



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ
**ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΦΟΡΤΙΩΝ ΨΥΚΤΙΚΟΥ ΘΑΛΑΜΟΥ ΚΑΙ
ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕ ΨΥΚΤΙΚΑ ΜΕΣΑ ΝΕΑΣ
ΓΕΝΙΑΣ**

ΙΩΑΝΝΙΔΗΣ ΧΑΡΙΛΑΟΣ
ΑΜ: 51204164

Επιβλέποντες Καθηγητές: Δρ. Σαρρής Ιωάννης, Δρ. Γκούντας Απόστολος
ΑΘΗΝΑ, Ιούνιος 2021



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Μέλη Εξεταστικής Επιτροπής συμπεριλαμβανομένου και του Εισηγητή

Η διπλωματική εργασία εξετάστηκε επιτυχώς από την κάτωθι Εξεταστική Επιτροπή:

Α/Α	ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ	ΒΑΘΜΙΔΑ/ΙΔΙΟΤΗΤΑ	ΨΗΦΙΑΚΗ ΥΠΟΓΡΑΦΗ
1	ΣΑΡΡΗΣ ΙΩΑΝΝΗΣ	ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ	
2	ΠΡΟΕΣΤΑΚΗΣ ΕΜΜΑΝΟΥΗΛ	ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ	
3	ΓΚΟΥΝΤΑΣ ΑΠΟΣΤΟΛΟΣ	ΔΙΔΑΣΚΟΝΤΑΣ ΕΣΠΑ	

ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο κάτωθι υπογεγραμμένος Ιωαννίδης Χαρίλαος του Χαραλάμπους, με αριθμό μητρώου 51204164 φοιτητής του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής της Σχολής Μηχανικών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών, δηλώνω υπεύθυνα ότι:

«Είμαι συγγραφέας αυτής της διπλωματικής εργασίας και ότι κάθε βοήθεια την οποία είχα για την προετοιμασία της είναι πλήρως αναγνωρισμένη και αναφέρεται στην εργασία. Επίσης, οι όποιες πηγές από τις οποίες έκανα χρήση δεδομένων, ιδεών ή λέξεων, είτε ακριβώς είτε παραφρασμένες, αναφέρονται στο σύνολό τους, με πλήρη αναφορά στους συγγραφείς, τον εκδοτικό οίκο ή το περιοδικό, συμπεριλαμβανομένων και των πηγών που ενδεχομένως χρησιμοποιήθηκαν από το διαδίκτυο. Επίσης, βεβαιώνω ότι αυτή η εργασία έχει συγγραφεί από μένα αποκλειστικά και αποτελεί προϊόν πνευματικής ιδιοκτησίας τόσο δικής μου, όσο και του Ιδρύματος.

Παράβαση της ανωτέρω ακαδημαϊκής μου ευθύνης αποτελεί ουσιώδη λόγο για την ανάκληση του πτυχίου μου».

Ο Δηλών



Copyright © ΙΩΑΝΝΙΔΗΣ ΧΑΡΙΛΑΟΣ 2021

Με επιφύλαξη παντός δικαιώματος. All rights reserved.

Απαγορεύεται η αντιγραφή, αποθήκευση και διανομή της παρούσας εργασίας, εξ ολοκλήρου ή τμήματος αυτής, για εμπορικό σκοπό. Επιτρέπεται η ανατύπωση, αποθήκευση και διανομή για σκοπό μη κερδοσκοπικό, εκπαιδευτικής ή ερευνητικής φύσεως, υπό την προϋπόθεση να αναφέρεται η πηγή προέλευσης και να διατηρείται το παρόν μήνυμα. Ερωτήματα που αφορούν στη χρήση της εργασίας για κερδοσκοπικό σκοπό πρέπει να απευθύνονται προς τον συγγραφέα.

Οι απόψεις και τα συμπεράσματα που περιέχονται σε αυτό το έγγραφο εκφράζουν τον συγγραφέα και δεν επιτρέπεται να ερμηνευθεί ότι αντιπροσωπεύουν τις επίσημες θέσεις του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής.

Ευχαριστίες

Θα ήθελα καταρχάς να ευχαριστήσω τον Καθηγητή της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών Δρ. Σαρρή Ιωάννη, που μου έδωσε την ευκαιρία να ασχοληθώ με το παρόν θέμα της διπλωματικής μου εργασίας.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον Δρ. Γκούντα Απόστολο για τις πολύτιμες γνώσεις που μου μετέδωσε με την ανεκτίμητη βοήθεια και τις υποδείξεις του, αλλά κυρίως για την ευχαρίστηση που με έκανε να νιώθω όταν προσεγγίζω την επιστήμη της μηχανολογίας.

Τέλος, θέλω να ευχαριστήσω την οικογένεια μου για την αμέριστη στήριξη και συμπαράστασή τους καθ' όλη την διάρκεια των σπουδών μου.

Περίληψη

Η διπλωματική εργασία εστιάζει στον λεπτομερή υπολογισμό των θερμικών φορτίων ενός πραγματικού ψυκτικού θαλάμου εφαρμόζοντας αρχές μετάδοσης θερμότητας και στον σχεδιασμό του ψυκτικού κύκλου αντλίας θερμότητας που θα εξασφαλίζει τη λειτουργία στις επιθυμητές συνθήκες. Οι συνθήκες αυτές διαφέρουν ανάλογα το προϊόν που βρίσκεται στον ψυκτικό θάλαμο.

Ο σχεδιασμός της αντλίας θερμότητας υλοποιείται λαμβάνοντας υπόψη τις σύγχρονες ευρωπαϊκές περιβαλλοντικές δεσμεύσεις, πραγματοποιώντας συγκριτική μελέτη μεταξύ ψυκτικών ρευστών HFC και ψυκτικών ρευστών νέας γενιάς.

Τα ψυκτικά ρευστά που μελετώνται είναι τα R404A, R1234ze(E), R245fa και R1224yd. Για κάθε ένα από αυτά υπολογίζεται το έργο του συμπιεστή, η παροχή του ψυκτικού μέσου και ο συντελεστής απόδοσης (COP). Η διερεύνηση αυτών των παραμέτρων μας οδηγεί στο συμπέρασμα ότι το ψυκτικό ρευστό R1224yd είναι η βέλτιστη επιλογή για χρήση στον ψυκτικό θάλαμο.

Abstract

This dissertation focuses on the detailed calculation of the thermal loads of a real cold room by applying heat transfer principles and on the design of the heat pump refrigeration cycle that will ensure the operation works under the desired conditions. These conditions differ depending on the product in the cold room.

The design of the heat pump is implemented taking into account the modern European environmental commitments, carrying out a comparative study between HFC refrigerants and new generation refrigerants.

The refrigerants studied are the R404A, R1234ze (E), R245fa and R1224yd. For each one of these, the work of the compressor, the refrigerant supply and the coefficient of performance (COP) are calculated. Investigating these parameters leads us to the conclusion that the R1224yd refrigerant is the best choice for use in the cold room.

Περιεχόμενα

Περίληψη	6
Abstract	7
Κεφάλαιο 1 Εισαγωγή	10
1.1 Γενικές Αρχές της Ψύξης.....	10
1.2 Ψύξη με Συμπύεση Ατμών	11
1.3 Μειονεκτήματα και Περιορισμοί των Συστημάτων Ψύξης	13
1.4 Δομή της Εργασίας	13
Κεφάλαιο 2 Ψυκτικά Μέσα	15
2.1 Τρέχουσα Τεχνολογική Στάθμιση	15
2.2 Περιβαλλοντικές Επιπτώσεις.....	15
2.3 Νομοθετικά Πλαίσια και Κανονισμοί	15
2.4 Προβλήματα και Περιορισμοί	16
Κεφάλαιο 3 Μηχανικά Συστήματα Ψύξης	18
3.1 Αρχή Λειτουργίας	18
3.2 Συμπιεστής.....	19
3.3 Συμπυκνωτής	20
3.4 Εξατμιστής.....	21
3.5 Σύστημα Εκτόνωσης και Ελέγχου	23
Κεφάλαιο 4 Υπολογισμός Ψυκτικών Φορτίων Θαλάμου Ψύξης Τροφίμων.....	24
4.1 Εισαγωγή στον ψυκτικό θάλαμο.....	24
4.2 Δεδομένα και Βασικοί Υπολογισμοί του Ψυκτικού Θαλάμου	25
4.3 Υπολογισμός των Φορτίων του Ψυκτικού Θαλάμου	27
4.3.1 Φορτίο Αγωγής	27
4.3.2 Φορτίο Διείσδυσης Αέρα	32
4.3.3 Φορτίο Ψύξης του Προϊόντος.....	33
4.3.4 Φορτίο Αναπνοής του Προϊόντος.....	34
4.3.5 Φορτίο Ατόμων.....	35
4.3.6 Φορτίο Φωτισμού	36
4.3.7 Φορτίο Εξοπλισμού	37
4.3.8 Φορτίο Απόψυξης.....	37
4.3.9 Συνολικό Φορτίο Ψύξης του Θαλάμου.....	38
4.4 Σύγκριση Αποτελεσμάτων με Εμπορικό Online Λογισμικό	40
Κεφάλαιο 5 Μελέτη Ψυκτικών Μέσων	41
5.1 Υπολογισμοί για το ψυκτικό μέσο R404A	41
5.2 Υπολογισμοί για το ψυκτικό μέσο R1234ze(E)	45
5.3 Υπολογισμοί για το ψυκτικό μέσο R245fa.....	47
5.4 Υπολογισμοί για το ψυκτικό μέσο R1224yd	48
5.5 Σύγκριση των αποτελεσμάτων και επιλογή του καταλληλότερου ψυκτικού μέσου	50

5.6 Σύγκριση των αποτελεσμάτων και επιλογή του καταλληλότερου ψυκτικού μέσου	51
Κεφάλαιο 6 Συμπεράσματα	53
Βιβλιογραφία	54

Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή

1.1 Γενικές Αρχές της Ψύξης

Η διεργασία μεταφοράς θερμότητας από μία περιοχή χαμηλής θερμοκρασίας σε μία άλλη με υψηλότερη θερμοκρασία καλείται ψύξη.

Η ψύξη και η κατάψυξη των τροφίμων είναι ένα σημαντικό πεδίο της εφαρμοσμένης θερμοδυναμικής. Οι παράγοντες οι οποίοι πρέπει να ληφθούν υπόψη για την ψύξη ή και την κατάψυξη των τροφίμων είναι πολλοί και ποικίλλουν ανάλογα με το είδος των τροφίμων, π.χ. οι περισσότερες τροφές δεν παγώνουν σε μία θερμοκρασία αλλά σε μία περιοχή θερμοκρασιών, η ποιότητα των κατεψυγμένων τροφίμων επηρεάζεται από το ρυθμό κατάψυξης κ.λπ.

Η άλλη σημαντική εφαρμογή της ψύξης είναι ο κλιματισμός των χώρων διαμονής και εργασίας των ανθρώπων και όχι μόνο.

Γενικά για την παραγωγή της ψυκτικής ισχύος προσδίδεται στο σύστημα έργο ή θερμότητα τα οποία δαπανώνται για την άντληση θερμότητας από τον προς ψύξη χώρο και απορρίπτεται ένα άλλο ποσό θερμότητας στο περιβάλλον ως απόβλητο.

Η συμβατική μηχανική ψύξη πραγματοποιείται με ένα μηχανικό σύστημα ή μία συσκευή σχεδιασμένη και κατασκευασμένη έτσι ώστε η θερμότητα να μεταφέρεται από τη μία ουσία στην άλλη. Όσο μεγαλύτερη είναι η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των δύο ουσιών, τόσο πιο γρήγορη είναι η ροή θερμότητας. Καθώς η θερμοκρασία των ουσιών εξισώνεται, η ροή της θερμότητας επιβραδύνεται και σταματά εντελώς όταν οι θερμοκρασίες είναι ίσες. Αυτό το αποτέλεσμα χρησιμοποιείται στην ψύξη.

Η ψύξη επιτυγχάνεται με διάφορους τύπους εγκαταστάσεων, οι σημαντικότεροι από αυτούς είναι:

- Ψύξη με συμπίεση ατμών
- Ψύξη με συμπίεση αερίου
- Ψύξη με απορρόφηση
- Ψύξη με προσρόφηση
- Ψύξη με έγχυση ατμού
- Θερμοηλεκτρική ψύξη
- Ψύξη με απομαγνήτιση

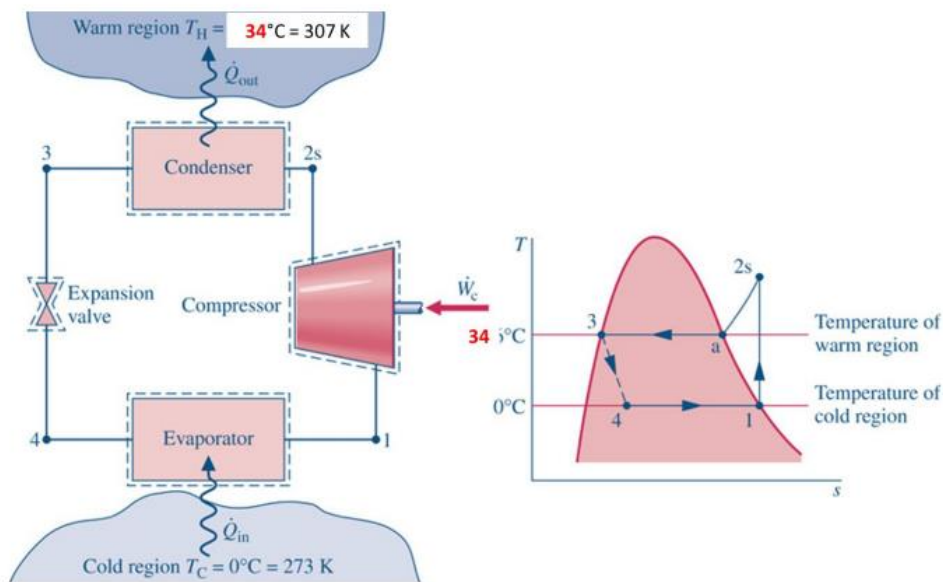
Σε όλες τις παραπάνω περιπτώσεις υπάρχουν δύο σημαντικά μεγέθη που χαρακτηρίζουν την εγκατάσταση, η ψυκτική ισχύς ή ψυκτική ικανότητα και η θερμοκρασία παραγωγής της ψυκτικής ισχύος [1].

1.2 Ψύξη με Συμπίεση Ατμών

Ο ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμού είναι η αρχή βάσει της οποίας τα συμβατικά συστήματα κλιματισμού, οι αντλίες θερμότητας και τα συστήματα ψύξης είναι σε θέση να ψύχουν και να αφυγραντούν τον αέρα σε ένα καθορισμένο όγκο.

Μερικά από τα πλεονεκτήματα αυτής της μεθόδου περιλαμβάνουν: μακροχρόνια λειτουργία, χωρίς κίνδυνο τοξικής διαρροής και μικρότερο κόστος για τους παραγωγούς και τους καταναλωτές. Ο ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμού καθίσταται δυνατός επειδή το ψυκτικό μέσο είναι ένα συμπυκνώσιμο αέριο και εμφανίζει συγκεκριμένες ιδιότητες όταν τοποθετείται υπό ποικίλες πιέσεις και θερμοκρασίες. Διαθέτει τέσσερα εξαρτήματα: εξατμιστή, συμπιεστή, συμπυκνωτή και εκτονωτική βαλβίδα. Επιτυγχάνονται διαφορετικά όρια θερμοκρασίας και ικανότητες μείωσης θερμοκρασίας ανάλογα με τα εξαρτήματα του συστήματος και το επιλεγμένο ψυκτικό ρευστό.

Το διάγραμμα ροής μιας στοιχειώδους ψυκτικής εγκατάστασης συμπίεσης ατμών καθώς και ο θερμοδυναμικός κύκλος σε διάγραμμα θερμοκρασίας - εντροπίας παρουσιάζονται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 1.2: Διάγραμμα ροής ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών και διάγραμμα (T-s)

Με μια σειρά διαδοχικών διεργασιών το ψυκτικό μέσο αφαιρεί θερμότητα από τον προς ψύξη χώρο και στη συνέχεια αποβάλλει την θερμότητα στο περιβάλλον.

Οι διεργασίες αυτές είναι [1]:

Συμπίεση: Πραγματοποιείται μέσα στον συμπιεστή, διεργασία (1-2). Το ψυκτικό ρευστό εισέρχεται με τη μορφή ξηρού κεκορεσμένου ατμού χαμηλής πίεσης και εξέρχεται με τη μορφή

υπέρθερμου ατμού υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Η διαδικασία θεωρείται αδιαβατική και αντιστρεπτή, επομένως ισεντροπική.

Συμπύκνωση: Πραγματοποιείται μέσα στον συμπυκνωτή, διεργασία (2-3). Το ψυκτικό ρευστό εισέρχεται με τη μορφή υπέρθερμου ατμού υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας και εξέρχεται με τη μορφή κεκορεσμένου υγρού με σταθερή πίεση. Η συμπύκνωση γίνεται αποβάλλοντας θερμότητα προς το περιβάλλον.

Εκτόνωση: Πραγματοποιείται μέσα στην εκτονωτική βαλβίδα, διεργασία (3-4). Το ψυκτικό ρευστό εισέρχεται με τη μορφή κεκορεσμένου υγρού υψηλής πίεσης και εξέρχεται με τη μορφή μείγματος υγρού και ατμού χαμηλής πίεσης. Η διεργασία γίνεται μέσω στραγγαλισμού και επομένως είναι ισενθαλπική.

Ατμοποίηση: Πραγματοποιείται μέσα στον ατμοποιητή, διεργασία (4-1). Το ψυκτικό ρευστό εισέρχεται με τη μορφή μείγματος υγρού και ατμού χαμηλής πίεσης και εξέρχεται με τη μορφή ξηρού κεκορεσμένου ατμού με σταθερή πίεση. Η ατμοποίηση γίνεται απορροφώντας θερμότητα από τον προς ψύξη χώρο.

Στη συνέχεια θα γίνει αναφορά στα βασικά μεγέθη που προκύπτουν από θερμοδυναμικούς νόμους. Αυτά είναι η ψυκτική ισχύς, η θερμική ισχύς, η ισχύς του συμπιεστή και ο συντελεστής απόδοσης.

