



## Θερμοδυναμική αξιολόγηση της απόδοσης τριπλού ψυκτικού κύκλου που βασίζεται στη βιομηχανική απορριπτόμενη θερμότητα

Διπλωματική Εργασία

**Κολοβός Αθανάσιος**

Επιβλέπουσα:

**Ε. Κορωνάκη, Επίκουρος Καθηγήτρια ΕΜΠ**



**Thermodynamic performance assessment of a triple effect refrigeration cycle based on industrial waste heat.**

Diploma Thesis by

**Kolovos Athanasios**

Supervised by

**I.Koronaki, Assistant Professor NTUA**



## Περίληψη

Στην παρούσα διπλωματική εργασία, θα γίνει αξιολόγηση ενός ψυκτικού κύκλου τριπλής δράσης, που χρησιμοποιεί το φυσικό ψυκτικό ρευστό  $N_2O$ , για τη λειτουργία του υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου με συμπίεση, ο οποίος εργάζεται σε συνδυασμό ενός ψυκτικού κύκλου απορρόφησης, μαζί με ένα ψυκτικό κύκλο με χρήση εγχυτήρα. Ο ψυκτικός κύκλος τριπλής δράσης συνδυάζει ταυτόχρονα τα πλεονεκτήματα του ψυκτικού κύκλου απορρόφησης, του ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα και του βασισμένου σε χαμηλή θερμοκρασία  $N_2O$  υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου με συμπίεση. Αυτός ο συνδυασμένος ψυκτικός κύκλος μπορεί, να παράγει ταυτόχρονα ψυκτική ισχύ σε διάφορες θερμοκρασίες, με τη χρήση απορριπτόμενης θερμικής ενέργειας από βιομηχανικά καυσαέρια, η οποία είναι διαθέσιμη σε αφθονία.

Αρχικά στα πρώτα δύο κεφάλαια, γίνεται εισαγωγή στα ιστορικά στοιχεία και τις διάφορες μελέτες που έχουν παρουσιαστεί, ενώ στη συνέχεια παρουσιάζεται μια περιγραφή του φαινομένου της ψύξης. Στο τρίτο κεφάλαιο γίνεται αναφορά της αναστεψιμότητας και της μη-αναστεψιμότητας. Στα επόμενα κεφάλαια τέταρτο, πέμπτο και έκτο, έχουμε μία πολύ σημαντική περιγραφή και ανάλυση της εξέργειας, του 1<sup>ου</sup> και του 2<sup>ου</sup> θερμοδυναμικού νόμου και της αποτελεσματικότητας της παραγωγής ψύξης σε ένα συνδυασμένο κύκλο αντίστοιχα. Στο έβδομο, όγδοο και ένατο κεφάλαιο, γίνεται μία αναλυτική περιγραφή και μελέτη, των τριών ψυκτικών κύκλων που χρησιμοποιεί η ψυκτική μας διάταξη. Στο δέκατο και ενδέκατο κεφάλαιο γίνεται μια αναλυτική περιγραφή της διάταξης μας, των ψυκτικών ρευστών που θα χρησιμοποιηθούν και στη συνέχεια η παρουσίαση όλων των εξισώσεων και αναλογιών του συστήματος μας.

Έτσι στη συνέχεια θα γίνει αξιολόγηση και η εξαγωγή των κατάλληλων συμπερασμάτων, για την απόδοση του συστήματος και την εξεργειακή καταστροφή σε κάθε παράμετρο (στοιχείο) του συνδυασμένου ψυκτικού κύκλου, σύμφωνα με την παραμετρική, την ενεργειακή και την εξεργειακή ανάλυση του συστήματος.

Τα αποτελέσματα της μελέτης αυτής έδειξαν ότι η θερμοκρασία των καυσαερίων της καπνοδόχου, η πίεση εισόδου στο στρόβιλο, η πίεση εξόδου από το στρόβιλο, η θερμοκρασία στον ατμοποιητή και η πίεση κατάθλιψης στον συμπιεστή έχουν σημαντικές επιπτώσεις στις εξόδους ψυκτικής ισχύος, την εξεργειακή αποτελεσματικότητα και την θερμική αποδοτικότητα.

## Abstract

In this work, evaluate a cooling triple action cycle using natural refrigerant N<sub>2</sub>O, for the operation of the supercritical refrigeration cycle by compressing, that works with the combination of an absorption refrigeration cycle with a ejector refrigeration cycle. A triple action refrigeration cycle simultaneously combines the advantages of the refrigerant absorption cycle, the refrigeration cycle with injector, and based on low temperature supercritical refrigeration cycle. This refrigeration cycle can be simultaneously produces cooling power at various temperatures, using waste heat from the exhaust gases, which is available in abundance.

Originally the first two chapters, an introduction to the historical data and various studies have been performed so far, and then a description of the cooling phenomenon is presented. The third chapter is reference anastepsimotitas and non-anastepsimotitas. In the following chapters the fourth, fifth and sixth, we have a very important description and analysis of exergy, the 1st and 2nd law of thermodynamics and the efficiency of the cooling output in a combined cycle antistoicha. Sto seventh, eighth and ninth chapter is a detailed description and study, three refrigeration cycles using our cold diataxi. Sto tenth and eleventh chapter is an analytical sequence described in our provision of refrigerants to be used and then the presentation of all exiseseon and proportions of our system.

Then we will assess and draw, the appropriate conclusions about system performance and exergy destruction in every parameter (element) of the combined refrigeration cycle, according to the parametric, energy and exergy analysis of the system.

The results show that the waste flue gas temperature, turbine inlet pressure, turbine outlet pressure, ejector evaporator temperature and compressor discharge pressure have significant effects on the refrigeration outputs, exergy efficiency and thermal efficiency.

<b>Περιεχόμενα</b>	<b>5</b>
<b>1. Εισαγωγή- Ιστορική αναδρομή .</b>	<b>7</b>
<b>2. Το φαινόμενο της ψύξης.</b>	<b>9</b>
<b>3. Αναστρεψιμότητα και Μη-αναστρεψιμότητα.</b>	<b>11</b>
<b>4. Εξέργεια ,όχι ενέργεια.</b>	<b>14</b>
4.1 Ανάλυση και περιγραφή	14
4.2 Παραγωγή εντροπίας ή εξεργειακή καταστροφή	16
4.3 Εξεργειακή ανάλυση	19
4.4 Ελαχιστοποίηση της παραγωγής εντροπίας	23
4.5 Συμπεράσματα	26
<b>5. Ανάλυση του 1<sup>ου</sup> και του 2<sup>ου</sup> θερμοδυναμικού νόμου σε ένα νέο θερμοδυναμικό κύκλο ισχύος και ψύξης με τη χρήση ηλιακής ενέργειας ή οποιασδήποτε άλλης μορφής θερμικής ενέργειας.</b>	<b>27</b>
5.1 Αποδοτικότητα του κύκλου ισχύος Lorenz	27
5.2 Αποδοτικότητα του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου (εξέργεια)	29
5.3 Συμπεράσματα	33
<b>6. Αποτελεσματικότητα της παραγωγής ψύξης σε ένα συνδυασμένης ισχύος και ψύξης θερμοδυναμικό κύκλο.</b>	<b>34</b>
6.1 Προσδιορισμός του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP)	34
6.2 Παραγωγή ψύξης	34
6.3 Βέλτιστη διόρθωση	37
6.4 Βελτιστοποίηση του έργου	38
6.5 Θερμοκρασίες εξάτμισης	38
6.6 Συμπεράσματα	40
<b>7. Θερμοδυναμική ανάλυση και βελτιστοποίηση υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου με <math>N_2O</math> .</b>	<b>41</b>
7.1 Θεωρητική μοντελοποίηση και προσομοίωση	41
7.2 Αποτελέσματα και αξιολόγηση	45
<b>8. Μονοδιάστατη ανάλυση της απόδοσης ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα (ejector refrigeration cycle).</b>	<b>54</b>

8.1 Περιγραφή της εγκατάστασης ψυκτικού κύκλου με χρήση εγχυτή	54
8.2 Ανάλυση της απόδοσης του εγχυτήρα και βασικές αρχές λειτουργίας	57
9. Ψύξη με απορρόφηση (absorption refrigeration cycle).	61
9.1 Περιγραφή ψυκτικού κύκλου με απορρόφηση	61
9.2 Ανάλυση ψυκτικού κύκλου με απορρόφηση	64
10. Μοντελοποίηση.	73
10.1 Περιγραφή της εγκατάστασης μας	73
10.2 Παρουσίαση αναλογίας	76
10.3 Μελέτη των εργαζόμενων ψυκτικών μέσων.	78
10.3.α R141b (1,1-διχλωρο-1-φθοροαιθάνιο)	78
10.3.β $N_2O$ πρωτοξείδιο του αζώτου	82
10.3.γ $LiBr - H_2O$ Διάλυμα βρωμιδίου του λιθίου-νερού	85
11. Θερμοδυναμική Ανάλυση.	89
11.1 Παράμετροι απόδοσης	89
11.2 Θερμική Απόδοση	89
11.3 Εξεργειακή αποδοτικότητα ( $n_{exergy}$ )	91
12. Υπολογιστικές διαδικασίες συστήματος.	94
12.1 Αρχείο Mathcad	95
13. Επεξεργασία αποτελεσμάτων.	100
13.1 Αποτελέσματα και μελέτη	100
13.2 Συμπεράσματα	109
14. Βιβλιογραφία	110
14.1 Βιβλία	110
14.2 Σημειώσεις	110
14.3 Δημοσιεύσεις	110
14.4 Λογισμικά	111

## 1. Εισαγωγή-Ιστορική αναδρομή.

Στις μέρες μας όλο και περισσότερες βιομηχανικές εφαρμογές απαιτούν μεγάλο εύρος ψύξης ταυτόχρονα, το οποίο δεν μπορεί να επιτευχθεί με τη χρήση ενός μόνο ψυκτικού κύκλου. Ο προτεινόμενος τριπλής-παραγωγής (τριπλής δράσης) ψυκτικός κύκλος που θα μελετήσουμε αναλυτικά στη συνέχεια, αποτελεί την καλύτερη λύση για να επιτευχθεί ταυτόχρονα ευρύ φάσμα ψύξης με τη χρήση βιομηχανικής απορριπτόμενης θερμότητας. Η χρήση απορριπτόμενης θερμότητας (π.χ. καυσαέρια) είναι οφέλιμη επίσης στη μείωση των προβλημάτων που σχετίζονται, με την υπερθέρμανση του πλανήτη και την εξάντληση της στοιβάδας του όζοντος (τρύπα του όζοντος).

Πολλοί είναι οι ερευνητές που κατά καιρούς έχουν προσπαθήσει να χρησιμοποιήσουν τα θερμικά απόβλητα και πρότειναν ένα διαφορετικό ψυκτικό κύκλο συνδιασμένης ισχύος και περιορισμένου φάσματος ψύξης. Ένα συνδιασμένο σύστημα ψύξης, με ψύξη με εγχυτήρα και ψύξη με απορρόφηση ταυτόχρονα προτάθηκε από τον Sun το 1996. Αυτός ο συνδιασμένος κύκλος συγκεντρώνει τα πλεονεκτήματα του ψυκτικού κύκλου με απορρόφηση και του ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα δίνοντας υψηλούς ψυκτικούς βαθμούς απόδοσης (COP) ψύξης (refrigeration) και κλιματισμού (air conditioning). Ο Wang το 2009 παρουσίασε ένα σύστημα συνδιασμένης ισχύος μαζί με ψυκτικό κύκλο με εγχυτήρα και διαπίστωσε, ότι η μεγαλύτερη καταστροφή εξέργειας εμφανίζεται στην γεννήτρια ατμού με ανάκτηση θερμότητας HRVG (Heat Recovery Vapor Generator) ακολουθούμενη από τον εγχυτήρα και τον στρόβιλο. Στη συνέχεια ο Dai το 2009 συνδίασε τον ψυκτικό κύκλο Rankie και τον ψυκτικό κύκλο με εγχυτήρα, με την προσθήκη ενός στροβίλου μεταξύ του λέβητα ατμού και του εγχυτήρα και διαπιστώθηκε, ότι η μεγαλύτερη απώλεια εξέργειας λόγω της μη-αναστρεψιμότητας διαδραματίζεται στις διεργασίες της πρόσθετης θερμότητας που ακολουθείτε από τον εγχυτήρα (ejector).

Ο Hong το 2011 προτείνει ένα νέο απορρόφησης -έγχυσης συνδιασμένο ψυκτικό κύκλο, βασισμένο στην παράλληλη ροή διπλής επίδρασης ψύξη, όπου βρέθηκε ότι ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης (COP) του ψυκτικού κύκλου είναι 30% υψηλότερος από τον συνδιασμένο ψυκτικό κύκλο μονής απορρόφησης.

Η απόδοση του υπερκρίσιμου  $CO_2/N_2O$  ψυκτικού κύκλου έχει αναλυθεί από πολλούς ερευνητές. Στο πλαίσιο αυτό ο Bhattacharyya το 2009 παρουσίασε ένα φυσικό ψυκτικό ρευστό με βάση την αλληλουχία, με υποξείδιο του αζώτου ως χαμηλό θερμοκρασιακό ψυκτικό μέσο και διοξείδιο του άνθρακα ως υψηλής θερμοκρασίας ψυκτικό μέσο και στη συνέχεια αναλύθηκαν για ταυτόχρονες ψυκτικές και θερμικές εφαρμογές. Οι Li and Groll το 2005 υπολόγισαν τον ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP) ενός υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου με διοξείδιο του άνθρακα με τη χρήση εγχυτήρα και έβγαλαν το συμπέρασμα ότι ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης (COP) του υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου διοξειδίου του άνθρακα με εγχυτήρα θα παράγει 16% περισσότερο σε σχέση με τη χρήση βαλβίδας στραγγαλισμού. Πολλοί ερευνητές (Goswami and Xu το 1999, Hasan το 2002, Vijayaraghavan and Goswami το 2003, Tamm το 2004, Martin and Goswami το

2006) μελέτησαν τον συνδιασμένης ισχύος και με εγχυτήρα ψυκτικό κύκλο τόσο θεωρητικά όσο και πειραματικά. Έχει βρεθεί ότι αυτός ο συνδιασμένος κύκλος που πρότεινε ο Goswami μπορεί να χρησιμοποιήσει της χαμηλής θερμοκρασιακής αποδοτικότητας πηγές ενέργειας επαρκώς.

Ωστόσο η ικανότητα ψύξης του προτεινόμενου κύκλου είναι σχετικά περιορισμένη επειδή η κατάσταση του εργαζόμενου ψυκτικού μέσου δεν αλλάζει κατά τη διάρκεια της ψύξης. Άλλοι ερευνητές έδωσαν κάποιες νέες διαμορφώσεις (διατάξεις) με βάση το συνδιασμένο κύκλο ισχύος και ψυκτικό κύκλο με απορρόφηση. Ο Zhand και ο Lior το 2007 πρότειναν τον συνδιασμένης παραγωγής ισχύος και ψύξης με παράλληλη και σε σειρά σύνδεση. Αυτός ο συνδιασμένος κύκλος ο οποίος εξετάστηκε από τους Zhang κ Lior διαπιστώθηκε, ότι είχε μεγάλη χωρητικότητα ψύξης. Ωστόσο, λειτουργεί σε υψηλές θερμοκρασίες περίπου 450°C, οι οποίες είναι έξω από το πεδίο εφαρμογής των πηγών θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας. Η αποτελεσματική αξιολόγηση της αφθονίας, της χαμηλής ποιότητας ή χαμένης θερμότητας μπορεί να είναι ιδιαίτερα χρήσιμη για δύο λόγους τόσο οικονομικά όσο και περιβαλλοντικά. Ο συνδιασμένος κύκλος παραγωγής ισχύος-ψύξης χρησιμοποιείται στις μέρες σε διάφορες εφαρμογές της βιομηχανίας και έχει πολλά πλεονεκτήματα όπως, η απλότητα στην κατασκευή του, το χαμηλό κόστος συντήρησης, η αθόρυβη λειτουργία και τα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται σε αυτό τον τριπλό ψυκτικό κύκλο είναι φιλικά προς το περιβάλλον και με καλές θερμικές ιδιότητες για ψύξη.

Ο ψυκτικός κύκλος με εγχυτήρα μπορεί να χρησιμοποιηθεί, για τη χαμηλή θερμοκρασίας απορριπτόμενη θερμότητα έως 80°C, ο ψυκτικός κύκλος με απορρόφηση χρειάζεται θερμότητα σε θερμοκρασίες άνω των 100°C. Στον προτεινόμενο κύκλο που θα εξετάσουμε η απορριπτόμενη θερμότητα (καυσαέριο) είναι διαθέσιμη σε εύρος θερμοκρασιών μεταξύ των 160°C-180°C. Αυτή η <<χαμένη>> θερμότητα τροφοδοτεί τον κύκλο Rankie, ο οποίος χρησιμοποιείται για τη λειτουργία του υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου με N<sub>2</sub>O. Στην έξοδο της γεννήτριας ατμού με ανάκτηση θερμότητας HRVG (heat recovery vapor generator) και του στροβίλου υπάρχει επαρκής ενέργεια για το εύρος λειτουργίας του ψυκτικού κύκλου με απορρόφηση και του ψυκτικού κύκλου με τη χρήση εγχυτήρα. Έτσι, για τις απαιτήσεις της ψύξης σε διαφορετικές θερμοκρασίες και την αποτελεσματική αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας, ο προτεινόμενος ψυκτικός κύκλος τριπλής δράσης θα είναι η καλύτερη επιλογή για την εφαρμογή σε βιομηχανίες συντήρησης τροφίμων που απαιτούν θερμοκρασίες μεταξύ 0°C-10°C και φαρμακοβιομηχανίες που συντηρούν φάρμακα και εμβόλια, τα οποία απαιτούν εύρος ψύξης μεταξύ των -20°C και -80°C.

Στην παρούσα μελέτη θα γίνει η αξιολόγηση, της θερμοδυναμικής απόδοσης ενός τριπλού ψυκτικού κύκλου, με τη χρήση απορριπτόμενης θερμότητας καυσαερίων. Πραγματοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση, ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση για να εξεταστεί η επίδραση των θερμοδυναμικών παραμέτρων σχετικά με την απόδοση του κύκλου μας και επίσης της αποτελεσματικής αξιολόγησης της εξεργειακής καταστροφής σε κάθε στοιχείο του κύκλου, όσο και στις κύριες πηγές του που εντοπίστηκαν για περαιτέρω βελτίωση.

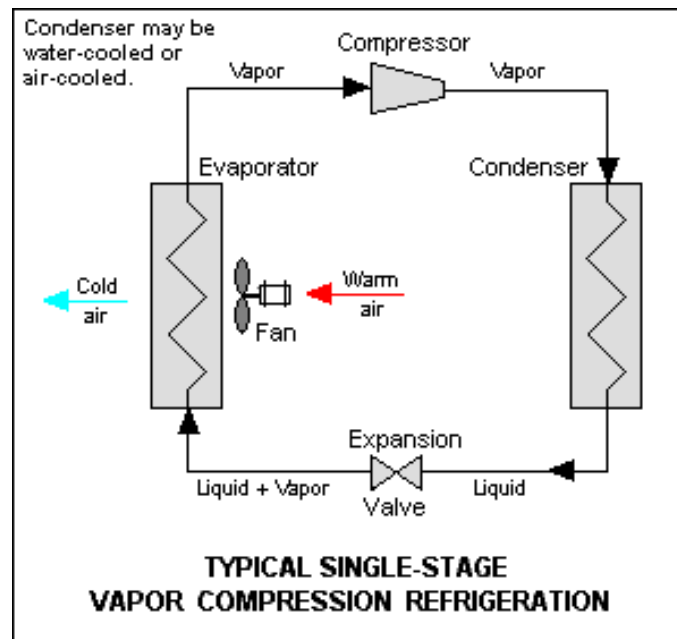


## 2. Το φαινόμενο της ψύξης.

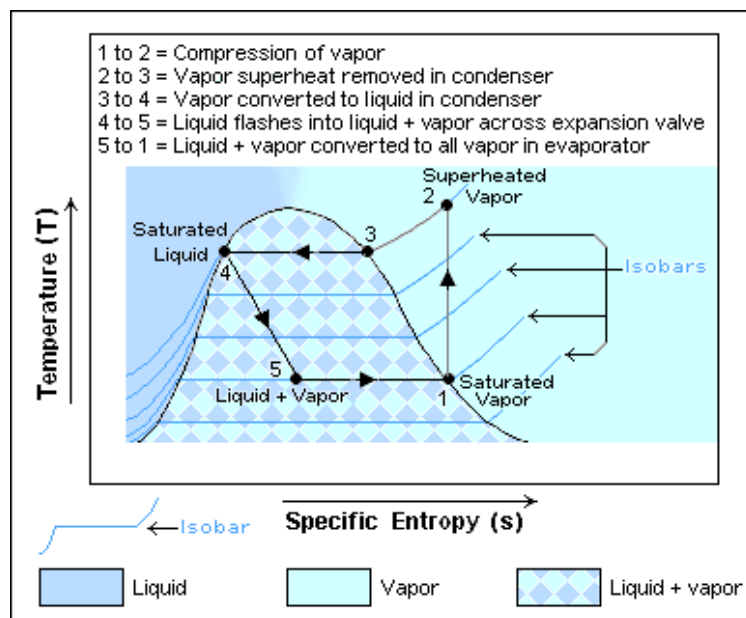
Ως ψύξη ορίζουμε το φαινόμενο στο οποίο υπάρχει ή γίνεται διακίνηση θερμότητας από μία θέση σε μια άλλη υπό ελεγχόμενες συνθήκες. Το έργο της μεταφοράς θερμότητας συνήθως οδηγείται από μηχανικό έργο, αλλά μπορεί επίσης να οδηγείται από τη θερμότητα, μαγνητισμό, ηλεκτρισμό, λέιζερ ή και με άλλα μέσα. Η ψύξη έχει πολλές εφαρμογές οι οποίες δεν περιορίζονται μόνο σε : χρήση οικιακών ψυγείων, βιομηχανικών καταψυκτών, κρυογενετική, και κλιματισμό.

Η ψύξη είχε μεγάλο αντίκτυπο στη βιομηχανία, τον σύγχρονο τρόπο ζωής και τη γεωργία καθώς διευκόλυνε σημαντικά ορισμένες διαδικασίες και βοήθησε θεαματικά στην αύξηση της παραγωγής και στην βελτίωση της οικονομίας . Η ιδέα της διατήρησης των τροφίμων χρονολογείται από την αρχαία ρωμαϊκή και την κινεζική αυτοκρατορία αντίστοιχα. Η εισαγωγή των ψυκτικών βαγονιών συνέβαλε στην επέκταση προς τα δυτικά των Ηνωμένων Πολιτειών, επιτρέποντας διακανονισμό σε περιοχές που δεν είχαν κύρια κανάλια μεταφοράς, όπως τα ποτάμια, λιμάνια, ή μονοπάτια και κοιλάδες. Οικισμοί αναπτύσσονται σε άγονες περιοχές της γης, γεμάτες με νέους φυσικούς πόρους. Στις περισσότερες ανεπτυγμένες χώρες, οι πόλεις είναι άμεσα εξαρτημένες σε μεγάλο βαθμό από την ψύξη στα σούπερ μάρκετ, καθώς και στην οικιακή χρήση για τη συντήρηση τροφίμων.

Μεγάλο είναι όμως το κομμάτι το οποίο καταλαμβάνει ,η ψύξη στην παγκόσμια βιομηχανία. Με την ανάπτυξη της έδωσε την δυνατότητα της συντήρησης και της μεταφοράς τροφίμων, φαρμάκων και οποιουδήποτε άλλου αγαθού, ώστε να μην αλλοιωθεί από με την παρατεταμένη παραμονή του σε θερμοκρασίες περιβάλλοντος. Το αποτέλεσμα αυτής της εκτεταμένης χρήσης , έχει οδηγήσει σε μεγάλη ζήτηση για ηλεκτρική ενέργεια ,κάτι το οποίο έχει άμεσες επιπτώσεις στο περιβάλλον. Υπολογίζεται ότι περίπου το 16% της παγκόσμιας παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας χρησιμοποιείται για ψύξη σε βιομηχανίες και σε άλλες εφαρμογές και αυτό είναι κάτι το οποίο έχει οδηγήσει όλο και περισσότερους ερευνητές στην μελέτη της πιο αποτελεσματικής χρήσης της διαθέσιμης ενέργειας. Αυτό είναι απαραίτητο πρώτον για την σημαντική μείωση του κόστους που απαιτείται για την παραγωγή της ενέργειας και δεύτερον για την μείωση της επιβάρυνσης του περιβάλλοντος (φαινόμενο του θερμοκηπίου, τρύπα του όζοντος) . Έτσι θα μειωθεί σημαντικά το κόστος παραγωγής και θα βελτιωθεί σημαντικά η ποιότητα ζωής των ανθρώπων οι οποίοι θα κατοικούν σε ένα πιο υγιές περιβάλλον. Στη συνέχεια ακολουθεί ενά σχήμα μιας τυπικής ψυκτικής διάταξης ,καθώς και ένα θερμοδυναμικό διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας που αναπαριστά την ψυκτική διαδικασία.



**Σχήμα 2.1** Τυπική διάταξη μονοβάθμιας ψυκτικής εγκατάστασης με χρήση συμπίεση.



**Σχήμα 2.2** Διάγραμμα θερμοκρασίας εντροπίας T-S μιας τυπικής ψυκτικής διαδικασίας

### 3. Αναστρεψιμότητα και Μη-αναστρεψιμότητα.

Στην διπλωματική μας θα γίνει πολλές φορές τη αναφορά της έννοιας του φαινομένου της αναστεψιμότητας και κυρίως της μη-αναστρεψιμότητας. Είναι ιδιαίτερα χρήσιμο να γίνει μία σύντομη ανάλυση αυτών των διαδικασιών.

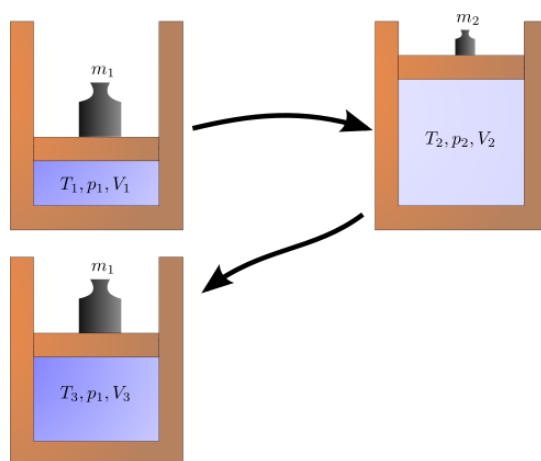
Αναστέψιμες διαδικασίες είναι οι κυκλικές διεργασίες, οι οποίες μπορούν να <<αντισταθούν>> με την έννοια της επιστροφής στην αρχική κατάσταση με απειροελάχιστες αλλαγές. Σε μια αναστρέψιμη διαδικασία δεν αυξάνεται η εντροπία (στο σύστημα και στο περιβάλλον). Κατά τη διάρκεια μιας αναστέψιμης διαδικασίας, το σύστημα είναι σε **θερμοδυναμική ισορροπία** με οτιδήποτε το περιβάλλει. Δεδομένου ότι θα χρειαστεί ένα άπειρο χρονικό διάστημα για να ολοκληρωθεί η διαδικασία, τέλειες αναστέψιμες διαδικασίες είναι αδύνατο να συμβούν. Παρ'όλα αυτά αν το σύστημα υφίσταται τις αλλαγές με αναστρέψιμες διαδικασίες, αποκρίνεται πολύ γρηγορότερα και η απόκλιση από την αναστρεψιμότητα μπορεί να είναι αμελητέα. Σε έναν αναστρέψιμο κύκλο το σύστημα και το περιβάλλον του, θα πρέπει να επιστέψουν στις αρχικές του καταστάσεις. Στη θερμοδυναμική, οι διαδικασίες αυτές μπορούν να γίνουν με ένα από τους δύο τρόπους: αναστρέψιμο ή μη-αναστρέψιμο.

Η **αναστρεψιμότητα** στη θερμοδυναμική αφορά την εκτέλεση μιας διεργασίας η οποία είναι συνεχώς σε ισορροπία. Σε μία θερμοδυναμικά ιδανικά αναστρέψιμη διεργασία, η ενέργεια από το έργο που εκτελείται θα πρέπει να μεγιστοποιηθεί και το έργο της θερμότητας που παράγεται θα πρέπει να ελαχιστοποιηθεί: πάντα θα χάνεται σε κάποιο ποσοστό (στο περιβάλλον). Το φαινόμενο της μεγιστοποίησης του έργου και της ελαχιστοποίησης της παραγωγής θερμότητας μπορεί να απεικονιστεί με μία καμπύλη όγκου-πίεσης (σχήμα 3.2) στην οποία η περιοχή κάτω από την καμπύλη ισορροπίας αναπαριστά το έργο που έχει παραχθεί. Για έχουμε μεγιστοποίηση του έργου, η διαδικασία θα πρέπει να ακολουθήσει την καμπύλη ισορροπίας όσο το δυνατόν πιο <<κοντά>> γίνεται. Η αναστέψιμη αδιαβατική διαδικασία, είναι μια διαδικασία στην οποία, μπορεί να συμβεί μεταβολή από μια κατάσταση σε μια άλλη και το αντίστροφο χωρίς να υπάρχει ανταλλαγής θερμότητας (χαμένη ενέργεια) με το περιβάλλον.

Η **μη-αναστρέψιμη διαδικασία**, από την άλλη πλευρά είναι το αποτέλεσμα της εκτροπής <<μακριά>> από την καμπύλη ισορροπίας και ως εκ τούτου μειώνοντας την ποσότητα του συνολικού παραγόμενου έργου, έτσι μια μη-αναστέψιμη θερμοδυναμική διαδικασία αφήνει την καμπύλη ισορροπίας. Όταν αυτό το φαινόμενο περιγράφεται με όρους πίεσης-όγκου συμβαίνει να αλλάζει δραματικά και ακραία κάποιο από τα μεγέθη (ο όγκος ή η πίεση) ώστε, να μην υπάρχει αρκετός χρόνος για να καλυφθεί αυτή η αλλαγή. Ένα κλασσικό παράδειγμα μη-αναστρεψιμότητας είναι το εξής: δίνεται η δυνατότητα σε έναν ορισμένο όγκο αερίου να απελευθερωθεί στο κενό. Με την απελευθέρωση της πίεσης σε ένα δοχείο και ως εκ τούτου επιτρέποντας σε αυτό να καταλάβει ένα μεγάλο χώρο, το σύστημα και το περιβάλλον δεν είναι σε ισορροπία κατά τη διάρκεια της διαδικασίας διαστολής και έτσι υπάρχει μικρή παραγωγή έργου. Ωστόσο θα απαιτηθεί σημαντικό έργο, με αντίστοιχη ποσότητα ενέργειας που διασκορπίζεται

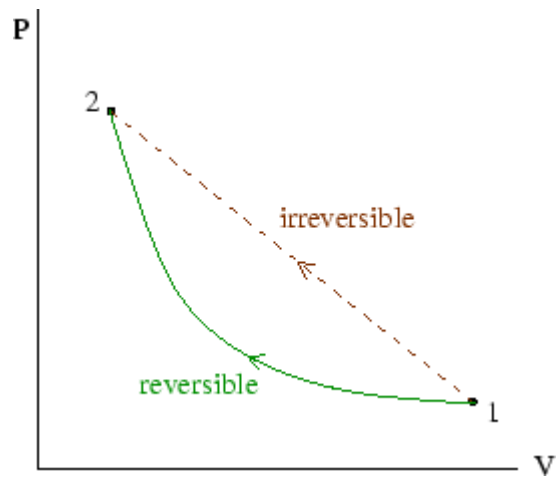
ως ροή θερμότητας στο περιβάλλον, ώστε να αντιστραφεί η διαδικασία (συμπιέζοντας το αέριο πίσω στον αρχικό όγκο και θερμοκρασία του). Ένας εναλλακτικός ορισμός μια αναστρέψιμης διαδικασίας είναι ο εξής:

Είναι μια διαδικασία η οποία αφού έχει λάβει χώρα, μπορεί να αναστραφεί και όταν αντιστραφεί στο περιβάλλον της να επιστρέψει στην αρχική της κατάσταση. Από θερμοδυναμική άποψη, είναι μια διαδικασία που λαμβάνει μέρος και παραπέμπει στη μετάβαση της από τη αρχική στην τελική της κατάσταση. Σε μια μη-αναστρέψιμη διαδικασία, οι πεπερασμένες αλλαγές έχουν γίνει: ως εκ τούτου το σύστημα δε έχει ισορροπία κατά τη διάρκεια της διαδικασίας. Στο ίδιο σημείο σε ένα μη-αναστρέψιμο κύκλο, το σύστημα θα είναι σε ίδια κατάσταση, αλλά το περιβάλλον θα έχει αλλάξει μόνιμα μετά από αυτό τον κύκλο.



**Σχήμα 3.1** Παράδειγμα μη-αναστρέψιμης διαδικασίας

Μη-αναστρέψιμη αδιαβατική διαδικασία: Εάν ο κύλινδρος είναι τέλεια μονωμένος, η αρχική επάνω αριστερή κατάσταση δεν μπορεί να επιτευχθεί πλέον μετά την αλλαγή στη κατάσταση στην δεξιά. Αντ'αυτού, η κατάσταση στην κάτω αριστερά υποτίθεται ότι δεν πηγαίνει πίσω στην αρχική πίεση, επειδή η ενέργεια μετατρέπεται σε θερμότητα.



Σχήμα 3.2 Αναστρέψιμη και μη-αναστρέψιμη διαδικασία

## 4. Εξέργεια ,όχι ενέργεια.

### 4.1 Ανάλυση και περιγραφή

Καλό σε αυτό το σημείο θα ήταν να γίνει μια εκτενής αναφορά στην εξέργεια καθώς και στην θερμοδυναμική ανάλυση του 1<sup>ου</sup> και του 2<sup>ου</sup> θερμοδυναμικού νόμου. Όλες αυτές οι πληροφορίες θα μας βοηθήσουν να κατανοήσουμε αποτελεσματικά τις διαδικασίες, της θερμοδυναμικής ανάλυσης που θα γίνουν στην ψυκτική μας εγκατάσταση.

Η ενεργειακή κρίση την δεκαετία του 70 και η συνεχής έμφαση στην αποδοτικότητα (διατήρηση και καλύτερη εκμετάλλευση των ορυκτών πόρων) οδήγησε σε μια πλήρη αναμόρφωση του τρόπου με τον οποίο, τα συστήματα ενέργειας αναλύονται και βελτιώνονται θερμοδυναμικά. Η νέα μέθοδος λέγεται εξεργειακή ανάλυση και η βελτιστοποίηση της είναι γνωστή ως <<θερμοδυναμική βελτιστοποίηση>> (thermodynamic optimization) ή ελαχιστοποίηση παραγωγής εντροπίας (entropy generation minimization). Αυτή η νέα μέθοδος βασίζεται στην ταυτόχρονη εφαρμογή του πρώτου και του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου.

Κατ' αρχάς , πρέπει να γίνει διάκριση μεταξύ της εξέργειας και της ενέργειας ,ώστε να μην υπάρξει οποιαδήποτε σύγχυση με τις παραδοσιακές μεθόδους με βάση την ενέργεια, στα θερμικά συστήματα ανάλυσης και σχεδιασμού. Η ενέργεια ρέει εντός και εκτός του συστήματος κατα μήκος διαδρόμων μαζικής ροής ,μεταφοράς θερμότητας ,και έργου (άξονες ,μπιέλες κλπ.). Η ενέργεια διατηρείται , δεν καταστρέφεται : αυτό είναι κάτι που προκύπτει από τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο.

Η **εξέργεια** είναι μια έννοια εντελώς διαφορετική. Αντιπροσωπεύει την ποσοτικά <<χρήσιμη>> ενέργεια, ή την ικανότητα να χρησιμοποιήσουμε αποτελεσματικά το έργο <<το περιεχόμενο του παραγόμενου έργου>> από μια μεγάλη ποικιλία ροών (μάζας, θερμότητας, έργου) που ρέουν μέσα στο σύστημα.

Το πρώτο χαρακτηριστικό της εξέργειας ,είναι ότι καθιστά δυνατή τη σύγκριση , σε μια κοινή βάση από διαφορετικές αλληλεπιδράσεις (εισόδους, εξόδους, έργο, θερμότητα). Ένα άλλο πλεονέκτημα είναι, ότι με τον υπολογισμό όλων των εξεργειακών ρευμάτων του συστήματος, είναι δυνατόν να καθοριστεί ο βαθμός στον οποίο το σύστημα καταστρέφει την εξέργεια. Η καταστροφή της εξέργειας είναι ανάλογη με την παραγωγή της εντροπίας.

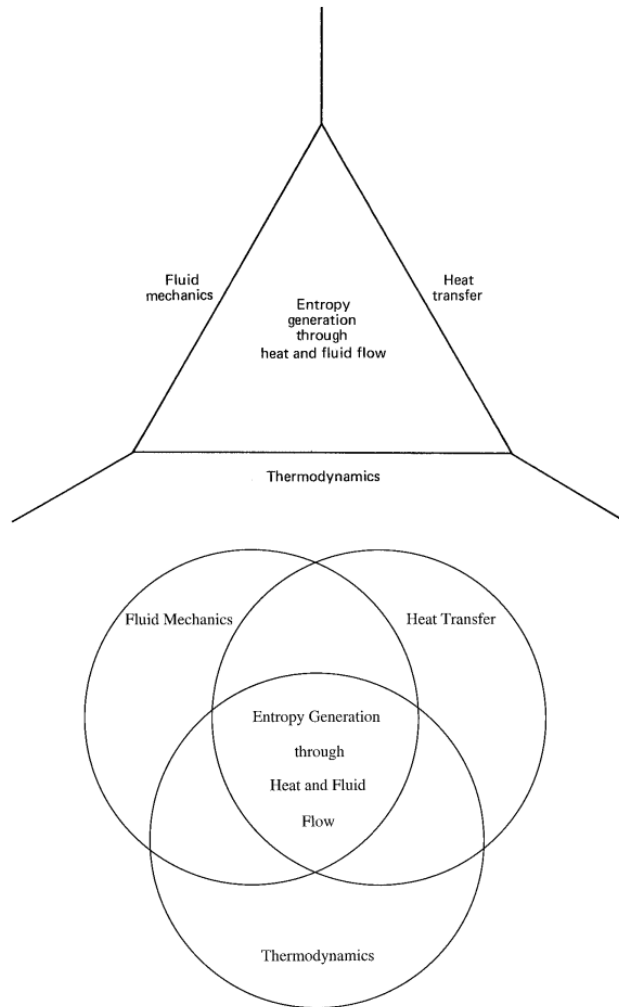
Η εξέργεια πάντα καταστράφεται, μερικώς ή ολικώς: αυτό είναι το συμπέρασμα στο οποίο καταλήξαμε μέσω του δεύτερου νόμου της θερμοδυναμικής. Η καταστροφή εξέργειας, ή η παραγωγή εντροπίας είναι υπεύθυνη, για τη μείωση της θεωρητικής θερμοδυναμικής απόδοτικότητας του συστήματος. Με την εκτέλεση της εξεργειακής ανάλυσης σε όλο και μικρότερα υποσυστήματα, είμαστε σε θέση να σχεδιάσουμε ένα χάρτη που θα μας δείχνει το πώς διανέμεται, η καταστροφή της εξέργειας πάνω στο μηχανολογικό-θερμοδυναμικό σύστημα που μελετάμε. Έτσι είμαστε σε θέση να εντοπίσουμε τα σημεία του συστήματος όπου οι διεργασίες προκαλούν την μεγαλύτερη καταστροφή εξέργειας. Αυτό είναι ένα σημαντικό

πλεονέκτημα στην αναζήτηση, για τη βελτίωση της αποτελεσματικότητας (πάντα με τα πεπερασμένα μέσα που διαθέτουμε), επειδή μας καθοδηγεί αποτελεσματικά από την αρχή, στο πώς να διαχειριστούμε τις μηχανικές διεργασίες και τους πόρους. Για τη βέλτιστη κατανομή των πόρων μπορούμε να δούμε παρακάτω πιο αναλυτικά ορισμένα παραδείγματα.

