



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΨΥΞΗΣ, ΗΛΙΑΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΚΑΙ
ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΨΥΞΗΣ ΣΕ
ΣΟΥΠΕΡΜΑΡΚΕΤ ΜΕ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΟ ΜΕΣΟ ΤΟ CO₂ ΣΕ
ΥΠΕΡΚΡΙΣΙΜΟ ΚΥΚΛΟ**

ΚΟΚΚΟΡΙΝΟΣ ΓΕΡΑΣΙΜΟΣ-ΙΩΑΝΝΗΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ: ΤΖΙΒΑΝΙΔΗΣ ΧΡΗΣΤΟΣ (ΑΝ. ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ ΕΜΠ)

ΑΘΗΝΑ, Σεπτέμβριος 2019

Ευχαριστίες...

Θα ήθελα καταρχάς να ευχαριστήσω τον Αναπληρωτή Καθηγητή της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών κ. Τζιβανίδη Χρήστο, που μου έδωσε την ευκαιρία να ασχοληθώ με το παρόν θέμα της διπλωματικής μου εργασίας.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερα τον Δρ. Μπέλλο Ευάγγελο, του οποίου η καθοδήγηση τόσο στο ξεκίνημα, όσο και κατά τη διάρκεια εκπόνησης της εργασίας μου με βοήθησε να υπερπηδήσω τις δυσκολίες που αντιμετώπισα και να την εκπληρώσω επιτυχώς.

Τέλος, θέλω να ευχαριστήσω την οικογένειά μου και τους φίλους μου που με στηρίζουν ανελλιπώς, και ιδιαίτερα τους γονείς μου, για την αμέριστη στήριξη και συμπαράστασή τους καθ' όλη την διάρκεια των σπουδών μου.

Περίληψη

Στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας, είναι η υπολογιστική μελέτη της ψυκτικής εγκατάστασης ενός σουπερμάρκετ, η οποία χρησιμοποιεί για την λειτουργία της διοξείδιο του άνθρακα (CO₂). Η μελέτη που πραγματοποιείται αφορά τόσο την ενεργειακή, όσο και την περιβαλλοντική απόδοση τεσσάρων διαφορετικών συστημάτων ψύξης, τα οποία υπόκεινται σε κοινές συνθήκες λειτουργίας οι οποίες προσομοιώνουν την λειτουργία ενός τυπικού σουπερμάρκετ. Τα συστήματα που μελετήθηκαν είναι τα ακόλουθα:

- Σύστημα booster με CO₂
- Σύστημα booster με CO₂ και παράλληλη συμπίεση
- Σύστημα booster με CO₂ και μηχανική υπόψυξη
- Σύστημα booster με CO₂, παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη

Οι συμβατικές ψυκτικές εγκαταστάσεις χρησιμοποιούν ψυκτικά μέσα τα οποία έχουν έντονες περιβαλλοντικές επιπτώσεις οι οποίες σχετίζονται άμεσα με την υπερθέρμανση του πλανήτη, ενώ στο παρελθόν έντονη ήταν και η συμβολή τους στην καταστροφή του όζοντος της στρατόσφαιρας. Για τον λόγο αυτό είναι πολύ σημαντική η μελέτη της λειτουργίας συστημάτων τα οποία χρησιμοποιούν ψυκτικά μέσα με ευνοϊκές περιβαλλοντικές ιδιότητες. Τέτοιο μέσο είναι και το CO₂, το οποίο λόγω του πολύ χαμηλού δυναμικού υπερθέρμανσης του πλανήτη που διαθέτει θα μπορούσε να αποτελέσει μία πολύ καλή εναλλακτική.

Προφανώς, για να είναι ολοκληρωμένη η παρούσα μελέτη είναι αναγκαίο τα παραπάνω συστήματα να συγκριθούν με τα ευρέως χρησιμοποιούμενα συστήματα ψύξης που συναντώνται στην πλειοψηφία των σουπερμάρκετ και χρησιμοποιούν συμβατικά ψυκτικά μέσα, όπως το R404A και το R32. Για τον λόγο αυτό στην παρούσα εργασία γίνεται μελέτη και ψυκτικών εγκαταστάσεων άμεσης εκτόνωσης με χρήση διάφορων συμβατικών ψυκτικών μέσων.

Τα αποτελέσματα που εξάγονται είναι δύο ειδών. Αρχικά, γίνεται μελέτη της λειτουργίας των συστημάτων και πιο συγκεκριμένα της ενεργειακής απόδοσης, η οποία παρουσιάζεται κυρίως με την μορφή του COP, συναρτήσεως διάφορων μεταβλητών, όπως η θερμοκρασία του περιβάλλοντος, η υψηλή πίεση λειτουργίας και η υπόψυξη και γίνεται προσπάθεια για την βελτιστοποίηση αυτής. Στην συνέχεια, εξετάζεται η λειτουργία των υπό μελέτη συστημάτων, κατά την διάρκεια ενός τυπικού έτους στην Ελλάδα και συγκεκριμένα στην περιοχή της Αθήνας, και εξάγονται ετήσια αποτελέσματα που αφορούν τόσο την ενεργειακή απόδοση, όσο και τις εκπομπές.

Τέλος, προκειμένου να γίνει η παραπάνω ανάλυση, απαραίτητη ήταν η ανάπτυξη υπολογιστικών μοντέλων, των οποίων η επίλυση επιτεύχθηκε με την χρήση κώδικα ο οποίος αναπτύχθηκε με την βοήθεια του λογισμικού EES (Engineering Equation Solver).

Abstract

The aim of this diploma thesis is the computational study of a supermarket refrigeration system which makes use of carbon dioxide (CO₂) in order to operate. The study involves both the energy and environmental performance of four different cooling systems, which are subjected to the operating conditions of a typical supermarket. The systems studied are:

- Booster CO₂ system
- Booster CO₂ system with parallel compression
- Booster CO₂ system with mechanical subcooling
- Booster CO₂ system with parallel compression and mechanical subcooling

Conventional refrigeration systems make use of refrigerants that have a high environmental impact, which is directly related to global warming, while in the past their contribution to stratosphere's ozone depletion was high aswell. Due to these reasons, it is very important to study the operation of systems using refrigerants with favorable environmental properties. Carbon dioxide belongs in this category of refrigerants and due to its very low global warming potential (GWP), could prove to be a very good alternative.

In order for this study to be complete, it is necessary to compare the systems above, with the widely used refrigeration systems found in the majority of supermarkets and use conventional refrigerants such as R404A and R32. Because of this, this diploma thesis also includes a study of direct expansion systems that use various conventional refrigerants.

In order to export the results of the present study, two different approaches shall be followed. Initially, the way the systems operate is being studied, and in particular the energy efficiency, which is presented mainly in the form of COP as a function of various variables, such as ambient temperature, high operating pressure and subcooling, and an attempt is being made in order to optimise it. Afterwards, the operation of the systems studied, is examined during a typical year in Greece and specifically in the city of Athens, and annual results are exported on both energy efficiency and emissions.

Finally, in order to go through with the analysis above, it was necessary to develop computational models, the solution of which was achieved by using codes developed using the Engineering Equation Solver (EES) software.

Περιεχόμενα

Περίληψη.....	v
Abstract.....	vii
Περιεχόμενα.....	ix
Επεξήγηση συμβόλων.....	xiii
Κεφάλαιο 1 : Εισαγωγή.....	1
1.1 Υφιστάμενη ενεργειακή κατάσταση.....	1
1.2 Περιβαλλοντικό αντίκτυπο της παγκόσμιας κατανάλωσης ενέργειας.....	2
1.2.1 Εκπομπές CO ₂	2
1.2.2 Εκπομπές SO _x	4
1.2.3 Εκπομπές NO _x	5
1.3 Αντιμετώπιση των επιπτώσεων της ενεργειακής κατανάλωσης.....	5
1.4 Σπουδαιότητα του τομέα θέρμανσης και ψύξης.....	6
Κεφάλαιο 2 : Εμπορική Ψύξη.....	9
2.1 Ενεργειακή κατανάλωση σε σουπερμάρκετ.....	10
2.1.1 Ηλεκτρική ενέργεια.....	14
2.1.1.1 Ψύξη.....	14
2.1.1.2 Θέρμανση, εξαερισμός, κλιματισμός.....	16
2.1.1.3 Φωτισμός.....	17
2.1.1.4 Υπηρεσίες κοινής ωφέλειας.....	18
2.1.1.5 Μη κατηγοριοποιημένες καταναλώσεις.....	19
2.1.2 Φυσικό αέριο.....	19
2.1.2.1 Θέρμανση.....	19
2.1.2.2 Μαγείρεμα.....	19
2.1.2.3 Μονάδες συμπαραγωγής (CHP).....	20
2.2 Περιβαλλοντικό αντίκτυπο της λειτουργίας ενός σουπερμάρκετ.....	20
2.2.1 Ενεργειακή κατανάλωση και έμμεσες εκπομπές.....	20
2.2.2 Άμεσες εκπομπές από τα ψυκτικά.....	21
2.2.3 Άλλες ροές εκπομπών.....	23
Κεφάλαιο 3 : Ψυκτικές εγκαταστάσεις σε σουπερμάρκετ.....	25
3.1 Περιγραφή συνήθους ψυκτικής εγκατάστασης.....	25
3.2 Στοιχεία ψυκτικής εγκατάστασης.....	26
3.2.1 Συμπιεστής.....	26
3.2.1.1 Παλινδρομικοί συμπιεστές.....	27
3.2.1.2 Περιτροφικοί συμπιεστές κοχλιωτοί - Screw.....	30

3.2.1.3 Περιστροφικοί συμπιεστές σταθερού και κινούμενου πτερυγίου.....	31
3.2.1.4 Σπειροειδής συμπιεστές - Scroll.....	32
3.2.2 Συμπυκνωτής.....	33
3.2.2.1 Αερόψυκτοι συμπυκνωτές.....	34
3.2.2.2 Υδρόψυκτοι συμπυκνωτές.....	35
3.2.2.3 Εξατμιστικοί συμπυκνωτές.....	36
3.2.3 Εκτονωτική βαλβίδα.....	37
3.2.3.1 Τριχοειδής σωλήνας - Capillary tube.....	37
3.2.3.2 Εκτονωτική βαλβίδα με πλωτήρα ελέγχου.....	38
3.2.3.3 Θερμοεκτονωτική βαλβίδα.....	39
3.2.3.4 Πρεσοστατική εκτονωτική βαλβίδα.....	41
3.2.3.5 Ηλεκτρονική εκτονωτική βαλβίδα.....	42
3.2.4 Ατμοποιητής.....	43
3.2.4.1 Αερόψυκτοι ατμοποιητές.....	43
3.2.4.2 Υδρόψυκτοι ατμοποιητές.....	44
3.3 Τύποι ψυκτικών εγκαταστάσεων σε σουπερμάρκετ.....	45
3.3.1 Κεντρικό σύστημα άμεσης εκτόνωσης - Centralised Direct Expansion System (DX).....	46
3.3.2 Κατανεμημένο σύστημα άμεσης εκτόνωσης - Distributed Direct Expansion System.....	47
3.3.3 Σύστημα Cascade.....	48
3.3.4 Δευτερεύον σύστημα.....	49
3.4 Υπερκρίσιμα συστήματα με χρήση CO ₂	50
3.4.1 Σύστημα Booster.....	51
3.4.2 Σύστημα με μηχανική υπόψυξη - Mechanical Subcooling.....	52
3.4.3 Σύστημα με παράλληλη συμπίεση - Parallel compression.....	54
3.4.4 Συστήματα υπερτροφοδοσίας ατμοποιητή - Overfed evaporators.....	55
3.4.4.1 Σύστημα με εκχυτήρα υγρού - Liquid ejector.....	55
3.4.4.2 Σύστημα εσωτερικού εναλλάκτη θερμότητας.....	56
3.4.5 Συνδυασμός συστημάτων.....	57
Κεφάλαιο 4 : Θεωρία και εργαλεία μελέτης.....	59
4.1 Ενεργειακή ανάλυση συστημάτων CO ₂	60
4.1.1 Δεδομένα ανάλυσης.....	60

4.1.2 Ανάλυση συστήματος booster.....	62
4.1.3 Ανάλυση συστήματος booster, με παράλληλη συμπίεση.....	68
4.1.4 Ανάλυση συστήματος booster, με μηχανική υπόψυξη.....	73
4.1.5 Ανάλυση συστήματος booster, με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη.....	77
4.2 Ενεργειακή ανάλυση συστήματος DX.....	80
4.3 Έλεγχος εγκυρότητας μεθοδολογίας.....	83
4.4 Περιβαλλοντική ανάλυση.....	88
Κεφάλαιο 5 : Ενεργειακή απόδοση και καταναλώσεις.....	91
5.1 Βελτιστοποίηση συστήματος booster.....	91
5.2 Βελτιστοποίηση συστήματος booster, με παράλληλη συμπίεση.....	95
5.3 Βελτιστοποίηση συστήματος booster, με μηχανική υπόψυξη.....	100
5.4 Βελτιστοποίηση συστήματος booster, με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη.....	112
5.5 Σύγκριση συστημάτων.....	121
Κεφάλαιο 6 : Ετήσια επίδοση συστημάτων.....	127
6.1 Ενεργειακές αποδόσεις.....	127
6.2 Περιβαλλοντικές επιπτώσεις.....	134
Κεφάλαιο 7 : Συμπεράσματα.....	143
Βιβλιογραφία.....	147

Επεξήγηση συμβόλων

Μεγέθη

A_s	Επιφάνεια περιοχής πωλήσεων (m^2)
E_{el}	Ετήσια κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας (kWh/year)
h	Ειδική ενθαλπία ψυκτικού μέσου (kJ/kg)
L	Διαρροή ψυκτικού (kg)
m	Παροχή μάζας (kg/s)
M	Συνολική μάζα ψυκτικού (kg)
N	Έτη ανάλυσης
p	Πίεση ψυκτικού μέσου (bar)
P_{el}	Ηλεκτρική κατανάλωση ενέργειας (kW)
P_{extra}	Λοιπές ηλεκτρικές καταναλώσεις (kW)
Q	Ψυκτική ικανότητα ατμοποιητή (kW)
Q_{out}	Αποβαλλόμενη θερμότητα (kW)
R	Κλάσμα πιέσεων
T	Θερμοκρασία ψυκτικού μέσου ($^{\circ}C$)
T_{amb}	Θερμοκρασία περιβάλλοντος ($^{\circ}C$)
V_{dis}	Ειδικός όγκος ψυκτικού στην γραμμή κατάθλιψης (m^3/kg)
V_{suc}	Ειδικός όγκος ψυκτικού στην γραμμή αναρρόφησης (m^3/kg)
W_e	Ηλεκτρική κατανάλωση ανά επιφάνεια περιοχής πωλήσεων (kWh/ m^2)

Ελληνικά σύμβολα

α	Συντελεστής ανακύκλωσης
α_{vc}	Όγκος διακένου (%)

β	Συντελεστής έμμεσων εκπομπών CO ₂ (CO _{2,eq} /kWh)
η_{ex}	Εξεργειακός βαθμός απόδοσης
η_{is}	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης
η_m	Μηχανικός βαθμός απόδοσης
η_{tot}	Συνολικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή
η_{vc}	Καθαρή ογκομετρική ικανότητα (%)

Ακρωνύμια

AHU	Κλιματιστική μονάδα (Air Handling Unit)
C / GC	Συμπυκνωτής / Ψύκτης Αερίου (Condenser / Gas Cooler)
CHP	Συμπαγωγή θερμότητας και ηλεκτρικής ενέργειας (Combined Heat and Power)
COP	Συντελεστής συμπεριφοράς (Coefficient Of Performance)
EES	Πρόγραμμα Engineering Equation Solver
GHG	Αέριο του θερμοκηπίου (Greenhouse Gas)
GWP	Δυναμικό Θέρμανσης του Πλανήτη (Global Warming Potential)
HFCs	Υδροφθοράνθρακες (Hydrofluorocarbons)
HP	Υψηλή Πίεση (High Pressure)
HVAC	Συστήματα Θέρμανσης, εξαερισμού και κλιματισμού (Heating, Ventilation and Air Conditioning)
IPCC	Διακυβερνητική Επιτροπή για την Αλλαγή του Κλίματος (Intergovernmental Panel on Climate Change)
LP	Χαμηλή Πίεση (Low Pressure)
LT	Χαμηλή Θερμοκρασία (Low Temperature)
LTHW	Ζεστό Νερό Χαμηλής Θερμοκρασίας (Low Temperature Hot Water)
M.S	Μηχανική Υπόψυξη (Mechanical Subcooling)

MT	Μέση Θερμοκρασία (Medium Temperature)
OECD	Οργανισμός Οικονομικής Συνεργασίας και Ανάπτυξης (Organisation for Economic Co-operation and Development)
ODP	Δυναμικό καταστροφής του όζοντος (Ozone Depletion Potential)
P.C	Παράλληλη Συμπύεση (Parallel Compression)
TEWI	Συνολική Ισοδύναμη Θερμική Επίπτωση (Total Equivalent Warming Impact)
TOE	Τόνος Ισοδύναμου Πετρελαίου (Tonne of Oil Equivalent)
ΕΕ	Ευρωπαϊκή Ένωση

Κεφάλαιο 1 : Εισαγωγή

Η αξιοποίηση της ενέργειας είναι απαραίτητη για την οικονομική και κοινωνική ανάπτυξη, καθώς και την βελτιστοποίηση της ποιότητας ζωής σε όλες τις χώρες. Η ενέργεια ορίζεται ως η ικανότητα να παραχθεί έργο και μπορεί να συναντηθεί σε πολλές μορφές όπως χημική, θερμική, ηλεκτρική, μηχανική, βαρυτική, πυρηνική, ακτινοβολούμενη, ηχητική και κινητική. Η ενέργεια μπορεί να αποθηκευτεί, να μετατραπεί και να ενισχυθεί, ανάλογα με την εφαρμογή. Οι πηγές της ενέργειας μπορεί να είναι ορυκτά καύσιμα (πετρέλαιο, άνθρακας, φυσικό αέριο, σχιστολιθικό πετρέλαιο, κ.ά.), ανανεώσιμες (βιομάζα, γεωθερμική, ηλιακή, υδροηλεκτρική, αιολική, θαλάσσια, κ.ά.) και σχάσιμη (ουράνιο, θόριο, κ.ά.).

Η ενέργεια αποτελεί ένα ιδιαίτερο θέμα, καθώς αποτελεί βασικό παράγοντα για όλες τις διαδικασίες παραγωγής και κατανάλωσης. Η ενέργεια είναι συνεπώς μία κρίσιμη παράμετρος που ελέγχει την ανάπτυξη και καθορίζει πολλές πτυχές της γενικότερης ανθρώπινης δραστηριότητας. [1]

1.1 Υφιστάμενη ενεργειακή κατάσταση

Η παγκόσμια ζήτηση ενέργειας αυξάνεται παράλληλα με την αύξηση του παγκόσμιου πληθυσμού καθώς και την ανάπτυξη της οικονομίας. Φαίνεται πως αυτή η ζήτηση ενέργειας θα συνεχίσει να αυξάνεται, όμως οι συμβατικές πηγές παραγωγής ενέργειας, με τον χρόνο θα εξαντληθούν, καθώς επίσης έχουν ήδη καταστεί επικίνδυνες για το περιβάλλον και συνδέονται άμεσα με την υπερθέρμανση του πλανήτη. Λόγω της σταδιακής εξάντλησης των αποθεμάτων άνθρακα, πετρελαίου και φυσικού αερίου, η πυρηνική ενέργεια λαμβάνεται υπόψη ως μία πιθανή εναλλακτική, όμως λόγω των επικίνδυνων ζητημάτων της, τα σχετικά υψηλά έξοδά της, καθώς επίσης και τα τεχνολογικά μονοπώλια, δεν αποτελεί προσιτή επιλογή για τις περισσότερες χώρες. Οπότε, οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας προτιμούνται ως εναλλακτικές και μακροχρόνιες πηγές παραγωγής ενέργειας, ενώ είναι παράλληλα φιλικές προς το περιβάλλον και δεν ενέχουν κινδύνους σχετικούς με την υγεία των ανθρώπων.

Αν και η παγκόσμια κατανάλωση ενέργειας, καθώς και η κατανάλωση πόρων, αυξάνονται με χαμηλότερους ρυθμούς σε σχέση με τα τελευταία χρόνια, αναμένεται αύξηση των παραπάνω ρυθμών τις επόμενες δεκαετίες. Οι Ηνωμένες Πολιτείες διατηρούν έναν σημαντικό όγκο στην συνολική ζήτηση ενέργειας, αλλά το σχετικό μερίδιο κατανάλωσης μειώνεται με την πάροδο του χρόνου, καθώς αναμένεται αυτό να αποτελεί το 19,8% το 2050, σε σχέση με το αντίστοιχο 24,1% το 2010. Η Ιαπωνία διατηρεί ένα πολύ υψηλό ποσοστό της συνολικής ζήτησης πετρελαίου, το οποίο ήταν της τάξης του 31,5% το 2010, ενώ αναμένεται να έχει μειωθεί στο 27,7% το 2030 και στο 24,8% το 2050. Η παγκόσμια κατανάλωση ενέργειας αναμένεται να αυξηθεί σημαντικά από 13,6 δισεκατομμύρια τόνους ισοδύναμου πετρελαίου (TOE) το 2010 σε 44,6 δισεκατομμύρια TOE έως το 2050. Λόγω του σημαντικού και αυξανόμενου ρόλου της Κίνας στην παγκόσμια αγορά ενέργειας, η παγκόσμια ζήτηση

άνθρακα αναμένεται να αυξηθεί από 3,6 δισεκατομμύρια TOE το 2010, σε 12,9 δισεκατομμύρια TOE το 2050, ενώ η παγκόσμια ζήτηση ενέργειας από άνθρακα, θα αυξηθεί επίσης από 26,5% το 2010 σε 28,9% το 2050. Η παγκόσμια κατανάλωση ενέργειας έχει την τάση να αυξηθεί από 524 τετράκις εκατομμύρια Btu το 2010, σε 630 τετράκις εκατομμύρια Btu το 2020 και 820 τετράκις εκατομμύρια Btu το 2040 (Πίνακας 1.1). [1]

Region	2010	2015	2020	2025	2030	2035	2040	Average annual percent change 2010–2040
OECD	242	244	255	263	269	276	285	0.5
Americas	120	121	126	130	133	137	144	0.6
Europe	82	82	85	89	91	93	95	0.5
Asia	40	41	43	44	45	46	46	0.5
Non-OECD	282	328	375	418	460	501	535	2.2
Europe and Eurasia	47	50	53	57	61	65	67	1.2
Asia	159	194	230	262	290	317	337	2.5
Middle East	28	33	37	39	43	46	49	1.9
Africa	19	20	22	24	27	31	35	2.1
Central and South America	29	31	33	35	39	42	47	1.6
World	524	572	630	680	729	777	820	1.5

Πίνακας 1.1: Παγκόσμια ενεργειακή κατανάλωση ανά ήπειρο και με σχετική ομαδοποίηση των χωρών σε ό,τι αφορά την ένταξή τους στον Οργανισμό Οικονομικής Συνεργασίας και Ανάπτυξης (τετράκις εκατομμύρια Btu) [1]

Το 10% του παγκόσμιου πληθυσμού εκμεταλλεύεται το 90% των διαθέσιμων ορυκτών καυσίμων, η σταδιακή εξάντληση των οποίων καθιστά την προσεχτική και βιώσιμη κατανάλωση ενέργειας ένα επείγον ζήτημα για όλες τις χώρες.

1.2 Περιβαλλοντικό αντίκτυπο της παγκόσμιας κατανάλωσης ενέργειας

Η ταχεία αύξηση της κατανάλωσης ενέργειας, έχει ως επακόλουθο την ταχεία αύξηση στις εκπομπές των προϊόντων που προκύπτουν από την καύση. Τα προϊόντα καύσης, και ειδικά το CO₂ συσσωρεύονται στην ατμόσφαιρα, ενώ επιπλέον τα οξείδια του αζώτου και του θείου που απελευθερώνονται, αποτελούν ένα πολύ σημαντικό περιβαλλοντικό ζήτημα. Εάν η κατανάλωση θεωρείται πως είναι η βασική οικονομική κινητήρια δύναμη που κατευθύνει τον περιβαλλοντικό μετασχηματισμό, η εκτίμηση των περιβαλλοντικών επιδόσεων της εθνικής οικονομίας απαιτεί από εμάς την διάκριση μεταξύ των περιβαλλοντικών επιπτώσεων που έχουν δημιουργηθεί από τους κατοίκους ενός έθνους και των εκπομπών που παράγονται εντός των εθνικών συνόρων.

1.2.1 Εκπομπές CO₂

Από την αρχή της βιομηχανικής επανάστασης και έπειτα, έχει υπάρξει μία συνεχής αύξηση των ανθρωπογενών εκπομπών CO₂. Κατά τη διάρκεια της

περιόδου 2000-2008 σημειώθηκε επιτάχυνση του ρυθμού εκπομπής CO₂, γεγονός που συνδέεται άμεσα με την ισχυρή οικονομική ανάπτυξη στην Κίνα και άλλες ασιατικές χώρες, οι οποίες αυξάνουν τη ζήτηση για ηλεκτρική ενέργεια με βάση τον άνθρακα και για πετρελαιοκίνητα αυτοκίνητα και φορτηγά. Το 2008, η ανθρωπότητα εξέπεμπε σχεδόν 30 δισεκατομμύρια τόνους CO₂, παρόλο όμως που εκπομπές τέτοιου μεγέθους είναι μη βιώσιμες, το ποσό έχει πλέον αυξηθεί περαιτέρω.

Οι παγκόσμιες εκπομπές CO₂ που σχετίζονται με τον τομέα της ενέργειας έχουν την τάση να αυξηθούν από 31,2 δισεκατομμύρια μετρικούς τόνους το 2010, σε 36,4 μετρικούς τόνους το 2020 και 45,5 μετρικούς τόνους το 2040 (Πίνακας 1.2). Το 2003 η Κίνα εξέπεμπε περίπου 3,5 Gt CO₂, ενώ οι αντίστοιχες εκπομπές των ΗΠΑ ήταν 5,8 Gt, αλλά έως το 2010 η Κίνα αύξησε τις εκπομπές της σε 8,95 Gt, ενώ οι αντίστοιχες τιμές των ΗΠΑ μειώθηκαν σε 5,25 Gt, παρόλο που οι κατά κεφαλήν εκπομπές της Κίνας εξακολουθούν να είναι 2,5 φορές μικρότερες από αυτές των ΗΠΑ (Πίνακας 1.3). [1]

Region/ country	1990	2010	2020	2030	2040	Average annual percent change, 2010–2040
OECD	11.6	13.1	13.0	13.4	13.9	0.2
Liquid fuels	5.5	5.8	5.7	5.6	5.7	-0.1
Natural gas	2.0	3.0	3.4	3.7	4.1	1.1
Coal	4.1	4.2	4.0	4.0	4.0	-0.2
Non-OECD	9.8	18.1	23.4	28.1	31.6	1.9
Liquid fuels	3.6	5.4	6.6	7.7	9.0	1.7
Natural gas	2.0	3.2	3.8	4.9	6.0	2.2
Coal	4.2	9.6	13.0	15.5	16.6	1.8
World total	21.5	31.2	36.4	41.5	45.5	1.3

Πίνακας 1.2: Παγκόσμιες εκπομπές CO₂ που σχετίζονται με τον τομέα της ενέργειας ανά καύσιμο και με σχετική ομαδοποίηση των χωρών σε ό,τι αφορά την ένταξή τους στον Οργανισμό Οικονομικής Συνεργασίας και Ανάπτυξης, 1990-2040 (εκατομμύρια μετρικοί τόνοι) [1]

Μέσω της παρατήρησης των παραπάνω τάσεων, προκύπτουν δύο κύριες περιβαλλοντικές ανησυχίες λόγω της χρήσης συμβατικών καυσίμων:

- Λόγω των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα, θα υπάρξει αύξηση της θερμοκρασίας του πλανήτη.
- Η υγεία του ανθρώπου τίθεται σε κίνδυνο λόγω των λεπτών σωματιδίων που εκπέμπονται ως προϊόντα καύσης.

Είναι λοιπόν φανερό πως η δέσμευση του CO₂ που παράγεται από τις ανθρώπινες δραστηριότητες θα μπορούσε να συμβάλει σε σημαντικό βαθμό στην καταπολέμηση των παραπάνω ζητημάτων. Ο ρόλος του δασικού τομέα για την δέσμευση αυτού του διοξειδίου έχει αναγνωρισθεί εδώ και πολύ καιρό από

τους επιστήμονες και τους υπεύθυνους χάραξης πολιτικής, ενώ οι τρόποι με τους οποίους μπορεί να γίνει αυτό ποικίλλουν από την προστασία των δασών και την αναδάσωση, έως την αύξηση της αποθήκευσης άνθρακα στα προϊόντα ξύλου. Η δέσμευση όμως του CO₂ δεν περιορίζεται στον δασικό τομέα, καθώς σημαντική μπορεί να αποδειχθεί και η αναθεώρηση των πρακτικών του τομέα της ψύξης, με τη χρήση CO₂ ως ψυκτικό μέσο σε ψυκτικές εγκαταστάσεις, να αποτελεί ένα πιθανό βήμα προς αυτή την κατεύθυνση.

	CO ₂ emissions 2010 (Mt)	Per capita CO ₂ emissions (t per person)			Change since 1990 (%)	
		1990	2000	2010	CO ₂	Population
		United States	5250	19.7	20.8	16.9
EU-27	4050	9.2	8.5	8.1	-7	6
Russian Federation	1750	16.5	11.3	12.2	-28	-4
Japan	1160	9.5	10.1	9.2	0	4
Australia	400	16.0	18.6	18.0	46	30
Canada	540	16.2	17.9	15.8	20	23
China	8950	2.2	2.9	6.8	257	17
India	1840	0.8	1.0	1.5	180	40
South Korea	590	5.9	9.7	12.3	134	12
Indonesia	470	0.9	1.4	1.9	194	30
Brazil	430	1.5	2.0	2.2	96	30
Mexico	430	3.7	3.8	3.8	39	35
Saudi Arabia	430	10.2	12.9	15.6	159	70

Πίνακας 1.3: Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα το 2010 (Mton CO₂) και κατά κεφαλήν εκπομπές 1990-2010 (τόνοι CO₂ ανά άτομο)(περιλαμβάνει την παραγωγή τσιμέντου, -8% του παγκόσμιου συνόλου) [1]

1.2.2 Εκπομπές SO_x

Τα SO_x είναι τα οξείδια του θείου. Ο άνθρακας και το πετρέλαιο συχνά περιέχουν θείο, με αποτέλεσμα η καύση τους να παράγει SO_x. Αυτά είναι επιβλαβή για το περιβάλλον καθώς η περαιτέρω οξείδωση τους παράγει H₂SO₄, το οποίο είναι υπεύθυνο για την όξινη βροχή. Η χρήση των SO_x έχει αυξηθεί τις τελευταίες δεκαετίες λόγω της ιδιαίτερης χρησιμότητάς τους ως συντηρητικά, αναγωγικά μέσα, ψυκτικά, διαλύτες σε εργαστήρια, κ.ά. Αυτή η χρήση έχει δημιουργήσει ορισμένες δυσάρεστες αλλαγές στο περιβάλλον, καθώς η συμβολή των SO_x στην υπερθέρμανση του πλανήτη είναι πολύ μεγάλη, με αποτέλεσμα να θεωρούνται ως μία από τις πιο σημαντικές ομάδες αερίων του θερμοκηπίου.

Τα μόρια διοξειδίου του θείου, SO₂, είναι επικίνδυνα για την ανθρώπινη υγεία και σχηματίζουν όξινη βροχή. Επιπλέον, το SO₂ είναι ένας σημαντικός δημιουργός αεροζόλ και μειώνει την θερμοκρασία της ατμόσφαιρας μέσω της διασποράς του ηλιακού φωτός.

Παρόλο που ο κλιματικός ρόλος του SO₂, δεν είναι ακόμα απολύτως σαφής, λόγω της σημαντικότητάς του, οι οργανισμοί σε όλο τον κόσμο αναγκάζονται να υιοθετήσουν νέα πρωτόκολλα και πρότυπα καυσίμων με στόχο την μείωση της

περιεκτικότητας σε θείο στα καύσιμα, καθώς επίσης και να επιτύχουν την βελτιστοποίηση των κεφαλαιακών δαπανών σε αυτά.

1.2.3 Εκπομπές NO_x

Τα οξείδια του αζώτου (NO_x) διαδραματίζουν ζωτικό ρόλο στη χημεία της τροπόσφαιρας. Η παραγωγή όζοντος στην τροπόσφαιρα ελέγχεται από την αφθονία NO_x, ενώ παράλληλα τα NO_x συμβάλλουν στη δημιουργία δευτερογενών ανόργανων αερολυμάτων, τα οποία έχουν αρνητικές επιπτώσεις στην ανθρώπινη υγεία. Το NO_x, περιλαμβάνει διάφορα οξείδια του αζώτου (NO, NO₂, N₂O, N₂O₃, N₂O₄, N₂O₅), εκ των οποίων το υποοξείδιο του αζώτου (N₂O) αντιπροσωπεύει περίπου το 7,9% των συνολικών εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου (IPCC, 2007), γεγονός που αναδεικνύει την σπουδαιότητα της συμβολής των εκπομπών NO_x, στην υπερθέρμανση του πλανήτη. Επιπλέον, οι επιπτώσεις τους στην ανθρώπινη υγεία είναι άμεσες, καθώς βλάπτουν τους πνευμονικούς ιστούς και προκαλούν εμφύσημα, βρογχίτιδα, κ.ά.

Τέλος, η ανάπτυξη σύγχρονων μηχανών εσωτερικής καύσης και αεριωθούμενων, που λειτουργούν σε υψηλότερες θερμοκρασίες και πιέσεις, μπορεί να συμβάλει θετικά στον βαθμό αξιοποίησης του καυσίμου, αλλά παράλληλα αυξάνει τις εκπομπές NO_x. Η περιεκτικότητα των καυσαερίων σε NO_x, κυμαίνεται από μερικές εκατοντάδες έως χιλιάδες ppm, με τα κύρια συστατικά του να είναι το NO και το NO₂ τα οποία βρίσκονται σε περιεκτικότητα 90-95% και 5-10% αντίστοιχα. Καθίσταται λοιπόν αναγκαία η ύπαρξη περαιτέρω αλλαγών στον θάλαμο καύσης, καθώς και κατάλληλο σύστημα επεξεργασίας καυσαερίων, για την δέσμευση και την μείωση των συγκεντρώσεων NO_x, στα απορριπτόμενα προς το περιβάλλον καυσαέρια. [1]

Η κλιματική αλλαγή και οι αυξανόμενες εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου (Green House Gas, GHG) αποτελούν ζητήματα τα οποία χαρακτηρίζονται από έντονη συζήτηση μεταξύ των σημερινών κοινωνιών. Η μορφή του κλίματος χαίρει ταχείας μεταβολής, λόγω της ταχείας αύξησης των συγκεντρώσεων των GHG στην ατμόσφαιρα. Η παγκόσμια θέρμανση της Γης είναι το αποτέλεσμα του CO₂, καθώς και των υπολοίπων GHG. Η κλιματική αλλαγή και η ενεργειακή ασφάλεια αντιπροσωπεύουν δύο από τα πιο πιεστικά προβλήματα για τις γενιές του μέλλοντος, αλλά και του σήμερα και καθώς η κλιματική αλλαγή αποτελεί ένα πολύ σημαντικό πολιτικό ζήτημα, σε συνδυασμό με την αύξηση των τιμών του πετρελαίου, η κοινωνία έχει πλέον οξεία επίγνωση αυτού του ζητήματος.

1.3 Αντιμετώπιση των επιπτώσεων της ενεργειακής κατανάλωσης

Η αύξηση της ζήτησης ενέργειας, ιδίως της ενέργειας από ορυκτά καύσιμα, αυξάνει τις εκπομπές ρύπων στην ατμόσφαιρα, γεγονός που συμβάλλει στην υποβάθμιση της ποιότητας του ατμοσφαιρικού αέρα με σοβαρές επιπτώσεις για την δημόσια υγεία, καθώς και για το περιβάλλον. Οι εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου που σχετίζονται με την παγκόσμια ζήτηση ενέργειας, δεδομένου

ότι δεν θα υπάρξει αλλαγή στις πολιτικές που ακολουθούνται, προβλέπονται να είναι κατά 40% υψηλότερες το έτος 2030, σε σχέση με τις αντίστοιχες του 2007.

Προκειμένου να αντιμετωπιστεί η αύξηση της χρήσης ορυκτών καυσίμων, βιομηχανικές χώρες όπως το Ηνωμένο Βασίλειο και η Ευρωπαϊκή Ένωση έχουν αναπτύξει μία φιλόδοξη ενεργειακή πολιτική για την αντιμετώπιση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα και της κλιματικής αλλαγής. [2] Το πακέτο για το 2020 είναι ένα πακέτο δεσμευτικής νομοθεσίας για να διασφαλίσει πως η ΕΕ (Ευρωπαϊκή Ένωση) θα εκπληρώσει τους στόχους για το κλίμα και την ενέργεια για το έτος 2020 και περιλαμβάνει τρεις βασικούς στόχους:

- Μείωση των εκπομπών των αερίων του θερμοκηπίου σε σχέση με το 1990 κατά 20%.
- Το 20% της ενέργειας που παράγεται στην ΕΕ να προέρχεται από ανανεώσιμες πηγές.
- Βελτίωση κατά 20% της ενεργειακής απόδοσης στην ΕΕ, σε σχέση με τα επίπεδα του 1990.

Προκειμένου να επιτευχθούν οι παραπάνω στόχοι, η Ευρωπαϊκή Ένωση έχει αναλάβει δράση σε διάφορους τομείς:

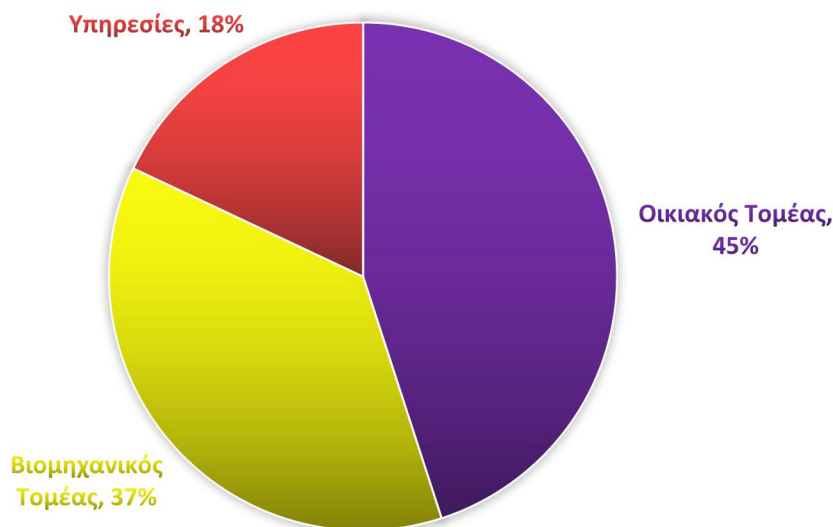
- Οι εκπομπές που σχετίζονται με το σύστημα εμπορίας, αποτελούν το 45% των συνολικών εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου και ο στόχος είναι το 2020 οι εκπομπές από αυτό τον τομέα να είναι 21% χαμηλότερες από το 2005.
- Το υπόλοιπο 55% των συνολικών εκπομπών αποτελείται από έναν συνδυασμό ρύπων που προέρχονται από τα νοικοκυριά, την γεωργία, την μεταφορά (μη συμπεριλαμβανομένης της αεροπορίας) και τα απόβλητα και για την αντιμετώπισή τους, κάθε χώρα έχει βάλει διαφορετικούς στόχους έτσι ώστε να λαμβάνονται υπόψη διάφορες μεταβλητές, με κυριότερο τις διαφορετικές εθνικές οικονομίες.
- Σχετικά με την αύξηση του ποσοστού της καταναλισκόμενης ενέργειας που προέρχεται από ανανεώσιμες πηγές, επίσης οι στόχοι λαμβάνουν υπόψη τις ιδιαιτερότητες της κάθε χώρας, με απώτερο σκοπό να επιτευχθεί για την ΕΕ ως σύνολο η συμμετοχή των ανανεώσιμων σε ποσοστό 20%, καθώς και να εισχωρήσουν στον τομέα των μεταφορών, σε ποσοστό τουλάχιστον ίσο με 10%. [3]

1.4 Σπουδαιότητα του τομέα θέρμανσης και ψύξης

Είναι φανερό πως η επίτευξη των παραπάνω στόχων αποτελεί μία περίπλοκη διαδικασία κατά την οποία πρέπει να ληφθούν υπόψη πολλές μεταβλητές, η σημαντικότερη ίσως από τις οποίες, είναι η πλήρης και σωστή αξιοποίηση του δυναμικού του τομέα θέρμανσης και ψύξης. Λόγω του μεγέθους και της διεξόδυσής τους, ο τρόπος με τον οποίο παράγεται και καταναλώνεται η θέρμανση και η ψύξη έχει σημαντικό αντίκτυπο στην οικονομία της ΕΕ και στην ικανότητά της να πετύχει τους στόχους που έχει θέσει για το 2020.

Η θέρμανση και η ψύξη σε κτίρια, επιχειρήσεις και βιομηχανία καταναλώνουν περίπου το ήμισυ της ενέργειας που παράγεται και χρησιμοποιείται στην Ευρωπαϊκή Ένωση. Αποτελώντας το 50% (546 Mtoe) της συνολικής ενεργειακής κατανάλωσης για το 2012, είναι ο μεγαλύτερος ενεργειακός τομέας της ΕΕ. Επιπλέον, προβλέπεται να παραμείνει μακροπρόθεσμα ως ο μεγαλύτερος ενεργειακός τομέας, τόσο στην περίπτωση που εξακολουθούν να ασκούνται οι σημερινές πρακτικές, όσο και στην περίπτωση που υπάρξει σημαντική μείωση ή και τερματισμός της χρήσης του άνθρακα, έως το 2030 και 2050. Παρά όμως την σπουδαιότητα τους για τις Ευρωπαϊκές αγορές, η θέρμανση και η ψύξη εξακολουθούν να αποτελούν τομείς για τους οποίους, δεν υπάρχει αρκετή πληροφόρηση.

Εξετάζοντας τον τρόπο με τον οποίο αυτό το ήμισυ της συνολικής ενεργειακής κατανάλωσης κατανέμεται μεταξύ των επιμέρους τομέων, προκύπτει πως το μερίδιο του οικιακού τομέα είναι 45%, αυτό του βιομηχανικού 37% και τέλος αυτό των υπηρεσιών 18% (Σχήμα 1.1). Είναι βέβαια προφανές, πως τα παραπάνω ποσοστά εκφράζουν την Ευρωπαϊκή Ένωση σαν σύνολο και ποικίλουν μεταξύ των διάφορων χωρών κρατών που ανήκουν σε αυτή, ανάλογα με την οικονομική δομή (δυναμική βιομηχανικού τομέα), καθώς και άλλους παράγοντες όπως οι κλιματικές συνθήκες κ.ά.



Σχήμα 1.1: Συνολική ενεργειακή κατανάλωση για θέρμανση και ψύξη ανά τομέα (2012)
[4]

Οι τεχνολογίες για την παραγωγή θερμότητας κυμαίνονται από μικρές αποκεντρωμένες εφαρμογές, όπως οι λέβητες φυσικού αερίου και βιομάζας, οι μικρές μονάδες συμπαραγωγής, οι αντλίες θερμότητας και οι ατομικές ηλιακές εγκαταστάσεις θερμικών πάνελ, μέχρι μεγάλης κλίμακας βιομηχανικούς λέβητες και κεντρικές μονάδες παραγωγής σε δίκτυα τηλεθέρμανσης. Ομοίως, η ψύξη μπορεί να παραχθεί σε αποκεντρωμένες εφαρμογές, με την χρήση τεχνολογιών

που ποικίλουν από μικρές μονάδες κλιματισμού, έως μεγάλους ψυκτικούς θαλάμους και αντλίες θερμότητας.

Η θέρμανση και η ψύξη δεν μπορούν να μεταφερθούν οικονομικά σε μεγάλη απόσταση, ως εκ τούτου, παράγονται και καταναλώνονται τοπικά. Η αγορά θέρμανσης και ψύξης είναι διαιρεμένη και δεν έχει μέχρι στιγμής αναπτυχθεί ενιαία αγορά ούτε σε εθνικό επίπεδο, ούτε σε επίπεδο ΕΕ. Κατ' επέκταση οι αγορές θερμότητας είναι τοπικές αγορές αποτελούμενες από πολλές διαφορετικές τεχνολογίες και οικονομικούς παράγοντες (πωλητές, εγκαταστάσεις και κατασκευαστές, εταιρίες μηχανικών και σύμβουλοι ενέργειας, ενεργειακά βοηθητικά προγράμματα και εταιρίες ενεργειακών υπηρεσιών) που πωλούν τη θερμότητα και την ψύξη ως εμπορεύματα ή υπηρεσίες, συχνά συνδυασμένες με άλλες υπηρεσίες, όπως διαχείριση εγκαταστάσεων, παροχή νερού και αποχέτευσης και επεξεργασία αποβλήτων. Τέλος, η θέρμανση και η ψύξη συνδέονται στενά με άλλες αγορές ενέργειας, ιδίως με αυτή των καυσίμων και του ηλεκτρισμού, αλλά και με μη ενεργειακές αγορές όπως, για παράδειγμα, το νερό, τα απόβλητα, τα ακίνητα και την τεχνολογία.

Η ΕΕ διαθέτει μια σειρά πολιτικών και νομοθεσιών που επηρεάζουν την θέρμανση και την ψύξη, τόσο άμεσα, όσο και έμμεσα. Ορισμένα κράτη μέλη ανέπτυξαν - ή βρίσκονται στη διαδικασία ανάπτυξης - ειδικές στρατηγικές σχετικά με τους παραπάνω τομείς στο πλαίσιο του εθνικού τους κλίματος και των ενεργειακών πολιτικών. Ωστόσο, φαίνεται πως δεν υπάρχει ακόμα, επαρκής κατανόηση, καθώς αυτός ο τομέας δεν υπόκειται σε ειδική αξιολόγηση σε επίπεδο ΕΕ, ως σύνολο. [4]

Κεφάλαιο 2 : Εμπορική Ψύξη

Ο τομέας της ψύξης αποτελεί έναν τομέα που διέπεται από μεγάλη ποικιλία εφαρμογών. Παρά όμως αυτή την ποικιλία, ο εξοπλισμός που χρησιμοποιείται για την υλοποίηση των εφαρμογών μπορεί να ταξινομηθεί σχετικά απλά σε επτά κατηγορίες, ανάλογα με την τεχνολογία και τις υπηρεσίες που παρέχονται:

1. Εμπορική ψύξη
2. Ψύξη στις μεταφορές
3. Ενιαίος κλιματισμός
4. Ψυγεία
5. Βιομηχανική ψύξη
6. Οικιακή ψύξη
7. Κινητά συστήματα κλιματισμού

Στις παραπάνω κατηγορίες πρέπει να προστεθεί και η μη ηλεκτρική ψύξη, δεδομένου ότι σχετίζεται άμεσα με την προοπτική ενός ανανεώσιμου τρόπου ψύξης, αξιοποιώντας διάφορες πηγές θερμότητας.

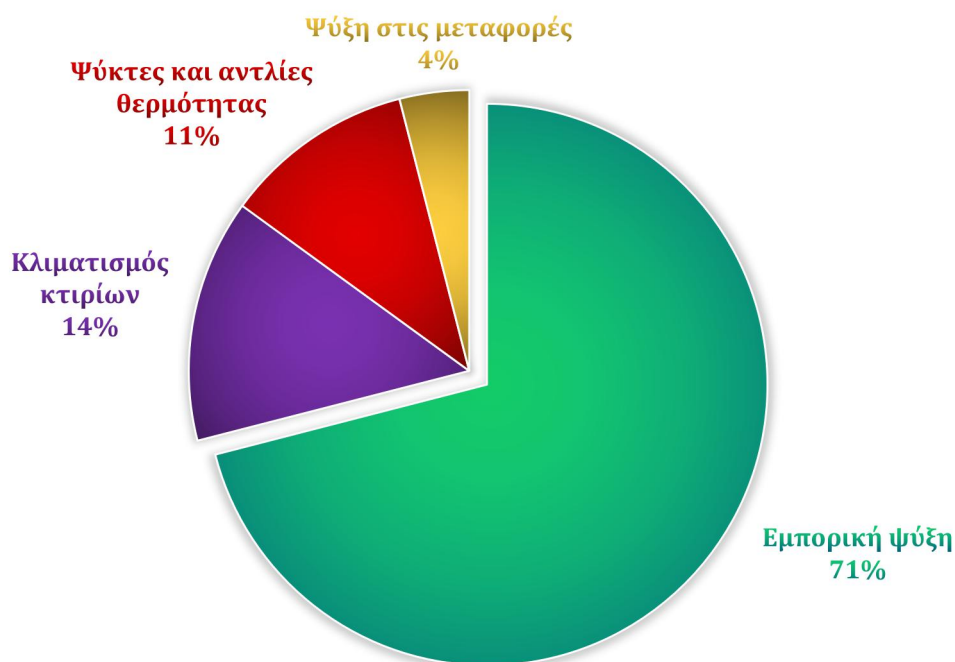
Η εμπορική ψύξη περιλαμβάνει όλο τον εξοπλισμό που χρησιμοποιείται από τα καταστήματα λιανικής πώλησης (σουπερμάρκετ κ.ά.) για την προετοιμασία, την αποθήκευση και την διανομή φρέσκων και κατεψυγμένων τροφίμων και ποτών, στους καταναλωτές. [5] Καλύπτει τόσο τον εξοπλισμό στον οποίο έχουν πρόσβαση οι πελάτες, για το λιανικό εμπόριο, όσο και τον εξοπλισμό στον οποίο έχουν πρόσβαση κυρίως οι υπάλληλοι του αντίστοιχου οργανισμού.

Ένα πολύ σημαντικό ποσοστό του εξοπλισμού εμπορικής ψύξης, συναντάται στον τριτογενή τομέα. Η πλειοψηφία των συσκευών ψύξης και κλιματισμού που χρησιμοποιούνται σε αυτόν είναι τύπου μαζικής παραγωγής, με το μεγαλύτερο ποσοστό να αποτελείται από συναρμολογούμενα συστήματα τυποποιημένων μονάδων που μπορεί να είναι, μονάδες συμπύκνωσης, fancoils, κ.ά. Υπάρχουν βέβαια, και ορισμένα συστήματα τα οποία αγοράζονται ολόκληρα και είναι τύπου plug-in, τα οποία δεν χρειάζονται κάποια εξειδίκευση για τον χειρισμό τους. Στο Σχήμα 2.1 παρουσιάζεται η κατανομή της συνολικής ενέργειας ψύξης που απαιτήθηκε από τον τριτογενή τομέα παραγωγής της ΕΕ, για το 2010, μέσω της οποίας αναδεικνύεται η σπουδαιότητα της προσπάθειας βελτίωσης των συστημάτων του τομέα της εμπορικής ψύξης.

Τα συστήματα τα οποία χρησιμοποιούνται στον τομέα της εμπορικής ψύξης μπορούν να καλύψουν μία πληθώρα εφαρμογών. Η εμβέλεια του μεγέθους / ικανότητας ψύξης εκτείνεται από μικρά ενσωματωμένα (plug-in) ντουλάπια της τάξης του 1kW, έως απομακρυσμένα συστήματα ικανά να παρέχουν ψύξη σε δεκάδες καταψύκτες λιανικής πώλησης ενός σουπερμάρκετ, της τάξης των 200 kW. Επιπλέον, σε ό,τι αφορά τις θερμοκρασίες στις οποίες παράγουν ψύξη τα συστήματα ψύξης, οι ειδικοί τεχνικοί ορισμοί της χαμηλής θερμοκρασίας, μέτριας θερμοκρασίας και υψηλής θερμοκρασίας παραγωγής ψύξης, ποικίλουν

ανάλογα με τον τύπο του εξοπλισμού που εξετάζεται, αλλά μπορούν να χαρακτηριστούν ευρέως (τουλάχιστον για τα συστήματα εμπορικής ψύξης), ως:

- Χαμηλή θερμοκρασία: Ονομαστική θερμοκρασία λειτουργίας μεταξύ $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ και $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Μέση θερμοκρασία: Ονομαστική θερμοκρασία λειτουργίας μεταξύ $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ και $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Υψηλή θερμοκρασία: Ονομαστική θερμοκρασία λειτουργίας μεταξύ $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ και $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$. [4]



Σχήμα 2.1: Κατανομή της συνολικά καταναλισκόμενης ενέργειας για ψύξη στον τριτογενή τομέα παραγωγής της ΕΕ, ανά τύπο εξοπλισμού, για το 2010 [4]

2.1 Ενεργειακή κατανάλωση σε σουπερμάρκετ

Τα καταστήματα λιανικής πώλησης τροφίμων στο Ηνωμένο Βασίλειο είναι υπεύθυνα για το 3% περίπου της συνολικής κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας και το 1% των συνολικών εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου. Τα παραπάνω καταστήματα, υπόκεινται σε κατηγοριοποίηση ανάλογα με την έκταση της περιοχής πωλήσεων τους, ως εξής:

- Μικροκαταστήματα - μικρότερη από 280 m^2 .
- Σουπερμάρκετ - 280 m^2 έως 1400 m^2 .
- Υπερκαταστήματα - 1400 m^2 έως 5000 m^2 .
- Υπεραγορές - 5000 m^2 έως πάνω από 10000 m^2 . [6]

Τα μικροκαταστήματα αποτελούν την πιο κοινή κατηγορία καταστημάτων. Βρίσκονται συνήθως κοντά στον καταναλωτή, καθώς συναντώνται κυρίως στα κέντρα των πόλεων, κοντά σε πολυκατοικίες ή αποτελούν μέρος των σταθμών

πλήρωσης βενζίνης. Το φάσμα των προϊόντων τους, και κατ' επέκταση οι υπηρεσίες που παρέχουν, είναι ευρύ και εξαρτώνται από την τοπική ζήτηση της αγοράς. Συνήθως συνδέονται στενά με την τοποθεσία τους σε αστικά κέντρα και σε αυτά κυριαρχούν επί το πλείστον τα κατεψυγμένα τρόφιμα και μικρά ψυγεία που περιέχουν αναψυκτικά και ποτά. Τέλος, τέτοιου είδους καταστήματα, είναι συχνά ηλεκτρικά θερμαινόμενα.

Τα σουπερμάρκετ, αποτελούν τον πιο κοινό τύπο καταστημάτων λιανικής πώλησης. Τα καταστήματα αυτά βρίσκονται επίσης στα κέντρα των πόλεων, και στεγάζονται, είτε σε σύγχρονα κτίρια που κατασκευάστηκαν για αυτό το σκοπό, είτε σε προϋπάρχοντα, ανακαινισμένα κτίρια. Παρέχουν ένα ευρύ φάσμα προϊόντων και υπηρεσιών ανάλογα με την θέση τους και τις απαιτήσεις της αγοράς, και συχνά περιλαμβάνουν αρτοποιείο, καθώς και τομείς με ψάρια, κρέατα και γαλακτοκομικά. Χρησιμοποιούν για την θέρμανση τους, συνήθως φυσικό αέριο ή λέβητα πετρελαίου καθώς δεν απορρίπτεται και η επιλογή της ηλεκτρικής ενέργειας. Ο κλιματισμός πραγματοποιείται κυρίως με μονάδες ανακυκλοφορίας κρύου αέρα που βρίσκονται στην οροφή.

Τα υπερκαταστήματα, αποτελούν την δεύτερη πιο κοινή κατηγορία καταστημάτων λιανικής πώλησης, μετά τα σουπερμάρκετ, και αποτελούν μία μεγαλύτερης κλίμακας εκδοχή αυτών. Ως αποτέλεσμα, συναντώνται κυρίως στα προάστια των πόλεων, ενώ εμφανίζουν μεγαλύτερο εύρος και ποικιλία προϊόντων. Στην πλειοψηφία τους χρησιμοποιούν ψυκτικούς θαλάμους για την αποθήκευση και την έκθεση προϊόντων μαναβικής και κρεάτων. Τα περισσότερα από αυτά θερμαίνονται μέσω ενός κεντρικού συστήματος θέρμανσης με χρήση φυσικού αερίου ή λέβητα πετρελαίου, ενώ ένα ποσοστό αυτών διαθέτει και μονάδα συμπαραγωγής θέρμανσης και ηλεκτρικής ενέργειας (CHP).

Οι υπεραγορές, βρίσκονται όπως και τα υπερκαταστήματα μακριά από τα κέντρα των πόλεων και αποτελούν το μεγαλύτερο είδος καταστήματος λιανικής πώλησης. Λόγω του όγκου τους παρέχουν μία πληθώρα προϊόντων και υπηρεσιών, όπως πρατήρια βενζίνης, καταστήματα πώλησης ρούχων, καθώς και ηλεκτρικών ειδών και δεν περιορίζονται στην πώληση τροφίμων. Περίπου το 75% αυτών των καταστημάτων λειτουργούν επί εικοσιτετραώρου βάσεως. Η πλειονότητα αυτών των καταστημάτων θερμαίνεται από ένα κεντρικό σύστημα ζεστού νερού χαμηλής θερμοκρασίας, με ένα ποσοστό αυτών να διαθέτει και μονάδα συμπαραγωγής θέρμανσης και ηλεκτρικής ενέργειας (CHP). Ο κλιματισμός παρέχεται μέσω κεντρικής μονάδας κλιματισμού που χρησιμοποιεί ψύκτες συμπίεσης ατμών. [7]

Η κατανάλωση ενέργειας των σουπερμάρκετ εξαρτάται από τις επιχειρηματικές πρακτικές, την μορφή του καταστήματος, το μείγμα των προϊόντων, τον εξοπλισμό που χρησιμοποιείται για την προετοιμασία, τη συντήρηση και την παρουσίαση των τροφίμων κ.ά. Η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας μπορεί να ποικίλει ευρέως από 700 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο για τις υπεραγορές έως πάνω από 2000 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο για τα μικροκαταστήματα. Τα συστήματα ψύξης είναι υπεύθυνα για το

30% έως 60% της καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας, με τον φωτισμό να αντιπροσωπεύει ποσοστό μεταξύ 15% και 25%, ενώ ο εξοπλισμός HVAC και άλλες υπηρεσίες κοινής ωφέλειας, όπως το αρτοποιείο συμπληρώνουν την κατανομή της κατανάλωσης. Το φυσικό αέριο χρησιμοποιείται συνήθως για την θέρμανση των χώρων, για ζεστό νερό και σε ορισμένες περιπτώσεις για το μαγείρεμα και το ψήσιμο και η κατανάλωσή του ποικίλλει από 0 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο για μικρά καταστήματα, όπως τα πρατήρια βενζίνης, έως πάνω από 250 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο για υπεραγορές. Σε μερικά καταστήματα η κατανάλωση ενέργειας φυσικού αερίου μπορεί να πάρει τιμές της τάξης των 800 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο. [6] Στο Σχήμα 2.2 παρουσιάζεται η μέση κατανομή κατανάλωσης ενέργειας στις υπεραγορές.



Σχήμα 2.2: Μέση κατανομή της συνολικά καταναλισκόμενης ενέργειας στις υπεραγορές [7]

Σε έρευνα που έγινε [6] σε μία πληθώρα καταστημάτων λιανικής πώλησης σχετικά με την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας, προέκυψαν τα εξής αποτελέσματα:

- Στα 640 καταστήματα λιανικής πώλησης, με επιφάνεια πωλήσεων μεταξύ 80 m² και 280 m², που έλαβαν μέρος στην έρευνα, η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας κυμαίνεται από 700 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο έως 2900 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο. Η ευρεία μεταβλητότητα, η οποία ισχύει για όλες τις αλυσίδες λιανικής πώλησης τροφίμων που συμπεριλαμβάνονται στην έρευνα, οφείλεται κυρίως στις επιχειρηματικές

πρακτικές που ακολουθούνται καθώς επίσης και στον εξοπλισμό που χρησιμοποιείται. Η μέση τιμή της καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας είναι 1480 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο και η τυπική απόκλιση 352 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο. Επιπλέον, παρατηρείται πως η μέση κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας μειώνεται από 1700 έως 1320 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο, καθώς η περιοχή πωλήσεων αυξάνεται από 80 έως 280 m².

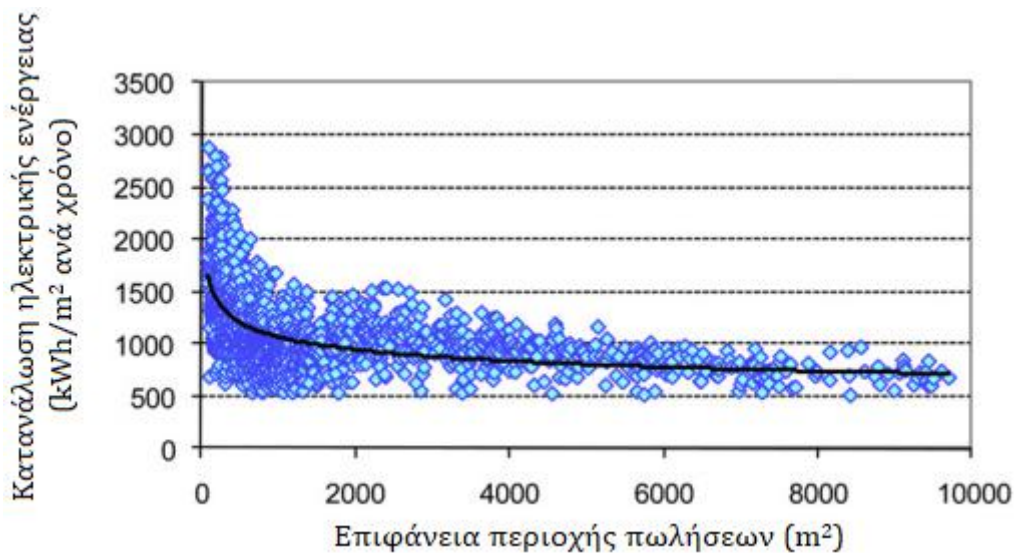
- Στα 1360 καταστήματα λιανικής πώλησης, με επιφάνεια πωλήσεων μεταξύ 280 m² και 1400 m², που έλαβαν μέρος στην έρευνα, η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας κυμαίνεται από 500 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο έως 2300 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο. Η μέση κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας μειώνεται από 1500 έως 850 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο, καθώς η περιοχή πωλήσεων αυξάνεται από 280 έως 1400 m². Η μέση τιμή της καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας είναι 1000 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο και η τυπική απόκλιση 220 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο.
- Στα 420 καταστήματα λιανικής πώλησης, με επιφάνεια πωλήσεων μεταξύ 1400 m² και 5000 m², που έλαβαν μέρος στην έρευνα, η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας κυμαίνεται από 500 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο έως 1500 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο. Η μέση τιμή της καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας είναι 920 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο και η τυπική απόκλιση 140 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο. Η μέση κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας παραμένει περίπου σταθερή, καθώς η περιοχή πωλήσεων αυξάνεται από 1400 έως 5000 m².
- Στα 150 καταστήματα λιανικής πώλησης, με επιφάνεια πωλήσεων μεταξύ 5000 m² και 10000 m², που έλαβαν μέρος στην έρευνα, η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας κυμαίνεται από 500 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο έως 1100 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο. Η μέση κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας μειώνεται από 870 έως 660 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο, καθώς η περιοχή πωλήσεων αυξάνεται από 5000 έως 10000 m². Η μέση τιμή της καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας είναι 770 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο και η τυπική απόκλιση 120 kWh/m² περιοχής πωλήσεων τον χρόνο.

Στο Σχήμα 2.3 παρουσιάζεται η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας και από τα 2570 καταστήματα που έλαβαν μέρος στην έρευνα. Η διακύμανση της μέσης καταναλισκόμενης ενέργειας συναρτήσει της επιφάνειας της περιοχής πωλήσεων φαίνεται από την συνεχή καμπύλη του σχήματος και μπορεί να περιγραφεί από την ακόλουθη εξίσωση:

$$W_e = 3600 \times A_s^{-0,18} \quad (2.1)$$

Όπου: W_e = Ηλεκτρική κατανάλωση ανά επιφάνεια περιοχής πωλήσεων (kWh/m²)

A_s = Επιφάνεια περιοχής πωλήσεων (m²)



Σχήμα 2.3: Διακύμανση της καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας σε ένα δείγμα 2570 καταστημάτων λιανικής πώλησης του Ηνωμένου Βασιλείου, με επιφάνεια περιοχής πωλήσεων από 80 έως 10000 m² [6]

2.1.1 Ηλεκτρική ενέργεια

Η ηλεκτρική ενέργεια αντιπροσωπεύει συνήθως ποσοστό μεγαλύτερο από το 70% της ενέργειας που καταναλώνεται σε ένα τυπικό σουπερμάρκετ. Μία μέση υπεραγορά καταναλώνει περίπου 4,1 GWh ηλεκτρικής ενέργειας ετησίως. Οι κύριες τελικές χρήσεις περιλαμβάνουν την ψύξη, το σύστημα HVAC (θέρμανση, εξαερισμός, κλιματισμός), τον φωτισμό, ορισμένες λειτουργικές καταναλώσεις όπως οι πρίζες, οι ταμειακές μηχανές κ.ά., καθώς και τις υπηρεσίες κοινής ωφέλειας, όπως είναι οι φούρνοι ή οι μεγάλες κουζίνες που εξυπηρετούν τόσο το προσωπικό, όσο και τον πελάτη. Η ποσοστιαία συνεισφορά κάθε τελικής χρήσης στην συνολική κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας, εξαρτάται από το είδος των τελικών υπηρεσιών που διαθέτει το κατάστημα, καθώς υπηρεσίες όπως τα εστιατόρια και οι φούρνοι μπορούν να μεταβάλλουν σημαντικά την μορφή της κατανομής. Τέλος, παρόλο που συνήθως η ψύξη αναφέρεται ως η μεγαλύτερη ενεργειακή χρήση των καταστημάτων λιανικής πώλησης, η επιρροή των προαναφερθέντων χρήσεων είναι εξίσου σημαντική στην διαμόρφωση της τελικής κατανάλωσης αυτών.

2.1.1.1 Ψύξη

Τα περισσότερα μεγάλα καταστήματα λιανικής παρέχουν προϊόντα σε θερμοκρασία συντήρησης και κατάψυξης, τα οποία είναι τοποθετημένα σε προθήκες οι οποίες βρίσκονται σε υψηλή (+3 °C έως +5 °C) και χαμηλή (-18 °C έως -22 °C) θερμοκρασία. Ο συμπυκνωτής και ο συμπιεστής του κυκλώματος στο οποίο κυκλοφορεί το ψυκτικό είναι τοποθετημένοι μακριά από την περιοχή των πωλήσεων, είτε σε κλειστούς, είτε σε υπαίθριους χώρους. Με αυτό τον τρόπο εξασφαλίζεται πως η θερμότητα που απορρίπτεται στον συμπυκνωτή και αυτή που διαφεύγει από τις διάφορες σωληνώσεις, δεν προσθέτει περιττά θερμικά κέρδη στις περιοχές που βρίσκονται τα υπό ψύξη προϊόντα. Αντίθετα,

τα στοιχεία από τα οποία αποτελείται ο συμπυκνωτής, είναι ενσωματωμένα στις προθήκες στις οποίες βρίσκονται τα υπό έκθεση προϊόντα.

Το φορτίο στα κυκλώματα ψύξης, εξαρτάται κυρίως από την θερμότητα του τοπικού περιβάλλοντος, τόσο στους εξατμιστές, όσο και στους συμπυκνωτές. Ένα μεγάλο ποσό θερμότητας από αυτό που λαμβάνουν οι εξατμιστές προκύπτει λόγω ακτινοβολίας, αγωγής και συναγωγής με το γύρω περιβάλλον. Επιπλέον η ποσότητα της θερμότητας που εισέρχεται στο κύκλωμα συνδέεται άμεσα και με την χρήση των προθηκών των τροφίμων, δηλαδή το πόσο συχνά οι καταναλωτές αφαιρούν το απόθεμα και το πόσο συχνά το προσωπικό εφοδιάζει με επιπλέον εμπόρευμα. Στην διάρκεια αυτών των ενεργειών, η ποσότητα του θερμού αέρα που έρχεται σε επαφή με τους εξατμιστές αυξάνεται, με αποτέλεσμα να αυξάνεται, αν και σε μικρό βαθμό το φορτίο στο κύκλωμα. Στον συμπυκνωτή, ο ρυθμός με τον οποίο απορρίπτεται η θερμότητα αποτελεί μία συνάρτηση της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ του ψυκτικού μέσου που εισέρχεται σε αυτόν και της θερμοκρασίας του γύρω περιβάλλοντος, καθώς και της παροχής αέρα που διοχετεύεται από τους ανεμιστήρες, στον εναλλάκτη θερμότητας του συμπυκνωτή. Η αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, συνεπάγεται την μείωση της θερμότητας που είναι ικανή να αφαιρεθεί από το ψυκτικό στον συμπυκνωτή, για την αύξηση της οποίας, πρέπει είτε να αυξηθεί ο αριθμός των ανεμιστήρων αυτού, είτε να αυξηθεί το φορτίο στον συμπιεστή.

Το ψυκτικό φορτίο έχει επίσης αποδειχθεί πως εξαρτάται από την σχετική υγρασία, η οποία επηρεάζει τόσο το ψυκτικό φορτίο συντήρησης, όσο και κατάψυξης. Πιο συγκεκριμένα, συνδέεται άμεσα με τις ηλεκτρικές καταναλώσεις των αντιθαμβωτικών θερμαντήρων καθώς και του κύκλου απόψυξης. Επιπλέον, δεδομένου πως σε ό,τι αφορά την ψύξη προϊόντων, τα συστήματα χαμηλής θερμοκρασίας, δηλαδή κατάψυξης προϊόντων, καταναλώνουν περισσότερη ηλεκτρική ενέργεια σε σχέση με τα συστήματα υψηλής θερμοκρασίας, δηλαδή συντήρησης προϊόντων, ο λόγος των προθηκών χαμηλής θερμοκρασίας προς υψηλής θερμοκρασίας, επηρεάζει έντονα το συνολικό φορτίο ψύξης ενός καταστήματος.

Συνολικά η αλληλεξάρτηση μεταξύ όλων των στοιχείων χαμηλής και υψηλής θερμοκρασίας σε ένα σύστημα ψύξης, έχει ως αποτέλεσμα η μεταβολή της εξωτερικής θερμοκρασίας να μπορεί να επηρεάσει τα ηλεκτρικά φορτία ψύξης. Στους εξατμιστές αυτό συμβαίνει μέσω της αύξησης των τοπικών θερμοκρασιών γύρω από τις προθήκες και της χρήσης αυτών από τους πελάτες και το προσωπικό, στους συμπυκνωτές μέσω της ανάγκης για μεγαλύτερη παροχή αέρα από τους ανεμιστήρες προς τους εναλλάκτες θερμότητας αυτών και στους συμπιεστές μέσω της απαίτησης για μεγαλύτερο φορτίο προκειμένου το ψυκτικό να φτάσει θερμοκρασία ικανή για την μεταφορά θερμότητας προς το περιβάλλον.

Τέλος, οι προθήκες των προϊόντων, περιέχουν λαμπτήρες φωτισμού και ανεμιστήρες κυκλοφορίας, στοιχεία που δημιουργούν μία μικρή, αλλά υπαρκτή, αύξηση στην απαίτηση ηλεκτρικού ρεύματος, η οποία συνδέεται άμεσα με το μέγεθος του χώρου στον οποίο εκτείνονται. [7]

2.1.1.2 Θέρμανση, εξαερισμός, κλιματισμός

Τα συστήματα θέρμανσης, εξαερισμού και κλιματισμού στα καταστήματα λιανικής πώλησης αποτελούν απαραίτητα στοιχεία, καθώς δημιουργούν συνθήκες θερμικής άνεσης στους πελάτες και το προσωπικό. Οι συνθήκες που είναι απαραίτητες για προϊόντα που παρουσιάζουν ευαισθησία σχετικά με την θερμοκρασία και υγρασία συντήρησής τους, δημιουργούνται εντός χωριστών και ειδικά διαμορφωμένων χώρων όπως προθήκες ή ψυχρές αίθουσες. Η πλειοψηφία των καταστημάτων, με εξαίρεση μερικά πολύ μικρού μεγέθους, χρησιμοποιεί για την ρύθμιση των συνθηκών θερμοκρασίας και υγρασίας εντός του χώρου, μεγάλης κλίμακας κεντρικά συστήματα κλιματισμού. [7]

Το κύριο μέρος ενός κεντρικού συστήματος κλιματισμού (AHU) αποτελείται από τέσσερα τμήματα [8]:

- Κιβώτιο αναμίξεως
- Κιβώτιο φίλτρων
- Τμήμα στοιχείων
- Ανεμιστήρας

Στο κιβώτιο αναμίξεως γίνεται η είσοδος του αέρα στην κλιματιστική εγκατάσταση μέσω δύο αγωγών. Από τον ένα αγωγό εισέρχεται αέρας ανακυκλοφορίας, ενώ από τον άλλο νωπός αέρας από το εξωτερικό περιβάλλον. Η ύπαρξη των δύο αγωγών είναι αναγκαία, καθώς γίνεται ανανέωση του αέρα (εσωτερικός αέρας αυξημένος σε διοξείδιο του άνθρακα λόγω της αναπνοής των ατόμων), ενώ παράλληλα ο αέρας που ανακυκλοφορεί είναι πιο κοντά στην επιθυμητή κατάσταση για τον αέρα του χώρου. Η παροχή των αγωγών μπορεί να ρυθμιστεί με διαφράγματα τα οποία συνήθως επικοινωνούν με το κέντρο ελέγχου του κτιρίου. Στο ίδιο τμήμα βρίσκονται και τα πρόφιλτρα της εγκατάστασης, τα οποία έχουν συχνά κυματοειδή μορφή (αύξηση επιφάνειας) και συγκρατούν τα πρώτα μεγάλα σωματίδια, τα οποία εισέρχονται κυρίως μέσω του νωπού αέρα.

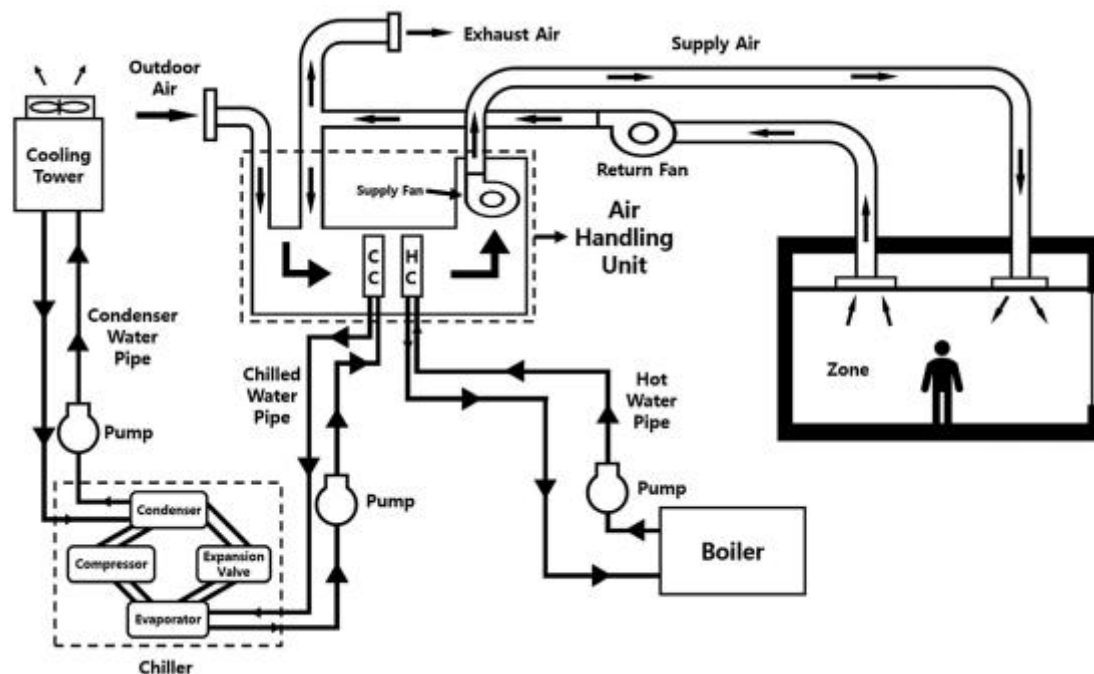
Στο τμήμα του ανεμιστήρα, υπάρχει συνήθως ένας φυγοκεντρικός ανεμιστήρας, ο οποίος λειτουργεί με σταθερές στροφές, προκειμένου σε συνδυασμό με την σταθερή αναλογία 1:3, φρέσκου αέρα προς αέρα ανακυκλοφορίας, να τηρούνται οι οδηγίες εξαερισμού για τα σουπερμάρκετ.

Το τμήμα των στοιχείων, περιλαμβάνει τόσο τα ψυκτικά, όσο και τα θερμαντικά στοιχεία. Στο θερμαντικό στοιχείο ρέει νερό, το οποίο προμηθεύεται θερμότητα από το boiler της εγκατάστασης στο οποίο γίνεται συνήθως καύση φυσικού αερίου και κατ' επέκταση αποτελεί τμήμα της συνολικής κατανάλωσης φυσικού αερίου. Στην περίπτωση που το κατάστημα συνοδεύεται και από μονάδα CHP, τότε αυτή αποτελεί το μέσο το οποίο παρέχει την θερμότητα στο σύστημα. Στο ψυκτικό στοιχείο, η ψύξη παράγεται μέσω της χρήσης συμβατικού συστήματος ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμού και κατ' επέκταση αποτελεί συνιστώσα της συνολικής κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας. Αυτό το τμήμα ολοκληρώνεται από την ύπαρξη μπεκ για την ύγρανση του αέρα και

σταγονοσυλλέκτη ο οποίος συγκρατεί τα σταγονίδια που δεν έχουν εξατμιστεί, καθώς και από μία λεκάνη περισυλλογής των συμπυκνωμάτων, η οποία είναι συνδεδεμένη με την αποχέτευση.