Ψυκτική Ισχύς: Η ψυκτική ισχύς είναι η ποσότητα θερμότητας που μπορεί να αφαιρέσει το σύστημα από τον προς ψύξη χώρο. Ισούται με την μεταβολή της ενθαλπίας του ψυκτικού ρευστού στον ατμοποιητή πολλαπλασιασμένη με την παροχή μάζας του ψυκτικού ρευστού.

$$\dot{Q}_{\text{cold}} = \dot{m} * (h_1 - h_4)$$

Θερμική Ισχύς Απορριπτόμενη στο Περιβάλλον: Είναι η ποσότητα θερμότητας που απορρίπτεται προς το περιβάλλον από τον συμπυκνωτή. Ισούται με τη μεταβολή της ενθαλπίας του ψυκτικού ρευστού στον συμπυκνωτή πολλαπλασιασμένη με την παροχή μάζας του ψυκτικού ρευστού.

$$\dot{Q}_{\text{hot}} = \dot{m} * (h_2 - h_4)$$

Θεωρητική Απαιτούμενη Ισχύς στο Συμπιεστή: Είναι η απαιτούμενη ισχύς λειτουργίας του συμπιεστή και ισούται με τη μεταβολή της ενθαλπίας του ψυκτικού ρευστού στον συμπιεστή πολλαπλασιασμένη με την παροχή μάζας του ψυκτικού ρευστού.

$$\dot{W}_s = \dot{m} * (h_2 - h_1)$$

Θεωρητικός Συντελεστής Απόδοσης (Coefficient of Performance): Εκφράζει την απόδοση του συστήματος και ισούται με τον λόγο της ψυκτικής ισχύος προς το έργο που απαιτείται στον συμπιεστή. Υψηλότεροι COP ισοδυναμούν με υψηλότερη απόδοση, χαμηλότερη κατανάλωση ενέργειας (ισχύος) και επομένως χαμηλότερο κόστος λειτουργίας.

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_{cold}}{\dot{W}_s} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Εάν είναι γνωστός ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή, λαμβάνεται και αυτός υπόψη στον υπολογισμό της ενθαλπίας στην έξοδο του συμπιεστή.

1.3 Μειονεκτήματα και Περιορισμοί των Συστημάτων Ψύξης

Υπάρχουν πολλά μειονεκτήματα και περιορισμοί που σχετίζονται με τα τρέχοντα σχέδια και τις μεθόδους ψύξης. Πολλά συστήματα ψύξης περιορίζονται από τη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου. Για τα συστήματα συμπίεσης ατμών, η χαμηλότερη δυνατή θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου προσδιορίζεται συνήθως από τη σύνθεσή του, τις σχετικές ιδιότητές του και την επιλεγμένη πίεση λειτουργίας. Οι συνθήκες του ατμοσφαιρικού αέρα, συμπεριλαμβανομένων των θερμοκρασιών και της σχετικής υγρασίας, μπορεί να περιορίσουν την ψύξη που παράγεται από ψύκτες αέρα όπως ανεμιστήρες [2-7].

1.4 Δομή της Εργασίας

Η παρούσα διπλωματική εργασία αποτελείται από πέντε κεφάλαια. Στο κεφάλαιο 1 γίνεται μία πρώτη εισαγωγή στην ψύξη. Παρουσιάζονται οι βασικές αρχές που διέπουν την ψύξη, περιγράφεται η διαδικασία της ψύξης με συμπίεση ατμών και γίνεται αναφορά στις βασικές υπολογιστικές σχέσεις που προκύπτουν από την θερμοδυναμική και στα μειονεκτήματα των συστημάτων ψύξης.

Στο κεφάλαιο 2 γίνεται περιγραφή των ψυκτικών μέσων, των περιβαλλοντικών επιπτώσεων που σχετίζονται με αυτά, των νομοθετικών πλαισίων που οφείλουν να υπακούν όσοι κάνουν χρήση των ψυκτικών μέσων και τέλος αναφέρονται τα προβλήματα και οι περιορισμοί που προκύπτουν από τη χρήση τους.

Στο κεφάλαιο 3 γίνεται αναφορά στα μηχανικά συστήματα ψύξης, καθώς ο ψυκτικός θάλαμος που θα μελετηθεί λειτουργεί βάσει ενός τέτοιου συστήματος. Ένα μηχανικό σύστημα ψύξης αποτελείται από τέσσερα βασικά εξαρτήματα τα οποία αναλύονται ξεχωριστά.

Το 4^ο κεφάλαιο περιέχει αναλυτικά όλη την διαδικασία υπολογισμού των ψυκτικών φορτίων του υπό μελέτη ψυκτικού θαλάμου. Παρουσιάζονται πίνακες δεδομένων, υπολογιστικές σχέσεις που χρησιμοποιήθηκαν, πράξεις και αποτελέσματα. Τέλος, αφού υπολογιστεί το συνολικό ψυκτικό φορτίο, γίνεται εξακρίβωση του αποτελέσματος με χρήση ηλεκτρονικού προγράμματος υπολογισμού ψυκτικών φορτίων (INTARCON Refrigeration Calculator).

Στο 5^ο κεφάλαιο της παρούσας διπλωματικής, γίνεται μελέτη των ψυκτικών ρευστών. Μελετώνται τέσσερα διαφορετικά ψυκτικά ρευστά, το R404A το οποίο χρησιμοποιεί ήδη ο ψυκτικός θάλαμος και τα R1234ze(E), R245fa και R1224yd. Ο σκοπός αυτής της μελέτης είναι να ερευνηθεί ποιο από τα παραπάνω είναι η πιο συμφέρουσα επιλογή για χρήση στον ψυκτικό θάλαμο. Για να γίνει αυτό υπολογίζονται για κάθε ψυκτικό μέσο η παροχή του, το απαιτούμενο έργο συμπιεστή και ο συντελεστής απόδοσης (COP). Τέλος συγκρίνονται τα αποτελέσματα λαμβάνοντας σοβαρά υπόψη και το περιβαλλοντικό αντίκτυπο του κάθε ενός ψυκτικού μέσου.

Τέλος, στο κεφάλαιο 6 καταγράφονται τα αποτελέσματα και τα συμπεράσματα τα οποία προκύπτουν από την υπολογιστική διαδικασία.

Κεφάλαιο 2. Ψυκτικά Μέσα

2.1 Τρέχουσα Τεχνολογική Στάθμιση

Μέχρι το 1930, οι μηχανικοί είχαν μόνο τοξικά ή εύφλεκτα ψυκτικά μέσα για να επιλέξουν για τα συστήματά τους. Το διοξείδιο του θείου, το μεθυλοχλωρίδιο, το αιθυλοχλωρίδιο ή το ισοβουτάνιο χρησιμοποιήθηκαν σχεδόν σε όλα τα οικιακά συστήματα μέχρι το General Motors Research Laboratory να συνθέσει ψυκτικά μέσα από χλωροφθοράνθρακα. Η ανακάλυψη ανακοινώθηκε το 1930 και ένα νέο ψυκτικό, που ονομάζεται Freon, πωλήθηκε σε όποιον ήθελε να το χρησιμοποιήσει. Σήμερα είναι γνωστά στην τεχνολογία διάφορα υλικά, τα οποία μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως μέσα μεταφοράς θερμότητας σε συστήματα ψύξης [8]. Αυτά τα υλικά περιλαμβάνουν νερό, υδατικές άλμες, αλκοόλες, γλυκόλες, αμμωνία, υδρογονάνθρακες, αιθέρες και διάφορα παράγωγα αλογόνου αυτών των υλικών. Ενώ πολλά από αυτά τα υλικά είναι αποτελεσματικά ως μέσα μεταφοράς θερμότητας υπό ορισμένες συνθήκες, πρακτικές σκέψεις εξαλείφουν πολλά από αυτά από τη χρήση σε βασικές εμπορικές ρυθμίσεις, όπως σε συστήματα ψύξης σε μανάβικα. Σε αυτές τις εφαρμογές, μόνο ένα κλάσμα της κατηγορίας γνωστών παραγόντων μεταφοράς θερμότητας έχει εμπορική σημασία.

2.2 Περιβαλλοντικές Επιπτώσεις

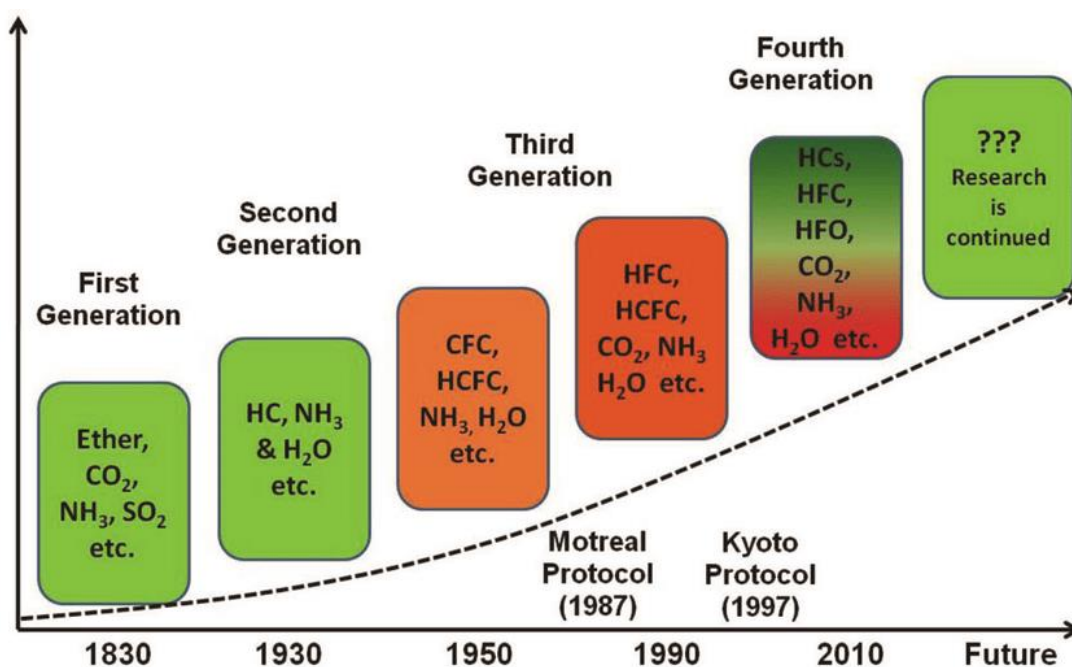
Ένας παράγοντας που εξαλείφει πολλά μέσα μεταφοράς θερμότητας από την εξέταση είναι οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις τους. Πολλά γνωστά μέσα μεταφοράς θερμότητας καταργούνται λόγω της περιβαλλοντικής τους επιμονής. Η χρήση των CFC (χλωροφθορανθράκων) εγείρει δύο σημαντικές περιβαλλοντικές ανησυχίες. Πρώτον, τα CFC είναι αρκετά σταθερά για να εισέλθουν στη στρατόσφαιρα όπου αποσυντίθενται σε ελεύθερες ρίζες χλωρίου που καταλύουν την καταστροφή του όζοντος. Αυτό αποτελεί πρόβλημα επειδή το όζον απορροφά την υπεριώδη ακτινοβολία, η οποία βλάπτει το DNA σε φυτά και ζώα. Δεύτερον, τα CFC απορροφούν την υπέρυθη ακτινοβολία, η οποία συμβάλλει στην υπερθέρμανση του πλανήτη [9]. Τα προαναφερθέντα περιβαλλοντικά θέματα οδήγησαν σε εθνικούς και διεθνείς νόμους και κανονισμούς για την εξάλειψη και / ή τη μείωση της παραγωγής και χρήσης τέτοιων χημικών CFC.

2.3 Νομοθετικά Πλαίσια και Κανονισμοί

Για τη μείωση των περιβαλλοντικών επιπτώσεων του ψυκτικού τομέα παγκοσμίως, όλος ο πλανήτης και ειδικά η Ευρωπαϊκή Ένωση έχουν εφαρμόσει διαφορετικές συμφωνίες και κανονισμούς που επηρεάζουν τον τομέα της ψύξης, όπως η τροποποίηση Kigali στο πρωτόκολλο του Μόντρεαλ [10] ή ο Κανονισμός F-Gas [11]. Ωστόσο, ειδικά σε σχέση με τα εγχώρια και αυτόνομα εμπορικά συστήματα, η Ευρώπη έχει εφαρμόσει δύο σημαντικούς κανονισμούς: την οδηγία οικολογικού σχεδιασμού [12] που καθορίζει ένα ελάχιστο επίπεδο ενεργειακής απόδοσης που πρέπει να επιτευχθεί από τα προϊόντα που μπορούν να διατεθούν

στην αγορά και τους κανονισμούς για την επισήμανση της ενέργειας για οικιακά [13] και για εμπορικά [14] συστήματα που θα τα ταξινομήσουν σε ομάδες αποτελεσματικότητας.

Η ψυκτική βιομηχανία γενικά υπήρξε πρωταρχικός στόχος για κυβερνητικές ρυθμίσεις με αποτέλεσμα ορισμένα ψυκτικά μέσα, όπως το R-502, που είχαν προηγουμένως κοινή χρήση σε εμπορικά ψυκτικά καταστήματα τροφίμων για πολλά χρόνια, τώρα αντικαθίστανται από νεότερους τύπους μη CFC ψυκτικών. Ωστόσο, αυτά τα νεότερα ψυκτικά είναι ακόμη πιο ακριβά από τους πιο συμβατικούς τύπους CFC, αυξάνοντας έτσι το βασικό κόστος εγκατάστασης και συντήρησης του συστήματος ψύξης και δημιουργώντας υψηλότερους κινδύνους απώλειας σε συμβατικούς τύπους εμπορικών συστημάτων που έχουν μεγάλες γραμμές σωληνώσεων ψυκτικού μέσου από το μηχανοστάσιο έως τους εμπόρους καταστημάτων. Προφανώς, η βιομηχανία ψύξης ανησυχεί για τον ρόλο της στην περιβαλλοντική κρίση και αναζητά νέα συστήματα ψύξης, καθώς και νέα χημικά χωρίς CFC, σε μια προσπάθεια να συμβάλλει στον έλεγχο του προβλήματος, διατηρώντας ταυτόχρονα υψηλή απόδοση στην τεχνολογία συντήρησης τροφίμων [15].



Σχήμα 2.3: Η εξέλιξη των ψυκτικών μέσων ανά τα χρόνια

2.4 Προβλήματα και Περιορισμοί

Ένας παράγοντας που δυσχεραίνει την χρήση των ψυκτικών μέσων είναι η τοξικότητά τους. Αυτό συμβαίνει, για παράδειγμα, με την αμμωνία και πολλές από τις αιθυλενογλυκόλες. Η τοξικότητα αυτών των υλικών, με κατάποση, εισπνοή ή διαδερμική απορρόφηση, τα καθιστά επικίνδυνα για χειρισμό και ακατάλληλα για εμπορικά περιβάλλοντα χειρισμού τροφίμων.

Ακόμα ένας παράγοντας που καθιστά τα ψυκτικά μέσα επικίνδυνα είναι η ευφλεκτότητα τους. Αυτό συμβαίνει, για παράδειγμα, με τους περισσότερους αιθέρες και υδρογονάνθρακες. Ο κίνδυνος αναφλεξιμότητας είναι ιδιαίτερα μεγάλος όταν το ψυκτικό μέσο υπόκειται σε μεγάλες θετικές πιέσεις στον ψυκτικό κύκλο.

Άλλα ψυκτικά μέσα παρουσιάζουν προβλήματα στην χρήση επειδή είναι αέρια σε κανονικές θερμοκρασίες λειτουργίας. Ένα παράδειγμα αυτού του τύπου ψυκτικού είναι η αμμωνία. Τα αέρια μέσα μεταφοράς θερμότητας απαιτούν ειδικό εξοπλισμό υψηλής πίεσης, όπως ρυθμιστές πίεσης και ενισχυμένους σωλήνες, που δεν απαιτούνται για ψυκτικά μέσα που παραμένουν σε υγρή κατάσταση μέσα στον περισσότερο ή σε όλο τον κύκλο λειτουργίας. Επιπλέον, τα συστήματα υψηλής πίεσης είναι επιρρεπή σε διαρροές. Έτσι, εκτιμήθηκε ότι οι ετήσιες απώλειες ψυκτικών μέσων στην ατμόσφαιρα από συστήματα υψηλής πίεσης κυμαίνονται από 10 έως 20% της πλήρους φόρτισης ετησίως.

Ορισμένα μέσα μεταφοράς θερμότητας δεν προτιμούνται λόγω της διαβρωτικής τους φύσης. Πολλές από τις υδατικές άλμες εμπίπτουν σε αυτήν την κατηγορία. Όπως τα αέρια μέσα, τα διαβρωτικά μέσα απαιτούν ειδικές διατάξεις χειρισμού, όπως αγωγούς και διεπαφές με επένδυση Teflon RTM, οι οποίες αυξάνουν σημαντικά το συνολικό κόστος του συστήματος. Επιπλέον, οι περιορισμοί στην επιλογή υλικών που μπορούν να χρησιμοποιηθούν με διαβρωτικούς παράγοντες μειώνουν τη συνολική απόδοση αυτών των συστημάτων.

Κεφάλαιο 3. Μηχανικά Συστήματα Ψύξης

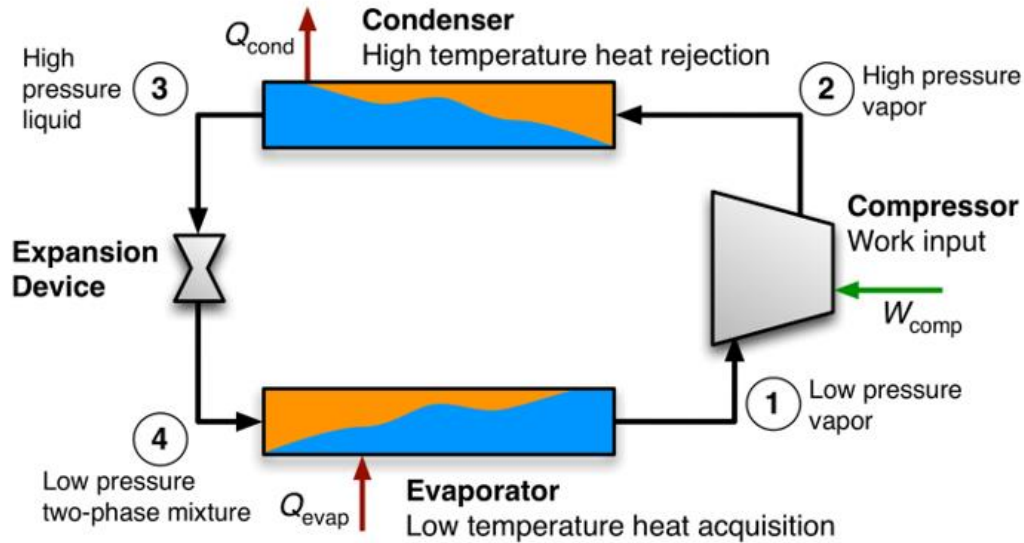
3.1 Αρχή Λειτουργίας

Στην παρούσα διπλωματική εργασία θα δοθεί έμφαση σε ένα σύστημα μηχανικής ψύξης, συγκεκριμένα σε έναν ψυκτικό θάλαμο συντήρησης τροφίμων. Παρακάτω θα αναλυθούν τα συστήματα μηχανικής ψύξης και ο εξοπλισμός τους, ώστε να κατανοηθεί πλήρως ο τρόπος λειτουργίας τους [16-19].

