



ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Π.Ε

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**Αξιολόγηση και βελτιστοποίηση αντλίας θερμότητας αέρος - νερού.
Evaluation and optimization of heat pump air to water.**

Σπουδαστής : Βουλαλάς Κωνσταντίνος

Επιβλέπων καθηγητής : Δρ. Νάζος Αντώνιος

ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο/η κάτωθι υπογεγραμμένος/η ΒΟΥΛΛΑΣ ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ του ΠΑΝΑΓΙΩΤΗ, με αριθμό μητρώου 18392090 φοιτητής/τρια 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/Η Δηλών/ούσα



Η παρούσα διπλωματική εργασία εγκρίθηκε από την τριμελή εξεταστική επιτροπή 21 Μαρτίου 2024

(Υπογραφή)

Όνοματεπώνυμο

(Υπογραφή)

Όνοματεπώνυμο

(Υπογραφή)

Όνοματεπώνυμο

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η διπλωματική εργασία αναφέρετε στις ανάλυση του τρόπου λειτουργίας των αντλιών θερμότητας αέρος – νερού καθώς και στην αύξηση της αποδοτικότητας τους μέσα από μεταβολές των συνθηκών λειτουργίας του ψυκτικού μέσου. Πιο αναλυτικά, αφού γίνει μία ανάλυση των μηχανικών μερών που αποτελείτε μία αντλία θερμότητας αέρος – νερού και την λειτουργία που κάνει κάθε μέρος της, γίνεται εκτενέστερη αναφορά στα ψυκτικά τα οποία χρησιμοποιούνται. Παράλληλα αναφέρεται τι είναι ο βαθμός αποδοτικότητας της αντλίας και ποιοι παράγοντες μπορούν να τον επηρεάσουν. Βάση αυτών που αναφέρθηκαν παραπάνω γίνεται μία σύγκριση μεταξύ τεσσάρων ψυκτικών μέσων, κάποια από τα οποία χρησιμοποιήθηκαν κατά κόρων παλαιότερα και κάποια τα οποία θα μπορούσαν να τα αντικαταστήσουν, καθώς τα τελευταία αποτελούσαν πλήγμα στον περιβαλλοντικό τομέα. Τα ψυκτικά αυτά μελετήθηκαν γύρω από έναν άξονα τεσσάρων θερμοκρασιών οι οποίες είναι οι θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπίεσης του ψυκτικού μέσου, καθώς και οι θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και υπόψυξης. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν έδειξαν το ψυκτικό μέσο R600a ως καταλληλότερο αντικαταστάτη, καθώς εμφάνιζε αρκετά μεγάλο δείκτη COP στις αντίστοιχες θερμοκρασίες, ενώ παράλληλα αποτελεί μία φιλική προς το περιβάλλον λύση. Στο αμέσως επόμενο κεφάλαιο της εργασία αναλύθηκαν οι καταναλώσεις που προέκυψαν από την κάθε παραπάνω περίπτωση σύγκρισης και διαπιστώθηκε ότι το εν λόγω ψυκτικό μέσω έχει εξίσου χαμηλές καταναλώσεις ηλεκτρικής ενέργειας, άρα συνδυάζει μία εξίσου αποδοτική και οικονομική λύση. Το ψυκτικό μέσω με την χειρότερη αποδοτικότητα είναι το R410A το οποίο εμφάνιζε χαμηλό COP για την αντίστοιχες θερμοκρασίες. Επιπλέον, τα οικονομικά οφέλη που προέκυψαν από το τελευταίο δεν είναι ελκυστικά, αφού λόγω των εξαιρετικά μεγάλων πιέσεων λειτουργίας που είχε την μεγαλύτερη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργεια στον συμπιεστή. Έτσι ήταν μία δαπανηρή επιλογή χωρίς να εμφανίζει αυξημένο βαθμό αποδοτικότητας. Τέλος τα υπόλοιπα ψυκτικά εμφάνιζαν ενδιάμεσες τιμές των οποίων τα αποτελέσματα αναφέρονται εκτενέστερα στη συνέχεια την εργασίας.

Λέξεις κλειδιά: αντλία θερμότητας, συντελεστής συμπεριφοράς, θερμοκρασία ατμοποίησης, θερμοκρασία συμπύκνωσης, θερμοκρασία υπόψυξης, ηλεκτρική κατανάλωση.

ABSTRACT

The thesis focuses on analyzing the operation of air-to-water heat pumps and increasing their efficiency through variations in the operating conditions of the refrigerant. More specifically, after analyzing the mechanical components that constitute an air-to-water heat pump and the function of each part, there is a detailed discussion of the refrigerants used. Additionally, the coefficient of performance (COP) of the pump is explained, along with the factors that can influence it. Based on the above, a comparison is made between four refrigerants, some of which were commonly used in the past and some of which could serve as replacements, as the latter posed a threat to the environment. These refrigerants were studied based on four temperature points: the boiling and condensation temperatures of the refrigerant, as well as the superheat and subcooling temperatures. The results showed that R600a refrigerant was the most suitable replacement, as it exhibited a significantly high COP at the corresponding temperatures, while also being an environmentally friendly solution. In the next chapter of the thesis, the energy consumptions resulting from each comparison case were analyzed, revealing that R410A refrigerant had the lowest efficiency, as it showed a low COP at the corresponding temperatures. Furthermore, the economic benefits derived from this refrigerant were not attractive, as it had the highest electricity consumption due to the extremely high operating pressures on the compressor. Thus, it was a costly choice without showing an increased level of efficiency. Finally, the other refrigerants exhibited intermediate values, the results of which are discussed further in the subsequent chapters of the thesis.

Key words: heat pump, coefficient of performance, evaporation temperature, condensation temperature, subcooling temperature, electric consumption.

Περιεχόμενα

ABSTRACT	4
ΕΙΣΑΓΩΓΗ	6
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο : Εισαγωγή	8
1.1 Εισαγωγικά στοιχεία	8
1.2 Ιστορική αναδρομή και εξέλιξη αντλιών θερμότητας	8
1.3 Ορισμός αντλιών θερμότητας	9
1.4 Πλεονεκτήματα – μειονεκτήματα αντλιών θερμότητας	9
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο : Ανάλυση αντλιών θερμότητας	11
2.1 Αρχή λειτουργίας αντλιών θερμότητας	11
2.2 Μηχανικά μέρη αντλιών θερμότητας.....	12
2.2.1 Συμπιεστής.....	12
2.2.2 Συμπυκνωτής	16
2.2.3 Ατμοποιητής.....	17
2.2.4 Εκτονωτική διάταξη	18
2.2.5 Ψυκτικά μέσα.....	20
2.2.6 Διάταξη αντίστροφης λειτουργίας	20
2.2.7 Διάφορα μέσα και εξαρτήματα	21
2.3 Διάκριση αντλιών θερμότητας ανάλογα με την πηγή θερμότητας – αποδέκτη.....	21
2.3.1 Αντλίες θερμότητας αέρος – αέρος.....	22
2.3.2 Αντλίες θερμότητας αέρος – νερού	23
2.3.3 Αντλίες θερμότητας νερού – αέρος.....	24
2.3.4 Αντλίες θερμότητας νερού – νερού	25
2.3.5 Αντλίες θερμότητας εδάφους – αέρα / εδάφους – νερού.....	25
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο : Θερμοδυναμική ανάλυση του κύκλου λειτουργίας των αντλιών θερμότητας αέρος-νερού	27
3.1 Ανάλυση κύκλων λειτουργίας.....	27
3.1.1 Ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών	27
3.2 Συντελεστής συμπεριφοράς (COP)	28
3.2.1 Επιρροή θερμοκρασίας στον συντελεστή συμπεριφοράς	29
3.2.2 Εποχιακός συντελεστής συμπεριφοράς	31
3.2.3 Ενεργειακή αξιολόγηση αντλιών θερμότητας.....	31
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο : Ψυκτικά μέσα	33
4.1 Εισαγωγικά στοιχεία και ιστορική αναδρομή ψυκτικών μέσων	33
4.2 Τεχνικά χαρακτηριστικά και ιδιότητες σύγχρονων ψυκτικών μέσων	34
4.2.1 Περιβαλλοντικοί δείκτες.....	37
4.2.2 Κατάταξη ασφαλείας	39
4.3 Κατηγοριοποίηση συγχρόνων ψυκτικών μέσων	41

4.3.1 Υδροφθορο-ολεφίνες.....	42
4.3.2 Φυσικά ψυκτικά μέσα	43
4.4 Ανάλυση ψυκτικών συγκριτικής διαδικασίας	44
4.4.1 R134a	44
4.4.2 R410a	45
4.4.3 R290	45
4.4.4 R600a	46
Κεφάλαιο 5° ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΨΥΚΤΙΚΩΝ ΜΕΣΩΝ ΚΑΙ ΤΡΟΠΟΙ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ ΤΗΣ ΑΠΟΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ.....	47
5.1 Περιγραφή Coolpack.....	47
5.2 Ανάλυση συγκριτικής διαδικασίας	50
5.3 Σύγκριση βαθμού απόδοσης για διαφορετική θερμοκρασία ατμοποίησης	51
5.4 Σύγκριση βαθμού απόδοσης για διαφορετική θερμοκρασία συμπύκνωσης.....	58
5.5 Σύγκριση βαθμού απόδοσης για διάφορες τιμές υπόψυξης	64
5.6 Ανάλυση πιέσεων ψυκτικών μέσων για το βέλτιστο COP.....	70
5.7 Σύγκριση αποτελεσμάτων με βιβλιογραφική πηγή [13]	72
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6°: ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΠΑΡΑΠΑΝΩ ΠΕΡΙΠΤΩΣΕΩΝ	73
6.1 Ανάλυση συγκριτικής διαδικασίας	73
6.2 Σύγκριση καταναλώσεων - οικονομικά αποτελέσματα για διαφορετική θερμοκρασία ατμοποίησης.....	73
6.3 Σύγκριση καταναλώσεων - οικονομικά αποτελέσματα για διαφορετική θερμοκρασία συμπύκνωσης	75
6.4 Σύγκριση καταναλώσεων - οικονομικά αποτελέσματα για διάφορες τιμές υπόψυξης	77
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7° ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	80
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	83

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Στην παρούσα διπλωματική εργασία παρουσιάζεται η αξιολόγηση και μερικοί τρόποι βελτιστοποίησης των αντλιών θερμότητας αέρος – νερού. Στόχος της διπλωματικής είναι η εύρεση τρόπων αύξησης της αποδοτικότητας μίας αντλίας θερμότητας, καθώς είναι μία τεχνολογία που εξ αιτίας των πλεονεκτημάτων που παρουσιάζει έναντι των συμβατικών μεθόδων θέρμανσης και ψύξης. Για την επίτευξη του σκοπού αυτού χρησιμοποιείται ένα πρόγραμμα προσομοίωσης ψυκτικών κύκλων από το οποίο παρέχεται η δυνατότητα εύρεσης του συντελεστή συμπεριφοράς καθώς και της κατανάλωσης που παρουσιάζει η αντλία. Παρακάτω παρουσιάζεται συνοπτικά τι ακολουθεί στο κάθε κεφάλαιο.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο : περιέχει μερικά ιστορικά στοιχεία για τις αντλίες θερμότητας, τον ορισμό τους και μερικά πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο : περιέχει την αρχή λειτουργίας τους, τα μηχανικά μέρη από τα οποία αποτελούνται και τέλος τη διάκριση τους ανάλογα με την πηγή και τον αποδέκτη της θερμότητας.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο : περιέχει την θερμοδυναμική ανάλυση του κύκλου λειτουργίας. ενώ αναφέρεται και στον βαθμό αποδοτικότητας της αντλίας θερμότητας.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο : αναφέρεται στα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται στις αντλίες θερμότητας αέρος – νερού και στα χαρακτηριστικά αυτών.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5^ο : περιέχει τη σύγκριση του βαθμού απόδοσης της αντλίας για διαφορετικά ψυκτικά σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας των ψυκτικών

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6^ο : περιέχει την οικονομική αξιολόγηση των παραπάνω περιπτώσεων.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7^ο : περιέχει τα γενικά συμπεράσματα της διπλωματικής

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο : Εισαγωγή

1.1 Εισαγωγικά στοιχεία

Ένα από τα σημαντικότερα προβλήματα που έχει να αντιμετωπίσει ο σύγχρονος ανεπτυγμένος κόσμος είναι η κάλυψη των ενεργειακών αναγκών, που δημιουργούνται για την εξασφάλιση ενός ικανοποιητικού βιοτικού επιπέδου. Η ευρύτερη χρήση υδρογονανθράκων για την κάλυψη των αναγκών αυτών από τη μία επιβαρύνει το περιβάλλον και από την άλλη δημιουργεί μία ενεργειακή αστάθεια, καθώς η διαθεσιμότητα των καυσίμων αυτών είναι πεπερασμένη. Ένα από τα σοβαρότερα περιβαλλοντικά προβλήματα που μαστιίζουν το σημερινό κόσμο είναι το φαινόμενο της κλιματικής αλλαγής. Πιο συγκεκριμένα το 1/8 των ειδών του πλανήτη κινδυνεύει με εξαφάνιση ενώ δάση και ωκεανοί καταστρέφονται και ρυπαίνονται. Για την αντιμετώπιση των παραπάνω φαινομένων η Ευρωπαϊκή Ένωση έχει θεσπίσει στόχους που αφορούν τη μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου και έχουν ως στόχο την ανάπτυξη των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας στα κράτη μέλη της. Ειδικότερα στόχος της είναι να εδραιωθεί ως κλιματικά ουδέτερη ως το 2050 και να μειωθούν οι καθαρές εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου κατά 55% έως το 2030.

Λύση στα προβλήματα αυτά έρχονται να δώσουν οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας που το τελευταίο καιρό τείνουν να δημιουργούνται όλο και περισσότερες εγκαταστάσεις. Για την αξιοποίηση της ενέργειας που παίρνουμε από εγκαταστάσεις ΑΠΕ στις θερμικές ανάγκες των κτηρίων μία σχετικά νέα τεχνολογία και ραγδαία αναπτυσσόμενη είναι οι αντλίες θερμότητας. Η τεχνολογία αυτή επιτρέπει τη χρήση ενός συστήματος τόσο για τη θέρμανση όσο και για την ψύξη χώρων, κατά κύριο λόγο για οικιακή χρήση, έχοντας μάλιστα και αρκετά ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης.

Σύμφωνα με τον δεύτερο Θερμοδυναμικό νόμο η φυσική ροή της θερμότητας επιτυγχάνεται από τα θερμότερα προς τα ψυχρότερα σώματα. Οι αντλίες θερμότητας φαίνεται να αντίκεινται στον νόμο αυτό, καθώς για την θέρμανση αλλά και την ψύξη ενός χώρου φαίνεται να γίνεται μεταφορά θερμότητας από το σύστημα χαμηλής στο σύστημα υψηλής θερμοκρασίας. Αυτό επιτυγχάνεται με τη δαπάνη έργου. Ο τρόπος λειτουργίας τους βασίζεται απόλυτα στις βασικές αρχές μετάδοσης θερμότητας και στους νόμους της θερμοδυναμικής, όπως θα αναλυθεί περαιτέρω στην συνέχεια της εργασίας.

1.2 Ιστορική αναδρομή και εξέλιξη αντλιών θερμότητας

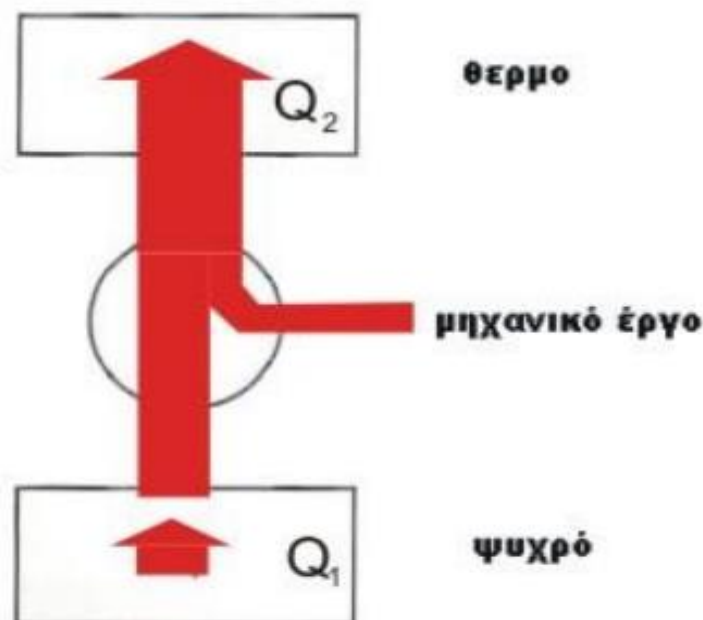
Η ιστορική αναδρομή των αντλιών θερμότητας [1] ξεκινά με την επινόηση και την τεχνολογική εξέλιξη των ψυκτικών μηχανών. Οι αντλίες θερμότητας, ουσιαστικά, αποτελούν ένα είδος ψυκτικών μηχανών. Η πρώτη ψυκτική μηχανή κατασκευάστηκε το 1820 από τον J.Perkins, ενώ το 1824 ο S.Carnot ανέπτυξε τη θεωρητική της βάση. Το 1852, ο Kelvin αντιλήφθηκε ότι μια ψυκτική μηχανή μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για θέρμανση.

Η πρώτη αντλία θερμότητας κατασκευάστηκε στα τέλη της δεκαετίας του 1940 από τον Robert C. Webber. Κατά τη διάρκεια πειραμάτων ισχυρής ψύξης, παρατήρησε ότι οι σωλήνες του ψυκτικού ρευστού ανέπτυσσαν υψηλές θερμοκρασίες στην έξοδο του συμπυκνωτή. Αυτή η παρατήρηση οδήγησε στην ανάπτυξη των βασικών μηχανισμών της αντλίας θερμότητας. Αρχικά, συνέδεσε τους σωλήνες του ζεστού ψυκτικού ρευστού με ένα δοχείο νερού, δημιουργώντας ουσιαστικά έναν θερμαντήρα, ο οποίος παρήγαγε ζεστό νερό. Στη συνέχεια, συνέδεσε το θερμοδοχείο με ένα σύστημα σωληνώσεων όπου κυκλοφορούσε το ζεστό νερό και χρησιμοποιώντας έναν μικρό ανεμιστήρα, ξεκίνησε την παροχή ζεστού αέρα στο εσωτερικό του κτιρίου.

Από το 1950 και μετά, πραγματοποιήθηκαν αρκετές βελτιώσεις στον σχεδιασμό και τα συστήματα ελέγχου των αντλιών θερμότητας, και αυτές εισήχθησαν στην αγορά. Παρά τα οικονομικά πλεονεκτήματα που παρουσίαζαν οι αρχικές αντλίες θερμότητας, οι τεχνικές αδυναμίες κατά τη λειτουργία τους οδήγησαν σε αμφιβολίες για την αξιοπιστία τους, με αποτέλεσμα τη μείωση της παραγωγής και της χρήσης αυτών των συσκευών, αλλά όχι της τεχνολογικής τους προόδου. Οι μελλοντική ενεργειακή και οικονομική κρίση του 1973 οδήγησαν στην ανάπτυξη τέτοιων διατάξεων, καθώς η εκμετάλλευση της ενέργειας που βρισκόταν ελεύθερη στο περιβάλλον φαινόταν συμφέρουσα επιλογή.

1.3 Ορισμός αντλιών θερμότητας

Ως αντλία θερμότητας ορίζεται μία συσκευή η οποία επιτρέπει στην θερμική ενέργεια να ρέει με φορά αντίθετη από την προβλεπόμενη, δηλαδή από το σύστημα με υψηλότερη θερμοκρασία προς το σύστημα με χαμηλότερη θερμοκρασία, με τη πρόσδοση μηχανικού έργου. Θα μπορούσαμε να πούμε ότι η αντλία θερμότητας είναι μία ψυκτική μηχανή όπως το ψυγείο, αφού 'αντλεί' θερμότητα από ένα περιβάλλον με υψηλότερη θερμοκρασία και να την προσδίδει σε ένα με χαμηλότερη. Ωστόσο, η χρήση τους δεν περιορίζεται μόνο στην ψύξη, καθώς του χειμερινούς μήνες χρειαζόμαστε υψηλή θερμοκρασία στους εσωτερικούς χώρους. Υπάρχει λοιπόν και η δυνατότητα θέρμανσης του χώρου και αυτό εξαρτάται από το ποιο σύστημα θα ορίσει ο χρήστης ως σύστημα χαμηλής θερμοκρασίας. Πιο αναλυτικά, εάν ως σύστημα χαμηλής θερμοκρασίας ορισθεί ο εσωτερικός χώρος τότε η αντλία θα μεταφέρει θερμότητα από το εξωτερικό περιβάλλον προς το εσωτερικό περιβάλλον, έτσι θα επιτευχθεί η θέρμανση. Αντίθετα, εάν επιλεχθεί ως σύστημα υψηλής θερμοκρασίας ο εσωτερικός χώρος, τότε θα γίνει μεταφορά θερμοκρασίας από το εσωτερικό περιβάλλον προς το εξωτερικό και έτσι θα επιτευχθεί η ψύξη του χώρου.



Εικόνα 1 Αρχή λειτουργίας αντλιών θερμότητας [2]

1.4 Πλεονεκτήματα – μειονεκτήματα αντλιών θερμότητας

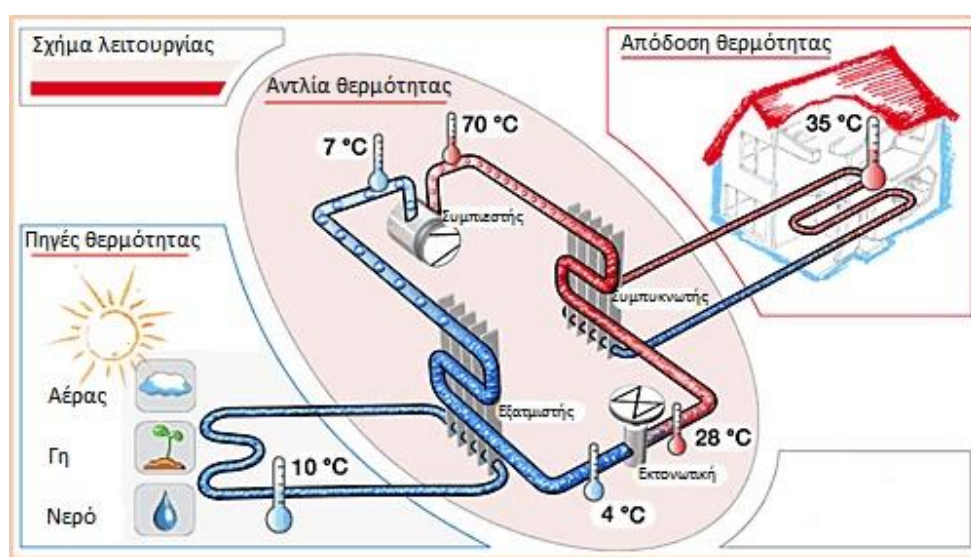
Οι συγκεκριμένες διατάξεις έχουν γνωρίσει μία ραγδαία ανάπτυξη τα τελευταίες δεκαετίες, δεδομένων των ποικίλων πλεονεκτημάτων που εμφανίζουν. Την τελευταία δεκαετία ιδιαίτερα και στο μέλλον

ειδικότερα τείνουν να αντικαταστήσουν τα συμβατικά συστήματα θέρμανσης – ψύξης εξ αιτίας των πλεονεκτημάτων αυτών. Μερικά από αυτά είναι:

- Είναι φιλικές προς το περιβάλλον: οι αντλίες θερμότητας δεν παράγουν ρύπους προς το περιβάλλον γιατί το μέσο με το οποίο λειτουργούν είναι το ηλεκτρικό ρεύμα.
- Χαμηλότερη κατανάλωση ενέργειας: υπολογίζεται ότι χρησιμοποιείτε περίπου 50% λιγότερη ενέργεια σε σχέση με τα συμβατικά συστήματα θέρμανσης και περίπου 30% - 40% με τα αντίστοιχα συστήματα ψύξης.
- Μεγαλύτερη διάρκεια ζωής: θεωρείτε ότι μία αντλία θερμότητας μπορεί να έχει διάρκεια ζωής περίπου 20 – 25 χρόνια χωρίς να μειωθεί καθόλου η απόδοσή της, σε αντίθεση με τα κλιματιστικά που έχουν διάρκεια ζωής 15 – 20 χρόνια.
- Παρουσιάζει δυνατότητα θέρμανσης και ψύξης: Με την τοποθέτηση μίας αντλίας θερμότητας μπορεί να επιτευχθεί τόσο η θέρμανση όσο και η ψύξη του χώρου ανάλογα με τις ανάγκες, συνεπώς δεν χρειάζεται ο συνδυασμός διαφορετικών μεθόδων για θέρμανση και ψύξη.
- Ελάχιστα έξοδα συντήρησης: Περίπου 50 ευρώ ανά διετία.
- Ευκολία στην εγκατάσταση: Η εγκατάσταση μίας αντλίας θερμότητας είναι αρκετά απλή και μοιάζει με εκείνη των συμβατικών συστημάτων θέρμανσης, ενώ επιπλέον πολλές φορές μπορεί να χρησιμοποιηθεί το ήδη υπάρχον σύστημα θέρμανσης.
- Μειωμένο κόστος αγοράς: Σε πολλές ευρωπαϊκές χώρες αλλά και στη χώρα μας υπάρχουν σχετικά προγράμματα τα οποία επιδοτούν την χρήση αντλιών θερμότητας.

Όπως κάθε τεχνολογία έτσι και η εξεταζόμενη δεν γίνεται να παρουσιάζει μόνο πλεονεκτήματα στον χρήστη. Μερικά από τα κυριότερα μειονεκτήματα που παρουσιάζονται είναι τα εξής:

- Υψηλό κόστος εγκατάστασης: 50% - 60% υψηλότερο κόστος εγκατάστασης σε σχέση με μία συμβατική εγκατάσταση συστήματος θέρμανσης.
- Μειωμένη απόδοση σε περιοχές με ακραίες θερμοκρασίες: μείωση 1% - 5% σε περιοχές με θερμοκρασίες κοντά ή κάτω από 0 βαθμούς Κελσίου.

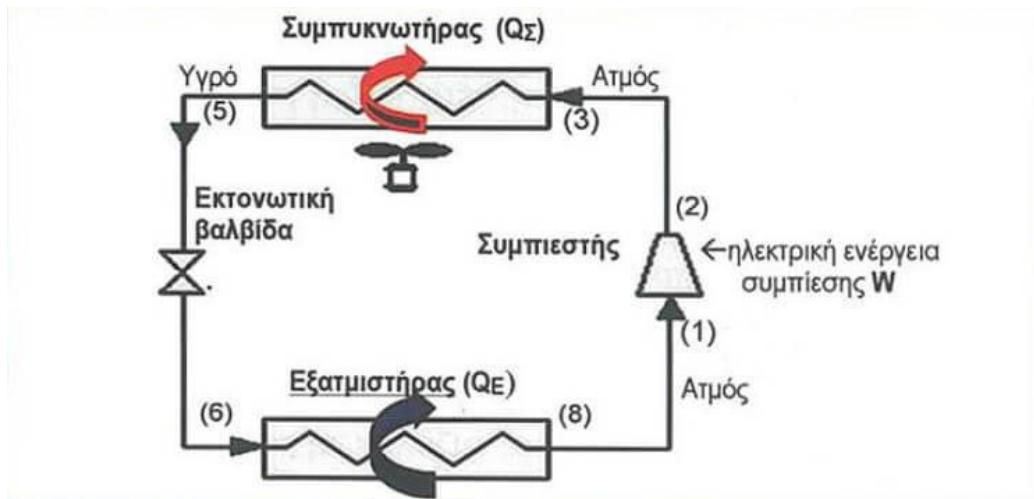


Εικόνα 2 Σχηματική αναπαράσταση τρόπου λειτουργίας αντλίας θερμότητας. [3]

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο : Ανάλυση αντλιών θερμότητας

2.1 Αρχή λειτουργίας αντλιών θερμότητας

Η αρχή λειτουργίας των αντλιών θερμότητας [4] βασίζεται στον κύκλο λειτουργίας της θεωρητικής μηχανής Carnot. Για την επίτευξη του κύκλου αυτού απαιτούνται δύο θερμοδοχεία ένα χαμηλής θερμοκρασίας και ένα υψηλής θερμοκρασίας. Κατά τη μεταφορά θερμότητας από το θερμοδοχείο υψηλής στο χαμηλής θερμοκρασίας ένα ποσό θερμότητας απορρίπτεται από το σύστημα και εκλαμβάνεται από το χρήστη ως μηχανικό έργο. Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι αυτή η τεχνολογία δεν παράγει θερμότητα, όπως κάποιες άλλες πηγές θερμότητας, αλλά τη μεταφέρει, μετατρέποντας χαμηλής θερμοκρασίας ενέργεια σε υψηλής θερμοκρασίας ενέργεια. Η διαδικασία η οποία ακολουθείτε για την επίτευξη αυτού του σκοπού συνοψίζεται στο παρακάτω διάγραμμα όπου αποτυπώνεται ένας τυπικός κύκλος λειτουργίας μίας αντλίας θερμότητας.



Εικόνα 3 Σχηματική αναπαράσταση επαναλαμβανόμενου κύκλου λειτουργίας αντλίας θερμότητας [5]

Η κυκλική διεργασία που αποτυπώνεται στο παραπάνω διάγραμμα μπορεί να συνοψισθεί στα παρακάτω βήματα:

1. Αρχικά το ψυκτικό μέσο φυλάσσεται σε χώρο με ατμό χαμηλή πίεση και θερμοκρασία έχοντας μία έξοδο από τον ατμοποιητή.
2. Έπειτα σε κατάσταση ατμού εισέρχεται στον συμπιεστή, όπου εκεί αυξάνει τη θερμοκρασία και την πίεση του σε επίπεδα 1,5MPa -2,5MPa και 70 °C – 100 °C αντίστοιχα.
3. Στη συνέχεια το ψυκτικό μέσο σε κατάσταση ατμού εισέρχεται στον συμπυκνωτή, όπου ψύχεται και συμπυκνώνεται με αποτέλεσμα να εισέλθει σε υγρή κατάσταση. Η θερμική ενέργεια που αποβάλλεται από το ρευστό απελευθερώνεται στο μέσο στο οποίο επιθυμείτε η θέρμανση.

4. Κατά τη έξοδο του από το συμπυκνωτή το ρευστό διαθέτει υψηλή πίεση. Τότε το ψυκτικό μέσο εισέρχεται στην εκτονωτική βαλβίδα που έχει ως σκοπό να το εκτονώσει γρήγορα. Κατά τη διάρκεια της διεργασίας αυτής ένα ποσοστό από το ψυκτικό μέσο περνάει σε κατάσταση ατμού.
5. Το ψυκτικό μέσο εισέρχεται στο ατμοποιητή σε κατάσταση 2 φάσεων (ένα μίγμα υγρού και ατμών). Εκεί προσλαμβάνει θερμότητα από το περιβάλλον ώσπου να φτάσει πλήρως σε κατάσταση ατμού.
6. Τέλος ο ατμός του ψυκτικού εισέρχεται στον χώρο φύλαξης του και η διαδικασία που προαναφέρθηκε επαναλαμβάνεται.

Ανάλογα με την λειτουργία που επιθυμεί κάθε φορά ο χρήστης ορίζει το χώρο ως σύστημα υψηλής ή σύστημα χαμηλής θερμοκρασίας. Πιο αναλυτικά, αν επιθυμεί την θέρμανση του χώρου τότε θα ορίσει τον χώρο αυτό ως σύστημα υψηλής θερμοκρασίας. Αυτό θα έχει ως αποτέλεσμα η θερμότητα που συλλέγεται από το περιβάλλον να απορρίπτεται στο χώρο αυτό, ώστε να θερμανθεί. Αντίστοιχα αν επιθυμείτε η ψύξη του χώρου τότε η θερμότητα που συλλέγεται από το χώρο αυτό θα απορρίπτεται στο περιβάλλον με αποτέλεσμα τη ψύξη του χώρου. Η εναλλαγή αυτών των 2 λειτουργιών επιτυγχάνεται με τη χρήση ενός εξαρτήματος που ονομάζεται τετράοδη βαλβίδα, όπου μαζί με τα υπόλοιπα εξαρτήματα που αποτελούν μία αντλία θερμότητας θα παρουσιαστούν παρακάτω.

2.2 Μηχανικά μέρη αντλιών θερμότητας

Μία αντλία θερμότητας αποτελείται από διάφορα μηχανικά μέρη. Τα κυριότερα εξ αυτών , όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, είναι ο συμπιεστής, η εκτονωτική διάταξη (εκτονωτική βαλβίδα), οι 2 εναλλάκτες θερμότητας (συμπυκνωτής και ατμοποιητής) και τέλος η τετράοδη βαλβίδα που επιτρέπει την εναλλαγή μεταξύ της λειτουργίας θέρμανσης και ψύξης.

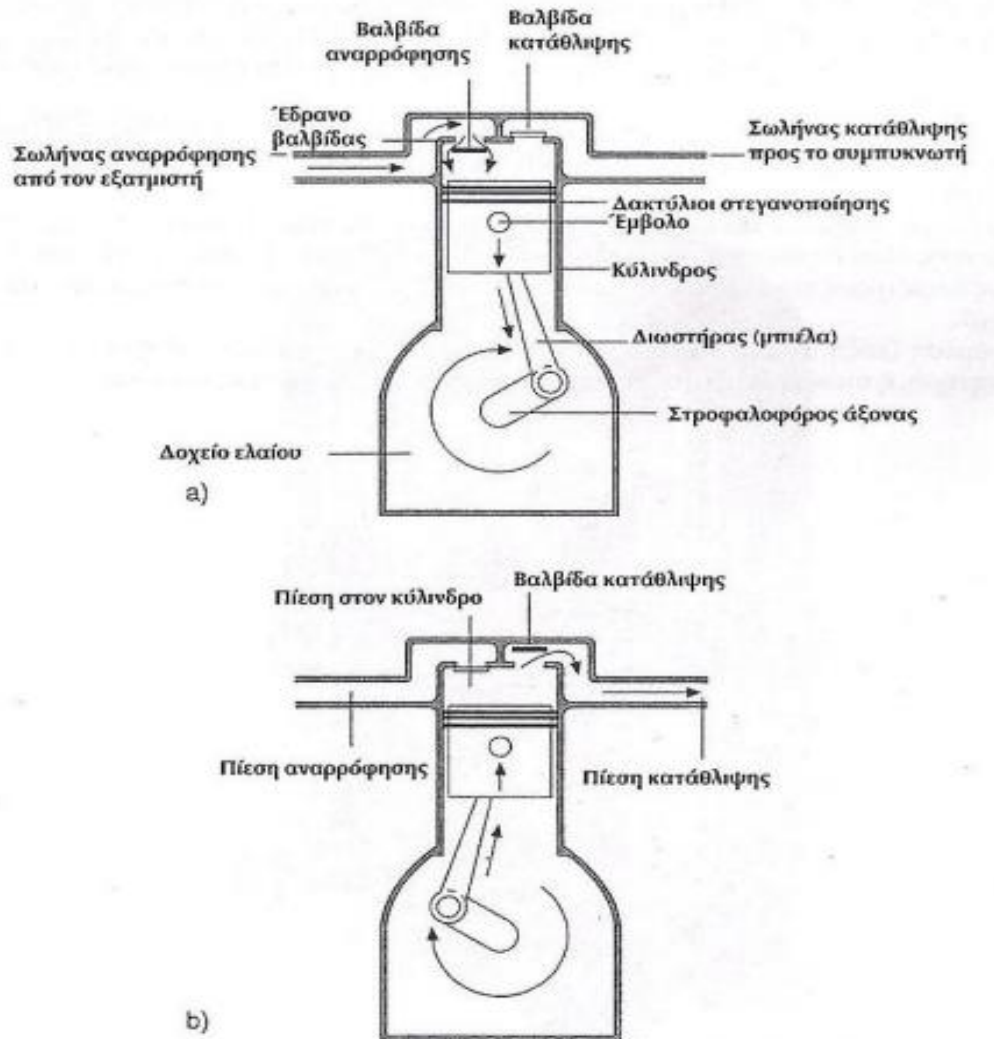
2.2.1 Συμπιεστής

Ο συμπιεστής [1],[6] θεωρείτε ίσως το πιο σημαντικό μηχανικό στοιχείο μηχανημάτων που λειτουργούν σύμφωνα με τον ψυκτικό κύκλο συμπίεσης ψυκτικού ρευστού. Μπορεί να παρομοιαστεί ως η 'καρδιά' της αντλίας θερμότητας, αφού εκτός από τη σημαντικότητα του και η λειτουργία του είναι η τροφοδότηση της αντλίας θερμότητας με ψυκτικό ρευστό. Πιο αναλυτικά η λειτουργία του συνοψίζεται στην αναρρόφηση των ατμών του ψυκτικού μέσου από τον ατμοποιητή, η συμπίεση αυτών και του ψυκτικού ρευστού σε μία υψηλή πίεση για την είσοδο του ρευστού στον συμπυκνωτή και τέλος η κάλυψη γραμμικών και τοπικών απωλειών που προκύπτουν από την κίνηση του ρευστού στις σωληνώσεις και στα διάφορα εξαρτήματα. Οι συμπιεστές που χρησιμοποιούνται στις αντλίες θερμότητας μπορούν να κατηγοριοποιηθούν ανάλογα την αρχή λειτουργίας τους. Οι κατηγορίες που προκύπτουν είναι οι εξής:

- Παλινδρομικοί ή εμβολοφόροι συμπιεστές

Οι παλινδρομικοί συμπιεστές κατά την λειτουργία του προσομοιάζουν πολύ τη λειτουργία μίας εμβολοφόρου ΜΕΚ. Πιο αναλυτικά αποτελούνται από ένα σύστημα εμβόλου-διωστήρα όπου εκτελεί παλινδρομική κίνηση εντός ενός κυλίνδρου. Κατά τη διάρκεια την καθόδου του εμβόλου επιτυγχάνεται η αναρρόφηση των ατμών από τον ατμοποιητή, όπως φαίνεται στο σχεδιάγραμμα (α) της παραπάνω εικόνας, ενώ με την άνοδο του εμβόλου επιτυγχάνεται η συμπίεση των ατμών που

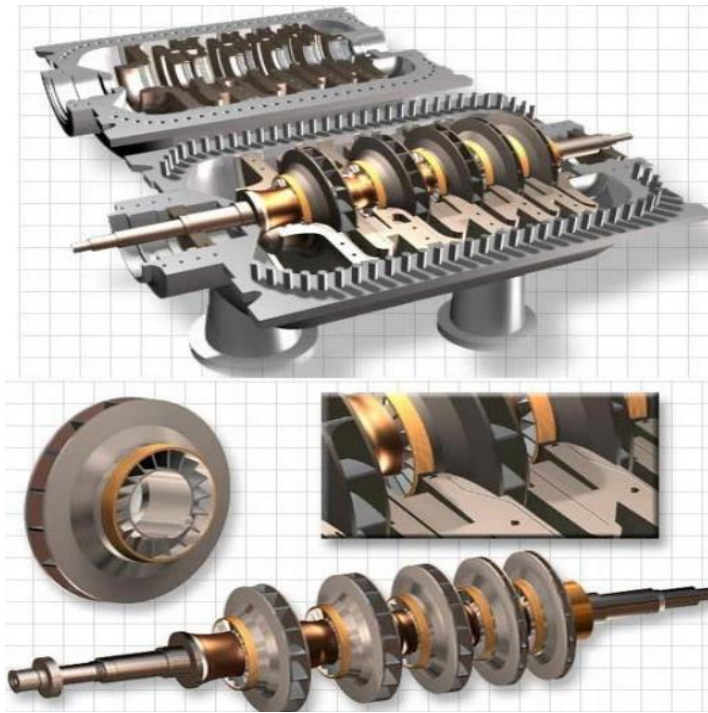
έχουν εισέλθει ήδη στον κύλινδρο, με αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας του ατμού.



