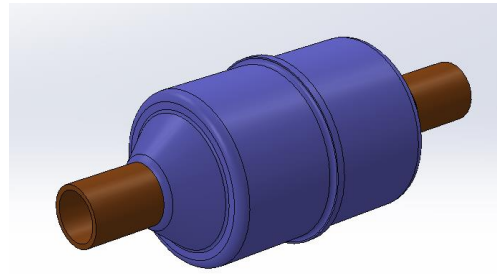
Πίνακας 15: Τεχνικά χαρακτηριστικά λειτουργίας τροφοδοτικού δοχείου.

Μέγεθος	Τιμή
Μοντέλο	HV9.33b.50.A4.A4.F4
Χωρητικότητα [Lt]	50
D [mm]	324
L [mm]	710
L1 [mm]	210
L2 [mm]	240
L3 [mm]	175
Support [F1]	H324-4
Inlet [1]	1 3/4"
Outlet [2]	1 3/4"
NPT [3]	01-Feb
Kg of capacity for R32	55
Πίεση λειτουργίας [bar]	33
Ελάχιστη θερμοκρασία λειτουργίας [°C]	-10
Μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας [°C]	100

4.1.4 Φίλτρο

Η χρήση φίλτρου είναι απαραίτητη για την προστασία του συστήματος. Ο ρόλος του είναι να συγκρατεί τυχόν στερεά σωματίδια που παρασέρνει το οργανικό μέσο από το όλο σύστημα και να προστατεύει έτσι την αντλία καθώς και τον υποψύκτη από την μηχανική διάβρωση και την φραγή της ροής. Επιπλέον συγκρατεί ενδεχόμενη υγρασία που έχει εισέλθει στο εσωτερικό του συστήματος κατά την τοποθέτηση των επιμέρους εξαρτημάτων. Αυτή η υγρασία αν παρέμενε στην κυκλοφορία του συστήματος θα καθιστούσε πολύ διαβρωτικό το οργανικό μέσο δημιουργώντας έτσι φθορές. Για την εκλογή του μελετώνται οι συνθήκες λειτουργίας στο σημείο που αυτό θα τοποθετηθεί και κρίνεται ποιος τύπος φίλτρου καλύπτει το εύρος αυτό λειτουργίας. Το τύπο του φίλτρου καθορίζει επίσης και το οργανικό μέσο που χρησιμοποιείται στην εγκατάσταση. Στην παρούσα μελέτη το φίλτρο τοποθετείται ανάμεσα στο τροφοδοτικό δοχείο και τον υποψύκτη. Επομένως οι συνθήκες λειτουργίας στις οποίες υπόκειται το φίλτρο είναι αυτές τις εξόδου από το τροφοδοτικό δοχείο και είναι αυτές που φαίνονται στον προηγούμενο πίνακα.

Λαμβάνοντας λοιπόν υπόψιν αυτές τις συνθήκες λειτουργίας επιλέγεται το μοντέλο ADK-415 της σειράς ADK της εταιρείας Emerson Climate Technologies [49].



Σχήμα 45: Φίλτρο ADK της εταιρείας Emerson Climate Technologies. Αριστερά το πραγματικό και δεξιά το τρισδιάστατο σχέδιο.

4.1.5 Εκτονωτική βαλβίδα

Για την επιλογή της εκτονωτικής βαλβίδας χρησιμοποιήθηκε το πρόγραμμα Coolselector2 [50] της εταιρείας Danfoss. Επιλέχθηκε η κατηγορία ηλεκτρονικών εκτονωτικών βαλβίδων και τέθηκαν τα στοιχεία των σημείων λειτουργίας πριν και μετά από την εκτονωτική βαλβίδα. Ψυκτική ισχύς τέθηκε 4 kW ,θερμοκρασία ατμοποίησης 7 °C και συμπύκνωσης 35 °C. Έτσι το πρόγραμμα μας πρότεινε ως κατάλληλη επιλογή την εκτονωτική βαλβίδα ETS 6-14 με συνδέσεις 5/16 " είσοδο και έξοδο.



Σχήμα 46: Απεικόνιση της ηλεκτρονικής βαλβίδας ETS 6-14 της εταιρείας Danfoss. Αριστερά μια φωτογραφία της και δεξιά το τρισδιάστατο σχέδιο της που κατασκευάστηκε.

4.2 Σύστημα VCC

4.2.1 Εκλογή Εναλλακτών

Η εκλογή εναλλακτών για το σύστημα VCC γίνεται αντίστοιχα με αυτήν του συστήματος ECC που έγινε πρωτύτερα. Έτσι επιλέγονται επίσης συγκολλητοί πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας για να εκτελέσουν χρέη ατμοποιητή και συμπυκνωτή που χρειάζεται το σύστημα.

Ατμοποιητής

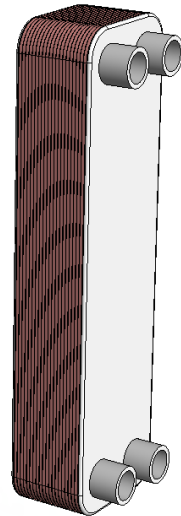
Ο ατμοποιητής αυτός θα πρέπει να είναι ισχύος 4 kW και το ένα ρεύμα του θα φέρει το οργανικό μέσο R32 που έχει επιλεγθεί για την παρούσα εγκατάσταση VCC και το άλλο ρεύμα θα φέρει νερό που θα κυκλοφορεί στις ψυκτικές μονάδες.

Για την επιλογή του λοιπόν χρησιμοποιήθηκαν τα παρακάτω στοιχεία στον κώδικα υπολογισμού[47] :

Πίνακας 16: Δεδομένα εκλογής ατμοποιητή VCC.

Ατμοποιητής VCC	Θερμό ρεύμα	Ψυχρό ρεύμα
ρευστό	νερό	R32
Θερμ. εισόδου (°C)	20	7
Θερμ. εξόδου (°C)	10	9
Πίεση (bar)	1,5	10,12
Παροχή (kg/s)	0.096	0,0172
Παροχή όγκου εισόδου (m ³ /h)	0.344	0,591
Παροχή όγκου εξόδου (m ³ /h)	0.344	2,279

Μετά από τον υπολογισμό του κώδικα αλλά και με περαιτέρω εξέταση καταλληλότητας επιλέχθηκε το μοντέλο GBS220 με 20 πλάκες συνολικής επιφάνειας 0,59 m² της εταιρείας Kelvion [51]. Ο εναλλάκτης σχεδιάσθηκε και είναι αυτός που φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 47: Τρισδιάστατο σχέδιο του ατμοποιητή, μοντέλου GBS220 (20 plates).

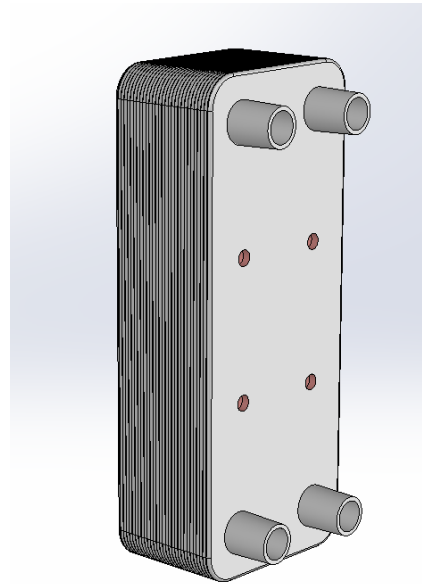
Συμπυκνωτής VCC

Αντίστοιχα, ο συμπυκνωτής της εγκατάστασης VCC, μετά τους υπολογισμούς και με δεδομένο ότι ο ατμοποιητής ήταν ισχύος 4 kW, προέκυψε ότι θα πρέπει να είναι ισχύος 5,06 kW και πιο συγκεκριμένα για την επιλογή του χρησιμοποιήθηκαν τα παρακάτω στοιχεία:

Πίνακας 17: Δεδομένα εκλογής Συμπυκνωτή VCC.

Συμπυκνωτής VCC	Θερμό ρεύμα	Ψυχρό ρεύμα
ρευστό	νερό	R32
Θερμ. εισόδου (°C)	20	92,26
Θερμ. εξόδου (°C)	25	45,05
Πίεση (bar)	1,5	29,33
Παροχή (kg/s)	0.242	0,0172
Παροχή όγκου εισόδου (m ³ /h)	0.871	1,000
Παροχή όγκου εξόδου (m ³ /h)	0.871	0,0712

Έτσι μετά τους υπολογισμούς επιλέχθηκε το μοντέλο FP5X12L με 28 πλάκες και συνολική επιφάνεια 1,212 m² της εταιρείας Kelvion και σχεδιάστηκε τρισδιάστατά όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 48: Τρισδιάστατο σχέδιο του συμπυκνωτή VCC, μοντέλου FP5X12L (28 plates).

Ένας συγκεντρωτικός πίνακας με τους εναλλάκτες του συστήματος VCC φαίνεται παρακάτω μαζί με κάποιες βασικές διαστάσεις τους.

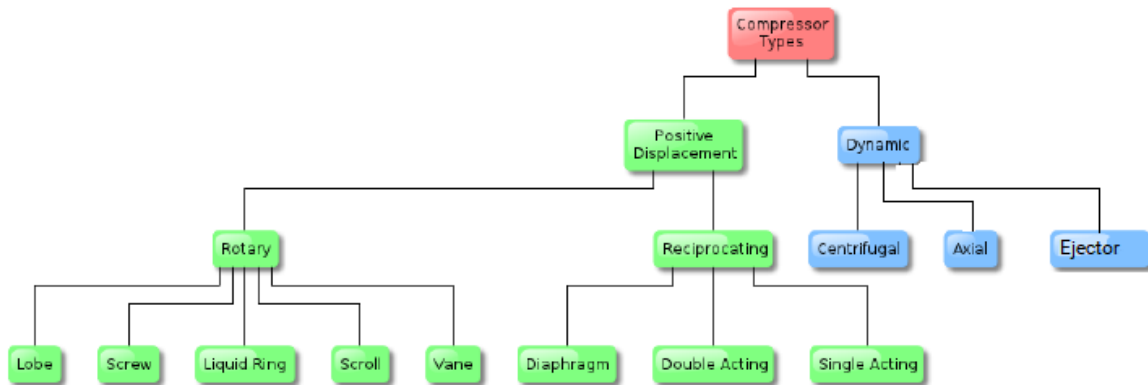
Πίνακας 18: Επιλεγμένα μοντέλα εναλλακτών VCC και τα χαρακτηριστικά τους μεγέθη.

Κύκλωμα VCC	Ισχύς (kW)	Επιλεγθέν μοντέλο	Αριθμός πλακών	Επιφάνεια συναλλαγής (m ²)	Lp (mm)	Bp (mm)
Συμπυκνωτής	5,06	FP5X12	28	1,212	282	130
Ατμοποιητής	4	GBS220	20	0.59	279	90

4.2.2 Εκλογή συμπιεστή VCC

Ως συμπιεστής ορίζεται μία μηχανή που χρησιμοποιείται για την αύξηση της πίεσης ενός αερίου, μέσω της μείωσης του όγκου του. Η αρχή λειτουργίας του συμπιεστή είναι παρεμφερής με αυτή της αντλίας καθώς και οι δύο αυξάνουν την πίεση του διακινούμενου μέσου, με τη διαφορά ότι η αντλία χρησιμοποιείται για υγρά ενώ ο συμπιεστής για αέρια [52].

Οι διάφοροι τύποι συμπιεστών φαίνονται στο παρακάτω σχήμα και κατηγοριοποιούνται βάσει της αρχής λειτουργίας τους.



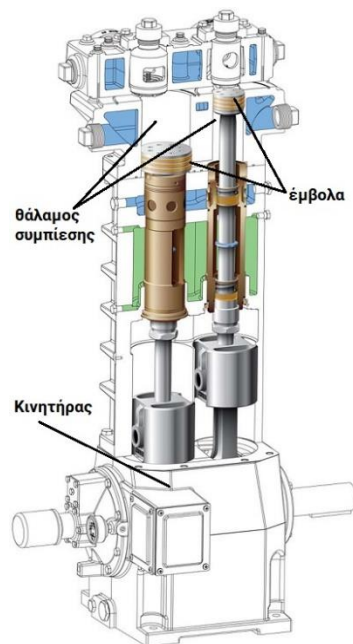
Σχήμα 49: Είδη συμπιεστών βάση της αρχής λειτουργίας τους.

Η μία μεγάλη κατηγορία συμπιεστών είναι αυτή των συμπιεστών θετικής μετατόπισης (positive displacement) στην οποία κατηγορία ανήκει και ο συμπιεστής που θα χρησιμοποιηθεί στην παρούσα εγκατάσταση. Ο τρόπος λειτουργίας τους είναι η αύξηση πίεσης του αερίου που διακινούν μέσω της μείωσης όγκου του στον θάλαμο συμπίεσης. Σε αυτήν την κατηγορία εντάσσονται οι παλινδρομικοί συμπιεστές (reciprocating compressors) και οι περιστροφικοί συμπιεστές (rotary). Στους περιστροφικούς συμπιεστές ανήκουν και οι συμπιεστές λοβού (Lobe), οι κοχλιωτοί (screw), οι υγρού δακτυλίου (liquid Ring), οι συμπιεστές με πτερύγια (vane) και οι σπειροειδείς συμπιεστές (scroll), όπου οι τελευταίοι επιλέγονται συγκεκριμένα για την παρούσα εγκατάσταση.

Οι άλλη μεγάλη κατηγορία συμπιεστών είναι οι δυναμικοί οι οποίοι μέσω της συνεχούς μετάδοσης στροφορμής στο αέριο με τη βοήθεια είτε μίας περιστρεφόμενης πτερύγωσης είτε μέσω μίας δέσμης ρευστού (με τη βοήθεια συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου). Στους δυναμικούς συμπιεστές δε θα επεκταθούμε περαιτέρω, ωστόσο για την κατηγορία του συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου (ejector) έγινε εκτενής ανάλυση παραπάνω καθώς αποτελεί κύριο άξονα της παρούσας διπλωματικής.