Τα μηχανικά συστήματα ψύξης είναι μια διάταξη εξαρτημάτων σε ένα σύστημα που εφαρμόζει τις θερμοδυναμικές αρχές στην πράξη για την παροχή τεχνητής ψύξης. Για να γίνει αυτό πρέπει να παρέχονται τα ακόλουθα: (α) μία μετρούμενη παροχή ψυκτικού υγρού υπό πίεση, (β) μια συσκευή στην προς ψύξη τοποθεσία, η οποία λειτουργεί σε χαμηλή πίεση, έτσι ώστε όταν εισέρχεται το ψυχρό, υπό πίεση υγρό, θα διαστέλλεται, θα εξατμίζεται και θα λαμβάνει θερμότητα από τον προς ψύξη χώρο, (γ) ένα μέσο συμπίεσης του ατμού και (δ) ένα μέσο συμπύκνωσης του σε υγρό, αφαιρώντας την υπερθέρμανση, τη λανθάνουσα θερμότητα εξάτμισης και μέρος της θερμότητας του.

Κάθε μηχανικό σύστημα ψύξης λειτουργεί σε δύο διαφορετικά επίπεδα πίεσης. Η πλευρά υψηλής πίεσης του συστήματος ψύξης περιλαμβάνει όλα τα εξαρτήματα που λειτουργούν σε πίεση συμπύκνωσης ή παραπάνω. Αυτά τα εξαρτήματα αποτελούν την πλευρά εκφόρτισης του συμπιεστή, του συμπυκνωτή, του δέκτη και όλων των διασυνδεδεμένων σωληνώσεων μέχρι την εκτονωτική βαλβίδα. Η πλευρά χαμηλής πίεσης ενός συστήματος ψύξης αποτελείται από όλα τα εξαρτήματα που λειτουργούν σε πίεση εξάτμισης ή παρακάτω. Αυτά τα εξαρτήματα περιλαμβάνουν την πλευρά χαμηλής πίεσης της εκτονωτικής βαλβίδας, τον εξατμιστή και όλη τη σωλήνωση διασύνδεσης έως και συμπεριλαμβανομένης της χαμηλής πλευράς του συμπιεστή. Ο κύκλος ψύξης ενός μηχανικού συστήματος ψύξης απεικονίζεται στο σχήμα 3.1.

Η δράση άντλησης του συμπιεστή (1) αντλεί ατμούς που λαμβάνονται από τον εξατμιστή (2). Αυτή η δράση μειώνει την πίεση στον εξατμιστή, αναγκάζοντας τα σωματίδια του υγρού να εξατμιστούν. Καθώς τα υγρά σωματίδια εξατμίζονται, ο εξατμιστής ψύχεται. Τόσο το υγρό όσο και το αέριο ψυκτικό μέσο τείνουν να εξάγουν θερμότητα από τα θερμότερα αντικείμενα στο μονωμένο ψυγείο. Η ικανότητα του υγρού να απορροφά θερμότητα καθώς εξατμίζεται είναι πολύ υψηλή σε σύγκριση με εκείνη του ατμού. Καθώς το υγρό ψυκτικό εξατμίζεται, ο ατμός χαμηλής πίεσης οδηγείται στη γραμμή αναρρόφησης με τη δράση αναρρόφησης του συμπιεστή (1). Η εξάτμιση του υγρού ψυκτικού θα αφαιρέσει σύντομα ολόκληρο το ψυκτικό μέσο από τον εξατμιστή εάν δεν αντικατασταθεί. Η αντικατάσταση του υγρού ψυκτικού ελέγχεται συνήθως από μία συσκευή μέτρησης ή μία θερμοεκτονωτική βαλβίδα (3). Αυτή η συσκευή δρα ως περιοριστής της ροής του υγρού ψυκτικού μέσου στη γραμμή υγρού. Η λειτουργία της είναι να αλλάζει το υψηλής πίεσης, υπόψυκτο υγρό ψυκτικό μέσο σε χαμηλής πίεσης, χαμηλής θερμοκρασίας, το οποίο θα συνεχίσει τον κύκλο απορροφώντας θερμότητα.



Σχήμα 3.1: Ψυκτικός κύκλος ενός μηχανικού συστήματος ψύξης

Ο ατμός χαμηλής πίεσης που αντλεί ο συμπιεστής από τον εξατμιστή μέσω της γραμμής αναρρόφησης, με τη σειρά του συμπιέζεται από τον συμπιεστή σε ατμό υψηλής πίεσης, ο οποίος ωθείται στον συμπυκνωτή (4). Στον συμπυκνωτή, ο ατμός υψηλής πίεσης συμπυκνώνεται σε υγρό υπό υψηλή πίεση και δίνει θερμότητα στον συμπυκνωτή. Η θερμότητα απομακρύνεται από τον συμπυκνωτή μέσω αέρα ή νερού. Το συμπυκνωμένο υγρό ψυκτικό στη συνέχεια ωθείται στον συλλέκτη υγρού (5) και μέσω της γραμμής υγρού προς την εκτονωτική βαλβίδα με πίεση που δημιουργείται από τον συμπιεστή, κάνοντας έναν πλήρη κύκλο.

Το σύστημα ψύξης αποτελείται από τέσσερα βασικά εξαρτήματα - τον συμπιεστή, τον συμπυκνωτή, τον εξατμιστή και τις συσκευές ελέγχου (βαλβίδες). Αυτά τα στοιχεία είναι απαραίτητα για να λειτουργεί οποιοδήποτε σύστημα σύμφωνα με τις αρχές που συζητήθηκαν προηγουμένως.

3.2 Συμπιεστής

Ο συμπιεστής έχει μόνο έναν σκοπό - την απόσυρση του θερμικά φορτωμένου ατμού από τον εξατμιστή και τη συμπίεση του σε συγκεκριμένη πίεση ώστε να υγροποιηθεί στον συμπυκνωτή. Τα σχέδια των συμπιεστών ποικίλλουν, ανάλογα με την εφαρμογή και τον τύπο του ψυκτικού. Υπάρχουν τρεις τύποι συμπιεστών που ταξινομούνται σύμφωνα με την αρχή λειτουργίας - παλινδρομικός, περιστροφικός και φυγοκεντρικός. Οι συμπιεστές ταξινομούνται σε επιπλέον τρεις κατηγορίες σύμφωνα με την πρόσβαση που μπορεί να έχει ο άνθρωπος σε αυτούς:

- 1) Κλειστού τύπου ή ερμητικοί: Συμπιεστής και κινητήρας είναι στο ίδιο κέλυφος σφραγισμένοι και δεν υπάρχει δυνατότητα επέμβασης για εσωτερική επισκευή.
- 2) Ημίκλειστου τύπου: Συμπιεστής και κινητήρας είναι στο ίδιο κέλυφος το οποίο ανοίγει και δίνει την δυνατότητα επέμβασης για εσωτερική επισκευή.

3) Ανοικτού τύπου: Συμπιεστής και κινητήρας βρίσκονται σε διαφορετικά κελύφη και μεταφέρουν την κίνηση είτε με μιάντες είτε με ομοαξωνικό κομπλέρ. Υπάρχει δυνατότητα επέμβασης για οποιαδήποτε εσωτερική επισκευή στο κάθε ένα ξεχωριστά.

Πολλοί συμπιεστές ψυγείων έχουν εξαρτήματα εκτός από αυτά που συνήθως υπάρχουν στους συμπιεστές, όπως εκφορτωτές, αντλίες λαδιού, σιγαστήρες κ.λπ.

Ο τύπος του συμπιεστή που χρησιμοποιείται έχει άμεση συσχέτιση με το ψυκτικό μέσο. Οι παλινδρομικοί συμπιεστές είναι καλύτερα προσαρμόσιμοι σε ψυκτικό μέσο χαμηλού ειδικού όγκου, δηλαδή υψηλής πίεσης, ενώ οι φυγοκεντρικοί συμπιεστές σε ψυκτικό υψηλού όγκου, δηλαδή χαμηλής πίεσης. Οι περιστροφικοί συμπιεστές χρησιμοποιούνται πολύ στα ψυγεία, στα κλιματιστικά και στα παρεμφερή, λόγω του μικρού τους μεγέθους και της απλής δομής τους.



Εικόνα 3.2: Παλινδρομικός συμπιεστής ημίκλειστου τύπου

3.3 Συμπυκνωτής

Ο συμπυκνωτής αφαιρεί και διαχέει τη θερμότητα από τον συμπιεσμένο ατμό στον περιβάλλοντα αέρα ή νερό για να συμπυκνώσει τον ατμό σε υγρό. Το υγρό ψυκτικό στη συνέχεια πέφτει λόγω βαρύτητας σε ένα συλλέκτη (συνήθως βρίσκεται κάτω από τον συμπυκνωτή), όπου αποθηκεύεται και είναι διαθέσιμο για μελλοντική χρήση στο σύστημα.

Υπάρχουν τρεις βασικοί τύποι συμπυκνωτών - αερόψυκτοι, υδρόψυκτοι και εξατμιστικοί. Οι δύο πρώτοι είναι οι πιο συνηθισμένοι, ενώ οι τύποι εξατμιστικών χρησιμοποιούνται όπου το νερό χαμηλής ποιότητας και η απόρριψή του καθιστούν ανέφικτη τη χρήση των κυκλοφορούμενων υδρόψυκτων τύπων.

Ένας τυπικός αερόψυκτος συμπυκνωτής περιλαμβάνει έναν μόνο αγωγό που διαμορφώνεται σε σχήμα ελικοειδές έτσι ώστε πολλές σειρές αγωγών να σχηματίζονται παράλληλα μεταξύ τους. Τα μεταλλικά πτερύγια ή άλλα βοηθήματα συνδέονται συνήθως στην εξωτερική επιφάνεια του ελικοειδούς αγωγού προκειμένου να αυξηθεί η μεταφορά θερμότητας μεταξύ του υπερθερμασμένου ψυκτικού ατμού που διέρχεται μέσω του συμπυκνωτή και του αέρα περιβάλλοντος. Η θερμότητα απορρίπτεται από τον υπερθερμαινόμενο ατμό καθώς διέρχεται

από τον συμπυκνωτή και το ψυκτικό εξέρχεται από τον συμπυκνωτή ως κορεσμένο ή υπόψυκτο υγρό.

Οι υδρόψυκτοι συμπυκνωτές είναι τύπου κελύφους και σωλήνων πολλαπλών τάσεων, με το κυκλοφορούν νερό να ρέει μέσω των σωλήνων. Ο ατμός ψυκτικού εισάγεται στο κέλυφος και συμπυκνώνεται στις εξωτερικές επιφάνειες των σωλήνων.

Η χωρητικότητα του υδρόψυκτου συμπυκνωτή επηρεάζεται από τη θερμοκρασία του νερού, την ποσότητα του νερού που κυκλοφορεί και τη θερμοκρασία του ψυκτικού αερίου. Η χωρητικότητα του συμπυκνωτή ποικίλλει κάθε φορά που αλλάζει η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του ψυκτικού αερίου και του νερού. Μια αυξημένη διαφορά θερμοκρασίας ή μεγαλύτερη ροή νερού αυξάνει τη χωρητικότητα του συμπυκνωτή. Η χρήση ψυχρότερου νερού μπορεί να προκαλέσει αύξηση της διαφοράς θερμοκρασίας.

Ένας εξατμιστικός συμπυκνωτής λειτουργεί με βάση την αρχή ότι η θερμότητα μπορεί να απομακρυνθεί από τα πηνία συμπύκνωσης ψεκάζοντάς τα με νερό ή αφήνοντας νερό να στάξει πάνω τους και στη συνέχεια πιέζοντας αέρα μέσω των πηνίων από έναν ανεμιστήρα. Αυτή η εξάτμιση του νερού ψύχει τα πηνία και συμπυκνώνει το ψυκτικό μέσο.



Εικόνα 3.3: Αερόψυκτος συμπυκνωτής τεσσάρων ανεμιστήρων

3.4 Εξατμιστής

Ο εξατμιστής ή ατμοποιητής μοιάζει με τον ελικοειδή αγωγό του συμπυκνωτή. Στην ιδανική περίπτωση, το ψυκτικό μέσο εξατμίζεται πλήρως απορροφώντας θερμότητα από τον καθορισμένο προς ψύξη χώρο (π.χ. το εσωτερικό ενός ψυγείου) και φεύγει από τον εξατμιστή ως κορεσμένος ατμός που οδηγείται στην αναρρόφηση του συμπιεστή και εισέρχεται ξανά στον συμπιεστή ολοκληρώνοντας έτσι τον κύκλο.

Οι εξατμιστές είναι κυρίως δύο τύπων – dry ή flooded. Το ψυκτικό μέσο σε έναν εξατμιστή τύπου dry τροφοδοτείται στα πηνία τόσο γρήγορα όσο είναι απαραίτητο για να διατηρηθεί η επιθυμητή θερμοκρασία. Το πηνίο γεμίζει πάντα με ένα μείγμα ψυκτικού υγρού και ατμού. Στην

πλευρά εισόδου του πηνίου, υπάρχει κυρίως υγρό. Το ψυκτικό ρέει μέσω του πηνίου (όπως απαιτείται) και εξατμίζεται έως ότου, στο τέλος, δεν υπάρχει τίποτα άλλο παρά ατμός. Σε έναν εξατμιστή τύπου flooded, ο εξατμιστής είναι πάντα γεμάτος με υγρό ψυκτικό μέσο. Ένας πλωτήρας διατηρεί το υγρό ψυκτικό σε σταθερό επίπεδο. Όσο εξατμίζεται το ψυκτικό υγρό, ο πλωτήρας δέχεται περισσότερο και, ως αποτέλεσμα, ολόκληρο το εσωτερικό του εξατμιστή πλημμυρίζει με ψυκτικό υγρό μέχρι ένα ορισμένο επίπεδο που καθορίζεται από τον πλωτήρα.

Οι δύο βασικοί τύποι εξατμιστών ταξινομούνται περαιτέρω με τη μέθοδο εξάτμισής τους, είτε με απευθείας επέκταση είτε με έμμεση επέκταση. Στον εξατμιστή που επεκτείνεται απευθείας, η θερμότητα μεταφέρεται απευθείας από τον ψυκτικό χώρο μέσω των σωλήνων και απορροφάται από το ψυκτικό μέσο. Στον εξατμιστή έμμεσης επέκτασης, το ψυκτικό στον εξατμιστή χρησιμοποιείται για την ψύξη κάποιου δευτερεύοντος μέσου, εκτός του αέρα. Αυτό το δευτερεύον μέσο ή ψυκτικό διατηρεί την επιθυμητή θερμοκρασία του χώρου. Συνήθως άλμη, ένα διάλυμα χλωριούχου ασβεστίου χρησιμοποιείται ως δευτερεύον ψυκτικό.

Φυσική ή εξαναγκασμένη κυκλοφορία χρησιμοποιείται για την κυκλοφορία του αέρα στον ψυκτικό χώρο [4]. Ο αέρας γύρω από τον εξατμιστή πρέπει να μετακινηθεί στα αποθηκευμένα τρόφιμα έτσι ώστε να μπορεί να εξαχθεί η θερμότητα και ο θερμότερος αέρας από τα τρόφιμα να επιστρέψει στον εξατμιστή. Η φυσική μεταφορά μπορεί να χρησιμοποιηθεί με την εγκατάσταση του εξατμιστή στο ανώτερο τμήμα του χώρου που θα ψυχθεί, έτσι ο βαρύτερος ψυχρός αέρας θα πέσει στην κάτω αποθήκη τροφίμων και ο ελαφρύτερος θερμαινόμενος αέρας θα ανέλθει στον εξατμιστή. Ο εξατμιστής τύπου εξαναγκασμένου αέρα κατασκευάζεται από πολλούς χάλκινους σωλήνες, οι οποίοι μεταφέρουν καλά τη θερμότητα. Για να βελτιωθεί περαιτέρω η μεταφορά θερμότητας, οι σωλήνες έχουν πάνω τους πιεσμένα πτερύγια αλουμινίου. Αυτό αυξάνει σε μεγάλο βαθμό την επιφάνεια που εκτίθεται στον αέρα. Αυτός ο τύπος εξατμιστή θα μπορούσε επίσης να έχει έναν ανεμιστήρα που τραβά αέρα μέσω των πτερυγίων.

Η σημαντική μείωση της απόδοσης του εξατμιστή συνδέεται με τη διαδικασία του παγώματος. Μία προσέγγιση που χρησιμοποιείται για την αποφυγή της δημιουργίας πάγου στον εξατμιστή είναι η λειτουργία της συσκευής σε υψηλότερες θερμοκρασίες ψυκτικού μέσου. Αυτό, ωστόσο, περιορίζει την ικανότητα ψύξης της συσκευής. Επιπλέον, εάν ο στόχος είναι η απομάκρυνση της υγρασίας από τον περιβάλλοντα αέρα, προτιμάται η συσκευή να λειτουργεί σε όσο το δυνατόν χαμηλότερες θερμοκρασίες, έτσι ώστε ο αέρας να ψύχεται όσο το δυνατόν πιο κοντά στο σημείο ψύξης του νερού, καθώς όσο πιο κρύος είναι ο αέρας, τόσο λιγότερο είναι και το νερό που μπορεί να συγκρατήσει. Η λειτουργία της συσκευής σε υψηλότερη θερμοκρασία είναι επομένως αναποτελεσματική.



Εικόνα 3.4: Επιτοίχιος εξατμιστής τριών ανεμιστήρων

3.5 Σύστημα Εκτόνωσης και Ελέγχου

Οι συσκευές ελέγχου ελέγχουν τη ροή του υγρού ψυκτικού μέσου μεταξύ της πλευράς υψηλής και χαμηλής πίεσης του συστήματος. Βρίσκονται στο τέλος της γραμμής μεταξύ του συμπυκνωτή και του εξατμιστή. Τέτοιες συσκευές είναι οι θερμοεκτονωτικές βαλβίδες, οι βαλβίδες με πλωτήρα και οι τριχοειδείς σωλήνες.