Εικόνα 4 Παλινδρομικός/εμβολοφόρος συμπιεστής στη φάση της αναρρόφησης (a) και στην φάση της κατάθλιψης (b) [6]

- Φυγοκεντρικοί συμπιεστές

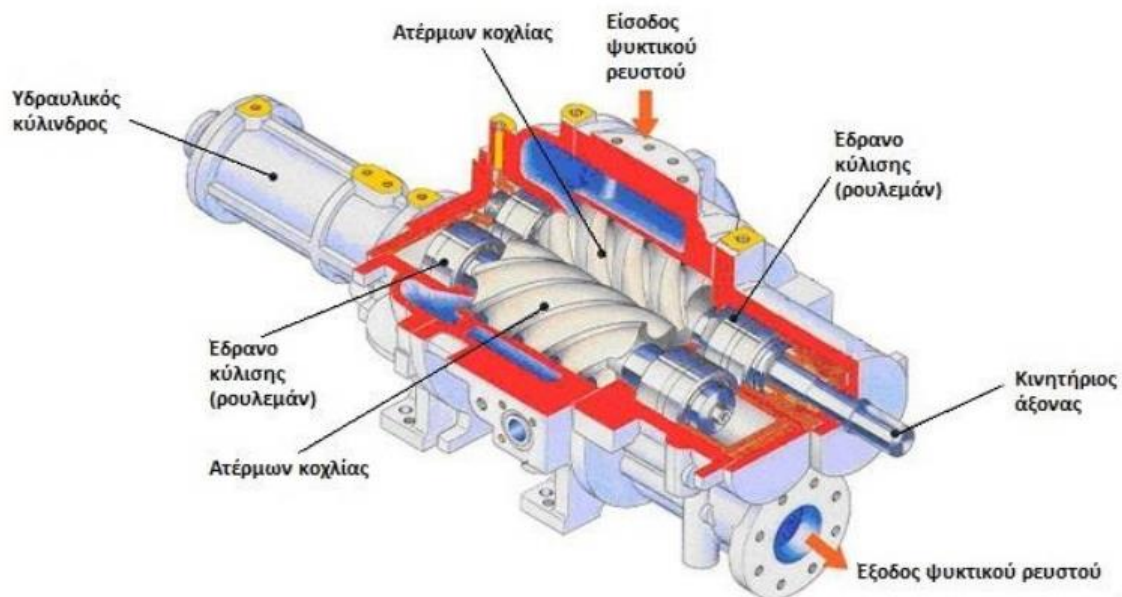
Η επόμενη κατηγορία συμπιεστών είναι οι φυγοκεντρικοί συμπιεστές. Ο τρόπος κατασκευής τους είναι εξαιρετικά απλός, καθώς αποτελούνται από μία (ή παραπάνω) κινούμενες πτερωτές και ένα σταθερό κέλυφος. Η κίνηση των πτερωτών επιτυγχάνεται είτε μέσω κάποιου ηλεκτρικού κινητήρα είτε κάποιου πετρελαιοκινητήρα, ο οποίος προσδίδει μεγάλη ταχύτητα περιστροφής στις πτερωτές. Επιπλέον, σημειώνεται ότι η σύνδεση πολλαπλών πτερωτών στον άξονα περιστροφής (πολυβάθμιοι συμπιεστές) μπορεί να οδηγήσει στην επίτευξη μεγαλύτερων πιέσεων. Ο τρόπος λειτουργίας τους είναι επίσης απλός, καθώς βασίζεται στη γρήγορη περιστροφή των πτερωτών. Ο ατμός του ψυκτικού ρευστού, έπειτα από την έξοδο του από τον ατμοποιητή εισέρχεται στον συμπιεστή. Η μεγάλη ταχύτητα περιστροφής που έχει η πτερωτή του συμπιεστή προσδίδει μεγάλη κινητική ενέργεια στο ρευστό και το ωθεί σε ένα στενό άνοιγμα κατάθλιψης, αυξάνοντας την πίεσή του.



Εικόνα 5 Φυγοκεντρικός συμπιεστής πολλαπλών βαθμίδων συμπίεσης[7]

- Κοχλιωτοί συμπιεστές

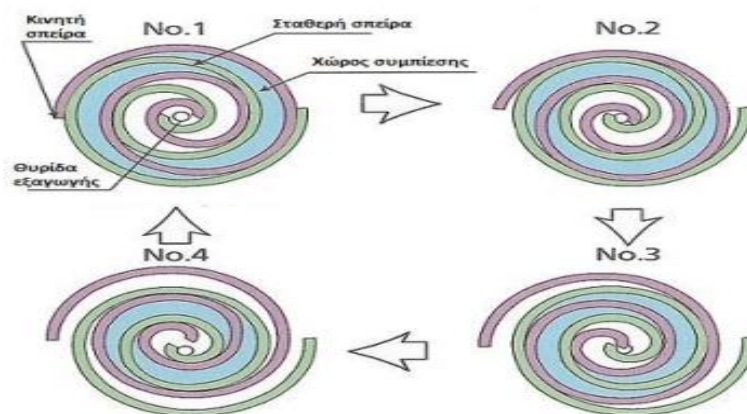
Ένας ακόμα τύπος συμπιεστών είναι οι κοχλιωτοί συμπιεστές. Οι συμπιεστές αυτού του τύπου αποτελούνται από ένα σταθερό κέλυφος και δύο ρότορες στους οποίους υπάρχουν κοχλιωτές διαμορφώσεις και είναι συνδεδεμένοι ο ένας με τον άλλο. Ο τρόπος λειτουργίας τους είναι απλός. Το ψυκτικό ρευστό αναρροφάται από τις αυλακώσεις των κοχλιωτών ροτόρων στην μία πλευρά τους από τις και καταλαμβάνει τον κενό χώρο που υπάρχουν σε αυτές. Κατά τη διάρκεια της περιστροφής τους, λόγω της συνεργασίας των κοχλιωτών ροτόρων, ο ελεύθερος χώρος που υπάρχει το ψυκτικό μέσο μειώνεται, με αποτέλεσμα το ρευστό να συμπιέζεται και να αυξάνεται η πίεση του.



Εικόνα 6 Περιστροφικός κοχλιοφόρος συμπιεστής σε τομή [1]

- Σπειροειδείς συμπιεστές

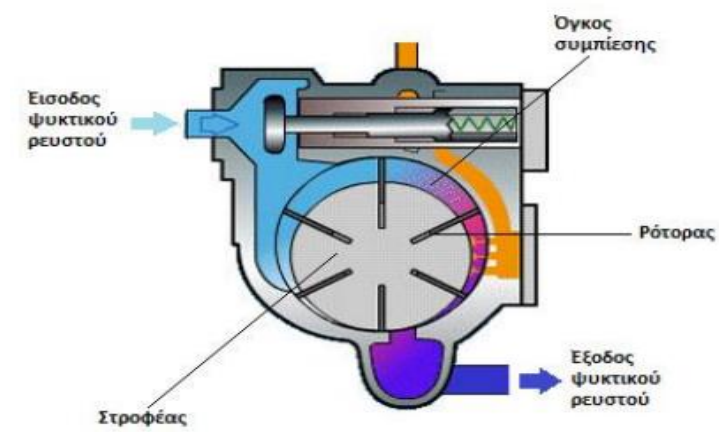
Οι σπειροειδείς συμπιεστές είναι η κατηγορία συμπιεστών που χρησιμοποιούνται περισσότερο στις αντλίες θερμότητας. Η αρχιτεκτονική τους αποτελείται από δύο πλάκες που φέρουν από μία τρισδιάστατη σπείρα και είναι προσαρμοσμένες η μία μέσα στη άλλη. Η μία εκ των δύο σπειρών παραμένει σταθερή ενώ η άλλη κινείται έκκεντρα μέσα στην πρώτη. Κατά την έναρξη της διαδικασίας συμπίεσης το ρευστό αναρροφάτε από τον ελεύθερο χώρο που δημιουργείτε ανάμεσα στις δύο σπείρες. Στη συνέχεια κατά την κίνηση της δεύτερης σπείρας καλύπτεται ο χώρος αυτός με αποτέλεσμα το ρευστό να παγιδεύεται μεταξύ των δυο σπειρών. Ο χώρος αυτός σταδιακά όλο και ελαττώνεται συμπιέζοντας το ρευστό και οδηγώντας το στο κέντρο όπου επιτυγχάνεται η κατάθλιψη του.



Εικόνα 7 Αρχή λειτουργίας σπειροειδούς συμπιεστή [1]

- Συμπιεστής τύπου τυμπάνου

Οι συμπιεστές τύπου τυμπάνου αποτελούνται από έναν ρότορα που εκτελεί έκκεντρη κυκλική κίνηση εντός ενός κυλίνδρου. Ο ατμός του ψυκτικού όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις εισέρχεται εντός του ελεύθερου χώρου που σχηματίζεται μεταξύ του ρότορα και του κυλίνδρου. Κατά τη διάρκεια την περιστροφής του στρόφεα ο ελεύθερος χώρος που καταλαμβάνει το ρευστό μειώνεται με αποτέλεσμα να συμπιέζεται και να κινείται προς τη έξοδο του κυλίνδρου. Έτσι επιτυγχάνονται οι επιθυμητή αύξηση της πίεσης για την είσοδο του ψυκτικού στο συμπυκνωτή.

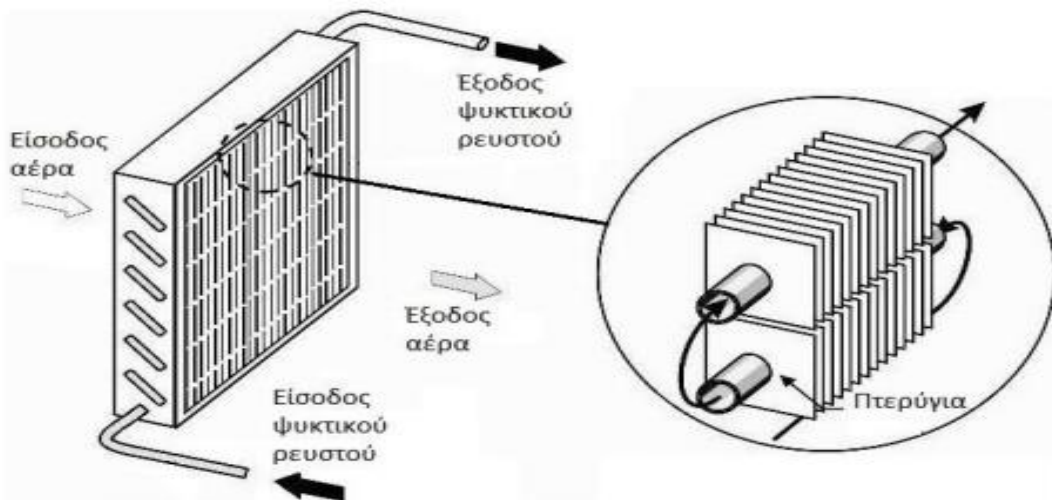


Εικόνα 8 Αρχή λειτουργίας συμπιεστή τύπου τυμπάνου [1]

2.2.2 Συμπυκνωτής

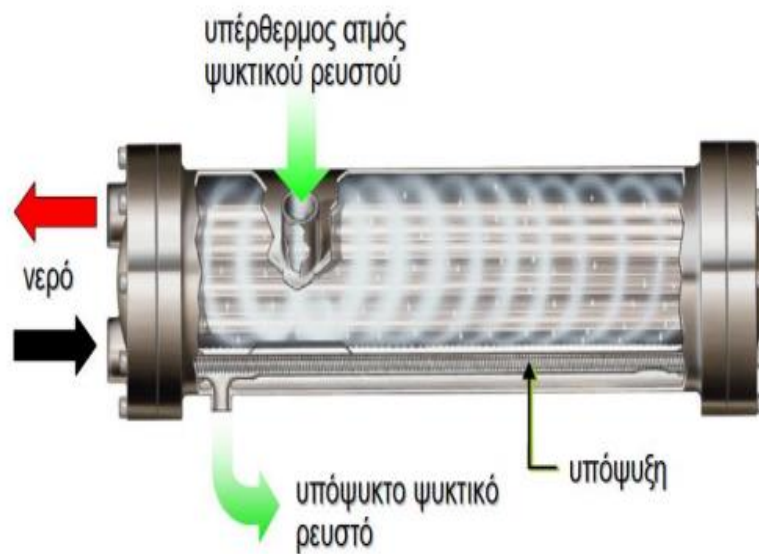
Ένα ακόμα ζωτικής σημασίας τμήμα μιας αντλίας θερμότητας είναι εκείνο του συμπυκνωτή.[1],[8],[9] Ουσιαστικά ο συμπυκνωτής, όπως και ο ατμοποιητής, είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας που έχει ως σκοπό από την μία την απόρριψη θερμότητας σε ένα μέσο ή ένα χώρο όταν η αντλία θερμότητας εκτελεί λειτουργία θέρμανσης, ή αντίστοιχα την πρόσληψη θερμότητας από ένα μέσο ή ένα χώρο όταν εκτελεί λειτουργία ψύξης. Εξ αιτίας του σκοπού που εξυπηρετούν είναι πολύ σημαντικό οι συμπυκνωτές να είναι κατασκευασμένοι από μέταλλα τα οποία έχουν ικανοποιητική αγωγιμότητα στην θερμότητα, μερικά από αυτά θα μπορούσαν να θεωρηθούν ο χαλκός, ο χάλυβας(ή ανοξείδωτος χάλυβας), ορείχαλκος και αλουμίνιο με επικρατέστερο ωστόσο να είναι ο χαλκός. Οι συμπυκνωτές μπορούν να διαχωριστούν σε δύο μεγάλες κατηγορίες οι οποίες είναι:

- Αερόψυκτος : οι αερόψυκτοι συμπυκνωτές επιτυγχάνουν την εναλλαγή της θερμότητας με τον αέρα του περιβάλλοντα χώρου. Για την επίτευξη της μεγαλύτερης αποδοτικότητας είναι σημαντικό να χρησιμοποιείτε όσο δυνατόν μεγαλύτερη επιφάνεια εναλλαγής. Για τον σκοπό αυτό ένας τέτοιος εναλλάκτης αποτελείται από χάλκινους σωλήνες, στους οποίους ρέει μέσα το ψυκτικό ρευστό με τη μορφή υπέρθερμου ατμού, και πάνω του προσκολλώνται πτερύγια όμοιου ή αγωγιμότερου υλικού με σκοπό την αύξηση της επιφάνειας εναλλαγής. Για τη επίτευξη διακίνησης μεγαλύτερου όγκου αέρα συνήθως χρησιμοποιούνται ανεμιστήρες.

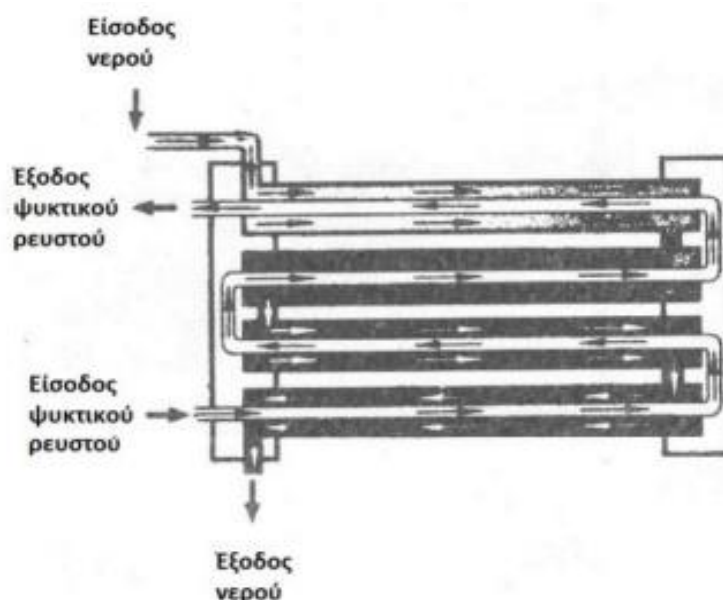


Εικόνα 9 Περιγραφή αερόψυκτου συμπυκνωτή [1]

- Υδρόψυκτος : η βασική διαφορά μεταξύ αερόψυκτων και υδρόψυκτων συμπυκνωτών είναι ότι στον τελευταίο το ρευστό το οποίο απάγει την θερμότητα από το ψυκτικό μέσο είναι το νερό. Οι συμπυκνωτές αυτοί μπορούν να κατηγοριοποιηθούν σε τρεις κατηγορίες οι οποίες είναι: συμπυκνωτές διπλού σωλήνα, συμπυκνωτές με δοχείο και σερπαντίνα και συμπυκνωτές κελύφους σωλήνα. Στις δύο πρώτες κατηγορίες το κοινό στοιχείο είναι ότι το ρευστό ρέει εξωτερικά των σωλήνων στους οποίους στο εσωτερικό τους ρέει το ψυκτικό μέσο, ενώ στην τρίτη κατηγορία μέσα στους σωλήνες ρέει το νερό και στο ψυκτικό μέσο ρέει εξωτερικά αυτών.



Εικόνα 10 Υδρόψυκτος συμπιεστής κελύφους σωλήνα [1]



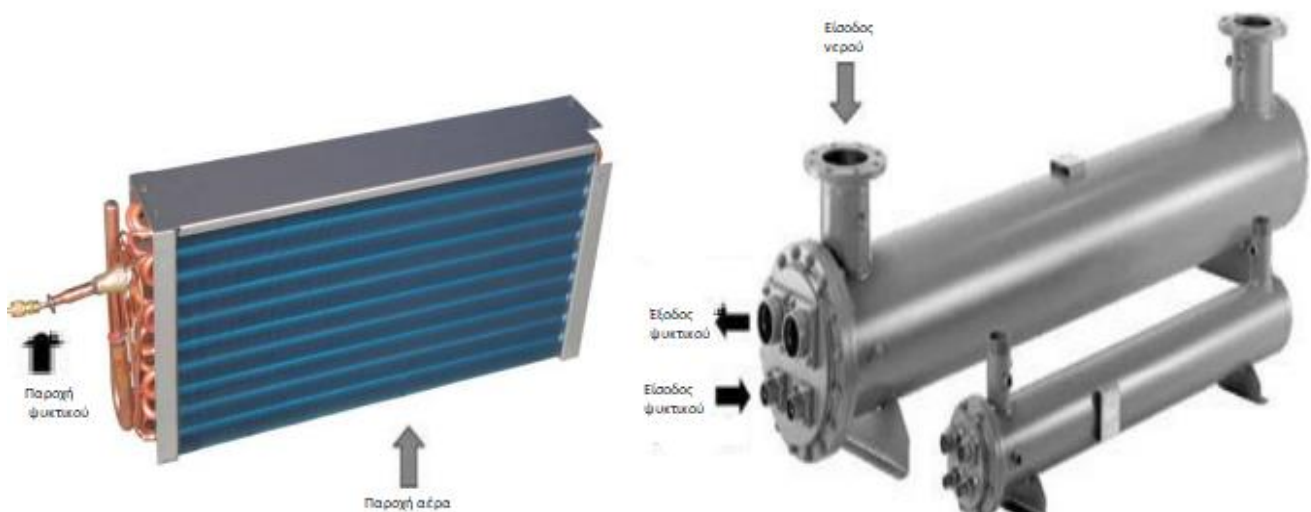
Εικόνα 11 Υδρόψυκτος συμπιεστής διπλού σωλήνα [1]

2.2.3 Ατμοποιητής

Οι ατμοποιητές αποτελούν και αυτοί μία μορφή εναλλακτών θερμότητας. Όπως και οι συμπυκνωτές έτσι και οι ατμοποιητές είναι κατασκευασμένοι από αγώγιμα υλικά όπως εκείνα που αναφέρθηκαν παραπάνω. Κύρια λειτουργία τους είναι η πρόσληψη θερμότητας από το περιβάλλον και η απόδοση της στο ψυκτικό μέσο, όταν πρόκειται για λειτουργία θέρμανσης, ενώ η απορρόφηση θερμότητας από τον προς ψύξη χώρο και η απόδοση του στο ψυκτικό μέσο για την επικείμενη απόρριψη του στο περιβάλλον κατά τη διαδικασία της ψύξης. Εξαιτίας αυτής της απόδοσης θερμότητας στο ψυκτικό μέσο εκείνο αλλάζει φάση και μετατρέπεται σε ατμό υπό σταθερή πίεση. Άλλη μία ομοιότητα των συμπυκνωτών και των εξατμιστών είναι η κατηγοριοποίησή τους ανάλογα με το μέσο που χρησιμοποιείτε για την πρόσδοση θερμότητας στο

ψυκτικό ρευστό. Και σε αυτή τη περίπτωση οι κατηγορίες που χωρίζονται είναι οι αερόψυκτοι και οι υδρόψυκτοι.

- Αερόψυκτος: όπως και στην περίπτωση του συμπυκνωτή έτσι και εδώ αερόψυκτοι χαρακτηρίζονται οι ατμοποιητές που εναλλάσσουν θερμότητα από τον αέρα του περιβάλλοντος προς το ψυκτικό μέσο και το αντίστροφο ανάλογα με την λειτουργία που εκτελεί την εκάστοτε φορά η αντλία (θέρμανση ή ψύξη). Στους αερόψυκτους εναλλάκτες όταν η θερμοκρασία μειωθεί σημαντικά και φτάσει στη θερμοκρασία κορεσμού του νερού παρατηρείτε η παρουσία υδρατμών στον εξωτερικό του εναλλάκτη. Όταν μάλιστα η θερμοκρασία αυτή πέσει υπό του μηδενός παρατηρείτε η δημιουργία πάγου, ο οποίος λειτουργεί ως μονωτικό παρεμποδίζοντας την εναλλαγή θερμότητας του ψυκτικού μέσου με τον περιβάλλοντα αέρα. Το πρόβλημα αυτό καλείτε να λυθεί με τη μέθοδο της απόψυξης.
- Υδρόψυκτος: αντίστοιχα και την περίπτωση των υδρόψυκτων ατμοποιητών ονομάζονται έτσι γιατί η εναλλαγή της θερμότητας επιτυγχάνεται μεταξύ του ψυκτικού μέσου και του νερού. Το πρόβλημα με την δημιουργία πάγου παρατηρείτε και σε αυτή την περίπτωση καθώς οι θερμοκρασίες υπό του μηδενός προκαλούν την πήξη του νερού και συνεπώς τη δημιουργία πάγου. Λύση σε αυτό το πρόβλημα καλούνται να δώσουν ρευστά που παρεμποδίζουν την πήξη του νερού σε αυτές της θερμοκρασίες και ονομάζονται αντιπηκτικά υγρά.



Εικόνα 12 Αερόψυκτος (αριστερά) και υδρόψυκτος (δεξιά) ατμοποιητής [8]

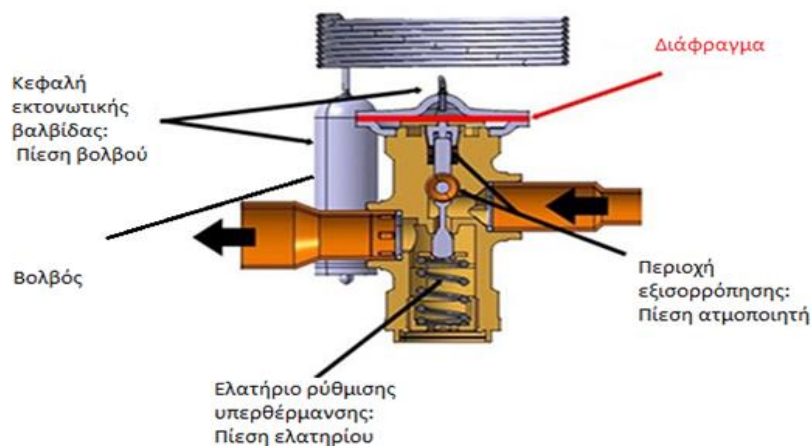
2.2.4 Εκτονωτική διάταξη

Στην συνέχεια, στον κύκλο λειτουργίας μία αντλία θερμότητας συναντάμε την εκτονωτική διάταξη. Η εκτονωτική διάταξη εντοπίζεται ανάμεσα στον συμπυκνωτή και στον ατμοποιητή της αντλίας. Κύριες λειτουργίες της είναι από τη μία ο έλεγχος της ποσότητας του ρευστού που θα τροφοδοτήσει τον συμπιεστή, έτσι ώστε να επιτευχθεί ο μέγιστος συντελεστής συμπεριφοράς του συμπιεστή χωρίς προβλήματα υπερτροφοδότησης του ατμοποιητή. Από την άλλη η δεύτερη λειτουργία της εκτονωτικής

διάταξης είναι η μεταβολή της πίεσης του ψυκτικού ρευστού κατά της έξοδο του από τον συμπυκνωτή. Το ψυκτικό μέσο κατά την έξοδο του από τον συμπυκνωτή βρίσκεται σε υγρή φάση και σε υψηλή πίεση. Έπειτα, μετά από το πέρασμα του ρευστού από την εκτονωτική διάταξη μετατρέπεται σε μίγμα υγρού-ατμού σε χαμηλή και σταθερή πίεση. Αυτό επιτυγχάνεται μέσω της αλλαγής των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών του ρευστού, όπως είναι η πίεση, η θερμοκρασία και ο όγκος του ψυκτικού ρευστού. Οι δύο πιο συνηθισμένοι τύποι εκτονωτικών διατάξεων είναι η θερμοστατική εκτονωτική βαλβίδα και ο τριχοειδής σωλήνας.

- Θερμοστατική εκτονωτική βαλβίδα

Η θερμοστατική εκτονωτική βαλβίδα [1],[10] είναι ο τύπος εκτονωτικής διάταξης που χρησιμοποιείτε περισσότερο στις αντλίες θερμότητας. Αποτελείται από το σώμα που περικλείει μέσα όλα τα μηχανικά μέρη της διάταξης, το διάφραγμα του οποίου η λειτουργία είναι να κινεί τη βελόνα ανάλογα με τις απαιτήσεις της αντλίας θερμότητας, τη βελόνα που σε συνδυασμό με την έδρα της βαλβίδας χρησιμοποιούνται για τον έλεγχο της παροχής του ψυκτικού και το ελατήριο υπερθέρμανσης το οποίο ανάλογα με την αύξηση της θερμοκρασίας ανυψώνεται με σκοπό την ανύψωση του διαφράγματος το οποίο με τη σειρά του κλείνει τη βαλβίδα ωθώντας την βελόνα μέσα στην έδρα. Τέλος ένα θερμικό αισθητήριο (βολβός) το οποίο συνδέει την άκρη του ατμοποιητή με την κορυφή του διαφράγματος. Η αύξηση της θερμοκρασίας στη έξοδο του ατμοποιητή συνεπάγεται στην αύξηση της πίεσης στην κεφαλή του διαφράγματος, καθώς μέσα στο βολβό περιέχεται ψυκτικό μέσο όμοιων χαρακτηριστικών με αυτό που λειτουργεί το υπόλοιπο σύστημα. Έτσι, όταν η θερμοκρασία εξόδου είναι πολύ υψηλή η πίεση μέσα στο τριχοειδή σωλήνα αυξάνεται με αποτέλεσμα να αυξάνεται η πίεση της κεφαλής της βαλβίδας και έτσι επιτρέπεται η μεγαλύτερη παροχή περισσότερου ψυκτικού μέσου προς τον ατμοποιητή, έτσι ώστε να επιτευχθεί η μέγιστη αποδοτικότητα της αντλίας θερμότητας.

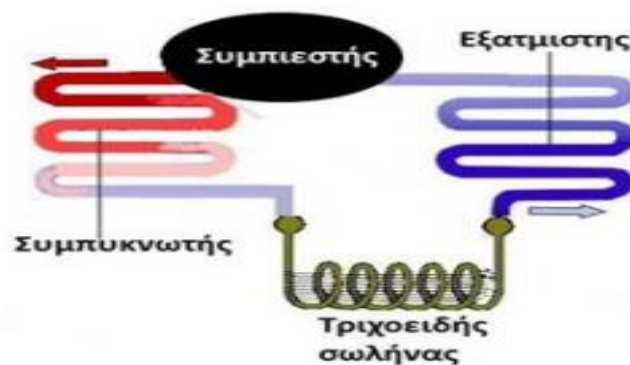


Εικόνα 13 Θερμοστατική εκτονωτική βαλβίδα [10]

- Τριχοειδής σωλήνας

Ο τριχοειδής σωλήνας είναι μία διάταξη που αποτελείται από έναν λεπτό σωλήνα δύο διαμέτρων (0,8mm-1.4mm η μικρή διάμετρος και έως 30mm μεγάλης διαμέτρου). Το ρευστό εισέρχεται σε υψηλή πίεση εντός του σπειροειδή σωλήνα και καθώς τον διανύει και αυξάνεται η διατομή του η πίεση του

ελαττώνεται. Είναι ένα εξάρτημα με πολύ απλή λειτουργία και κόστος κατασκευής αλλά μειονεκτεί στον ότι δεν είναι δυνατή η ρύθμιση της παροχής καθώς και η πιθανότητα απόφραξης του λόγω στερεών σωματιδίων.



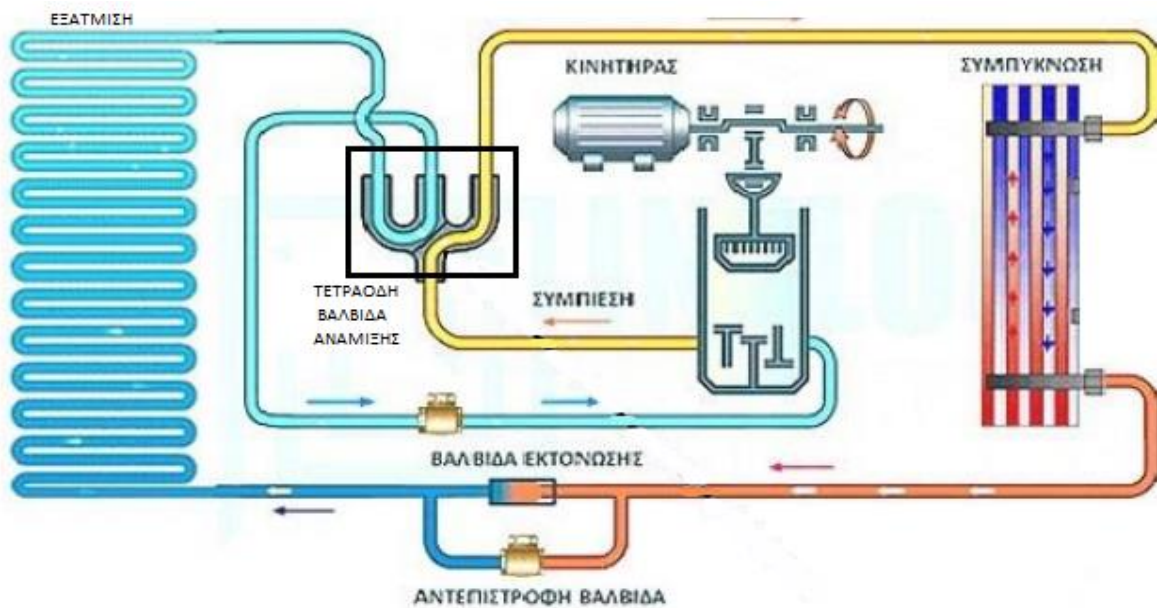
Εικόνα 14 Εκτόνωση μέσω τριχοειδή σωλήνα [1]

2.2.5 Ψυκτικά μέσα

Το ψυκτικό μέσο είναι ίσως το σημαντικότερο κομμάτι μίας αντλίας θερμότητας. Ως ψυκτικό μέσο ορίζεται κάθε ρευστό το οποίο έχει τη δυνατότητα να μεταφέρει τη θερμότητα εντός μίας ψυκτικής εγκατάστασης και στην δική μας περίπτωση εντός μίας αντλίας θερμότητας. Βασικός σκοπός των ψυκτικών μέσων είναι η απορρόφηση θερμότητας από το περιβάλλον και η πρόσδοσή της στο χώρο η μέσο που θέλουμε να θερμάνουμε κατά τη διάρκεια της θέρμανσης, ενώ κατά την διάρκεια της ψύξης η απορρόφηση γίνεται από το χώρο η μέσο που θέλουμε να ψύξουμε και η απόρριψη της στο περιβάλλον. Οι βασικές κατηγορίες ψυκτικών μέσων που χρησιμοποιούνται στις αντλίες θερμότητας είναι τα φυσικά ρευστά, υδροφθοράνθρακες, οι χλωροφθοράνθρακες και οι υδρογονοχλωροφθοράνθρακες με τις δύο τελευταίες κατηγορίες να έχουν αποσυρθεί πλέον εξαιτίας την μόλυνσης που προκαλούν στο περιβάλλον. Στην Ενότητα 4 θα ακολουθήσει εκτενέστερη ανάλυση παλαιών και σύγχρονων ψυκτικών μέσων.

2.2.6 Διάταξη αντίστροφης λειτουργίας

Άλλο ένα εξάρτημα μίας αντλίας θερμότητας είναι η διάταξη αντίστροφης λειτουργίας. Η διάταξη αυτή δίνει τη δυνατότητα στο χρήστη να εναλλάξει ανάμεσα στη λειτουργία της θέρμανσης και της ψύξης ανάλογα με το ποιο ορίζει εκείνος ως σύστημα υψηλής θερμοκρασίας και ποιο ως χαμηλής θερμοκρασίας. Η εναλλαγή αυτή της λειτουργίας επιτυγχάνεται μέσω μίας τετράοδης βαλβίδας ανάμιξης. Η βαλβίδα αυτή τοποθετείται μετά τον συμπιεστή και έχει τη δυνατότητα να κατευθύνει το ρευστό από τον συμπιεστή προς τον ατμοποιητή και από τον συμπιεστή προς τον συμπυκνωτή. Πιο αναλυτικά όταν επιθυμείτε η θέρμανση ενός χώρου ή μέσου τότε το ψυκτικό μέσο ακολουθεί κανονικά τη διαδρομή από τον συμπιεστή, έχοντας υψηλή θερμοκρασία και πίεση, προς τον συμπυκνωτή, ώστε να αποβάλλει την περίσσεια θερμότητα στο μέσο που θέλουμε να θερμάνουμε. Αντίστροφα κατά τη λειτουργία της ψύξης το ρευστό ανακατευθύνεται προς τον ατμοποιητή όπου αποβάλλει τη περίσσεια θερμότητα στο περιβάλλον και κατευθύνεται με χαμηλή θερμοκρασία πλέον προς τον συμπυκνωτή, όπου προσλαμβάνει θερμότητα και κατευθύνεται προς τον συμπιεστή. Έτσι, επιτυγχάνεται η ψύξη του χώρου η του μέσου.



Εικόνα 15 Αναστροφή λειτουργίας με τη χρήση τετράοδης βαλβίδας ανάμειξης [1]

2.2.7 Διάφορα μέσα και εξαρτήματα

Παραπάνω αναλύθηκαν όλα τα βασικά μέρη που αποτελούν μία αντλία θερμότητας. Ωστόσο υπάρχουν και άλλα εξαρτήματα τα οποία μπορεί να μην έχουν τόσο ζωτικής σημασίας ρόλο αλλά είναι απαραίτητα για την εύρυθμη και ασφαλή λειτουργία της αντλίας θερμότητας. Μερικά εξ αυτών αναφέρονται παρακάτω:

- Διαχωριστής λαδιού: Διαχωρίζει τον υπέρθερμο ατμό από τυχόν λιπαντικά έλαια με τα οποία μπορεί να έχει αναμιχθεί κατά την έξοδο του από τον συμπιεστή.
- Βαλβίδες αντεπιστροφής: Επιτρέπουν τη ροή του ψυκτικού μέσου προς μία και μόνο κατεύθυνση
- Φίλτρο ξηραντήρα: Παρακρατεί στερεά σωματίδια, υδρατμούς ή νερό που μπορεί να εμπεριέχονται στο ψυκτικό μέσο
- Ρυθμιστές πιέσεων
- Ηλεκτρικές μονάδες ελέγχου
- Διατάξεις απόψυξης : Μεριμνούν για την εξάλειψη του πάγου που μπορεί να δημιουργηθεί στους εναλλάκτες.

2.3 Διάκριση αντλιών θερμότητας ανάλογα με την πηγή θερμότητας – αποδέκτη

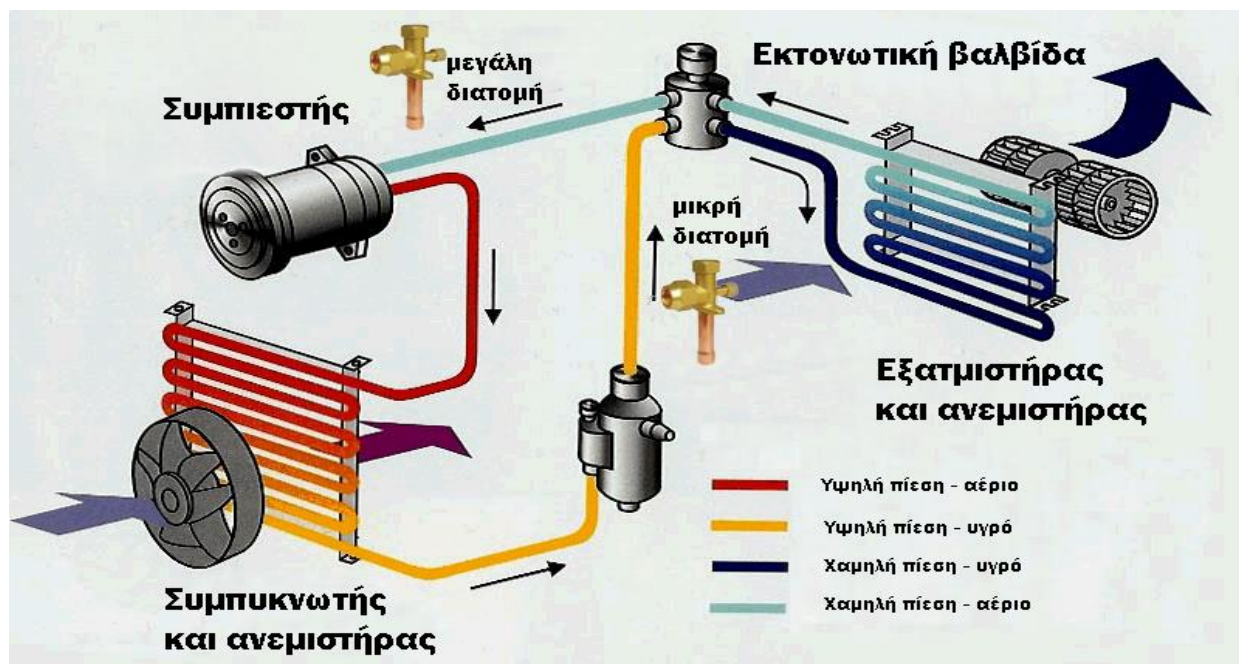
Στην παρούσα εργασία, μέχρι στιγμής έχει αναφερθεί τρόπος λειτουργίας μίας αντλίας θερμότητας καθώς και τα βασικά μέρη τα οποία την αποτελούν. Ιδιαίτερη μνεία πρέπει να γίνει για τον διαχωρισμό των αντλιών θερμότητας ανάλογα με την πηγή που προσλαμβάνουν την θερμότητα και με τον αποδέκτη που την μεταφέρουν [1],[9],[11]. Για να θεωρηθεί ένα μέσο ως πηγή θερμότητας πρέπει να διατηρεί συγκεκριμένη θερμοκρασία και μάλιστα η θερμοκρασία αυτή να είναι μεγαλύτερη από την ατμοποίηση του ψυκτικού ρευστού, ενώ για να ορισθεί ένα μέσο ως αποδέκτης θερμότητας πρέπει να διατηρεί και

αυτό σταθερή θερμοκρασία η οποία να κατά τη λειτουργία της αντλίας να επιτρέπει τη συμπύκνωση του ψυκτικού ρευστού. Ως πηγή αλλά και ως αποδέκτης θερμότητας μπορεί να θεωρηθεί το νερό, το έδαφος και ο αέρας. Αυτά τα τρία στοιχεία έχουν τη δυνατότητα να κρατήσουν σταθερή θερμοκρασία, καθώς είναι αποθήκες ηλιακής ενέργειας, και με τη χρήση του κατάλληλου ψυκτικού ρευστού αλλά και τις κατάλληλες συνθήκες λειτουργίας της αντλίας θερμότητας μπορούν να ικανοποιηθούν όλες οι απαραίτητες προϋποθέσεις, ώστε να καθιστούν τα στοιχεία αυτά ως πηγές και αποδέκτες θερμότητας.