Στη θερμοδυναμική για χρήση σε βιομηχανίες σήμερα, δίνεται ιδιαίτερη έμφαση στον εντοπισμό των μηχανισμών και των εξαρτήματων του συστήματος που είναι υπεύθυνα για τις θερμοδυναμικές απώλειες, τα μεγέθη αυτών των απωλειών (μέσω της εξέργειακής ανάλυσης), με αποτέλεσμα να επιδιώκεται η ελαχιστοποίηση των συνολικών απωλειών (entropy generation minimization EGM) του συστήματος σύμφωνα με τα διεθνή προτυπα ,και η ελαχιστοποίηση των συνολικών δαπανών που συνδέονται με την κατασκευή και την λειτουργία του ενεργειακού συστήματος (thermoecconomics). Η μέθοδος της θερμοδυναμικής βελτιστοποίησης ή της ελαχιστοποίησης παραγωγής εντροπίας (EGM) , είναι ένα πεδίο δραστηριότητας στη διεπαφή μεταξύ μεταφοράς θερμότητας, θερμοδυναμικής μηχανικής και μηχανικής των ρευστών. Η θέση του πεδίου απεικονίζεται στο παρακάτω σχήμα.

Η μέθοδος αυτή βασίζεται στην ταυτόχρονη εφαρμογή των αρχών της μεταφοράς θερμότητας και μάζας, μηχανικής ρευστών και της μηχανικής θερμοδυναμικής, σε μία φόρμα με ρεαλιστικά μοντέλα των διαδικασιών, συσκευών και εγκαταστάσεων. Με τον όρο ρεαλιστικά μοντέλα εννοούμε, τα μοντέλα που αντιπροσωπεύουν για την εγγενή μη αναστρεψιμότητα τα μηχανικά συστήματα και τις διαδικασίες.

Η θερμοδυναμική βελτιστοποίηση μπορεί να χρησιμοποιηθεί από μόνη της, στα προκαταρκτικά στάδια του σχεδιασμού, προκειμένου να εντοπισθούν οι αποκλίσεις και η ύπαρξη ευκαιριών για τη βελτιστοποίηση. Τα βέλτιστα και δομικά χαρακτηριστικά ταυτοποιούνται με βάση τη θερμοδυναμική βελτιστοποίηση , όπου μπορεί να γίνουν πιο ρεαλιστικά με μεταγενέστερες τροποποιήσεις με βάση συνολικό κόστος ελαχιστοποίησης, με τη χρήση της μεθόδου της θερμοοικονομίας (thermoecconomics).



**Σχήμα 4.1** Το διεπιστημονικό πεδίο που καλύπτεται από τη μέθοδο της θερμοδυναμικής βελτιστοποίησης ή της ελαχιστοποίηση παραγωγής εντροπίας.

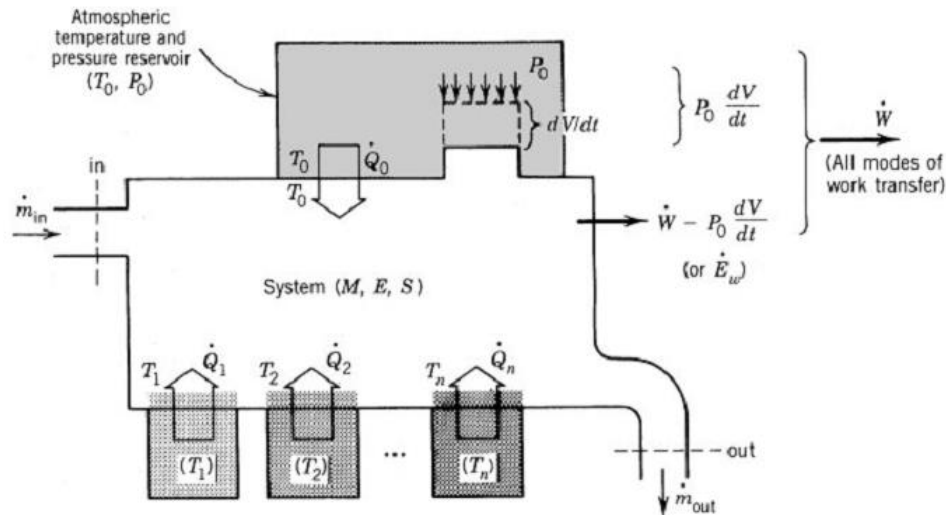
#### 4.2 Παραγωγή εντροπίας ή εξεργειακή καταστροφή

Σε αυτό το σημείο μπορεί να γίνει κατανοητό, γιατί η θερμοδυναμική βελτιστοποίηση (ανάλυση) θα πρέπει να βασίζεται τόσο στην ανάλυση της μεταφορά θερμότητας όσο και της μηχανικής των ρευστών και όχι μόνο της θερμοδυναμικής. Σκεφτείτε την πιο γενική διαμόρφωση σύστημα-περιβάλλον, δηλαδή ένα σύστημα που λειτουργεί σε ασταθή κατάσταση, Σχήμα 4.2.

Τα σύμβολα της μάζας, της ενέργειας, και της εντροπίας είναι  $m$ ,  $E$  και  $S$ . Το σύστημα μας δείχνει τον καθαρό ρυθμό μεταφοράς του έργου  $\dot{W}$ , το ρυθμό μεταφοράς θερμότητας  $(\dot{Q}_0, \dot{Q}_1, \dots, \dot{Q}_n)$  με  $n+1$  ταμειυτήρες θερμοκρασίας  $(T_0, T_1, \dots, T_n)$  και τα



ποσοστά της ροής μάζας ( $\dot{m}_\eta, \dot{m}_{out}$ ) με οποιοδήποτε αριθμό εισόδων και εξόδων. Αξίζει να σημειωθεί ότι σε αυτό το φάσμα οι αλληλεπιδράσεις του  $\dot{Q}_0$ , είναι ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του συστήματος και της (δεξαμενής) ατμοσφαιρικής θερμοκρασίας του περιβάλλοντος.



**Σχήμα 4.2** Γενικός ορισμός του συστήματος ροής (ανοικτό θερμοδυναμικό σύστημα) στην επικοινωνία του με την ατμόσφαιρα.

Οι θερμοδυναμικές ιδιότητες του συστήματος υπολογίζονται από τις εξισώσεις για τον πρώτο και το δεύτερο θερμοδυναμικό νόμο.

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i \dot{W} + \sum_n \dot{m}h - \sum_{out} \dot{m}h \quad (4.1)$$

$$\dot{S}_{gen} = \frac{ds}{dt} - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_n \dot{m}s + \sum_{out} \dot{m}s \geq 0 \quad (4.2)$$

όπου  $h$  είναι η συντομογραφία για το άθροισμα της συγκεκριμένης ενθαλπίας, κινητική ενέργεια, και δυναμική ενέργεια ενός συγκεκριμένου ρεύματος στο όριο του. Στην εξίσωση (4.2) φαίνεται η συνολική παραγωγή εντροπίας σε ποσοστό, που είναι απλά ένας (συμβολισμός) για το σύνολο της ποσότητας στην αριστερή πλευρά του της ανισότητας. Θα δούμε ότι είναι επωφελές να μειωθεί η παραγωγή εντροπίας  $\dot{S}_{gen}$  κάτι το οποίο, μπορεί να επιτευχθεί με αλλαγή σε τουλάχιστον μία από τις ποσότητες (ιδιότητες, αλληλεπιδράσεις) που καθορίζονται οριακά κατά μήκος του συστήματος.

Επιλέγουμε μεταφορά θερμότητας από το περιβάλλον  $\dot{Q}_0$  και την αλληλεπίδραση που επιτρέπει να αλλάζει η παραγωγή εντροπίας  $\dot{S}_{gen}$  καθώς ποικίλει. Η επιλογή αυτή έγινε δικαιολογημένα σε εφαρμογές με ενεργειακά σχέδια και ψυκτικές εγκαταστάσεις, επειδή η απόρριψη της θερμότητας στην ατμόσφαιρα, έχει μικρή επίπτωση στη συνολική ανάλυση του κόστους του σχεδίου. Εξαλείφοντας τη θερμότητα  $\dot{Q}_0$  μεταξύ των εξισώσεων 4.1 και 4.2 προκύπτει η εξίσωση 4.3:

$$\dot{W} = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_n \dot{m}(h - T_0 s) - \sum_{out} \dot{m}(h - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (4.3)$$

Το έργο της εξόδου ή της εισόδου στο όριο της αναστρέψιμης διαδικασίας ( $\dot{S}_{gen} = 0$ ) είναι

$$\dot{W}_{rev} = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_n \dot{m}(h - T_0 s) - \sum_{out} \dot{m}(h - T_0 s) \quad (4.4)$$

Στη θερμοδυναμική για μηχανικούς καθέννας από τους όρους στη δεξιά πλευρά της εξίσωσης (4.4) αναγνωρίζεται ως εξέργειας του ενός ή του άλλου τύπου, και ο υπολογισμός της  $\dot{W}_{rev}$  είναι γνωστός ως εξεργειακή ανάλυση. Αφαιρώντας την εξίσωση (4.3) από την εξίσωση (4.4) καταλήγουμε στην εξίσωση (4.5) σύμφωνα με το θεώρημα του Gouy-Stodola.

$$\dot{W}_{rev} - \dot{W} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (4.5)$$

Στην εξίσωση (4.5) το  $\dot{W}_{rev}$  είναι σταθερό επειδή όλες οι μάζες και οι ροές θερμότητας (εκτός από  $\dot{Q}_0$ ) είναι σταθερές.

Καθαρά θερμοδυναμικά (η ανάλυση της εξέργειας) τελειώνει και ξεκινά η μέθοδος της ελαχιστοποίησης παραγωγής εντροπίας (EGM) με την εξίσωση (4.5). Η χαμένη ενέργεια είναι πάντα θετική, ανεξάρτητα από το αν το σύστημα είναι ένας παραγωγός ισχύος (π.χ. σταθμού ισχύος) ή κάνει χρήση ισχύος (π.χ. ψυκτικές εγκαταστάσεις). Για να ελαχιστοποιηθεί η χαμένη ισχύς όταν η  $\dot{W}_{rev}$  είναι σταθερή, είναι το ίδιο όπως στην μεγιστοποίηση του έργου εξόδου σε μια μονάδα παραγωγής ενέργειας, όσο και στην ελαχιστοποίηση των εισροών ενέργειας σε μια ψυκτική εγκατάσταση. Αυτή η λειτουργία είναι επίσης, ισοδύναμη με την ελαχιστοποίηση του συνολικού ποσοστού της παραγωγής εντροπίας.

Αυτή η νέα πτυχή της ελαχιστοποίησης παραγωγής εντροπίας (EGM) καθιστά τη χρήση της θερμοδυναμικής ανάλυσης ανεπαρκής, και διακρίνει την ελαχιστοποίηση παραγωγής εντροπίας (EGM) από την καθαρά εξεργειακή ανάλυση που έχει σκοπό την ελαχιστοποίηση των υπολογισμένων ποσοστών εντροπίας που δημιουργήθηκαν.

Η βελτιστοποίηση και ο σχεδιασμός (η δημιουργία της δομής) είναι η διαφορά. Για να ελαχιστοποιηθεί η μη αναστρέψιμότητα της προτεινόμενης μορφής, ο αναλυτής πρέπει να χρησιμοποιήσει τις σχέσεις μεταξύ των θερμοκρασιακών διαφορών, τους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας, τις διαφορές πίεσης καθώς και τους ρυθμούς ροής της μάζας. Ο αναλυτής στη συνέχεια, πρέπει να εκφράζει το θερμοδυναμικά μη-ιδανικό σχεδιασμό  $\dot{S}_{gen}$  ως συνάρτηση της τοπολογίας και των φυσικών χαρακτηριστικών του συστήματος, δηλαδή, πεπερασμένες διαστάσεις,

σχήματα, υλικά, πεπερασμένη ταχύτητα, και χρονικά πεπερασμένο όριο λειτουργίας. Για το σκοπό αυτό οι αναλυτές πρέπει να βασίζονται και στις αρχές της μεταφοράς θερμότητας και της μηχανικής των ρευστών, εκτός από τη θερμοδυναμική.

Μόνο μεταβάλλοντας ένα ή περισσότερα από τα φυσικά χαρακτηριστικά του συστήματος, μπορεί ο αναλυτής να φέρει τον σχεδιασμό πιο κοντά στη λειτουργία, η οποία χαρακτηρίζεται από ελάχιστη παραγωγή εντροπίας ανάλογα με το μέγεθος και τους χρονικούς περιορισμούς. Εμείς θα απεικονίσουμε αυτήν την τεχνική με τη βοήθεια μερικών βασικών μοντέλων παρακάτω.

### 4.3 Εξεργειακή ανάλυση

Υπάρχει πλούσια ονοματολογία και μαθηματικές εξισώσεις που συνδέονται, με τον προσδιορισμό και τον υπολογισμό της εξέργειας στις διάφορες περιπτώσεις. Τα περισσότερα από αυτά τα ονόματα του όρου εξέργεια είναι συνδεδεμένα με τους τέσσερις τύπους των όρων που φαίνονται στην εξίσωση (4.4).

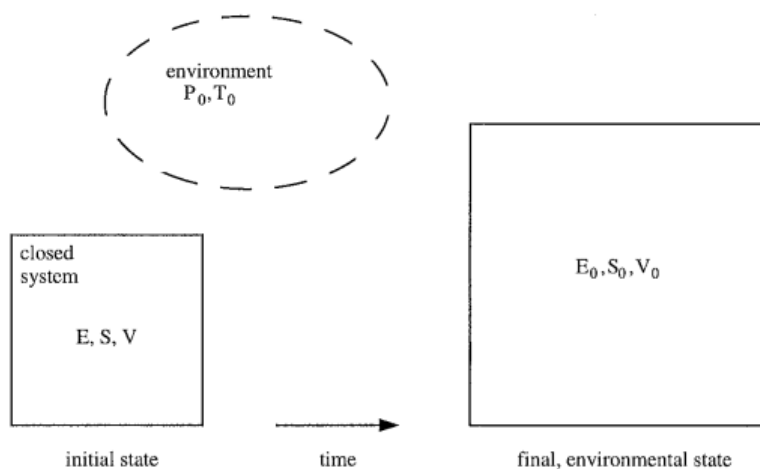
Το βασικό χαρακτηριστικό είναι το εξής: **Εξέργεια** είναι το μέγιστο έργο που μπορούμε να πάρουμε (ή το ελάχιστο έργο που απαιτείται) από το <<καύσιμο>> (π.χ. ρεύμα, το ποσό της ύλης), καθώς αυτό παίρνει από μια δεδομένη κατάσταση, σε μία άλλη κατάσταση ισοροπίας με το περιβάλλον. Έτσι εξέργεια είναι το μέτρο της αναχώρησης από μια δεδομένη κατάσταση, από την περιβαλλοντική κατάσταση σε μία άλλη κατάσταση και όσο μεγαλύτερη είναι η αναχώρηση, τόσο μεγαλύτερη είναι η δυνατότητα για να εκμεταλλευτούμε το έργο.

Για να γίνει κατανοητός ο υπολογισμός της εξέργειας, εξετάζονται τα ακόλουθα παραδείγματα, στα οποία η περιβαλλοντική κατάσταση εκφράζεται από την ατμοσφαιρική θερμοκρασία  $T_0$  και την πίεση  $P_0$ . Αν η είσοδος είναι σε ένα κλειστό σύστημα (σταθερή μάζα, σχήμα 4.3) σε μία αρχική κατάσταση που αντιπροσωπεύεται από την ενέργεια  $E$ , εντροπία  $S$  και όγκος  $V$ , τότε η εξέργεια  $\Xi$  (που εκφράζεται σε joule) σε σχέση με το περιβάλλον είναι:

$$\Xi = E - E_0 - T_0(S - S_0) + P_0(V - V_0) \quad (4.6)$$

Σε αυτή την έκφραση το  $\Xi$  είναι γνωστό ως την ακίνητη εξέργεια μιας δεδομένης μάζας (Moran 1989, Bejan 1988), και ο δείκτης 0 δείχνει τις ιδιότητες του συστήματος σε κατάσταση θερμικής και μηχανικής ισοροπίας με το περιβάλλον. Η περιβαλλοντική κατάσταση είναι επίσης γνωστή ως : περιορισμένη νεκρή κατάσταση - «νεκρή» επειδή κάποτε σε αυτή την κατάσταση, το σύστημα δεν θα μπορεί να προσφέρει καθόλου έργο σε σχέση με το περιβάλλον. Αυτή είναι «περιορισμένη», επειδή σε αυτή την κατάσταση, το σύστημα είναι σε θερμική και μηχανική ισοροπία με το περιβάλλον, αλλά όχι σε χημική ισοροπία. Η εξίσωση (4.6) χρησιμοποιείται γενικά με την λογική ότι η εσωτερική κατασκευή και τα ποσοστά (π.χ. ενιαία φάση εναντίον πολλών φάσεων) της μάζας που μας δίνουν δεν έχουν προσδιοριστεί. Η εξίσωση (4.6) μπορεί να γενικευθεί περαιτέρω για τις

περιπτώσεις όπου η χημική σύνθεση μίας δεδομένης μάζας μπορεί να αλλάξει στην πορεία προς τη χημική ισορροπία με το περιβάλλον.



**Σχήμα 4.3** Κλειστό σύστημα και διαδικασία που οδηγεί προς τη θερμική και μηχανική ισορροπία με το περιβάλλον.

Το σύστημα συσσωρεύει την διαφορά της ποσότητας  $E-T_0S$  ως πιθανό έργο και πηγαίνοντας από αριστερά προς τα δεξιά στο Σχήμα 4.3, το έργο μειώνεται. Η διαφορά, η οποία είναι  $E-E_0-T_0(S-S_0)$ , αντιπροσωπεύει όλο το έργο που θα μπορούσε να παραχθεί κατά τη διάρκεια της διαδικασίας. Από την ποσότητα αυτή θα πρέπει να αφαιρέσουμε το κλάσμα του έργου που δημιουργήθηκε από το σύστημα ενάντια στην ατμόσφαιρα,  $P_0(V_0-V)$ . Η προκύπτουσα έκφραση φαίνεται στην εξίσωση (4.6).

Μια ακόμα σημαντική εφαρμογή είναι το περιεχόμενο της εξέργειας, στη μεταφορά θερμότητας. Αν ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας  $\dot{Q}$  που εισέρχεται στο σύστημα διασχίζει το σύνορο της τοπικής θερμοκρασίας  $T$ , στη συνέχεια η εξεργειακή ροή σε σχέση με το περιβάλλον ( $T_0$ ) είναι:

$$\dot{E}_Q = \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (4.7)$$

Εναλλακτικά σύμβολα που χρησιμοποιούνται για το  $\dot{E}_Q$  είναι  $\dot{E}_q$  και  $\dot{E}_{xq}$ . Ο ρυθμός ροής της εξέργειας μεταφοράς θερμότητας  $\dot{E}_Q$  είναι μηδέν όταν  $T=T_0$  όπως στην περίπτωση της θερμότητας που απορρίπτεται στο περιβάλλον από την ισχύ και την ψύξη. Στο Σχήμα 4.2 ένα ρεύμα εξέργειας συνδέεται με κάθε μια από τις εισόδους θερμότητας  $\dot{Q}_1, \dots, \dot{Q}_n$  ενώ το ρεύμα  $\dot{Q}_0$  δεν φέρει εξέργεια  $\dot{E}_{Q_0} = \dot{Q}_0 (1 - T_0 / T_0) = 0$ . Οι εξεργειακές ροές που σχετίζονται με τη μεταφορά θερμότητας και τον δεύτερο όρο στην δεξιά πλευρά των εξισώσεων (4.3) και (4.4).

Είναι σημαντικό να τονιστεί ότι στο σχήμα 4.2 και την εξίσωση (4.7) το  $T_0$  είναι η θερμοκρασία του περιβάλλοντος, που είναι αρκετά κοντά στο σύστημα, αλλά δεν επηρεάζεται από την απόρριψη της. Ο σκοπός της παρούσας απόφασης για τη

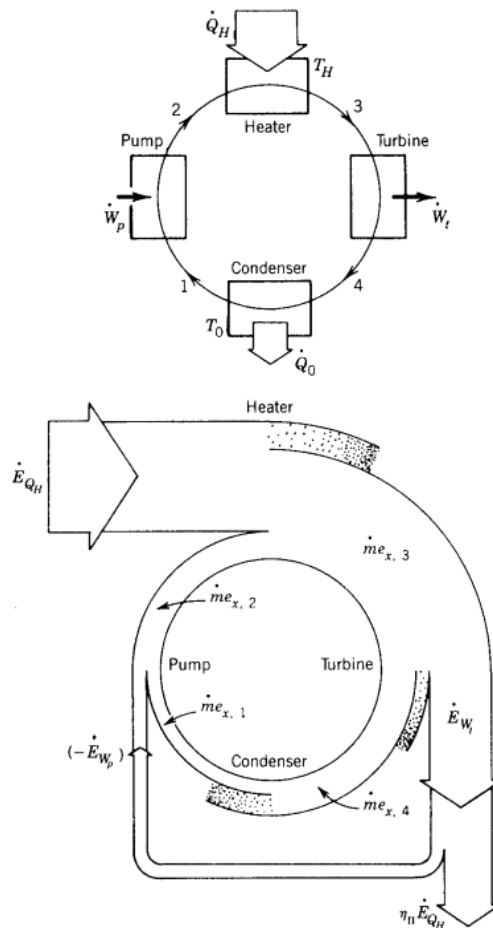
μοντελοποίηση είναι να τοποθετήσουμε στο εσωτερικό του συστήματος όλα τα μη-αναστρέψιμα στοιχεία που συνδέονται με την εσωτερική και την εξωτερική επίδραση της φυσικής εγκατάστασης που βρίσκεται στο εσωτερικό του συστήματος.

Το σύστημα περιλαμβάνει την εγκατάσταση και τις γύρω περιοχές που επηρεάζονται από την εγκατάσταση. Στη πραγματική ισχύ ή την ψυκτική ισχύ της εγκατάστασης, η απορριφθείσα θερμότητα  $\dot{Q}$  αφήνει την εγκατάσταση και εισέρχεται στο γειτονικό περιβαλλοντικό ρευστό (αέρας, νερό) σε θερμοκρασία κάπως υψηλότερη. Λίγο πιο κάτω από τη γραμμή, το ίδιο ισχύει και για το  $\dot{Q}$  που φτάνει στην σωστή θερμοκρασία. Η αλληλεπίδραση μεταξύ των ενεργειακών συστημάτων και των ρευστών που τα περιβάλλουν αποτελεί το αντικείμενο των περιβαλλοντικών ροών το οποίο τεκμηριώνεται σε πολλά άρθρα.

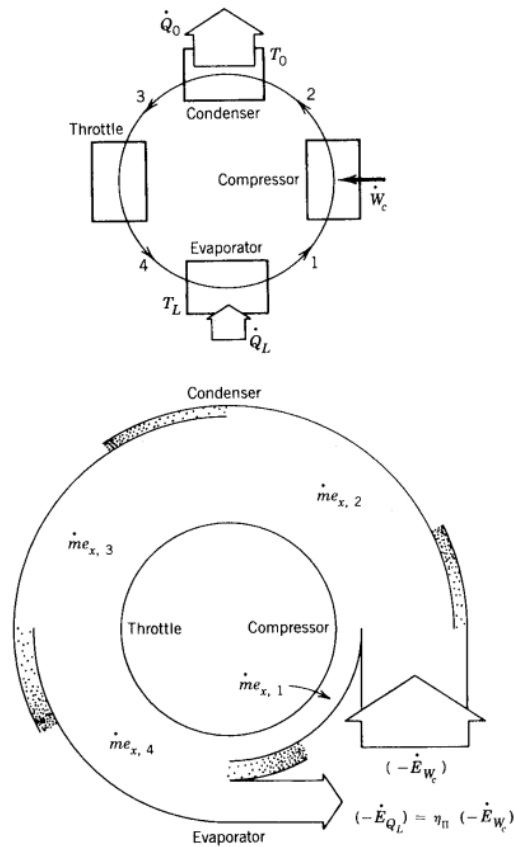
Ο εξεργειακός υπολογισμός και η χωρική κατανομή της καταστροφής της εξέργειας απεικονίζονται στο Σχήμα 4.4. Το πάνω σχήμα δείχνει την ανάλυση της ενεργειακής ροής ενός απλού θερμικού σταθμού που λειτουργεί με κύκλο Rankine. Η είσοδος θερμότητας είναι  $\dot{Q}_H$ , και η καθαρή ισχύς εξόδου είναι  $\dot{W}_t - \dot{W}_p = n_2 \dot{E}_{Q_H}$ . Το κλάσμα  $n_2$  είναι ο βαθμός αποδόσης του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου, της μονάδας παραγωγής ενέργειας. Είναι ένα μέτρο υπολογισμού των απωλειών του σταθμού συνδιασμένης ισχύος. Το αντίστοιχο διάγραμμα εξέργειας για τις ροές διαμέσω και γύρω από μια ψυκτική εγκατάσταση απεικονίζεται στο Σχήμα 4.5.

Τα πλάτη των κατεστραμμένων ρευμάτων εξέργειας που υπολογίστηκαν, καταδεικνύουν μια σειρά στοιχείων, ως υποψήφια για θερμοδυναμική βελτιστοποίηση. Η ανάλυση της ροής της εξέργειας (Σχήματα 4 και 5) μπορεί να πραγματοποιηθεί μέσα σε κάθε στοιχείο, προκειμένου να καθοριστούν τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά (π.χ. καύση, ρύπανση, μεταφορά θερμότητας, πτώση της πίεσης) στα οποία κυριαρχεί, η μη-αναστρεψιμότητα αυτού του στοιχείου.

Τέλος, η επιτυχία των θερμοδυναμικών βελτιώσεων που υλοποιούνται μπορεί να αξιολογηθεί μόνο με την επανάληψη της εξεργειακής ανάλυσης και την καταγραφή των αλλαγών, στην εξεργειακή καταστροφή και στην αποτελεσματικότητα του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου. Η εξεργειακή ανάλυση προσδιορίζει τη θέση, τον τύπο και αληθινό μέγεθος της σπατάλης των διαθέσιμων πόρων (καυσίμων), και διαδραματίζει πολύ σημαντικό ρόλο στην ανάπτυξη στρατηγικών για την πιο αποτελεσματική χρήση των καυσίμων-πόρων-ενέργειας.



**Σχήμα 4.4** Η μετατροπή και η μερική καταστροφή της εξέργειας σε μια μονάδα παραγωγής ενέργειας με απλό κύκλο Rankie. Πάνω: το παραδοσιακό σχήμα και το διάγραμμα ενέργειας αλληλεπίδρασης. Κάτω: Το κυκλικό διάγραμμα εξέργειας και ο ορισμός της απόδοσης του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου  $\eta_{II}$ .



**Σχήμα 4.5** Η μετατροπή και η μερική καταστροφή της εξέργειας σε ένα ψυκτικό σχέδιο βασισμένο στον απλό κύκλο συμπίεσης-ατμού. Πάνω : η παραδοσιακή γραφή και το διάγραμμα ενέργειας αλληλεπίδρασης. Κάτω: Το κυκλικό διάγραμμα εξέργειας και ο ορισμός της απόδοσης του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου  $\eta_{II}$  .

#### 4.4 Ελαχιστοποίηση της παραγωγής εντροπίας

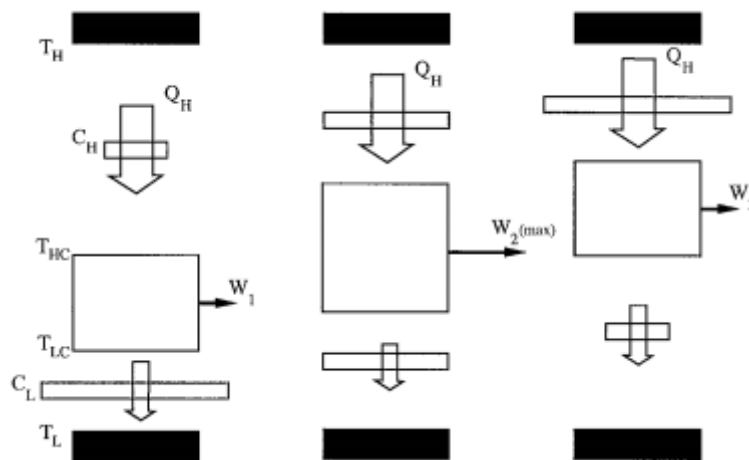
Οι περισσότερες εργασίες και μελέτες που έχουν γίνει για τα πλεονεκτήματα της διαδικασίας έχουν σκοπό την ανάπτυξη στρατηγικών για την βέλτιστη κατανομή (διαμόρφωση, τοπολογία) των πόρων.

Αυτή η διαδικασία είναι γνωστή ως ελαχιστοποίηση της εξεργειακής καταστροφής ή ελαχιστοποίηση της μη-αναστρεψιμότητας ή θερμοδυναμική οπτικοποίηση. Συχνά οι εγκαταστάσεις υπόκεινται σε γενικούς περιορισμούς, όπως το πεπερασμένο μέγεθος, πεπερασμένες φορές, τύπους υλικών και σχήματα. Πρόσφατες αξιολογήσεις από τη βιβλιογραφία (Bejan, 1996) a, b δείχνουν ότι η θερμοδυναμική βελτιστοποίηση σημειώνει ταχεία πρόοδο όσον αφορά την κρυογονική, τη μεταφορά θερμότητας με μηχανικές διαδικασίες, την αποθήκευση ενέργειας σε συστήματα, τις μονάδες παραγωγής ηλιακής ενέργειας, τα εργοστάσια παραγωγής ενέργειας από ορυκτά καύσιμα, και τις ψυκτικές εγκαταστάσεις.

Τα παραδείγματα που περιέχονται στη επόμενη ενότητα περιγράφουν τις ευκαιρίες για την επινοήση στρατηγικών και για τη βέλτιστη κατανομή.

Βέλτιστη κατανομή, της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας

Οι αρχές της μεταφοράς θερμότητας, σε συνδυασμό με την θερμοδυναμική μας βοήθησαν αρκετά στο να κατανοήσουμε γιατί είναι τα ενεργειακά συστήματα ατελής, γιατί έχουν γεωμετρική δομή, γιατί τα υλικά τους είναι τοποθετημένα σε συγκεκριμένα ποσά και με συγκεκριμένους τρόπους στον χώρο. Ένα εργοστάσιο παραγωγής οφείλει τη μη-αναστρέψιμη ενέργεια σε πολλούς παράγοντες, ένας τους οποίους είναι η μεταφορά της θερμότητας κατά μήκος των πεπερασμένων μεταβολών θερμοκρασίας. Αυτό το φαινόμενο απεικονίζεται στο σχήμα 4.6.



**Σχήμα 4.6** Μοντέλο σταθμού παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με δύο επιφάνειες μεταφοράς θερμότητας και η μεγιστοποίηση της ισχύος εξόδου(ή η ελαχιστοποίηση της παραγής εντροπίας) που υπόκεινται σε είσοδο σταθερής θερμότητας ( $Q_H$ ) και σταθερής επιφάνειες μεταφοράς θερμότητας ( $C_H + C_L = C$ , σταθερά)

Η μονάδα παραγωγής ενέργειας είναι η κάθετη γραμμή μεταξύ της υψηλής θερμοκρασίας  $T_H$  και της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος  $T_L$ .

Η είσοδος θερμότητας  $Q_H$  (σταθερή) και η απορριπτόμενη θερμότητα  $Q_L$  πρέπει να οδηγούνται, από διαφορές θερμοκρασίας: οι διαφορές θερμοκρασίας  $T_H - T_{Hc}$  και  $T_{Lc} - T_L$  αντιπροσωπεύουν ορισμένο, από το χώρο που καταλαμβάνεται από το πλάνο ισχύος.

Οι επιφάνειες μεταφοράς θερμότητας βρίσκονται σε αυτούς τους χώρους. Το υπόλοιπο του χώρου αυτού προορίζεται για το υπόλοιπο του σταθμού ισχύος: για λόγους απλότητας, αυτός ο εσωτερικός χώρος υποτίθεται ότι είναι μη-αναστρέψιμα ελεύθερος,



$$S_{gen} = \frac{Q_L}{T_{Lc}} - \frac{Q_H}{T_{HC}} = 0 \quad (4.8)$$

Ολόκληρη η μη-αναστρεψιμότητα του μοντέλου αυτού, συγκεντρώνεται στους χώρους και καταλαμβάνεται από δύο κενά θερμοκρασίας. Το απλούστερο μοντέλο μεταφοράς θερμότητας για αυτούς τους χώρους είναι η αναλογικότητα μεταξύ της τρέχουσας θερμότητας και της θερμοκρασιακής διαφοράς,

$$Q_H = C_H (T_H - T_{HC}) \quad (4.9)$$

$$Q_L = C_L (T_{Lc} - T_L) \quad (4.10)$$

Το αναλυτικό μοντέλο συμπληρώνεται από το πρώτο θερμοδυναμικό νόμο, που γράφτηκε για ένα σταθμό ενέργειας σε ένα κλειστό σύστημα, ο οποίος λειτουργεί σε σταθερή κατάσταση ή σε ακέραιο αριθμό κύκλων,  $W = Q_H - Q_L$ . Συνδυάζοντας αυτό με τις προηγούμενες σχέσεις, παίρνουμε την έξοδο ισχύος ως συνάρτηση της αγωγιμότητας  $x = C_H / C$  έχουμε:

$$\frac{W}{Q_H} = 1 - \frac{T_L - T_H}{1 - (Q_H / T_H C) \left( \frac{1}{x} + \frac{1}{1-x} \right)} \quad (4.11)$$

Η ελαχιστοποίηση της παραγωγής εντροπίας ( $s_{gen}$ ) είναι ισοδύναμη με τη μεγιστοποίηση της ισχύος εξόδου ( $W$ ). Η έκφραση (4.11) του  $W$  μπορεί να μεγιστοποιηθεί σε σχέση με το  $x$  και το αποτέλεσμα είναι  $x_{opt} = 1/2$  ή

$$C_{H,opt} = C_{L,opt} \quad (4.12)$$

Εν κατακλείδι, υπάρχει ένας βέλτιστος τρόπος για να διαθέσουμε το περιορισμένο υλικό ( $C$ ) με τα δύο άκρα του σταθμού ισχύος, δηλαδή, αν η μεγιστοποίηση της παραγωγής ενέργειας (ισχύς) εξόδου, υπόκειται σε σταθερή εισερχόμενη θερμότητα ( $Q_H$ ) και σταθερό μέγεθος ( $C$ ). Η εξίσωση (4.12) ισχύει επίσης και για τα μηχανήματα ψύξης και διαμορφώνεται με τον ίδιο τρόπο.

Η μεγιστοποίηση της φαίνεται γραφικά στο Σχήμα 4.6. Οι μικρές αγωγιμότητες στραγγαλίζουν τη ροή της θερμότητας, και απαιτούν μεγάλες διαφορές θερμοκρασίας. Η ισχύς εξόδου είναι μικρή, όταν η διαφορά θερμοκρασίας κατά μήκος του εσωτερικού (αναστρέψιμη) τμήματος είναι μικρή. Το πρώτο και το τρίτο κομμάτι του Σχήματος 4.6 δείχνουν ότι όταν τα δύο ρεύματα είναι ιδιαίτερα ανόμοια σε μέγεθος, με μεγάλα θερμοκρασιακά κενά οδηγούν στο ότι η ισχύς εξόδου είναι μικρή. Η καλύτερη μη-αναστρέψιμη απόδοση είναι κάπου στη μέση, όπου οι αγωγιμότητες είναι συγκρίσιμες σε μέγεθος.

#### 4.5 Συμπεράσματα

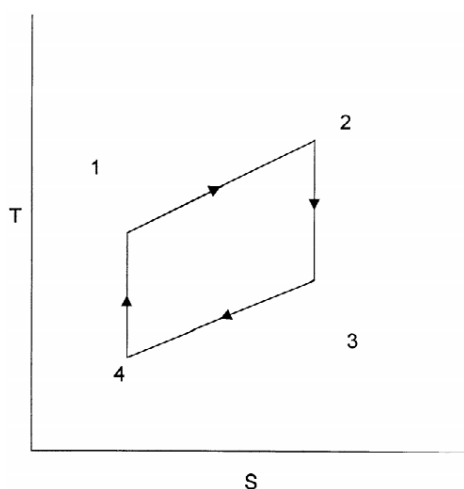
Το συνολικό συμπέρασμα που βγαίνει από το παράδειγμα που αναλύεται στο τμήμα 4.4 είναι ότι το φυσικό αποτέλεσμα της παγκόσμιας βελτιστοποίησης της θερμοδυναμικής απόδοσης είναι η δομή (διαμόρφωση, την τοπολογία, γεωμετρία, αρχιτεκτονική, πατρόν). Το παραδείγμα αυτό καλύπτει τη δομή στο χώρο. Η αρχική αυτή δομή-δημιουργία αξίζει να επιδιωχθεί περαιτέρω, σε όλο και πιο σύνθετες διαμορφώσεις συστημάτων. Η γενιά της δομής στον τομέα της μηχανικής έχει ονομαστεί κατασκευαστική μέθοδος.

Η αρχή της οργάνωσης της κατασκευής με σκοπό την άντληση και τη χρησιμοποίηση της μέγιστης εξέργειας από ένα θερμό ρεύμα είναι ιδιαίτερα σημαντική για την ολοκληρωμένη προκαταρκτική μελέτη της ροής της ενέργειας σε συστήματα αεροσκαφών, ψυκτικές και θερμικές εγκαταστάσεις. Η ίδια αρχή ισχύει για συστήματα στα οποία όλες οι λειτουργίες οδηγούνται από την εξέργειας που προέρχονται από τον περιορισμό καυσίμων που είναι εγκατεστημένα : πλοία, αυτοκίνητα, στρατιωτικά οχήματα, συστήματα-ελέγχου του περιβάλλοντος, φορητά ηλεκτρικά εργαλεία και άλλα.

5. Ανάλυση του 1<sup>ου</sup> και του 2<sup>ου</sup> θερμοδυναμικού νόμου σε ένα νέο θερμοδυναμικό κύκλο ισχύος και ψύξης με τη χρήση ηλιακής θερμότητας ή οποιασδήποτε άλλης μορφής θερμότητας.

### 5.1 Αποδοτικότητα του κύκλου ισχύος Lorenz

Για αισθητές πηγές θερμότητας όπως την θερμική ενέργεια που προκύπτει από ένα ηλιακό σύστημα ή την χαμένη θερμότητα από καυσαέρια, ο κύκλος Lorenz είναι ένας ιδανικό αναστρέψιμος κύκλος ο οποίος μπορεί να μας δώσει την καλύτερη απόδοση. Το διάγραμμα T-S ενός τέτοιου κύκλου φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 5.1 Διάγραμμα T-S του κύκλου Lorenz

Ο βαθμός απόδοσης του συγκεκριμένου κύκλου γράφεται ως εξής:

$$\eta_{Lor} = 1 - \frac{Q_{34}}{Q_{12}} \quad (5.1)$$

Εαν η είσοδος θερμότητας και η απόρριψη εκφραστούν σε όρους της πηγής θερμότητας και θερμότητα των υγρών απόρριψης :

$$\eta_L = 1 - \frac{m_{hr} (h_{hr,o} - h_{hr,i})}{m_{hs} (h_{hs,i} - h_{hs,o})} \quad (5.2)$$

Γνωρίζοντας ότι οι διαδικασίες 4-1 και 2-3 είναι ισεντροπικές, είναι φανερό ότι οι ειδικές εντροπίες της πηγής θερμότητας και της θερμότητας των υγρών απόρριψης εκφράζονται:

$$\frac{m_{hs}}{m_{hr}} = \frac{(s_{hr,0} - s_{hr,i})}{(s_{hs,i} - s_{hs,o})} \quad (5.3)$$

Η αποδοτικότητα του κύκλου ισχύος Lorenz εκφράζεται ως:

$$\eta_{Lorenz} = 1 - \frac{(h_{hr,out} - h_{hr,in}) / (s_{hr,out} - s_{hr,in})}{(h_{hs,in} - h_{hs,out}) / (s_{hs,in} - s_{hs,out})} \quad (5.4)$$

Επίσης μπορεί να γραφτεί ως εξής:

$$\eta_{Lorenz} = 1 - \frac{(\bar{T}_s)_{hr}}{(\bar{T}_s)_{hs}} \quad (5.5)$$

Οι θερμοκρασίες στην παραπάνω έκφραση είναι, η εντροπικά μέση θερμοκρασία της μορφής:

$$\bar{T}_s = 1 - \frac{(h_2 - h_1)}{(s_2 - s_1)} \quad (5.6)$$

Για σταθερής ειδικής θερμότητας υγρά, η εντροπικά μέση θερμοκρασία μπορεί επίσης να γραφτεί ως:

$$\bar{T}_s = \frac{(T_2 - T_1)}{\ln(T_2 / T_1)} \quad (5.7)$$

Επιπλέον η αποδοτικότητα Lorenz μπορεί να γραφτεί σε σχέση με τις θερμοκρασίες ως εξής:

$$\eta_{Lorenz} = 1 - \frac{(T_{hr,out} - T_{hr,in}) / \ln(T_{hr,out} / T_{hr,in})}{(T_{hs,in} - T_{hs,out}) / \ln(T_{hs,in} / T_{hs,out})} \quad (5.8)$$

Είναι εύκολα φανερό ότι αν οι διαδικασίες μεταφοράς θερμότητας είναι ισοθερμικές, όπως στον κύκλο Carnot, οι εντροπικές μέσες θερμοκρασίες μειώνουν τις θερμοκρασίες της δεξαμενής θερμότητας και του απαγωγέα θερμότητας, αποδίδοντας την απόδοση του κύκλου Carnot. Ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης COP ενός ψύκτη σε κύκλο Lorenz παρομοίως, μπορεί να αποδειχθεί ότι είναι:

$$COP_{Lorenz} = \frac{(\bar{T}_s)_{cf}}{(\bar{T}_s)_{hr} - (\bar{T}_s)_{cf}} \quad (5.9)$$

## 5.2 Αποδοτικότητα του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου (εξέργεια)

Η αποδοτικότητα του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου στους θερμοδυναμικούς κύκλους μετρά το κλάσμα της ενέργειας εισόδου το οποίο μετατρέπεται σε χρήσιμη ενέργεια. Στην ανάλυση του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου η πραγματική απόδοση του κύκλου συγκρίνεται με την ιδανική του αναστρέψιμου κύκλου, με ακρίβεια υποδεικνύοντας έτσι τη βελτίωση που είναι δυνατόν να έχει η απόδοση του κύκλου.