Στο κιβώτιο των φίλτρων βρίσκονται τα κυρίως φίλτρα. Αυτά τα φίλτρα έχουν κυψελοειδή μορφή, για αύξηση της επιφάνειας απορρόφησης, και οδηγούν σε καλύτερο καθαρισμό του αέρα. Συνήθως, πριν και μετά τα φίλτρα υπάρχουν μανόμετρα τα οποία μέσω της διαφοράς πίεσης δείχνουν πότε τα φίλτρα έχουν συσσωρεύσει μεγάλη ποσότητα σωματιδίων και χρειάζονται καθαρισμό.

Τα κεντρικά συστήματα κλιματισμού ολοκληρώνονται με μία πληθώρα αγωγών, οι οποίοι βρίσκονται στην περιοχή των πωλήσεων, και μέσω των οποίων διοχετεύεται σε αυτή ο αέρας κλιματισμού.



Σχήμα 2.4: Μονογραμμικό σχέδιο ενός τυπικού συστήματος HVAC [9]

Τέλος, προκειμένου να αποφευχθεί η είσοδος ψυχρού υπαίθριου αέρα γύρω από την περιοχή των εισόδων, χρησιμοποιούνται κουρτίνες θερμού αέρα στις κύριες εισόδους, καθώς και στις πόρτες της αποθήκης κάθε καταστήματος. Η θερμότητα σε αυτά τα συστήματα παρέχεται είτε μέσω ζεστού νερού από το boiler, συμβάλλοντας στις καταναλώσεις φυσικού αερίου, είτε μέσω ηλεκτρικών θερμαντήρων, συμβάλλοντας στην κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας του καταστήματος.

2.1.1.3 Φωτισμός

Ο φωτισμός περιλαμβάνει τον εσωτερικό φωτισμό του καταστήματος, τον φωτισμό των γραφείων και τον αποθηκών, όπως επίσης και τον φωτισμό της περιμέτρου του κτιρίου και του χώρου στάθμευσης οχημάτων. Η ποιότητα του

φωτισμού παρουσιάζει διακύμανση κατά την διάρκεια της ημέρας. Κατά τις κύριες ώρες λειτουργίας, δηλαδή 8 π.μ. έως 10 μ.μ., ο φωτισμός ελέγχεται ώστε να ικανοποιούνται ορισμένα επίπεδα πολυτελείας. Αυτά τα επίπεδα μειώνονται τις υπόλοιπες ώρες, προκειμένου στα καταστήματα 24 ωρών να διατηρούνται κάποιες βασικές συνθήκες άνεσης. Όταν τα καταστήματα είναι κλειστά, τότε αναμενόμενα τα επίπεδα φωτισμού είναι σημαντικά μειωμένα, με εξαίρεση τον φωτισμό του εμπορεύματος, που παραμένει σε πολλές περιπτώσεις ενεργός.

Στα προσφάτως κατασκευασμένα κτίρια, συναντάται η τάση της ρύθμισης της φωτεινότητας του εσωτερικού του καταστήματος ως συνάρτηση των συνθηκών του φωτός της ημέρας. Για την επίτευξη αυτού του σκοπού χρησιμοποιείται μία ποικιλία από κατασκευαστικά εργαλεία, όπως η ενσωμάτωση μεγάλων υαλοπινάκων στις προσόψεις του κτιρίου, καθώς λαμβάνεται υπόψη και ο γενικότερος προσανατολισμός αυτών. Σε αυτές τις περιπτώσεις, γίνεται αυτόματος έλεγχος των σειρών του τεχνητού φωτισμού που είναι τοποθετημένες στο κτίριο, με αποτέλεσμα όταν επιτυγχάνονται ικανοποιητικά επίπεδα φωτισμού στο κατάστημα, να σταματάει η λειτουργία τους. Αυτή η ρύθμιση στα επίπεδα του τεχνητού φωτισμού, είναι ικανή να δημιουργήσει έντονες αλλαγές στα επίπεδα της ηλεκτρικής ενέργειας που χρησιμοποιείται για αυτό το σκοπό.

Εκτός από τον συμβατικό φωτισμό, συχνά χρησιμοποιείται και ειδικός φωτισμός ο οποίος αποσκοπεί στην διαφοροποίηση συγκεκριμένων προϊόντων, ή την ενίσχυση της ποιότητας και της έντασης του φυσικού χρώματος που διαθέτουν διάφορα φρούτα και λαχανικά, με στόχο την ευκολότερη και πιο επιτυχημένη προώθησή τους στον καταναλωτή. Τέτοιου είδους φωτισμός χρησιμοποιείται μόνο κατά τις κύριες ώρες λειτουργίας των καταστημάτων.

Συνεπώς, παρόλο που ο φωτισμός αποτελεί έναν πολύ σημαντικό παράγοντα στην συνολική κατανάλωση ενέργειας, της τάξης του 17% όπως έχει ήδη αναφερθεί, η αναλογική επιρροή του εξαρτάται άμεσα από την μορφή του καταστήματος και την χρήση αυτοματισμών που αξιοποιούν το εξωτερικό φως της μέρας. [7]

2.1.1.4 Υπηρεσίες κοινής ωφέλειας

Τα καταστήματα, ανεξάρτητα της κλίμακάς τους, διαθέτουν διάφορες εξειδικευμένες υπηρεσίες, οι οποίες μπορούν να οριστούν ως μη τυποποιημένες υπηρεσίες ή γραμμές προϊόντων. Για παράδειγμα, ορισμένα μεγαλύτερα καταστήματα διαθέτουν εστιατόρια πελατών, ενώ ορισμένα μικρότερα, καφετέριες. Η ύπαρξη αυτών έχει ως αποτέλεσμα την ανάγκη για σύγκριση των καταναλώσεων μεταξύ καταστημάτων λιανικής πώλησης παρόμοιων τύπων και όχι μόνο στο σύνολό τους. Τέτοιου είδους υπηρεσίες είναι [7]:

- Εστιατόρια πελατών
- Πρατήρια πλήρωσης βενζίνης
- Εκτυπωτήρια
- Τομείς εκλεκτών τροφίμων

2.1.1.5 Μη κατηγοριοποιημένες καταναλώσεις

Άλλες τελικές χρήσεις ηλεκτρικής ενέργειας που είναι κοινές σε όλα τα καταστήματα, είναι αυτές που είναι απαραίτητες για την λιανική λειτουργία τους. Σε αυτές περιλαμβάνονται οι ταμιακές μηχανές, τα συστήματα ελέγχου και ασφαλείας, οι τηλεπικοινωνίες και οι πρίζες που βρίσκονται στην χώρο της περιοχής πωλήσεων καθώς και στα γραφεία. Συχνά, εξοπλισμός που ανήκει στις κατηγορίες 2.1.1.1-2.1.1.4, αλλά έχει αντικατασταθεί μετά την εγκατάσταση του συστήματος διαχωρισμού των καταναλώσεων, εμφανίζεται στην κατηγορία των μη κατηγοριοποιημένων καταναλώσεων, λόγω εσφαλμένης επανεγκατάστασης του μετρητή. [7]

2.1.2 Φυσικό αέριο

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, μία μέση υπεραγορά καταναλώνει περίπου 1,8 GWh φυσικού αερίου το χρόνο, το οποίο αντιπροσωπεύει περίπου το 20% της συνολικής ενέργειας που καταναλώνεται σε αυτή. Οι βασικές τελικές χρήσεις περιλαμβάνουν την θέρμανση, καθώς και εξειδικευμένες υπηρεσίες του καταστήματος, όπως τα αρτοποιεία και οι μαγειρικές εγκαταστάσεις. Αξίζει σε αυτό το σημείο να σημειωθεί πως, η ποσοστιαία κατανάλωση κάθε τελικής χρήσης δεν είναι σαφής, καθώς η κατανάλωση φυσικού αερίου δεν υπόκειται σε εξέταση από το σύστημα διαχωρισμού των καταναλώσεων (sub-metering). [7]

2.1.2.1 Θέρμανση

Η θέρμανση στην πλειονότητα των καταστημάτων λιανικής πώλησης προϊόντων, παρέχεται κατά κύριο λόγο από θερμαντικά στοιχεία με την χρήση ζεστού νερού χαμηλής θερμοκρασίας, όπως αναφέρεται και στην ενότητα 2.1.1.2 και επομένως αποτελεί μέρος της συνολικής κατανάλωσης φυσικού αερίου. Επιπλέον, σε ένα ποσοστό των καταστημάτων η θερμότητα που παρέχεται από τις κουρτίνες θερμού αέρα, προέρχεται από κεντρικά κυκλώματα LTHW με καύση φυσικού αερίου, η ποσότητα όμως του οποίου είναι πολύ μικρή, με αποτέλεσμα αυτή η κατανάλωση να μην είναι ιδιαίτερα εμφανής στην συνολική ετήσια κατανάλωση φυσικού αερίου των καταστημάτων.

2.1.2.2 Μαγείρεμα

Το μαγείρεμα και το ψήσιμο είναι υπεύθυνα για την δεύτερη μεγαλύτερη κατανάλωση φυσικού αερίου στα περισσότερα μεγάλα καταστήματα λιανικής πώλησης προϊόντων. Το μαγείρεμα περιλαμβάνει το μαγείρεμα των φαγητών για τους υπαλλήλους στο κυλικείο των εργαζομένων, τα δείπνα για το εστιατόριο των πελατών, καθώς και το μαγείρεμα φαγητών έτοιμων για πώληση, όπως το ψητό κοτόπουλο και τα προϊόντα αρτοποιίας. Αυτά τα προϊόντα περιλαμβάνουν φρέσκο ψωμί και άλλα είδη φούρνου, όπως και προϊόντα ζαχαροπλαστικής.

2.1.2.3 Μονάδες συμπαραγωγής (CHP)

Ορισμένα καταστήματα διαθέτουν μονάδες συμπαραγωγής θερμότητας και ηλεκτρικής ενέργειας, οι οποίες χρησιμοποιούνται για την κάλυψη, σε μεγάλο βαθμό, των ενεργειακών απαιτήσεων του καταστήματος. Αυτές οι μονάδες διαστασιολογούνται με τέτοιο τρόπο ώστε να είναι ικανές να καλύψουν ένα μέρος της απαιτούμενης από το κατάστημα, θερμότητας, η οποία παράγεται ως παραπροϊόν της διαδικασίας παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, η οποία συμβάλει στην μείωση της ζήτησης ενέργειας από το εθνικό δίκτυο. Οι μονάδες CHP που υπάγονται στην παραπάνω μελέτη, χρησιμοποιούν φυσικό αέριο για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, επομένως αναμένεται πως σε αυτά τα καταστήματα η κατανάλωση φυσικού αερίου είναι μεγαλύτερη σε σχέση με εκείνα που δεν διαθέτουν μονάδα CHP.

2.2 Περιβαλλοντικό αντίκτυπο της λειτουργίας ενός σουπερμάρκετ

Οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις της λειτουργίας ενός σουπερμάρκετ προσδιορίζονται συνήθως ως προς τις εκπομπές αερίων θερμοκηπίου που απορρέουν από την λειτουργία του. Αυτές οι εκπομπές, χωρίζονται σε δύο μεγάλες κατηγορίες ανάλογα με τον τρόπο παραγωγής τους, τις άμεσες και τις έμμεσες εκπομπές. Εκτός αυτών των δύο, υπάρχουν και άλλες ροές εκπομπών, οι οποίες παρουσιάζουν έναν πιο δευτερεύοντα ρόλο, η επίδραση όμως των οποίων είναι αναγκαίο να αναφερθεί.

2.2.1 Ενεργειακή κατανάλωση και έμμεσες εκπομπές

Περισσότερο από το 70% της ενέργειας που καταναλώνει ένα τυπικό σουπερμάρκετ, είναι ηλεκτρική, το μεγαλύτερο ποσοστό της οποίας χρησιμοποιείται για την λειτουργία του εξοπλισμού ψύξης.

Καθώς ένα μεγάλο ποσοστό της ηλεκτρικής ενέργειας που παρέχεται στο διεθνές δίκτυο, έχει προκύψει από σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής, οι οποίοι χρησιμοποιούν ως καύσιμα, τον άνθρακα, τον λιγνίτη, το φυσικό αέριο, και άλλα ορυκτά καύσιμα, η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας από ένα κατάστημα συνεπάγεται την έμμεση εκπομπή CO₂ από αυτό. Το μέγεθος στο οποίο αντιστοιχούν αυτές οι εκπομπές εξαρτάται άμεσα από το ενεργειακό μείγμα ηλεκτροπαραγωγής της εκάστοτε χώρας στην οποία λειτουργεί το κατάστημα.

Ένα μέγεθος το οποίο αποτυπώνει έμμεσα το παραπάνω ενεργειακό μείγμα είναι ο συντελεστής έμμεσων εκπομπών “β”. Ο συντελεστής αυτός εκφράζει την ποσότητα διοξειδίου του άνθρακα (σε κιλά), που εκπέμπεται έμμεσα από ένα κατάστημα, πολίτη, κ.λ.π. για κάθε kWh ηλεκτρικής ενέργειας που προμηθεύεται από το διεθνές δίκτυο. Για την Ελλάδα ο συντελεστής έμμεσων εκπομπών “β”, ισούνται με 0,72 kg CO₂ / kWh ηλεκτρικής ενέργειας. [10]

Στον Πίνακα 2.1 παρουσιάζεται το ενεργειακό μείγμα ηλεκτροπαραγωγής ξεχωριστά για την ελληνική ενδοχώρα και τα νησιά, ενώ στον Πίνακα 2.2 παρουσιάζεται το ίδιο μείγμα για την Ελλάδα ως σύνολο.

	Electricity generation (GWh)						
	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Electricity system of mainland Greece							
<i>Thermal power plants</i>							
Lignite	27,439	27,570	27,554	23,231	22,709	19,418	14,898
Heavy fuel oil	113	8	78	0	1	1	1
Natural gas	10,365	14,850	14,135	12,150	6339	7267	12,512
Total thermal	37,917	42,428	41,767	35,381	29,049	26,686	27,411
<i>CHP power plants</i>							
Large hydro power plants (>10 MW)	6702	3675	3891	5640	3906	5391	4843
<i>RES power plants</i>							
Solar PV	132	441	1231	2928	3087	3171	3175
Wind	2061	2595	3160	3391	3009	3856	4330
Biomass	193	199	196	209	207	222	252
Small hydro (≤10 MW)	753	580	669	771	701	707	721
Total RES	3139	3815	5256	7299	7004	7956	8478
Imports/Exports	5706	3232	1784	2103	8819	9609	8796
Overall total	53,578	53,291	52,846	50,541	48,936	49,830	49,713
Electricity system of non-interconnected islands							
<i>Thermal power plants</i>							
Heavy fuel oil	4954	4758	4707	4369	4799	4571	4628
<i>RES power plants</i>							
Solar PV	25	114	183	239	235	235	243
Wind	652	719	689	747	679	765	815
Small hydro (≤10 MW)	0.4	0.8	0.9	0.5	0.03	0.4	0.4
Total RES	677.4	833.8	872.9	986.5	914.03	1000.4	1058.4
Overall total	5631.4	5591.8	5579.9	5355.5	5713.03	5571.4	5686.4

Πίνακας 2.1: Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας στην ελληνική ενδοχώρα και τα νησιά για την περίοδο 2010-2016 [11]

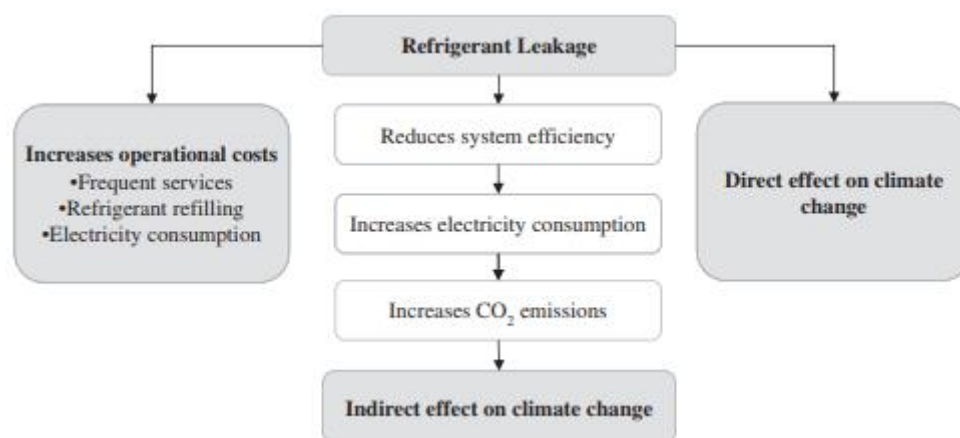
	Electricity generation (GWh)						
	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Electricity generation sector (mainland Greece and non-interconnected islands)							
<i>Thermal power plants</i>							
CHP power plants	114	141	148	118	158	188	185
Hydro power plants	6702	3675	3891	5640	3906	5391	4843
RES power plants	3816.4	4648.8	6128.9	8282.5	7918	8956.4	9536.4
Imports/Exports	5706	3232	1784	2103	8819	9609	8796
Overall total	59,209.4	58,882.8	58,425.9	55,893.5	54,649.0	55,401.4	55,399.4

Πίνακας 2.2: Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας στην Ελλάδα για την περίοδο 2010-2016 [11]

2.2.2 Άμεσες εκπομπές από τα ψυκτικά

Οι άμεσες εκπομπές των συστημάτων ψύξης οφείλονται στην αδυναμία σχεδιασμού και δημιουργίας ενός ερμητικά κλειστού κυκλώματος, με αποτέλεσμα ένα ποσοστό από το ψυκτικό που ρέει σε αυτό, να διαφεύγει στο περιβάλλον. Σε πολλά μεγάλα συστήματα, εκτιμάται πως η ποσότητα ψυκτικού που απελευθερώνεται στην ατμόσφαιρα κάθε χρόνο, ορισμένες φορές υπερβαίνει το 20% της συνολικής του ποσότητας, φαινόμενο που συμβάλει τόσο στην καταστροφή του στρώματος του όζοντος, όσο και στην υπερθέρμανση του πλανήτη.

Το ψυκτικό μέσο το οποίο διαρρέει, έχει διπλή επίδραση στην αλλαγή του κλίματος. Επιδρά τόσο άμεσα, λόγω του υψηλού δυναμικού θέρμανσης του πλανήτη (GWP) που συχνά διαθέτει, όσο και έμμεσα, καθώς οι διαρροές του ψυκτικού μειώνουν την απόδοση του συστήματος και συνεπώς αυξάνουν την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας. Επιπλέον, έναν μικρό, αλλά σημαντικό ρόλο, διαδραματίζουν και οι επιπτώσεις που προκύπτουν από τις ενέργειες συντήρησης και επανεφοδιασμού του ψυκτικού που διαφεύγει, μέσω της κινητοποίησης των αρμόδιων συνεργείων (Σχήμα 2.5).



Σχήμα 2.5: Άμεση και έμμεση επιρροή της διαρροής ψυκτικού μέσου [12]

Το δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP) ενός ψυκτικού είναι ένα μέτρο του πόσο μία συγκεκριμένη μάζα ενός ψυκτικού, εκτιμάται ότι συμβάλλει στην υπερθέρμανση του πλανήτη. Αποτελεί μία σχετική κλίμακα, η οποία συγκρίνει το υπό εξέταση αέριο, με εκείνο της ίδιας μάζας CO₂ (του οποίου το GWP είναι εξ ορισμού ίσο με 1). Ο υπολογισμός του GWP γίνεται για ένα συγκεκριμένο χρονικό διάστημα, το οποίο πρέπει να αναφέρεται μαζί με την τιμή του, καθώς αυτή δεν έχει αξία από μόνη της. Ορισμένοι τύποι ψυκτικών, όπως οι υδροφθοράνθρακες (HFCs), που έχουν πολύ υψηλό GWP, τείνουν να απορροφούν, πολλή υπέρυθη ακτινοβολία και έχουν μεγάλη διάρκεια ζωής στην ατμόσφαιρα. Αντίθετα, τα φυσικά ψυκτικά, όπως το προπάνιο R290, το προπυλένιο R1270, το ισοβουτάνιο R600a, το διοξείδιο του άνθρακα R744 και η αμμωνία R717, παρουσιάζουν πολύ μικρή συμβολή στο φαινόμενο της κλιματικής αλλαγής, καθώς έχουν πολύ μικρότερο GWP από τα συμβατικά ψυκτικά (συνχνά είναι πάνω από ορισμένες χιλιάδες φορές μικρότερο).

Η ισοδυναμία με το διοξείδιο του άνθρακα που βρίσκεται στον ορισμό του GWP, ουσιαστικά παρουσιάζει για μία δεδομένη ποσότητα αερίου του θερμοκηπίου, την ποσότητα CO₂, που θα είχε το ίδιο δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη, για ένα συγκεκριμένο χρονικό διάστημα (συνήθως 100 χρόνια). Για παράδειγμα, το GWP για το προπάνιο R290 σε διάστημα 100 χρόνων είναι ίσο με 3, ενώ αυτό για το R404A, είναι ίσο με 3260. Αυτό σημαίνει πως διαρροή 1 τόνου R290, παράγει εκπομπές ίσες με αυτές που παράγει η διαρροή 3 τόνων CO₂, ενώ διαρροή 1 τόνου R404A, παράγει εκπομπές ίσες με αυτές που παράγει η διαρροή 3260 τόνων CO₂.

Είναι επίσης χρήσιμο να συσχετιστεί η επίδραση της διαρροής ψυκτικού μέσου, με αυτή άλλων βλαβερών για το περιβάλλον δραστηριοτήτων, όπως για παράδειγμα η οδήγηση ενός οχήματος. Ως εκ τούτου, ένα τυπικό υπηρεσιακό φορτηγό παράγει 0,1892 kg CO₂ / km, οπότε 1 kg CO₂ παράγεται κάθε 5,3 km οδήγησης και κατ' επέκταση 1 kg R404A, ισούται με 3260 kg CO₂, ή 17230 km. Αυτό σημαίνει πως μία διαρροή 2,5 kg R404A, έχει το ίδιο αντίκτυπο με αυτό που έχει ένα υπηρεσιακό φορτηγό το οποίο κάνει το γύρω της γης. Συγκρίνοντας τώρα την διαρροή ψυκτικού με την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας ενός μέσου ψυγείου που καταναλώνει 139 kWh ηλεκτρικής ενέργειας τον χρόνο, προκύπτει πως 1 kg R404A, έχει την ίδια επίπτωση με ένα ψυγείο που λειτουργεί επί 33 χρόνια, δεδομένου πως για την Ελλάδα ο συντελεστής έμμεσων εκπομπών “β”, ισούνται με 0,72 kg CO₂ / kWh ηλεκτρικής ενέργειας. [12]

Στον Πίνακα 2.3 παρουσιάζονται μερικές τυπικές τιμές που αφορούν την διαρροή ψυκτικού και την ποσότητα αυτού στο κύκλωμα, για διάφορα συστήματα στο Ηνωμένο Βασίλειο.

Business sector	Leakage rate (% charge per year)	Typical refrigerant charge	Estimated number of systems
Retail Cabinets	<1%	<3 kg	4.000.000
Small Commercial	<1%	3–30 kg	300.000
Supermarket	20–30%	30–300 kg	50.000
Industrial	15–20%	>300 kg	50.000
Air-conditioning	15–20%	>30 kg	420.000

Πίνακας 2.3: Εκτιμώμενος αριθμός συστημάτων, ποσότητας ψυκτικού και διαρροής αυτού για τον τομέα της ψύξης και του κλιματισμού στο Ηνωμένο Βασίλειο [12]

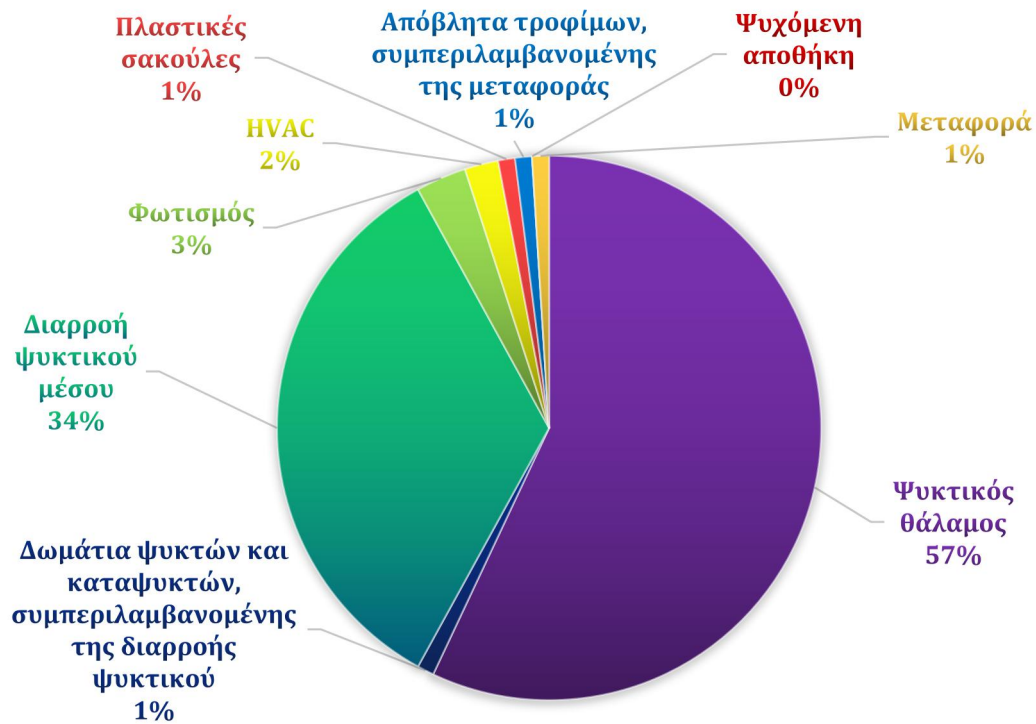
2.2.3 Άλλες ροές εκπομπών

Αυτές οι ροές περιλαμβάνουν τις εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου από τις πλαστικές σακούλες, τα απόβλητα των τροφίμων, τις συσκευασίες, καθώς και άλλα απόβλητα όπως τα λύματα και τα λάδια από το μαγείρεμα. Το επίπεδο αυτών των εκπομπών εξαρτάται από τις επιλογές του τομέα διαχείρισης των αποβλήτων, όμως αποτελούν συνήθως πολύ μικρότερο ποσοστό, από τις εκπομπές λόγω κατανάλωσης ενέργειας και διαρροής ψυκτικού μέσου.

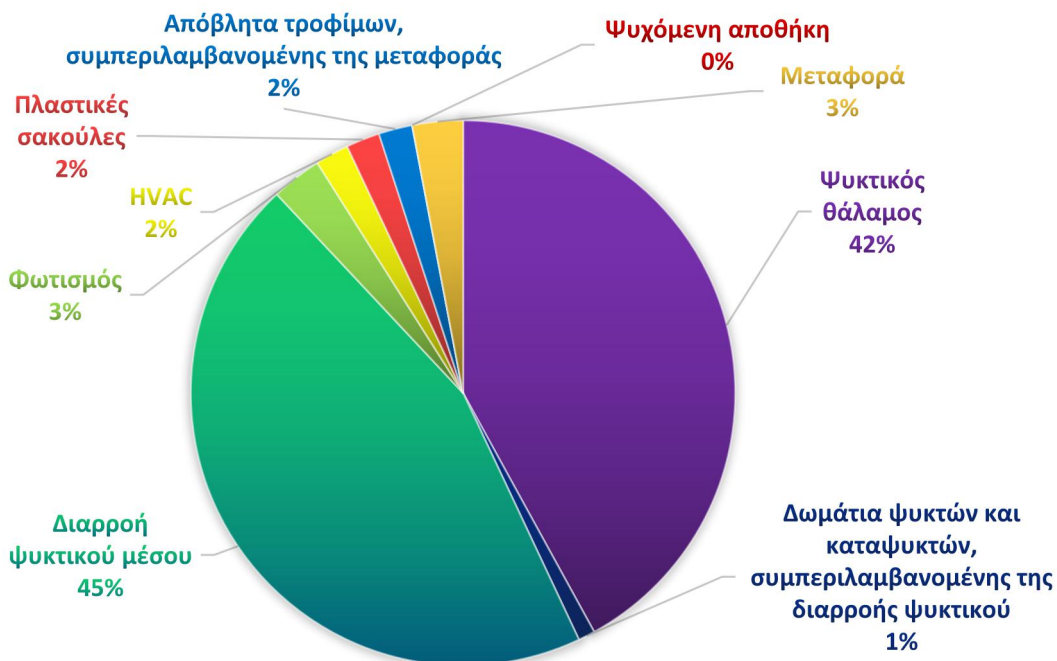
Τα Σχήματα 2.6 και 2.7 παρουσιάζουν την κατανομή των εκπομπών GHG του τμήματος του κύκλου ζωής, του κατεψυγμένου αρακά και του συσκευασμένου κρέατος που έχει διατηρηθεί σε απλή ψύξη, που συνδέεται με την διανομή και τη λιανική πώληση αυτών.

Όπως φαίνεται, τόσο για τα κατεψυγμένα όσο και για τα προϊόντα που βρίσκονται στην συντήρηση, η ψύξη αντιπροσωπεύει περισσότερο από το 85% των εκπομπών ανά κιλό προϊόντος. Συγκριτικά με αυτή, οι άλλες εκπομπές αποτελούν ένα πολύ μικρό ποσοστό. Οι πλαστικές σακούλες που εξετάζονται σε

αυτή την ανάλυση, είναι μόνο οι σακούλες μεταφοράς και όχι η συσκευασία των προϊόντων. Η διαφορά μεταξύ της συμβολής της πλαστικής τσάντας του συσκευασμένου κρέατος και του κατεψυγμένου αρακά, οφείλεται στην διαφορά την συνολικής ποσότητας εκπομπών μεταξύ των δύο προϊόντων, η οποία είναι σχεδόν η διπλάσια για το τελευταίο.



Σχήμα 2.6: Κατανομή των συνολικών εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου για τον κατεψυγμένο αρακά [6]



Σχήμα 2.7: Κατανομή των συνολικών εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου για το συσκευασμένο κρέας στην συντήρηση [6]

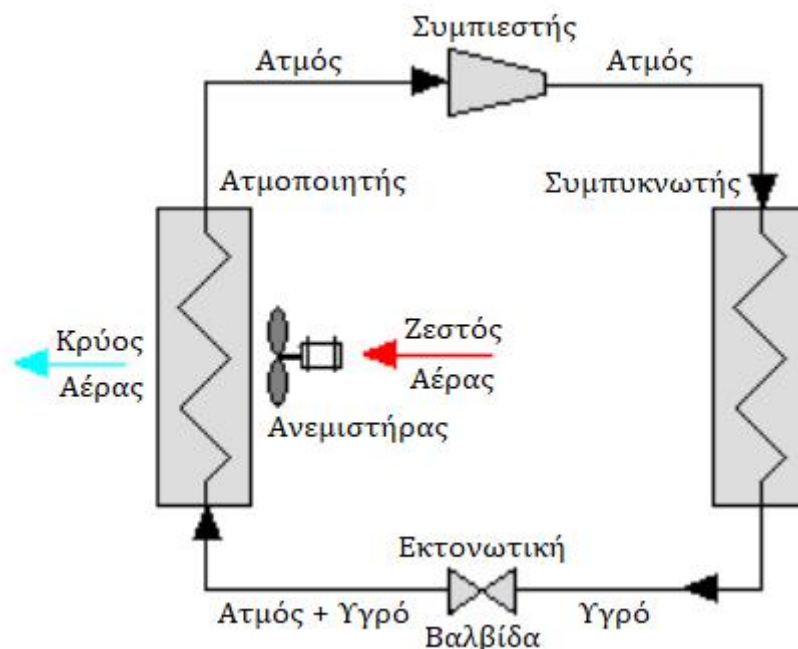
Κεφάλαιο 3 : Ψυκτικές εγκαταστάσεις σε σουπερμάρκετ

3.1 Περιγραφή συνήθους ψυκτικής εγκατάστασης

Η ψύξη αποτελεί μία διαδικασία η οποία μπορεί να επιτευχθεί με την χρήση μίας πληθώρας συστημάτων. Τα συστήματα αυτά μπορεί να είναι συστήματα συμπίεσης ατμού, απορρόφησης, προσρόφησης κ.ά. Στην παρούσα εργασία το ενδιαφέρον συγκεντρώνεται στα συστήματα ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμού, και τις παραλλαγές αυτών, καθώς αυτό είναι το κύριο είδος που συναντάται σε σουπερμάρκετ, όπως επίσης και το είδος που αξιοποιεί την χρήση του διοξειδίου του άνθρακα για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος.

Τα συστήματα συμπίεσης ατμού χρησιμοποιούν ένα ψυκτικό υγρό, το οποίο κυκλοφορεί στο κύκλωμα και απορροφά την θερμότητα από τον χώρο που πρόκειται να ψυχθεί και στην συνέχεια την απορρίπτει αλλού (συνήθως στο περιβάλλον). Το Σχήμα 3.1 απεικονίζει ένα τυπικό σύστημα μηχανικής συμπίεσης ατμού στο οποίο διακρίνονται τα τέσσερα βασικά στοιχεία του κυκλώματος:

- Συμπιεστής
- Συμπυκνωτής
- Βαλβίδα θερμικής εκτόνωσης (Εκτονωτική ή στραγγαλιστική βαλβίδα)
- Ατμοποιητής



Σχήμα 3.1: Τυπικό μονοβάθμιο σύστημα ψύξης με μηχανική συμπίεση ατμού [13]

Το ψυκτικό μέσο εισέρχεται στον συμπιεστή σε κατάσταση κορεσμένου ατμού και συμπιέζεται σε υψηλότερη πίεση με αποτέλεσμα την επιπλέον άνοδο της θερμοκρασίας του. Στην συνέχεια, ο θερμός συμπιεσμένος ατμός (υπέρθερμος ατμός) βρίσκεται σε θερμοκρασία και πίεση, κατά την οποία

μπορεί να συμπυκνωθεί είτε με νερό ψύξης, είτε με αέρα ψύξης που ρέει διαμέσου του συμπυκνωτή. Αυτό το σημείο του κυκλώματος, είναι αυτό στο οποίο γίνεται η απόρριψη της θερμότητας, η οποία παρασύρεται είτε από το νερό, είτε από τον αέρα (ανάλογα την εφαρμογή).

Το συμπυκνωμένο ψυκτικό υγρό, το οποίο βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου υγρού, διοχετεύεται στην συνέχεια μέσω μιας βαλβίδας εκτόνωσης όπου υφίσταται μία απότομη μείωση της πίεσης. Αυτή η μείωση της πίεσης έχει ως αποτέλεσμα την αδιαβατική εξάτμιση ενός μέρους του υγρού ψυκτικού μέσου. Το αποτέλεσμα αυτής της διαδικασίας, είναι η μείωση της θερμοκρασίας του διφασικού μείγματος σε επίπεδο ψυχρότερο από την θερμοκρασία του κλειστού χώρου που πρόκειται να ψυχθεί.

Το ψυχρό μείγμα οδηγείται στην συνέχεια, μέσω ενός συστήματος σωληνώσεων, στον ατμοποιητή. Ένας ανεμιστήρας κυκλοφορεί τον θερμό αέρα στον χώρο του ατμοποιητή και τον φέρνει σε επαφή με την επιφάνεια μεταξύ αυτού και του ψυκτικού μέσου, με αποτέλεσμα αυτό να εξατμίζεται και ο αέρας να ψύχεται, γεγονός που οδηγεί στην μείωση της θερμοκρασίας του κλειστού χώρου. Για να ολοκληρωθεί ο κύκλος ψύξης, ο κορεσμένος ατμός που προκύπτει μέσα από τον ατμοποιητή, κατευθύνεται και πάλι στον συμπιεστή, και η παραπάνω διαδρομή επαναλαμβάνεται.

3.2 Στοιχεία ψυκτικής εγκατάστασης

3.2.1 Συμπιεστής

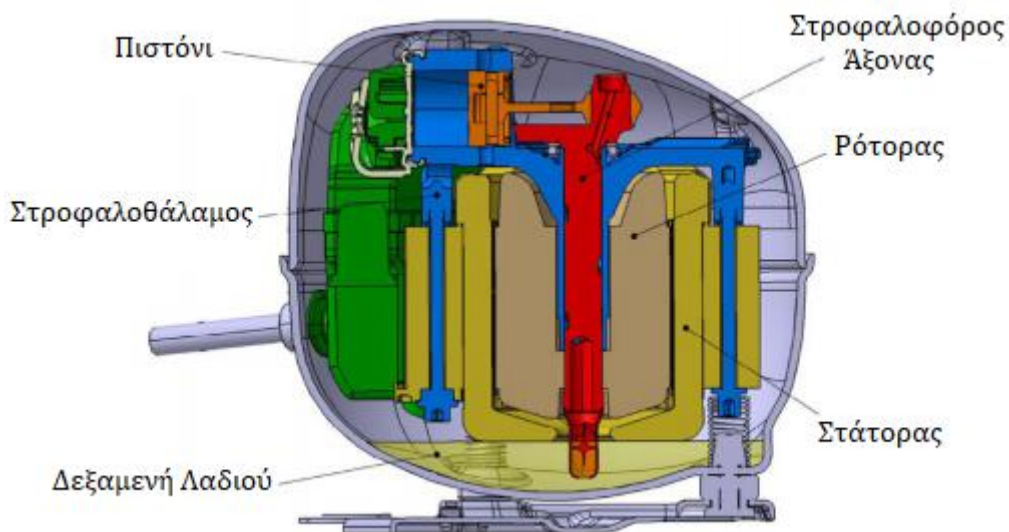
Ο συμπιεστής είναι μία από τις τέσσερις βασικές συνιστώσες ενός ψυκτικού συστήματος συμπίεσης με ατμό. Ο ρόλος του στον ψυκτικό κύκλο συμπίεσης ατμού είναι η αύξηση της πίεσης του ψυκτικού μέσου-ατμού που εξέρχεται από τον ατμοποιητή έτσι ώστε να συμπυκνωθεί. Ανάλογα με τις αρχές λειτουργίας των συμπιεστών, αυτοί χωρίζονται σε δύο διαφορετικούς τύπους:

- Ο ένας τύπος είναι ο συμπιεστής θετικού εκτοπίσματος όπου ο ατμός του ψυκτικού μέσου εισέρχεται στην πλευρά της αναρρόφησης και γεωμετρικά παγιδεύεται. Η μείωση στον όγκο του παγιδευμένου ψυκτικού μέσου περατώνει τη διεργασία συμπίεσης.
- Ο άλλος τύπος συμπιεστή είναι ο αεροδυναμικός, ή απλά δυναμικός. Σε αυτούς τους συμπιεστές, η πίεση ατμών ψυκτικού μέσου αυξάνει λόγω της υψηλής ταχύτητας περιστροφής που ο ατμός επιτυγχάνει ενώ εσωτερικά παράγεται φυγόκεντρος δύναμη.

Στον ιδανικό συμπιεστή, κορεσμένο μείγμα εισέρχεται και υπέρθερμος ατμός εξέρχεται. Με μία ιδανική συμπίεση, η διαδρομή που ακολουθείται είναι αυτής της σταθερής εντροπίας.

3.2.1.1 Παλινδρομικοί συμπιεστές

Ο παλινδρομικός συμπιεστής είναι ο επικρατέστερος στη βιομηχανία ψύξης. Μέσα στον συμπιεστή, ένα πιστόνι κινείται πίσω και εμπρός σε συνδυασμό με διαδοχικά ανοίγματα και κλειστές βαλβίδες αυξάνοντας την πίεση ατμών του ψυκτικού μέσου. Το ψυκτικό μέσο εισάγεται στην πίεση της αναρρόφησης και εξέρχεται στην πίεση κατάθλιψης. Οι παλινδρομικοί συμπιεστές κατασκευάζονται σε ένα μεγάλο εύρος μεγεθών από 0,07 έως μερικές εκατοντάδες kW. Οι συμπιεστές μπορούν να θεωρηθούν ως μηχανές απλού κυλίνδρου ή μηχανές πολλαπλών κυλίνδρων όπου η πιθανή κατανομή των κυλίνδρων μπορεί να είναι σε σειρά, σε V, σε W ή ακτινικά. Ένα παράδειγμα ενός μικρού ερμητικά κλειστού συμπιεστή δίνεται στο Σχήμα 3.2.



Σχήμα 3.2: Ερμητικά κλειστός παλινδρομικός συμπιεστής [14]

Μία τροποποίηση στις παραπάνω ρυθμίσεις είναι ο ημερημτικός συμπιεστής, στον οποίο οι κεφαλές των κυλίνδρων είναι προσβάσιμες για συντήρηση. Η λειτουργία ενός παλινδρομικού συμπιεστή φαίνεται στο Σχήμα 3.3, μέσω του οποίου θα εξεταστούν μερικά χαρακτηριστικά ενός παλινδρομικού συμπιεστή όπως ο λόγος πίεσης, ο ρυθμός εκτοπίσματος, η ογκομετρική ικανότητα, η πραγματική ογκομετρική ικανότητα, η ισεντροπική επάρκεια και ο συντελεστής συμπεριφοράς. [15]

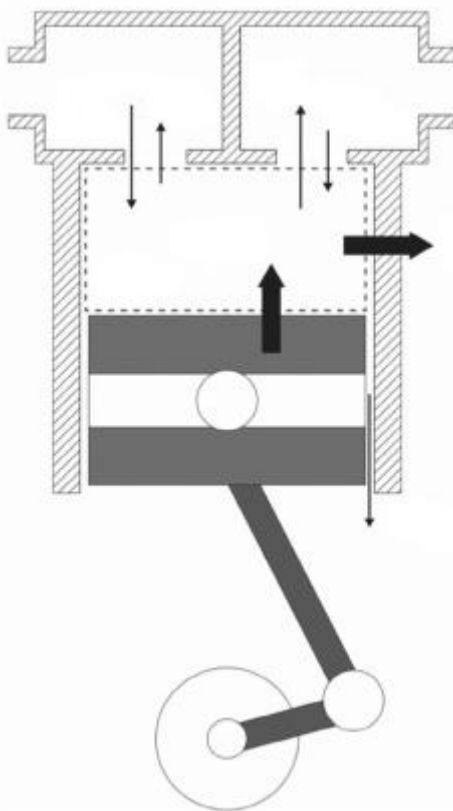
➤ Λόγος πίεσης

Ως λόγος πίεσης ορίζεται η πίεση κατάθλιψης ή αλλιώς πίεση εξόδου διαιρούμενη με την πίεση αναρρόφησης ή πίεση εισόδου.

➤ Ρυθμός εκτοπίσματος

Ο όγκος του ψυκτικού ατμού που εισέρχεται μέσα στον κύλινδρο κατά τη διάρκεια μίας διαδρομής του εμβόλου είναι ο όγκος που σαρώνεται από το έμβολο καθώς αυτό κινείται προς τα κάτω. Κατά τη διάρκεια μίας διαδρομής, η βαλβίδα αναρρόφησης διατηρείται ανοικτή γιατί η πίεση μέσα στον κύλινδρο

είναι μικρότερη από εκείνη στη γραμμή αναρρόφησης. Καθώς λειτουργεί ο συμπιεστής το έμβολο παλινδρομεί μέσα στον κύλινδρο, απομακρύνοντας τον όγκο αναρρόφησης για κάθε περιστροφή του εκκεντροφόρου. Η διάμετρος του κυλίνδρου και το μήκος που σαρώνει το έμβολο καθορίζουν τον όγκο εκτόπισης του κυλίνδρου.



Σχήμα 3.3: Ιδανικός παλινδρομικός συμπιεστής [16]

Για πολυκύλινδρο συμπιεστή, πολλαπλασιάζουμε με τον αριθμό των κυλίνδρων ώστε να βρούμε τον όγκο εκτοπίσματος του συμπιεστή. Ο συμπιεστής που φαίνεται στο παραπάνω σχήμα είναι συμπιεστής μονής ενέργειας γιατί λαμβάνει χώρα μία διαδρομή στην αναρρόφηση για κάθε περιστροφή του εκκεντροφόρου. Συμπιεστές διπλής ενέργειας όπου η αναρρόφηση συμβαίνει κατά την διάρκεια δύο διαδρομών δεν είναι πολύ διαδεδομένοι στην ψύξη. Ο ρυθμός εκτοπίσματος για ένα συμπιεστή πολλαπλών κυλίνδρων μονής ενέργειας προκύπτει από τον πολλαπλασιασμό της ταχύτητας περιστροφής του εκκεντροφόρου με τον όγκο εκτόπισης του κυλίνδρου και με τον αριθμό αυτών. Για διπλής ενέργειας συμπιεστή, το παραπάνω γινόμενο πολλαπλασιάζεται με το 2. Είναι σημαντικό να σημειωθεί πως ο παραπάνω ρυθμός είναι ο ιδανικός και μέγιστος ογκομετρικός ρυθμός ροής που εισέρχεται στο συμπιεστή.

➤ Καθαρή ογκομετρική ικανότητα

Η ανώτερη θέση στην οποία φθάνει το έμβολο αναφέρεται ως άνω νεκρό σημείο, ενώ η κατώτερη ως κάτω νεκρό σημείο. Επομένως, το έμβολο

παλινδρομεί μεταξύ αυτών των δύο ακραίων θέσεων και εξαρτάται από το μήκος του συνδεδεμένου μοχλού και από την κίνηση του εκκεντροφόρου. Λόγω του ότι το άνω νεκρό σημείο του εμβόλου πρέπει πάντα να προσφέρει χώρο για τις βαλβίδες αναρρόφησης και κατάθλιψης, υπάρχει ένας μικρός όγκος πάνω από το έμβολο που ονομάζεται εκκαθαριστικός όγκος.

Από το προηγούμενο σχήμα μπορεί να προσδιοριστεί η ογκομετρική ικανότητα του συμπιεστή. Αυτή η ικανότητα, που προέρχεται από την ύπαρξη του εκκαθαριστικού όγκου, ορίζεται ως ο λόγος του ογκομετρικού ρυθμού ροής του συμπιεστή στην αναρρόφηση προς το ρυθμό εκτοπίσματος. Χρησιμοποιώντας τον παραπάνω ορισμό και έπειτα από ορισμένες πράξεις προκύπτει πως η ογκομετρική καθαρή ικανότητα παίρνει την μορφή:

$$\eta_{vc} = 100 - \alpha_{vc} \cdot \left(\frac{v_{suc}}{v_{dis}} - 1 \right) \quad (3.1)$$

Όπου:

η_{vc} : καθαρή ογκομετρική ικανότητα %

α_{vc} : όγκος διακένου %

v_{suc} : ειδικός όγκος ψυκτικού στην γραμμή αναρρόφησης

v_{dis} : ειδικός όγκος ψυκτικού στην γραμμή κατάθλιψης

Η πραγματική ογκομετρική ικανότητα ορίζεται ως ο πραγματικός ογκομετρικός ρυθμός ροής του ψυκτικού ατμού στο σημείο αναρρόφησης προς το ρυθμό εκτόπισης του συμπιεστή.

➤ Συντελεστής συμπεριφοράς

Ο συντελεστής συμπεριφοράς είναι μία μέτρηση που δείχνει πόσο καλά, το ψυκτικό σύστημα, χρησιμοποιεί την ισχύ εισόδου για να παράγει ψύξη. Γενικά δίδεται από τη σχέση:

$$COP = \frac{\text{Ψυκτική Ικανότητα}}{\text{Ισχύς Συμπιεστή}} \quad (3.2)$$

Θέλοντας να βελτιώσουμε τον ορισμό του COP για να προσαρμόσουμε και τον ερμητικό συμπιεστή ενσωματώνοντας και την ικανότητα του ηλεκτρικού κινητήρα, έχουμε:

$$COP_{\text{Ερμητικού}} = \frac{\text{Ψυκτική Ικανότητα}}{\text{Ηλεκτρική Ισχύς Εισόδου Στον Κινητήρα}} \quad (3.3)$$

Από την άλλη πλευρά, αν ο συμπιεστής είναι ανοικτός, όπως τα βιομηχανικά ψυκτικά συστήματα, το COP είναι:

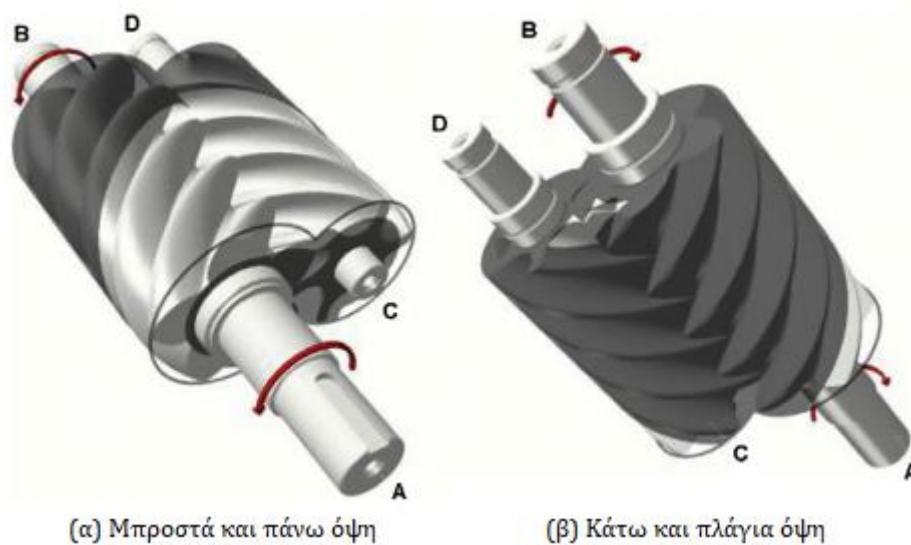
$$\text{COP}_{\text{Ανοικτού}} = \frac{\text{Ψυκτική Ικανότητα}}{\text{Ισχύς Εισόδου Στον Άξονα Του Κινητήρα}} \quad (3.4)$$

Στον παραπάνω ορισμό η ικανότητα του κινητήρα δεν λαμβάνεται υπόψη.

3.2.1.2 Περιτροφικοί συμπιεστές κοχλιωτοί - Screw

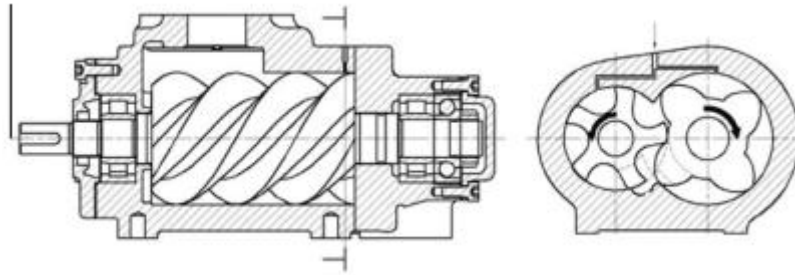
Ο περιστροφικός συμπιεστής screw είναι συμπιεστής θετικής εκτόπισης. Όπως και με τον παλινδρομικό συμπιεστή, ο ψυκτικός ατμός στην αναρρόφηση εγκλωβίζεται σε έναν εσωτερικό θάλαμο, συμπιέζεται με ταυτόχρονη μείωση του όγκου του θαλάμου, και όταν η συμπίεση ολοκληρώνεται ο ατμός φεύγει από την θύρα κατάθλιψης. Ωστόσο η ακριβής γεωμετρική περιγραφή της διεργασίας συμπίεσης στον περιστροφικό συμπιεστή screw είναι πολύ πιο δύσκολη γιατί η διεργασία είναι τρισδιάστατη. Αντίθετα, η διεργασία της συμπίεσης στην παλινδρομική μηχανή είναι απλή : κινείται μπροστά - πίσω στην ευθεία γραμμή μέσα στον κυκλικής διαδρομής κύλινδρο.

Ένας κοχλιωτός συμπιεστής, αποτελείται ουσιαστικά από μία σύζευξη δύο ελικοειδών στροφείων που περιέχονται σε ένα περίβλημα. Μαζί, αυτά σχηματίζουν μία σειρά θαλάμων, όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.4, που απεικονίζει τα αντίθετα άκρα και πλευρές του μηχανήματος. Το σκουρόχρωμα σκιαγραφημένο τμήμα, παρουσιάζει το μέρος το οποίο περιβάλλεται από το περίβλημα και στο οποίο γίνεται η συμπίεση, ενώ το ανοιχτόχρωμα σκιαγραφημένο τμήμα, παρουσιάζει τις περιοχές των στροφείων που εκτίθενται στην εξωτερική πίεση (πίεση εισόδου). Η μεγάλη ανοιχτόχρωμα σκιαγραφημένη περιοχή στο Σχήμα 3.4(α), αντιστοιχεί στην θυρίδα αναρρόφησης χαμηλής πίεσης, ενώ η μικρή ανοιχτόχρωμα σκιαγραφημένη περιοχή ανάμεσα στα άκρα B και D των αξόνων στο Σχήμα 3.4(β), αντιστοιχεί στην θυρίδα κατάθλιψης υψηλής πίεσης.



Σχήμα 3.4: Στροφεία κοχλιωτού συμπιεστή [17]

Στο Σχήμα 3.5, παρουσιάζονται οι εγκάρσιες όψεις ενός τυπικού κοχλιωτού συμπιεστή.

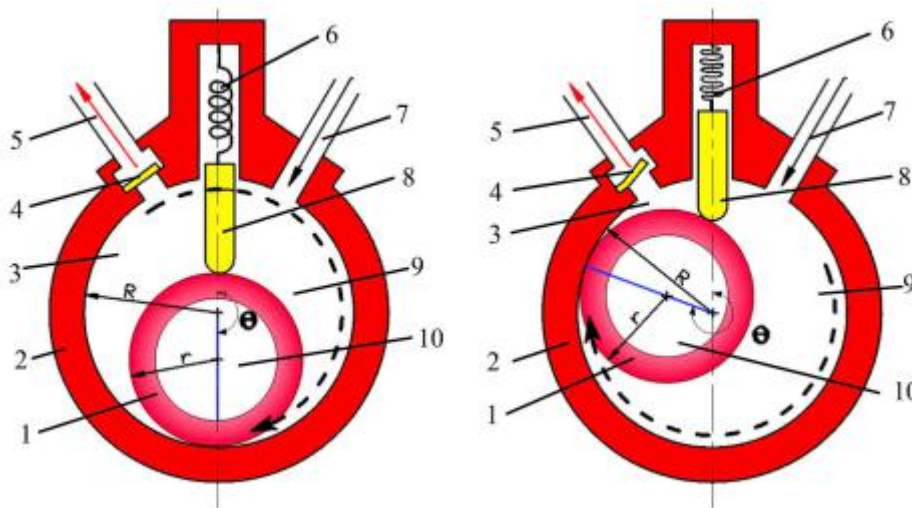


Σχήμα 3.5: Κύριες συνιστώσες κοχλιωτού συμπιεστή: στροφέια και περίβλημα [17]

Οι κοχλιωτοί συμπιεστές κατασκευάζονται με δύο διαφορετικούς τρόπους : μονής κοχλίωσης και διπλής κοχλίωσης.

3.2.1.3 Περιστροφικοί συμπιεστές σταθερού και κινούμενου πτερυγίου

Η αρχή λειτουργίας αυτού του τύπου των περιστροφικών συμπιεστών βασίζεται στην περιστροφή ενός στροφείου στο εσωτερικό ενός κυλίνδρου, σταθερού ή κινούμενου, σε ολόκληρη την περιφέρεια του κυλίνδρου. Ανήκουν στην κατηγορία των συμπιεστών θετικού εκτοπίσματος και εφαρμόζονται σε ψυγεία, καταψύκτες και σε κλιματιστικά μηχανήματα όπου οι ικανότητές τους είναι περίπου 2 kW. Επίσης, εφαρμόζονται στις μεταφορές αλλά και σε εφαρμογές βιομηχανικής ψύξης ως συμπιεστές ενίσχυσης. Ένα παράδειγμα περιστροφικού συμπιεστή με κινούμενο πτερύγιο δίνεται στο Σχήμα 3.6, όπου το πτερύγιο τοποθετημένο στην κορυφή φέρει ελατήριο ώστε να έρχεται σε επαφή με την επιφάνεια του κινούμενου εμβόλου.



Σχήμα 3.6: Σχηματική απεικόνιση της λειτουργίας του συμπιεστή περιστρεφόμενου εμβόλου κατά τη διάρκεια της διαδικασίας αναρρόφησης (αριστερά) και της διαδικασίας κατάθλιψης (δεξιά): 1. περιστρεφόμενο έμβολο, 2. κύλινδρος, 3. θάλαμος συμπίεσης, 4. βαλβίδα κατάθλιψης, 5. θυρίδα κατάθλιψης, 6. ελατήριο, 7. θυρίδα αναρρόφησης, 8. πτερύγιο, 9. θάλαμος αναρρόφησης, 10. στροφείο [18]

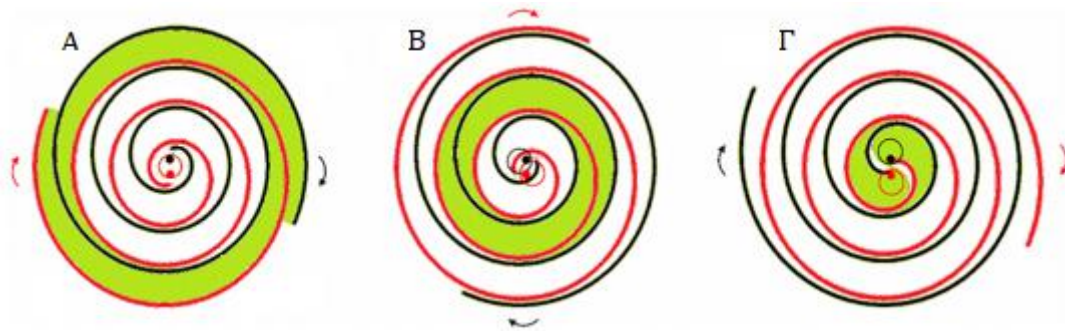
Το πτερύγιο διαχωρίζει την πλευρά αναρρόφησης από την πλευρά της κατάθλιψης του συμπιεστή. Μόνο μία βαλβίδα κατάθλιψης χρειάζεται σε αυτόν τον τύπο συμπιεστή. Πρέπει να σημειωθεί ότι το έμβολο τοποθετείται έκκεντρα στον άξονα. Έτσι το κινούμενο περιστροφικά έμβολο, καθώς περιστρέφεται μέσα σε ένα περίβλημα, έχει ένα σημείο στην περιφέρειά του που βρίσκεται συνέχεια σε επαφή με την εσωτερική επιφάνεια. Επιπρόσθετα το σημείο επαφής σαρώνει μία φορά όλο τον κύλινδρο για κάθε περιστροφή του εμβόλου. Το διάκενο μεταξύ του εμβόλου και του κύλινδρου είναι μικρό, επιτρέποντας τη δημιουργία παρεμβύσματος από υδροδυναμικό λάδι, ελέγχοντας με αυτόν τον τρόπο την διαρροή. Αυτοί οι συμπιεστές έχουν ικανοποιητική ογκομετρική απόδοση λόγω του πολύ μικρού όγκου εκκαθάρισης και των μικρών σχετικά απωλειών από την επανεκτόνωση.

Οι συμπιεστές με πολλαπλά πτερύγια διαφέρουν από τον τύπο του κινούμενου περιστροφικά εμβόλου γιατί ο στρωφέας περιστρέφεται γύρω από τον άξονά του, αλλά οι άξονες του κυλίνδρου και του στρωφείου δεν συμπίπτουν. Έστω πως μελετάται ένας τέτοιου είδους συμπιεστής, με οκτώ πτερύγια, όπου το σημείο επαφής είναι στην κορυφή του κυλίνδρου. Τα πτερύγια δημιουργούν οκτώ εσωτερικούς όγκους, ή κελιά, οι οποίοι συρρικνώνονται σε μέγεθος κατά τη διάρκεια της περιστροφής ώστε να λάβει χώρα η συμπίεση. Καθώς οι βαλβίδες αναρρόφησης και κατάθλιψης δεν απαιτούνται, χρησιμοποιούνται βαλβίδες ελέγχου για να αποτρέψουν τη διαρροή λαδιού κατά τη διάρκεια του κλεισίματος. Η λίπανση των πτερυγίων είναι απαραίτητη και ανάλογα με την εφαρμογή και το ψυκτικό που χρησιμοποιείται, ο διαχωρισμός του λαδιού μπορεί να είναι απαραίτητος.

Και οι δύο τύποι συμπιεστών περιστρεφόμενου εμβόλου χαρακτηρίζονται ως συμπιεστές σταθερού ογκομετρικού λόγου. Οι μέθοδοι υπολογισμού που χρησιμοποιούνται στους κοχλιωτούς συμπιεστές, εφαρμόζονται και στους συμπιεστές περιστρεφόμενου εμβόλου. Αυτοί οι συμπιεστές είναι κατάλληλοι για να διαχειρισθούν μεγάλες ογκομετρικές παροχές με ατμό χαμηλών θερμοκρασιών. [15]

3.2.1.4 Σπειροειδής συμπιεστές - Scroll

Ο συμπιεστής scroll, ο πιο καινούριος συμπιεστής θετικού εκτοπίσματος, έχει ευρεία εφαρμογή στον οικιακό και τριτογενή τομέα. Το εύρος της ισχύος εισόδου για τους scroll είναι από 1 έως 15 kW. Το Σχήμα 3.7 παρουσιάζει τα εσωτερικά τμήματα ενός συμπιεστή scroll. Δύο πανομοιότυπες σπειροειδής πλάκες, (η μία περιστρέφεται 180° σε σχέση με την άλλη), τοποθετούνται ώστε να ταιριάζουν μεταξύ τους όπως φαίνεται και στο Σχήμα 3.7. Οι σπείρες ανοίγουν από τη μία πλευρά και δένονται σε μια βασική πλάκα από την άλλη πλευρά. Η μία σπείρα είναι ακίνητη ενώ η άλλη περιστρέφεται σε τροχιά. Αυτή η κίνηση διαμορφώνει κελιά στις εξωτερικές διαμέτρους παράγοντας αέριο αναρρόφησης μεταξύ των σημείων επαφής των σπειρωμάτων. Στη συνέχεια, εγκλωβίζει τον ατμό στο διαμορφωμένο χώρο και συρρικνώνει τον όγκο του θαλάμου δημιουργώντας συμπίεση, απελευθερώνοντας τελικά συμπιεσμένο ατμό στη θυρίδα κατάθλιψης.



Σχήμα 3.7: Αρχή λειτουργίας διεργασίας συμπίεσης με συμπιεστή scroll [19]

Οι συμπιεστές scroll είναι μηχανές συγκεκριμένου ογκομετρικού λόγου. Η γεωμετρία των σπειρών και η θυρίδα κατάθλιψης καθορίζουν τον πραγματικό όγκο συμπίεσης. Τελικά, οι σχέσεις που εφαρμόζονται στους περιστροφικούς συμπιεστές μπορούν να εφαρμοσθούν με επιτυχία και στους σπειροειδής.

Οι συμπιεστές scroll δεν φέρουν βαλβίδες αναρρόφησης και κατάθλιψης οδηγώντας σε ικανοποιητικές ογκομετρικές αποδοτικότητες. Στις εφαρμογές του κλιματισμού, οι λόγοι πιέσεων κατάθλιψη προς αναρρόφηση στην περιοχή 2,5 μέχρι 3,5 παρέχουν σημαντικές απώλειες που σχετίζονται με την υπέρ ή υποσυμπίεση. [15]

3.2.2 Συμπυκνωτής

Ο συμπυκνωτής παίρνει τον υπέρθερμο ατμό από τον συμπιεστή και στην αρχή τον ψύχει στη θερμοκρασία συμπύκνωσης, ενώ στην συνέχεια τον συμπυκνώνει. Ο συμπυκνωτής πρέπει να απομακρύνει από το ψυκτικό σύστημα όλη τη θερμότητα που απορροφάται από τους ατμοποιητές καθώς και τη θερμότητα συμπίεσης από τους συμπιεστές. Για να επιτευχθεί αυτό θα πρέπει ο συμπυκνωτής να έχει επαρκή επιφάνεια ώστε να λάβει χώρα η μεταφορά θερμότητας.

Εκτός από την επαρκή επιφάνεια για τη μεταφορά θερμότητας, ο συμπυκνωτής πρέπει να έχει αρκετό εσωτερικό όγκο για τον υπέρθερμο ψυκτικό ατμό από τον συμπιεστή. Επιπρόσθετα, ο όγκος πρέπει να είναι επαρκής ώστε να λάβει χώρα διαχωρισμός του ρευστού από τον ατμό. Εάν ο όγκος για τον διαχωρισμό είναι πολύ μικρός, ο συμπυκνωτής γεμίζει με υγρό ψυκτικό μέσο. Με αυτή την κατάσταση, ο όγκος που είναι διαθέσιμος για την ψύξη του υπέρθερμου ατμού μειώνεται και η ροή του ατμού προς τον συμπυκνωτή πέφτει.

Ανάλογα με τον τρόπο με τον οποίο ψύχονται, οι συμπυκνωτές διακρίνονται σε τρία είδη:

- Σε **αερόψυκτους συμπυκνωτές**, που ψύχονται με κυκλοφορία αέρα.
- Σε **υδρόψυκτους συμπυκνωτές**, που ψύχονται με κυκλοφορία νερού.
- Σε **εξατμιστικούς συμπυκνωτές**, που ψύχονται με ταυτόχρονη κυκλοφορία νερού και αέρα.

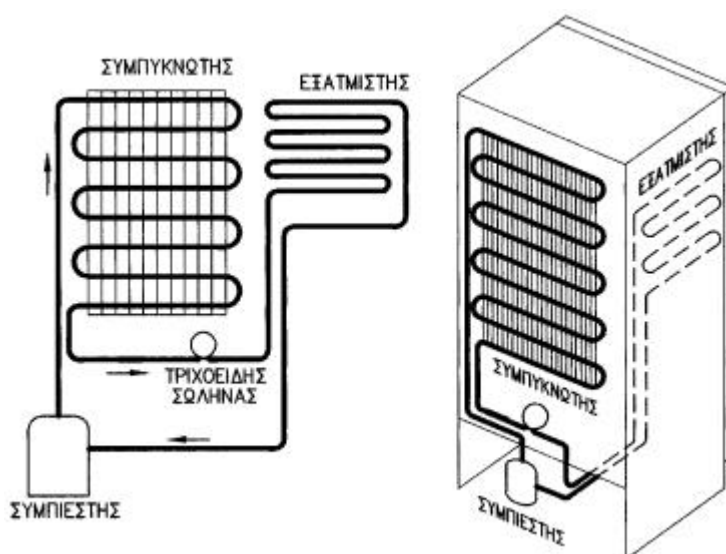
Το κάθε είδος συμπυκνωτή έχει πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα. Για τον λόγο αυτό σε κάθε ψυκτική μηχανή χρησιμοποιείται ο πιο κατάλληλος συμπυκνωτής, ανάλογα με τη χρήση για την οποία προορίζεται αυτή.

3.2.2.1 Αερόψυκτοι συμπυκνωτές

Οι αερόψυκτοι συμπυκνωτές ψύχονται με κυκλοφορία αέρα του περιβάλλοντος. Προκειμένου η μεταφορά θερμότητας να είναι ικανοποιητική μεταξύ του αέρα και του ψυκτικού, οι αερόψυκτοι συμπυκνωτές κατασκευάζονται με πτερύγια (πτερυγιοφόρος), ανάμεσα στα οποία περνάει ο αέρας και τους ψύχει. Η παραπάνω κυκλοφορία του αέρα διαμέσου του συμπυκνωτή γίνεται με δύο τρόπους: [20]

- **Με φυσική κυκλοφορία**, χωρίς δηλαδή τη χρήση κάποιου ανεμιστήρα.
- **Με εξαναγκασμένη κυκλοφορία**. Στην περίπτωση αυτή χρησιμοποιείται ένας ή και περισσότεροι ανεμιστήρες (ανάλογα με το μέγεθος του συμπυκνωτή), οι οποίοι εξαναγκάζουν τον αέρα να κυκλοφορήσει ανάμεσα στα πτερύγια του συμπυκνωτή.

Οι αερόψυκτοι συμπυκνωτές **φυσικής κυκλοφορίας** αέρα, είναι κατακόρυφοι και έχουν, συνήθως, τη μορφή μίας επίπεδης πλάκας (πλακοειδής συμπυκνωτές) που αποτελείται από χάλκινο έλασμα πάνω στο οποίο έχει συγκολληθεί ένας χαλκοσωλήνας. Το χάλκινο έλασμα παίζει το ρόλο των πτερυγίων. Μία άλλη μορφή του συμπυκνωτή αυτού κατασκευάζεται από χαλκοσωλήνα με συγκολλημένα σύρματα τα οποία λειτουργούν σαν πτερύγια. Η πιο συνηθισμένη χρήση αυτού του τύπου συμπυκνωτή είναι στα οικιακά ψυγεία και μικρές ψυκτικές εγκαταστάσεις. Στο Σχήμα 3.8 παρουσιάζεται το ψυκτικό διάγραμμα ενός οικιακού ψυγείου, στο οποίο φαίνεται η σχετική θέση του συμπυκνωτή.



Σχήμα 3.8: Διάγραμμα οικιακού ψυγείου [20]

Το υπέρθερμο ψυκτικό μέσο μπαίνει στο συμπυκνωτή από το επάνω μέρος και ψύχεται καθώς κινείται προς το κάτω μέρος του συμπυκνωτή που είναι και η έξοδος. Ο αέρας κυκλοφορεί από το κάτω μέρος προς τα επάνω, λόγω διαφοράς θερμοκρασίας. Δημιουργείται δηλαδή μία αντίθετη ροή των δύο ρευστών (ψυκτικού μέσου και αέρα) με αποτέλεσμα την καλύτερη εναλλαγή θερμότητας. Όσο μεγαλύτερη είναι η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ συμπυκνωτή και αέρα τόσο πιο έντονη είναι και η κυκλοφορία του αέρα, άρα τόσο περισσότερο αποδίδει ο συμπυκνωτής.

Στους αερόψυκτους συμπυκνωτές με **εξαναγκασμένη κυκλοφορία** αέρα, αυτή επιτυγχάνεται με τη χρήση ενός ή περισσότερων ανεμιστήρων. Κατασκευάζονται σε πολλά μεγέθη και έχουν πολύ μεγάλη εφαρμογή, σε μικρές έως και μεγάλες ψυκτικές εγκαταστάσεις. Η κατασκευή τους περιλαμβάνει έναν πτερυγιοφόρο χαλκοσωλήνα και έναν τουλάχιστον ανεμιστήρα που φυσά τον αέρα μέσα από τα πτερύγια του συμπυκνωτή.

Τα πτερύγια κατασκευάζονται από λεπτά φύλλα αλουμινίου ή χαλκού. Ο χαλκοσωλήνας έχει τη μορφή σερπαντίνας σε μία ή και περισσότερες στρώσεις (σειρές). Το σύνολο του συμπυκνωτή τοποθετείται σε ένα κατάλληλο μεταλλικό πλαίσιο. Το πλαίσιο στερεώνεται σε μεταλλική βάση, πάνω στην οποία τοποθετείται συνήθως και ο ανεμιστήρας. Η σερπαντίνα του χαλκοσωλήνα με τα πτερύγια ονομάζεται στοιχείο. Στο Σχήμα 3.9 παρουσιάζεται ένας αερόψυκτος συμπυκνωτής κατάλληλος για επαγγελματικού τύπου ψυγεία.



Σχήμα 3.9: Αερόψυκτος συμπυκνωτής επαγγελματικού ψυγείου [20]

Οι συμπυκνωτές εξαναγκασμένης κυκλοφορίας αέρα χρησιμοποιούνται σε μικρές και μεγάλες ψυκτικές εγκαταστάσεις (από μικρά κλιματιστικά δωματίου μέχρι κεντρικές εγκαταστάσεις κλιματισμού κτιρίων) και στις περιπτώσεις που δεν υπάρχει διαθέσιμο νερό και αποκλείεται η χρήση υδρόψυκτου συμπυκνωτή.

3.2.2.2 Υδρόψυκτοι συμπυκνωτές

Οι υδρόψυκτοι συμπυκνωτές ψύχονται με κυκλοφορία νερού. Το νερό ψύξης του συμπυκνωτή μπορεί να προέρχεται από οποιαδήποτε φυσική πηγή νερού (ποτάμι, πηγάδι, κ.λ.π.) ή από το δίκτυο νερού πόλης. Είναι επομένως λογικό, να χρησιμοποιούνται υδρόψυκτοι συμπυκνωτές όταν υπάρχει διαθέσιμο νερό και μάλιστα με σχετικά χαμηλό κόστος.

Σε περιπτώσεις μικρών εγκαταστάσεων, με μικρές καταναλώσεις, το νερό ψύξης μετά το συμπυκνωτή μπορεί να οδηγηθεί στην αποχέτευση, οπότε χάνεται. Το σύστημα αυτό ονομάζεται ανοιχτό. Σε μεγαλύτερες, όμως, εγκαταστάσεις, που οι καταναλώσεις είναι σημαντικές, αυτό είναι εξαιρετικά δαπανηρό. Σε αυτές τις περιπτώσεις, το νερό ψύξης ανακυκλώνεται, ξαναψύχεται και ξαναχρησιμοποιείται. Αυτή η διαδικασία εκτελείται στον πύργο ψύξης της εγκατάστασης και το σύστημα ονομάζεται κλειστό.

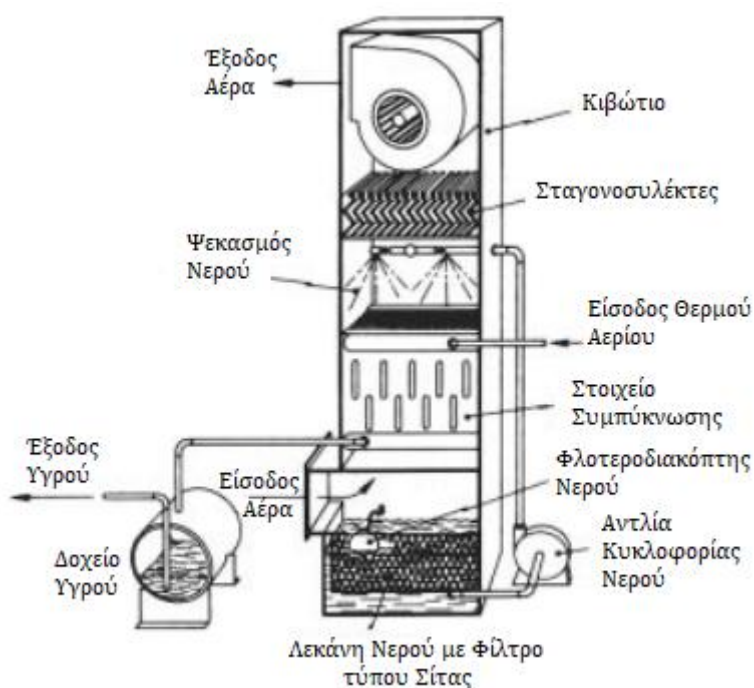
Οι υδρόψυκτοι συμπυκνωτές κατασκευάζονται σε τρία διαφορετικά είδη:

- Συμπυκνωτές σωληνωτοί, διπλού τοιχώματος.
- Συμπυκνωτές με δοχείο και σερπαντίνα.
- Συμπυκνωτές κελύφους - σωλήνων.

Σε όλους τους τύπους υδρόψυκτων συμπυκνωτών το ψυκτικό μέσο κυκλοφορεί στο εξωτερικό τμήμα (εξωτερικός σωλήνας, δοχείο, κέλυφος). Αυτό διευκολύνει τη λειτουργία του συμπυκνωτή γιατί ο αέρας που τον περιβάλλει ελαττώνει λίγο τη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου (που κυκλοφορεί στο εξωτερικό μέρος) αυξάνοντας την ικανότητα του συμπυκνωτή. [20]

3.2.2.3 Εξατμιστικοί συμπυκνωτές

Οι εξατμιστικοί συμπυκνωτές χρησιμοποιούν για την ψύξη τους συνδυασμό νερού και αέρα. Τοποθετούνται σε ένα κιβώτιο, μέσα στο οποίο δημιουργείται ένα ρεύμα αέρα και ταυτόχρονα καταβρέχονται με νερό. Το νερό εξατμίζεται πάνω στον συμπυκνωτή και τον ψύχει. Στο Σχήμα 3.10 φαίνεται ένας εξατμιστικός συμπυκνωτής.



Σχήμα 3.10: Εξατμιστικός συμπυκνωτής [21]

Οι εξατμιστικοί συμπυκνωτές αποτελούνται από ένα κιβώτιο κατασκευασμένο από γαλβανισμένη λαμαρίνα, με μία σερπαντίνα από χαλκοσωλήνα. Μέσα στη σερπαντίνα κυκλοφορεί το ψυκτικό ρευστό. Στο κάτω μέρος του κιβωτίου υπάρχει μία λεκάνη στην οποία συγκεντρώνεται το νερό. Στο επάνω μέρος υπάρχει ένας σωλήνας με ακροφύσια. Μία αντλία αναρροφά νερό από την λεκάνη και το ψεκάζει από τα μπεκ πάνω στη σερπαντίνα. Ένας ανεμιστήρας, κατάλληλα κατασκευασμένος στο κιβώτιο, δημιουργεί ένα ρεύμα αέρα με αντίθετη ροή από το νερό.