2.3.1 Αντλίες θερμότητας αέρος – αέρος

Η κατηγορία αυτή αποτελείται από αντλίες θερμότητας που έχουν ως πηγή θερμότητας αλλά και ως αποδέκτη θερμότητας τον αέρα. Θεωρείται πολύ διαδεδομένος τύπος αντλιών θερμότητας, καθώς ο αέρας υπάρχει σε αφθονία στη φύση. Αυτό καθιστά τις εγκαταστάσεις αρκετά ευέλικτες, καθώς μπορούν να εγκατασταθούν σε οποιοδήποτε μέρος, χωρίς περεταίρω ανάγκες βοηθητικών συστημάτων και συγχρόνως τις καθιστά οικονομικά ελκυστικές, αφού περιορίζει το κόστος εγκατάστασης. Στα αρνητικά αυτής της τεχνοτροπίας συγκαταλέγεται η δημιουργία παγετού κατά τη διάρκεια λειτουργίας της αντλίας σε χαμηλές θερμοκρασίες. Πιο αναλυτικά όταν η εξωτερική θερμοκρασία του εναλλάκτη είναι στους μηδέν βαθμούς Κελσίου ή χαμηλότερα και θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου είναι σημαντικά χαμηλότερη από αυτή του περιβάλλοντος τότε δημιουργούνται συμπυκνώματα στον εναλλάκτη που σε συνδυασμό με την χαμηλή θερμοκρασία του αέρα μετατρέπονται σε πάγο. Η κατάσταση αυτή μειώνει αρκετά την αποδοτικότητα της αντλίας θερμότητας, καθώς παρεμποδίζει την εναλλαγή θερμότητας του εναλλάκτη με την πηγή θερμότητας. Λύση σε αυτό το πρόβλημα καλείται να δώσει η αποπάγωση, κατά την οποία είτε να αντιστροφή του κύκλου λειτουργίας είτε με ηλεκτρικές αντιστάσεις επιτυγχάνεται η παροχέτευση θερμού ψυκτικού μέσου στον εναλλάκτη με αποτέλεσμα το λιώσιμο του πάγου που σχηματίστηκε. Θεωρητικά η μέθοδος αυτή μπορεί να επιτευχθεί σε έως και μείον δεκαπέντε βαθμούς Κελσίου εξωτερική θερμοκρασία, ωστόσο για θερμοκρασίες μικρότερες των μείον πέντε βαθμών Κελσίου για εξωτερική θερμοκρασία η μέθοδος αυτή καθίσταται μη αποδοτική, λόγω της μεγάλης δαπάνης ενέργειας που απαιτεί η αποπάγωση.

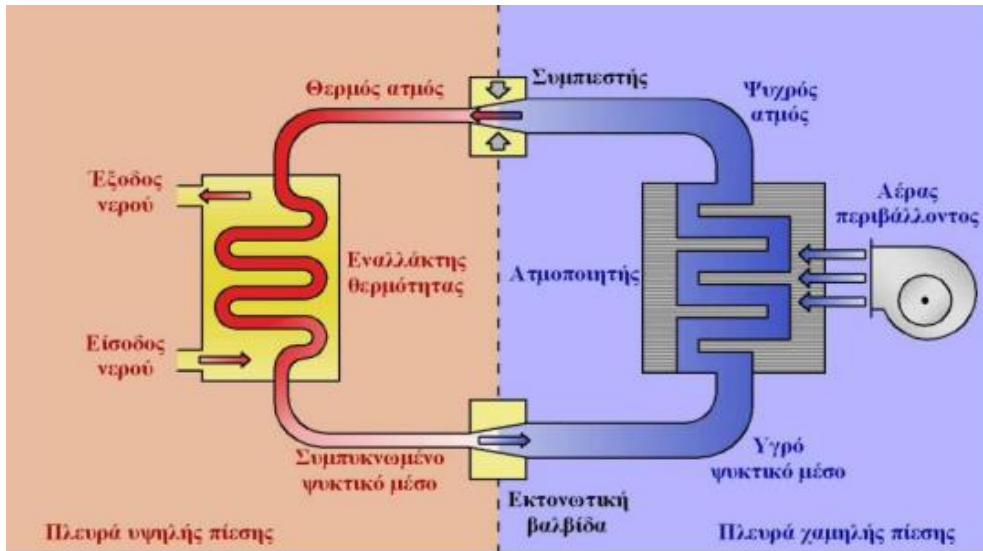
Μία ακόμα σημαντική παράμετρος που θα πρέπει να υπολογισθεί κατά την επιλογή αντλίας θερμότητας αυτού του είδους είναι η κατανομή της θερμοκρασίας του εξωτερικού χώρου, καθώς αυτή μειώνεται. Με άλλα λόγια κατά τη θερμαντική λειτουργία όσο μειώνεται η εξωτερική θερμοκρασία του περιβάλλοντος τόσο μειώνεται και η θερμαντική ικανότητα της αντλίας. Για αυτό και επιλέγονται αντλίες οι οποίες δε έχουν πολύ μεγάλη ψυκτική ισχύ ανάλογα πάντα με τις απαιτήσεις του εκάστοτε χώρου. Σε περίπτωση μη κάλυψης των αναγκών από μία θερμοκρασία και κάτω χρησιμοποιούνται βοηθητικά συστήματα θέρμανσης.



Εικόνα 16 Διάγραμμα λειτουργίας αντλίας θερμότητας αέρος – αέρος [12]

2.3.2 Αντλίες θερμότητας αέρος – νερού

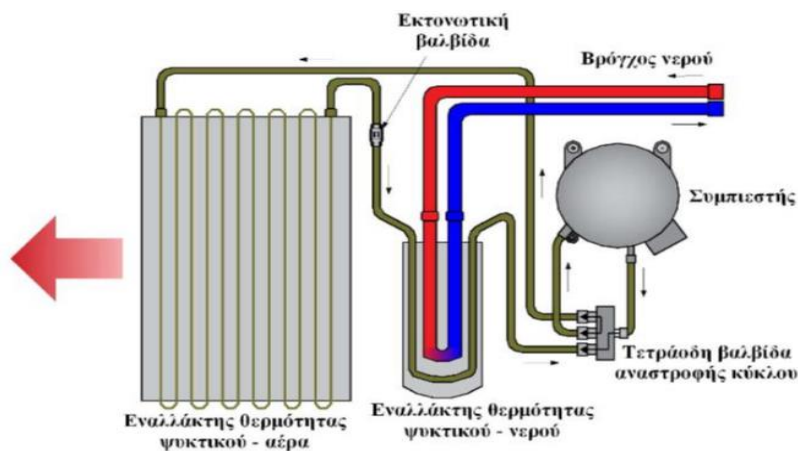
Η συγκεκριμένη κατηγορία αντλιών θερμότητας εμφανίζει πολλές ομοιότητες με μία ωστόσο ειδοποιώ διαφορά. Η διαφορά αυτή είναι ότι το μέσο-αποδέκτης είναι το νερό και όχι ο αέρας. Αυτή η διαφορά τις καθιστά εξαιρετική επιλογή για οικιακή χρήση αλλά και χρήση σε μεγάλα κτηριακά συγκροτήματα, καθώς μπορεί να εκμεταλλευτεί το ήδη υπάρχον σύστημα διανομής θέρμανσης από συμβατικούς λέβητες. Στις αντλίες αυτού του τύπου συνεργάζονται δύο κλειστά κυκλώματα, εκείνο του ψυκτικού μέσου και εκείνου του νερού. Κατά τη λειτουργία της αντλίας θερμότητας ο ρόλος του ψυκτικού μέσου είναι αυτός που έχει αναφερθεί παραπάνω, δηλαδή η μεταφορά θερμότητας από το περιβάλλον προς το σύστημα διανομής θερμότητας κατά τη διάρκεια την θέρμανσης ή η μεταφορά θερμότητα από το σύστημα διανομής προς το περιβάλλον κατά τη διάρκεια της ψύξης. Το κύκλωμα το ψυκτικού μέσου συναντά το κύκλωμα του νερού στον ένα εκ των δύο εναλλακτών θερμότητας που υπάρχουν σε μία αντλία θερμότητας. Κύριος ρόλος του είναι η μεταφορά θερμότητας από και προς τον χώρο που θέλουμε να θερμάνουμε/ψύξουμε ανάλογα με την λειτουργία που εκτελείτε κάθε φορά. Οι αντλίες θερμότητας νερού αέρος χωρίζονται σε δύο κατηγορίες οι οποίες είναι η υψηλών θερμοκρασιών που μπορούν να θερμάνουν το νερό έως και τους ογδόντα βαθμούς Κελσίου και η χαμηλών θερμοκρασιών που θερμαίνουν το νερό από τριάντα έως πενήντα βαθμούς Κελσίου.



Εικόνα 17 Διάγραμμα λειτουργίας αντλίας θερμότητας αέρος – νερού [9]

2.3.3 Αντλίες θερμότητας νερού – αέρος

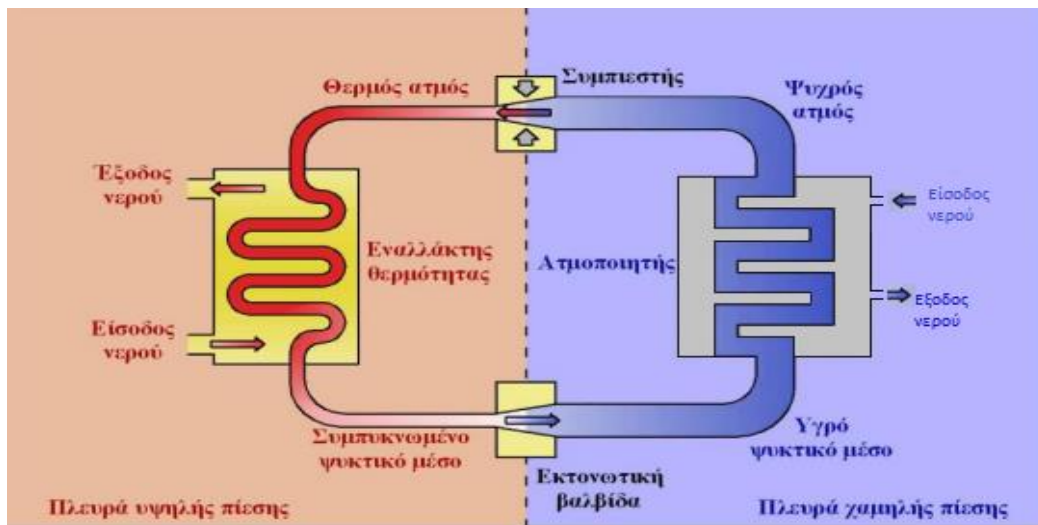
Θεωρείτε ένας τύπος αντλιών θερμότητας που δεν είναι ιδιαίτερα διαδεδομένος εξαιτίας της ανάγκης του για ύπαρξη συγκεκριμένου σημείου με νερό (όπως πηγάδια, ποτάμια, λίμνες) για την λειτουργία της αντλίας. Το νερό ως πηγή θερμότητας εμφανίζει ξεκάθαρη υπεροχή σε σχέση με τον αέρα, καθώς διατηρεί σταθερή θερμοκρασία την ώρα που η θερμοκρασία του αέρα μειώνεται, συνεπώς εδώ δεν υπάρχουν ανάγκες βοηθητικών συστημάτων για την κάλυψη θερμικών αναγκών. Στα αρνητικά του συγκαταλέγονται η διάβρωση που προκαλείτε στον εναλλάκτη από το νερό εξ αιτίας των αλάτων που περιέχει, για αυτό και τοποθετούνται διατάξεις για την προστασία των μηχανικών μερών από τη διάβρωση. Στις συγκεκριμένες αντλίες θερμότητας ο εξωτερικός εναλλάκτης θερμότητας είναι βυθισμένος μέσα στο νερό και ανάλογα με την λειτουργία που εκτελεί κάθε φορά απορροφά ή απορρίπτει θερμότητα σε αυτό. Η λειτουργία του ψυκτικού μέσου είναι και εδώ ακριβώς ίδια με τις αντλίες αέρος – αέρος. Τέλος ο εσωτερικός εναλλάκτης μεταφέρει τη θερμότητα από το ψυκτικό προς τον αέρα και το αντίστροφο.



Εικόνα 18 Διάγραμμα λειτουργίας αντλίας θερμότητας νερού – αέρος [9]

2.3.4 Αντλίες θερμότητας νερού – νερού

Στην κατηγορία αυτή εφαρμόζονται οι ίδιες αρχές που ισχύουν και στις αντλίες θερμότητας νερού – αέρος. Η διαφορά και σε αυτή τη περίπτωση είναι ότι το κύκλωμα διανομής/απαγωγής θερμότητας από τον εσωτερικό χώρο διαρρέεται από νερό και συνήθως η λειτουργίες αυτές γίνονται είτε με τη χρήση fan-coils είτε με στοιχεία κλιματιστικών μονάδων. Στις συγκεκριμένες αντλίες θερμότητας και οι δύο εναλλάκτες είναι βυθισμένοι μέσα το νερό. Όπως και οι αντλίες θερμότητας αέρος-νερού μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε κατοικίες, ωστόσο η ανάγκη για σημείο με νερό τις καθιστά απαγορευτική επιλογή για τις μεγάλες πόλεις. Ωστόσο, μπορούν να αποκτήσουν μεγάλη χρησιμότητα στον βιομηχανικό τομέα, καθώς συνήθως στον βιομηχανικές περιοχές υπάρχει ανάγκη για αποθήκες νερού.



Εικόνα 19 Διάγραμμα λειτουργίας αντλίας θερμότητας νερού – νερού [9]

2.3.5 Αντλίες θερμότητας εδάφους – αέρα / εδάφους – νερού

Οι αντλίες θερμότητας που έχουν ως πηγή θερμότητας το έδαφος εκμεταλλεύονται το γεγονός ότι το έδαφος θεωρείται ικανοποιητική αποθήκη ηλιακής ενέργειας. Πιο συγκεκριμένα, το έδαφος σε βάθος δύο έως τριών μέτρων τείνουν να διατηρούν σταθερή θερμοκρασία από δέκα έως δεκαοκτώ βαθμούς Κελσίου καθ' όλη τη διάρκεια του έτους. Επιπλέον, από πέντε έως δεκαπέντε μέτρα βάθος η θερμοκρασία είναι σταθερή και ίση με τη μέση ετήσια της εκάστοτε περιοχής, ενώ από τα 15 μέτρα και βαθύτερα ανά τριάντα μέτρα αυξάνεται ανά ένα βαθμό Κελσίου ανά τριάντα μέτρα, λόγω της θερμότητας που εκλύει ο πυρήνας της γης. Έχοντας λοιπόν την πηγή θερμότητας ο τρόπος για να εκμεταλλευθεί είναι με τη χρήση γεωεναλλακτών θερμότητας, με τις πιο διαδεδομένες κατηγορίες γεωεναλλακτών να είναι οι κάθετοι και οι οριζόντιοι. Οι κάθετοι γεωεναλλάκτες κατασκευάζονται από πολυαιθυλένιο και τοποθετούνται σε βάθος μέχρι 15 μέτρα, ωστόσο έχουν μεγάλο κόστος εγκατάστασης εξαιτίας του βάθους τοποθέτησης. Από την άλλη πλευρά οι οριζόντιοι γεωεναλλάκτες εγκαθίστανται σε βάθος από 0,8 μέτρα έως 2 μέτρα, γεγονός που τους καθιστά οικονομικότερη επιλογή, και έχουν το ίδιο υλικό κατασκευής με τους κάθετους. Ωστόσο λόγω των μεγαλύτερων θερμοκρασιών που επικρατούν με μεγαλύτερα βάθη, οι οριζόντιοι γεωεναλλάκτες χρειάζονται μεγαλύτερη συλλεκτική επιφάνεια σε σχέση με τους κάθετους. Γενικότερα οι

αντλίες θερμότητας εδάφους έχουν κόστος κατασκευής περίπου 30% -50% μεγαλύτερο από εκείνες του αέρα, ωστόσο μετά την εγκατάστασή τους τα ετήσια έξοδα συντήρησης στη διάρκεια ζωής τους είναι μικρότερα εξαιτίας του COP που κυμαίνεται κοντά στο 3 σε αντίθεση με του αέρα που κυμαίνεται στο 2. Η υπόλοιπη διαδικασία απαγωγής και πρόσδοσης θερμότητας είναι ακριβώς η ίδια με αυτή που περιγράφηκε στους προηγούμενους τύπους αντλιών θερμότητας, ενώ δίνεται η δυνατότητα να χρησιμοποιηθεί και ο αέρας και το νερό ως μέσο μεταφοράς της θερμότητας στον εσωτερικό χώρο, όπως ακριβώς αναφέρθηκε παραπάνω.



Εικόνα 20 Διάγραμμα λειτουργίας αντλίας θερμότητας εδάφους – νερού[23]

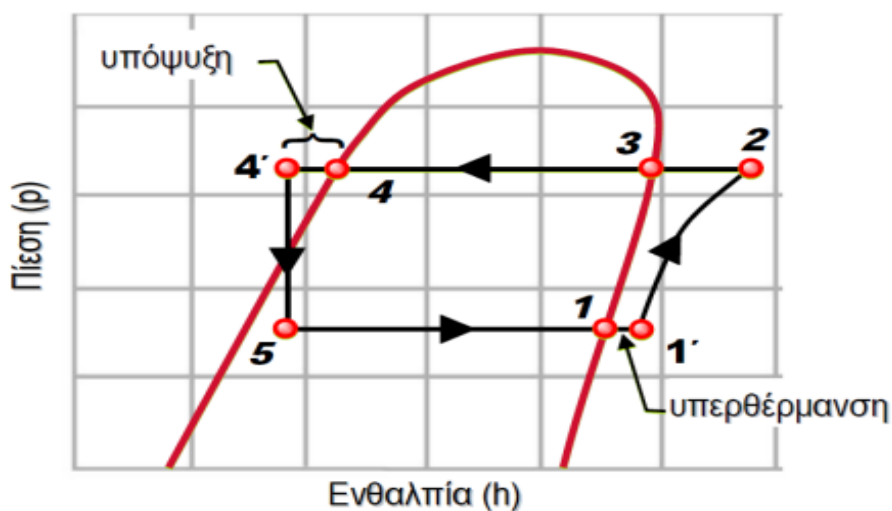
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο : Θερμοδυναμική ανάλυση του κύκλου λειτουργίας των αντλιών θερμότητας αέρος-νερού

3.1 Ανάλυση κύκλων λειτουργίας

Στη σύγχρονη εποχή οι πλειοψηφία των αντλιών θερμότητας χρησιμοποιεί για την λειτουργία της τον κλειστό κύκλο συμπίεσης ατμών. Ο κύκλος αυτός χρησιμοποιεί την συμπίεση και την εκτόνωση του ψυκτικού μέσου για την ομαλή λειτουργία της αντλίας θερμότητας, όπως έχει περιγραφεί στα προηγούμενα κεφάλαια. Ωστόσο, μέχρι στιγμής έχουμε περιγράψει τη διαδικασία η οποία ακολουθείτε από τα διάφορα μηχανικά μέρη και το ψυκτικό ρευστό για την επίτευξη του επιθυμητού αποτελέσματος, όμως δεν έχουμε αναφέρει τι συμβαίνει στο ψυκτικό μέσο κατά τις επιμέρους διαδικασίες, δηλαδή δεν έχουμε κάνει τη θερμοδυναμική ανάλυση του κύκλου αυτού η οποία γίνεται παρακάτω.

3.1.1 Ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω οι περισσότερες αντλίες θερμότητας αέρος – νερού χρησιμοποιούν κατά τη λειτουργία του τον ψυκτικό κύκλο συμπίεσης ατμών. Ο συγκεκριμένος κύκλος λειτουργίας περιγράφεται παρακάτω βασιζόμενος στο διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας (Mollier) που ακολουθεί.



Εικόνα 21 Διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας του ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών [1]

- Μεταβολή 1-1': Στην μεταβολή αυτή παρατηρούμε ότι το ψυκτικό μέσο από το σημείο ένα που είναι σε κατάσταση κεκορεσμένου ατμού πηγαίνει σε φάση υπέρθερμου ατμού, αυτό συμβαίνει γιατί αν το ρευστό συμπιεστεί σε κατάσταση κεκορεσμένου ατμού μπορεί να δημιουργηθούν σταγόνες υγρού στο συμπιεστή γεγονός που συμβάλει στη μη ομαλή λειτουργία του συμπιεστή. Η απορρόφηση θερμότητας γίνεται από τον ατμοποιητή που εξασφαλίζει και την υπερθέρμανση του ρευστού
- Μεταβολή 1'-2: Στην συγκεκριμένη μεταβολή βλέπουμε μία απότομη αύξηση στην πίεση του ψυκτικού μέσου, γεγονός που δικαιολογείται από την είσοδο του ρευστού στον συμπιεστή. Πιο συγκεκριμένα το ρευστό σε μορφή υπέρθερμου ατμού εισέρχεται στον συμπιεστή, όπου και η πίεση του αυξάνεται, με τη δαπάνη μηχανικού έργου που μετουσιώνεται σε θερμότητα, συμβάλλοντας στην αύξηση της θερμοκρασίας και κατά συνέπεια και ενθαλπίας του ρευστού. Στο σημείο 2 το ρευστό βρίσκεται ακόμα στη φάση του υπέρθερμου ατμού και σε υψηλή πίεση.

- Μεταβολή 2-3: Κατά τη διάρκεια της διεργασίας αυτής ο υπέρθερμος ατμός του σημείου 2 έχει εισέλθει στον συμπυκνωτή και παρατηρείτε η ψύξη του υπέρθερμου ατμού μέχρι το σημείο όπου μετουσιώνεται σε κεκορεσμένο ατμό.
- Μεταβολή 3-4: Εδώ παρατηρείτε η περεταίρω ψύξη του ψυκτικού μέσου το οποίο πλέον εισέρχεται σε κατάσταση 2 φάσεων. Ειδικότερα, όπως προαναφέρθηκε το ρευστό στη κατάσταση 3 βρίσκεται σε κατάσταση κεκορεσμένου ατμού και βρίσκεται εντός του συμπυκνωτή, όπου εκεί απορρίπτει θερμότητα προς το περιβάλλον διατηρώντας σταθερή πίεση. Η διαδικασία αυτή συμβαίνει μέχρι το ψυκτικό μέσο να βρεθεί σε κατάσταση κεκορεσμένου υγρού χωρίς τη ύπαρξη ατμού. Αυτό απεικονίζεται στο διάγραμμα με το σημείο 4. Αξίζει να επισημανθεί ότι στην περίπτωση που μελετάμε το μέσο στο οποίο αποδίδεται η θερμότητας από το ψυκτικό μέσο είναι το νερό στην περίπτωση της θέρμανσης και ο αέρας του περιβάλλοντος στην περίπτωση της ψύξης.
- Μεταβολή 4-4': Αυτό το κομμάτι του διαγράμματος αναφέρεται στην υπόψυξη του ατμού υπό σταθερή πίεση. Όπως παρατηρείτε το ρευστό πλέον εισέρχεται σε κατάσταση υπόψυκτου υγρού, προτού φτάσει στην εκτονωτική βαλβίδα. Αυτό συμβαίνει για δύο λόγους, ο ένας είναι ότι επιθυμείτε στην εκτονωτική βαλβίδα να μην υπάρχει ψυκτικό σε μορφή ατμού για την ομαλή της λειτουργία, αλλά και γιατί με αυτό το τρόπο επιτυγχάνεται η απόδοση μεγαλύτερης ποσότητας θερμότητας από τον συμπυκνωτή αυξάνοντας ή η εκμετάλλευση από άλλο εναλλάκτη έτσι την απόδοση της αντλίας θερμότητας.
- Μεταβολή 4'-5: Σε αυτό το κομμάτι του διαγράμματος παρατηρείτε η εκτόνωση της πίεσης του ψυκτικού μέσου υπό σταθερή ενθαλπία και εισέρχεται σε κατάσταση υγρού ατμού. Η εκτόνωση αυτή συμβαίνει στη εκτονωτική διάταξη και έχει ως σκοπό την μείωση της πίεσης στην κατάσταση που βρισκόταν πριν την είσοδο του ψυκτικού στον συμπιεστή, ενώ ταυτόχρονα ελαττώνεται και η θερμοκρασία του ψυκτικού.
- Μεταβολή 5-1: Τέλος, η μοναδική διεργασία που απέμεινε πριν τη επανάληψη του κύκλου είναι η απορρόφηση θερμότητας από τον ατμοποιητή έτσι ώστε να αυξηθεί η ενθαλπία του ψυκτικού μέσου. Πιο αναλυτικά το ψυκτικό εισέρχεται σε κατάσταση υγρού ατμού εισέρχεται στον ατμοποιητή όπου λαμβάνει θερμότητα από τη εξωτερική πηγή, που στην περίπτωση μας είναι ο αέρας στην περίπτωση θέρμανσης ενός χώρου, και το νερό στη περίπτωση ψύξης ενός χώρου. Τονίζεται ότι η ατμοποίηση επιτυγχάνεται σε σταθερή θερμοκρασία που αντιστοιχεί στη πίεση που έχει το ψυκτικό μέσο.

3.2 Συντελεστής συμπεριφοράς (COP)

Ο συντελεστής συμπεριφοράς [13] μίας αντλίας θερμότητας είναι ένα αδιάστατο μέγεθος το οποίο δείχνει πόσο αποδοτική είναι μία ψυκτική μηχανή. Το παραπάνω μέγεθος μπορεί να διαχωριστεί σε θεωρητικό συντελεστή συμπεριφοράς (COP_{th}) και πραγματικό συντελεστή συμπεριφοράς (COP_{ef}). Ως θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς ορίζεται ως το πηλίκο της ψυκτικής ισχύος (Q_e) που διαθέτει η αντλία θερμότητας ως προς την θεωρητική απαιτούμενη ισχύ του συμπιεστή (W_s), ενώ ο πραγματικός συντελεστής συμπεριφοράς ορίζεται ως το πηλίκο της ψυκτικής ισχύος (Q_e) ως προς την ισχύ που

προσδίδεται στην άτρακτο του συμπιεστή (W_{ef}). Στο αποτέλεσμα που προκύπτει από τον πραγματικό συντελεστή συμπεριφοράς περιέχονται όλες οι εσωτερικές απώλειες του συμπιεστή, των εναλλακτών, των σωληνώσεως και των άλλων εξαρτημάτων, ενώ για τον θεωρητικό συντελεστή συμπεριφοράς είναι αρκετό να καθορισθεί ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης. Οι τύποι που χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό των δύο παραπάνω μεγεθών παρουσιάζονται παρακάτω.

- $$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_e}{W_S} = \frac{h_1 - h_4'}{h_2 - h_1'} \quad (1)$$

- $$COP_{ef} = \frac{\dot{Q}_e}{W_{ef}} \quad (2)$$

Οι τιμές του COP για αντλίες θερμότητας με πηγή θερμότητας τον αέρα κυμαίνονται από 2 έως 4 με την συχνότερη τιμή να είναι το 3. Αυτό πρακτικά σημαίνει ότι το 1kW ηλεκτρικής ενέργειας που θα καταναλωθεί στον συμπιεστή αντιστοιχεί σε 3kW μεταφερόμενης θερμότητας. Αξίζει να σημειωθεί ότι οι παραπάνω δείκτες υπολογίζονται πειραματικά σε εργαστηριακές συνθήκες για αυτό και αποκλίνουν κατά ένα βαθμό από την πραγματικότητα.

Τέλος υπάρχει ένα αντίστοιχο μέγεθος το οποίο προσδιορίζει την αποδοτικότητα του κύκλου ψυκτικού Carnot. Το μέγεθος αυτό ονομάζεται συντελεστής συμπεριφοράς ψυκτικού κύκλου Carnot (COP_c). Ο τύπος από τον οποίο προκύπτει είναι ο εξής:

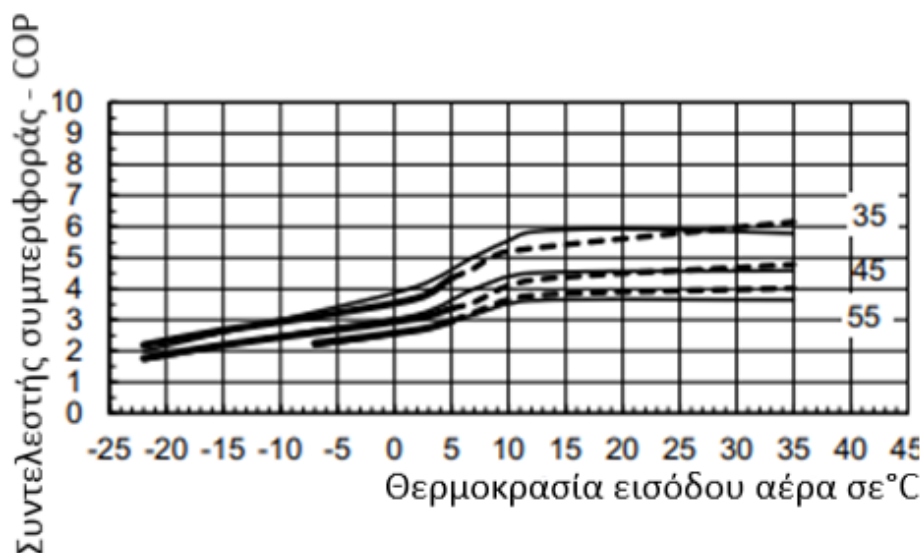
- $$COP_c = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_c - \dot{Q}_e} = \frac{T_e \cdot \Delta S}{(T_c - T_e) \cdot \Delta S} = \frac{1}{1 - \frac{T_c}{T_e}} \quad (3)$$

όπου T_e είναι η θερμοκρασία ψύξης και T_c είναι η θερμοκρασία απόρριψης της θερμότητας.

Αξίζει επιπλέον να σημειωθεί ότι το ηλίκο του θεωρητικού συντελεστή συμπεριφοράς και του συντελεστή συμπεριφοράς του ψυκτικού κύκλου Carnot ορίζεται ως ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης. Το ηλίκο αυτό έχει την τάση να ελαττώνεται όσο η θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στη θερμοκρασία ψύξης και στην θερμοκρασία απόρριψης της θερμότητας μειώνεται. Ωστόσο ακόμα και σε συστήματα κλιματισμού με μικρή θερμοκρασιακή διαφορά ο συντελεστής αυτός δεν ξεπερνά το 0,9.

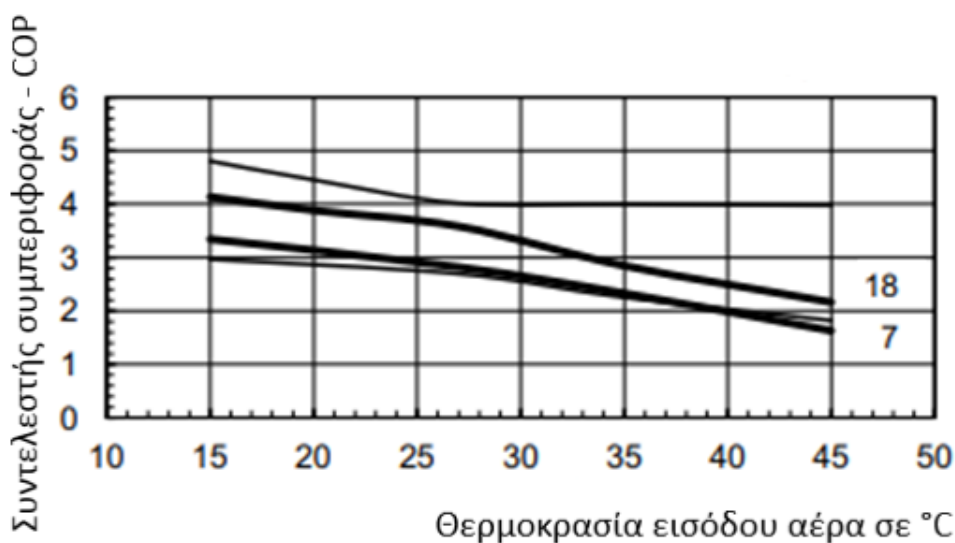
3.2.1 Επιρροή θερμοκρασίας στον συντελεστή συμπεριφοράς

Όπως παρατηρείτε από τις παραπάνω σχέσεις ο συντελεστής συμπεριφοράς της αντλίας έχει άμεση εξάρτηση από την θερμοκρασία του μέσου που αντλείτε η θερμότητα αλλά και από το μέσω στο οποίο αποδίδεται η θερμότητα. Ειδικότερα, όσο μικρότερος είναι ο λόγος αυτών των δύο θερμοκρασιών τόσο μεγαλύτερος είναι και ο συντελεστής συμπεριφοράς της αντλίας. Το ισχυρισμό αυτό καλείτε να αποδείξει το παρακάτω διάγραμμα [14] του κατασκευαστή της αντλίας θερμότητας που θα χρησιμοποιηθεί παρακάτω στην εν λόγω εργασία.



Εικόνα 22 Διάγραμμα συσχέτισης COP - θερμοκρασίας εισόδου αέρα για λειτουργία θέρμανσης [14]

Το διάγραμμα αυτό παρουσιάζει τον συντελεστή συμπεριφοράς συναρτήσει της εξωτερικής θερμοκρασίας για διάφορες θερμοκρασίες νερού θέρμανσης. Στον οριζόντιο άξονα αναγράφονται οι θερμοκρασίες του εξωτερικού αέρα, στον κάθετο άξονα απεικονίζεται ο στιγμιαίος συντελεστής συμπεριφοράς και τέλος οι 3 καμπύλες απεικονίζουν τον συντελεστή συμπεριφορά για κάθε μία από τις αναγραφόμενες θερμοκρασίες για μια συγκεκριμένη θερμοκρασία νερού θέρμανσης. Παρατηρείτε ότι στις πολύ χαμηλές εξωτερικές θερμοκρασίες που η θερμοκρασιακή διαφορά είναι μεγάλη ο συντελεστής συμπεριφοράς είναι μικρός, ενώ όσο η θερμοκρασιακή διαφορά ελαττώνεται τόσο αυξάνεται ο συντελεστής συμπεριφοράς. Ωστόσο αξίζει αν σημειωθεί ότι και οι 2 αυτές θερμοκρασίες πρέπει να είναι εντός ορίων λειτουργίας που ορίζει ο κατασκευαστής. Παρακάτω ακολουθεί το αντίστοιχο διάγραμμα για την λειτουργία της ψύξης.



Εικόνα 23 Εικόνα 22 Διάγραμμα συσχέτισης COP - θερμοκρασίας εισόδου αέρα για λειτουργία ψύξης [14]

Η περιγραφή του παραπάνω διαγράμματος είναι ακριβώς η ίδια με του προηγούμενου. Σε αυτό το διάγραμμα παρουσιάζεται η συμπεριφορά του στιγμιαίου βαθμού απόδοσης συναρτήσει των θερμοκρασιών για τη λειτουργία της ψύξης. Εδώ παρατηρείται ότι για χαμηλές εξωτερικές θερμοκρασίες ο συντελεστής συμπεριφοράς είναι μεγαλύτερος, ενώ όσο αυξάνεται η εξωτερική θερμοκρασία, συνεπώς και η θερμοκρασιακή διαφορά, ο συντελεστής συμπεριφοράς ελαττώνεται.

3.2.2 Εποχιακός συντελεστής συμπεριφοράς

Ο εποχιακός συντελεστής συμπεριφοράς [9] είναι η πιο ρεαλιστική μορφή του συντελεστή αποδοτικότητας. Είναι ο λόγος της συνολικής ανάγκης σε θέρμανση και ψύξη σε βάθος ενός έτους προς την συνολικά καταναλισκόμενη ενέργεια (σε αυτή συμπεριλαμβάνονται και τυχόν υπάρχοντα βοηθητικά συστήματα). Οι συγκεκριμένοι δείκτες περιγράφονται από τις εξής εξισώσεις:

- Για τη λειτουργία της θέρμανσης: $SCOP = \frac{Q_h}{W}$, (4)

όπου Q_h είναι η θερμική ενέργεια που αποδίδει ο συμπυκνωτής και W είναι η συνολικά δαπανώμενη ηλεκτρική ενέργεια σε Watt.

- Για την λειτουργία της ψύξης : $SEER = \frac{Q_c}{W}$, (5)

όπου Q_c είναι η θερμότητα που αφαιρεί ο ατμοποιητής και W είναι η συνολικά δαπανώμενη ηλεκτρική ενέργεια.

Αυτοί οι βαθμοί απόδοσης θεωρείτε ότι αντιστοιχούν περισσότερο στην πραγματικότητα καθώς λαμβάνεται υπόψη η θερμοκρασιακή διακύμανση και η περίοδος αδράνειας

3.2.3 Ενεργειακή αξιολόγηση αντλιών θερμότητας

Στην ενότητα αυτή έγινε αναφορά στον βαθμό απόδοσης των αντλιών θερμότητας. Όπως ειπώθηκε πρωτίτερα ο στιγμιαίος συντελεστής συμπεριφοράς μίας αντλίας θερμότητας αέρος – νερού κυμαίνεται από 2-4 καθώς ο συγκεκριμένος τύπος αντλιών έχει ως πηγή θερμότητας τον αέρα του περιβάλλοντος. Ένα εύλογο ερώτημα το οποίο προκύπτει είναι το πως είναι δυνατόν ένας συντελεστής συμπεριφοράς να είναι μεγαλύτερος της μονάδας. Η απάντηση του παραπάνω προβληματισμού εξηγείτε από το τύπο που ορίζει τον βαθμό απόδοσης, κατά τον οποίο η ενέργεια η οποία προσδίδεται στο σύστημα θεωρείτε μόνο η καταναλισκόμενη ηλεκτρική ισχύς του συμπιεστή, ενώ στην πραγματικότητα προσδίδεται ενέργεια και από το περιβάλλον η οποία παραλείπετε. Η παράλειψη αυτή συμβαίνει ώστε να υπάρχει εύκολη σύγκριση μεταξύ της ενέργειας που καταναλώνεται και της απαιτούμενης ενέργειας για θέρμανση η ψύξη.