Η απόδοση του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου  $\eta_{II}$ , ορίζεται ως η αναλογία της ακριβούς απόδοσης του 1<sup>ου</sup> θερμοδυναμικού νόμου  $\eta_I$  σε σχέση με την μέγιστη απόδοση του 1<sup>ου</sup> θερμοδυναμικού νόμου  $(\eta_I)_{rev}$ , που λαμβάνεται από έναν αναστρέψιμο κύκλο λειτουργίας με τις ίδιες θερμικές οριακές συνθήκες.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_I}{(\eta_I)_{rev}} \quad (5.10)$$

Στην βιβλιογραφία μια συχνή έκφραση του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου, ορίζεται ως η αναλογία της εξέργειας εισόδου προς την εξέργεια της εξόδου. Η εξέργεια στη εισόδο μπορεί να είναι η εξέργεια μιας πηγής θερμότητας. Εάν το θερμαινόμενο ρευστό απορρίπτεται στο περιβάλλον μετά από την μεταφορά της ενέργειας στο εργαζόμενο ρευστό, τότε αυτή η αχρησιμοποίητη ενέργεια χάνεται και απόδοση βασίζεται στην εξέργεια της πηγής θερμότητας. Εάν το θερμικό ρευστό ανακυκλώνεται ή χρησιμοποιείται πάλι, η αποδοτικότητα βασίζεται στην αλλαγή εξέργειας που λαμβάνει μέρος στην πηγή θερμότητας.

$$\eta_{exergy} = \frac{E_{output}}{\Delta E_{input}} \quad (5.11)$$

όπου  $E_{output}$  είναι η εξέργεια εξόδου και  $\Delta E_{input}$  είναι η εναλλαγή εξέργειας στην πηγή θερμότητας.

Για ένα συνδιασμένο κύκλο ισχύος και ψύξης η απόδοση του 1<sup>ου</sup> θερμοδυναμικού νόμου υπολογίζεται ως εξής:

$$\eta_I = \frac{W_{net} + E_c}{Q_h} \quad (5.12)$$

Όπου  $W_{net}$  είναι η συνολική ισχύς (έργο) που παίρνουμε από τη διεργασία και  $E_c$  είναι η εξέργεια που σχετίζεται με τις εξόδους ψύξεως και  $Q_h$  είναι η θερμότητα που δίνεται στο κύκλο (εργό που προσφέρεται ώστε να λειτουργήσει).

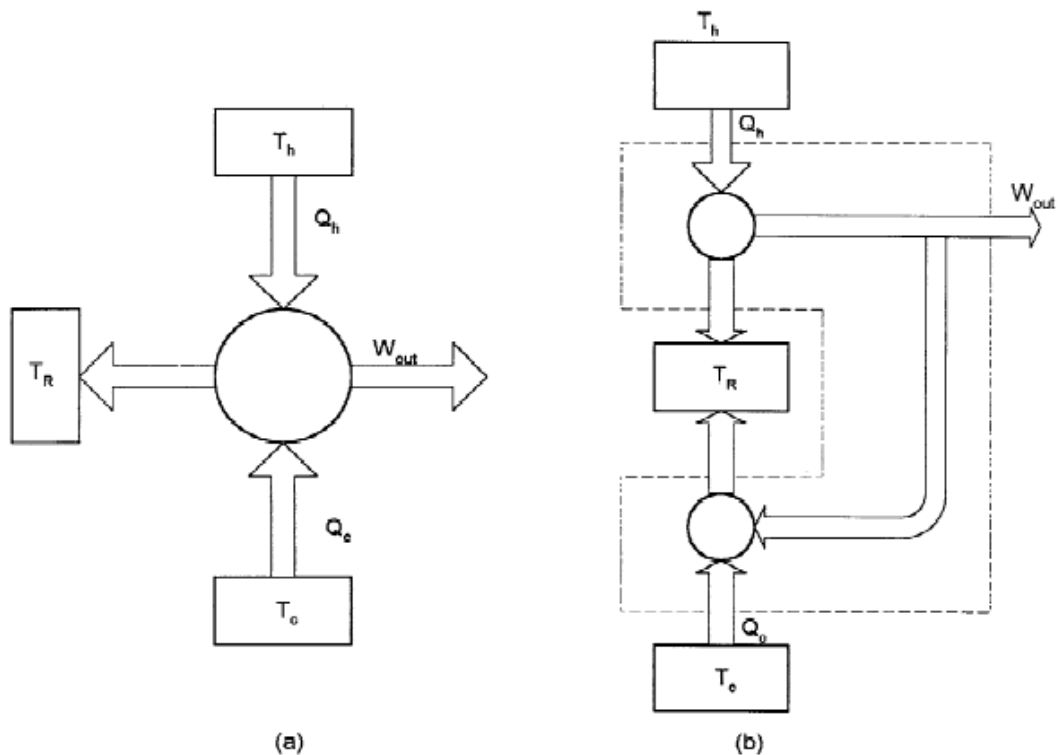
Οι μη-αναστρεψιμότητες στον κύκλο μπορούν να υπολογιστούν μέσω της παραγωγής εντροπίας (εξεργειακή καταστροφή) με τον εξής τύπο:

$$I = T_o S_{gen} \quad (5.13)$$

όπου  $I$  είναι η μη-αναστρεψιμότητα,  $S_{gen}$  η παραγωγή εντροπίας και  $T_o$  η θερμοκρασία περιβάλλοντος.

Μια άλλη αναλογία σε σχέση με το συνδυασμένο κύκλο που εξετάζεται στην παρούσα εργασία, είναι η ισχύς του κλιματισμού και η ισχύς ψύκτικού κύκλου, όπου μέρος του παραγόμενου έργου κατευθύνεται, σε ένα μηχανισμό ψύξης για την παραγωγή ψύξης. Αν ο κινητήρας θερμότητας και η μηχανή της ψύξης αναλυθούν μαζί ως ένα μαύρο κουτί, η είσοδος σε ολόκληρο το σύστημα είναι η θερμότητα, ενώ η έξοδος ισχύος αποτελείται από συνδυασμό έργου (ισχύος) και ψύξης.

Αυτό αντιπροσωπεύει το νέο συνδυασμένο κύκλο ισχύος / ψύξης που φαίνεται στο Σχήμα 5.2 και δείχνει την αναλογία, με μια διακεκομμένη γραμμή γύρω από τα στοιχεία του κύκλου που αντιπροσωπεύει ένα μαύρο κουτί.



**Σχήμα 5.2** Θερμοδυναμική απεικόνιση (α)ενός συνδυασμένης ισχύος/ψύξης κύκλου (β)Συστήματος κλιμάκωσης αλληλουχίας.

Ένας ιδανικός αναστρέψιμος συνδυασμένος κύκλος, θα αποτελείται από δύο κινητήρες του κύκλου Lorenz με κλιμάκωση μεταξύ τους (Σχήμα 5.2b).

Ας υποθέσουμε ότι ο συνδυασμένος κύκλος και η κλιμακωτή διάταξη και ότι και οι δύο έχουν τις ίδιες θερμικές συνοριακές συνθήκες. Με αυτή την υπόθεση συνεπάγεται ότι το ρευστό της πηγής θερμότητας και το ρευστό που απορίπτει θερμότητα έχουν ταυτόσημες θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου και στις δύο περιπτώσεις. Επιπλέον, ας υποθέσουμε ότι ο συνδυασμένος κύκλος και η κλιμακωτή διάταξη έχουν την ίδια αναλογία διεργασιών για την έξοδο ψύξης. Η αποδοτικότητα του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου του συστήματος αλληλουχίας(κλιμάκωσης), χρησιμοποιώντας ένα συντελεστή βάρους  $f$  για ψύξη είναι:

$$\eta_{I,sys} = \frac{W_{out} - W_c + fQ_c}{Q_h} \quad (5.14)$$

Ο συντελεστής βάρους,  $f$  είναι μία συνάρτηση των θερμικών οριακών συνθηκών. Ως εκ τούτου, η αποτελεσματικότητα του 1<sup>ου</sup> θερμοδυναμικού νόμου του συνδυασμένου κύκλου μπορεί επίσης να εκφραστεί ως:

$$\eta_I = \frac{W_{net} + fQ_c}{Q_h} \quad (5.15)$$

Το έργο και τα ποσά θερμότητας στον κύκλο με κλιμάκωση, μπορεί επίσης να σχετίζεται με τη χρήση των αποδόσεων των κλιμακωτών συσκευής:

$$W_{out} = Q_h \eta_{HE} \quad (5.16)$$

$$W_c = Q_c / COP \quad (5.17)$$

Καθορίζοντας πανομοιότυπα την ψύξη σε αναλογίες έργου ( $r$ ) σε ένα συνδυασμένο κύκλο και του αντίστοιχου αναστρέψιμου κλιμακωτού κύκλου, ως:

$$r = Q_c / (W_{out} - W_c) \quad (5.18)$$

και χρησιμοποιώντας τις πιο πάνω εξισώσεις μπορεί κανείς να φτάσει στον υπολογισμό της αποτελεσματικότητας του κλιμακωτού συστήματος, με τη εξίσωση :

$$\eta_{I,sys} = \eta_{HE} \left[ 1 + \frac{r(f - 1/COP)}{1 + r/COP} \right] \quad (5.19)$$

αν υποθέσουμε ότι ο κύκλος με κλιμάκωση να είναι αναστρέψιμος, η έκφραση της αποδοτικότητας μειώνει σε:

$$\eta_{1,rev} = \eta_{Lorenz} \left[ 1 + \frac{r(f - 1 / COP_{Lorenz})}{1 + r / COP_{Lorenz}} \right] \quad (5.20)$$

Μια δεύτερη απόδοση του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου θα γραφτεί όπως πριν:

$$\eta_{II} = (\eta_I) / (\eta_I)_{rev} \quad (5.21)$$

Εάν ο απλός θερμοδυναμικός κύκλος και ο ισοδύναμος αναστρέψιμος κύκλος με κλιμάκωση, έχουν την ίδια θερμική ισχύ ( $Q_h$ ), η αποτελεσματικότητα του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου μπορεί επίσης να γραφτεί ως εξής:

$$\eta_{II} = \frac{\eta_I}{\eta_{I,rev}} = \frac{W_{net} + fQ_c}{W_{net,rev} + fQ_{c,rev}} \quad (5.22)$$

Αυτή μειώνεται περαιτέρω:

$$\eta_{II} = \frac{W_{net}}{W_{net,rev}} \frac{(1 + fr)}{(1 + fr)} = \frac{W_{net}}{W_{net,rev}} \quad (5.23)$$

Προφανώς, ο παράγοντας ψύξης βάρους (f) δεν επηρεάζει την αξία της αποδοτικότητας του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου. Εάν γίνει υπόθεση της τιμής της ποσότητας του f, απλοποιείται η έκφραση της αποδοτικότητας του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου ακόμη περισσότερο. Η αντίστοιχη απόδοση του αναστρέψιμου κύκλου θα είναι:

$$\eta_{I,rev} = \eta_{Lorenz} \left[ \frac{1 + r}{1 + r / COP_{Lorenz}} \right] \quad (5.24)$$

Η εξίσωση της αποδοτικότητας του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου που προκύπτει είναι μια καλή επιλογή για την σωστή ανάλυση του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου, που θα συμβάλει αποτελεσματικά στην εξεργειακή ανάλυση της εργασίας μας.



### 5.3 Συμπεράσματα

Η μέγιστη απόδοση του συνδυασμένου κύκλου ισχύος και ψύξης μπορεί να απεικονιστεί με ένα κλιμακούμενο κύκλο διάταξης Lorenz.

Η απόδοση του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου υπολογίζεται ως ο λόγος της αποδοτικότητας του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου προς την μέγιστη αποδοτικότητα του όπως προκύπτει από την ρύθμιση του κύκλου κλιμάκωσης και μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη βελτιστοποίηση των συνθηκών λειτουργίας του κύκλου. Ο θερμοδυναμικός κύκλος ισχύος και ψύξεως που διερευνήθηκε σε αυτή την μελέτη μπορεί να κινείται από μια πηγή θερμότητας, όπως τα απορριπτόμενα καυσαέρια μια θερμικής διεργασίας.

Ο συνδυασμένος κύκλος ισχύος και ψύξης μπορεί να δώσει αποδοτικότητα του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου της τάξης του 65,8% σε μία θερμοκρασία πηγής θερμότητας της τάξης των 420 K. Η αύξηση της θερμοκρασίας πάνω της πηγής θερμότητας πάνω από τους 420 K, δεν αυξήσει την αποτελεσματικότητα του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου, παρά την αύξηση της αποδοτικότητας του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου.

Οι βελτιστοποιημένες συνθήκες που παρουσιάζονται στο παρόν έγγραφο βασίζονται σε ορισμένες εξιδανικευμένες παραδοχές, και αποδίδουν τη μέγιστη αποδοτικότητα του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου. Μια οικονομική ή θερμοοικονομική βελτιστοποίηση μπορεί να δώσει στις παραμέτρους του κύκλου διαφορετικές τιμές από εκείνες που παρουσιάζονται εδώ.

## 6. Αποτελεσματικότητα της παραγωγής ψύξης σε ένα συνδυασμένης ισχύος και ψύξης θερμοδυναμικό κύκλο.

### 6.1 Προσδιορισμός του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP)

Μια διαφορετική προσέγγιση χρησιμοποιείται, για να αξιολογηθεί η αποτελεσματικότητα της ψύξης ενός ψυκτικού κύκλου. Η ανάλυση της παραγωγής ψύξης στον συνδυασμένης ισχύος και ψύξης κύκλο μας αποκαλύπτει, ότι πρέπει να γίνουν κάποιοι συμβιβασμοί στην παραγωγή έργου ώστε, να επιτευχθεί το ταυτόχρονο ψυκτικό αποτέλεσμα.

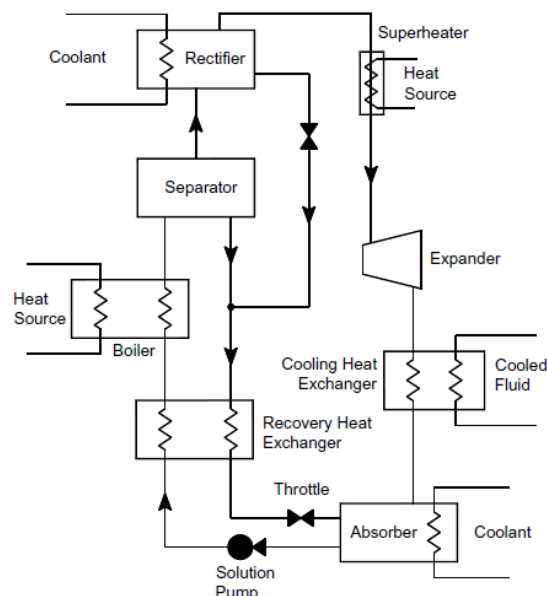
Αυτό είναι ένα βελτιωμένο σύστημα ισχύος(έργου) το οποίο δεν παράγει τις αναγκαίες προϋποθέσεις για την ταυτόχρονη ψύξη. Ωστόσο ένας νέος ορισμός του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) προτείνεται, ο οποίος βασίζεται στην ιδέα, ότι είναι απαραίτητος ένας συμβιβασμός για να πετύχουμε διπλό αποτέλεσμα ενέργειας(ισχύος) και ψύξης. Ο ορισμός αυτός του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) αφορά την ψύξη που παράγεται σε αυτόν τον κύκλο και το θεωρητικό ποσό της παραγωγής έργου(ισχύος), που χρειάστηκε προκειμένου να έχουμε το συνδυασμένο αποτέλεσμα. Η απλή του διατύπωση εκφράζεται ως εξής:

$$COP_{\text{effective}} = \frac{\text{Cooling Produced}}{\text{Potential Work Lost}}$$

Ο όρος αυτός αποκαλείται <<αποτελεσματικός ψυκτικός βαθμός απόδοσης>> (COP) αφού η ψύξη και το έργο έχουν έμμεση μόνο σχέση, με άλλα λόγια, δεν υπάρχει καμία συσκευή που να παράγει απευθείας ψύξη με το έργο που έχει δοθεί ή παραχθεί. Ο αποτελεσματικός ψυκτικός βαθμός απόδοσης (COP), είναι ένα μέτρο του συμβιβασμού που γίνεται για να συνυπάρξει ένας συνδυασμένος κύκλος ψύξης.

### 6.2 Παραγωγή ψύξης.

Για να κατανοήσουμε τον συσχετισμό μεταξύ παραγωγής έργου και ψύξης σε αυτόν τον κύκλο, πρέπει να εξετατάσουμε με μια λεπτομερή ματιά, τους μηχανισμούς της ψύξης.



**Σχήμα 6.1** Σχηματική απεικόνιση ενός συνδιασμένου κύκλου ψύξεως και ισχύος.

Δεδομένου ότι η ψύξη που παράγεται με αυτή τη μέθοδο, είναι λογικό, ότι καμία αλλαγή της φάσης του ψυκτικού μέσου δεν συμβαίνει, έτσι η θερμοκρασία εξαγωγής από τον διαστολέα (expander) είναι το κλειδί για τον καθορισμό του ποσού της ψύξης που θα επιτευχθεί. Επίσης, επειδή το βασικό διάλυμα μόνο εν μέρει εξατμίζεται στο λέβητα, η ποσότητα του ατμού που παράγεται είναι μεταβλητή και είναι ένας ακόμη παράγοντας στον καθορισμό της ποσότητας ψύξης.

Ο διαχωρισμός μεταξύ της συγκέντρωσης του βασικού διαλύματος και της διορθωμένης συγκέντρωσης ατμού, είναι κρίσιμης σημασίας για την επίτευξη, μιας σημαντικής θερμοκρασιακής διαφοράς υπο-περιβάλλοντος. Περαιτέρω συμπεράσματα μπορούν να συγκεντρωθούν, με την εξέταση της εντροπίας του εργαζόμενου ρευστού, στην έξοδο εκτόνωσης. Με την ελαχιστοποίηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων συνεπάγεται επίσης, η ελαχιστοποίηση της εντροπίας του ατμού της εξάτμισης, θεωρώντας την πίεση εξόδου σταθερή. Ως εκ τούτου, οι συνθήκες εισόδου θα πρέπει επίσης να εξεταστούν.

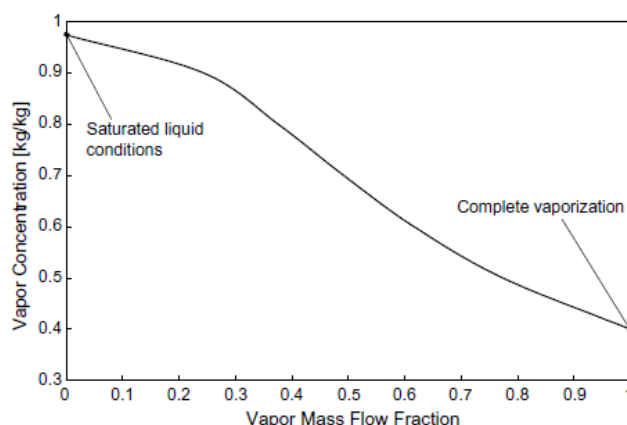
Για ένα μίγμα ατμών αμμωνίας-υδρατμού, η εντροπία μειώνεται με την αύξηση της πίεσης, αυξάνοντας έτσι τη συγκέντρωση της αμμωνίας και μειώνοντας τη θερμοκρασία. Το όριο των όρων αυτών, ενώ συνεχίζει να διατηρείται ο ατμός, θα είναι κορεσμένη καθαρή αμμωνία.

Λαμβάνοντας υπόψη αυτές τις προτεινόμενες συνθήκες εισόδου στον διαστολέα (expander), η λειτουργία του ανορθωτή (rectifier) είναι άμεσα εμφανής. Στο ανορθωτή ο ατμός συγκέντρωσης της αμμωνίας έχει αυξηθεί με την αφαίρεση των μικρών ποσοτήτων νερού οι οποίες έχουν επίσης εξατμιστεί. Αυτή η λειτουργία εκτελείται γενικά με την εκμετάλλευση των ιδιοτήτων κορεσμού του μίγματος, το οποίο στην απλούστερη του μορφή είναι η ψύξη και ο διαχωρισμός των συμπυκνωμάτων. Η καθαρή μεταβολή στον ατμό είναι μια αύξηση της συγκέντρωσης και μείωση της θερμοκρασίας η οποία συνοδεύεται από μια μικρή

πτώση της πίεσης και κάποια μείωση στο ρυθμό ροής της μάζας. Αυτά τα αποτελέσματα είναι ως επί το πλείστον το πλεονέκτημα της εξάτμισης χαμηλότερων θερμοκρασιών στον διαστολέα (expander).

Μπορεί να σημειωθεί σε αυτό το σημείο, ότι η ίδια διαδικασία διόρθωσης χρησιμοποιείται σε συστήματα απορρόφησης νερού-αμμωνίας, αλλά για ελαφρώς διαφορετικούς λόγους. Σε ένα σύστημα ψύξης με απορρόφηση, αφού ο ατμός συμπυκνώνεται σε υγρό, μικρές ποσότητες νερού δεν εμποδίζουν, κατ'ανάγκη τις θερμοκρασίες του εξατμιστή που είναι κοντά στη θερμοκρασία κορεσμού της καθαρής αμμωνίας. Ωστόσο, περίσσεια νερού στον εξατμιστή μπορεί να δημιουργήσει μια ανεπιθύμητη ολίσθηση θερμοκρασίας ή αλλαγή στη χημεία του συστήματος, έτσι ώστε το σημείο λειτουργίας του σχεδιασμού να μην μπορεί να διατηρηθεί.

Οι εκτιμήσεις για τις θερμοκρασίες των καυσαερίων συνδυάζονται με τους μηχανισμούς της παραγωγής ατμού. Αναφέρθηκε ότι το εργαζόμενο ρευστό εξατμίζεται μερικώς στο λέβητα και διαχωρίζεται στο διαχωριστή. Για να ολοκληρωθεί η εξάτμιση, η διαδικασία βρασμού προχωρά όπως υποδεικνύεται στο Σχήμα 6.2.



**Σχήμα 6.2** Γραφική παράσταση της συγκέντρωσης του ατμού ως συνάρτηση, του κλάσματος ροής της μάζας του ατμού.

Το σχήμα 6.2 είναι μια γραφική παράσταση της συγκέντρωσης ατμού ως συνάρτηση του κλάσματος ροής της μάζας του ατμού, το οποίο είναι ο λόγος του ατμού ροής της μάζας σε σχέση με την βασική ροή της μάζας του διαλύματος. Όπως φαίνεται, με ελάχιστη εξάτμιση η συγκέντρωση είναι υψηλότερη, ενώ σε υψηλές ποσότητες παραγωγής ατμού η συγκέντρωση, προσεγγίζει τη βασική συγκέντρωση του διαλύματος (0,4 σε αυτήν την περίπτωση). Από προηγούμενη μελέτη των συνθηκών εισόδου, οι υψηλές συγκεντρώσεις προτιμώνται, πράγμα που συνεπάγεται σε χαμηλά ποσοστά εξάτμισης.

Τα αποτελέσματα αυτά υποδηλώνουν, ότι για την παραγωγή ψύξης, η μερική λειτουργία βρασμού θα πρέπει να προσεγγίσει μια διαδικασία διαχωρισμού

αμμωνίας, από το υγρό εργαζόμενο μίγμα. Αυτές είναι οι ίδιες γενικές απαιτήσεις ενός μίγματος νερού-αμμωνίας, σε ένα κύκλου ψύξης με απορρόφηση.

### 6.3 Βέλτιστη διόρθωση

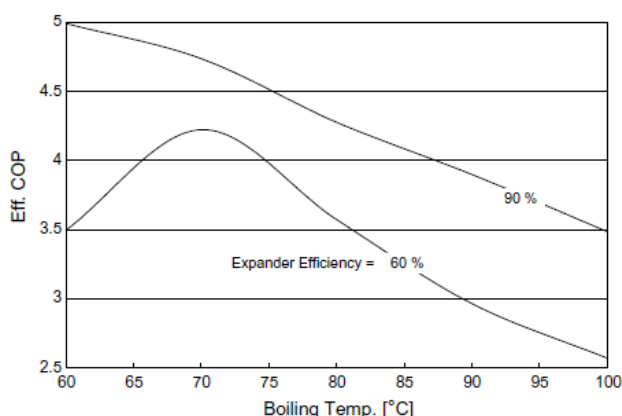
Από τη μελέτη της παραγωγής ψύξης, οι προϋποθέσεις εισόδου στο διαστολέα (expander) ταυτοποιήθηκαν ως κλειδί, για την επίτευξη χαμηλών θερμοκρασιών εξάτμισης. Οι προϋποθέσεις αυτές καθορίζεται από την ποσότητα της ψύξης που λαμβάνει χώρα στον ανορθωτή(rectifier).

Έτσι πρώτον, μειώνεται η διαθέσιμη ενέργεια του ρεύματος του ατμού, με τη μείωση της θερμοκρασίας του ατμού. Δεύτερον, ο ρυθμός ροής της μάζας είναι μειωμένος, λόγω της μερικής συμπύκνωσης που λαμβάνει χώρα στον ανορθωτή(rectifier). Αυτό το σενάριο προϋποθέτει πρώτα, ότι θα μπορούσε να υπάρξει μια αύξηση στην ψύξη, αλλά με κάποιο κόστος στο παραγώμενο έργο.

Για τον ποσοτικό προσδιορισμό της ισορροπίας μεταξύ ψύξης και παραγωγής έργου, η αποτελεσματική έκφραση του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) δίνεται παραπάνω, η οποία χρησιμοποιείται για τον προσδιορισμό, της βέλτιστης ποσότητας διόρθωσης. Η προσαρμογή στο γενικό ορισμό που γράψαμε πιο πάνω, σε μια αξιολόγηση των αποτελεσμάτων λειτουργίας του ανορθωτή(rectifier) δημιουργεί την εξής εξίσωση:

$$COP_{\text{effective}} = \frac{Q_{\text{cool w/rect}}}{(W_{\text{no rect}} - W_{\text{with rect}})}$$

Για την επίτευξη της καλύτερης ισορροπίας μεταξύ των κερδών και των απωλειών, η παραπάνω εξίσωση χρησιμοποιήθηκε, ως μια αντικειμενική συνάρτηση και μεγιστοποιήθηκε. Οι μεταβαλλόμενες παραμέτροι ήταν: η βασική συγκέντρωση του διαλύματος, η πίεση έξοδου του λέβητα και η θερμοκρασία εξόδου στον ανορθωτή (rectifier). Οι μέγιστες τιμές του ψυκτικού βαθμού απόδοσης COP παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.3 .



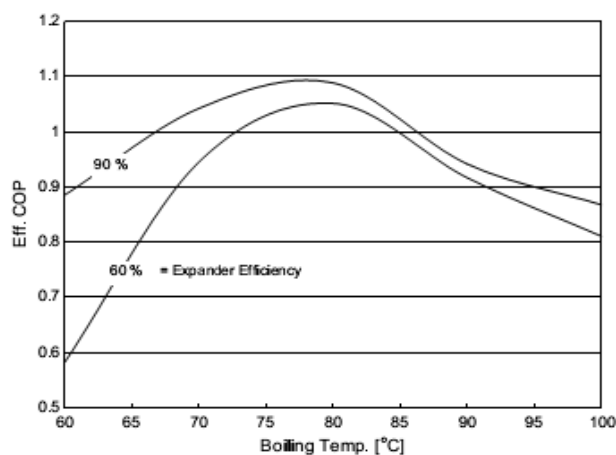
**Σχήμα 6.3** Διάγραμμα με τις μέγιστες τιμές του ψυκτικού βαθμού απόδοσης COP , όπου το έργο είναι το ποσό του έργου που χάθηκε λόγω, της λειτουργίας με διόρθωση σε σχέση με τις ισοδύναμες συνθήκες χωρίς διόρθωση.

Τα αποτελέσματα της μέγιστης αποτελεσματικότητας του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) φαίνονται αρκετά καλά. Στις καλύτερες περιπτώσεις, το έργο χάθηκε εξαιτίας των απωλειών διόρθωσης. Αυτή είναι μια συγκρίσιμη επίδοση, σε σχέση με άλλα συστήματα ψύξης ωστόσο, δεν είναι ακριβώς η πλήρης εικόνα της ενεργειακής απόδοσης δεδομένου, ότι η παραγωγή έργου-ισχύος μπορεί επίσης να βελτιστοποιηθεί. Για την περίπτωση της απόδοσης του διαστολέα (expander) κοντά στο 60%, η μείωση σε χαμηλές θερμοκρασίες οφείλεται στο ελάχιστο όριο που τοποθετείται, η θερμοκρασία εξόδου του ανορθωτή.

#### 6.4 Βελτιστοποίηση του έργου

Για μια δεδομένη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας, η βελτιστοποίηση του έργου, των συνδυασμένων αποτελεσμάτων του κύκλου, στη διαμόρφωση του συστήματος εξελίσσεται προς ένα καθαρό υγρό συστατικό, ως μέσο εργασίας στον κύκλο Rankie.

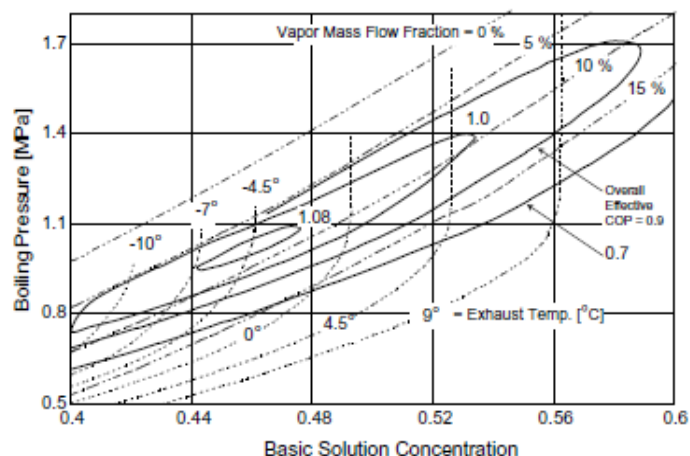
Το σχήμα 6.4 παρουσιάζει τις μέγιστες τιμές της συνολικής αποτελεσματικότητας του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) ως συνάρτηση της θερμοκρασίας βρασμού. Βασίζεται αποκλειστικά σε εκτιμήσεις της ενέργειας και των παραδοχών παρόμοιες με το διάγραμμα 6.3, στις καλύτερες συνθήκες και σχεδόν με ίσες ποσότητες εργασίας.



**Σχήμα 6.4** Διάγραμμα με τις τιμές της αποτελεσματικότητας του συνολικού ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) ως συνάρτηση της θερμοκρασίας βρασμού.

#### 6.5 Θερμοκρασίες εξάτμισης

Δεδομένου ότι στην ψύξη που παράγεται με τη μέθοδο αυτή είναι λογικό, να μην συμβαίνει καμία αλλαγή φάσης, η θερμοκρασία των καυσαερίων από τον στρόβιλο είναι το κλειδί για τον καθορισμό της ποσότητας ψύξης που μπορεί να επιτευχθεί. Επί πλέον, η θερμοκρασία των καυσαερίων θα μας υποδείξει τις κατάλληλες εφαρμογές ψύξης.



**Σχήμα 6.5** Χάρτης λειτουργίας, που δείχνει τη σχετική ευαισθησία των συνολικών ψυκτικών βαθμών απόδοσης (COP) στο κλάσμα του ατμού της ροής της μάζας και τη θερμοκρασία των καυσαερίων. Η ευαισθησία στην ροή της μάζας είναι υψηλή, ενώ με μια πιο ήπια μείωση, στην αποτελεσματικότητα του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) θα μπορούσε να αναμένεται ένα πιο ευρύ φάσμα θερμοκρασιών.

Η εξέταση της σχέσης μεταξύ της συνολικής αποτελεσματικότητας του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) και των άλλων παραμέτρων του συστήματος, παρέχουν μια καλή ένδειξη για να επιτευχθούν, οι επιθυμητές θερμοκρασίες εξάτμισης.

Ο χάρτης 6.5 προσπάθει να δείξει αυτή τη σχέση, με τη γραφική αναπαράσταση των αποτελεσμάτων σε σταθερή θερμοκρασία λειτουργίας, σε μια βασική πίεση βρασμού στο επίπεδο συγκέντρωσης του βασικού διαλύματος. Τρεις παράμετροι απεικονίζονται στο χάρτη 6.5: η συνολική αποτελεσματική τιμή του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP), η θερμοκρασία εκτόνωσης των καυσαερίων και το κλάσμα της ροής της μάζας του ατμού (το ποσοστό της βασικής ροής της μάζας που εξατμίζεται και περνάει μέσα από τον διαστολέα(expander)).

Η μέγιστη αποτελεσματικότητα του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) βρίσκεται εντός της γραμμής 1,08 του περιγράμματος, σε μια πίεση περίπου 1,03 MPa και μια βασική συγκέντρωση διαλύματος περίπου 0,46. Η αντίστοιχη θερμοκρασία των καυσαερίων και το κλάσμα της ροής του ατμού είναι  $-4.5^{\circ}\text{C}$  και 7,8%, αντίστοιχα. Το σχήμα 6.5 δείχνει ότι η αποτελεσματικότητα του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) είναι πολύ πιο ευαίσθητη στο κλάσμα της ροής του ατμού, σε σχέση με την θερμοκρασία εξάτμισης. Ως εκ τούτου, με μια ήπια μείωση των αποτελεσματικών τιμών του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP), ένα πιο μεγάλο εύρος θερμοκρασιών εξάτμισης θα μπορούσε να προσεγγιστεί.

## 6.6 Συμπεράσματα

Βλέπουμε ότι, η παραγωγή του έργου για να τη δημιουργία της ψύξης, ποσοτικοποιείται με τον καθορισμό ενός αποτελεσματικού ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP).

Με τη χρήση αυτού του αποτελεσματικού βαθμού απόδοσης (COP), ως αντικειμενική συνάρτηση, το κέρδος σε ψύξη βελτιστοποιείται και αξιολογείται. Στη μελέτη αυτή, η αξία του ανορθωτή(rectifier) έγινε εμφανής με την παραγωγή αποτελεσματικών τιμών του βαθμού απόδοσης (COP) έως και 5. Ωστόσο, όταν συνδυάζονται, η λειτουργία συγκρίνεται με ένα βελτιστοποιημένο σύστημα, του οποίου ο μέγιστος συνολικά αποτελεσματικός βαθμός απόδοσης COP είναι περίπου 1,1.

Σε σύγκριση με άλλες μελέτες και με γνώμονα τους κύκλους ψύξης, ένας ψυκτικός βαθμός απόδοσης COP 1,1 είναι εντυπωσιακός. Αυτό μπορεί να θεωρηθεί ως το κόστος του ψυκτικού κύκλου συνδυασμένης ισχύος και ψύξης. Τα προαναφερθέντα πλεονεκτήματα του κύκλου συνδυασμένης ισχύος και ψύξης θα πρέπει να υπερτερούν, σε σχέση με τη φαινομενική έλλειμματικότητα στην απόδοση.



## 7. Θερμοδυναμική ανάλυση και βελτιστοποίηση υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου με $N_2O$ .

Σε αυτό το σημείο θα γίνει μια εκτενείς αναφορά και μελέτη, της θερμοδυναμικής αναλύσης καθώς και μελέτες βελτιστοποίησης με βάση το μέγιστο ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP) του υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου  $N_2O$  και ταυτόχρονη ενεργειακή και εξεργειακή σύγκριση με τον αντίστοιχο ψυκτικό κύκλο που λειτουργεί με  $CO_2$ .

Ο ψυκτικός κύκλος  $N_2O$  παρουσιάζει υψηλότερο ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP), χαμηλότερη αναλογία πίεσης στο συμπιεστή, μειωμένη πίεση και θερμοκρασία κατάθλιψης, και υψηλότερη απόδοση του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου, σε σύγκριση με τα συστήματα που βασίζονται στο  $CO_2$ .

Η επίδραση της υπερθέρμανσης στον ατμοποιητή, είναι αμελητέα και η επίδραση της εισαγωγής ενός εσωτερικού εναλλάκτη θερμότητας είναι μέτρια, ενώ η επίδραση της χρήσης του έργου του στρόβιλου είναι σημαντική για τη βελτίωση του COP και τη μείωση της πίεσης εκτόνωσης, στη βέλτιστη κατάσταση και για τα δύο υγρά επεξεργασίας που θα μελετήσουμε.

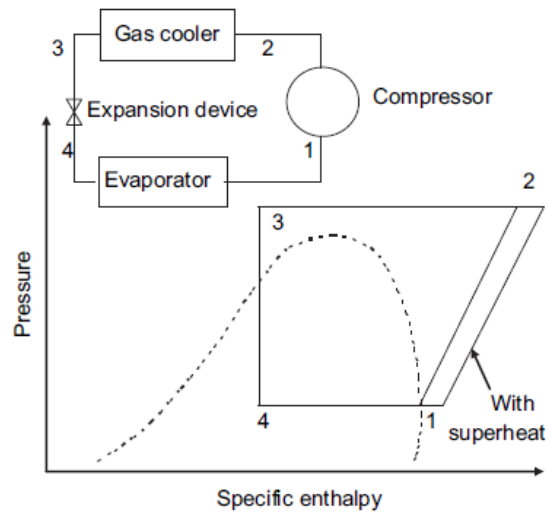
### 7.1 Θεωρητική μοντελοποίηση και προσομοίωση

Η διάταξη και το αντίστοιχο διάγραμμα πίεσης-ενθαλπίας ενός βασικού υπερκρίσιμου κύκλου  $N_2O$  ψύξης απεικονίζεται στο σχήμα 7.1. Παρόμοια με τον υπερκρίσιμο ψυκτικό κύκλο με  $C_2O$ , ρευστό κορεσμένου ή υπέρθερμου ατμού 1, συμπιέζεται στο συμπιεστή μέχρι την υπερκρίσιμη κατάσταση 2 και στη συνέχεια ψύχεται στον ψύκτη αερίου (2-3).