Ο σκοπός τους είναι η μείωση της πίεσης του υγρού ψυκτικού μέσου μετατρέποντάς το έτσι σε ένα κορεσμένο μείγμα υγρού-ατμού, το οποίο στραγγαλίζεται στον εξατμιστή. Προκειμένου να μειωθεί το κόστος κατασκευής, η συσκευή ελέγχου είναι συνήθως ένας τριχοειδής σωλήνας, ο οποίος αποτελείται από έναν μακρύ σωλήνα μικρής διαμέτρου. Το μήκος και η διάμετρος του σωλήνα είναι σημαντικά. Τυχόν περιορισμοί προκαλούν προβλήματα στο σύστημα. Ο τριχοειδής σωλήνας τροφοδοτεί ψυκτικό στον εξατμιστή όσο το παράγει ο συμπυκνωτής. Όταν η ποσότητα ψυκτικού στο σύστημα είναι σωστή ή το φορτίο είναι ισορροπημένο, η ροή ψυκτικού από τον συμπυκνωτή προς τον εξατμιστή σταματά.

Ο τριχοειδής σωλήνας είναι καταλληλότερος για οικιακές εφαρμογές, όπως καταψύκτες και κλιματιστικά, όπου το φορτίο ψύξης είναι αρκετά σταθερό και χρησιμοποιούνται κινητήρες μικρής ιπποδύναμης.



Εικόνα 3.5: Θερμοεκτονωτική βαλβίδα

Κεφάλαιο 4. Υπολογισμός Ψυκτικών Φορτίων Θαλάμου Ψύξης Τροφίμων

4.1 Εισαγωγή στον Ψυκτικό Θάλαμο

Στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η μελέτη και ο υπολογισμός των ψυκτικών φορτίων ενός βιομηχανικού θαλάμου ψύξης ο οποίος προορίζεται για ψύξη τροφίμων, συγκεκριμένα άρτου και αρτοσκευασμάτων.

Οι ψυκτικοί θάλαμοι είναι μεγάλα walk-in ψυγεία, δηλαδή ο άνθρωπος μπορεί να εισέλθει μέσα σε αυτά. Ο μεγάλος τους όγκος χρησιμεύει στην αποθήκευση πολύ μεγάλων ποσοτήτων τροφίμων, για αυτό συνήθως χρησιμοποιούνται για βιομηχανικές εφαρμογές. Το εξωτερικό και εσωτερικό αυτών των μονάδων είναι συνήθως από γαλβανισμένο χάλυβα ή αλουμίνιο. Οι περισσότεροι ψυκτικοί θάλαμοι χρησιμοποιούν άκαμπτη πλακέτα πολυουρεθάνης, μπετόν ή αφρώδη μόνωση μεταξύ των εσωτερικών και εξωτερικών τοίχων. Τα περισσότερα συστήματα διαθέτουν τον συμπιεστή και τον συμπυκνωτή έξω από την κύρια δομή και χρησιμοποιούν έναν επιτοίχιο εξατμιστή.



Εικόνα 4.1: Ψυκτικός θάλαμος

Με δεδομένα τα βασικά στοιχεία του θαλάμου, μπορούν να υπολογισθούν τα ψυκτικά φορτία που καλείται να αντιμετωπίσει η εγκατάσταση για την επιτυχή ψύξη του θαλάμου. Ο σκοπός του υπολογισμού του φορτίου ψύξης είναι η επιλογή των εξαρτημάτων του συστήματος όπως του συμπιεστή, του συμπυκνωτή κ.λπ. Οι Taner (1987) και Aybers (1992) δήλωσαν ότι η επιλογή του ιδανικού συστήματος ψύξης απαιτεί σωστό υπολογισμό του φορτίου ψύξης και πρέπει να ληφθούν υπόψη όλες οι πηγές του φορτίου ψύξης. Σύμφωνα με τον Erol (1993), ο

προσδιορισμός όλων των παραμέτρων του φορτίου ψύξης δεν θα ήταν δυνατός, γι 'αυτό μπορεί να υπάρχουν κάποιες αποκλίσεις στο φορτίο ψύξης.

Ο θάλαμος του οποίου τα φορτία θα υπολογιστούν παρακάτω αναφέρεται σε υπαρκτό θάλαμο βιομηχανίας, ο οποίος βρίσκεται στην Αττική και προορίζεται για την συντήρηση άρτου και αρτοσκευασμάτων.

4.2 Δεδομένα και Βασικοί Υπολογισμοί του Ψυκτικού Θαλάμου

Πριν την έναρξη των υπολογισμών των φορτίων του ψυκτικού θαλάμου είναι ανάγκη να είναι γνωστά κάποια βασικά δεδομένα. Αυτά παρουσιάζονται στους παρακάτω πίνακες:

Πίνακας 4.1: Διαστάσεις του υπό μελέτη ψυκτικού θαλάμου

Μήκος [L] (m)	Πλάτος [D] (m)	Ύψος [H] (m)	Όγκος [V] (m ³)
12	5	4	240

Με γνωστές τις διαστάσεις του θαλάμου υπολογίζεται ο εσωτερικός όγκος σύμφωνα με την παρακάτω σχέση.

$$V = L * D * H (m^3)$$

Επιπλέον δεδομένα για τον ψυκτικό θάλαμο παρουσιάζονται στον πίνακα 4.2.

Πίνακας 4.2: Δεδομένα στοιχεία του ψυκτικού θαλάμου

Εσωτερική θερμοκρασία θαλάμου [T _{εσ}]	2	°C
Εξωτερική θερμοκρασία περιβάλλοντος [T _{εξ}]	45	°C
Συνολική μάζα του αποθηκευμένου προϊόντος	20000	kg
Θερμοκρασία εισόδου προϊόντος [T _{εισ}]	22	°C
Επιθυμητή θερμοκρασία προϊόντος [T _{επ}]	2	°C
Χρόνος επίτευξης της επιθυμητής θερμοκρασίας	21	h
Αριθμός εναλλαγών του αέρα στο θάλαμο ανά ημέρα	2	
Αριθμός ατόμων που εισέρχονται στον θάλαμο ανά ημέρα	2	άτομα
Χρόνος παραμονής των ατόμων στον θάλαμο ανά ημέρα	2	h
Ισχύς φωτισμού θαλάμου [P _{light}]	300	W
Χρόνος λειτουργίας του φωτισμού ανά ημέρα	2	h

Εσωτερική Θερμοκρασία Θαλάμου

Ο υπό μελέτη θάλαμος είναι θάλαμος συντήρησης, με επιθυμητή εσωτερική θερμοκρασία 2°C.

Εξωτερική Θερμοκρασία Θαλάμου

Για την επιλογή της εξωτερικής θερμοκρασίας και γνωρίζοντας την χώρα στην οποία βρίσκεται ο θάλαμος, επιλέγεται η θερινή μέρα με τις δυσμενέστερες συνθήκες. Στην Ελλάδα το καλοκαίρι η θερμοκρασία μπορεί να αγγίζει τους 45°C.

Συνολική Μάζα του Προϊόντος

Είναι η μάζα του προϊόντος που καλείται να ψύξει ο θάλαμος. Στη δική μας περίπτωση αυτή η μάζα είναι 20 τόνοι ή 20000kg.

Θερμοκρασία Εισόδου του Προϊόντος στον Θάλαμο

Η θερμοκρασία εισόδου του προϊόντος είναι η θερμοκρασία που έχει το προϊόν πριν εισέλθει στον ψυκτικό θάλαμο. Ο θάλαμος αναφοράς είναι στεγασμένος εντός του εργοστασίου παρασκευής άρτου. Ο περιβάλλοντας χώρος του ψυκτικού θαλάμου έχει θερμοκρασία 22°C. Αυτή είναι και η θερμοκρασία του άρτου πριν εισέλθει στον θάλαμο.

Επιθυμητή Θερμοκρασία του Προϊόντος

Η επιθυμητή θερμοκρασία του προϊόντος ταυτίζεται με την εσωτερική θερμοκρασία του θαλάμου. Στην δική μας περίπτωση αυτή η θερμοκρασία είναι 2°C.

Χρόνος Επίτευξης της Επιθυμητής Θερμοκρασίας

Είναι ο χρόνος λειτουργίας του ψυκτικού θαλάμου κατά τον οποίο θέλουμε το προϊόν να έχει αποκτήσει την επιθυμητή θερμοκρασία. Θέλουμε το προϊόν από τους 22°C τους οποίους έχει πριν εισέλθει στον θάλαμο, να φτάσει στους 2°C σε χρονικό διάστημα 21 ωρών.

Αριθμός Εναλλαγών του Αέρα στον Ψυκτικό Θάλαμο

Οι εναλλαγές του αέρα του θαλάμου γίνονται κατά το άνοιγμα της πόρτας του θαλάμου. Στη δική μας περίπτωση είναι γνωστό ότι η πόρτα του θαλάμου ανοίγει δύο φορές κατά τη διάρκεια της ημέρας, μία όταν γίνεται η φόρτωση του προϊόντος και μία όταν γίνεται η εκφόρτωση αυτού.

Αριθμός Ατόμων που Εισέρχονται στον Ψυκτικό Θάλαμο ανά Ημέρα

Στον θάλαμο εισέρχονται 2 άτομα κάθε φορά, τα οποία εργάζονται στην φόρτωση και εκφόρτωση του προϊόντος προς και από τον θάλαμο.

Χρόνος Παραμονής των Ατόμων στον Ψυκτικό Θάλαμο ανά Ημέρα

Τα άτομα αυτά παραμένουν στον θάλαμο συνολικά 2 ώρες κατά τη διάρκεια της ημέρας, 1 ώρα κατά τη διαδικασία της φόρτωσης και επιπλέον 1 ώρα κατά τη διαδικασία της εκφόρτωσης.

Ισχύς του Φωτισμού του Ψυκτικού Θαλάμου

Η ισχύς φωτισμού είναι ουσιαστικά η απαιτούμενη ισχύς λειτουργίας των λαμπτήρων του θαλάμου. Είναι γνωστό ότι ο θάλαμος έχει 5 λάμπες με ισχύ 60 Watt η κάθε μία. Η συνολική ισχύς φωτισμού υπολογίζεται από τον τύπο:

$$P_{\text{light}} = 5 * 60W = 300W$$

Χρόνος Λειτουργίας του Φωτισμού ανά Ημέρα

Είναι ο χρόνος κατά τον οποίο οι λαμπτήρες θα μένουν αναμμένοι κατά τη διάρκεια μίας ημέρας. Οι λαμπτήρες ανάβουν αυτόματα με το άνοιγμα της πόρτας και αφού είναι γνωστό από προηγουμένως ότι οι πόρτες ανοίγουν 2 φορές την ημέρα από μία ώρα κάθε φορά καταλήγουμε ότι οι λαμπτήρες λειτουργούν 2 ώρες την ημέρα.

Τεχνικά Χαρακτηριστικά του Ατμοποιητή

Ο υπό μελέτη ψυκτικός θάλαμος χρησιμοποιεί έναν επιτοίχιο ατμοποιητή τριών ανεμιστήρων, του οποίου τα τεχνικά χαρακτηριστικά παρουσιάζονται παρακάτω:

Πίνακας 4.3: Τεχνικά χαρακτηριστικά του ατμοποιητή του ψυκτικού θαλάμου

Αριθμός ανεμιστήρων	Ισχύς ανά ανεμιστήρα (W)	Χρόνος λειτουργίας (h/day)
3	180	21

4.3 Υπολογισμός των Φορτίων του Ψυκτικού Θαλάμου

Με γνωστά τα παραπάνω δεδομένα είναι εφικτός ο υπολογισμός των ψυκτικών φορτίων του θαλάμου. Αυτά είναι τα εξής: (i) φορτίο αγωγής, (ii) φορτίο διείσδυσης αέρα, (iii) φορτίο ψύξης του προϊόντος, (iv) φορτίο αναπνοής του προϊόντος, (v) φορτίο ατόμων, (vi) φορτίο φωτισμού, (vii) φορτίο εξοπλισμού και (viii) φορτίο απόψυξης, τα οποία θα υπολογιστούν αναλυτικά παρακάτω.

4.3.1 Φορτίο Αγωγής

Ο υπολογισμός της θερμότητας μετάδοσης που δημιουργείται από τοίχους, δάπεδο και οροφή απαιτεί πληροφορίες σχετικά με τις διαστάσεις των επιφανειών του ψυκτικού θαλάμου, το πάχος

και τον τύπο του υλικού μόνωσης που χρησιμοποιείται για την κατασκευή του ψυκτικού θαλάμου και τις τιμές εξωτερικής και εσωτερικής θερμοκρασίας. Οι ακόλουθες εξισώσεις χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό του φορτίου αγωγής [20].

$$q_1 = U * A * \Delta T$$

Όπου:

q_1 = Φορτίο αγωγής (W)

U = Συντελεστής θερμοπερατότητας ($W/m^2 \cdot K$)

A = Συνολική επιφάνεια ψυκτικού θαλάμου (m^2)

ΔT = Διαφορά εξωτερικής θερμοκρασίας περιβάλλοντος και εσωτερικής θερμοκρασίας θαλάμου

Ο συντελεστής θερμοπερατότητας [U] υπολογίζεται από τον τύπο:

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{Ri + \Sigma \left(\frac{\delta i}{\lambda i} \right) + Ra}$$

Όπου:

R = Συντελεστής θερμικής αντίστασης ($m^2 \cdot K/W$)

δ = Πάχος υλικού (m)

λ = Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας υλικού ($W/m \cdot K$)

Ri, Ra = Αντιστάσεις θερμικής μετάβασης ($m^2 \cdot K/W$)

Διαδικασία υπολογισμού:

Για τον υπολογισμό του συντελεστή θερμοπερατότητας [U] πρέπει αρχικά να υπολογιστεί ο συντελεστής θερμικής αντίστασης [R]. Αρχικά, πρέπει να είναι γνωστά τα υλικά κατασκευής του υπό μελέτη ψυκτικού θαλάμου καθώς και το πάχος [δ] αυτών. Στη δική μας περίπτωση, το κέλυφος (πλευρές και οροφή) του θαλάμου αποτελείται από δύο λεπτά φύλλα ανοξείδωτου χάλυβα πάχους 0.0003m το κάθε ένα, τα οποία περικλείουν το μονωτικό υλικό το οποίο είναι αφρός πολουρεθάνης με κλειστές κυψελίδες, πάχους 0.15m.

Για να επιλέξουμε την τιμή του συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας [λ] και γνωρίζοντας τον τύπο του υλικού κατασκευής, ανατρέχουμε στον Πίνακα Θερμικής Αγωγιμότητας Υλικών από ΤΟΤΕΕ 20701-2. Για τον ανοξείδωτο χάλυβα έχουμε $\lambda=17W/m^2 \cdot K$ και για τον αφρό πολουρεθάνης έχουμε $\lambda=0.025W/m^2 \cdot K$.

Τα αποτελέσματα και ο υπολογισμός του κλάσματος $[\delta/\lambda]$ παρουσιάζονται στον πίνακα 4.4.

Πίνακας 4.4: Στοιχεία κελύφους του ψυκτικού θαλάμου

ΔΟΜΗ ΚΕΛΥΦΟΥΣ ΘΑΛΑΜΟΥ	δ (m)	λ (W/m*K)	δ/λ (m ² *K/W)
ΑΝΟΞΕΙΔΩΤΟΣ ΧΑΛΥΒΑΣ	0.0003	17	0.000018
ΑΦΡΟΣ ΠΟΛΥΟΥΡΕΘΑΝΗΣ ΜΕ ΚΛΕΙΣΤΕΣ ΚΥΨΕΛΙΔΕΣ	0.15	0.025	6.00
ΑΝΟΞΕΙΔΩΤΟΣ ΧΑΛΥΒΑΣ	0.0003	17	0.000018

Οι αντιστάσεις θερμικής μετάβασης $[R_i]$ και $[R_a]$ κατά ISO 6946 επιλέγονται εξειδικευμένες ανά δομικό στοιχείο από πίνακα 2β TOTEE 20701-2/2017.

Πίνακας 4.5: Αντιστάσεις θερμικής μετάβασης του κελύφους του ψυκτικού θαλάμου

R_i (m ² *K/W)	R_a (m ² *K/W)
0.13	0.13

Έχοντας υπολογίσει όλα τα παραπάνω, μπορεί να υπολογιστεί η τιμή του συντελεστή θερμικής μετάβασης $[R]$ και στη συνέχεια του συντελεστή θερμοπερατότητας $[U]$. Τα αποτελέσματα συγκεντρώνονται στον πίνακα 4.6.

Πίνακας 4.6: Υπολογισμός συντελεστή θερμοπερατότητας του κελύφους του ψυκτικού θαλάμου

ΔΟΜΗ ΚΕΛΥΦΟΥΣ ΘΑΛΑΜΟΥ	δ (m)	λ (W/m*K)	δ/λ (m ² *K/W)	R (m ² *K/W)	U (W/m ² *K)
ΑΝΟΞΕΙΔΩΤΟΣ ΧΑΛΥΒΑΣ	0.0003	17	0.000018	6.26	0.16
ΑΦΡΟΣ ΠΟΛΥΟΥΡΕΘΑΝΗΣ ΜΕ ΚΛΕΙΣΤΕΣ ΚΥΨΕΛΙΔΕΣ	0.15	0.025	6.00		
ΑΝΟΞΕΙΔΩΤΟΣ ΧΑΛΥΒΑΣ	0.0003	17	0.000018		

Ο συντελεστής θερμοπερατότητας του δαπέδου δεν είναι ο ίδιος με αυτόν του κελύφους καθώς το δάπεδο αποτελείται από διαφορετικά υλικά με διαφορετικό πάχος και διαφορετικές αντιστάσεις θερμικής μετάβασης.

Είναι γνωστό ότι η δομή του δαπέδου του θαλάμου αποτελείται από τέσσερα υλικά. Στο εσωτερικό του θαλάμου υπάρχει ένα φύλλο αντιολισθητικού ανοξείδωτου χάλυβα πάχους 0.001m, έπειτα ένα φύλλο κόντρα πλακέ θαλάσσης πάχους 0.01m, στη συνέχεια η μόνωση η οποία είναι από αφρό πολουρεθάνης και πάχους 0.15m και τέλος ένα φύλλο ανοξείδωτου χάλυβα πάχους 0.0003m.