Παλινδρομικοί συμπιεστές

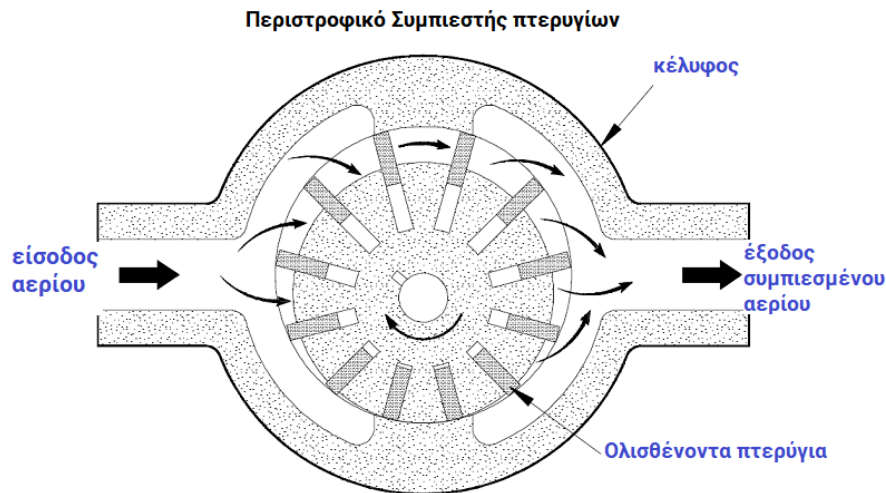
Οι παλινδρομικοί συμπιεστές στην πλειοψηφία τους είναι απλής δράσης. Με τη χρήση ενός εμβόλου που κινείται παλινδρομικά από τον στρόφαλο που το ενώνει με την κινητήρια μηχανή εκτελεί δύο διαδοχικές και επαναλαμβανόμενες λειτουργίες. Αρχικά δημιουργεί υποπίεση στον θάλαμο εξαναγκάζοντας έτσι το αέριο να εισέλθει και έπειτα το συμπιέζει κατευθύνοντας το στην έξοδο του συμπιεστή[53].



Σχήμα 50: Τομή παλινδρομικού διβάθμιου συμπιεστή.

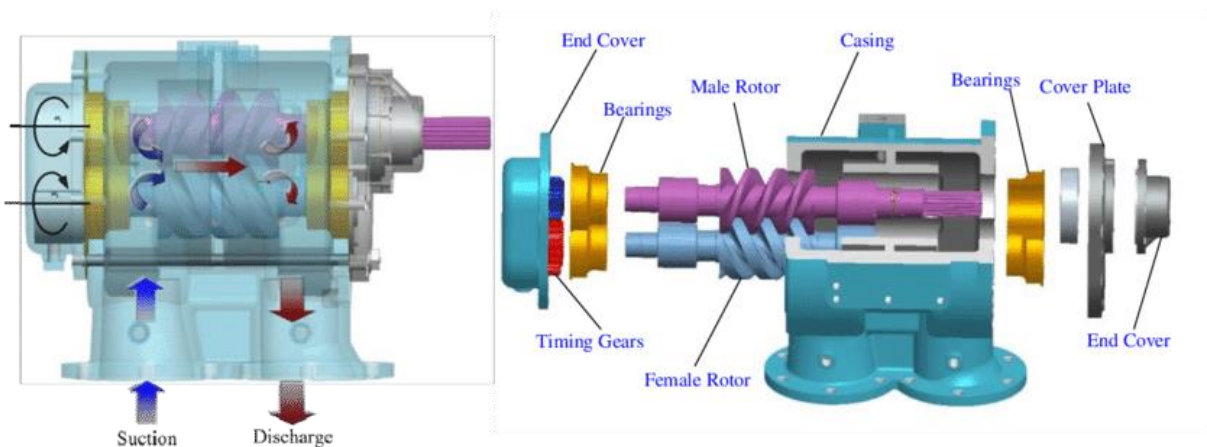
Περιστροφικοί συμπιεστές

Οι περιστροφικοί συμπιεστές με πτερύγια αποτελούνται από έναν άξονα που περιστρέφεται έχοντας στην περιφέρεια του πτερύγια που ωθούν το αέριο συμπιέζοντας το στον ολοένα και μικρότερο όγκο που περικλείεται από τα πτερύγια του άξονα και το κέλυφος του συμπιεστή. Το αέριο εξέρχεται του συμπιεστή όταν φτάσει την μέγιστη συμπίεση. Η υψηλή αύξηση της θερμοκρασίας του συμπιεστή καθιστά απαραίτητο το συνεχή ψεκασμό του με ψυκτικό μέσο που ταυτόχρονα προσφέρει και την επαρκή λίπανση[54]. Οι μικροί συμπιεστές αυτού του τύπου για ισχείς μεταξύ 2 και 40 kW είναι μονοβάθμιοι και χρησιμοποιούνται για θερμοκρασίας κορεσμού στην είσοδο του ρεύματος μεταξύ -40 και 7 , φθάνοντας στην έξοδο θερμοκρασίες μέχρι 60 . Με την προσθήκη μιας δεύτερης βαθμίδας είναι εφικτή η χρήση για εφαρμογές σε χαμηλότερες θερμοκρασίες μέχρι τους -50 . Ο λόγος πίεσης που μπορεί να επιτευχθεί σε μία βαθμίδα ενός συμπιεστή με πτερύγια ανέρχεται μέχρι 10.



Σχήμα 51: Περιστροφικό Συμπιεστής πτερυγίων και τρόπος λειτουργίας του.

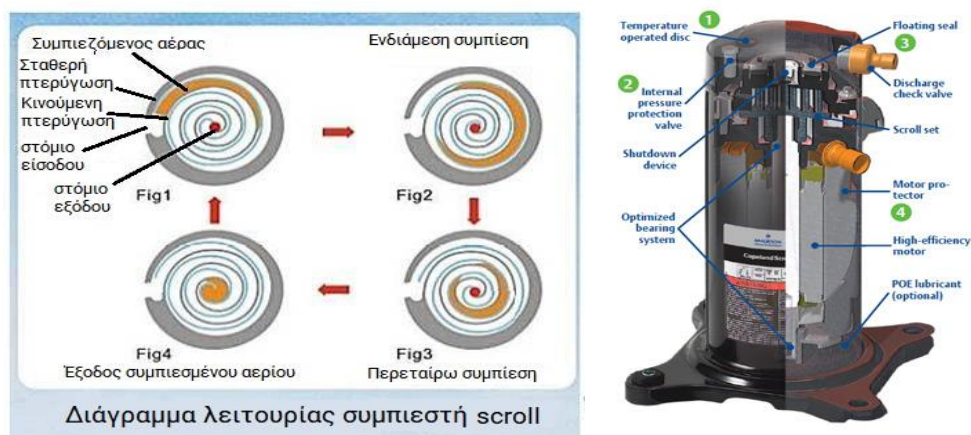
Μια άλλη δεσπόζουσα κατηγορία των περιστροφικών συμπιεστών είναι αυτή με κοχλίες (ή διδύμων κοχλιών). Με τη λειτουργία τους ωθούν το αέριο να διέλθει από τον ολοένα και μικρότερο όγκο που σχηματίζεται από τους κοχλίες που στην περιφέρεια τους φέρουν σπείρωμα. Πιο αναλυτικά οι δύο κοχλίες με το σπείρωμα τους δημιουργούν υποπίεση στην είσοδο του συμπιεστή η οποία ωθεί το αέριο που εισέρχεται να κινηθεί αξονικά προς την έξοδο του συμπιεστή ενώ ταυτόχρονα ο όγκος του μειώνεται προκαλώντας την απαραίτητη συμπίεση. Αυτού του είδους οι συμπιεστές κυμαίνονται από 10 kW έως 1000 kW και από χαμηλές μέχρι υψηλές πιέσεις της τάξεως των 80 bar. Χρησιμοποιούνται κατά κόρων στην βιομηχανία όπου απαιτείται η συνεχής λειτουργία των συμπιεστών.



Σχήμα 52: Συμπιεστής διδύμων κοχλιών (twin screw compressors)

Σπειροειδής συμπιεστής (scroll)

Οι σπειροειδείς συμπιεστές ή scroll όπως είναι πιο ευρέως γνωστοί συμπιέζουν το ρευστό (υγρό ή αέριο) μέσω δύο πτερυγίων ελικοειδούς μορφής. Επιλέγονται για την αξιοπιστία τους και την πιο αθόρυβη λειτουργία τους. Για αυτό βλέπουμε την κυριαρχία τους σε συστήματα οικιακής και καθημερινής χρήσης (πχ ψυγεία και air-condition). Κατά την λειτουργία τους συμπιέζουν το ρευστό εγκλωβίζοντας το και συμπιέζοντας το ανάμεσα στις δύο έλικες μία εκ των οποίων είναι σταθερή και μία κινούμενη. Το κινούμενο πτερύγιο εκτελεί ελλειπτική τροχιά δίχως περιστροφή όντας συνδεδεμένο με τον άξονα μιας κινητήριας μηχανής. Οι δύο έλικες βρίσκονται σε συνεχή επαφή σε ένα σημείο που συνεχώς μετακινείται με τροχιά από την είσοδο προς την έξοδο του συμπιεστή. Το ρευστό, στην προκειμένη περίπτωση αέριο, εισερχόμενο στην περιφέρεια των πτερυγίων οδηγείται προς το κέντρο του σταθερού πτερυγίου καθώς ο όγκος μεταξύ των ελικωσεων των πτερυγίων ταυτόχρονα μειώνεται αυξάνοντας έτσι την πίεση του αερίου. Οι συμπιεστές αυτής της κατηγορίας έχουν μεγάλο ογκομετρικό βαθμό απόδοσης και ισχύ μεταξύ 0,5-50 kW. Καθίστανται καλύτεροι από τους υπολοίπους περιστρεφόμενους συμπιεστές λόγω του καλύτερου βαθμού απόδοσης σε πλήρες και σε μερικό φορτίο αλλά και επειδή έχουν λιγιστά κινούμενα μέρη. Έτσι η φθορά τους είναι πολύ μικρότερη και οι κραδασμοί τους πολύ περιορισμένοι. Σημαντικό μειονέκτημα στον αντίποδα όλων των παραπάνω είναι ότι δεν μπορούν να συντηρηθούν στο χώρο εγκατάστασης του αλλά απαιτείται η μεταφορά τους στο εκάστοτε ειδικό εργοστάσιο-μηχανουργείο. Μια σχηματική απεικόνιση του τρόπου λειτουργίας του δίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 53: Συμπιεστής τύπου scroll και τρόπος λειτουργίας του.

Εκλογή συμπιεστή για το σύστημα VCC

Για την επιλογή του κατάλληλου scroll συμπιεστή χρησιμοποιήθηκε το πρόγραμμα Selector8 [55] της εταιρείας Emerson. Στο πρόγραμμα εισήχθησαν οι παρακάτω παράμετροι και σημεία του ψυκτικού κύκλου:

Πίνακας 19: Στοιχεία λειτουργίας για την επιλογή του συμπιεστή

Μέγεθος	Τιμή
Θερμοκρασία Εξάτμισης (°C)	5
βαθμοί Υπερθέρμανσης (°C)	10
Θερμοκρασία Συμπύκνωσης (°C)	50
βαθμοί Υπόψυξης (°C)	0

Έτσι το πρόγραμμα πρότεινε ένα εύρος συμπιεστών όπως αυτό φαίνεται στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 20: Αποτελέσματα προγράμματος Select8 για την επιλογή συμπιεστή.

Compressor	Cooling Capacity, [kW]	Power, [kW]	COP	Current, [A]	Suction Mass Flow, [g/s]	Displacement, [m ³ /h]
ZP24K5E-PFJ	5.06	1.8	2.82	7.9	34.1	3.96
ZP29K5E-PFJ	6.07	2.14	2.84	9.39	40.9	4.79
ZP31K5E-PFJ	6.5	2.35	2.77	10.18	43.8	5.13
ZP36K5E-PFJ	7.55	2.78	2.72	12.67	50.9	6.03
ZP42K5E-PFJ	9.1	3.14	2.9	13.47	61.3	6.9
ZP54K5E-PFJ	11.5	3.86	2.98	17.92	77.5	8.9

Από τη λίστα αυτή των δυνατών επιλογών επιλέχθηκε ο δεύτερος στη σειρά και μοντέλο Copeland Scroll ZP29K5E-PFJ με ψυκτική ισχύ 6,07 kW λαμβάνοντας υπόψιν πως η ψυκτική ισχύ που τέθηκε στο σύστημα ήταν 4 kW ένας συντελεστής ασφαλείας. Το προαναφερθέν μοντέλο φαίνεται στο παρακάτω σχήμα στην πραγματική του μορφή αλλά και στην τρισδιάστατη απεικόνιση που κατασκευάστηκε.

Για το συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας που αναφέρεται παραπάνω στον Πίνακα 19, το πρόγραμμα της εταιρείας μας δίνει την παρακάτω απόδοση του εν λόγω συμπιεστή.



Σχήμα 54: Απεικόνιση scroll συμπιεστή ZPK29 της εταιρείας Copeland . Αριστερά ο πραγματικός και δεξιά το τρισδιάστατο σχέδιο που κατασκευάστηκε.

Πίνακας 21: Απόδοση συμπιεστή στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας.

Απόδοση στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας	5.0/50.00 (°C)
Ψυκτική ισχύς [kW]	6,07
Ισχύς [kW]	2,14
COP	2,84
Ρεύμα στα 230 V, [A]	9,39
Παροχή Μάζας αναρρόφησης [kg/s]	0.0409
Θερμική ισχύς [kW]	8,10
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης [%]	66,16

4.2.3 Εκλογή εκτονωτικής βαλβίδας VCC

Για την επιλογή της εκτονωτικής βαλβίδας επιλέχθηκε η κατηγορία ηλεκτρονικών εκτονωτικών βαλβίδων και τέθηκαν τα στοιχεία των σημείων λειτουργίας πριν και μετά από την εκτονωτική βαλβίδα. Ψυκτική ισχύς τέθηκε επίσης 4 kW ,θερμοκρασία ατμοποίησης 7 °C και συμπύκνωσης 35 °C. Έτσι όπως είναι λογικό εφόσον τα σημεία λειτουργίας και η ισχύς είναι ίδια με αυτά του συστήματος ECC επιλέχθηκε και η ίδια βαλβίδα ETS 6-14 με συνδέσεις 5/16 " είσοδο και έξοδο. Το τρισδιάστατο σχέδιο της παρατέθηκε πρωτίτερα (Σχήμα 46).