Οι εξατμιστικοί συμπυκνωτές έχουν πολύ καλή απόδοση σε σχέση με το μέγεθός τους και κατασκευάζονται σε όλα τα μεγέθη. Κατά την εγκατάστασή τους, πρέπει να τοποθετούνται σε μέρος που να διευκολύνεται η ροή του αέρα και να μην προκαλεί όχληση το ρεύμα του υγρού αέρα που βγαίνει από το επάνω μέρος τους. Η συντήρηση των εξατμιστικών συμπυκνωτών είναι πολύ σημαντική. Το ρεύμα του υγρού αέρα που κυκλοφορεί μέσα στο κιβώτιο και το νερό προκαλούν διαβρώσεις. Για το λόγο αυτό πρέπει να καθαρίζονται τακτικά και να προστατεύονται με κατάλληλα υλικά (αντιδιαβρωτικά) όλα τα μέρη τους που έρχονται σε επαφή με το νερό και τον αέρα. Αποθέσεις αλάτων γίνονται στα πτερύγια του συμπυκνωτή, στις σωληνώσεις και στη λεκάνη. Ο καθαρισμός των αλάτων γίνεται με χημικά διαλύματα (χημικός καθαρισμός). [20]

3.2.3 Εκτονωτική βαλβίδα

Οι εκτονωτικές ή στραγγαλιστικές διατάξεις, ή εκτονωτικές βαλβίδες αποσκοπούν στην ρύθμιση της απαραίτητης και αναγκαίας ποσότητας του υγρού ψυκτικού μέσου που ρέει προς στον ατμοποιητή και στην αλλαγή των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών του ψυκτικού μέσου, έτσι ώστε από ψυκτικό υγρό υψηλής πίεσης στην έξοδο του συμπυκνωτή να μετατρέπεται σε ψυκτικό υγρό σταθερής χαμηλής πίεσης. Στις σύγχρονες ψυκτικές εγκαταστάσεις χρησιμοποιούνται οι εξής τύποι αυτόματων εκτονωτικών βαλβίδων:

- Ο τριχοειδής σωλήνας (capillary tube).
- Η εκτονωτική βαλβίδα με πλωτήρα ελέγχου στην πλευρά της υψηλής πίεσης.
- Η εκτονωτική βαλβίδα με πλωτήρα ελέγχου στην πλευρά της χαμηλής πίεσης.
- Η θερμοεκτονωτική βαλβίδα (thermal expansion valve), που είναι γνωστή επίσης με τις ονομασίες: βαλβίδα σταθερής υπερθέρμανσης και θερμοστατική εκτονωτική βαλβίδα.
- Η πρεσοστατική ή βαλβίδα σταθερής πίεσης.
- Η ηλεκτρονική εκτονωτική βαλβίδα (electronic expansion valve)

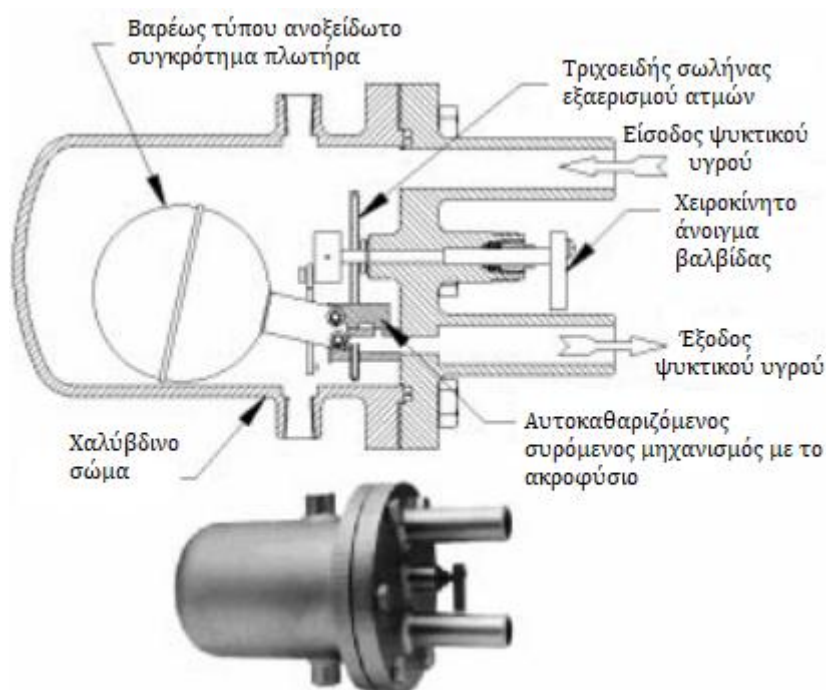
3.2.3.1 Τριχοειδής σωλήνας - Capillary tube

Ο τριχοειδής σωλήνας, ως εκτονωτική διάταξη, παρουσιάζει σημαντικά πλεονεκτήματα και χρησιμοποιείται ευρύτατα σήμερα στις ψυκτικές

εγκαταστάσεις μικρού μεγέθους, όπως, τα οικιακά ψυγεία, τα μικρά επαγγελματικά ψυγεία και τις μικρές κλιματιστικές μονάδες. Ουσιαστικά, πρόκειται για έναν χαλκοσωλήνα πολύ μικρής εσωτερικής διαμέτρου (0,8 - 1,4 mm) και μήκους που κυμαίνεται από 30 cm έως και 40 m και τυλίγεται συνήθως σε μορφή σερπαντίνας για να μην καταλαμβάνει μεγάλο όγκο. Στον τριχοειδή σωλήνα ελέγχεται η παροχή (ροή) του ψυκτικού μέσου από την πτώση πίεσης που εμφανίζεται στα άκρα του. [20]

3.2.3.2 Εκτονωτική βαλβίδα με πλωτήρα ελέγχου

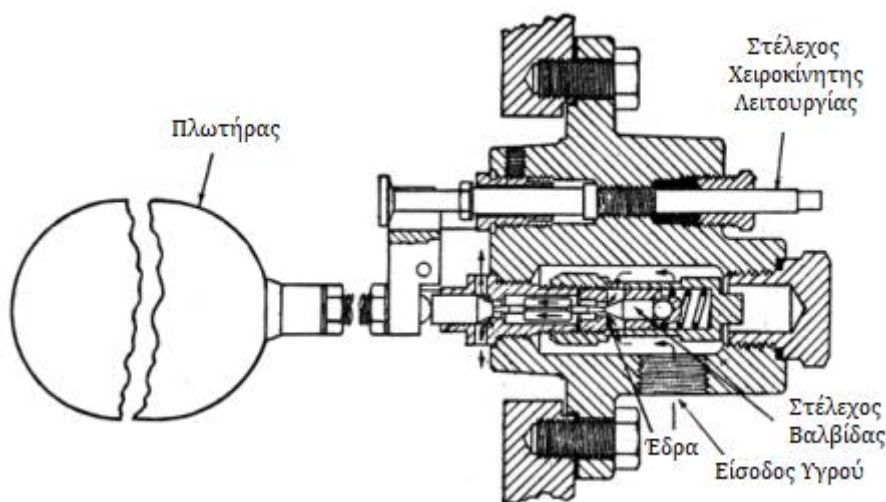
Το συγκρότημα της εκτονωτικής βαλβίδας με πλωτήρα ελέγχου στην **πλευρά υψηλής πίεσης**, αποτελείται από το σύστημα του πλωτήρα με τη βαλβίδα και το σωλήνα σύνδεσης με τον ατμοποιητή. Το σύστημα του πλωτήρα - βαλβίδας εγκαθίσταται στην έξοδο του συμπυκνωτή, όπου το ψυκτικό μέσο είναι υγρό και σε περιβάλλον υψηλής πίεσης.



Σχήμα 3.11: Τομή εκτονωτικής βαλβίδας με πλωτήρα στην πλευρά της υψηλής πίεσης [22]

Το υγρό ψυκτικό μέσο υψηλής πίεσης φθάνοντας στον χώρο της εκτονωτικής βαλβίδας, ανεβάζει την στάθμη του ψυκτικού υγρού μέσα στο σώμα του πλωτήρα. Ο πλωτήρας ανέρχεται και μέσω του υπάρχοντος μοχλισμού, ανεβάζει την βελόνα ρύθμισης. Έτσι, επιτρέπεται στο ψυκτικό υγρό να περάσει μέσα από τη βαλβίδα προς τον ατμοποιητή. Όσο περισσότερο ψυκτικό υγρό εισέρχεται στο θάλαμο του πλωτήρα, τόσο ανεβαίνει η στάθμη του, και τόσο περισσότερο ανέρχεται ο πλωτήρας. Το αποτέλεσμα είναι μέσω του μοχλισμού, να ανέβει περισσότερο η βελόνα ρύθμισης αφήνοντας περισσότερο ψυκτικό υγρό να περάσει προς τον ατμοποιητή. Η εκτονωτική βαλβίδα με πλωτήρα στην πλευρά της υψηλής πίεσης, μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε κάθε ψυκτική εγκατάσταση, μεσαίου ή μεγάλου μεγέθους, και ειδικότερα χαμηλών θερμοκρασιών. [20]

Το συγκρότημα της εκτονωτικής βαλβίδας με πλωτήρα ελέγχου στην **πλευρά χαμηλής πίεσης**, αποτελείται από το σύστημα του πλωτήρα με τη βαλβίδα και το μοχλισμό ελέγχου της ρυθμιστικής βελόνας. Το συγκρότημα εγκαθίσταται στο πάνω μέρος του ατμοποιητή και επικοινωνεί απευθείας με αυτόν. Η μορφή αυτής της εκτονωτικής βαλβίδας, επιτρέπει τη χρήση πολλών παράλληλων στοιχείων ατμοποίησης, που τροφοδοτούνται από το θάλαμο του πλωτήρα.



Σχήμα 3.12: Τομή εκτονωτικής βαλβίδας με πλωτήρα στην πλευρά της χαμηλής πίεσης [20]

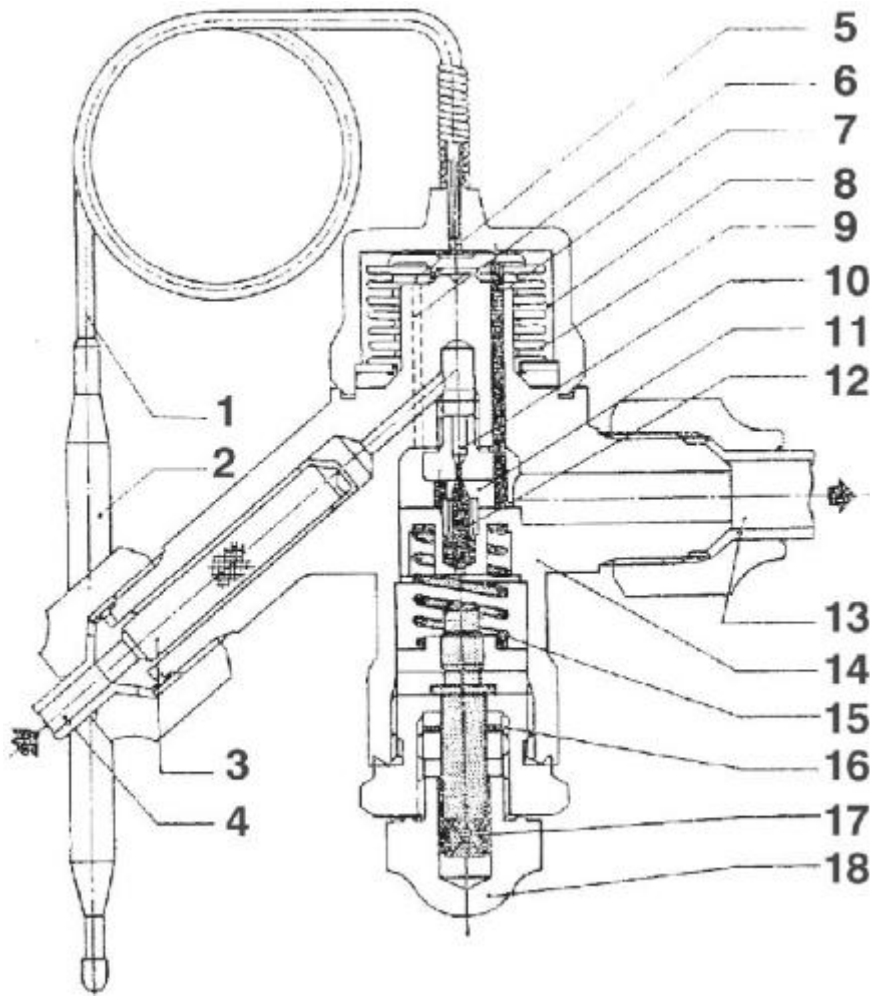
Με την εμφάνιση ψυκτικού φορτίου στον ατμοποιητή, το ψυκτικό μέσο που βρίσκεται μέσα σε αυτόν (σε υγρή μορφή) εξατμίζεται. Έτσι όμως, η στάθμη του ψυκτικού υγρού μέσα στο θάλαμο του πλωτήρα κατεβαίνει. Ως αποτέλεσμα, έχουμε το κατέβασμα του πλωτήρα, που μέσω του ειδικού μοχλισμού, μετακινεί τη ρυθμιστική βελόνα της βαλβίδας και τροφοδοτεί με αυτόν τον τρόπο τον ατμοποιητή με ψυκτικό υγρό μέσο.

3.2.3.3 Θερμοεκτονωτική βαλβίδα

Η θερμοεκτονωτική βαλβίδα, παρουσιάζει σημαντικά πλεονεκτήματα έναντι όλων των υπολοίπων εκτονωτικών διατάξεων και είναι ο τύπος που χρησιμοποιείται περισσότερο στις σύγχρονες ψυκτικές εγκαταστάσεις.

Στο Σχήμα 3.13 φαίνεται μια θερμοεκτονωτική βαλβίδα σε τομή, καθώς και τα εξαρτήματα που την απαρτίζουν. Το κέλυφος 14 κατασκευάζεται από σφυρήλατο ορείχαλκο και μέσα σ' αυτό υπάρχει ένας ευαίσθητος πτυσσόμενος θάλαμος 9, κατασκευασμένος από λεπτά φύλλα ορείχαλκου, που μπορεί να συστέλλεται και να διαστέλλεται με τη βοήθεια της πίεσης του αερίου του θερμοστοιχείου 2, που μεταφέρεται σ' αυτόν με τον τριχοειδή σωλήνα 1. Αυτό το θερμοστοιχείο είναι συνέχεια υπό την άμεση επίδραση της θερμοκρασίας του ατμοποιητή με τον οποίο εφάπτεται και είναι συνδεδεμένο μ' αυτόν σε συγκεκριμένη θέση. Ο πτυσσόμενος θάλαμος είναι στηριγμένος σταθερά στο πάνω μέρος και μπορεί να κινείται μόνο προς τα κάτω, από το ελεύθερο μέρος του. Ο πτυσσόμενος θάλαμος 9 συνδέεται με τη βελονοειδή βαλβίδα 12 με τη

βοήθεια του βάρου 7. Η κωνική βελόνη μπορεί να πλησιάζει ή να απομακρύνεται από την έδρα της 10, που είναι προσαρμοσμένη στο χώρο παροχής του ψυκτικού υγρού. Αυτή η έδρα έχει μια σχολαστικά υπολογισμένη κωνική οπή, που είναι το προφύσιο που θα εκτονώσει το ψυκτικό υγρό και θα το ψεκάσει στον ατμοποιητή, μέσω του χώρου 11. Στην είσοδο αυτής της μικρής κωνικής τρύπας το ψυκτικό υγρό έχει υψηλή θερμοκρασία και πίεση ίση με την πίεση κατάθλιψης του συμπιεστή και στην έξοδό της το υγρό έχει γίνει παγωμένος υγρός ατμός, με χαμηλή πίεση, ίση περίπου με την πίεση αναρρόφησης του συμπιεστή. Αυτή η μικρή κωνική τρύπα είναι το σύνορο ανάμεσα στην περιοχή υψηλών πιέσεων και χαμηλών πιέσεων ολόκληρου του δικτύου της ψυκτικής εγκατάστασης. Η πίεση του αερίου του θερμοστοιχείου προσπαθεί να διατηρεί τη βελονοειδή βαλβίδα συνέχεια ανοιχτή, δηλαδή μακριά από την έδρα της. Ένα σχολαστικά υπολογισμένο ελατήριο 15 προσπαθεί να κρατά συνέχεια τη βελονοειδή βαλβίδα κλειστή στην έδρα της. Πάνω σ' αυτό το ελατήριο ενεργεί και ο ρυθμιστικός κοχλίας 17, με τον οποίο γίνονται οι ρυθμίσεις.



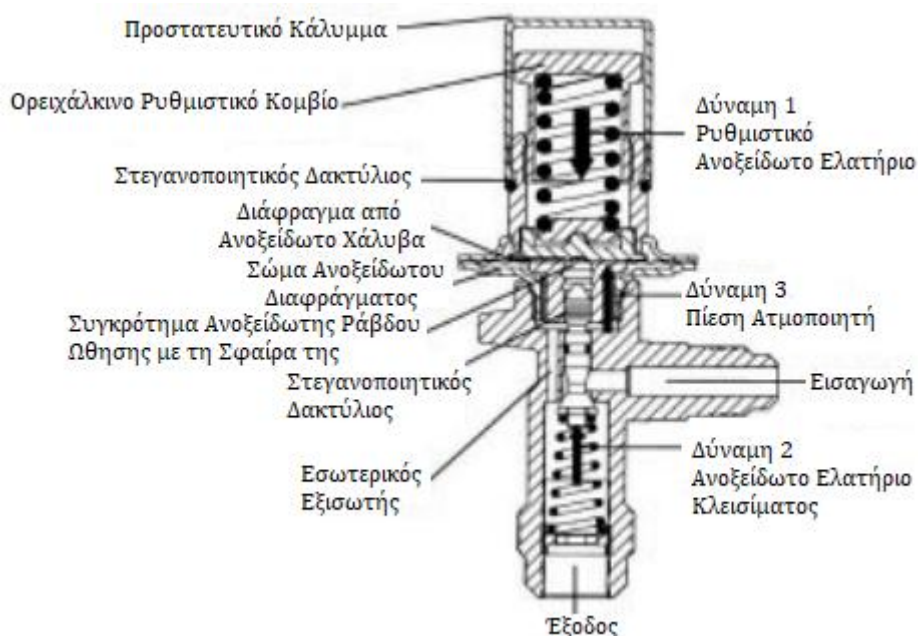
Σχήμα 3.13: Τομή θερμοεκτονωτικής βαλβίδας [23]

Η ποσότητα των ατμών που μπαίνουν στον ατμοποιητή κάθε στιγμή εξαρτάται από τη θέση της βελόνης και την απόσταση από την κωνική της έδρα.

Η θέση της βελόνης εξαρτάται από την πίεση που εξασκεί το αέριο του θερμοστοιχείου στον πτυσσόμενο θάλαμο, η οποία είναι ανάλογη της θερμοκρασίας του ατμοποιητή. Εξαρτάται όμως και από τη δύναμη που εξασκεί το ελατήριο με την τάση του. Όταν η θερμοκρασία του αεροψυκτήρα ανεβαίνει, ανεβαίνει αντίστοιχα και η πίεση του αερίου γόμωσης του θερμοστοιχείου. Αυτή η αυξημένη πίεση διαστέλλει τον πτυσσόμενο θάλαμο, τον αναγκάζει να κινηθεί προς τα κάτω, οπότε το βάκτρο απομακρύνει τη βελόνη από την έδρα της, με αποτέλεσμα να αυξάνεται η ποσότητα του ψυκτικού υγρού που θα εκτονωθεί, διοχετεύοντας στον ατμοποιητή μεγαλύτερη ποσότητα ατμών, για να καλύψει την ανάγκη. [23]

3.2.3.4 Πρεσσοστατική εκτονωτική βαλβίδα

Η λειτουργία αυτής της εκτονωτικής βαλβίδας στηρίζεται στη διατήρηση μίας περίπου σταθερής πίεσης εξάτμισης, ανεξάρτητα από τις μεταβολές του ψυκτικού φορτίου.



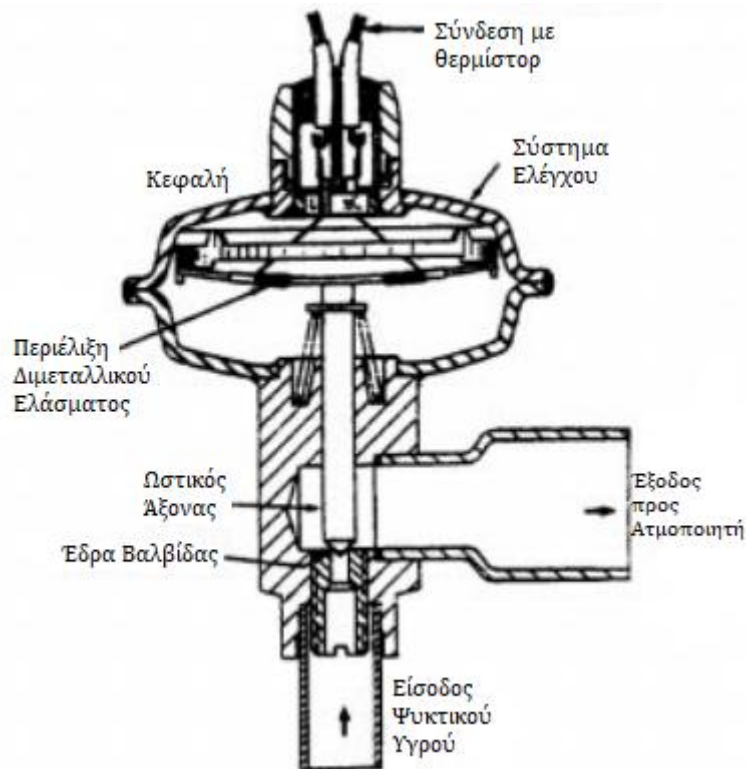
Σχήμα 3.14: Σχηματική τομή πρεσσοστατικής εκτονωτικής βαλβίδας [24]

Στην πάνω πλευρά του διαφράγματος ασκείται δύναμη λόγω τάσης του ελατηρίου που αυξομειώνεται ανάλογα με τη ρύθμιση του ρυθμιστικού κοιλία. Στην κάτω πλευρά του διαφράγματος ασκείται δύναμη λόγω της πίεσης που επικρατεί στον ατμοποιητή (πίεση αναρρόφησης) και δύναμη λόγω της τάσης του ελατηρίου κλεισίματος. Οι δυνάμεις από την πάνω πλευρά τείνουν να ανοίξουν τη βαλβίδα, ενώ οι δυνάμεις από την κάτω πλευρά τείνουν να την κλείνουν. Στρέφοντας το ρυθμιστικό κοιλία δεξιόστροφα αυξάνεται η τάση του ελατηρίου, οπότε η βελόνα κινείται προς τα κάτω και έτσι αυξάνεται η ποσότητα του υγρού ψυκτικού που μπορεί να διέλθει μέσα από τη βαλβίδα προς τον ατμοποιητή. Αντίθετα, στρέφοντας αριστερόστροφα τον ρυθμιστικό κοιλία, μειώνεται η παροχή υγρού ψυκτικού προς τον ατμοποιητή.

Η πρεσοστατική βαλβίδα χρησιμοποιείται σε μικρές μόνο ψυκτικές εγκαταστάσεις, που έχουν σχετικά σταθερό ψυκτικό φορτίο, όπως οικιακά ψυγεία, καταψύκτες, ψύκτες νερού, μικρές ψυκτικές μονάδες για παγωτά κ.λ.π. [20]

3.2.3.5 Ηλεκτρονική εκτονωτική βαλβίδα

Η ηλεκτρονική εκτονωτική βαλβίδα ονομάζεται και θερμοηλεκτρική βαλβίδα.



Σχήμα 3.15: Τομή θερμοηλεκτρικής (Ηλεκτρονικής) εκτονωτικής βαλβίδας [20]

Το διμεταλλικό έλασμα φέρει ένα ηλεκτρικό τύλιγμα (περιέλιξη). Το τύλιγμα αυτό συνδέεται εν σειρά με τον αισθητήρα θερμοκρασίας. Ο αισθητήρας θερμοκρασίας (thermistor) είναι ένας ημιαγωγός, με το εξής ιδιαίτερο χαρακτηριστικό: Με την αύξηση της θερμοκρασίας, η ηλεκτρική του αντίσταση μειώνεται (είναι δηλαδή τύπου NTC). Ο αισθητήρας τοποθετείται στο τέλος του ατμοποιητή (γραμμή αναρρόφησης), δηλαδή στο σημείο, που τοποθετείται αντίστοιχα, ο θερμοστατικός βολβός της θερμοεκτονωτικής βαλβίδας.

Με την αύξηση του ψυκτικού φορτίου, αυξάνεται η θερμοκρασία του ψυκτικού αερίου στο τέλος του ατμοποιητή. Η αύξηση αυτή της θερμοκρασίας, αυξάνει επίσης τη θερμοκρασία του αισθητήρα θερμοκρασίας και μειώνει την ηλεκτρική αντίστασή του. Αποτέλεσμα είναι το τύλιγμα του διμεταλλικού ελάσματος να διαρρέεται από ηλεκτρικό ρεύμα μεγαλύτερης έντασης. Η αυξημένη ένταση του ρεύματος, αυξάνει επίσης την θερμοκρασία του τυλίγματος, και επομένως του διμεταλλικού στοιχείου. Το διμεταλλικό έλασμα με τη σειρά του, κινεί τον ωστικό άξονα προς τα επάνω ανοίγοντας περισσότερο

τη βαλβίδα, και τροφοδοτώντας τον ατμοποιητή με περισσότερο υγρό ψυκτικό μέσο. Τέλος, η ηλεκτρονική εκτονωτική βαλβίδα έχει τα λειτουργικά χαρακτηριστικά της θερμοεκτονωτικής βαλβίδας. [20]

3.2.4 Ατμοποιητής

Οι ατμοποιητές διακρίνονται σε δύο είδη, ανάλογα με το ρευστό το οποίο ψύχουν, δηλαδή αέρα ή υγρά, ως εξής:

- Αερόψυκτοι ατμοποιητές, δηλαδή ατμοποιητές που ψύχουν αέρα.
- Υδρόψυκτοι ατμοποιητές, δηλαδή ατμοποιητές που ψύχουν υγρά.

Σε κάθε ψυκτική μηχανή χρησιμοποιείται ο κατάλληλος ατμοποιητής, ανάλογα με την χρήση για την οποία αυτή προορίζεται.

3.2.4.1 Αερόψυκτοι ατμοποιητές

Εφαρμογές που αφορούν ψύξη αέρα τυπικά χρησιμοποιούν ατμοποιητές που περιέχουν το ψυκτικό μέσο μέσα σε σωλήνες ενώ ένας ανεμιστήρας παρέχει ή αναρροφά τον αέρα από τον ατμοποιητή. Καθώς απαιτούνται σημαντικά μήκη σωλήνων για να επιτευχθεί η ψύξη του αέρα, οι σωληνώσεις μπορεί να “διασχίζουν” τον ατμοποιητή αρκετές φορές. Για τον λόγο αυτό, οι ατμοποιητές που χρησιμοποιούνται για την ψύξη του αέρα ονομάζονται στοιχεία. Μερικά στοιχεία, μπορεί να χρησιμοποιούν ένα δευτερεύον ρευστό, μέσα σε αγωγούς, το οποίο, για παράδειγμα ψύχεται σε κεντρική ψυκτική μονάδα. Τα στοιχεία αέρα κατασκευάζονται σε τρεις βασικές τυπολογίες ανάλογα με την μέθοδο προσαγωγής του ψυκτικού μέσου.

Το **στοιχείο άμεσης εκτόνωσης (DX)**, αναφέρεται συχνά και ως ξηρό στοιχείο γιατί έχει λιγότερο υγρό ψυκτικό μέσο στους σωλήνες από ότι οι άλλοι δύο τύποι στοιχείων. Τυπικά το ψυκτικό μέσο γεμίζει περίπου το 1/4 του στοιχείου όταν λειτουργεί. Η βαλβίδα εκτόνωσης ελέγχεται στην έξοδο του στοιχείου, από έναν αισθητήρα ο οποίος ελέγχει την ποσότητα του υπέρθερμου ατμού. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα, ένα μικρό μέρος της εσωτερικής επιφάνειας του αγωγού να είναι ξηρό με συνέπεια το ψυκτικό αποτέλεσμα να είναι πολύ μικρό. Αυτή η ξηρή περιοχή μπορεί να καταλαμβάνει το 10-20% της εσωτερικής επιφάνειας του στοιχείου εξασφαλίζοντας την αποφυγή εισόδου ρευστού στο συμπιεστή. Εφαρμόζεται τόσο σε μικρά κλιματιστικά συστήματα κατοικιών όσο και σε ψυγεία, κλιματιστικά αυτοκινήτων αλλά και εμπορικούς χώρους.

Το **στοιχείο υπερχειλίσεως**, περιλαμβάνει ένα δοχείο το οποίο παρέχει στο στοιχείο, υγρό ψυκτικό μέσο. Με φυσική συναγωγή, το ψυκτικό μέσο μετακινείται κατά μήκος του στοιχείου και καθώς αυτό συμβαίνει, εμφανίζονται φυσαλίδες ατμού, οι οποίες μεγαλώνουν σε μέγεθος. Η εμφάνιση του ατμού μειώνει την μέση πυκνότητα του ψυκτικού μέσου στο στοιχείο. Ως αποτέλεσμα, η ανισορροπία της στατικής πίεσης μεταξύ του ψυκτικού μέσου στο “υγρό πόδι” και του στοιχείου προκαλούν τη ροή της φυσικής συναγωγής. Ταυτόχρονα το

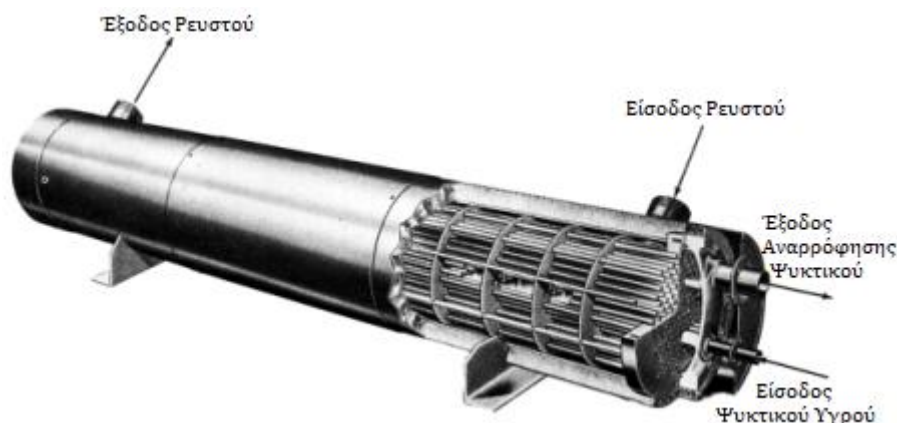
υγρό και ο ατμός εισάγονται μέσα στο δοχείο, όπου και στη συνέχεια διαχωρίζονται με τον ατμό να εισέρχεται στην γραμμή αναρρόφησης (suction line). Η βαλβίδα ελέγχου του υγρού διατηρεί ένα σταθερό επίπεδο υγρού στο δοχείο με την προσθήκη υγρού ισοδύναμου με αυτού που ατμοποιείται στο στοιχείο.

Το τρίτο στοιχείο είναι το **στοιχείο επανακυκλοφορίας** ή υπερτροφοδοσίας αέρα. Σε αυτό το στοιχείο, υγρό ψυκτικό μέσο προσάγεται σε ρυθμό μεγαλύτερο από εκείνο που χρειάζεται για να αντικαταστήσει το ατμοποιούμενο ψυκτικό μέσο. Ένα δοχείο παραλαμβάνει το μείγμα υγρού - ατμού από το στοιχείο επανακυκλοφορίας αέρα. Η συμπεριφορά είναι παραπλήσια με εκείνη του στοιχείου υπερχειλίσεως γιατί όλη η εσωτερική επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας των σωληνώσεων είναι υγρή. Επιπρόσθετα, ο κορεσμένος ατμός εισάγεται στην γραμμή αναρρόφησης του στοιχείου υπερχειλίσεως. Η εφαρμογή των στοιχείων επανακυκλοφορίας αέρα γενικά περιλαμβάνει πολλαπλά στοιχεία αέρα τα οποία τροφοδοτούνται με ψυκτικό μέσο από ένα δοχείο και μία αντλία τα οποία τοποθετούνται σε κάποια απόσταση από τα στοιχεία. [15]

3.2.4.2 Υδροψυκτοι ατμοποιητές

Ένας ψύκτης υγρού είναι ένας ατμοποιητής του οποίου η λειτουργία είναι να ψύχει ένα υγρό, συνήθως νερό "αλατόνερο" brine. Μείγματα γλυκόλης - νερού και χλωριούχου ασβεστίου - νερού είναι παραδείγματα αλατόνερων.

Σε ένα ψύκτη άμεσης εκτόνωσης, το ψυκτικό μέσο εξατμίζεται μέσα στους αγωγούς, ψύχοντας το νερό ή το μείγμα όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.16. Η ομοιόμορφη κατανομή του ψυκτικού μέσου μεταξύ όλων των αγωγών είναι απαραίτητη για την επίτευξη της απαιτούμενης ψύξης καθώς και προκειμένου να αποκλειστεί η είσοδος ρευστού στην γραμμή αναρρόφησης. Μία προσέγγιση για να επιτευχθεί καλή κατανομή, χρησιμοποιεί έναν κατανεμητή ο οποίος αποτελείται από μια σειρά στομίων (καθένα συνδεδεμένο σε μικρό αγωγό) και μεταφέρει ομοιόμορφα το ρευστό μέσα στους αγωγούς. Διαχωριστικά μέσα στο κέλυφος οδηγούν το ψυκτικό ρευστό σε μια πορεία σερπαντίνας, προκαλώντας καλή ανάμιξη και υψηλότερες ταχύτητες κάθετες στους αγωγούς.



Σχήμα 3.16: Υδροψυκτος ατμοποιητής άμεσης εκτόνωσης τύπου Κελύφους - Αγωγού [21]

Μία παραλλαγή του σχηματισμού του ψύκτη άμεσης εκτόνωσης είναι ο επίπεδος εναλλάκτης, ο οποίος αποτελείται από πλαίσια, τοποθετημένα το ένα δίπλα στο άλλο, μεταξύ των οποίων ρέουν τα δύο ρευστά. Τα πλαίσια αυτά συνήθως φέρουν σχηματισμούς, όπως τύπου “ψαροκόκαλο”, προκειμένου να αυξηθεί η επιφάνεια καθώς και να ρυθμιστούν οι καταλληλότερες για την μεταφορά θερμότητας συνθήκες ροής. Αυτού του είδους ο εναλλάκτης θερμότητας, εξασφαλίζει μια μεγάλη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας σε σχετικά μικρό όγκο.

Ένας ψύκτης υπερχειλίσης, έχει ψυκτικό μέσο στο εξωτερικό των αγωγών και έτσι η εξάτμιση συμβαίνει από τη μεριά του κελύφους. Το ψυκτικό μέσο εισέρχεται στο κάτω μέρος του κελύφους και κατανέμεται πάνω από τον πυθμένα, εξασφαλίζοντας ομοιόμορφη ροή προς τα πάνω διαμέσου των αγωγών. Ο βρασμός συμβαίνει στην επιφάνεια των αγωγών, ψύχοντας το ρευστό, με τον ατμό να ανυψώνεται στο επάνω κομμάτι του κελύφους. Οι αγωγοί δεν καταλαμβάνουν το επάνω κομμάτι του όγκου. Το υγρό ψυκτικό μέσο τροφοδοτείται στον ψύκτη έτσι ώστε η επάνω σειρά των αγωγών να καλύπτεται από το υγρό. Το κενό του ατμού επάνω παρέχει διαχωρισμό των φυσαλίδων του ψυκτικού μέσου και του ατμού με την βαρύτητα.

Η ποσότητα του ψυκτικού μέσου που περιέχεται μέσα στον ψύκτη υπερχειλίσης είναι σημαντική. Μια τροποποίηση στον ψύκτη υπερχειλίσης η οποία μειώνει την απαίτηση για ψυκτικό μέσο είναι ο τύπος με ψεκαστήρα για τον ψύκτη κελύφους και αγωγού. Μία αντλία παρέχει το υγρό ψυκτικό μέσο από τον πυθμένα του κελύφους σε μια σειρά από ακροφύσια ψεκασμού, διατηρώντας όλες τις επιφάνειες των αγωγών υγρές. Οι τυπικές εφαρμογές χαρακτηρίζονται από χαμηλές αποθηκευτικές ικανότητες, όπως η ψύξη του πόσιμου νερού. [15]

3.3 Τύποι ψυκτικών εγκαταστάσεων σε σουπερμάρκετ

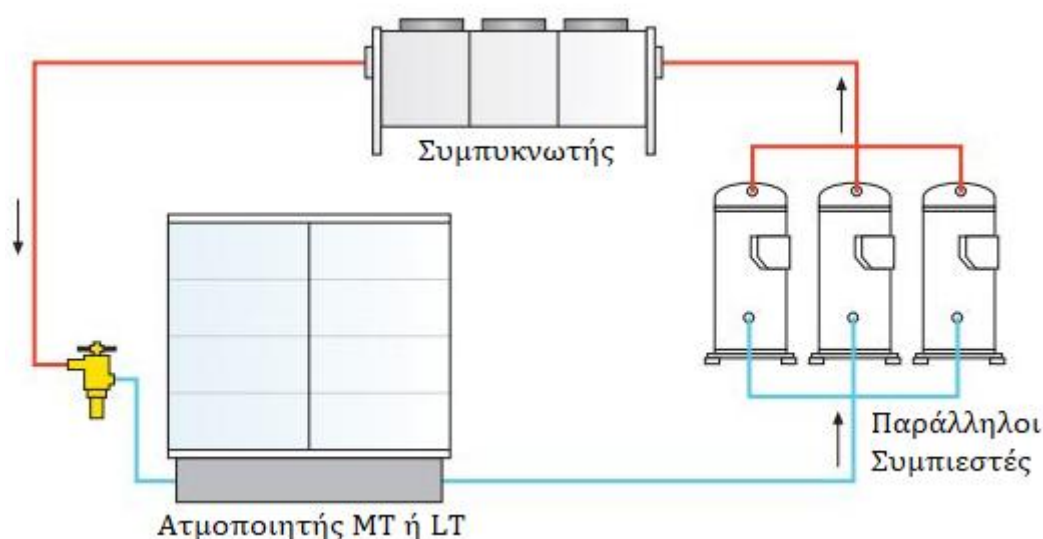
Οι βασικές αρχές μέσω των οποίων επιτυγχάνεται η ψύξη στα καταστήματα λιανικής πώλησης, είναι αυτές που προαναφέρθηκαν, όμως λόγω του μεγάλου όγκου και ποικιλίας προϊόντων που συναντάται σε αυτά, είναι απαραίτητη η ανάπτυξη και η δημιουργία παραλλαγών του βασικού συστήματος ψύξης που παρουσιάστηκε.

Η πιο σημαντική διαφορά ενός τυπικού συστήματος ψύξης, με ένα σύστημα που βρίσκει εφαρμογή σε σουπερμάρκετ, είναι η θερμοκρασία στην οποία πρέπει να παράγεται η ψύξη. Όπως είναι γνωστό τα καταστήματα λιανικής πώλησης παρέχουν προϊόντα τα οποία βρίσκονται τόσο σε κατάσταση απλής ψύξης (συντήρησης), όσο και σε κατάσταση κατάψυξης. Τα συστήματα ψύξης που βρίσκουν εφαρμογή σε τέτοιου είδους καταστήματα, πρέπει συνεπώς, να είναι ικανά να παράγουν ψύξη σε πολλαπλές θερμοκρασίες, και μάλιστα με όσο το δυνατόν πιο αποδοτικό τρόπο.

3.3.1 Κεντρικό σύστημα άμεσης εκτόνωσης - Centralised Direct Expansion System (DX)

Το κεντρικό σύστημα άμεσης εκτόνωσης χρησιμοποιεί HFCs για ψυκτικά φορτία μέσης και χαμηλής θερμοκρασίας και ουσιαστικά αποτελείται από δύο συστήματα τα οποία είναι της μορφής που παρουσιάστηκε στην Ενότητα 3.1, εκ των οποίων το ένα χρησιμοποιείται για παραγωγή ψύξης με σκοπό την συντήρηση και το άλλο για παραγωγή ψύξης με σκοπό την κατάψυξη των προϊόντων.

Τόσο το κύκλωμα μέσης θερμοκρασίας (MT), όσο και αυτό της χαμηλής (LT) χρησιμοποιούν ένα πακέτο παράλληλων συμπιεστών το οποίο αποτελείται συνήθως από τρεις έως οκτώ παλινδρομικούς ή σπειροειδείς (scroll) συμπιεστές. Το σύνολο των συμπιεστών βρίσκεται εντός του μηχανοστασίου και συνδέεται μέσω σωληνώσεων με έναν εξωτερικό αερόψυκτο συμπυκνωτή, στον οποίο διοχετεύεται το ψυκτικό μέσο σε μορφή υπέρθερμου ατμού. Εκεί η θερμότητα του ρευστού αποβάλλεται προς το περιβάλλον. Το παραπάνω σύστημα απεικονίζεται στο Σχήμα 3.17. [25]

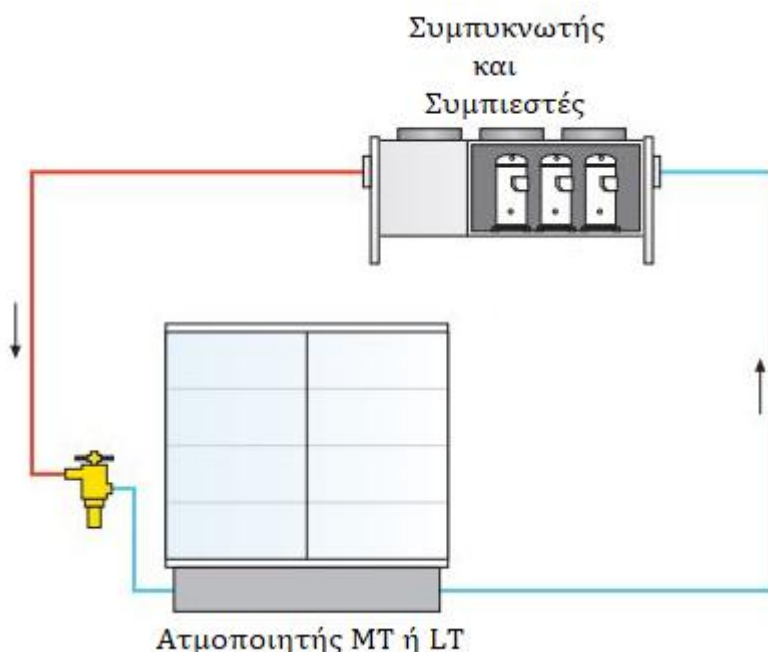


Σχήμα 3.17: Μονογραμμικό διάγραμμα μονοβάθμιου κεντρικού συστήματος ψύξης άμεσης εκτόνωσης [25]

Το πιο ευρέως χρησιμοποιούμενο ψυκτικό μέσο σε τέτοιου είδους συστήματα είναι το R404A, καθώς η υψηλή ενεργειακή απόδοσή του σε μέσες και χαμηλές θερμοκρασίες και το μηδενικό του δυναμικό καταστροφής του όζοντος (ODP), το έχουν αναδείξει εδώ και δεκαετίες ως μία πολύ καλή εναλλακτική στα βλαβερά για το όζον R22 και R502. Βέβαια, πλέον γίνονται έρευνες και πειράματα για την αντικατάσταση του παραπάνω μέσου, με λιγότερο βλαβερά για το περιβάλλον ψυκτικά, λόγω του υψηλού δυναμικού υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP) που παρουσιάζει.

3.3.2 Κατανεμημένο σύστημα άμεσης εκτόνωσης - Distributed Direct Expansion System

Αυτό το σύστημα είναι παρόμοιο με το κεντρικό σύστημα άμεσης εκτόνωσης, με κύρια διαφορά πως στο κατανεμημένο σύστημα οι συμπιεστές βρίσκονται συνήθως δίπλα ή μέσα στο περίβλημα του συμπυκνωτή. Το παραπάνω σύστημα απεικονίζεται στο Σχήμα 3.18. [25]



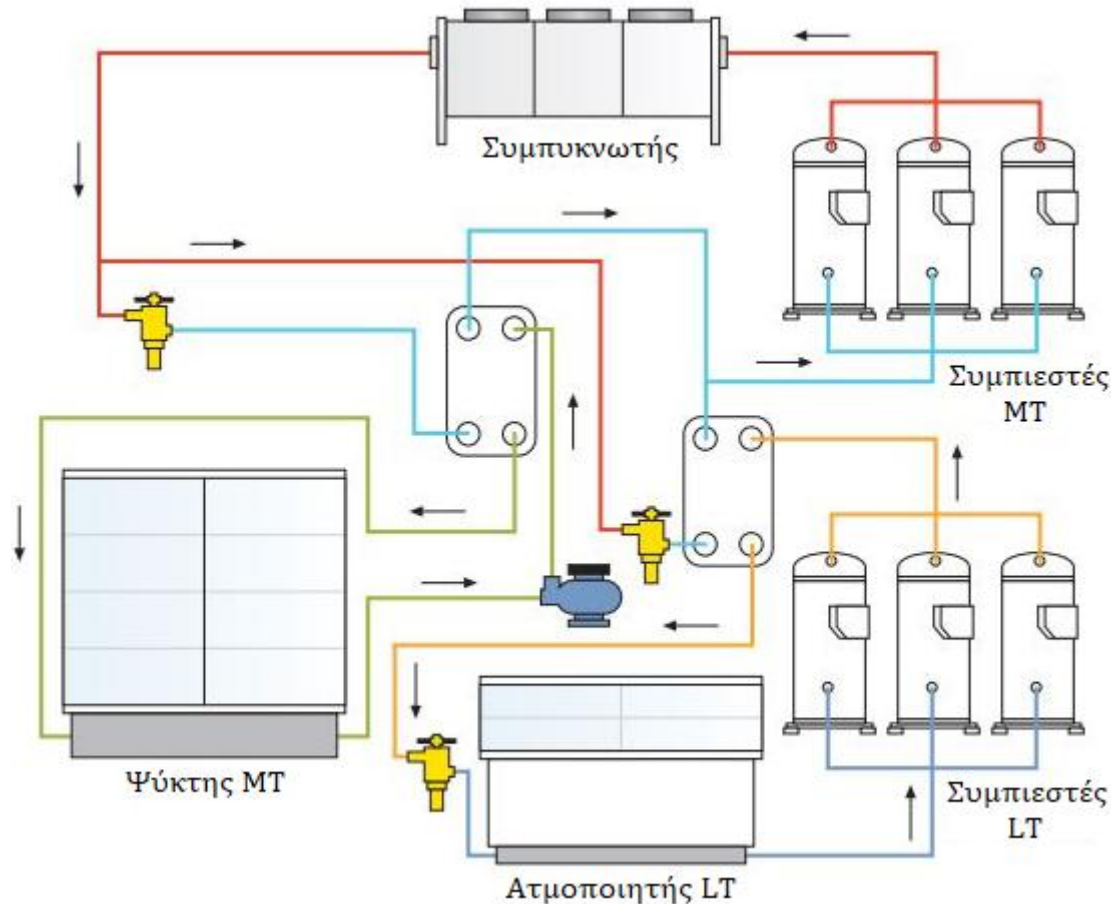
Σχήμα 3.18: Μονογραμμικό διάγραμμα μονοβάθμιου κατανεμημένου συστήματος ψύξης άμεσης εκτόνωσης [25]

Στην παραπάνω περίπτωση το σύνολο των συμπιεστών δεν βρίσκεται στο μηχανοστάσιο, αλλά ένας αριθμός μικρότερων συμπιεστών τοποθετείται μέσα σε κάθε μονάδα συμπυκνωτή. Οι μονάδες συμπυκνωτή είναι συνήθως τοποθετημένες στην οροφή (roof mounted), με κάθε μονάδα να βρίσκεται ακριβώς πάνω από τις προθήκες των ψυκτικών θαλάμων προκειμένου να αποφεύγονται οι μακριές σωληνώσεις στις οποίες ρέει το ψυκτικό. Οι μονάδες συμπυκνωτή μπορούν να συναρμολογηθούν εργοστασιακά, γεγονός που καθιστά ευκολότερες τις διαδικασίες ελέγχου, ενώ παράλληλα η τυποποιημένη διαδικασία κατασκευής είναι ταχύτερη, ασφαλέστερη και λιγότερο δαπανηρή.

Αυτή η προσέγγιση μειώνει τον ρυθμό διαρροής του ψυκτικού μέσου, καθώς συνεπάγεται μικρότερο μήκος αλλά και διάμετρο σωληνώσεων. Ωστόσο δεν είναι πάντα πρακτική καθώς εξαρτάται άμεσα από την τοποθεσία του καταστήματος και κυρίως από την δομή του κτιρίου.

3.3.4 Δευτερεύον σύστημα

Σε αυτό το σύστημα, ένα δευτερεύον ψυκτικό μέσο, όπως για παράδειγμα CO₂ σε υγρή μορφή, διανέμει την ψυκτική ισχύ μέσης θερμοκρασίας (MT) στους χώρους του σουπερμάρκετ. Η μορφή του κύκλου LT, είναι ίδια με αυτή του συστήματος Cascade. Το παραπάνω σύστημα απεικονίζεται στο Σχήμα 3.20. [25]



Σχήμα 3.20: Μονογραμμικό διάγραμμα συστήματος ψύξης με δευτερεύον ψυκτικό κύκλο [25]

Η θερμότητα από τους ψυκτικούς θαλάμους μεταφέρεται στον εναλλάκτη θερμότητας MT, μέσω ενός δευτερεύοντος υγρού. Οι εναλλάκτες θερμότητας μπορούν να είναι τοποθετημένοι κοντά στους συμπιεστές και όταν αυτοί συναρμολογούνται ως ένα πακέτο με τον αερόψυκτο συμπυκνωτή, το παραπάνω τμήμα μπορεί να παραδοθεί ως μία ενιαία εργοστασιακά συναρμολογημένη μονάδα, με αποτέλεσμα την μειωμένη διαρροή ψυκτικού μέσου κατά την λειτουργία του συστήματος.

Τα συστήματα δευτερεύοντος ψυκτικού απαιτούν την ύπαρξη μίας αντλίας η οποία θα κυκλοφορεί το ψυκτικό αυτό στους χώρους του σουπερμάρκετ που χρειάζονται ψύξη, ενώ όπως και πριν είναι απαραίτητη η ύπαρξη μίας θερμοκρασιακής διαφοράς προκειμένου να γίνει η μεταφορά θερμότητας στον

εναλλάκτη MT, με αποτέλεσμα την αύξηση της κατανάλωσης ενέργειας από τους συμπιεστές.

3.4 Υπερκρίσιμα συστήματα με χρήση CO₂

Το διοξείδιο του άνθρακα (R744) είναι ένα φυσικό ψυκτικό που είναι ικανό να επιτύχει παρόμοιες ή και καλύτερες επιδόσεις από τα συνθετικά ψυκτικά μέσα όταν χρησιμοποιηθεί σε υποκρίσιμες συνθήκες. Από πλευράς θερμοφυσικών ιδιοτήτων, παρουσιάζει χαμηλότερο ιξώδες και υψηλότερη λανθάνουσα θερμότητα, θερμική αγωγιμότητα, πυκνότητα, ογκομετρική ικανότητα ψύξης και ειδική θερμότητα από τα HFCs.

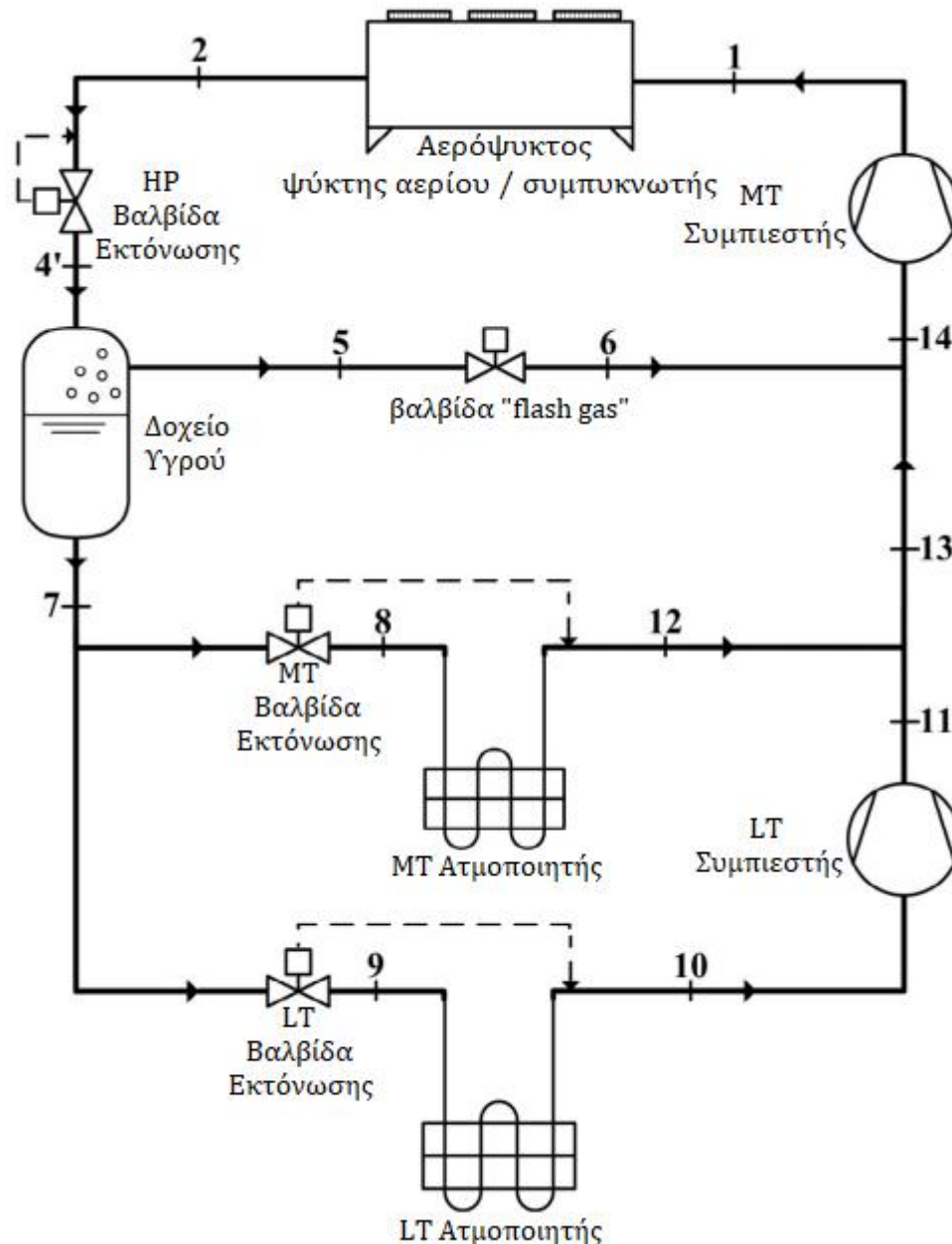
Το ενδιαφέρον για την χρήση του CO₂ ως ψυκτικό μέσο, αυξάνεται ταχέως τα τελευταία χρόνια, χάρη στις ευνοϊκές θερμοφυσικές ιδιότητες του, τη μη ευφλεκτικότητα, τη μη τοξικότητα, το χαμηλό κόστος και το αμελητέο δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP). Λόγω της χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασίας (30,98 °C), η λειτουργία του κύκλου σε υπερκρίσιμες συνθήκες είναι συχνή και μπορεί να ξεκινήσει να πραγματοποιείται όταν η εξωτερική θερμοκρασία ξεπεράσει ένα κατώτατο όριο, το οποίο υπό συνθήκες μπορεί να είναι τόσο χαμηλό όσο οι 15 °C, καθώς επίσης και οι υψηλές πιέσεις λειτουργίας αποτελούν σύνηθες φαινόμενο. Ως κύρια συνέπεια των παραπάνω, τα ποσοστά εξεργειακής καταστροφής στην εκτονωτική βαλβίδα είναι υψηλά και οδηγούν σε μείωση της απόδοσης του συστήματος, φαινόμενο που μπορεί να ελαττωθεί με κατάλληλες βελτιώσεις του βασικού συστήματος.

Το R744, χρησιμοποιείται ευρέως σε έμμεσα συστήματα, στα οποία λειτουργεί στις πιο ευνοϊκές για αυτό συνθήκες, δηλαδή μακριά από την κρίσιμη θερμοκρασία και σε αποδεκτές πιέσεις λειτουργίας. Αντίθετα, η χρήση του ως κύριο ψυκτικό μέσο σε περιβάλλον υψηλής εξωτερικής θερμοκρασίας, πρέπει να μελετηθεί περαιτέρω λαμβάνοντας υπόψη όλες τις πτυχές, που περιλαμβάνουν θερμοδυναμικές, περιβαλλοντικές και οικονομικές αναλύσεις.

Παρά τα μειονεκτήματα αυτά, το CO₂ είναι ένα πολλά υποσχόμενο ψυκτικό μέσο σε διάφορες εφαρμογές όπως η εμπορική ψύξη, που παρουσιάζουν μεγάλη άμεση περιβαλλοντική επίδραση. Δεδομένου ότι το διοξείδιο του άνθρακα επιδίδει πολύ χειρότερα από τα συμβατικά ψυκτικά μέσα σε θερμά κλίματα, είναι σημαντικό να εντοπιστεί οποιαδήποτε βελτίωση προκειμένου να επιτευχθεί παρόμοια ενεργειακή κατανάλωση και συνεπώς παρόμοια έμμεση συνεισφορά στις κλιματικές αλλαγές. Σε ότι αφορά τις άμεσες εκπομπές, το διοξείδιο του άνθρακα μπορεί να της μειώσει δραστικά, χάρη στο πολύ χαμηλό GWP που διαθέτει.

3.4.1 Σύστημα Booster

Το σύστημα booster αποτελεί την πιο συμβατική ψυκτική διάταξη που χρησιμοποιεί για παραγωγή ψύξης R744 (CO₂), τόσο στην μέση, όσο και στην χαμηλή θερμοκρασία. Τα κύρια μέρη του συστήματος είναι δύο ατμοποιητές (LT και MT display cabinets), δύο συμπιεστές (LT και MT compressors), ένας συμπυκνωτής (gas cooler / condenser), ένα δοχείο υγρού (liquid receiver) και δύο ειδών βαλβίδες (expansion και flash gas). Ένα τέτοιου είδους σύστημα απεικονίζεται στο Σχήμα 3.21. [26]



Σχήμα 3.21: Μονογραμμικό διάγραμμα συστήματος ψύξης booster με R744 [26]

Το ψυκτικό που εξέρχεται από τις LT ψυκτικές προθήκες (LT ατμοποιητές), συμπιέζεται στους LT συμπιεστές και αναμιγνύεται με το ψυκτικό που εξέρχεται από τις MT προθήκες. Στην συνέχεια, το ψυκτικό εισέρχεται στους MT

συμπιεστές, όπου επιτυγχάνεται η αύξηση της πίεσης του, έως την υψηλή πίεση του συστήματος. Ένας εναλλάκτης θερμότητας, συνήθως τοποθετημένος στην οροφή του σουπερμάρκετ, λειτουργεί ως συμβατικός συμπυκνωτής σε χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος, ή ως ψύκτης αερίου (gas cooler) σε υψηλότερες θερμοκρασίες. Όταν ο εναλλάκτης θερμότητας λειτουργεί ως ψύκτης αερίου, το ψυκτικό μέσο αποβάλλει θερμότητα προς το περιβάλλον χωρίς να υπόκειται σε αλλαγή φάσης και η θερμοκρασία του μειώνεται.

Το ψυκτικό το οποίο εξέρχεται από τον συμπυκνωτή διέρχεται από μία βαλβίδα υψηλής πίεσης, η οποία λειτουργεί ταυτόχρονα ως ρυθμιστής υψηλής πίεσης και ως βαλβίδα εκτόνωσης. Σε αυτή τη βαλβίδα το ψυκτικό μέσο στραγγαλίζεται σε μία ενδιάμεση πίεση όπου είναι σε διφασική κατάσταση (υγρό και ατμός) και στην συνέχεια εισέρχεται στο δοχείο υγρού, στο οποίο γίνεται ο διαχωρισμός των δύο φάσεων. Το υγρό ψυκτικό στην συνέχεια εκτονώνεται στις εκτονωτικές βαλβίδες MT και LT και οδηγείται στους αντίστοιχους ατμοποιητές, ενώ το ψυκτικό με την μορφή ατμού, το οποίο ονομάζεται “flash gas”, εισέρχεται σε μία βαλβίδα, η οποία κατ’ αντιστοιχία ονομάζεται “flash gas valve”. Εκεί, ο ατμός στραγγαλίζεται έως την μέση πίεση του συστήματος, προκειμένου να αναμειχθεί με το R744, το οποίο εισέρχεται στους MT συμπιεστές. Η βαλβίδα “flash gas”, λειτουργεί ταυτόχρονα ως ρυθμιστής της ενδιάμεσης πίεσης και ως βαλβίδα στραγγαλισμού. [27]

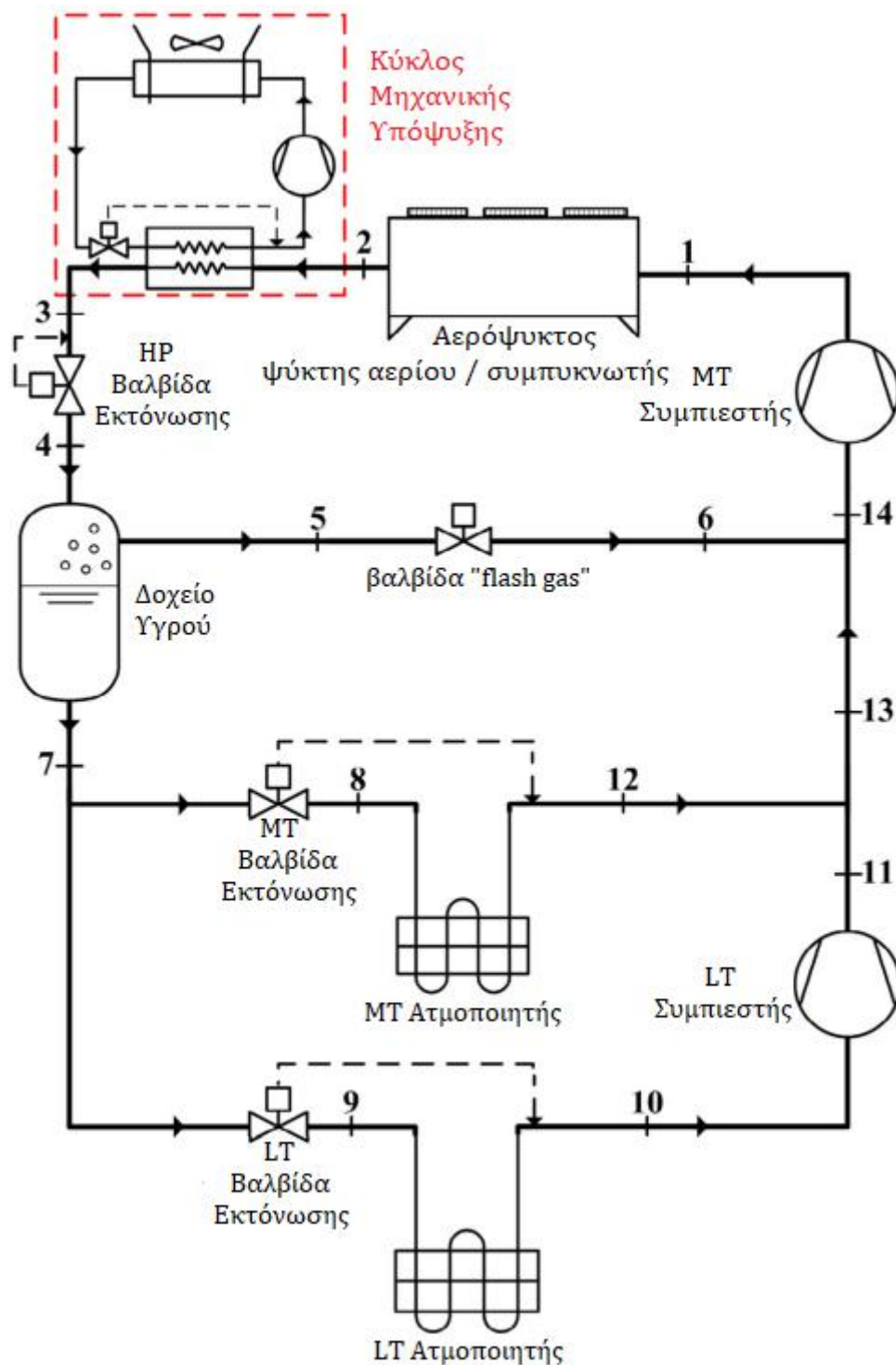
3.4.2 Σύστημα με μηχανική υπόψυξη - Mechanical Subcooling

Μία μέθοδος που παρουσιάζει ευρεία χρήση στα συστήματα με βάση το CO₂, με στόχο την μείωση της κατανάλωσης ενέργειας, είναι η προσθήκη ενός συστήματος μηχανικής υπόψυξης μετά τον συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου.

Αυτή η διαμόρφωση αποτελείται από ένα απλό σύστημα που ενσωματώνει έναν συμπιεστή, έναν συμπυκνωτή, μία βαλβίδα στραγγαλισμού και έναν ατμοποιητή. Ο ατμοποιητής αυτού του συστήματος είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας που απορροφά θερμότητα από το R744, μειώνοντας έτσι την θερμοκρασία του. Με τον τρόπο αυτό η ξηρότητα του R744 που εισέρχεται στο δοχείο υγρού μειώνεται, με συνέπεια να αυξάνεται η ποσότητα του ψυκτικού που διέρχεται από τους ατμοποιητές και να μειώνεται η ποσότητα του μη αξιοποιήσιμου “flash gas”.

Ένα ψυκτικό που χρησιμοποιείται συχνά σε τέτοιου είδους συστήματα για την λειτουργία του κύκλου υπόψυξης είναι το R290. Το παραπάνω μέσο είναι ένα φυσικό μέσο (προπάνιο), με χαμηλό GWP (περίπου 3,3), μηδενικό ODP και μη τοξικό. Ως αποτέλεσμα των παραπάνω, είναι μία περιβαλλοντικά φιλική επιλογή, η οποία είναι κατάλληλη για συστήματα CO₂, που έχουν ως βασική αρχή την μείωση των περιβαλλοντικών επιπτώσεων λόγω ψύξης. Το μόνο μειονέκτημα του R290 είναι η υψηλή ευφλεκτότητα που παρουσιάζει (A3 ASHRAE Safety Group) που δημιουργεί την ανάγκη για την ανάπτυξη ενός συστήματος με υψηλά πρότυπα ασφαλείας. [27]

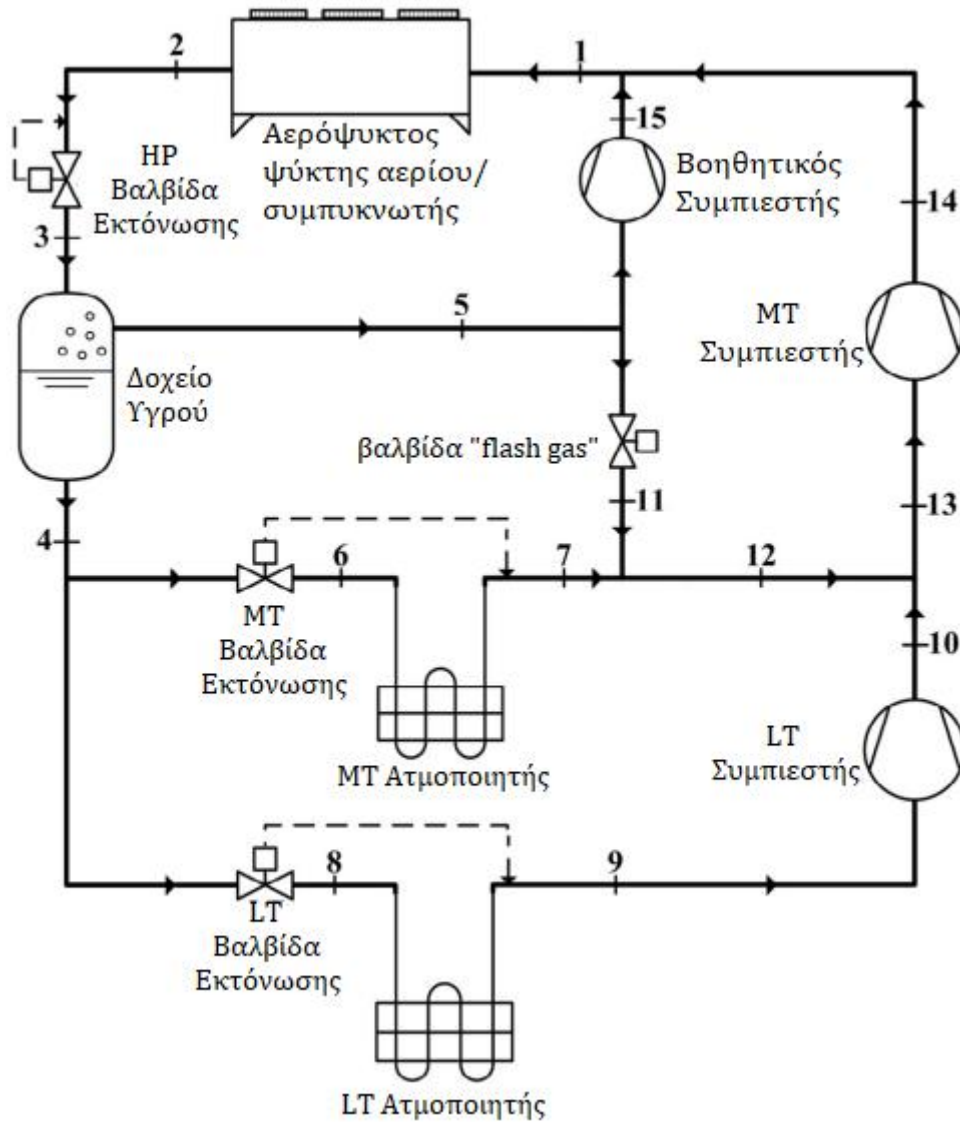
Το μονογραμμικό διάγραμμα του συστήματος που περιγράφηκε παραπάνω, παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.22.



Σχήμα 3.22: Μονογραμμικό διάγραμμα συστήματος ψύξης booster με μηχανική υπόψυξη [26]

3.4.3 Σύστημα με παράλληλη συμπίεση - Parallel compression

Το παρόν σύστημα αποτελεί μία παραλλαγή του booster συστήματος, στο οποίο έχει γίνει προσθήκη ενός παράλληλου συμπιεστή και η μορφή του είναι αυτή που παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.23.



Σχήμα 3.23: Μονογραμμικό διάγραμμα συστήματος ψύξης booster με παράλληλη συμπίεση [26]

Κατά την λειτουργία του συστήματος σε υψηλές εξωτερικές θερμοκρασίες, όπως αυτές που συναντώνται στην Αθήνα, η ξηρότητα του ψυκτικού μέσου κατά την είσοδό του στο δοχείο υγρού, είναι αυξημένη, με αποτέλεσμα η μάζα των ατμών που διέρχεται από τον ΜΤ συμπιεστή να είναι επίσης αυξημένη. Προκειμένου να μετριαστεί η μεγάλη κατανάλωση ενέργειας, υιοθετείται η λύση του παράλληλου συμπιεστή ατμών.

Ο σκοπός αυτού του συμπιεστή είναι να συμπιέσει τον ατμό που προέρχεται από το δοχείο υγρού, από την ενδιάμεση, έως την υψηλή πίεση του συστήματος.

Το όφελος από αυτή την διαδικασία είναι πως σε αντίθεση με ένα συμβατικό σύστημα booster, το “flash gas” δεν εκτονώνεται έως την μέση θερμοκρασία (μέση πίεση) και στην συνέχεια, συμπιέζεται έως την υψηλή μέσω του MT συμπιεστή, αλλά αντίθετα η συμπύεση ξεκινάει από την ενδιάμεση πίεση με αποτέλεσμα να μειώνεται σημαντικά η κατανάλωση ενέργειας. [27]

3.4.4 Συστήματα υπερτροφοδοσίας ατμοποιητή - Overfed evaporators

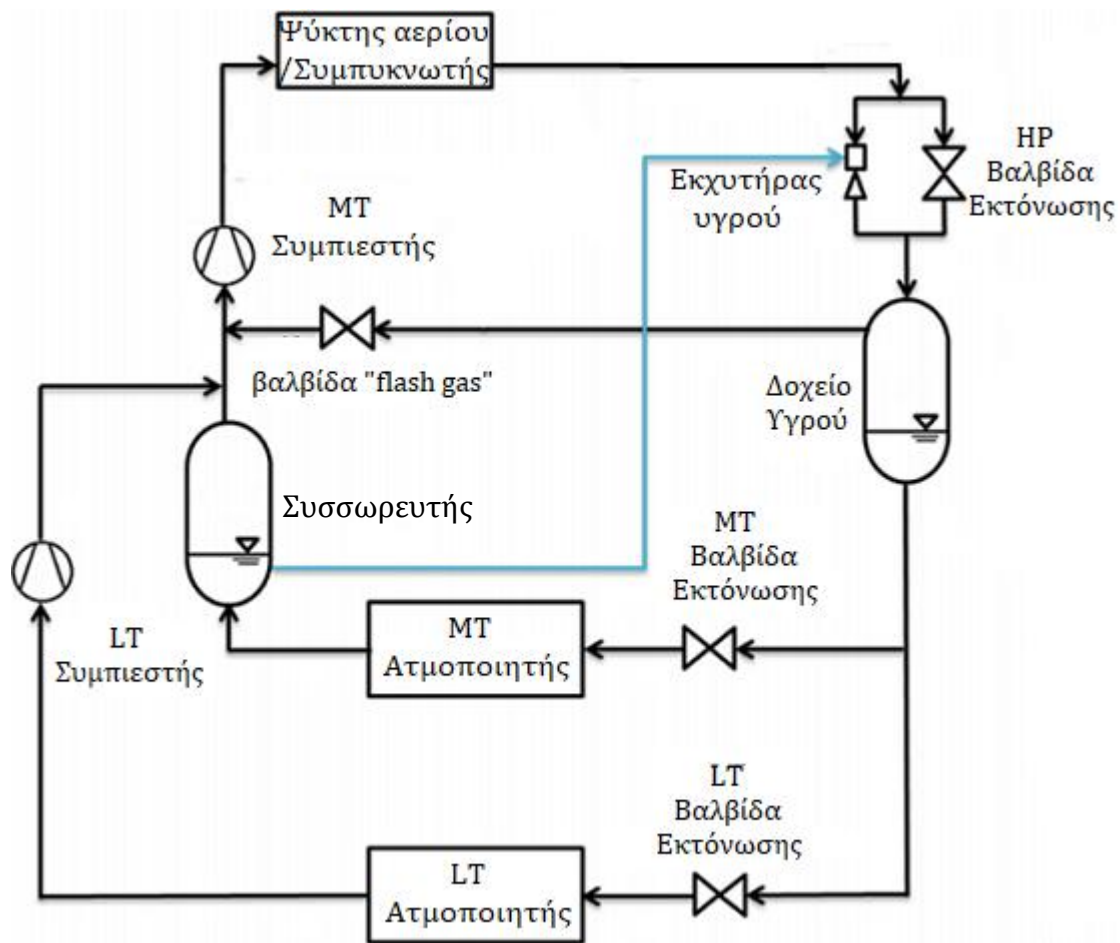
Η υπερτροφοδοσία υγρού είναι μία μέθοδος κατά την οποία παρέχεται μεγαλύτερη ποσότητα υγρού ψυκτικού στους ατμοποιητές από αυτή που τελικά ατμοποιείται. Ένα φαινόμενο που επικρατεί στα περισσότερα συστήματα ψύξης είναι αυτό της υπερθέρμανσης του ψυκτικού κατά την έξοδό του από τους ατμοποιητές. Στην περιοχή της υπερθέρμανσης ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας είναι μειωμένος, ενώ παράλληλα η εντροπία του ψυκτικού λαμβάνει τιμές που οδηγούν σε μεγαλύτερη κατανάλωση ενέργειας. Προκειμένου να αντιμετωπιστεί αυτό το φαινόμενο είναι η αναγκαία η ανάπτυξη κατάλληλων συστημάτων.

3.4.4.1 Σύστημα με εκχυτήρα υγρού - Liquid ejector

Ένα σύστημα μέσω του οποίου επιτυγχάνεται η υπερτροφοδοσία υγρού είναι αυτό που περιλαμβάνει την χρήση ενός συστήματος εκχυτήρα υγρού και μίας επιπλέον δεξαμενής που ονομάζεται συσσωρευτής.

Σε αυτή την περίπτωση στην έξοδο του MT ατμοποιητή, δεν υπάρχει πλέον υπέρθερμος ατμός, αλλά διφασικό μείγμα. Είναι προφανές, πως το μείγμα αυτό δεν μπορεί να αναμειχθεί με τον υπέρθερμο ατμό που παρέχεται μέσω του LT συμπιεστή και που οδηγείται στον MT συμπιεστή, καθώς η ύπαρξη υγρού μπορεί να προκαλέσει μηχανικές βλάβες σε αυτόν. Για τον λόγο αυτό ο συσσωρευτής τοποθετείται στην έξοδο του MT ατμοποιητή και το μείγμα υγρού - ατμού που εξέρχεται από αυτόν διαχωρίζεται στις δύο φάσεις του. Ο ατμός που προκύπτει αναμειγνύεται με τον ατμό που εξέρχεται από τον LT συμπιεστή, ενώ το υγρό τροφοδοτείται στο σύστημα “ejector”. Ο εκχυτήρας υγρού τοποθετείται παράλληλα με την βαλβίδα εκτόνωσης υψηλής πίεσης και όταν υγρό εισέρχεται σε αυτόν, η κατάλληλη ποσότητα ψυκτικού υγρού υψηλής πίεσης, διοχετεύεται επίσης στον εκχυτήρα. Η συνολική ποσότητα ψυκτικού που εξέρχεται από τον εκχυτήρα αναμειγνύεται στην συνέχεια με το ψυκτικό που εξέρχεται από την βαλβίδα εκτόνωσης υψηλής πίεσης και τελικά οδηγείται στο δοχείο υγρού. [27]

Ένα τέτοιου είδους σύστημα με χρήση εκχυτήρα υγρού παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.24.