Με αντίστοιχες διαδικασίες με αυτές του υπολογισμού των συντελεστών θερμικής αγωγιμότητας $[\lambda]$ και των αντιστάσεων θερμικής μετάβασης $[R_i, R_a]$ του κελύφους καταλήγουμε στα παρακάτω αποτελέσματα για το δάπεδο:

Πίνακας 4.7: Στοιχεία δαπέδου του ψυκτικού θαλάμου

ΔΟΜΗ ΔΑΠΕΔΟΥ ΘΑΛΑΜΟΥ	δ (m)	λ (W/m*K)	δ/λ (m²*K/W)
ΑΝΟΞΕΙΔΩΤΟΣ ΧΑΛΥΒΑΣ ΑΝΤΙΟΛΙΣΘΙΤΙΚΟΣ	0.001	17	0.000059
ΦΥΛΛΟ ΚΟΝΤΡΑ ΠΛΑΚΕ ΘΑΛΑΣΣΗΣ	0.01	0.17	0.059
ΑΦΡΟΣ ΠΟΛΥΟΥΡΕΘΑΝΗΣ ΜΕ ΚΛΕΙΣΤΕΣ ΚΥΨΕΛΙΔΕΣ	0.15	0.025	6.00
ΑΝΟΞΕΙΔΩΤΟΣ ΧΑΛΥΒΑΣ	0.0003	17	0.000018

Πίνακας 4.8: Αντιστάσεις θερμικής μετάβασης του δαπέδου του ψυκτικού θαλάμου

R_i (m²*K/W)	R_a (m²*K/W)
0.17	0

Πίνακας 4.9: Υπολογισμός συντελεστή θερμοπερατότητας του δαπέδου του ψυκτικού θαλάμου

ΔΟΜΗ ΔΑΠΕΔΟΥ ΘΑΛΑΜΟΥ	δ (m)	λ (W/m*K)	δ/λ (m²*K/W)	R (m²*K/W)	U (W/m²*K)
ΑΝΟΞΕΙΔΩΤΟΣ ΧΑΛΥΒΑΣ ΑΝΤΙΟΛΙΣΘΙΤΙΚΟΣ	0.001	17	0.000059	6.19	0.162
ΦΥΛΛΟ ΚΟΝΤΡΑ ΠΛΑΚΕ ΘΑΛΑΣΣΗΣ	0.01	0.17	0.059		
ΑΦΡΟΣ ΠΟΛΥΟΥΡΕΘΑΝΗΣ ΜΕ ΚΛΕΙΣΤΕΣ ΚΥΨΕΛΙΔΕΣ	0.15	0.025	6.00		
ΑΝΟΞΕΙΔΩΤΟΣ ΧΑΛΥΒΑΣ	0.0003	17	0.000018		

Αφού υπολογίστηκαν οι συντελεστές θερμοπερατότητας, μένει να υπολογιστούν οι διαστάσεις των επιφανειών $[A]$ του θαλάμου.

Γνωρίζοντας τις διαστάσεις του θαλάμου, οι οποίες αναγράφονται στον Πίνακα 4.1, μπορεί εύκολα να υπολογιστεί η επιφάνεια της κάθε πλευράς του θαλάμου και έπειτα το φορτίο αγωγής.

Το φορτίο αγωγής του δαπέδου θα υπολογιστεί ξεχωριστά από αυτό των υπολοίπων πλευρών καθώς έχει διαφορετική τιμή συντελεστή θερμοπερατότητας και διαφορετική τιμή εξωτερικής θερμοκρασίας.

Πίνακας 4.10: Υπολογισμός των επιφανειών του κελύφους του ψυκτικού θαλάμου

Υπολογισμός επιφανειών θαλάμου		
Πρόσοψη	20	m ²
Πίσω όψη	20	m ²
Πλαϊνή όψη 1	48	m ²
Πλαϊνή όψη 2	48	m ²
Οροφή	60	m ²
Συνολική επιφάνεια [A]	136	m ²

Πίνακας 4.11: Υπολογισμός του φορτίου αγωγής των πλευρών του ψυκτικού θαλάμου

Συντελεστής θερμοπερατότητας [U]	0.16	W/m ² *K
Διαφορά θερμοκρασίας [ΔT] = (T _{εξ} - T _{εσ})	43	K
Φορτίο αγωγής πλευρών [q _{πλευρ}]	1348.48	W

Η διαφορά θερμοκρασίας υπολογίζεται από τις τιμές της εξωτερικής θερμοκρασίας περιβάλλοντος και της εσωτερικής θερμοκρασίας του θαλάμου που δίνονται στον πίνακα 2.

Αντίστοιχα θα υπολογιστεί και το φορτίο αγωγής δαπέδου:

Πίνακας 4.12: Υπολογισμός του φορτίου αγωγής του δαπέδου του ψυκτικού θαλάμου

Δάπεδο	60	m ²
Συντελεστής θερμοπερατότητας [U]	0.162	W/m ² *K
Θερμοκρασία δαπέδου [T _{δαπ}]	10	°C
Διαφορά θερμοκρασίας [ΔT] = (T _{δαπ} - T _{εισ})	8	°C
Φορτίο αγωγής δαπέδου [q _{δαπ}]	77.76	W

Το δάπεδο του θαλάμου δεν έρχεται σε επαφή με τον περιβάλλοντα χώρο άρα έχει διαφορετική εξωτερική θερμοκρασία που την ονομάζουμε T_{δαπ} και ισούται με 10°C.

Αφού υπολογίστηκε το φορτίο αγωγής πλευρών [q_{πλευρ}] και το φορτίο αγωγής δαπέδου [q_{δαπ}] υπολογίζεται η τελική τιμή του συνολικού φορτίου αγωγής [q₁] του θαλάμου που προκύπτει από το άθροισμα αυτών των δύο.

$$q_1 = q_{\text{πλευρ}} + q_{\text{δαπ}} = 1348.48W + 77.76W \rightarrow q_1 = 1426.24W$$

Άρα:

$$\text{Φορτίο Αγωγής } q_1 = 1.43kW$$

4.3.2 Φορτίο Διείσδυσης Αέρα

Το θερμικό φορτίο διείσδυσης αέρα ορίζεται ως η τιμή που λαμβάνεται μέσω της εισόδου του αέρα υψηλής ενθαλπίας στον ψυκτικό θάλαμο. Αυτή η είσοδος του αέρα προκύπτει κυρίως από το άνοιγμα της πόρτας του θαλάμου και δημιουργεί επιπρόσθετο θερμικό φορτίο στον θάλαμο. Αυτό το θερμικό φορτίο μπορεί να υπολογιστεί χρησιμοποιώντας την ακόλουθη εξίσωση [21]:

$$q_2 = m * C_p * \Delta T * z$$

Όπου:

m = Μάζα του αέρα που εισέρχεται στον θάλαμο (kg)

C_p = Ειδική θερμότητα του αέρα (J/kg*K)

ΔT = Διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του εισερχόμενου αέρα και του αέρα που υπάρχει στον θάλαμο (K)

z = Αριθμός ημερήσιων εναλλαγών του αέρα

Για τον υπολογισμό της μάζας [m] του εισερχόμενου αέρα θα χρησιμοποιηθεί ο τύπος:

$$m = \rho * V$$

Όπου:

ρ = Πυκνότητα του αέρα (kg/m³)

V = Όγκος του ψυκτικού θαλάμου (m³)

Η πυκνότητα του αέρα στους 22°C είναι 1.2kg/m³ και ο όγκος του ψυκτικού θαλάμου είναι 240m³. Συνεπώς:

$$m = \frac{1.2kg}{m^3} * 240m^3 = 288kg$$

Η ειδική θερμότητα [C_p] του αέρα στους 22°C είναι 1006j/kg*K.

Η διαφορά θερμοκρασίας [ΔT] μεταξύ του εισερχόμενου αέρα και του αέρα που υπάρχει στον θάλαμο είναι $\Delta T = T_{εισ} - T_{εξ} = 20K$. Η μονάδα της θερμοκρασίας μπορεί να γραφεί είτε ως °C είτε ως Kelvin καθώς λόγω του ότι υπολογίζουμε διαφορά θερμοκρασίας το αποτέλεσμα θα είναι το ίδιο.

Ο αριθμός των ημερήσιων εναλλαγών αέρα [z] είναι 2, καθώς η πόρτα του θαλάμου ανοίγει 2 φορές την ημέρα.

Τα αποτελέσματα συγκεντρώνονται στον πίνακα 4.13.

Πίνακας 4.13: Υπολογισμός των παραμέτρων για την εύρεση του φορτίου διείσδυσης αέρα

Ειδική θερμότητα του αέρα [Cp]	1006	J/kg*K
Μάζα αέρα [m] = ρ*V	288	kg
Όγκος ψυκτικού θαλάμου [V]	240	m ³
Πυκνότητα του αέρα [ρ]	1.2	kg/m ³
Αριθμός ημερήσιων εναλλαγών του αέρα [z]	2	εναλλαγές/day
Διαφορά θερμοκρασίας [ΔT] = (T _{εισ} - T _{εξ})	20	K

Άρα:

$$q_2 = 288 * 1006 * 20 * 2 = 11589.120J/day$$

Ακολουθεί διαίρεση με 24*3600 για την μετατροπή των Joule/day σε Joule/sec, δηλαδή Watts:

$$q_2 = 134.13 W$$

Ακολουθεί διαίρεση με 1000 για την μετατροπή των W σε kW. Συνεπώς:

$$\text{Φορτίο Διείσδυσης Αέρα } q_2 = 0.134kW$$

4.3.3 Φορτίο Ψύξης του Προϊόντος

Ο πιο σημαντικός παράγοντας για τον προσδιορισμό του ψυκτικού φορτίου του θαλάμου είναι το φορτίο ψύξης του προϊόντος. Το γεγονός ότι ορισμένα αποθηκευμένα προϊόντα περιέχουν νερό στη δομή τους, προκαλεί ορισμένες αλλαγές, όπως η μείωση της θερμοκρασίας κατά τη διάρκεια της αποθήκευσης. Το αποθηκευμένο προϊόν που περιέχει νερό στη δομή του δημιουργεί θερμικό φορτίο αποβάλλοντας την λανθάνουσα θερμότητα του κατά τη συμπύκνωση ή την κατάψυξη.

Η ακόλουθη εξίσωση υπολογίζει το θερμικό φορτίο που δημιουργείται από την ψύξη του αποθηκευμένου [22].

$$q_3 = m * Cp * \Delta T$$

Όπου:

m = Μάζα του αποθηκευμένου προϊόντος (kg)

Cp = Ειδική θερμότητα του προϊόντος (kJ/kg*K)

ΔT = Διαφορά θερμοκρασίας του προϊόντος πριν εισέλθει στον θάλαμο και της επιθυμητής θερμοκρασίας του θαλάμου (K)

Η μάζα του προϊόντος [m] είναι τα συνολικά κιλά προϊόντος που θα τοποθετηθούν στον ψυκτικό θάλαμο με σκοπό να ψυχθούν. Στον υπό μελέτη θάλαμο είναι γνωστό ότι το προς ψύξη προϊόν ανέρχεται στους 20 τόνους δηλαδή 20000kg.

Η ειδική θερμότητα [Cp] διαφέρει ανάλογα με το προς ψύξη προϊόν. Στον υπό μελέτη θάλαμο το προϊόν είναι άρτος και αρτοσκευάσματα τα οποία έχουν τιμή ειδικής θερμότητας ίση με 2.6kJ/kg*K.

Τέλος υπολογίζεται η διαφορά θερμοκρασίας [ΔT] του προϊόντος πριν εισέλθει στον θάλαμο και της εσωτερικής θερμοκρασίας του θαλάμου: $\Delta T = T_{\text{εισ}} - T_{\text{εσ}} = 22 - 2 = 20\text{K}$.

Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 4.14: Υπολογισμός των παραμέτρων για την εύρεση του φορτίου ψύξης του προϊόντος

Μάζα προϊόντος [m]	20000	kg
Ειδική θερμότητα του προϊόντος [Cp]	2.6	kJ/kg*K
Διαφορά θερμοκρασίας [ΔT] = (T_{εισ} - T_{εσ})	20	K

Άρα:

$$q_3 = 20000 * 2.6 * 20 = 1040000\text{kJ}$$

Ακολουθεί διαίρεση με (24*3600) για την μετατροπή των kJ σε kJ/sec, δηλαδή kW. Συνεπώς:

$$\text{Φορτίο Ψύξης του Προϊόντος } q_3 = 12.04\text{kW}$$

4.3.4 Φορτίο Αναπνοής του Προϊόντος

Είναι γνωστό ότι τα αποθηκευμένα προϊόντα, ιδίως τα φρούτα και τα λαχανικά συνεχίζουν τη ζωτικότητα τους μετά τη συγκομιδή και διαχέουν τη θερμότητα στο περιβάλλον τους, ως αποτέλεσμα ορισμένων χημικών αντιδράσεων κατά τη διάρκεια αυτής της περιόδου [23].

Η ακόλουθη εξίσωση υπολογίζει το θερμικό φορτίο που δημιουργείται από την αναπνοή του προϊόντος.

$$q_4 = m * resp$$

Όπου:

m = Μάζα του προϊόντος που είναι αποθηκευμένη στον θάλαμο (kg)

resp = Θερμότητα αναπνοής του προϊόντος (kJ/kg)

Όπως προαναφέρθηκε η θερμότητα αναπνοής αναφέρεται κυρίως στα φρούτα και τα λαχανικά διότι αυτά παραμένουν ζωντανά ακόμα και μετά την συγκομιδή τους. Ο υπό μελέτη ψυκτικός θάλαμος προορίζεται για την ψύξη άρτου και αρτοσκευασμάτων τα οποία δεν παράγουν θερμότητα αναπνοής. Στην περίπτωση μελέτης προϊόντος με θερμότητα αναπνοής, ο υπολογισμός γίνεται πολλαπλασιάζοντας την συνολική μάζα του προϊόντος με την θερμότητα αναπνοής και υπολογίζεται το φορτίο αναπνοής σε kJ. Στη συνέχεια διαιρώντας με 24*3600 υπολογίζεται η τιμή του φορτίου αναπνοής σε kW.

Συνεπώς:

Φορτίο Αναπνοής του Προϊόντος $q_4 = 0\text{kW}$

4.3.5 Φορτίο Ατόμων

Στον ψυκτικό θάλαμο εισέρχονται ημερησίως άνθρωποι οι οποίοι κατά την παραμονή τους μέσα στον θάλαμο, προσδίδουν θερμότητα σε αυτόν. Οι άνθρωποι αυτοί κατά κύριο λόγο εργάζονται στην διαδικασία φόρτωσης και εκφόρτωσης του προϊόντος προς και από τον ψυκτικό θάλαμο. Για τον υπολογισμό του θερμικού φορτίου που δημιουργείται από την παραμονή των ατόμων στον θάλαμο θα χρησιμοποιηθεί η παρακάτω σχέση [24].

$$q_5 = n * heat * t$$

Όπου:

n = Πλήθος ατόμων που εισέρχονται στον θάλαμο ανά ημέρα

heat = Θερμότητα που προσδίδει στον θάλαμο το κάθε άτομο ανά ώρα (W/h)

t = Χρόνος παραμονής των ατόμων στον θάλαμο ανά ημέρα (h)

Είναι γνωστό από προηγουμένως ότι εισέρχονται δύο άτομα [n] στον θάλαμο ημερησίως και παραμένουν μέσα στον θάλαμο δύο ώρες ανά ημέρα [t].

Η θερμότητα [heat] που προσδίδει στο περιβάλλον το κάθε άτομο ανά ώρα είναι 272W/h.

Πίνακας 4.15: Υπολογισμός των παραμέτρων για την εύρεση του φορτίου ατόμων

Πλήθος ατόμων που εισέρχονται στον θάλαμο ανά μέρα [n]	2	άτομα/day
Θερμότητα που προσδίδει στον χώρο το κάθε άτομο ανά ώρα [heat]	272	W/h
Χρόνος παραμονής των ατόμων στον θάλαμο ανά ημέρα [t]	2	h

Επομένως:

$$q_5 = 2 * 272 * 2 = 1088 \text{ W/day}$$

Διαιρώντας με $24*1000$ μετατρέπονται τα W/day σε kW και συνεπώς:

$$\text{Φορτίο Ατόμων } q_5 = 0.045\text{kW}$$

4.3.6 Φορτίο Φωτισμού

Το φορτίο φωτισμού αναφέρεται στην θερμότητα που παράγεται από την λειτουργία του φωτισμού εντός του ψυκτικού θαλάμου. Κάθε λαμπτήρας που βρίσκεται σε λειτουργία αποβάλλει ένα πόσο θερμότητας προς το περιβάλλον. Για τον υπολογισμό αυτού του φορτίου θα χρησιμοποιηθεί η παρακάτω σχέση [25]:

$$q_6 = P_{\text{light}} * t$$

Όπου:

P_{light} = Συνολική ισχύς φωτισμού (W)

t = Χρόνος λειτουργίας του φωτισμού (h)

Η συνολική ισχύς [P] του φωτισμού υπολογίζεται πολλαπλασιάζοντας τον αριθμό των λαμπτήρων που βρίσκονται εντός του ψυκτικού θαλάμου με την ισχύ που παράγει ο κάθε ένας. Στον θάλαμο αναφοράς η συνολική ισχύς των λαμπτήρων ανέρχεται στα 300W, ενώ ο χρόνος λειτουργίας τους ανέρχεται στις 2 ώρες ημερησίως.

Πίνακας 4.16: Υπολογισμός των παραμέτρων για την εύρεση του φορτίου φωτισμού

Συνολική ισχύς φωτισμού [P]	300	W
Χρόνος λειτουργίας φωτισμού [t]	2	h

Επομένως:

$$q_6 = 300 * 2 = 600\text{W/day}$$

Διαιρώντας με $24*1000$ μετατρέπονται τα W/day σε kW και συνεπώς:

$$\text{Φορτίο Φωτισμού } q_6 = 0.025\text{kW}$$

4.3.7 Φορτίο Εξοπλισμού

Το φορτίου εξοπλισμού αναφέρεται στο θερμικό φορτίο που παράγεται κατά την λειτουργία του ατμοποιητή μέσα στον ψυκτικό θάλαμο και συγκεκριμένα των ανεμιστήρων που απαρτίζουν τον ατμοποιητή. Ο υπό μελέτη θάλαμος έχει εγκατεστημένο επιτοίχιο ατμοποιητή τριών ανεμιστήρων. Η ισχύς του κάθε ανεμιστήρα ανέρχεται στα 180W. Ο τύπος που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του φορτίου εξοπλισμού είναι [26]:

$$q_7 = P_{fan} * t$$

Όπου:

P_{fan} = Συνολική ισχύς των ανεμιστήρων (W)

t = Χρόνος λειτουργίας των ανεμιστήρων ανά ημέρα (h/day)

Η συνολική ισχύς [P] των ανεμιστήρων υπολογίζεται πολλαπλασιάζοντας τον αριθμό των ανεμιστήρων με την ισχύ του κάθε ενός.

$$P = 3 * 180 = 540W$$

Είναι γνωστό ότι ο χρόνος λειτουργίας των ανεμιστήρων [t] είναι 21h/day.