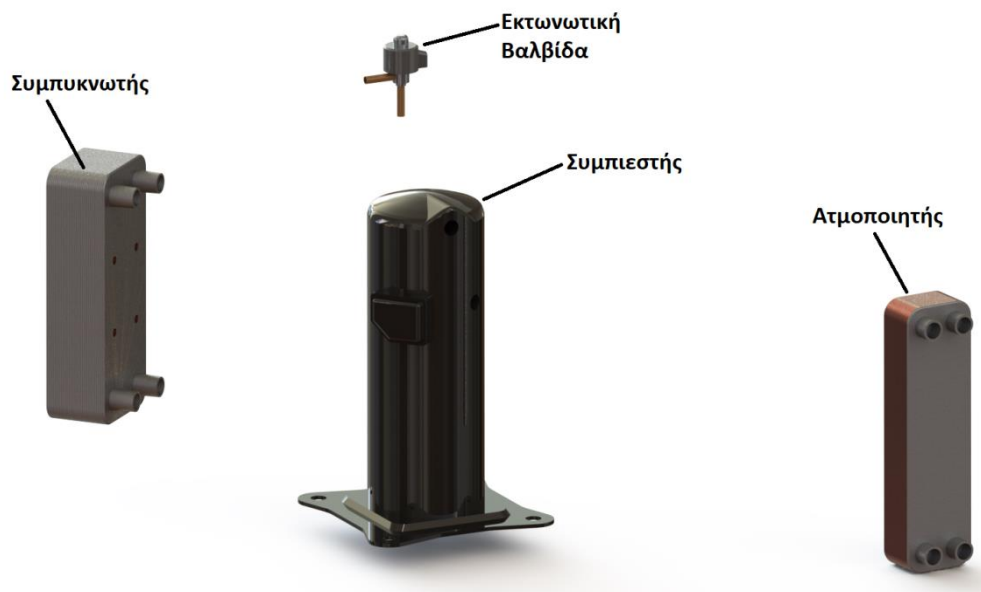
5. Μελέτη-Διαστασιολόγηση εγκατάστασης Sunclim

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται η μελέτη για τη σωστή σύνδεση των επιμέρους εξαρτημάτων που επιλέχθηκαν παραπάνω αλλά και η τοποθέτησή τους στο χώρο ώστε να αποτελέσουν ένα ενιαίο σύστημα λειτουργίας. Στόχος του συστήματος αυτού είναι να μπορεί να εγκατασταθεί σε οικιακούς ή επαγγελματικούς χώρους και να συνδέεται με το κύκλωμα ηλιακών συλλεκτών καθώς και τις μονάδες ψύξης και θέρμανσης των χώρων αυτών όταν αυτά προϋπάρχουν.

5.1 Αρχική σύνδεση - διάταξη συστήματος VCC

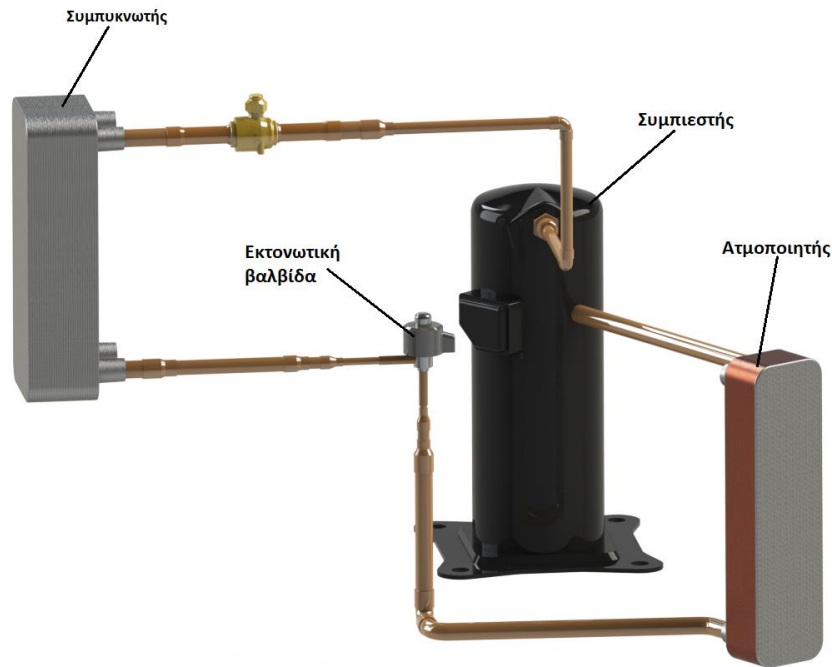
Όπως προαναφέρθηκε το ένα μέρος της εγκατάστασης αποτελείται από το συμβατικό σύστημα συμπίεσης ατμού (VCC). Στην προκειμένη περίπτωση το σύστημα VCC αρχικά κατασκευάστηκε σε τρισδιάστατη μορφή με τα εξαρτήματα που το απαρτίζουν προκειμένου στη συνέχεια να συμπλεχτεί με το σύστημα ECC και να αποτελέσουν ένα ενιαίο σύστημα ψύξης/θέρμανσης.

Τα εξαρτήματα που θα απαρτίζουν το κύκλωμα του VCC επιλέχθηκαν παραπάνω και στη συνέχεια τοποθετήθηκαν στο χώρο όλα μαζί όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 55: Τα επιμέρους εξαρτήματα του συστήματος VCC συγκεντρωμένα στο χώρο πριν την μεταξύ τους σύνδεση.

Αυτά τα 4 βασικά εξαρτήματα συνδέθηκαν μεταξύ τους σύμφωνα με την ενδεικνυόμενη συνδεσμολογία που παρουσιάστηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο (Σχήμα 22). Έτσι, προέκυψε μια αρχική διάταξη όπως φαίνεται παρακάτω.



Σχήμα 56: Το σύστημα VCC μετά την πρωταρχική σύνδεση των εξαρτημάτων.(Try 6

5.2 Σωληνώσεις και αρχική διάταξη εξαρτημάτων

Οι σωλήνες και τα εξαρτήματα που χρησιμοποιήθηκαν είναι από χαλκό καθώς το κύκλωμα μας θεωρείται ψυκτικό κύκλωμα.

5.2.1 Σωλήνες

Από τις τρεις κατηγορίες χαλκοσωλήνων (L,M,K) κατά το πρότυπο ASTM B 88. Οι σωλήνες αυτών των κατηγοριών έχουν κοινή εξωτερική διάμετρο, αλλά διαφορετικό πάχος και επομένως, διαφορετικές πιέσεις λειτουργίας. Συγκεκριμένα, ο τύπος M δε χρησιμοποιείται σε ψυκτικές εγκαταστάσεις λόγω του μικρού πάχους του, παρά μόνο σε εγκαταστάσεις θέρμανσης. Όσον αφορά τους άλλους τύπους, ο τύπος L χρησιμοποιείται σε μικρότερες πιέσεις από τον τύπο K. Η επιλογή καθορίζεται επίσης από τη διάμετρο του σωλήνα διότι, αυξανόμενης της διαμέτρου, ελαττώνεται η αντοχή του. Σύμφωνα με τον Πίνακα Πίνακας 26 η μέγιστη ονομαστική διάμετρος σωλήνα που χρησιμοποιείται είναι 5/8". Για αυτή τη διάμετρο ο τύπος L έχει μέγιστη απόλυτη πίεση λειτουργίας 36 bar (516 PSI) σε θερμοκρασία 93,3 C (200 F) [56] η οποία υπερβαίνει την μέγιστη πίεση λειτουργίας του κυκλώματος (29 bar). Επομένως επιλέγεται ο τύπος L.

Από τις διαθέσιμες εταιρείες επιλέχθηκε η εταιρεία ΧΑΛΚΟΡ [57]. Ο παραπάνω επιλεχθέν τύπος σωληνώσεως αντιστοιχεί στον τύπο TALOS ACR στη συγκεκριμένη εταιρεία και αντοχή των σωληνώσεων στις πιέσεις που αναπτύσσονται στο σύστημα διασφαλίζεται όπως φαίνεται και από τον Πίνακα 20 . Δίνονται επίσης οι εσωτερικές διαμέτρους του συγκεκριμένου τύπου χαλκοσωλήνα, από τις οποίες γίνεται η διαστασιολόγηση, σύμφωνα με όσα προηγήθηκαν.

Τέλος, οι σωλήνες αυτοί διατίθενται τόσο σε ευθύγραμμα μήκη των 4 m, όσο και σε εύκαμπτους σωλήνες με μήκος, ακέραιο πολλαπλάσιο του 1 m και μέγιστη διάμετρο 7/8". Επιλέγονται οι σωλήνες σε ευθύγραμμα μήκη εκτός από περιπτώσεις όπου πρέπει να δοθεί συγκεκριμένο σχήμα σε κάποιο σωλήνα.

Πίνακας 22: Διάμετροι και πιέσεις λειτουργίας ευθύγραμμων σωλήνων TALOS ACR κατά το πρότυπο ASTM B-280.

Ονομαστική διάμετρος (")	Εσωτερική διάμετρος (mm)	Απόλυτη πίεση λειτουργίας (bar)
3/8	8.00	89
1/2	10.90	78
5/8	13.84	71
3/4	16.91	62
7/8	19.95	56
1 1/8	26.04	48
1 3/8	32.13	44
1 5/8	38.24	40
2 1/8	50.42	36
2 5/8	62.62	33
3 1/8	74.80	31
3 5/8	87.00	30
4 1/8	99.20	29

5.2.2 Επιλογή Σωληνώσεων

Ο σχεδιασμός των σωληνώσεων και η τοποθέτηση των διάφορων εξαρτημάτων οφείλει να ικανοποιεί τις εξής απαιτήσεις:

- Περιορισμός απωλειών ενέργειας ώστε να μη μειωθεί το ειδικό έργο του συστήματος.
- Προστασία συστήματος έναντι σπηλαίωσης.
- Εξασφάλιση φυσικής ροής στις σωληνώσεις υγρού.
- Αθόρυβη λειτουργία.

Οι σωληνώσεις που συνδέουν τα εκάστοτε εξαρτήματα διαστασιολογήθηκαν μέσω της ευρεθείσας παροχής και πυκνότητας σε κάθε σωληνώση και των τυποποιημένων διαμέτρων σωληνώσεων χαλκού. Στον παρακάτω πίνακα φαίνονται η εσωτερική διάμετρος, το πάχος και η εξωτερική διάμετρος των τυποποιημένων χαλκοσωλήνων.

Πίνακας 23 Τυποποιημένες διαμέτροι σωληνώσεων χαλκού κατά EN 12735

Τυποποιημένο Μέγεθος Σωλήνωσης [inch]	Εξωτερική Διαμέτρος [mm]	Πάχος [mm]	Εσωτερική Διάμετρος [mm]
3/8	9.52	0.75	8.02
1/2	12.7	0.8	11.1
5/8	15.88	0.8	14.28
3/4	19.05	0.8	17.45
7/8	22.23	1	20.23
1 1/8	28.58	1	26.58
1 3/8	34.93	1.25	32.43
1 5/8	41.28	1.25	38.78

Έχοντας την παροχή μάζας του συστήματος $m=0.017$ [kg/s] και την πυκνότητα ρ [kg/m³] σε κάθε σημείο υπολογίστηκε η ογκομετρική παροχή κάθε σωλήνωσης (Πίνακας 24)

Πίνακας 24: Πυκνότητα και ογκομετρική παροχή

VCC	1	2	3	4
ρ [kg/m ³]	27,16	61,86	868,66	104,69
\dot{V} [m ³ /s]	0.00063	0.00028	0.00002	0.00016

Έπειτα για τις τυποποιημένες διαμέτρους σωληνώσεων χαλκού υπολογίστηκαν οι ταχύτητες του ρευστού (Πίνακας 25).

Πίνακας 25: ταχύτητα ρευστού συναρτήσει τυποποιημένων διαστάσεων σωληνώσεων χαλκού.

Μέγεθος [in]	din (m)	αέριο=> $u < 8$ m/s		υγρό => $u < 1.5$ m/s	
		u_1 [m/s]	u_2 [m/s]	u_3 [m/s]	u_4 [m/s]
3/8	0.00802	12.53	5.50	0.39	3.25
1/2	0.0111	6.54	2.87	0.20	1.70
5/8	0.01428	3.95	1.74	0.12	1.03
3/4	0.01745	2.65	1.16	0.08	0.69
7/8	0.02023	1.97	0.86	0.06	0.51
1 1/8	0.02658	1.14	0.50	0.04	0.30
1 3/8	0.03243	0.77	0.34	0.02	0.20
1 5/8	0.03878	0.54	0.24	0.02	0.14

Για λόγους θορύβου η ταχύτητα του ρευστού σε σωλήνα δεν πρέπει να υπερβαίνει τα 8 m/s όταν πρόκειται για αέρια κατάσταση και τα 1.5 m/s για υγρή κατάσταση. Αυτός είναι ένας περιορισμός ο οποίος θέτει ένα κάτω όριο στην επιλογή διαμέτρου των σωληνώσεων. Στο αντίποδα αυτού του περιορισμού, μια σωλήνωση όσο μεγαλύτερη διάμετρο έχει τόσο περισσότερο υλικό (χαλκό) απαιτεί η κατασκευή της και επομένως ανεβαίνει το κόστος της αλλά και το βάρος της. Ο παράγοντας αυτός λοιπόν θέτει και έναν άνω περιορισμό στην επιλογή της διαμέτρου των σωληνώσεων.

Λήφθηκαν επίσης υπόψιν οι διατομές εξόδου και εισόδου κάθε βασικού εξαρτήματος της εγκατάστασης ούτως ώστε να αποφευχθούν μεγάλες συστολές ή διαστολές της ροής που θα οδηγούσαν σε μεγάλες απώλειες της ροής και θόρυβο στο σύστημα.

Σύμφωνα λοιπόν με τα παραπάνω κριτήρια επιλέχθηκαν οι παρακάτω διαμέτροι σωληνώσεων για τα επιμέρους τμήματα του κυκλώματος όπως φαίνονται στον πίνακα:

Πίνακας 26: Επιλεγθείσες διαμέτροι σωληνώσεων.

Θέση	Τμήμα κυκλώματος	Ονομαστική διάμετρος "
1	Ατμοποιητής-Συμπιεστής	3/4
2	Συμπιεστής-Συμπυκνωτής	5/8
3	Συμπυκνωτής-Εκτονωτική βαλβ.	5/8
4	Εκτονωτική βαλβ.- Ατμοποιητής	3/4

5.2.3 Εξαρτήματα σωληνώσεων

Για την επίτευξη της κατάλληλης συνδεσμολογίας των εξαρτημάτων-σωληνώσεων αλλά και την διάταξη του συστήματος στο χώρο χρειάστηκαν κάποια εξαρτήματα. Στην αγορά υπάρχουν διαθέσιμοι οι παρακάτω σύνδεσμοι χάλκινων σωληνώσεων.