Ένας ακόμα παράγοντας που αξίζει θα εξετασθεί σχετικά με την ενεργειακή αξιολόγηση [1] μιας αντλίας θερμότητας είναι αν συμφέρει η χρήση της σε σχέση με ένα συμβατικό σύστημα θέρμανσης. Στις αντλίες θερμότητας αέρος νερού επειδή η προδιδόμενη θερμότητα μεταφέρεται από το περιβάλλον στον στο ψυκτικό μέσο αρκεί να υπολογίσουμε μόνο τη δαπάνη της ηλεκτρικής ενέργειας στον συμπιεστή. Για αυτό τον υπολογισμό έχουμε τις παρακάτω σχέσεις (οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν όπως αναφέρονται στη βιβλιογραφία):

$$P_{el} = Q_{zu} * \eta_{el}, \text{ όπου } P_{el} \text{ είναι η ηλεκτρική ισχύς που καταφθάνει στο συμπιεστή}$$

Q_{zu} είναι η προδιδόμενη ισχύς με τη μορφή πρωτογενούς ενέργειας

η_{el} είναι ο βαθμός απόδοσης παραγωγής της ηλεκτρικής ενέργειας

$Q_h = Q_{zu} * \eta_{θερμ}$, όπου Q_h είναι η αποδιδόμενη θερμότητα

Q_{zu} είναι η προδιδόμενη ισχύς με τη μορφή πρωτογενούς ενέργειας

$\eta_{θερμ}$ είναι ο βαθμός απόδοσης ενός συμβατικού συστήματος θέρμανσης

Από τις δύο παραπάνω σχέσεις σε συνδυασμό με τον τύπο που χρησιμοποιήθηκε για τον προσδιορισμό του COP παράγουν την εξής σχέση:

- $\eta_{θερμ} = COP * \eta_{el}$

Σε ένα συμβατικό σύστημα θέρμανσης θεωρούμε ότι όλη η θερμογόνος ενέργεια του καυσίμου μετατρέπεται σε θερμική ενέργεια συνεπώς το $\eta_{θερμ} = 1$ και γνωρίζουμε από την βιβλιογραφία ότι το $\eta_{le} = 0,33$, άρα αν αντικαταστήσουμε στην παραπάνω σχέση θα δούμε ότι το $COP = 3$. Με βάση τα παραπάνω προκύπτει ο εξής τρόπος αξιολόγησης μιας αντλίας θερμότητας:

- $COP = 3$: τότε η αντλία θερμότητας είναι ενεργειακά ισοδύναμη με ένα συμβατικό σύστημα θέρμανσης
- $COP < 3$: τότε η αντλία θερμότητας είναι ενεργειακά κατώτερη από ένα συμβατικό σύστημα θέρμανσης
- $COP > 3$: τότε η αντλία θερμότητας είναι ενεργειακά ανώτερη από ένα συμβατικό σύστημα θέρμανσης

Τα παραπάνω αποτελέσματα σε συνδυασμό με τον εποχιακό βαθμό απόδοσης της αντλίας είναι τα κύρια χαρακτηριστικά που πρέπει να ληφθούν υπόψη κατά την επιλογή αντλίας θερμότητας.[1]

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο : Ψυκτικά μέσα

4.1 Εισαγωγικά στοιχεία και ιστορική αναδρομή ψυκτικών μέσων

Όπως αναφέρθηκε και στα προηγούμενα κεφάλαια ένα από τα σημαντικότερα στοιχεία μιας αντλίας θερμότητας είναι τα ψυκτικά μέσα [8]. Ως ψυκτικά μέσα, στις αντλίες αυτές, ονομάζονται όλα τα θερμοπαραγωγά ρευστά τα οποία χρησιμοποιούνται για τη μεταφορά θερμότητας από τον/το προς ψύξη χώρο/μέσο στον/στο προς θέρμανση χώρο/μέσο. Για την επίτευξη αυτής της λειτουργίας υπάρχει μεγάλη ποικιλία ψυκτικών μέσων που εμφανίζουν διαφορετικές φυσικές και χημικές ιδιότητες. Μερικές από τις πιο διαδεδομένες κατηγορίες ψυκτικών μέσων είναι τα φυσικά ρευστά (π.χ. αμμωνία), οι χλωροφθοράνθρακες, οι υδροχλωροφθοράνθρακες (που τείνουν να καταργηθούν λόγω περιβαλλοντικών προβλημάτων που δημιουργούν) και οι υδροφθοράνθρακες. Μερικές από αυτές τις κατηγορίες θα αναλυθούν στα συνέχεια του κεφαλαίου.

Ποια είναι όμως η ιστορία των ψυκτικών μέσων και πώς καταλήξαμε να χρησιμοποιούμε τα σύγχρονα ψυκτικά ρευστά;

Το πρώτο ψυκτικό μέσο που χρησιμοποιήθηκε είναι ο αιθυλικός αιθέρας. Ο αιθυλικός αιθέρας έκανε την εμφάνισή του περίπου στο 1850 και προοριζόταν για 'μηχανές ψύξης' που χρησιμοποιούνταν στο εμπόριο όπως τα σύγχρονα ψυγεία. Με το πέρασ του καιρού και την εξέλιξη της τεχνολογίας αυτής ξεκίνησε η χρήση ψυκτικών μηχανών και στον οικιακό τομέα, ωστόσο κατά το 1920 έγινε στόχος αρνητικής δημοσιότητας καθώς υπήρξαν πολλά κρούσματα σοβαρών δηλητηριάσεων ακόμα και θανάτων. Αίτιο αυτών του κρουσμάτων ήταν διαρροές ψυκτικών υγρών από τις ψυκτικές μηχανές. Ειδικότερα την εποχή εκείνη χρησιμοποιούνταν ψυκτικά υγρά υψηλής τοξικότητας, όπως το διοξείδιο του θείου και το μεθυλοχλωρίδιο. Το σκάνδαλο αυτό είχε ως αποτέλεσμα την ανάγκη εύρεσης νέων ψυκτικών μέσων που θα ήταν ασφαλή για την ανθρώπινη ζωή.

Λύση στο πρόβλημα αυτό ήρθαν να δώσουν τα εργαστήρια της General Motors που κατά τη δεκαετία του '30 κατάφεραν να αναπτύξουν μία νέα οικογένεια ψυκτικών μέσων που ονομάστηκαν χλωροφθοράνθρακες και αργότερα του υδροχλωροφθοράνθρακες. Πιο γνωστό ψυκτικό από την οικογένεια αυτή ήταν το R12 γνωστό και ως φρέον, ενώ αξιοσημείωτα είναι επίσης και τα R11, R13, R123 και R124. Η ασφάλεια, η υψηλή αποδοτικότητα και το χαμηλό κόστος παρασκευής έκαναν τη σχετικά νέα αυτή τεχνολογία περισσότερο προσιτή σε περισσότερο κόσμο, καθώς μέχρι τότε αποτελούσε προνόμιο των εύπορων και ιδίως των εμπόρων. Ωστόσο η ευρεία χρήση όμως των παραπάνω κατηγοριών ψυκτικών μέσων είχε ως αποτέλεσμα τη δημιουργία προβλήματος στον στρώμα του όζοντος. Αυτό συνέβαινε γιατί οι κατηγορίες αυτές έχουν σαν βάση το χλώριο, έτσι όταν το ψυκτικό μέσο ανέβαινε ψηλά στην ατμόσφαιρα και συναντούσε υπεριώδη ακτινοβολία τα μόρια του χλωρίου αποσπώνταν με αποτέλεσμα να αποδυναμώνουν το στρώμα του όζοντος. Οι υδροχλωροφθοράνθρακες τείνουν να είναι λιγότερο επιβλαβής για το όζον χωρίς ωστόσο να εξαλείφουν το πρόβλημα.

Η κατάσταση αυτή αντιμετωπίστηκε επιτυχώς με τη είσοδο των υδροφθορανθράκων και την αντικατάσταση προκατόχων τους. Όπως και τα προηγούμενα έτσι και αυτά είναι ασφαλή στη χρήση, αρκετά αποδοτικά, οικονομικά και είχαν ένα ακόμα μεγάλο πλεονέκτημα ότι δεν κατέστρεφαν το όζον. Η χρήση αυτών των ψυκτικών διαδόθηκε ευρέως και χρησιμοποιείτε σε πολλές εγκαταστάσεις ακόμα και σήμερα, ωστόσο το νέο πρόβλημα που προέκυψε είναι ότι οι υδροφθοράνθρακες συμβάλουν καταλυτικά

στην επιδείνωση του φαινομένου του θερμοκηπίου, γεγονός που κάνει επιτακτική την ανάγκη εύρεσης εναλλακτικών ψυκτικών μέσων που θα είναι φιλικότερα προς το περιβάλλον.



Εικόνα 24 Διαχρονική εξέλιξη ψυκτικών μέσων [8]

4.2 Τεχνικά χαρακτηριστικά και ιδιότητες σύγχρονων ψυκτικών μέσων

Όπως αναλύσαμε παραπάνω τα ψυκτικά ρευστά εξελίσσονται εδώ και έναν αιώνα βελτιώνοντας συνεχώς τις ιδιότητες που τα καθιστούν χρήσιμα στη λειτουργία μιας αντλίας θερμότητας. Για να θεωρηθεί ένα ψυκτικό ρευστό κατάλληλο για χρήση θα πρέπει να εμφανίζει τις παρακάτω χημικές και φυσικές ιδιότητες.[8]

Χημικές Ιδιότητες :

1. Χημική ευστάθεια
2. Χημική αδράνεια με τα υλικά που έρχεται σε επαφή
3. Μη αναφλέξιμο
4. Μη εκρηκτικό
5. Μη τοξικό
6. Ανιχνεύσιμο σε διαρροές
7. Να μην αντιδρά με το λιπαντικό του συμπιεστή
8. Να είναι φιλικό με το περιβάλλον

Φυσικές ιδιότητες:

1. Χαμηλή θερμοκρασία συμπύκνωσης

2. Χαμηλή θερμοκρασία ατμοποίησης σε πιέσεις μεγαλύτερες της ατμοσφαιρικής
3. Υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία
4. Χαμηλή θερμοκρασία πήξης
5. Μεγάλη λανθάνουσα θερμοκρασία
6. Χαμηλή τιμή ειδικού όγκου

Παρακάτω ακολουθεί ένας πίνακας που παρουσιάζει κάποιο από τα πιο σημαντικά χαρακτηριστικά των ψυκτικών μέσων τα οποία λαμβάνονται σοβαρά υπόψη για την επιλογή του κατάλληλου μέσου για την εκάστοτε χρήση.

Πίνακας 1 Πίνακας ιδιοτήτων ψυκτικών μέσων [15]

Ιδιότητες ψυκτικών μέσων							
Ψυκτικό Αέριο	Όνομα	Μοριακή Μάζα	Σημείο Βρασμού (°F)	Σημείο Πήξης (°F)	Κρίσιμο Σημείο (Θερμοκρασία) (°F)	Κρίσιμο Σημείο (Πίεση) (psia)	Ειδικός Όγκος (Cu.Ft./lb.)
R-10	Τετραχλωριούχο Ανθρακικό	153.8	170.2	-	-	-	-
R-11	Τριχλωροφθορομεθάνιο	137.37	74.9	-168	388	640	0.0289
R-12	Διχλωροδιφθορομεθάνιο	120.91	-21.8	-252	234	597	0.0287
R-13	Μονοχλωροτριφθορομεθάνιο	104.46	-114.6	-294	84	561	0.0277
R-13B1	Βρωμοτριφθορομεθάνιο	148.91	-72	-270	153	575	0.0215
R-14	Τετραφθορομεθάνιο (Τετραφθοριούχο Άνθρακα)	88	-198.2	-299	-50	543	0.0256
R-21	Διχλωρο-φθορομεθάνιο	102.92	48.1	-211	-	-	-
R-22	Διφθορομονοχλωρομεθάνιο	86.468	-41.3	-256	205	722	0.0305
R-23	Τριφθορομεθάνιο	70	-119.9	-	-	-	-
R-30	Χλωρομεθάνιο	84.9	105.2	-	-	-	-
R-31	Μονοχλωρομονοφθορομεθάνιο	68.5	48	-	-	-	-
R-32	Φθορομεθάνιο	52	-61.4	-	-	-	-
R-40	Χλωρομεθάνιο (Χλωρομεθάνιο)	50.488	-10.7	-144	290	969	0.0454
R-41	Φθορομεθάνιο	34	-109	-	-	-	-
R-50	Μεθάνιο	16.044	-259	-296.6	-	-	-
R-110	Εξαχλωροαιθάνιο	236.8	365	-	-	-	-
R-111	Πενταχλωρομονοφθοροαιθάνιο	220.3	279	-	-	-	-
R-112	Τετραχλωροδιφθοροαιθάνιο	203.8	-	-	-	-	-
R-113	Τριχλωροτριφθοροαιθάνιο	187.39	118	-31	417	499	0.0278
R-114	1,2-διχλωρο-1,1,2,2-τετραφθοροαιθάνιο	170.92	38.4	-137	294	473	0.0275
R-115	Χλωροπενταφθοροαιθάνιο	154.47	-38	-149	176	458	0.0261
R-116	Εξαφθοροαιθάνιο	138	-108.8	-	-	-	-
R-120	Πενταχλωροαιθάνιο	202.3	324	-	-	-	-
R-123	Διχλωροτριφθοροαιθάνιο	152.93	82	-161	363	533	-

R-124	Μονοχλωροτετραφθοροαιθάνιο	136.5	10.4	-	-	-	-
R-125	Πενταφθοραιθάνιο	120	-55	-	-	-	-
R-133a	Μονοχλωροτριφθοροαιθάνιο	118.5	43	-	-	-	-
R-134a	Τετραφθοραιθάνιο	102.03	-15	-142	214	590	0.029
R-140a	Τριχλωραιθάνιο	133.4	165	-	-	-	-
R-142b	1-χλωρο-1,1-διφθοραιθάνιο	100.5	14	-204	279	598	0.0368
R-143a	Τριφθοραιθάνιο	84	-53.5	-	-	-	-
R-150a	Διχλωραιθάνιο	98.9	140	-	-	-	-
R-152a	Διφθοραιθάνιο	66.05	-13	-	-	-	-
R-160	Χλωραιθάνιο	64.515	12.2	-218	-	-	-
R-170	Αιθάνιο	30.07	-127	-278	90	710	0.083
R-218	Οκταφθοροπροπάνιο	188	-36.4	-	-	-	-
R-290	Προπάνιο	44.097	-44	-309.8	206	617	0.0728
RC-318	Οκταφθοροκυκλοβουτάνιο	200.04	22	-43	240	404	0.0258
R-410A	R-32 Διφθορομεθάνιο (50% κατά βάρος), R-125 Πενταφθοραιθάνιο (50% κατά βάρος)	72.6	-55.4	-	162	690	-
R-500	Διχλωροδιφθορομεθάνιο/ Διφθοροαιθάνιο	99.31	-28	-254	222	642	0.0323
R-502	Χλωροδιφθορομεθάνιο/ Χλωροπενταφθοροαιθάνιο	111.63	-50	-	180	591	0.0286
R-503	Χλωροτριφθορομεθάνιο/ Τριφθοραιθάνιο	87.5	-128	-	67	607	0.0326
R-600	ν-Βουτάνιο	58.12	31.2	-217	306	551	0.0702
R-600a	Ισοβουτάνιο (2-Μεθυλοπροπάνιο)	58.12	10.8	-229	275	529	0.0725
R-611	Φορμικό μεθύλιο	60.05	89	-146	417	870	0.0459
R-702	Υδρογόνο	2.016	-423	-434.6	-	-	-
R-704	Ήλιος	4.0026	-452	-	-	-	-
R-717	Αμμωνία	17.02	-28	-107.9	271	1657	0.068
R-720	Νέον	20.179	-410.9	-415.6	-	-	-
R-728	Άζωτο	28.0134	-320.4	-346	-	-	-
R-729	Αέρας	28.966	-320	-357.2	-	-	-
R-732	Οξυγόνο	31.9988	-297.3	-361.3	-	-	-
R-740	Αργόνιο	39.948	-303	-308.5	-	-	-
R-744	Διοξείδιο του άνθρακα	44.01	-109.4	-70	88	1070	0.0342
R-744A	Οξείδιο του αζώτου	44.012	-127.3	-131.5	-	-	-
R-764	Διοξείδιο του θείου	64.06	14	-104	316	1143	0.0306
R-1150	Αιθυλένιο	28.05	-155	-272	49	742	0.07
R-1270	Προπυλένιο	42.08	-54	-301	197	670	0.072

4.2.1 Περιβαλλοντικοί δείκτες

Όπως αναφέρθηκε και στη εισαγωγή της ενότητας αυτή η χρήση των ψυκτικών μηχανών και των ψυκτικών μέσων που αυτές χρησιμοποιούν είχε ως αποτέλεσμα τη δημιουργία περιβαλλοντικών διαταραχών. Ειδικότερα, η χρήση των χλωροφθορανθράκων είχε ως αποτέλεσμα τη εξασθένηση του στρώματος του όζοντος ενώ η χρήση των υδροφθορανθράκων είχε ως αποτέλεσμα την έξαρση του φαινομένου του θερμοκηπίου. Για τον λόγο αυτό δημιουργήθηκαν δύο δείκτες,[8] ο O.D.P (Ozone Depletion Potential) και ο G.W.P (Global Warming Potential).

Δυναμικό Καταστροφής του Όζοντος (O.D.P - Ozone Depletion Potential)

Είναι ευρέως διαδεδομένη η γνώση ότι ένα απαραίτητο στοιχείο για τη επιβίωση του ανθρώπου είναι το όζον. Η χρησιμότητα του είναι εξαιρετικά σημαντική καθώς είναι υπεύθυνο για την προστασία τόσο των ανθρώπων όσο και των ζώων και των φυτών από τις υπεριώδεις ακτινοβολίες του ήλιου. Βρίσκεται σε απόσταση 20 με 40 χιλιομέτρων από την επιφάνεια της θάλασσας και είναι ένα εξαιρετικά ασταθές αέριο το οποίο εύκολα διασπάται, και ειδικότερα η χρήση χλωροφθορανθράκων συμβάλει στην γρηγορότερη καταστροφή του, επιτρέποντας έτσι μεγαλύτερα ποσοστά υπεριώδους ακτινοβολίας θα εισέλθουν στη ατμόσφαιρα. Κρίθηκε λοιπόν απαραίτητο να ποσοτικοποιηθεί η ζημία η οποία προκαλεί ένα ψυκτικό μέσο στο όζον, για αυτό και δημιουργήθηκε ο δείκτης O.D.P, ο οποίος δείχνει την επίδραση που έχει το εκάστοτε ψυκτικό μέσο σε σχέση με την επίδραση που είχε το ψυκτικό R11. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι η κατηγορία των υδροχλωροφθορανθράκων παρουσιάζουν 95% μικρότερο O.D.P σε σχέση με του χλωροφθοράνθρακες.

Δυναμικό Πλανητικής Υπερθέρμανσης (G.W.P - Global Warming Potential).

Ένα ακόμα πρόβλημα το οποίο μάλιστα είναι από το πλέον σημαντικότερα στη σύγχρονη εποχή είναι η αύξηση της θερμοκρασίας στην επιφάνεια της γης. Το φαινόμενο αυτό γνωστό και ως φαινόμενο του θερμοκηπίου έχει έξαρση τις τελευταίες δεκαετίες και βασικό ρόλο σε αυτή την κατάσταση διαδραματίζουν οι αυξημένες εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα. Πιο αναλυτικά, κυρίως το διοξείδιο του άνθρακα καθώς και άλλα ψυκτικά μέσα, εξαιτίας της πολύχρονης παραμονής τους στα κατώτερα στρώματα της ατμόσφαιρας δημιουργούν ένας στρώμα το οποίο εμποδίζει την διαφυγή της θερμότητας που εκπέμπεται η αντανακλάτε από την επιφάνεια της γης, συμβάλλοντας έτσι στην αύξηση της θερμοκρασίας της. Για την ποσοτικοποίηση της επιβάρυνσης της εκάστοτε ουσίας δημιουργήθηκε ο δείκτης G.W.P ο οποίος αντικατοπτρίζει τη συμβολή της ουσίας στο φαινόμενο του θερμοκηπίου για μια χρονική περίοδο 100 ετών σε σχέση με την επιβάρυνση που θα δημιουργούσε η ίδια μάζα του διοξειδίου του άνθρακα και έχει την τιμή 1.

Παρακάτω ακολουθεί ένας πίνακας με ενδεικτικές τιμές των παραπάνω δεικτών για κάποια ψυκτικά μέσα.

Πίνακας 2 Πίνακας περιβαλλοντικών δεικτών ψυκτικών μέσων [15]

Ψυκτικό Αέριο	Δυναμικότητα Καταστροφής του Όζοντος (ODP)	Δυναμικό Πλανητικής Υπερθέρμανσης (GWP)
R-11 Τριχλωροφθορομεθάνιο	1	4000
R-12 Διχλωροδιφθορομεθάνιο	1	2400
R-13 B1 Βρωμοτριφθορομεθάνιο	10	-
R-22 Χλωροδιφθορομεθάνιο	0.05	1700
R-32 Διφθορομεθάνιο	0	650
R-113 Τριχλωροτριφθοροαιθάνιο	0.8	4800
R-114 Διχλωροτετραφθοροαιθάνιο	1	3.9
R-123 Διχλωροτριφθοροαιθάνιο	0.02	0.02
R-124 Χλωροτετραφθοροαιθάνιο	0.02	620
R-125 Πενταφθοροαιθάνιο	0	3400
R-134a Τετραφθοροαιθάνιο	0	1300
R-143a Τριφθοροαιθάνιο	0	4300
R-152a Διφθοροαιθάνιο	0	120
R-245a Πενταφθοροπροπάνιο	0	-
R-401A (53% R-22, 34% R-124, 13% R-152a)	0.037	1100
R-401B (61% R-22, 28% R-124, 11% R-152a)	0.04	1200
R-402A (38% R-22, 60% R-125, 2% R-290)	0.02	2600
R-404A (44% R-125, 52% R-143a, R-134a)	0	3300
R-407A (20% R-32, 40% R-125, 40% R-134a)	0	2000
R-407C (23% R-32, 25% R-125, 52% R-134a)	0	1600
R-502 (48.8% R-22, 51.2% R-115)	0.283	4.1
R-507 (45% R-125, 55% R-143)	0	3300
R-717 Αμμωνία - NH ₃	0	0
R-718 Νερό - H ₂ O	0	-
R-729 Αέρας	0	-

4.2.2 Κατάταξη ασφαλείας

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω είναι πολύ σημαντικό για ένα ψυκτικό μέσο να είναι ασφαλές κατά τη χρήση του. Αυτό σημαίνει ότι σε τυχόν διαρροή του ψυκτικού μέσου από κάποιο μηχανικό μέρος της αντλίας θα πρέπει να μην υπάρχει κίνδυνος για την ανθρώπινη ζωή και για τον τόπο εγκατάστασης. Για αυτόν τον λόγο αναπτύχθηκε μια κατάταξη επικινδυνότητας ανάλογα με τη τοξικότητα και την ευφλεκτότητα του εκάστοτε ψυκτικού μέσου. Σύμφωνα λοιπόν με την ASHRAE Standard 34 [16] η κατηγοριοποίηση που ακολουθεί είναι η εξής:

- Το κεφαλαίο γράμμα αντιστοιχεί στην τοξικότητα του ψυκτικού μέσου βασισμένο στην επιτρεπόμενη έκθεση, για παράδειγμα το γράμμα A αντιστοιχεί σε ψυκτικά με χαμηλή τοξικότητα ενώ το γράμμα B υποδεικνύει ψυκτικά με υψηλή τοξικότητα.
- Ο αριθμός αναφέρεται στην ευφλεκτότητα, για παράδειγμα με τον αριθμό 1 χαρακτηρίζονται αυτά που δεν παρουσιάζουν διάδοση φλόγας, με τον αριθμό 2 αυτά που παρουσιάζουν χαμηλή ευφλεκτότητα ενώ με τον αριθμό 3 αυτά που παρουσιάζουν υψηλή ευφλεκτότητα.

Α Ε ύ υ ξ φ η λ σ ε η κ τ ό τ η τ α ς	↑	Υψηλή Ευφλεκτότητα	A3	B3
		Χαμηλή Ευφλεκτότητα	A2	B2
		Χωρίς διάδοση φλόγας	A1	B1
			Χαμηλή Τοξικότητα	Υψηλή Τοξικότητα
			Αύξηση τοξικότητας	

Εικόνα 25 Κατάταξη ασφαλείας ενός ψυκτικού σύμφωνα με το ASHRAE [16]

Σύμφωνα με την τελευταία ενημέρωση του ASHRAE Standard 34 προστέθηκε μία υποκατηγορία εύφλεκτων ψυκτικών αναφερόμενη ως 2L η οποία αναφέρεται σε ψυκτικά τα οποία παρουσιάζουν πολύ χαμηλή ταχύτητα καύσης. Παρακάτω ακολουθεί ένας πίνακας κατάταξης ασφαλείας διάφορων ψυκτικών μέσων.

Πίνακας 3 Πίνακας κατάταξης ασφαλείας ASHRAE ψυκτικών μέσων [16]

Ψυκτικό Μέσο	Χημική Ονομασία	Κατάταξη ασφαλείας ASHRAE
R12	διχλωροδιφθορομεθάνη	A1
R12B1	βρωμοχλωροδιφθορομεθάνη	-
R13	χλωροτριφθορομεθάνη	A1
R13B1	βρωμοτριφθορομεθάνη	A1
R14e	τετραφθορομεθάνη	A1
R21	διχλωροφθορομεθάνη	B1
R22	χλωροδιφθορομεθάνη	A1
R23	τριφθορομεθάνη	A1
R30	διχλωρομεθάνη	B1
R32	διφθορομεθάνη	A2L
R40	χλωρομεθάνη	B2
R41	φθορομεθάνη	-
R50	μεθάνιο	A3
R113	1,1,2-τριχλωρο-1,2,2-τριφθοροαιθάνιο	A1
R114	1,2-διχλωρο-1,1,2,2-τετραφθοροαιθάνιο	A1
R115g	χλωροπενταφθοροαιθάνιο	A1
R116e	εξαφθοροαιθάνιο	A1
R123	2,2-διχλωρο-1,1,1-τριφθοροαιθάνιο	B1
R124	2-χλωρο-1,1,1,2-τετραφθοροαιθάνιο	A1
R125e	πενταφθοροαιθάνιο	A1
R134a	1,1,1,2-τετραφθοροαιθάνιο	A1
R141b	1,1-διχλωρο-1-φθοροαιθάνιο	-
R142b	1-χλωρο-1,1-διφθοροαιθάνιο	A2
R143a	1,1,1-τριφθοροαιθάνιο	A2L
R152a	1,1-διφθοροαιθάνιο	A2
R170	ηθάνιο	A3
R218e	προπάνιο	A1
R227eae	1,1,1,2,3,3,3-επταφθοροπροπάνιο	A1
R236fa	1,1,1,3,3,3-εξαφθοροπροπάνιο	A1
R245fa	1,1,1,3,3-πενταφθοροπροπάνιο	B1
R290	προπάνιο	A3
R600	βουτάνιο	A3

R600a	2-μεθυλπροπάνιο (ισοβουτάνιο)	A3
R611	μεθυλοφορμικό	B2
R702	υδρογόνο	A3
R704	ήλιος	A1
R717	αμμωνία	B2L
R718	νερό	A1
R720	νέον	A1
R728	αζωτούχο αέριο	A1
R740	άργον	A1
R744	διοξείδιο του άνθρακα	A1
R744A	οξείδιο του αζώτου	-
R764	διοξείδιο του θείου	B1
R1150	αιθυλένιο (αιθυλένιο)	A3
R1270	προπυλένιο (προπυλένιο)	A3

4.3 Κατηγοριοποίηση συγχρόνων ψυκτικών μέσων

Η ποικιλία ψυκτικών μέσων που υπάρχει είναι εξαιρετικά μεγάλη και περιέχει διαφορετικά ψυκτικά ανάλογα με την χρησιμότητα της εκάστοτε φοράς. Όπως αναφέρθηκε ήδη κάποια εξ αυτών είναι επιβλαβή για το περιβάλλον για αυτό και τείνουν να αποσυρθούν όπως οι χλωροφθοράνθρακες και οι υδροχλωροφθοράνθρακες που συμβάλουν στη τρύπα του όζοντος και οι υδροφθοράνθρακες που εντείνουν το φαινόμενο του θερμοκηπίου. Σε αυτές τις κατηγορίες εντάσσονται μερικά από τα παρακάτω ψυκτικά μέσα.

Πίνακας 4 Πίνακας κατηγοριοποίησης ψυκτικών μέσων [15]

Κατηγορία	Ψυκτικά Αέρια	Χημικό Όνομα
CFC	R11	Τριχλωροφθορομεθάνιο
	R12	Διχλωροδιφθορομεθάνιο
	R13	Χλωροτριφθορομεθάνιο
	R113	Τριχλωροτριφθοροαιθάνιο
	R114	1,2-διχλωρο-1,1,2,2-τετραφθοροαιθάνιο
	R500	Διχλωροδιφθορομεθάνιο/ Διφθοροαιθάνιο
	R502	Χλωροδιφθορομεθάνιο/ Χλωροπενταφθοροαιθάνιο
	R503	Χλωροτριφθορομεθάνιο/ Τριφθορομεθάνιο
HCFC	R22	Χλωροδιφθορομεθάνιο
	R123	Διχλωροτριφθοροαιθάνιο
	R124	Χλωροτετραφθοροαιθάνιο
	R401a	R22(53%)/R152a(13%)/R124(34%)
	R401b	R22(61%)/R152a(11%)/R124(28%)
	R402a	R22(38%)/R125(60%)/R290(2%)

HCFC	R403b	R22(56%)/R218(39%)/R290(5%)
	R406a	R22(55%)/R600a(4%)/R142b(41%)
	R408a	R125(7%)/R143a(46%)/R22(47%)
	R409a	R22(60%)/R124(25%)/R142b(15%)
HFC	R23	Τριφθορομεθάνιο
	R134a	Τετραφθοροαιθάνιο
	R404a	R125(44%)/R143a(52%)/R134a(4%)
	R407a	R32(20%)/R125(40%)/R134a(40%)
	R410a	R32(50%)/R125(50%)
	R416a	R134a(59%)/R124(39.5%)/R600(1.5%)
	R507	R125(50%)/R143a(50%)
	R508a	R23(39%)/R116(61%)

Ωστόσο, υπάρχουν αρκετές ακόμα κατηγορίες πολλά υποσχόμενων ψυκτικών μέσων τα οποία προσφέρουν τόσο καλή απόδοση, όσο και ασφάλεια και φιλικότητα προς το περιβάλλον. Κάποιες κατηγορίες εξ αυτών είναι οι υδροφθορο-ολεφίνες, τα φυσικά ψυκτικά μέσα.

4.3.1 Υδροφθορο-ολεφίνες

Οι υδροφθορο-ολεφίνες αποτελούν την 4^η γενιά ψυκτικών μέσων και θεωρούνται άξιοι αντικαταστάτες των HFC που πλέον τείνουν να αποσυρθούν. Δύο πολύ μεγάλα πλεονεκτήματα που παρατηρούνται είναι ο μηδενικός ODP δείκτης και ο πολύ χαμηλός GWP δείκτης γεγονός που τα καθιστά φιλικά προς το περιβάλλον διατηρώντας ωστόσο ικανοποιητικά επίπεδα αποδόσεων. Η 'φιλικότητα' αυτή προς το περιβάλλον πηγάζει από τη σύσταση τους καθώς τα δύο άτομα άνθρακα συνδέονται με διπλό δεσμό, που τα καθιστά λιγότερο σταθερές ενώσεις, με αποτέλεσμα η διάσπασή τους στο περιβάλλον να χρειάζεται λίγες μέρες έναντι των μερικών ετών που χρειαζόταν για τους προκατόχους τους. Στα αρνητικά τους συγκαταλέγεται το ότι θεωρούνται εν γένει πιο εύφλεκτες ουσίες από τα HFC αν και γενικότερα θεωρούνται ασφαλή, έχοντας λάβει τη σχετική αδειοδότηση από την Ευρωπαϊκή Ένωση για χρήση. Η χρήση τους κυρίως προτείνεται σε φορητά συστήματα κλιματισμού, όπως είναι τα αυτοκίνητα, ωστόσο είναι συμβατά και με συστήματα αντλιών θερμότητας και μάλιστα όσο εξελίσσονται οι αντλίες θερμότητας δε θα χρειάζονται παρά μόνο μικρές τροποποιήσεις ώστε να τα συστήματα αυτά να εκμεταλλεύονται στο έπακρο τις δυνατότητές τους. Μερικά ψυκτικά αυτή της κατηγορίας είναι τα εξής:

Πίνακας 5 Περιβαλλοντικοί δείκτες και κατάταξη ασφαλείας ASHRAE υδροφθορο-ολεφινών [15],[16]

Όνομα	ODP	GWP	ASHRAE Safety Classification
R-1234yf	0	4	A2L
R-1234ze(E)	0	1	A1
R-1234ze(Z)	0	1	A1
R-1233zd(E)	0	1	A1
R-1224yd(Z)	0	4	A1
R-1336mzz(Z)	0	1	A1
R-1243zf	0	6	A2L
R-1336mzzm(E)	0	1	A1
R-514A	0	7	A1
R-515B	0	299	A1

4.3.2 Φυσικά ψυκτικά μέσα

Μια ακόμα πολύ διαδεδομένη κατηγορία ψυκτικών μέσων με πολύ μικρή επίπτωση στο περιβάλλον είναι τα φυσικά ψυκτικά μέσα. Η κατηγορία αυτή εκτός από το μηδαμινό οικολογικό αποτύπωμα μπορεί να προσφέρει αρκετά καλή αποδοτικότητα εξ αιτίας των φυσικών ιδιοτήτων των ψυκτικών μέσων που προσφέρουν αποτελεσματική μεταφορά θερμότητας με μικρή φόρτιση. Εξ αιτίας αυτής της αυξημένης αποδοτικότητας υπάρχει η δυνατότητα χρήσης λιγότερου ψυκτικού μέσου όπου προσμετράτε στην οικονομία που επιτυγχάνετε. Ωστόσο, όπως κάθε άλλη κατηγορία έτσι και αυτή παρουσιάζει και μειονεκτήματα, όπως το υψηλό κόστος εγκατάστασης που είναι και ένας βασικός λόγος που δεν συναντώνται συχνά εγκαταστάσεις που να χρησιμοποιούν φυσικά ψυκτικά μέσα. Άλλο ένα μειονέκτημα είναι η ευφλεκτότητα και η τοξικότητα κάποιων εξ αυτών που σε συνδυασμό με την μειωμένη δυνατότητα να εργάζονται σε χαμηλές θερμοκρασίες τα κάνει λιγότερο δημοφιλή. Μερικά ψυκτικά που ανήκουν σε αυτή τη κατηγορία αναφέρονται παρακάτω.

Πίνακας 6 Περιβαλλοντικοί δείκτες και κατάταξη ασφαλείας ASHRAE φυσικών ψυκτικών μέσων [15],[16]

Όνομα	ODP	GWP	ASHRAE Safety Classification
Ammonia (R-717)	0	0	B2L
Carbon Dioxide (R-744)	0	1	A1
Propane (R-290)	0	3	A3
Isobutane (R-600a)	0	3	A3
Water (R-718)	0	0	A1
Air	0	1	N/A
R-32	0	675	A2L
R-1234yf	0	~4	A2L
R-1234ze (E)	0	~1	A1
R-600a (Isobutane)	0	3	A3

4.4 Ανάλυση ψυκτικών συγκριτικής διαδικασίας

Σε αυτό το κεφάλαιο την εργασίας έχουν αναφερθεί πολλά ψυκτικά μέσα για διάφορες χρήσεις σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Στην συνέχεια της εργασίας καλούμαστε να εξετάσουμε τη συμπεριφορά μιας αντλίας θερμότητας αέρος – νερού αλλάζοντας κάποιες παραμέτρους, ώστε να εξετάσουμε τη μεταβολή της αποδοτικότητας της. Μία εξ αυτών των παραμέτρων είναι τα χρησιμοποιούμενα ψυκτικά μέσα. Τα ψυκτικά μέσα που θα συγκριθούν είναι δημοφιλή για τη χρήση τους σε εγκαταστάσεις ψύξης και κλιματισμού, τόσο σε οικιακό όσο και σε βιομηχανικό περιβάλλον. Ως κύριο ψυκτικό μέσο θεωρείτε το R134a το οποίο λόγω του υψηλού δείκτη GWP έχει αντικατασταθεί η επρόκειτο να αντικατασταθεί. Ως εναλλακτικές επιλογές θα χρησιμοποιηθούν τα ψυκτικά R410a, R290 και R600a.[18],[19]

4.4.1 R134a

Το ψυκτικό υγρό R134a είναι ένα ψυκτικό μέσο που ανήκει στην οικογένεια των HFC του οποίου η χρήση ήταν πολύ διαδεδομένη λόγω των θερμοδυναμικών του ιδιοτήτων που ευνοούσαν την μεταφορά θερμότητας και αύξαναν τον βαθμό αποδοτικότητας των συστημάτων που χρησιμοποιούνταν. Το R134a αντικατέστησε τα CFC και τα HCFC που θεωρούνταν πιο βλαβερά, ενώ χρησιμοποιεί ευρέως σε συστήματα συμπίεσης ατμού. Ωστόσο ο υψηλός δείκτης GWP που διαθέτει κάνει επιτακτική την αντικατάστασή του, παρόλο που διαθέτει μηδενικό ODP και ASHARE SAFETY CLASSIFICATION A1 που το καθιστά μη τοξικό και μη εύφλεκτο. Μερικά από τα χαρακτηριστικά του παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 7 Βασικά χαρακτηριστικά R134a [15],[16],[19]

Ιδιότητα	R134a
Χημικό όνομα	1,1,1,2-Τετραφθοροαιθάνιο
Χημικός τύπος	CH ₂ FCF ₃
Σημείο βρασμού	-26.3°C
Κρίσιμη πίεση	4092 KPa
Κρίσιμη θερμοκρασία	122°C
ASHARE SAFETY CLASSIFICATION	A1
ODP	0
GWP	1430

4.4.2 R410a

Το εν λόγω ψυκτικό ανήκει και αυτό στην οικογένεια των HFC, με σύσταση 50% R32 και 50% R125, θεωρείται αντικαταστάτης του R22 γνωρίζοντας ευρεία χρήση. Ο όρος αντικαταστάτης χρησιμοποιήθηκε εξ αιτίας τη των πολλών ομοιοτήτων που των χαρακτηριστικών που επηρεάζουν την απόδοση ενός συστήματος κλιματισμού. Βασικό του πλεονέκτημα θεωρείται η μηδενική επίδραση που έχει στην καταστροφή του στρώματος του όζοντος, ωστόσο διαθέτει αρκετά μεγάλο GWP και θεωρείται αέριο με μεγάλη συμβολή στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Τέλος έχει καταταχθεί στη κατηγορία A1 από το ASHARE SAFETY CLASSIFICATION που το καθιστά μη τοξικό και μη εύφλεκτο. Παρακάτω ακολουθεί ένας πίνακας με μερικές από τις ιδιότητες αυτού του ψυκτικού μέσου.