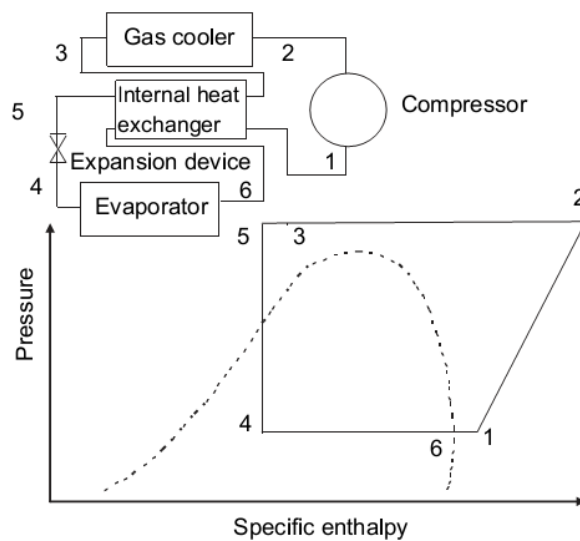
Σε αντίθεση με ένα συμπυκνωτή, στον ψύκτη αερίου η απόρριψη της θερμότητας πραγματοποιείται με μορφή ολισθένουσας θερμοκρασίας. Το υπερκρίσιμο ρευστό ρέει από τον ψύκτη αερίου διαστέλλεται (3-4) και στη συνέχεια περνάει μέσω του εξάτμιση (4-1). Η διάταξη και το αντίστοιχο διάγραμμα πίεσης-ενθαλπίας ενός βασικού υπερκρίσιμου κύκλου με  $N_2O$  με εσωτερικό εναλλάκτη θερμότητας παρουσιάζονται στο σχήμα 7.2.

Όπως φαίνεται, ο κορεσμένος ατμός από την κατάσταση 6, υπερθερμαίνεται μέχρι την κατάσταση 1 στον εσωτερικό εναλλάκτη θερμότητας και στη συνέχεια συμπιέζεται στο συμπιεστή ώστε να βρεθεί στην κατάσταση 2. Το υπερκρίσιμο ρευστό στην κατάσταση 2 ψύχεται στον ψύκτη αερίου έως την κατάσταση 3, απορρίπτοντας τη θερμότητα του, στο εξερχόμενο υγρό. Ρευστό σε υψηλή πίεση, ψύχεται περαιτέρω από την 3 έως την 5 κατάσταση στο εσωτερικό του εναλλάκτη θερμότητας και στη συνέχεια επεκτείνεται μέσω μιας συσκευής εκτόνωσης στην κατάσταση 4, που είναι η είσοδος στον εξάτμιση. Από την κατάσταση 4 έως την κατάσταση 6 ως το ψυκτικό ρευστό εξατμίζεται δίνοντας την ψυκτική ισχύ. Η διάταξη και το αντίστοιχο διάγραμμα πίεσης-ενθαλπίας της ανάκαμψης του έργου

του στρόβιλο εκτόνωσης του υπερκρίσιμου  $N_2O$  ψυκτικού κύκλου, απεικονίζονται στο σχήμα 7.3, όπου ο στρόβιλος χρησιμοποιείται ως μία συσκευή εκτόνωσης (3-4) για να βελτιώσει την απόδοση του κύκλου. Οι άλλες διαδικασίες είναι όμοιες με αυτές του βασικού κύκλου.



**Σχήμα 7.1** Διάταξη και διάγραμμα πίεσης-ενθαλπίας του υπερκρίσιμου  $N_2O$  ψυκτικού κύκλου.

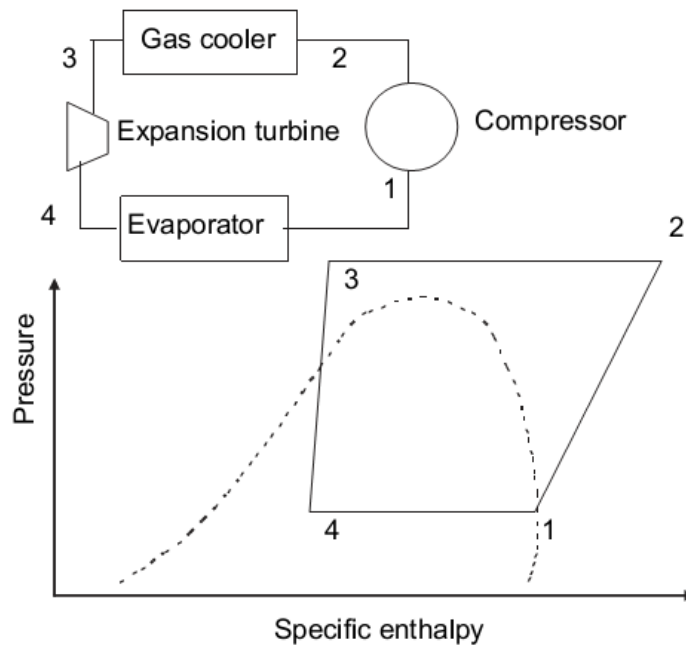


**Σχήμα 7.2** Διάταξη και διάγραμμα πίεσης-ενθαλπίας του υπερκρίσιμου  $N_2O$  ψυκτικού κύκλου με εσωτερικό εναλλάκτη θερμότητας.

Η θεωρητική μοντελοποίηση του υπερκρίσιμου κύκλου με  $N_2O$  έχει πραγματοποιηθεί με βάση την σταθερή ενεργειακή και εξεργειακή ισορροπία. Οι ακόλουθες κοινές παραδοχές έχουν γίνει με βάση τη θερμοδυναμική ανάλυση:

1. Η μεταφορά θερμότητας με το περιβάλλον, έχει αμελητέα επίδραση στον ψύκτη αερίου.

2. Η διαδικασία συμπίεσης είναι αδιαβατική, αλλά με μη-ισεντροπική αποτελεσματικότητα.



**Σχήμα 7.3** Διάταξη και διάγραμμα πίεσης-ενθαλπίας του στρόβιλου ανάκαμψης του υπερκρίσιμου  $N_2O$  ψυκτικού κύκλου.

3. Οι διαδικασίες εξάτμισης, στον ψύκτης αερίου και στον εσωτερικό εναλλάκτη θερμότητας είναι ισοβαρές.

4. Εκτός εάν αναφέρεται διαφορετικά, το ψυκτικό υγρό στην έξοδο του εξατμιστή είναι ξηρό κορεσμένο ρευστό.

Για βασικό κύκλο διαστολής (Σχήμα 7.1), στην οποία η διαδικασία διαστολής υποτίθεται, ότι είναι ισενθαλπική, η ειδική εισόδος στο συμπιεστή δίνεται από την εξίσωση:

$$w_c = h_2 - h_1 \quad (7.1)$$

Η ειδική ψυκτική επίδραση που λαμβάνεται από τον εξατμιστή εκφράζεται ως εξής:

$$q_{ev} = h_1 - h_4 \quad (7.2)$$

Ως εκ τούτου, ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης COP και η ογκομετρική χωρητικότητα δίνονται από τους εξής τύπους:

$$COP = \frac{q_{ev}}{w_c} \quad (7.3)$$

$$V_c = q_{ev} \rho_1 \quad (7.4)$$

Χρησιμοποιώντας το δεύτερο θερμοδυναμικό νόμο για κάθε στοιχείο, οι ακόλουθες σχέσεις μπορούν να καθοριστούν για τον υπολογισμό της εξεργειακής απόδοσης:

i) Μη-αναστρεψιμότητα συμπίεσής:

$$i_c = T_0 (s_2 - s_1) \quad (7.5)$$

ii) Μη-αναστρεψιμότητα βαλβίδας στραγγαλισμού:

$$i_{ed} = T_0 (s_4 - s_3) \quad (7.6)$$

iii) Μη- αναστρεψιμότητα ψύκτη αερίου:

$$i_{gc} = (h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3) \quad (7.7)$$

iv) Μη- αναστρεψιμότητα στον εξατμιστή

$$i_{ev} = T_0 (s_1 - s_4) - q_{ev} \frac{T_0}{T_e} \quad (7.8)$$

Η εξεργειακή αποτελεσματικότητα του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου του συστήματος, δίνεται από το λόγο της καθαρής παραγωμμένης εξέργειας προς την είσοδο που είναι το έργο του συμπίεστή, δηλαδή:

$$n_{II} = \frac{w_c - (i_c + i_{ed} + i_{ev} + i_{gc})}{w_c} \quad (7.9)$$

Για τον ψυκτικό κύκλο με εσωτερικό εναλλάκτη θερμότητας (Σχήμα 7.2), ο βαθμός απόδοσης και το ενεργειακό ισοζύγιο, αντίστοιχα, για εσωτερικό εναλλάκτη θερμότητας μπορεί να γραφεί ως εξής:

$$\varepsilon_{ihx} = \frac{T_1 - T_6}{T_3 - T_6} \quad (7.10)$$

$$h_1 - h_6 = h_3 - h_5 \quad (7.11)$$

Το έργο του συμπίεστή και το ψυκτικό αποτέλεσμα δίνεται από:

$$W_c = h_2 - h_1 \quad (7.12)$$

$$q_{ev} = h_6 - h_4 \quad (7.13)$$

Ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης (COP) δίνεται από την εξίσωση:

$$COP = \frac{q_{ev}}{w_c - Wt} \quad (7.14)$$

Για τον ψυκτικό κύκλο με στρόβιλο εκτόνωσης (Σχήμα 7.3), στον οποίο, η διαδικασία διαστολής υποτίθεται ότι είναι αδιαβατική, αλλά μη-ισεντροπική με δεδομένη την ισεντροπική απόδοση, ειδικά το έργο του συμπιεστή, του ψυκτικού αποτελέσματος και η ψυκτική ογκομετρική αποδοτικότητα του ψυκτικού κύκλου δίδονται από τις εξισώσεις (7.1), (7.2), (7.4). Η ισχύς του στρόβιλου και ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης (COP) δίδονται, αντίστοιχα:

$$w_t = h_3 - h_4 \quad (7.15)$$

$$cop = \frac{q_{ev}}{w_c - w_t} \quad (7.16)$$

Με βάση το θεωρητικό μοντέλο που παρουσιάζονται πιο πάνω, ένας κώδικας προσομείωσης αναπτύχθηκε για να μελετηθούν οι αποδόσεις του κύκλου για τις δεδομένες παράμετρους σχεδιασμού και λειτουργίας. Αυτός ο κωδικός ήταν ενσωματωμένος στη θερμοδυναμική υπορουτίνα 'N<sub>2</sub>O PROP' ώστε να εκτιμηθούν οι θερμοδυναμικές ιδιότητες του οξειδίου του αζώτου σε υποκρίσιμη και υπερκρίσιμη περιοχή, η οποία έχει αναπτύχθηκε αποκλειστικά για τη μελέτη αυτή.

Επαναληπτικές διαδικασίες έχουν χρησιμοποιηθεί για να προβλέφθούν οι διάφορες καταστάσεις με μεγάλη ακρίβεια. Σημειώνεται ότι παρόμοιο αριθμητικό μοντέλο αναφέρθηκε για υπερκρίσιμο ψυκτικό κύκλο του CO<sub>2</sub> με την ολοκληρωμένη θερμοδυναμική υπορουτίνα 'CO<sub>2</sub> PROP'. Το ποσοστό μη-αναστρεψιμότητας, έχει επίσης υπολογιστεί ότι αντιπροσωπεύει τη συμβολή κάθε στοιχείου, στο συνολικά μη αναστρέψιμο έργο του συστήματος και δίνεται από τη σχέση της μη-αναστρεψιμότητας του κάθε στοιχείου στο έργο του συμπιεστή.

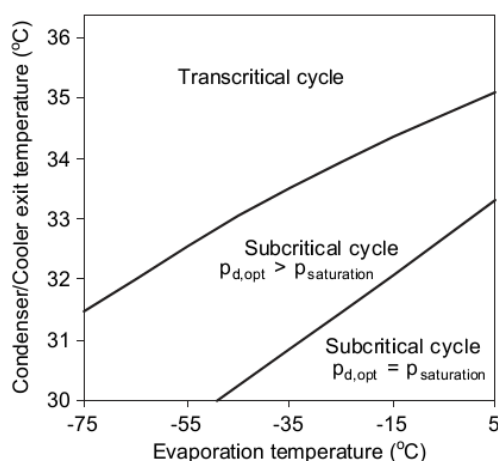
## 7.2 Αποτελέσματα και αξιολόγηση

Η απόδοση του υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου με N<sub>2</sub>O έχει αξιολογηθεί με βάση τον ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP), η οποία έχει εκτιμηθεί για διάφορες συνθήκες λειτουργίας με 0,05MPa αρχικά και σταδιακή αύξηση της πίεσης κατάθλιψης του συμπιεστή.

Η ισεντροπική απόδοση του συμπιεστή θεωρείται ότι είναι 75% στην παρούσα μελέτη. Λόγω της μοναδικής συμπεριφοράς του ρευστού N<sub>2</sub>O, οι ιδιότητες του γύρω από το κρίσιμο σημείο και πέρα από αυτό, έχουν ως αποτέλεσμα ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης (COP) του υπερκρίσιμου κύκλου N<sub>2</sub>O να ποικίλει μη-μονοτονικά με την πίεση του ψυκτικού αερίου και έτσι να υπάρχει μια βέλτιστη πίεση που οδηγεί σε μέγιστο ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP) παρόμοιο με αυτό του υπερκρίσιμου κύκλου CO<sub>2</sub>, που είναι ένας πολύ σημαντικός παράγοντας στο σχεδιασμό του συστήματος. Τα παρόντα αποτελέσματα βασίζονται στην καλύτερη δυνατή πίεση

κατάθλιψης που οδηγεί σε μέγιστο μέγιστο ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP) και δίνει σημαντικές παραμέτρους για τη βελτίωση των συνθηκών που είναι κατάλληλα σχεδιασμένες για να απεικονίσουν, τις διάφορες τάσεις απόδοσης.

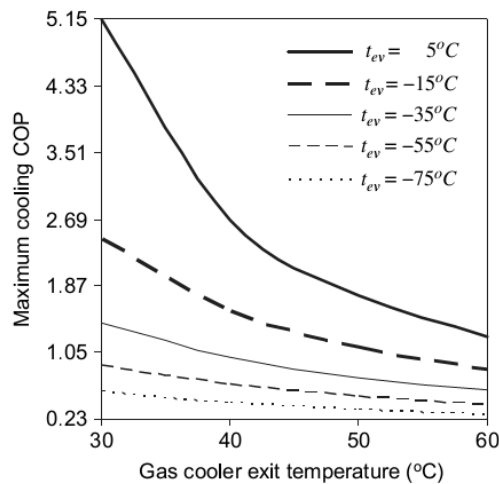
Προηγούμενη μελέτη του (Sarkar το 2007) έδειξε, ότι στην υποκρίσιμη λειτουργία του κύκλου η θερμοκρασία εξόδου του συμπυκνωτή είναι χαμηλότερη, από την κρίσιμη θερμοκρασία, εν γένει, και ότι οι ισόθερμες καμπύλες είναι σχεδόν κάθετες στο p-h διάγραμμα και ως εκ τούτου η πίεση κορεσμού που αντιστοιχεί στη θερμοκρασία εξόδου του συμπυκνωτή είναι βέλτιστη και οδηγεί στο μέγιστο COP: Ωστόσο, οι ισόθερμες καμπύλες δείχνουν μοτίβο σχήματος S (παρόμοιο με του υπερκρίσιμου κύκλου) και ως εκ τούτου, η βέλτιστη υψηλή πλευρά πίεσης είναι υψηλότερη από την πίεση κορεσμού που αντιστοιχεί με την θερμοκρασία εξόδου του συμπυκνωτή, η οποία μπορεί να παρατηρείται για ορισμένους συνδυασμούς θερμοκρασιών εξόδου εξάτμισης και συμπυκνωτής, ανάλογα με τη φύση εργαζόμενου ρευστού. Παρόμοια συμπεριφορά παρατηρείται για τον υπερκρίσιμο ψυκτικό κύκλο με  $N_2O$ .



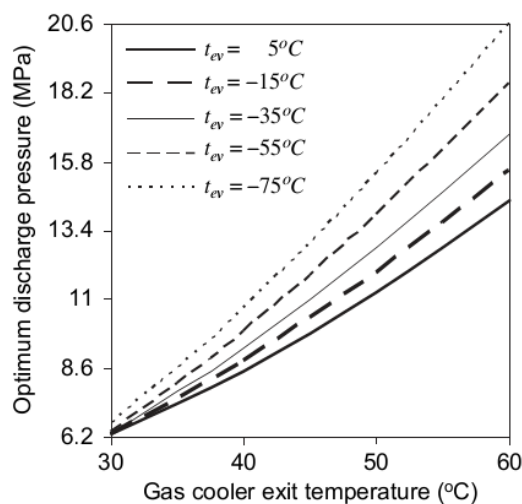
**Σχήμα 7.4** Θερμοκρασιακές ζώνες για τον υποκρίσιμο και υπερκρίσιμο με  $N_2O$  ψυκτικό κύκλο.

Όπως φαίνεται στο σχήμα 7.4 (που αντιπροσωπεύει τον συνδυασμό σε τρεις ζώνες), ο κύκλος στην μεσαία ζώνη είναι υποκρίσιμος και η βέλτιστη πλευρά υψηλής πίεσης, είναι υψηλότερη από τον κορεσμό αντίστοιχα για ορισμένους συνδυασμούς εξάτμισης και θερμοκρασιών εξόδου του ψυγείου αερίου / συμπυκνωτή (στο μέσον), ενώ η κάτω ζώνη αντιπροσωπεύει τους συνδυασμούς για υποκρίσιμο κύκλο με την πίεση κορεσμού ως τη βέλτιστη. Η υψηλότερη ζώνη, αντιπροσωπεύει το συνδυασμό για τον υπερκρίσιμο ψυκτικό κύκλο (η βέλτιστη πλευρά υψηλής πίεσης είναι υψηλότερη από την κρίσιμη πίεση).

Οι διακυμάνσεις του μέγιστου ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) και η αντίστοιχη βέλτιστη πίεση κατάθλιψης με θερμοκρασία εξόδου στον ψυκτικό αερίου, για διάφορες θερμοκρασίες εξάτμισης παρουσιάζονται στα Σχήματα 7.5 και 7.6 αντίστοιχα.



**Σχήμα 7.5** Μέγιστη διακύμανση για τον μέγιστο ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP) του βασικού ψυκτικού κύκλου.



**Σχήμα 7.6** Βέλτιστες διακυμάνσεις της πίεσης κατάθλιψης στο βασικό ψυκτικό κύκλο.

Σε χαμηλότερη θερμοκρασία εξόδου του συμπυκνωτή / ψύκτης αερίου, όπου οι συνδυασμοί θερμοκρασίας είναι στην κατώτερη ζώνη του Σχήματος 7.4, η βέλτιστη πίεση κατάθλιψης είναι αμετάβλητη με τη θερμοκρασία του εξατμιστή (σχήμα 7.6), που δείχνει την πίεση κορεσμού σε ένα υποκρίσιμο κύκλο. Με την αύξηση της θερμοκρασίας εξατμίσου και τη μείωση της θερμοκρασίας εξόδου από τον ψύκτης αερίου, ο μέγιστος ψυκτικός βαθμός απόδοσης (COP) αυξάνεται και η βέλτιστη πίεση κατάθλιψης μειώνεται, και είναι παρόμοια με την παραλλαγή στην περίπτωση υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου  $CO_2$ .

Αυτή η συμπεριφορά της βέλτιστης πίεσης εκκενώσεως οφείλεται στη φύση των αποκλινουσών γραμμών κατά τη διαδικασία της συμπίεσης με τη θερμοκρασία εξατμίσου και της ισοπεδωτικής φύσης της ισοθερμικής θερμοκρασίας στην έξοδο

του ψύκτη αερίου. Ως εκ τούτου, ο σχεδιασμός του υπερκρίσιμου κύκλου με  $N_2O$  στην υψηλότερη δυνατή θερμοκρασία εξάτμισης και την χαμηλότερη δυνατή θερμοκρασία εξόδου από τον ψύκτη αερίου είναι καλύτερη από την άποψη του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) καθώς και της βέλτιστης χαμηλότερης πίεσης κατάθλιψης.

Η επίδραση της ψυχρότερης θερμοκρασίας εξόδου από τον ψύκτη αερίου για τη βέλτιστη διακύμανση της πίεσης είναι πιο σημαντική σε σύγκριση με τη θερμοκρασία στον εξατμιστή, ωστόσο είναι εξίσου σημαντική για το μέγιστο ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP). Οι διακυμάνσεις δείχνουν ότι ο μέγιστος ψυκτικός βαθμός απόδοσης (COP) κυμαίνεται τουλάχιστον προς την ελάχιστη θερμοκρασία του εξατμιστή και την μέγιστη θερμοκρασία εξόδου του ψύκτη αερίου ενώ η βέλτιστη πίεση κατάθλιψης κινείται προς τη μέγιστη θερμοκρασία του εξατμιστή και την ελάχιστη θερμοκρασία εξόδου στον ψύκτη αερίου.

Έχουν αναφερθεί στο παρελθόν αποτελέσματα (Sarkar και Bhattacharyya, 2008) που έδειξαν ότι η ισεντροπική αποδοτικότητα του συμπιεστή έχει μια ισχυρή επίδραση στο μέγιστο ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP), ενώ η βέλτιστη πίεση κατάθλιψης του συμπιεστή συνήθως, δεν εξαρτάται από την απόδοση του συμπιεστή. Ως εκ τούτου, η βέλτιστη πίεση εκκένωσης για το βασικό ψυκτικό κύκλο δίδεται από, τον τύπο:  $P_{d,opt} = f(t_{ev}, t_{co})$ .

Η εκτέλεση της ανάλυσης για τα δεδομένα που λαμβάνονται από την προσομοίωση του κύκλου για τις θερμοκρασίες του εξατμιστή που κυμαίνονται μεταξύ  $-75^{\circ}C$  και  $5^{\circ}C$  και τις θερμοκρασίες εξόδου στον ψύκτη που κυμαίνονται μεταξύ  $30^{\circ}C$  και  $60^{\circ}C$ , η ακόλουθη σχέση έχει εδραιωθεί για να προβλέψει τη βέλτιστη πίεση κατάθλιψης (MPa):

$$P_{d,opt} = \frac{t_{co} - 20.885}{2.6 + 0.0119t_{ev}} + \frac{176.08}{t_{co}} \quad (7.17)$$

Refrigerant	$N_2O$	$CO_2$	$N_2O$	$CO_2$	$N_2O$	$CO_2$	$N_2O$	$CO_2$
$t_{ev}$ ( $^{\circ}C$ )	5	5	5	5	-55	-55	-55	-55
$t_{co}$ ( $^{\circ}C$ )	40	40	50	50	40	40	50	50
$P_{d,opt}$ (MPa)	8.52	10.1	11.28	13.2	9.90	12.1	13.94	16.52
$P_{d,opt}/P_{ev}$	2.406	2.545	3.185	3.325	18.67	21.84	26.288	29.82
$t_2$ ( $^{\circ}C$ )	78.9	83.2	105.0	108.0	198.2	224.1	236.5	260.8
$q_{ev}$ (kJ/kg)	122.8	115.9	108.7	103.1	131.7	135.4	119.1	122.6
COP	2.689	2.412	1.744	1.605	0.649	0.607	0.505	0.480
COP deviation (%)	11.50	-	8.65	-	6.84	-	5.17	-
$V_c$ (MJ/m <sup>3</sup> )	12.14	13.28	10.74	11.81	1.850	1.987	1.674	1.800

**Πίνακας 7.1** Ενεργειακή σύγκριση βασικού ψυκτικού κύκλου με  $CO_2$  και  $N_2O$  αντίστοιχα

Ο Πίνακας 7.1 αναπαριστά τη σύγκριση του κύκλου  $N_2O$  με τον αντίστοιχο κύκλο του  $CO_2$  στις βέλτιστες συνθήκες, για διάφορες θερμοκρασίες στον εξατμιστή και στην έξοδο του ψύκτη αερίου.



Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι ο ψυκτικός κύκλος με  $N_2O$  είναι καλύτερος σε σύγκριση με τον ψυκτικό κύκλο με  $CO_2$  από την άποψη της χαμηλότερης πίεσης κατάθλιψης του συμπιεστή, χαμηλότερος λόγος πίεσης συμπιεστή, χαμηλότερης θερμοκρασίας αποφόρτισης, υψηλότερη ψυκτική χωρητικότητα και υψηλότερο ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP) ωστόσο, υστερεί σε ογκομετρική χωρητικότητα ψύξης.

Η χαμηλότερη αναλογία πίεσης οδηγεί, σε υψηλότερη ισεντροπική και ογκομετρική αποδοτικότητα με αποτέλεσμα την περαιτέρω αύξηση της απόδοσης. Η απόκλιση από το μέγιστο ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP) αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας εξατμίσης εξαιτίας του γεγονότος ότι η λανθάνουσα θερμότητα των ατμών του  $N_2O$  που είναι χαμηλότεροι σε χαμηλότερη θερμοκρασία και υψηλότεροι σε υψηλότερη θερμοκρασία σε σχέση με του  $CO_2$ , ενώ η απόκλιση μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου στον ψύκτη αερίου. Η απόκλιση από την βέλτιστη πίεση εκτόνωσης αυξάνεται με τη μείωση της θερμοκρασίας του εξατμιστή, καθώς και στην έξοδο του ψύκτη αερίου και η απόκλιση της ογκομετρικής ικανότητας ψύξης δείχνουν αντίθετες τάσεις.

Refrigerant	$N_2O$	$CO_2$	$N_2O$	$CO_2$	$N_2O$	$CO_2$	$N_2O$	$CO_2$
$t_{ev}$ (°C)	5	5	5	5	-55	-55	-55	-55
$t_{co}$ (°C)	40	40	50	50	40	40	50	50
Compressor (%)	21.73	21.46	20.28	20.12	16.82	15.99	15.58	14.92
Expansion device (%)	29.08	30.63	31.18	32.84	30.56	29.70	30.96	30.40
Gas cooler (%)	25.01	26.23	32.86	32.61	27.34	30.64	33.78	35.97
Evaporator (%)	10.18	9.12	6.60	6.07	3.95	3.71	3.08	2.93
2nd law efficiency (%)	14.00	12.56	9.08	8.36	21.33	19.96	16.60	15.78

**Πίνακας 7.2** Εξεργειακή σύγκριση υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου  $N_2O$  και  $CO_2$  αντίστοιχα

Ο Πίνακας 7.2 δείχνει τη σύγκριση με βάση το δεύτερο νόμο της θερμοδυναμικής (εξεργειακή σύγκριση για διαφορετικές συνιστώσες) στη βέλτιστη πίεση εκτόνωσης για διάφορες θερμοκρασίες στον εξατμιστή και θερμοκρασίες εξόδου στον ψύκτη αερίου. Στον εξατμιστή, η θερμοκρασία του δευτερεύοντος ρευστού ( $T_e$ ) υποτίθεται ότι είναι  $10^\circ C$  πάνω από τη θερμοκρασία του εξατμιστή ενώ η θερμοκρασία περιβάλλοντος υποτίθεται ότι είναι  $30^\circ C$ .

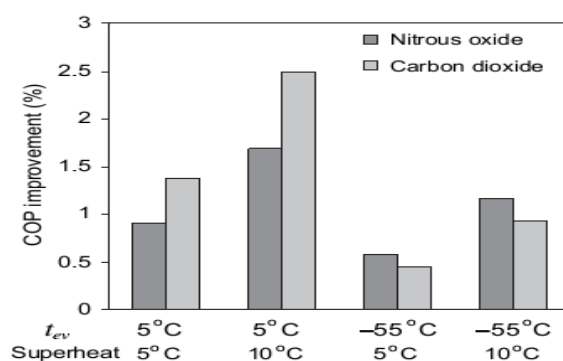
Οι κατανομές της μη-αναστρεψιμότητας δείχνουν παρόμοιες τάσεις και για τα δύο υπερκρίσιμους  $N_2O$  και  $CO_2$  κύκλους. Η μη-αναστρεψιμότητα στο συμπιεστή και στον εξατμιστή αυξάνεται, με την αύξηση της θερμοκρασίας του εξατμιστή και με μείωση τη θερμοκρασίας εξόδου στον ψύκτη αερίου. Λαμβάνοντας υπόψη τον ψύκτη αερίου και την επέκταση της μη-αναστρεψιμότητας που δείχνουν αντίθετες τάσεις. Όπως φαίνεται στον πίνακα 7.2, η συνολική μη-αναστρεψιμότητα του κύκλου για  $N_2O$  είναι χαμηλότερη και, ως εκ τούτου η αποδοτικότητα του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου είναι υψηλότερη από εκείνη για τον ψυκτικό κύκλο  $CO_2$ .

Η αποτελεσματικότητα του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου αυξάνεται με την μείωση της θερμοκρασίας στον εξατμιστή, καθώς στην έξοδο του ψύκτη αερίου.

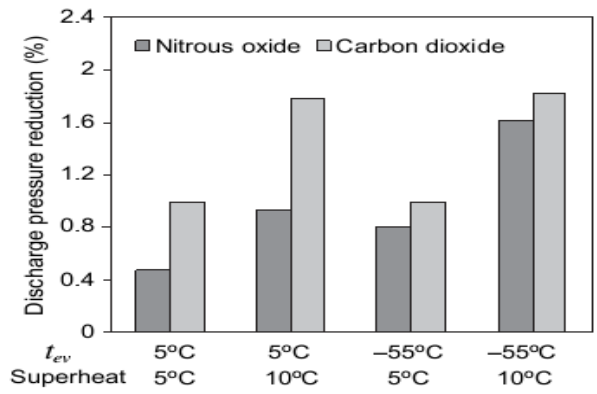
Σύγκριση του υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου με  $N_2O$  σε σχέση με τον κύκλο του  $CO_2$  στην επίδραση της υπερθέρμανσης στον εξατμιστή σχετικά με το μέγιστο ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP) και τη βέλτιστη πίεση εκτόνωσης φαίνονται στα σχήματα 7.7 και 7.8, αντίστοιχα, με θερμοκρασίες στον εξατμιστή από  $5^{\circ}C$  και  $55^{\circ}C$ , και θερμοκρασία στην έξοδο του ψύκτη αερίου  $40^{\circ}C$ . Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι ο μέγιστος ψυκτικός βαθμός απόδοσης (COP), αυξάνεται και η αντίστοιχη βέλτιστη πίεση μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας αλλά μονότονα και στους δύο κύκλους  $N_2O$  και  $CO_2$ .

Μικρότερη μείωση στην πυκνότητα από υπερθέρμανση οδηγεί σε μικρότερη αύξηση του έργου του συμπιεστή και συνεπώς υψηλότερο ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP). Η βελτίωση του μέγιστου ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) από υπερθέρμανση είναι πιο σημαντική για την επίτευξη υψηλότερης θερμοκρασία εξατμίσσης, ενώ η μείωση της βέλτιστης πίεσης είναι ακόμα πιο σημαντική για χαμηλότερες θερμοκρασίες στον εξατμιστή σε περίπτωση τόσο του  $N_2O$  όσο και του  $CO_2$ .

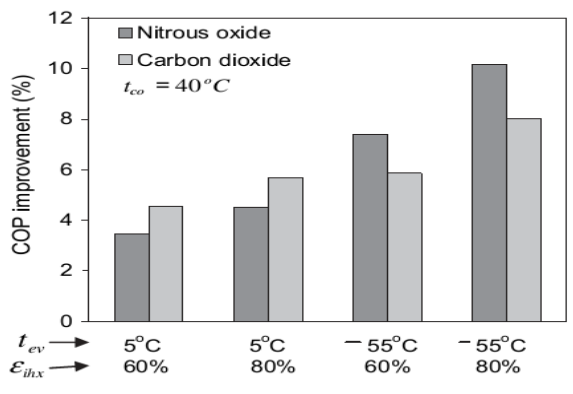
Η βελτίωση του μέγιστου ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) πάνω στο βασικό κύκλο κορεσμού για τον υπερκρίσιμο  $N_2O$  ψυκτικό κύκλο από υπερθέρμανση είναι λιγότερο σημαντική, για την υψηλότερη θερμοκρασία εξατμίσσης και περισσότερο σημαντική για χαμηλότερες θερμοκρασίες εξατμίσσης ενώ η βέλτιστη μείωση στην πίεση είναι λιγότερο σημαντική σε σύγκριση με εκείνη του κύκλου  $CO_2$ .



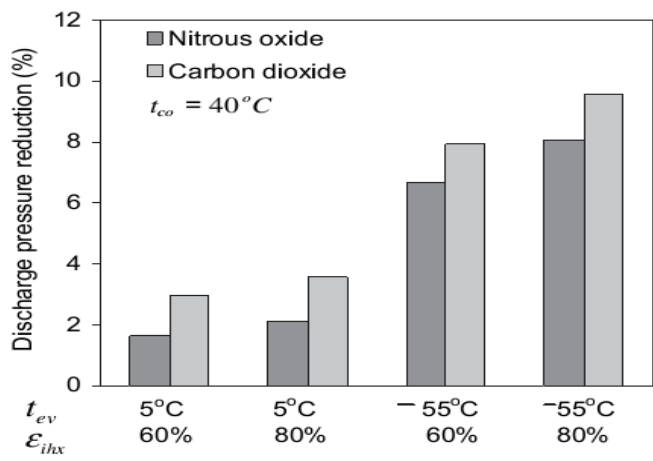
**Σχήμα 7.7** Επίδραση της υπερθέρμανσης στον εξατμιστή για τη βελτίωση του μέγιστου ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP).



**Σχήμα 7.8** Επίδραση της υπερθέρμανσης στον εξατμιστή στη βελτιστη πίεση εκκένωσης.



**Σχήμα 7.9** Επίδραση της χρήσης εσωτερικού εναλλάκτη θερμότητας στην βελτίωση του μέγιστου ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP).

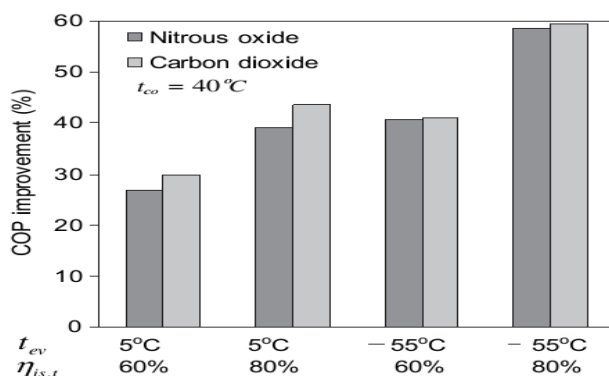


**Σχήμα 7.10** Επίδραση της χρήσης εσωτερικού εναλλάκτη θερμότητας στη βέλτιστη πίεση εκκένωσης.

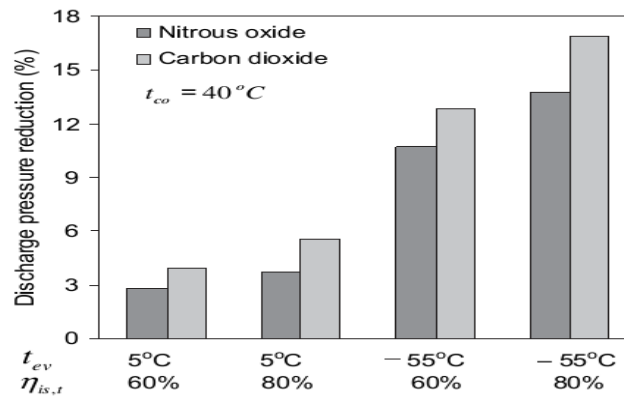
Η βελτίωση του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) και η μείωση της πίεσης εκκένωσης σε βέλτιστες συνθήκες με τη χρήση εναλλάκτη θερμότητας στον εσωτερικό υπερκρίσιμο κύκλο με  $N_2O$  και τον κύκλο με  $CO_2$  σε σύγκριση με το βασικό κύκλο επέκτασης για διάφορους ψυκτικούς βαθμούς απόδοσης φαίνονται στα σχήματα 7.9 και 7.10, αντίστοιχα στις θερμοκρασίες του εξατμιστή  $5^{\circ}C$  και  $-55^{\circ}C$  και τη θερμοκρασία εξόδου στον ψύκτη αερίου στους  $40^{\circ}C$ .

Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι οι επιπτώσεις από τη χρήση εσωτερικού εναλλάκτη θερμότητας για τη βελτίωση του μέγιστου ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) και της αντίστοιχης βέλτιστης μείωσης της πίεσης κατάθλιψης, είναι παρόμοια τόσο για τον  $N_2O$  υπερκρίσιμο ψυκτικό κύκλο και τον  $CO_2$  ψυκτικό κύκλο. Επιπτώσεις από τη χρήση εσωτερικού εναλλάκτη θερμότητας στη μέγιστη βελτίωση του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) και τη βέλτιστη μείωση της πίεσης, η οποία αυξάνεται με μείωση της θερμοκρασίας εξάτμισης, αν και η θερμοκρασία εκκένωσης του συμπιεστή αυξάνεται και μειώνεται η ογκομετρική χωρητικότητα σημαντικά.

Φαίνεται ότι το αποτέλεσμα της χρήσης του εσωτερικού εναλλάκτη θερμότητας στον υπερκρίσιμο ψυκτικό κύκλο με  $N_2O$  με σκοπό τη μέγιστη βελτίωση του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) είναι σημαντικότερο σε χαμηλότερη θερμοκρασία εξατμισής και μικρότερης σημασίας για υψηλότερη θερμοκρασία εξατμισής, ενώ η επίδραση στην βέλτιστη μείωση της πίεσης κατάθλιψης είναι λιγότερο σημαντική σε σύγκριση με τον ψυκτικό κύκλο με  $CO_2$ .



**Σχήμα 7.11** Επίδραση της χρήσης στροβίλου εκτόνωσης στο μέγιστο ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP).



**Σχήμα 7.12** Επίδραση της χρήσης στροβίλου εκτόνωσης στη βέλτιστη πίεση κατάθλιψης.

Η βελτίωση του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) και η μείωση της πίεσης εκτόνωσης σε βέλτιστες συνθήκες, χρησιμοποιώντας τον στρόβιλο εκτόνωσης και αντικαθιστώντας τη βασική συσκευή επέκτασης στους υπερκρίσιμους ψυκτικούς κύκλους με  $N_2O$  και  $CO_2$  για τις διάφορες ισεντροπικές αποδόσεις του στροβίλου, φαίνεται στα σχήματα 7.11 και 7.12, αντίστοιχα στις θερμοκρασίες του εξατμιστή 5°C και -55°C, και στη θερμοκρασία στην έξοδο του ψύκτη αερίου στους 40°C.

Παρόμοια με το υπερκρίσιμο ψυκτικό κύκλο του  $CO_2$ , η βέλτιστη πίεση κατάθλιψης, μειώνεται χρησιμοποιώντας ένα στρόβιλο εκτόνωσης και αντικαθιστώντας τη βαλβίδα εκτόνωσης, λόγω της ξεχωριστής συμπεριφοράς των ισοθερμικών και των γραμμών εκτόνωσης. Τα αποτελέσματα δείχνουν, ότι η επίδραση της χρήσης στροβίλου εκτόνωσης τόσο στον υπερκρίσιμο ψυκτικό κύκλο με  $N_2O$ , όσο και στον υπερκρίσιμο ψυκτικό κύκλο με  $CO_2$ , είναι πολύ σημαντική για τη μέγιστη βελτίωση του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP), καθώς και τη βέλτιστη μείωση της πίεσης κατάθλιψης. Ωστόσο, η αποτελεσματικότητα είναι μεγαλύτερη για τον ψυκτικό κύκλο με  $CO_2$  σε σύγκριση με τον αντίστοιχο με  $N_2O$ , εξαιτίας της πτώσης, της πίεσης στο στροβίλο.

Με τη χρήση του στροβίλου, η ικανότητα της ψύξης αυξάνεται και η συνολική ποσότητα των καθαρών εισροών μειώνεται και ως εκ τούτου ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης (COP) αυξάνεται σημαντικά. Η μέγιστη βελτίωση του ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) και η βέλτιστη μείωση της πίεσης κατάθλιψης, οδηγεί στη απότομη αυξάνση της ισεντροπικής απόδοσης του στροβίλου τόσο για τον ψυκτικό κύκλο με  $N_2O$  όσο και για τον αντίστοιχο με  $CO_2$  ψυκτικό κύκλο. Η επίδραση της χρήσης του στροβίλου ανάκτησης έργου ως συσκευή επέκτασης, σχετικά με τη βελτίωση του μέγιστου ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) και τη βέλτιστη μείωση της πίεσης κατάθλιψης, είναι πιο σημαντική για χαμηλότερη θερμοκρασία στον εξατμιστή.