Πίνακας 4.17: Υπολογισμός των παραμέτρων για την εύρεση του φορτίου εξοπλισμού

Συνολική ισχύς ανεμιστήρων [P]	540	W
Χρόνος λειτουργίας ανεμιστήρων [t]	21	h

Επομένως:

$$q_7 = 540 * 21 = 11340W/day$$

Διαιρώντας με 24*1000 μετατρέπονται τα W/day σε kW και συνεπώς:

$$\text{Φορτίο Εξοπλισμού } q_7 = 0.4725kW$$

4.3.8 Φορτίο Απόψυξης

Κάθε ψυκτικός θάλαμος χρησιμοποιεί μια διαδικασία απόψυξης για την αποφυγή δημιουργίας πάγου στον εξατμιστή και την μείωση απόδοσης του. Η απόψυξη πραγματοποιείται

συνήθως με ένα ηλεκτρικό στοιχείο το οποίο αποβάλλει ένα θερμικό φορτίο μέσα στον θάλαμο. Για τον υπολογισμό αυτού του θερμικού φορτίου χρησιμοποιείται ο παρακάτω τύπος [25]:

$$q_8 = P_{\text{def}} * t * n * F$$

Όπου:

P_{def} = Ισχύς ηλεκτρικού στοιχείου απόψυξης (W)

t = Χρόνος απόψυξης (h)

n = Κύκλοι απόψυξης ανά ημέρα

F = Συντελεστής απόψυξης

Η ισχύς του ηλεκτρικού στοιχείου απόψυξης [P] είναι δεδομένη και ανέρχεται στα 1.2kW.

Ο χρόνος απόψυξης [t] είναι μισή ώρα.

Ανά ημέρα στον ψυκτικό θάλαμο πραγματοποιούνται δύο κύκλοι απόψυξης [n].

Ο συντελεστής απόψυξης [F] είναι γενικά αποδεκτός στα 0,5 για τα ηλεκτρικά συστήματα απόψυξης και 0,4 για τα συστήματα θερμού αερίου [26].

Πίνακας 4.18: Υπολογισμός των παραμέτρων για την εύρεση του φορτίου απόψυξης

Ισχύς ηλεκτρικού στοιχείου απόψυξης [P]	1.2	kW
Χρόνος απόψυξης [t]	0.5	h
Κύκλοι απόψυξης ανά ημέρα [n]	2	
Συντελεστής απόψυξης [F]	0.5	

Επομένως:

$$q_8 = 1.2 * 0.5 * 2 * 0.5 = 0.6 \text{ kW/day}$$

Ακολουθεί διαίρεση με 24 για να μετατραπούν τα kW/day σε kW. Συνεπώς:

$$\text{Φορτίο Απόψυξης } q_8 = \mathbf{0.025kW}$$

4.3.9 Συνολικό Φορτίο Ψύξης του Θαλάμου

Αφού υπολογίστηκαν όλα τα επιμέρους φορτία του ψυκτικού θαλάμου μπορεί να υπολογιστεί το συνολικό φορτίο αθροίζοντας όλα τα επιμέρους φορτία.

$$Q_{\text{total}} = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7 + q_8$$

Άρα:

$$Q_{\text{total}} = 1.43\text{kW} + 0.13\text{kW} + 12.04\text{kW} + 0\text{kW} + 0.045\text{kW} + 0.025\text{kW} + 0.36\text{kW} + 0.024\text{kW}$$

Και συνεπώς:

$$\text{Συνολικό Φορτίο } Q_{\text{total}} = 14.17\text{kW}$$

Στο συνολικό φορτίο που υπολογίστηκε θα προστεθεί ένας συντελεστής ασφαλείας για την κάλυψη πιθανών αποκλίσεων. Ο συντελεστής ασφαλείας μπορεί να κυμανθεί από 10% έως 20%. Επιλέγεται συντελεστής ασφαλείας 10% και υπολογίζεται το τελικό φορτίο Q:

$$\text{Τελικό Φορτίο } Q_{\text{cold}} = 15.58\text{kW}$$

Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται συγκεντρωτικά στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 4.19: Αποτελέσματα υπολογισμών των ψυκτικών φορτίων του θαλάμου

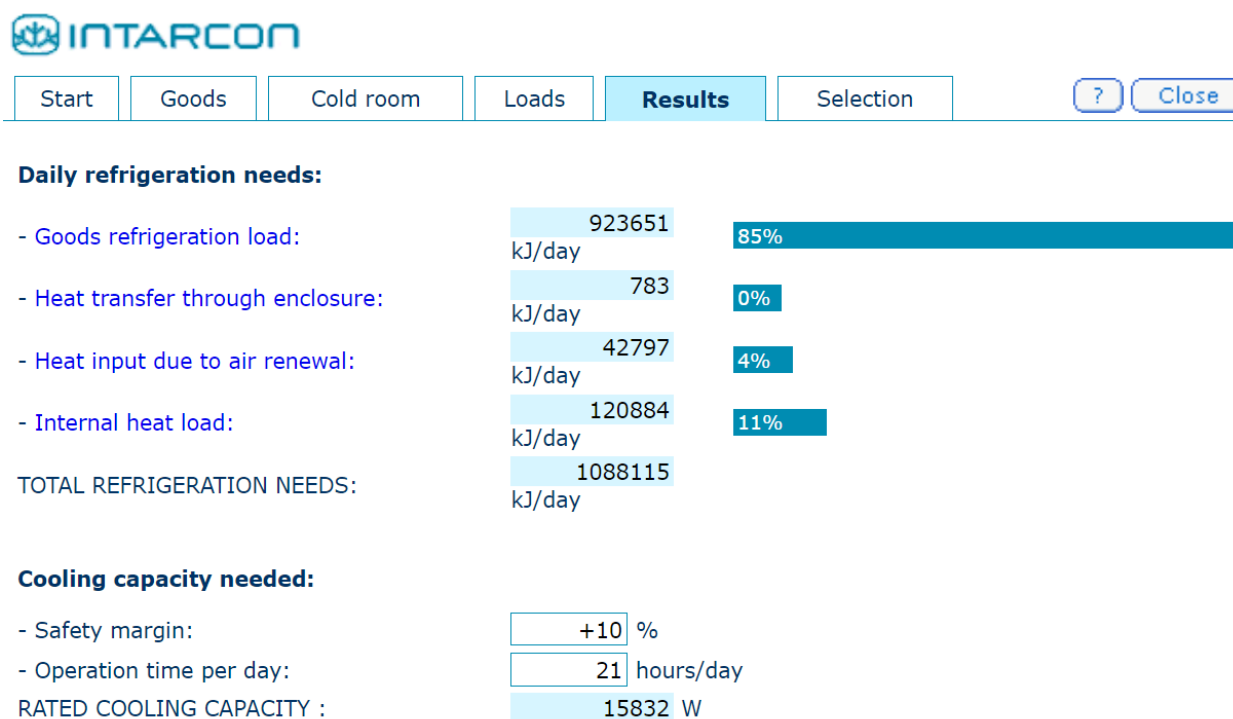
Φορτίο Αγωγής [q ₁]	1.43	kW
Φορτίο Διείσδυσης Αέρα [q ₂]	0.13	kW
Φορτίο Ψύξης του Προϊόντος [q ₃]	12.04	kW
Φορτίο Αναπνοής του Προϊόντος [q ₄]	0	kW
Φορτίο Ατόμων [q ₅]	0.045	kW
Φορτίο Φωτισμού [q ₆]	0.025	kW
Φορτίο Εξοπλισμού [q ₇]	0.4725	kW
Φορτίο Απόψυξης [q ₈]	0.025	kW
Συνολικό Φορτίο [Q _{total}]	14.17	kW
Συντελεστής ασφαλείας	10%	
Τελικό φορτίο [Q _{cold}]	15.58	kW

Το τελικό φορτίο Q_{cold} που υπολογίστηκε είναι το ψυκτικό φορτίο που καλείται να αντιμετωπίσει ο ψυκτικός θάλαμος, ώστε να ψύξει επιτυχώς το προϊόν. Στη συνέχεια θα γίνει εξακρίβωση του αποτελέσματος και έπειτα θα εξεταστούν διαφορετικά ψυκτικά μέσα με σκοπό να υπολογιστεί το έργο του συμπιεστή, η παροχή ψυκτικού μέσου και ο συντελεστής απόδοσης

για κάθε ένα από αυτά και να κριθεί ποιο είναι το καταλληλότερο για χρήση στην υπό μελέτη ψυκτική εγκατάσταση.

4.4 Σύγκριση Αποτελεσμάτων με Εμπορικό Online Λογισμικό

Για την εξακρίβωση του αποτελέσματος του τελικού φορτίου που υπολογίστηκε παραπάνω, χρησιμοποιήθηκε ένα λογισμικό υπολογισμού ψυκτικών φορτίων της εταιρίας INTARCON. Εισάγοντας τα δεδομένα του υπό μελέτη θαλάμου στο πρόγραμμα, αυτό εμφανίζει τα παρακάτω αποτελέσματα:



Εικόνα 4.4: Αποτελέσματα προγράμματος υπολογισμού ψυκτικών φορτίων INTARCON

Το πρόγραμμα υπολογίζει τιμή τελικού φορτίου ίση με 15.832kW. Παρατηρείται μία απόκλιση ίση με 252W (1.6%) η οποία είναι αμελητέα και επιβεβαιώνει την ορθότητα του αποτελέσματος του τελικού φορτίου Q_{cold} που υπολογίστηκε.

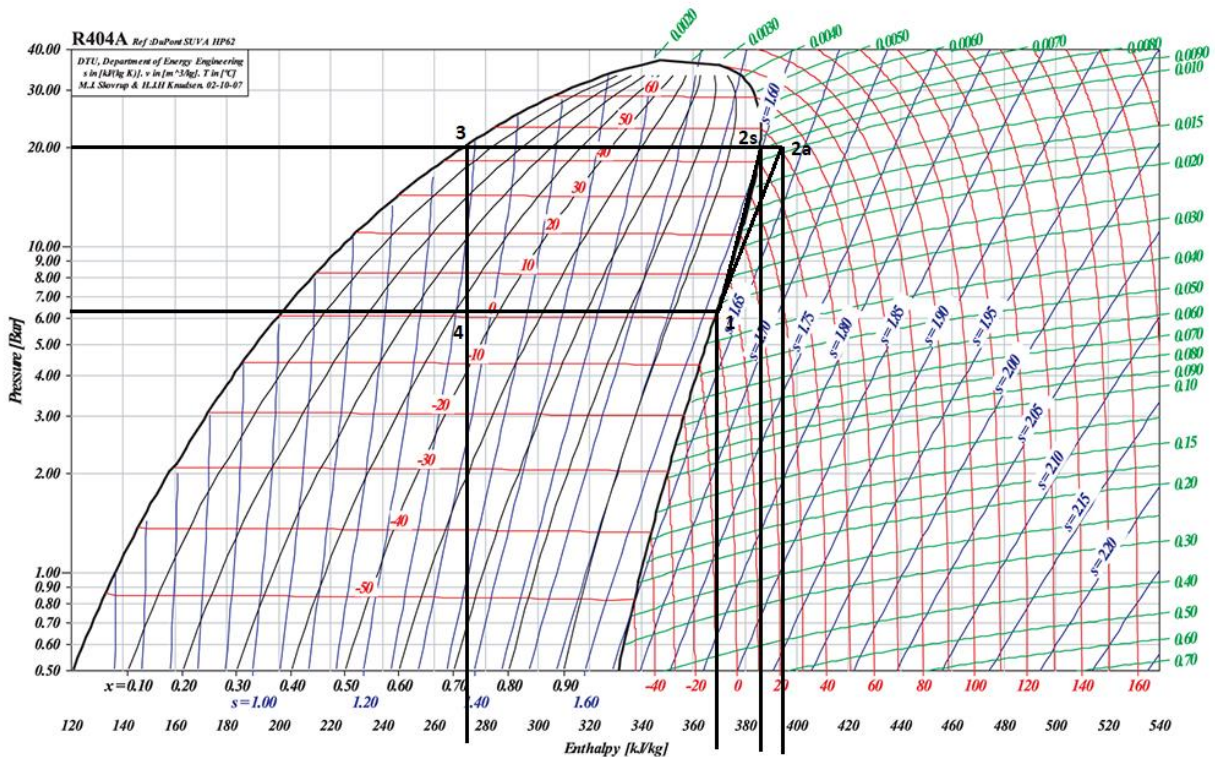
Κεφάλαιο 5. Υπολογιστική Μελέτη Αντλίας Θερμότητας για Διάφορα Ψυκτικά Ρευστά

Κάθε ψυκτικό ρευστό συμπεριφέρεται διαφορετικά σε έναν ψυκτικό κύκλο, δηλαδή έχει διαφορετικές τιμές πίεσης, θερμοκρασίας, ενθαλπίας και εντροπίας. Μελετώντας τα διαγράμματα Mollier (πίεσης – ενθαλπίας) υπολογίζονται αυτά τα μεγέθη και στη συνέχεια μπορούν να υπολογιστούν οι τιμές του απαιτούμενου έργου του συμπιεστή, της παροχής του ψυκτικού ρευστού και του συντελεστή απόδοσης. Για την επιλογή του καταλληλότερου ψυκτικού μέσου γίνεται σύγκριση των αποτελεσμάτων και εξετάζονται οι τιμές των συντελεστών απόδοσης σε ένα μεγαλύτερο εύρος θερμοκρασιών.

5.1 Υπολογισμοί για το Ψυκτικό Μέσο R404A

Το ψυκτικό R404A είναι ένα μείγμα υδροφθορανθράκων (HFC), που χρησιμοποιείται ως αντικατάσταση των R502 και R22 σε εφαρμογές ψύξης χαμηλής και μέσης θερμοκρασίας. Αν και είναι ένα δημοφιλές ψυκτικό μέσο, με τιμή GWP άνω των 2500 ($GWP = 3922$), η χρήση του R404A απαγορεύεται πλέον σε νέο εξοπλισμό και περιορίζεται μόνο σε προϋπάρχοντα εξοπλισμό. Το ανακτημένο R404A εξακολουθεί να επιτρέπεται έως το 2030 για συντήρηση εξοπλισμού που λειτουργεί ήδη με R404A και παραμένει ως επιλογή για συστήματα άνω των 40 τόνων ισοδύναμου CO₂ (περίπου 10kg R404A).

Για να υπολογιστεί το έργο συμπιεστή και η παροχή του R404A στην εγκατάσταση πρέπει αρχικά να υπολογιστούν οι τιμές θερμοκρασίας, πίεσης και ενθαλπίας για τα τέσσερα στάδια του ψυκτικού κύκλου. Αυτό θα γίνει μελετώντας το διάγραμμα πίεσης - ενθαλπίας του R404A και έχοντας ως δεδομένες τις τιμές του τελικού φορτίου Q_{cold} που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 4 (15.58kW), την θερμοκρασία συμπύκνωσης της εγκατάστασης (45°C) και την θερμοκρασία ατμοποίησης (2°C).



Σχήμα 5.1: Διάγραμμα Mollier του ψυκτικού μέσου R404A

Λαμβάνονται οι τιμές των θερμοκρασιών, των πιέσεων και των ενθαλιπών από το διάγραμμα ή από αντίστοιχους πίνακες. Η μελέτη θα ξεκινήσει από το σημείο 3, δηλαδή το σημείο του ψυκτικού κύκλου όπου το ψυκτικό μέσο βρίσκεται αμέσως μετά τον συμπυκνωτή και είναι σε κατάσταση κορεσμένου υγρού, διότι στο σημείο 3 είναι γνωστή η τιμή της θερμοκρασίας η οποία είναι $T_3 = T_{εξ} = 45^\circ\text{C}$. Ανατρέχοντας στο διάγραμμα στην καμπύλη υγρού και για τιμή θερμοκρασίας 45°C λαμβάνουμε τιμή πίεσης $P_3 = 20.4\text{bar}$ και τιμή ενθαλπίας $h_3 = 273.2\text{kJ/kg}$.

Από το σημείο 3 στο σημείο 4, δηλαδή στο σημείο όπου το ψυκτικό μέσο εκτονώνεται μέσω της βαλβίδας και αλλάζει φάση από κορεσμένο υγρό σε υγρό + ατμό, η διεργασία γίνεται ισενθαλπικά, το οποίο σημαίνει ότι η τιμή της ενθαλπίας είναι η ίδια μεταξύ των δύο σημείων, $h_3 = h_4 = 273.2\text{kJ/kg}$. Η θερμοκρασία στο σημείο 4 είναι επίσης γνωστή, καθώς είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης του ψυκτικού θαλάμου, $T_4 = 2^\circ\text{C}$. Με γνωστές τις τιμές θερμοκρασίας και ενθαλπίας υπολογίζεται η πίεση στο σημείο 4, η οποία είναι $P_4 = 6.4\text{bar}$.

Η διεργασία 4 – 1 αφορά την απορρόφηση της θερμότητας από τον προς ψύξη χώρο μέσω του ατμοποιητή και είναι ισοβαρής, δηλαδή δεν μεταβάλλεται η τιμή της πίεσης μεταξύ των σημείων 4 και 1, συνεπώς $P_4 = P_1 = 6.4\text{bar}$. Το ψυκτικό ρευστό αλλάζει φάση και βρίσκεται πλέον σε κατάσταση κορεσμένου ατμού. Επιπλέον ισχύει ότι η τιμή της θερμοκρασίας δεν μεταβάλλεται μεταξύ των σημείων 4 και 1, δηλαδή $T_4 = T_1 = 2^\circ\text{C}$. Με γνωστές τις τιμές θερμοκρασίας και πίεσης υπολογίζεται η ενθαλπία στο σημείο 1 η οποία είναι $h_1 = 369.4\text{kJ/kg}$.

Στο σημείο 2 το ψυκτικό μέσο έχει εξέλθει από τον συμπιεστή και είναι πλέον ατμός υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Αν ο ψυκτικός κύκλος ήταν ιδανικός, η τιμές πίεσης και θερμοκρασίας του σημείου 2 θα ήταν ίδιες με αυτές του σημείου 3 δηλαδή $P_2 = P_3 = 20.4\text{bar}$ και $T_2 = T_3 = 45^\circ\text{C}$ και άρα θα υπολογιζόταν η τιμή ενθαλπίας $h_2 = 385.8\text{kJ/kg}$.