Πίνακας 8 Βασικά χαρακτηριστικά R410A[15],[16],[18]

Ιδιότητα	R401a
Χημικό όνομα	-
Χημικός τύπος	R32(50%)/R125(50%)
Σημείο βρασμού	-51.45 °C
Κρίσιμη πίεση	4901 KPa
Κρίσιμη θερμοκρασία	344.49 °C
ASHARE SAFETY CLASSIFICATION	A1
ODP	0
GWP	2088

4.4.3 R290

Το R290 η αλλιώς προπάνιο ανήκει στην οικογένεια των φυσικών ψυκτικών μέσων και είναι ένα ψυκτικό το οποίο διαθέτει μερικά χρήσιμα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά για την χρήση του σε αντλίες θερμότητας όπως η χαμηλή θερμοκρασία συμπύκνωσης. Ακόμη διαθέτει μηδενικό ODP και GWP που ανέρχεται μόλις στο 3, ωστόσο η κατάταξη που διαθέτει σύμφωνα με τον ASHARE SAFETY CLASSIFICATION είναι A3 γεγονός που το καθιστά μη τοξικό αλλά εξαιρετικά εύφλεκτο. Για τον λόγο αυτό έχουν διεξαχθεί αρκετές μελέτες για την ασφάλεια που προσφέρει οι οποίες έχουν καταλήξει ότι η ασφάλεια που

προσφέρει μπορεί να ελεγχθεί αποτελεσματικά ανάλογα το φορτίο που μεταφέρει το ψυκτικό. Το ψυκτικό αυτό μπορεί να χρησιμοποιηθεί με μεγάλη ασφάλεια σε αντλίες θερμότητας αέρος – νερού καθώς το ψυκτικό δεν έρχεται σε άμεση επαφή με τον εσωτερικό χώρο. Παρακάτω ακολουθεί ένας πίνακας με κάποιες ιδιότητες του.

Πίνακας 9 Βασικά χαρακτηριστικά R290 [15],[16],[19]

Ιδιότητα	R290
Χημικό όνομα	Προπάνιο
Χημικός τύπος	C3H8
Σημείο βρασμού	-44.9°C
Κρίσιμη πίεση	4250 KPa
Κρίσιμη θερμοκρασία	99°C
ASHARE SAFETY CLASSIFICATION	A3
ODP	0
GWP	3

4.4.4 R600a

Τέλος το R600a η αλλιώς ισοβουτάνιο ανήκει και αυτό στην οικογένεια των φυσικών ψυκτικών μέσων και είναι κατάλληλο για αντικαταστάτης των ψυκτικών που αναφέρθηκαν παραπάνω. Στα πλεονεκτήματα του συγκαταλέγονται η χαμηλή κρίσιμη πίεση, όπως και οι υψηλές διαφορές ενθαλπίας σε περιοχές δύο φάσεων. Στα περιβαλλοντικά του χαρακτηριστικά αναφέρεται μηδενικός δείκτης ODP και πολύ χαμηλός δείκτης GWP, ενώ ανήκει στην κατηγορία A3 στον κανονισμό ASHARE SAFETY CLASSIFICATION. Η κατηγοριοποίηση του αυτή υποδηλώνει ότι είναι ένα μη τοξικό αλλά πολύ εύφλεκτο ψυκτικό μέσο. Ειδικότερα αναφέρεται πως σε μία μη αναμενόμενη διαρροή όταν η συγκέντρωση του στον αέρα φτάσει το 1,7% -9,7% υπάρχει το ενδεχόμενο της έκρηξης. Στον παρακάτω πίνακα που ακολουθεί αναφέρονται μερικές από την ιδιότητες του.

Πίνακας 10 Βασικά χαρακτηριστικά R600a [15],[16],[19]

Ιδιότητα	R600a
Χημικό όνομα	Ισοβουτάνιο
Χημικός τύπος	C4H10
Σημείο βρασμού	-11.7°C
Κρίσιμη πίεση	3600 KPa
Κρίσιμη θερμοκρασία	96°C
ASHARE SAFETY CLASSIFICATION	A3
ODP	0
GWP	3

Κεφάλαιο 5° ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΨΥΚΤΙΚΩΝ ΜΕΣΩΝ ΚΑΙ ΤΡΟΠΟΙ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ ΤΗΣ ΑΠΟΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

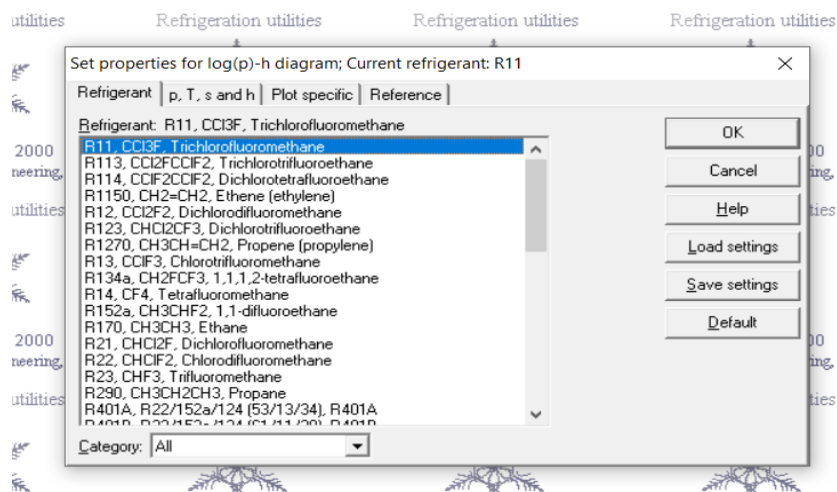
5.1 Περιγραφή Coolpack

Το Coolpack [20] είναι ένα πρόγραμμα προσομοιώσεων το οποίο αναπτύχθηκε στις αρχές του 1998, ως μέρος ενός ερευνητικού προγράμματος. Στόχος του ήταν η εύρεση ψυκτικών μοντέλων τα οποία στα οποία θα ελαχιστοποιούνταν η καταναλισκόμενη ενέργεια και θα είχε εφαρμογή σε πολλά και διαφορετικά συστήματα ψύξης. Για την χρήση του προγράμματος αυτού σε διαφορετικά ψυκτικά συστήματα υπήρχε ως προϋπόθεση η εισαγωγή πολλών δεδομένων από το χρήστη ενώ παράλληλα 'θυσιαζόταν' η ακρίβεια των αριθμητικών δεδομένων. Έτσι, ο στόχος του προγράμματος άλλαξε και επικεντρώθηκε περισσότερο στην απλότητα των συστημάτων ψύξης και στην ακρίβεια των αριθμητικών δεδομένων προσεγγίζοντας όσο το δυνατόν περισσότερο τις πραγματικές συνθήκες λειτουργίας. Ως αποτέλεσμα αυτού δόθηκε στον χρήστη η δυνατότητα μεταβολής του ψυκτικού μέσου που χρησιμοποιείτε και των χαρακτηριστικών του, ενώ παράλληλα, είναι δυνατή η αλλαγή κάποιων παραμέτρων λειτουργίας του ψυκτικού κύκλου, όπως οι θερμοκρασίες συμπύκνωσης και ατμοποίησης.

Η χρήση του Coolpack καλύπτει μία μεγάλη γκάμα εφαρμογών που περιλαμβάνει, υπολογισμό ιδιοτήτων ψυκτικών μέσων, ανάλυση ψυκτικών κύκλων, υπολογισμός λειτουργίας συστήματος και άλλα. Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιείτε αρχικά ο υπολογισμός ψυκτικών μέσων που περιλαμβάνει την σύγκριση αυτών, ενώ έπειτα χρησιμοποιείτε η ανάλυση ψυκτικού κύκλου κατά την οποία λαμβάνεται η τιμή της καταναλισκόμενης ενέργειας για τους αντιστοιχούν κύκλους λειτουργίας που χρησιμοποιήθηκαν για την σύγκριση των ψυκτικών.

Υπολογισμός ιδιοτήτων ψυκτικού μέσου (Refrigeration Utilities)

Το κομμάτι αυτό του Coolpack χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων του ψυκτικού μέσου, δημιουργώντας διαγράμματα (P-h,T-s, h-s) για το εκάστοτε ψυκτικό μέσου που θα επιλεγεί. Όπως φαίνεται στο παρακάτω παράθυρο γίνεται επιλογή του ψυκτικού μέσου του οποίου το διάγραμμα θα δημιουργηθεί, καθώς και τον τύπου του διαγράμματος που επιλέγει ο χρήστης να δημιουργηθεί. Στην συγκεκριμένη περίπτωση επιλέχθηκε να δημιουργηθεί τα διαγράμματα πίεσης – ενθαλπίας των ψυκτικών μέσων που αναφέρθηκαν παραπάνω.



Εικόνα 26 Πίνακας επιλογής ψυκτικού μέσου - Coolpack

Έπειτα παρέχεται η δυνατότητα της αποτύπωσης του κύκλου λειτουργίας που επιθυμούμε να προσομοιώσουμε πάνω στα διαγράμματα αυτά, ορίζοντας κάποιες μεταβλητές, όπως είναι οι θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης, πτώση πίεσης και ο ισεντροπικός συντελεστής συμπεριφοράς, δημιουργώντας έτσι έναν μοναδικό κύκλο λειτουργίας που διαθέτει τα χαρακτηριστικά αυτά.

Cycle input

Select cycle type:
 One stage
 Two stage, closed intercooler
 Two stage, open intercooler
 Two stage, open intercooler, load at intermediate pressure

Cycle name: Draw cycle

Values:
 Evaporating temperature: 0,00 °C
 Superheat: 5,00 K
 Dp evaporator: 0,00 Bar
 Dp suction line: 0,00 Bar
 Dp discharge line: 0,00 Bar
 Isentropic efficiency [0-1]: 0,7

Condensing temperature: 50,00 °C
 Subcooling: 5,00 K
 Dp condenser: 0,00 Bar
 Dp liquid line: 0,00 Bar

Calculated:
 Qe [kJ/kg]: 10000.000
 Qc [kJ/kg]: 10000.00
 COP: 2.34
 W [kJ/kg]: 10000.00
 W high [kW]: 10000.00
 (m high)/(m low): 0.00000000
 m low [kg/s]: 0.00000000
 m high [kg/s]: 0.00000000

Buttons: Draw cycle, Show info, Copy cycle, Paste cycle, Cancel, Help

Εικόνα 27 Εισαγωγή δεδομένων για την δημιουργία του κύκλου λειτουργίας του ψυκτικού μέσου

Τέλος, αφού δημιουργηθεί ο κύκλος λειτουργίας παρέχεται η δυνατότητα υπολογισμού των COP, έργου του συμπιεστή, της αναλογίας των πιέσεων και των συντεταγμένων των σημείων του κύκλου λειτουργίας.

Cycle info [One stage]. Refrigerant: R134a

Select cycle number:
 (1)

Delete cycle

Values:
 Evaporating temperature [°C]: 0,00
 Superheat [K]: 5,00
 Dp evaporator [bar]: 0,00
 Dp suction line [bar]: 0,00
 Dp discharge line [bar]: 0,00
 Isentropic efficiency [0-1]: 0,70

Condensing temperature [°C]: 50,00
 Subcooling [K]: 5,00
 Dp condenser [bar]: 0,00
 Dp liquid line [bar]: 0,00

Calculated:
 Qe [kJ/kg]: 138,079
 Qc [kJ/kg]: 183,749
 COP: 3,02
 W [kJ/kg]: 45,670
 Pressure ratio [-]: 4,500

Dimensioning:
 Qe [kW]: 0,000
 Qc [kW]: 0,000
 m [kg/s]: 0,00000000
 V [m^3/h]: 0,0000
 W [kW]: 0,000
 Q loss [kW]: 0,000

Volumetric efficiency
 η_vol: 0,00
 Displacement [m^3/h]: 0

Buttons: OK, Coordinates of points..., Print, Copy, Update, Help

Εικόνα 28 Αποτελέσματα προσομοίωσης

Τέλος να τον υπολογισμό της κατανάλωσης της ηλεκτρικής ενέργειας από τον συμπιεστή χρησιμοποιήθηκε το κομμάτι του προγράμματος που αναφέρεται στη ανάλυση του ψυκτικού κύκλου. Στο στάδιο αυτό χρησιμοποιήθηκαν τα δεδομένα εισόδου από το οποία δημιουργήθηκαν τα διαγράμματα των κύκλων λειτουργίας με ταυτόσημο COP με αυτό που υπολογίστηκαν παραπάνω για τη εκάστοτε περίπτωση.

EES Distributable C:\program files (x86)\coolpack\eescooltools\pack_1.exe 1. Tool_C1 - [Cycle Specification]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
T_E [°C]:	0,0	ΔT_{SH} [K]:	5	ΔP_{SL} [K]:	0
T_C [°C]:	50,0	ΔT_{SC} [K]:	5	ΔP_{DL} [K]:	0
				No SGHX	0,30
					R134a
CYCLE CAPACITY					
Cooling capacity \dot{Q}_E [kW]	10	\dot{Q}_E : 10 [kW]	\dot{Q}_C : 13,06 [kW]	\dot{m} : 0,07226 [kg/s]	\dot{V}_S : 18,48 [m ³ /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency η_s [-]	0,7	η_s : 0,700 [-]	\dot{W} : 3,327 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10,0 [%]	T_2 : 68,8 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 0,3327 [kW]	
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	1,0	\dot{Q}_{SL} : 65 [W]	T_8 : 6,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 1,0 [K]	

Calculate Print Help Home Auxiliary State Points COP: 3,006 COP*: 3,025

Εικόνα 29 Δεδομένα εισόδου για τον υπολογισμό της ετήσιας κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας

Έπειτα αφού συγκρίνονται τα COP ώστε να είναι σίγουρη η ομοιότητα στην αποδοτικότητα και στου 2 υπολογισμούς, σημειώνεται η ηλεκτρική κατανάλωση του συμπιεστή σε βάθος ενός έτους. Ωστόσο για μεγαλύτερη ακρίβεια, καθώς δεν απαιτείται η λειτουργία μια αντλίας θερμότητας σε όλο το έτος ο αριθμός που προέκυψε διαιρέθηκε με τις ώρες του έτος ώστε να βρεθεί η κατανάλωση ανά ώρα.

EES Distributable C:\program files (x86)\coolpack\eescooltools\pack_1.exe 1. Tool_C1 - [Auxiliary calculations]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help

AUXILIARY				
VOLUMETRIC EFFICIENCY				
Volumetric efficiency η_{VOL} [-]	0,8	η_{VOL} : 0,800 [-]	\dot{V}_S : 18,48 [m ³ /h]	\dot{V}_D : 23,1 [m ³ /h]
<small>\dot{V}_D can be chosen as input in the cycle specification window.</small>				
UTILIZATION OF DISCHARGE GAS SUPERHEAT FOR HEATING OF WATER				
Temperature increase ΔT_{WATER} [K]	20	ΔT_{WATER} : 20 [K]	\dot{V}_{WATER} : 0,071 [m ³ /h]	\dot{Q}_{DSH} : 1,628 [kW]
		$T_{DL,OUT}$: 68,8 [°C]	T_C : 50,0 [°C]	
<small>Water in the desuperheating heat exchanger can only be heated to discharge temperature $T_{DL,OUT}$. \dot{Q}_C in the main diagram window includes both the heat load for both desuperheating and condensing of the refrigerant.</small>				
ENERGY CONSUMPTION				
Hours of operation [h]:	8760	Energy consumption: 29146 [kWh]		
PIPE DIMENSIONS				
PIPE SECTION	VELOCITY [m/s]	PIPE DIAMETER (Internal) [mm]	Condition corresponds to	
Suction line	10,0	25,6	State Point #1	
Discharge line	12,0	11,5	State Point #2	
Liquid line	0,6	11,7	State Point #5	

Calculate Print Help Home Cycle Spec. State Points COP: 3,006 COP*: 3,025

Εικόνα 30 Αποτελέσματα ετήσιας κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας

5.2 Ανάλυση συγκριτικής διαδικασίας

Μέχρι στιγμής στην παρούσα εργασία έχει αναφερθεί ο τρόπος λειτουργίας και τα μηχανικά μέρη μιας αντλίας θερμότητας αέρος - νερού καθώς και η κατηγοριοποίηση των ψυκτικών μέσων που χρησιμοποιούνται με κάποιες από τις ιδιότητες τους. Σε αυτό το κεφάλαιο θα αναλυθεί η απόδοση μίας αντλίας θερμότητας αέρος – νερού με την χρήση των τεσσάρων ψυκτικών μέσω που αναφέρθηκαν πρωτίτερα. Η ανάλυση αυτή θα πραγματοποιηθεί γύρω από έναν άξονα τριών παραμέτρων οι οποίες είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης, η θερμοκρασία συμπύκνωσης, καθώς και η θερμοκρασία υπόψυξης του ρευστού. Αρχικά στα πλαίσια της σύγκρισης συμπεριλαμβανόταν και η θερμοκρασία υπερθέρμανσης του ρευστού ωστόσο επειδή η υπερθέρμανση συμβαίνει εκτός του στοιχείου ατμοποίησης έχει μηδαμινή έως μηδενική επίδραση τόσο στον βαθμό συμπεριφοράς του κύκλου λειτουργίας, όσο και στην καταναλισκόμενη ενέργεια. Ωστόσο είναι απαραίτητο να συμβαίνει υπερθέρμανση του ατμού πριν εισέλθει στον συμπιεστή, καθώς υπάρχει το ενδεχόμενο των υγρών συμπυκνωμάτων προς τον συμπιεστή, όταν αυτή απουσιάζει. Ενδεικτικά αναφέρονται τα παρακάτω στοιχεία ως σταθερές που μας ζητήθηκαν από το πρόγραμμα και έχουν τις παρακάτω τιμές. Στα παρακάτω μεγέθη περιλαμβάνονται και οι θερμοκρασίες που αναφέρθηκαν πριν οι οποίες θα αλλάζουν κάθε φορά ανά περίπτωση.

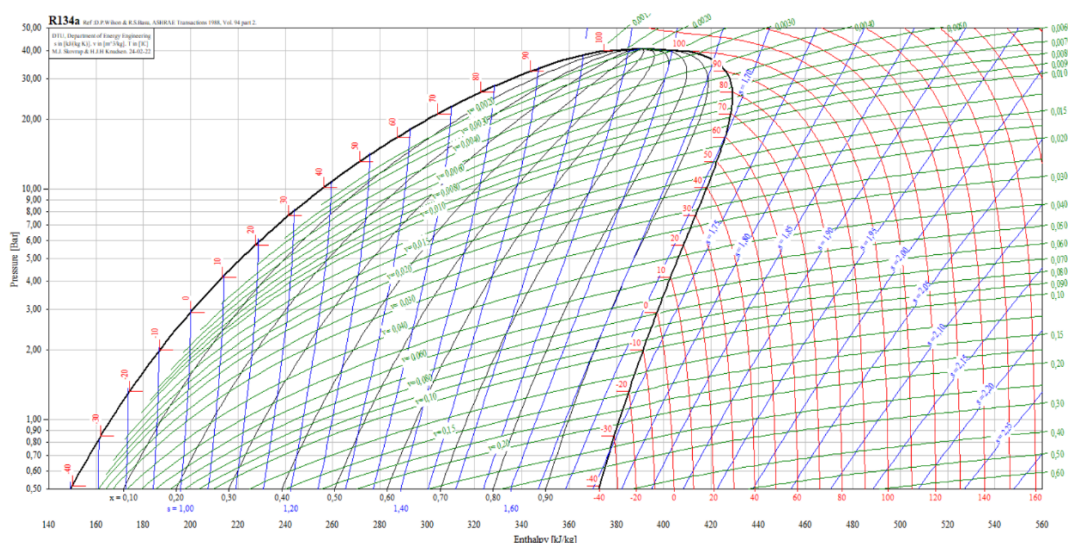
Parameter	Value	Unit
Evaporating temperature	0,00	°C
Superheat	5,00	K
Dp evaporator	0,00	Bar
Dp suction line	0,00	Bar
Dp discharge line	0,00	Bar
Isentropic efficiency [0-1]	0,70	Q loss...
Condensing temperature	50,00	°C
Subcooling	5,00	K
Dp condenser	0,00	Bar
Dp liquid line	0,00	Bar

Calculated:	Value
Qe [kJ/kg]	10000.000
Qc [kJ/kg]	10000.00
COP	2.34
W [kJ/kg]	10000.00
W high [kW]	10000.00
(m high)/(m low)	0.00000000
m low [kg/s]	0.00000000
m high [kg/s]	0.00000000

Εικόνα 31 Αρχικές τιμές ψυκτικού κύκλου αναφοράς

Όπως λοιπόν φαίνεται στο παραπάνω παράθυρο του προγράμματος προσομοίωσης του κύκλου λειτουργίας των ψυκτικών μέσων, θεωρούμε ότι χρησιμοποιείτε αντλία θερμότητας αέρος – νερού με συμπίεση ενός σταδίου, δηλαδή ότι η συμπίεση συμβαίνει μονομιάς και όχι τμηματικά. Επιπροσθέτως, θεωρούμε ότι οι πτώσεις πίεσης στον ατμοποιητή, στον συμπυκνωτή, στην γραμμή κατάθλιψης, στην γραμμή αναρρόφησης και η πτώση πίεσης του υγρού ψυκτικού μέσου είναι μηδέν καθώς δεν έχουμε επακριβή στοιχεία για τις συγκεκριμένες τιμές. Τέλος ο ισεντροπικός συντελεστής συμπεριφοράς του συμπιεστή θεωρείται ίσος με 0,7, καθώς όλες οι διεργασίες εμφανίζουν μικρές απώλειες.

Στα παρακάτω υποκεφάλαια λοιπόν θα παρουσιαστούν τα οι κύκλοι λειτουργίας των 4 ψυκτικών μέσων πάνω στο διάγραμμα Mollier του κάθε ψυκτικού μέσου. Το διάγραμμα Mollier απεικονίζει την καμπύλη κορεσμού του ρευστού πάνω στην οποία το ρευστό βρίσκεται είτε σε φάση κεκορεσμένου υγρού είτε σε φάση κεκορεσμένου ατμού. Εντός την καμπύλης το ρευστό βρίσκεται και στις δύο αυτές φάσεις (υγρό και ατμός), ενώ δεξιά της καμπύλης εντοπίζεται η περιοχή υπέρθερμου ατμού και αριστερά η περιοχή υπόψυκτου υγρού. Στον δεξιό κατακόρυφο άξονα αναπαρίστανται οι τιμές της πίεσης που έχει το ρευστό και ενώ στον δεξιά κατακόρυφο οι τιμές του ειδικού όγκου που έχει το ρευστό σε κάθε σημείο. Στον οριζόντιο άξονα υπάρχουν οι τιμές της ενθαλπίας και τέλος υπάρχουν κόκκινες και μπλε καμπύλες που αναπαριστούν τις τιμές της θερμοκρασίας και τις εντροπίας αντίστοιχα. Ένα ενδεικτικό διάγραμμα Mollier παρουσιάζεται παρακάτω.

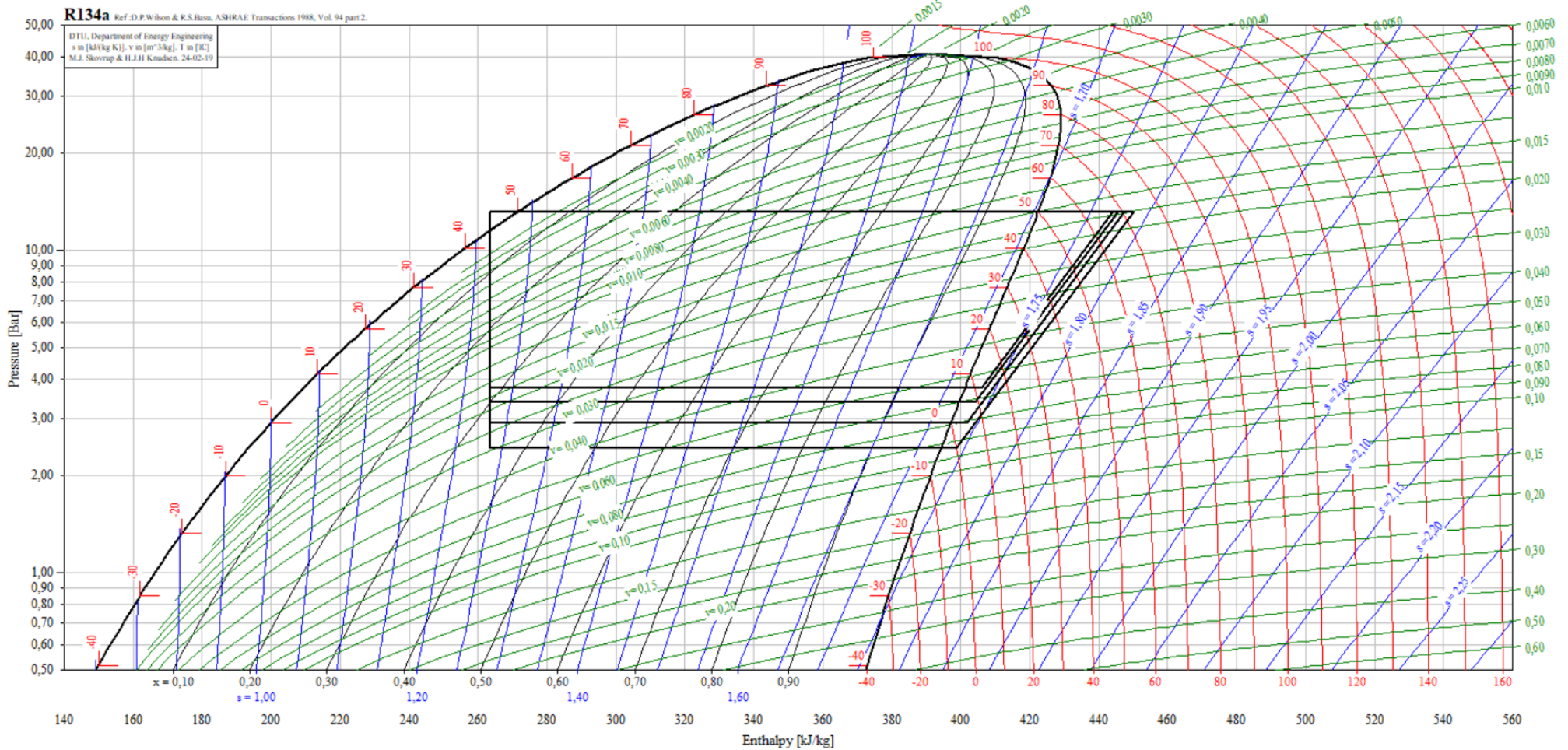


Εικόνα 32 Τυπικό διάγραμμα πίεσης - ενθαλπίας (Mollier)

Πριν ξεκινήσει η συγκριτική διαδικασία πρέπει να αναφερθεί πως επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθούν αυτές οι θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης καθώς αντιστοιχούν σε μία ρεαλιστική περίπτωση. Οι βέλτιστες θερμοκρασίες για την λειτουργία του κάθε ψυκτικού είναι διαφορετικές, για να είναι δυνατή ωστόσο η σύγκριση μεταξύ του ελέγχθηκε η απόδοση του σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας. Είναι πλέον δυνατό να συγκριθεί ο βαθμός συμποροφράς των ψυκτικών καθώς και η ηλεκτρική κατανάλωση τους στην ίδια θερμοκρασία έτσι ώστε να αποφανθεί πιο ψυκτικό μέσο είναι καταλληλότερο για την χρήση σε κλιματιστικά συστήματα πόλεων.

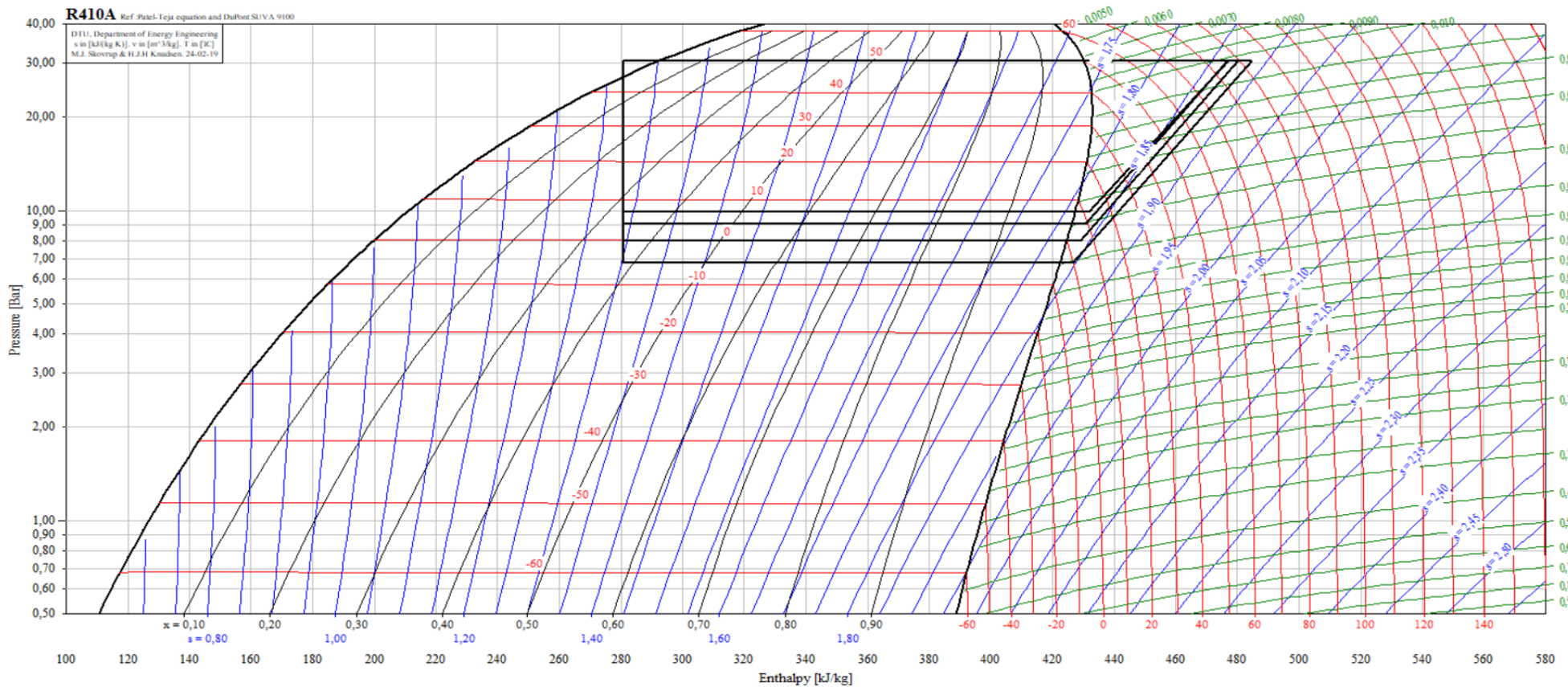
5.3 Σύγκριση βαθμού απόδοση για διαφορετική θερμοκρασία ατμοποίησης

Ένα σκέλος πάνω στο οποίο βασίζεται η σύγκριση της αποδοτικότητας της αντλίας όπως ήδη αναφέρθηκε είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης του ψυκτικού μέσου. Ως θερμοκρασία ατμοποίησης θεωρείτε η θερμοκρασία κατά στην οποία το ρευστό από την υγρή του φάση εισέρχεται στην αέρια φάση για μία συγκεκριμένη πίεση. Για να γίνει αυτή η σύγκριση όλα τα υπόλοιπα μεγέθη θα διατηρηθούν σταθερά ενώ η τιμή της θερμοκρασίας ατμοποίησης θα διαφοροποιηθεί κατά 3-5 βαθμούς κελσίου ανά περίπτωση και για τα 4 ψυκτικά. Αρχικά αξίζει να σημειωθεί ότι οι τιμές που θα χρησιμοποιηθούν αναφέρονται για την λειτουργία της θέρμανσης και βασίζονται στο εγχειρίδιο χρήσης της αντλίας θερμότητας αέρος – νερού **Dimplex LI 1422**. Παρακάτω ακολουθούν τα διαγράμματα Mollier στα οποία πάνω αποτυπώνεται ο κύκλος λειτουργίας της αντλίας θερμότητας για το εκάστοτε ψυκτικό μέσο.



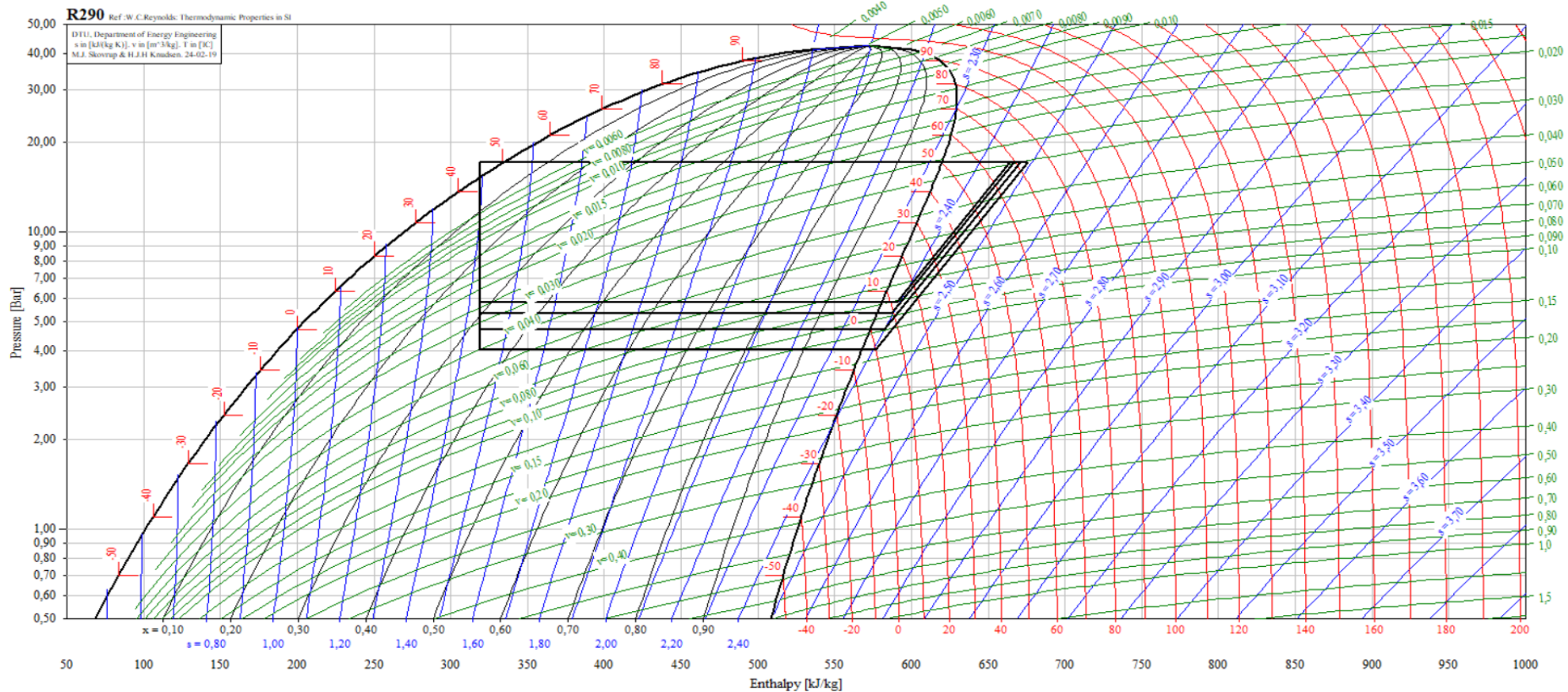
Εικόνα 33 Διάγραμμα Mollier του R134a για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης

Το παραπάνω γράφημα αποτυπώνει τα διαγράμματα του κύκλου λειτουργίας του ψυκτικού μέσου R134a σε μία αντλία άερος – νερού για 4 διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης, ενώ η θερμοκρασία συμπύκνωσης, όπως και οι θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και υπόψυξης παραμένουν σταθερές και στις 4 περιπτώσεις. Στο διάγραμμα αυτό παρατηρείτε ότι στην μικρότερη θερμοκρασία ατμοποίησης αντιστοιχεί και η μικρότερη πίεση, δηλαδή για θερμοκρασία ατμοποίησης ίση με -5 °C η πίεση του ρευστού ανέρχεται στα 2,5 Bar ενώ όσο αυξάνεται αυτή η θερμοκρασία τόσο αυξάνεται και η πίεση ατμοποίησης, με μεγαλύτερη να είναι εκείνη της θερμοκρασίας των 7 °C που ανέρχεται στα 3,8 Bar. Αξίζει να σημειωθεί ότι οι επιτευχθούν αυτές οι πιέσεις πρέπει να χρησιμοποιηθεί και ανάλογη αντλία θερμότητας της οποίας τα όρια λειτουργίας να εμπεριέχουν τις τιμές αυτές.



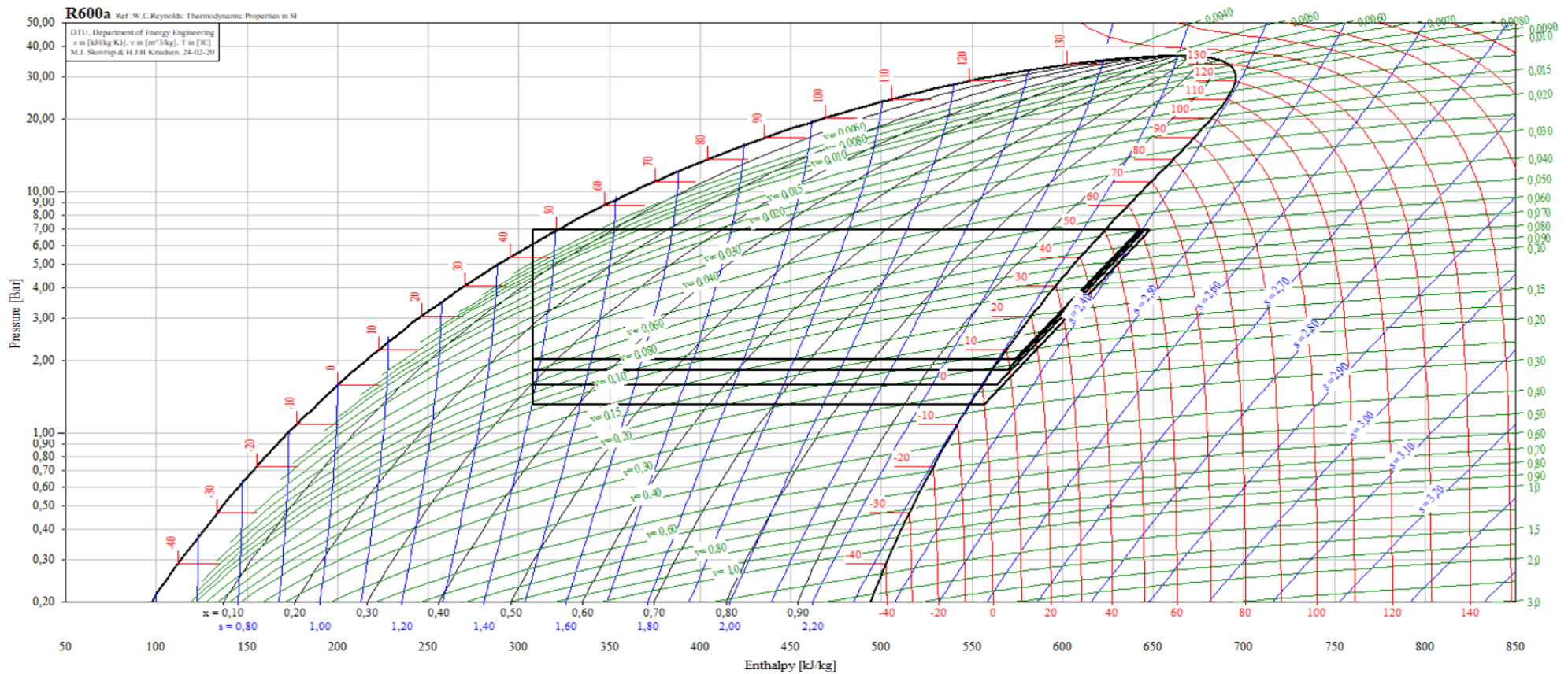
Εικόνα 34 Διάγραμμα Mollier του R410A για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης

Στην συνέχεια παρουσιάζεται το αντίστοιχο γράφημα για το ψυκτικό μέσο R410A. Οι θερμοκρασίες καθώς και όλες οι υπόλοιπες συνθήκες λειτουργίας είναι οι ίδιες με την παραπάνω περίπτωση. Όπως και με το προηγούμενο ψυκτικό έτσι και με αυτό οι κύκλοι λειτουργίας παρουσιάζουν χαμηλότερη πίεση στην χαμηλότερη τιμή της θερμοκρασίας ατμοποίησης και ακολουθούν αύξουσα πορεία. Ωστόσο οι πιέσεις που εμφανίζονται σε αυτό το ψυκτικό μέσο στις αντίστοιχες θερμοκρασίες είναι αρκετά μεγαλύτερες αφού για θερμοκρασία ατμοποίησης ίση με $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ η πίεσης ατμοποίησης ανέρχεται στα 6,9 Bar ενώ για θερμοκρασία $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ανέρχεται στα 10 Bar. Όπως θα παρατηρήσουμε και αργότερα στα διάγραμμα του COP η μεγάλη πίεση ατμοποίησης σε αυτές της θερμοκρασίες επηρεάζει ανηρητικά το COP της αντλίας θερμότητας.