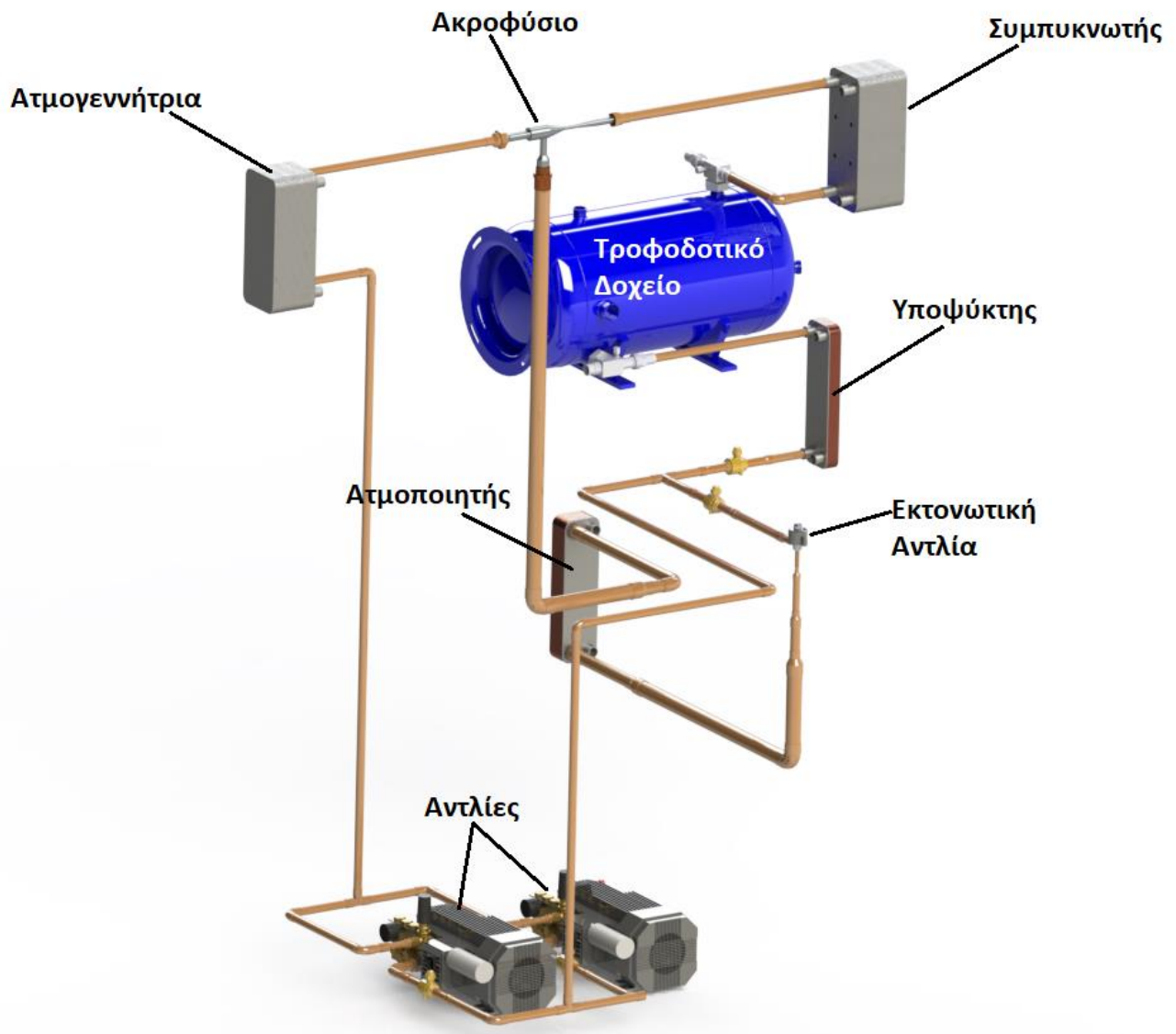
Σχήμα 57: εξαρτήματα χαλκοσωλήνων της εταιρείας Bänninger

Από τους δύο κύριους τρόπους σύνδεσης σωλήνων με εξαρτήματα επιλέχθηκε η κόλληση (ασημοκόλληση) έναντι της σύνδεσης εκχυλούμενων άκρων (flare). Προτιμήθηκε αυτός ο τρόπος σύνδεσης λόγω του μεγαλύτερου εύρους διαμέτρων το οποίο εξυπηρετεί συγκρινόμενος με αυτόν τον εκχυλούμενων άκρων που έχει ανώτερη διάμετρο 3/4". Αναλυτικότερα, οι σωλήνες αποτελούν το αρσενικό τμήμα της σύνδεσης, ενώ τα υπόλοιπα εξαρτήματα το θηλυκό. Τα εξαρτήματα χαλκού όπως και ανά τμήμα σωλήνα παρουσιάζονται μετά την οριστικοποίηση του τελικού συστήματος.

Τα εξαρτήματα αυτά λοιπόν λαμβάνονται από την εταιρία NIBCO [58] και συγκεκριμένα ο τύπος ACR που χρησιμοποιείται σε ψυκτικά κυκλώματα.

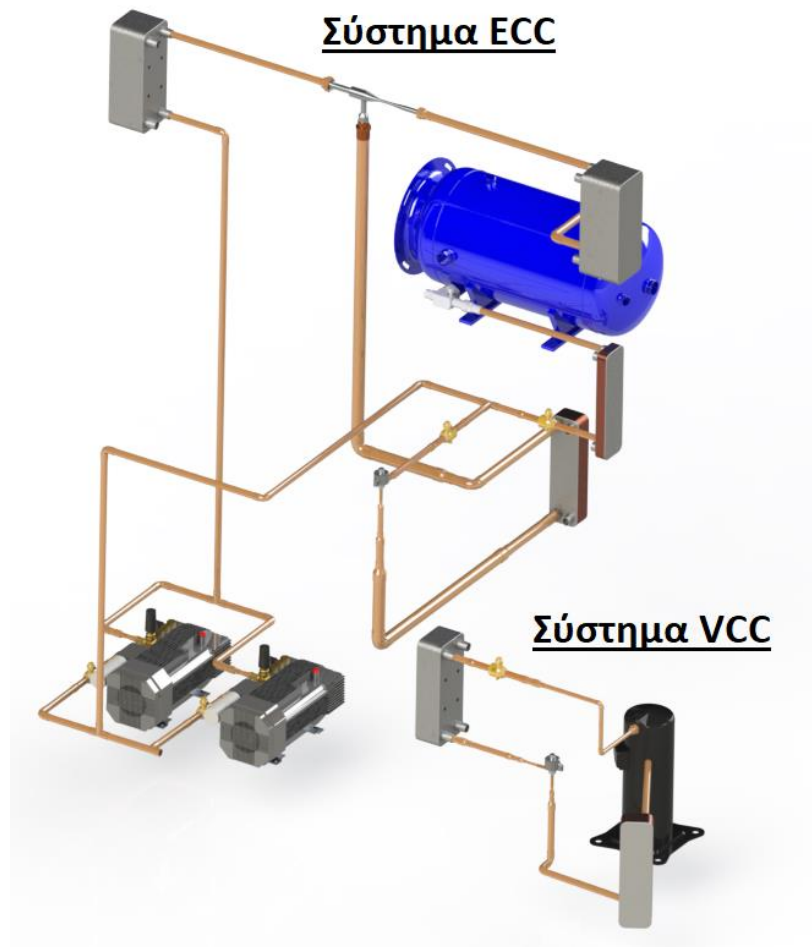
Το Σύστημα ECC

Στη συνέχεια κατασκευάστηκε κατά αντίστοιχο τρόπο το σύστημα ECC. Τα επιμέρους εξαρτήματα που το απαρτίζουν επιλέχθηκαν και αυτά παραπάνω και φαίνονται παρακάτω όταν αυτά τοποθετήθηκαν στο χώρο και με μια αρχική συνδεσμολογία.



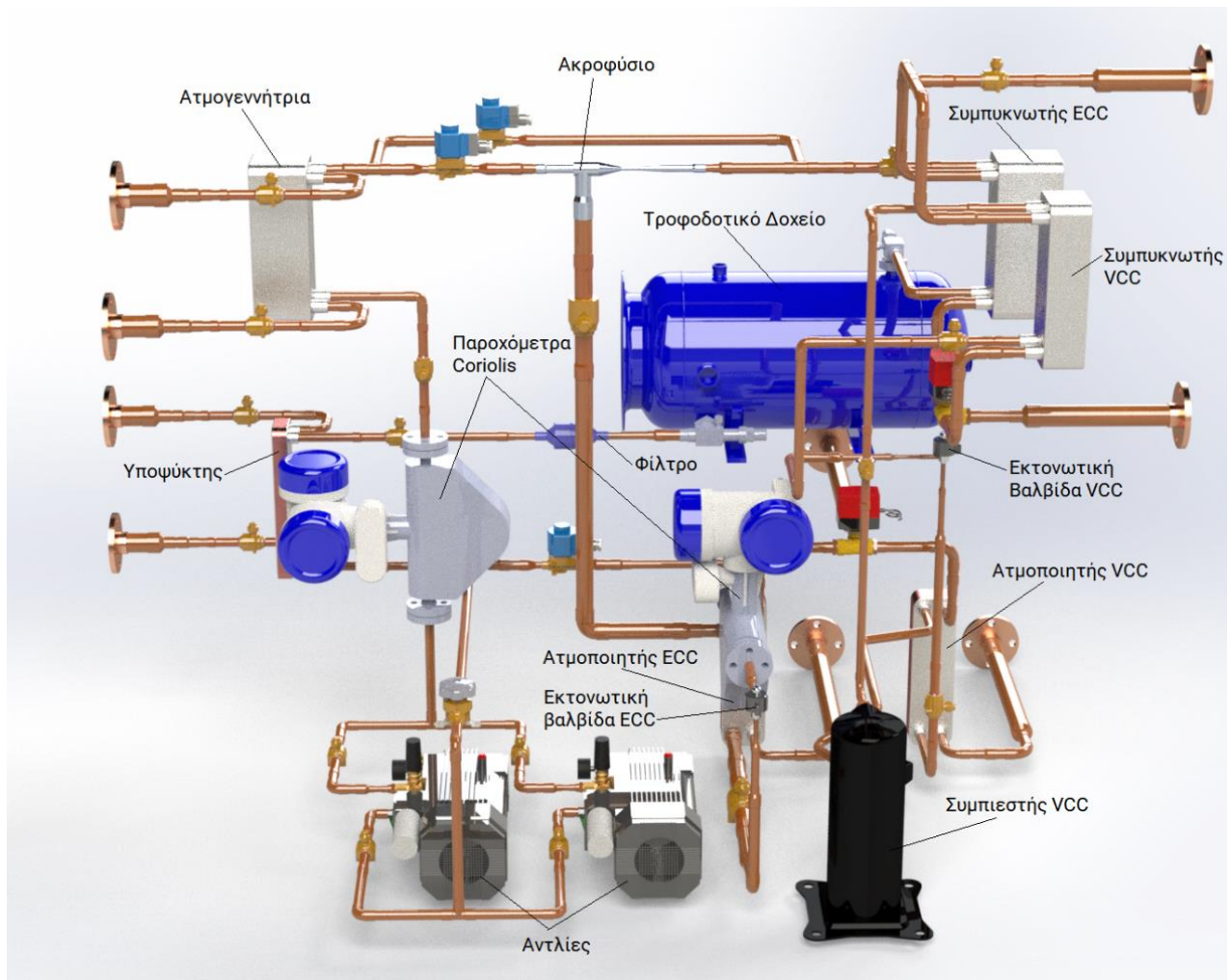
Σχήμα 58: Αρχική συνδεσμολογία συστήματος ECC

Έπειτα τοποθετήθηκαν τα δυο συστήματα ECC και VCC μαζί στο χώρο προκειμένου να τροποποιηθούν κατάλληλα οι διατάξεις τους ώστε να ενοποιηθούν και να τοποθετηθούν σε ένα ενιαίο σκελετό. Παρακάτω φαίνονται τα δύο συστήματα μαζί, αποτυπωμένα στο χώρο.

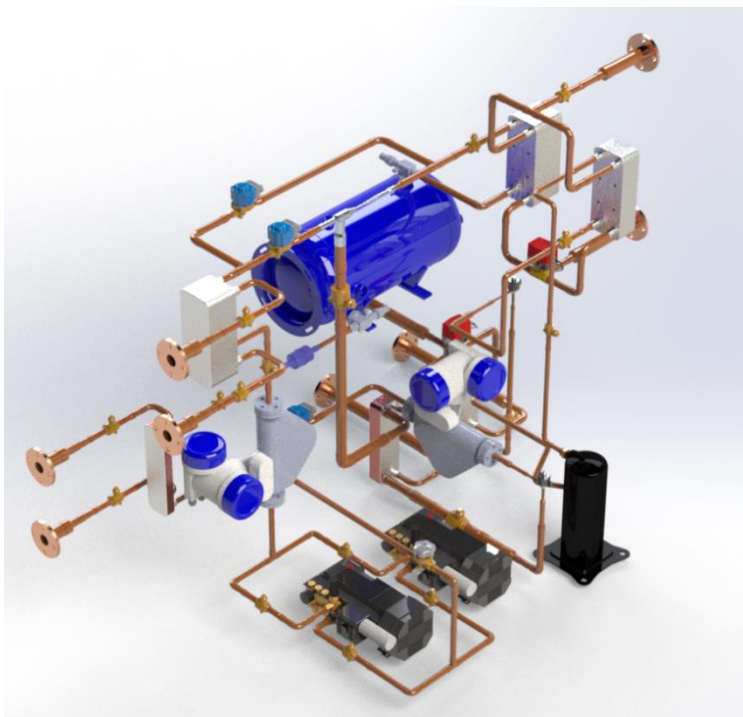


Σχήμα 59: Τα συστήματα ECC και VCC μαζί στο χώρο πριν τη σύμπλεξη τους.

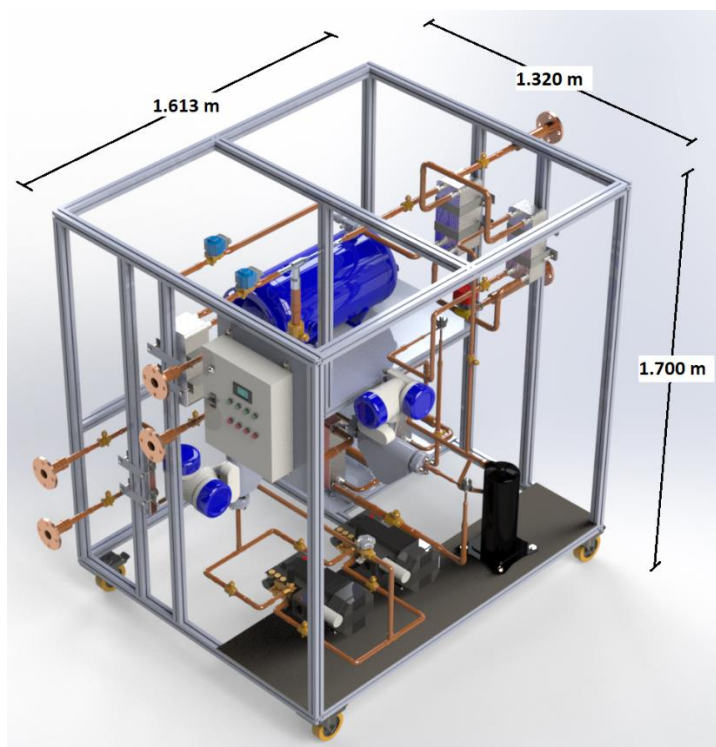
Λαμβάνοντας υπόψη τη σχηματική απεικόνιση του συνολικού συστήματος (γραμμικό Σχήμα), φαίνεται ότι οι δυο συμπυκνωτές (ένας του ECC και ένα του VCC) ωφελούσε να έρθουν κοντά μεταξύ τους καθώς το νερό που τους διέρρεε κατέληγε στην ίδια σωλήνωση. Την ίδια προσέγγιση είχαμε και στους δύο ατμοποιητές. Έτσι το σύστημα της κοινής διάταξης πήρε την παρακάτω μορφή .