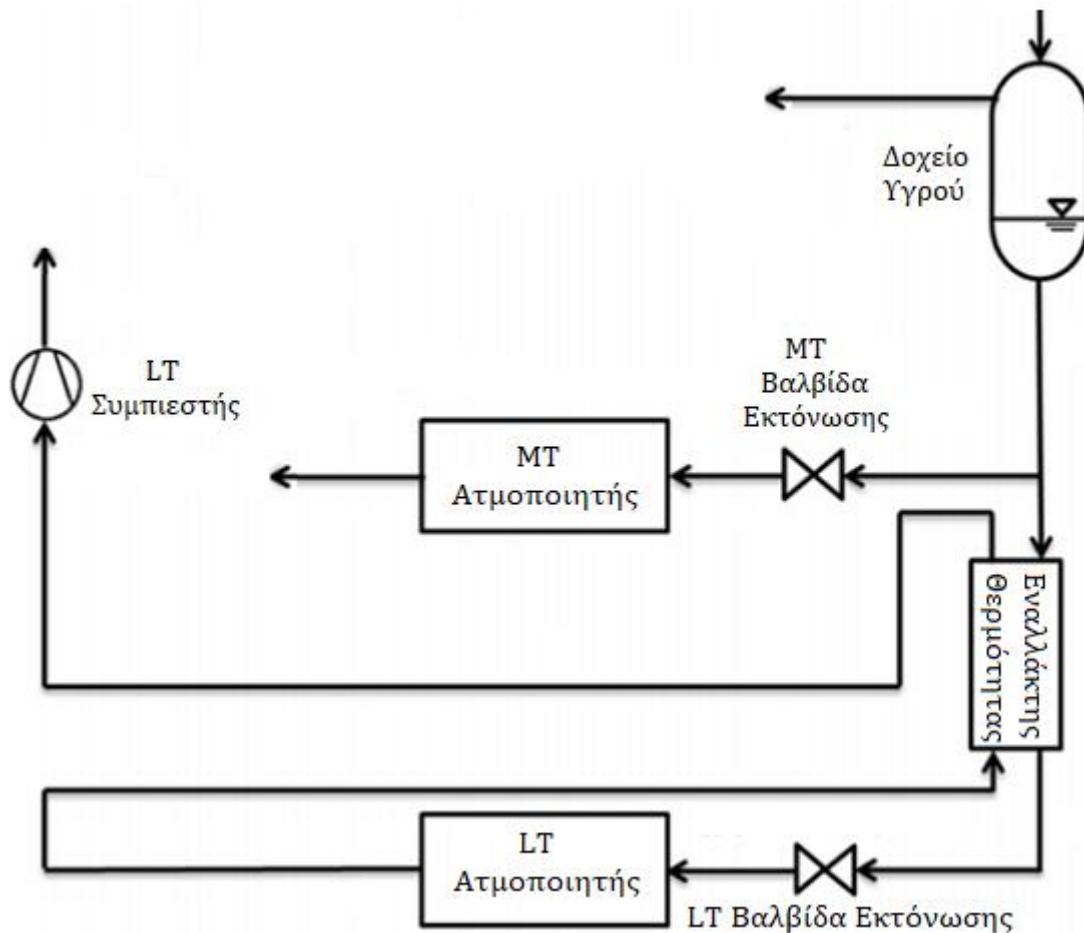
Σχήμα 3.24: Μονογραμμικό διάγραμμα συστήματος booster υπερτροφοδοσίας ατμοποιητή με χρήση εκχυτήρα υγρού [27]

3.4.4.2 Σύστημα εσωτερικού εναλλάκτη θερμότητας

Μία μέθοδος μέσω της οποίας επιτυγχάνεται η υπερτροφοδοσία του LT ατμοποιητή, είναι αυτή που περιλαμβάνει την χρήση ενός εσωτερικού εναλλάκτη θερμότητας μεταξύ του ρεύματος που εξέρχεται από τον LT ατμοποιητή και αυτού πριν από την LT βαλβίδα εκτόνωσης.

Στην περίπτωση αυτή, ο κορεσμένος ατμός που εξέρχεται από τον ατμοποιητή χαμηλής θερμοκρασίας, υπερθερμαίνεται εντός του εναλλάκτη θερμότητας, απορροφώντας θερμότητα από το ψυκτικό που εισέρχεται στην εκτονωτική βαλβίδα χαμηλής θερμοκρασίας, το οποίο με την σειρά του υποψύχεται.

Με τον τρόπο αυτό, μειώνεται η ενθαλπία του διαφασικού μείγματος που εισέρχεται στον LT ατμοποιητή, με αποτέλεσμα να μπορεί να αποδοθεί μεγαλύτερη ψυκτική ισχύς ή ίδια αλλά με χρήση λιγότερου ψυκτικού. Ο τρόπος με τον οποίο αυτός ο επιπλέον εναλλάκτης θερμότητας προσαρμόζεται σε ένα τυπικό σύστημα booster παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.25.



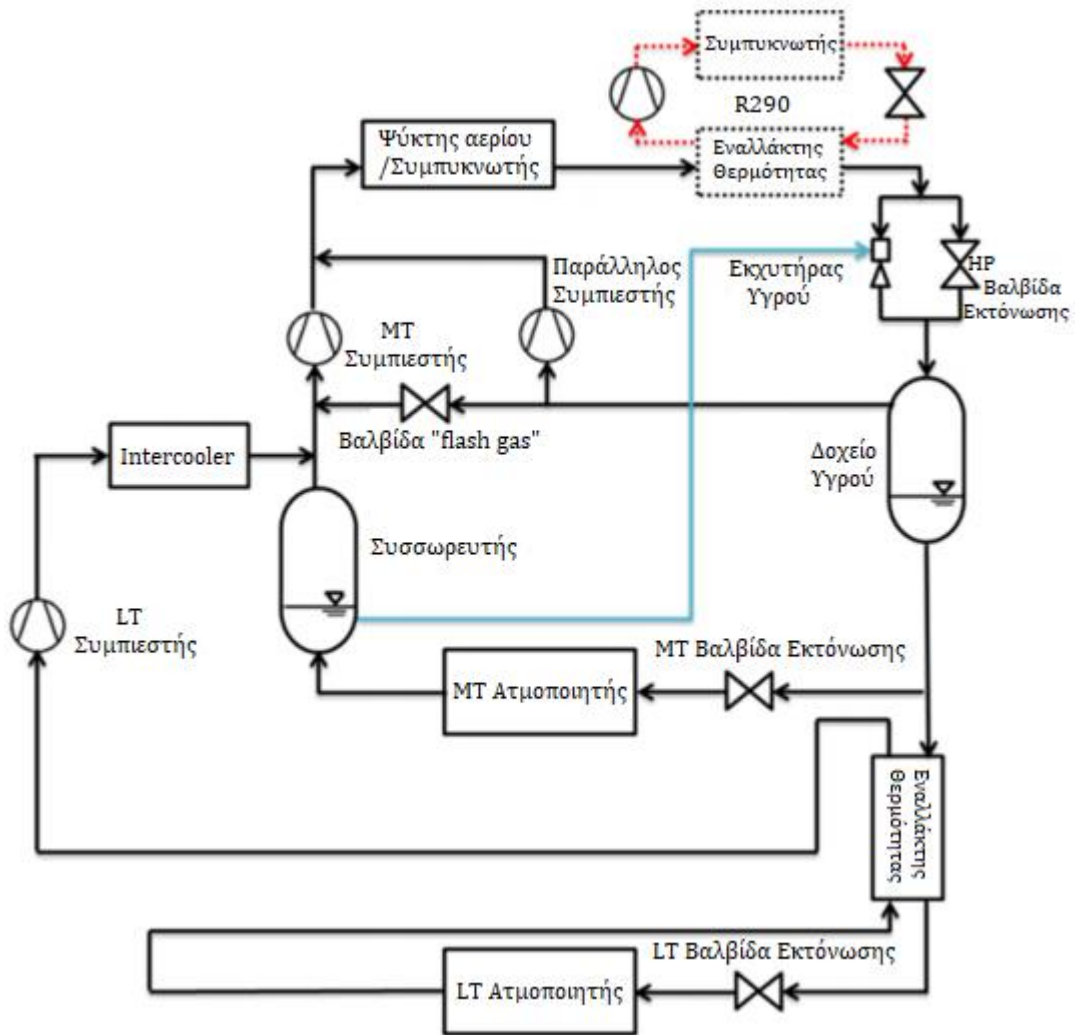
Σχήμα 3.25: Μονογραμμικό διάγραμμα τμήματος συστήματος booster υπερτροφοδοσίας ατμοποιητή με χρήση εσωτερικού εναλλάκτη θερμότητας [27]

3.4.5 Συνδυασμός συστημάτων

Όπως είναι προφανές, εκτός από μεμονωμένες βελτιστοποιήσεις του βασικού συστήματος booster, ευρεία είναι και η χρήση συνδυασμού αυτών. Στο Σχήμα 3.26 παρουσιάζεται ένα σύστημα στο οποίο συνδυάζονται όλα τα παραπάνω υποσυστήματα.

Αξίζει να σημειωθεί πως στο δεδομένο σύστημα, γίνεται επιπλέον και η χρήση ενός intercooler. Με την χρήση ενός intercooler μετά τον LT συμπιεστή, επιτυγχάνεται η μείωση της ηλεκτρικής κατανάλωσης του συστήματος. Αυτή η συσκευή τοποθετείται εξωτερικά, όπου το ψυκτικό απορρίπτει θερμότητα προς το περιβάλλον.

Η χρήση του intercooler μειώνει σημαντικά την θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου που εισέρχεται στον MT συμπιεστή, γεγονός που οδηγεί σε σημαντική εξοικονόμηση ενέργειας.



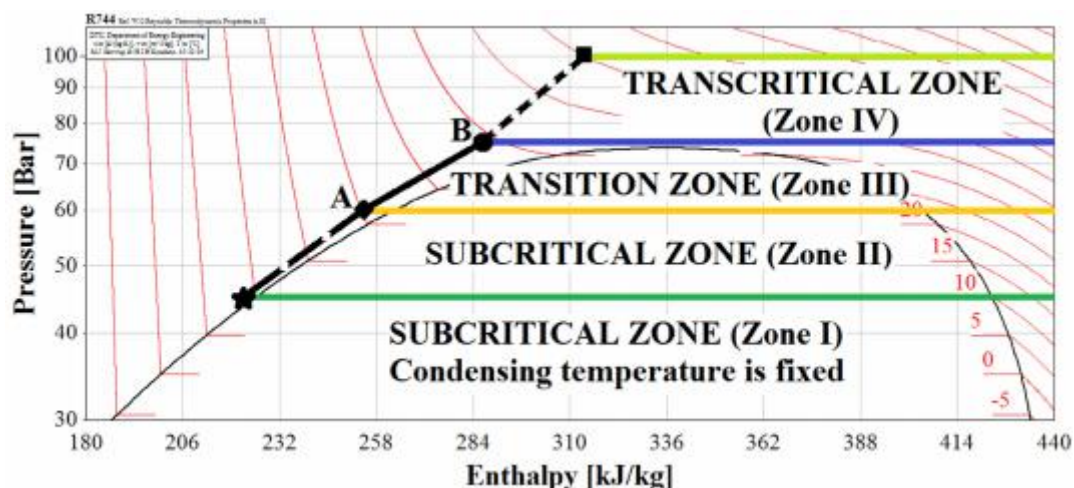
Σχήμα 3.26: Μονογραμμικό διάγραμμα συστήματος booster R744 με παράλληλη συμπίεση, υπερτροφοδοσία MT και LT ατμοποιητών, και intercooler (με ή χωρίς κύκλο μηχανικής υπόψυξης) [27]

Κεφάλαιο 4 : Θεωρία και εργαλεία μελέτης

Στο προηγούμενο κεφάλαιο, δόθηκε μεγάλη έμφαση στις δυνατότητες που παρουσιάζει το R744 (CO₂) ως ψυκτικό μέσο, καθώς και στα οφέλη που απορρέουν από την αντικατάσταση των συμβατικών ψυκτικών στα σουπερμάρκετ, με αυτό. Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας αποτελεί η μελέτη και βελτιστοποίηση των συνθηκών λειτουργίας, υπό μεταβλητές εξωτερικές συνθήκες, τεσσάρων διαφορετικών συστημάτων με ψυκτικό μέσο το R744 και η εξαγωγή συμπερασμάτων σχετικά με την απόδοση, τις καταναλώσεις και το περιβαλλοντικό αντίκτυπο αυτών, σε μία θερμή χώρα όπως η Ελλάδα, μέσω της σύγκρισης με τα συμβατικά συστήματα ψύξης. Τα υπό μελέτη συστήματα στην παρούσα εργασία είναι τα ακόλουθα:

- Σύστημα booster
- Σύστημα booster, με παράλληλη συμπίεση
- Σύστημα booster, με μηχανική υπόψυξη
- Σύστημα booster, με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, το R744 booster σύστημα ψύξης και οι διάφορες βελτιώσεις αυτού, λειτουργούν σε υποκρίσιμες συνθήκες όταν η εξωτερική θερμοκρασία του περιβάλλοντος είναι αρκετά χαμηλή, ενώ όταν αυτή ξεπεράσει ένα συγκεκριμένο επίπεδο, τότε το σύστημα αρχίζει και λειτουργεί σε υπερκρίσιμες συνθήκες. Προκειμένου να βελτιωθεί η απόδοση του συστήματος, είναι απαραίτητο να οριστούν ορισμένες ζώνες μετάβασης που προκύπτουν σε ενδιάμεσες θερμοκρασίες και εξαρτώνται από την ικανότητα του συμπυκνωτή να αποβάλει θερμότητα προς το περιβάλλον. Οι παραπάνω ζώνες παρουσιάζονται στο Σχήμα 4.1.



Σχήμα 4.1: Τυπική απεικόνιση των ζωνών λειτουργίας των συστημάτων ψύξης με CO₂ [26]

Η Ζώνη I αναφέρεται στις υποκρίσιμες συνθήκες στις οποίες, ανεξάρτητα από την εξωτερική θερμοκρασία, η θερμοκρασία συμπύκνωσης διατηρείται ίση με

την ελάχιστη τιμή της. Ως αποτέλεσμα αυτού, όπως θα φανεί και στην συνέχεια, η κατανάλωση ενέργειας παραμένει σταθερή. Η μετάβαση από την Ζώνη I στην Ζώνη II, εξαρτάται από την θερμοκρασία προσέγγισης του συμπυκνωτή, καθώς και την εξωτερική θερμοκρασία. Στην ζώνη αυτή, η θερμοκρασία συμπύκνωσης δεν είναι πλέον σταθερή, αλλά κυμαίνεται σύμφωνα με την εξωτερική θερμοκρασία.

Η ζώνη μετάβασης (Ζώνη III), είναι εκείνη κατά την οποία το σύστημα μετακινείται σταδιακά από την υποκρίσιμη, στην υπερκρίσιμη κατάσταση. Η Ζώνη III, θα μπορούσε να οριστεί με τον προσδιορισμό ενός ανωτάτου και κατωτάτου ορίου σχετικά με την υψηλή πίεση και την θερμοκρασία εξόδου του συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου.

Όταν η εξωτερική θερμοκρασία ξεπεράσει ένα κατώτερο όριο, τότε η λειτουργία του συστήματος μεταβαίνει στην υπερκρίσιμη περιοχή, ή αλλιώς στην Ζώνη IV. Η θερμοκρασία στην οποία θα γίνει η παραπάνω μετάβαση εξαρτάται άμεσα από το υπό εξέταση σύστημα, ενώ είναι πολύ σημαντικό κατά την λειτουργία σε αυτή την περιοχή, να υπολογίζεται μία βέλτιστη υψηλή πίεση, ως συνάρτηση της εξωτερικής θερμοκρασίας.

4.1 Ενεργειακή ανάλυση συστημάτων CO₂

4.1.1 Δεδομένα ανάλυσης

Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιήθηκαν δεδομένα που αφορούν ένα τυπικό Ευρωπαϊκό σουπερμάρκετ συνολικής περιοχής πωλήσεων 1400 m², όπως αυτά που παρουσιάζονται από τον Κ. Τσάμο και λοιπούς. [28] Η ψυκτική ικανότητα των ατμοποιητών λαμβάνεται για αυτόν της χαμηλής θερμοκρασίας, ίση με 30 kW και για αυτόν της υψηλής θερμοκρασίας, ίση με 100 kW.

Επιπλέον, οι LT και MT θερμοκρασίες ατμοποίησης λήφθηκαν ίσες με -32 °C και -8 °C, αντίστοιχα. Όπως είναι γνωστό, η θερμοκρασία εξόδου του ψυκτικού μέσου από τους ατμοποιητές δεν ισούται με τις LT και MT θερμοκρασίες του συστήματος, αλλά λόγω της πολύ χαμηλής θερμοκρασίας, συμβαίνει παράλληλα και μία υπερθέρμανση του ατμού. Η υπερθέρμανση αυτή έχει ληφθεί ίση με 10 °C, τόσο για τον LT, όσο και τον MT ατμοποιητή.

Σε ό,τι αφορά τις καταναλώσεις, εκτός από αυτές των συμπιεστών, σημαντικό ρόλο διαδραματίζουν και οι λοιπές καταναλώσεις του συστήματος και πιο συγκεκριμένα αυτές που συνδέονται με τον συμπυκνωτή και τους δύο ατμοποιητές. Για τον MT ατμοποιητή οι καταναλώσεις που απορρέουν από την χρήση ανεμιστήρων, φώτων και συστήματος defrost ανέρχονται σε 10,5 kW, ενώ για τον LT ατμοποιητή ανέρχονται σε 7 kW. Στον συμπυκνωτή οι κύριες καταναλώσεις συνδέονται με την χρήση ανεμιστήρων και λαμβάνονται ίσες με 7,5 kW. Οι παραπάνω παράμετροι που είναι κοινές για όλα τα συστήματα που πρόκειται να μελετηθούν συνοψίζονται στον Πίνακα 4.1.

System Parameters	MT	LT	HP
Load (kW)	100	30	-
Evaporating temperature (°C)	-8	-32	-
Superheat (°C)	10	10	-
Evaporator fans, lights, defrost power consumption (kW)	10,5	7	-
Condenser / gas cooler fan power consumption (kW)	-	-	7,5

Πίνακας 4.1: Κοινοί παράμετροι των υπό μελέτη συστημάτων [28]

Είναι γνωστό πως το σύστημα booster, έχει τέσσερις πιέσεις λειτουργίας: υψηλή πίεση, ενδιάμεση πίεση, μέση πίεση και χαμηλή πίεση. Στα υπό μελέτη συστήματα, εκτός και αν αναφέρεται πως γίνεται βελτιστοποίηση της ενδιάμεσης πίεσης, αυτή λαμβάνεται ίση με 35 bar. Επιπλέον, η πτώση πίεσης στο εσωτερικό του συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου, καθώς και στους ατμοποιητές, δεν συμπεριλαμβάνεται στους υπολογισμούς, λόγω της πολύ χαμηλής τιμής της σε σχέση με τις υψηλές πιέσεις του συστήματος. Σε ό,τι αφορά τις εκτονωτικές βαλβίδες, αντιμετωπίζονται ως ισενθαλπικές συσκευές κατά την διάρκεια των προσομοιώσεων.

Τέλος, σε ό,τι αφορά την θερμοκρασία εξόδου από τον συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου του συστήματος, αυτή υπολογίστηκε βάση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος όπως φαίνεται στον Πίνακα 4.2.

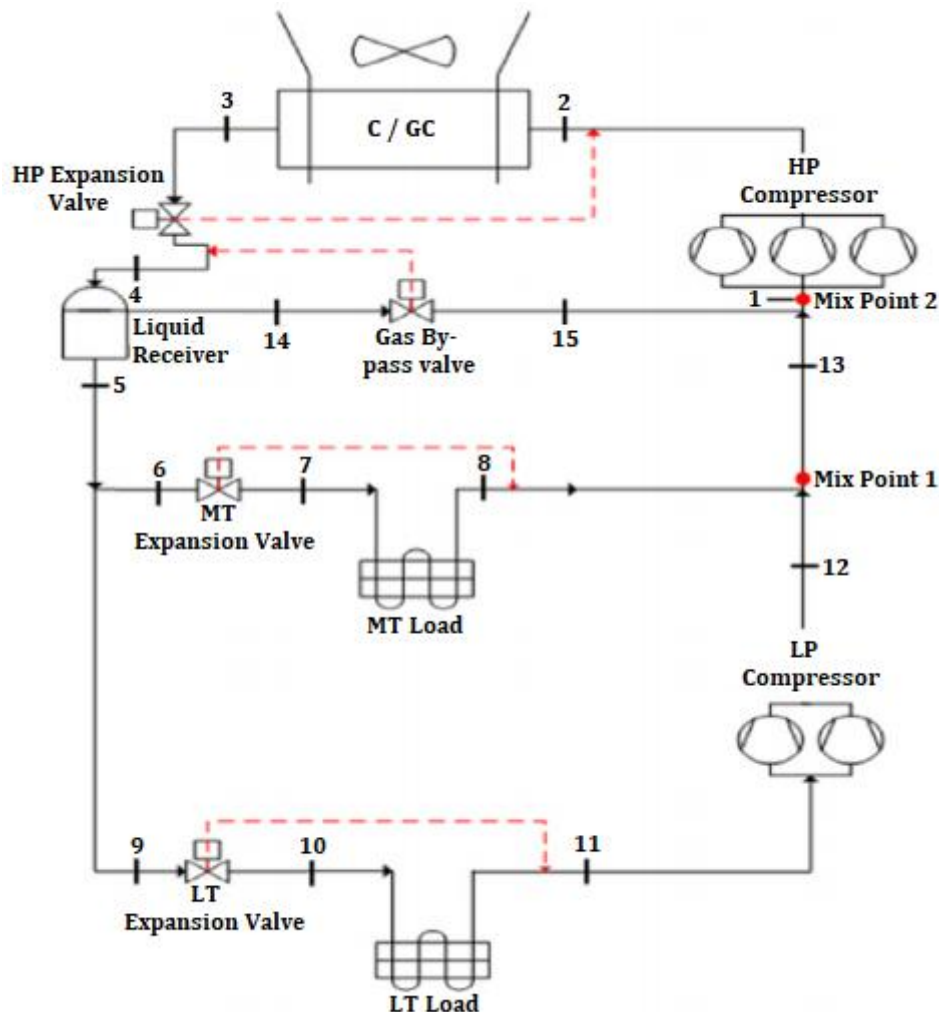
Ambient temperature range (°C)	Gas cooler / condenser outlet temperature (°C)
$T_{amb} < 0$	8
$0 \leq T_{amb} \leq 10$	$1,2 \cdot T_{amb} + 8$
$10 < T_{amb} < 26,8$	$-0,0144 \cdot T_{amb}^2 + 1,1264 \cdot T_{amb} + 9,8272$
$T_{amb} \geq 26,8$	$T_{amb} + 3$

Πίνακας 4.2: Κατανομή της θερμοκρασίας εξόδου από τον συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου της εγκατάστασης [28]

Στον παραπάνω πίνακα οριοθετούνται οι ζώνες που προαναφέρθηκαν, βάση της εξωτερικής θερμοκρασίας. Παρατηρούμε πως σε κάθε περιοχή η θερμοκρασία εξόδου από τον συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου έχει διαφορετική μορφή. Για θερμοκρασίες περιβάλλοντος μικρότερες των 0 °C, η παραπάνω θερμοκρασία παίρνει μία κατώτατη τιμή, σταθερή και ίση με 8 °C, γεγονός που οφείλεται στις τιμές που έχουν οριστεί για τις υπόλοιπες θερμοκρασίες του συστήματος, καθώς και για την ενδιάμεση πίεση. Αντίθετα για θερμοκρασίες περιβάλλοντος γύρω από την κρίσιμη του συστήματος και για μεγαλύτερες από αυτή, η θερμοκρασία εξόδου αυξάνεται καθώς αυξάνεται αυτή του περιβάλλοντος, με σταθερή διαφορά ίση με 3 °C, η οποία αποτελεί ένα αναγκαίο κάτω όριο, προκειμένου να είναι δυνατή η αποβολή θερμότητας προς το περιβάλλον. Σε θερμοκρασίες περιβάλλοντος που κυμαίνονται στην ενδιάμεσες περιοχές δίνονται συναρτήσεις που με όσο το δυνατόν πιο κοντά στην πραγματικότητα τρόπο, παριστάνουν την μεταβολή της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ των ρευστών, από τους 8 °C έως τους 3 °C.

4.1.2 Ανάλυση συστήματος booster

Οι αρχές που διέπουν την λειτουργία του συστήματος booster, αναφέρθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο, οπότε σε αυτή την ενότητα θα δοθεί βαρύτητα στην μεθοδολογία και τις εξισώσεις, οι οποίες συνάδουν με την λειτουργία του. Στο Σχήμα 4.2 παρουσιάζεται το μονογραμμικό διάγραμμα του συστήματος booster που μελετήθηκε, η αρίθμηση των σημείων του οποίου, είναι αυτή που θα χρησιμοποιείται ως δείκτης στα διάφορα σύμβολα που εκφράζουν τις ιδιότητες των σημείων.



- | | |
|--|---|
| 1: Είσοδος HP Συμπιεστή | 9: Είσοδος LT εκτονωτικής βαλβίδας |
| 2: Είσοδος Συμπυκνωτή / Ψύκτη αερίου | 10: Είσοδος LT Ατμοποιητή |
| 3: Έξοδος Συμπυκνωτή / Είσοδος HP βαλβίδας εκτόνωσης | 11: Έξοδος MT Ατμοποιητή |
| 4: Είσοδος σε Δοχείο Υγρού | 12: Έξοδος LP Συμπιεστή |
| 5: Έξοδος υγρού από Δοχείο Υγρού | 13: Μείγμα καταστάσεων 8 και 12 |
| 6: Είσοδος MT εκτονωτικής βαλβίδας | 14: Έξοδος ατμού από Δοχείο Υγρού |
| 7: Είσοδος MT Ατμοποιητή | 15: Έξοδος by-pass εκτονωτικής βαλβίδας |
| 8: Έξοδος MT Ατμοποιητή | |

Σχήμα 4.2: Μονογραμμικό διάγραμμα μελετηθέντος συστήματος booster [28]

Για την επίλυση του συστήματος booster ακολουθήθηκε η μεθοδολογία που θα αναφερθεί στην συνέχεια, οι εξισώσεις της οποίας επιλύθηκαν με την χρήση του προγράμματος EES (Engineering Equation Solver).

Δεδομένου ότι οι συμπιεστές του συστήματος δεν είναι ιδανικοί, η μεταβολή που γίνεται σε αυτούς δεν είναι ιδανική και συνοδεύεται από έναν ισεντροπικό βαθμό απόδοσης. Ο βαθμός αυτός εξαρτάται τόσο από το ρευστό που συμπιέζουν, όσο και από την αύξηση της πίεσης που επιτυγχάνουν και δίνεται από τις ακόλουθες σχέσεις: [28]

$$\eta_{is,LP} = 0,8981 - 0,09238 \cdot R_{LP} + 0,00476 \cdot R_{LP}^2 \quad (4.1)$$

$$\eta_{is,HP} = 0,8981 - 0,09238 \cdot R_{HP} + 0,00476 \cdot R_{HP}^2 \quad (4.2)$$

Όπου,

$$R_{LP} = \frac{p_{MT}}{p_{LT}} \quad (4.3)$$

$$R_{HP} = \frac{p_{High}}{p_{MT}} \quad (4.4)$$

Στις παραπάνω σχέσεις τα μεγέθη p_{high} , p_{MT} και p_{LT} εκφράζουν την υψηλή, την μέση και την χαμηλή πίεση λειτουργίας αντίστοιχα. Η μέση και η χαμηλή πίεση υπολογίζονται χρησιμοποιώντας ως δεδομένα πως το ψυκτικό μέσο του κύκλου είναι το R744 και τις θερμοκρασίες MT και LT οι οποίες είναι γνωστές. Η υψηλή πίεση λειτουργίας αποτελεί έναν ανεξάρτητο παράγοντα του συστήματος, ο οποίος χρησιμοποιείται για την βελτιστοποίηση της απόδοσης αυτού. Στην συνέχεια ακολουθεί ο υπολογισμός των ενθαλπιών του συστήματος.

Η θερμοκρασίες στα σημεία 8 και 11, υπολογίζονται λαμβάνοντας υπόψη την υπερθέρμανση στους ατμοποιητές, ως εξής:

$$T_{11} = T_{LT} + 10 \quad (4.5)$$

$$T_8 = T_{MT} + 10 \quad (4.6)$$

Για τα σημεία 8 και 11 είναι πλέον γνωστές τόσο οι θερμοκρασίες, όσο και ότι βρίσκονται στην μέση και χαμηλή πίεση αντίστοιχα, οπότε μπορούν να προσδιοριστούν και οι υπόλοιπες θερμοδυναμικές τους ιδιότητες, όπως η ενθαλπία και εντροπία τους.

Για τον υπολογισμό του σημείου 12, θα γίνει χρήση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης $\eta_{is,LP}$, καθώς και της ενθαλπίας που θα είχε το σημείο 12 σε περίπτωση που η μεταβολή στο εσωτερικό του συμπιεστή ήταν ισεντροπική. Σε αυτή την περίπτωση η εντροπία του σημείου 12_{is} θα ήταν ίση με εκείνη του σημείου 11, ενώ η πίεσή του ίση με την μέση του συστήματος και ο συνδυασμός των δύο παραπάνω στοιχείων είναι αρκετός για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων του σημείου 12_{is} και κατ' επέκταση της ενθαλπίας του. Οπότε τελικά η ενθαλπία του σημείου 12 υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\eta_{is, LP} = \frac{h_{12is} - h_{11}}{h_{12} - h_{11}} \quad (4.7)$$

Εφόσον είναι γνωστή η ενθαλπία και η πίεση (μέση) του σημείου 12, μπορούν να υπολογιστούν και οι υπόλοιπες ιδιότητές του. Ορισμένα σημεία τα οποία υπολογίζονται με σχετική ευκολία είναι τα ακόλουθα:

- Το σημείο 3, αποτελεί την έξοδο από τον συμπυκνωτή και η θερμοκρασία του δίνεται από τον Πίνακα 4.2. Επιπλέον, είναι γνωστό πως βρίσκεται στην υψηλή πίεση του συστήματος, οπότε μπορούν να προσδιοριστούν και οι υπόλοιπες θερμοδυναμικές του ιδιότητες.
- Εφόσον οι εκτονωτικές βαλβίδες θεωρούνται ισενθαλπικές συσκευές, η ενθαλπία του σημείου 4 είναι ίση με αυτή του σημείου 3, ενώ η πίεση του είναι η ενδιάμεση με αποτέλεσμα να μπορεί να γίνει ο υπολογισμός του.
- Τα σημεία 5,6,9 έχουν τις ίδιες θερμοδυναμικές ιδιότητες οι οποίες είναι γνωστές, καθώς είναι γνωστό πως βρίσκονται στην ενδιάμεση πίεση, ενώ παράλληλα εξέρχονται από το δοχείο υγρού σε κατάσταση κορεσμένου υγρού.
- Το σημείο 7 έχει την ίδια ενθαλπία με το σημείο 6, καθώς μεσολαβεί εκτονωτική βαλβίδα, ενώ βρίσκεται στην μέση πίεση του συστήματος και το σημείο 10 έχει την ίδια ενθαλπία με το σημείο 9 (εκτονωτική βαλβίδα), ενώ βρίσκεται στην χαμηλή πίεση του συστήματος, οπότε μπορούν να υπολογιστούν οι θερμοδυναμικές τους ιδιότητες.
- Το σημείο 14 βρίσκεται στην ενδιάμεση πίεση, ενώ παράλληλα αποτελεί την έξοδο του κορεσμένου ατμού από το δοχείο υγρού.
- Το σημείο 15 έχει την ίδια ενθαλπία με αυτή του σημείου 14 (παρεμβάλλεται εκτονωτική βαλβίδα), ενώ βρίσκεται στην μέση πίεση του συστήματος.

Έπειτα ακολουθεί ο υπολογισμός των σημείων 1 και 13, τα οποία προκύπτουν λόγω της ανάμειξης των διάφορων ρευμάτων στα οποία έχει χωρισθεί το ψυκτικό μέσο. Ο υπολογισμός τους προκύπτει από την λύση του ακόλουθου συστήματος εξισώσεων:

Ισολογισμοί ενέργειας στους κόμβους του συστήματος

$$\text{Mix Point 1 : } m_{MT} \cdot h_8 + m_{LT} \cdot h_{12} = (m_{MT} + m_{LT}) \cdot h_{13} \quad (4.8)$$

$$\text{Mix Point 2 : } m_{GC} \cdot h_1 = m_{GAS} \cdot h_{15} + (m_{MT} + m_{LT}) \cdot h_{13} \quad (4.9)$$

Όπου, τα m_{MT} , m_{LT} , m_{GC} και m_{GAS} εκφράζουν τις παροχές μάζας ψυκτικού ρευστού που διέρχονται από τον ατμοποιητή μέσης θερμοκρασίας, τον ατμοποιητή χαμηλής θερμοκρασίας, τον ψύκτη αερίου / συμπυκνωτή και την by-pass βαλβίδα εκτόνωσης.

Ισολογισμός μάζας

$$m_{GC} = m_{MT} + m_{LT} + m_{GAS} \quad (4.10)$$

Ισολογισμός στο δοχείο υγρού

$$xx = m_{GAS} / m_{GC} \quad (4.11)$$

Στην παραπάνω σχέση, το xx εκφράζει την ξηρότητα του ψυκτικού μέσου κατά την είσοδό του στο δοχείο υγρού, δηλαδή στο σημείο 4. Η παραπάνω ξηρότητα όμως είναι γνωστή, καθώς το σημείο 4 έχει ήδη προσδιοριστεί.

Ισολογισμοί ενέργειας στους ατμοποιητές

$$Q_{LT} = m_{LT} \cdot (h_{11} - h_{10}) \quad (4.12)$$

$$Q_{MT} = m_{MT} \cdot (h_8 - h_7) \quad (4.13)$$

Όπου, τα Q_{LT} και Q_{MT} εκφράζουν την ψυκτική ισχύ των ατμοποιητών χαμηλής και υψηλής θερμοκρασίας αντίστοιχα. Οι παραπάνω εξισώσεις δημιουργούν ένα σύστημα έξι εξισώσεων με έξι αγνώστους και κατ' επέκταση μπορεί να λυθεί. Επομένως, πλέον είναι γνωστές οι ενθαλπίες των σημείων 1 και 13 και σε συνδυασμό με το ότι βρίσκονται και τα δύο στην μέση πίεση, μπορούν πλέον να προσδιοριστούν πλήρως.

Για την ολοκλήρωση του προσδιορισμού των σημείων του εξεταζόμενου συστήματος booster, πρέπει να υπολογιστεί η ενθαλπία του σημείου 2. Ο υπολογισμός αυτός γίνεται με παρόμοιο τρόπο με τον υπολογισμό του σημείου 12. Στην περίπτωση που η συμπίεση μεταξύ των σημείων 1 και 2 ήταν ισεντροπική, τότε το σημείο 2_{is} θα είχε εντροπία ίση με εκείνη του σημείου 1, ενώ η πίεση του είναι γνωστό πως ισούται με την υψηλή πίεση του συστήματος, με αποτέλεσμα η ενθαλπία του σημείου 2_{is} να είναι γνωστή. Οπότε τελικά η ενθαλπία του σημείου 2 υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\eta_{is,HP} = \frac{h_{2_{is}} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.14)$$

Πλέον έχουν προσδιοριστεί πλήρως όλα τα σημεία του συστήματος booster και σειρά έχει ο υπολογισμός ορισμένων μεγεθών που εκφράζουν την κατανάλωση, καθώς και την απόδοση του συστήματος. Αρχικά θα υπολογιστεί η ηλεκτρική κατανάλωση του συστήματος, η οποία αποτελείται από τις καταναλώσεις των ατμοποιητών και του συμπυκνωτή που ήδη έχουν προσδιοριστεί και ανέρχονται σε 25 kW και από τις καταναλώσεις των συμπιεστών, οι οποίες υπολογίζονται ως εξής:

$$P_{el,LP} = m_{LT} \cdot (h_{12} - h_{11}) \quad (4.15)$$

$$P_{el,HP} = m_{GC} \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.16)$$

Όπου, τα $P_{el,LP}$ και $P_{el,HP}$ εκφράζουν την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας από τους συμπιεστές χαμηλής και υψηλής πίεσης αντίστοιχα. Η συνολική ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώνεται από τους συμπιεστές καθώς και αυτή

που καταναλώνεται συνολικά από το σύστημα, συμβολίζονται με P_{el} και $P_{el,tot}$ και υπολογίζονται ως εξής:

$$P_{el} = P_{el,LP} + P_{el,HP} \quad (4.17)$$

$$P_{el,tot} = P_{el} + P_{extra} \quad (4.18)$$

Στην παραπάνω εξίσωση με P_{extra} συμβολίζονται οι λοιπές καταναλώσεις του συστήματος (25 kW).

Σε ό,τι αφορά την απόδοση του συστήματος, ο κύριος δείκτης που χρησιμοποιείται στην παρούσα εργασία προκειμένου να την αποδώσει, είναι το COP. Ο ορισμός αυτού του δείκτη έχει παρουσιαστεί σε προηγούμενη ενότητα, ο τρόπος όμως με τον οποίο αυτός ορίζεται στο συγκεκριμένο σύστημα, λόγω της πολυπλοκότητάς του (δύο θερμοκρασίες παραγωγής ψύξης), δεν είναι καθολικός. Ο τρόπος που συναντάται στις περισσότερες διατριβές και ο οποίος επιλέχθηκε και για την παρούσα εργασία, είναι ο ακόλουθος:

$$COP = \frac{Q_{LT} + Q_{MT}}{P_{el,tot}} \quad (4.19)$$

Πιο σπάνια, συναντάται μία παραλλαγή του παραπάνω ορισμού κατά την οποία στον παρανομαστή ως κατανάλωση, θεωρείται μόνη αυτή που απορρέει από την λειτουργία των συμπιεστών. Ο ορισμός αυτός μπορεί να αποδώσει την θερμοδυναμική ποιότητα του συστήματος, όμως δεν εκφράζει την απόδοση του συστήματος ως σύνολο και σίγουρα απέχει από την πραγματικότητα. Η απόδοση του συστήματος μπορεί επίσης να παρουσιαστεί με δύο COP, ένα για κάθε θερμοκρασία, η συγκεκριμένη όμως μέθοδος συναντάται πολύ σπάνια.

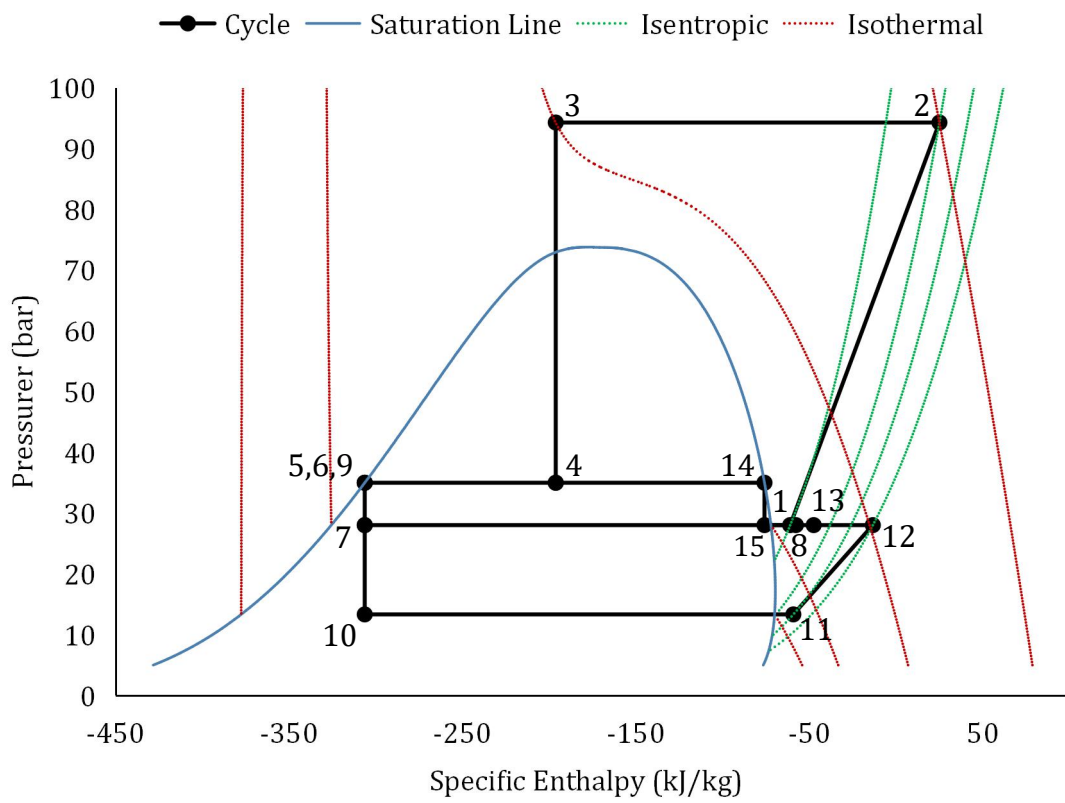
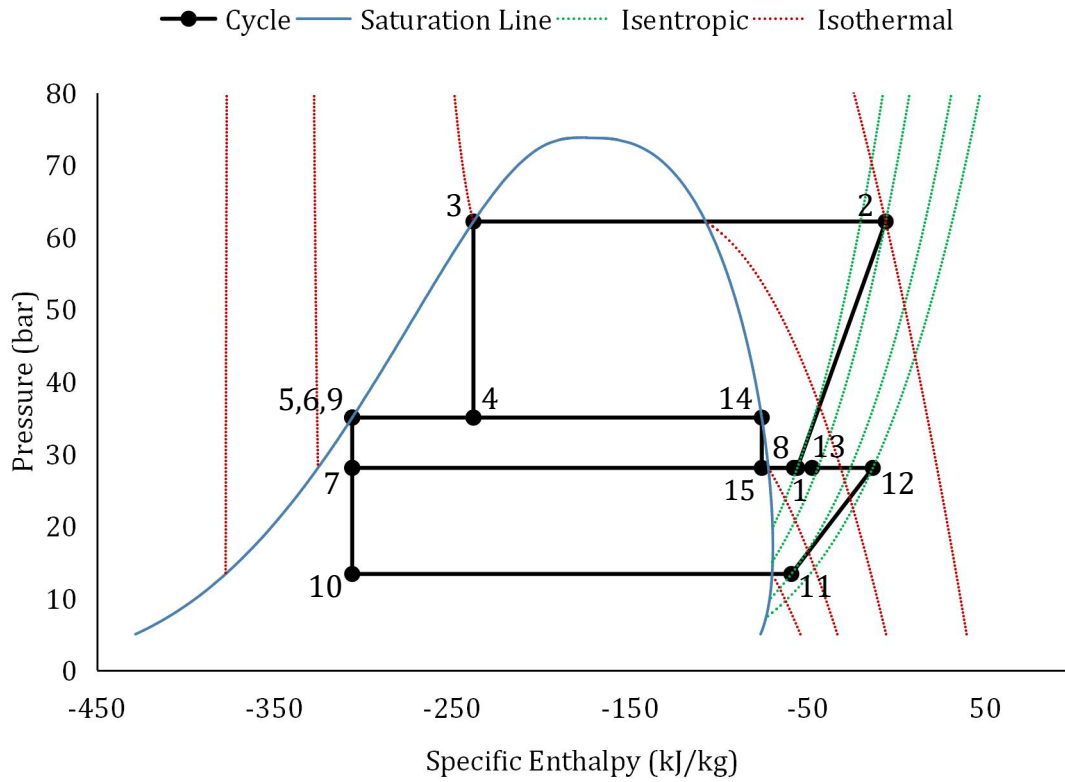
Εκτός από το COP, που είναι το κύριο μέσο απεικόνισης της απόδοσης, αυτή μπορεί να εκφραστεί και μέσω του εξεργειακού βαθμού απόδοσης, ο οποίος ορίζεται ως εξής:

$$\eta_{ex} = \frac{Q_{LT} \cdot \left(\frac{T_{amb} + 273}{T_{LT} + 273} - 1 \right) + Q_{MT} \cdot \left(\frac{T_{amb} + 273}{T_{MT} + 273} - 1 \right)}{P_{el,tot}} \quad (4.20)$$

Για λόγους πληρότητας παρουσιάζεται και η θερμότητα που αποβάλλεται από τον συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου προς το περιβάλλον, η οποία δίνεται από την εξίσωση:

$$Q_{out} = m_{GC} \cdot (h_2 - h_3) \quad (4.21)$$

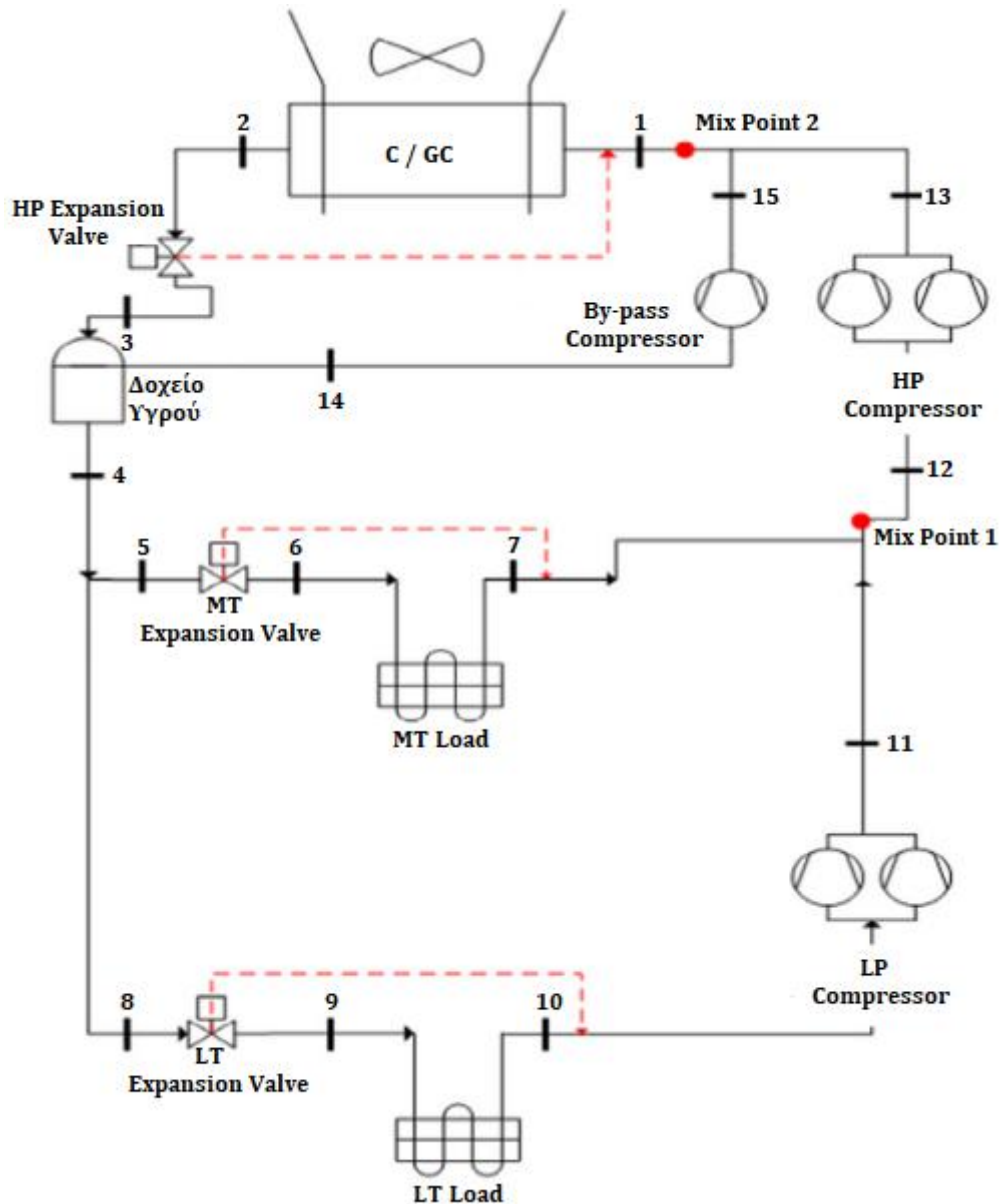
Τέλος, εκτός από το μονογραμμικό διάγραμμα της εγκατάστασης, ενδιαφέρον παρουσιάζει και η απεικόνιση των μεταβολών του συστήματος σε p-h διάγραμμα. Στο Σχήμα 4.3 παρουσιάζονται οι παραπάνω μεταβολές για (α) μία τυπική υποκρίσιμη κατάσταση λειτουργίας του συστήματος, καθώς και για (β) μία τυπική υπερκρίσιμη κατάσταση λειτουργίας του συστήματος.



Σχήμα 4.3: Διάγραμμα $p-h$ μελετηθέντος συστήματος booster για λειτουργία σε (α) υποκρίσιμη και (β) υπερκρίσιμη κατάσταση

4.1.3 Ανάλυση συστήματος booster, με παράλληλη συμπίεση

Οι αρχές που διέπουν την λειτουργία του συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση ατμών αναφέρθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο, οπότε σε αυτή την ενότητα θα δοθεί βαρύτητα στην μεθοδολογία και τις εξισώσεις, οι οποίες συνάδουν με την λειτουργία του. Στο Σχήμα 4.4 παρουσιάζεται το μονογραμμικό διάγραμμα του συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση που μελετήθηκε, η αρίθμηση των σημείων του οποίου, είναι αυτή που θα χρησιμοποιείται ως δείκτης στα διάφορα σύμβολα που εκφράζουν τις ιδιότητες των σημείων.



- | | | |
|------------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|
| 1: Είσοδος Συμπυκνωτή | 7: Έξοδος MT Ατμοποιητή | 12: Μείγμα καταστάσεων 7 και 11 |
| 2: Είσοδος HP βαλβίδας εκτόνωσης | 8: Είσοδος LT εκτονωτικής βαλβίδας | 13: Έξοδος HP Συμπεστή |
| 3: Είσοδος σε Δοχείο Υγρού | 9: Είσοδος LT Ατμοποιητή | 14: Έξοδος ατμού από Δοχείο Υγρού |
| 4: Έξοδος υγρού από Δοχείο Υγρού | 10: Έξοδος LT Ατμοποιητή | 15: Έξοδος by-pass Συμπεστή |
| 5: Είσοδος MT εκτονωτικής βαλβίδας | 11: Έξοδος LP Συμπεστή | |
| 6: Είσοδος MT Ατμοποιητή | | |

Σχήμα 4.4: Μονογραμμικό διάγραμμα μελετηθέντος συστήματος booster, με παράλληλη συμπίεση [28]

Για την επίλυση του συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση ακολουθήθηκε η μεθοδολογία που θα αναφερθεί στην συνέχεια, οι εξισώσεις της οποίας επιλύθηκαν με την χρήση του προγράμματος EES (Engineering Equation Solver).

Δεδομένου ότι οι συμπιεστές του συστήματος δεν είναι ιδανικοί, η μεταβολή που γίνεται σε αυτούς δεν είναι ιδανική και συνοδεύεται από έναν ισεντροπικό βαθμό απόδοσης. Ο βαθμός αυτός εξαρτάται τόσο από το ρευστό που συμπιέζουν, όσο και από την αύξηση της πίεσης που επιτυγχάνουν και για τους LP και HP συμπιεστές υπολογίζεται από τις σχέσεις (4.1) έως (4.4). Για τον παράλληλο συμπιεστή του συστήματος, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης υπολογίζεται ως εξής: [28]

$$\eta_{is,by-pass} = 0,8981 - 0,09238 \cdot R_{by-pass} + 0,00476 \cdot R_{by-pass}^2 \quad (4.22)$$

Όπου,

$$R_{by-pass} = \frac{P_{High}}{p_{Int}} \quad (4.23)$$

Στην παραπάνω σχέση το μέγεθος p_{Int} εκφράζει την ενδιάμεση πίεση λειτουργίας (Intermediate pressure). Η υψηλή πίεση λειτουργίας αποτελεί έναν ανεξάρτητο παράγοντα του συστήματος, ο οποίος χρησιμοποιείται για την βελτιστοποίηση της απόδοσης αυτού, ενώ η ενδιάμεση πίεση εκτός και αν αναφέρεται πως δέχεται βελτιστοποίηση, λαμβάνεται ίση με 35 bar. Στην συνέχεια ακολουθεί ο υπολογισμός των ενθαλπιών του συστήματος.

Η θερμοκρασίες στα σημεία 7 και 10, υπολογίζονται λαμβάνοντας υπόψη την υπερθέρμανση στους ατμοποιητές, ως εξής:

$$T_{10} = T_{LT} + 10 \quad (4.24)$$

$$T_7 = T_{MT} + 10 \quad (4.25)$$

Για τα σημεία 7 και 10 είναι πλέον γνωστές τόσο οι θερμοκρασίες, όσο και ότι βρίσκονται στην μέση και χαμηλή πίεση αντίστοιχα, οπότε μπορούν να προσδιοριστούν και οι υπόλοιπες θερμοδυναμικές τους ιδιότητες, όπως η ενθαλπία και εντροπία τους.

Για τον υπολογισμό του σημείου 11, θα γίνει χρήση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης $\eta_{is,LP}$, καθώς και της ενθαλπίας που θα είχε το σημείο 11 σε περίπτωση που η μεταβολή στο εσωτερικό του συμπιεστή ήταν ισεντροπική. Σε αυτή την περίπτωση η εντροπία του σημείου 11_{is} θα ήταν ίση με εκείνη του σημείου 10, ενώ η πίεσή του ίση με την μέση του συστήματος και ο συνδυασμός των δύο παραπάνω στοιχείων είναι αρκετός για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων του σημείου 11_{is} και κατ' επέκταση της ενθαλπίας του. Οπότε τελικά η ενθαλπία του σημείου 11 υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\eta_{is,LP} = \frac{h_{11is} - h_{10}}{h_{11} - h_{10}} \quad (4.26)$$

Εφόσον είναι γνωστή η ενθαλπία και η πίεση (μέση) του σημείου 11, μπορούν να υπολογιστούν και οι υπόλοιπες ιδιότητές του. Ορισμένα σημεία τα οποία υπολογίζονται με σχετική ευκολία είναι τα ακόλουθα:

- Το σημείο 2, αποτελεί την έξοδο από τον συμπυκνωτή και η θερμοκρασία του δίνεται από τον Πίνακα 4.2. Επιπλέον, είναι γνωστό πως βρίσκεται στην υψηλή πίεση του συστήματος, οπότε μπορούν να προσδιοριστούν και οι υπόλοιπες θερμοδυναμικές του ιδιότητες.
- Εφόσον οι εκτονωτικές βαλβίδες θεωρούνται ισενθαλπικές συσκευές, η ενθαλπία του σημείου 3 είναι ίση με αυτή του σημείου 2, ενώ η πίεση του είναι η ενδιάμεση με αποτέλεσμα να μπορεί να γίνει ο υπολογισμός του.
- Τα σημεία 4,5,8 έχουν τις ίδιες θερμοδυναμικές ιδιότητες οι οποίες είναι γνωστές, καθώς είναι γνωστό πως βρίσκονται στην ενδιάμεση πίεση, ενώ παράλληλα εξέρχονται από το δοχείο υγρού σε κατάσταση κορεσμένου υγρού.
- Το σημείο 6 έχει την ίδια ενθαλπία με το σημείο 5, καθώς μεσολαβεί εκτονωτική βαλβίδα, ενώ βρίσκεται στην μέση πίεση του συστήματος και το σημείο 9 έχει την ίδια ενθαλπία με το σημείο 8 (εκτονωτική βαλβίδα), ενώ βρίσκεται στην χαμηλή πίεση του συστήματος, οπότε μπορούν να υπολογιστούν οι θερμοδυναμικές τους ιδιότητες.
- Το σημείο 14 βρίσκεται στην ενδιάμεση πίεση, ενώ παράλληλα αποτελεί την έξοδο του κορεσμένου ατμού από το δοχείο υγρού.

Για τον υπολογισμό του σημείου 15, θα γίνει χρήση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης $\eta_{is,by-pass}$, καθώς και της ενθαλπίας που θα είχε το σημείο 15 σε περίπτωση που η μεταβολή στο εσωτερικό του συμπιεστή ήταν ισεντροπική. Σε αυτή την περίπτωση η εντροπία του σημείου 15_{is} θα ήταν ίση με εκείνη του σημείου 14, ενώ η πίεσή του ίση με την υψηλή του συστήματος και ο συνδυασμός των δύο παραπάνω στοιχείων είναι αρκετός για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων του σημείου 15_{is} και κατ' επέκταση της ενθαλπίας του. Οπότε τελικά η ενθαλπία του σημείου 15 υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\eta_{is,by-pass} = \frac{h_{15is} - h_{14}}{h_{15} - h_{14}} \quad (4.27)$$

Εφόσον είναι γνωστή η ενθαλπία και η πίεση (υψηλή) του σημείου 15, μπορούν να υπολογιστούν και οι υπόλοιπες ιδιότητές του. Έπειτα ακολουθεί ο υπολογισμός των παροχών μάζας ψυκτικού ρευστού που διέρχονται από τους κλάδους του συστήματος. Ο υπολογισμός τους προκύπτει από την λύση του ακόλουθου συστήματος τεσσάρων εξισώσεων:

Ισολογισμοί ενέργειας στους ατμοποιητές

$$Q_{LT} = m_{LT} \cdot (h_{10} - h_9) \quad (4.28)$$

$$Q_{MT} = m_{MT} \cdot (h_7 - h_6) \quad (4.29)$$

Το σύστημα ολοκληρώνεται από τις εξισώσεις (4.10) και (4.11), στις οποίες η ξηρότητα του σημείου 3 είναι γνωστή, καθώς αυτό έχει προσδιοριστεί πλήρως.

Η ενθαλπία του σημείου 12 υπολογίζεται μέσω του ακόλουθου ισολογισμού ενέργειας στον κόμβο 1 του συστήματος:

$$\text{Mix Point 1 : } m_{\text{MT}} \cdot h_7 + m_{\text{LT}} \cdot h_{11} = (m_{\text{MT}} + m_{\text{LT}}) \cdot h_{12} \quad (4.30)$$

Εκτός από την ενθαλπία, είναι γνωστή και η πίεση του σημείου 12 (μέση), οπότε μπορεί να προσδιοριστεί πλήρως. Για τον υπολογισμό του σημείου 13, θα γίνει χρήση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης $\eta_{\text{is,HP}}$, καθώς και της ενθαλπίας που θα είχε το σημείο 13 σε περίπτωση που η μεταβολή στο εσωτερικό του συμπιεστή ήταν ισεντροπική. Σε αυτή την περίπτωση η εντροπία του σημείου 13_{is} θα ήταν ίση με εκείνη του σημείου 12, ενώ η πίεσή του ίση με την υψηλή του συστήματος και ο συνδυασμός των δύο παραπάνω στοιχείων είναι αρκετός για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων του σημείου 13_{is} και κατ' επέκταση της ενθαλπίας του. Οπότε τελικά η ενθαλπία του σημείου 13 υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\eta_{\text{is,HP}} = \frac{h_{13\text{is}} - h_{12}}{h_{13} - h_{12}} \quad (4.31)$$

Εφόσον είναι γνωστή η ενθαλπία και η πίεση (υψηλή) του σημείου 13, μπορούν να υπολογιστούν και οι υπόλοιπες ιδιότητές του. Τέλος, η ενθαλπία του σημείου 1, και κατ' επέκταση οι υπόλοιπες θερμοδυναμικές του ιδιότητες, υπολογίζεται από ισολογισμό ενέργειας στον κόμβο 2 του συστήματος, μέσω της εξίσωσης (4.9).

Στην συνέχεια θα υπολογιστεί η ηλεκτρική κατανάλωση του συστήματος, η οποία εκτός από αυτές που έχουν ήδη αναφερθεί, αποτελείται και από την κατανάλωση του παράλληλου συμπιεστή:

$$P_{\text{el,LP}} = m_{\text{LT}} \cdot (h_{11} - h_{10}) \quad (4.32)$$

$$P_{\text{el,HP}} = (m_{\text{LT}} + m_{\text{MT}}) \cdot (h_{13} - h_{12}) \quad (4.33)$$

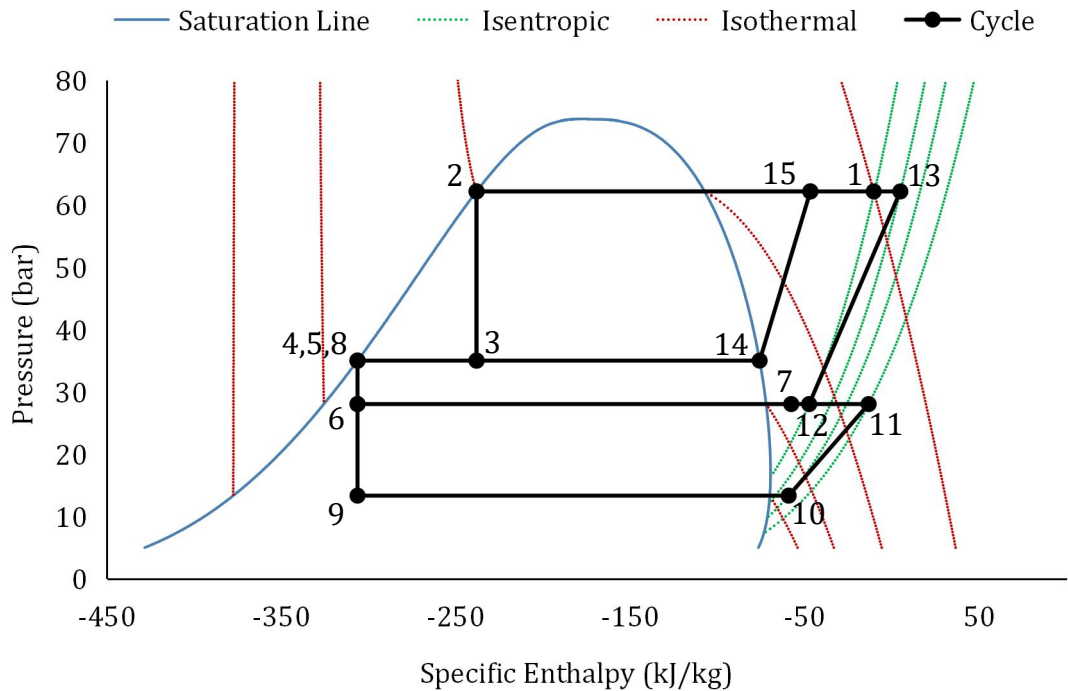
$$P_{\text{el,by-pass}} = m_{\text{GAS}} \cdot (h_{15} - h_{14}) \quad (4.34)$$

Όπου, το $P_{\text{el,by-pass}}$ εκφράζει την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας από τον παράλληλο συμπιεστή. Η ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώνεται συνολικά από το σύστημα δίνεται από την σχέση (4.18), ενώ η συνολική κατανάλωση από τους συμπιεστές υπολογίζεται ως εξής:

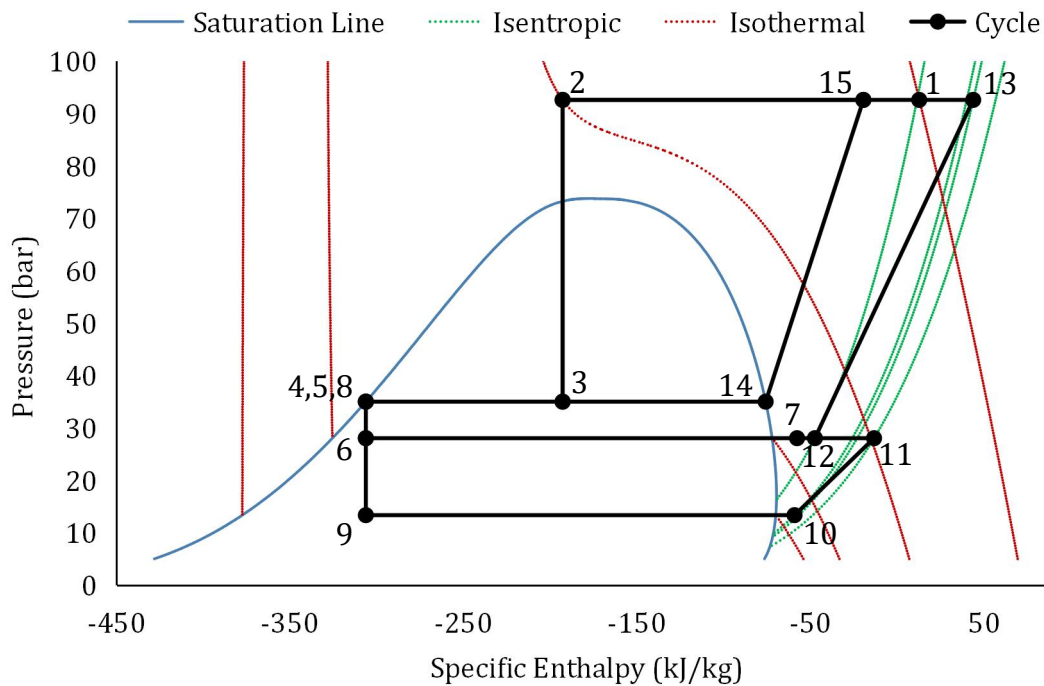
$$P_{\text{el}} = P_{\text{el,LP}} + P_{\text{el,HP}} + P_{\text{el,by-pass}} \quad (4.35)$$

Ο συντελεστής συμπεριφοράς, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης και η θερμότητα που αποβάλλεται από τον συμπυκνωτή του συστήματος, δίνονται κατ' αντιστοιχία με τις σχέσεις (4.19) έως (4.21), χρησιμοποιώντας όμως την

αρίθμηση του παρόντος συστήματος. Τέλος, εκτός από το μονογραμμικό διάγραμμα της εγκατάστασης, ενδιαφέρον παρουσιάζει και η απεικόνιση των μεταβολών του συστήματος σε p-h διάγραμμα. Στο Σχήμα 4.5 παρουσιάζονται οι παραπάνω μεταβολές για (α) μία τυπική υποκρίσιμη κατάσταση λειτουργίας του συστήματος, καθώς και για (β) μία τυπική υπερκρίσιμη κατάσταση λειτουργίας του συστήματος.



(α)

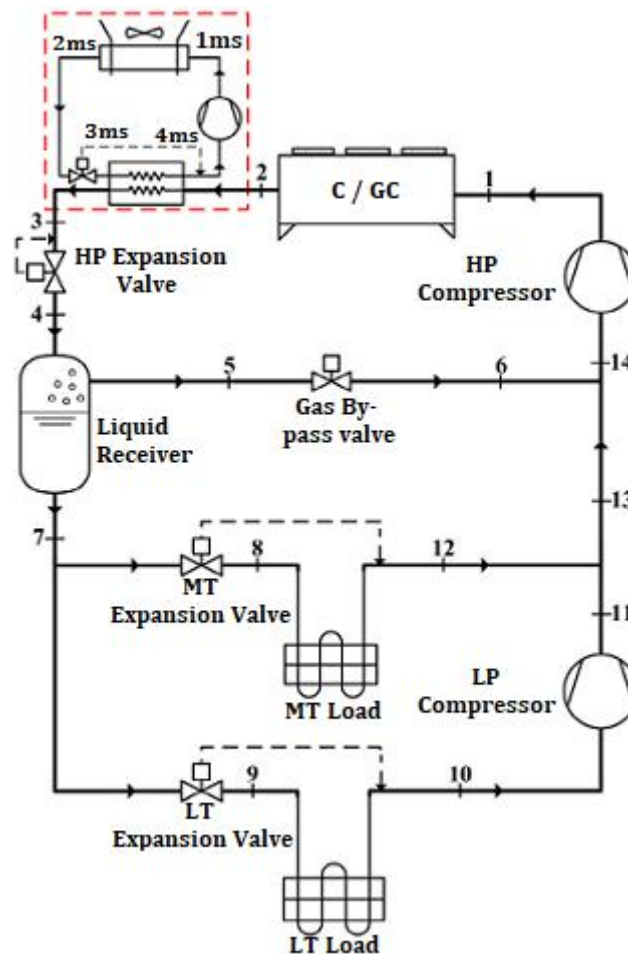


(β)

Σχήμα 4.5: Διάγραμμα p-h μελετηθέντος συστήματος booster, με παράλληλη συμπίεση για λειτουργία σε (α) υποκρίσιμη και (β) υπερκρίσιμη κατάσταση

4.1.4 Ανάλυση συστήματος booster, με μηχανική υπόψυξη

Η λειτουργία του συγκεκριμένου συστήματος είναι κατά βάση ίδια με αυτή του συστήματος booster, με μόνη διαφορά πως στην έξοδο του συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου, και πριν την HP βαλβίδα εκτόνωσης παρεμβάλλεται ένας εναλλάκτης θερμότητας, ο οποίος ψύχει το R744, μέσω της βοήθειας ενός κύκλου ψύξης με μηχανική συμπίεση. Στο Σχήμα 4.6 παρουσιάζεται το μονογραμμικό διάγραμμα του συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη που μελετήθηκε, η αρίθμηση των σημείων του οποίου, είναι αυτή που θα χρησιμοποιείται ως δείκτης στα διάφορα σύμβολα που εκφράζουν τις ιδιότητες των σημείων.



- | | |
|---|--|
| 1: Είσοδος Συμπυκνωτή / Ψύκτη αερίου | 9: Έξοδος MT εκτονωτικής βαλβίδας |
| 2: Έξοδος Συμπυκνωτή / Είσοδος εναλλάκτη θερμότητας | 10: Έξοδος LT Ατμοποιητή |
| 3: Είσοδος HP βαλβίδας εκτόνωσης | 11: Έξοδος LP Συμπιεστή |
| 4: Είσοδος σε Δοχείο Υγρού | 12: Έξοδος MT Ατμοποιητή |
| 5: Έξοδος ατμού από Δοχείο Υγρού | 13: Μείγμα καταστάσεων 11 και 12 |
| 6: Έξοδος by-pass εκτονωτικής βαλβίδας | 14: Είσοδος HP Συμπιεστή |
| 7: Έξοδος υγρού από Δοχείο Υγρού | 1 _{ms} : Είσοδος συμπυκνωτή δευτ. κύκλου |
| 8: Έξοδος MT εκτονωτικής βαλβίδας | 2 _{ms} : Είσοδος εκτον. βαλβίδας δευτ. κύκλου |
| | 3 _{ms} : Είσοδος ατμοποιητή δευτ. κύκλου |
| | 4 _{ms} : Είσοδος συμπιεστή δευτ. κύκλου |

Σχήμα 4.6: Μονογραμμικό διάγραμμα μελετηθέντος συστήματος booster, με μηχανική υπόψυξη [26]

Οι σχέσεις (4.1) έως (4.14) καθώς και η μεθοδολογία που χρησιμοποιήθηκε για την επίλυση του απλού συστήματος booster, μπορεί να χρησιμοποιηθεί και στην παρούσα ενότητα, αν οι συντελεστές αντικατασταθούν κατ' αντιστοιχία με αυτούς που δίνονται στο Σχήμα 4.6.

Προκειμένου να λυθεί το παραπάνω σύστημα και να βρεθούν όλες οι θερμοδυναμικές ιδιότητες των σημείων 1 έως 14 του συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη, απαραίτητη είναι η προσθήκη ενός ακόμα δεδομένου. Το δεδομένο αυτό είναι η θερμοκρασιακή διαφορά που επιτυγχάνεται μεταξύ των σημείων 2 και 3, δηλαδή η υπόψυξη που παρέχει ο επιπλέον εναλλάκτης θερμότητας. Στην συγκεκριμένη εργασία, το παραπάνω δεδομένο, είτε θα λαμβάνει μία αυθαίρετη, εντός λογικών και θερμοδυναμικών ορίων τιμή, είτε θα υπόκειται σε βελτιστοποίηση. Η τακτική η οποία θα ακολουθείται, θα αναφέρεται ρητά πριν την παρουσίαση των εκάστοτε αποτελεσμάτων.

Σειρά έχει τώρα η μελέτη του δευτερεύοντος συστήματος μηχανικής υπόψυξης, για την οποία χρησιμοποιήθηκαν τα εξής δεδομένα:

- Στο εσωτερικό του ατμοποιητή του συστήματος δεν λαμβάνει χώρα υπερθέρμανση του ρευστού, οπότε εξέρχεται από αυτόν σε κατάσταση κορεσμένου ατμού.
- Στο εσωτερικό του συμπυκνωτή του συστήματος δεν λαμβάνει χώρα υπόψυξη του ρευστού, οπότε εξέρχεται από αυτόν σε κατάσταση κορεσμένου υγρού.
- Ο εναλλάκτης θερμότητας που ενώνει τα δύο συστήματα, έχει ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά (approach temperature) 5 °C, οπότε ισχύει:

$$T_{3ms} = T_{4ms} = T_3 - 5 \quad (4.36)$$

- Η θερμοκρασία εξόδου από τον συμπυκνωτή (σημείο 2_{ms}) δίνεται από τον Πίνακα 4.2.
- Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή υπολογίζεται από την σχέση: [29]

$$\eta_{is,M,S} = 0,83955 - 0,01026 \cdot R_{M,S} - 0,00097 \cdot R_{M,S}^2 \quad (4.37)$$

$$R_{M,S} = \frac{p_{High,M,S}}{p_{Low,M,S}} \quad (4.38)$$

Όπου $p_{High,M,S}$ και $p_{Low,M,S}$ είναι η υψηλή και η χαμηλή πίεση του συστήματος υπόψυξης. Εφόσον για τα σημεία 4_{ms} και 2_{ms} είναι γνωστές οι θερμοκρασίες, καθώς και πως πρόκειται για κορεσμένο ατμό και υγρό αντίστοιχα, μπορούν να υπολογιστούν οι θερμοδυναμικές ιδιότητές τους. Επίσης είναι γνωστό πως βρίσκονται στην χαμηλή και υψηλή πίεση του συστήματος αντίστοιχα, οπότε είναι εφικτό να υπολογιστούν και αυτές. Στην συνέχεια, εύκολα προκύπτει και το σημείο 3_{ms}, καθώς έχει την ίδια ενθαλπία με το σημείο 2_{ms} (παρεμβάλλεται εκτονωτική βαλβίδα), ενώ επίσης βρίσκεται στην χαμηλή πίεση του συστήματος.

Για τον υπολογισμό του σημείου 1_{ms} , θα γίνει χρήση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης $\eta_{is,M.S}$, καθώς και της ενθαλπίας που θα είχε το σημείο 1_{ms} σε περίπτωση που η μεταβολή στο εσωτερικό του συμπιεστή ήταν ισεντροπική. Σε αυτή την περίπτωση η εντροπία του σημείου $1_{ms,is}$ θα ήταν ίση με εκείνη του σημείου 4_{ms} , ενώ η πίεσή του ίση με την υψηλή του συστήματος και ο συνδυασμός των δύο παραπάνω στοιχείων είναι αρκετός για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων του σημείου $1_{ms,is}$ και κατ' επέκταση της ενθαλπίας του. Οπότε τελικά η ενθαλπία του σημείου 1_{ms} υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\eta_{is,LP} = \frac{h_{1_{ms,is}} - h_{4_{ms}}}{h_{1_{ms}} - h_{4_{ms}}} \quad (4.39)$$

Εφόσον είναι γνωστή η ενθαλπία και η πίεση (υψηλή) του σημείου 1_{ms} , μπορούν να υπολογιστούν και οι υπόλοιπες ιδιότητές του. Έπειτα ακολουθεί ο υπολογισμός της παροχής μάζας του ψυκτικού που κυκλοφορεί στο δευτερεύον κύκλωμα, η οποία προκύπτει από τον ισολογισμό ενέργειας στον εναλλάκτη θερμότητας, ως εξής:

$$Q_{out2} = m_{GC} \cdot (h_2 - h_3) = m_{M.S} \cdot (h_{4_{ms}} - h_{3_{ms}}) \quad (4.40)$$

Όπου, με Q_{out2} συμβολίζεται η θερμότητα που εναλλάσσεται στον εναλλάκτη και με $m_{M.S}$ συμβολίζεται η παροχή μάζας ψυκτικού μέσου στο δευτερεύον κύκλωμα.

Στην συνέχεια, γίνεται υπολογισμός των καταναλώσεων του συστήματος. Οι καταναλώσεις των συμπιεστών του κεντρικού συστήματος, υπολογίζονται από τις σχέσεις (4.15) και (4.16) με αντικατάσταση των συντελεστών ώστε να είναι σε αντιστοιχία με το Σχήμα 4.6. Η κατανόηση του συμπιεστή του δευτερεύοντος συστήματος υπολογίζεται από την σχέση:

$$P_{el,M.S} = m_{M.S} \cdot (h_{1_{ms}} - h_{4_{ms}}) \quad (4.41)$$

Η συνολική ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώνεται από τους συμπιεστές υπολογίζεται μέσω της σχέσης:

$$P_{el} = P_{el,LP} + P_{el,HP} + P_{el,M.S} \quad (4.42)$$

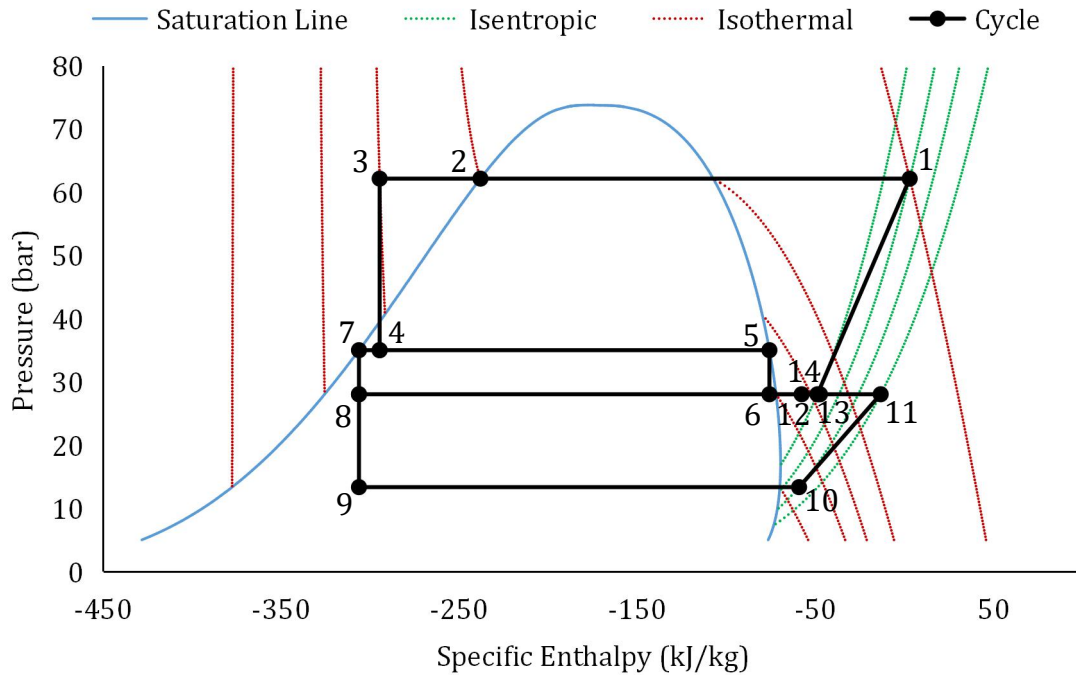
Η ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώνεται συνολικά από το σύστημα υπολογίζεται μέσω της σχέσης:

$$P_{el,tot} = P_{el} + P_{extra} + P_{extra2} \quad (4.43)$$

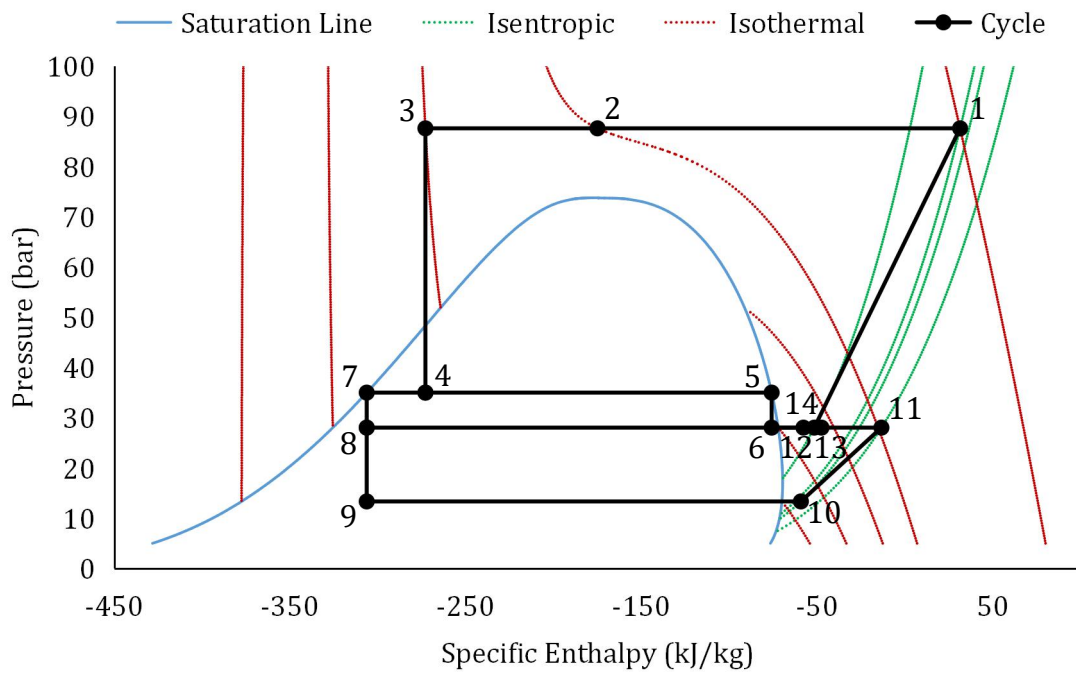
Στην παραπάνω εξίσωση με P_{extra} συμβολίζονται οι λοιπές καταναλώσεις του κεντρικού συστήματος (25 kW), ενώ με P_{extra2} συμβολίζονται οι λοιπές καταναλώσεις του δευτερεύοντος συστήματος, οι οποίες είναι 2 kW για τον ατμοποιητή και 1,5 kW για τον συμπυκνωτή. Ο λόγος που οι τιμές είναι τόσο μειωμένες σε σχέση με το κεντρικό σύστημα είναι αφενός οι μειωμένες ανάγκες για φωτισμό και defrost, και αφετέρου οι μειωμένες ανάγκες για ισχύ από τους

ανεμιστήρες, καθώς τα ποσά θερμότητας που συναλλάσσονται είναι αρκετά μικρότερα από αυτά του κεντρικού συστήματος.