Εικόνα 35 Διάγραμμα Mollier του R290 για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης

Το διάγραμμα του προπανίου (R290) που παρουσιάζεται παραπάνω ακολουθεί μορφολογικά τα δύο προηγούμενα διαγράμματα. Όπως ήδη έχει αναφερθεί κάθε ψυκτικό μέσο έχει διαφορετικά τεχνικά χαρακτηριστικά για αυτό και κάθε διάγραμμα λειτουργίας είναι διαφορετικό παρόλο που οι συνθήκες διεξαγωγής την προσομοίωσης είναι οι ίδιες. Ειδοποιός διαφορά σε αυτή τη περίπτωση είναι ότι οι πιέσεις που αντιστοιχούν στη κάθε θερμοκρασία βρίσκονται ανάμεσα στις πιέσεις των δύο προηγούμενων ψυκτικών μέσων, με ελάχιστη τιμή για τους -5 °C να είναι τα 4 Bar και για την μέγιστη θερμοκρασία ατμοποίησης που είναι ίση με 7 °C να είναι ίση με 5,8 Bar. Αναμένεται λοιπόν και το COP του ψυκτικού να είναι μεγαλύτερο από του R410A και μικρότερο από το R134a.



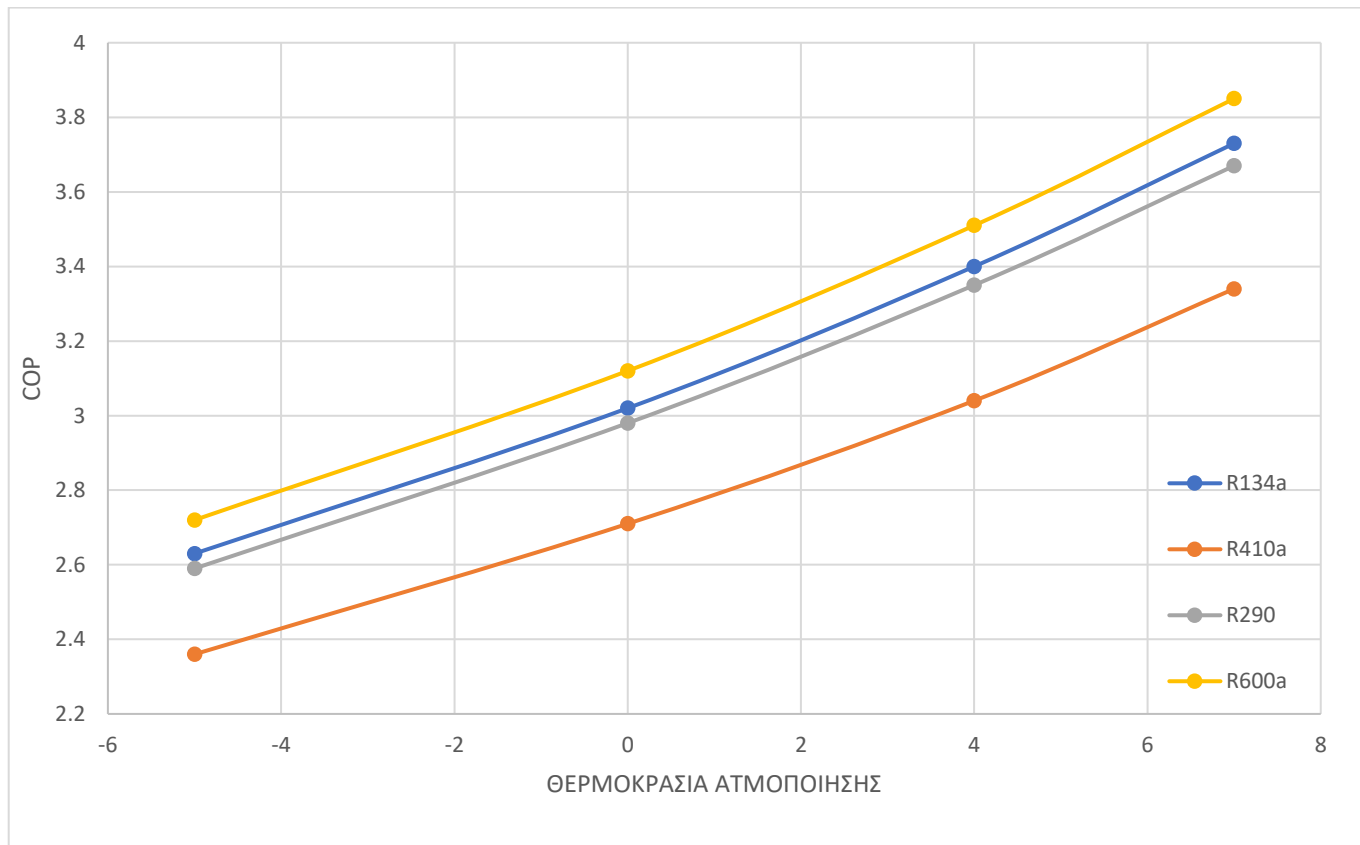
Εικόνα 36 Διάγραμμα Mollier του R600a για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης

Τέλος το ψυκτικό μέσο R600a είναι το ψυκτικό με τις μικρότερες πιέσεις ατμοποίησης στις αντίστοιχες θερμοκρασίες. Όπως και τα προηγούμενα έτσι και αυτό εμφανίζει αύξηση της πίεσης για μεγαλύτερες θερμοκρασίες, ωστόσο παρατηρείτε πολύ μικρή αύξηση της πίεσης για την αντίστοιχη αύξηση της θερμοκρασίας. Επιπλέον παρατηρείτε πως η μεγαλύτερη πίεσης του αντιστοιχεί στην μικρότερη του R134a το οποίο είναι αυτό με τις μικρότερες πιέσεις σε σχέση με τα ψυκτικά που έχουν αναφερθεί. Αναμένεται λοιπόν να είναι το ψυκτικό που θα εμφανίσει τον μεγαλύτερο βαθμό αποδοτικότητας από όλα όσα συγκρίνονται στην παρούσα εργασία

Παραπάνω παρουσιάστηκαν τα γραφήματα λειτουργίας των ψυκτικών μέσων μιας αντλίας θερμότητας αέρος – νερού αποτυπωμένα στο διάγραμμα Mollier του εκάστοτε ψυκτικού. Από τα διαγράμματα αυτό εξήχθησαν μερικά συμπεράσματα τα οποία αναφέρονται εκατέρωθεν του εκάστοτε γραφήματος. Στον κάθε κύκλο λειτουργίας αντιστοιχεί ένας βαθμός αποδοτικότητας COP ο οποίος μας δείχνει την απόδοση της αντλίας στην κάθε περίπτωση. Έτσι σύμφωνα με τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τα παραπάνω διαγράμματα προκύπτει ο παρακάτω πίνακας.

Πίνακας 11 Πίνακας COP για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης

Ψυκτικό μέσο	Θερμοκρασία ατμοποίησης (°C)			
	-5	0	4	7
R134a	2.63	3.02	3.4	3.73
R410a	2.36	2.71	3.04	3.34
R290	2.59	2.98	3.35	3.67
R600a	2.72	3.12	3.51	3.85



Εικόνα 37 Διάγραμμα COP - θερμοκρασία ατμοποίησης για διαφορετικά ψυκτικά μέσα

Παρατηρείτε ότι για την αντίστοιχη θερμοκρασία το COP που επιτυγχάνεται με τη χρήση του R410A είναι το μικρότερο και από τα 4 ψυκτικά μέσα. Αμέσως μετά ακολουθεί το R290 αυξάνοντας το COP κατά 0,2 περίπου αρχικά ενώ σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες αυτή η αύξηση φτάνει το 0,3. Στην δεύτερη θέση ακολουθεί με ελάχιστη διαφορά από το προηγούμενο το ψυκτικό μέσο R134a με διαφορά που ξεκινάει από 0,04 και φτάνει έως 0,06. Τέλος τον μεγαλύτερο βαθμό αποδοτικότητας εμφανίζει το προπάνιο (R290), ο οποίος ξεκινάει το 2,72 στην μικρότερη θερμοκρασία ατμοποίησης και φτάνει το 3,85 στη μεγαλύτερη τιμή του, έχοντας διαφορά από τον αμέσως επόμενο ίση με 0,09 και 0,12 στην μικρότερη και μεγαλύτερη αντίστοιχα θερμοκρασία ατμοποίησης.

Ένα ακόμα συμπέρασμα που μπορούμε να αποκομίσουμε από το παραπάνω διάγραμμα είναι πως όλα τα ψυκτικά που συγκρίνουμε έχουν την ίδια αντίδραση ως προς την αύξηση της θερμοκρασία ατμοποίησης. Με άλλα λόγια παρατηρείτε ότι το COP έχει ανάλογη συμπεριφορά με την θερμοκρασία ατμοποίησης, δηλαδή όσο αυξάνεται η τελευταία και ελαττώνεται η διαφορά της με την θερμοκρασία συμπύκνωσης τόσο αυξάνεται ο βαθμός αποδοτικότητας. Αντίθετα όταν υπάρχει η ελάττωση της και συνεπώς η διεύρυνση της διαφοράς της με την θερμοκρασία συμπύκνωσης τότε το COP τείνει να ελαττώνεται. Το φαινόμενο αυτό είναι απόλυτα φυσιολογικό καθώς όπως έχει αναφερθεί και στο 3^ο κεφάλαιο ο βαθμός αποδοτικότητας της αντλίας θερμότητας αέρος - νερού είναι αντιστρόφως ανάλογος της θερμοκρασιακής διαφοράς της πηγής με τον αποδέκτη της θερμότητας.

Επιπροσθέτως, άλλο ένα συμπέρασμα το οποίο μπορούμε να αποκομίσουμε είναι ότι μεταξύ δύο ψυκτικών μέσων το μεγαλύτερο COP θα έχει αυτό που έχει την μικρότερη πίεση στην ίδια θερμοκρασία ατμοποίησης. Όπως είδαμε παραπάνω στα διαγράμματα λειτουργίας το R410A είχε τις μεγαλύτερες πιέσεις για τις αντίστοιχες θερμοκρασίες ατμοποίησης. Αμέσως μετά ακολουθούσε το ψυκτικό μέσο R290, έπειτα το R134a και τέλος το R600a. Ο βαθμός αποδοτικότητας του κάθε ψυκτικού ακολουθούσε αντιστρόφως ανάλογη πορεία για συγκεκριμένη θερμοκρασία με το R600a να έχει το μεγαλύτερο COP και μετά να ακολουθούν τα υπόλοιπα. Και αυτό το φαινόμενο είναι απόλυτα λογικό, καθώς η αύξηση την πίεσης απαιτεί κατανάλωση ενέργειας από τον συμπιεστή, έτσι λοιπόν όταν υπάρχει μεγάλη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας στον συμπιεστή μειώνεται ο βαθμός αποδοτικότητας όλου της αντλίας θερμότητας.

Μία ακόμα σημαντική πληροφορία που πρέπει να σημειωθεί είναι το μέγεθος των πιέσεων τις οποίες χρειάζεται να επιτευχθούν για την ομαλή λειτουργία της αντλίας θερμότητας κατά τη χρήση του ψυκτικού μέσου R410A. Όπως παρατηρήθηκε από το διάγραμμα λειτουργίας του στις συγκεκριμένες θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης οι πιέσεις που πρέπει να επιτευχθούν δεν είναι δυνατόν να επιτευχθούν σε μία αντλία θερμότητας αέρος – νερού που προορίζεται για οικιακή χρήση. Οι πιέσεις αυτές θα ήταν δυνατόν να επιτευχθούν σε συμπιεστή που χρησιμοποιεί πολυβάθμια συμπίεση, ωστόσο η συγκεκριμένη εργασία εστιάζει σε κύκλους λειτουργίας συμπιεστών που χρησιμοποιούν μονοβάθμια συμπίεση. Για να κατανοηθεί ο λόγος που συμβαίνει αυτό αρκεί να επισημανθεί ότι το ψυκτικό μέσο R410A διαθέτει μεγάλη χρησιμότητα στην ψύξη που επιτυγχάνεται στη βιομηχανία. Οι θερμοκρασίες ατμοποίησης σε αυτές τις περιπτώσεις είναι πού μικρότερες σε σχέση με αυτές που εξετάζονται, καθώς στην βιομηχανία επιθυμείτε κυρίως η ‘βαθιά κατάψυξη’. Στις θερμοκρασίες αυτές το ψυκτικό μέσο τείνει να εμφανίζει πολύ χαμηλότερες πιέσεις λειτουργίας και να αυξάνεται κατά κόρον η αποδοτικότητα του.

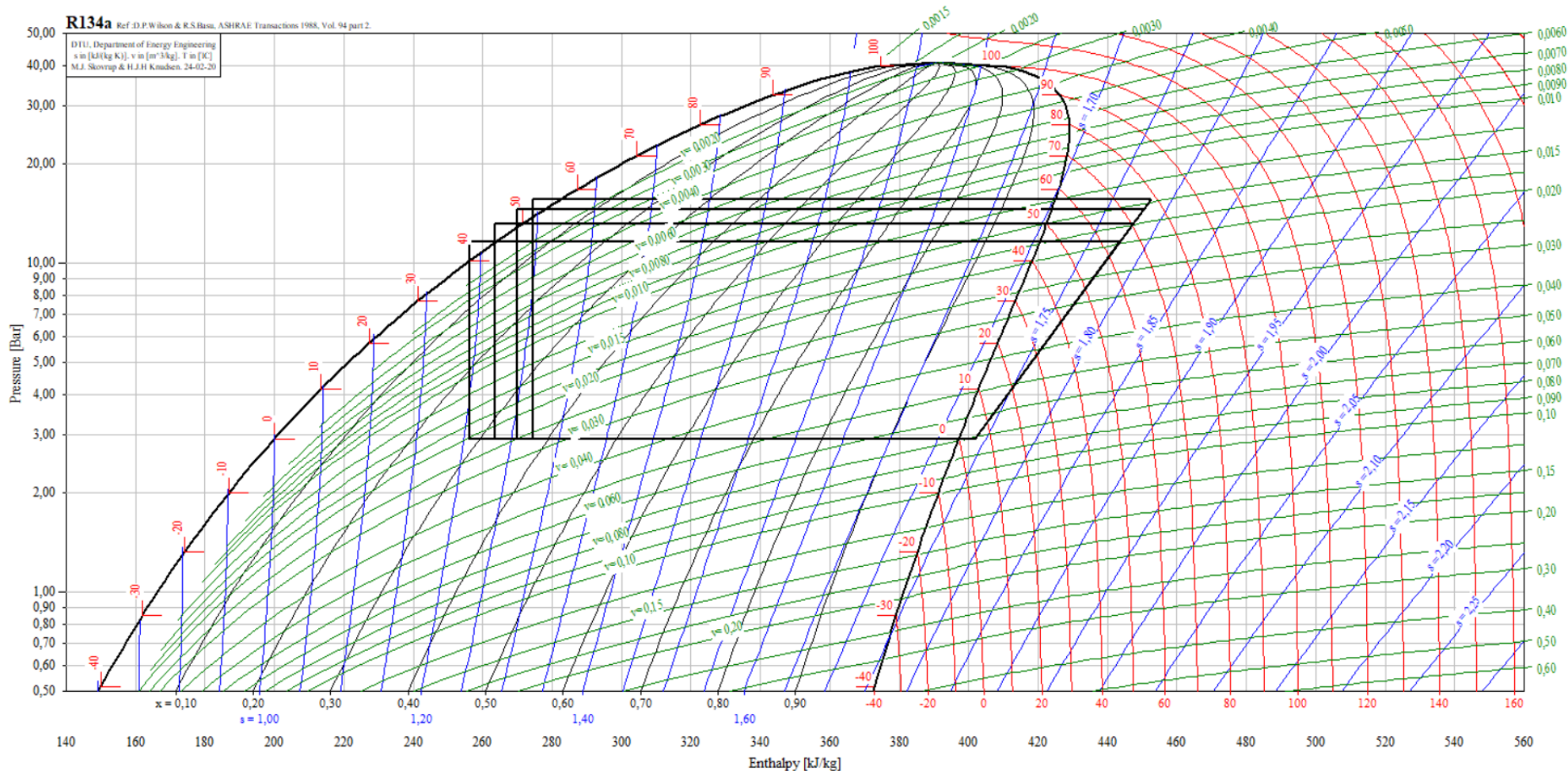
Στο σημείο αυτό είναι απαραίτητη η αναφορά της επιρροής της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης. Κατά τη διεξαγωγή των δοκιμών διαπιστώθηκε ότι η συνεισφορά της στο COP και στην κατανάλωση ήταν αμελητέα για αυτό και παραλήφθηκε. Ωστόσο τα αποτελέσματα που προέκυψαν έδειξαν ότι η αύξηση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης είχε θετική συνεισφορά στο COP της τάξεως του 0,01 για 10 °C η τιμή της υπερθέρμανσης. Στην ηλεκτρική κατανάλωση τα αποτελέσματα ήταν αντίστοιχα η και μικρότερα, δηλαδή ενώ η αύξηση της υπερθέρμανσης είχε ως αποτέλεσμα την μείωση της πρακτικά η κατανάλωση παρέμενε η ίδια καθώς η μείωση που επιτυγχανόταν ήταν ανεπαίσθητη.

5.4 Σύγκριση βαθμού απόδοσης για διαφορετική θερμοκρασία συμπύκνωσης

Ο δεύτερος άξονας γύρω από τον οποίο θα πραγματοποιηθεί η σύγκριση της αποδοτικότητας της αντλίας μας είναι η θερμοκρασία συμπύκνωσης. Θερμοκρασία συμπύκνωσης ορίζεται η θερμοκρασία στην οποία το αέριο υπό την μορφή ατμού μετατρέπεται σε υγρό για μία συγκεκριμένη πίεση. Για να μελετηθεί η συμπεριφορά του COP ανάλογα με την αυξομείωση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης θα διατηρηθούν σταθεροί οι υπόλοιποι παράγοντες όπως αναφέρθηκε παραπάνω ενώ οι θερμοκρασίες που χρησιμοποιούνται είναι εντός των ορίων λειτουργίας της αντλίας.

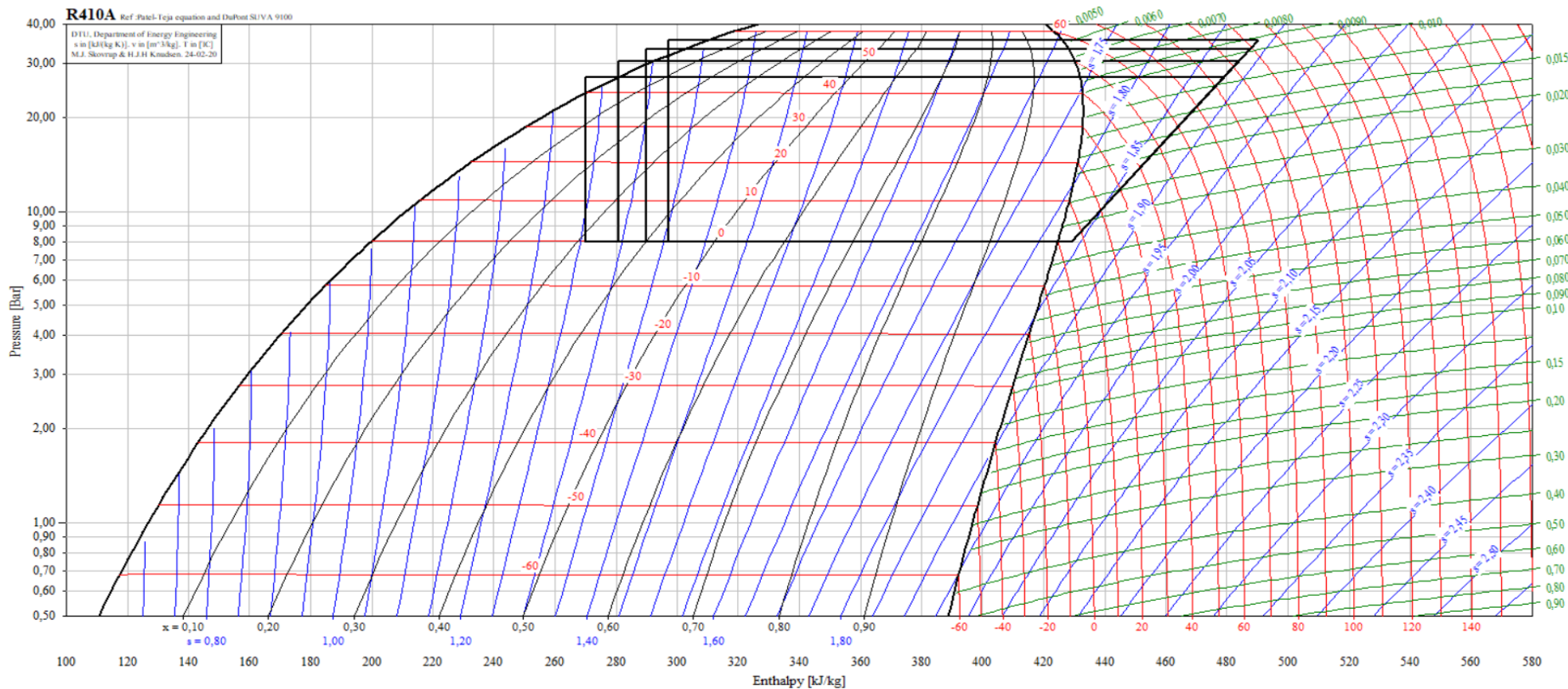
Σε αυτό το σημείο μια σημαντική επισήμανση είναι ότι η θερμοκρασία συμπύκνωσης δεν είναι η ίδια με την θερμοκρασία που έχει το ψυκτικό μέσο κατά την έξοδο του από τον συμπιεστή. Το ψυκτικό μέσο κατά τη έξοδο του από τον συμπιεστή έχει μεγαλύτερη θερμοκρασία από την θερμοκρασία συμπύκνωσης ,έτσι κατά την είσοδο του στον συμπυκνωτή απορρίπτει την περίσσια θερμότητα που διαθέτει μειώνοντας την θερμοκρασία του μέχρι να φτάσει στην κατάλληλη θερμοκρασία όπου ξεκινάει η συμπύκνωση. Έπειτα μετατρέπεται σε κορεσμένο υγρό και συνεχίζει ο κύκλος λειτουργίας.

Παρακάτω ακολουθούν τα διαγράμματα Mollier με αποτυπωμένους του κύκλους λειτουργίας κάθε ψυκτικού μέσου για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης.



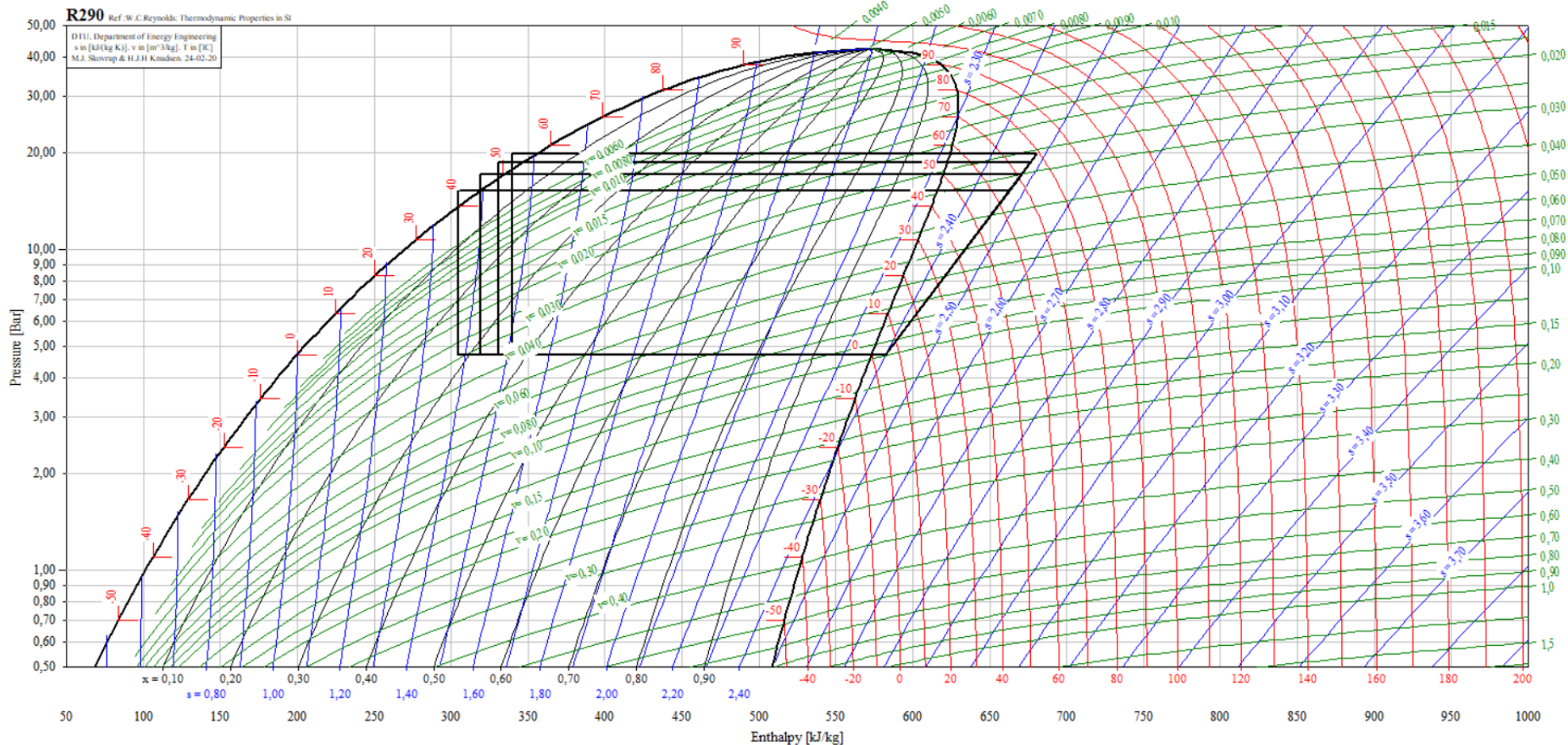
Εικόνα 38 Διάγραμμα Mollier του R134a για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης

Στο παραπάνω διάγραμμα απεικονίζονται οι κύκλοι λειτουργίας του ψυκτικού μέσου R134a για 4 διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης. Παρατηρείτε όπως και στα διαγράμματα των θερμοκρασιών ατμοποίησης πως όσο αυξάνεται η θερμοκρασία συμπίεσης τόσο αυξάνεται και η πίεση συμπύκνωσης. Με άλλα λόγια για θερμοκρασία ίση με 45 °C η πίεση ανέρχεται στα 11,2 Bar ενώ για θερμοκρασία ίση με 57 °C η πίεση ανέρχεται στα 16,5 Bar με τις ενδιάμεσες θερμοκρασίες να λαμβάνουν αντίστοιχα ενδιάμεσες τιμές πιέσεων. Επιπλέον παρατηρούνται μεγαλύτερες τιμές ενθαλπίας για γεγονός που οφείλεται στην υψηλότερη θερμοκρασία την οποία φτάνει το ψυκτικό μέσο πριν συμπυκνωθεί αναπτύσσοντας έτσι μεγαλύτερη εσωτερική ενέργεια.



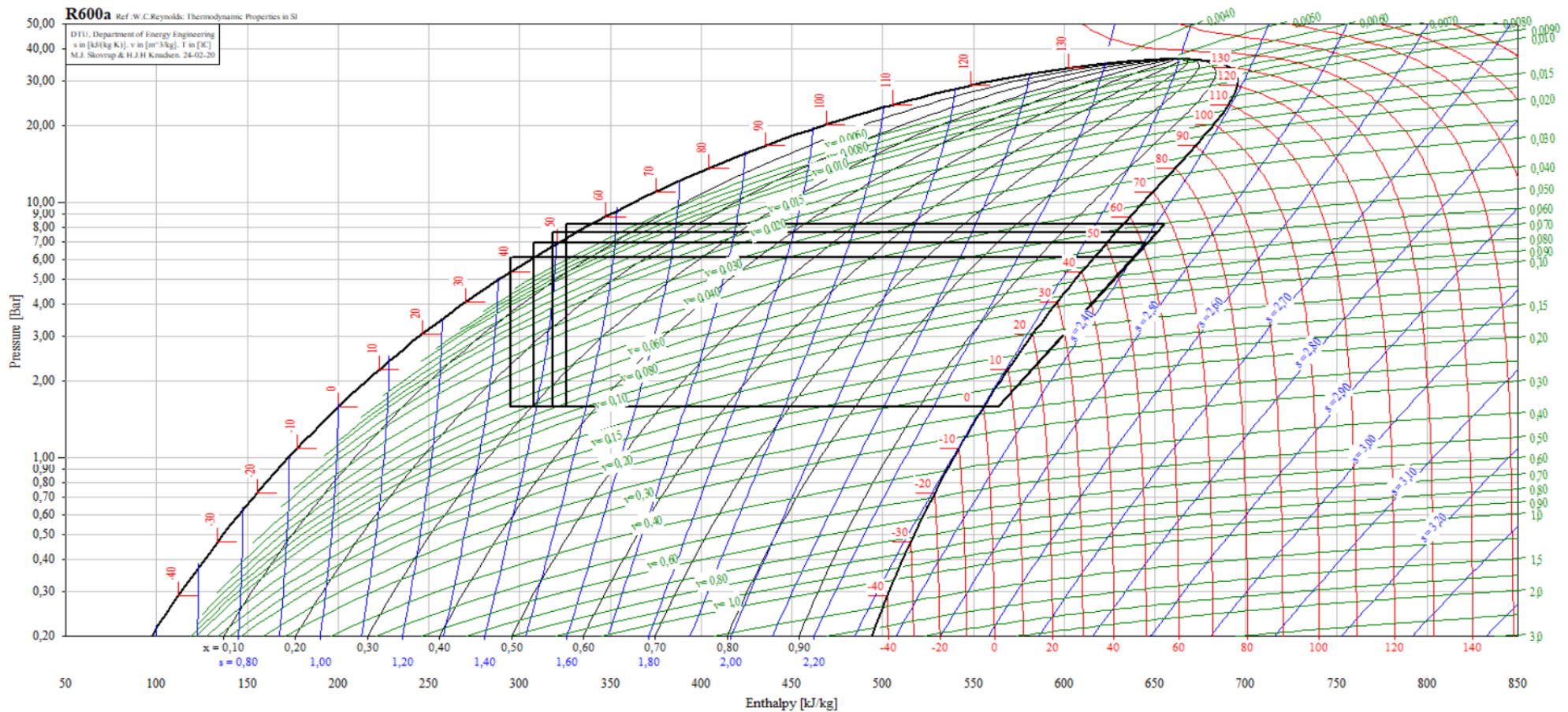
Εικόνα 39 Διάγραμμα Mollier του R410A για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης

Στον δεύτερο διάγραμμα της υποενότιητας παρουσιάζονται οι κύκλοι λειτουργίας για το ψυκτικό μέσο R410a για τη συγκρινόμενες θερμοκρασίες συμπύκνωσης. Όπως και στην προηγούμενη περίπτωση έτσι και εδώ θερμοκρασία και πίεση έχουν μία ανάλογη σύνδεση με ελάχιστες τιμές 45 °C και 28,3 Bar και μέγιστη 57 °C και 36,1 Bar αντίστοιχα. Ανάμεσα στα δύο ψυκτικά παρατηρείτε ότι το δεύτερο παρουσιάζει πολύ μεγαλύτερες τιμές πιέσεων συμπύκνωσης, ενώ επιπλέον παρατηρείτε και ραγδαία αύξηση της ενθαλπίας σε τιμές μεγαλύτερες από το R134a. Αυτό οφείλεται κατά κύριο λόγο στην αρκετά υψηλή πίεση που φτάνει το ψυκτικό πριν συμπυκνωθεί καθώς όπως ήδη γνωρίζουμε η ενθαλπία είναι το άθροισμα της εσωτερικής ενέργειας του ρευστού και του γινομένου της πίεσης με τον ειδικό όγκο.



Εικόνα 40 Διάγραμμα Mollier του R290 για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης

Το προπάνιο όπως και στην προηγούμενη περίπτωση έτσι και εδώ εμφανίζει τιμές πιέσεων που βρίσκονται ανάμεσα στις τιμές των 2 προηγούμενων ψυκτικών μέσων. Για την μικρότερη θερμοκρασία συμπύκνωσης η πίεση ανέρχεται στα 17,4 Bar ενώ για την μέγιστη θερμοκρασία η τιμή της πίεσης ανέρχεται στα 20 Bar. Παρατηρούμε ότι η ενθαλπία σε αυτή τη περίπτωση είναι πολύ μεγαλύτερη από τις προηγούμενες δύο περιπτώσεις παρόλη την μικρότερη πίεση που συναντάμε σε σχέση με το R410A γεγονός που μας υποδεικνύει ότι το R290 διαθέτει μεγαλύτερη εσωτερική ενέργεια από αυτό.



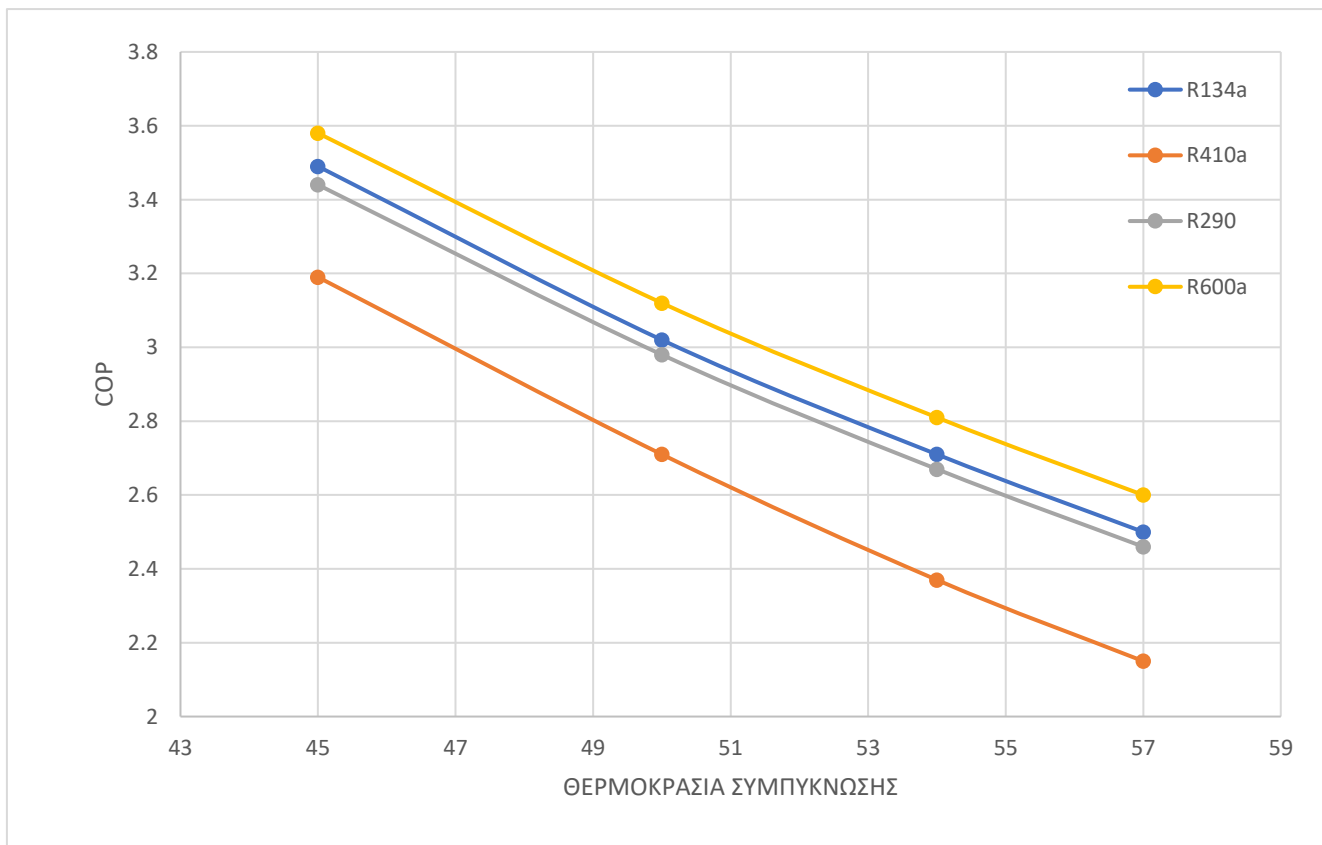
Εικόνα 41 Διάγραμμα Mollier του R600a για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης

Τέλος έχουμε το ψυκτικό μέσο R600a το οποίο παρουσιάζει τις χαμηλότερες πιέσεις για τις εκάστοτε θερμοκρασίες ατμοποίησης, συγκεκριμένα για θερμοκρασία συμπύκνωσης ίση με 45 °C η πίεση ανέρχεται στα 6,1 Bar γεγονός που την καθιστά την μικρότερη πίεση από όλα τα ψυκτικά που συγκρίναμε και για θερμοκρασία συμπύκνωσης ίση με 57 °C η πίεση συμπύκνωσης ανέρχεται στα 7,2 Bar. Η χαμηλές αυτές πιέσεις λειτουργίας προμηνύουν μεγάλο βαθμό αποδοτικότητας αφού δεν απαιτείτε μεγάλη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργεια στον συμπιεστή. Τέλος, όπως και το προηγούμενο ψυκτικό μέσο που ανήκει στην κατηγορία των υδρογονανθράκων έτσι και αυτό παρουσιάζει μεγάλη ενθαλπία παρόλο που διαθέτει χαμηλές πιέσεις λειτουργίας.