Σχήμα 60: Κοινή διάταξη ECC-VCC σε πρόοψη



Σχήμα 61: Η διάταξη σε ισομετρική όψη



Σχήμα 62: Η διάταξη με το σκελετό της



Σχήμα 63: Η διάταξη σε κλίμακα ανθρώπου στο χώρο

5.2.4 Οργανικό μέσο

Όπως προαναφέρθηκε ως οργανικό μέσο της εγκατάστασης επιλέχθηκε το R32. Έχοντας πλέον επιλέξει τα κύρια εξαρτήματα της εγκατάστασης και καταλήξει στην τελική διάταξη της μπορούμε να κάνουμε μια εκτίμηση της συνολικής χωρητικότητας της σε R32. Επιλέχθηκε τροφοδοτικό δοχείο χωρητικότητας 50 λίτρων και εκτιμώντας μια προσαύξηση της χωρητικότητας λόγω των σωληνώσεων υπολογίζεται πως η συνολική απαίτησή είναι 70 λίτρα οργανικό μέσο R32. Βάση αυτής της απαίτησης υπολογίζεται ότι χρειάζονται 8 φιάλες των 9kg R32[59].

6. Οικονομική ανάλυση της εγκατάστασης

Στο παρόν κεφάλαιο πραγματοποιείται η οικονομική αξιολόγηση των συστημάτων. Μία τέτοια αξιολόγηση είναι απαραίτητη για να εξεταστεί αν η επένδυση είναι συμφέρουσα ή όχι. Αρχικά λοιπόν θα γίνει υπολογισμός της αρχικής επένδυσης που απαιτείται. Αυτή περιλαμβάνει το αρχικό κόστος του συστήματος.

Το αρχικό κόστος υπολογίζεται από το άθροισμα των επιμέρους εξαρτημάτων που χρησιμοποιήθηκαν. Αυτά είναι τα βασικά εξαρτήματα που απαρτίζουν την εγκατάσταση καθώς και τις σωληνώσεις και τους συνδέσμους που χρησιμοποιήθηκαν. Τα κόστη τους λοιπόν φαίνονται στον παρακάτω συνοπτικό πίνακα όπως αυτά προέκυψαν μετά από έρευνα που πραγματοποιήθηκε στην παρούσα αγορά.

Πίνακας 27: Κατάλογος κόστους βασικών εξαρτημάτων.

Εξάρτημα	Μοντέλο	Ποσότητα	Κόστος (€)
Συμπυκνωτής-VCC	KELVION FP5X12	1	391
Ατμοποιητής-VCC	KELVION GBS220	1	260
Συμπυκνωτής-EEC	KELVION FP5X12	1	481
Υποψύκτης	KELVION GBS220	1	210
Ατμοποιητής - EEC	KELVION GBS220	1	260
Ατμογεννήτρια	KELVION FP5X12	1	454
Εκτονωτική Βαλβίδα	Danfoss ETS 6	2	164
Συμπιεστής τυπου Scroll	Copeland Scroll ZP29K5E-PFJ	1	850
Φίλτρο	ADK-415	1	53
Παροχόμετρο	KROHNE Optimass 6400 S08	1	4860
Παροχόμετρο	KROHNE Optimass 6000 S10	1	4545
Παροχόμετρα	Κανονικής λειτουργίας	2	2400
Αντλία	Annovi Reverbery μοντέλο HPE-M 04.08	2	1180
Τροφοδοτικό Δοχείο	GVN HV9.33b.50.A4.A4.F4	1	589
Ακροφύσιο	από παρούσες έρευνες [60]	1	294
Οργανικό Μέσο	R32	72 kg	1272
Σκελετός Εγκατάστασης	item	-	1300

Πίνακας 28: Κατάλογος κόστους σωληνώσεων και συνδέσεων.

	ECC	VCC	Σύνολο	Κόστος (€)
Περιγραφή	Ποσότητα/Μήκος (mm)			
Ευθύγραμμος σωλήνας 5/16"	50	80	130	0.364
Ευθύγραμμος σωλήνας 1/2"	130	180	310	1.6678
Ευθύγραμμος σωλήνας 5/8"	255	970	1225	10.71875
Ευθύγραμμος σωλήνας 3/4"	4031	2720	6751	47.257
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	2295	2770	5065	50.65
Ευθύγραμμος σωλήνας 1+1/8"	210	0	210	2.94
Ευθύγραμμος σωλήνας 1+3/8"	1030	0	1030	17.51
Ευθύγραμμος σωλήνας 1+5/8"	0	2850	2850	64.2105
Καμπύλη 90° Θηλυκή-Θηλυκή 5/8"	0	4	4	13.28
Καμπύλη 90° Θηλυκή-Θηλυκή 3/4"	11	14	25	27
Καμπύλη 90° Θηλυκή-Θηλυκή 7/8"	4	12	16	30.4
Καμπύλη 90° Θηλυκή-Θηλυκή 1+1/8"	1	0	1	2.9
Καμπύλη 90° Θηλυκή-Θηλυκή 1+3/8"	1	0	1	4.6
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 1/2 x 5/16"	1	2	3	2.37
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 5/8 x 5/16"	1	0	1	2.2
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 3/4 x 1/2"	3	2	5	6.95
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 3/4 x 5/8"	1	1	2	3.02
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 7/8 x 5/8"	2	0	2	3.6
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 7/8 x 3/4"	5	12	17	33.66
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 1+3/8 x 1+1/8"	2	0	2	12.8
Συστολή Θηλυκή-Θηλυκή 1+5/8 x 7/8"	0	13	13	81.25
Επιπλέον Εξαρτήματα				
Τρίοδη Βάνα H/M 3/4"		2	2	310
Μαστός Αρσενικός 1/2 x 3/4" NPT	2	1	3	8.7
Μαστός Θηλυκός 1/2 x 3/8 NPT	2		2	6.8
Μαστός Θηλυκός 5/8 x 3/4" NPT		1	1	4.5
Μαστός Αρσενικός 7/8 x 3/4" NPT		6	6	39
Μαστός Θηλυκός 1+1/8 x 3/4 NPT	2		2	15
Weld neck Flange DN15-PN40 (DN10)	4		4	89.6
Flange Type 01(DN10)	4		4	66

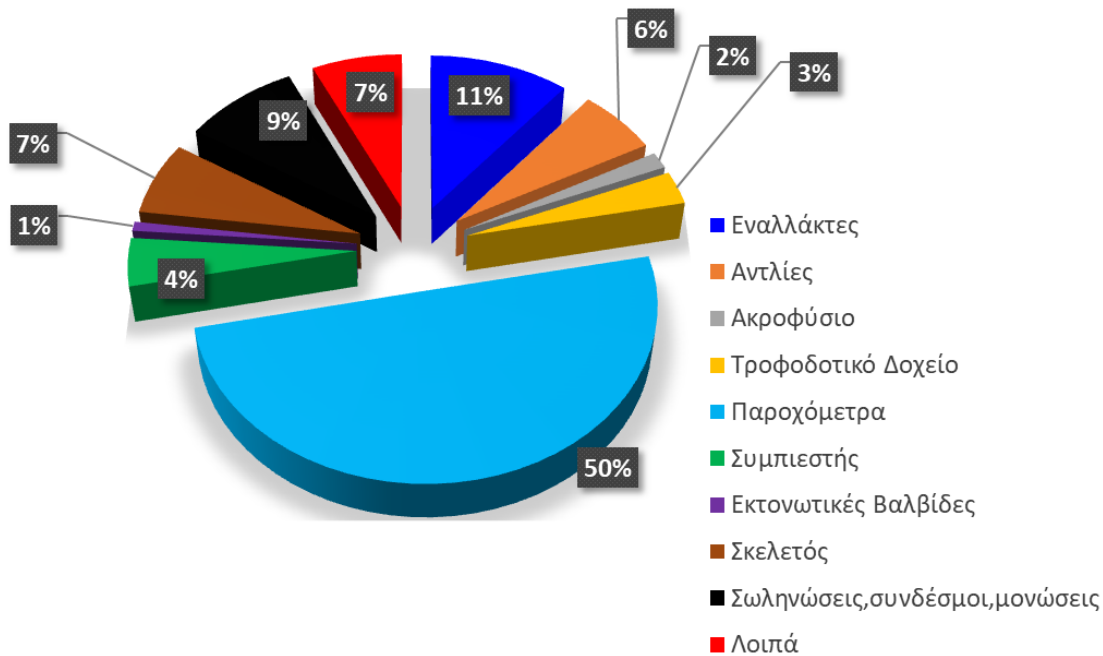
Φλάντζα χαλκού 1+5/8		9	9	67.5
ΤΑΦ 3/4"	3		3	31.2
ΤΑΦ 7/8"	2	1	3	37.5
Βαλβίδα GBC 5/8"	3	2	5	29
Βαλβίδα GBC 3/4"	4	5	9	57.6
Βαλβίδα GBC 7/8"		1	1	6.9
Βαλβίδα GBC 1+3/8"	2		2	41.2
Η/Μ βαλβίδα ΝΟ 7/8"	2		2	202
Η/Μ βαλβίδα ΝC 7/8"	1		1	202
Ρυθμιστική Βαλβίδα ΒΜL 3/4"	1		1	41

Πίνακας 29: Κατάλογος κόστους μόνωσης σωληνώσεων.

Μόνωση για σωλήνωση:	(mm)	Κόστος μόνωσης (€)
Ευθύγραμμος σωλήνας 5/16"	130	0.104
Ευθύγραμμος σωλήνας 1/2"	310	0.248
Ευθύγραμμος σωλήνας 5/8"	1225	1.1025
Ευθύγραμμος σωλήνας 3/4"	6751	6.751
Ευθύγραμμος σωλήνας 7/8"	5065	5.065
Ευθύγραμμος σωλήνας 1+1/8"	210	0.2205
Ευθύγραμμος σωλήνας 1+3/8"	1030	1.3905
Ευθύγραμμος σωλήνας 1+5/8"	2850	5.985

Έτσι λοιπόν η αρχική επένδυση μετά το άθροισμα τους κόστους των επιμέρους εξαρτημάτων ανέρχεται στα 18.858,72 € .

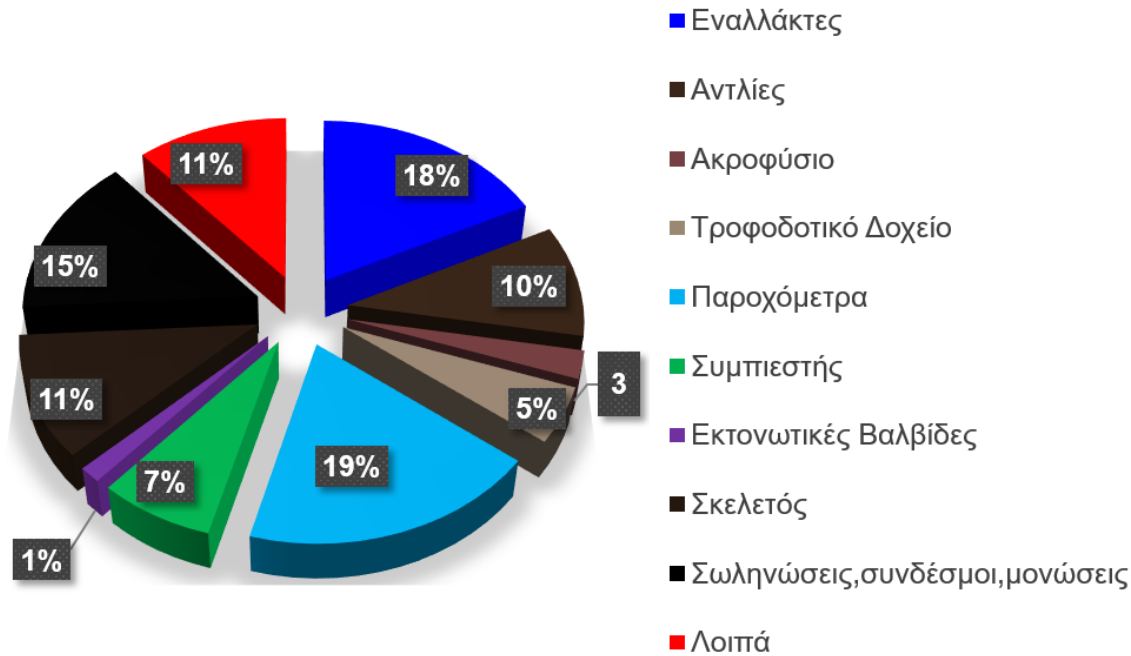
Παρακάτω φαίνεται μια σχηματική απεικόνιση του κόστους των επιμέρους εξαρτημάτων και στοιχείων της εγκατάστασης.



Σχήμα 64. Κατανομή κόστους εγκατάστασης στις επιμέρους συνιστώσες αυτής της πειραματικής διάταξης

Όπως γίνεται εμφανές το κόστος των δύο παροχόμετρων που χρησιμοποιήθηκαν για την εγκατάσταση καταλαμβάνει το 50% του κόστους κεφαλαίου επένδυσης, το οποίο κρίνεται ασύμφορο.

Τα αναφερόμενα παροχόμετρα (Coriolis) είναι ερευνητικής χρήσης και είναι μεγάλης ακρίβειας και ως εκ τούτου πολύ ακριβά. Τέτοια ακρίβεια δεν χρειάζεται στην κανονική λειτουργία της εγκατάστασης μετά την έρευνα της. Έτσι κρίνεται πιο σωστό να χρησιμοποιηθούν για την οικονομική ανάλυση μαγνητικά παροχόμετρα των οποίων το κόστος ανέρχεται στο συνολικό κόστος των 2400€ . Έτσι η νέα κατανομή του κεφαλαιακού κόστους επένδυσης φαίνεται παρακάτω.



Σχήμα 65. Κατανομή κόστους εγκατάστασης στις επιμέρους συνιστώσες αυτής σε μια πιο εμπορική προσέγγιση της εγκατάστασης

Επομένως το νέος συνολικό ανέρχεται στο ποσό των 11.653,72€.

Σε αυτό το κόστος πρέπει να προστεθεί ένα ετήσιο κόστος συντήρησης και λειτουργίας το οποίο θεωρείται 2% του συνολικού κόστους των εξαρτημάτων. Επομένως το νέο κόστος υπολογίζεται στα 11.886,79 €.

6.1 Οικονομικοί δείκτες

Για να κριθεί μια δραστηριότητα επένδυσης συμφέρουσα ή όχι οικονομικά υπάρχουν διάφορα κριτήρια που μπορούν να χρησιμοποιηθούν. Από τα βασικότερα κριτήρια και πρωταρχικά σε μια τέτοια αξιολόγηση είναι οι δείκτες NPV, IRR και PBP. Με αυτά τα κριτήρια θα ασχοληθούμε στην συνέχεια προκειμένου να αξιολογήσουμε την παρούσα επένδυση.