Στο Σχήμα 4.7 παρουσιάζονται οι μεταβολές του συστήματος σε p-h διάγραμμα για (α) μία τυπική υποκρίσιμη κατάσταση λειτουργίας του συστήματος, καθώς και για (β) μία τυπική υπερκρίσιμη κατάσταση λειτουργίας του συστήματος, με χρήση R290 ως ψυκτικό μέσο στο δευτερεύον σύστημα.



(α)



(β)

Σχήμα 4.7: Διάγραμμα p-h μελετηθέντος συστήματος booster, με μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290 για λειτουργία σε (α) υποκρίσιμη και (β) υπερκρίσιμη κατάσταση

Ο συντελεστής συμπεριφοράς, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης και η θερμότητα που αποβάλλεται από τον συμπυκνωτή του κεντρικού συστήματος, υπολογίζονται από τις σχέσεις (4.19) έως (4.21), αν οι συντελεστές αντικατασταθούν κατ' αντιστοιχία με αυτούς που δίνονται στο Σχήμα 4.6. Για λόγους πληρότητας στην συνέχεια παρουσιάζεται και η εξίσωση μέσω της οποίας υπολογίζεται η θερμότητα που αποβάλλεται από τον συμπυκνωτή του δευτερεύοντος συστήματος:

$$Q_{out3} = m_{M.S} \cdot (h_{1_{ms}} - h_{2_{ms}}) \quad (4.44)$$

4.1.5 Ανάλυση συστήματος booster, με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη

Το παρόν σύστημα αποτελεί ουσιαστικά έναν συνδυασμό των προηγούμενων δύο συστημάτων. Στο Σχήμα 4.8 παρουσιάζεται το μονογραμμικό διάγραμμα του συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη που μελετήθηκε, η αρίθμηση των σημείων του οποίου, είναι αυτή που θα χρησιμοποιείται ως δείκτης στα διάφορα σύμβολα που εκφράζουν τις ιδιότητες των σημείων.

Οι σχέσεις (4.1)-(4.4), (4.9)-(4.11) και (4.22)-(4.31) καθώς και η μεθοδολογία που χρησιμοποιήθηκε για την επίλυση του συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση, μπορεί να χρησιμοποιηθεί και στην παρούσα ενότητα, αν οι συντελεστές αντικατασταθούν κατ' αντιστοιχία με αυτούς που δίνονται στο Σχήμα 4.8.

Προκειμένου να λυθεί το παραπάνω σύστημα και να βρεθούν όλες οι θερμοδυναμικές ιδιότητες των σημείων 1 έως 15 του συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη, απαραίτητη είναι η προσθήκη ενός ακόμα δεδομένου. Το δεδομένο αυτό είναι η θερμοκρασιακή διαφορά που επιτυγχάνεται μεταξύ των σημείων 2 και 2', δηλαδή η υπόψυξη που παρέχει ο επιπλέον εναλλάκτης θερμότητας. Στην συγκεκριμένη εργασία, το παραπάνω δεδομένο, είτε θα λαμβάνει μία αυθαίρετη, εντός λογικών και θερμοδυναμικών ορίων τιμή, είτε θα υπόκειται σε βελτιστοποίηση. Η τακτική η οποία θα ακολουθείται, θα αναφέρεται ρητά πριν την παρουσίαση των εκάστοτε αποτελεσμάτων.

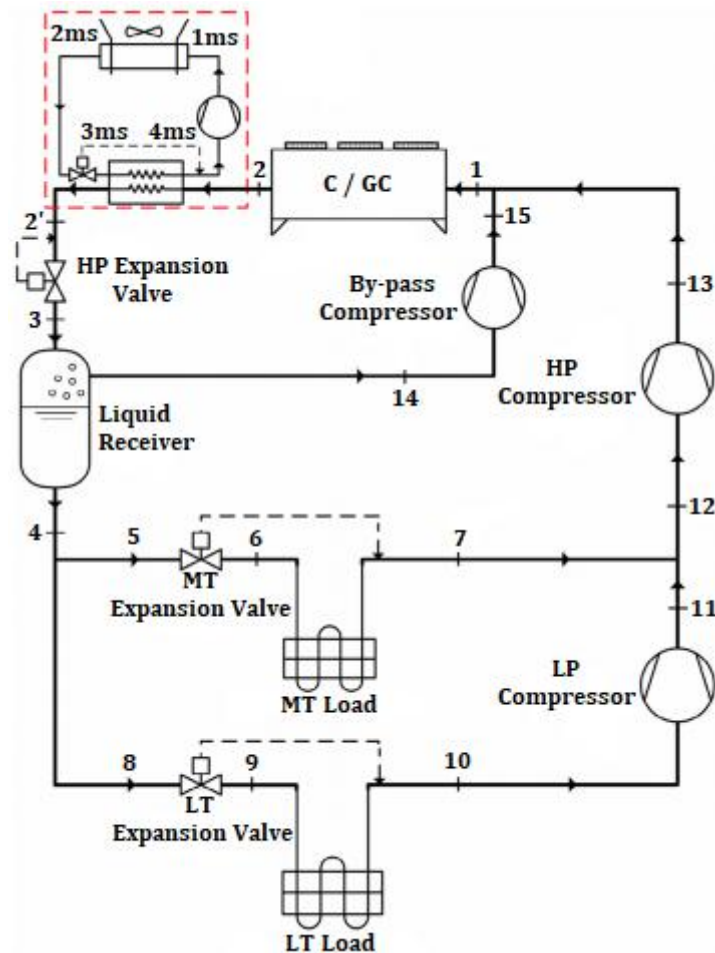
Οι σχέσεις (4.36)-(4.40) καθώς και η μεθοδολογία που χρησιμοποιήθηκε για την επίλυση του συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη, μπορεί να χρησιμοποιηθεί και στην παρούσα ενότητα, αν οι συντελεστές αντικατασταθούν κατ' αντιστοιχία με αυτούς που δίνονται στο Σχήμα 4.8, οπότε υπολογίζονται τα σημεία και η παροχή μάζας ψυκτικού μέσου του δευτερεύοντος συστήματος.

Οι ηλεκτρικές καταναλώσεις του συστήματος υπολογίζονται από τις σχέσεις (4.32)-(4.34) και (4.41). Η ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώνεται συνολικά

από το σύστημα υπολογίζεται από την σχέση (4.43), στην οποία η συνολική ενέργεια που καταναλώνεται από τους συμπιεστές, ορίζεται ως εξής:

$$P_{el} = P_{el,LP} + P_{el,HP} + P_{el,by-pass} + P_{el,M.S} \quad (4.45)$$

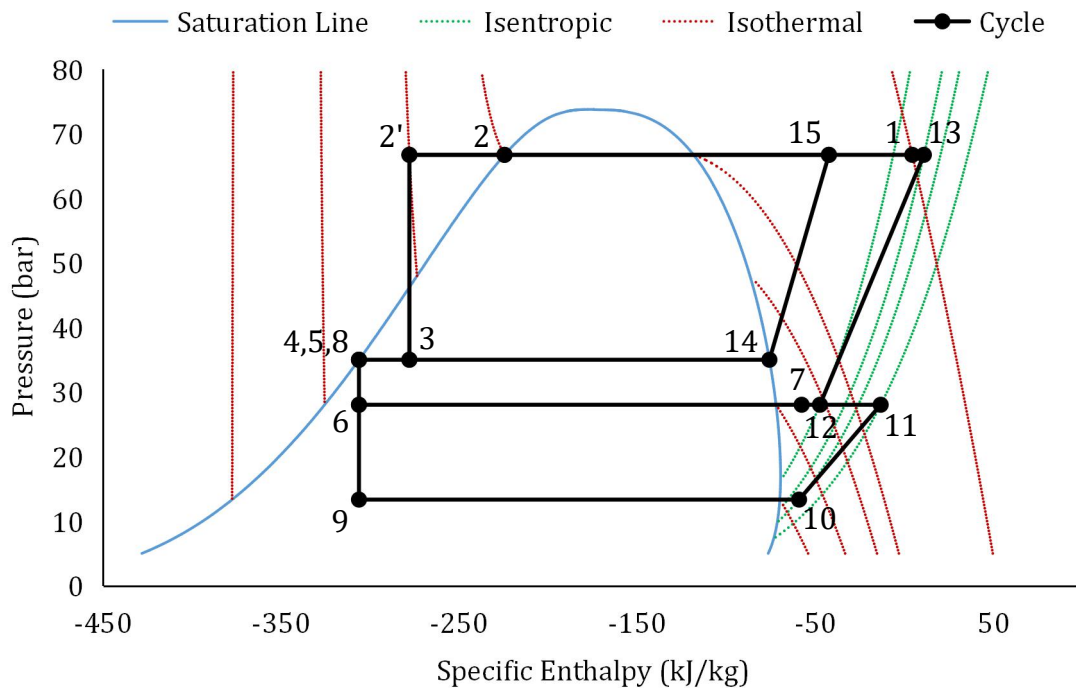
Ο συντελεστής συμπεριφοράς, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης και τα ποσά θερμότητας που αποβάλλονται από τους συμπυκνωτές του κεντρικού και δευτερεύοντος συστήματος, υπολογίζονται από τις σχέσεις (4.19)-(4.21) και (4.44) αντίστοιχα.



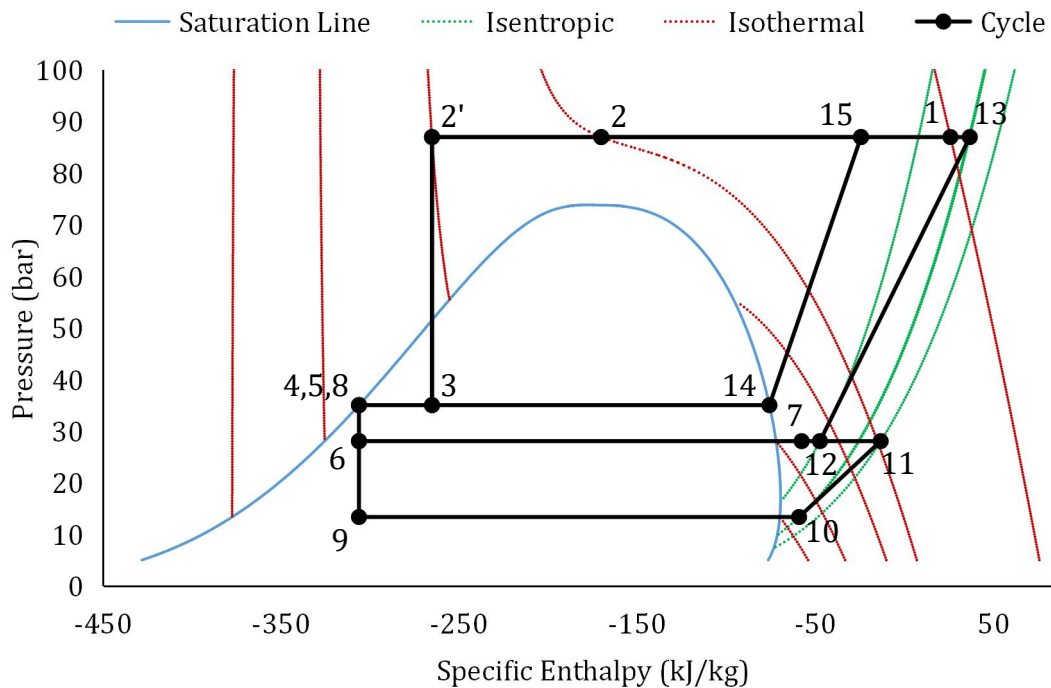
- | | |
|--------------------------------------|--|
| 1: Είσοδος Συμπυκνωτή / Ψύκτη αερίου | 10: Έξοδος LT Ατμοποιητή |
| 2: Είσοδος εναλλάκτη θερμότητας | 11: Έξοδος LP Συμπιεστή |
| 2': Είσοδος HP βαλβίδας εκτόνωσης | 12: Μείγμα καταστάσεων 7 και 11 |
| 3: Είσοδος σε Δοχείο Υγρού | 13: Έξοδος HP Συμπιεστή |
| 4: Έξοδος υγρού από Δοχείο Υγρού | 14: Έξοδος ατμού από Δοχείο Υγρού |
| 5: Είσοδος MT εκτονωτικής βαλβίδας | 15: Έξοδος by-pass Συμπιεστή |
| 6: Είσοδος MT Ατμοποιητή | 1 _{ms} : Είσοδος συμπυκνωτή δευτ. κύκλου |
| 7: Έξοδος MT Ατμοποιητή | 2 _{ms} : Είσοδος εκτον. βαλβίδας δευτ. κύκλου |
| 8: Είσοδος LT εκτονωτικής βαλβίδας | 3 _{ms} : Είσοδος ατμοποιητή δευτ. κύκλου |
| 9: Είσοδος LT Ατμοποιητή | 4 _{ms} : Είσοδος συμπιεστή δευτ. κύκλου |

Σχήμα 4.8: Μονογραμμικό διάγραμμα μελετηθέντος συστήματος booster, με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη [26]

Στο Σχήμα 4.9 παρουσιάζονται οι μεταβολές του συστήματος σε p-h διάγραμμα για (α) μία τυπική υποκρίσιμη κατάσταση λειτουργίας, καθώς και για (β) μία τυπική υπερκρίσιμη κατάσταση λειτουργίας, με χρήση R290 ως ψυκτικό μέσο στο δευτερεύον σύστημα.



(α)

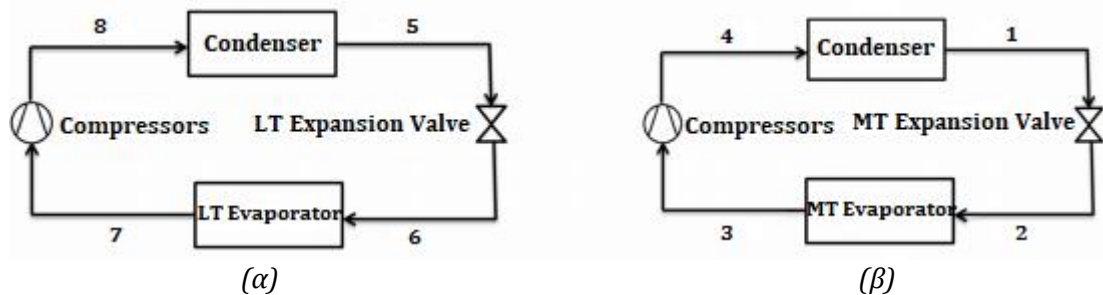


(β)

Σχήμα 4.9: Διάγραμμα p-h μελετηθέντος συστήματος booster, με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη, με χρήση R290 ως δευτερεύον μέσο, για λειτουργία σε (α) υποκρίσιμη και (β) υπερκρίσιμη κατάσταση

4.2 Ενεργειακή ανάλυση συστήματος DX

Οι αρχές που διέπουν την λειτουργία του συστήματος άμεσης εκτόνωσης (DX), αναφέρθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο, οπότε σε αυτή την ενότητα θα δοθεί βαρύτητα στην μεθοδολογία και τις εξισώσεις, οι οποίες συνάδουν με την λειτουργία του. Στο Σχήμα 4.10 παρουσιάζεται το μονογραμμικό διάγραμμα του συστήματος DX που μελετήθηκε, η αρίθμηση των σημείων του οποίου, είναι αυτή που θα χρησιμοποιείται ως δείκτης στα διάφορα σύμβολα που εκφράζουν τις ιδιότητες των σημείων.



Σχήμα 4.10: (α) LT σύστημα ψύξης (β) MT σύστημα ψύξης [27]

Στο παραπάνω σύστημα η χαμηλή και μέση θερμοκρασία παραγωγής ψύξης, καθώς και οι ψυκτικές ικανότητες των αντίστοιχων ατμοποιητών λαμβάνονται ίδιες με αυτές των προηγούμενων συστημάτων. Επιπλέον ίδιες λαμβάνονται και οι καταναλώσεις των ατμοποιητών και των συμπυκνωτών (25 kW).

Όπως είναι γνωστό, η θερμοκρασία εξόδου του ψυκτικού μέσου από τους ατμοποιητές δεν ισούται με τις LT και MT θερμοκρασίες του συστήματος, αλλά λόγω της πολύ χαμηλής θερμοκρασίας, συμβαίνει παράλληλα και μία υπερθέρμανση του ατμού. Η υπερθέρμανση αυτή έχει ληφθεί ίση με 10 °C για το MT σύστημα και 29 °C για το LT σύστημα. [27] Η θερμοκρασία εξόδου από τον συμπυκνωτή λαμβάνεται από τον Πίνακα 4.2.

Η συνολική απόδοση των συμπιεστών που χρησιμοποιήθηκαν στην δεδομένη εργασία, έχει προκύψει από την χρήση λογισμικού που βασίζεται σε μοντέλα πραγματικών συμπιεστών που χρησιμοποιούνται σε σουπερμάρκετ [27] και δίνεται από τις εξισώσεις:

$$\eta_{\text{tot,LT}} = -0,0014 \cdot R_{\text{LT}}^2 + 0,0044 \cdot R_{\text{LT}} + 0,608 \quad (4.46)$$

$$\eta_{\text{tot,MT}} = -0,0216 \cdot R_{\text{MT}}^2 + 0,1423 \cdot R_{\text{MT}} + 0,4664 \quad (4.47)$$

Όπου,

$$R_{\text{LT}} = \frac{P_{\text{High}}}{p_{\text{LT}}} \quad (4.48)$$

$$R_{\text{MT}} = \frac{P_{\text{High}}}{p_{\text{MT}}} \quad (4.49)$$

Η συνολική απόδοση των συμπιεστών είναι ουσιαστικά το γινόμενο της ισεντροπικής απόδοσης (η_{is}) και της μηχανικής απόδοσης (η_m) των συμπιεστών και εκφράζεται με τη εξίσωση (4.50), στην οποία η μηχανική απόδοση έχει θεωρηθεί ίση με 95%.

$$\eta_{tot} = \eta_{is} \cdot \eta_m \quad (4.50)$$

Στις παραπάνω σχέσεις τα μεγέθη p_{high} , p_{MT} και p_{LT} εκφράζουν την υψηλή, την μέση και την χαμηλή πίεση λειτουργίας αντίστοιχα. Η μέση και η χαμηλή πίεση υπολογίζονται χρησιμοποιώντας ως δεδομένα τις θερμοκρασίες M_T και L_T οι οποίες είναι γνωστές. Η υψηλή πίεση λειτουργίας υπολογίζεται χρησιμοποιώντας ως δεδομένα την θερμοκρασία με την οποία εξέρχεται το ρευστό από τους συμπυκνωτές και το γεγονός πως εξέρχεται σε κατάσταση κορεσμένου υγρού (δεν λαμβάνει χώρα υπόψυξη). Στην συνέχεια ακολουθεί ο υπολογισμός των ενθαλπιών του συστήματος.

Τα σημεία 1 και 5 (έξοδοι συμπυκνωτών), όπως έχει ήδη αναφερθεί, είναι γνωστά. Γνωστά είναι επίσης και τα σημεία 3 και 7, καθώς είναι γνωστό πως βρίσκονται στην μέση και χαμηλή πίεση αντίστοιχα, ενώ οι θερμοκρασίες τους δίνονται από τις σχέσεις:

$$T_3 = T_{MT} + 10 \quad (4.51)$$

$$T_7 = T_{LT} + 29 \quad (4.52)$$

Μεταξύ των σημείων 1 και 2, καθώς και των σημείων 5 και 6 μεσολαβούν εκτονωτικές βαλβίδες, συσκευές που στην παρούσα εργασία συνιστούν ισενθαλπική μεταβολή. Επιπλέον είναι γνωστό πως τα σημεία 2 και 6 βρίσκονται στην μέση και χαμηλή πίεση αντίστοιχα, οπότε μπορούν να υπολογιστούν όλες οι θερμοδυναμικές ιδιότητές τους.

Για τον υπολογισμό του σημείου 4, θα γίνει χρήση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης η_{is} , καθώς και της ενθαλπίας που θα είχε το σημείο 4 σε περίπτωση που η μεταβολή στο εσωτερικό του συμπιεστή ήταν ισεντροπική. Σε αυτή την περίπτωση η εντροπία του σημείου 4_{is} θα ήταν ίση με εκείνη του σημείου 3, ενώ η πίεσή του ίση με την υψηλή του συστήματος και ο συνδυασμός των δύο παραπάνω στοιχείων είναι αρκετός για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων του σημείου 4_{is} και κατ' επέκταση της ενθαλπίας του. Οπότε τελικά η ενθαλπία του σημείου 4 υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\frac{\eta_{tot,MT}}{\eta_m} = \frac{h_{4_{is}} - h_3}{h_4 - h_3} \quad (4.53)$$

Κατ' αντιστοιχία με τα παραπάνω υπολογίζεται και το σημείο 8, που βρίσκεται στο L_T σύστημα ψύξης. Οι σχέσεις (4.12) και (4.13) μπορούν να χρησιμοποιηθούν και στην παρούσα ενότητα για τον υπολογισμό των παροχών μάζας των δύο συστημάτων, αν οι συντελεστές αντικατασταθούν κατ'

αντιστοιχία με αυτούς που δίνονται στο Σχήμα 4.10, και στην συνέχεια μέσω των σχέσεων (4.54) και (4.55) υπολογίζονται οι καταναλώσεις των συμπιεστών των συστημάτων.

$$P_{el,LT} = m_{LT} \cdot (h_8 - h_7) \quad (4.54)$$

$$P_{el,MT} = m_{MT} \cdot (h_4 - h_3) \quad (4.55)$$

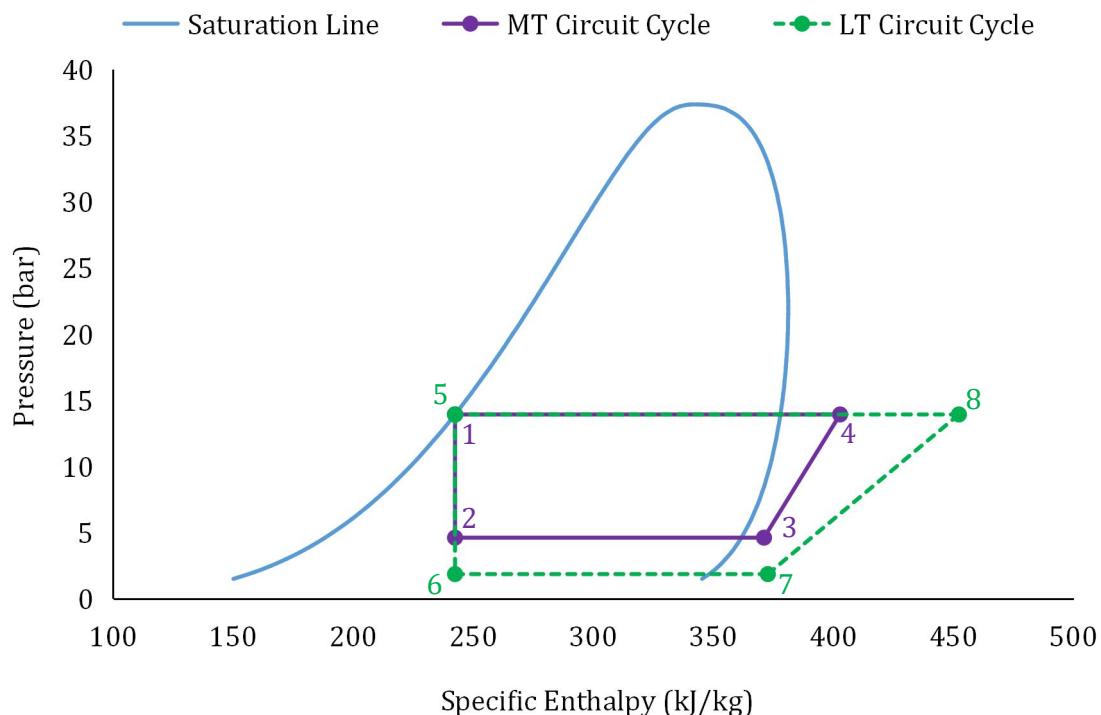
Η ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώνεται συνολικά από το σύστημα υπολογίζεται από την σχέση (4.18), στην οποία η συνολική ενέργεια που καταναλώνεται από τους συμπιεστές, ορίζεται ως εξής:

$$P_{el} = P_{el,LT} + P_{el,MT} \quad (4.56)$$

Ο συντελεστής συμπεριφοράς και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης υπολογίζονται από τις σχέσεις (4.19) και (4.20), αν οι συντελεστές αντικατασταθούν κατ' αντιστοιχία με αυτούς που δίνονται στο Σχήμα 4.10. Για λόγους πληρότητας στην συνέχεια παρουσιάζεται και η εξίσωση μέσω της οποίας υπολογίζεται η θερμότητα που αποβάλλεται από τους συμπυκνωτές των δύο συστημάτων:

$$Q_{out} = m_{LT} \cdot (h_8 - h_5) + m_{MT} \cdot (h_4 - h_1) \quad (4.57)$$

Στο Σχήμα 4.11 παρουσιάζονται οι μεταβολές του συστήματος σε p-h διάγραμμα με χρήση R404A ως ψυκτικό μέσο.



Σχήμα 4.11: Διάγραμμα p-h μελετηθέντος συστήματος άμεσης εκτόνωσης (DX), με χρήση R404A ως ψυκτικό μέσο

4.3 Έλεγχος εγκυρότητας μεθοδολογίας

Έπειτα από την δημιουργία των εξισώσεων και την ανάπτυξη της μεθοδολογίας που περιγράφει την λειτουργία των συστημάτων, είναι πολύ σημαντικός ο έλεγχος της εγκυρότητας των παραπάνω (validation). Προκειμένου να επιτευχθεί αυτό, πρέπει να προσομοιωθεί η λειτουργία των συστημάτων υπό συνθήκες που συνάδουν με αυτές της βιβλιογραφίας και στην συνέχεια να συγκριθούν τα αποτελέσματα.

Στην συγκεκριμένη εργασία ο παραπάνω έλεγχος περιορίζεται στο βασικό σύστημα booster και στο σύστημα booster με παράλληλη συμπίεση, καθώς ο κορμός των εξισώσεων και της μεθοδολογίας που περιγράφει τα παραπάνω συστήματα είναι κοινός και για τα υπόλοιπα.

Το validation θα γίνει σε σύγκριση με τα αποτελέσματα της λειτουργίας των παραπάνω συστημάτων, ως προς τον συντελεστή συμπεριφοράς, όπως αυτά παρουσιάζονται σε δημοσίευση του K.M Τσάμου και λοιπών. [28]

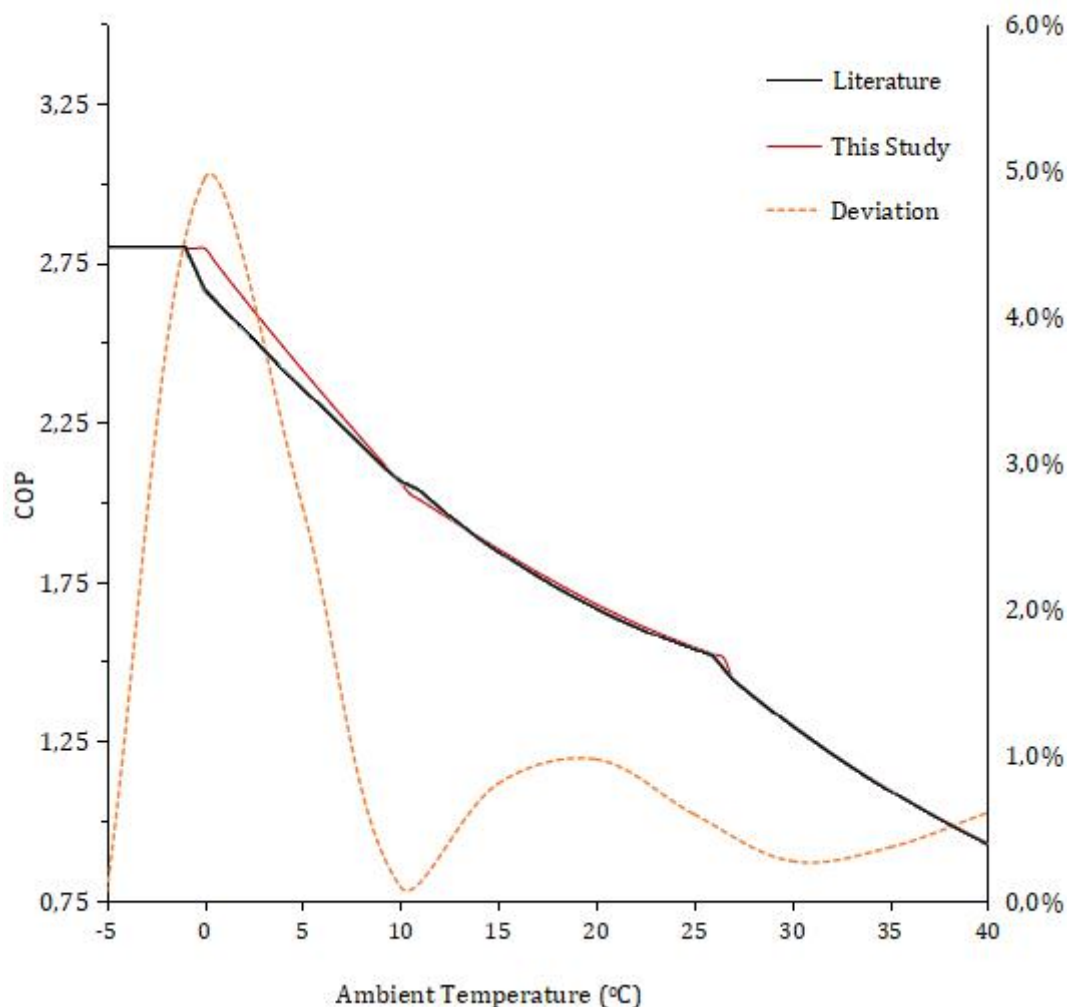
Η ανεξάρτητη μεταβλητή ως προς την οποία θα εξαχθούν τα παραπάνω αποτελέσματα είναι η θερμοκρασία του περιβάλλοντος, η οποία θα λαμβάνει τιμές από -5 °C έως 40 °C. Εκτός από την θερμοκρασία, η άλλη μεταβλητή η οποία είναι απαραίτητη προκειμένου να είναι επιλύσιμο το σύστημα των εξισώσεων που περιγράφει την λειτουργία των δύο κύκλων είναι η υψηλή πίεση. Σε αυτό το στάδιο, η παραπάνω πίεση θα ληφθεί από τον Πίνακα 4.3, ο οποίος λαμβάνεται από την παραπάνω δημοσίευση.

Ambient temperature range (°C)	High Pressure (bar)
$T_{amb} \leq 10$	$f(T_{GC,out}, \Delta T_{sub})$
$10 < T_{amb} < 26,8$	$0,0522 \cdot T_{GC,out}^2 - 1,0178 \cdot T_{GC,out} + 60,798$
$T_{amb} \geq 26,8$	$11,541 + 2,3426 \cdot T_{GC,out}$

Πίνακας 4.3: Κατανομή της πίεσης εξόδου από τον συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου της εγκατάστασης [28]

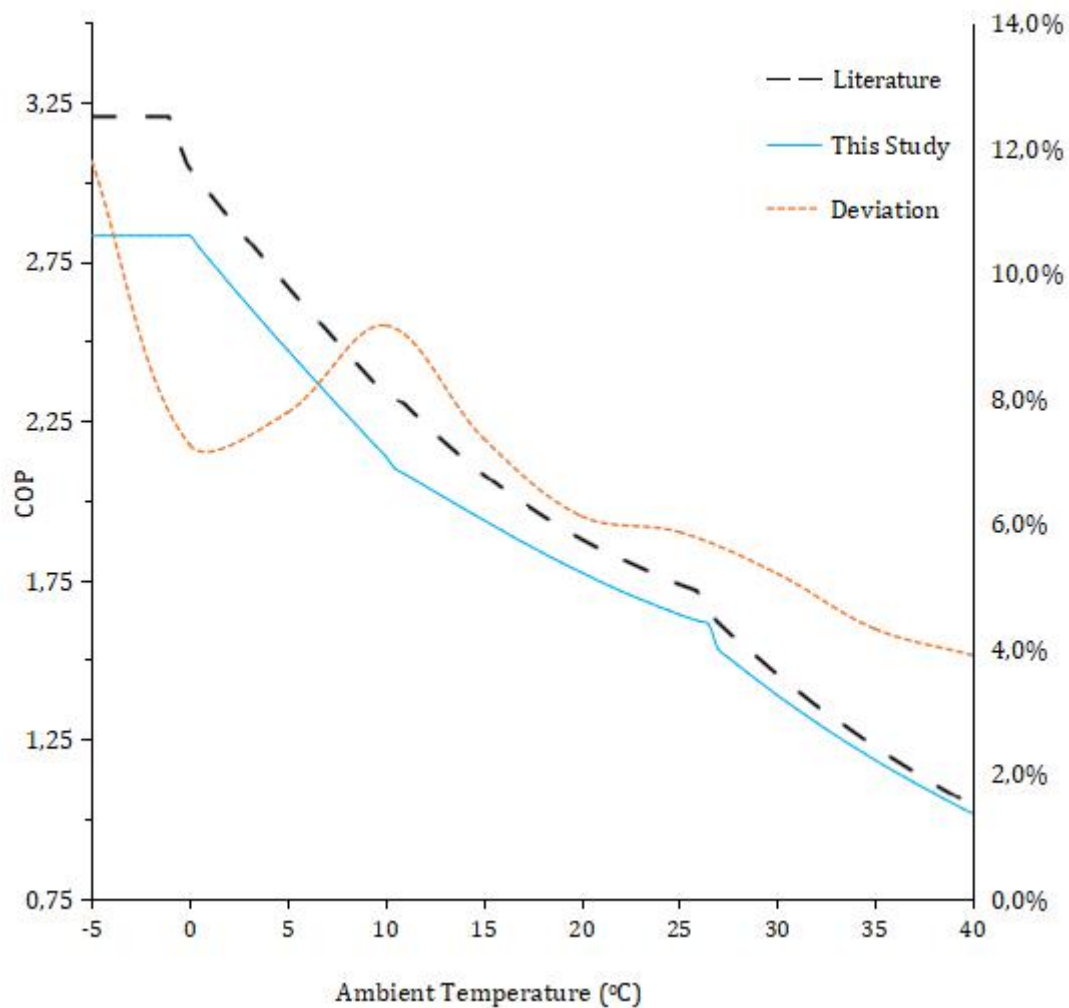
Στον παραπάνω πίνακα το $T_{GC,out}$ αποτελεί ουσιαστικά την θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τον συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου της εγκατάστασης και υπολογίζεται βάση του Πίνακα 4.2, οπότε για θερμοκρασίες άνω των 10 °C, η υψηλή πίεση μπορεί να υπολογιστεί με ευκολία από τις εξισώσεις που δίνονται. Για θερμοκρασίες όμως κάτω των 10 °C δεν δίνεται συγκεκριμένη εξίσωση και το μόνο γνωστό στοιχείο είναι πως αποτελεί μία συνάρτηση της θερμοκρασίας εξόδου από τον συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου και της υπόψυξης σε αυτόν. Η υπόψυξη για την παρούσα προσομοίωση λήφθηκε ίση με 2 °C, οπότε προσθέτοντας αυτή στην θερμοκρασία εξόδου, είναι γνωστή η θερμοκρασία του ρευστού ενώ αυτό βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου υγρού. Με τα δύο παραπάνω στοιχεία μπορεί στην συνέχεια να υπολογιστεί η πίεση στην έξοδο του C / GC, δηλαδή η υψηλή πίεση του συστήματος.

Στην συνέχεια παρουσιάζονται στα Σχήματα 4.12 και 4.13 τα αποτελέσματα της παραπάνω προσομοίωσης, όπως αυτά προέκυψαν με την μεθοδολογία της παρούσας διπλωματικής εργασίας και επιλύοντας τις εξισώσεις στο υπολογιστικό περιβάλλον του προγράμματος EES, σε σύγκριση με αυτά της βιβλιογραφίας, καθώς επίσης και η απόκλιση μεταξύ των δύο για το σύστημα booster και το σύστημα booster με παράλληλη συμπίεση.



Σχήμα 4.12: Διακύμανση του συντελεστή συμπεριφοράς του μελετηθέντος συστήματος booster σε σχέση με την θερμοκρασία περιβάλλοντος, όπως προκύπτει από την παρούσα εργασία και την βιβλιογραφία, καθώς και απόκλιση μεταξύ των δύο [28]

Για το σύστημα booster προκύπτει πως τα δύο διαγράμματα, σχεδόν εφάπτονται και η απόκλιση είναι πολύ μικρή. Πιο συγκεκριμένα η μέση απόκλιση μεταξύ των COP των δύο περιπτώσεων είναι μικρότερη από 0,03 ή 1,1 %. Η παραπάνω απόκλιση λαμβάνει τις μέγιστες τιμές της για θερμοκρασίες μικρότερες των 10 °C, φαινόμενο λογικό καθώς όπως έχει ήδη αναφερθεί στις χαμηλές θερμοκρασίες δεν έχει ακολουθηθεί η ίδια ακριβώς μεθοδολογία για τον υπολογισμό της υψηλής πίεσης.

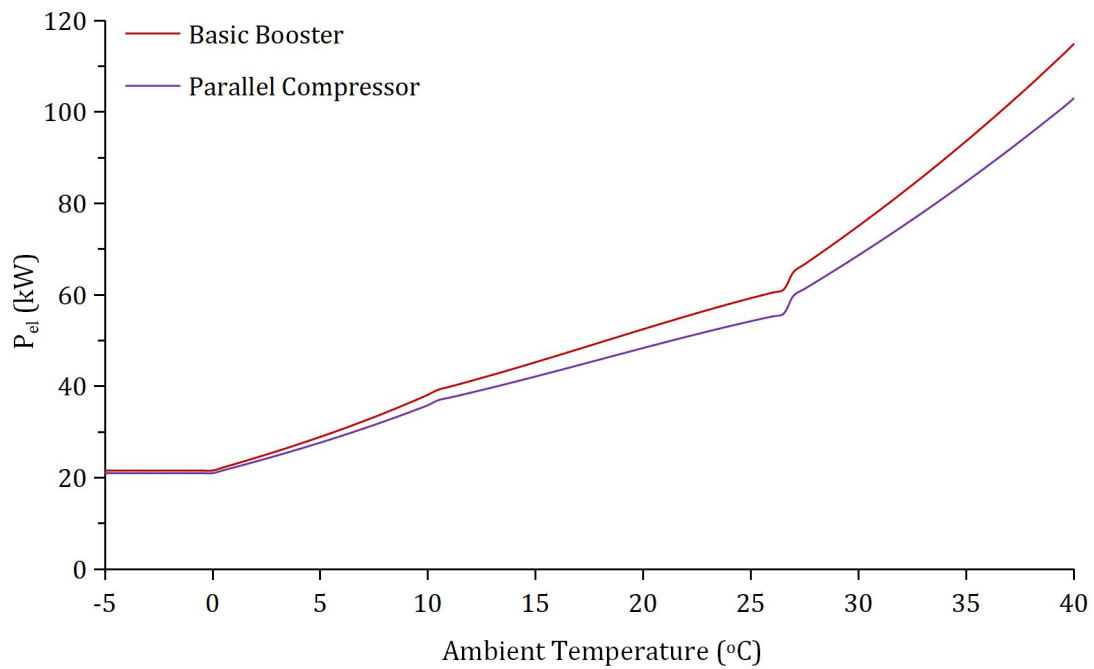


Σχήμα 4.13: Διακύμανση του συντελεστή συμπεριφοράς του μελετηθέντος συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση, σε σχέση με την θερμοκρασία περιβάλλοντος, όπως προκύπτει από την παρούσα εργασία και την βιβλιογραφία, καθώς και απόκλιση μεταξύ των δύο [28]

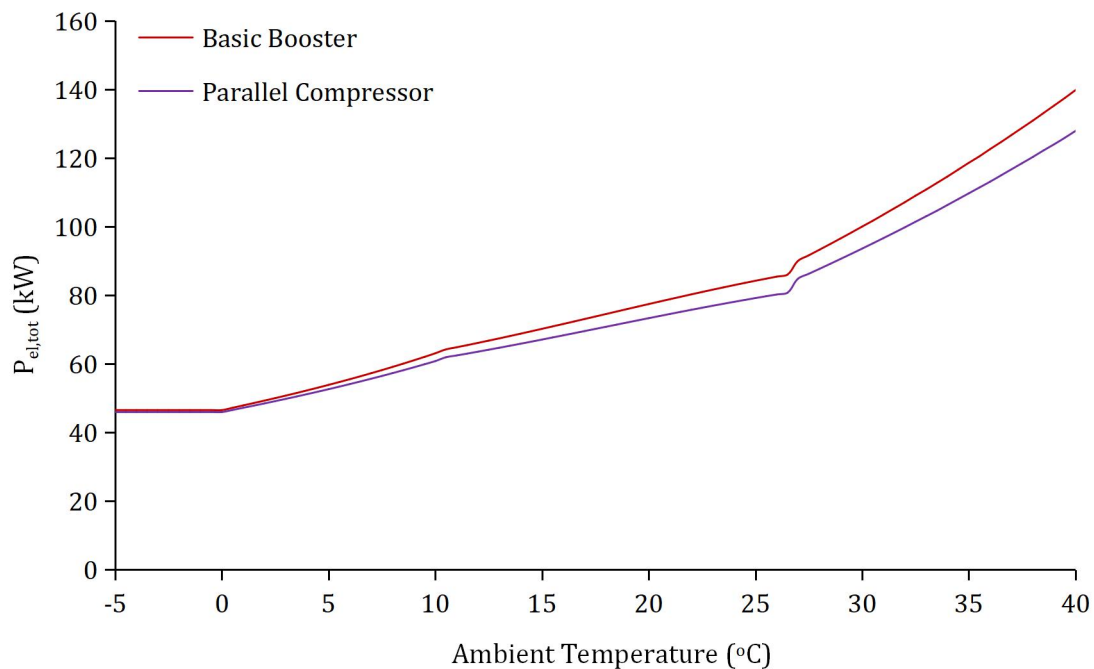
Η παραπάνω διαφορά στον υπολογισμό της υψηλής πίεσης φαίνεται να επηρεάζει σε μεγαλύτερο βαθμό και το διάγραμμα του συστήματος booster, με παράλληλη συμπίεση. Και σε αυτή την περίπτωση οι γραφικές παραστάσεις των δύο περιπτώσεων είναι πολύ κοντά, όμως η απόκλιση τους είναι ελαφρώς αυξημένη σε σχέση με το προηγούμενο σύστημα. Πιο συγκεκριμένα, η μέση απόκλιση μεταξύ των COP των δύο περιπτώσεων ισούται με 0,15 ή 6,8 %. Εκτός από την υψηλή πίεση, πολύ σημαντικό ρόλο για την λειτουργία του συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση, διαδραματίζει και η ενδιάμεση πίεση. Σε αυτό το στάδιο της εργασίας η συγκεκριμένη πίεση λήφθηκε ίση με 35 bar, όσο δηλαδή και αυτή του απλού συστήματος booster. Η βελτιστοποίηση της πίεσης αυτής είναι ικανή να δημιουργήσει έντονη αύξηση στις τιμές του COP, όπως θα γίνει φανερό στην συνέχεια, και μπορεί να αποτελέσει ακόμα έναν παράγοντα που δικαιολογεί την ύπαρξη της παραπάνω απόκλισης.

Στην συνέχεια, για λόγους πληρότητας παρουσιάζονται στα Σχήματα 4.14 έως 4.16, οι γραφικές παραστάσεις της ηλεκτρικής κατανάλωσης από τους

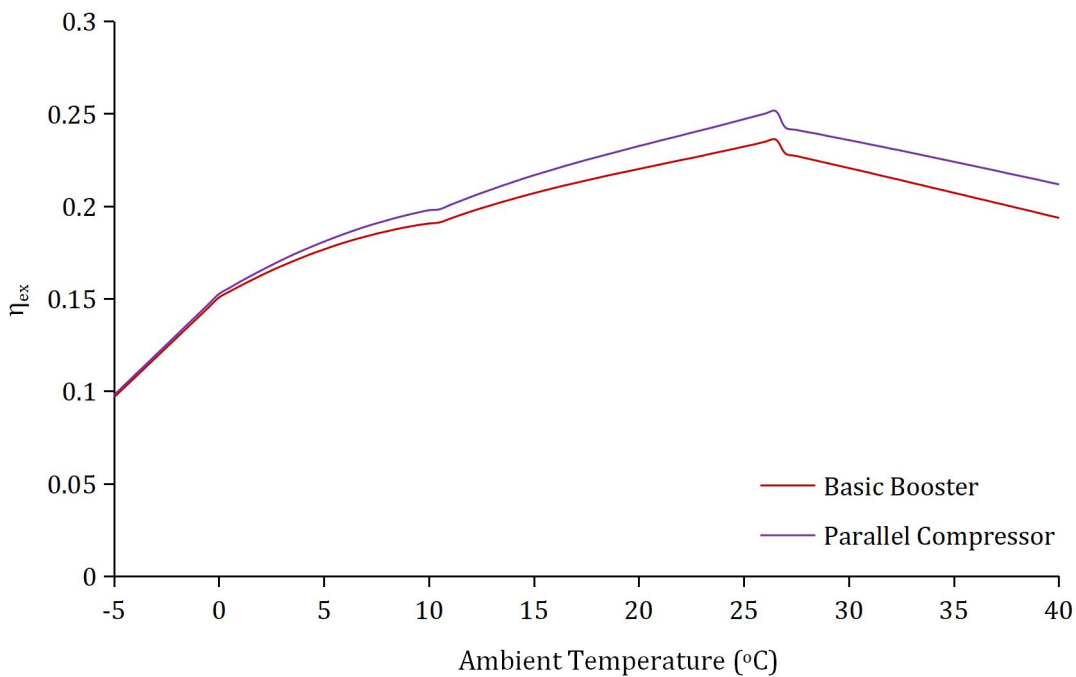
συμπιεστές, της συνολικά καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης, όπως προκύπτουν από την παραπάνω ανάλυση.



Σχήμα 4.14: Γραφική παράσταση της καταναλισκόμενης από τους συμπιεστές ηλεκτρικής ενέργειας, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, για το σύστημα booster και το σύστημα booster με παράλληλη συμπίεση



Σχήμα 4.15: Γραφική παράσταση της συνολικά καταναλισκόμενης από τα συστήματα ηλεκτρικής ενέργειας, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, για το σύστημα booster και το σύστημα booster με παράλληλη συμπίεση



Σχήμα 4.16: Γραφική παράσταση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, για το σύστημα booster και το σύστημα booster με παράλληλη συμπίεση

Η ηλεκτρική κατανάλωση ακολουθεί μία αντίστροφη πορεία από αυτή του συντελεστή συμπεριφοράς, δηλαδή καθώς η θερμοκρασία αυξάνεται, η κατανάλωση αυξάνεται επίσης, ενώ ο ρυθμός αύξησης είναι μεγαλύτερος στις περιοχές στις οποίες ο ρυθμός μείωσης του COP είναι μεγαλύτερος, και αντίστροφα. Η διαφορά μεταξύ των σχημάτων 4.14 και 4.15 είναι ουσιαστικά οι καταναλώσεις του συμπυκνωτή και των ατμοποιητών, δηλαδή 25 kW. Επιπλέον, οι καταναλώσεις του συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση, είναι μειωμένες σε σχέση με αυτές του απλού συστήματος booster, ενώ ο συντελεστής συμπεριφοράς του είναι αυξημένος, γεγονός που δικαιολογεί την προσθήκη του επιπλέον συμπιεστή στο απλό σύστημα booster.

Σε ό,τι αφορά τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης, αυτός του συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση είναι αυξημένος, ενώ και οι δύο ακολουθούν μία κοινή αυξητική πορεία, έως την θερμοκρασία που ξεκινάει η υπερκρίσιμη λειτουργία του συστήματος, όπου και παρουσιάζουν μέγιστο, ενώ στη συνέχεια ακολουθεί κοινή μείωση.

Τέλος, σε όλα τα σχήματα είναι εμφανής η παρουσία των τεσσάρων ζωνών που έχουν προαναφερθεί, μεταξύ των οποίων παρατηρείται διαφορετική μορφολογία των διαγραμμάτων. Ιδιαίτερα έντονη αυτή η διαφοροποίηση γίνεται, όταν η λειτουργία του συστήματος περνάει στην υπερκρίσιμη περιοχή, καθώς συνοδεύεται από αστάθεια, η οποία μεταφράζεται στο διάγραμμα ως μία απότομη εναλλαγή της μορφής του (δημιουργία γωνίας), η οποία είναι αποτέλεσμα των συναρτήσεων που χρησιμοποιήθηκαν για την απόδοση της υψηλής πίεσης.

4.4 Περιβαλλοντική ανάλυση

Εκτός από την ενεργειακή ανάλυση, η περιβαλλοντική αξιολόγηση είναι ζωτικής σημασίας για τα συστήματα με εργαζόμενο μέσο το CO₂, προκειμένου να εξεταστεί το περιβαλλοντικό τους αποτύπωμα. Η χρήση της συνολικής ισοδύναμης θερμικής επίπτωσης (TEWI), είναι ένας συνηθισμένος και χρήσιμος δείκτης αυτής της διαδικασίας. Το (TEWI) εκφράζει το ποσό των ισοδύναμων εκπομπών CO₂ σε όλο τον κύκλο ζωής του συστήματος, λαμβάνοντας υπόψη τόσο τις άμεσες (TEWI)_{dir}, όσο και τις έμμεσες (TEWI)_{ind} εκπομπές CO₂, οπότε προκύπτει πως:

$$(TEWI) = (TEWI)_{dir} + (TEWI)_{ind} \quad (4.58)$$

Το άμεσο (TEWI) χωρίζεται σε δύο μέρη. Το πρώτο μέρος αφορά την διαρροή και το άλλο το ποσοστό ανακύκλωσης του εργαζόμενου μέσου:

$$(TEWI)_{dir} = GWP_1 \cdot [L_1 \cdot N + M_1 \cdot (1 - a_1)] + GWP_2 \cdot [L_2 \cdot N + M_2 \cdot (1 - a_2)] \quad (4.59)$$

Ο δείκτης 1 αναφέρεται στο κεντρικό σύστημα με το CO₂, ενώ ο δείκτης 2 αναφέρεται στο δευτερεύον κύκλωμα και χρησιμοποιείται μόνο στις περιπτώσεις που λαμβάνει χώρα μηχανική υπόψυξη. Η διαρροή (L) λαμβάνεται ίση με το 15% της συνολικής μάζας του ψυκτικού (M): [30]

$$L_i = 0,15 \cdot M_i \quad (4.60)$$

Η μάζα του ψυκτικού λαμβάνεται ίση με 1 kg/kW_{ref} για το CO₂ και 2 kg/kW_{ref} για τα ψυκτικά που χρησιμοποιούνται στην κύκλο της μηχανικής υπόψυξης. Στην συγκεκριμένη εργασία, η ψυκτική ικανότητα είναι ίση με 130 kW_{ref}, ενώ για το δευτερεύον σύστημα αυτή λαμβάνεται ίση με 60 kW_{ref}, απόφαση που θα δικαιολογηθεί στο επόμενο κεφάλαιο. Τα έτη της ανάλυσης (N) λαμβάνονται ίσα με 10 και οι συντελεστές ανακύκλωσης (α₁ και α₂) ίσοι με 95%. [30] Τα ψυκτικά τα οποία θα χρησιμοποιηθούν στο δευτερεύον σύστημα και των οποίων η απόδοση θα συγκριθεί στην παρούσα εργασία είναι το R290, το R32, το R134a, το R152a και το R1234yf. Τα δυναμικά θέρμανσης του πλανήτη (GWP) των παραπάνω ψυκτικών μέσων, καθώς και των CO₂ και R404A παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.4.

Refrigerant	GWP values for 100-year horizon
R744	1
R404A	3922
R290	3
R32	675
R134a	1430
R152a	124
R1234yf	0,95

Πίνακας 4.4: Δυναμικά υπερθέρμανσης του πλανήτη χρησιμοποιούμενων ψυκτικών μέσων [26,30,31]

Το έμμεσο (TEWI) αφορά τις εκπομπές CO₂ για την παραγωγή της καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας. Υποθέτοντας πως η ετήσια κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας είναι (E_{el}) και ο έμμεσος συντελεστής εκπομπών (β), προκύπτει πως:

$$(TEWI)_{ind} = E_{el} \cdot \beta \cdot N \quad (4.61)$$

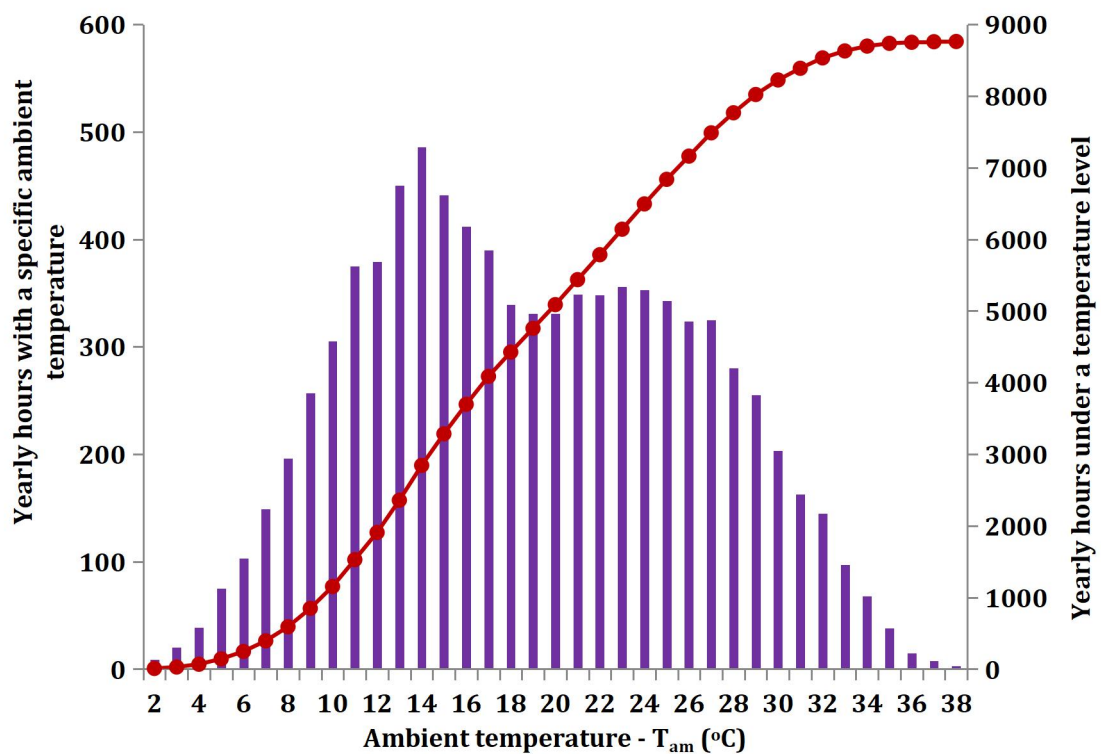
Για την Αθήνα (Ελλάδα), η παράμετρος (β) λαμβάνεται ίση με 0,72 kg CO_{2,eq}/kWh. [30] Η ετήσια κατανάλωση ενέργειας υπολογίζεται ως εξής:

$$E_{el} = \int_{t=0}^{t=8760} P_{el} dt \quad (4.62)$$

Η μέση ετήσια τιμή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) υπολογίζεται ως εξής:

$$COP_{mean} = \frac{(Q_{LT} + Q_{MT}) \cdot 8760}{E_{el}} \quad (4.63)$$

Προκειμένου να υπολογιστούν τα παραπάνω είναι απαραίτητη η κατανομή της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος στην εξεταζόμενη περιοχή, η οποία στην προκειμένη περίπτωση είναι η Αθήνα. Τα δεδομένα αυτά παρουσιάζονται στο Σχήμα 4.17.



Σχήμα 4.17: Δεδομένα σχετικά με την θερμοκρασία περιβάλλοντος στην Αθήνα (Ελλάδα) [30]

Κεφάλαιο 5 : Ενεργειακή απόδοση και καταναλώσεις

Έχοντας θέσει τις βάσεις και αφού πλέον έχει παρουσιαστεί η μεθοδολογία και οι εξισώσεις που θα χρησιμοποιηθούν στην παρούσα διπλωματική εργασία, πρέπει πλέον να εξαχθούν τα αποτελέσματα που διέπουν την λειτουργία των υπό μελέτη συστημάτων.

Στο παρόν κεφάλαιο, οι κύριες μεταβλητές στον οποίων την διακύμανση θα δοθεί ιδιαίτερη έμφαση, είναι ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP) και οι ηλεκτρικές καταναλώσεις. Τα παραπάνω μεγέθη θα παρουσιαστούν συναρτήσει διάφορων μεταβλητών, όπως της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, της τιμής της υψηλής πίεσης του συστήματος, του χρησιμοποιούμενου ψυκτικού μέσου στο δευτερεύον κύκλωμα (όπου αυτό υπάρχει), της υπόψυξης κ.ά.

Τέλος, τα παραπάνω αποτελέσματα θα αποτελούν προϊόντα βελτιστοποίησης του συστήματος, η οποία μπορεί να προκύψει με βελτιστοποίηση της υψηλής και της ενδιάμεσης πίεσης, καθώς και με βελτιστοποίηση της υπόψυξης του συστήματος.

5.1 Βελτιστοποίηση συστήματος booster

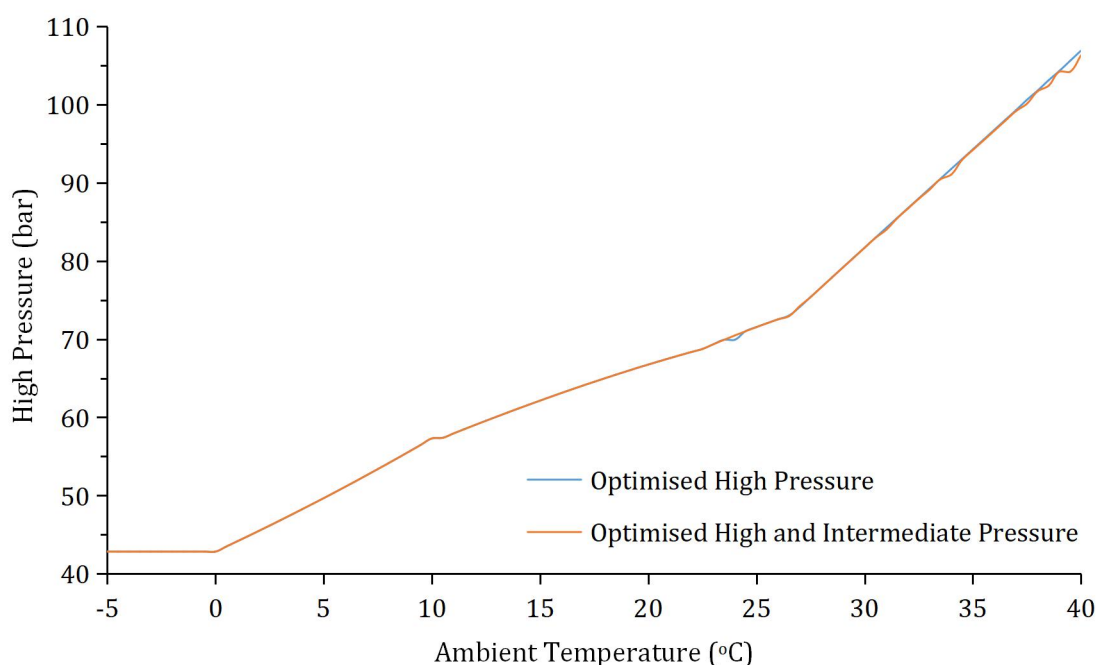
Το πρώτο σύστημα το οποίο υπέστη βελτιστοποίηση είναι το απλό σύστημα booster. Στο συγκεκριμένο σύστημα, έγιναν δύο είδη βελτιστοποίησης:

- Βελτιστοποίηση της υψηλής πίεσης του συστήματος, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.
- Βελτιστοποίηση της υψηλής και της ενδιάμεσης πίεσης του συστήματος, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

Οι παραπάνω βελτιστοποιήσεις έγιναν με κριτήριο την επίτευξη του μέγιστου συντελεστή συμπεριφοράς (COP), ή αλλιώς της ελάχιστης συνολικής ηλεκτρικής κατανάλωσης, για κάθε θερμοκρασία περιβάλλοντος, σε ένα φάσμα από -5 °C έως 40 °C.

Στην ενότητα 4.1.2 παρουσιάστηκαν η μεθοδολογία και οι εξισώσεις που διέπουν την λειτουργία του απλού συστήματος booster. Εξετάζοντας το σύστημα των εξισώσεων, προκύπτει πως ο αριθμός των αγνώστων υπερβαίνει κατά δύο τον αριθμό των εξισώσεων. Αυτοί οι δύο άγνωστοι είναι τα δύο μεγέθη βάση των οποίων γίνεται η πρώτη βελτιστοποίηση, δηλαδή η υψηλή πίεση και η θερμοκρασία περιβάλλοντος. Εισάγοντας το σύνολο των εξισώσεων στο προγραμματιστικό περιβάλλον του EES και επιλέγοντας για κάθε εξωτερική θερμοκρασία από -5 °C έως 40 °C με βήμα 0,5 °C, να βρεθεί η βέλτιστη υψηλή πίεση, δηλαδή αυτή για την οποία επιτυγχάνεται μέγιστος συντελεστής συμπεριφοράς, προκύπτει η κατανομή “Optimised High Pressure” που παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.1.

Στην δεύτερη βελτιστοποίηση, οι άγνωστοι του συστήματος εξισώσεων που εισάγονται στο EES δεν είναι πλέον δύο, αλλά τρεις, καθώς σε αυτούς έχει προστεθεί και η ενδιάμεση πίεση λειτουργίας του συστήματος, η οποία πλέον δεν λαμβάνεται σταθερή και ίση με 35 bar. Ακολουθώντας την παραπάνω διαδικασία, αλλά αυτή την φορά επιλέγοντας να βρεθεί ο συνδυασμός υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης μέσω του οποίου επιτυγχάνεται το μέγιστο COP, επιτυγχάνεται η ταυτόχρονη βελτιστοποίηση των παραπάνω πιέσεων. Η κατανομή της βέλτιστης υψηλής πίεσης σε αυτή την περίπτωση παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.1, ως “Optimised High and Intermediate Pressure”, ενώ σε ό,τι αφορά την βέλτιστη ενδιάμεση πίεση, αυτή προκύπτει πως είναι σταθερή και ίση με την μέση πίεση του συστήματος, δηλαδή 28,03 bar. Το παραπάνω ουσιαστικά σημαίνει πως το ψυκτικό μέσω συμπιέζεται μέσω της HP εκτονωτικής βαλβίδας μέχρι την μέση πίεση, ενώ οι MT και by-pass βαλβίδες παραμένουν ανοιχτές και το ρευστό διέρχεται από αυτές χωρίς μεταβολή της κατάστασής του.

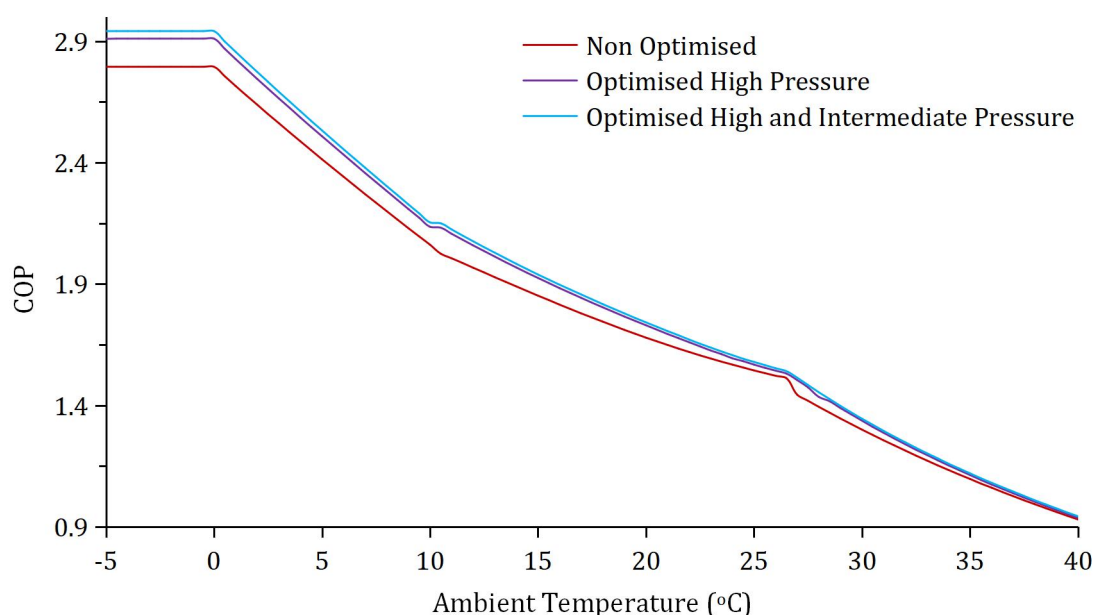


Σχήμα 5.1: Κατανομή της υψηλής πίεσης συστήματος booster, συναρτήσεως της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, για την μεγιστοποίηση του COP

Όπως προκύπτει, οι βέλτιστες υψηλές πιέσεις λειτουργίας των δύο βελτιστοποιήσεων ουσιαστικά ταυτίζονται, καθώς παρουσιάζουν πάρα πολύ μικρές διαφορές. Οι τιμές που λαμβάνει η υψηλή πίεση δημιουργούν ένα εύρος περίπου 100 bar, καθώς η αρχική τιμή βρίσκεται περί των 43 bar, ενώ η τελική περί των 106 bar. Επιπλέον είναι εμφανής η άμεση εξάρτηση της από την συνάρτηση που έχει ληφθεί για την περιγραφή της θερμοκρασίας εξόδου του ρευστού από τον συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου της εγκατάστασης, συναρτήσεως της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, καθώς ουσιαστικά χωρίζει το διάγραμμα σε τέσσερις περιοχές. Τέλος, στις κατανομές παρατηρείται σε ορισμένα σημεία η δημιουργία μικρών καμπύλων που αλλοιώνουν την ομοιομορφία του διαγράμματος. Καθώς τα αποτελέσματα λαμβάνονται αυτούσια από το EES

είναι πολύ πιθανό το πρόγραμμα εξετάζοντας τα COP γύρω από τις συγκεκριμένες περιοχές πίεσης, να κατέληξε στο αποτέλεσμα πως το COP παραμένει ίδιο για ένα μικρό εύρος πιέσεων και απλά να επέστρεψε μία από αυτές, δηλαδή είναι πολύ πιθανό πως αγνοώντας αυτές τις καμπύλες και λαμβάνοντας τις τιμές που θα προέκυπταν λογικά από την μορφή του διαγράμματος, να προκύπτει το ίδιο βέλτιστο COP.

Αξιοποιώντας τις παραπάνω κατανομές της βέλτιστης υψηλής και κατά περίπτωση ενδιάμεσης πίεσης, παρουσιάζονται στα Σχήματα 5.2 και 5.3 οι κατανομές του συντελεστή συμπεριφοράς και της συνολικής ηλεκτρικής κατανάλωσης, που συνδέονται με αυτές.

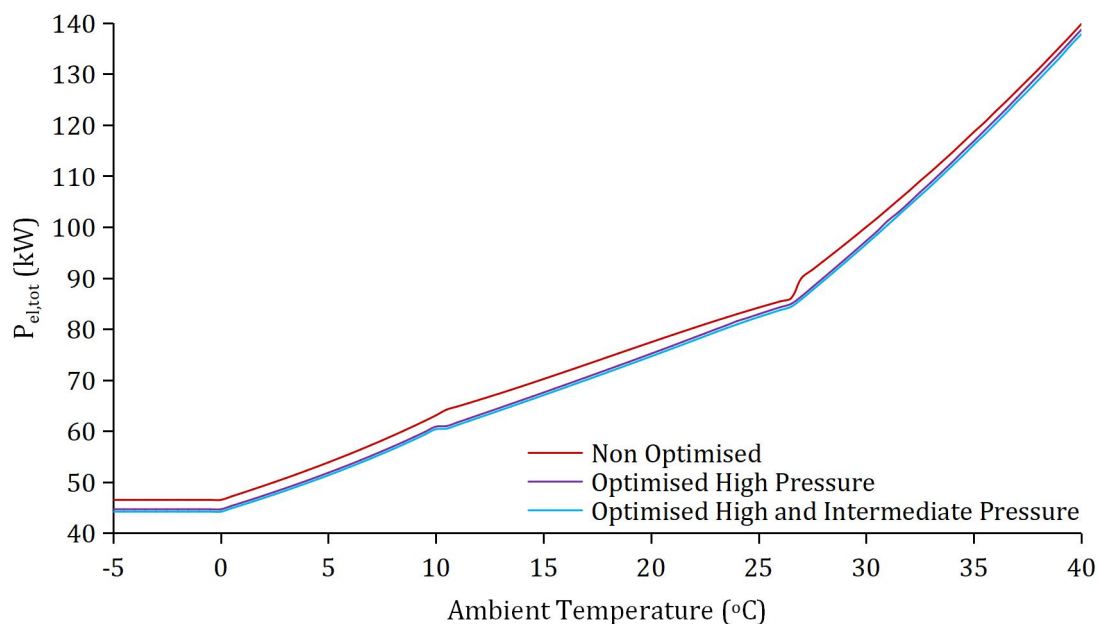


Σχήμα 5.2: Κατανομή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) συστήματος booster, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τρεις καταστάσεις λειτουργίας: χωρίς βελτιστοποίηση, με βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης, με βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης

Η καμπύλη που αντιστοιχεί στην “Non Optimised” κατάσταση είναι αυτή που παρουσιάστηκε προηγουμένως προκειμένου να γίνει ο έλεγχος εγκυρότητας της μεθοδολογίας και προέκυψε χρησιμοποιώντας την κατανομή της υψηλής πίεσης του Πίνακα 4.3. Εμφανής είναι η συνεχής μείωση του COP συναρτήσει της αύξησης της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, φαινόμενο λογικό και αναμενόμενο σε όλα τα συστήματα ψύξης αυτού του είδους. Εμφανής είναι επίσης, η παρουσία των τεσσάρων διαφορετικών περιοχών που εκφράζουν την θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τον συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου.

Εξετάζοντας συγκριτικά τις τρεις καμπύλες προκύπτει πως η βελτιστοποίηση της υψηλής πίεσης αυξάνει σημαντικά το COP σε σχέση με την αρχική κατάσταση, ενώ η περαιτέρω βελτιστοποίηση και της ενδιάμεσης πίεσης, δημιουργεί μία επιπλέον αύξηση, η οποία όμως δεν μπορεί να θεωρηθεί ιδιαίτερα σημαντική. Τέλος, γίνεται αντιληπτό παρατηρώντας το διάγραμμα πως η αύξηση του COP είναι μεγαλύτερη στις χαμηλές θερμοκρασίες

περιβάλλοντος, ενώ στις υψηλές μειώνεται, και ειδικά σε θερμοκρασίες που πλησιάζουν τους 40 °C, είναι σχεδόν μη υπαρκτή.

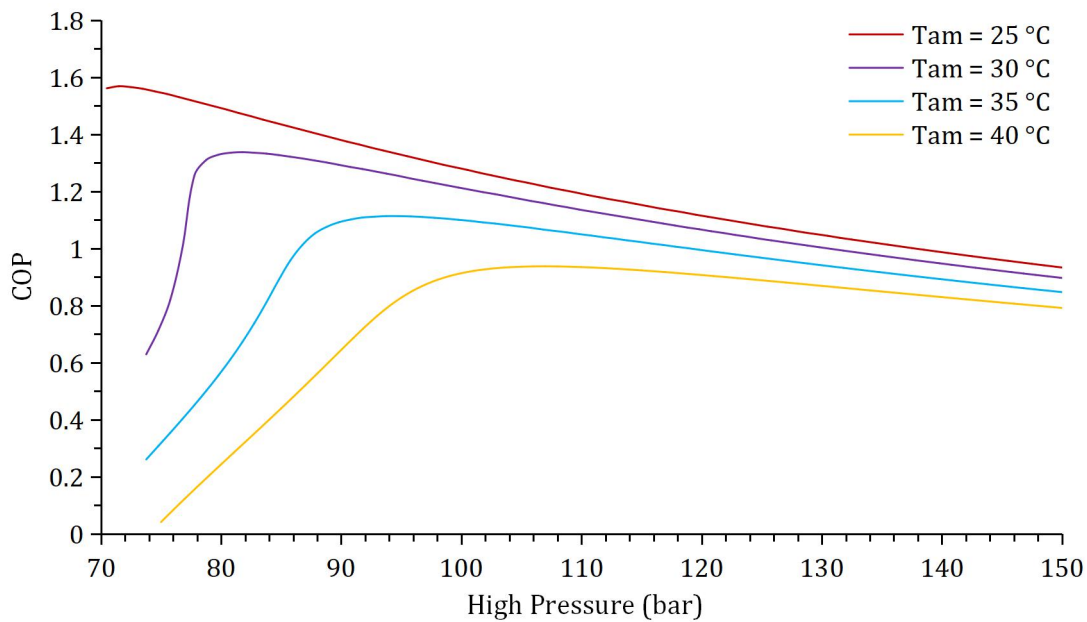


Σχήμα 5.3: Κατανομή της συνολικά καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας συστήματος booster, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τρεις καταστάσεις λειτουργίας: χωρίς βελτιστοποίηση, με βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης, με βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης

Η καμπύλη που αντιστοιχεί στην “Non Optimised” κατάσταση είναι αυτή που παρουσιάστηκε προηγουμένως προκειμένου να γίνει ο έλεγχος εγκυρότητας της μεθοδολογίας και προέκυψε χρησιμοποιώντας την κατανομή της υψηλής πίεσης του Πίνακα 4.3. Εμφανής είναι η συνεχής αύξηση των ηλεκτρικών καταναλώσεων συναρτήσει της αύξησης της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, φαινόμενο λογικό και αναμενόμενο σε όλα τα συστήματα ψύξης αυτού του είδους. Επίσης, όπως και προηγουμένως, η παρουσία των τεσσάρων διαφορετικών περιοχών που εκφράζουν την θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τον συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου, είναι εμφανής.

Εξετάζοντας συγκριτικά τις τρεις καμπύλες προκύπτει πως η βελτιστοποίηση της υψηλής πίεσης μειώνει σημαντικά τις καταναλώσεις σε σχέση με την αρχική κατάσταση, ενώ η περαιτέρω βελτιστοποίηση και της ενδιάμεσης πίεσης, δημιουργεί μία επιπλέον μείωση, η οποία όμως δεν μπορεί να θεωρηθεί ιδιαίτερα σημαντική. Τέλος, γίνεται αντιληπτό παρατηρώντας το διάγραμμα πως η μείωση των καταναλώσεων είναι μεγαλύτερη στις χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος, ενώ στις υψηλές μειώνεται, και ειδικά σε θερμοκρασίες που πλησιάζουν τους 40 °C, είναι σχεδόν μη υπαρκτή.

Εκτός από την συσχέτιση του COP με την θερμοκρασία, ενδιαφέρον παρουσιάζει και η μεταβολή αυτού, συναρτήσει της υψηλής πίεσης λειτουργίας για συγκεκριμένες θερμοκρασίες περιβάλλοντος. Στο Σχήμα 5.4 παρουσιάζεται η παραπάνω μεταβολή, για ενδιάμεση πίεση σταθερή και ίση με 35 bar.



Σχήμα 5.4: Κατανομή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) συστήματος booster, συναρτήσει της υψηλής πίεσης λειτουργίας, για τέσσερις διαφορετικές θερμοκρασίες περιβάλλοντος

Όπως προκύπτει από το παραπάνω σχήμα, για δεδομένη υψηλή πίεση λειτουργίας, η αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, συνεπάγεται μείωση του συντελεστή συμπεριφοράς.