Σύμφωνα με τα παραπάνω διαγράμματα και τους κύκλους λειτουργίας του κάθε ψυκτικού για την κάθε θερμοκρασία ατμοποίησης προκύπτει ο παρακάτω πίνακας με τους βαθμούς αποδοτικότητας στην κάθε περίπτωση, του οποίου οι τιμές παρουσιάζονται στο διάγραμμα που ακολουθεί.

Πίνακας 12 Πίνακας COP διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης

Ψυκτικά μέσα	Θερμοκρασία συμπύκνωσης (°C)			
	45	50	54	57
R134a	3.49	3.02	2.71	2.5
R410a	3.19	2.71	2.37	2.15
R290	3.44	2.98	2.67	2.46
R600a	3.58	3.12	2.81	2.6



Εικόνα 42 Διάγραμμα COP - θερμοκρασία συμπύκνωσης για διαφορετικά ψυκτικά μέσα

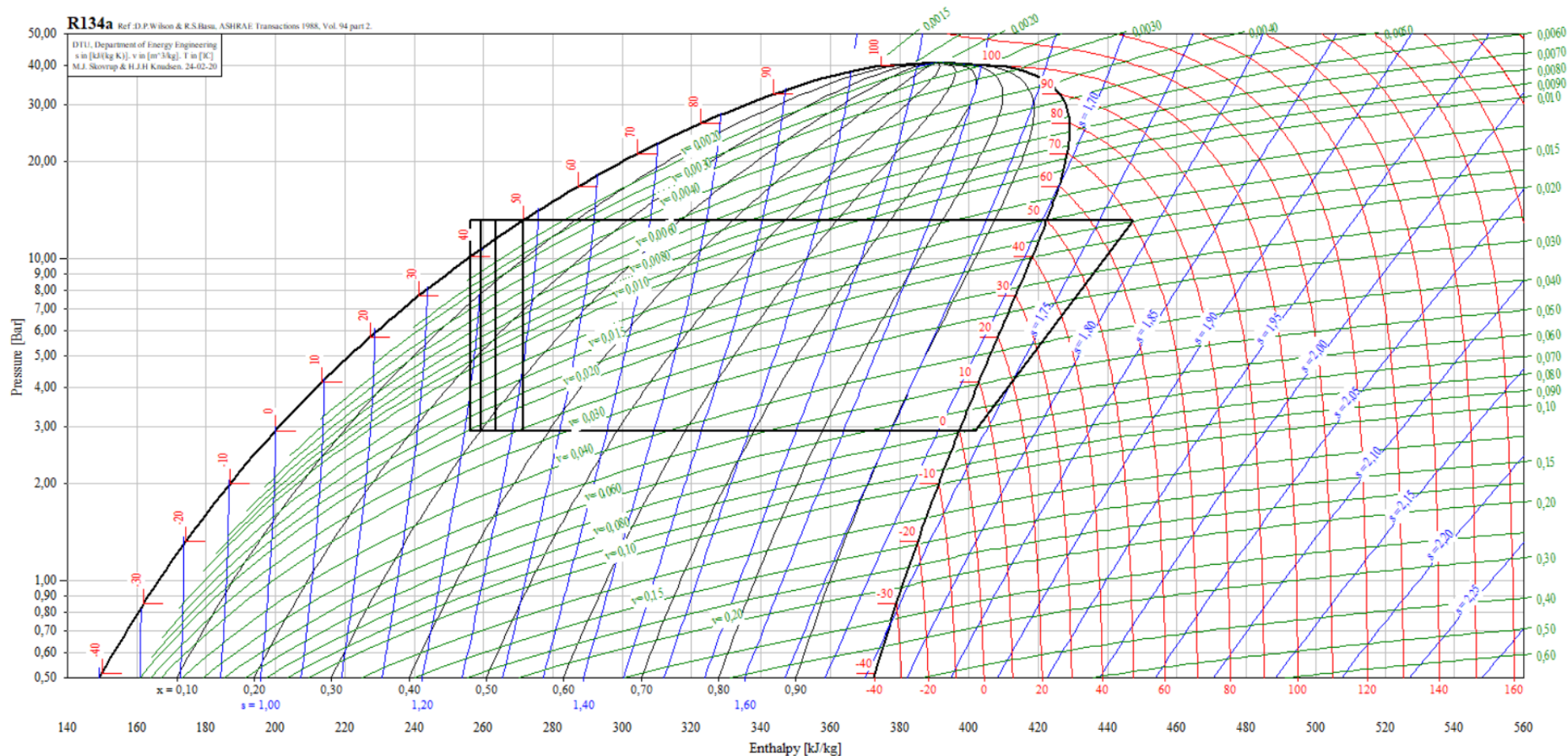
Στο παραπάνω διάγραμμα απεικονίζονται οι βαθμοί αποδοτικότητας που προκύπτουν από τα παραπάνω γραφήματα. Παρατηρείτε ότι για όλα τα ψυκτικά το COP έχει καθοδική πορεία, που σημαίνει ότι η αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης συμβάλει στη μείωση του. Αυτό οφείλετε στο ότι με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης διατηρώντας σταθερή τη θερμοκρασία ατμοποίησης αυξάνεται η διαφορά των δυο θερμοκρασιών που όπως αναφέρθηκε ήδη συμβάλει αρνητικά στον βαθμό αποδοτικότητας.

Από το παραπάνω διάγραμμα μπορούμε να εξάγουμε συμπεράσματα για την αποδοτικότητα του κάθε ψυκτικού μέσου για τη εκάστοτε θερμοκρασία συμπύκνωσης. Πιο αναλυτικά φαίνεται πως το ψυκτικό μέσο R410A είναι αυτό με τον μικρότερο βαθμό αποδοτικότητας και μάλιστα με μεγάλη διαφορά από το αμέσως επόμενο, το οποίο είναι το R290. Η μικρότερη διαφορά τους εντοπίζεται στη μικρότερη θερμοκρασία συμπύκνωσης και είναι ίση με 0,25 ενώ η μεγαλύτερη είναι στην μεγαλύτερη θερμοκρασία συμπύκνωσης και είναι ίση με 0,31. Το αμέσως αποδοτικότερο ψυκτικό μέσο είναι το R134a το οποίο ακολουθεί κατά πόδας το R290 έχοντας διαφορά για την μικρότερη θερμοκρασία ίση με 0,05 ενώ για την μεγαλύτερη είναι 0,04. Τέλος το ψυκτικό με την καλύτερη αποδοτικότητα είναι το R600a το οποίο βρίσκεται στην πρώτη θέση με διαφορά 0,11 στην χαμηλή θερμοκρασία και 0,1 στην υψηλή θερμοκρασία.

Τέλος εξάγεται και εδώ το συμπέρασμα ότι η αύξηση της πίεσης συμβάλει στη μείωση του βαθμού αποδοτικότητας, καθώς όπως διαπιστώθηκε και στη συγκεκριμένη περίπτωση το ψυκτικό μέσο που εμφάνιζε τη μεγαλύτερη πίεση συμπύκνωσης για μία συγκεκριμένη θερμοκρασία συμπύκνωσης εμφάνιζε και το μικρότερο COP.

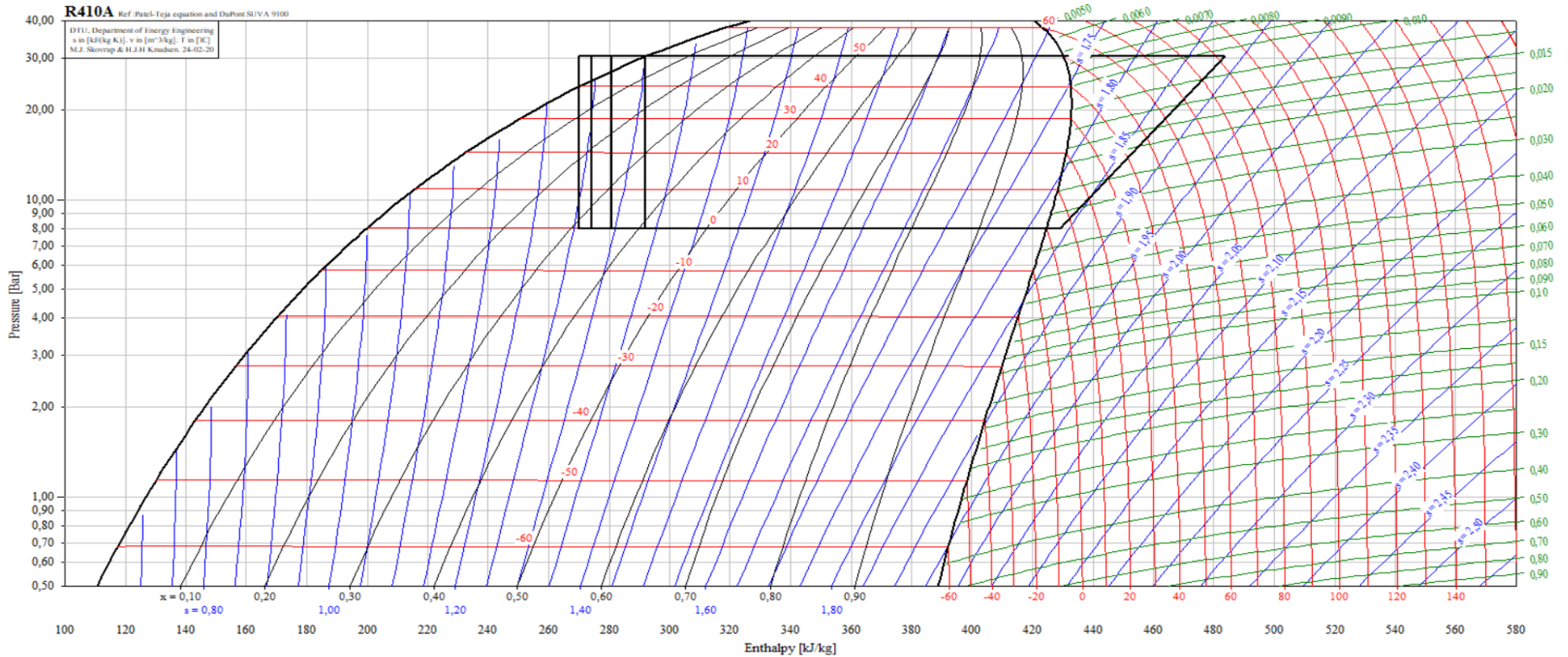
5.5 Σύγκριση βαθμού απόδοσης για διάφορες τιμές υπόψυξης

Στο τελευταίο κομμάτι αυτής της συγκριτικής διαδικασίας θα σχολιαστούν οι κύκλοι λειτουργίας και οι βαθμοί αποδοτικότητας των ψυκτικών μέσων για διαφορετικές τιμές θερμοκρασιών υπόψυξης. Ως θερμοκρασία υπόψυξης θεωρείτε η διαφορά της θερμοκρασία μεταξύ της θερμοκρασίας που αντιστοιχεί στο σημείο όπου το ψυκτικό είναι σε φάση κορεσμένου υγρού και στην θερμοκρασία όπου το ψυκτικό εκτονώνεται, για μία συγκεκριμένη πίεση. Πρέπει να τονίσουμε ότι η θερμοκρασία όπου εκτονώνεται το ψυκτικό υγρό πρέπει να είναι ίση η μικρότερη της θερμοκρασίας κορεσμένου υγρού, καθώς η είσοδος ατμού στη εκτονωτική διάταξη θα προκαλέσει πρόβλημα στην λειτουργία της. Ένας λόγος που επιθυμείτε η υπόψυξη ενός ψυκτικού υγρού είναι η μεταφορά μεγαλύτερου θερμικού φορτίου καθώς αποβάλλεται μεγαλύτερο ποσό θερμότητας. Παρακάτω ακολουθούν τα διαγράμματα που προκύπτουν από τα 4 ψυκτικά μέσα για 4 διαφορετικές θερμοκρασίες υπόψυξης που ξεκινούν από 0 °C και φτάνουν ως τους 10 °C.



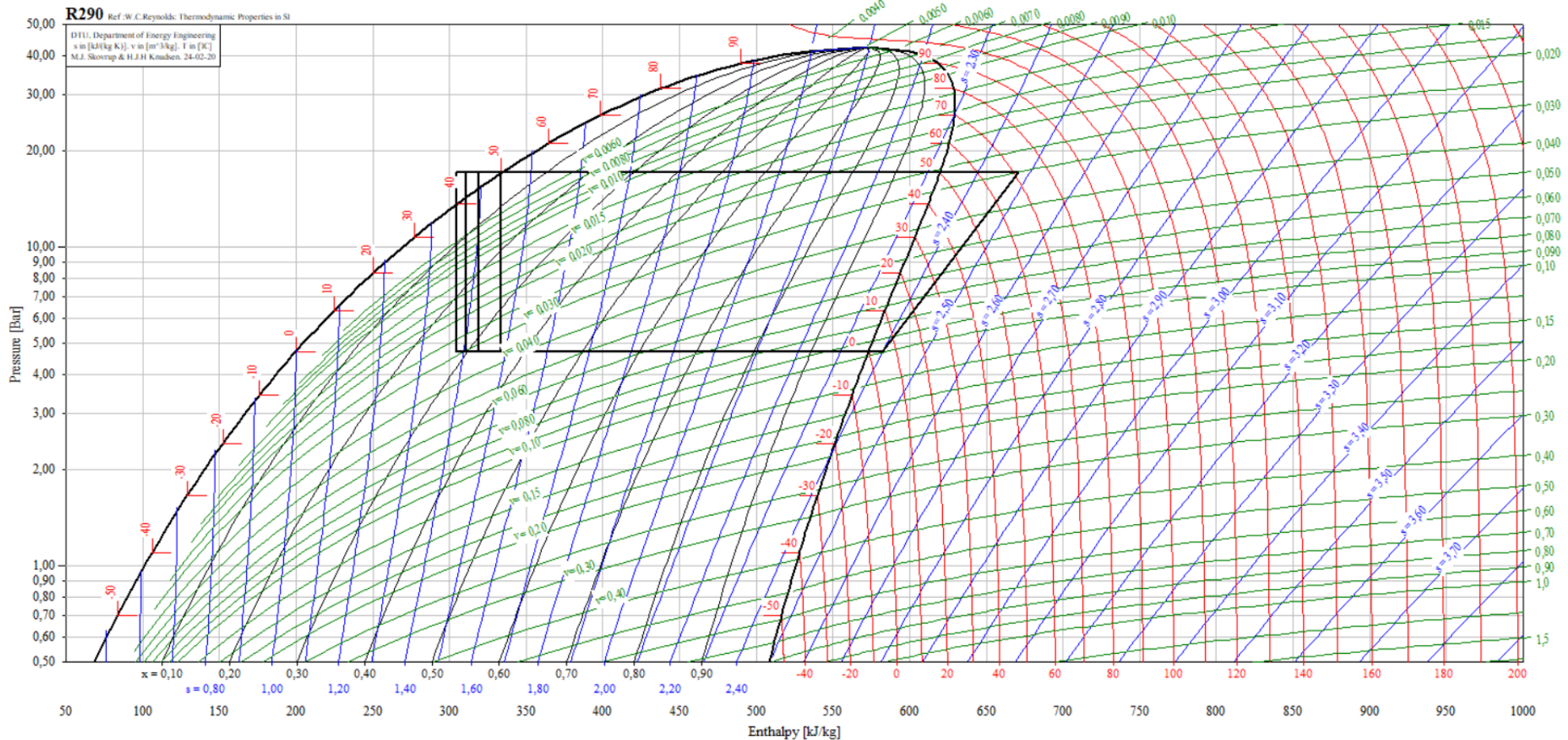
Εικόνα 43 Διάγραμμα Mollier του R134a για διαφορετικές θερμοκρασίες υπόψυξης

Στα διαγράμματα αυτή της ενότητας εξετάζεται η συμπεριφορά των κύκλων λειτουργίας ανάλογα με την θερμοκρασία υπόψυξης. Το R134a δεν παρουσιάζει διαφορές στις θερμοκρασίες και πιέσεις αμφοίωσης και συμπύκνωσης μεταξύ των κύκλων λειτουργίας τους. Όπως φαίνεται χαρακτηριστικά η θερμοκρασία υπόψυξης επηρεάζει άμεσα το σημείο στο οποίο θα γίνει η εκτόνωση του ψυκτικού μέσου. Με άλλα λόγια όταν η θερμοκρασία υπόψυξης είναι μηδενικό τότε η εκτόνωση συμβαίνει όταν το ρευστό είναι σε κατάσταση κορεσμένου υγρού, ενώ όσο αυτή η θερμοκρασία αυξάνεται τόσο το σημείο αυτό μετατοπίζεται προς τα αριστερά της καμπύλης στο σημείο υπόψυκτου υγρού του διαγράμματος.



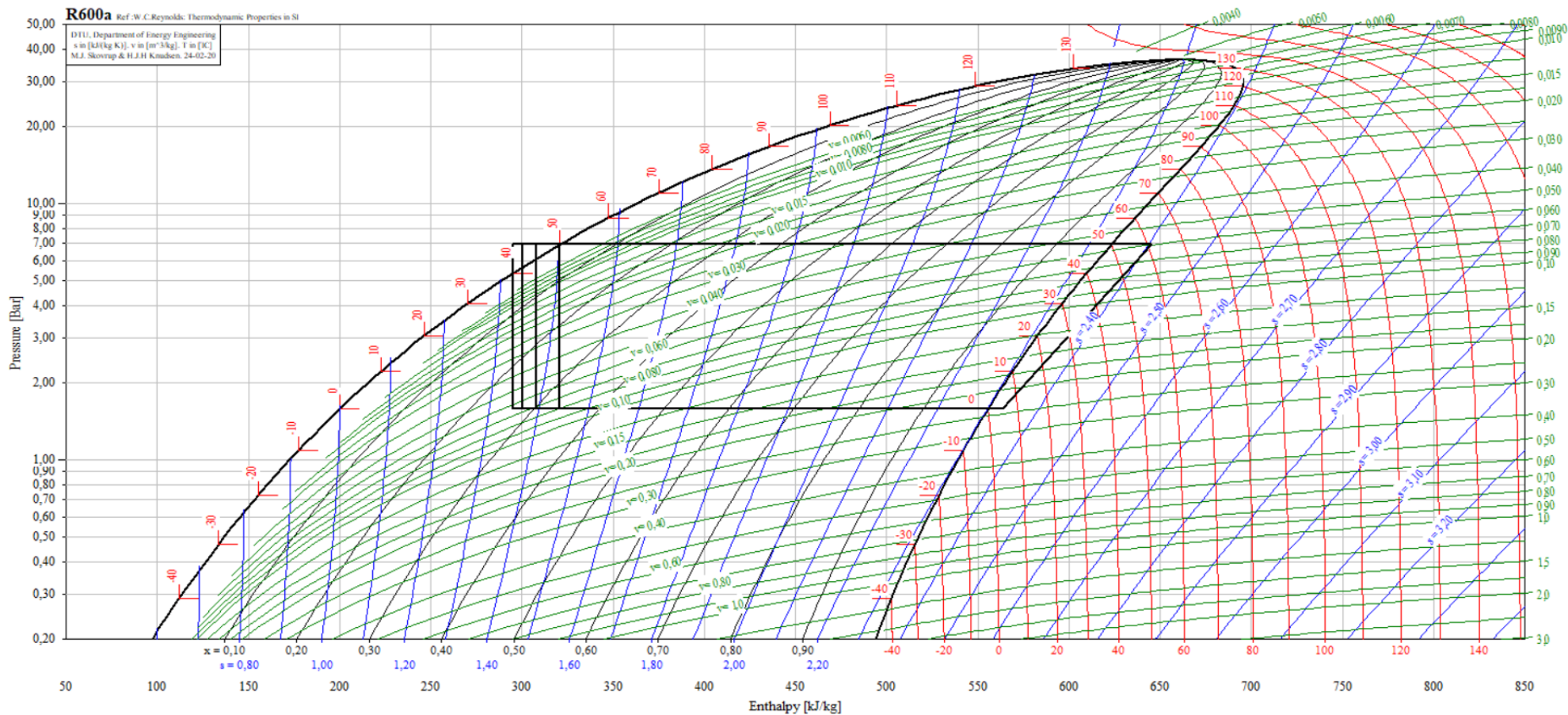
Εικόνα 44 Διάγραμμα Mollier του R410A για διαφορετικές θερμοκρασίες υπόψυξης

Η εικόνα που παρουσιάζουν οι κύκλοι λειτουργίας του ψυκτικού μέσου R410A είναι η ίδια με το προηγούμενο ψυκτικό. Η θερμοκρασίες και οι πιέσεις ατμοποίησης και συμπύκνωσης παραμένουν σταθερές και στις 4 περιπτώσεις ενώ όπως και πριν το σημείο εκτόνωσης μετατοπίζεται προς τα αριστερά της καμπύλης, όσο αυξάνεται η θερμοκρασία ατμοποίησης. Επιπλέον όπως και στον προηγούμενο ψυκτικό για μεγαλύτερη θερμοκρασία υπόψυξης η ενθαλπία του σημείου εκτόνωσης ελαττώνεται αυτό συμβαίνει γιατί αποβάλλεται μεγαλύτερο κομμάτι της θερμότητας του ρευστού συνεπώς η εσωτερική του ενέργεια μειώνεται.



Εικόνα 45 Διάγραμμα Mollier του R290 για διαφορετικές θερμοκρασίες υπόψυξης

Το τρίτο διάγραμμα στη σειρά είναι εκείνο του προπάνιου (R290) στο οποίο δεν παρατηρούμε κάποια διαφορά από τα προηγούμενα διαγράμματα. Και σε αυτή τη περίπτωση η θερμοκρασία και η πίεσης ατμοποίησης και συμπύκνωσης είναι σταθερές και ανάμεσα σε αυτές των δυο προηγούμενων ψυκτικών μέσων. Η θερμοκρασία υπόψυξης επηρεάζει και σε αυτό το ψυκτικό το σημείο που συμβαίνει η εκτόνωση ενώ παρόλη την ενδιάμεση πίεση που εμφανίζει το ψυκτικό είναι αυτό που εμφανίζει τη μεγαλύτερη ενθαλπία εκτόνωσης από τα προηγούμενα.



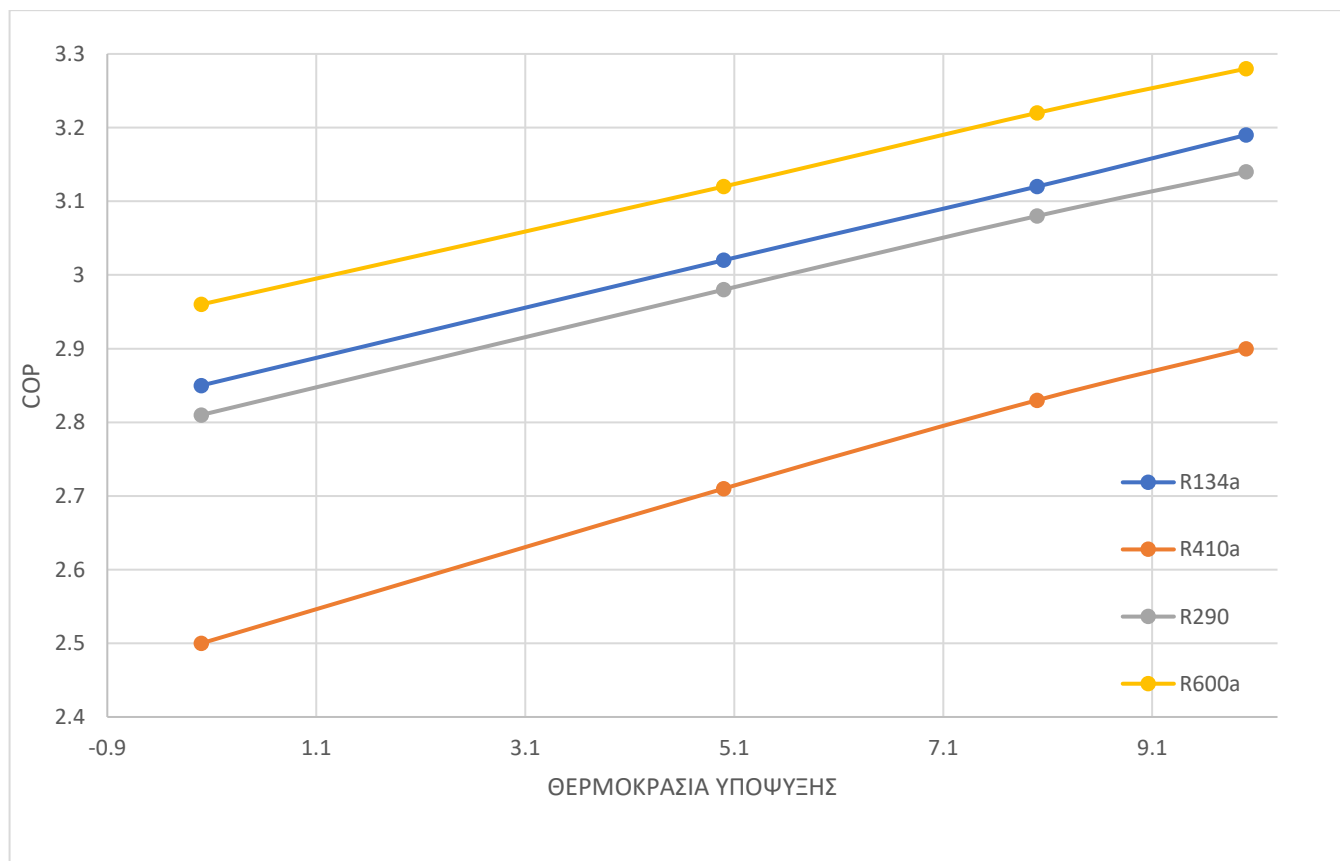
Εικόνα 46 Διάγραμμα Mollier του R600a για διαφορετικές θερμοκρασίες υπόψυξης

Το τελευταίο ψυκτικό είναι το R600a το οποίο έχει εμφανίσει την μεγαλύτερη αποδοτικότητα στις προηγούμενες συγκρίσεις. Οι πιέσεις και οι θερμοκρασίες του διατηρούνται σταθερές, ενώ όπως και το R290 εμφανίζουν τις μεγαλύτερες ενθαλπίες εκτόνωσης. Όσο αυξάνεται η θερμοκρασία υπόψυξης τόσο το σημείο εκτόνωσης μετατοπίζεται αριστερά της καμπύλης, ενώ όπως παρατηρήθηκε και στις προηγούμενες περιπτώσεις είναι το ψυκτικό που αναπτύσσει τις χαμηλότερες πιέσεις κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας του.

Μετά το πέρας του σχολιασμού και του τελευταίου τομέα σύγκρισης των ψυκτικών μέσων μένει να σχολιαστούν οι βαθμοί αποδοτικότητας που αντιστοιχούν στην κάθε περίπτωση για το κάθε ψυκτικό μέσο. Παρακάτω ακολουθεί ο πίνακας που περιέχει το COP για την κάθε περίπτωση, ενώ εν τέλη όλα αυτά συνοψίζονται και συγκρίνονται στο παρακάτω διάγραμμα.

Πίνακας 13 Πίνακας COP για διαφορετικές θερμοκρασίες υπόψυξης

Ψυκτικά μέσα	Θερμοκρασία υπόψυξης (°C)			
	0	5	8	10
R134a	2.85	3.02	3.12	3.19
R410a	2.5	2.71	2.83	2.9
R290	2.81	2.98	3.08	3.14
R600a	2.96	3.12	3.22	3.28



Εικόνα 47 Διάγραμμα COP - θερμοκρασίας υπόψυξης για διαφορετικά ψυκτικά μέσα

Τα συμπεράσματα τα οποία προκύπτουν από το παραπάνω διάγραμμα έχουν αναφερθεί ήδη λίγο πολύ και στα προηγούμενα αντίστοιχα διαγράμματα. Πρώτο και βασικό συμπέρασμα που μπορεί να εξαχθεί είναι η αποδοτικότητα του εκάστοτε ψυκτικού μέσου κάτω από τις συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας που αναφέρθηκαν στη αρχή του κεφαλαίου. Η σειρά αποδοτικότητας από το περισσότερο αποδοτικό προς το λιγότερο αποδοτικό είναι R600a>R134a>R290>R410A, που αντιστοιχεί και σε αυτή τη περίπτωση με τη σειρά των ψυκτικών που ανέβασαν τις μεγαλύτερες πιέσεις λειτουργίας για τις αντίστοιχες θερμοκρασίες.

Το δεύτερο σημαντικότερο συμπέρασμα που προκύπτει είναι η επίδραση της θερμοκρασίας υπόψυξης στο COP. Όπως φαίνεται ξεκάθαρα στα παραπάνω διάγραμμα η αύξηση της θερμοκρασίας αυτής λειτουργεί θετικά στην αύξηση του COP. Με άλλα λόγια όσο περισσότερο αυξάνεται η υπόψυξη την οποία υπέστη το ψυκτικό μέσο ο βαθμός αποδοτικότητας όλου της αντλίας θερμότητας αυξάνεται κατά πολύ. Προς μεγάλη μας έκπληξη το ψυκτικό μέσο που παρουσιάζει την μεγαλύτερη αύξηση του COP είναι το R410A με συνολική αύξηση της τάξεως του 0,4, παρότι είναι το ψυκτικό που κατά κύριο λόγο εμφανίζει το χαμηλότερο COP σε όλες τις περιπτώσεις που επιχειρήθηκε η σύγκριση των ψυκτικών μέσων. Την αμέσως μεγαλύτερη αύξηση εμφανίζει το R134a η οποία είναι 0,34 και ακολουθείτε από τα ψυκτικά R290 με 0,33 και R600a με 0,32. Ενώ βλέπουμε ότι οι διαφορές ανάμεσα στα ποσά αύξησης του COP είναι μηδαμινές ανάμεσα στα ψυκτικά μέσα οφείλουμε να παρατηρήσουμε πως με τη αύξηση της θερμοκρασίας υπόψυξης αυξάνεται περισσότερο η αποδοτικότητα των ρευστών που έχουν χαμηλό COP ενώ εκείνα που το COP τους είναι υψηλό παρουσιάζουν μικρότερη αύξηση.

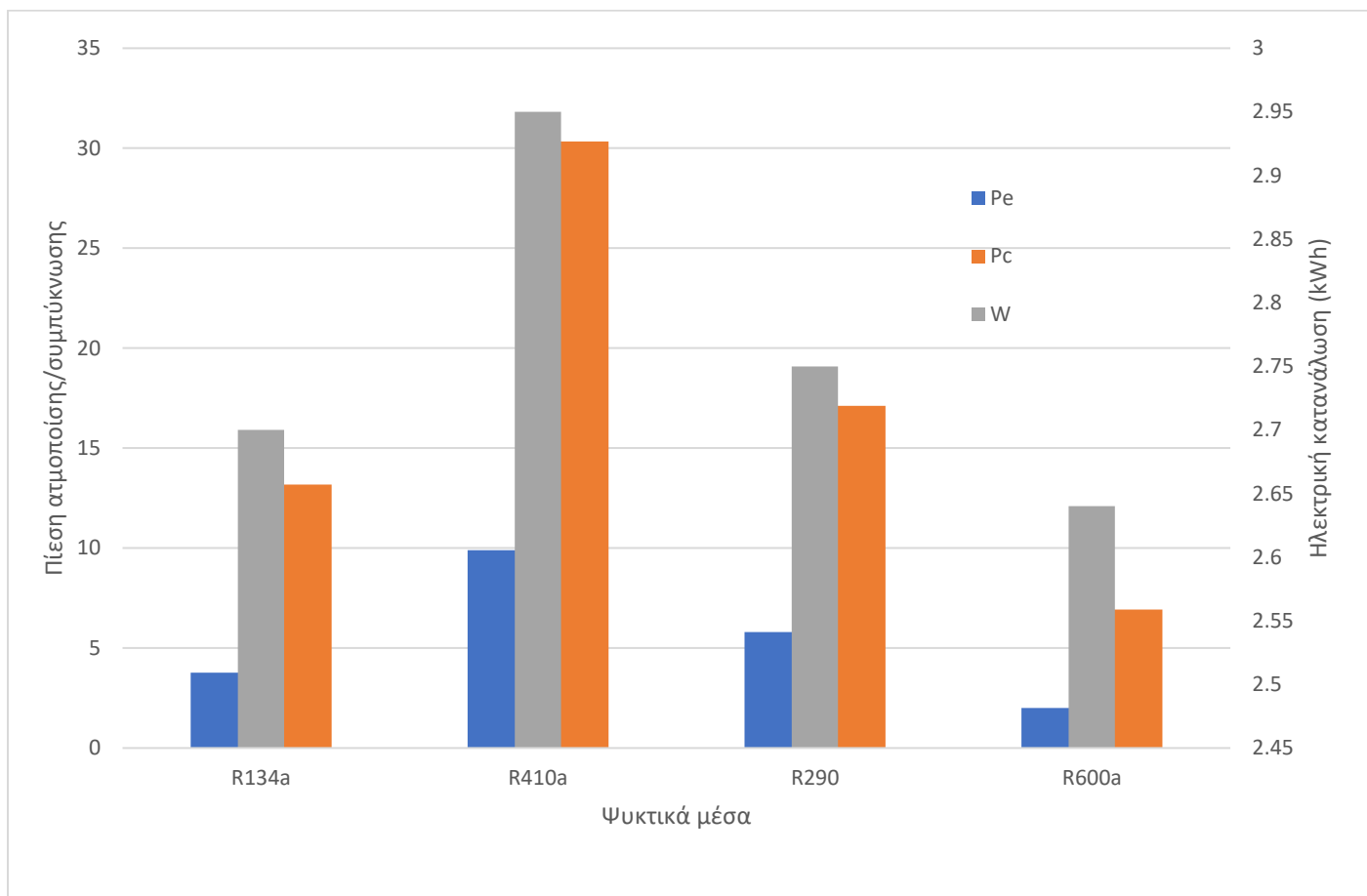
5.6 Ανάλυση πιέσεων ψυκτικών μέσων για το βέλτιστο COP

Κατά την ολοκλήρωση της συγκριτικής διαδικασίας για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης τα αποτελέσματα τα οποία προέκυψαν έδωσαν έναν συντελεστή συμπεριφοράς για κάθε κύκλο λειτουργίας. Τα αποτελέσματα αυτά συνοψίστηκαν και παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 14 Πίνακας COP - Θερμοκρασίες ατμοποίησης/συμπύκνωσης

COP								
Ψυκτικά μέσα	Te (Tc=50)				Tc (Te=0)			
	-5	0	4	7	45	50	54	57
R134a	2.63	3.02	3.4	3.73	3.49	3.02	2.71	2.5
R410a	2.36	2.71	3.04	3.34	3.19	2.71	2.37	2.15
R290	2.59	2.98	3.35	3.67	3.44	2.98	2.67	2.46
R600a	2.72	3.12	3.51	3.85	3.58	3.12	2.81	2.6

Από τον πίνακα αυτό είναι εύκολο να εξαχθεί το συμπέρασμα ότι το μεγαλύτερο COP επιτυγχάνεται για θερμοκρασία ατμοποίησης ίση με 7 °C και θερμοκρασία συμπύκνωσης ίση με 50 °C και για τα 4 ψυκτικά μέσα. Ωστόσο ενώ φαινομενικά οι θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης είναι οι ίδιες οι πιέσεις ατμοποίησης και συμπύκνωσης του κάθε ψυκτικού μέσου που αντιστοιχούν σε αυτές τις θερμοκρασίες είναι διαφορετικές. Τον ισχυρισμό αυτό έρχεται να επαληθεύσει το παρακάτω διάγραμμα.



Εικόνα 48 Διάγραμμα πιέσεων ατμοποίησης/συμπύκνωσης, ηλεκτρικής κατανάλωσης για κάθε ψυκτικό μέσο

Στο παραπάνω διάγραμμα διακρίνεται ότι τις μεγαλύτερες πιέσεις λειτουργίας τις διαθέτει το ψυκτικό μέσο R410A το οποίο είναι επίσης αυτό με την μεγαλύτερη κατανάλωση. Ακολουθείτε από το R290 ενώ έπειτα έρχεται το R134a και τελευταίο με μικρότερες πιέσεις λειτουργίας και κατανάλωση αντίστοιχα το R600a. Επιπλέον παρατηρείτε ότι οι πιέσεις ατμοποίησης και συμπύκνωσης είναι ανάλογες μεταξύ τους, δηλαδή όταν ένα ψυκτικό μέσο εμφανίζει χαμηλότερη πίεση ατμοποίησης από ένα άλλο ψυκτικό μέσο τότε και η πίεση συμπύκνωσης του θα είναι μικρότερη από το άλλο. Τέλος παρατηρούμε ότι η καταναλισκόμενη ενέργεια αυξάνεται όταν απαιτείτε επίτευξη μεγαλύτερων πιέσεων και ελαττώνεται όταν οι πιέσεις λειτουργίας είναι χαμηλότερες. Πιο αναλυτικά δεδομένα για τη κατανάλωση ενέργειας του κάθε κύκλου λειτουργίας ακολουθούν στο επόμενο κεφάλαιο.

Από το παραπάνω διάγραμμα επισημαίνεται ότι οι περιπτώσεις αυτές αποτελούν αυτές που έχουν τον μεγαλύτερο συντελεστή συμπεριφοράς που συμπίπτει και με τις περιπτώσεις που έχουν την μικρότερη κατανάλωση ενέργειας. Ωστόσο οι πιέσεις ατμοποίησης είναι μικρότερες για μικρότερες θερμοκρασίες ατμοποίησης, ενώ στην περίπτωση των θερμοκρασιών συμπύκνωσης η μόνη περίπτωση όπου η πίεση είναι μικρότερη είναι εκείνη των 45 °C. Πρέπει λοιπόν να σημειωθεί ότι υψηλές πιέσεις λειτουργίας δεν σημαίνουν απαραίτητα χαμηλό COP καθώς αυτό εξαρτάται από το έργο που θα προσφέρει ο συμπιεστής, παρόλο που τα αποτελέσματα της παρούσας διπλωματικής έδειξαν μία τάση χαμηλότερου COP στα ψυκτικά με μεγαλύτερες πιέσεις λειτουργίας.

5.7 Σύγκριση αποτελεσμάτων με βιβλιογραφική πηγή [21]

Από τα παραπάνω αποτελέσματα προκύπτει ότι ο παράγοντας που έχει τη μεγαλύτερη επιρροή στην μεταβολή του COP είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης. Παρατηρήθηκε ότι η μεγαλύτερη μεταβολή του COP ήταν περίπου 1,13 για θερμοκρασιακή μεταβολή ίση με 12 °C. Παρόμοια αποτελέσματα προκύπτουν και από τις βιβλιογραφικές πηγές.