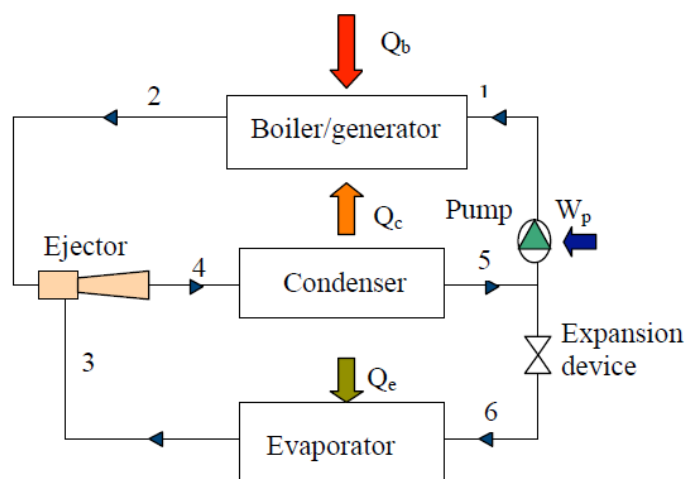
## 8. Μονοδιάστατη ανάλυση της απόδοσης ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα(ejector refrigeration cycle).

### 8.1 Περιγραφή της εγκατάστασης ψυκτικού κύκλου με χρήση εγχυτήρα.

Η ψύξη με εγχυτήρα είναι μια θερμικά οδηγούμενη τεχνολογία που έχει χρησιμοποιηθεί για εφαρμογές ψύξης εδώ και πολλά χρόνια.

Με τη σημερινή εξέλιξη της τεχνολογίας, αυτοί οι ψυκτικοί κύκλοι έχουν πολύ χαμηλότερο ψυκτικό βαθμό απόδοσης COP, σε σχέση με τα συστήματα ψύξης με συμπίεση, αλλά προσφέρει πλεονεκτήματα στην απλότητας κατασκευής και δεν διαθέτουν κινούμενα μέρη.

Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα τους είναι η ικανότητά τους, να παράγουν ψυκτική ισχύ χρησιμοποιώντας απορριπτόμενη θερμότητα ή ηλιακή ενέργεια ως πηγή θερμότητας σε θερμοκρασίες άνω των  $80^{\circ}\text{C}$ .



Σχήμα 8.1 Σχηματική απεικόνιση ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα.

Στο παραπάνω Σχήμα 8.1 φαίνεται η διάταξη του βασικού ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα, το σύστημα αποτελείται από δύο βρόχους, το βρόχο ισχύος και το βρόχο της ψύξης. Ο βρόχος ισχύος, χαμηλού βαθμού θερμότητας  $Q_b$  χρησιμοποιείται σε ένα λέβητα ή μια γεννήτρια για ατμοποίηση υψηλής πίεσης ψυκτικό ρευστό (διαδικασία 1-2). Ο ατμός υψηλής πίεσης που παράγεται, γνωστός ως πρωτεύον ρευστό, ρέει μέσα στον εγχυτήρα όπου επιταχύνεται μέσω του ακροφυσίου.

Η μείωση της πίεσης που συμβαίνει επάγει τον ατμό από τον ατμοποιητή, που είναι γνωστός ως το δευτερεύον ρευστό, στο σημείο 3. Τα δύο ρευστά αναμιγνύονται στο θάλαμο ανάμιξης πριν την είσοδο τους στο τμήμα του διαχύτη, όπου η ροή επιβραδύνει και εμφανίζεται, μια απότομη αύξηση της πίεσης. Το μικτό υγρό στη συνέχεια ρέει στον συμπυκνωτή όπου απορρίπτεται τη θερμότητα του προς το περιβάλλον,  $Q_c$ . Στη συνέχεια ένα τμήμα του υγρού που εξέρχεται, από το συμπυκνωτή στο σημείο 5 αντλείται στον λέβητα για την ολοκλήρωση του βρόχου ισχύος. Το υπόλοιπο του ψυκτικού υγρού εκτονώνεται μέσω μιας συσκευής

εκτόνωσης (βαλβίδα στραγγαλισμού) και εισέρχεται στον ατμοποιητή του βρόχου ψύξης στο σημείο 6 ως μίγμα υγρού και ατμού.

Ο ατμοποιητής παράγει το ψυκτικό αποτέλεσμα,  $Q_e$  και ο ατμός που προκύπτει στη συνέχεια ρέει μέσα στον εγχυτήρα στο σημείο 3. Το δευτερεύον ψυκτικό ρευστό αναμιγνύεται με το πρωτεύον ρευστό στον εγχυτήρα και συμπιέζεται στο τμήμα του διαχυτή πριν την είσοδο του στο συμπυκνωτή στο σημείο 4. Το μικτό υγρό συμπυκνώνεται στο συμπυκνωτή και εξέρχεται στο σημείο 5 για την επανάληψη του κύκλου ψύξης.

Το ψυκτικό σύστημα με εγχυτήρα κλιματισμού ή ψύξης το οποίο τροφοδοτείται με χαμηλού βαθμού ενέργεια μελετήθηκε στα μέσα της δεκαετίας του 1950. Για τη χρήση της ηλιακής ενέργειας ή της απορριπτόμενης θερμότητας ως πηγή θερμότητας, πολλοί ερευνητές χρησιμοποίησαν ψυκτικό όπως R11, R12, R123, R22, R113, R114, R142, ή R142b ως ψυκτικό μέσο λειτουργίας το κύκλου. Η απόδοση του συστήματος ψύξης με εγχυτήρα ωστόσο, είναι σχετικά χαμηλή σε σύγκριση με το συμβατικό σύστημα. Το βασικό πρόβλημα είναι στο σχεδιασμό του εγχυτήρα.

Ο σχεδιασμός του εκχυτήρα μπορεί να ταξινομηθεί σε δύο κατηγορίες σύμφωνα με τη θέση του ακροφυσίου. Για το ακροφύσιο με έξοδο που βρίσκονται εντός του τμήματος σταθερής περιοχής ενός εγχυτήρα, όταν η ανάμιξη του πρωτογενούς ρευστού και οι ροές συμπαρασύρονται συμβαίνει μέσα στο τμήμα σταθερής περιοχής, ο εγχυτήρας είναι γνωστός ως << εγχυτήρας ανάμιξης σταθερής επιφάνειας >>. Για το ακροφύσιο με την έξοδο του που βρίσκονται εντός του θαλάμου αναρροφήσεως η οποία είναι μπροστά από το τμήμα σταθερής περιοχής, ο εγχυτήρας αναφέρεται ως << εγχυτήρας ανάμιξης σταθερής πίεσης >>.

Για αυτό το είδος λειτουργίας, θεωρήθηκε ότι η ανάμιξη του κυρίως ρεύματος και του συμπαρασυρόμενου ρεύματος συμβαίνει στο θάλαμο αναρρόφησης με σταθερή πίεση. Είναι γνωστό ότι ο εγχυτήρας σταθερής πίεσης έχει καλύτερη απόδοση από ό,τι ο εγχυτήρας σταθερής περιοχής και έτσι χρησιμοποιείται ευρέως. Ως εκ τούτου, εμείς έχουμε επικεντρωθεί στο σχεδιασμό ενός << εγχυτήρα σταθερής πίεσης >>, αλλά με μια νέα αντίληψη, ότι συμβαίνει η ανάμιξη στο τμήμα σταθερής περιοχής. Η θεωρία της συνεχούς-πίεσης ανάμιξης στον εγχυτήρα έχει αναπτυχθεί από Keenan και συχνά χρησιμοποιείται στην ανάλυση του σταθερής πίεσης.

Ο Keenan θεωρεί ότι οι πιέσεις της πρωτοβάθμιας και της συμπαρασύρουσας ροής στην έξοδο του ακροφυσίου έχουν μια πανομοιότυπη πίεση. Η ανάμιξη των δύο ρευσμάτων, εκεί αρχίζει με μια ομοιόμορφη πίεση, δηλαδή σταθερή πίεση, μέχρι την είσοδο στο τμήματος σταθερής πίεσης.

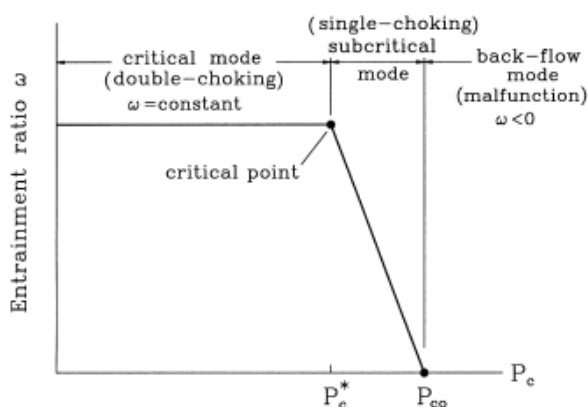
Στην πράξη, υπάρχουν δύο φαινόμενα στραγγαλισμού στην απόδοση του εγχυτήρα: ένα στην πρωτογενή ροή μέσω του ακροφυσίου και το άλλο στη συμπαρασύρουσα ροή. Επιπροσθέτως ο στραγγαλισμός στο ακροφύσιο, ο δεύτερος στον εγχυτήρα είναι αποτελέσματα της επιτάχυνσης της ροής όπου παρασύρεται από μια στάσιμη κατάσταση στο σημείο αναρρόφησης, σε μια υπερηχητική ροή στο τμήμα σταθερής περιοχής.

Το Σχήμα 8.2 δείχνει τη μεταβολή της παράσυρουσας αναλογίας σε σχέση με την πίεση επιστροφής  $P_c$  σε σταθερή πίεση αναρρόφησης  $P_e$  και σταθερή πρωτογενή πίεση ροής  $P_g$ . Η απόδοση του εγχυτήρα μπορεί στη συνέχεια να χωριστεί σε τρεις τρόπους λειτουργίας, ανάλογα με την πίεση επιστροφής  $P_c$  :

1. Διπλός στραγγαλισμός ή κρίσιμη κατάσταση  $P_c \leq P_c^*$ , ενώ η πρωτοβάθμια και η παρασύρουσα ροή τόσο του στραγγαλισμού όσο και η παρασυρούσα αναλογία είναι σταθερή, δηλαδή  $\omega = \text{σταθερό}$ .
2. Μονός στραγγαλισμός ή υποκρίσιμη λειτουργία με  $P_c^* < P_c < P_{c\infty}$ , ενώ μόνο η κύρια ροή είναι στραγγαλισμένη και το  $\omega$  αλλάζει με τη πίεση επιστροφής  $P_c$  και
3. Αντίστροφη ροή ή τη λειτουργία δυσλειτουργίας, όπως το  $P_c \geq P_{c\infty}$ , ενώ και η πρωτοβάθμια και η δευτεροβάθμια ροή δεν είναι στραγγαλισμένες και η παρασύρουσα ροή αντιστρέφεται (δυσλειτουργία),  $\omega \leq 0$ .

Το σύστημα του εγχυτήρα είχε την καλύτερη αποδοτικότητα σε κρίσιμη κατάσταση, προκειμένου γιατί αποκτά καλύτερη απόδοση. Η 1-D σταθερής πίεσης θεωρία ανάμειξης του Keenan είναι ωστόσο σε θέση να αναλύσει τον στραγγαλισμό της παρασύρουσας ροής σε κρίσιμη κατάσταση λειτουργίας. Θα δούμε ένα μονοδιάστατο μοντέλο 1-D για την ανάλυση της απόδοσης του εκχυτήρα σε κρίσιμη κατάσταση λειτουργίας. Η ανάμειξη σταθερής πίεσης θεωρείται ότι συμβαίνει μέσα σε τμήμα σταθερής περιοχής και ο στραγγαλισμός της παρασυρόμενης ροής έχει προβλεφθεί.

Στη συνέχεια διεξάγεται ένα πείραμα για να συγκριθεί η αναλυτική λειτουργία και τα αποτελέσματα των δοκιμών με τη χρήση διαφόρων εκτοξευτήρων και R141b ως το ψυκτικό ρευστό εργασίας.



**Σχήμα 8.2** Τρόποι λειτουργίας του εγχυτήρα.



## 8.2 Ανάλυση της απόδοσης του εγχυτήρα και βασικές αρχές λειτουργίας

Ο Keenan υπέθεσε, ότι η ανάμιξη των δύο ρευμάτων λαμβάνει χώρα στο εσωτερικό του θαλάμου αναρρόφησης με σταθερή ή ομοιόμορφη πίεση στην έξοδο του ακροφυσίου προς την είσοδο στο τμήμα σταθερής περιοχής. Οι Munday και Bagster υπέθεσαν, ότι μετά την έξοδο από το ακροφύσιο, το πρωτογενές ρευστό ρέει προς τα έξω χωρίς να αναμειγνύεται με τη παρασυρόμενη ροή και επάγεται στο συγκλίνοντα αγωγό για την παρασύρουσα ροή.

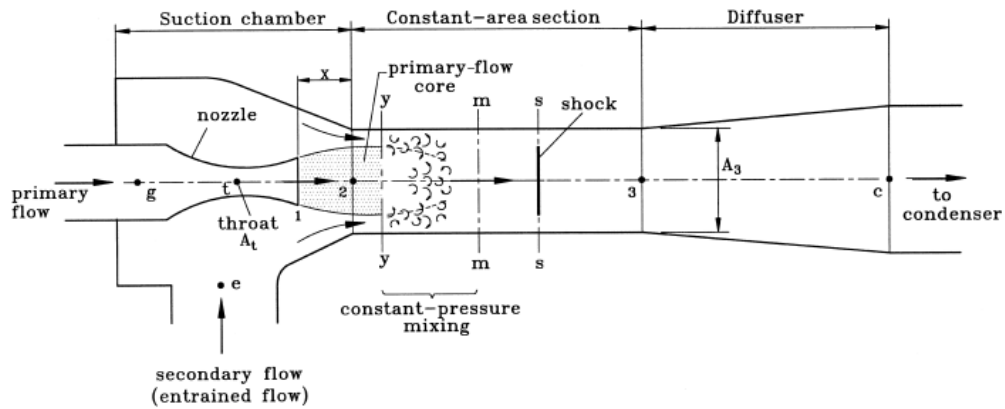
Αυτός ο αγωγός δρα ως συγκλίνον ακροφύσιο, έτσι ώστε η ροή που συμπαρασύρθηκε επιταχύνθηκε σε ηχητική ταχύτητα σε κάποια θέση, δηλαδή υποθετικό λαιμό. Μετά από αυτό, η ανάμιξη των δύο ρευμάτων ξεκινά με ομοιόμορφη πίεση. Μια υποθετική περιοχή λαιμού, ή "Αποτελεσματική περιοχή Ae", ορίστηκε για να οδηγήσει το ρευστό σε κρίσιμη κατάσταση λειτουργίας. Ο Huang προσδιόρισε περαιτέρω πειραματικά την υποθετική περιοχή του λαιμού Ae για R113 ψυκτικό ρευστό λειτουργίας του εγχυτήρα.

Στο σχηματάκι που θα εξετάσουμε, υποθέτουμε ότι ο υποθετικός λαιμός συμβαίνει μέσα στο τμήμα σταθερής περιοχής του εγχυτήρα. Έτσι, η ανάμιξη των δύο ρευμάτων λαμβάνει χώρα στο εσωτερικό του τμήματος σταθερής περιοχής με ομοιόμορφη πίεση.

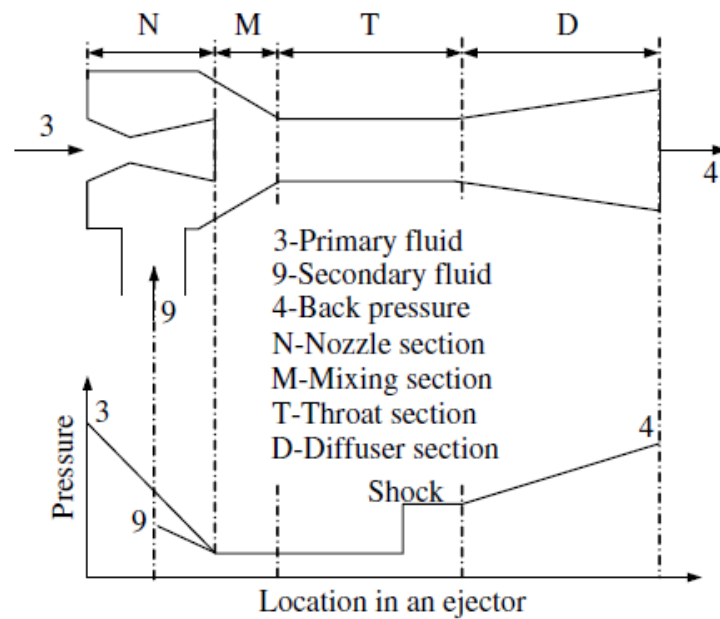
Το σχήμα 8.3 είναι ένα σχηματικό διάγραμμα που δείχνει τη διαδικασία ανάμιξης των δύο ρευμάτων στον εγχυτήρα.

Οι ακόλουθες παραδοχές που γίνονται για την σύντομη ανάλυση που θα κάνουμε ώστε να κατανοήσουμε σωστά τη λειτουργία αυτής της διαδικασίας:

1. Το εργαζόμενο ρευστό είναι ένα ιδανικό αέριο με σταθερές ιδιότητες Cp και γ.
2. Η ροή στο εσωτερικό του εγχυτήρα είναι σταθερή και μονοδιάστατη.
3. Η κινητική ενέργεια στις εισόδους του πρωτογενούς, η αναρρόφηση και η έξοδος του διαχύτη είναι αμελητέα.
4. Για λόγους απλότητας κατά τον υπολογισμό του μοντέλο 1-D, οι ισεντροπικές σχέσεις χρησιμοποιούνται προσεγγιστικά.
5. Μετά την εξάντληση από το ακροφύσιο, το κυρίως ρεύμα βγαίνει χωρίς την ανάμιξη με την παρασύρουσα ροή μέχρι μια ορισμένη διατομή γ-γ (υποθετικό λαιμό) που βρίσκεται στο εσωτερικό του τμήματος σταθερής περιοχής.
6. Τα δύο ρεύματα αρχίζουν να αναμειγνύονται στην διατομή γ-γ (υποθετικό λαιμό) με μία ομοιόμορφη πίεση, δηλαδή  $P_{\gamma\gamma} = P_{\psi\psi}$ , πριν από το σοκ που βρίσκεται στην διατομή s-s.
7. Η συμπαρασυρόμενη ροή <<στραγγαλίζεται>> κατά τη διατομή γ-γ (υποθετικό λαιμό).
8. Το εσωτερικό τοίχωμα του εγχυτήρα είναι αδιαβατικό.



Σχήμα 8.3 Σχηματικό διάγραμμα της λειτουργίας του εγχυτήρα.



Σχήμα 8.4 Δομή και διαδικασία λειτουργίας εγχυτήρα.

Ο ερευνητής αφού μελέτησε τη λειτουργία έντεκα διαφορετικών εγχυτήρων και κατέληξε στα εξής συμπεράσματα :

Στην μονοδιάστατη ανάλυση 1-D, πρέπει να γνωρίζουμε τους συντελεστές  $n_p$ ,  $\eta_s$ ,  $\phi_p$  και  $\phi_m$  οι οποίοι αντιπροσωπεύουν τις διάφορες απώλειες στο σύστημα του εγχυτήρα. Αυτές οι τιμές σχετίζονται, με το σχεδιασμό και την κατασκευή

εγχυτήρα. Αυτές εξαρτώνται από την κατασκευή, την κεντρική γραμμή ευθυγράμμισης, τη εσωτερική επιφάνεια στέλβωσης, το υλικό που χρησιμοποιείται και τις παραμέτρους της εισόδου κ.λπ. Ο καθορισμός αυτών των συντελεστών αυτών βασίζεται στην εμπειρία.

Τα αποτελέσματα της δοκιμής που χρησιμοποιούνται για τον προσδιορισμό των συντελεστών  $n_p, \eta_s, \phi_p$  και  $\phi_m$  ορίζονται στο 1-D μοντέλο που ταιριάζει με τα δεδομένα των δοκιμών, με τα αναλυτικά αποτελέσματα. Οι βάσεις για τα πειραματικά αποτελέσματα που ελήφθησαν από τους 11 εκχυτήρες με καλή ποιότητα στην κατασκευή, είναι ικανοποιητικές όταν λαμβάνουν τιμές  $n_p=0,95, \eta_s=0,85, \phi_p=0,88$ . Οι απώλειες του συντελεστή  $\phi_m$  βρέθηκαν να ποικίλουν ελαφρώς με την αναλογία περιοχής του εγχυτήρα. Ωστόσο, μια πιο βολική, αλλά περιεργή σχέση μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί ως:

$$\phi_m = 1.037 - 0.0285 \frac{A_3}{A_1} \quad (8.1)$$

Η θέση του ακροφυσίου είναι επίσης, ένας σημαντικός παράγοντας που επηρεάζει η απόδοση του εγχυτήρα. Στην παρούσα μελέτη, η απόσταση από την έξοδο του ακροφυσίου μετράται από την είσοδο του, στο τμήμα σταθερής περιοχής  $X$  και ρυθμίζεται, έτσι ώστε ο εγχυτήρας να επιτυγχάνει την καλύτερη απόδοση σε κάθε κατάσταση λειτουργίας. Έχει βρεθεί πειραματικά ότι η αναλογία  $X/d_3$  είναι περίπου 1,50 για την καλύτερη απόδοση του εγχυτήρα και τα αποτελέσματα των δοκιμών που λαμβάνονται χρησιμοποιούνται για να συγκρίνουν την ανάλυση.

Ο βαθμός υπερθέρμανσης του πρωτεύοντος και του συμπαρασύροντος ρεύματος, πριν από την είσοδο του στον εγχυτήρα είναι ένας άλλος παράγοντας που μπορεί να επηρεάσει την απόδοση.

Η υπερθέρμανση της παρασύρουσας ροής είναι στο εύρος 5 έως 20 K στο παρόν πείραμα. Βρήκαμε, ότι η απόδοση του εγχυτήρα δεν θα ποικίλει ανάλογα με το βαθμό υπερθέρμανσης της ροής σε αυτό το εύρος. Αυτό σημαίνει ότι τα αποτελέσματα της παρούσας μελέτης ισχύουν για εγχυτήρα με τον βαθμό υπερθέρμανσης άνω των 5K στη συμπαρασύρουσα ροή. Η υπερθέρμανση εξαρτάται από τη συγκεκριμένη θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του εργαζόμενου ρευστού.

Για ρευστό εργασίας με αρνητική κλίση στη γραμμή κορεσμένου ατμού στην θερμοδυναμική (δηλαδή σε σχήμα καμπάνας στη γραμμή κορεσμού) T-s διάγραμμα, μια ισεντροπική επέκταση του ατμού, πιθανώς να προκαλέσει μια συμπύκνωση η οποία θα επηρεάσει σοβαρά, τη δυναμική διαδικασία στον εγχυτήρα και την απόδοση του εγχυτήρα, καθώς το εργαζόμενο ρευστό R141b που χρησιμοποιείται στην παρούσα μελέτη έχει θετική κλίση της γραμμής κορεσμένου ατμού στο θερμοδυναμικό Διάγραμμα T-s. Ως εκ τούτου, υπερθέρμανση δεν είναι τόσο σημαντική όπως σε άλλα ψυκτικά υγρά.

Τα συμπεράσματα που βγαίνουν από αυτή την παρούσα μονοδιάστατη ανάλυση 1-D, για την πρόβλεψη της απόδοσης του εγχυτήρα σε κατάσταση κρίσιμης λειτουργίας είναι τα εξής:

Η ανάμειξη σταθερής πίεσης αναμένεται να εμφανιστεί μέσα στο τμήμα σταθερής περιοχής του εγχυτήρα και αναλύεται με την παρασύρουσα ροή σε κατάσταση στραγγαλισμού.

Έχουμε επίσης στο παρελθόν ένα πείραμα για να επαληθεύθουν τα αναλυτικά αποτελέσματα χρησιμοποιώντας 11 εγχυτήρες και R141b ως ρευστό εργασίας. Τα αποτελέσματα της δοκιμής χρησιμοποιήθηκε για τον προσδιορισμό των διαφόρων συντελεστών απόδοσης. Έχει αποδειχθεί ότι η μονοδιάστατη ανάλυση 1-D με χρήση της εμπειρικών συντελεστών μπορεί να προβλέψει με ακρίβεια την απόδοση του εγχυτήρα(ejector).

## 9. Ψύξη με απορρόφηση (absorption refrigeration cycle)

### 9.1 Περιγραφή ψυκτικού κύκλου με απορρόφηση.

Η μέθοδος αυτή σε αντίθεση με τις κλασικές διατάξεις (βλεπε υπερκρίσιμος ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης) χρησιμοποιεί δύο εργαζόμενα μέσα. Αυτά είναι το κυρίως ψυκτικό μέσο (primary fluid) και το δευτερεύον ψυκτικό μέσο απορρόφησης (secondary fluid, absorbent). Συνήθη ζεύγη ψυκτικών μέσων για ένα τέτοιο ψυκτικό κύκλο είναι το διάλυμα αμμωνίας –νερού ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ) και το διάλυμα βρωμιούχου λιθίου –νερού ( $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ).

Οι ψυκτικές διατάξεις με απορρόφηση χρησιμοποιούν για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος το φαινόμενο της ατμοποίησης και έτσι προκειμένου να έχουμε συνεχή λειτουργία με ανακύκλωση του ψυκτικού μέσου απαιτείται, να γίνει χρήση και του φαινομένου της συμπύκνωσης (χρήση συμπυκνωτή). Η διαφορά αυτών των διατάξεων ψύξης με απορρόφηση έναντι των κλασικών διατάξεων ψύξης με συμπίεση ατμού έγκειται στην μη χρήση συμπιεστή ατμού του ψυκτικού μέσου.

Για την μεταφορά του ψυκτικού ρευστού από την χαμηλή πίεση ατμοποίησης στην υψηλή πίεση συμπύκνωσης, γίνεται χρήση του φαινομένου της απορρόφησης. Λόγω της απορρόφησης, του ατμοποιηθέντος ψυκτικού ρευστού από το μέσο απορρόφησης έχουμε την χαμηλή πίεση υγρού στο διάλυμα και όχι στον ατμό, το οποίο πρέπει να μεταφερθεί στην υψηλή πίεση. Έτσι η μεταφορά αυτή γίνεται με την χρήση της κατάλληλης αντλίας. Για την λειτουργία της αντλίας αυτής απαιτείται κάποιο μηχανικό έργο το οποίο βέβαια είναι ελάχιστο σε σχέση με το αντίστοιχο που απαιτείται σε ψυκτικές εγκαταστάσεις με μηχανικό συμπιεστή.

Το χαρακτηριστικό γνώρισμα των ψυκτικών διατάξεων με απορρόφηση, είναι ότι απαιτούν ελάχιστο ή και καθόλου μηχανικό έργο και μπορούν να παράξουν ψυκτικό έργο μόνο με χρήση θερμικής ενέργειας. Η θερμική ενέργεια απαιτείται για τον εκ νέου διαχωρισμό του ψυκτικού μέσου από το μέσο απορρόφησης στην υψηλή πίεση όπου βρίσκονται. Ο διαχωρισμός αυτός επιτυγχάνεται με βρασμό και κλασματική απόσταξη. Η θερμική ενέργεια που προσδίδεται, προέρχεται είτε από υδρατμό είτε από άλλη πηγή θερμότητας όπως στην περίπτωση μας, που είναι η θεμότητα των βιομηχανικών καυσαερίων.

Στην περίπτωση μας έχουμε ψυκτικό κύκλο με  $\text{H}_2\text{O}$  και διάλυμα  $\text{LiBr}$  μιας και ο συγκεκριμένος συνδιασμός είναι φιλικός προς το περιβάλλον κάτι το οποίο είναι πολύ σημαντικό στις μέρες μας. Για την καλύτερη κατανόηση της αρχής λειτουργίας έχουμε το παρακάτω σχήμα 9.1. Στην ατμογεννήτρια – γεννήτρια (generator) προσδίδεται θερμική ενέργεια από τα βιομηχανικά καυσαέρια, η οποία ατμοποιεί το ασθενές μέσο απορρόφησης το οποίο έχει προωθηθεί στην γεννήτρια με την βοήθεια αντλίας διαλύματος. Η ατμοποίηση έχει σαν αποτέλεσμα τον πλήρη διαχωρισμό του διμερούς μίγματος και την παραγωγή υδρατμών που οδεύουν προς τον συμπυκνωτή.

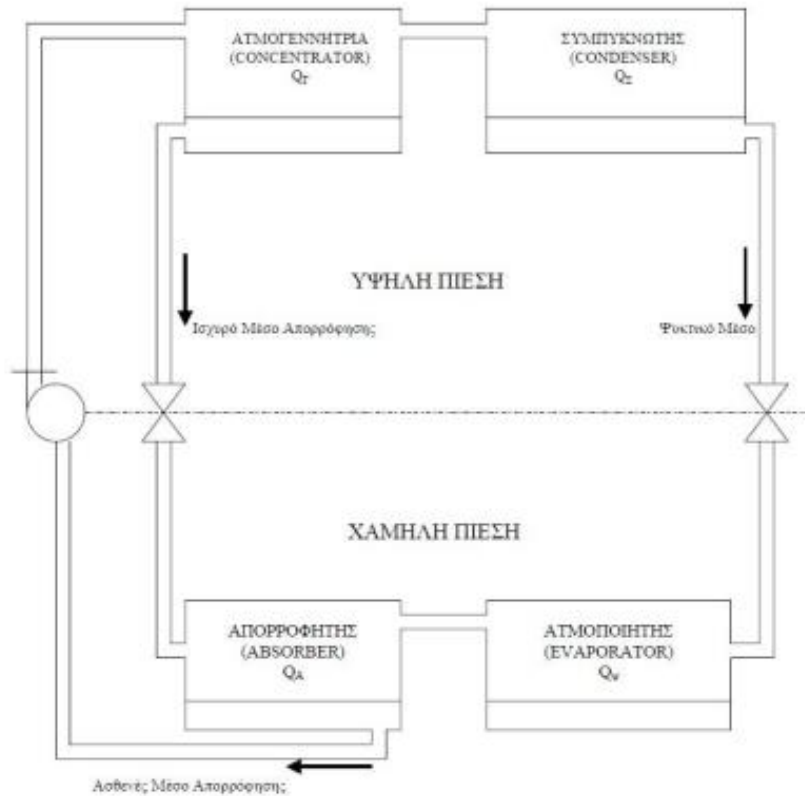
Στην διάταξη μας το ισχυρό μέσο απορρόφησης βρωμιδίου λιθίου ( $\text{LiBr}$ ) απομακρύνεται από την ατμογεννήτρια και μέσω της βαλβίδας στραγγαλισμού επιστρέφει στον απορροφητή. Ο υδρατμός οδηγείται στον συμπυκνωτή όπου

συμπυκνώνεται αποβάλλοντας την θερμότητα συμπύκνωσης. Το συμπύκνωμα πηγαίνει προς το τμήμα της εγκατάστασης με την χαμηλή πίεση διαμέσω δεύτερης βαλβίδας στραγγαλισμού και στη συνέχεια έχουμε την παραγωγή ψυκτικής ισχύος στον ατμοποιητή. Τέλος ο ατμός χαμηλής πίεσης που παράγεται στον ατμοποιητή ρέει προς τον απορροφητή όπου και απορροφάται από το ισχυρό μέσο απορρόφησης.

Το προϊόν της απορρόφησης αυτής λόγω του ότι είναι ασθενές οδηγείται με την αντλία διαλύματος εκ νέου προς τον εναλλάκτη θερμότητας και ύστερα στην γεννήτρια. Η θερμοκρασία παραγωγής του ψυκτικού έργου εξαρτάται από την πίεση που επικρατεί στον ατμοποιητή. Περαιτέρω όμως η πίεση αυτή εξαρτάται από την σύνθεση του ισχυρού μέσου απορρόφησης στον απορροφητή καθώς και από και από την θερμοκρασία στον απορροφητή. Για να υπάρξει απορρόφηση των υδρατμών από το διάλυμα βρωμιδίου λιθίου LiBr πρέπει η πίεση ατμοποίησης, να είναι μεγαλύτερη από την μερική πίεση των υδρατμών που βρίσκονται πάνω από το διάλυμα LiBr στον απορροφητή.

Κάθε ψυκτική εγκατάσταση απορρόφησης με εργαζόμενο ζεύγος LiBr-H<sub>2</sub>O περιλαμβάνει και έναν εναλλάκτη θερμότητας ο οποίος υπάρχει και στην σχηματική διάταξη του τρι-παραγωγικού ψυκτικού κύκλου που θα μελετήσουμε. Ο εναλλάκτης αυτός μεταφέρει θερμότητα από το θερμό ισχυρό μέσο απορρόφησης προς το ασθενές που οδεύει προς την ατμογεννήτρια.

Η θερμοκρασία παραγωγής της ψυκτικής ισχύος εξαρτάται από την πίεση που επικρατεί στον ατμοποιητή. Περαιτέρω, όμως η πίεση αυτή εξαρτάται από την σύνθεση του ισχυρού μέσου απορρόφησης στον απορροφητή καθώς και από την θερμοκρασία στον απορροφητή. Για να υπάρξει απορρόφηση των υδρατμών από το διάλυμα άλατος LiBr πρέπει, η πίεση ατμοποίησης να είναι μεγαλύτερη από την μερική πίεση των υδρατμών που βρίσκονται πάνω από το διάλυμα LiBr στον απορροφητή.



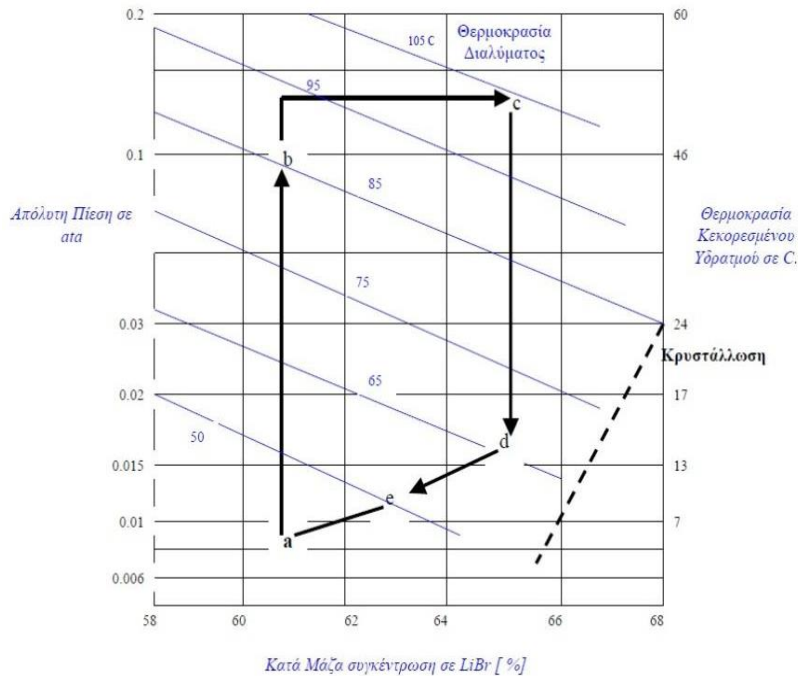
**Σχήμα 9.1** Διάταξη ψυκτικού κύκλου με απορρόφηση.

Μια πραγματική ψυκτική εγκατάσταση απορρόφησης με εργαζόμενα διαλύματα  $H_2O - LiBr$  εκτός από τα στοιχεία που απεικονίζονται περιλαμβάνει και έναν εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος μεταφέρει θερμότητα από το θερμό ισχυρό μέσο απορρόφησης προς το ασθενές που κινείται προς την ατμογεννήτρια. Επίσης περιλαμβάνει και έναν δεύτερο εναλλάκτη θερμότητας μεταξύ του θερμού συμπυκνώματος και του ψυχρού ατμού που εξέρχεται από τον ατμοποιητή. Ο δεύτερος αυτός εναλλάκτης λέγεται Εναλλάκτης Πρόψυξης.

Η παράσταση των μεταβολών του διαλύματος γίνεται συνήθως σε διάγραμμα με άξονες την κατα μάζα συγκέντρωση και την πίεση. Η μεταβολή **ab** απεικονίζει την θέρμανση του ασθενούς ψυκτικού μέσου απορρόφησης στον εναλλάκτη θερμότητας. Η περαιτέρω θέρμανση από το σημείο **b** μέχρι την «υψηλή» πίεση γίνεται εντός της ατμογεννήτριας, όπου στην συνέχεια έχουμε την παραγωγή του ατμού ψυκτικού μέσου κατά μήκος της ισόθλιπτικής μεταβολής μέχρι το σημείο **c**. Η ψύξη του ισχυρού μέσου απορρόφησης παρίσταται δια της μεταβολής **cd** και η ακολουθούσα απορρόφηση δια της μεταβολής **da**.

Οι μεταβολές αυτές λαμβάνουν χώρα μεταξύ διαλυμάτων συγκέντρωσης 61% και 65%. Από το σχήμα είναι εμφανές, ότι το σημείο **d** βρίσκεται κοντά στην οριακή γραμμή κρυστάλλωσης του διαλύματος βρωμιδίου λιθίου  $LiBr$  και πρέπει να ληφθεί μέριμνα για την αποφυγή αυτού του φαινομένου. Η εμφάνιση κρυστάλλων

οι οποίοι προκαλούν ακόμα και διακοπή της λειτουργίας και είναι ένα από τα σημαντικότερα προβλήματα των διατάξεων αυτών.



Σχήμα 9.2 Διάγραμμα πίεσης – συγκέντρωσης μάζας LiBr.

Τέλος για μεγαλύτερη ασφάλεια λειτουργίας χρησιμοποιείται ανάμιξη του ισχυρού μέσου απορρόφησης, που προέρχεται από την ατμογεννήτρια με διάλυμα από τον απορροφητή προ της εισόδου αυτού στον απορροφητή. Είναι προφανές ότι η ανάμιξη εδώ επιτρέπει την χρήση μεγαλύτερης συγκέντρωσης για το ισχυρό μέσο απορρόφησης, παρά το ότι η πίεση ατμοποίησης παραμένει εξίσου χαμηλή όπως και προηγουμένως.

## 9.2 Ανάλυση ψυκτικού κύκλου με απορρόφηση

Με την οικονομική ανάπτυξη, τα ψυκτικά μηχανήματα χρησιμοποιούνται σε όλο και περισσότερα μέρη του κόσμου, κάτι το οποίο οδηγεί σε πιο άνετη ζωή για τους ανθρώπους. Στις μέρες μας, συστήματα συμπίεσης ατμών εξακολουθούν να κυριαρχούν σχεδόν όλους τους τομείς της αγοράς και μη φυσικά υγρά επεξεργασίας, όπως CFCs και HCFCs χρησιμοποιούνται, τα οποία είναι υπεύθυνα για σοβαρά περιβαλλοντικά προβλήματα, όπως την καταστροφή του όζοντος και παγκόσμια υπερθέρμανση (γνωστό ως φαινόμενο του θερμοκηπίου) και επιπλέον πρέπει να καταναλώνουν μεγάλες ποσότητες ηλεκτρικού ρεύματος.



Το διεθνές ινστιτούτο ψύξης έχει εκτιμήσει ότι περίπου το 15% του συνόλου της ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται σε παγκόσμιος χρησιμοποιείται για την ψύξη και τον κλιματισμό, σε διάφορων ειδών διαδικασίες. Ταυτόχρονα, υπάρχει μια πολύ μεγάλη ποσότητα χαμηλής ποιότητας θερμικής ενέργειας: θερμική ενέργεια από τον ήλιο, θερμότητα που αποβάλλεται από θερμικά συστήματα, η οποία μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε κύκλο ψύξης με απορρόφηση. Παρά το γεγονός ότι τα συστήματα απορρόφησης φαίνεται να προσφέρουν πολλά πλεονεκτήματα, τα οποία μπορεί να κάνει χρήση της χαμηλής πηγής θερμότητας ωφέλιμη, είναι φιλικά προς το περιβάλλον, όμως ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης είναι πολύ χαμηλός.

Πολλοί ερευνητές έχουν επικεντρωθεί στη βελτίωση της απόδοσης του. Το πρώτο πράγμα που πρέπει να κάνουμε, είναι να βρούμε ένα καλό ζεύγος εργασίας. Μια έρευνα για ψυκτικά υγρά απορρόφησης που παρέχεται από τον Marciss ανέφερε ότι υπάρχουν 40 ψυκτικές ενώσεις και 200 απορροφητικές ενώσεις διαθέσιμες. Το δεύτερο πράγμα που πρέπει να κάνουμε είναι να βρούμε ένα καλό ψυκτικό κύκλο. Υπάρχουν πολλοί προηγμένοι ψυκτικοί κύκλοι που προτάθηκαν για τη βελτίωση της απόδοσης του κύκλο ψύξης με απορρόφηση.