Επιπλέον για θερμοκρασίες περιβάλλοντος που συνεπάγονται υπερκρίσιμη κατάσταση λειτουργίας του συστήματος, η αύξηση της υψηλής πίεσης, έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του COP, έως ένα σημείο, στο οποίο αποκτά την μέγιστη τιμή του και στην συνέχεια περαιτέρω αύξηση επιφέρει μείωση του COP. Ενδιαφέρον παρουσιάζει επίσης και το γεγονός πως με την αύξηση της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος το παραπάνω σημείο μετατοπίζεται προς τα δεξιά, δηλαδή το βέλτιστο COP συναντάται σε μεγαλύτερη πίεση λειτουργίας.

Το φαινόμενο όμως αυτό δεν παρατηρείται / δεν είναι τόσο έντονο στην υποκρίσιμη λειτουργία, καθώς το βέλτιστο COP συνήθως συναντάται για λειτουργία με υψηλή πίεση που ταυτίζεται με αυτή για την οποία το ρευστό εξέρχεται από τον συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου ως κορεσμένο υγρό, δηλαδή για την ελάχιστη δυνατή πίεση, φαινόμενο που επιβεβαιώνεται από την καμπύλη των 25 °C, καθώς βρίσκεται πολύ κοντά στο κρίσιμο σημείο.

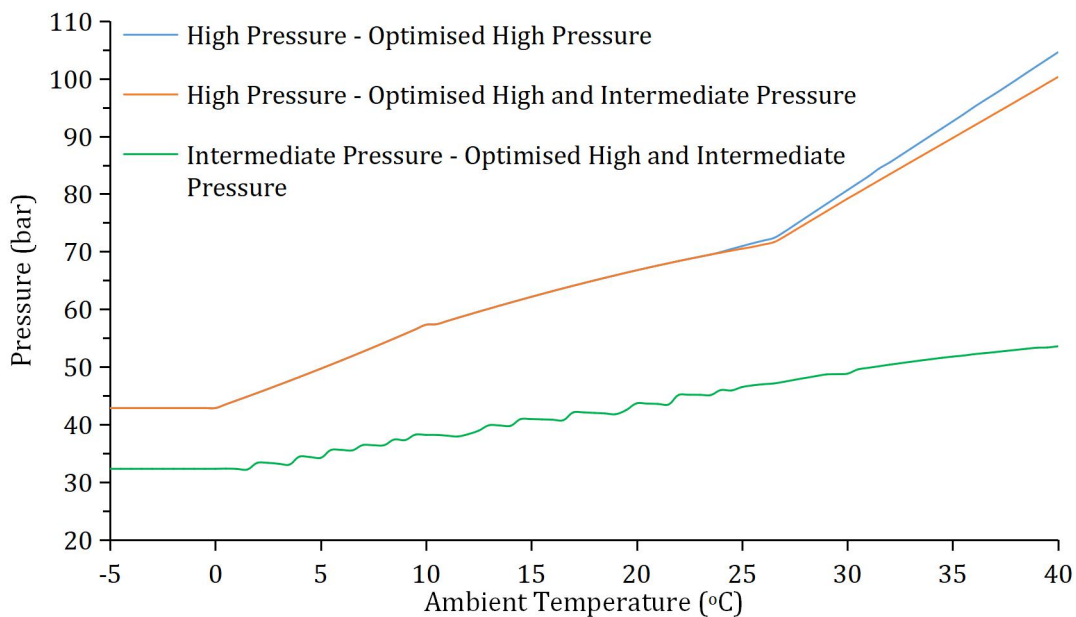
5.2 Βελτιστοποίηση συστήματος booster, με παράλληλη συμπίεση

Το δεύτερο σύστημα το οποίο υπέστη βελτιστοποίηση είναι το σύστημα booster, με παράλληλη συμπίεση. Στο συγκεκριμένο σύστημα, έγιναν δύο είδη βελτιστοποιήσης:

- Βελτιστοποίηση της υψηλής πίεσης του συστήματος, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.
- Βελτιστοποίηση της υψηλής και της ενδιάμεσης πίεσης του συστήματος, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

Οι παραπάνω βελτιστοποιήσεις έγιναν με κριτήριο την επίτευξη του μέγιστου συντελεστή συμπεριφοράς (COP), ή αλλιώς της ελάχιστης συνολικής ηλεκτρικής κατανάλωσης, για κάθε θερμοκρασία περιβάλλοντος, σε ένα φάσμα από -5 °C έως 40 °C.

Στην ενότητα 4.1.3 παρουσιάστηκαν η μεθοδολογία και οι εξισώσεις που διέπουν την λειτουργία του συστήματος booster, με παράλληλη συμπίεση. Εξετάζοντας το σύστημα των εξισώσεων, προκύπτει πως ο αριθμός των αγνώστων υπερβαίνει κατά δύο τον αριθμό των εξισώσεων. Αυτοί οι δύο άγνωστοι είναι τα δύο μεγέθη βάση των οποίων γίνεται η πρώτη βελτιστοποίηση, δηλαδή η υψηλή πίεση και η θερμοκρασία περιβάλλοντος. Εισάγοντας το σύνολο των εξισώσεων στο προγραμματιστικό περιβάλλον του EES και επιλέγοντας για κάθε εξωτερική θερμοκρασία από -5 °C έως 40 °C με βήμα 0,5 °C, να βρεθεί η βέλτιστη υψηλή πίεση, δηλαδή αυτή για την οποία επιτυγχάνεται μέγιστος συντελεστής συμπεριφοράς, προκύπτει η κατανομή “High Pressure - Optimised High Pressure” που παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.5.



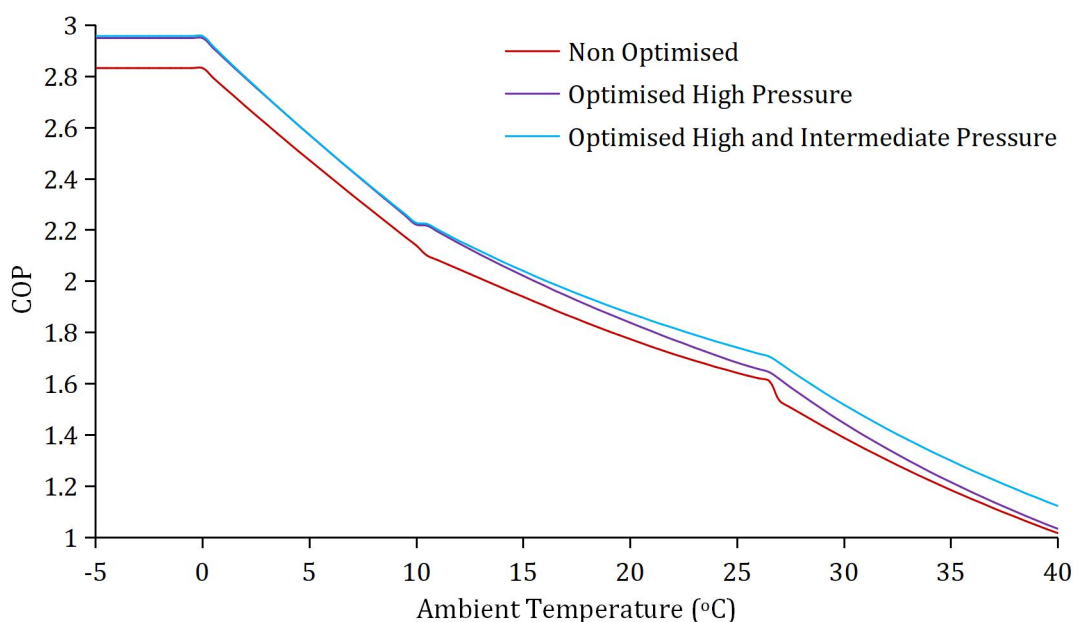
Σχήμα 5.5: Κατανομή της υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, για την μεγιστοποίηση του COP

Στην δεύτερη βελτιστοποίηση, οι άγνωστοι του συστήματος εξισώσεων που εισάγονται στο EES δεν είναι πλέον δύο, αλλά τρεις, καθώς σε αυτούς έχει προστεθεί και η ενδιάμεση πίεση λειτουργίας του συστήματος, η οποία πλέον δεν λαμβάνεται σταθερή και ίση με 35 bar. Ακολουθώντας την παραπάνω διαδικασία, αλλά αυτή την φορά επιλέγοντας να βρεθεί ο συνδυασμός υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης μέσω του οποίου επιτυγχάνεται το μέγιστο COP, επιτυγχάνεται η ταυτόχρονη βελτιστοποίηση των παραπάνω πιέσεων. Η

κατανομή της βέλτιστης υψηλής πίεσης σε αυτή την περίπτωση παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.5, ως “High Pressure - Optimised High and Intermediate Pressure”, ενώ σε ό,τι αφορά την βέλτιστη ενδιάμεση πίεση, σε αντίθεση με το προηγούμενο σύστημα δεν είναι σταθερή, αλλά η κατανομή της παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.5, ως “Intermediate Pressure - Optimised High and Intermediate Pressure”.

Όπως προκύπτει, οι βέλτιστες υψηλές πιέσεις λειτουργίας των δύο βελτιστοποιήσεων ουσιαστικά ταυτίζονται στην υποκρίσιμη περιοχή, ενώ στην υπερκρίσιμη λειτουργία παρατηρείται μία μεγαλύτερη αύξηση της υψηλής πίεσης στην περίπτωση που υπόκειται μόνο αυτή σε βελτιστοποίηση. Τα υπόλοιπα σχόλια που μπορούν να γίνουν για τις συγκεκριμένες καμπύλες είναι κοινά με αυτά που έγιναν στο απλό σύστημα booster. Σε ό,τι αφορά την ενδιάμεση πίεση, εξαιρώντας το τμήμα των πολύ χαμηλών θερμοκρασιών, παρατηρείται μία συνεχής αύξηση της βέλτιστης πίεσης συναρτήσει της αύξησης της θερμοκρασίας. Τέλος, στην κατανομή παρατηρείται η δημιουργία γωνιών που αλλοιώνουν την ομοιομορφία του διαγράμματος. Καθώς τα αποτελέσματα λαμβάνονται αυτούσια από το EES είναι πολύ πιθανό το πρόγραμμα εξετάζοντας τα COP γύρω από τις συγκεκριμένες περιοχές πίεσης, να κατέληξε στο αποτέλεσμα πως το COP παραμένει ίδιο για ένα μικρό εύρος πιέσεων και απλά να επέστρεψε μία από αυτές, δηλαδή είναι πολύ πιθανό πως αγνοώντας αυτές τις καμπύλες και λαμβάνοντας τις τιμές που θα προέκυπταν λογικά από την μορφή του διαγράμματος, να προκύπτει το ίδιο βέλτιστο COP.

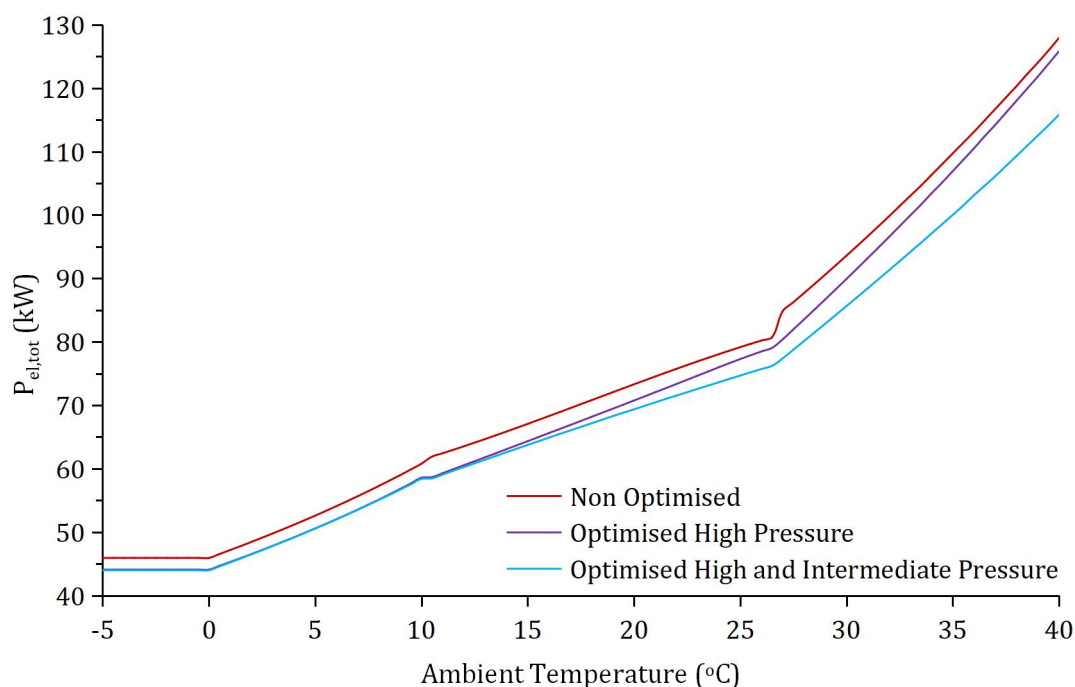
Αξιοποιώντας τις παραπάνω κατανομές της βέλτιστης υψηλής και κατά περίπτωση ενδιάμεσης πίεσης, παρουσιάζονται στα Σχήματα 5.6 και 5.7 οι κατανομές του συντελεστή συμπεριφοράς και της συνολικής ηλεκτρικής κατανάλωσης, που συνδέονται με αυτές.



Σχήμα 5.6: Κατανομή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τρεις καταστάσεις λειτουργίας: χωρίς βελτιστοποίηση, με βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης, με βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης

Η καμπύλη που αντιστοιχεί στην “Non Optimised” κατάσταση είναι αυτή που παρουσιάστηκε προηγουμένως προκειμένου να γίνει ο έλεγχος εγκυρότητας της μεθοδολογίας και προέκυψε χρησιμοποιώντας την κατανομή της υψηλής πίεσης του Πίνακα 4.3. Εμφανής είναι η συνεχής μείωση του COP συναρτήσει της αύξησης της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, φαινόμενο λογικό και αναμενόμενο σε όλα τα συστήματα ψύξης αυτού του είδους. Εμφανής είναι επίσης, η παρουσία των τεσσάρων διαφορετικών περιοχών που εκφράζουν την θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τον συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου.

Εξετάζοντας συγκριτικά τις τρεις καμπύλες προκύπτει πως η βελτιστοποίηση της υψηλής πίεσης αυξάνει σημαντικά το COP σε σχέση με την αρχική κατάσταση, για χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος, ενώ η περαιτέρω βελτιστοποίηση και της ενδιάμεσης πίεσης, δημιουργεί μία επιπλέον αύξηση, η οποία όμως δεν μπορεί να θεωρηθεί σημαντική. Αντίθετα, όσο αυξάνει η θερμοκρασία του περιβάλλοντος, η συμβολή της βελτιστοποίησης της υψηλής πίεσης στην αύξηση του COP, όλο και μειώνεται, και η συμβολή της βελτιστοποίησης και της ενδιάμεσης πίεσης όλο και αυξάνεται, καταλήγοντας τελικά στην εξωτερική θερμοκρασία των 40 °C, η αύξηση του COP να επιτυγχάνεται ουσιαστικά μόνο με παράλληλη βελτιστοποίηση της ενδιάμεσης πίεσης. Ο σημαντικός ρόλος της ενδιάμεσης πίεσης στο παρόν σύστημα είναι αναμενόμενος, καθώς μεταξύ αυτής και της υψηλής, παρεμβάλλεται ένας συμπιεστής του οποίου η λειτουργία εξαρτάται σημαντικά από την διαφορά πίεσης που επιτυγχάνει, με αποτέλεσμα η συνεχής βελτιστοποίηση αυτής να είναι αναγκαία.

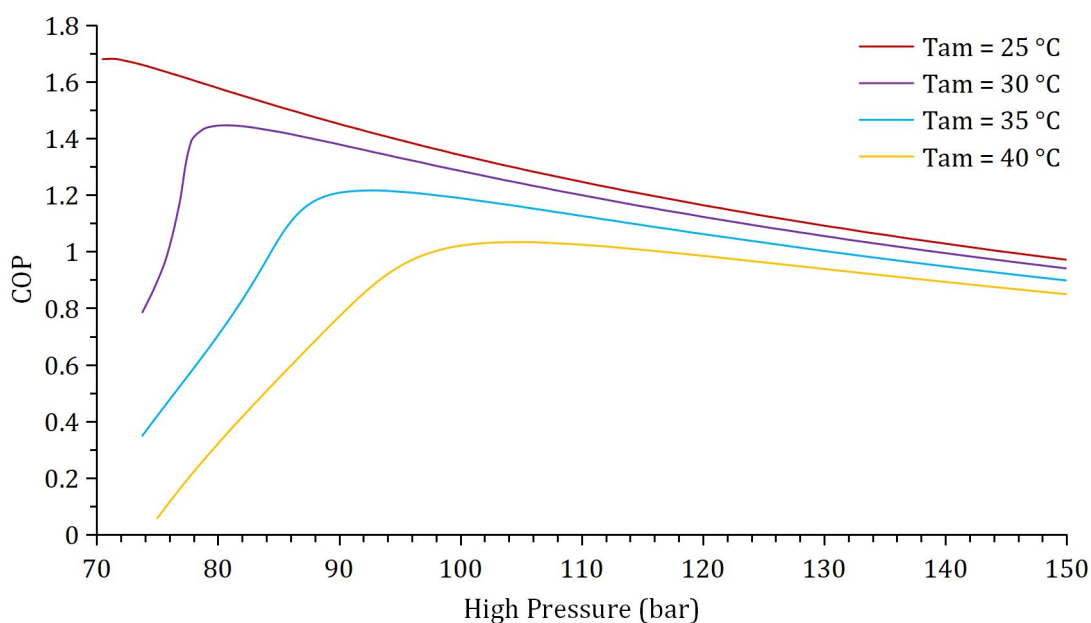


Σχήμα 5.7: Κατανομή της συνολικά καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τρεις καταστάσεις λειτουργίας: χωρίς βελτιστοποίηση, με βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης, με βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης

Η καμπύλη που αντιστοιχεί στην “Non Optimised” κατάσταση είναι αυτή που παρουσιάστηκε προηγουμένως προκειμένου να γίνει ο έλεγχος εγκυρότητας της μεθοδολογίας και προέκυψε χρησιμοποιώντας την κατανομή της υψηλής πίεσης του Πίνακα 4.3. Εμφανής είναι η συνεχής αύξηση των ηλεκτρικών καταναλώσεων συναρτήσει της αύξησης της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, φαινόμενο λογικό και αναμενόμενο σε όλα τα συστήματα ψύξης αυτού του είδους.

Εξετάζοντας συγκριτικά τις τρεις καμπύλες προκύπτει κατ’ αντιστοιχία με το COP σημαντική συμβολή της βελτιστοποιημένης υψηλής πίεσης στην μείωση των καταναλώσεων για τις χαμηλές θερμοκρασίες και σημαντική συμβολή της βελτιστοποιημένης ενδιάμεσης πίεσης στην μείωση των καταναλώσεων για τις υψηλές θερμοκρασίες.

Εκτός από την συσχέτιση του COP με την θερμοκρασία, ενδιαφέρον παρουσιάζει και η μεταβολή αυτού, συναρτήσει της υψηλής πίεσης λειτουργίας για συγκεκριμένες θερμοκρασίες περιβάλλοντος. Στο Σχήμα 5.8 παρουσιάζεται η παραπάνω μεταβολή, για ενδιάμεση πίεση σταθερή και ίση με 35 bar.



Σχήμα 5.8: Κατανομή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση, συναρτήσει της υψηλής πίεσης λειτουργίας, για τέσσερις διαφορετικές θερμοκρασίες περιβάλλοντος

Όπως προκύπτει από το παραπάνω σχήμα, για δεδομένη υψηλή πίεση λειτουργίας, η αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, συνεπάγεται μείωση του συντελεστή συμπεριφοράς.

Επιπλέον για θερμοκρασίες περιβάλλοντος που συνεπάγονται υπερκρίσιμη κατάσταση λειτουργίας του συστήματος, η αύξηση της υψηλής πίεσης, έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του COP, έως ένα σημείο, στο οποίο αποκτά την μέγιστη τιμή του και στην συνέχεια περαιτέρω αύξηση επιφέρει μείωση του COP. Ενδιαφέρον παρουσιάζει επίσης και το γεγονός πως με την αύξηση της

θερμοκρασίας του περιβάλλοντος το παραπάνω σημείο μετατοπίζεται προς τα δεξιά, δηλαδή το βέλτιστο COP συναντάται σε μεγαλύτερη πίεση λειτουργίας.

Το φαινόμενο όμως αυτό δεν παρατηρείται / δεν είναι τόσο έντονο στην υποκρίσιμη λειτουργία, καθώς το βέλτιστο COP συνήθως συναντάται για λειτουργία με υψηλή πίεση που ταυτίζεται με αυτή για την οποία το ρευστό εξέρχεται από τον συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου ως κορεσμένο υγρό, δηλαδή για την ελάχιστη δυνατή πίεση, φαινόμενο που επιβεβαιώνεται από την καμπύλη των 25 °C, καθώς βρίσκεται πολύ κοντά στο κρίσιμο σημείο. Τέλος, συγκριτικά με το Σχήμα 5.4 που αντιστοιχεί στο απλό booster σύστημα, η μορφή των καμπυλών είναι ίδια, με κύρια διαφορά πως για το σύστημα με την παράλληλη συμπίεση είναι μετατοπισμένες προς μεγαλύτερα COP.

5.3 Βελτιστοποίηση συστήματος booster, με μηχανική υπόψυξη

Το τρίτο σύστημα το οποίο υπέστη βελτιστοποίηση είναι το σύστημα booster, με μηχανική υπόψυξη. Στο συγκεκριμένο σύστημα, η βελτιστοποίηση αποτέλεσε μία πιο περίπλοκη διαδικασία από αυτές των δύο προηγούμενων καθώς εκτός από την βελτιστοποίηση της υψηλής και της ενδιάμεσης πίεσης, αναγκαία ήταν και η βελτιστοποίηση του ποσού της υπόψυξης. Επιπλέον, ένας ακόμα παράγοντας η επιλογή του οποίου αποτελεί σημαντική διαδικασία είναι το είδος του ψυκτικού μέσου που κυκλοφορεί στο δευτερεύον κύκλωμα. Το ψυκτικό μέσο το οποίο επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθεί αρχικά είναι το R290. Το προπάνιο (R290) είναι ένα φυσικό ψυκτικό, το οποίο έχει εξαιρετικές περιβαλλοντικές ιδιότητες αφού παρουσιάζει GWP ίσο με 3 και ODP ίσο με μηδέν. Παρά τα παραπάνω θετικά, τα χαρακτηριστικά ευφλεκτότητας που παρουσιάζει έχουν αποτελέσει ανασταλτικό παράγοντα στην χρήση του, η οποία συνήθως περιορίζεται σε βοηθητικά και πλήρως ελεγχόμενα συστήματα, όπως αυτό στο οποίο χρησιμοποιείται στην παρούσα διπλωματική εργασία. Προκειμένου η επιλογή του δευτερεύοντος ψυκτικού μέσου να μην γίνει αυθαίρετα, στην πορεία θα γίνει σύγκριση και με άλλες εναλλακτικές επιλογές.

Σε όλες τις βελτιστοποιήσεις που ακολουθούν, εκτός και αν αναφέρεται ρητώς το αντίθετο, συνεπάγεται και παράλληλη βελτιστοποίηση της υπόψυξης. Οι ευρύτερες βελτιστοποιήσεις με τις οποίες συνδυάζεται αυτή της υπόψυξης, όπως και στα δύο προηγούμενα συστήματα, είναι δύο ειδών:

- Βελτιστοποίηση της υψηλής πίεσης του συστήματος, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.
- Βελτιστοποίηση της υψηλής και της ενδιάμεσης πίεσης του συστήματος, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

Οι παραπάνω βελτιστοποιήσεις έγιναν με κριτήριο την επίτευξη του μέγιστου συντελεστή συμπεριφοράς (COP), ή αλλιώς της ελάχιστης συνολικής ηλεκτρικής κατανάλωσης, για κάθε θερμοκρασία περιβάλλοντος, σε ένα φάσμα από -5 °C έως 40 °C.

Σε αυτό το σημείο πρέπει να αναφερθούν ορισμένα δεδομένα που συνδέονται με την βελτιστοποίηση της θερμοκρασιακής διαφοράς που επιτυγχάνεται με την υπόψυξη:

- Η παραπάνω θερμοκρασιακή διαφορά υπόκειται σε ορισμένα όρια, δηλαδή οι τιμές που μπορεί να πάρει για κάθε κατάσταση λειτουργίας είναι περιορισμένες και δίνονται από την εξίσωση:

$$0 \leq \text{Subcooling} \leq \text{Subcooling}_{\max} \quad (5.1)$$

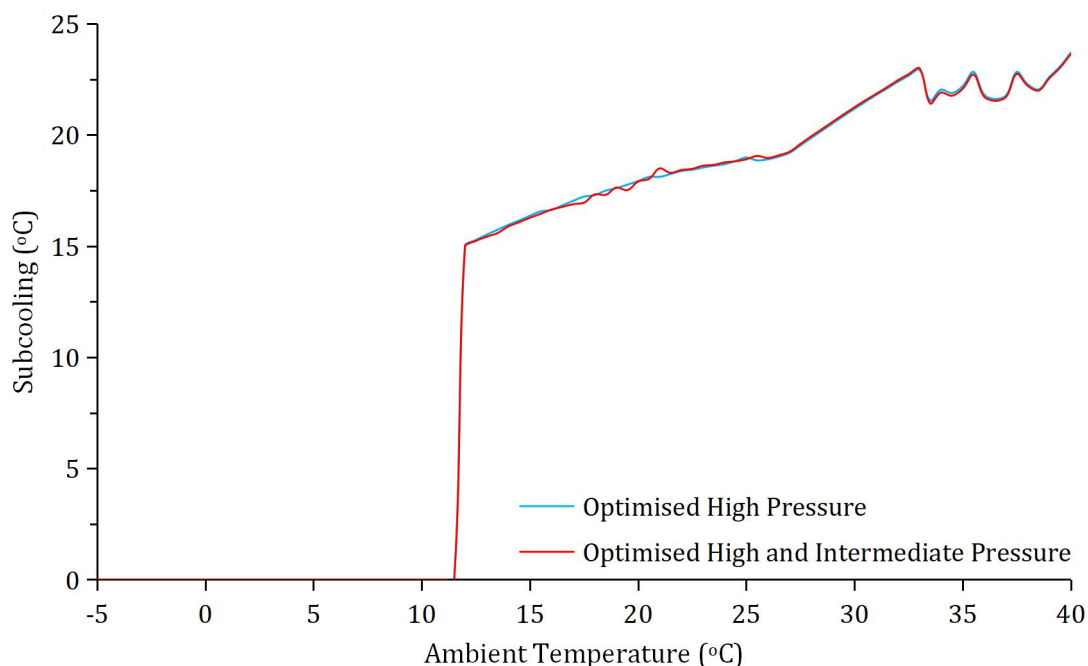
$$\text{Subcooling}_{\max} = T_2 - T_{\text{help}} \quad (5.2)$$

Το μέγεθος T_{help} αναφέρεται στην θερμοκρασία που θα είχε το σημείο 3 σε περίπτωση που η ενθαλπία του ήταν ίση με αυτή του σημείου 7 και αποτελεί την χαμηλότερη δυνατή θερμοκρασία που μπορεί να επιτευχθεί μέσω της υπόψυξης για ευσταθή λειτουργία του συστήματος. Οι αρίθμηση χρησιμοποιήθηκε κατ'αντιστοιχία με το Σχήμα 4.7.

- Η τιμή του $Q_{\text{out}2}$ περιορίστηκε στους υπολογισμούς από ένα μέγιστο της τάξης των 60 kW. Ο παραπάνω περιορισμός ουσιαστικά συνεπάγεται πως η θερμότητα που απορρίπτεται στο δευτερεύον κύκλωμα, δεν μπορεί να υπερβεί το αναφερθέν όριο. Ο λόγος για τον οποίο εντάχθηκε το παραπάνω όριο είναι πως κατά την διάρκεια των προσομοιώσεων στο EES τα αποτελέσματα που εξέρχονταν κατά την βελτιστοποίηση ήταν μη ρεαλιστικά. Πιο συγκεκριμένα το σύστημα δεν συμπεριφερόταν ως σύστημα με μηχανική υπόψυξη, αλλά ως σύστημα cascade, καθώς για υψηλές εξωτερικές θερμοκρασίες, από ένα σημείο και έπειτα, η υψηλή πίεση μειωνόταν απότομα και η πλειοψηφία της θερμότητας που αποβαλλόταν από το σύστημα γινόταν διαμέσου του εναλλάκτη με το δευτερεύον σύστημα, ενώ η θερμότητα που απορριπτόταν στον συμπυκνωτή ήταν περιορισμένη, με αποτέλεσμα το ρευστό να εξέρχεται από αυτόν σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού. Οπότε προκειμένου το δευτερεύον σύστημα να παρουσιάζει έναν βοηθητικό ρόλο και να προσομοιώνει ρεαλιστικά το είδος του συστήματος του οποίου την λειτουργία εντάχθηκε για να εξυπηρετεί τέθηκε το παραπάνω όριο.
- Λαμβάνεται υπόψη πως κατά την λειτουργία του, το δευτερεύον σύστημα καταναλώνει ενέργεια η οποία έχει αναφερθεί ως "λοιπές καταναλώσεις" και το μέγεθος αυτής είναι αρκετά σημαντικό. Για τον λόγο αυτό, όπως θα παρουσιαστεί και στην συνέχεια η λειτουργία του δευτερεύοντος συστήματος περιορίζεται στις θερμοκρασίες περιβάλλοντος στις οποίες η μείωση των καταναλώσεων που επιφέρει θερμοδυναμικά η ύπαρξη υπόψυξης, υπερβαίνει την αύξηση των καταναλώσεων που επιφέρει η λειτουργία ενός επιπλέον συστήματος και των συσκευών που συνδέονται με αυτό.

Στο Σχήμα 5.9 παρουσιάζεται η κατανομή της βέλτιστης θερμοκρασιακής διαφοράς που επιτυγχάνεται με την υπόψυξη, τόσο για το σύστημα στο οποίο

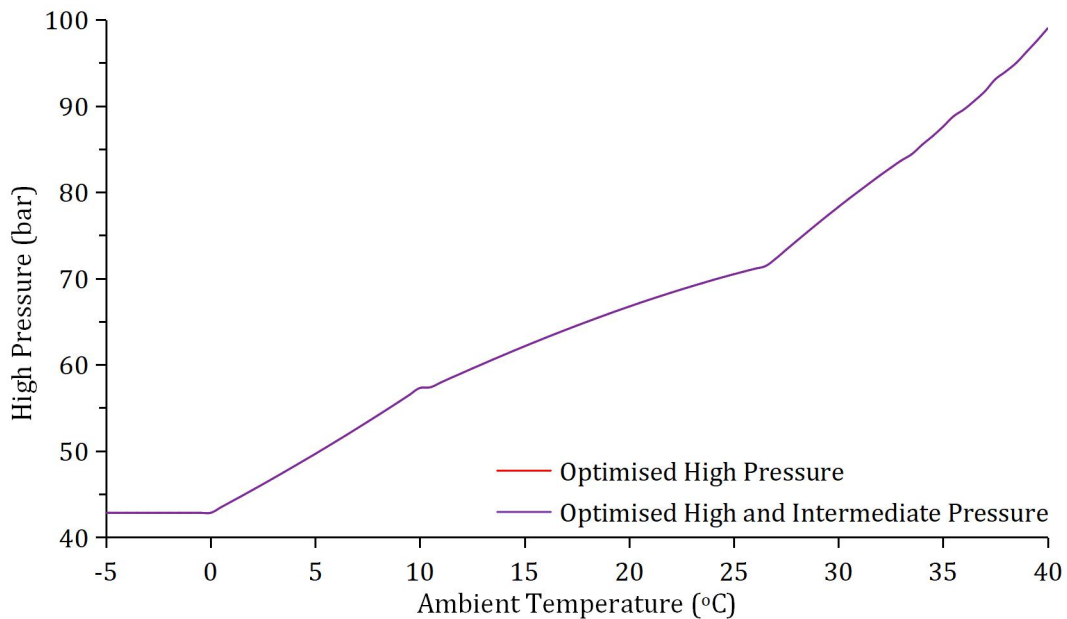
έχει γίνει και βελτιστοποίηση της υψηλής πίεσης, όσο και για το σύστημα στο οποίο έχει γίνει περαιτέρω βελτιστοποίηση και της ενδιάμεσης πίεσης.



Σχήμα 5.9: Κατανομή της θερμοκρασιακής διαφοράς που επιτυγχάνεται στον εναλλάκτη θερμότητας συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, για την μεγιστοποίηση του COP

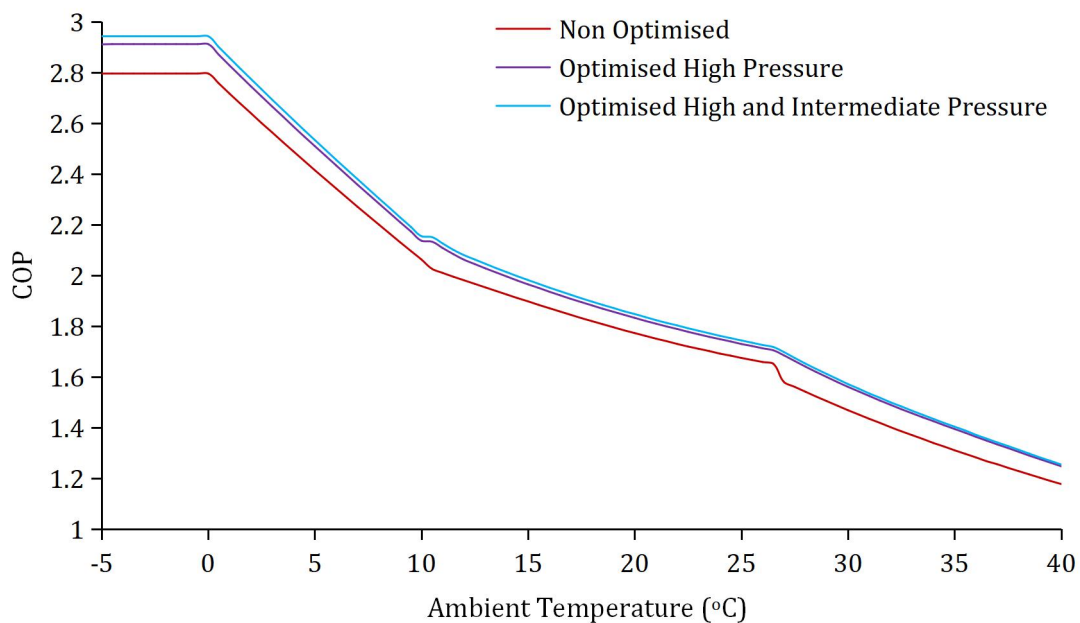
Όπως προκύπτει από το Σχήμα 5.9 οι κατανομές της υπόψυξης για τις δύο περιπτώσεις βελτιστοποίησης παρουσιάζουν πολύ μικρή διαφορά και στην συνέχεια δεν θα γίνεται διαχωρισμός τους. Είναι φανερό πως στην κατανομή διακρίνεται η δημιουργία ορισμένων περιοχών. Αρχικά, για θερμοκρασία περιβάλλοντος μικρότερη των 12 °C προκύπτει πως η βέλτιστη κατάσταση είναι αυτή στην οποία δεν τίθεται σε λειτουργία το δευτερεύον σύστημα. Ο λόγος για τον οποίο παρατηρείται το φαινόμενο αυτό έχει ήδη αναφερθεί και στην ουσία οφείλεται στις λοιπές καταναλώσεις που συνεπάγεται η λειτουργία του συστήματος, οι οποίες σε αυτό το θερμοκρασιακό φάσμα είναι μεγαλύτερες από την ενέργεια που εξοικονομείται. Για θερμοκρασίες περιβάλλοντος μεγαλύτερες των 12 °C παρατηρείται συνεχής αύξηση, της οποίας ο ρυθμός αυξάνεται απότομα κατά την μετάβαση της λειτουργίας στην υπερκρίσιμη κατάσταση. Τέλος, για θερμοκρασίες περιβάλλοντος μεγαλύτερες των 33 °C, παρατηρείται μία ταλάντωση της θερμοκρασιακής διαφοράς, η οποία οφείλεται στην λειτουργία του EES και στο γεγονός πως υπάρχουν πολλαπλές τιμές κοντά σε αυτή των 22 °C για τις οποίες το COP λαμβάνει ίδια ή πολύ κοντινή τιμή.

Στο Σχήμα 5.10 παρουσιάζονται οι κατανομές της βέλτιστης υψηλής πίεσης για τα δύο είδη βελτιστοποίησης που έγιναν, ενώ από την βελτιστοποίηση της ενδιάμεσης πίεσης προέκυψε πως αυτή ισούται με 28,03 bar, δηλαδή με την μέση πίεση, για όλες τις θερμοκρασίες περιβάλλοντος, αποτέλεσμα που είναι αντίστοιχο με αυτό που προέκυψε από την βελτιστοποίηση της ενδιάμεσης πίεσης του απλού συστήματος booster.



Σχήμα 5.10: Κατανομή της υψηλής πίεσης συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290, συναρτήσεως της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, για την μεγιστοποίηση του COP

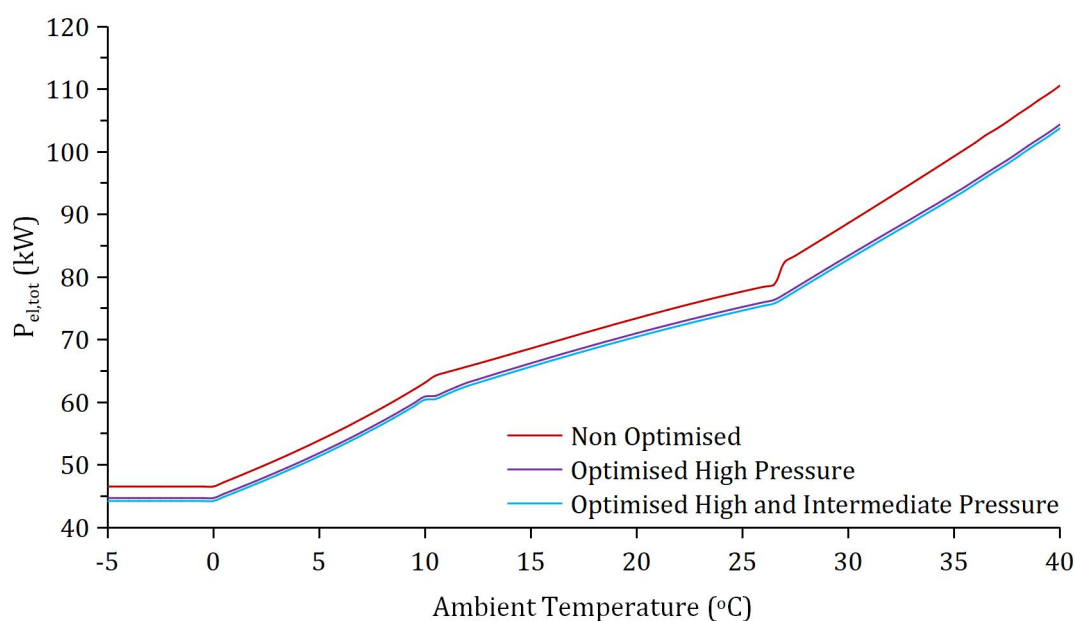
Οι δύο κατανομές ουσιαστικά ταυτίζονται και είναι της ίδιας μορφής με αυτές που παρουσιάστηκαν στα προηγούμενα συστήματα, με κύρια διαφορά πως παρουσιάζουν ελαφρώς χαμηλότερο μέγιστο, το οποίο δεν ξεπερνά τα 100 bar. Αξιοποιώντας τις παραπάνω κατανομές της βέλτιστης υψηλής και κατά περίπτωση ενδιάμεσης πίεσης και τις βέλτιστης υπόψυξης, παρουσιάζονται στα Σχήματα 5.11 και 5.12 οι κατανομές του συντελεστή συμπεριφοράς και της συνολικής ηλεκτρικής κατανάλωσης, που συνδέονται με αυτές.



Σχήμα 5.11: Κατανομή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290, συναρτήσεως της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τρεις καταστάσεις λειτουργίας: χωρίς βελτιστοποίηση, με βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης, με βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης

Η καμπύλη που αντιστοιχεί στην “Non Optimised” κατάσταση προέκυψε χρησιμοποιώντας την κατανομή της υψηλής πίεσης του Πίνακα 4.3, ενώ και οι τρεις καμπύλες συνοδεύονται από βελτιστοποίηση της υπόψυξης. Εμφανής είναι η συνεχής μείωση του COP συναρτήσει της αύξησης της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, φαινόμενο λογικό και αναμενόμενο σε όλα τα συστήματα ψύξης αυτού του είδους. Εμφανής είναι επίσης, η παρουσία των τεσσάρων διαφορετικών περιοχών που εκφράζουν την θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τον συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου.

Εξετάζοντας συγκριτικά τις τρεις καμπύλες προκύπτει πως η βελτιστοποίηση της υψηλής πίεσης αυξάνει σημαντικά το COP σε σχέση με την αρχική κατάσταση, ενώ η περαιτέρω βελτιστοποίηση και της ενδιάμεσης πίεσης, δημιουργεί μία επιπλέον αύξηση, η οποία όμως δεν μπορεί να θεωρηθεί ιδιαίτερα σημαντική. Επίσης, γίνεται αντιληπτό παρατηρώντας το διάγραμμα πως η αύξηση του COP δεν παρουσιάζει μεγάλη διακύμανση συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, καθώς η ύπαρξη της υπόψυξης σε συνδυασμό με την βελτιστοποίηση της υψηλής πίεσης παρέχει ικανοποιητική αύξηση της απόδοσης ακόμα και σε υψηλές εξωτερικές θερμοκρασίες.



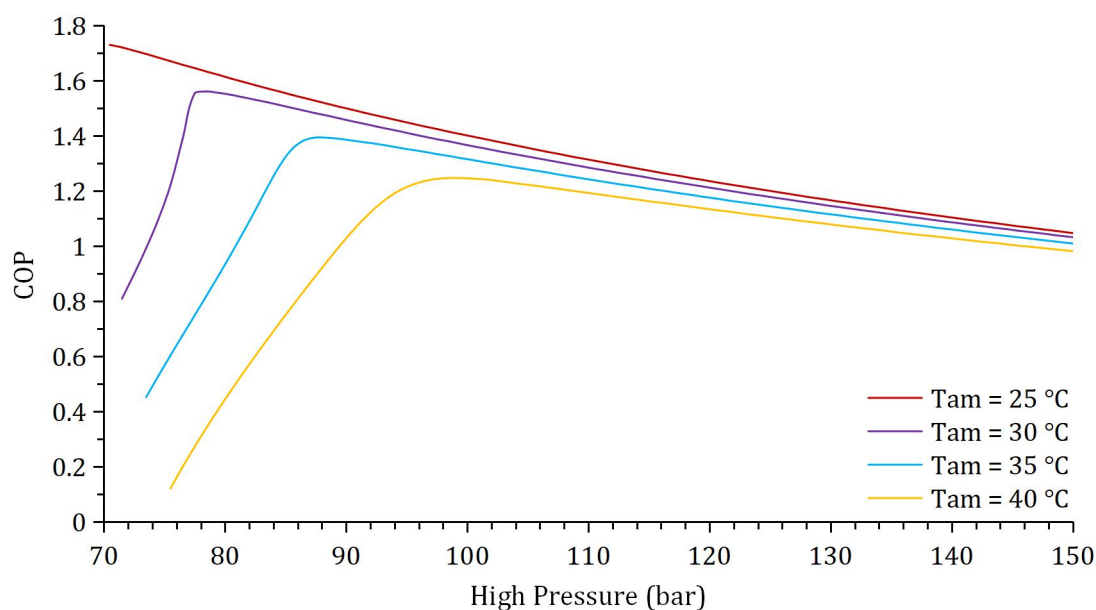
Σχήμα 5.12: Κατανομή της συνολικά καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τρεις καταστάσεις λειτουργίας: χωρίς βελτιστοποίηση, με βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης, με βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης

Η καμπύλη που αντιστοιχεί στην “Non Optimised” κατάσταση προέκυψε χρησιμοποιώντας την κατανομή της υψηλής πίεσης του Πίνακα 4.3. Εμφανής είναι η συνεχής αύξηση των ηλεκτρικών καταναλώσεων συναρτήσει της αύξησης της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, φαινόμενο λογικό και αναμενόμενο σε όλα τα συστήματα ψύξης αυτού του είδους.

Εξετάζοντας συγκριτικά τις τρεις καμπύλες προκύπτει κατ’ αντιστοιχία με το COP σημαντική συμβολή της βελτιστοποιημένης υψηλής πίεσης στην μείωση

των καταναλώσεων, ενώ η συμβολή της βελτιστοποιημένης ενδιάμεσης πίεσης είναι αμελητέα.

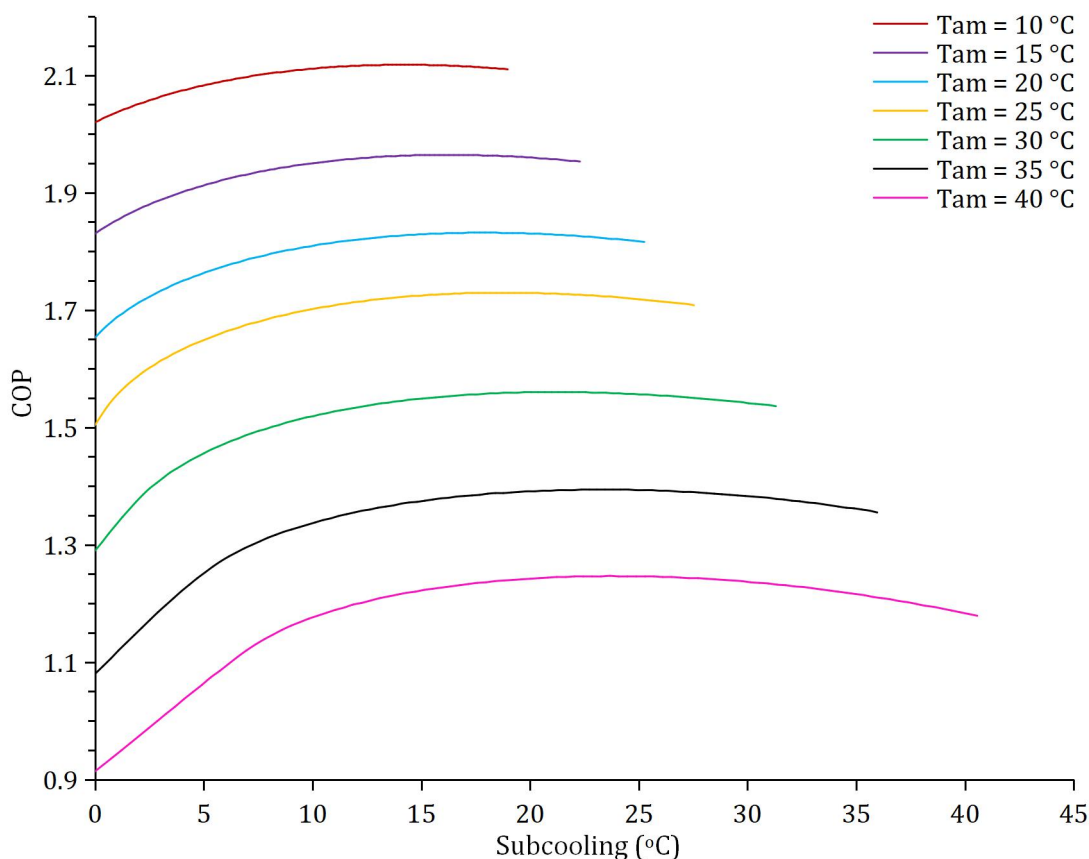
Εκτός από την συσχέτιση του COP με την θερμοκρασία, ενδιαφέρον παρουσιάζει και η μεταβολή αυτού, συναρτήσει της υψηλής πίεσης λειτουργίας για συγκεκριμένες θερμοκρασίες περιβάλλοντος. Στο Σχήμα 5.13 παρουσιάζεται η παραπάνω μεταβολή, για ενδιάμεση πίεση σταθερή και ίση με 35 bar και για βελτιστοποιημένη υπόψυξη.



Σχήμα 5.13: Κατανομή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290, συναρτήσει της υψηλής πίεσης λειτουργίας, για τέσσερις διαφορετικές θερμοκρασίες περιβάλλοντος

Η μορφή του Σχήματος 5.13 είναι παρόμοια με αυτές των Σχημάτων 5.4 και 5.8. Η πρώτη διαφορά του με αυτά είναι πως γενικά παρουσιάζει μεγαλύτερα COP για όλες τις εξωτερικές θερμοκρασίες λειτουργίας. Η δεύτερη και σημαντικότερη διαφορά του είναι πως η μετάβαση των καμπυλών από την αύξουσα μορφή προς την φθίνουσα είναι πιο απότομη. Ο λόγος που εμφανίζεται αυτό το φαινόμενο συνδέεται με το άνω όριο των 60 kW που τέθηκε στον εναλλάκτη θερμότητας. Όπως έχει αναφερθεί, σε περίπτωση που δεν υπήρχε το παραπάνω όριο, το βέλτιστο COP ενός φάσματος εξωτερικών θερμοκρασιών θα εμφανιζόταν σε πολύ χαμηλότερες πιέσεις και η λειτουργία του θα έμοιαζε με αυτή του cascade συστήματος. Για να αντιμετωπιστεί το παραπάνω πρόβλημα εντάχθηκε ο περιορισμός της εναλλασσόμενης θερμότητας, ο οποίος είναι υπεύθυνος για την μορφή που παρουσιάζουν ορισμένες καμπύλες (δηλαδή θερμοκρασίες) στις χαμηλές πιέσεις.

Σημαντικές πληροφορίες εξάγονται και από το διάγραμμα που παρουσιάζει την μεταβολή του COP, συναρτήσει της υπόψυξης για συγκεκριμένες θερμοκρασίες περιβάλλοντος. Στο Σχήμα 5.14 παρουσιάζεται η παραπάνω μεταβολή, για ενδιάμεση πίεση σταθερή και ίση με 35 bar και για βελτιστοποιημένη υψηλή πίεση λειτουργίας.



Σχήμα 5.14: Κατανομή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290, συναρτήσει της υπόψυξης, για επτά διαφορετικές θερμοκρασίες περιβάλλοντος

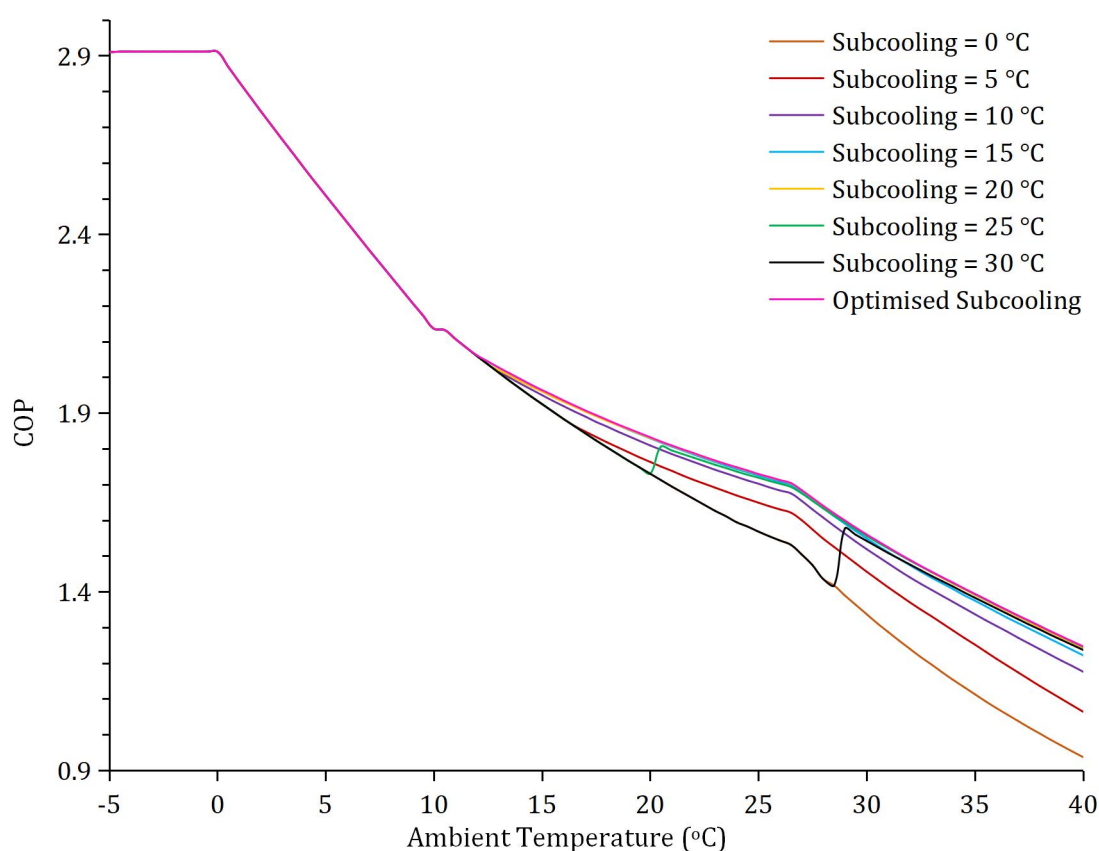
Το Σχήμα 5.14 αποτελεί αφορμή για διατύπωση αρκετών σχολίων. Καταρχάς, η αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος οδηγεί στην μετατόπιση της καμπύλης προς χαμηλότερες περιοχές COP, γεγονός αναμενόμενο καθώς η απόδοση του συστήματος πλήττεται από την ύπαρξη υψηλών θερμοκρασιών.

Επίσης με την αύξηση της θερμοκρασίας παρατηρείται αύξηση του εύρους της υπόψυξης στην οποία το σύστημα μπορεί να υποβληθεί. Πιο συγκεκριμένα, για θερμοκρασία περιβάλλοντος 10 °C η υπόψυξη μπορεί να λάβει μέγιστη τιμή ίση με 19 °C, ενώ για θερμοκρασία περιβάλλοντος ίση με 40 °C, η μέγιστη τιμή υπερδιπλασιάζεται και πλησιάζει τους 41 °C. Το παραπάνω αποτέλεσμα είναι λογικό, καθώς με την αύξηση της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, η θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του C / GC αυξάνεται ανάλογα, με αποτέλεσμα να μπορεί να υποστεί μεγαλύτερη υπόψυξη. Σε αυτό το σημείο πρέπει να αναφερθεί πως για την ρεαλιστική λειτουργία του συστήματος, αυτό δεν μπορεί να λειτουργεί σε ολόκληρο το παραπάνω εύρος, καθώς ο εναλλάκτης έχει διαστασιολογηθεί προκειμένου να είναι σε θέση να καλύψει ένα συγκεκριμένο εύρος υποψύξεων, το οποίο δύσκολα ανέρχεται στους 40 °C.

Ένα συμπέρασμα που έχει ήδη προκύψει από προηγούμενα διαγράμματα είναι πως η αύξηση της θερμοκρασίας, συνεπάγεται την μετατόπιση της βέλτιστης υπόψυξης προς μεγαλύτερες τιμές. Στο πλαίσιο αυτού του σχολίου, πρέπει να αναφερθεί πως τα διαγράμματα παρουσιάζουν αρχικά μία αύξουσα

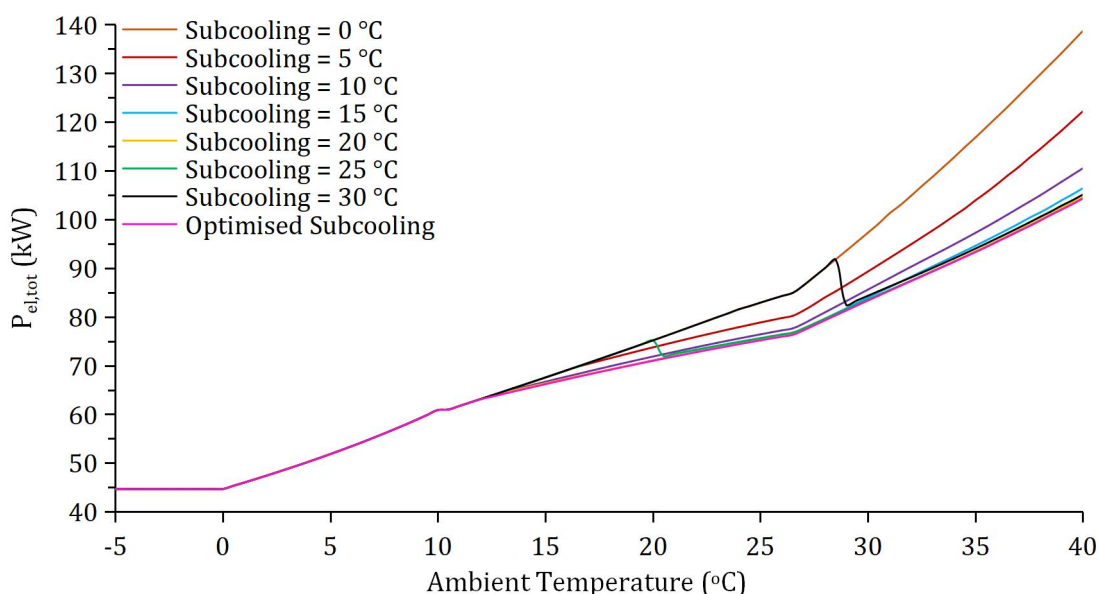
πορεία, η οποία στην συνέχεια ακολουθείται από μία φθίνουσα, αφού πρώτα επιτευχθεί το μέγιστο. Σε πολλές θερμοκρασίες, το μέγιστο αυτό δεν αντιστοιχεί σε μία μόνο τιμή της υπόψυξης, αλλά η καμπύλη παρουσιάζει μία μορφή που τείνει να γίνει παράλληλη με τον άξονα των υποψύξεων. Για παράδειγμα, για εξωτερική θερμοκρασία ίση με 30 °C, το βέλτιστο COP παρουσιάζεται για ένα εύρος υποψύξεων σχεδόν 3 °C, καθώς οι τιμές της υπόψυξης από περίπου 19,5 έως 22,5 °C έχουν ως αποτέλεσμα την επίτευξη του ίδιου COP. Η παραπάνω παρατήρηση είναι ικανή να επαληθεύσει την αιτιολόγηση που δόθηκε σχετικά με την εμφάνιση ταλάντωσης στην κατανομή της υπόψυξης του Σχήματος 5.9.

Μέχρι στιγμής τα αποτελέσματα που έχουν παρουσιαστεί συνοδεύονται από την βελτιστοποίηση της υπόψυξης του συστήματος. Το παραπάνω συνεπάγεται πως ο εναλλάκτης θερμότητας ρυθμίζεται έτσι ώστε να παρέχει την κατάλληλη υπόψυξη, σε ένα εύρος 9 περίπου βαθμών Κελσίου, ανάλογα με την εξωτερική θερμοκρασία. Παρόλο που η ύπαρξη ενός συστήματος τέτοιου είδους είναι εφικτή, συνοδεύεται από αρκετά αυξημένη πολυπλοκότητα. Για τον λόγο αυτό στην συνέχεια θα συγκριθούν τα διαγράμματα των Σχημάτων 5.11 και 5.12 με αυτά τα οποία απορρέουν από την λειτουργία του εναλλάκτη θερμότητας σε δύο καταστάσεις: ο εναλλάκτης δεν λειτουργεί και ο εναλλάκτης παρέχει συγκεκριμένη ψύξη. Αρχικά, στα Σχήματα 5.15 και 5.16 παρουσιάζονται τα παραπάνω αποτελέσματα στην περίπτωση που έχει υποστεί βελτιστοποίηση η υψηλή πίεση.



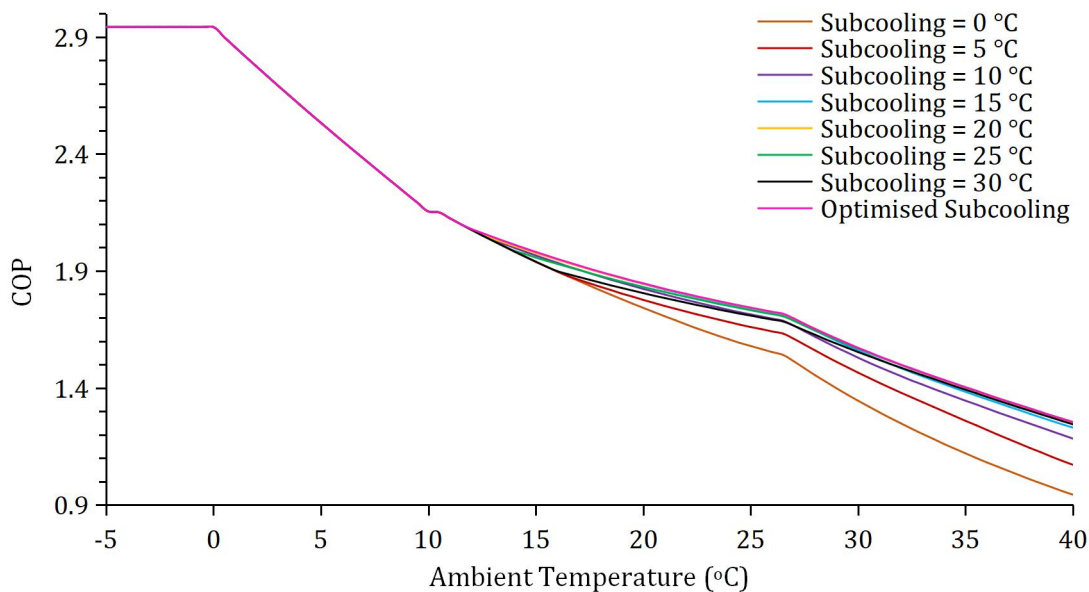
Σχήμα 5.15: Κατανομή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290 που έχει υποστεί βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης, συναρτησίει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για διαφορετικές τιμές υπόψυξης

Στο Σχήμα 5.15 συγκρίνεται η καμπύλη του COP (Optimised Subcooling) που έχει ήδη παρουσιαστεί στο Σχήμα 5.11 με αυτές διαφορετικών υποψύξεων, οι οποίες έχουν σταθερή τιμή. Καταρχάς, σε όλες τις καμπύλες υπάρχει ένα τμήμα, το οποίο σε άλλες είναι μεγαλύτερο και σε άλλες μικρότερο, το οποίο ταυτίζεται με την καμπύλη μηδενικής υπόψυξης. Ο λόγος που παρατηρείται το φαινόμενο αυτό, όπως έχει ήδη αναφερθεί, είναι πως σε ένα εύρος χαμηλών θερμοκρασιών οι λοιπές καταναλώσεις του δευτερεύοντος συστήματος είναι μεγαλύτερες από την εξοικονόμηση που επιτυγχάνεται στο κεντρικό σύστημα, οπότε αυτό δεν ενεργοποιείται. Επιπλέον, εξετάζοντας τις καμπύλες των υψηλών υποψύξεων, όπως αυτές των 25 °C και 30 °C, παρατηρείται πως αρχικά ταυτίζονται με την καμπύλη της μηδενικής υπόψυξης και στην συνέχεια γίνεται μία αναπήδηση σε μεγαλύτερα COP. Ο λόγος που παρουσιάζεται η παραπάνω μορφή είναι πως ενώ στις χαμηλότερες θερμοκρασίες η μετάβαση της κατάστασης του δευτερεύοντος συστήματος από ανενεργό σε ενεργό έγινε με κριτήριο την άμεση βελτιστοποίηση του COP, στις υψηλές θερμοκρασίες υπόψυξης δεν είναι πάντα δυνατό, καθώς οι τιμές αυτές είναι πιθανό να είναι μεγαλύτερες από το $\text{subcooling}_{\text{max}}$ που παρουσιάζεται στη Σχέση 5.2 οπότε ο εναλλάκτης τίθεται σε λειτουργία μόλις η θερμοδυναμική του συστήματος του το επιτρέπει, με αποτέλεσμα να γίνεται αυτή η αναπήδηση. Τέλος, μέσω του διαγράμματος προκύπτει πως η πλησιέστερες στην βέλτιστη υπόψυξη, υποψύξεις, είναι αυτές των 15 °C και 20 °C, ενώ η τελική επιλογή εξαρτάται άμεσα από την κατανομή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος της περιοχής στην οποία πρόκειται να γίνει η εγκατάσταση.

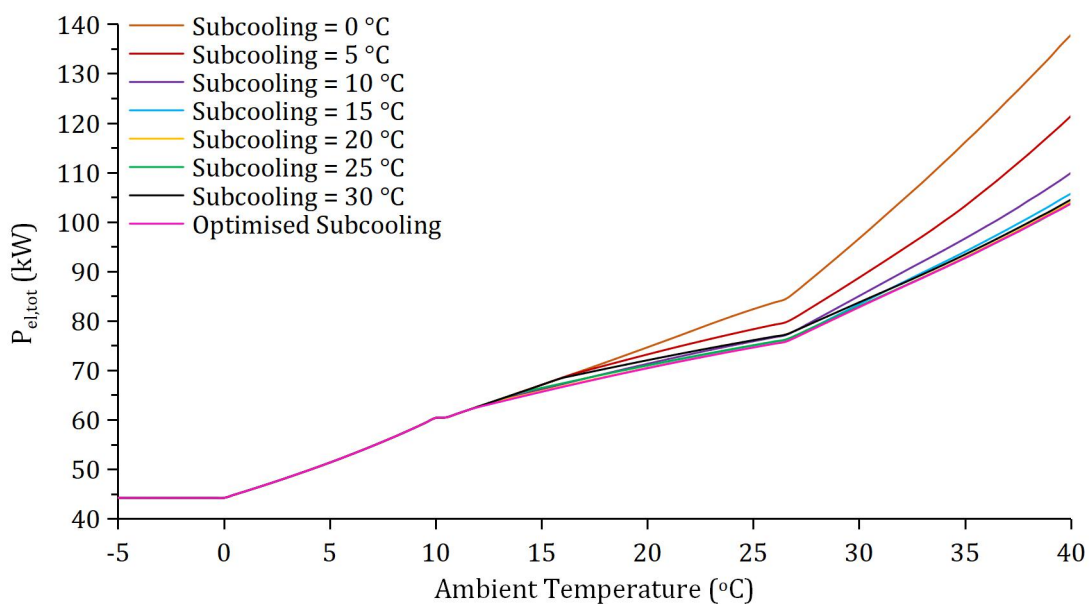


Σχήμα 5.16: Κατανομή της συνολικά καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290 που έχει υποστεί βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης, συναρτήσεως της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για διαφορετικές τιμές υπόψυξης

Τα σχόλια που μπορούν να γίνουν στο Σχήμα 5.16 είναι αντίστοιχα με αυτά του Σχήματος 5.15. Στην συνέχεια, παρουσιάζονται και τα αντίστοιχα διαγράμματα που προκύπτουν από παράλληλη βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης.



Σχήμα 5.17: Κατανομή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290 που έχει υποστεί βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για διαφορετικές τιμές υπόψυξης

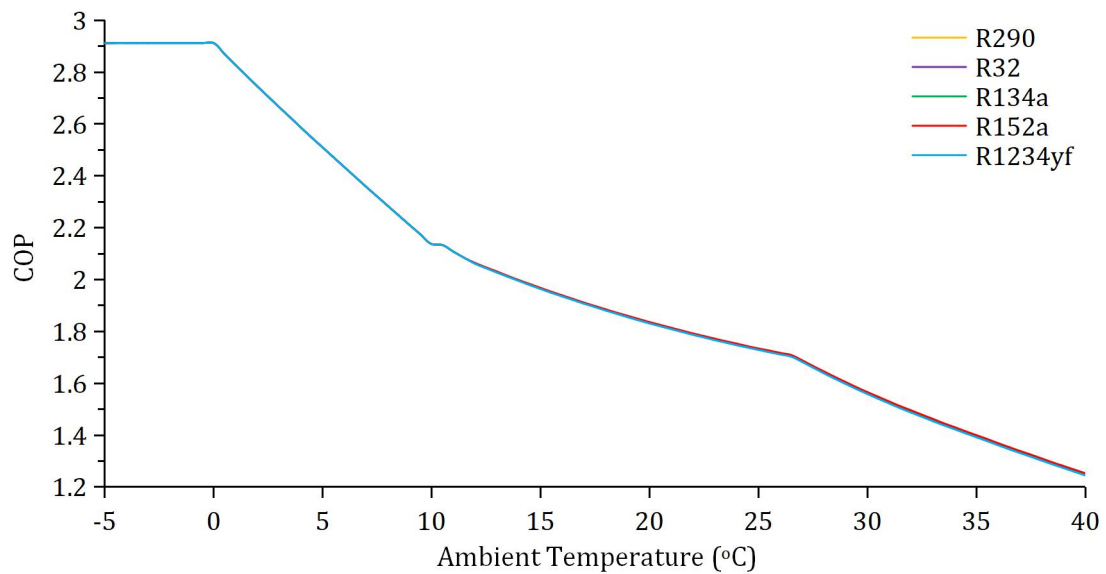


Σχήμα 5.18: Κατανομή της συνολικά καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290 που έχει υποστεί βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για διαφορετικές τιμές υπόψυξης

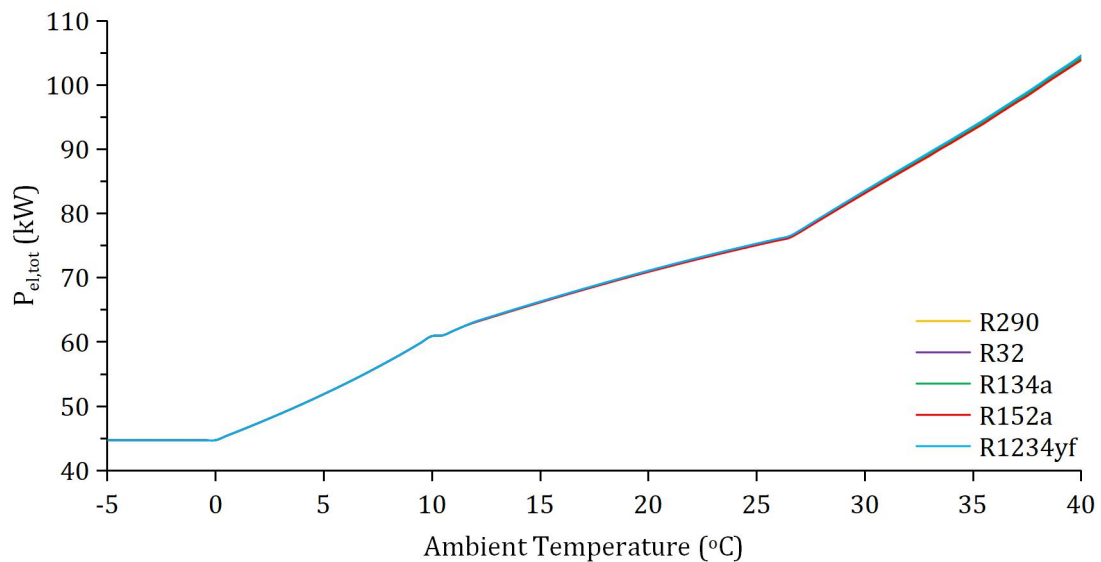
Τα διαγράμματα στα οποία έχει γίνει παράλληλη βελτιστοποίηση της ενδιάμεσης πίεσης εκτός του ότι βρίσκονται σε ελαφρώς πιο αυξημένες περιοχές COP (ή αντίστοιχα πιο μειωμένες περιοχές καταναλώσεων), παρουσιάζουν μία ακόμα, πολύ σημαντική διαφορά με αυτά στα οποία έχει γίνει βελτιστοποίηση μόνο της υψηλής πίεσης και αυτή είναι πως δεν παρατηρείται σε καμία θερμοκρασία περιβάλλοντος αναπήδηση των κατανομών. Ο λόγος για τον οποίο αποφεύγεται αυτή η συμπεριφορά είναι πως εφόσον μέσω της βελτιστοποίησης της ενδιάμεσης πίεσης έχει προκύψει σταθερή πίεση ίση με 28,03 bar (δηλαδή

μικρότερη των 35 bar) το σημείο 7 του συστήματος έχει μετατοπιστεί σε μικρότερη ενθαλπία με αποτέλεσμα το $\text{subcooling}_{\text{max}}$ να λαμβάνει υψηλότερες τιμές και οι υποψύξεις των 25 °C και 30 °C, να είναι αυτή την φορά εντός ορίων.

Τέλος, όπως έχει ήδη αναφερθεί, το R290 επιλέχθηκε αυθαίρετα ως το ψυκτικό μέσο το οποίο διακινείται στο δευτερεύον κύκλωμα, λόγω της απόδοσής του και κυρίως λόγω των ευνοϊκών περιβαλλοντικών του χαρακτηριστικών. Στην συνέχεια, θα γίνει σύγκριση του συντελεστή συμπεριφοράς και των καταναλώσεων που παρουσιάστηκαν (βέλτιστη υπόψυξη) τόσο για βελτιστοποιημένη υψηλή, όσο και ενδιάμεση πίεση με την χρήση R290, με τα αντίστοιχα μεγέθη που απορρέουν από την χρήση άλλων ψυκτικών όπως R32, R134a, R152a και R1234yf.

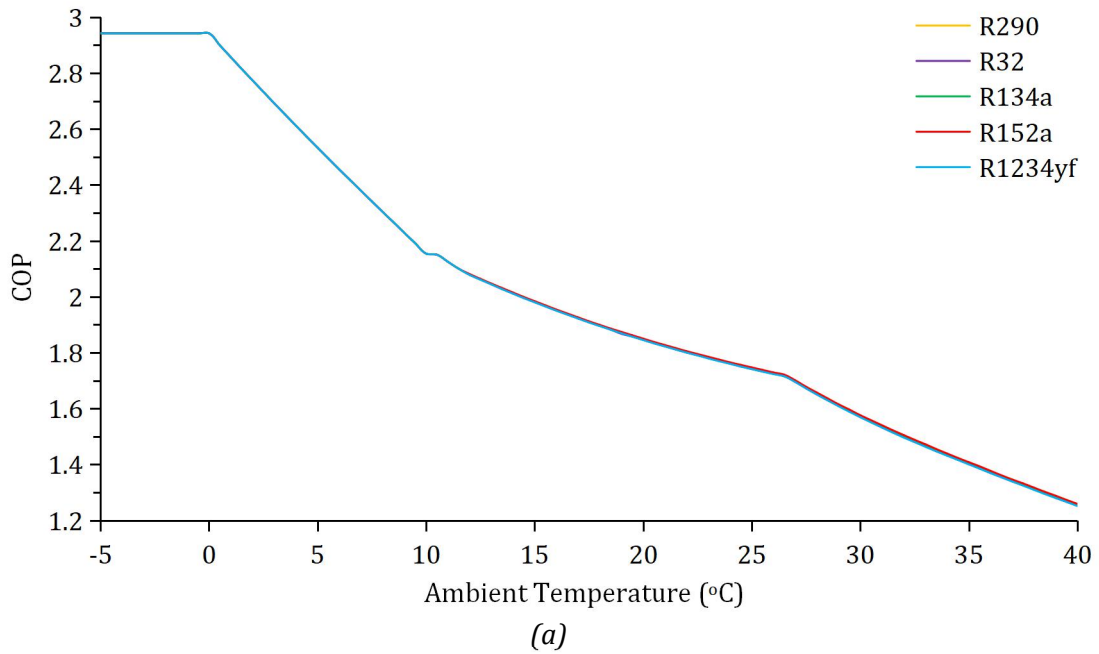


(a)

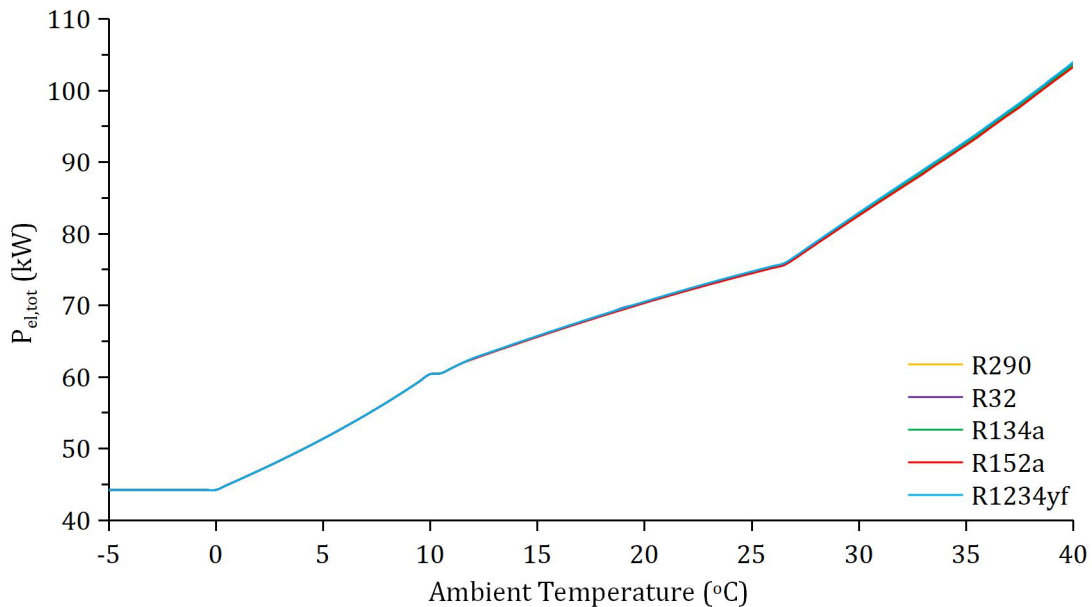


(b)

Σχήμα 5.19: Κατανομές (α) του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) και (β) της συνολικά καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη που έχει υποστεί βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για διαφορετικά δευτερεύοντα ψυκτικά μέσα



(a)



(β)

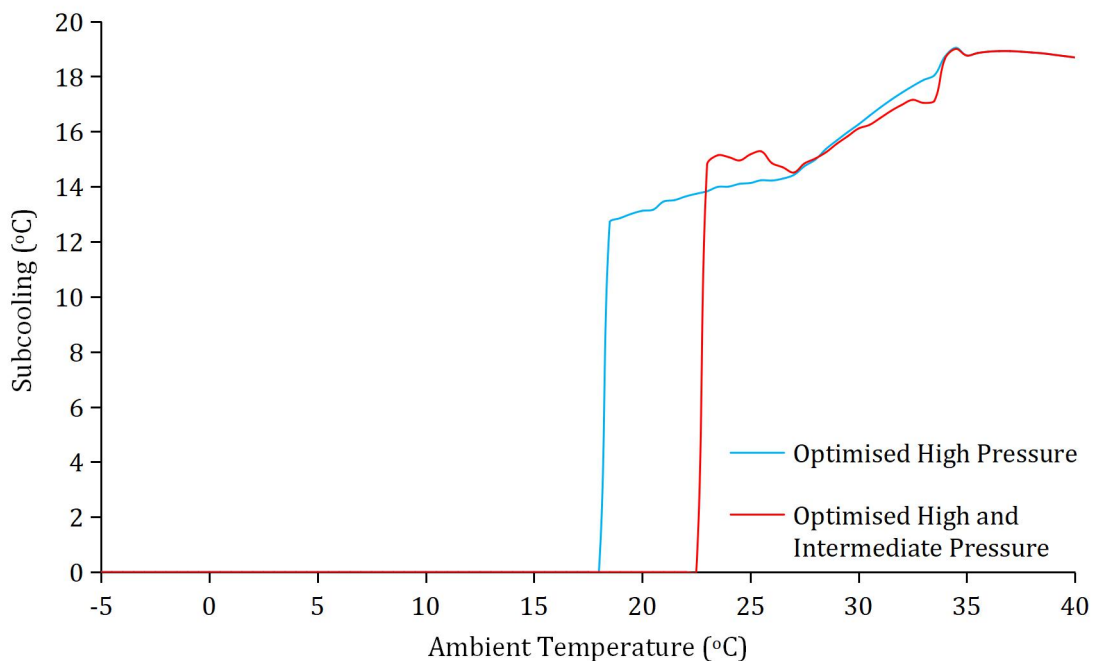
Σχήμα 5.20: Κατανομές (α) του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) και (β) της συνολικά καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη που έχει υποστεί βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για διαφορετικά δευτερεύοντα ψυκτικά μέσα

Προκύπτει από τα Σχήματα 5.19 και 5.20 πως η απόδοση του συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη δεν μεταβάλλεται έντονα με την αλλαγή του ψυκτικού μέσου του δευτερεύοντος κυκλώματος. Το R152a φαίνεται να είναι το μόνο ψυκτικό μέσο που ξεχωρίζει ελαφρώς από τα υπόλοιπα και παρουσιάζει ελαφρώς αυξημένη απόδοση, αλλά λόγω των χειρότερων περιβαλλοντικών χαρακτηριστικών από το R290 δεν μπορεί να θεωρηθεί καλύτερη επιλογή μόνο λόγω των παραπάνω αποτελεσμάτων. Για την πιο αποδοτική σύγκριση μεταξύ των ψυκτικών μέσων είναι απαραίτητος ο συνδυασμός των αποτελεσμάτων αυτών, με την περιβαλλοντική ανάλυση που παρουσιάζεται στο Κεφάλαιο 6.