Καθαρή Παρούσα Αξία ή NPV (Net Present Value) είναι το άθροισμα των παρούσων αξιών των εισερχόμενων και εξερχόμενων ταμειακών ροών κατά τη διάρκεια μιας χρονικής περιόδου. Μετράει το πλεόνασμα ή την έλλειψη ταμειακών ροών, σε όρους παρούσας αξίας, σε σχέση με το κόστος κεφαλαίων (cost of funds) που χρησιμοποιήθηκαν για μια επένδυση. Υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση:

$$NPV = \sum_{t=1}^N c_t(1+i)^{-t} \quad (17)$$

Όπου C_t είναι η καθαρή χρηματοροή το έτος t , i το επιτόκιο προεξόφλησης και N τα συνολικά έτη που αξιολογείται η επένδυση. Η επένδυση κρίνεται συμφέρουσα όσο μεγαλύτερη είναι η τιμή της καθαρής παρούσας αξίας.

Ο Εσωτερικός Συντελεστής Απόδοσης ή IRR (Internal Rate of Return) είναι το προεξοφλητικό επιτόκιο που μηδενίζει την καθαρή παρούσα αξία (NPV) μιας επένδυσης. Επομένως όσο μεγαλύτερη είναι η καθαρή παρούσα αξία της επένδυσης τόσο μεγαλύτερο θα είναι και το IRR. Το IRR χρησιμοποιείται για να συγκρίνει επενδύσεις και διαφέρει από τη καθαρή παρούσα αξία διότι μετράει και το χρόνο των ταμειακών ροών, όχι μόνο το συνολικό όγκο.

$$NPV_{irr} = \sum_{t=1}^N c_t(1 + IRR)^{-t} = 0 \quad (18)$$

Όπως γίνεται φανερό όσο αυξάνεται ο δείκτης IRR τόσο πιο αποδοτική θεωρείται μια επένδυση.

Η περίοδος αποπληρωμής της επένδυσης ή PBP (PayBack Period) εκφράζει την χρονική περίοδο που εκτιμάται πως χρειάζεται για να γίνει απόσβεση της επένδυσης. Αυτό γίνεται όταν η καθαρή παρούσα αξία γίνει θετική. Προφανώς μια μικρή PBP κάνει μια επένδυση πιο συμφέρουσα και ελκυστική στον επενδυτή.

Το LCOE ή το επίπεδο κόστους ηλεκτρικής ενέργειας, γνωστό και ως Επίπεδο κόστους ενέργειας (LEC), είναι η καθαρή παρούσα αξία του κόστους ανά μονάδα ηλεκτρικού ρεύματος κατά τη διάρκεια ζωής ενός παραγωγικού περιουσιακού στοιχείου. Συχνά λαμβάνεται ως υποκατάστατο για τη μέση τιμή που πρέπει να λαμβάνει το ενεργητικό παραγωγής σε μια αγορά για να σπάσει ακόμη και κατά τη διάρκεια της ζωής του.

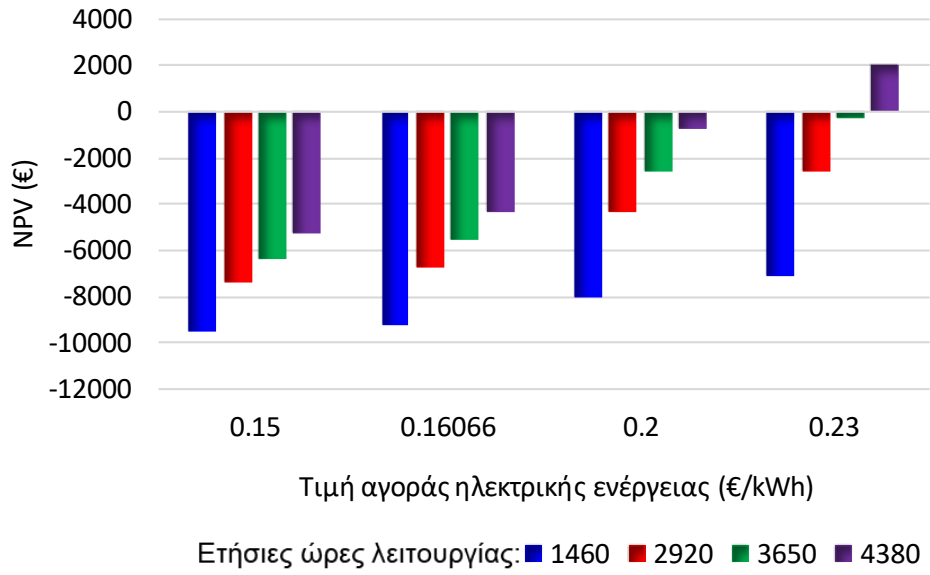
$$LCOE = \frac{\text{σύνολο κόστους εγκατάστασης}}{\text{σύνολο ηλεκτρικής ενέργειας που εξοικονομήθηκε}} \quad (19)$$

Για να υπολογιστούν λοιπόν οι παραπάνω εξισώσεις των δεικτών αυτών γίνεται φανερό πως πρώτα πρέπει να υπολογιστούν οι καθαρές ετήσιες χρηματοροές της εγκατάστασης (τα έσοδα και τα έξοδα).

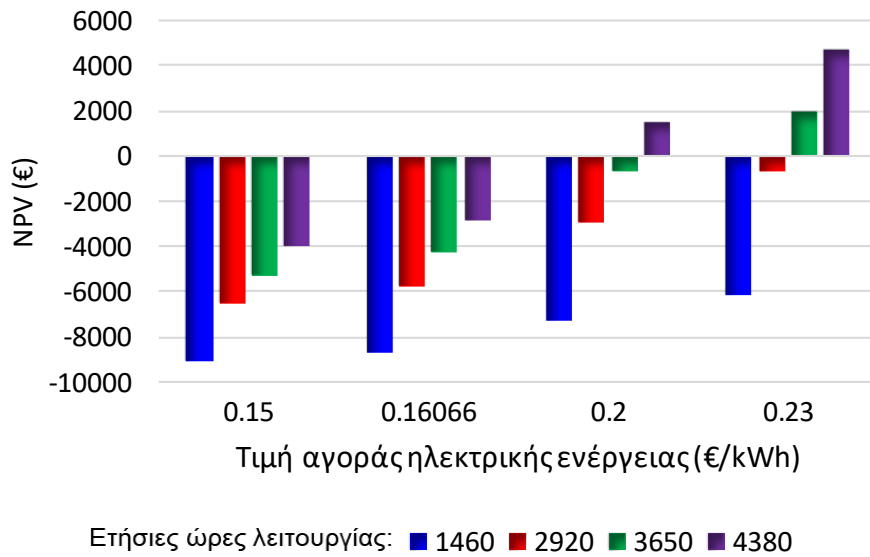
Έξοδα της εγκατάστασης είναι το κόστος λειτουργίας και συντήρησης της και έσοδα αυτής θεωρούνται στην προκειμένη περίπτωση η μη αγορά ηλεκτρικής ενέργειας που επιτυγχάνεται από την λειτουργία της.

Κάνοντας μια έρευνα στην αγορά και ανάμεσα στους πωλητές ηλεκτρικής ενέργειας επιλέχθηκε η ΔΕΗ. Η τιμή αγοράς λοιπόν της κιλοβατώρας σύμφωνα με το τιμολόγιο της ΔΕΗ για επαγγελματίες για επιχειρήσεις χαμηλής τάσης είναι 0,16066 €/kWh [61]. Έχουν συνυπολογιστεί στην τιμή αυτή το κόστος συστήματος μεταφοράς, του δικτύου διανομής, το ειδικό τέλος μείωσης εκπομπών αέριων ρύπων (ETMEAP), οι χρεώσεις υπηρεσιών κοινής ωφέλειας (ΥΚΩ) και λοιπές χρεώσεις.

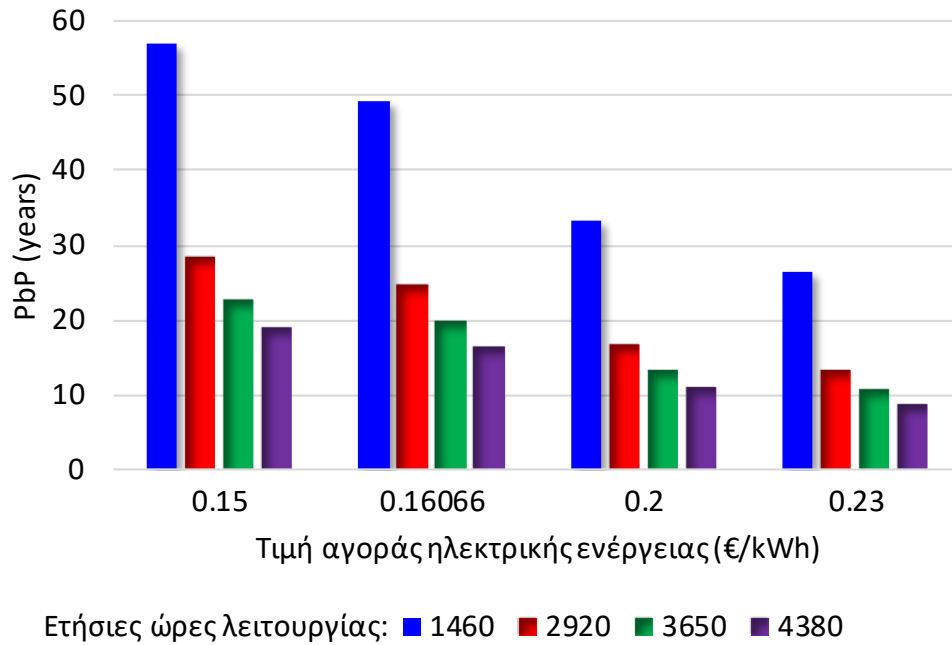
Παρακάτω λοιπόν φαίνονται τα διαγράμματα NPV για επιτόκιο $r=5\%$ και περίοδο επένδυσης $N=15$ και 20 έτη. Στην συνέχεια παρεθέτονται και τα διαγράμματα PBP και LCOE



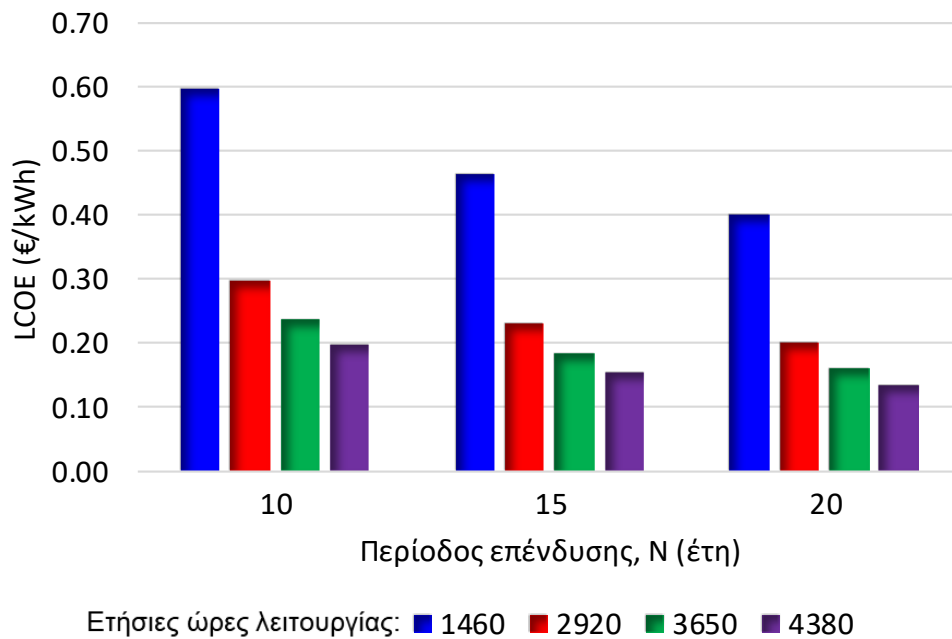
Σχήμα 66: NPV για N=15 έτη και r=5%



Σχήμα 67: NPV για N=20 έτη και r=5%



Σχήμα 68: Διάγραμμα PbP (έτη) ως συνάρτηση της τιμής αγοράς της ηλεκτρικής ενέργειας (€/kWh).



Σχήμα 69: Διάγραμμα LCOE (€/kWh) ως συνάρτηση της περιόδου επένδυσης N (έτη).

6.2 Συμπεράσματα οικονομικής ανάλυσης

Παρατηρώντας τα σχήματα του NPV καταλήξαμε στα παρακάτω συμπεράσματα:

- Η επένδυση με επιτόκιο $r=5\%$ και περίοδο αξιολόγησης $N=15$ έτη, σύμφωνα με τον δείκτη NPV, κρίνεται συμφέρουσα για τιμές αγοράς ηλεκτρικού ρεύματος άνω των $0,23 \text{ €/kWh}$ και χρήσης άνω των 12 ωρών ημερησίως. Η ημερήσια χρήση αυτή καθιστά την επένδυση ασύμφορη για χώρες με περιορισμένη ηλιοφάνεια καθώς η ώρες λειτουργίας του κυκλώματος ακροφυσίου είναι άμεσα συνδεδεμένο με την παρουσία ηλιακής ακτινοβολίας.
- Για περίοδο αξιολόγησης $N=20$ έτη η επένδυση κρίνεται συμφέρουσα και για μικρότερες τιμές αγοράς ηλεκτρικού ρεύματος της τάξεως των $0,20 \text{ €/kWh}$ αλλά για χρήση επίσης άνω των 12 ωρών ημερησίως.
- Ως προς τη περίοδο απόσβεσης της επένδυσης από τα παραπάνω σχήματα PbP έγινε φανερό πως αυτή ήταν τα 25 έτη για τιμή αγορά ρεύματος τα $0,16 \text{ €/kWh}$ και 8 ώρες λειτουργίας ημερησίως. Αυτή η περίοδος προφανώς ήταν ασύμφορη οικονομικά. Για περισσότερες ώρες λειτουργίας η επένδυση εμφάνισε 18 έτη απόσβεση και για υψηλότερες τιμές αγοράς ηλεκτρικής ενέργειας ($0,23 \text{ €/kWh}$) η εγκατάσταση εμφάνισε μέχρι και 9 έτη απόσβεσης του κεφαλαίου. Το τελευταίο αυτό σενάριο καθιστά την επένδυση αρκετά ελκυστική.
- Τα παραπάνω συμπεράσματα επιβεβαίωσε το διάγραμμα LCOE με τις τιμές που προέκυψαν. Πιο συγκεκριμένα φάνηκε από το διάγραμμα αυτό πως για 8 ώρες ημερήσιας λειτουργίας της εγκατάστασης και μια εύλογη περίοδο απόσβεσης 10 και 15 ετών οι τιμές αγοράς της ηλεκτρικής ενέργειας έπρεπε να είναι της τάξεως των $0,30$ και $0,23 \text{ €/kWh}$ αντίστοιχα. Οι τιμές αυτές είναι ωστόσο αρκετά υψηλότερες της ελληνικής αγοράς ηλεκτρικής ενέργειας.