Από τις εικονιζόμενες καμπύλες της βιβλιογραφικής πηγής φαίνεται ότι η αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης συμβάλλει θετικά στην αύξηση του συντελεστή συμπεριφοράς. Το παραπάνω λοιπόν επιβεβαιώνει τα αποτελέσματα που προέκυψαν κατά την εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας. Επιπλέον ένα συμπέρασμα το οποίο προκύπτει είναι ότι το ψυκτικό μέσο R134a είναι αυτό που εμφανίζει τον μεγαλύτερο βαθμό αποδοτικότητας σε σύγκριση με τα υπόλοιπα, βάση των δικών μας αποτελεσμάτων το πιο αποδοτικό ψυκτικό μέσο είναι το R600a. Το συμπέρασμα αυτό δικαιολογείται επειδή το R290 είναι λιγότερο αποδοτικό από το R134a συνεπώς όπως διακρίνεται στις καμπύλες του διαγράμματος όταν το ποσοστό συμμετοχής του R290 είναι μικρότερο τότε το μίγμα τείνει να πλησιάσει την καμπύλη του R134a ενώ όταν αυτό μεγαλώνει η καμπύλη απομακρύνεται.

Μία ακόμα σύγκριση που μπορεί να επιτευχθεί είναι το μέγεθος του COP για αντίστοιχες θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύεσης. Ωστόσο η σύγκριση αυτή μπορεί να γίνει μόνο για το R134a καθώς τα υπόλοιπα ψυκτικά που συγκρίνονται είναι μίγματα αυτών που χρησιμοποιήθηκαν με αποτέλεσμα να μην έχουν τις ίδιες θερμοδυναμικές ιδιότητες. Για το R134a φαίνεται πως για θερμοκρασία ατμοποίησης ίση με 0 °C και θερμοκρασία συμπύκνωσης ίση με 50 °C το COP είναι ίσο με περίπου 4 ενώ στη δική μας περίπτωση είναι ίσο με 3. Η διαφορά αυτή μπορεί να οφείλεται σε διάφορους λόγους με επικρατέστερο να είναι η διαφορετική τιμή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης καθώς έπειτα από δοκιμή προσδιορίστηκε ότι η τιμή του COP για ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ίσο με 1 είναι περίπου στο 4.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6^ο: ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΠΑΡΑΠΑΝΩ ΠΕΡΙΠΤΩΣΕΩΝ

6.1 Ανάλυση συγκριτικής διαδικασίας

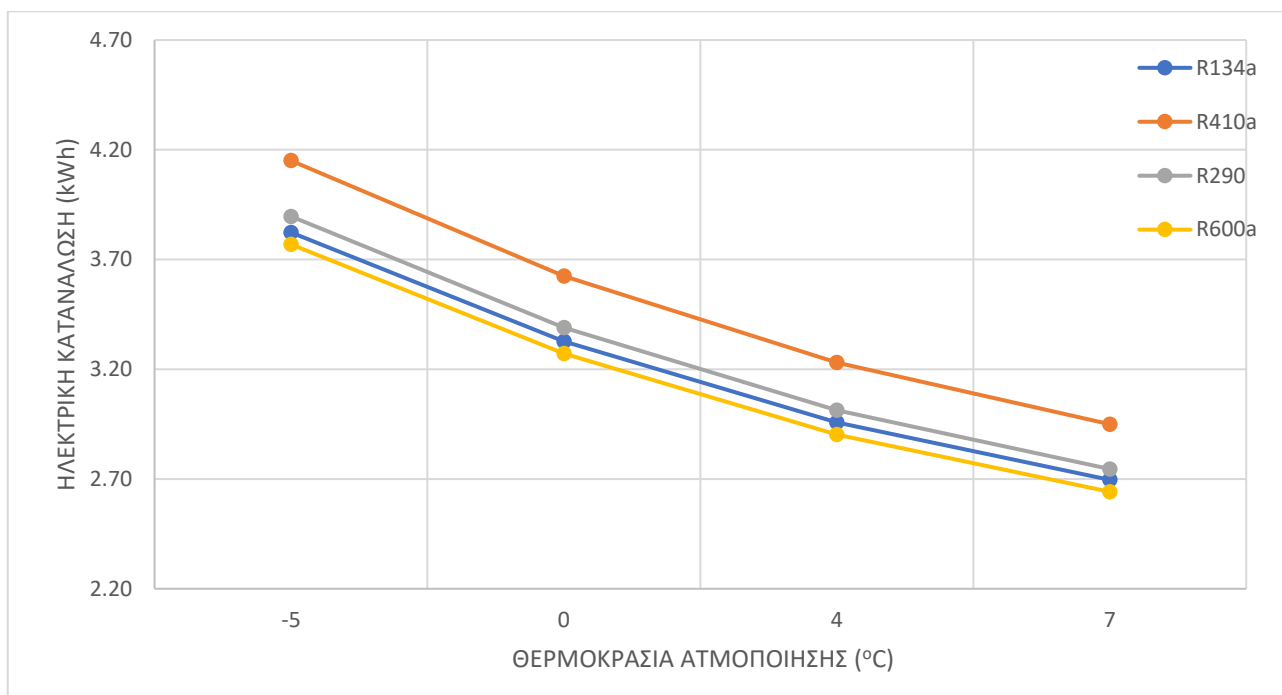
Το τελευταίο κομμάτι της εργασίας επικεντρώνεται στην οικονομική ανάλυση των αντλιών θερμότητας αέρος – νερού που χρησιμοποιούν του κύκλους λειτουργίας που αναφέρθηκαν παραπάνω. Επισημαίνεται πως κάθε αντλία θερμότητας διαθέτει τα δικά της μοναδικά χαρακτηριστικά για αυτό και οι καταναλώσεις που παρουσιάζονται είναι ενδεικτικές και σκοπεύουν περισσότερο να αναδείξουν την επιρροή που έχει σε αυτές η χρήση διαφορετικού ψυκτικού, καθώς και οι αλλαγές στην εκάστοτε θερμοκρασία . Για την επίτευξη αυτού του στόχου αντιπαραβάλλονται οι καταναλώσεις που προέκυψαν από τον κάθε κύκλο λειτουργίας που παρουσιάστηκε παραπάνω. Η χρήση του προγράμματος Coolpack παρείχε την δυνατότητα πρόβλεψης της κατανάλωσης που θα είχε μίας αντλία θερμότητας με τα συγκεκριμένα χαρακτηριστικά λειτουργίας σε χρονικό διάστημα 8760 ωρών. Για την απόκτηση πιο ουσιαστικών αποτελεσμάτων, καθώς η χρήση μίας αντλίας θερμότητας δεν είναι απαραίτητη όλες τις ώρες του χρόνου, το αποτέλεσμα αυτό διαιρέθηκε με τις αντίστοιχες ώρες, έτσι ώστε να υπολογισθεί η κατανάλωση ανά ώρα. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από αυτή τη διαδικασία παρίστανται γραφικά στη συνέχεια της εργασίας.

6.2 Σύγκριση καταναλώσεων - οικονομικά αποτελέσματα για διαφορετική θερμοκρασία ατμοποίησης

Ένας από τους παράγοντες που εξετάστηκε ως προς τη επιρροή του στο COP του κύκλου λειτουργίας των ψυκτικών μέσων και κατά συνέπεια της αντλίας θερμότητας είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης. Το αποτέλεσμα που προέκυψαν έδειξαν πως με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης συνέβαλαν στη αύξηση της αποδοτικότητας της αντλίας καθώς ελαττώνεται η θερμοκρασιακή διαφορά με την θερμοκρασία συμπύκνωσης. Τα αποτελέσματα που προκύπτουν στο κομμάτι των ηλεκτρικών καταναλώσεων όπως ήταν αναμενόμενο είναι αντίθετα τα παραπάνω και παρουσιάζονται στο ακόλουθο διάγραμμα.

Πίνακας 15 Πίνακας κατανάλωσης ηλεκτρική ενέργειας ανά για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης

Ψυκτικό μέσο	Θερμοκρασία ατμοποίησης (°C)			
	-5	0	4	7
R134a	3.82	3.33	2.96	2.70
R410a	4.15	3.62	3.23	2.95
R290	3.90	3.39	3.01	2.75
R600a	3.77	3.27	2.90	2.64



Εικόνα 49 Διάγραμμα ηλεκτρικής κατανάλωσης - θερμοκρασίας ατμοποίησης για διαφορετικά ψυκτικά μέσα

Από το παραπάνω διάγραμμα μπορούμε να παρατηρήσουμε ότι το ψυκτικό μέσω R410A είναι αυτό που παρουσιάζει την μεγαλύτερη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας, καθώς είναι το ψυκτικό μέσο που έχει τις μεγαλύτερες πιέσεις λειτουργίας, συνεπώς ο συμπιεστής καταναλώνει μεγαλύτερα ποσά ενέργειας για να επιτευχθούν οι πιέσεις αυτές. Επιπλέον οι καταναλώσεις όλων των ψυκτικών είναι αντιστρόφως ανάλογη του COP καθώς η ψυκτική ισχύς σε κάθε περίπτωση είναι ίση με 10kW, άρα το ψυκτικό με τα μεγαλύτερο COP είναι αυτό που παρουσιάζει την μικρότερη κατανάλωση και ακολουθούν τα υπόλοιπα με την αντίστοιχη σειρά.

Άλλο ένα συμπέρασμα το οποίο προκύπτει από το παραπάνω διάγραμμα είναι η επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης στη ηλεκτρική κατανάλωση. Παρατηρείτε ότι η ηλεκτρική κατανάλωση εμφανίζει πτωτική τάση ανάλογα με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης, πράγμα που είναι λογικό καθώς όπως αναφέρθηκε και παραπάνω είναι αντιστρόφως ανάλογα ποσά.

Τέλος, οι καταναλώσεις αυτές αποτελούν ενδεικτικά το οικονομικό αντίτιμο της λειτουργίας της αντλίας θερμότητας αέρος – νερού. Με άλλα λόγια ο καταναλωτής καλείτε να πληρώσει το αντίτιμο της ηλεκτρικής ενέργειας που καταναλώνει, συνεπώς οι καταναλώσεις αυτές πολλαπλασιασμένες με την τιμή της κιλοβατώρας αποδίδουν τα χρήματα που απαιτούνται ώστε να γίνει χρήση του μηχανήματος. Ο παρακάτω πίνακας παρουσιάζει την δαπάνη που πρέπει να καλύψει ο καταναλωτής για την χρήση της αντλίας θερμότητας ανά ώρα. Επισημαίνεται πως η τιμή της κιλοβατώρας είναι κυμαινόμενη και στα πλαίσια της διπλωματικής εργασίας χρησιμοποιείτε μία μέση τιμή (0,14 ευρώ/kWh) που αναγράφετε στους τιμοκαταλόγους τις ΔΕΗ.

Πίνακας 16 Πίνακας κόστους σε ευρώ ανά ώρα για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης

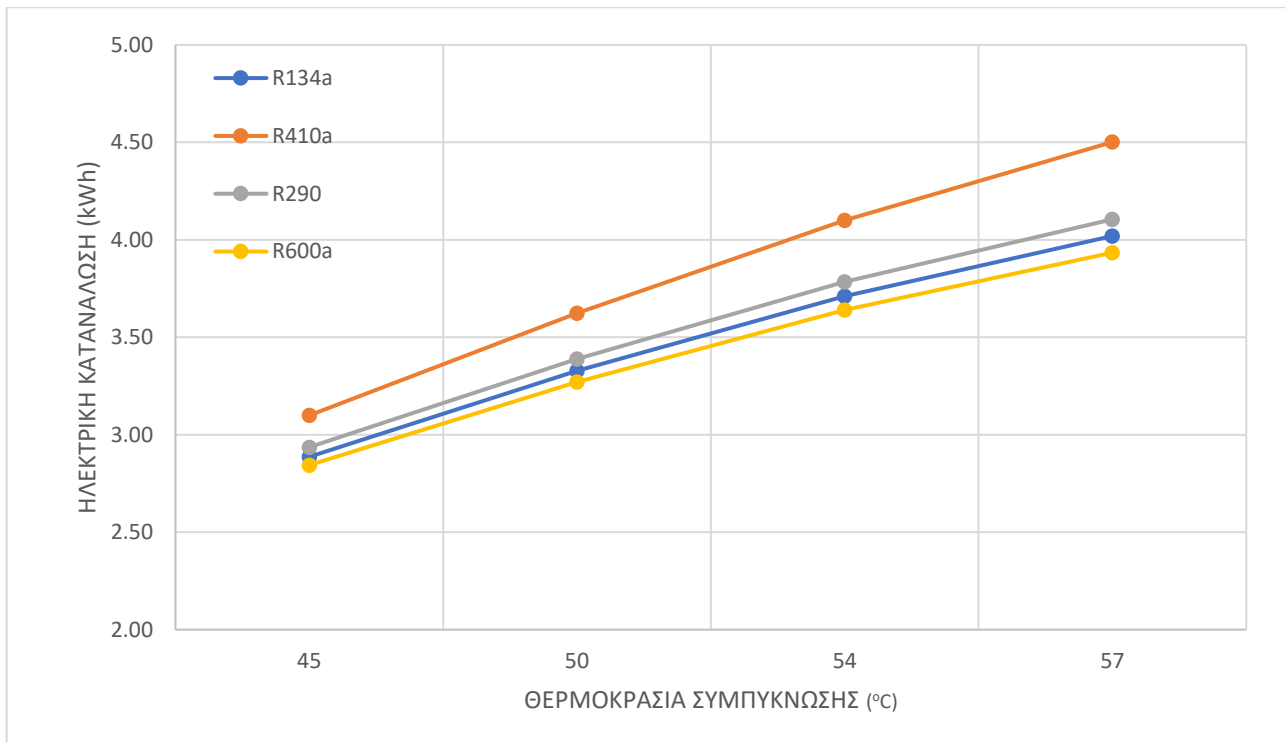
Ψυκτικά μέσα	Θερμοκρασία ατμοποίησης (°C)			
	-5	0	4	7
R134a	0.54	0.47	0.41	0.38
R410a	0.58	0.51	0.45	0.41
R290	0.55	0.47	0.42	0.38
R600a	0.53	0.46	0.41	0.37

6.3 Σύγκριση καταναλώσεων - οικονομικά αποτελέσματα για διαφορετική θερμοκρασία συμπύκνωσης

Ο δεύτερος παράγοντας επιρροής του COP ήταν η θερμοκρασία συμπύκνωσης του ρευστού. Πιο αναλυτικά η αποδοτικότητα της αντλίας μειωνόταν με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης, καθώς η θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στην θερμοκρασία ατμοποίησης και συμπύκνωσης αυξανόταν. Η καταναλισκόμενη ενέργεια σε αυτή την περίπτωση αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης αφού όπως αναφέρθηκε παραπάνω είναι μέγεθος αντιστρόφως ανάλογο του COP. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν παρουσιάζονται και σχολιάζονται παρακάτω.

Πίνακας 17 Πίνακας κατανάλωσης ηλεκτρική ενέργειας ανά ώρα για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης

Ψυκτικά μέσα	Θερμοκρασία συμπύκνωσης (°C)			
	45	50	54	57
R134a	2.89	3.33	3.71	4.02
R410a	3.10	3.62	4.10	4.50
R290	2.94	3.39	3.79	4.11
R600a	2.84	3.27	3.64	3.93



Εικόνα 50 Διάγραμμα ηλεκτρικής κατανάλωσης - θερμοκρασίας συμπύκνωσης για διαφορετικά ψυκτικά μέσα

Από το παραπάνω διάγραμμα διαπιστώνεται πως δεν υπάρχει διαφοροποίηση σχετικά με το ποιο ψυκτικό μέσο παρουσιάζει μεγαλύτερη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας. Όπως και στην προηγούμενη περίπτωση έτσι και εδώ το R410A είναι αυτό με την μεγαλύτερη κατανάλωση καθώς είναι αυτό με τις μεγαλύτερες πιέσεις λειτουργίας. Ακολουθεί το R290 το οποίο παρουσιάζει πιέσεις ενδιάμεσες σε αυτές του R410A και του R134a, έπειτα έρχεται το R134a και τέλος με μικρότερη κατανάλωση και μικρότερες πιέσεις λειτουργίας έρχεται το R600a.

Το δεύτερο συμπέρασμα που μπορεί να αποκοιμηθεί από το παραπάνω διάγραμμα είναι η συμπεριφορά της κατανάλωσης ανάλογα με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης. Όπως φαίνεται ξεκάθαρα η κατανάλωση αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης, αφού η αύξηση της τελευταίας συμβάλει στην μείωση του COP της αντλίας.

Τέλος, τα παραπάνω αποτελέσματα και σε αυτή την περίπτωση αποτελούν καταναλώσεις ενέργειας ανά ώρα βάση του συγκεκριμένου κύκλου λειτουργίας στον οποίο αναφέρονται κάθε φορά. Για να αποτελέσουν οικονομικά δεδομένα χρειάζεται να πολλαπλασιαστούν με την ενδεικτική τιμή της κλοβατώρας δημιουργώντας έτσι τον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 18 Πίνακας κόστους σε ευρώ ανά ώρα για διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης

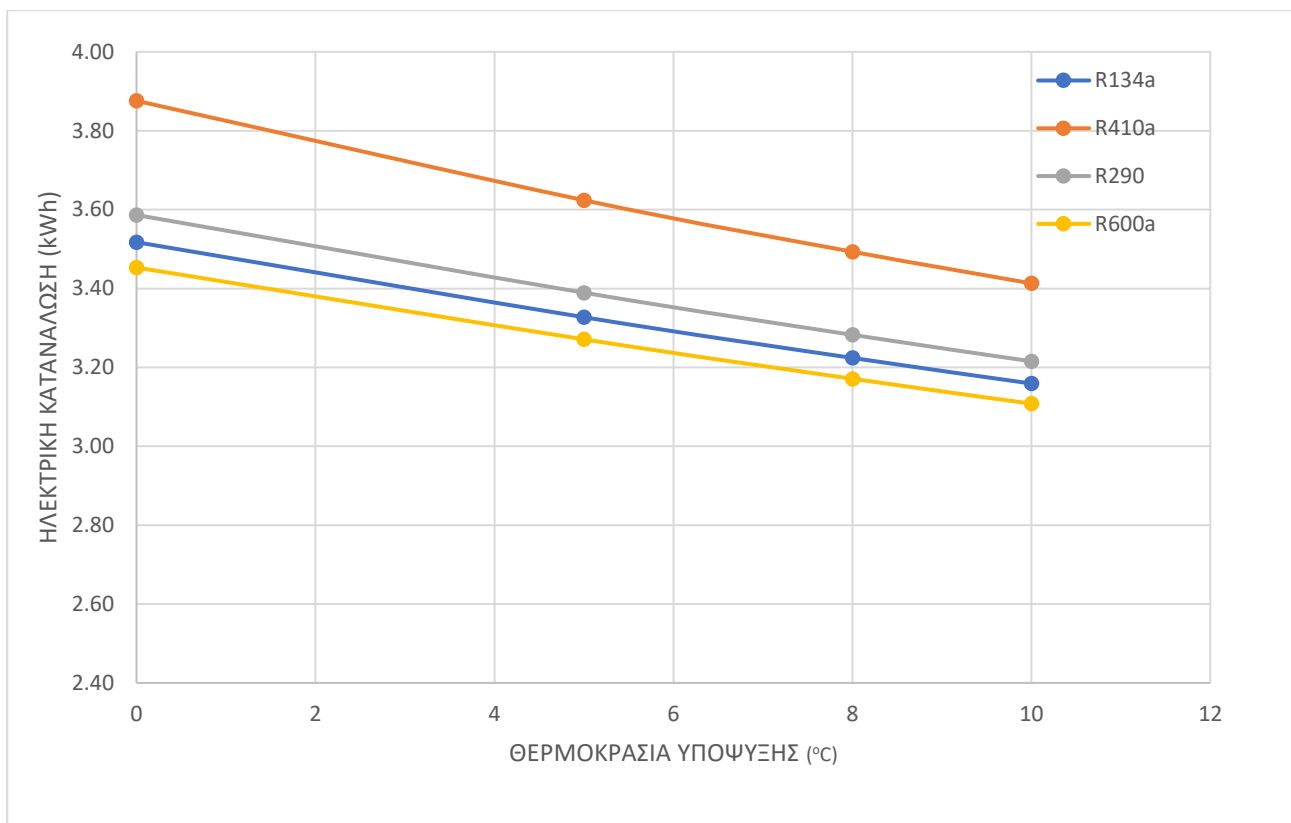
Ψυκτικά μέσα	Θερμοκρασία συμπύκνωσης (°C)			
	45	50	54	57
R134a	0.40	0.47	0.52	0.56
R410a	0.43	0.51	0.57	0.63
R290	0.41	0.47	0.53	0.57
R600a	0.40	0.46	0.51	0.55

6.4 Σύγκριση καταναλώσεων - οικονομικά αποτελέσματα για διάφορες τιμές υπόψυξης

Η τελευταία θερμοκρασία η οποία χρησιμοποιήθηκε για να πραγματοποιηθεί η σύγκριση μεταξύ των ψυκτικών ήταν η θερμοκρασία υπόψυξης. Η αύξηση της θερμοκρασίας υπόψυξης φάνηκε να έχει θετική επίδραση στο COP της αντλίας επομένως είναι αναμενόμενο να μειώσει την καταναλισκόμενη ενέργεια. Παράλληλα τα αποτελέσματα έδειξαν ότι διαθέτει μεγαλύτερο βαθμό επιρροής από την θερμοκρασία υπερθέρμανσης, οπότε αναμένεται κάτι ανάλογο και στην κατανάλωση. Με βάση τα αποτελέσματα που προέκυψαν από του παραπάνω κύκλους λειτουργίας δημιουργήθηκαν ο παρακάτω πίνακας και το παρακάτω διάγραμμα.

Πίνακας 19 Πίνακας κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας ανά ώρα για διαφορετικές θερμοκρασίες υπόψυξης

Ψυκτικά μέσα	Θερμοκρασία υπόψυξης (°C)			
	0	5	8	10
R134a	3.52	3.33	3.22	3.16
R410a	3.88	3.62	3.49	3.41
R290	3.59	3.39	3.28	3.22
R600a	3.45	3.27	3.17	3.11



Εικόνα 51 Διάγραμμα ηλεκτρικής κατανάλωσης - θερμοκρασίας υπόψυξης για διαφορετικά ψυκτικά μέσα

Από το παραπάνω διάγραμμα μπορούμε να εξάγουμε συμπεράσματα τόσο για την ηλεκτρική κατανάλωση των ψυκτικών μέσων, όσο και για την επίδραση της θερμοκρασίας υπόψυξης σε αυτήν. Αρχικά η κατανάλωση των ψυκτικών ακολουθεί την ίδια πορεία με τα προηγούμενα διαγράμματα, καθώς η καταναλισκόμενη ενέργεια είναι μεγαλύτερη στο R410A με μεγάλη διαφορά από το επόμενο το οποίο είναι το R290. Έπειτα ακολουθούν κατά πόδας το R134a και τελευταίο με την μικρότερη κατανάλωση και από τα 4 ψυκτικά είναι το R600a το οποίο παρουσιάζει τις μικρότερες πιέσεις λειτουργίας και το υψηλότερο COP.

Το δεύτερο συμπέρασμα που βγαίνει από το διάγραμμα είναι η θετική επίδραση της αύξησης της θερμοκρασίας υπόψυξης στην ηλεκτρική κατανάλωση. Παρατηρούμε ότι με την αύξηση της θερμοκρασίας υπόψυξης μειώνει την καταναλισκόμενη ενέργεια, γεγονός που οφείλετε στη αύξηση του COP. Επιπλέον φαίνεται πως η επίδραση της είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη στη θερμοκρασία υπερθέρμανσης, καθώς για την αντίστοιχη μεταβολή της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης η μέγιστη μεταβολή που παρατηρείτε είναι 0,064 kWh ενώ για την θερμοκρασία υπόψυξης είναι 0,34.

Τέλος και σε αυτήν την περίπτωση το χρηματικό ποσό που καλείτε να πληρώσει κάποιος για την χρήση της αντλίας θερμότητας για μία ώρα προκύπτει από το γινόμενο των παραπάνω καταναλώσεων επί την ενδεικτική τιμή την κιλοβατώρας που έχει αναφερθεί παραπάνω. Ο πίνακας ο οποίος προκύπτει είναι ο εξής.

Πίνακας 20 Πίνακας κόστους σε ευρώ ανά ώρα για διαφορετικές θερμοκρασίες υπόψυξης

Ψυκτικά μέσα	Θερμοκρασία υπόψυξης (°C)			
	0	5	8	10
R134a	0.49	0.47	0.45	0.44
R410a	0.54	0.51	0.49	0.48
R290	0.50	0.47	0.46	0.45
R600a	0.48	0.46	0.44	0.44

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7^ο ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας ήταν η αξιολόγηση και η βελτιστοποίηση μιας αντλίας θερμότητας αέρος – νερού. Για να πραγματοποιηθεί αυτό το έργο χρειάστηκε να αναλυθεί ο τρόπος λειτουργίας μιας τέτοιας αντλίας καθώς και τα μέρη τα οποία την αποτελούν. Έπειτα αφού αναλύθηκε ο τρόπος λειτουργίας της πραγματοποιήθηκαν προσομοιώσεις του κύκλου λειτουργίας της αντλίας με τη χρήση του προγράμματος Coolpack για 4 διαφορετικά ψυκτικά μέσα. Τα ψυκτικά μέσα αυτά ήταν το ευρέως διαδεδομένο R134a το οποίο λόγω της επιβάρυνσης που προκαλεί στο περιβάλλον τείνει να αντικατασταθεί. Τα υπόλοιπα 3 αποτελούν εναλλακτικές επιλογές αυτού, και είναι τα R410A, R290 και R600a, που μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε συστήματα κλιματισμού πόλεων. Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων επικεντρώνονται στον βαθμό αποδοτικότητας (COP) που προκύπτει από το εκάστοτε ψυκτικό μια ένα συγκεκριμένο εύρος τεσσάρων θερμοκρασιών οι οποίες είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης, η θερμοκρασία συμπύκνωσης, η θερμοκρασία υπερθέρμανσης και τέλος η θερμοκρασία υπόψυξης. Για τις παραπάνω περιπτώσεις εξετάζεται το οικονομικό αποτύπωμα που επιβαρύνει τον καταναλωτή, βάση των καταναλώσεων ηλεκτρικής ενέργειας που προκύπτει στην εκάστοτε περίπτωση. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν καθώς και προτάσεις για την αύξηση της αποδοτικότητας μιας αντλίας θερμότητας αέρος νερού σύμφωνα με τα αποτελέσματα που προέκυψαν ακολουθούν παρακάτω.

Από τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων των κύκλων λειτουργίας προέκυψε ότι το ψυκτικό μέσο που παρουσιάζει τον μεγαλύτερο βαθμό αποδοτικότητας είναι το R600a για τις αντίστοιχες συνθήκες λειτουργίας. Το ισοβουτάνιο είναι ένα ψυκτικό μέσο το οποίο έχει μηδενικό ODP, πολύ χαμηλό GWP και ανήκει στην A3 ASHARE SAFETY CLASSIFICATION, ενώ αποτελεί μια πού καλή εναλλακτική επιλογή ψυκτικού μέσου για αντλίες θερμότητας αέρος – νερού, καθώς το ψυκτικό μέσο εργάζεται σε κλειστό κύκλωμα, γεγονός που καθιστά δύσκολη την ανάφλεξή του. Παράλληλα το R600a διαθέτει τις χαμηλότερες πιέσεις λειτουργίας γεγονός που το καθιστά την επιλογή που διαθέτει τις χαμηλότερες καταναλώσεις ηλεκτρικής ενέργειας. Συνεπώς, είναι μία αξιόπιστη επιλογή που διαθέτει θερμοδυναμικές ιδιότητες που ευνοούν την αύξηση της αποδοτικότητας της αντλίας, ενώ ταυτόχρονα είναι φιλική προς το περιβάλλον.

Τα ψυκτικά μέσα R134a και R290 είναι δύο ψυκτικά, μέσα με μέτρια αποδοτικότητα. Πιο αναλυτικά τα αποτελέσματα που προέκυψαν υποδηλώνουν ότι τα COP αυτών των δύο είναι μικρότερα από το COP του R600a στις αντίστοιχες συνθήκες λειτουργίας, συνεπώς είναι λιγότερο αποδοτικά ψυκτικά μέσα, ενώ τελευταίο στην σειρά καταφτάνει το R410A το οποίο έχει τις υψηλότερες πιέσεις λειτουργίας που το καθιστά αυτό με την μεγαλύτερη ηλεκτρική κατανάλωση.

Το επόμενο κομμάτι με τον οποίο ασχολείται η παρούσα διπλωματική εργασία είναι αυτό την αύξησης του COP μέσω την αυξομείωσης τεσσάρων θερμοκρασιών. Η πρώτη εξ αυτών είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης. Οι προσομοιώσεις έδειξαν ότι η αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης του ψυκτικού μέσου αποτελεί έναν τρόπο αύξησης του COP την αντλίας θερμότητας. Πιο αναλυτικά, για το ψυκτικό R600a που διαθέτει το μεγαλύτερο COP η αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης καταφέρνει να ανεβάσει το COP κατά 1,13 για μία αύξηση της θερμοκρασίας ίση με 12 °C, ενώ καταφέρνει να καταστήσει την αντλία θερμότητας από μη αποδοτικότερη από ένα συμβατικό σύστημα θέρμανσης σε αποδοτικότερο. Από την άλλη πλευρά το λιγότερο αποδοτικό ψυκτικό που είναι το R410A και έχει COP 2.36 καταφέρνει να

αυξήσει το COP του κατά 0,98, για την ίδια θερμοκρασιακή διαφορά. Από την άλλη πλευρά η αύξηση της θερμοκρασίας αυτής έδειξε ελάττωση της καταναλισκόμενης ενέργειας, μειώνοντας την δαπάνη χρημάτων από 0,53 ευρώ ανά ώρα στα 0,37 ευρώ ανά ώρα δηλαδή μείωση 0,16 ευρώ ανά ώρα, για το ψυκτικό με το μεγαλύτερο COP. Για το ψυκτικό μέσο R410A η μείωση αυτή ανέρχεται στα 0,17 ευρώ ανά ώρα, γεγονός που δείχνει ότι η αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης μπορεί να μειώσει δραστικά τις δαπάνες λειτουργίας σε οπουδήποτε ψυκτικό χρησιμοποιείτε.

Η δεύτερη θερμοκρασία η οποία μελετάτε είναι η θερμοκρασία συμπύκνωσης. Η αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης φαίνεται να έχει αρνητική επίδραση στο COP την αντλίας θερμότητας. Πιο αναλυτικά η αύξηση της θερμοκρασίας κατά 12 °C είχε ως αποτέλεσμα την μείωση του βαθμού αποδοτικότητας κατά 0,98 στο R600a και 1,04 στο R410A. Εδώ παρατηρείτε ότι το ψυκτικό με τον μεγαλύτερο βαθμό αποδοτικότητας εμφάνισε μικρότερη πτώση, ωστόσο για την αντίστοιχη θερμοκρασιακή διαφορά είχε παρουσιάσει μεγαλύτερη αύξηση στην θερμοκρασία ατμοποίησης. Παράλληλα, από την αύξηση αυτή παρατηρείτε αύξηση στην κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας που ανέρχεται στο 0,15 ευρώ ανά ώρα για το R600a και 0,20 ευρώ ανά ώρα για το R410A. Συνεπώς για να επιτευχθεί η μέγιστη αποδοτικότητα της αντλίας θερμότητας είναι πολύ σημαντικό να διατηρηθεί η θερμοκρασιακή διαφορά της θερμοκρασίας ατμοποίησης με την θερμοκρασία συμπύκνωσης στα μικρότερα επιτρεπτά όρια.

Η τρίτη θερμοκρασία που αποτέλεσε παράμετρο της συγκριτικής διαδικασίας είναι η θερμοκρασία υπερθέρμανσης. Η παραπάνω είναι ο παράγοντας που επηρέασε λιγότερο από όλους τη συμπεριφορά των κύκλων λειτουργίας σημειώνοντας αύξηση μόλις 0,06 για το R600a ενώ δεν υπήρξε αισθητή διαφορά για τον R410A. Σε αυτή τη φάση αξίζει να σημειωθεί ότι αναφέρονται ενδεικτικά αυτά τα δύο ψυκτικά μέσα καθώς παρουσιάζουν την περισσότερη η την λιγότερη διαφοροποίηση ανάλογα με τα ψυκτικά που χρησιμοποιήθηκαν στη μελέτη. Στο κομμάτι την ηλεκτρικής κατανάλωσης πάλι η διαφοροποιήσεις είναι ελάχιστες, αφού θα θερμοκρασιακή αύξηση 10 °C η κατανάλωση μειώνεται κατά 0,009 ευρώ ανά ώρα για τον ψυκτικό που εμφανίζει τη μεγαλύτερη διαφοροποίηση.

Τέλος η θερμοκρασία υπόψυξης φάνηκε να επηρεάζει θετικά τον βαθμό αποδοτικότητας της αντλίας καθώς με την αύξηση της επιτυγχάνονταν και αύξηση του COP. Πιο αναλυτικά, η αύξηση που επιτεύχθηκε με τη θερμοκρασία υπόψυξης στους 10 °C ήταν 0,32 για το ψυκτικό που εμφάνιζε το μεγαλύτερο COP, ενώ για το ψυκτικό με το μικρότερο COP ήταν 0,4. Αυτό σημαίνει ότι η μέθοδος αυτή αποτελεί έναν τρόπο αύξησης της αποδοτικότητας της αντλίας θερμότητας όταν το COP που εμφανίζει το ψυκτικό μέσο είναι μικρότερο από κάποιου άλλου σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας. Η κατανάλωση και σε αυτή τη περίπτωση φάνηκε με μειώνεται με τη αύξηση της θερμοκρασίας υπόψυξης, σημειώνοντας πτώση 0,04 ευρώ ανά ώρα για το R600a και αντίστοιχα 0,06 ευρώ ανά ώρα για το R410A, δηλαδή και σε αυτή τη περίπτωση η μεγαλύτερη μείωση επιτυγχάνεται για το ψυκτικό με το χαμηλότερο COP στις αρχικές συνθήκες λειτουργίας.

Εν κατακλείδι την μεγαλύτερη αύξηση του COP την επιτυγχάνουμε όταν η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ θερμοκρασίας ατμοποίησης και συμπύκνωσης είναι όσο το δυνατόν μικρότερη, ενώ η αύξηση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης έχει ελάχιστη επιρροή τόσο στην αποδοτικότητα, όσο και στην

κατανάλωση και η αύξηση της θερμοκρασίας υπόψυξης ευνοεί περισσότερο τα ψυκτικά με χαμηλότερο COP.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] ΓΙΑΝΝΑΚΟΣ Γ., Διπλωματική εργασία << ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΕ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ - ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ>>, Τμήμα μηχανολόγων μηχανικών ΑΠΘ 2014
- [2] www.alphaclima.gr
- [3] www.engineeringissues.wordpress.com
- [4] Κεφαλέα Φ-Η, Διπλωματική εργασία << Αντλίες θερμότητας και ενδοδαπέδια θέρμανση: εφαρμογές σε συστήματα θέρμανσης κτιρίων κατοικιών>>, Τμήμα Ηλεκτρολογίας Τ.Ε.Ι. Πειραιά 2012
- [5] <<Μεθοδολογία για εκτίμηση των ωφελειών της αντικατάστασης παλαιού εξοπλισμού με αντλίες θερμότητας>> ANDRIANOS, Διαθέσιμο: <https://www.andrianos.gr/gr/plhroforiako-uliko/tehniki-akadimia/methodologia-gia-ektimisi-ton-ofeleion-tis-antikatastasis-palaiou-exoplismou-me-antlies-thermotitas>
- [6] Δαλαβούρας Κ., Διπλωματική εργασία << Βελτιστοποίηση απόδοσης ψυκτικών συμπιεστών >>, Σχολή Ηλεκτρολόγων Μηχανικών και Μηχανικών Υπολογιστών ΕΜΠ, Αθήνα 2014
- [7] Χαχλιουτάκης Μ, Παρουσίαση << Φυγοκεντρικοί Συμπιεστές>>
- [8] ΠΛΑΤΑΝΟΣ Δ., Διπλωματική εργασία << ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΨΥΚΤΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΩΝ ΓΙΑ ΔΙΑΦΟΡΑ ΨΥΚΤΙΚΑ ΜΕΣΑ>> , Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Α.Ε.Ι Πειραιά Τ.Τ., 2016.
- [9] Αρτσάνος Β., Διπλωματική εργασία << Ανάπτυξης μεθοδολογίας βέλτιστης επιλογής τεχνολογίας κάλυψης θερμικών φορτίων κτηρίων μηδενικής ενεργειακής κατανάλωσης>> Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών ΠΑΔΑ 2021
- [10] Δαλαβούρας Δ, << Θερμοεκτονωτική βαλβίδα>>, Ο ψυκτικός, 23 Δεκ 2020, Διαθέσιμο: <https://opsiktikos.gr/forum/answers/>
- [11] Σαββίδης Ε., Μπάλτζης Θ., Διπλωματική εργασία << Αντλίες θερμότητας>> , Τμήμα Μηχανολογίας Τ.Ε.Ι. Σερρών, 2016.
- [12] [HVAC engineer](http://hvac-engineer.com), <<Απεγκατάσταση κλιματιστικού>>, DC Inverter, 1 Σεπ 2015, Διαθέσιμο: <http://airconditioninverter.gr/articles/apeggatastasi-klimatistikou>
- [13] Αλέξης, Γ. Κ. (2007). Η Τεχνολογία της ψύξης. Αθήνα: Εκδόσεις Σταμούλη Α.Ε.
- [14] www.dimplex.de
- [15] www.engineeringtoolbox.com

- [16] ASHARE, Update on New Refrigerants Designations and Safety Classifications, October 2015
- [17] R. Cabello, A. Andreu-Nacher, D. Sanchez, R. Llopis, F. Vidan-Falomir, Article << Energy comparison based on experimental results of a cascade refrigeration system pairing R744 with R134a, R1234ze(E) and the natural refrigerants R290, R1270, R600a>>, Spain 2023
- [18] Victor Hugo Panato, David Fernando Marcucci Pico, Enio Pedone Bandarra Filho, Article << Experimental evaluation of R32, R452B and R454B as alternative refrigerants for R410A in a refrigeration system>> Brazil 2022
- [19] Jyoti Soni , Vinit Gupta, Yogesh Joshi, Satyam kumar Singh, Aditya Upadhyay, Rishikesh Kumar, Sourabh Yadav, Article << Investigative comparison of R134a, R290, R600a and R152a refrigerants in conventional vapor compression refrigeration system>>, India
- [20] Arne Jakobsen, B. D. (2001, May). CoolPack Tutorial version 1.46. Denmark: Department of Energy Engineering , Technical University of Denmark.
- [21] A.S. Dalkilic, S. Wongwises, Article <<A performance comparison of vapour-compression refrigeration system using various alternative refrigerants>>
- [22] Yunus A. Çengel, Michael A. Boles. Θερμοδυναμική για μηχανικούς 8^η έκδοση, Εκδόσεις Τζιόλα 2015
- [23] ΣΠΑΝΟΣ Γ., Διπλωματική εργασία, <<ΓΕΩΘΕΡΜΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ: ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ, ΝΕΟΤΕΡΕΣ ΕΞΕΛΙΞΕΙΣ ΚΑΙ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΑΔΕΙΟΔΟΤΗΜΕΝΩΝ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΕΩΝ ΣΤΗΝ ΘΕΣΣΑΛΙΑ>>, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Βόλος 2023
- [24] www.wikipedia.gr