5.4 Βελτιστοποίηση συστήματος booster, με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη

Το τελευταίο σύστημα το οποίο υπέστη βελτιστοποίηση είναι το σύστημα booster, με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη. Το παρόν σύστημα αποτελεί έναν συνδυασμό των προηγούμενων δύο συστημάτων, στο οποίο συναντώνται τόσο οι περιορισμοί που έχουν τεθεί στο σύστημα με την παράλληλη συμπίεση, όσο και στο σύστημα με την μηχανική υπόψυξη. Επιπλέον, τα διαγράμματα τα οποία θα παρατεθούν στην παρούσα ενότητα, είναι του ίδιου είδους, με αυτά που παρουσιάστηκαν στην προηγούμενη και συχνά λόγω της ομοιότητάς τους με αυτά, θα γίνεται παραπομπή ή και σύγκριση με τα αντίστοιχα σχόλια προκειμένου να αποφευχθούν έντονα φαινόμενα επανάληψης.

Στο Σχήμα 5.21 παρουσιάζεται η κατανομή της βέλτιστης θερμοκρασιακής διαφοράς που επιτυγχάνεται με την υπόψυξη, τόσο για το σύστημα στο οποίο έχει γίνει και βελτιστοποίηση της υψηλής πίεσης, όσο και για το σύστημα στο οποίο έχει γίνει περαιτέρω βελτιστοποίηση και της ενδιάμεσης πίεσης.

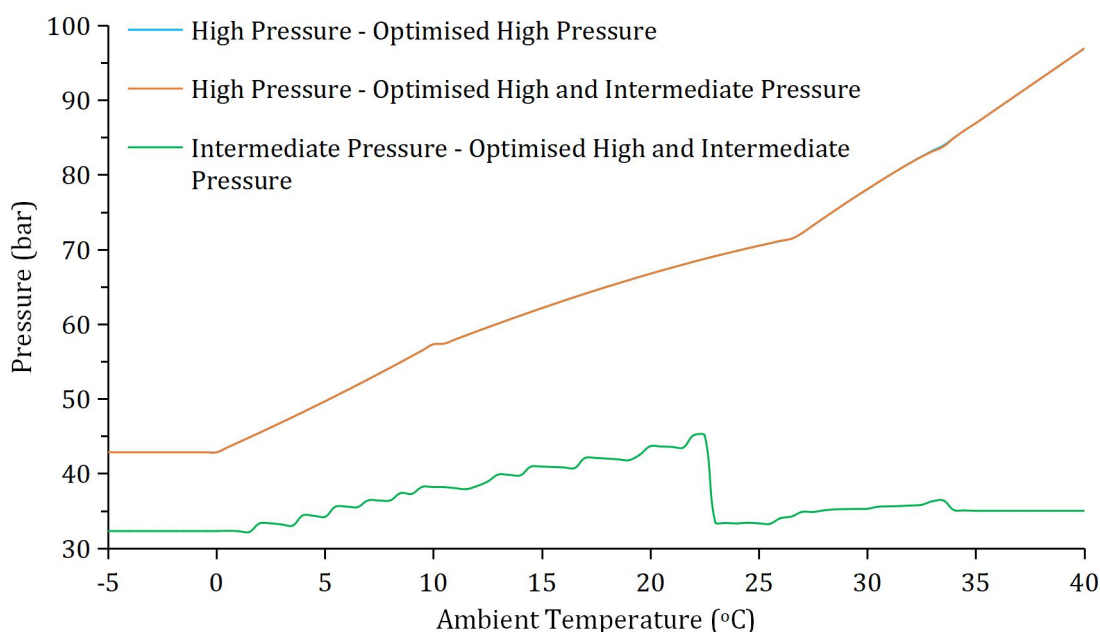


Σχήμα 5.21: Κατανομή της θερμοκρασιακής διαφοράς που επιτυγχάνεται στον εναλλάκτη θερμότητας συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση, μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, για την μεγιστοποίηση του COP

Οι κατανομές παρουσιάζουν την αναμενόμενη μορφή, δηλαδή αρχικά υπάρχει ένα τμήμα που είναι ίσες με το μηδέν, στην συνέχεια παρουσιάζουν έναν τμήμα συνεχούς αύξησης και τέλος τείνουν να σταθεροποιηθούν. Η ύπαρξη των διακυμάνσεων έχει ήδη εξηγηθεί και οφείλεται στο μεγάλο εύρος των υποψύξεων για τις οποίες επιτυγχάνεται κοινό COP. Η μεγαλύτερη διαφορά με τις αντίστοιχες καμπύλες του συστήματος χωρίς παράλληλη συμπίεση είναι η

ύπαρξη διαφορετικής εξωτερικής θερμοκρασίας στην οποία τίθεται σε λειτουργία το σύστημα μηχανικής υπόψυξης μεταξύ των δύο βελτιστοποιήσεων. Ο λόγος για τον οποίο παρατηρείται το παραπάνω φαινόμενο είναι πως σε αντίθεση με το απλό σύστημα booster, στο σύστημα με την παράλληλη συμπίεση, η βελτιστοποίηση της ενδιάμεσης πίεσης αυξάνει σε μεγάλο βαθμό την απόδοση του συστήματος με αποτέλεσμα να είναι πιο δύσκολο να επιτευχθεί περαιτέρω αύξηση από την ενεργοποίηση της υπόψυξης και αυτή να παρατηρείται σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος.

Στο Σχήμα 5.22 παρουσιάζονται για τα δύο είδη βελτιστοποίησης οι κατανομές των βέλτιστων υψηλών πιέσεων και για την περίπτωση του συστήματος με την περαιτέρω βελτιστοποίησης της ενδιάμεσης πίεσης, η κατανομή αυτής.

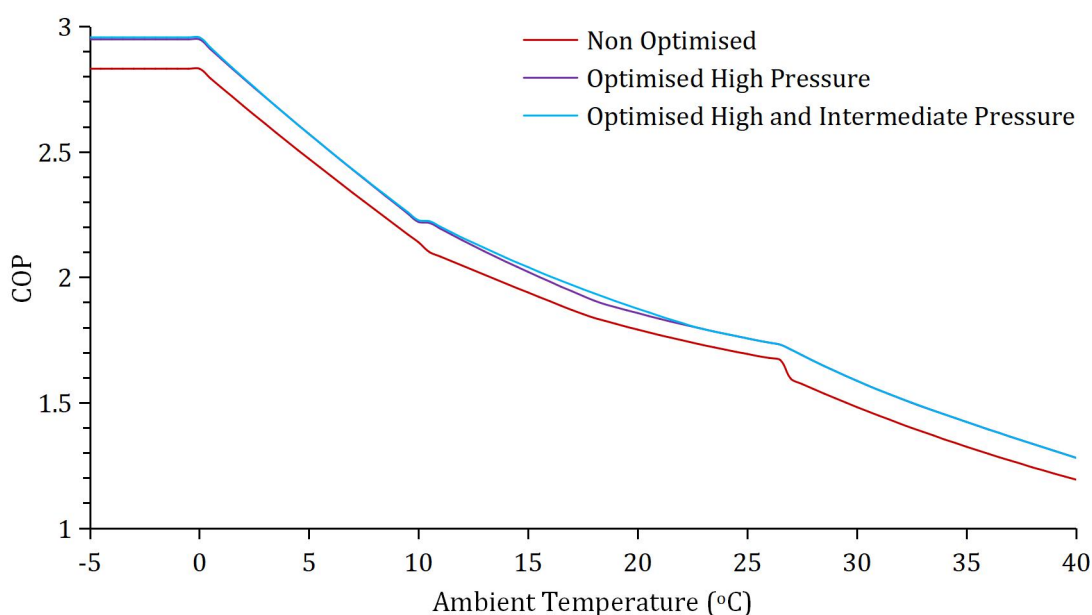


Σχήμα 5.22: Κατανομή της υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση, μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, για την μεγιστοποίηση του COP

Όπως προκύπτει, οι βέλτιστες υψηλές πιέσεις λειτουργίας των δύο βελτιστοποιήσεων ουσιαστικά ταυτίζονται και η μορφή τους είναι αυτή που έχει σχολιαστεί και σε προηγούμενα συστήματα. Ωστόσο, ενδιαφέρον παρουσιάζει η μορφή της βελτιστοποιημένης ενδιάμεσης πίεσης, η οποία παρουσιάζει τρεις περιοχές. Αρχικά, ως συνήθως, η πίεση παραμένει σταθερή και στην συνέχεια παρουσιάζεται μία συνεχής αύξηση της οποίας η ανομοιομορφία έχει ήδη επεξηγηθεί και οφείλεται στο εύρος των πιέσεων για τις οποίες παρατηρείται ίδιο COP. Την στιγμή όμως, που τίθεται σε λειτουργία η μηχανική υπόψυξη η ενδιάμεση πίεση μειώνεται απότομα και παραμένει σχεδόν σταθερή γύρω από την περιοχή των 35 bar. Ο πιο πιθανός λόγος για τον οποίο παρατηρείται αυτό το φαινόμενο είναι πως η αύξηση της ενδιάμεσης πίεσης, έχει ως αποτέλεσμα την μείωση της τιμής της μέγιστης υπόψυξης που μπορεί να επιτευχθεί από το σύστημα. Η μείωση αυτού του ορίου μπορεί εύκολα να οδηγήσει την βέλτιστη υπόψυξη εκτός ορίων, οπότε η μείωση της ενδιάμεσης πίεσης και κατ' επέκταση

η διεύρυνση του αντίστοιχου ορίου, κρίνεται απαραίτητη. Το παραπάνω φαινόμενο κάνει προφανές πως παρόλο που σε ένα σύστημα booster με παράλληλη συμπίεση, η βελτιστοποίηση της ενδιάμεσης πίεσης είναι πολύ σημαντική, στις υψηλές θερμοκρασίες ο ρόλος που διαδραματίζει η βελτιστοποίηση της υπόψυξης εξακολουθεί να είναι μεγαλύτερος.

Αξιοποιώντας τις παραπάνω κατανομές της βέλτιστης υψηλής και κατά περίπτωση ενδιάμεσης πίεσης και τις βέλτιστης υπόψυξης, παρουσιάζονται στα Σχήματα 5.23 και 5.24 οι κατανομές του συντελεστή συμπεριφοράς και της συνολικής ηλεκτρικής κατανάλωσης, που συνδέονται με αυτές.

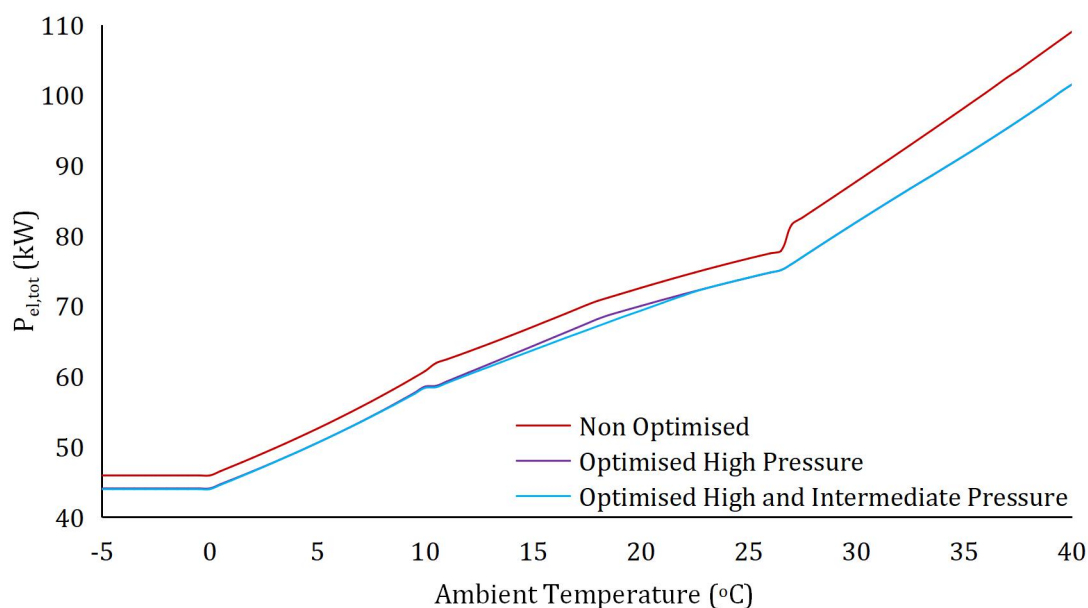


Σχήμα 5.23: Κατανομή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση, μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τρεις καταστάσεις λειτουργίας: χωρίς βελτιστοποίηση, με βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης, με βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης

Η καμπύλη που αντιστοιχεί στην “Non Optimised” κατάσταση προέκυψε χρησιμοποιώντας την κατανομή της υψηλής πίεσης του Πίνακα 4.3, ενώ και οι τρεις καμπύλες συνοδεύονται από βελτιστοποίηση της υπόψυξης. Εμφανής είναι η συνεχής μείωση του COP συναρτήσει της αύξησης της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, φαινόμενο λογικό και αναμενόμενο σε όλα τα συστήματα ψύξης αυτού του είδους. Εμφανής είναι επίσης, η παρουσία των τεσσάρων διαφορετικών περιοχών που εκφράζουν την θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τον συμπυκνωτή / ψύκτη αερίου.

Εξετάζοντας συγκριτικά τις τρεις καμπύλες προκύπτει πως η βελτιστοποίηση της υψηλής πίεσης αυξάνει σημαντικά το COP σε σχέση με την αρχική κατάσταση, ενώ η περαιτέρω βελτιστοποίηση και της ενδιάμεσης πίεσης, δημιουργεί μία επιπλέον αύξηση, η οποία όμως δεν μπορεί να θεωρηθεί ιδιαίτερα σημαντική. Επίσης, γίνεται αντιληπτό παρατηρώντας το διάγραμμα πως η αύξηση του COP δεν παρουσιάζει μεγάλη διακύμανση συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, καθώς η ύπαρξη της υπόψυξης σε συνδυασμό με

την βελτιστοποίηση της υψηλής πίεσης παρέχει ικανοποιητική αύξηση της απόδοσης ακόμα και σε υψηλές εξωτερικές θερμοκρασίες.



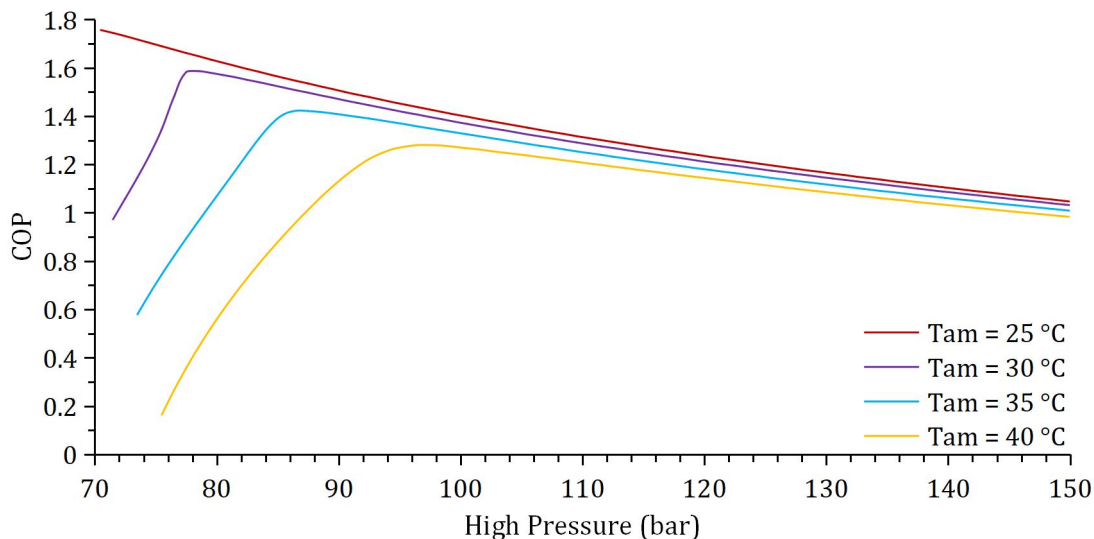
Σχήμα 5.24: Κατανομή της συνολικά καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση, μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τρεις καταστάσεις λειτουργίας: χωρίς βελτιστοποίηση, με βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης, με βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης

Η καμπύλη που αντιστοιχεί στην “Non Optimised” κατάσταση προέκυψε χρησιμοποιώντας την κατανομή της υψηλής πίεσης του Πίνακα 4.3. Εμφανής είναι η συνεχής αύξηση των ηλεκτρικών καταναλώσεων συναρτήσει της αύξησης της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, φαινόμενο λογικό και αναμενόμενο σε όλα τα συστήματα ψύξης αυτού του είδους.

Εξετάζοντας συγκριτικά τις τρεις καμπύλες προκύπτει κατ’ αντιστοιχία με το COP σημαντική συμβολή της βελτιστοποιημένης υψηλής πίεσης στην μείωση των καταναλώσεων, ενώ η συμβολή της βελτιστοποιημένης ενδιάμεσης πίεσης είναι αμελητέα.

Τέλος, αξίζει να αναφερθεί πως η μέγιστη συμβολή της ενδιάμεσης πίεσης στην βελτιστοποίηση του συστήματος συναντάται στο διάστημα 10 °C έως 23 °C, δηλαδή μετά την αύξηση της πίεσης άνω των 35 bar και πριν τεθεί σε λειτουργία το σύστημα υπόψυξης.

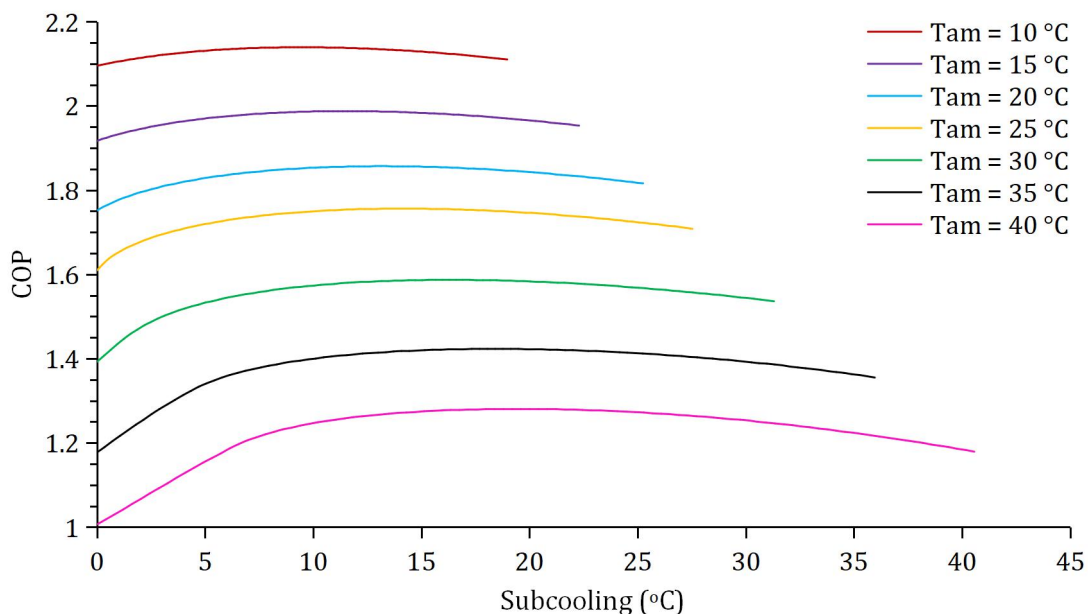
Εκτός από την συσχέτιση του COP με την θερμοκρασία, ενδιαφέρον παρουσιάζει και η μεταβολή αυτού, συναρτήσει της υψηλής πίεσης λειτουργίας για συγκεκριμένες θερμοκρασίες περιβάλλοντος. Στο Σχήμα 5.25 παρουσιάζεται η παραπάνω μεταβολή, για ενδιάμεση πίεση σταθερή και ίση με 35 bar και για βελτιστοποιημένη υπόψυξη.



Σχήμα 5.25: Κατανομή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση, μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290, συναρτήσεως της υψηλής πίεσης λειτουργίας, για τέσσερις διαφορετικές θερμοκρασίες περιβάλλοντος

Η μορφή του Σχήματος 5.25 είναι παρόμοια με αυτή του Σχήματος 5.13 με κύρια διαφορά πως παρουσιάζει μεγαλύτερα COP για όλες τις εξωτερικές θερμοκρασίες λειτουργίας, ενώ και σε αυτό το σύστημα ο περιορισμός της ισχύος υπόψυξης στα 60 kW επηρεάζει σημαντικά τις μορφές των καμπυλών.

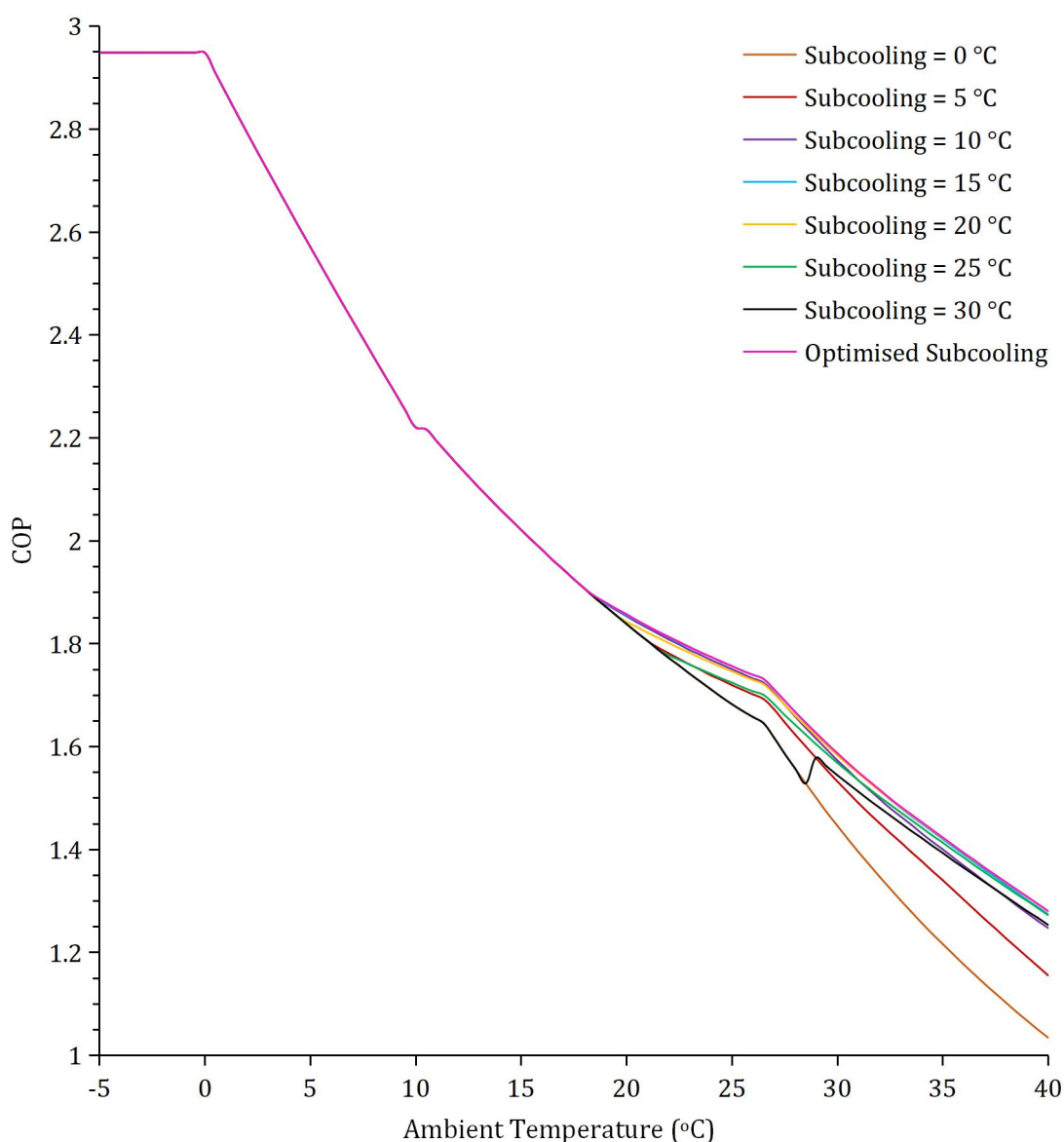
Σημαντικές πληροφορίες εξάγονται και από το διάγραμμα που παρουσιάζει την μεταβολή του COP, συναρτήσεως της υπόψυξης για συγκεκριμένες θερμοκρασίες περιβάλλοντος. Στο Σχήμα 5.26 παρουσιάζεται η παραπάνω μεταβολή, για ενδιάμεση πίεση σταθερή και ίση με 35 bar και για βελτιστοποιημένη υψηλή πίεση λειτουργίας.



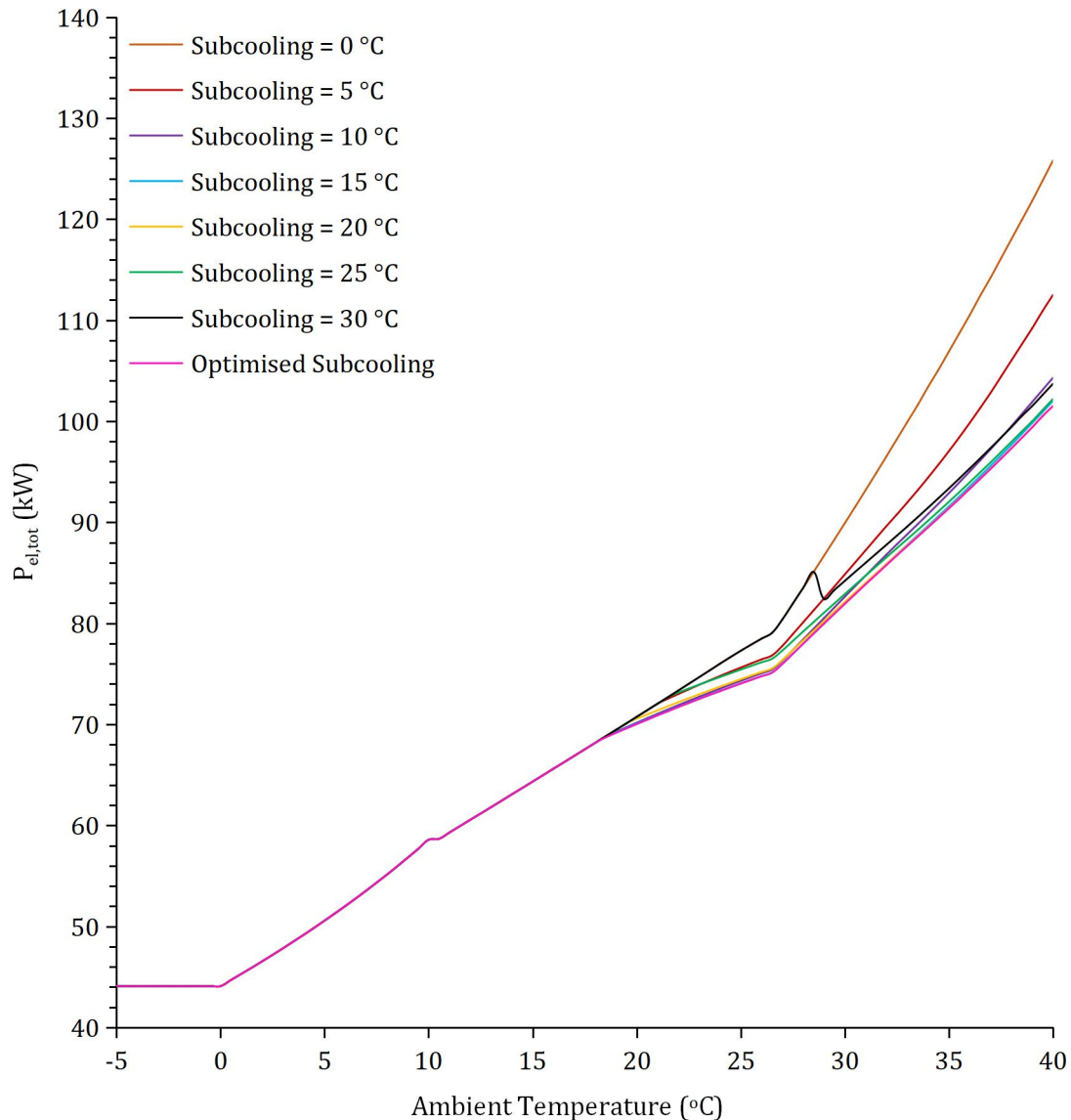
Σχήμα 5.26: Κατανομή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση, μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290, συναρτήσεως της υπόψυξης, για επτά διαφορετικές θερμοκρασίες περιβάλλοντος

Το Σχήμα 5.26 είναι ίδιας μορφής με το Σχήμα 5.14 και τα σχόλια που έχουν γίνει σε αυτό το καλύπτουν πλήρως. Οι μόνες διαφορές που παρατηρούνται είναι πως στο Σχήμα 5.26 επιτυγχάνονται ελαφρώς υψηλότερα COP, καθώς επίσης πως οι βέλτιστες υποψύξεις, δηλαδή το μέγιστο των καμπυλών, για κάθε εξωτερική θερμοκρασία είναι μικρότερες.

Μέχρι στιγμής τα αποτελέσματα που έχουν παρουσιαστεί συνοδεύονται από την βελτιστοποίηση της υπόψυξης του συστήματος. Στην συνέχεια θα συγκριθούν τα διαγράμματα των Σχημάτων 5.23 και 5.24 με αυτά τα οποία απορρέουν από την λειτουργία του εναλλάκτη θερμότητας σε δύο καταστάσεις: ο εναλλάκτης δεν λειτουργεί και ο εναλλάκτης παρέχει συγκεκριμένη ψύξη. Στα Σχήματα 5.27 και 5.28 παρουσιάζονται τα παραπάνω αποτελέσματα στην περίπτωση που έχει υποστεί βελτιστοποίηση η υψηλή πίεση.



Σχήμα 5.27: Κατανομή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση, μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290 που έχει υποστεί βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης, συναρτήσεως της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για διαφορετικές τιμές υπόψυξης

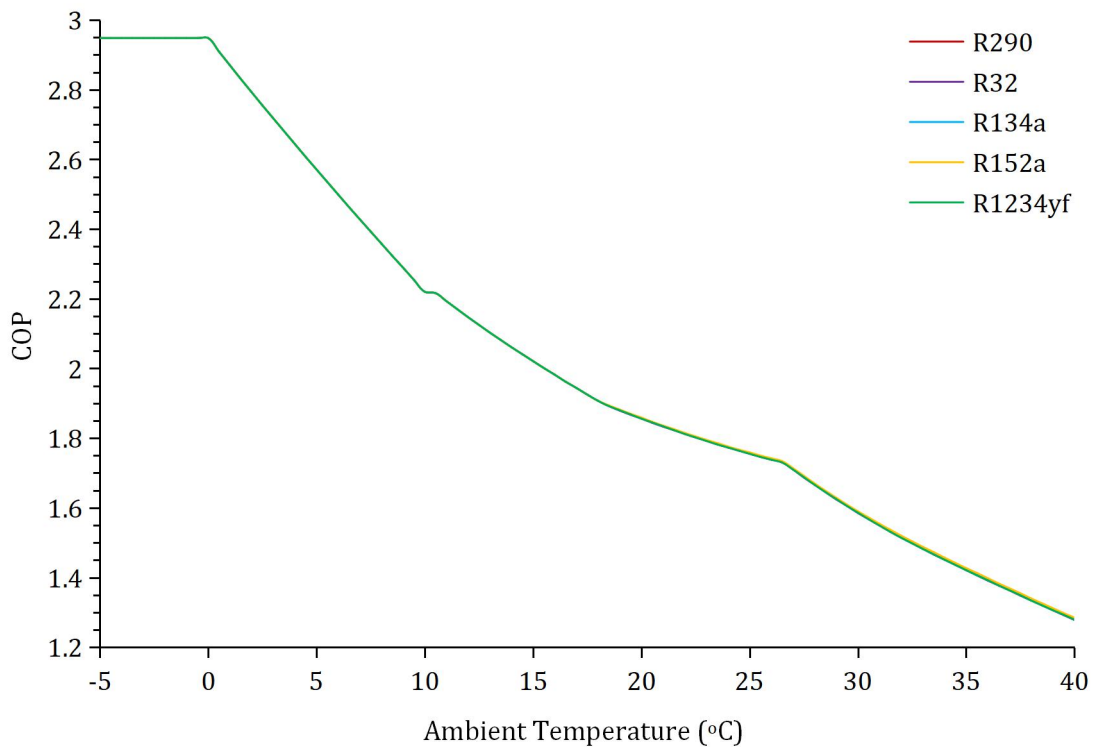


Σχήμα 5.28: Κατανομή της συνολικά καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση, μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον μέσο R290 που έχει υποστεί βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για διαφορετικές τιμές υπόψυξης

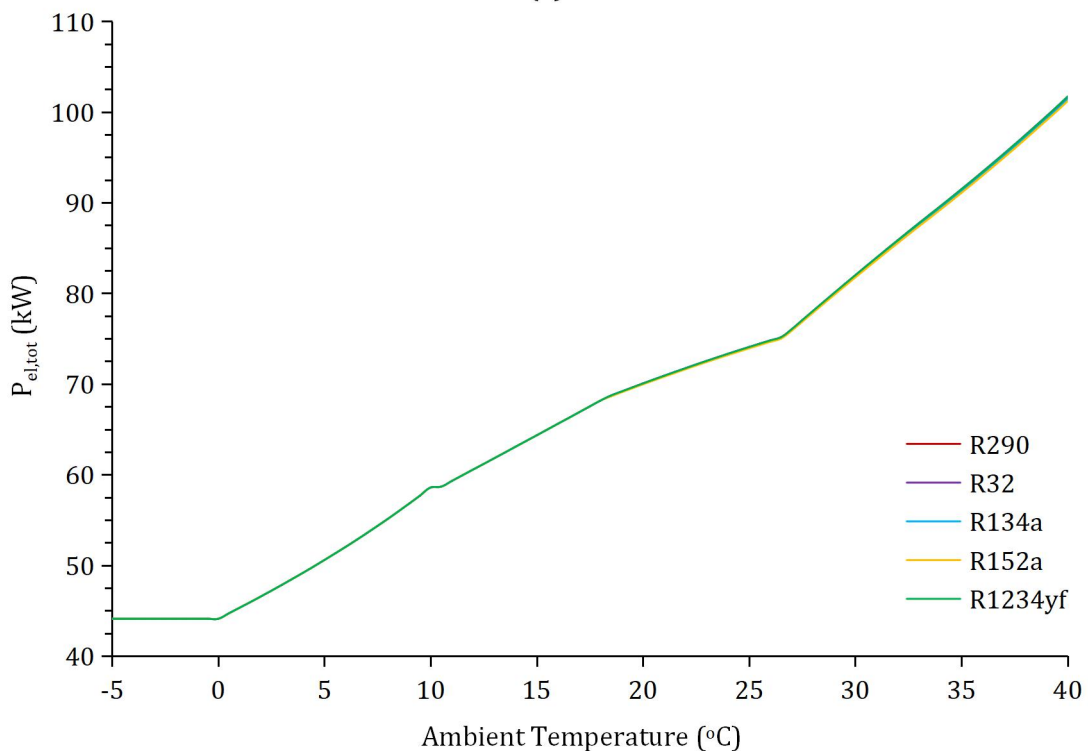
Η μορφή των παραπάνω διαγραμμάτων είναι παρόμοια με αυτή των Σχημάτων 5.15 και 5.16. Το μόνο σχόλιο που κρίνεται σημαντικό να προστεθεί επιπλέον σε αυτά που έγιναν για τα προαναφερθέντα σχήματα είναι πως αυτή την φορά για θερμοκρασία 25 °C δεν παρατηρείται αναπήδηση, γεγονός που απορρέει από την καλή απόδοση του συστήματος με παράλληλη συμπίεση, καθώς η ανάγκη για έναρξη υπόψυξης συναντάται σε μεγαλύτερη θερμοκρασία.

Τέλος, όπως έχει ήδη αναφερθεί, το R290 επιλέχθηκε αυθαίρετα ως το ψυκτικό μέσο το οποίο διακινείται στο δευτερεύον κύκλωμα, λόγω της απόδοσής του και κυρίως λόγω των ευνοϊκών περιβαλλοντικών του χαρακτηριστικών. Στην συνέχεια, θα γίνει σύγκριση του συντελεστή συμπεριφοράς και των καταναλώσεων που παρουσιάστηκαν (βέλτιστη υπόψυξη) τόσο για βελτιστοποιημένη υψηλή, όσο και ενδιάμεση πίεση με την

χρήση R290, με τα αντίστοιχα μεγέθη που απορρέουν από την χρήση άλλων ψυκτικών όπως R32, R134a, R152a και R1234yf.

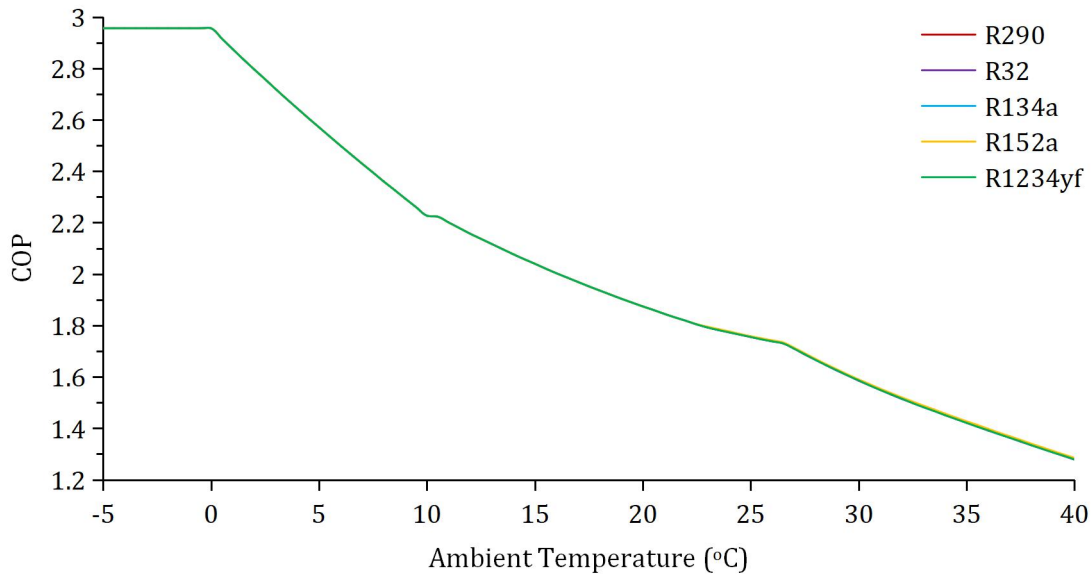


(a)

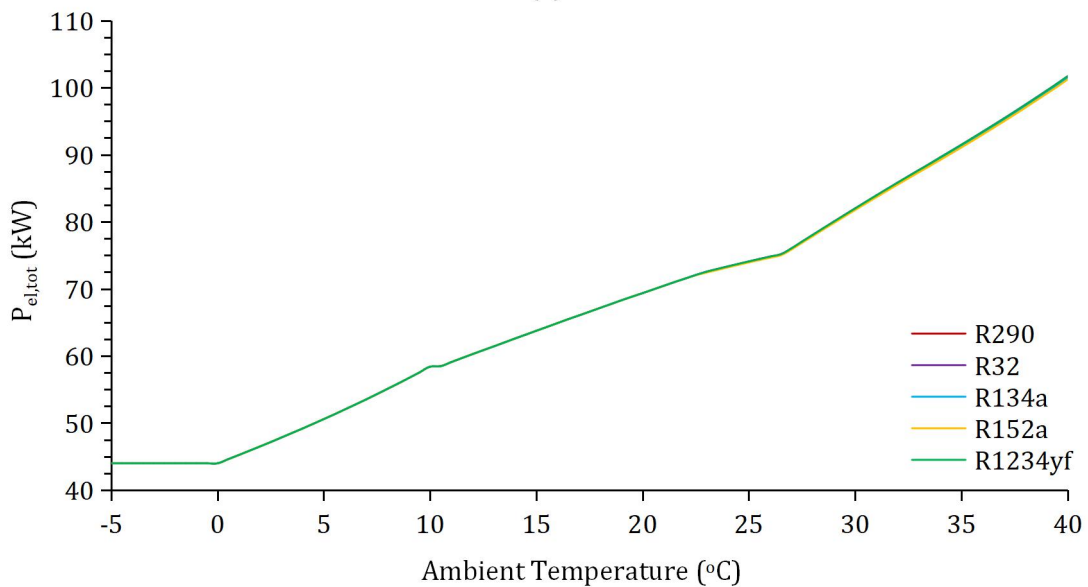


(β)

Σχήμα 5.29: Κατανομές (α) του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) και (β) της συνολικά καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη που έχει υποστεί βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης, συναρτήσεως της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για διαφορετικά δευτερεύοντα ψυκτικά μέσα



(a)



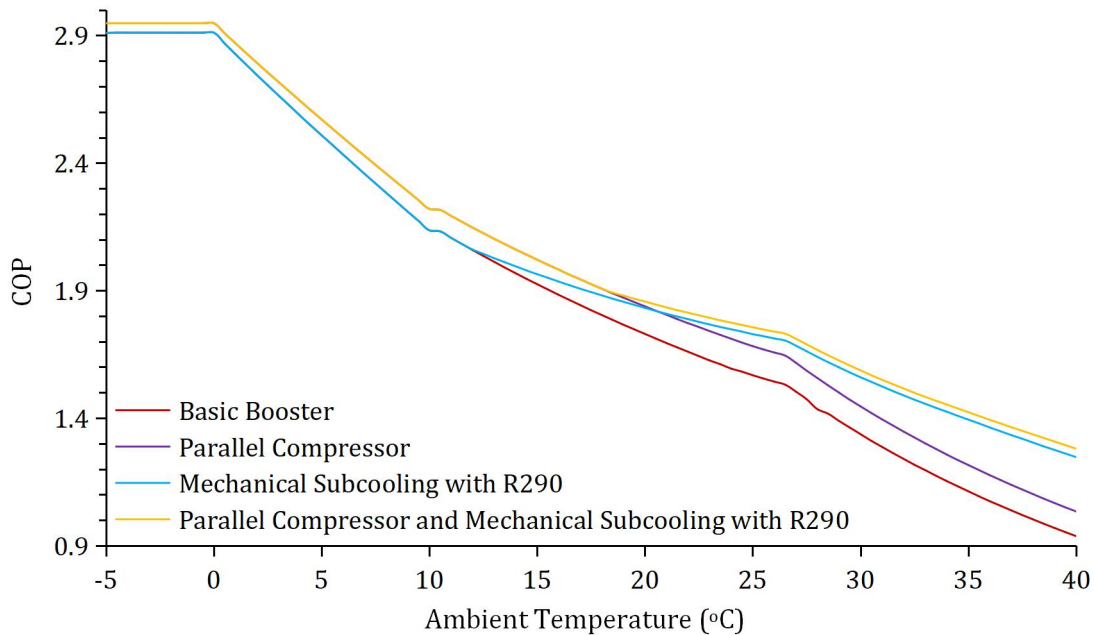
(β)

Σχήμα 5.30: Κατανομές (α) του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) και (β) της συνολικά καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη που έχει υποστεί βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για διαφορετικά δευτερεύοντα ψυκτικά μέσα

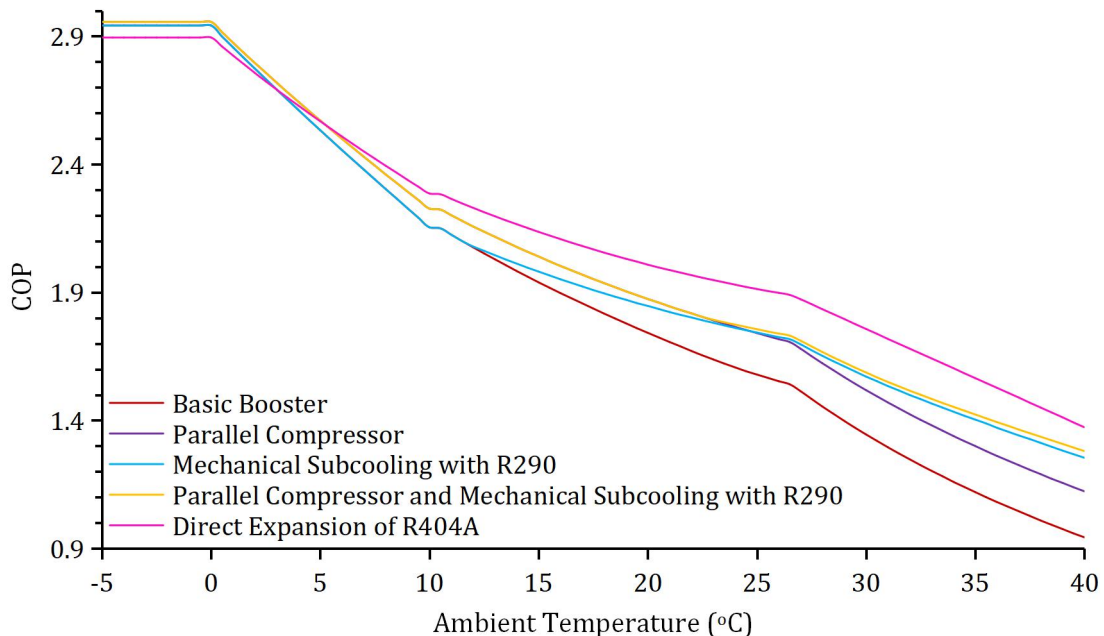
Προκύπτει από τα Σχήματα 5.29 και 5.30 πως η απόδοση του συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη δεν μεταβάλλεται έντονα με την αλλαγή του ψυκτικού μέσου του δευτερεύοντος κυκλώματος. Το R152a φαίνεται να είναι το μόνο ψυκτικό μέσο που ξεχωρίζει ελαφρώς από τα υπόλοιπα και παρουσιάζει ελαφρώς αυξημένη απόδοση, αλλά λόγω των χειρότερων περιβαλλοντικών χαρακτηριστικών από το R290 δεν μπορεί να θεωρηθεί καλύτερη επιλογή μόνο λόγω των παραπάνω αποτελεσμάτων. Για την πιο αποδοτική σύγκριση μεταξύ των ψυκτικών μέσων είναι απαραίτητος ο συνδυασμός των αποτελεσμάτων αυτών, με την περιβαλλοντική ανάλυση που παρουσιάζεται στο Κεφάλαιο 6.

5.5 Σύγκριση συστημάτων

Έχοντας παρουσιάσει πλέον τα αποτελέσματα που απορρέουν από την λειτουργία κάθε συστήματος ξεχωριστά, ενδιαφέρον παρουσιάζει και η σύγκριση μεταξύ αυτών. Αρχικά, στο Σχήμα 5.31 παρουσιάζεται ο συντελεστής συμπεριφοράς των συστημάτων, τόσο για την περίπτωση της βελτιστοποιημένης υψηλής, όσο και ενδιάμεσης πίεσης.



(α)

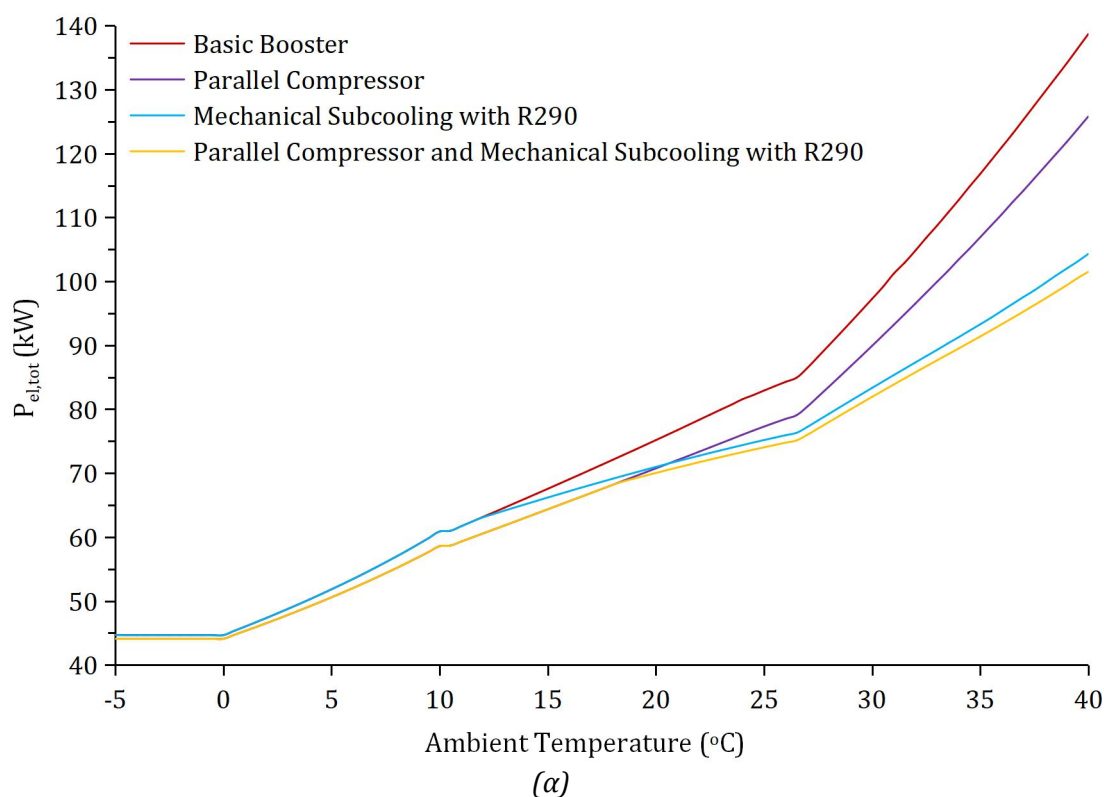


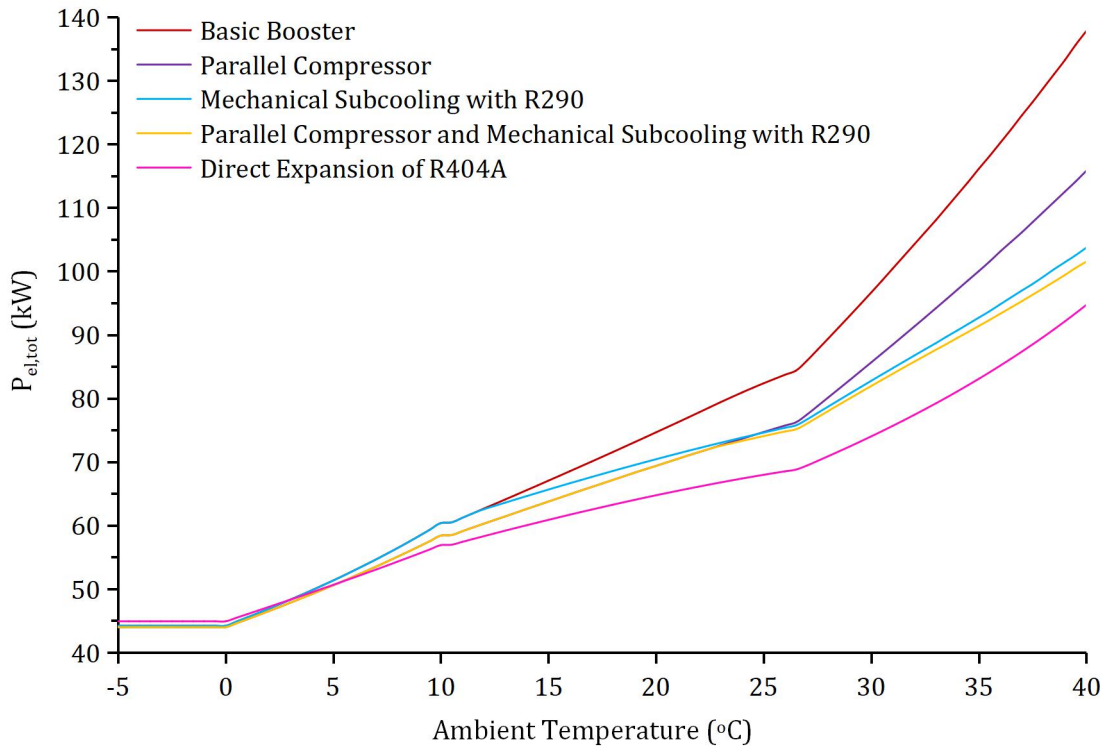
(β)

Σχήμα 5.31: Κατανομές του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) των υπό ανάλυση συστημάτων που έχουν υποστεί (α) βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης και (β) βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος

Όλα τα συστήματα του Σχήματος 5.31 που διαθέτουν σύστημα μηχανικής υπόψυξης, εκτός από τις βελτιστοποιήσεις που αναφέρονται, έχουν υποστεί και βελτιστοποίηση της υπόψυξης τους. Καταρχάς, μεταξύ των συστημάτων που χρησιμοποιούν CO₂, και στις δύο περιπτώσεις το απλό σύστημα booster και το σύστημα booster με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη παρουσιάζουν αντίστοιχα την χειρότερη και την καλύτερη απόδοση, σε όλο το εύρος των θερμοκρασιών που εξετάστηκαν. Σε ό,τι αφορά τα συστήματα που παρουσιάζουν μόνο παράλληλη συμπίεση ή μόνο μηχανική υπόψυξη, το πρώτο φαίνεται να έχει μεγαλύτερες αποδόσεις για χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος και το δεύτερο για υψηλότερες. Κατά την βελτιστοποίηση μόνο της υψηλής πίεσης το σημείο τομής αυτών των δύο καμπυλών φαίνεται να είναι κοντά στους 21 °C ενώ κατά την βελτιστοποίηση και της ενδιάμεσης το αντίστοιχο σημείο φαίνεται να έχει μετατοπιστεί σε ελαφρώς υψηλότερη θερμοκρασία, δηλαδή στους 25 °C.

Επιπλέον, τα πλήρως βελτιστοποιημένα συστήματα συγκρίνονται παράλληλα και με το σύστημα άμεσης εκτόνωσης που αναλύθηκε στην ενότητα 4.2. Είναι προφανές πως η απόδοση του συστήματος αυτού είναι ανώτερη όλων των συστημάτων που παρουσιάστηκαν, με εξαίρεση μία μικρή περιοχή πολύ χαμηλών θερμοκρασιών. Στην συνέχεια, στο Σχήμα 5.32 παρουσιάζονται τα αντίστοιχα με το Σχήμα 5.31 αποτελέσματα που αφορούν τις συνολικές καταναλώσεις ηλεκτρικής ενέργειας.

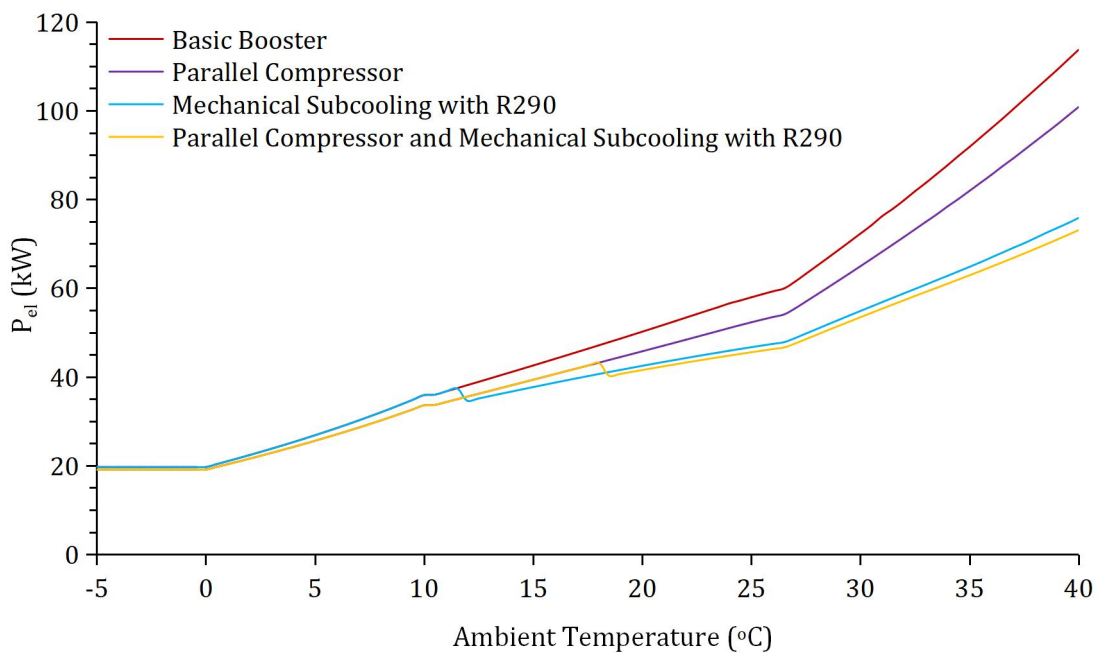




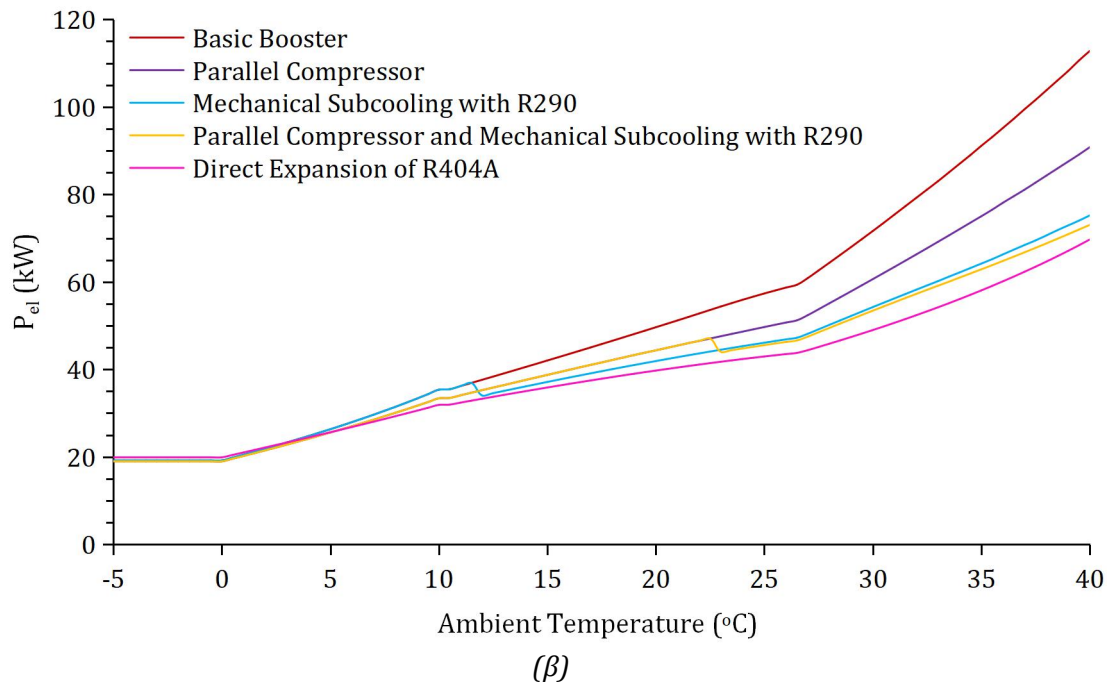
(β)

Σχήμα 5.32: Κατανομές της συνολικά καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας των υπό ανάλυση συστημάτων που έχουν υποστεί (α) βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης και (β) βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος

Τα σχόλια που μπορούν να γίνουν είναι αντίστοιχα με αυτά του Σχήματος 5.31. Στην σύγκριση των συστημάτων εκτός από τα παραπάνω ενδιαφέρον παρουσιάζει και η παρουσίαση των καταναλώσεων που οφείλονται στους συμπιεστές, χωρίς να λαμβάνονται υπόψη οι λοιπές καταναλώσεις.



(α)



(β)
 Σχήμα 5.33: Κατανομές της ενέργειας που καταναλώνεται από τους συμπιεστές των υπό ανάλυση συστημάτων που έχουν υποστεί (α) βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης και (β) βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης, συναρτήσεϊ της θερμοκρασίας περιβάλλοντος

Στο Σχήμα 5.33 ενδιαφέρον παρουσιάζουν οι καμπύλες που αναφέρονται στα συστήματα με μηχανική υπόψυξη. Πιο συγκεκριμένα η έναρξη λειτουργίας του δευτερεύοντος συστήματος σηματοδοτεί την απότομη πτώση των καταναλώσεων από τους συμπιεστές. Η παραπάνω όμως πτώση, αντισταθμίζεται από την αύξηση των λοιπών καταναλώσεων που απορρέουν από την λειτουργία των επιπρόσθετων συστημάτων, με αποτέλεσμα οι καμπύλες των συνολικών καταναλώσεων να έχουν την μορφή που φαίνεται στο Σχήμα 5.32. Παρόλο που το παραπάνω φαινόμενο είχε ήδη αναφερθεί, πλέον μέσω της σχηματικής απεικόνισης γίνεται πλήρως κατανοητό.

Τέλος, στον Πίνακα 5.1 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα αποτελέσματα που αφορούν τους συντελεστές συμπεριφοράς (COP), των υπό εξέταση πλήρως βελτιστοποιημένων συστημάτων, συναρτήσεϊ της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

T _{amb} (°C)	Basic Booster	Parallel Compressor	M.S R290	P.C with M.S R290	DX R404A
-5	2,942	2,956	2,942	2,956	2,895
-4,5	2,942	2,956	2,942	2,956	2,895
-4	2,942	2,956	2,942	2,956	2,895
-3,5	2,942	2,956	2,942	2,956	2,895
-3	2,942	2,956	2,942	2,956	2,895
-2,5	2,942	2,956	2,942	2,956	2,895
-2	2,942	2,956	2,942	2,956	2,895

-1,5	2,942	2,956	2,942	2,956	2,895
-1	2,942	2,956	2,942	2,956	2,895
-0,5	2,942	2,956	2,942	2,956	2,895
0	2,942	2,956	2,942	2,956	2,895
0,5	2,899	2,916	2,899	2,916	2,86
1	2,857	2,875	2,857	2,875	2,825
1,5	2,815	2,835	2,815	2,835	2,791
2	2,774	2,796	2,774	2,796	2,757
2,5	2,733	2,758	2,733	2,758	2,724
3	2,692	2,719	2,692	2,719	2,692
3,5	2,652	2,681	2,652	2,681	2,66
4	2,612	2,644	2,612	2,644	2,629
4,5	2,572	2,607	2,572	2,607	2,598
5	2,533	2,571	2,533	2,571	2,568
5,5	2,494	2,535	2,494	2,535	2,538
6	2,455	2,499	2,455	2,499	2,508
6,5	2,417	2,464	2,417	2,464	2,479
7	2,379	2,429	2,379	2,429	2,45
7,5	2,341	2,395	2,341	2,395	2,422
8	2,303	2,36	2,303	2,36	2,394
8,5	2,266	2,327	2,266	2,327	2,367
9	2,228	2,293	2,228	2,293	2,339
9,5	2,191	2,26	2,191	2,26	2,312
10	2,154	2,227	2,154	2,227	2,286
10,5	2,15	2,223	2,15	2,223	2,283
11	2,125	2,201	2,125	2,201	2,265
11,5	2,1	2,179	2,1	2,179	2,247
12	2,076	2,157	2,079	2,157	2,23
12,5	2,052	2,137	2,062	2,137	2,213
13	2,029	2,117	2,045	2,117	2,197
13,5	2,006	2,097	2,028	2,097	2,181
14	1,983	2,077	2,012	2,077	2,166
14,5	1,961	2,058	1,996	2,058	2,151
15	1,939	2,04	1,981	2,04	2,136
15,5	1,918	2,021	1,966	2,021	2,122
16	1,897	2,003	1,951	2,003	2,108
16,5	1,877	1,986	1,937	1,986	2,094
17	1,857	1,969	1,923	1,969	2,081
17,5	1,837	1,952	1,909	1,952	2,068
18	1,817	1,936	1,896	1,936	2,055
18,5	1,798	1,92	1,883	1,92	2,043
19	1,779	1,904	1,871	1,904	2,031
19,5	1,76	1,889	1,858	1,889	2,02
20	1,742	1,874	1,847	1,874	2,008
20,5	1,724	1,86	1,835	1,86	1,997

21	1,706	1,845	1,823	1,845	1,987
21,5	1,689	1,831	1,812	1,831	1,977
22	1,671	1,818	1,802	1,818	1,967
22,5	1,654	1,804	1,791	1,804	1,957
23	1,638	1,791	1,781	1,793	1,948
23,5	1,622	1,778	1,771	1,783	1,939
24	1,607	1,765	1,761	1,774	1,93
24,5	1,592	1,753	1,752	1,765	1,921
25	1,579	1,741	1,743	1,756	1,913
25,5	1,566	1,729	1,734	1,747	1,905
26	1,553	1,717	1,725	1,739	1,898
26,5	1,541	1,706	1,717	1,731	1,89
27	1,514	1,68	1,697	1,711	1,873
27,5	1,484	1,651	1,674	1,689	1,854
28	1,454	1,623	1,652	1,667	1,834
28,5	1,426	1,596	1,631	1,646	1,815
29	1,398	1,569	1,611	1,626	1,796
29,5	1,371	1,543	1,591	1,606	1,776
30	1,345	1,518	1,571	1,587	1,757
30,5	1,32	1,494	1,553	1,568	1,738
31	1,295	1,47	1,534	1,55	1,718
31,5	1,271	1,447	1,517	1,533	1,699
32	1,248	1,424	1,499	1,516	1,68
32,5	1,225	1,402	1,483	1,5	1,661
33	1,203	1,381	1,466	1,484	1,642
33,5	1,182	1,36	1,45	1,468	1,623
34	1,16	1,339	1,434	1,453	1,604
34,5	1,14	1,319	1,418	1,438	1,584
35	1,12	1,3	1,403	1,423	1,565
35,5	1,1	1,28	1,388	1,408	1,546
36	1,081	1,261	1,371	1,393	1,527
36,5	1,063	1,243	1,356	1,379	1,508
37	1,045	1,225	1,341	1,364	1,489
37,5	1,027	1,207	1,327	1,35	1,469
38	1,009	1,19	1,312	1,336	1,45
38,5	0,9922	1,172	1,297	1,322	1,431
39	0,9757	1,156	1,282	1,308	1,412
39,5	0,9588	1,139	1,268	1,294	1,392
40	0,9434	1,123	1,254	1,28	1,373

Πίνακας 5.1: Τιμές του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) των υπό ανάλυση συστημάτων που έχουν υποστεί βελτιστοποίηση υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης, συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος

Κεφάλαιο 6 : Ετήσια επίδοση συστημάτων

Στην παρόν κεφάλαιο, θα γίνει χρήση των εξισώσεων και της μεθοδολογίας που παρουσιάστηκε στην Ενότητα 4.4 προκειμένου να εξαχθούν ορισμένα ετήσια αποτελέσματα που απορρέουν από την λειτουργία των συστημάτων που εξετάστηκαν. Τα αποτελέσματα αυτά αφορούν την Ελλάδα, και πιο συγκεκριμένα την πόλη της Αθήνας, δηλαδή πρόκειται να εξαχθούν για μία θερμή χώρα, η οποία βασίζεται σε μεγάλο ποσοστό στην κατανάλωση λιγνίτη για την ηλεκτροπαραγωγή της. Τα δύο παραπάνω δεδομένα πρέπει να ληφθούν υπόψη προκειμένου να γίνει αντικειμενική αξιολόγηση των συστημάτων.

6.1 Ενεργειακές αποδόσεις

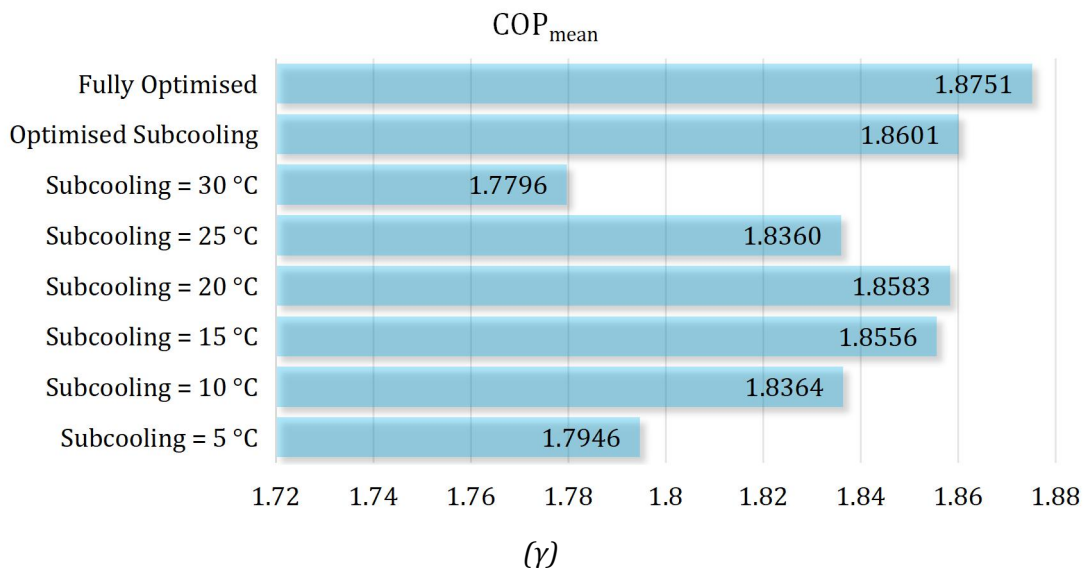
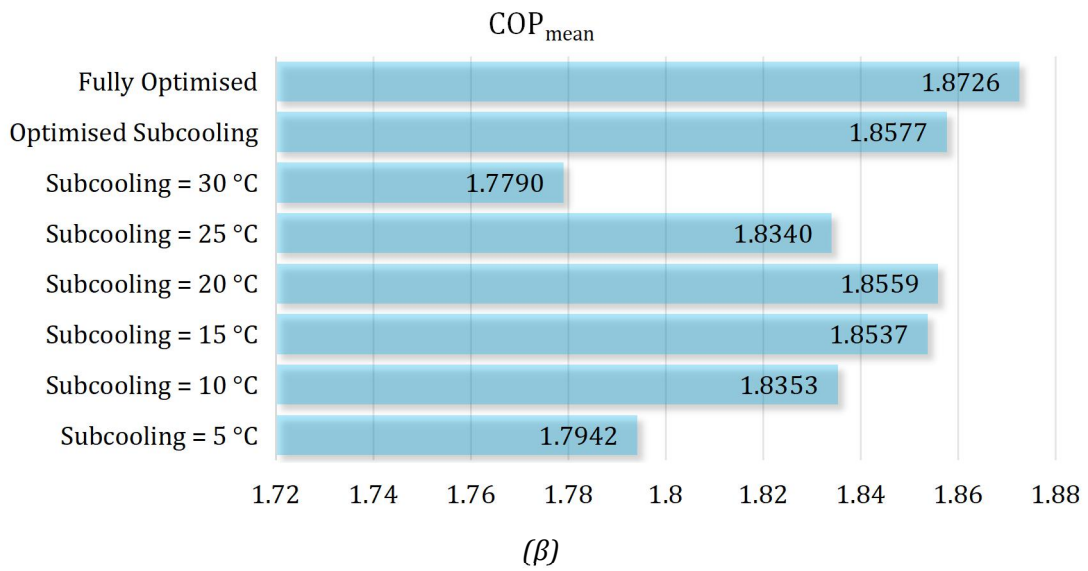
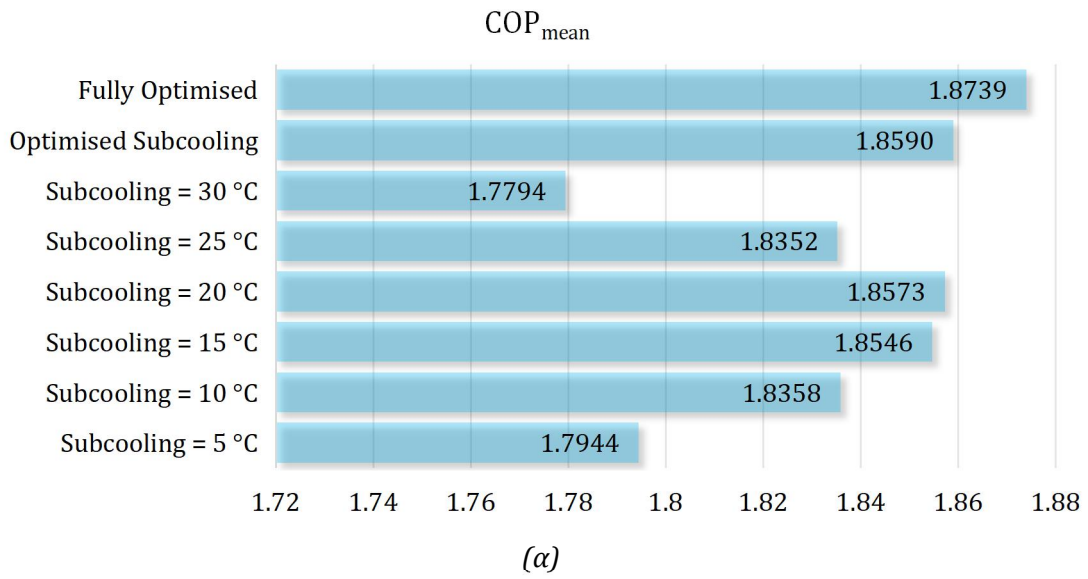
Αρχικά θα εξεταστεί η ενεργειακή συμπεριφορά των συστημάτων κατά την λειτουργία τους στην πόλη της Αθήνας και πιο συγκεκριμένα, ο συντελεστής συμπεριφοράς αυτών.