7. Συμπεράσματα

Στην παρούσα διπλωματική εργασία μελετήθηκε ένα σύστημα ηλιακής ψύξης-θέρμανσης με συνδυασμό των κύκλων συμπίεσης ατμού και ακροφυσίου. Πιο συγκεκριμένα έγινε η μοντελοποίηση του ακροφυσίου της εγκατάστασης και αναζητήθηκε η βέλτιστη γεωμετρία του μέσω ρευστομηχανικής ανάλυσης. Επιπλέον επιλέχθηκαν τα επιμέρους εξαρτήματα του κυκλώματος και τοποθετήθηκαν στο χώρο. Για την μεταξύ τους σύνδεση έγινε υπολογισμός της ταχύτητας του ρευστού εντός των σωληνώσεων και επιλέχθηκαν οι κατάλληλες σωληνώσεις τυποποιημένων διαμέτρων ούτως ώστε να αποφευχθεί τυχόν συριγμός αλλά και υποκείμενη υπερδιαστασιολόγηση που θα επέφερε μεγάλο κόστος και βάρος στην διάταξη. Τα συμπεράσματα που προέκυψαν συνοψίζονται παρακάτω:

- Ο σχεδιασμός του ακροφυσίου μετά την ρευστομηχανική ανάλυση δεν επέφερε τα επιθυμητά αποτελέσματα. Πιο συγκεκριμένα δεν παρουσιάστηκε το επιθυμητό κάθετο κρουστικό κύμα στο σταθερό τμήμα του ακροφυσίου. Πιθανά αίτια της αστοχίας κατά βαρύτητα ήταν α) η αδυναμία του προγράμματος υπολογιστικής ρευστομηχανικής μοντελοποίησης Solidworks και πιο συγκεκριμένα του υποπρογράμματος του Flow Simulation να προσομοιώσει την ροή του ρευστού εντός του ακροφυσίου. Μετά από έρευνα διαπιστώθηκε ότι το πρόγραμμα δεν διέθετε την κατάλληλη υπολογιστική λεπτομέρεια και ευαισθησία για να παρουσιάσει κάθετο κρουστικό κύμα. β) η αναντιστοιχία των διαστάσεων που χρησιμοποιήθηκαν από προηγούμενες μελέτες που υπολόγιζαν τις διαστάσεις του ακροφυσίου βάση συναρτήσεων επί των τριών βασικών διαστάσεων. γ) τα λανθασμένα αποτελέσματα από τον κώδικα 1-D ανάλυσης που χρησιμοποιήθηκε για την εκλογή των τριών βασικών διαστάσεων.
- Το όλο σύστημα δύναται να κατασκευαστεί και να χωροθετηθεί με διαστάσεις 1613 x 1320 x 1700 mm που το καθιστούν λειτουργικό και ικανό να τοποθετηθεί σε μια κατοικία. Το ύψος του (1700 mm) το καθιστά εργονομικό ως προς τις διεργασίες τοποθέτησης και συντήρησης της εγκατάστασης.
- Το κόστος της εγκατάστασης εκτιμήθηκε στα 11.887 € στο οποίο συμπεριλήφθηκε και ένα κόστος συντήρησης της τάξεως του 2%. Στις τιμές αυτές λήφθηκε Φόρος Προστιθέμενης Αξίας (Φ.Π.Α.) 24 %
- Το κόστος επένδυσης κρίνεται οριακό ως προς την απόσβεση του. Πιο συγκεκριμένα ως προς τη περίοδο απόσβεσης της επένδυσης αυτή ήταν τα 25 έτη για τιμή αγορά ρεύματος τα 0.16 €/kWh και 8 ώρες λειτουργίας ημερησίως. Αυτή η περίοδος προφανώς ήταν ασύμφορη οικονομικά. Για περισσότερες ώρες λειτουργίας η επένδυση εμφάνισε 18 έτη απόσβεση και για υψηλότερες τιμές αγοράς ηλεκτρικής ενέργειας (0.23 €/kWh) η εγκατάσταση εμφάνισε μέχρι και 9 έτη απόσβεσης του κεφαλαίου. Το τελευταίο αυτό σενάριο κατέστησε την επένδυση αρκετά ελκυστική σε χώρες με ηλιοφάνεια που αγγίζει τις 8 ώρες ημερησίως και με αυτές τις υψηλές τιμές ηλεκτρικής ενέργειας.

Η λεπτομερής καταγραφή των επιμέρους συνιστωσών του συστήματος, όπως περιγράφηκε παραπάνω, επιτρέπει να καταρτισθεί μία εξαιρετικά ακριβής λίστα υλικών (data inventory) για να πραγματοποιηθεί μια ανάλυση κύκλου ζωής του συστήματος Sunclim και την αποτίμηση των περιβαλλοντικών αντικτύπων του εν λόγω συστήματος σε σύγκριση με άλλα συστήματα ψύξης/θέρμανσης. Επιπρόσθετα, διαφορετικά σενάρια θα μπορούσαν να μελετηθούν ως προς την κλίμακα του συστήματος, το εργαζόμενο μέσο καθώς και τη σχετική σύζευξη των συστημάτων ECC και VCC. Τέλος, μια ανάλυση ευαισθησίας ως προς την ενεργειακή, εξεργειακή και οικονομική απόδοση του συστήματος για διάφορες πόλεις και κτηριακές εφαρμογές, θα επέτρεπε μια πιο σφαιρική άποψη για την εν γένει ανταγωνιστικότητα του συστήματος.

8. Λίστα Πινάκων

Πίνακας 1: Τυπικές τιμές των συντελεστών a, b , και c για συλλέκτες τύπου FPC, ETC and PTC.	22
Πίνακας 2: Εγκαταστάσεις ηλιακής ψύξης/θέρμανσης στην Ελλάδα. (ETC: συλλέκτες σωλήνων κενού, FPC: επίπεδοι συλλέκτες).....	25
Πίνακας 3: Ανασκόπηση των μελετών ηλιακής ψύξης με ακροφύσιο.....	35
Πίνακας 3: Αποτελέσματα αλγορίθμου.....	50
Πίνακας 4: Συνθήκες εισόδου στο Flow Simulation.....	52
Πίνακας 5: Συνθήκες εισόδου στο 2 ^ο σενάριο.....	54
Πίνακας 6: Συνθήκες λειτουργίας της ζητούμενης αντλίας.....	60
Πίνακας 7 : Τεχνικά χαρακτηριστικά της αντλίας.....	60
Πίνακας 9: Δεδομένα εκλογής ατμοποιητή ECC.....	63
Πίνακας 10: Δεδομένα εκλογής ατμογεννήτριας.....	63
Πίνακας 9: Δεδομένα εκλογής συμπκνωτή.....	64
Πίνακας 10: Δεδομένα εκλογής υποψύκτη.....	64
Πίνακας 11: Επιλεγμένα μοντέλα εναλλακτών ECC και τα χαρακτηριστικά τους μεγέθη.....	65
Πίνακας 12: Συνθήκες λειτουργίας τροφοδοτικού δοχείου.....	67
Πίνακας 13: Τεχνικά χαρακτηριστικά λειτουργίας τροφοδοτικού δοχείου.....	68
Πίνακας 14: Δεδομένα εκλογής ατμοποιητή VCC.....	71
Πίνακας 15: Δεδομένα εκλογής Συμπκνωτή VCC.....	72
Πίνακας 16: Επιλεγμένα μοντέλα εναλλακτών VCC και τα χαρακτηριστικά τους μεγέθη.....	73
Πίνακας 17: Στοιχεία λειτουργίας για την επιλογή του συμπιεστή.....	77
Πίνακας 18: Αποτελέσματα προγράμματος Select8 για την επιλογή συμπιεστή.....	78
Πίνακας 19: Απόδοση συμπιεστή στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας.....	79
Πίνακας 20: Διάμετροι και πιέσεις λειτουργίας ευθύγραμμων σωλήνων TALOS ACR κατά το πρότυπο ASTM B-280.....	82
Πίνακας 21 Τυποποιημένες διάμετροι σωληνώσεων χαλκού κατά EN 12735.....	83
Πίνακας 22: Πυκνότητα και ογκομετρική παροχή.....	83
Πίνακας 23: ταχύτητα ρευστού συναρτήσει τυποποιημένων διαστάσεων σωληνώσεων χαλκού.....	83
Πίνακας 24: Επιλεχθείσες διάμετροι σωληνώσεων.....	84
Πίνακας 25: Κατάλογος κόστους βασικών εξαρτημάτων.....	91
Πίνακας 26: Κατάλογος κόστους σωληνώσεων και συνδέσεων.....	92
Πίνακας 27: Κατάλογος κόστους μόνωσης σωληνώσεων.....	93

9. Λίστα Σχημάτων

Σχήμα 1: Σχεδιάγραμμα ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμών (Vapor Compression Cycle-VCC).....	12
Σχήμα 2: Λογαριθμικό διάγραμμα πίεσης ενθαλπίας βασικού ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης για το οργανικό μέσο R717(αμμωνία).....	13
Σχήμα 3: Σχεδιάγραμμα ψυκτικού κύκλου απορρόφησης.....	15
Σχήμα 4: Σχεδιάγραμμα ψυκτικής διάταξης με προσρόφηση.....	17
Σχήμα 5: Σχηματική αναπαράσταση ενός γενικού συστήματος ECC.	19
Σχήμα 6: Ο θερμοδυναμικός κύκλος που διέπει ένα σύστημα ECC σε διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s).....	20
Σχήμα 7: Απεικονιστική εξέλιξη της εγκατεστημένης επιφάνειας ηλιακών συλλεκτών	24
Σχήμα 8: Απεικόνιση επίπεδου ηλιακού συλλέκτη.[16]	27
Σχήμα 9:Απεικόνιση τομής σωλήνα ηλιακού συλλέκτη κενού.[18].....	28
Σχήμα 10: (α) Απεικόνιση σωλήνα κενού τύπου U. (β) απεικόνιση ομόκεντρου σωλήνα κενού [19]	29
Σχήμα 11. Τα μέρη ενός ακροφυσίου	32
Σχήμα 12: Αναλυτικό σχήμα του ακροφυσίου.	33
Σχήμα 13: Προφίλ πίεσης και αριθμού Mach κατά μήκος του ακροφυσίου.	33
Σχήμα 14: Διαδικασία ανάμειξης πρωτεύουσας και δευτερεύουσας ροής.	34
Σχήμα 10: σύστημα SW-EVCC για θέρμανση που ερευνήθηκε από τον Yan et al. [38]	36
Σχήμα 11: Το σύστημα SW-EVCC για θέρμανση των Chen και Yu [39]	37
Σχήμα 12: Σύστημα SW-EVCC για θέρμανση που μελετήθηκε από τον Fan et al. [40]	38
Σχήμα 13: Το σύστημα CEVCC για θέρμανση που μελετήθηκε από τον Li et al.[41]	39
Σχήμα 14 : Το σύστημα CEVCC για ψύξη (ECC επάνω, VCC κάτω) που βασίστηκε στη μελέτη του Huang et al. [44](αριστερά) και θέρμανσης (ECC κάτω, VCC πάνω) (δεξιά)	40
Σχήμα 15: Το σύστημα EVCC για ψύξη που μελετήθηκε από τον Xu et al. [43]	40
Σχήμα 15: Υπόμνημα μονογραμμικού διαγράμματος	43
Σχήμα 16: Μονογραμμικό διάγραμμα συστήματος SunClim.....	44
Σχήμα 17: Αξονοσυμμετρικό σχήμα του ακροφυσίου με τους κανόνες διαστάσεων.....	48
Σχήμα 18: Αξονοσυμμετρικό σχήμα του ακροφυσίου με τις αρχικές διαστάσεις που χρησιμοποιήθηκαν.....	50
Σχήμα 19: Το αρχικό τρισδιάστατο μοντέλο του ακροφυσίου.....	51
Σχήμα 20: Το αρχικό τρισδιάστατο μοντέλο του ακροφυσίου σε τομή.	51
Σχήμα 21: Ανάλυση ροής με συνθήκες της 1-D ανάλυσης. Προφίλ ολικής πίεσης [bar]	52
Σχήμα 22: Ανάλυση ροής με συνθήκες της 1-D ανάλυσης. Προφίλ ταχύτητας με βέλη.	53
Σχήμα 23: Ανάλυση ροής με 15 bar δευτερεύουσα ροή και 10 bar έξοδο. Προφίλ ολικής πίεσης [bar].....	54
Σχήμα 24: Ανάλυση ροής με 15 bar δευτερεύουσα ροή και 10 bar έξοδο. Προφίλ ταχύτητας [m/s].....	54
Σχήμα 25: Ανάλυση ροής με 15 bar δευτερεύουσα ροή και 10 bar έξοδο. Προφίλ ταχύτητας με βέλη.....	55