Ο κύκλος ψύξης με απορρόφηση του GAX εισήχθη το 1911 από τους Altenkirch και Tenckhoff, απορροφητής ροής σε σχήμα σαλιγκαριού χρησιμοποιήθηκε για να λύσει το πρόβλημα των φτωχών υγρών φιλμ, σε ένα συμβατικό απορροφητή με ροή τύπου ταινίας. Αυτός κύκλος μπορεί να παράσχει σχετικά υψηλότερη τιμή ψυκτικού βαθμού απόδοσης (COP) από εκείνη του συμβατικού κύκλου απλού αποτελέσματος ενιαίας απορρόφησης, αλλά χρειάζεται μια υψηλότερου βαθμού πηγής θερμότητας. Το 1956, κύκλος ψύξης με απορρόφηση διπλού αποτελέσματος εισήχθη, ο κύκλος αυτός μπορεί επίσης να βελτιώσει σημαντικά την απόδοση. Αλλά αυτός κύκλος μπορεί να χρησιμοποιηθεί μόνο εάν υπάρχει μια υψηλής θερμοκρασίας πηγής θερμότητας.

Στη συνέχεια το 1985, το σύστημα απορρόφησης δύο σταδίων εισήχθη και σε σύγκριση με τα συμβατικά μονού αποτελέσματος συστήματα ψύξης με απορρόφηση, ο ψυκτικός κύκλος αυτός μπορεί, να παράξει ψύξη σε χαμηλότερες θερμοκρασίες, αλλά ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης COP είναι πολύ χαμηλότερος από εκείνο του απλού κύκλου. Το 1998, ένας νέος ψυκτικός κύκλος με απορρόφηση εισήχθη από τον Mostofizadeh, αυτός ο κύκλος προτείνεται ως μια θερμική αντλία, που θα μπορούσε επίσης να χρησιμοποιηθεί για να παράγει ψύξη.

Ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης COP αυτού του κύκλου είναι ελαφρώς μικρότερος από εκείνο της ψυκτικής απορρόφησης δύο σταδίων, αλλά έχει μια απλούστερη διαμόρφωση. Το 2002 αυτόματης κλιμάκωσης ψυκτικός κύκλος απορρόφησης εισήχθη, ώστε να μπορεί να δημιουργηθεί ψύξη σε πολύ χαμηλότερη θερμοκρασία, αλλά θα πρέπει να χρησιμοποιήσει μείγματα ως ψυκτικό μέσο. Κύκλος συμπίεσης / απορρόφησης είναι ένας άλλος προηγμένος κύκλος που έχει αναπτυχθεί για τη βελτίωση της απόδοσης των συμβατικών ψυκτικών κύκλων απορρόφησης, με την ανάκτηση της αισθητής θερμότητας της αμμωνίας στην έξοδο του συμπιεστή όπου ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης COP αυτού του κύκλου είναι υψηλότερος σε σχέση με εκείνους του μεμονωμένου συμπίεσης ή απορρόφησης των κύκλων. Αλλά αυτός ο

ψυκτικός κύκλος πρέπει να καταναλώσει επιπλέον ηλεκτρική ενέργεια για να λειτουργήσει ο συμπιεστής. Συνδυασμένος κύκλος ψύξης εκτίναξης-απορρόφησης εισήχθει τον περασμένο αιώνα .

Αυτοί οι συνδυασμένοι ψυκτικοί κύκλοι προτάθηκαν για να βελτιωθεί η απόδοση της απορρόφησης κύκλου ψύξης, αλλά οι περισσότεροι από αυτούς τους κύκλους δεν ήταν σε θέση να κάνουν χρήση της χαμηλής ποιότητας πηγή θερμότητας ώστε να παραχθεί ψύξη σε χαμηλή θερμοκρασία λόγω της χαμηλής απόδοσης του εγχυτήρα . Ο διαστολέας έχει πολύ υψηλότερη απόδοση σε σχέση με τον εγχυτήρα(ejector), αλλά οι συνδυασμένοι κύκλοι εκτίναξης-απορρόφησης προτάθηκαν ως συνδυασμός κύκλων ισχύος - ψύξεως.

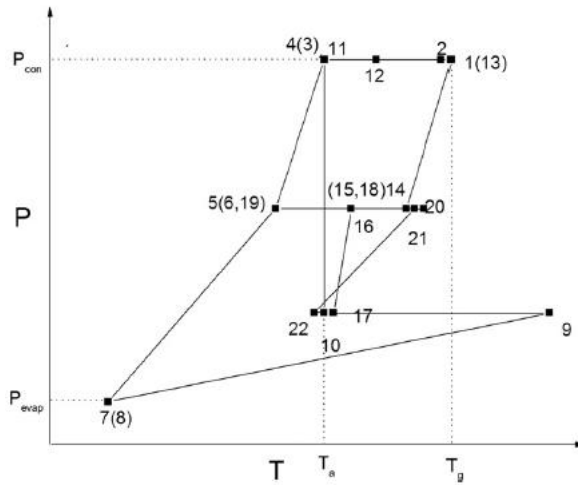
## 2. Περιγραφή του κύκλου

Το σχηματικό, P-T διάγραμμα και T-S διάγραμμα του προτεινόμενου κύκλου φαίνονται στο Σχήματα 9.4-5, αντίστοιχα. Χρησιμοποιείται μίγμα αμμωνίας / νερού για τη λειτουργία και τη μελέτη αυτού του κύκλου. Η αρχή λειτουργίας του κύκλου περιγράφεται ως εξής.

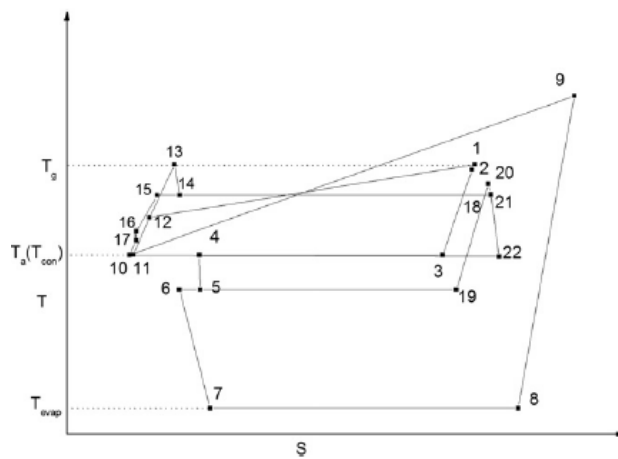
Το ισχυρό διάλυμα (διάλυμα με υψηλότερη περιεκτικότητα σε ψυκτικής συγκέντρωσης) αφήνοντας τον απορροφητή (10) αντλείται στην είσοδο του εναλλάκτη θερμότητας μίγματος (solution heat exchanger) από μία αντλία διαλύματος και ύστερα πηγαίνει στη γεννήτρια. Έπειτα αμμωνία σε μορφή αερίου (1) διαχωρίζεται από το διάλυμα στη γεννήτρια. Ο ατμός περνά μέσα από τον υπερθερμαντήρα και διαχωρίζεται στον rectifier όπου οι υδρατμοί συμπυκνώνονται ώστε να εισέρθουν στο ασθενές διάλυμα. Ο καθαρισμένος ατμός (3), ο οποίος είναι σχεδόν καθαρή αμμωνία, είναι συμπυκνωμένος σε υγρή μορφή (4) στον συμπυκνωτή. Η υγρή αμμωνία περνά από τη βαλβίδα 1 και στραγγαλίζεται σε μία ενδιάμεση πίεση (5). Αυτό το ρεύμα διαχωρίζεται σε υγρή φάση (6), και αέρια φάση (19) σε διαχωριστή υγρού-αερίου. Αφού υπερθερμανθεί στον υπερθερμαντήρα από το θερμό ατμό από τη γεννήτρια, ο υπέρθερμος ατμός (20) αναμιγνύεται με τον κορεσμένο ατμό (18) από τον διαχωριστή υγρού-αερίου<sup>2</sup>, και στη συνέχεια το μικτό υγρό (21) εκτονώνεται στον αποσυμπιεστή(expander) για την παραγωγή ενέργειας.

Η υγρή αμμωνία (6) από τον διαχωριστή υγρού-αερίου στραγγαλίζεται με εξάτμιση υπό πίεση. Στη συνέχεια αυτό το ρεύμα μετατρέπεται σε ατμό (8) στον εξατμιστή. Ο ατμός έξω από τον εξατμιστή συμπιέζεται εως την πίεση απορρόφησης από τον συμπιεστή, του οποίου η ισχύς παρέχεται από τον διαστολέα. Το ψυκτικό μέσο αμμωνία (22) από τον διαστολέα απορροφάται στον απορροφητήρα. Το ασθενές διάλυμα (13) από τη γεννήτρια να στραγγαλίζεται εως την ενδιάμεση πίεση (14) και διαχωρίζεται σε υγρή φάση και φάση ατμού στον διαχωριστή υγρού-αερίου 2. Το υγρό (15) διέρχεται μέσω του εναλλάκτη θερμότητας μίγματος, αποσυμπιέζεται εως την πίεση απορρόφησης μέσω της βαλβίδας 3, και κατόπιν ρέει μέσα στον





Σχήμα 9.4 P-T διάγραμμα του ψυκτικού κύκλου με απορρόφηση.



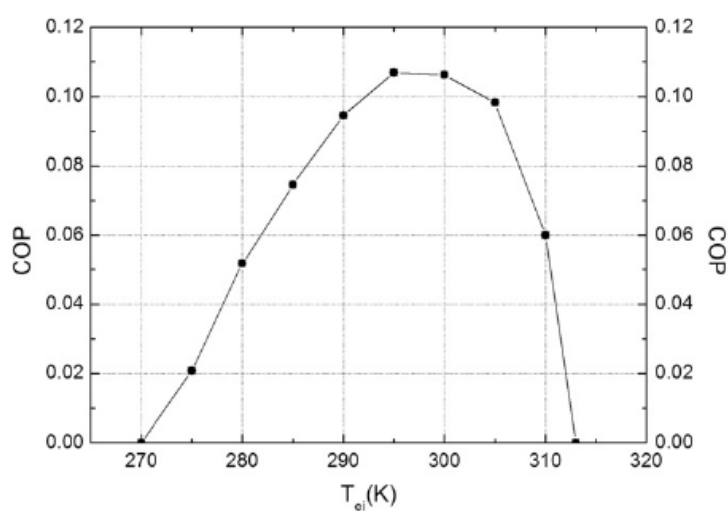
Σχήμα 9.5 T-S διάγραμμα του ψυκτικού κύκλου με απορρόφηση.

Ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης (COP) αυτού του κύκλου δίνεται από τον εξής τύπο:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_g} \quad (9.1)$$

Όπου  $Q_{evap}$  είναι η ψυκτική ισχύς που παράγεται,  $Q_g$  είναι η συνολική θερμότητα που προστίθεται στον κύκλο από την πηγή θερμότητας στη γεννήτρια.

Με παραμετρική ανάλυση που έγινε για να αξιολογηθούν τα αποτελέσματα κάθε βασικής παράμετρου για την απόδοση του ψυκτικού κύκλου με απορρόφηση, όπως τη θερμοκρασία εξάτμισης, τη θερμοκρασία που παράγεται και την ενδιάμεση πίεση. Για να αξιολογηθεί η απόδοση του κύκλου, οι ερευνητές επίσης ασχολήθηκαν τον υπολογισμό της απόδοσης του συμβατικού μονής απορρόφησης ψυκτικό κύκλο [23] και του συμβατικού κύκλου ψύξης με απορρόφηση δύο σταδίων [24] με τις ίδιες συνθήκες εργασίας. Ακολουθούν ορισμένα διαγράμματα για την εξαγωγή ορισμένων απαραίτητων συμπερασμάτων.

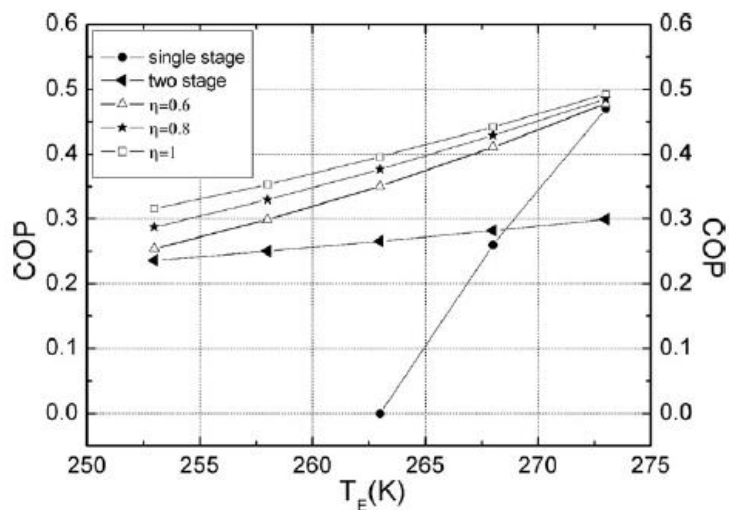


**Σχήμα 9.6** Διάγραμμα επίδρασης της ενδιάμεσης θερμοκρασίας στον ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP).

Το διάγραμμα 9.6 δείχνει την επίδραση των ενδιάμεσων θερμοκρασιών στον ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP) όταν εντάσσονται σε απόδοση η οποία είναι της τάξης του 0,6. Η ενδιάμεση θερμοκρασία ορίζεται ως η θερμοκρασία κορεσμού της αμμωνίας όταν έχουμε ενδιάμεση πίεση.

Μπορεί να γίνει εύκολα ότι ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης COP αυξάνεται πρώτα στο μέγιστο και στη συνέχεια μειώνεται καθώς η ενδιάμεση θερμοκρασία αυξάνεται. Καθώς η ενδιάμεση η ενδιάμεση θερμοκρασία, στην κατάσταση 18 αυξάνεται, την ίδια στιγμή η διαφορά πίεσης μεταξύ εισόδου και εξόδου στο διαστολέα θα αυξηθεί, και έτσι κάνει την έξοδο του διαστολέα (expander) να πατάξει περισσότερη ισχύ.

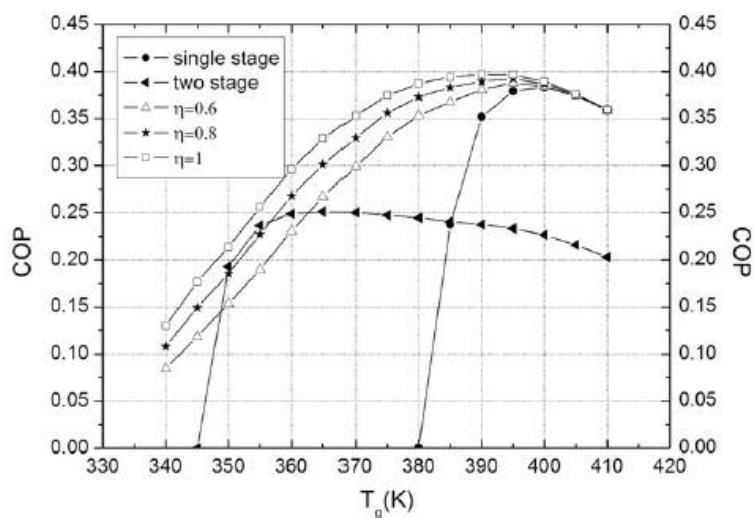
Αυτό έχει ως αποτέλεσμα ο κορεσμένος ατμός της αμμωνίας να μπορεί να συμπιεστεί σε μια μεγαλύτερη πίεση, και η ονομαστική πίεση απορρόφησης θα αυξηθεί και αυτή, κάτι το οποίο θα μειώσει την ταχύτητα κυκλοφορίας του διαλύμματος. Αυτός είναι και ο λόγος που ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης COP αυξάνεται στην αρχή. Αλλά η αύξηση της ενδιάμεσης θερμοκρασίας προκαλεί επίσης τη μείωση του ρυθμού ροής της μάζας των μιγμάτων που ρέουν μέσα στον διαστολέα (expander), η οποία με την σειρά της θα μειώσει τη δύναμη εκτόνωσης. Αυτός είναι ο λόγος που ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης COP μειώνεται αργότερα.



**Σχήμα 9.7** Διάγραμμα επιδρασης των τιμών της θερμοκρασίας εξάτμισης στον ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP).

Στο διάγραμμα 9.7 φαίνεται η επίδραση της θερμοκρασίας εξάτμισης για διάφορες τιμές στον ψυκτικό βαθμό απόδοσης COP όταν η θερμοκρασία που παράγεται είναι 370K. Είναι εμφανές ότι ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης COP και των δύο κύκλων αυξάνεται καθώς η θερμοκρασία εξάτμισης μεγαλώνει. Από το παραπάνω διάγραμμα, βρέθηκε ότι όταν η τιμή της απόδοσης είναι μεγαλύτερη από 0.6, ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης COP του νέου ψυκτικού κύκλου είναι αρκετά μεγαλύτερος, σε σχέση με αυτό των συμβατικών ψυκτικών κύκλων σε ίδιες συνθήκες λειτουργίας. Σε σχέση με τον διπλής κλιμάκωσης ψυκτικό κύκλο απορρόφησης, ο νέος ψυκτικός κύκλος το μόνο που χρειάζεται είναι μία γεννήτρια, η οποία παράγει τον ατμό ψύξης, έτσι αυτός χρειάζεται μικρότερο ποσό εισερχόμενης θερμότητας.

Για τον ψυκτικό κύκλο μονής επίδρασης, όταν η θερμοκρασία εξάτμισης είναι χαμηλή, η ταχύτητα διακίνησης του ψυκτικού μίγματος είναι υψηλή, ενώ ο νέος κύκλος μπορεί να μειώσει σημαντικά αυτή την τιμή, κάτι το οποίο οδηγεί σε υψηλότερο ψυκτικό βαθμό απόδοσης COP. Η βελτίωση του ψυκτικού βαθμού απόδοσης COP μειώνεται καθώς η θερμοκρασία εξάτμισης αυξάνεται, και όταν η θερμοκρασία εξάτμισης αυξάνεται αρκετά και οι δύο κύκλοι έχουν ένα παρόμοιο ψυκτικό βαθμό απόδοσης COP.



**Σχήμα 9.8** Διάγραμμα επιδρασης των τιμών της θερμοκρασίας παραγωγής στον ψυκτικό βαθμό απόδοσης (COP).

Στο διάγραμμα 9.8 φαίνεται η επίδραση της θερμοκρασίας παραγωγής στον ψυκτικό βαθμό απόδοσης COP συνολικά όταν η θερμοκρασία εξάτμισης είναι στους 258K. Έτσι γίνεται εμφανές από το διάγραμμα ότι ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης COP αυξάνεται αρχικά εως το μέγιστο και ύστερα μειώνεται, καθώς η θερμοκρασία παραγωγής αυξάνεται για όλους τους κύκλους. Όταν η θερμοκρασία παραγωγής αυξάνεται η ταχύτητα ροής του διαλύματος μειώνεται. Όμως, η αύξηση της θερμοκρασίας παραγωγής θα κάνει τις απώλειες να αυξηθούν, η οποία είναι και ο λόγος για τον οποίο ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης COP μειώνεται αργότερα.

Ο περιορισμός στη θερμοκρασία παραγωγής του ενιαίου ψυκτικού κύκλου απορρόφησης και τη διπλής κλιμάκωσης ψυκτικού κύκλου είναι 380 K και 345 K αντίστοιχα, ενώ ο νέος κύκλος μπορεί να έχει ψυκτικό βαθμό απόδοσης COP μεγαλύτερο από 0,1 όταν η θερμοκρασία παραγωγής μειώνεται σε 343K . Διαπιστώθηκε ότι όταν η τιμή της συνολικής αποδοτικότητας είναι υψηλότερη από 0,6 και η θερμοκρασία παραγωγής είναι μεγαλύτερη από 365 K ή μικρότερη από 350 K, ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης COP του νέου κύκλου είναι υψηλότερος από εκείνο των συμβατικών κύκλων. Εάν η τιμή της συνολικής αποδοτικότητας είναι υψηλότερη από 0,8, ο βαθμός απόδοσης COP του νέου ψυκτικού κύκλου είναι υψηλότερος από εκείνο των συμβατικών ψυκτικών κύκλων σχεδόν σε οποιοδήποτε θερμοκρασία παραγωγής για τις δεδομένες συνθήκες εργασίας.

Έτσι βλέπουμε ότι σε σύγκριση με το συμβατικό ψυκτικό κύκλο μονού αποτελέσματος, το προτεινόμενο σύστημα έχει πολύ υψηλότερο ψυκτικό βαθμό απόδοσης COP. Μπορεί επίσης να εξαχθεί το συμπέρασμα ότι ο ψυκτικός βαθμός απόδοσης COP του προτεινόμενου ψυκτικού κύκλου είναι πολύ υψηλότερος από εκείνο με διπλή κλιμάκωση ψυκτικό κύκλο σε όλες τις συνθήκες προσομείωσης, όταν η συνολική απόδοση του συστήματος είναι υψηλότερη από 0,6.

Επιπλέον, το προτεινόμενο σύστημα μπορεί να τροφοδοτείται από χαμηλού βαθμού πηγές θερμότητας και το έργο της αντλίας του νέου κύκλου μπορεί επίσης να είναι παρέχεται από τον διαστολέα(expander), τα οποία είναι μεγάλα πλεονεκτήματα σε σύγκριση με το συμβατικό ψυκτικό κύκλο απορρόφησης μονής επίδρασης.



## 10. Μοντελοποίηση

### 10.1 Περιγραφή της εγκατάστασης μας.

Στη διπλαματική μας θα μελετήσουμε ένα σύστημα τριπλής ψυκτικής ισχύος ,το οποίο αποτελείται απο ενα κύκλο Rankie ,ενα ψυκτικό κύκλο με εγχυτήρα , ενα ψυκτικό κύκλο απορρόφησης και υπερκρίσιμο ψυκτικό κύκλο με υποξείδιο του αζώτου ( $N_2O$ ) .

Η ψυκτική μας διάταξη λειτουργεί με τη χρήση μιας μόνο πηγής θερμότητας. Η ισχύς που παράγεται στην εξόδο του κύκλου Rankie χρησιμοποιείται για τη λειτουργία του συμπιεστή του υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου. Η διάταξη φαίνεται στο παρακάτω Σχήμα 10.1.

Θα γίνει μια σύντομη περιγραφή του κύκλου μας: Βιομηχανικά απορριπτόμενη θερμότητα απο καυσαέρια (1,2) χρησιμοποιείται για την λειτουργία του προτεινόμενου ψυκτικού κύκλου η οποία περνά διαμέσο, της γεννήτριας ατμού με ανάκτηση θερμότητας και τον αναγεννητή θερμότητας. Υπέρθερμος ατμός ψυκτικού υγρού R141b διοχετεύεται στο στρόβιλο για την παραγωγή μηχανικού έργου το οποίο χρησιμοποιείται για τη λειτουργία του συμπιεστή του υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου.

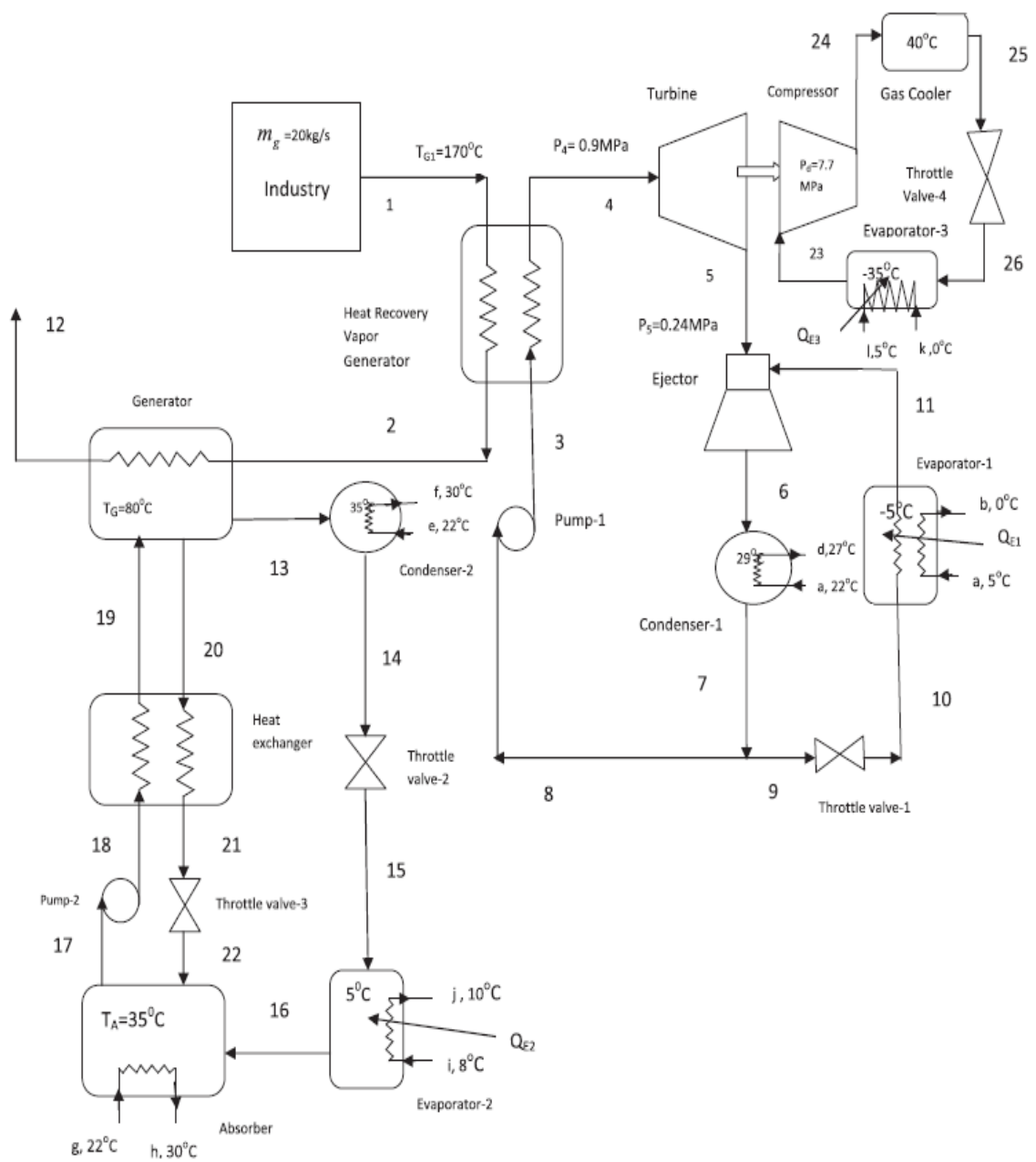
Υψηλής θερμοκρασίας και υψηλής πίεσης ατμός στο τέλος του στροβίλου, περνά διαμέσου συγκλίνον αποκλίνον υπερηχητικού ακροφυσίου του εγχυτήρα, ο οποίος δημιουργεί πολύ υψηλό κενό στο δοχείο ανάμιξης, στο θάλαμο του εγχυτήρα και προκαλεί δευτερογεννή ατμό (11) ο οποίος ρέει προς το θάλαμο ανάμιξης με υψηλή ταχύτητα. Αυτός ο δευτερεύον ατμός δημιουργεί ψυκτικό αποτέλεσμα στον ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα (6,7,9,10 &11). Ο βασικός υπερκρίσιμος κύκλος ψύξης (23,24,25,26) φαίνεται στο παρακάτω σχήμα 10.1.

Ο κορεσμένος ή υπέρθερμος ατμός συμπιέζεται από το συμπιεστή εως την υπερκρίσιμη κατάσταση (24) και στη συνέχεια ψύχεται σε ψύκτη αερίου (24,25). Το υπερκρίσιμο ρευστό από τον ψύκτη αερίου εισέρχεται στη βαλβίδα εκτόνωσης (25,26) και στη συνέχεια περνάει μέσω του ατμοποιητή (26-23) όπου έχουμε χαμηλής θερμοκρασίας ψυκτικό αποτέλεσμα. Ο βασικός ψυκτικός κύκλος με απορρόφηση  $LiBr-H_2O$  φαίνεται στο σχήμα 10.1 .Η κύρια πηγή που παρέχει την ενέργεια για την λειτουργία αυτού του κύκλου είναι τα βιομηχανικά <<χαμένα>>απορριπτόμενα καυσαέρια,από τα οποία τροφοδοτείται η γεννήτρια θερμότητας, μέσω της γεννήτριας ατμού από ανάκτηση θερμότητας του κύκλου Rankie.

Ο κορεσμένος ατμός (3) ψύχεται στο δεύτερο συμπυκνωτή εως ότου να γίνει κορεσμένο υγρό και στη συνέχεια εισέρχεται σε μία βαλβίδα σταγγαλισμού για την μείωση της πίεσης στις συνθήκες του εξατμιστή. Στη συνέχεια περνά από τον ατμοποιητή (15-16) όπου συμβαίνει το ψυκτικό φαινόμενο (ψύξη). Ο κορεσμένος ατμός (16) τροφοδοτείται στον απορροφητήρα, όπου αναμιγνύεται με το ασθενές διάλυμα που προέρχεται από τη γεννήτρια ατμού και στη συνέχεια το μίγμα αντλείται πίσω στη γεννήτρια όπου ο ψυκτικός ατμός χωρίζεται και πάλι.

Για την ανάλυση του προτεινόμενου κύκλου έχουν γίνει οι ακόλουθες παραδοχές:

- 1) Τα συστατικά (στοιχεία) του κύκλου είναι σε σταθερή κατάσταση.
- 2) Η πτώση της πίεσης στις σωληνώσεις και οι θερμικές απώλειες με το περιβάλλον στα διάφορα στοιχεία της διάταξης είναι αμελητέες.
- 3) Η ροή στις βαλβίδες είναι ισενθαλπική.
- 4) Η κατάσταση εξόδου από τον ατμοποιητή είναι κορεσμένος ατμός και στη έξοδο του συμπυκνωτή κορεσμένο υγρό.
- 5) Η κινητική, η δυναμική και η χημική εξέργεια στα διάφορα σημεία, είναι αμελητέες και μόνο η φυσική εξέργεια χρησιμοποιείται για την πηγή απορριπτόμενης θερμότητας και τη ροή του ατμού.
- 6) Το διάλυμα βρωμιδίου του λιθίου στην γεννήτρια ατμού και στον απορροφητήρα βρίσκεται σε κατάσταση ισοροπίας στις αντίστοιχες συνθήκες θερμοκρασίας και πίεσης.
- 7) Το ισχυρό διάλυμα που φεύγει από τον απορροφητήρα και το ασθενές διάλυμα που φεύγει από τον αναγεννητή είναι σε κορεσμένη κατάσταση.
- 8) Προκειμένου να αποφευχθεί η κρυστάλλωση του διαλύματος, η θερμοκρασία του διαλύματος που εισέρχεται στην βαλβίδα εκτόνωσης θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 7-8 °C μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία κρυστάλλωσης.
- 9) Το ποσό ισχύος που καταναλώνεται από την αντλία ψυκτικού υγρού και την αντλία διαλύματος έχει βρεθεί να είναι αμελητέο και έτσι το υποθέτουμε ότι είναι μηδέν.
- 10) Η διαδικασία συμπίεσης είναι αδιαβατική αλλά μη ισεντροπική με δεδομένη την αποτελεσματικότητα.
- 11) Η διεργασία στον εξάτμιση, στον ψύκτη αερίου, στον συμπυκνωτή και στον εσωτερικό εναλλάκτη θερμότητας είναι ισοβαρής.



**Σχήμα 10.1** Απεικόνιση της διάταξης του τριπλού ψυκτικού κύκλου που θα μελετήσουμε.

### Ονοματολογία

G	γεννήτρια		
$\dot{E}$	ρυθμός εξέργειας [kJ/s]	Comp	συμπιεστής
$\dot{W}$	έξοδος ισχύος [kJ/s]	gc	ψύκτης αερίου
h	ενθαλπία [kJ/s]	HRVG	γεννήτριας ατμού με ανάκτηση θερμότητας
$\dot{m}$	ρυθμός ροής μάζας [kg/s]		
s	εντροπία [kJ/kg.k]	ED	καταστροφή εξέργειας
t	θερμοκρασία[°C]	T	στρόβιλος
$LiBr - H_2O$	διάλυμα βρωμιδίου του λιθίου-νερού	TV1	βαλβίδα στραγγαλισμού-1
$R141b$	1,1-διχλωρο-1-φθοροαιθάνιο	TV2	βαλβίδα στραγγαλισμού-2
$N_2O$	πρωτοξείδιο του αζώτου	TV3	βαλβίδα στραγγαλισμού-3
RC	κύκλος rankie	TV4	βαλβίδα στραγγαλισμού-4
ERC	ψυκτικός κύκλος με εγχυτήρα	P1	αντλία-1
ARC	ψυκτικός κύκλος με απορρόφηση	P2	αντλία-2
TRC	υπερκρίσιμος ψυκτικός κύκλος	HX	εναλλάκτης θερμότητας
A	απορροφητής	d	διαχύτης
E	ατμοποιητής	n	ακροφύσιο
C1	συμπυκνωτής-1	m	δοχείο ανάμιξης
C2	συμπυκνωτής-2	pf	πρωτεύουσα ροή
$\dot{I}$	εξεργειακή καταστροφή	sf	δευτερεύουσα ροή
Ελληνικά σύμβολα		mf	μικτό ρευστό
$\mu$	αναλογία ρυθμού ροής μάζας	s	μίγμα διαλύματος $LiBr - H_2O$
$\eta$	αποδοτικότητα[%]	f	ψυκτικό ρευστό
		g	απορριπτόμενη θερμότητα
		r	ψυκτικό νερό
		1,2,3...a,b,c...	σημεία του σχήματος 10.1

### 10.2 Παρουσίαση αναλογίας

Ορίζουμε ως την αναλογία, το ρυθμού ροής της δευτερεύουσας μάζας (συμπαρασυρουντα ατμού) προς τον πρωτεύοντα ρυθμό ροής της μάζας (κινούμενου ατμού). Αυτή είναι μια σημαντική παράμετρος για την περιγραφή της απόδοσης ενός εγχυτήρα. Η διατύπωση και η ανάλυση της αναλογίας είναι βασισμένη στις εξισώσεις της μάζας, της ορμής, και της ενέργειας που πρόσφατα αναπτύχθηκε απο τον Dai το 2009 και μπορεί να γραφτεί ως εξής :

$$\mu = \sqrt{n_n n_m n_d (h_{pf,n1} - h_{pf,n2,s'}) / (h_{mf,d,s'} - h_{mf,m})} - 1 \quad (10.1)$$

Οι αποδόσεις των ακροφυσίων, του δοχείου ανάμιξης και διάχυσης καθώς και οι απαιτούμενες τιμές ενθαλπίας στα διάφορα σημεία της διάταξης μας βρίσκονται στον επόμενο πίνακα.

### Κύριες παραδοχές για την ανάλυση

Θερμοκρασία περιβάλλοντος (°C)	15
Πίεση περιβάλλοντος (MPa)	0.10135
Πίεσεις εισόδου στο στρόβιλο (MPa)	0.9-1.7
Θερμοκρασίες απορριπτόμενης θερμότητας καυσαερίων (°C)	160-180
Στοιχειομετρική ανάλυση καυσαερίων	96.16% $N_2$ , 3.59% $O_2$ , 0.23% $H_2O$ , 0.02% $NO$ + $NO_2$
Πιέσεις εξόδου από το στρόβιλο (MPa)	0.22-0.3
Ισεντροπική αποδοτικότητα στροβίλου (%)	85
Θερμοκρασία Ατμοποιητή-1(κύκλος με εγχυτήρα) (°C)	(-1)-(-9)
Θερμοκρασία Ατμοποιητή-2(υπερκρίσιμος κύκλος) (°C)	-35
Θερμοκρασία Ατμοποιητή-3(κύκλος με απορρόφηση) (°C)	5
Θερμοκρασία Συμπυκνωτή-2 (°C)	35
Θερμοκρασία Ψύκτη αερίου (°C)	40
Ρυθμός ροής μάζας των καυσαερίων (kg/s)	20.0
Ισεντροπική απόδοση αντλίας(%)	70
Απόδοση γεννήτριας ατμού με ανάκτηση θερμότητας(HRVG) (%)	100
Θερμοκρασιακή διαφορά σημείου pinch(°C)	10.0
Αποδοτικότητα ακροφυσίου(%)	90
Αποδοτικότητα δοχείου ανάμειξης(%)	85
Αποδοτικότητα διαχύτη (%)	85
Ισεντροπική απόδοση συμπιεστή(%)	75
Πιέσεις παροχής συμπιεστή(MPa)	8.355-10.335

### 10.3 Μελέτη των εργαζόμενων ψυκτικών μέσων.

Τα εργαζόμενα ρευστά που επιλέγονται για την λειτουργία της προτεινόμενης διάταξης θα πρέπει:

1. Να είναι φιλικά προς το περιβάλλον.
2. Να έχουν καλές θερμοδυναμικές ιδιότητες για ψύξη.
3. Το ρευστό θα πρέπει να είναι χημικά σταθερό, μη τοξικό, μη εκρηκτικό, μη διαβρωτικό.
4. Να έχει χαμηλό δυναμικό στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και να μην προκαλεί καταστροφή της στοιβάδας του όζοντος.
5. Να είναι διαθέσιμο με χαμηλό κόστος (οικονομικό).

Για να ανταποκριθούμε στις ανώτερες απαιτήσεις τα ρευστά που θα χρησιμοποιηθούν είναι τα ακόλουθα:

Ψυκτικός κύκλος με εγχυτήρα (ERC)	<i>R141b</i>
Υπερκρίσιμος ψυκτικός κύκλος (TRC)	<i>N<sub>2</sub>O</i>
Ψυκτικός κύκλος με απορρόφηση (ARC)	<i>Libr – H<sub>2</sub>O</i>

Ακολουθεί αναλυτική περιγραφή κάθε ρευστού καθώς και διαγράμματα με τις θερμοδυναμικές ιδιότητες οι οποίες μας παρέχουν απαραίτητες πληροφορίες για το υπολογιστικό κομμάτι της διπλωματικής.

#### 10.3.α R141b (1,1-διχλωρο-1-φθοροαιθάνιο)

Στην εργασία μας ένας από τους τρεις ψυκτικούς κύκλους και συγκεκριμένα αυτός με τη χρήση εγχυτήρα, χρησιμοποιεί για την λειτουργία του το ψυκτικό υγρό τύπου R141b.

Σε αυτό το σημείο θα γίνει μια αναφορά των ιδιοτήτων του καθώς και της χρησιμότητας του. Αρχικά ο μοριακός τύπος του συγκεκριμένου ρευστού είναι ο εξής:  $C_2H_3Cl_2F$ , η μοριακή του μάζα είναι :116.94g/mol, η πυκνότητα του είναι 1.25 g/cm<sup>3</sup> στους 20°C, έχει σημείο τήξης τους -103.5°C, έχει σημείο βρασμού τους 32°C και έχει διαλυτότητα στο νερό 4g/L στους 20°C.

Τα ρευστά αυτού του είδους που ονομάστηκαν και νανορευστά προσέλησαν ερευνητές με πολλούς τρόπους λόγω των ενίσχυμένων τους ιδιοτήτων στη μεταφορά της θερμότητας. Έχουν καλύτερη απόδοση στην μεταφορά θερμότητας από τα παραδοσιακά ψυκτικά μέσα.