Αυτό δεν ισχύει στον πραγματικό ψυκτικό κύκλο καθώς η διεργασία 1 – 2 δεν είναι ισεντροπική. Η παράμετρος που περιγράφει το κατά πόσο προσεγγίζει μια συσκευή την αντίστοιχη ισεντροπική ονομάζεται ισεντροπικός βαθμός απόδοσης και ορίζεται για στροβίλους, συμπιεστές, αντλίες και ακροφύσια. Στην περίπτωση του συμπιεστή, το ισεντροπικά προσδιδόμενο έργο είναι το ελάχιστο απαιτούμενο για να επιτευχθεί η επιθυμητή αδιαβατική συμπίεση. Το πραγματικό έργο είναι μεγαλύτερο από το ισεντροπικό. Συνεπώς για να είναι < 1 , ο I.B.A. του συμπιεστή ορίζεται ως εξής:

$$\eta_c = \frac{\text{ισεντροπικό έργο συμπιεστή}}{\text{πραγματικό έργο συμπιεστή}} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

Καλά σχεδιασμένοι συμπιεστές έχουν I.B.A. ανάμεσα σε 75 και 85%. Αυτό σημαίνει ότι πρέπει να υπολογισθούν οι τιμές πίεσης και θερμοκρασίας του σημείου 1 λαμβάνοντας υπόψη έναν ισεντροπικό βαθμό απόδοσης. Επιλέγεται $\eta_c = 75\%$ και επιλύεται η παραπάνω σχέση ως προς h_{2a} .

$$h_{2a} = \frac{h_2 - h_1}{0.75} + h_1$$

Στο διάγραμμα Mollier το σημείο 2a βρίσκεται πάντα δεξιότερα του σημείου 2. Σε αυτό το σημείο λαμβάνεται και η νέα τιμή θερμοκρασίας $T_2 = 50^\circ\text{C}$.

Τα αποτελέσματα για τις τιμές πίεσης, θερμοκρασίας και ενθαλπίας του ψυκτικού ρευστού R404A παρουσιάζονται συγκεντρωτικά στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 5.1: Αποτελέσματα υπολογισμών για το ψυκτικό ρευστό R404A

Refrigerant: R404A	Temperature (K)	Pressure (bar)	Enthalpy (kJ/kg)
1: Saturated Vapor	275	6.4	369.4
2: Vapor (isentropic)	318	20.4	385.8
2: Vapor (real)	323	20.4	391.3
3: Saturated Liquid	318	20.4	273.2
4: Liquid + Vapor	275	6.4	273.2

Με γνωστές πλέον τις τιμές ενθαλπίας σε όλα τα σημεία του ψυκτικού κύκλου, υπολογίζεται η παροχή του ψυκτικού υγρού στην εγκατάσταση από τον παρακάτω τύπο:

$$\dot{m} = \frac{Q_{\text{cold}}}{h_1 - h_4}$$

Τέλος, θα υπολογιστεί το έργο που παράγει ο συμπιεστής από τον παρακάτω τύπο:

$$W_s = \dot{m} * (h_{2a} - h_1)$$

Ο συντελεστής απόδοσης [COP] μιας αντλίας θερμότητας, ψυγείου ή συστήματος κλιματισμού, όπως προαναφέρθηκε και στην ενότητα 1.2, είναι ο λόγος του ψυκτικού φορτίου προς το έργο που απαιτείται. Ο COP συνήθως ξεπερνά το 1, ειδικά στις αντλίες θερμότητας, επειδή, αντί να μετατρέπουν απλώς το έργο σε θερμότητα (η οποία, εάν είναι 100% αποτελεσματική, COP = 1), αντλούν επιπλέον θερμότητα από μια πηγή θερμότητας στο σημείο όπου απαιτείται. Απαιτείται λιγότερο έργο για τη μετακίνηση θερμότητας από ότι για τη μετατροπή σε θερμότητα, και λόγω αυτού, οι αντλίες θερμότητας, τα κλιματιστικά και τα συστήματα ψύξης μπορεί να είναι περισσότερο από 100% αποδοτικά.

$$COP = \frac{Q_{\text{cold}}}{W_s}$$

Τα αποτελέσματα για την παροχή του ψυκτικού ρευστού, το απαιτούμενο έργο συμπιεστή και του συντελεστή απόδοσης για το ψυκτικό ρευστό R404A παρουσιάζονται συγκεντρωτικά στον παρακάτω πίνακα:

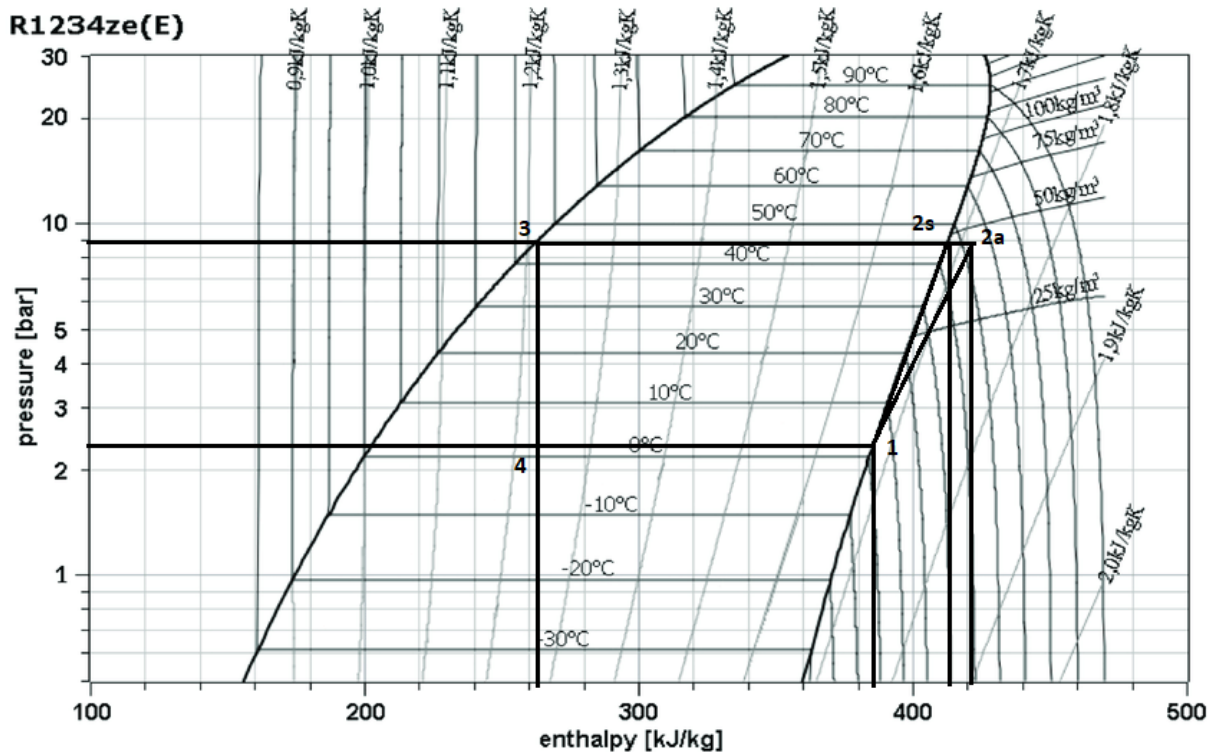
Πίνακας 5.2: Αποτελέσματα υπολογισμών παροχής ψυκτικού μέσου, έργου συμπιεστή και COP για το R404A

Refrigerant: R404A		
\dot{m}	0.16	kg/s
W_s	3.54	kW
COP	4.4	

Με αντίστοιχες διαδικασίες θα υπολογιστεί το έργο συμπιεστή, η παροχή και ο COP για άλλα τρία ψυκτικά μέσα με σκοπό την σύγκριση και την επιλογή του πιο συμφέροντος για χρήση στον υπό μελέτη ψυκτικό θάλαμο.

5.2 Υπολογισμοί για το Ψυκτικό Μέσο R1234ze(E)

Το R1234ze(E) είναι ένα ψυκτικό μέσο μέσης πίεσης που προτείνεται ως εναλλακτική λύση του R134a σε νέα συστήματα. Το R1234ze(E) έχει πολύ μικρό συντελεστή GWP, ο οποίος ισούται με 7. Το R1234yf προοριζόταν να αντικαταστήσει το R134a σε συστήματα MAC (Mobile Air Conditioning). Ωστόσο, παρουσίασε προβλήματα επειδή είναι εύφλεκτο. Με τον ίδιο τρόπο, η ευφλεκτότητα θα μπορούσε να δυσχεράνει τη χρήση του R1234ze(E), όπως συνέβη για το R1234yf. Το R1234ze(E) ταξινομείται ως χαμηλής ευφλεκτότητας ψυκτικό από το ASHRAE [27], παρόλο που είναι λίγο λιγότερο εύφλεκτο από το R1234yf. Για τα συστήματα αντλίας θερμότητας, αποδεικνύεται ότι τα ψυκτικά μέσα δεν θα ενέχουν κίνδυνο ανάφλεξης κατά τη διάρκεια της κανονικής λειτουργίας [28]. Το R1234ze(E) έχει τιμή κρίσιμης θερμοκρασίας $T_{crit} = 109.4^{\circ}\text{C}$. Θα υπολογιστούν το έργο του συμπιεστή, η παροχή ψυκτικού μέσου και ο COP για το R1234ze(E) με αντίστοιχη διαδικασία με αυτή του υπολογισμού για το R404A.



Σχήμα 5.2: Διάγραμμα Mollier του ψυκτικού μέσου R1234ze(E)

Πίνακας 5.3: Αποτελέσματα υπολογισμών για το ψυκτικό ρευστό R1234ze(E)

Refrigerant: R1234ze(E)	Temperature (K)	Pressure (bar)	Enthalpy (kJ/kg)
1: Saturated Vapor	275	2.4	386
2: Vapor (isentropic)	318	8.76	412.63
2: Vapor (real)	326	8.76	421.5
3: Saturated Liquid	318	8.76	262.3
4: Liquid + Vapor	275	2.4	262.3

Γνωρίζοντας πλέον τις τιμές ενθαλπίας σε όλα τα σημεία του ψυκτικού κύκλου, υπολογίζεται η παροχή του ψυκτικού υγρού στην εγκατάσταση από τον παρακάτω τύπο:

$$\dot{m} = \frac{Q_{\text{cold}}}{h_1 - h_4}$$

Εν συνεχεία, θα υπολογιστεί το έργο που παράγει ο συμπιεστής από τον παρακάτω τύπο:

$$W_s = \dot{m} * (h_{2a} - h_1)$$

Τέλος, υπολογίζεται ο συντελεστής απόδοσης COP από τον παρακάτω τύπο:

$$COP = \frac{Q_{\text{cold}}}{W_s}$$

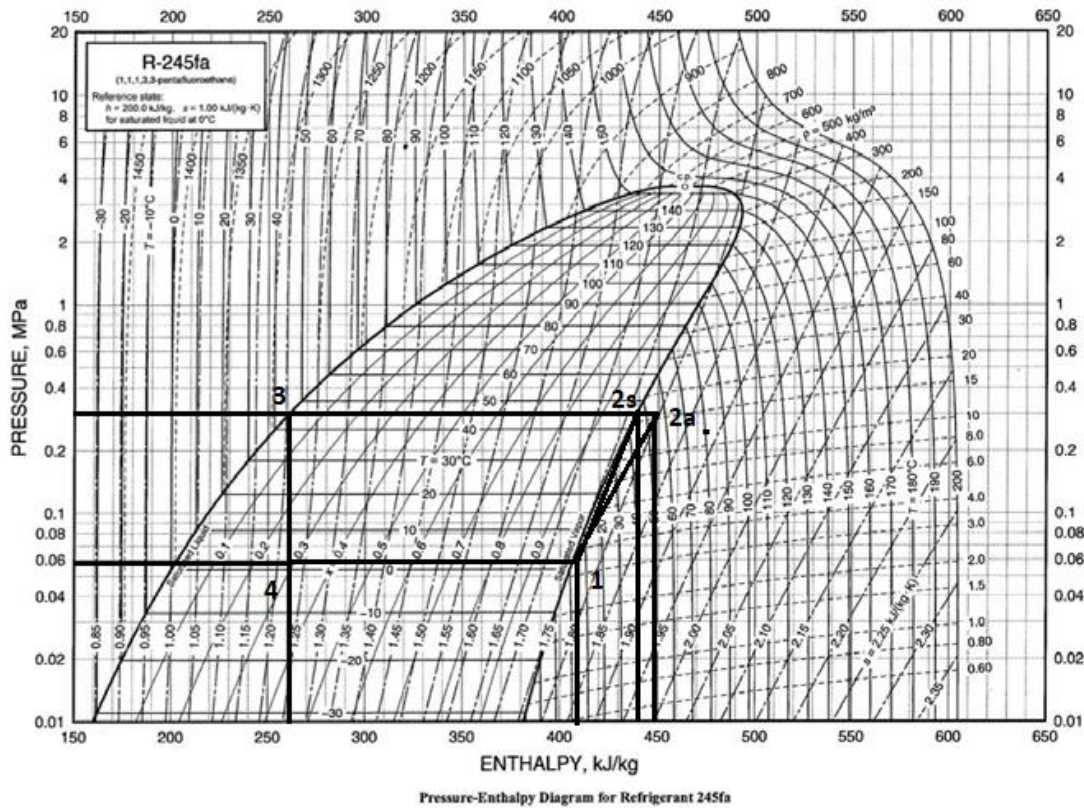
Τα αποτελέσματα για την παροχή του ψυκτικού ρευστού, το απαιτούμενο έργο συμπιεστή και του συντελεστή απόδοσης για το ψυκτικό ρευστό R404A παρουσιάζονται συγκεντρωτικά στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 5.4: Αποτελέσματα υπολογισμών παροχής ψυκτικού μέσου, έργου συμπιεστή και COP για το R1234ze(E)

Refrigerant: R1234ze(E)		
\dot{m}	0.13	kg/s
W_s	4.47	kW
COP	3.48	

5.3 Υπολογισμοί για το Ψυκτικό Μέσο R245fa:

Το R245fa είναι ένας υδροφθοράνθρακας (HFC). Χρησιμοποιείται για νέες εγκαταστάσεις ως εξειδικευμένο ψυκτικό μέσο στον βιομηχανικό κλιματισμό, κλιματισμό σε κτίρια, συστήματα ανάκτησης θερμότητας οργανικού κύκλου Rankine (ORC) και για συστήματα ανάκτησης ενέργειας σε υψηλές θερμοκρασίες. Μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί σε εγκαταστάσεις υψηλής ισχύος εξοπλισμένες με φυγοκεντρικούς συμπιεστές (ένα ή περισσότερα στάδια) και μπορεί να αντικαταστήσει το HCFC R123. Το R245fa έχει τιμή GWP = 1030. Το R245fa έχει τιμή κρίσιμης θερμοκρασίας $T_{crit} = 153.9^{\circ}\text{C}$. Θα υπολογιστούν το έργο του συμπιεστή, η παροχή ψυκτικού μέσου και ο COP για το R245fa με αντίστοιχη διαδικασία με αυτή του υπολογισμού για το R404A και το R1234ze(E).



Σχήμα 5.3: Διάγραμμα P – h του ψυκτικού μέσου R245fa

Πίνακας 5.5: Αποτελέσματα υπολογισμών για το ψυκτικό ρευστό R245fa

Refrigerant: R245fa	Temperature (K)	Pressure (bar)	Enthalpy (kJ/kg)
1: Saturated Vapor	275	0.583	406.22
2: Vapor (isentropic)	318	2.95	438.28
2: Vapor (real)	333	2.95	449.0
3: Saturated Liquid	318	2.95	259.11
4: Liquid + Vapor	275	0.583	259.11

Γνωρίζοντας πλέον τις τιμές ενθαλπίας σε όλα τα σημεία του ψυκτικού κύκλου, υπολογίζεται η παροχή του ψυκτικού υγρού στην εγκατάσταση από τον παρακάτω τύπο:

$$\dot{m} = \frac{Q_{\text{cold}}}{h_1 - h_4}$$

Εν συνεχεία, θα υπολογιστεί το έργο που παράγει ο συμπιεστής από τον παρακάτω τύπο:

$$W_s = \dot{m} * (h_{2a} - h_1)$$

Τέλος, υπολογίζεται ο συντελεστής απόδοσης COP από τον παρακάτω τύπο:

$$COP = \frac{Q_{\text{cold}}}{W_s}$$

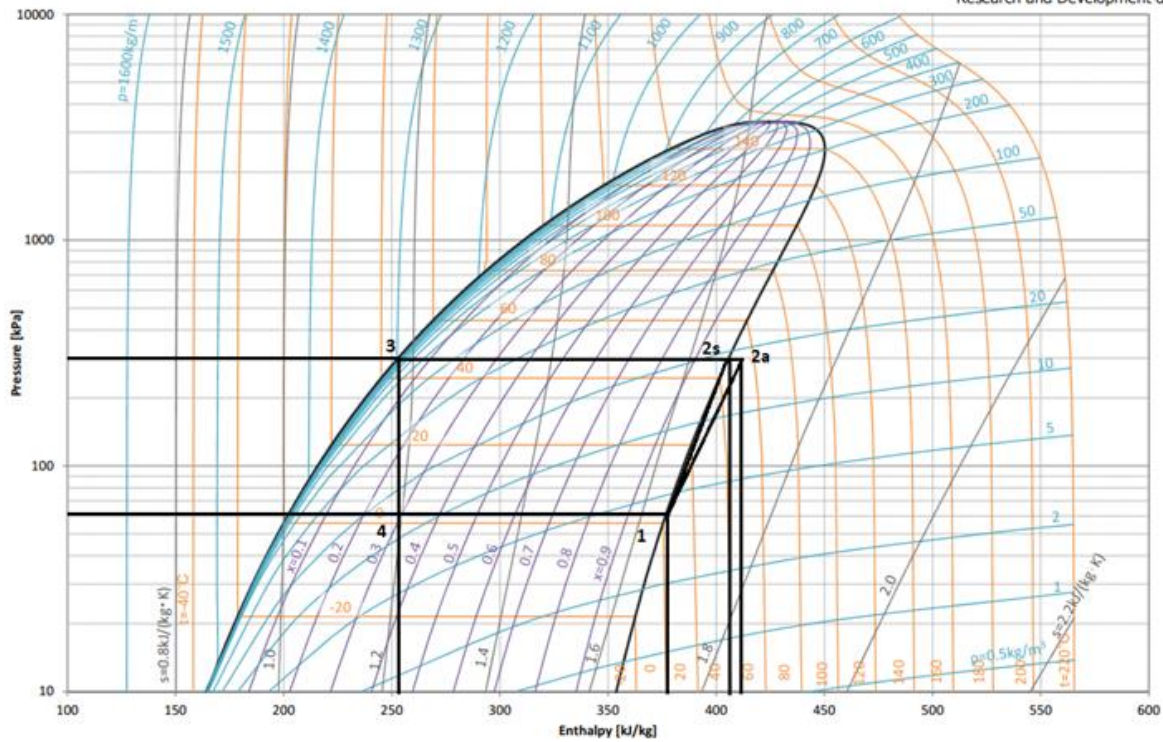
Τα αποτελέσματα για την παροχή του ψυκτικού ρευστού, το απαιτούμενο έργο συμπιεστή και του συντελεστή απόδοσης για το ψυκτικό ρευστό R245fa παρουσιάζονται συγκεντρωτικά στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 5.6: Αποτελέσματα υπολογισμών παροχής ψυκτικού μέσου, έργου συμπιεστή και COP για το R245fa

Refrigerant: R245fa		
\dot{m}	0.11	kg/s
W_s	4.53	kW
COP	3.44	

5.4 Υπολογισμοί για το Ψυκτικό Μέσο R1224yd:

Το R1224yd είναι ένα μη εύφλεκτο ψυκτικό μέσο που αποτελείται από HFO-1224yd(Z), σχεδιασμένο για χρήση σε φυγοκεντρικούς καταψύκτες, γεννήτριες δυαδικού κύκλου και αντλίες θερμότητας ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας. Με συντελεστή ODP σχεδόν μηδέν και τιμή GWP κάτω του 1, το R1224yd έχει μικρή επίδραση στο φυσικό περιβάλλον. Το R1224yd έχει τιμή κρίσιμης θερμοκρασίας $T_{\text{crit}} = 156^\circ\text{C}$. Θα υπολογιστούν το έργο του συμπιεστή, η παροχή ψυκτικού μέσου και ο COP για το R1224yd με αντίστοιχη διαδικασία με αυτή του υπολογισμού όλων των προηγούμενων ψυκτικών μέσων.