Σχήμα 26: Ανάλυση ροής. Προφίλ αριθμού Mach. (10 mm απόσταση εξόδου ακροφυσίου από είσοδο σταθερής διατομής, 2 bar πίεση εξόδου).....	55
Σχήμα 27: Ανάλυση ροής. Προφίλ αριθμού Mach. (10 mm απόσταση εξόδου ακροφυσίου από την είσοδο σταθερής διατομής, 15 bar πίεση εξόδου).....	56
Σχήμα 28: Ανάλυση ροής. Προφίλ πίεσης. (10 mm απόσταση εξόδου ακροφυσίου από την είσοδο σταθερής διατομής, 15 bar πίεση εξόδου).....	56
Σχήμα 29: Ανάλυση ροής. Προφίλ αριθμού Mach.(5mm απόσταση εξόδου ακροφυσίου από είσοδο σταθερής διατομής, 2 bar πίεση εξόδου).....	56
Σχήμα 30: Περιστροφική αντλία.....	58
Σχήμα 31: Παλινδρομική αντλία με έμβολο.....	58
Σχήμα 32: Απεικόνιση διαφραγματικής αντλίας.....	59
Σχήμα 33: Η αντλία HPE-M 04.08 της εταιρείας Annoni Reverbery,αριστερά η πραγματική και δεξιά το τρισδιάστατο σχέδιο.	60
Σχήμα 34: Εύρος πιέσεων και θερμοκρασιών εναλλακτών θερμότητας [47].....	61
Σχήμα 35: Συγκολλητοί πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας της εταιρείας Kelvinion.....	62
Σχήμα 36: Σχηματική απεικόνιση βασικών διαστάσεων εναλλακτών.	65
Σχήμα 37: Οι εναλλάκτες του συστήματος ECC που σχεδιάστηκαν στο πρόγραμμα Solidworks.	66
Σχήμα 38: Απεικόνιση τροφοδοτικού δοχείου HV.33b της εταιρείας GVN. Αριστερά το πραγματικό και δεξιά το τρισδιάστατο σχέδιο που κατασκευάστηκε.....	68
Σχήμα 39: Φίλτρο ADK της εταιρείας Emerson Climate Technologies. Αριστερά το πραγματικό και δεξιά το τρισδιάστατο σχέδιο.	70
Σχήμα 40: Απεικόνιση της ηλεκτρονικής βαλβίδας ETS 6-14 της εταιρείας Danfoss. Αριστερά μια φωτογραφία της και δεξιά το τρισδιάστατο σχέδιο της που κατασκευάστηκε.....	70
Σχήμα 41: Τρισδιάστατο σχέδιο του ατμοποιητή, μοντέλου GBS 220 (20 plates).....	72
Σχήμα 42: Τρισδιάστατο σχέδιο του συμπυκνωτή VCC, μοντέλου FP5X12L (28 plates).	73
Σχήμα 43: Είδη συμπιεστών βάση της αρχής λειτουργίας τους.	74
Σχήμα 44: Τομή παλινδρομικού διβάθμιου συμπιεστή.	75
Σχήμα 45: Περιστροφικό Συμπιεστής πτερυγίων και τρόπος λειτουργίας του.	76
Σχήμα 46: Συμπιεστής διδύμων κοχλιών (twin scre compressors)	76
Σχήμα 47: Συμπιεστής τύπου scroll και τρόπος λειτουργίας του.	77
Σχήμα 48: Απεικόνιση scroll συμπιεστή ZPK29 της εταιρείας Copeland . Αριστερά ο πραγματικός και δεξιά το τρισδιάστατο σχέδιο που κατασκευάστηκε.....	79
Σχήμα 49: Τα επιμέρους εξαρτήματα του συστήματος VCC συγκεντρωμένα στο χώρο πριν την μεταξύ τους σύνδεσης.....	80
Σχήμα 50: Το σύστημα VCC μετά την πρωταρχική σύνδεση των εξαρτημάτων.(Try 6)	81
Σχήμα 51: εξαρτήματα χαλκοσωλήνων της εταιρείας Bänninger.....	85
Σχήμα 52:Αρχική συνδεσμολογία συστήματος ECC.....	86
Σχήμα 53: Τα συστήματα ECC και VCC μαζί στο χώρο πριν τη σύμπλεξη τους.....	87
Σχήμα 54: Κοινή διάταξη ECC-VCC σε πρόοψη.....	88
Σχήμα 55: Η διάταξη σε ισομετρική όψη.....	89
Σχήμα 56: Η διάταξη με το σκελετό της.....	89
Σχήμα 57: Η διάταξη σε κλίμακα ανθρώπου στο χώρο	90

Σχήμα 58. Κατανομή κόστους εγκατάστασης στις επιμέρους συνιστώσες αυτής της πειραματικής διάταξης.....	94
Σχήμα 59. Κατανομή κόστους εγκατάστασης στις επιμέρους συνιστώσες αυτής σε μια πιο εμπορική προσέγγιση της εγκατάστασης.....	95
Σχήμα 60: NPV για N=15 έτη και r=5%.....	97
Σχήμα 61: NPV για N=20 έτη και r=5%.....	97
Σχήμα 62: Διάγραμμα PbP (έτη) ως συνάρτηση της τιμής αγοράς της ηλεκτρικής ενέργειας (€/kWh).....	98
Σχήμα 63: Διάγραμμα LCOE (€/kWh) ως συνάρτηση της περιόδου επένδυσης N (έτη).	98

10. Βιβλιογραφία

- [1] I. E. Association., “<https://www.iea.org/reports/the-future-of-cooling>,” 2018. .
- [2] Κ. Ειρήνη, *Συστήματα Βιομηχανικής Ψύξης*. 2015.
- [3] Δ. Κατσαπρακάκης and Μ. Μονιάκης, *Θέρμανση - ψύξη - κλιματισμός*. 2015.
- [4] A. Handbook, *Refrigeration, 1791 Tullie Circle*. NE Atlanta, GA, 2010.
- [5] I. Dincer, “Refrigeration Systems and Applications.” John Wiley & Sons, Incorporated, Newark, 2017, [Online]. Available: <https://public.ebookcentral.proquest.com/choice/publicfullrecord.aspx?p=4833757>.
- [6] Ε.Δ. Ρογδάκης, *Σημειώσεις του μαθήματος Λογισμικό Θερμοδυναμικής της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π.* .
- [7] Ε. Παπουτσή, *Θερμοδυναμική ανάλυση ψυκτικών συστημάτων προσαρόφησης*. 2018.
- [8] L. Y. and R. Z. Wang, “Adsorption Refrigeration: A Survey of Novel Technologies,” *Recent Patents on Engineering*, vol. 1, no. 1. pp. 1–21, 2007, doi: <http://dx.doi.org/10.2174/187221207779814725>.
- [9] Κακαράς Ε. Καρέλλας Σ., *Αποκεντρωμένα Θερμικά Συστήματα*. 2016.
- [10] J. Deng, R. Z. Wang, and G. Y. Han, “A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 37, no. 2, pp. 172–203, 2011, doi: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2010.05.003>.
- [11] F. Bouzeffour, K. Benyoucef, and M. Abbes, “Experimental investigation of a solar adsorption refrigeration system working with silicagel/water pair: A case study for Bou-Ismaïl solar data,” *Sol. Energy*, vol. 131, pp. 165–175, Jun. 2016, doi: 10.1016/j.solener.2016.02.043.
- [12] G. Najeh, G. Slimane, M. Souad, B. Riad, and E. G. Mohammed, “Performance of silica gel-water solar adsorption cooling system,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 8, pp. 337–345, 2016, doi: 10.1016/j.csite.2016.07.002.
- [13] B. Tashtoush, A. Alshare, and S. Al-Rifai, “Hourly dynamic simulation of solar ejector cooling system using TRNSYS for Jordanian climate,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 100, pp. 288–299, Aug. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.05.010.
- [14] A. A. Argiriou and S. Mirasgedis, “The solar thermal market in Greece—review and perspectives,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 7, no. 5, pp. 397–418, 2003, doi: [https://doi.org/10.1016/S1364-0321\(03\)00064-9](https://doi.org/10.1016/S1364-0321(03)00064-9).
- [15] “Heating and cooling | Energy.” https://ec.europa.eu/energy/topics/energy-efficiency/heating-and-cooling_en (accessed Sep. 29, 2020).

- [16] R. Foster, M. Ghassemi, and A. Cota, *Solar energy: Renewable energy and the environment*. 2009.
- [17] Wikipedia, “Ηλιοθερμικά συστήματα.” .
- [18] S. Suman, M. K. Khan, and M. Pathak, “Performance enhancement of solar collectors—A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 49, pp. 192–210, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.087>.
- [19] W. S. and M. Geyer, *Power From The Sun* . .
- [20] S. A. Kalogirou, “Solar thermal collectors and applications,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 30, no. 3, pp. 231–295, 2004, doi: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2004.02.001>.
- [21] S. Monny, S. Rahman, S. Mekhilef, and O. Mahian, “Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 51, Jul. 2015, doi: 10.1016/j.rser.2015.07.016.
- [22] S. Zubriski and K. Dick, “Measurement of the efficiency of evacuated tube solar collectors under various operating conditions,” *J. Green Build.*, vol. 7, pp. 114–130, Jul. 2012, doi: 10.3992/jgb.7.3.114.
- [23] M. Gaur, G. Saxena, A. Kushwah, A. Gupta, K. D. Pandey, and C. S. Malvi, *RECENT DEVELOPMENT AND APPLICATIONS OF EVACUATED TUBE SOLAR COLLECTORS*. 2017.
- [24] S. A. B. T.-S. E. E. (Second E. Kalogirou, Ed., “Copyright,” Boston: Academic Press, 2014, p. iv.
- [25] A. Sharma, A. Gakare, and G. Saxena, “Performance Investigation of Evacuated Tube Solar Heating System: A Review,” vol. 9, pp. 15–26, Nov. 2018.
- [26] I. Budihardjo, G. Morrison, and M. Behnia, *Development of TRNSYS models for predicting the performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters in Australia*. 2003.
- [27] R. Tang, Y. Yang, and W. Gao, “Comparative studies on thermal performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters with different collector tilt-angles,” *Sol. Energy - Sol. ENERG*, vol. 85, pp. 1381–1389, Jul. 2011, doi: 10.1016/j.solener.2011.03.019.
- [28] S.-D. M. Weiss W, *Solar Heat Worldwide: Global Market Development and Trends in 2018. Solar Heating & Cooling Europe*. 2019.
- [29] S. Karellas, T. C. Roumpedakis, N. Tzouganatos, and K. Braimakis, *Solar cooling technologies*. 2018.
- [30] S. Varga, A. C. Oliveira, A. Palmero-Marrero, and J. Vrba, “Preliminary experimental results with a solar driven ejector air conditioner in Portugal,” *Renew. Energy*, vol. 109, pp. 83–92, Aug. 2017, doi: 10.1016/j.renene.2017.03.016.
- [31] W. B. Gosney, *Principles of refrigeration*. Cambridge [etc.]: Cambridge University Press,

1982.

- [32] J. M. Abdulateef, K. Sopian, M. A. Alghoul, and M. Y. Sulaiman, “Review on solar-driven ejector refrigeration technologies,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 13, no. 6, pp. 1338–1349, 2009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2008.08.012>.
- [33] A. J. Meyer, T. M. Harms, and R. T. Dobson, “Steam jet ejector cooling powered by waste or solar heat,” *Renew. Energy*, vol. 34, no. 1, pp. 297–306, 2009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2008.03.020>.
- [34] J. H. Keenan, E. P. Neumann, and F. Lustwerk, *An investigation of ejector design by analysis and experiment*. Cambridge, Mass.: Massachusetts Institute of Technology, Guided Missiles Program, 1948.
- [35] J. T. Munday and D. F. Bagster, “A New Ejector Theory Applied to Steam Jet Refrigeration,” *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, vol. 16, no. 4, pp. 442–449, Oct. 1977, doi: [10.1021/i260064a003](https://doi.org/10.1021/i260064a003).
- [36] B. M. Tashtoush, M. A. Al-Nimr, and M. A. Khasawneh, “A comprehensive review of ejector design, performance, and applications,” *Appl. Energy*, vol. 240, pp. 138–172, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.01.185>.
- [37] V. A. P. D. B.J. Huang, J.M. Chang, C.P. Wang, “A 1-D analysis of ejector performanceAnalyse unidimensionnelle de la performance d’un éjecteur,” *Int. J. Refrig.*, vol. 22, no. 5, pp. 354–364, 1999, doi: [10.1016/S0140-7007\(99\)00004-3](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00004-3).
- [38] G. Yan, T. Bai, and J. Yu, “Energy and exergy efficiency analysis of solar driven ejector–compressor heat pump cycle,” *Sol. Energy*, vol. 125, pp. 243–255, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2015.12.021>.
- [39] J. Chen and J. Yu, “Theoretical analysis on a new direct expansion solar assisted ejector-compression heat pump cycle for water heater,” *Sol. Energy*, vol. 142, pp. 299–307, Jan. 2017, doi: [10.1016/j.solener.2016.12.043](https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.12.043).
- [40] C. Fan, G. Yan, and J. Yu, “Thermodynamic analysis of a modified solar assisted ejector-compression heat pump cycle with zeotropic mixture R290/R600a,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 150, pp. 42–49, Mar. 2019, doi: [10.1016/j.applthermaleng.2019.01.011](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.011).
- [41] F. Li, Z. Chang, X. Li, and Q. Tian, “Energy and exergy analyses of a solar-driven ejector-cascade heat pump cycle,” *Energy*, vol. 165, pp. 419–431, Dec. 2018, doi: [10.1016/j.energy.2018.09.173](https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.09.173).
- [42] A. Arbel and M. Sokolov, “Revisiting solar-powered ejector air conditioner - The greener the better,” *Sol. Energy*, vol. 77, no. 1, pp. 57–66, Jan. 2004, doi: [10.1016/j.solener.2004.03.009](https://doi.org/10.1016/j.solener.2004.03.009).
- [43] Y. Xu, C. Wang, N. Jiang, M. Song, Q. Wang, and G. Chen, “A solar-heat-driven ejector-

- assisted combined compression cooling system for multistory building – Application potential and effects of floor numbers,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 195, pp. 86–98, Sep. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.04.090.
- [44] B. J. Huang, J. H. Wu, H. Y. Hsu, and J. H. Wang, “Development of hybrid solar-assisted cooling/heating system,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 8, pp. 1643–1650, Aug. 2010, doi: 10.1016/j.enconman.2009.07.026.
- [45] E. Rusly, L. Aye, W. W. S. Charters, and A. Ooi, “CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system,” *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 7, pp. 1092–1101, 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.02.005.
- [46] A. Gutiérrez and N. León, “Conceptual development and CFD evaluation of a high efficiency - Variable geometry ejector for use in refrigeration applications,” 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.10.265.
- [47] A. Mujumdar, “Heat Exchanger Design Handbook T. Kuppan Marcel Dekker Inc., New York 2000, 1118 pages,” *Dry. Technol. - DRY TECHNOL*, vol. 18, pp. 347–351, Oct. 2000, doi: 10.1080/07373930008917833.
- [48] “Güven Soğutma - GVN | Homepage.” http://www.gvn.com.tr/homepage_2_1.htm (accessed Sep. 11, 2020).
- [49] “Emerson Climate Technologies.” <https://climate.emerson.com/en-us> (accessed Sep. 11, 2020).
- [50] “Coolselector®2 free cooling calculation software | Danfoss.” <https://www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/> (accessed Sep. 15, 2020).
- [51] “Brazed Plate Heat Exchangers - GBS Series | Kelvion.” <https://www.kelvion.com/products/product/gbs-series/> (accessed Sep. 10, 2020).
- [52] “<https://en.wikipedia.org/wiki/Compressor>,” 2020. .
- [53] “<http://www.piping-engineering.com/types-of-gas-compressors.html>.”
- [54] “<http://ref-wiki.com/compressors.html>,” 2020. .
- [55] “Copeland Select Software | Emerson GB.” <https://climate.emerson.com/en-gb/tools-resources/copeland-select-software> (accessed Sep. 19, 2020).
- [56] I. S. Guide and C. P. Systems, “Copper Tube Handbook,” *Ind. Stand. Copp. Pip.*
- [57] “Halcor | Halcor.” <https://www.halcor.com/> (accessed Jun. 24, 2020).
- [58] “NIBCO ACR_Catalog.”
- [59] “R32 daikin panasonic refrigerant gas 10 Kg refillable cylinder price.”

<http://www.eurorefrigerant.com/r32-refrigerant-gas-cylinders-daikin-panasonic/127-r32-daikin-panasonic-10-kg-refillable-cylinder.html> (accessed Sep. 28, 2020).

- [60] B. J. Huang *et al.*, “System performance and economic analysis of solar-assisted cooling/heating system,” 2011, doi: 10.1016/j.solener.2011.08.011.
- [61] “ΔΕΗ. Τιμοκατάλογος - Επαγγελματικό Γ22. 2019.” <https://www.dei.gr/Documents2/TIMOLOGIA/TIMOLOGIA-IAN-2020/TIMOK-XT-2019-G22-JAN20.pdf> (accessed Sep. 28, 2020).