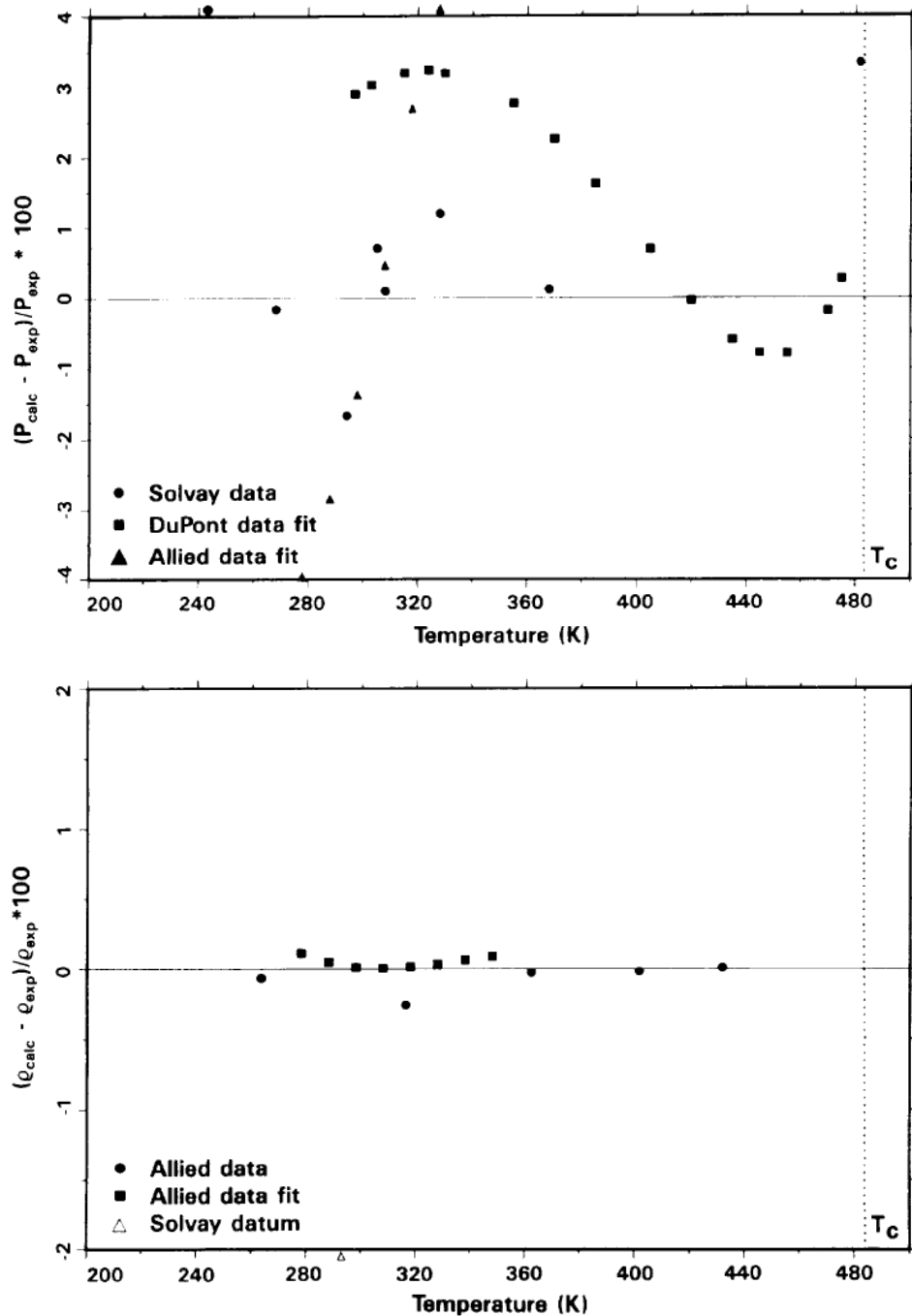
Αρκετά πειράματα έχουν γίνει για τη μελέτη των ρευστών αυτών, τα οποία ως επί το πλείστον σχετίζονται με την απόδοση της μεταφοράς θερμότητας αυτών των ρευστών. Η θερμική αγωγιμότητα, το ιξώδες και η πυκνότητα είναι οι βασικές

θερμοφυσικές ιδιότητες που πρέπει να αναλυθούν πριν από την ανάλυση των επιδόσεων τους. Σε αυτή την αναφορά θα αναλυθούν, οι ογκομετρικές επιπτώσεις της θερμικής αγωγιμότητας και το ιξώδες .

Η πυκνότητα του ψυκτικού ρευστού R141b έχει μελετηθεί για διαφορετικές κλίμακες θερμοκρασίας. Με βάση την ανάλυση για αυτά τα νανορευστά και συγκεκριμένα το r141b βρέθηκε ότι, η θερμική αγωγιμότητα αυξάνεται με την αύξηση των συγκεντρώσεων όγκου και της θερμοκρασίας. Ωστόσο, το ιξώδες και η πυκνότητα αυξάνει αναλόγως με την αύξηση της συγκεντρώσεως του όγκου και μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας. Όπως, η απόδοση της μεταφοράς θερμότητας αυξάνει με την αύξηση της θερμικής αγωγιμότητας και την πτώση της πίεσης έτσι και η ισχύς άντλησης αυξάνει με την ενίσχυση του ιξώδους και της πυκνότητας. Ως εκ τούτου, η βέλτιστη συγκέντρωση όγκου των νανορευστών θα μπορούσε να βελτιώσει σημαντικά την απόδοση σε ένα σύστημα ψύξης.

Το ψυκτικό ρευστό R141b (1,1-διχλωρο-1-φθοροαιθάνιο) αναπτύσσεται ενεργά από διάφορους κατασκευαστές χημικών, αλλά μόνο διάσπαρτα και αδημοσίευστα στοιχεία είναι διαθέσιμα. Οι αναφερόμενες τιμές για την κρίσιμη περιοχή θερμοκρασιών από 480.9 έως 483.4 K. Η επιλογή της τιμής 481,5K δίνεται από τον Solvay (1989) είναι σε μεγάλο βαθμό αυθαιρετή και καμία από τις τιμές δεν τεκμηριώνονται. Η κρίσιμη πυκνότητα βασίζεται σε κρίσιμους παράγοντες συμπιεστότητας δίνεται από τη Solvay (1989). Η κρίσιμη πίεση και η αναμενόμενη κρίσιμη πυκνότητα που αναφέρθηκαν από τον Dupont απορρίφθηκαν κυρίως επειδή έδωσαν ένα κρίσιμο παράγοντα συμπιεστότητας ο οποίος θεωρήθηκε ότι ήταν εξωπραγματικά υψηλός (0,314). Ως σημείο πήξης του 170 K είναι μία παράμετρος που οι Daikin (1989), Dupont, και η Solvay συμφωνήσουν.

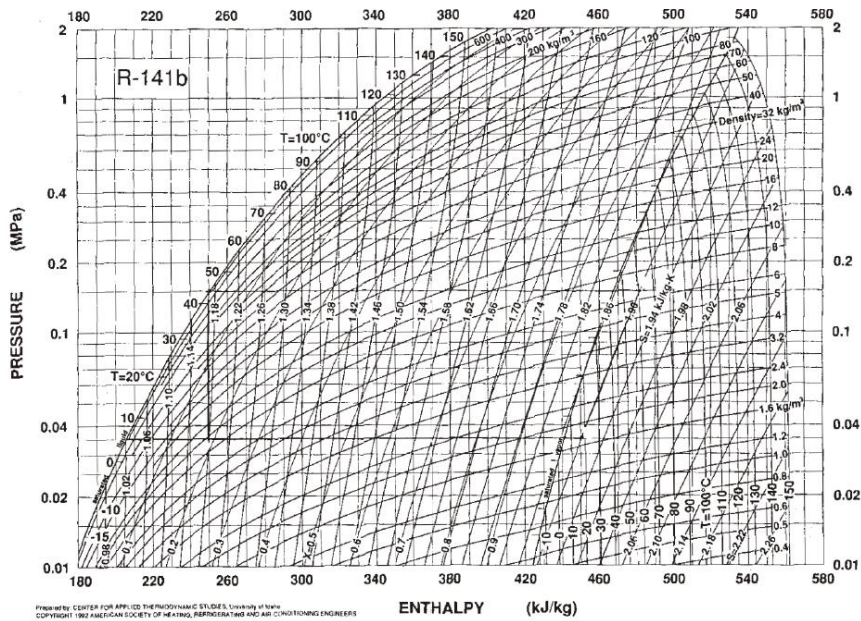
Τα δεδομένα πίεσης του ατμού για το R141b διαφέρουν πολύ από το επιθυμητό. Ο Dupont παρουσιάζει γραφικά 21 σημεία δεδομένων 298 - 480 K και επίσης μια συσχέτιση αυτών των δεδομένων. Οι πιέσεις δεν θα μπορούσε με ακρίβεια διαβάσουν από τογράφημα, και, ως εκ τούτου, η τάση των ατμών αξιολογήθηκε από την αντιστοιχία τους στις θερμοκρασίες που αντιστοιχούν στα σημεία των δεδομένων. Ένας άλλος συσχετισμός από την Allied (1989) για το θερμοκρασιακό εύρος 278-338K σχηματίστηκε με παρόμοιο τρόπο. Η Solvay αναφέρει τα έξι σημεία 243-368K. Όπως φαίνεται στο Σχήμα 10.2 , οι πυκνότητες που μετρώνται με την τεχνική <<κουκίδας>> συμφωνούν πολύ καλά με τα δεδομένα του πυκνόμετρου (που παρουσιάζονται από άποψη συσχέτισης).



Σχήμα 10.2

Στη συνέχεια ακολουθούν ένας πίνακας καθώς και ένα διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας (p-h) με τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του ψυκτικού μας ρευστού R141b που θα χρησιμοποιηθεί στον ψυκτικό κύκλο με εκτίναξη της διάταξης μας. Τα στοιχεία των πινάκων και του διαγράμματος μας είναι μείζονος σημασίας, διότι μας παρέχουν σημαντικά θερμοδυναμικά στοιχεία τα οποία είναι απαραίτητα για τον υπολογισμό της ενέργειας και των διαφόρων μεγεθών του συστήματος στην εργασία μας.





Σχήμα 10.3 Διάγραμμα πίεσης –ενθαλπίας (p-h) του ψυκτικού υγρού R141b

Properties of R141b (Parentheses indicate extrapolation of data)			
Temp. (°C)	Vapor Pressure (kPa)	Sat. Liq. Density (kg/m <sup>3</sup> )	Henry's const. (kPa/Mass%)
-40.0	( 2.9)	(1356.3)	
-35.0	( 4.0)	(1346.7)	
-30.0	5.5	(1337.1)	
-25.0	7.5	(1327.5)	
-20.0	9.9	(1317.9)	
-15.0	13.0	(1308.2)	
-10.0	16.9	1298.6	
-5.0	21.6	1288.9	
0.0	27.4	1279.2	( 221.)
5.0	34.4	1269.5	( 312.)
10.0	42.8	1259.8	( 435.)
15.0	52.7	1250.0	( 600.)
20.0	64.4	1240.1	( 819.)
25.0	78.0	1230.2	1106.
30.0	93.9	1220.3	1478.
35.0	112.1	1210.2	1957.
40.0	132.9	1200.1	( 2569.)
45.0	156.6	1189.9	( 3343.)
50.0	183.5	1179.7	( 4315.)
55.0	213.6	1169.3	( 5527.)
60.0	247.4	1158.7	( 7026.)
65.0	285.1	1148.1	( 8868.)
70.0	326.8	1137.3	(11119.)
75.0	372.9	1126.3	(13850.)
80.0	423.7	1115.2	(17145.)
85.0	479.4	1103.8	(21098.)
90.0	540.2	1092.3	(25814.)
95.0	606.5	1080.4	(31412.)
100.0	678.5	1068.4	(38023.)
NBP:	32.1	101.3	1216.0
T <sub>c</sub> :	208.4	4541.0	464.1

Πίνακας 10.3 θερμοδυναμικών μεγεθών του ψυκτικού ρευστού R141b

### 10.3.β N<sub>2</sub>O πρωτοξείδιο του αζώτου

Το υποξείδιο του αζώτου ή πρωτοξείδιο του αζώτου, γνωστό και ως αέριο του γέλιου, ιλαρυντικό αέριο, νίτρο ή NOS, είναι χημική ένωση με χημικό τύπο N<sub>2</sub>O η οποία ανήκει στα οξείδια του αζώτου.

Σε θερμοκρασία δωματίου είναι άχρωμο, μη-εύφλεκτο αέριο, με ελαφρώς γλυκιά μυρωδιά και γεύση. Χρησιμοποιείται στη χειρουργική και την οδοντοϊατρική εξαιτίας της αναισθητικής και αναλγητικής δράσης του. Είναι γνωστό και ως αέριο του γέλιου επειδή προκαλεί ευφορία όταν εισπνεέται, μια ιδιότητα που το έχει οδηγήσει να χρησιμοποιείται και για διασκέδαση. Επίσης χρησιμοποιείται σαν οξειδωτικό μέσο στους πυραύλους και στους αγώνες αυτοκινήτων για να αυξηθεί η ισχύς των κινητήρων καθώς και ως ψυκτικό μέσο για εγκαταστάσεις στις οποίες απαιτούνται ιδιαίτερα χαμηλες θερμοκρασίες ψύξης.

Σε υψηλές θερμοκρασίες, το υποξείδιο του αζώτου είναι ισχυρό οξειδωτικό, παρόμοιο με το μοριακό οξυγόνο. Ο μοριακός του τύπος είναι N<sub>2</sub>O και η σχετική του μοριακή μαζα είναι 44.013g\*kmol<sup>-1</sup>, το σημείο τήξεως του είναι στους -99,86°C, ενώ σημείο ζέσεως στους -88,48°C, η πυκνότητα του είναι 1,226g/ml και η διαλυτότητα του στο νερό είναι 36g/L στους 20°C.

Το υποξείδιο του αζώτου μετατρέπεται σε μονοξείδιου του αζώτου (NO) όταν αντιδρά με άτομα οξυγόνου και στη συνέχεια το NO αντιδρά με το όζον. Έτσι, είναι ο κύριος φυσικά προερχόμενος ρυθμιστής του στρατοσφαιρικού όζοντος. Είναι επίσης κύριο αέριο του θερμοκηπίου και αέριος ρύπος. Σε χρονικό διάστημα 100 ετών, έχει 310 φορές μεγαλύτερο αντίκτυπο ανά μονάδα μάζας (δυναμικό παγκόσμιας θέρμανσης) σε σχέση με το διοξείδιο του άνθρακα σύμφωνα με την EPA (Environmental Protection Agency).

Ακολουθούν ορισμένοι θερμοδυναμικοί πίνακες με τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του ρευστου που εξετάζουμε. Αυτοί οι πίνακες έχουν ως κύριο στοιχείο τη θερμοκρασία σε βαθμούς κελσίου και περιέχει της τιμές στα διάφορα μεγέθη που υπάρχουν.

$t$ °C	$p$ kPa	$\rho(l)$ kg/m <sup>3</sup>	$\rho(g)$ kg/m <sup>3</sup>	$h(l)$ kJ/kg	$h(g)$ kJ/kg	$\Delta_{\text{vap}}h$ kJ/kg
-90.82	(87.73)	1222.8	(2.613)	(-474.)	(-96.8)	( 377.)
-90	(92.29)	1220.6	(2.738)	(-473.)	(-96.3)	( 377.)
-88.46	101.325	1216.3	(2.987)	(-470.)	(-95.4)	375.
-85	124.2	(1206.7)	(3.609)	(-464.)	(-93.3)	371.
-80	164.2	(1192.7)	(4.680)	(-455.)	(-90.4)	365.
-75	213.6	(1178.3)	(5.982)	(-446.)	(-87.6)	359.
-70	273.6	(1163.7)	(7.546)	(-438.)	(-85.0)	353.
-65	345.7	(1148.8)	(9.406)	(-429.)	(-82.5)	346.
-60	431.5	(1133.6)	(11.60)	(-420.)	(-80.2)	340.
-55	532.3	(1118.0)	(14.16)	(-411.)	(-78.1)	333.
-50	649.9	(1102.0)	(17.14)	(-402.)	(-76.1)	326.
-45	785.8	(1085.6)	(20.58)	(-392.)	(-74.4)	318.
-40	941.7	(1068.8)	(24.53)	(-383.)	(-72.9)	310.
-35	1119.	(1051.4)	(29.05)	(-374.)	(-71.6)	302.
-30	1321.	1033.4	34.22	(-364.)	(-70.5)	294.
-25	1547.	1014.8	40.11	(-355.)	(-69.8)	285.
-20	1801.	995.4	46.82	(-345.)	(-69.3)	276.
-15	2083.	975.2	54.47	(-335.)	(-69.2)	266.
-10	2397.	953.9	63.21	(-325.)	(-69.5)	255.
-5	2744.	931.4	73.26	(-315.)	(-70.3)	244.
0	3127.	907.4	84.86	(-304.)	(-71.7)	232.
5	3547.	881.6	98.41	(-293.)	(-73.7)	219.
10	4007.	853.5	114.5	(-281.)	(-76.6)	204.
15	4510.	822.2	133.9	(-269.)	(-80.6)	188.
20	5060.	786.6	158.1	(-255.)	(-86.2)	169.
25	5660.	743.9	190.0	(-241.)	(-94.4)	147.
30	6315.	688.0	236.7	(-224.)	(-108.)	117.
35	7033.	589.4	330.4	(-203.)	(-138.)	64.9
36.42	7251.	452.	452.	(-200.)	(-200.)	0

Πίνακας 10.4 Θερμοδυναμικές ιδότητες του  $N_2O$  στη γραμμή κορεσμού.

$t$ °C	$c_p(l)$ kJ/kg K	$c_p(g)$ kJ/kg K	$\eta(l)$ mN s/m <sup>2</sup>	$\eta(g)$ μN s/m <sup>2</sup>	$\lambda(l)$ mW/m K	$\lambda(g)$ mW/m K	$\sigma$ mN/m
-90.82	1.747	(0.7999)	(0.4619)	(9.4)	(146.9)	(8.2)	24.0
-90	1.750	(0.7997)	(0.4507)	(9.5)	(146.4)	(8.3)	23.8
-88.46	1.756	(0.7996)	(0.4306)	(9.6)	(145.6)	(8.4)	(23.5)
-85	1.768	(0.8009)	(0.3900)	(9.7)	(143.8)	(8.7)	(22.7)
-80	(1.781)	(0.8063)	(0.3404)	(10.0)	(141.2)	(9.1)	(21.6)
-75	(1.791)	(0.8160)	(0.2995)	(10.2)	(138.6)	(9.6)	(20.5)
-70	(1.798)	(0.8300)	(0.2654)	(10.5)	(136.0)	(10.0)	(19.4)
-65	(1.803)	(0.8485)	(0.2367)	(10.8)	(133.5)	(10.5)	(18.3)
-60	(1.807)	(0.8716)	(0.2123)	(11.0)	(131.0)	(11.0)	(17.2)
-55	(1.812)	(0.8995)	(0.1915)	(11.3)	(128.5)	(11.5)	(16.2)
-50	(1.818)	(0.9322)	(0.1736)	(11.6)	(126.0)	(12.0)	15.1
-45	(1.827)	(0.9700)	(0.1580)	(11.9)	(123.6)	(12.6)	14.1
-40	(1.840)	(1.013)	(0.1444)	(12.2)	(121.2)	(13.2)	13.1
-35	(1.858)	(1.061)	(0.1325)	(12.5)	(118.8)	(13.8)	12.0
-30	(1.883)	(1.115)	(0.1219)	(12.8)	(116.4)	(14.4)	11.0
-25	(1.915)	(1.176)	(0.1125)	(13.2)	(114.1)	(15.1)	10.1
-20	(1.957)	(1.243)	(0.1041)	(13.5)	(111.8)	(15.8)	9.1
-15	(2.011)	(1.318)	(0.0965)	(13.9)	(109.6)	(16.5)	8.1
-10	(2.079)	(1.402)	(0.0896)	(14.3)	(107.4)	(17.3)	7.2
-5	(2.166)	(1.500)	(0.0833)	(14.7)	(105.2)	(18.2)	6.3
0	(2.274)	(1.618)	(0.0774)	(15.2)	103.0	(19.1)	5.4
5	(2.412)	(1.769)	(0.0720)	(15.7)	100.9	(20.2)	4.5
10	(2.592)	(1.982)	(0.0668)	(16.3)	98.8	(21.4)	3.7
15	(2.834)	(2.322)	(0.0619)	(16.9)			2.9
20	(3.188)	(2.967)	(0.0570)	(17.7)			2.1
25	(3.781)	(4.493)	(0.0520)	(18.7)			1.4
30	(5.143)	(9.718)	(0.0465)	(20.1)			0.7
35							0.1
36.42	∞	∞	∞	∞	∞	∞	0

**Πίνακας 10.5** Θερμοδυναμικές ιδιότητες του  $N_2O$  στη γραμμή κορεσμού.

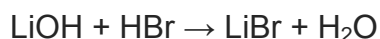
### 10.3.γ $LiBr - H_2O$ Διάλυμα βρωμιδίου του λιθίου-νερού.

Το τρίτο ψυκτικό ρευστό που θα χρησιμοποιήσουμε στην μελέτη μας και συγκεκριμένα για την λειτουργία του ψυκτικού κύκλου με απορρόφηση, είναι ένα διάλυμα το οποίο αποτελείται από το συνδιασμό βρωμιδίου λιθίου και νερού ( $LiBr - H_2O$ ).

Θα δούμε εδώ βασικά στοιχεία και ιδιότητες που αφορούν την κάθε μία ένωση και θα παρουσιάσουμε ορισμένους πίνακες και διαγράμματα. Οι πληροφορίες αυτές είναι πολύ σημαντικές ώστε να έχουμε, τα απαραίτητα θερμοδυναμικά μεγέθη με τα οποία, θα γίνει ο ενεργειακός ισολογισμός του συστήματος μας.

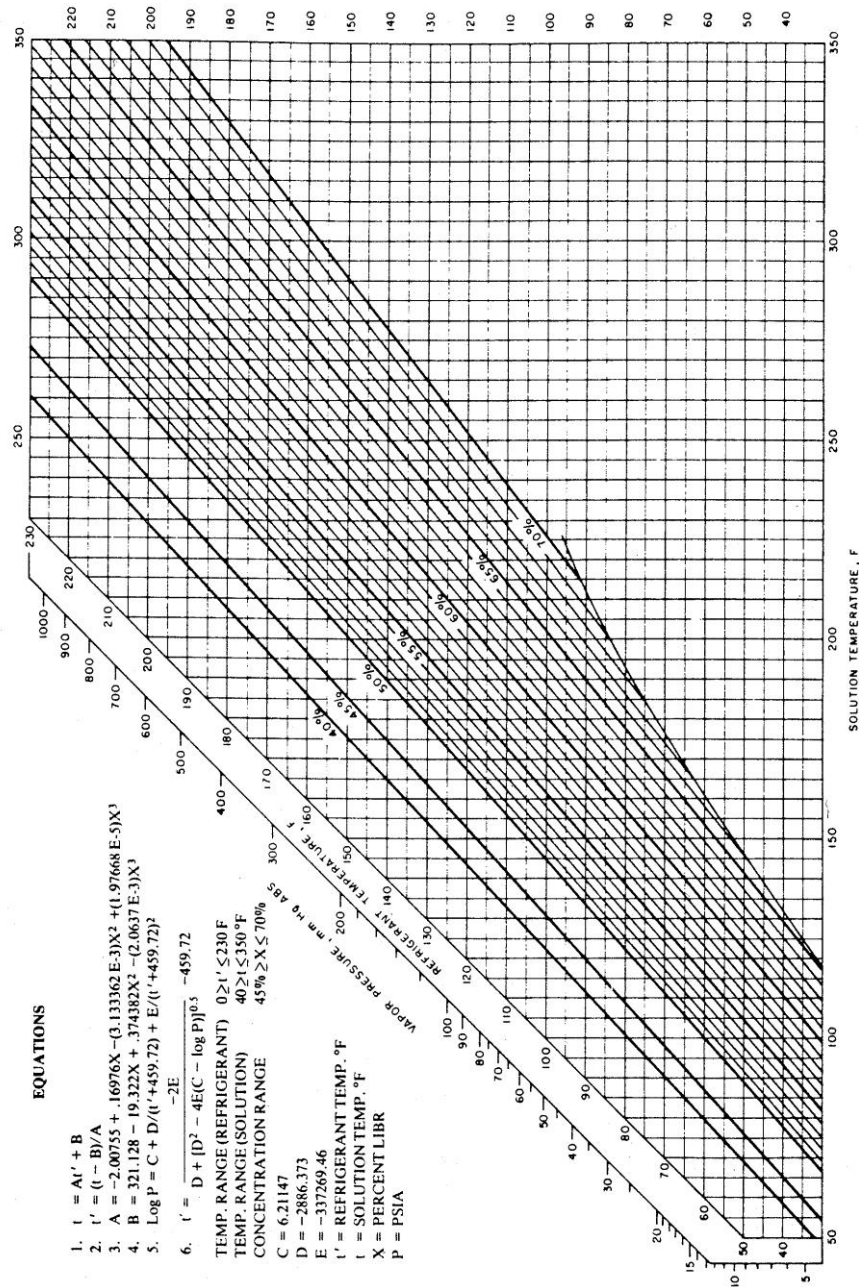
Το βρωμίδιο του λιθίου  $LiBr$  είναι μία χημική ένωση λιθίου και βρωμιδίου. Έχει ακραία υδροσκοπικό χαρακτήρα, ο οποίος το κάνει χρήσιμο ως μέσο ξήρανσης σε αρκετά συστήματα κλιματισμού. Ο μοριακός του τύπος είναι  $LiBr - H_2O$ , το μοριακό του βάρος είναι  $86.845 \text{ g/mol}$ , το χρώμα του είναι λευκό, η πυκνότητά του είναι  $3.464 \text{ g/cm}^3$ , το σημείο τήξης του είναι στους  $552^\circ\text{C}$ , το σημείο βρασμού του είναι  $1265^\circ\text{C}$  και η διαλυτότητα του στο νερό είναι  $16,67 \text{ g/mL}$  στους  $20^\circ\text{C}$ .

Σε ότι αφορά την παρασκευή του, το  $LiBr$  παρασκευάζεται με την ένωση του ανθρακικού λιθίου με υδροβρωμικό οξύ. Το άλας αυτό σχηματίζει αρκετούς κρυσταλλικούς, σε αντίθεση με το άλλο αλκαλικό μέταλλο του βρωμιδίου. Οι κυβικοί κρύσταλλοι με άνυδρο άλας έχουν παρόμοια δομή με το κοινό αλάτι (χλωριούχο νάτριο). Το υδροξείδιο του λιθίου και υδροβρωμικού οξέος (υδατικό διάλυμα υδροβρωμίου) θα καθιζάνει το βρωμιούχο λίθιο με παρουσία νερού.



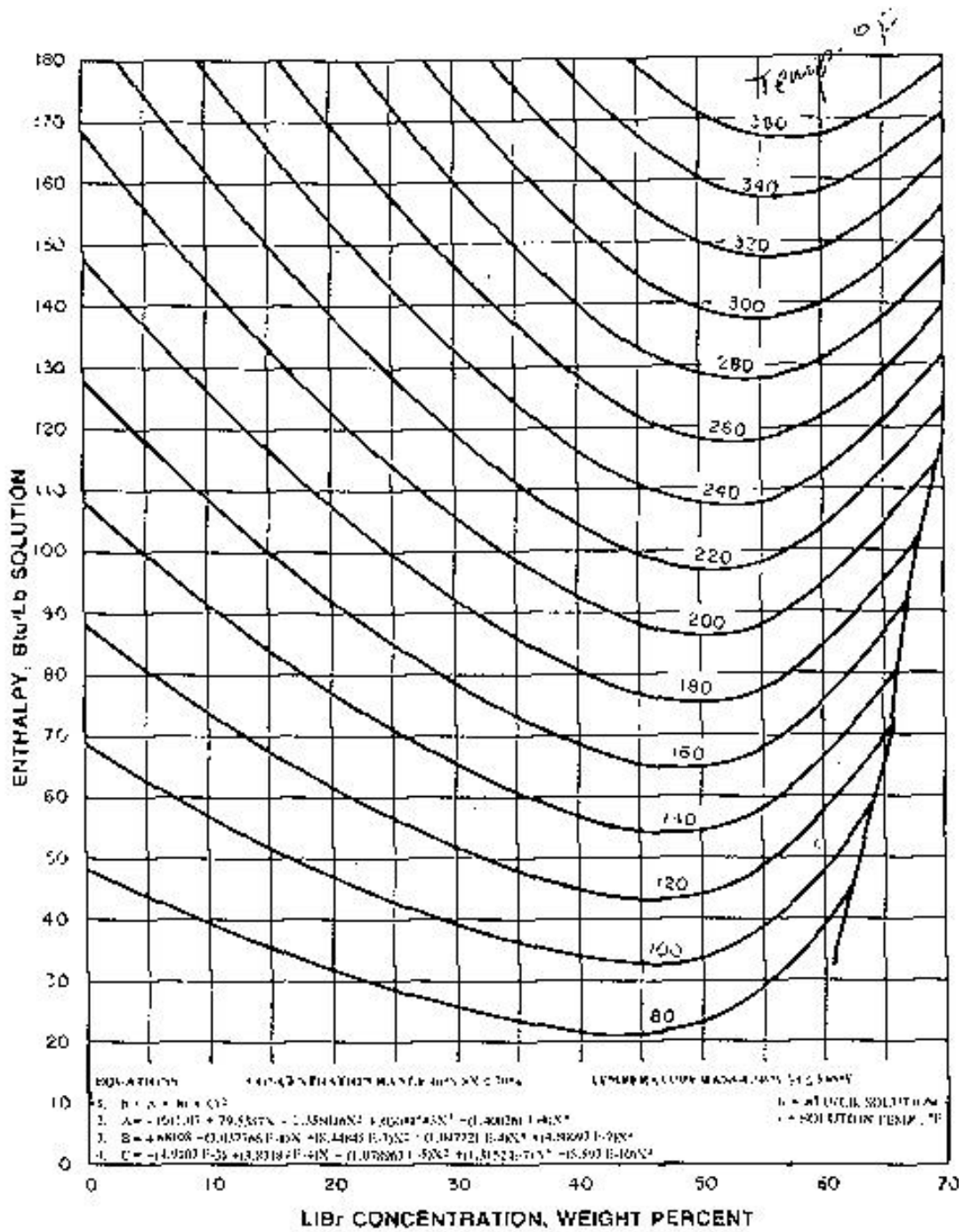
Στη συνέχεια ακολουθούν ορισμένα διαγράμματα υδατικού διαλύματος  $LiBr$  τα οποία θα μας δώσουν τις απαραίτητες πληροφορίες για τα απαραίτητα δεδομένα του υπολογιστικού μέρους στην εργασία μας που αφορούν τις πιέσεις, τις ενθαπλίες και τις θερμοκρασίες. Ο σχήμα 10.5 τοποθετήθηκε σε κατακόρυφη θέση για να είναι πιο εύκολη η ανάγνωση του και η κατανόηση των διαφόρων μεγεθών.

Σημαντικό είναι να αναφέρουμε και ορισμένες πληροφορίες για το δεύτερο στοιχείο του ψυκτικού μας διαλύματος το οποίο είναι το νερό ( $H_2O$ ). Το νερό είναι το στοιχείο το οποίο βρίσκεται στην μεγαλύτερη ποσότητα στον πλανήτη μας και υπολογίζεται ότι καλύπτει περίπου το 70% της γης. Μιας και το βρίσκουμε σε άφθονη ποσότητα, η χρήση του είναι ευρέως διαδεδομένη σε πολλές εφαρμογές ψύξης. Ο μοριακός του τύπος είναι  $H_2O$ , το μοριακό βάρος είναι  $18,01 \text{ g/mol}$ , το χρώμα είναι διαφανές, η πυκνότητά του είναι  $999.970 \text{ kg/m}^3$ , έχει σημείο τήξης  $0^\circ\text{C}$  και σημείο βρασμού  $100^\circ\text{C}$ .



**Figure C-8**—Vapor pressure of aqueous LiBr solutions. Courtesy Carrier Corporation and the 1977 ASHRAE Handbook & Product Directory.

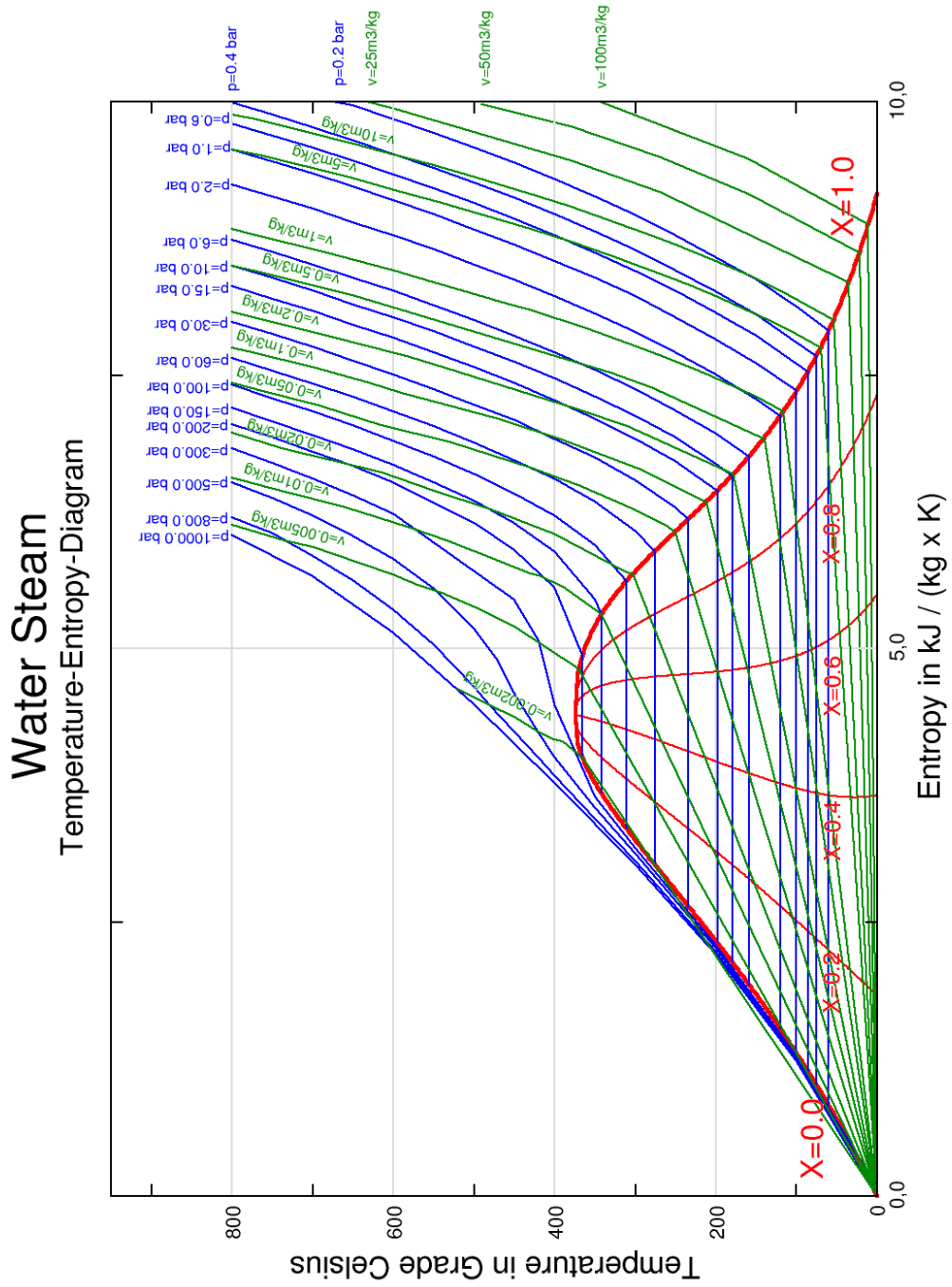
**Σχήμα 10.4** Διάγραμμα πίεσης-ατμού υδάτικού διαλύματος LiBr σε σχέση με τη θερμοκρασία.



**Figure C-9**—Enthalpy-concentration diagram for aqueous LiBr solutions. Numbers on curves are temperatures in degrees Fahrenheit. Reprinted with permission from the 1977 ASHRAE Handbook & Product Directory.

**Σχήμα 10.5** Διάγραμμα ενθαλπίας – συγκέντρωσης διαλύματος LiBr.





**Σχήμα 10.6** Διάγραμμα T-S ιδιοτήτων νερού- ατμού.



## 11. Θερμοδυναμική Ανάλυση

### 11.1 Παράμετροι απόδοσης

Στη θερμοδυναμική ανάλυση που θα γίνει στη διπλωματική μας, είναι απαραίτητο να καθοριστούν ορισμένες παράμετροι απόδοσης, οι οποίες είναι χρήσιμες για την ανάλυση του τριπλής-παραγωγής ψυκτικού κύκλου.

Η πιο σημαντική παράμετρος η οποία μπορεί να χαρακτηρίσει τη χρησιμότητα του κύκλου είναι η εξεργειακή και η θερμική αποδοτικότητα. Η εξεργειακή ανάλυση καθορίζει την απόδοση του συστήματος βασισμένη στην εξέργεια, η οποία ορίζεται ως το μέγιστο δυνατό αναστρέψιμο έργο φέρνοντας το σύστημα στην κατάσταση ισορροπίας με εκείνη του περιβάλλοντος.

Εν απουσία μαγνητικού πεδίου, επιφανιακής έντασης, ηλεκτρικού πεδίου, πυρηνικού πεδίου και λαμβάνοντας υπόψιν ότι το σύστημα σε σταθερή κατάσταση ως προς το περιβάλλον, η συνολική εξέργεια που σχετίζεται με το απορριπτόμενο έργο φέρνοντας ένα ρεύμα ύλης από την αρχική κατάσταση σε μια κατάσταση όπου είναι σε θερμική και μηχανική ισορροπία με το περιβάλλον.

$$\dot{E} = \dot{m}[(h - h_o) - T_o(s - s_o)] \quad (11.1)$$

Η παραγωγή εντροπίας πάνω από ένα ελεγχόμενο όγκο για σταθερή κατάσταση δίνεται από την εξίσωση:

$$\dot{S}_{gen} = -\sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_{in} \dot{m}s + \sum_{out} \dot{m}s \geq 0 \quad (11.2)$$

Σύμφωνα με το θεώρημα του Gouy-Stodola, η εξεργειακή καταστροφή και η παραγωγή εντροπίας συνδέεται ως εξής:

$$\dot{I}_D = T_o \dot{S}_{gen} \quad (11.3)$$

### 11.2 Θερμική Απόδοση ( $n_{th}$ )

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου μας μπορεί να ορισθεί, ως η αναλογία του επιθυμητού αποτελέσματος ( $\dot{Q}_{E1}, \dot{Q}_{E2}, \dot{Q}_{E3}$ ) προς την ενέργεια των απαιτούμενων εισροών ( $\dot{Q}_{in}$ ). Η θερμική απόδοση του τριπλού ψυκτικού κύκλου δίνεται από τη σχέση:

$$n_{th} = \frac{\dot{Q}_{E1} + \dot{Q}_{E2} + \dot{Q}_{E3}}{\dot{Q}_{in}} \quad (11.4)$$

όπου  $\dot{Q}_{in}$  είναι η εισερχόμενη ενέργεια στη γεννήτριας ατμού με ανάκτηση θερμότητας. Η βασική εξίσωση που λαμβάνεται από το νόμο της αρχής διατήρησης της ενέργειας στις συνιστώσες του γράφονται ως εξής :

Για τον Heat recovery generator vapor (γεννήτριας ατμού με ανάκτηση θερμότητας):

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_g (h_1 - h_{12}) \quad (11.5)$$

Για το στρόβιλο :

$$\dot{W}_T = \dot{m}_f (h_4 - h_5) \quad (11.6)$$

Για την αντλία :

$$\dot{w}_p = \dot{m}_f (h_3 - h_8) \quad (11.7)$$

Για τον εγχυτήρα :

$$\dot{m}_f h_5 + \dot{m}_{sf} h_{11} = h_6 (j_{pf} + \dot{n}_{5f}) \quad (11.8)$$

Για συμπυκνωτή -1 :

$$\dot{m}_{c1} h_c + \left( \dot{M}_{pf} + \dot{s} \right) f h_6 = (\dot{m}_{pf} + \dot{m}_{sf}) h_7 + \dot{m}_{c1} h_d \quad (11.9)$$

Για τη βαλβίδα στραγγαλισμού -1 :

$$h_9 = h_{10} \quad (11.10)$$

Για τον ατμοποιητή -1 :

$$\dot{Q}_{E1} = \dot{m}_{sf} (h_{11} - h_{10}) = \dot{m}_a h_a - \dot{m}_b - \dot{h}_{1b} \quad (11.11)$$

Για τον αναγεννητή θερμότητας (generator) -1 :

$$\dot{m}_g h_2 + \dot{m}_s h_{19} = \dot{m}_g h_{12} + (\dot{m}_s - \dot{m}_r) h_{20} + \dot{m}_r h_{13} \quad (11.12)$$

Για τον συμπυκνωτή -2 :

$$\dot{m}_r h_{13} + \dot{m}_{c2} h_e = \dot{m}_r h_{14} + \dot{m}_{c2} h_f \quad (11.13)$$

Για την βαλβίδα στραγγαλισμού -2 :

$$h_{14} = h_{15} \quad (11.14)$$

Για τον ατμοποιητή -2:

$$\dot{Q}_{E2} = \dot{m}_r (h_{16} - h_{15}) = \dot{m}_i h_i - \dot{m}_j h_j \quad (11.15)$$

Για τον απορροφητήρα :

$$\dot{m}_r h_{16} + \dot{m}_A h_g + (\dot{m}_s - \dot{m}_r) h_{22} = \dot{m}_s h_{17} + \dot{m}_a h_h \quad (11.16)$$

Για την αντλία -2 :

$$\dot{W}_{p_2} = \dot{m}_s (h_{18} - h_{17}) \quad (11.17)$$

Για τον εναλλάκτη θερμότητας :

$$\dot{m}_s h_{18} + (\dot{m}_s - \dot{m}_r) h_{20} = \dot{m}_s h_{19} + (\dot{m}_s - \dot{m}_r) h_{21} \quad (11.18)$$

Για την βαλβίδα σταγγαλισμού -3

$$h_{21} = h_{22} \quad (11.19)$$

Για τον συμπιεστή :

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m} n_{2o} (h_{24} - h_{23}) \quad (11.20)$$

Για τον ατμοποιητή -3 :

$$\dot{Q}_{E_3} = \dot{m}_{n_{2o}} (h_{23} - h_{26}) = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_k h_1 \quad (11.21)$$

Για τον ψύκτη αερίου :

$$\dot{m}_p h_p + \dot{m}_{n_{2o}} h_{24} = \dot{m}_q h_q + \dot{m}_{n_{2o}} h_{25} \quad (11.22)$$

Για την βαλβίδα σταγγαλισμού -4 :

$$h_{25} = h_{26} \quad (11.23)$$

### 11.3 Εξεργειακή αποδοτικότητα ( $n_{exergy}$ )

Αφού η εξέργεια είναι πιο πολύτιμη από την ενέργεια σύμφωνα με το δεύτερο θερμοδυναμικό νόμο, είναι χρήσιμο να λαμβάνονται υπόψιν τόσο οι εκροές όσο και οι εισροές από άποψη εξέργειας.