Σχήμα 5.4: Διάγραμμα P – h του ψυκτικού μέσου R1224yd

Πίνακας 5.7: Αποτελέσματα υπολογισμών για το ψυκτικό ρευστό R1224yd

Refrigerant: R1224yd	Temperature (K)	Pressure (bar)	Enthalpy (kJ/kg)
1: Saturated Vapor	275	0.608	376.72
2: Vapor (isentropic)	318	2.86	405.1
2: Vapor (real)	333	2.86	414.6
3: Saturated Liquid	318	2.86	251.3
4: Liquid + Vapor	275	0.608	251.3

Γνωρίζοντας πλέον τις τιμές ενθαλπίας σε όλα τα σημεία του ψυκτικού κύκλου, υπολογίζεται η παροχή του ψυκτικού υγρού στην εγκατάσταση από τον παρακάτω τύπο:

$$\dot{m} = \frac{Q_{\text{cold}}}{h_1 - h_4}$$

Εν συνεχεία, θα υπολογιστεί το έργο που παράγει ο συμπιεστής από τον παρακάτω τύπο:

$$W_s = \dot{m} * (h_{2a} - h_1)$$

Τέλος, υπολογίζεται ο συντελεστής απόδοσης COP από τον παρακάτω τύπο:

$$COP = \frac{Q_{cold}}{W_s}$$

Τα αποτελέσματα για την παροχή του ψυκτικού ρευστού, το απαιτούμενο έργο συμπιεστή και του συντελεστή απόδοσης για το ψυκτικό ρευστό R1224yd παρουσιάζονται συγκεντρωτικά στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 5.8: Αποτελέσματα υπολογισμών παροχής ψυκτικού μέσου, έργου συμπιεστή και COP για το R1224yd

Refrigerant: R1224yd		
\dot{m}	0.12	kg/s
W_s	4.7	kW
COP	3.31	

5.5 Σύγκριση των Αποτελεσμάτων και Επιλογή του Καταλληλότερου Ψυκτικού Μέσου

Για την επιλογή του καταλληλότερου ψυκτικού μέσου για την χρήση στον υπό μελέτη ψυκτικό θάλαμο, πρέπει να γίνει σύγκριση όλων των αποτελεσμάτων που υπολογίστηκαν για τα τέσσερα ψυκτικά ρευστά (R404A, 31234ze(E), R245fa, R1224yd). Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα συγκεντρωτικά για ευκολία σύγκρισης.

Πίνακας 5.9: Αποτελέσματα των υπολογισμών για τα τέσσερα διαφορετικά ψυκτικά μέσα

Refrigerant	Q_{cold} (kW)	\dot{m} (kg/s)	W_s (kW)	COP	GWP	ODP
R404A	15.58	0.16	3.51	4.4	3922	0
R1234ze(E)		0.12	4.44	3.48	7	0
R245fa		0.11	4.49	3.44	1030	0
R1224yd		0.12	4.7	3.31	<1	0

Ο ψυκτικός θάλαμος για τον οποίο υπολογίστηκε το ψυκτικό φορτίο Q_{cold} εργάζεται με το ψυκτικό μέσο R404A. Από τον πίνακα 23 παρατηρείται ότι το R404A έχει τον υψηλότερο συντελεστή απόδοσης COP και το χαμηλότερο απαιτούμενο έργο συμπιεστή από όλα τα υπό

μελέτη ψυκτικά ρευστά αλλά και το υψηλότερο δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη GWP. Αν και παρουσιάζει την υψηλότερη απόδοση, η χρήση του εναντιώνεται στους περιβαλλοντικούς κανονισμούς καθώς είναι πολύ βλαβερό προς το περιβάλλον, συνεπώς πρέπει να αντικατασταθεί.

Τα ψυκτικά μέσα R1234ze(E), R245fa και R1224yd έχουν σχεδόν όμοιες τιμές παροχής ψυκτικού μέσου, έργου συμπίεστη και συντελεστή απόδοσης, έχουν όμως διαφορές στις τιμές του GWP. Το περιβαλλοντικό αντίκτυπο είναι πολύ σημαντικός παράγοντας στην επιλογή ψυκτικού μέσου, συνεπώς, το R245fa απορρίπτεται καθώς έχει πολύ μεγαλύτερη τιμή GWP από τα άλλα δύο.

Η τελική σύγκριση θα γίνει μεταξύ των ψυκτικών μέσων μέσα R1234ze(E) και R1224yd. Η παροχή ψυκτικού μέσου είναι η ίδια και για τα δύο, ενώ οι τιμές του έργου του συμπίεστη και του συντελεστή απόδοσης έχουν πολύ μικρές διαφορές. Το R1224yd εμφανίζει την καλύτερη τιμή GWP, η οποία είναι κάτω της μονάδας, ενώ το R1234ze(E) εμφανίζει την καλύτερη απόδοση σε συνδυασμό με πολύ χαμηλή τιμή GWP.

Στη συνέχεια θα γίνει έλεγχος της συμπεριφοράς των παραπάνω ψυκτικών ρευστών σε ένα μεγαλύτερο εύρος θερμοκρασιών συμπύκνωσης.

5.6 Μελέτη των COP των Ψυκτικών Μέσων για Μεγαλύτερο Εύρος Θερμοκρασιών

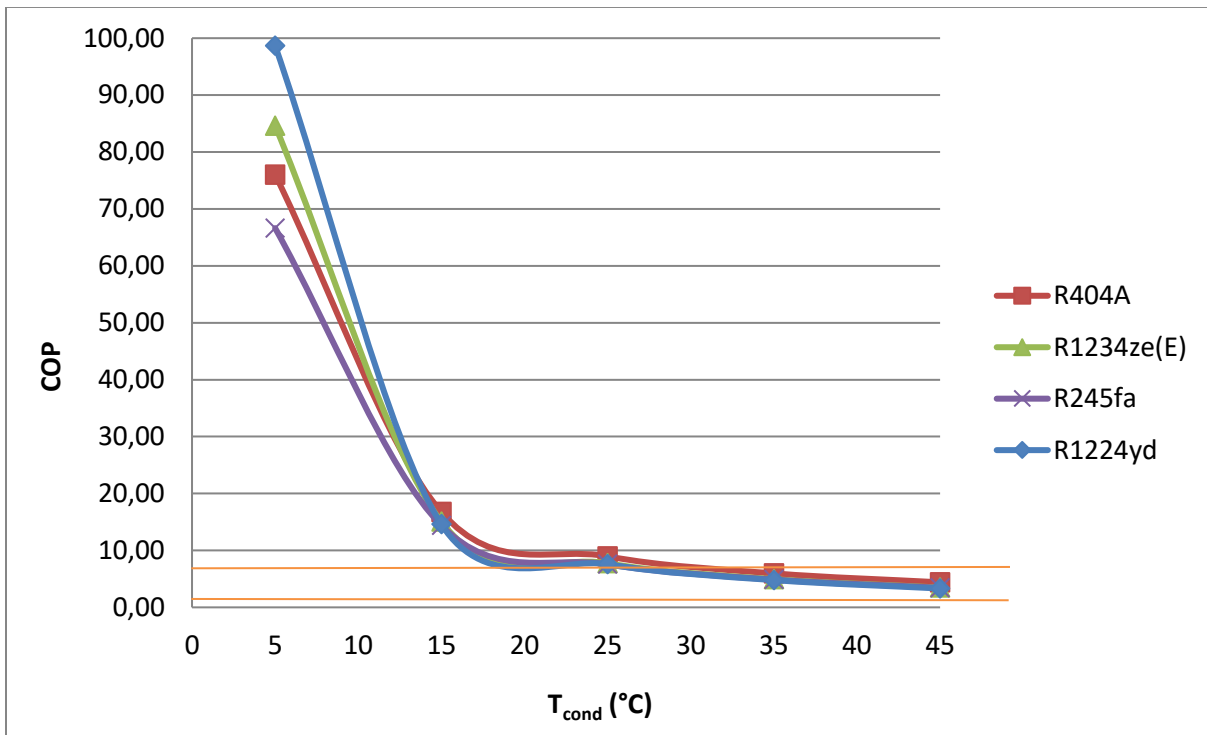
Έως τώρα οι υπολογισμοί έχουν γίνει για τη δυσμενέστερη θερμοκρασία περιβάλλοντος, δηλαδή 45°C. Παρακάτω θα εξεταστεί η συμπεριφορά των τεσσάρων ψυκτικών μέσων σε ένα εύρος θερμοκρασιών από 5°C έως 45°C με σκοπό να συγκριθούν οι συντελεστές απόδοσης COP του κάθε ενός. Για αυτό το εύρος θερμοκρασιών υπολογίζονται οι νέες τιμές πιέσεων και ενθαλιπών από πίνακες για κάθε ψυκτικό μέσο και στη συνέχεια οι COP. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 5.10: Τιμές COP των ψυκτικών ρευστών για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης

COP	Refrigerant	Condensing Temperature				
		5°C	15°C	25°C	35°C	45°C
	R404A	76.03	16.74	8.97	5.97	4.40
	R1234ze(E)	84.61	15.05	7.75	4.96	3.48
	R245fa	66.63	14.39	7.57	4.88	3.44
	R1224yd	98.68	14.60	7.57	4.79	3.31

Παρατηρείται ότι για στις θερμοκρασίες 5°C και 15°C οι τιμές COP είναι υπερβολικά μεγάλες. Αυτό συμβαίνει διότι όταν η θερμοκρασία συμπύκνωσης είναι πολύ χαμηλή και προσεγγίζει την θερμοκρασία εξάτμισης τότε το απαιτούμενο έργο του συμπίεστη είναι πολύ μικρό και επομένως

αυξάνεται ο συντελεστής απόδοσης. Παρατηρείται ότι ψυκτικά ρευστά R1234ze(E) και R1224yd εμφανίζουν πολύ υψηλές αποδόσεις σε όλο το εύρος θερμοκρασιών συμπύκνωσης.



Σχήμα 5.5: Σύγκριση των τιμών του COP των ψυκτικών ρευστών σε εύρος θερμοκρασιών συμπύκνωσης από 5 έως 45°C.

Οι δύο οριζόντιες γραμμές του παραπάνω σχήματος οριοθετούν τις τυπικές τιμές του συντελεστή απόδοσης (COP) σε συστήματα ψύξης, οι οποίες κυμαίνονται από 2.5 έως 6.5.

Σύμφωνα με τα παραπάνω, το ψυκτικό ρευστό R1234ze(E) κρίνεται ως η πιο συμφέρουσα επιλογή για χρήση στην υπό μελέτη ψυκτική εγκατάσταση. Εμφανίζει την υψηλότερη απόδοση σε ένα μεγάλο εύρος θερμοκρασιών συμπύκνωσης σε συνδυασμό με αμελητέο περιβαλλοντικό αντίκτυπο. Προτείνεται άμεση αντικατάσταση του προϋπάρχοντος ψυκτικού μέσου R404A, διότι είναι βλαβερό προς το περιβάλλον, με το ψυκτικό μέσο R1234ze(E).

Κεφάλαιο 6. Συμπεράσματα

Στην παρούσα εργασία μελετήθηκε διεξοδικά ένας υπαρκτός ψυκτικός θάλαμος συντήρησης άρτου. Αφού λήφθηκαν κάποια αρχικά δεδομένα ως προς την λειτουργία του, υπολογίστηκαν αναλυτικά τα ψυκτικά φορτία που τον διακατέχουν με σκοπό την εύρεση του συνολικού ψυκτικού φορτίου που καλείται να αντιμετωπίσει ο ψυκτικός θάλαμος. Η τιμή του τελικού φορτίου που υπολογίστηκε ισούται με 15.86kW. Αφού υπολογίστηκε το τελικό φορτίο, έγινε εξακρίβωση του αποτελέσματος μέσω προγράμματος υπολογισμού ψυκτικών φορτίων. Η τιμή φορτίου που υπολόγισε το πρόγραμμα σχεδόν εφάπτεται με την τιμή που υπολογίστηκε στην παρούσα διπλωματική, γεγονός που επιβεβαιώνει την ορθότητα των υπολογισμών.

Με γνωστό το τελικό ψυκτικό φορτίο, ερευνήθηκαν τέσσερα ψυκτικά ρευστά με σκοπό την εύρεση του πιο αποδοτικού για την χρήση στον ψυκτικό θάλαμο. Για κάθε ένα από αυτά μελετήθηκε το αντίστοιχο διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας και υπολογίστηκε το έργο του συμπιεστή, η παροχή ψυκτικού μέσου και ο συντελεστής απόδοσης. Στη συνέχεια έγινε σύγκριση αυτών των μεγεθών καθώς και σύγκριση του δυναμικού υπερθέρμανσης του πλανήτη για κάθε ένα από τα ψυκτικά μέσα. Για την διευκόλυνση της επιλογής του πιο συμφέροντος ψυκτικού ρευστού, έγινε σύγκριση των συντελεστών απόδοσης του κάθε ενός ψυκτικού ρευστού σε ένα μεγάλο εύρος θερμοκρασιών συμύκνωσης. Το συμπέρασμα που προκύπτει από την σύγκριση είναι ότι το ψυκτικό μέσο R404A το οποίο χρησιμοποιεί ο ψυκτικός θάλαμος πρέπει να αντικατασταθεί διότι είναι βλαβερό προς το περιβάλλον και εναντιώνεται στους περιβαλλοντικούς κανονισμούς. Το ψυκτικό ρευστό R1234ze(E) είναι η βέλτιστη επιλογή για χρήση στον υπό μελέτη ψυκτικό θάλαμο, καθώς συνδυάζει υψηλές αποδόσεις και αμελητέο περιβαλλοντικό αντίκτυπο.

Βιβλιογραφία

- [1] Γιώργος Κ. Αλέξης, Η Τεχνολογία της Ψύξης.
- [2] Bougard, J., Afgan, N. H. (1987) Heat and Mass Transfer in Refrigeration and Cryogenics, Springer-Verlag.
- [3] Brown, S. (1947) Air Conditioning and Elements of Refrigeration, McGraw-Hill, New York.
- [4] Incropera, F.P., DeWitt, D.P. (1996) Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- [5] Levin, I.I., Tkachev, A.G., Rozenfeld, L.M. (1939) Refrigeration Machines, Pishepromizdat, Moscow.
- [6] Martinovskyy, V.S. (1950) Refrigeration Machines, Pishepromizdat, Moscow.
- [7] Martynovskyy, V.S. (1952) Thermodynamic Parameters of Heat and Refrigeration Machines, Gosenergoizdat, Moscow.
- [8] Platzler, B., Polt, A., Maurer, G. (1990) Thermophysical Properties of Refrigerants, Springer-Verlag.
- [9] Complying with the Refrigerant Recycling Rule, in Stratospheric Ozone Protection: Final Rule Summary (1993), U.S. Environmental Protection Agency, Washington
- [10] UNEP, (2016)
- [11] Κανονισμός (ΕΕ) αριθ. 517/2014
- [12] Κανονισμός (ΕΕ) αριθ. 1095/2015
- [13] Κανονισμός (ΕΕ) αριθ.1060/2010
- [14] Κανονισμός (ΕΕ) αριθ. 1094/2015
- [15] Zurer, P.S. (1993) Looming Ban on Production of CFCs, Halons Spurs Switch to Substitutes, Chemical & Engineering News, 15, 12.
- [16] Gosney, W.B. (1982) Principles of Refrigeration, Cambridge Univ. Press, 1982.
- [17] Dossat, T.J. (1981) Principles of Refrigeration, 2nd edition, Wiley, New York.
- [18] ASHRAE (1985) Handbook, Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- [19] ASHRAE (1998) Handbook, Refrigeration, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- [20] Taner, 2005; Anonymous, 1996b, 2001.
- [21] Erol, 1993; Anonymous, 1998c.
- [22] Cemeroglu et al., 2001.
- [23] Erol, 1993; Anonymous, 1998b; Cemeroglu et al., 2001.
- [24] Ozkol, 1999; Anonymous, 2001; Erol, 1993.
- [25] Cemeroglu and Acar, 1986; Ozkol, 1999; Erol, 1993.
- [26] Ozkol, 1999.
- [27] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Standard 34 Designation and Safety Classification of Refrigerants, ASHRAE, 2013.
- [28] T.A. Lewandowski, Risk assessment of residential heat pump systems using 2L flammable refrigerants. AHRI Project 8004 Final Report, 2012.