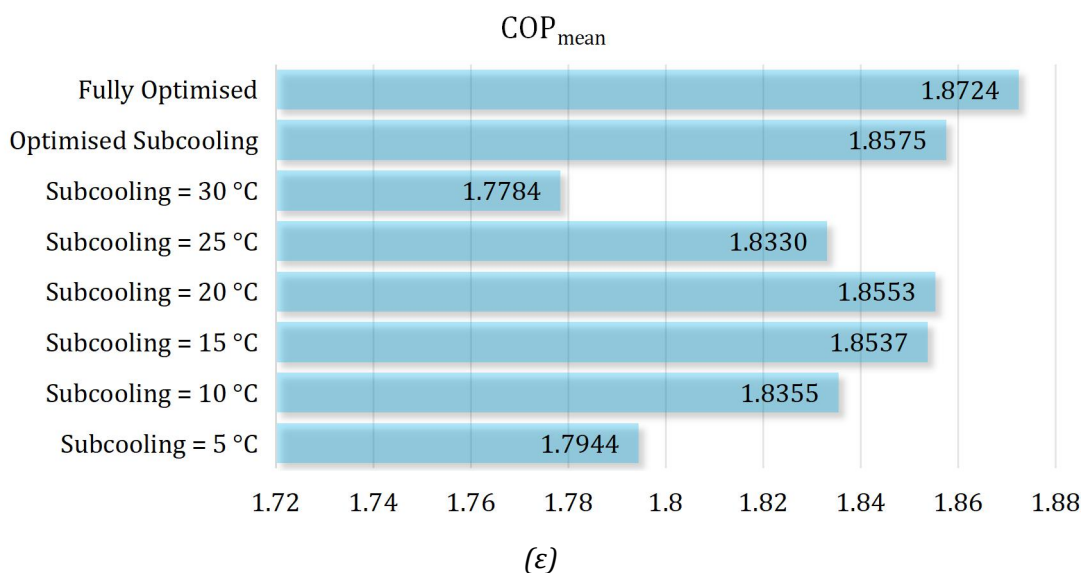
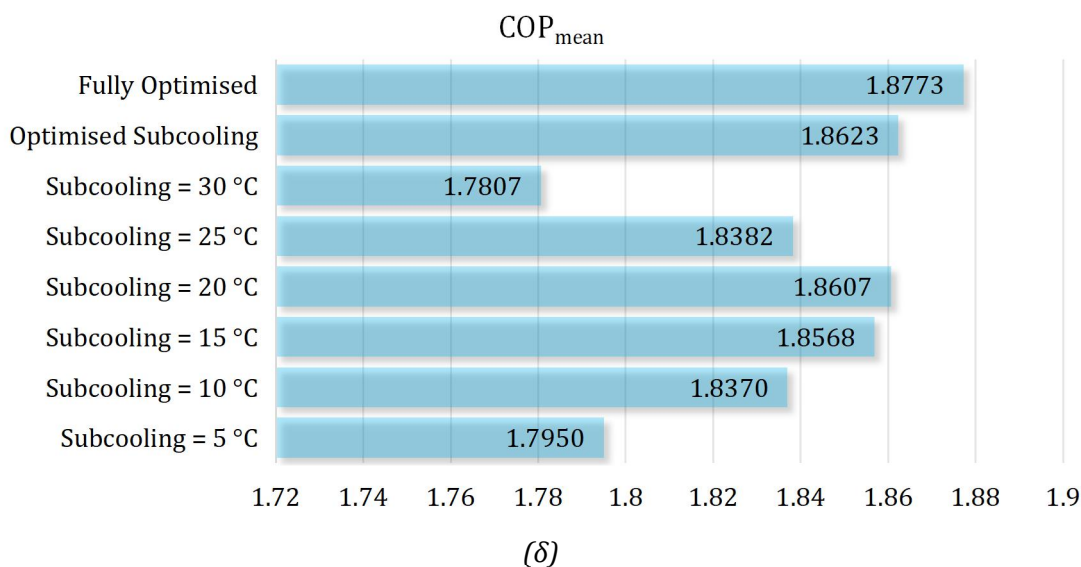
Τα πρώτα διαγράμματα που θα παρουσιαστούν αφορούν τα συστήματα που εμπεριέχουν και μηχανική υπόψυξη. Ο λόγος για τον οποίο γίνεται αυτό είναι πως εκτός από τα πλήρως βελτιστοποιημένα αποτελέσματα, παρουσιάζουν ενδιαφέρον και τα αποτελέσματα στα οποία δεν έχει υποστεί βελτιστοποίηση η υπόψυξη, αλλά έχει επιλεγεί να διατηρεί σταθερή τιμή. Με τον τρόπο αυτό είναι δυνατόν να προσδιοριστεί η τιμή της υπόψυξης, η οποία προσεγγίζει με μεγαλύτερη ακρίβεια το σύστημα το οποίο δυναμικά μεταβάλλει την τιμή της ανάλογα με την θερμοκρασία του περιβάλλοντος, στην υπό εξέταση πόλη.

Σε αυτό το σημείο πρέπει να γίνουν ορισμένα σχόλια τα οποία είναι απαραίτητα για την κατανόηση των διαγραμμάτων των συστημάτων με μηχανική υπόψυξη που θα ακολουθήσουν. Στα διαγράμματα αυτά:

- Όπου αναφέρεται ο τίτλος “Fully Optimised” έχει γίνει βελτιστοποίηση σε υψηλή και ενδιάμεση πίεση, καθώς και στην υπόψυξη.
- Όπου αναφέρεται ο τίτλος “Optimised Subcooling” έχει γίνει βελτιστοποίηση στην υψηλή πίεση και στην υπόψυξη.
- Όπου δεν αναφέρεται κανένας εκ των παραπάνω τίτλων έχει γίνει βελτιστοποίηση μόνο στην υψηλή πίεση λειτουργίας.

Στο Σχήμα 6.1 παρουσιάζονται οι συντελεστές συμπεριφοράς του συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη για διάφορα ψυκτικά μέσα και καταστάσεις λειτουργίας.

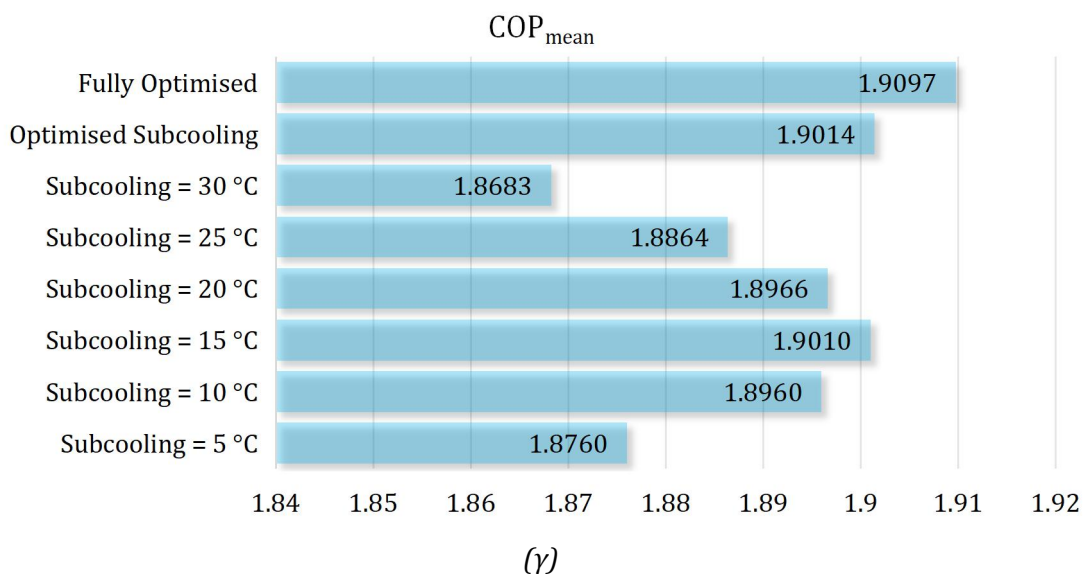
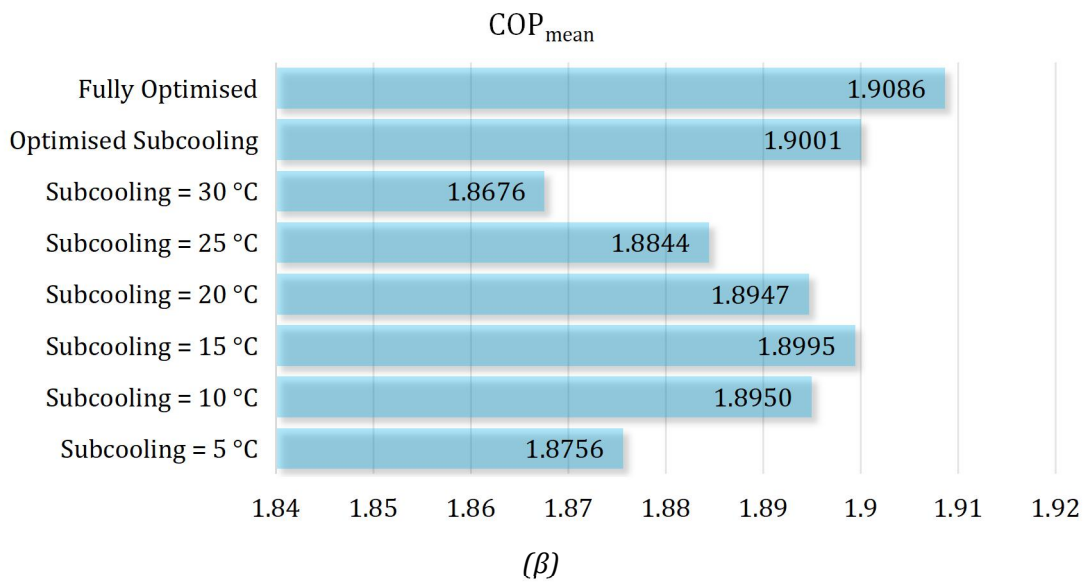
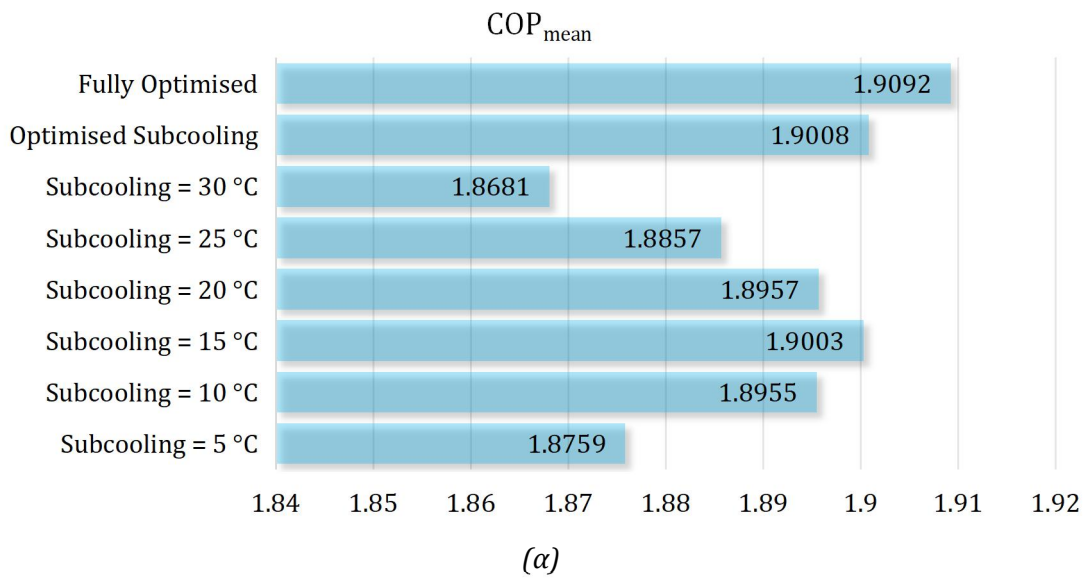


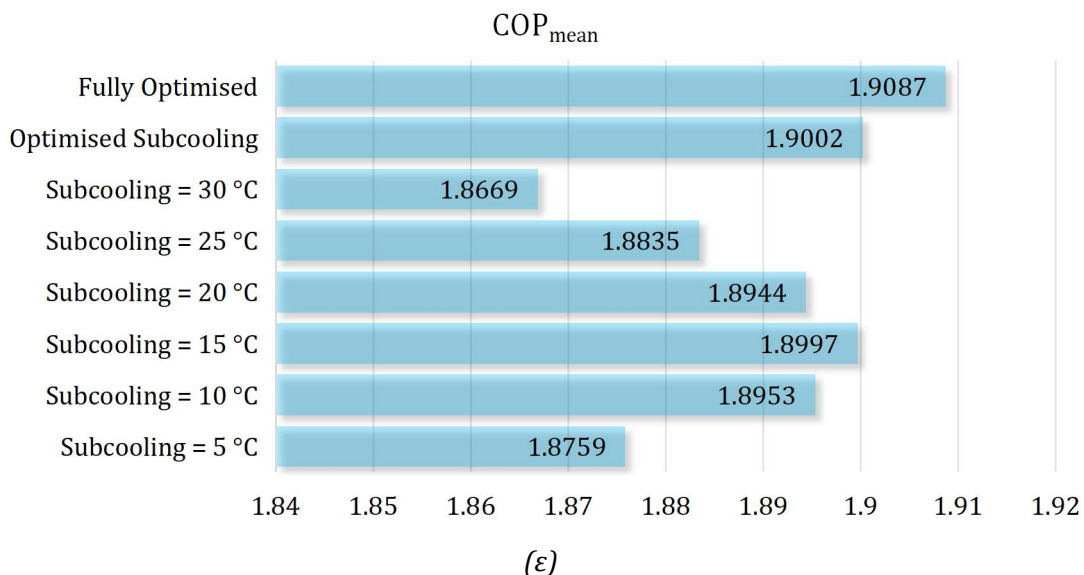
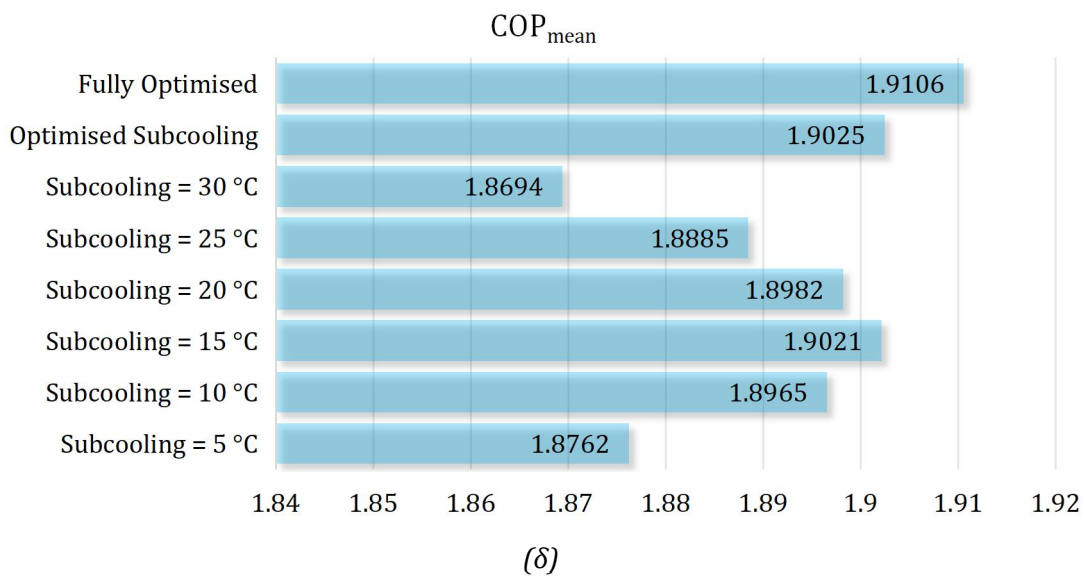


Σχήμα 6.1: Μέση ετήσια τιμή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP), του υπό εξέταση συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον ψυκτικό μέσο (α) R290 (β) R32 (γ) R134a (δ) R152a (ε) R1234yf, για διάφορες καταστάσεις λειτουργίας

Όπως προκύπτει από το Σχήμα 6.1 όλα τα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιήθηκαν παρουσιάζουν παρόμοια απόδοση, με το R152a να έχει ελαφρώς υψηλότερη, όπως έχει ήδη αναφερθεί. Επιπλέον γίνεται προφανές πως τα συστήματα στα οποία δεν έχει γίνει βελτιστοποίηση της υπόψυξης, αλλά αυτή έχει διατηρηθεί σταθερή και ίση με 20 °C εμφανίζουν COP πολύ κοντά σε αυτό των αντίστοιχων συστημάτων με βελτιστοποιημένη υπόψυξη. Τέλος, η περαιτέρω βελτιστοποίηση και της ενδιάμεσης πίεσης, έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του μέσου ετήσιου COP κατά περίπου 0,015 μονάδες, ποσό όχι ιδιαίτερα υψηλό που παρόλα αυτά έχει σημασία.

Στο Σχήμα 6.2 παρουσιάζονται οι συντελεστές συμπεριφοράς του συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη για διάφορα ψυκτικά μέσα και καταστάσεις λειτουργίας.



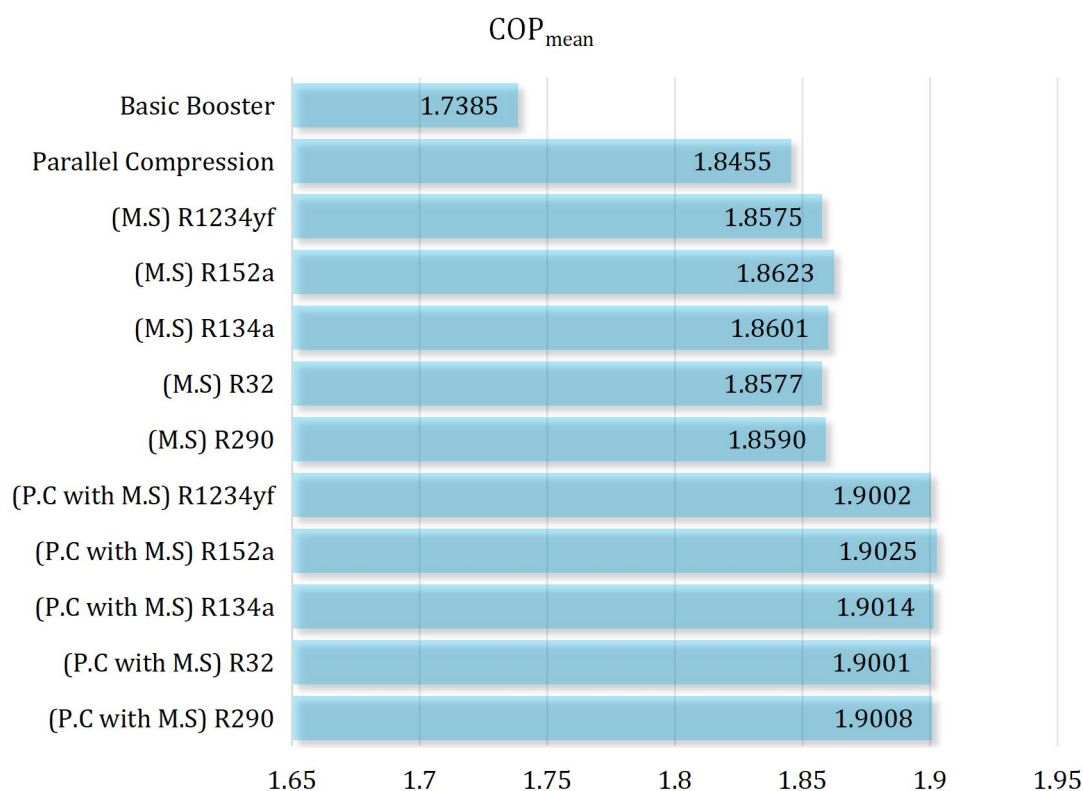


Σχήμα 6.2: Μέση ετήσια τιμή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP), του υπό εξέταση συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον ψυκτικό μέσο (α) R290 (β) R32 (γ) R134a (δ) R152a (ε) R1234yf, για διάφορες καταστάσεις λειτουργίας

Και στην περίπτωση του συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη παρατηρούνται πολύ κοντινές τιμές COP μεταξύ των διάφορων ψυκτικών μέσων, με το R152a να παρουσιάζει την ελαφρώς καλύτερη. Η κύρια διαφορά του συστήματος αυτού, με το σύστημα που δεν διαθέτει παράλληλη συμπίεση, είναι η τιμή της υπόψυξης που βρίσκεται πιο κοντά στην βέλτιστη. Πιο συγκεκριμένα στο παρόν σύστημα η κατάσταση λειτουργίας κατά την οποία δεν έχει γίνει βελτιστοποίηση της υπόψυξης, αλλά αυτή έχει διατηρηθεί σταθερή και ίση με 15 °C εμφανίζει COP πολύ κοντά σε αυτό της αντίστοιχης κατάστασης με βελτιστοποιημένη υπόψυξη. Πρέπει να σημειωθεί πως η αντίστοιχη τιμή του συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη είναι ίση με 20 °C. Τέλος, η περαιτέρω βελτιστοποίηση και της ενδιάμεσης

πίεσης, έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του μέσου ετήσιου COP κατά περίπου 0,008 μονάδες, ποσό ακόμα μικρότερο από αυτό του αντίστοιχου συστήματος χωρίς παράλληλη συμπίεση.

Στο Σχήμα 6.3 γίνεται σύγκριση μεταξύ των μέσων ετήσιων COP όλων των συστημάτων που αναλύθηκαν. Όλα τα συστήματα που παρουσιάζονται έχουν υποστεί βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης, ενώ σε αυτά που περιλαμβάνουν μηχανική υπόψυξη έχει γίνει βελτιστοποίηση και της τιμής αυτής.

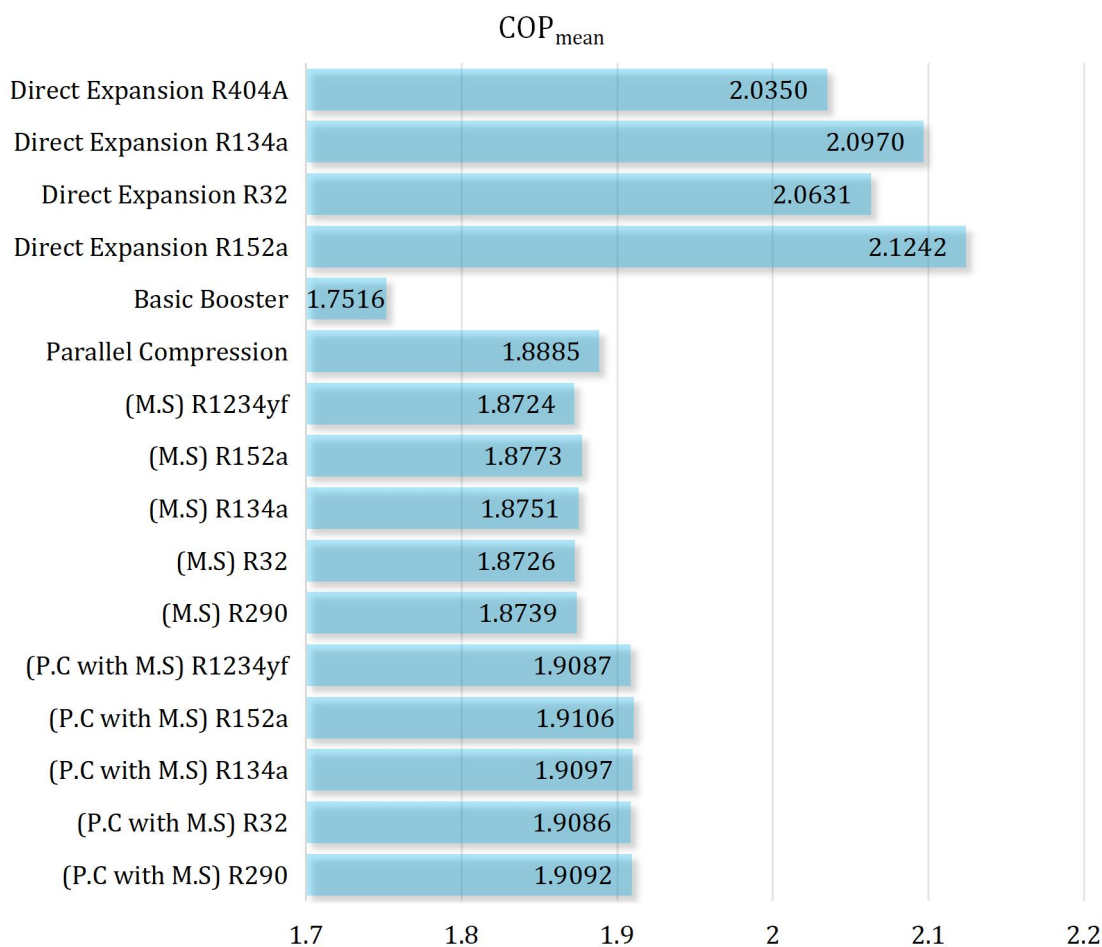


Σχήμα 6.3: Μέση ετήσια τιμή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) για τα υπό εξέταση συστήματα, με βελτιστοποίηση της υψηλής πίεσης

Όπως προκύπτει από το Σχήμα 6.3 τα συστήματα κατατάσσονται από αυτό με το χειρότερο σε αυτό με το καλύτερο μέσο ετήσιο COP, ως σύστημα booster, σύστημα booster με παράλληλη συμπίεση, σύστημα booster με μηχανική υπόψυξη και σύστημα booster με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη. Μεταξύ των διάφορων εναλλακτικών δευτερεύοντων ψυκτικών μέσων, το R152a είναι πάντα αυτό που προσδίδει το καλύτερο COP, ενώ το R290 που επιλέχθηκε για την πλειοψηφία των υπολογισμών της παρούσας εργασίας είναι τρίτο στην κατάταξη. Τέλος, η προσθήκη ενός είδους αναβάθμισης στο απλό σύστημα booster δημιουργεί μία αύξηση του συντελεστή συμπεριφοράς της τάξης των 0,12 μονάδων ενώ η επιπλέον αναβάθμιση αυτού δημιουργεί μία επιπλέον αύξηση της τάξης των 0,04 μονάδων.

Στην συνέχεια η πλήρως βελτιστοποιημένη μορφή των παραπάνω συστημάτων, δηλαδή αυτή που δέχεται και βελτιστοποίηση ενδιάμεσης πίεσης, θα συγκριθεί με το σύστημα άμεσης εκτόνωσης, στο οποίο ο συντελεστής

συμπεριφοράς θα παρουσιαστεί τόσο για το R404A που έχει ήδη αναφερθεί, όσο και για άλλα πιθανά ψυκτικά μέσα.



Σχήμα 6.4: Μέση ετήσια τιμή του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) για τα υπό εξέταση συστήματα, με βελτιστοποίηση της υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης

Πρέπει να τονιστεί πως τα συστήματα άμεσης εκτόνωσης που παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.4 δεν έχουν υποστεί κάποιου είδους βελτιστοποίηση. Όπως ήταν αναμενόμενο τα συστήματα άμεσης εκτόνωσης παρουσιάζουν υψηλότερα COP, ακόμα και από εκείνα των πλήρως βελτιστοποιημένων συστημάτων που κάνουν χρήση CO₂. Επιπλέον το πιο αποδοτικό σύστημα άμεσης εκτόνωσης φαίνεται να είναι αυτό που κάνει χρήση του ψυκτικού μέσου R152a, του οποίου η πολύ καλή ενεργειακή συμπεριφορά είχε ήδη παρατηρηθεί μέσω των συστημάτων που διαθέτουν μηχανική υπόψυξη.

Σε ό,τι αφορά τα συστήματα με ψυκτικό μέσο το R744, ενδιαφέρον παρουσιάζει το σύστημα booster, με παράλληλη συμπίεση. Παρόλο που στην κατάσταση λειτουργίας κατά την οποία δεν έχει υποστεί βελτιστοποίηση η ενδιάμεση πίεση φαίνεται να υστερεί των συστημάτων με μηχανική υπόψυξη, όταν συγκριθούν στην τελική μορφή τους, δηλαδή πλήρως βελτιστοποιημένα, προκύπτει πως η απόδοση του συστήματος με την παράλληλη συμπίεση είναι τελικά ανώτερη. Το παραπάνω φαινόμενο είναι λογικό καθώς μελετώντας

κανείς τα διαγράμματα από το Κεφάλαιο 5 θα παρατηρούσε πως το συγκεκριμένο σύστημα είναι αυτό που παρουσιάζει την μεγαλύτερη αύξηση απόδοσης λόγω βελτιστοποίησης της ενδιάμεσης πίεσης.

6.2 Περιβαλλοντικές επιπτώσεις

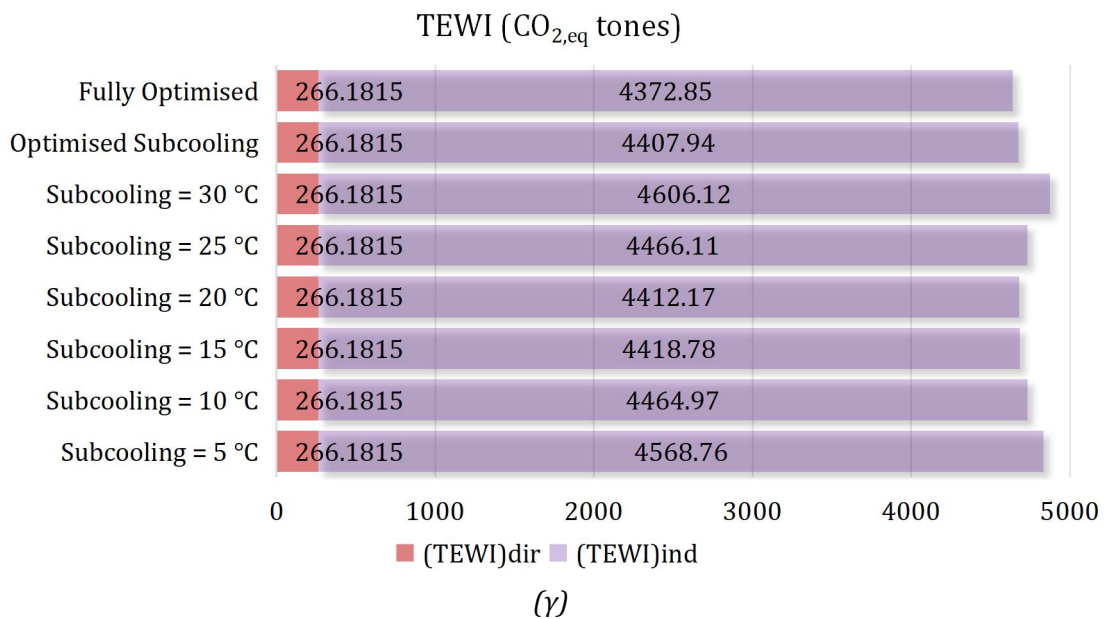
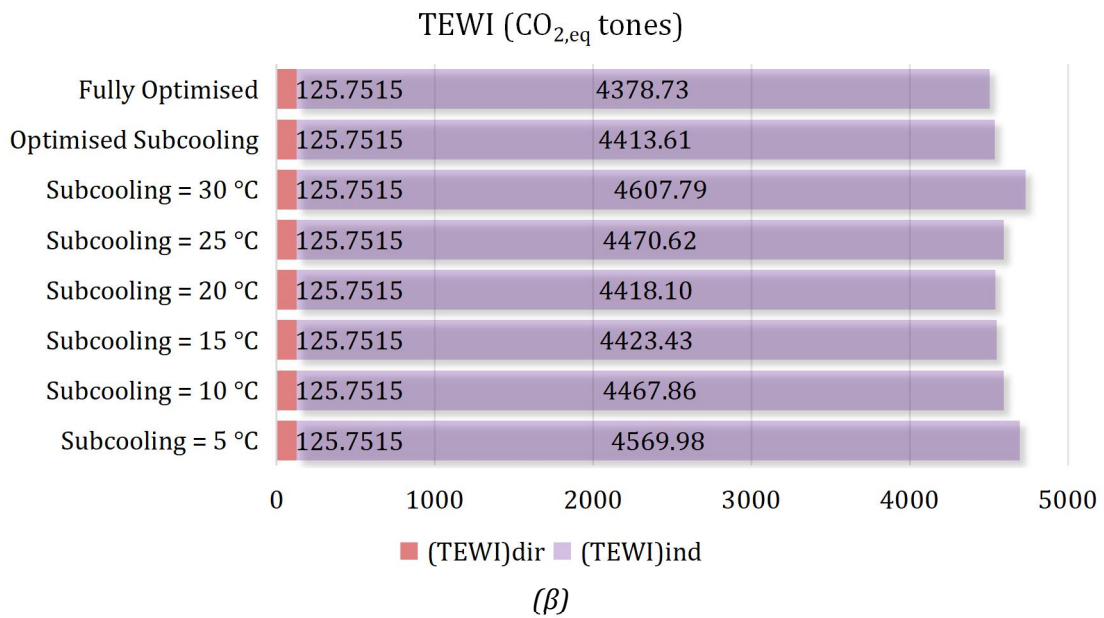
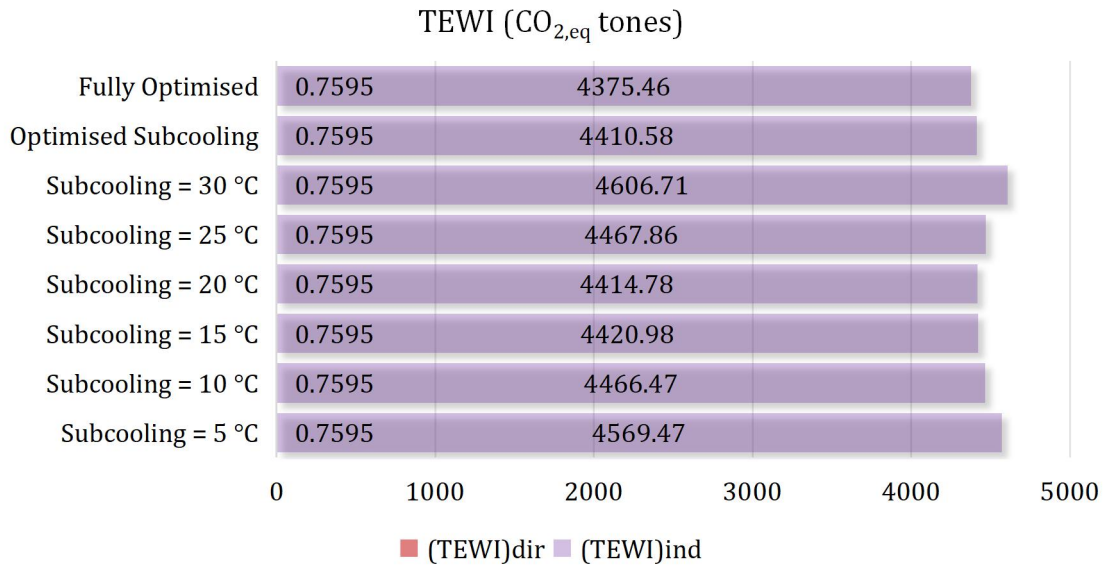
Σε αυτή την ενότητα θα εξεταστούν οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις που απορρέουν από την λειτουργία των υπό εξέταση συστημάτων στην πόλη της Αθήνας και πιο συγκεκριμένα, η συνολική ισοδύναμη θερμική επίπτωση (TEWI).

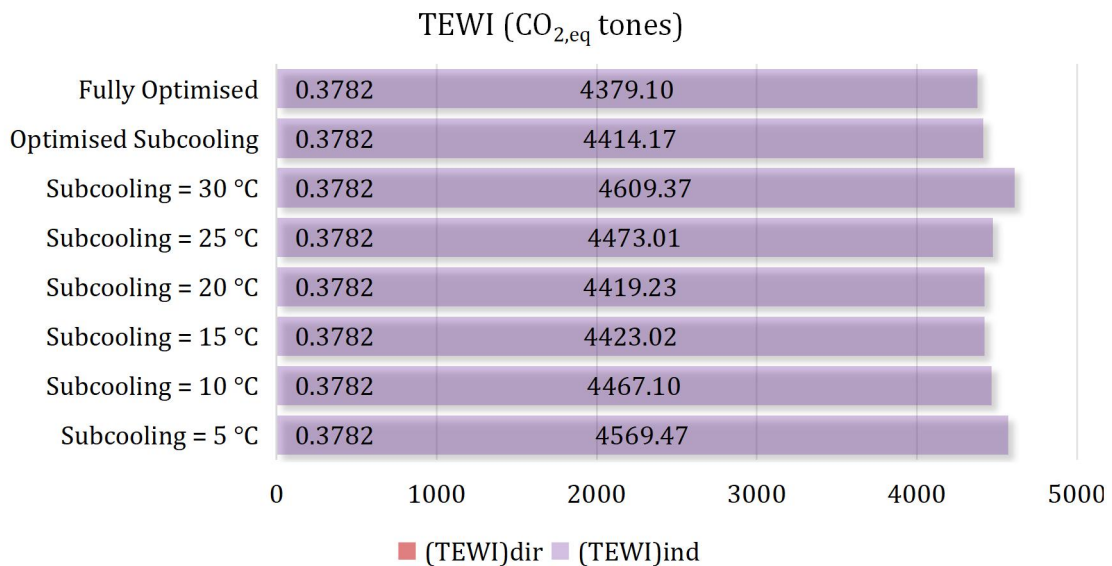
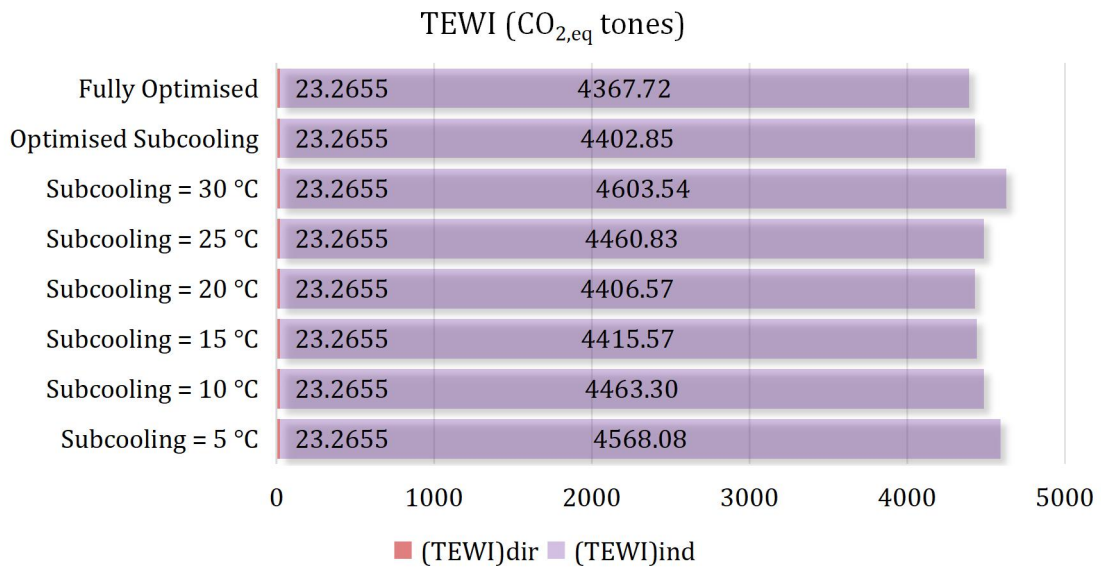
Τα πρώτα διαγράμματα που θα παρουσιαστούν αφορούν τα συστήματα που εμπεριέχουν και μηχανική υπόψυξη. Ο λόγος για τον οποίο γίνεται αυτό είναι πως εκτός από τα πλήρως βελτιστοποιημένα αποτελέσματα, παρουσιάζουν ενδιαφέρον και τα αποτελέσματα στα οποία δεν έχει υποστεί βελτιστοποίηση η υπόψυξη, αλλά έχει επιλεγεί να διατηρεί σταθερή τιμή. Με τον τρόπο αυτό είναι δυνατόν να προσδιοριστεί η τιμή της υπόψυξης, η οποία προσεγγίζει με μεγαλύτερη ακρίβεια το σύστημα το οποίο δυναμικά μεταβάλλει την τιμή της ανάλογα με την θερμοκρασία του περιβάλλοντος, στην υπό εξέταση πόλη. Επιπλέον, σε αντίθεση με την ενεργειακή απόδοση, σε ό,τι αφορά τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις το είδος του ψυκτικού μέσου διαδραματίζει πολύ σημαντικό ρόλο οπότε παρουσιάζει ιδιαίτερη σημασία η σύγκριση μεταξύ αυτών.

Σε αυτό το σημείο πρέπει να γίνουν ορισμένα σχόλια τα οποία είναι απαραίτητα για την κατανόηση των διαγραμμάτων των συστημάτων με μηχανική υπόψυξη που θα ακολουθήσουν. Στα διαγράμματα αυτά:

- Όπου αναφέρεται ο τίτλος “Fully Optimised” έχει γίνει βελτιστοποίηση σε υψηλή και ενδιάμεση πίεση, καθώς και στην υπόψυξη.
- Όπου αναφέρεται ο τίτλος “Optimised Subcooling” έχει γίνει βελτιστοποίηση στην υψηλή πίεση και στην υπόψυξη.
- Όπου δεν αναφέρεται κανένας εκ των παραπάνω τίτλων έχει γίνει βελτιστοποίηση μόνο στην υψηλή πίεση λειτουργίας.

Στο Σχήμα 6.5 παρουσιάζονται τα (TEWI) του συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη για διάφορα ψυκτικά μέσα και καταστάσεις λειτουργίας.





Σχήμα 6.5: Συνολική ισοδύναμη θερμική επίπτωση (TEWI), του υπό εξέταση συστήματος booster με μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον ψυκτικό μέσο (α) R290 (β) R32 (γ) R134a (δ) R152a (ε) R1234yf, για διάφορες καταστάσεις λειτουργίας

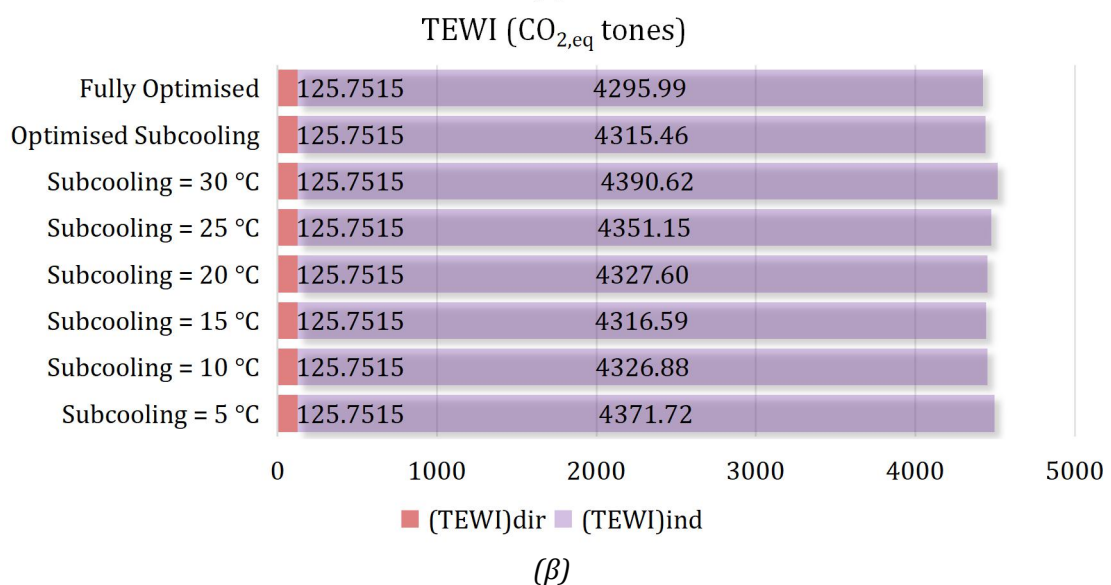
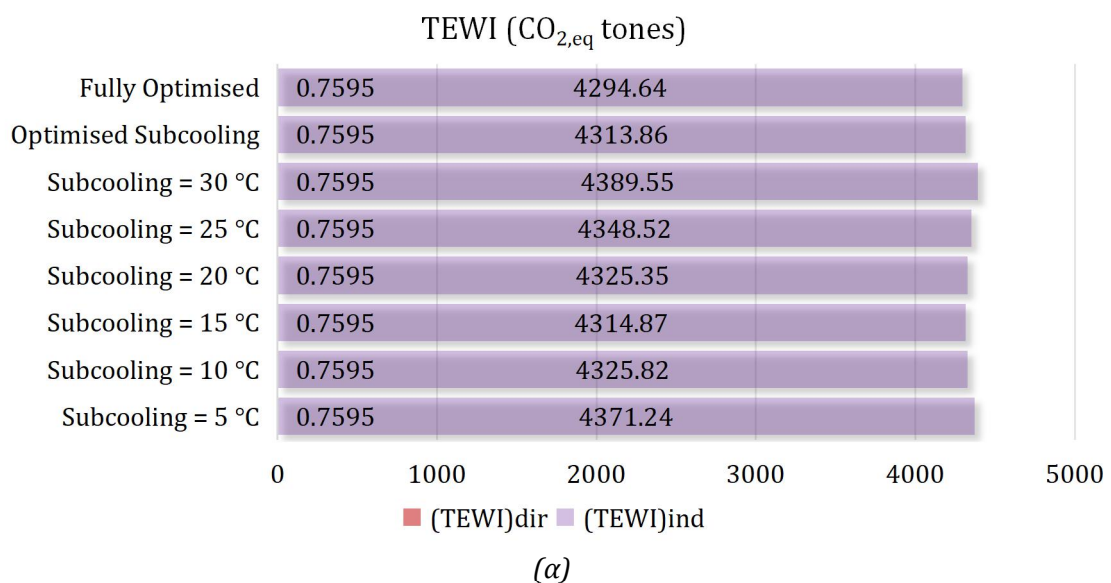
Μέσω του Σχήματος 6.5 παρατηρείται πως όπως και στην περίπτωση του COP, το βέλτιστο, δηλαδή χαμηλότερο TEWI για υπόψυξη σταθερή, εμφανίζεται όταν αυτή ισούται με 20 °C και η τιμή του είναι πολύ κοντά σε αυτή που προκύπτει για το σύστημα με την βελτιστοποιημένη υπόψυξη. Επιπλέον, γίνεται αντιληπτό πως η πλειοψηφία των εκπομπών είναι έμμεσου τύπου δηλαδή οφείλονται κυρίως στην διαδικασία που ακολουθήθηκε για την παραγωγή του ηλεκτρικού ρεύματος που καταναλώθηκε και όχι τόσο στην διαρροή του ψυκτικού μέσου.

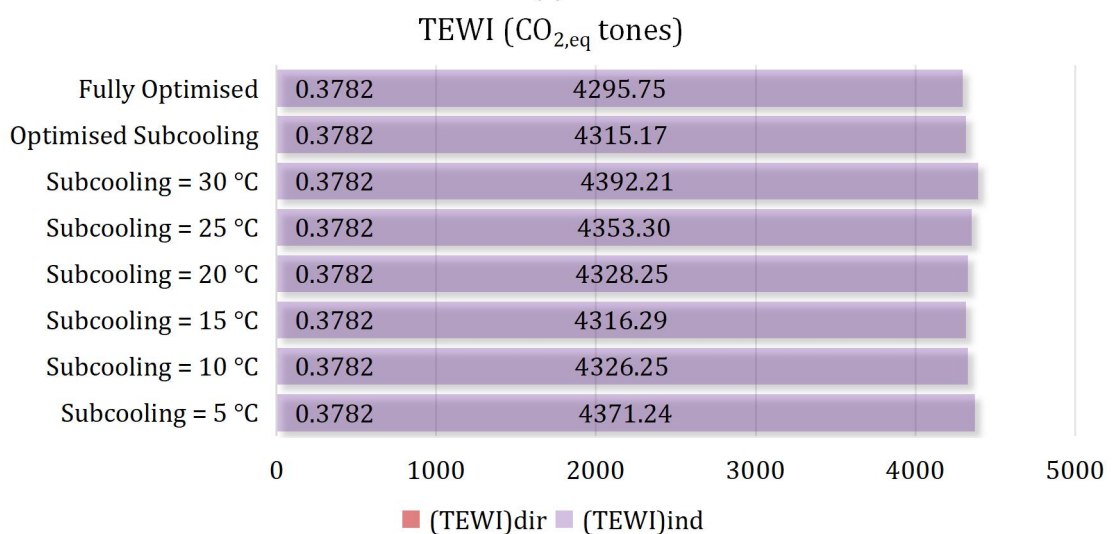
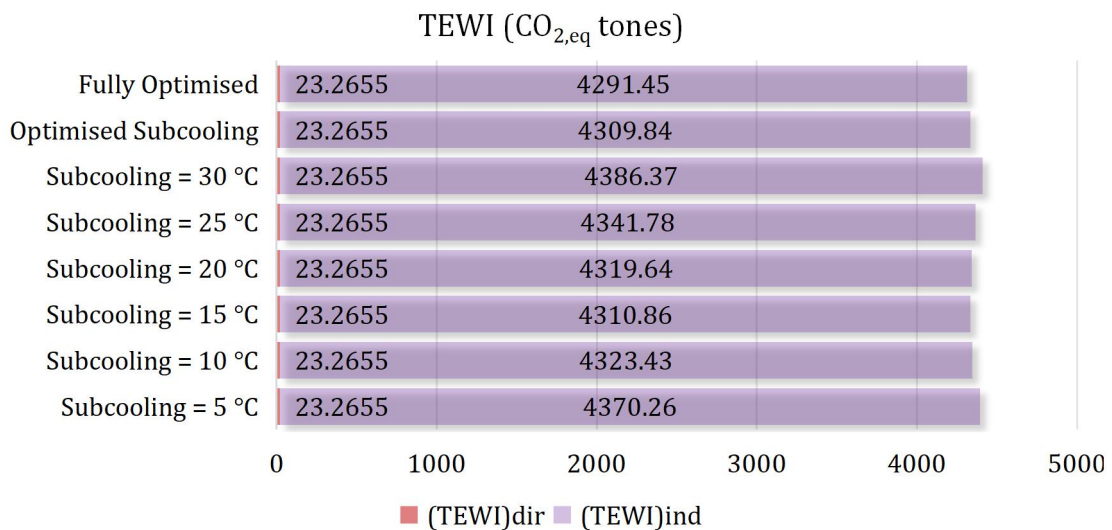
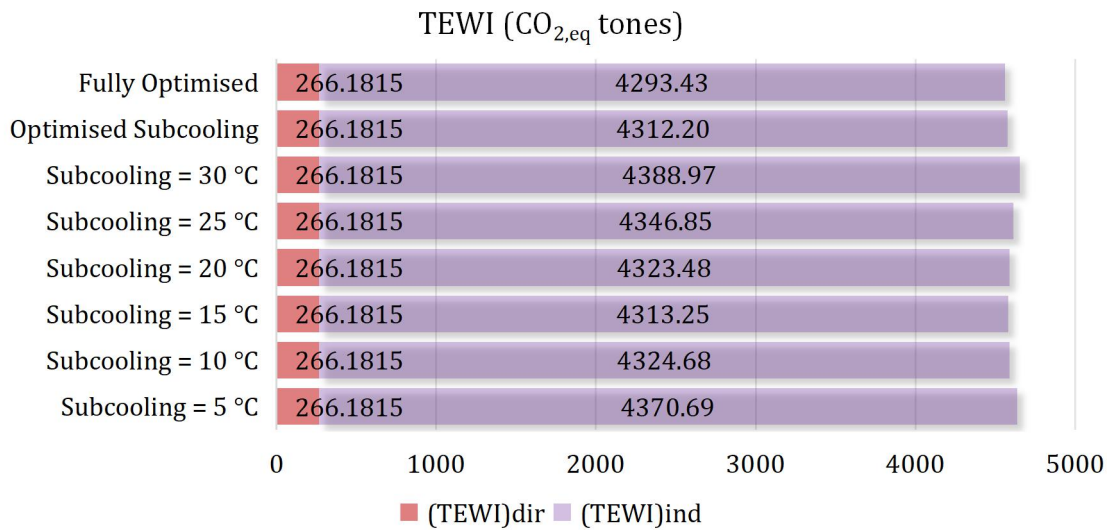
Σε ό,τι αφορά την σύγκριση μεταξύ των ψυκτικών μέσων, τα συστήματα που χρησιμοποιούν R32 και R134a, εμφανίζουν μεγάλες τιμές TEWI, κυρίως λόγω των άμεσων εκπομπών τους. Πολύ σημαντικό αποτέλεσμα είναι πως το ψυκτικό μέσο που παρουσιάζει το βέλτιστο TEWI, είναι το R290, δηλαδή το μέσο το

οποίο χρησιμοποιήθηκε για την πλειοψηφία των υπολογισμών της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Σε αυτό το σημείο πρέπει να αναφερθεί πως σε ό,τι αφορά την ενεργειακή απόδοση, το παραπάνω ψυκτικό παρουσίασε την τρίτη καλύτερη, γεγονός που σε συνδυασμό με την πολύ καλή περιβαλλοντική του επίδοση το καθιστά μία πολύ καλή επιλογή. Καλή επιλογή επιπλέον φαίνεται να είναι και το R152a, το οποίο εκτός του ότι παρουσιάζει το βέλτιστο COP, οι περιβαλλοντικές του επιδόσεις είναι ικανοποιητικές, καθώς έρχεται τρίτο στην αντίστοιχη κατηγορία, με τιμή που υπερβαίνει κατά 0,34% αυτή του R290, ενώ αντίστοιχα η τιμή του COP του είναι ανώτερη κατά 0,18%.

Στο Σχήμα 6.6 παρουσιάζονται τα (TEWI) του συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη για διάφορα ψυκτικά μέσα και καταστάσεις λειτουργίας.



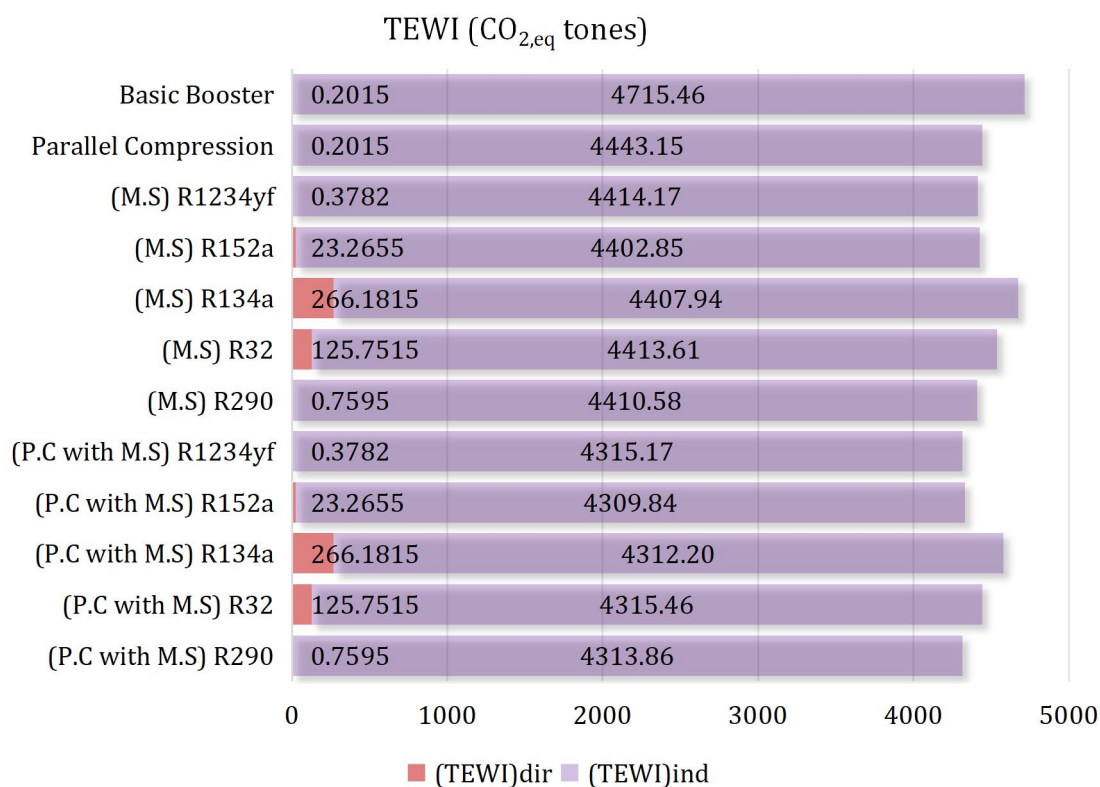


Σχήμα 6.6: Συνολική ισοδύναμη θερμική επίπτωση (TEWI), του υπό εξέταση συστήματος booster με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον ψυκτικό μέσο (α) R290 (β) R32 (γ) R134a (δ) R152a (ε) R1234yf, για διάφορες καταστάσεις λειτουργίας

Μέσω του Σχήματος 6.6 παρατηρείται πως όπως και στην περίπτωση του COP, το βέλτιστο, δηλαδή χαμηλότερο TEWI για υπόψυξη σταθερή, εμφανίζεται όταν αυτή ισούται με 15 °C και η τιμή του είναι πολύ κοντά σε αυτή που προκύπτει για το σύστημα με την βελτιστοποιημένη υπόψυξη. Επιπλέον, γίνεται αντιληπτό πως η πλειοψηφία των εκπομπών είναι έμμεσου τύπου δηλαδή οφείλονται κυρίως στην διαδικασία που ακολουθήθηκε για την παραγωγή του ηλεκτρικού ρεύματος που καταναλώθηκε και όχι τόσο στην διαρροή του ψυκτικού μέσου.

Σε ό,τι αφορά την σύγκριση μεταξύ των ψυκτικών μέσων τα σχόλια είναι κοινά με αυτά του Σχήματος 6.5, με μόνη διαφορά πως το TEWI του R152a υπερβαίνει κατά 0,45% αυτό του R290, ενώ αντίστοιχα η τιμή του COP του είναι ανώτερη κατά 0,07%.

Στο Σχήμα 6.7 γίνεται σύγκριση μεταξύ των TEWI όλων των συστημάτων που αναλύθηκαν. Όλα τα συστήματα που παρουσιάζονται έχουν υποστεί βελτιστοποίηση υψηλής πίεσης, ενώ σε αυτά που περιλαμβάνουν μηχανική υπόψυξη έχει γίνει βελτιστοποίηση και της τιμής αυτής.

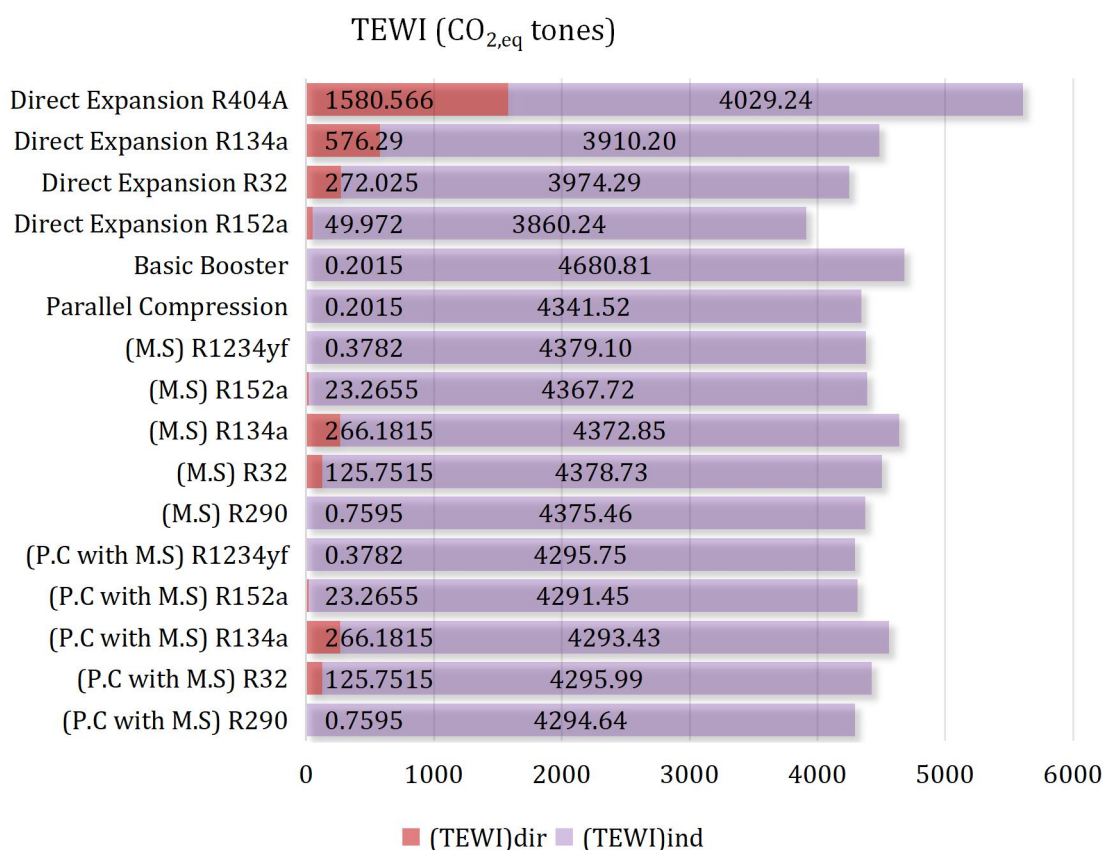


Σχήμα 6.7: Συνολική ισοδύναμη θερμική επίπτωση (TEWI) για τα υπό εξέταση συστήματα, με βελτιστοποίηση της υψηλής πίεσης

Μελετώντας τα τέσσερα υπό εξέταση συστήματα, αυτό που παρουσιάζει το χειρότερο TEWI είναι το απλό σύστημα booster και ισούται με 4715,66 CO_{2,eq} τόνους. Αξίζει να σημειωθεί πως οι παραπάνω εκπομπές είναι μεγαλύτερες ακόμα και από τα συστήματα που χρησιμοποιούν ψυκτικά μέσα τα οποία δεν είναι περιβαλλοντικά φιλικά στο σύστημα μηχανικής υπόψυξής τους. Αμέσως καλύτερο σύστημα από περιβαλλοντικής άποψης είναι το σύστημα booster με

παράλληλη συμπίεση, το οποίο παρουσιάζει TEWI ίσο με 4443,35 CO_{2,eq} τόνους. Δεύτερο καλύτερο σύστημα είναι το booster με μηχανική υπόψυξη και δευτερεύον ψυκτικό μέσο R290, το οποίο έχει TEWI ίσο με 4411,34 CO_{2,eq} τόνους, ενώ το περιβαλλοντικά πιο φιλικό σύστημα είναι το σύστημα booster με παράλληλη συμπίεση και μηχανική υπόψυξη, με χρήση R290, το οποίο εμφανίζει TEWI ίσο με 4314,62 CO_{2,eq} τόνους.

Στη συνέχεια η πλήρως βελτιστοποιημένη μορφή των παραπάνω συστημάτων, δηλαδή αυτή που δέχεται και βελτιστοποίηση ενδιάμεσης πίεσης, θα συγκριθεί με το σύστημα άμεσης εκτόνωσης, στο οποίο το TEWI θα παρουσιαστεί τόσο για το R404A που έχει ήδη αναφερθεί, όσο και για άλλα πιθανά ψυκτικά μέσα.



Σχήμα 6.8: Συνολική ισοδύναμη θερμική επίπτωση (TEWI) για τα υπό εξέταση συστήματα, με βελτιστοποίηση της υψηλής και ενδιάμεσης πίεσης

Πρέπει να τονιστεί πως τα συστήματα άμεσης εκτόνωσης που παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.8 δεν έχουν υποστεί κάποιου είδους βελτιστοποίηση. Καταρχάς, όπως και στην περίπτωση του COP, το σύστημα booster με παράλληλη συμπίεση, μετά την βελτιστοποίηση και της ενδιάμεσης πίεσης, παρουσιάζει καλύτερη συμπεριφορά από το σύστημα με την μηχανική υπόψυξη.

Το βέλτιστο σύστημα, από περιβαλλοντικής σκοπιάς, από αυτά που έχουν ως κύριο εργαζόμενο μέσο το R744, είναι τελικά το σύστημα booster με παράλληλη

συμπύεση, μηχανική υπόψυξη και χρήση R290 ως δευτερεύον ψυκτικό μέσο. Όπως φαίνεται το παραπάνω σύστημα επιφέρει πολύ μεγάλη βελτίωση στις περιβαλλοντικές επιπτώσεις του συστήματος άμεσης εκτόνωσης με χρήση R404A, που για πολλά χρόνια αποτελούσε τον κύριο τρόπο κάλυψης των απαιτήσεων των σουπερμάρκετ για ψύξη.

Παρά όμως του παραπάνω αποτελέσματος, μεγάλη σημασία στο Σχήμα 6.8 έχουν οι τιμές των εκπομπών των συστημάτων άμεσης εκτόνωσης με χρήση R32 και R152a. Όπως φαίνεται και τα δύο αυτά συστήματα παρουσιάζουν χαμηλότερες τιμές TEWI, από το βέλτιστο σύστημα με χρήση CO₂ που εξετάστηκε. Μάλιστα, παρόλο που η τιμή του DX R32 συστήματος είναι πολύ κοντά με αυτή του (P.C with M.S) R290, το σύστημα DX R152a παρουσιάζει σημαντικά μικρότερη τιμή TEWI.

Το παραπάνω αποτέλεσμα απορρέει από το γεγονός πως το GWP του R152a, δεν είναι ιδιαίτερα υψηλό (124) με αποτέλεσμα να μην παρουσιάζει τις τυπικά μεγάλες άμεσες εκπομπές των συμβατικών ψυκτικών μέσων, ενώ παράλληλα λόγω της πολύ καλής του απόδοσης (μέγιστο COP μεταξύ των εξεταζόμενων συστημάτων) παρουσιάζει και σημαντικά μειωμένες έμμεσες εκπομπές, καθώς απαιτεί μικρότερες ηλεκτρικές καταναλώσεις για να επιτύχει την ψύξη που απαιτείται.

Σε περίπτωση λοιπόν ένταξης συστήματος ψύξης σε σουπερμάρκετ το οποίο βρίσκεται στην Ελλάδα, και πιο συγκεκριμένα στην Αθήνα, παρόλο που ένα σύστημα R744 αποτελεί μία καλή λύση, δύσκολα θα αποτελέσει την βέλτιστη, εκτός και αν ένας συνδυασμός περαιτέρω βελτιστοποίησης και αλλαγής των κλιματικών και παραγωγικών συνθηκών της ευρύτερης περιοχής του το επιτρέψει.

Κεφάλαιο 7 : Συμπεράσματα

Έχοντας πλέον παρουσιάσει όλα τα αποτελέσματα της παρούσας διπλωματικής εργασίας, είναι δυνατό σε αυτό το σημείο να εξαχθούν ορισμένα συμπεράσματα που αφορούν την μελέτη που διεξήχθη.

Καταρχάς είναι προφανές πως σε ό,τι αφορά την σύγκριση μεταξύ των συστημάτων που κάνουν χρήση CO₂, το σύστημα το οποίο έχει υποστεί τις περισσότερες προσθήκες, δηλαδή παράλληλο συμπιεστή και σύστημα μηχανικής υπόψυξης, είναι το καλύτερο μεταξύ των μελετηθέντων. Πιο συγκεκριμένα παρουσιάζει σε ολόκληρο το εύρος εξωτερικών θερμοκρασιών την καλύτερη ενεργειακή απόδοση, είτε αυτή εκφράζεται ως COP, είτε ως ηλεκτρικές καταναλώσεις, ενώ παράλληλα παρουσιάζει και τις χαμηλότερες εκπομπές, οι οποίες έχουν παρουσιαστεί υπό την μορφή του TEWI. Πιο συγκεκριμένα επιτυγχάνεται αύξηση του COP της τάξης του 9% σε σχέση με το απλό booster σύστημα, ενώ παράλληλα επιτυγχάνεται μείωση του TEWI της τάξης του 8,2%. Τα παραπάνω αποτελέσματα αφορούν λειτουργία των συστημάτων στην ευρύτερη περιοχή της Αθήνας.

Συγκρίνοντας στην συνέχεια το παραπάνω σύστημα, με το σύστημα άμεσης εκτόνωσης τα αποτελέσματα που προέκυψαν εκ πρώτης όψεως δεν φαίνονται ενθαρρυντικά. Αρχικά, η ενεργειακή απόδοση των συστημάτων DX είναι ανώτερη από αυτή των συστημάτων booster, αποτέλεσμα που δεν προκαλεί έκπληξη καθώς σκοπός της μελέτης των συστημάτων booster δεν είναι η δημιουργία ενός πιο ενεργειακά αποδοτικού συστήματος, αλλά ενός συστήματος με ικανοποιητική απόδοση που είναι ταυτόχρονα φιλικό προς το περιβάλλον. Όμως, παρόλο που η επιλογή του συστήματος booster (P.C with M.S) μειώνει σημαντικά τις εκπομπές των ευρέως χρησιμοποιούμενων συστημάτων DX με R404A, η λύση αυτή αποδείχτηκε πως απέχει από την βέλτιστη. Πιο συγκεκριμένα, προέκυψε πως χρησιμοποιώντας το ίδιο DX σύστημα, αλλά αντικαθιστώντας το ψυκτικό μέσο με R152a, επέρχεται αύξηση στην απόδοση και παράλληλα σημαντική μείωση στις εκπομπές. Το παραπάνω όμως αποτέλεσμα δεν είναι ικανό από μόνο του να αποδείξει την υπεροχή του συστήματος DX R152a.

Πρέπει σε κάθε περίπτωση να λαμβάνονται υπόψη οι συνθήκες υπό τις οποίες προέκυψαν τα παραπάνω αποτελέσματα. Πιο συγκεκριμένα, εξετάστηκε η λειτουργία των συστημάτων κατά την διάρκεια ενός τυπικού έτους στην Ελλάδα, και πιο συγκεκριμένα στην Αθήνα. Είναι γνωστό πως οι θερμοκρασίες που επικρατούν στην Αθήνα είναι γενικά υψηλές, γεγονός που επαληθεύεται και εξετάζοντας το Σχήμα 4.17. Το παραπάνω δεδομένο είναι εξαιρετικά σημαντικό, καθώς μελετώντας το Σχήμα 5.31(β) είναι εμφανές πως το COP του συστήματος DX υπερέρχει του συστήματος booster (P.C with M.S) κυρίως στις υψηλές θερμοκρασίες. Για θερμοκρασίες έως και 10 °C, παρατηρείται μία σχετική ισορροπία μεταξύ των COP των συστημάτων, ενώ στην συνέχεια κερδίζει συνεχώς έδαφος το σύστημα DX με την διαφορά να αποκτά πολύ σημαντική τιμή μετά τους 15 °C. Η παραπάνω παρατήρηση είναι εξαιρετικά σημαντική

καθώς ο λόγος για τον οποίο το σύστημα DX R152a παρουσιάζει τόσο ευνοϊκά περιβαλλοντικά χαρακτηριστικά είναι η πολύ καλή του απόδοση σε σχέση με τα συστήματα booster. Η πολύ καλή του απόδοση όμως αποτελεί απόρροια των υψηλών θερμοκρασιών της περιοχής εγκατάστασης και είναι πλέον εμφανές πως σε περίπτωση λειτουργίας σε κάποια περιοχή με πιο ψυχρά χαρακτηριστικά είναι δεδομένη η μείωση της διαφοράς μεταξύ των αποδόσεων και κατ' επέκταση είναι πολύ πιθανό το σύστημα DX R152a να μην είναι πλέον πιο φιλικό.

Επιπλέον, η Ελλάδα είναι μία χώρα η οποία για την ηλεκτροπαραγωγή της βασίζεται σε μεγάλο ποσοστό στα ορυκτά καύσιμα και πιο συγκεκριμένα στον λιγνίτη. Το γεγονός αυτό αυξάνει σημαντικά τον συντελεστή έμμεσων εκπομπών της, με αποτέλεσμα σε περίπτωση που η εγκατάσταση των συστημάτων γίνει σε κάποια χώρα με μεγάλη εισχώρηση ανανεώσιμων πηγών στο δυναμικό της, η κατανάλωση ενέργειας θα συνεπάγεται λιγότερες έμμεσες εκπομπές και τελικά η ενεργειακή απόδοση θα διαδραματίζει μικρότερο ρόλο στις τελικές εκπομπές.

Έχοντας πλέον αναδείξει την σημαντική εξάρτηση των συστημάτων από την περιοχή λειτουργίας, είναι πλέον σημαντικό να αναφερθεί και μία ακόμα διάσταση αυτών, η οποία έχει άμεση σχέση με την προμήθεια των ψυκτικών μέσων. Μέσω των καθημερινών λειτουργιών τους οι άνθρωποι παράγουν πολύ σημαντικές ποσότητες διοξειδίου του άνθρακα οι οποίες παραμένουν ανεκμετάλλευτες και καταλήγουν στο περιβάλλον. Η ανάπτυξη συστημάτων ψύξης τα οποία κάνουν χρήση CO₂ αποτελούν έναν τρόπο μέσω του οποίου μπορεί να επιτευχθεί αξιοποίηση ενός ποσοστού από το διοξείδιο του άνθρακα που παράγεται π.χ. στην βιομηχανία με αποτέλεσμα αυτό να μην καταλήξει στο περιβάλλον, αλλά να αποτελέσει σε δεύτερο ρόλο ένα μέσο το οποίο θα χρησιμοποιηθεί σε κάποιο σύστημα ψύξης. Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω είναι πλέον εμφανές πως ο δείκτης TEWI δεν είναι αρκετός για να αποτυπωθεί το περιβαλλοντικό αντίκτυπο μίας μονάδας, καθώς σε αυτό θα πρέπει να συνυπολογιστεί θετικά, το CO₂ το οποίο τελικά δεν καταλήγει στο περιβάλλον επειδή έχει αξιοποιηθεί στην μονάδα, ενώ παράλληλα να συνυπολογισθεί αρνητικά το CO₂ που παράγεται επιπλέον μέσω τις διαδικασίας παραγωγής μη φυσικών ψυκτικών μέσων, όπως για παράδειγμα το R152a.

Σε συνέχεια των παραπάνω σχολίων, θα παρουσιάζε έντονο ενδιαφέρον στο πλαίσιο μίας μελλοντικής έρευνας, ο τρόπος με τον οποίο μπορεί να δεσμευθεί το παραγόμενο CO₂. Πιο συγκεκριμένα, θα είχε νόημα η μελέτη μίας μονάδας στην οποία εισέρχονται τα παραγόμενα από κάποιο εργοστάσιο καυσαέρια και εν συνεχεία γίνεται διαχωρισμός των συστατικών τους και κατάλληλη επεξεργασία του συλλεγμένου διοξειδίου του άνθρακα, προκειμένου να μπορέσει να αποτελέσει το μέσο λειτουργίας μίας ψυκτικής εγκατάστασης.

Επιπλέον, θα παρουσιάζε ενδιαφέρον η περαιτέρω βελτιστοποίηση των συστημάτων που εξετάστηκαν στην παρούσα διπλωματική εργασία και η μελέτη αυτών. Μερικές από τις βελτιστοποιήσεις που μπορούν να γίνουν στο σύστημα booster (P.C with M.S) που εξετάστηκε είναι:

- Χρήση συστήματος ejector.
- Χρήση εναλλάκτη θερμότητας για υπόψυξη του ρεύματος που εισέρχεται στην LT εκτονωτική βαλβίδα, μέσω της υπερθέρμανσης του ρεύματος που εξέρχεται από τον LT ατμοποιητή.
- Χρήση Intercooler.

Επίσης, ενδιαφέρον παρουσιάζει η μελέτη της λειτουργίας των υπό εξέταση συστημάτων σε περίπτωση που δεν γίνει χρήση καθαρού CO₂, αλλά μειγμάτων με βάση αυτό και εξαγωγή των αντίστοιχων αποτελεσμάτων.

Τέλος, δεδομένου πως έχει ήδη αναφερθεί η σπουδαιότητα της περιοχής στην οποία γίνεται η εγκατάσταση των υπό εξέταση συστημάτων, ιδιαίτερο ενδιαφέρον ενέχει η συγκριτική παρουσίαση των αποτελεσμάτων που προκύπτουν από την λειτουργία αυτών σε διαφορετικές περιοχές χρησιμοποιώντας ως μεταβλητές τον συντελεστή άμεσων εκπομπών, τα έτη της ανάλυσης και την διαρροή του ψυκτικού μέσου.

Βιβλιογραφία

- [1] S. Bilgen, Renewable and Sustainable Energy Reviews, October 2014, Volume 38, Pages 890-902.
- [2] I. Suamir, Integration of Trigenation and CO₂ Based Refrigeration Systems for Energy Conservation in the Food Retail Industry, September 2012.
- [3] https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2020_en
- [4] Ε. ΕΠΙΤΡΟΠΗ, «Στρατηγική της ΕΕ για τη θέρμανση και την ψύξη,» 2016.
- [5] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, Á. Barragán-Cervera, F. Molés, B. Peris, G. Verdú, International Journal of Refrigeration, September 2015, Volume 57, Pages 186-196.
- [6] S. A. Tassou, Y. Ge, A. Hadawey, D. Marriott, Applied Thermal Engineering, February 2011, Volume 31, Issues 2–3, Pages 147-156.
- [7] M. S. Spyrou, K. Shanks, M. J. Cook, J. Pitcher, R. Lee, Energy and Buildings, January 2014, Volume 68, Part A, Pages 172-182.
- [8] Εργαστήριο Κλιματισμού, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο.
- [9] J. M. Lee, S. H. Hong, B. M. Seo, K. H. Lee, Applied Thermal Engineering, 5 May 2019, Volume 153, Pages 726-738.
- [10] International energy agency, CO₂ Emissions from fuels combustion highlights, 2015, 152 p.
- [11] N. Orfanos, D. Mitzelos, A. Sagani, V. Dedoussis, Renewable Energy, August 2019, Volume 139, Pages 1447-1462.
- [12] I.P. Koronaki, D. Cowan, G. Maidment, K. Beerman, M. Schreurs, K. Kaar, I. Chaer, G. Gontarz, R.I. Christodoulaki, X. Cazauran, Energy, September 2012, Volume 45, Issue 1, Pages 71-80.
- [13] https://en.wikipedia.org/wiki/Vapor-compression_refrigeration
- [14] S. Posch, J. Hopfgartner, E. Berger, B. Zuber, P. Schöllauf, R. Almbauer, International Journal of Refrigeration, January 2018, Volume 85, Pages 135-143.
- [15] Ε Κορωνάκη, ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΚΗΣ ΨΥΞΗΣ, Ε.Μ.Π. Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Εξάμηνο 9^ο.

- [16] T. Dutra, C. J. Deschamps, International Journal of Refrigeration, November 2015, Volume 59, Pages 168-181.
- [17] N. Stosic, International Journal of Heat and Fluid Flow, February 2015, Volume 51, Pages 285-297.
- [18] K. Geng, A. Geng, X. Wang, X. Zheng, W. Wei, T. Zhao, Y. Lei, Y. He, Tribology International, May 2019, Volume 133, Pages 111-125.
- [19] L. C. Mendoza, S. Lemofouet, J. Schiffmann, Applied Thermal Engineering, 5 February 2019, Volume 148, Pages 173-187.
- [20] Μ. Κτενιαδάκης, Θ. Παπαδάκης, Π. Αργυράκης , Εγκαταστάσεις Ψύξης 2, Τεχνικά Επαγγελματικά εκπαιδευτήρια.
- [21] <https://www.trane.com/Index.aspx>
- [22] <http://www.hantech.com/>
- [23] <http://opsiktikos.gr/i-thermoektonotiki-valvida/>
- [24] <https://ph.parker.com/pl/en/valves>
- [25] <https://www.koolmaxgroup.com/blog/different-refrigeration-technologies-used-in-supermarket/>
- [26] P. Gullo, B. Elmegaard, G. Cortella, International Journal of Refrigeration, April 2016, Volume 64, Pages 61-79.
- [27] G. Mitsopoulos, E. Syngounas, D. Tsimpoukis, E. Bellos, C. Tzivanidis, S. Anagnostatos, Energy Conversion and Management: X, January 2019, Volume 1, Article 100006.
- [28] K. M. Tsamos, Y. T. Ge, I. Santosa, S. A. Tassou, G. Bianchi, Z. Mylona, Energy Conversion and Management, 15 October 2017, Volume 150, Pages 822-829.
- [29] B. Dai, S. Liu, H. Li, Z. Sun, M. Song, Q. Yang, Y. Ma, Energy, 1 May 2018, Volume 150, Pages 205-221.
- [30] E. Bellos, C. Tzivanidis, A Theoretical Comparative Study of CO₂ Cascade Refrigeration Systems, 23 February 2019.
- [31] <https://www.racplus.com/news/un-climate-body-accepts-gwp-of-r1234yf-refrigerant-is-lower-than-co2/8658770.article>