Το ποσό της εξέργειας που παρέχεται στην εγκατάσταση σε σχέση με το ποσό της εξέργειας που σχετίζεται με το καύσιμο, είναι το πιο ακριβές μέτρο υπολογισμού της θερμοδυναμικής απόδοσης του συστήματος. Η απόδοση αυτή ορίζεται ως ο λόγος της εξέργειας που παρέχεται στην ψύξη με το λόγο της εξέργειας που σχετίζεται με το καύσιμο της εισόδου.

Η εξεργειακή απόδοση του συνδιασμένου ψυκτικού κύκλου ορίζεται ως εξής:

$$n_{ex} = \frac{\Delta \dot{E}_1 + \Delta \dot{E}_2 + \Delta \dot{E}_3}{E_1} \quad (11.24)$$

όπου  $\dot{E}_1$  είναι η εισερχόμενη εξέργεια με την απορριπτόμενη θερμότητα των βιομηχανικών καυσαερίων στη γεννήτριας ατμού με ανάκτηση θερμότητας,  $\Delta\dot{E}_1$  είναι η εξέργεια στον ατμοποιητή-1 του ψυκτικού κύκλου με εκτίναξη, οι οποίες αναγράφονται ως εξής:

$$\Delta\dot{E}_1 = \dot{m}_{sf} [(h_{11} - h_{10}) - T_0 (s_{11} - s_{10})] \quad (11.24\alpha)$$

$$\Delta\dot{E}_2 = \dot{m}_r [(h_{15} - h_{16}) - T_0 (s_{15} - s_{16})] \quad (11.24\beta)$$

$$\Delta\dot{E}_3 = \dot{m}_{N_2} [(h_{23} - h_{26}) - T_0 (s_{23} - s_{26})] \quad (11.24\gamma)$$

$$\dot{E}_{\eta} = \dot{m}_g [(h_1 - h_{12}) - T_0 (s_1 - s_2)] \quad (11.24\delta)$$

Η βασική εξίσωση του ρυθμού εξεργειακής καταστροφής στα στοιχεία διάφορα του συστήματος RC, ERC, TRC & ARC γράφονται ως εξής :

Για τη γεννήτρια ατμού με ανάκτηση θερμότητας (HVRG) :

$$\dot{I}_{D,HVRG} = T_0 [\dot{m}_g (s_2 - s_1) + \dot{m}_{pf} (s_4 - s_3)] \quad (11.25)$$

Για το στρόβιλο :

$$\dot{I}_{D,T} = \dot{m}_{pf} [(h_{s_4} - h_{s_5}) - T_0 (s_4 - s_5)] - \dot{W}_T \quad (11.26)$$

Για τον εγχυτήρα :

$$\dot{I}_{B,Eje} = \pi [\dot{m}_m (s_6) - \dot{m}_{pf} (s_5) - \dot{m}_{sf} (s_{11})] \quad (11.27)$$

Για τον συμπυκνωτή -1 :

$$\dot{I}_{D,cond,1} = T_0 (\dot{m}_{pf} + \dot{m}_{sf}) (s_7 - s_6) \quad (11.28)$$

Για τη βαλβίδα στραγγαλισμού -1 :

$$\dot{I}_{D,TV1} = T_0 \dot{m}_{sf} (s_{10} - s_9) \quad (11.29)$$

Για τον ατμοποιητή -1 :

$$\dot{I}_{D,E1} = T_0 \dot{m}_{sf} (s_{11} - s_{10}) \quad (11.30)$$

Για τον αναγεννητή θερμότητας :

$$\dot{I}_{D,Gen} = T_0 [\dot{m}_r (s_{13} - s_{20}) + \dot{m}_s (s_{20} - s_{19})] + \dot{m}_g T_0 (s_{g,L} - s_2) \quad (11.31)$$

Για τον εναλλάκτη θερμότητας :

$$\dot{I}_{D,HE} = T_0 \left[ \dot{m}_s (s_{19} - s_{18}) + (\dot{m}_s - \dot{m}_r)(s_{21} - s_{20}) \right] \quad (11.32)$$

Για την αντλία -2 :

$$\dot{I}_{D,p_2} = T_0 \left[ \dot{m}_s (s_{18} - s_{17}) \right] \quad (11.33)$$

Για την βαλβίδα στραγγαλισμού -3 :

$$\dot{I}_{D,v_3} = T_0 \left[ (\dot{m}_s - \dot{m}_r)(s_{22} - s_{21}) \right] \quad (11.34)$$

Για τον απορροφητήρα :

$$\dot{I}_{D,A} = T_0 \left[ \dot{m}_r (s_{22} - s_{16}) + \dot{m}_s [s_{17} - s_{22}] + \dot{m}_A (s_f - s_e) \right] \quad (11.35)$$

Για στον ατμοποιητή -2 :

$$\dot{I}_{D,C2} = T_0 \left[ \dot{m}_r (s_{14} - s_{13}) + \dot{m}_C (s_f - s_e) \right] \quad (11.36)$$

Για τον εξατμιστή -2 :

$$\dot{I}_{D,E_2} = T_0 \left[ \dot{m}_r (s_{16} - s_{15}) + \dot{m}_{E2} (s_j - s_i) \right] \quad (11.37)$$

Για την βαλβίδα στραγγαλισμού -2 :

$$\dot{I}_{D,v2} = T_0 \left[ \dot{m}_r (s_{15} - s_{14}) \right] \quad (11.38)$$

Για τον συμπιεστή :

$$\dot{I}_{D,Comp} = \dot{m}_{n_2} T_0 (s_{24} - s_{23}) \quad (11.39)$$

Για τον ατμοποιητή -3 :

$$\dot{I}_{D,E_3} = \dot{m}_{n_2} \left[ T_0 (s_{23} - s_{26}) - \dot{q}_3 \frac{T_o}{T_{ev3}} \right] \quad (11.40)$$

Για τον ψύκτη αερίων :

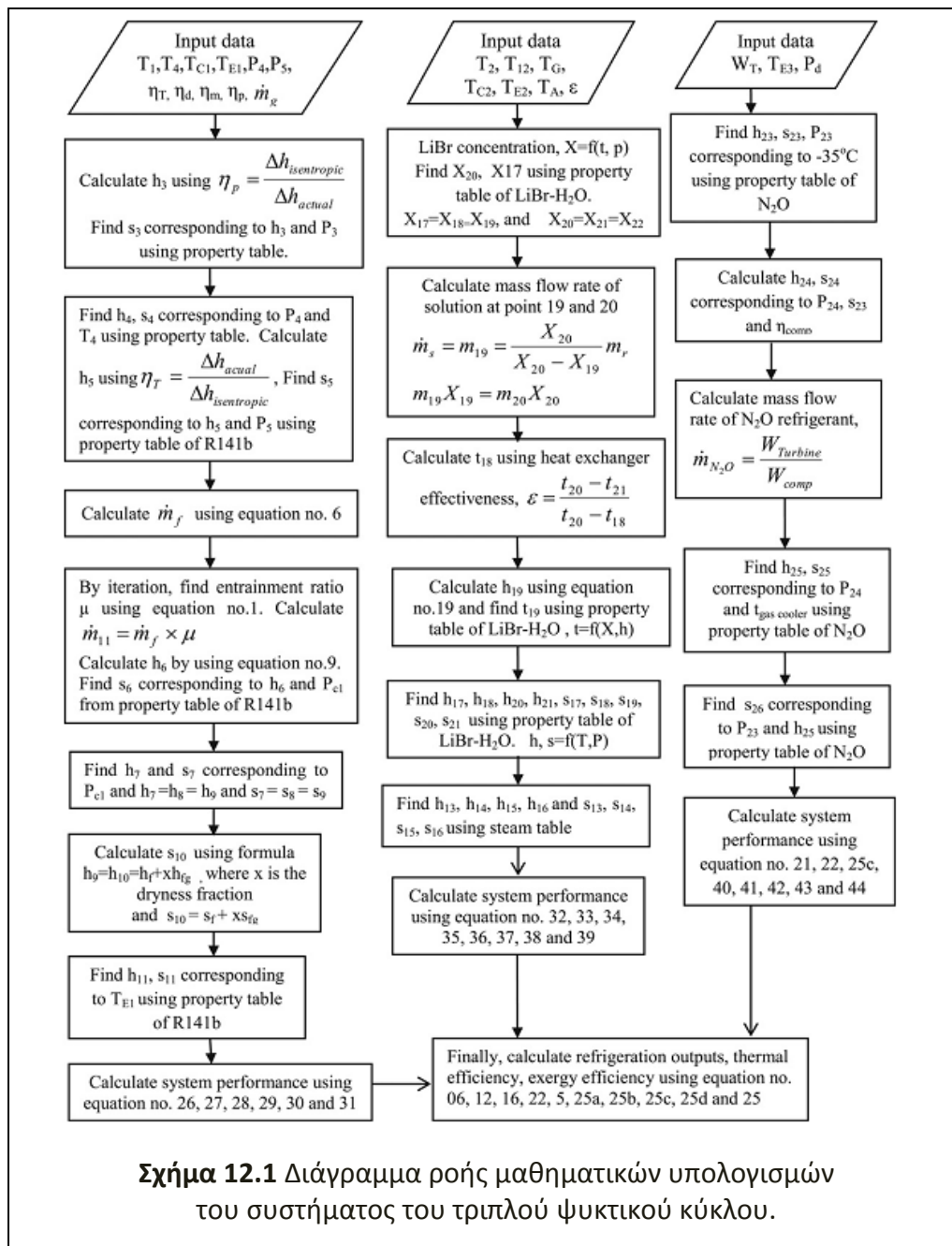
$$\dot{I}_{D,gc} = \dot{m}_{n_2} \left[ (h_{24} - h_{25}) - T_0 (s_{24} - s_{25}) \right] \quad (11.41)$$

Για την βαλβίδα στραγγαλισμού -4

$$\dot{I}_{D,v4} = \dot{m}_{n_2} T_o (s_{26} - s_{25}) \quad (11.42)$$

## 12. Υπολογιστικές διαδικασίες συστήματος.

Το διάγραμμα ροής των υπολογιστικών διαδικασιών του συστήματος του τριπλού ψυκτικού κύκλου δίνεται από το σχήμα 12.1. Αυτό μας δείχνει τη μεθοδολογία για τον υπολογισμό της χαρακτηριστικής απόδοσης, καθώς και την κατάσταση του σημείου όπως θερμοδυναμικές ιδιότητες και ρυθμό ροής της μάζας του ψυκτικού ρευστού. Με την εφαρμογή του συγκεκριμένου διαγράμματος στο πρόγραμμα Mathcad15 θα υπολογίσουμε όλα τα απαραίτητα θερμοδυναμικά μεγέθη και θα κάνουμε την ενεργειακή και την εξεργειακή ανάλυση και επιπλέον θα υπολογίσουμε την αποδοτικότητα της ψυκτικής διάταξης, ώστε να γίνει η μελέτη και η ανάλυση.



Σχήμα 12.1 Διάγραμμα ροής μαθηματικών υπολογισμών του συστήματος του τριπλού ψυκτικού κύκλου.

## 12.1. Αρχείο Mathcad με το οποίο έγινε η θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος.

Ενεργειακός και εξεργειακός ισολογισμός του συστήματος.

Εισαγωγή δεδομένων  $T_g=170^\circ\text{C}$ ,  $P_{in}=0.9\text{MPa}$ ,  $P_{back}=0.24\text{MPa}$ ,  $P_d=9.335\text{MPa}$ ,  $T_{E1}=-5^\circ\text{C}$

Ψυκτικός κύκλος με εγχυτήρα, κύκλος Rankie.

$$\begin{array}{lll}
 T_1 := 443.1\text{K} & T_2 := 436\text{K} & T_4 := 358.1\text{K} \\
 h_1 := 464580 \frac{\text{J}}{\text{kg}} & h_2 := 457570 \frac{\text{J}}{\text{kg}} & h_3 := 234040 \frac{\text{J}}{\text{kg}} & h_4 := 300860 \frac{\text{J}}{\text{kg}} & h_5 := 299372.5 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \\
 s_1 := 7282 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} & s_2 := 7270 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} & s_3 := 1115.9 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} & s_4 := 1318.4 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} & s_5 := 1319.2 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \\
 & & P_3 := 0.9\text{MPa} & P_4 := 0.9\text{MPa} & P_5 := 0.24\text{MPa} \\
 & T_8 := 302.1\text{K} & & & \\
 h_6 := 131323 \frac{\text{J}}{\text{kg}} & h_8 := 405875 \frac{\text{J}}{\text{kg}} & h_7 := h_8 = 4.059 \times 10^5 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} & h_9 := h_8 = 4.059 \times 10^5 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \\
 s_6 := 714 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} & s_8 := 1684.9 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} & s_7 := s_8 = 1.685 \times 10^3 \frac{\text{m}^2}{\text{K}\cdot\text{s}^2} & s_9 := s_8 = 1.685 \times 10^3 \frac{\text{m}^2}{\text{K}\cdot\text{s}^2} \\
 P_6 := 0.09\text{MPa} & P_8 := 0.09\text{MPa} & & & \\
 T_{11} := 266.2\text{K} & T_{10} := 265.9\text{K} & T_{12} := 359.1\text{K} \\
 h_{11} := 433240 \frac{\text{J}}{\text{kg}} & h_{10} := h_9 = 4.059 \times 10^5 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} & h_{12} := 377000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \\
 s_{11} := 1873 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} & s_{10} := 1771 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} & s_{12} := 7092.8 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \\
 & P_{10} := 0.02\text{MPa} & P_{12} := 0.0915\text{MPa}
 \end{array}$$

$$n_p = \frac{(h_{3is} - h_8)}{h_3 - h_8} \quad n_T := 0.8 \quad n_d := 0.8 \quad m_g := 20 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad T_{c1} := 302.1 \text{ K}$$

$$n_T = \frac{(h_4 - h_5)}{(h_4 - h_{5is})} \quad n_m := 0.8 \quad n_p := 0.7 \quad n_n := 0.9 \quad T_{E1} := 268.1 \text{ K}$$

$$W_T := 250 \text{ KW} \quad m_f := \frac{W_T}{h_4 - h_5} \quad m_f = 155.067 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad m_{pf} := m_f = 155.067 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\mu := 0.1 \quad m_{11} := \mu \cdot m_f = 1.681 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad m_{sf} := m_{11} = 15.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad m_m := m_{pf} + m_{sf} = 171.17 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_f \cdot h_5 + m_{sf} \cdot h_{11} = h_6 (m_{pf} + m_{sf})$$

$$\mu = \sqrt{\frac{n_n \cdot n_m \cdot n_d \cdot (h_{pfn1} - h_{pfn2s})}{(h_{mfs} - h_{mfm})}} - 1 \quad h_6 := 131323 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_0 := 288.1 \text{ K}$$

$$I_{Dhrvg} := T_0 [m_g \cdot (s_2 - s_1) + m_{pf} \cdot (s_4 - s_3)] = 8.738 \times 10^6 \text{ W} \quad (26)$$

$$I_{DT} := m_{pf} \cdot [(h_4 - h_5) - T_0 \cdot (s_4 - s_5)] - W_T = 3.874 \times 10^4 \text{ W} \quad (27)$$

$$I_{DEje} := T_0 |m_m \cdot s_6 - m_{pf} \cdot s_5 - m_{sf} \cdot s_{11}| = 8.355 \times 10^6 \text{ W} \quad (28)$$

$$I_{Dcond1} := T_0 \cdot (m_{pf} + m_{sf}) \cdot (s_7 - s_6) = 9.749 \times 10^6 \text{ W} \quad (29)$$

$$I_{DTV1} := T_0 \cdot m_{sf} \cdot (s_{10} - s_9) = 4.17 \times 10^4 \text{ W} \quad (30)$$

$$I_{DE1} := T_0 \cdot m_{sf} \cdot (s_{11} - s_{10}) = 4.94 \times 10^4 \text{ W} \quad (31)$$



Ψυκτικός κύκλος με απορρόφηση.

$$T_2 = 436\text{K} \quad T_{12} = 359.1\text{K} \quad T_G := 317\text{K} \quad T_{c2} := 308\text{K} \quad T_{E2} := 278\text{K} \quad T_A := 305\text{K} \quad \varepsilon := 0.6$$

$$X := f(t, p) \quad X_{20} := 0.3 \quad X_{17} := 0.1 \quad X_{18} := X_{17} = 0.1 \quad X_{19} := X_{17} = 0.1 \quad X_{21} := X_{20} = 0.3$$

$$t = \text{θερμοκρασία} = T \quad m_r := 3 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad X_{22} := X_{20} = 0.3 \quad m_{19} := 4.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_{19} = m_r \cdot \frac{X_{20}}{X_{20} - X_{19}} \quad m_s := m_{19} = 4.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad m_{19} X_{19} = m_{20} X_{20} \quad m_{20} := 1.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{heat exchanger effectiveness} \quad \varepsilon = \frac{(t_{20} - t_{21})}{t_{20} - t_{18}} \quad t_{18} := 40^\circ\text{C}$$

$$m_A := 0.43 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad m_c := 0.35 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad m_{E2} := 0.15 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$h_{17} := 146843 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad h_{18} := 147153 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad h_{19} := 278325 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad h_{20} := 214532 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad h_{21} := 143658 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$s_{17} := 653 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad s_{18} := 698 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad s_{19} := 1476 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad s_{20} := 936 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad s_{21} := 743 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$s_{22} := 843 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad s_f := 434.69 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad s_e := 322.8 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad s_j := 148.8 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad s_i := 119.09 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$h_{13} := 2798300 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad h_{14} := 2428000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad h_{15} := 2459000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad h_{16} := 2509000 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$s_{13} := 7339 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad s_{14} := 8465 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad s_{15} := 8880.5 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \quad s_{16} := 9028 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$T_{15} := 276.9\text{K}$$

$$I_{DGen} := T_0 [m_r (s_{13} - s_{20}) + m_s (s_{20} - s_{19})] + m_g T_0 (s_{12} - s_2) = 3.814 \times 10^4 \text{W} \quad (32)$$

$$I_{DHE} := T_0 [m_s (s_{19} - s_{18}) + (m_s - m_r) (s_{21} - s_{20})] = 9.254 \times 10^5 \text{W} \quad (33)$$

$$I_{Dp2} := T_0 m_s (s_{18} - s_{17}) = 5.835 \times 10^4 \text{W} \quad (34)$$

$$I_{DTV3} := T_0 (m_s - m_r) (s_{22} - s_{21}) = 4.322 \times 10^4 \text{W} \quad (35)$$

$$I_{DA} := T_0 [m_r (s_{22} - s_{16}) + m_s (s_{17} - s_{22}) + m_A (s_f - s_e)] = 7.308 \times 10^4 \text{W} \quad (36)$$

$$I_{DC2} := T_0 [m_r (s_{14} - s_{13}) + m_c (s_f - s_d)] = 9.847 \times 10^4 \text{W} \quad (37)$$

$$I_{DE2} := T_0 [m_r (s_{16} - s_{15}) + m_{E2} (s_j - s_i)] = 1.288 \times 10^4 \text{W} \quad (38)$$

$$I_{DTV2} := T_0 [m_r (s_{15} - s_{14})] = 3.592 \times 10^4 \text{W} \quad (39)$$



Ενεργειακή και Εξεργειακή απόδοση.

$$Q_{\text{in}} := m_{\text{g}} \cdot (h_1 - h_{12}) = 1.752 \times 10^6 \text{ W} \quad (6)$$

$$Q_{\text{E1}} := m_{\text{sf}} \cdot (h_{11} - h_{10}) = 4.599 \times 10^4 \text{ W} \quad (12)$$

$$Q_{\text{E2}} := m_{\text{T}} \cdot (h_{16} - h_{15}) = 1.5 \times 10^5 \text{ W} \quad (16)$$

$$Q_{\text{E3}} = 1.343 \times 10^5 \text{ W} \quad (22)$$

$$Q_{\text{T}} := Q_{\text{E1}} + Q_{\text{E2}} + Q_{\text{E3}} = 3.303 \times 10^5 \text{ W}$$

$$n_{\text{th}} := \frac{(Q_{\text{E1}} + Q_{\text{E2}} + Q_{\text{E3}})}{Q_{\text{in}}} = 0.191 \quad (5)$$

$$\Delta E_{\text{E1}} := m_{\text{sf}} \cdot \left[ (h_{11} - h_{10}) - T_0 \cdot (s_{11} - s_{10}) \right] = 3.406 \times 10^3 \text{ W} \quad (25\text{a})$$

$$\Delta E_{\text{E2}} := m_{\text{T}} \cdot \left[ (h_{15} - h_{16}) - T_0 \cdot (s_{15} - s_{16}) \right] = 2.249 \times 10^3 \text{ W} \quad (25\text{b})$$

$$\Delta E_{\text{E3}} = 2.822 \times 10^4 \text{ W} \quad (25\text{c})$$

$$E_{\text{in}} := m_{\text{g}} \cdot \left[ (h_1 - h_{12}) - T_0 \cdot (s_1 - s_{12}) \right] = 6.612 \times 10^5 \text{ W} \quad (25\text{d})$$

$$n_{\text{exergy}} := \frac{(\Delta E_{\text{E1}} + \Delta E_{\text{E2}} + \Delta E_{\text{E3}})}{E_{\text{in}}} = 0.059 \quad (25)$$

### 13. Επεξεργασία αποτελεσμάτων.

#### 13.1 Αποτελέσματα και μελέτη

Η ανάλυση του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου δείχνει τις διαφορές της πραγματικής διαδικασίας από την ιδανική και ως εκ τούτου προτείνει τις πιθανές βελτιώσεις στους θερμοδυναμικούς κύκλους και τις διαδικασίες. Δεδομένου ότι η ανάλυση επισημαίνει τις αναστρεψιμότητες στα διάφορα συστατικά (στοιχεία) , θα πρέπει να ελαχιστοποιείται όσο το δυνατόν περισσότερο.

Παρόλα αυτά , υπάρχουν και αλλοί παράγοντες επίσης όπως οικονομία, μέγεθος κλπ. για την επιλογή και το σχεδιασμό οποιουδήποτε εξοπλισμού. Στην περίπτωση του συμπυκνωτή του κύκλου με εγχυτήρα (ERC) ,(HVRG) του κύκλου Rankie ,του εγχυτήρα (ERC) και του ψύκτη αερίου του υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου (TRC), η διαδικασία ανταλλαγής θερμότητας θα είναι λιγότερο μη αναστέψιμη , εαν η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ δυο ρευστών διατηρείται μικρή. Ωστόσο αυτό οδηγεί σε μεγαλύτερο μέγεθος εγκαταστάσεων.

Έτσι πρέπει να υπάρξει συμβιβασμός μεταξύ του μεγέθους της αναστρεψιμότητας , του κόστους και του μεγέθους. Έτσι είναι πολύ σημαντικό εργαλείο για το σωστό σχεδιασμό των στοιχείων της διάταξης ,ελαχιστοποιώντας τις απώλειες και μεγιστοποιώντας τη συνολική ενεργειακή αποδοτικότητα του συνδιασμένου κύκλου.

Εισερχόμενη ενέργεια μέσω κασαυερίων στο συνδιασμένο ψυκτικό κύκλο	100%
Ψυκτική έξοδος (ισχύς) στον υπερκρίσιμο ψυκτικό κύκλο (TRC)	7.7%
Ψυκτική έξοδος (ισχύς) στον ψυκτικό κύκλο με εγχυτήρα (ERC)	2.2%
Ψυκτική έξοδος (έργο) στον ψυκτικό κύκλο με απορρόφηση (ARC)	9.2%
Ενεργειακές απώλειες στο σύστημα (συνολικά)	80.9%

**Πίνακας 13.1** Ποσοστιαία κατανομή της ενέργειας στον τριπλό ψυκτικό κύκλο.

Ο πίνακας 13.1 μας δείχνει τα αποτελέσματα που προκύπτουν μετά από την πραγματοποίηση της ανάλυσης του 1<sup>ου</sup> Θερμοδυναμικού νόμου (προσέγγιση της ενεργειακής ισορροπίας) του τριπλού ψυκτικού κύκλου που μελετήσαμε. Έχει διαπιστωθεί ότι το 19,1% της συνολικής εισερχόμενης ενέργειας είναι διαθέσιμο ως χρήσιμη ψυκτική ισχύς για ψύξη (άθροισμα των τριών ψυκτικών εξόδων), το 36,8% της συνολικής ενέργειας που εισέρχεται στο σύστημα (ενεργειακές εισροές) χάνεται στα διάφορα μέρη (στοιχεία) της διάταξης μας ,ενώ το υπόλοιπο 44,1% της

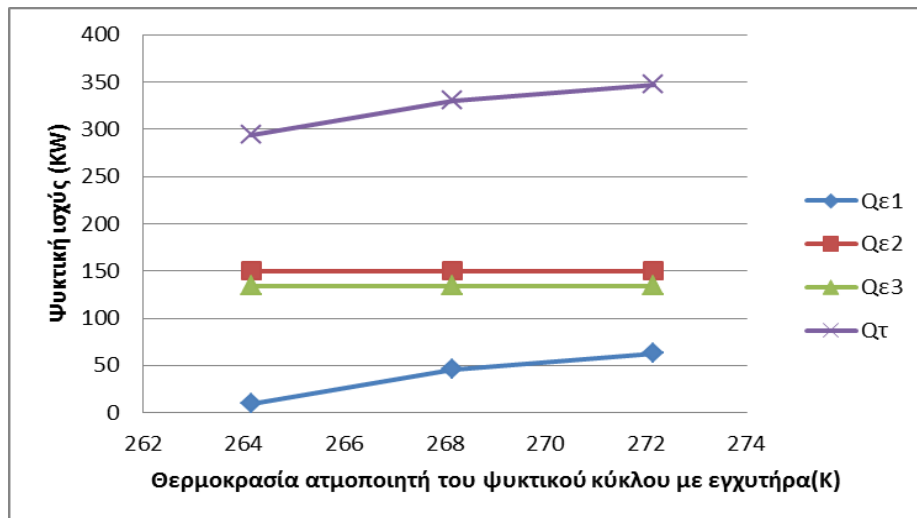
συνολικής εισερχόμενης ενέργειας χάνεται στο περιβάλλον λόγω των απωλειών των καυσαερίων στην γεννήτριας του ατμού με ανάκτηση θερμότητας (HVRG).

Εξεργειακή έξοδος (ισχύς) στην υπερκρίσιμη ψύξη	4.6%
Εξεργειακή έξοδος (ισχύς) στην ψύξη με χρήση εγχυτήρα	0.4%
Εξεργειακή έξοδος (ισχύς) στην ψύξη με απορρόφηση	0.9%
Εξεργειακή καταστροφή (ED) στην HRVG	14.2%
Εξεργειακή καταστροφή στον συμπυκνωτή -1	15%
Εξεργειακή καταστροφή στον εγχυτήρα	13.9%
Εξεργειακή καταστροφή στον ψύκτη αερίων	11.1%
Εξεργειακή καταστροφή στον συμπιεστή	3.8%
Εξεργειακή καταστροφή στον στρόβιλο	3%
Εξεργειακή καταστροφή στον απορροφητήρα	2.6%
Εξεργειακή καταστροφή στον αναγεννητή θερμότητας	1.2%
Εξεργειακή καταστροφή στον συμπυκνωτή -2	1.9%
Εξεργειακή καταστροφή στην αντλία,στη βαλβίδα και στον εναλλάκτη θερμότητας	7.1%
Εξεργειακές απώλειες στην έξοδο των καυσαερίων	20.3%
Εξεργειακή καταστροφή στον στρόβιλο	4.6%

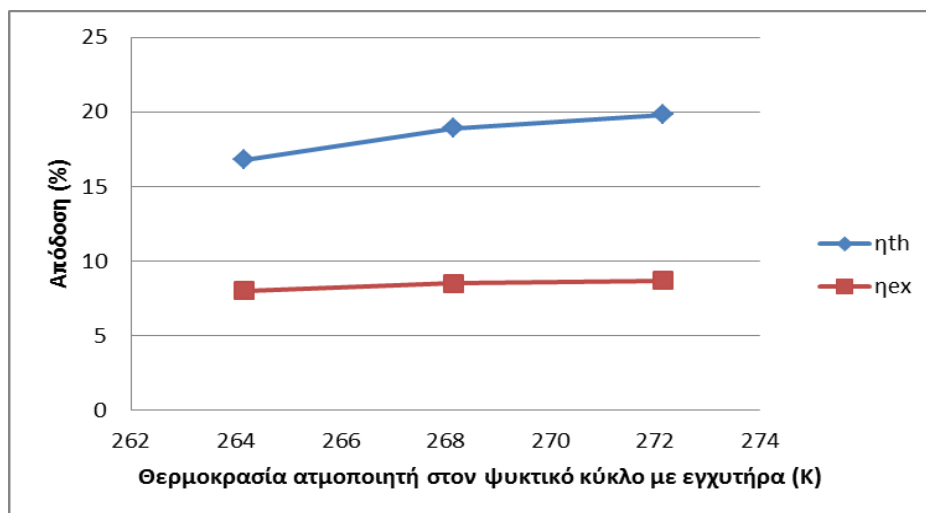
**Πίνακας 13.2** Ποσοστιαία κατανομή της εξέργειας του καυσίμου στις εξόδους και καταστροφή εξέργειας στον τριπλό ψυκτικό κύκλο.

Ο πίνακας 13.2 δείχνει το αποτέλεσμα που λαμβάνεται μετά την διεξαγωγή της εξεργειακής ανάλυσης του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου στον τριπλό ψυκτικό κύκλο που μελετάμε. Έτσι διαπιστώθηκε ότι το 5,9% από τη συνολική εξέργεια που εισρέει στο σύστημα(100%) είναι διαθέσιμο ως διαθέσιμη εξεργειακή ισχύς (άθροισμα τριών ψυκτικών εξόδων) ,το 20,3% της από τη συνολική εξέργεια που εισρέει στο σύστημα χάνεται στο περιβάλλον και το υπόλοιπο 73,8% από τη συνολική εξέργεια που εισρέει στο σύστημα είναι απώλειες που χάνονται εξαιτίας μη-αναστεψιμότητας που εμφανίζεται στα διάφορα στοιχεία του τριπλού ψυκτικού κύκλου.

Περαιτέρω παρατηρείται ότι το μέγιστο ποσοστό (54,7%) των απωλειών λόγω μη-αναστεψιμότητας εμφανίζεται στα στοιχεία του συστήματος μας, όπου έχουμε ανταλλαγή θερμότητας, όπως τον συμπυκνωτή-1 , τη γεννήτρια ατμού με ανάκτηση θερμότητας ,τον εγχυτήρα και τους ψύκτες αερίων.



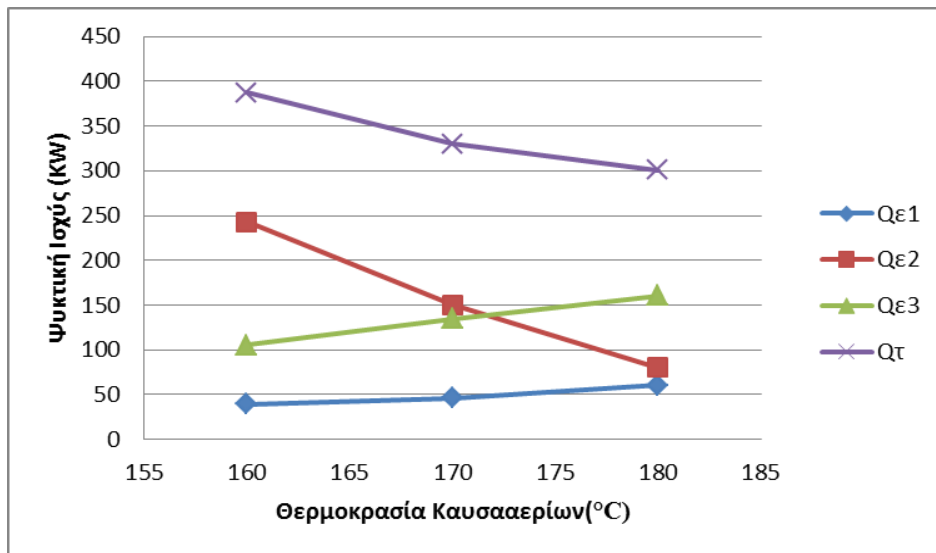
**Διάγραμμα 13.1** Επίδραση της θερμοκρασίας του ατμοποιητή στον ψυκτικό κύκλο με εγχυτήρα σε κάθε ψυκτική έξοδο ,καθώς και στο σύνολο τους.



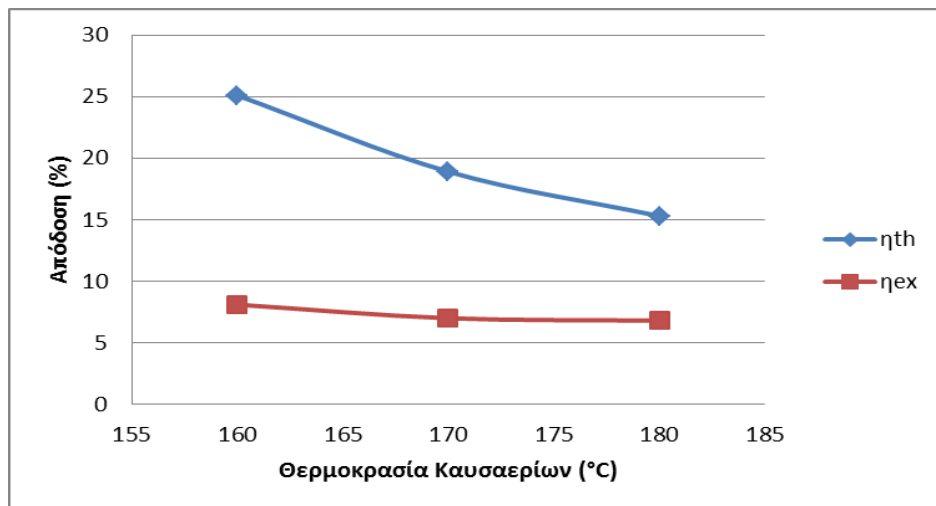
**Διάγραμμα 13.2** Επίδραση της θερμοκρασίας στον ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα στον θερμικό και στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

Τα διαγράμματα 13.1 & 13.2 δείχνουν την επίδραση της θερμοκρασίας του ατμοποιητή στον ψυκτικό κύκλο με εγχυτήρα στις διάφορες εξόδους ψύξης, της θερμικής και της εξεργειακής απόδοσης των στοιχείων του κύκλου μας. Έχει βρεθεί ότι η ψυκτική ισχύς του υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου και του κύκλου απορρόφησης δεν μεταβάλλονται με την αύξηση της θερμοκρασίας στον εξατμιστή του κύκλου εκτίναξης επειδή η κατάσταση εισόδου και εξόδου στον συμπιεστή και τον αναγεννητή δεν μεταβάλλεται. Επιπλέον παρατηρείται ότι η αύξηση της συγκεκριμένης θερμοκρασίας προκαλεί αύξηση στο ρυθμό ροής της μάζας του δευτερεύοντος ατμού στον ψυκτικό κύκλο με εκτίναξη και έτσι η ψυκτική ισχύς του αυξάνεται.

Από τη στιγμή που η ψυκτική ισχύς του υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου και του ψυκτικού κύκλου με απορρόφηση είναι σταθερή, ενώ η ισχύς του ψυκτικού κύκλου με χρήση εγχυτήρα αυξάνεται, συνεπάγεται ότι και η συνολική ισχύς, η θερμική και η εξεργειακή απόδοτικότητα του συνδιασμένου ψυκτικού κύκλου που μελετάμε θα αυξηθεί με την αύξηση της θερμοκρασίας στον ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα.



**Διάγραμμα 13.3** Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στις διάφορες ψυκτικές εξόδους, καθώς και στο σύνολο τους.



**Διάγραμμα 13.4** Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στον θερμικό και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

Τα διαγράμματα 13.3 & 13.4 μας δείχνουν την επίδραση της θερμοκρασίας των απορριπτόμενων καυσαερίων τα οποία χρησιμοποιούνται για την λειτουργία της

διάταξης μας ,στην ψυκτική ισχύς ,καθώς και στην θερμική και εξεργειακή απόδοση του συστήματος.

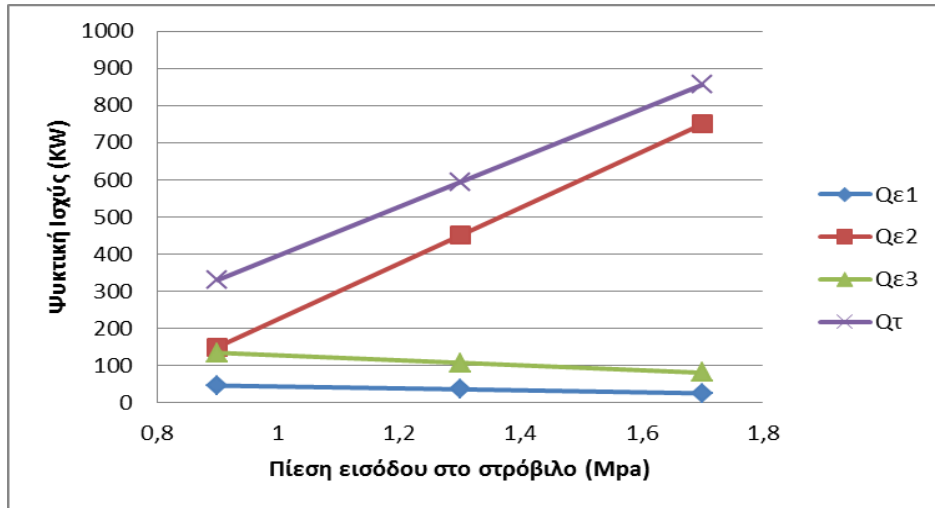
Βρέθηκε ότι η ψυκτική έξοδος του υπερκρίσιμου ψυκτικού κύκλου και του κύκλου ψύξης με εγχυτήρα αυξάνονται με την αύξηση της συγκεκριμένης θερμοκρασίας . Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων, οδηγεί στην καλύτερη ποιότητα του ψυκτικού ατμού στην είσοδο έξοδο του στροβίλου και έτσι η ισχύς του αυξάνεται με αποτέλεσμα μεγαλύτερο ποσό ισχύος να είναι διαθέσιμο στον συμπιεστή, έτσι αυξάνεται ο ρυθμός ροής της μάζας του φυσικού ψυκτικού υγρού N<sub>2</sub>O με αποτέλεσμα να έχουμε μεγαλύτερη ψυκτική ισχύς στον υπερκρίσιμο ψυκτικό κύκλο.

Παρατηρείται επιπλέον , ότι λόγω της βελτίωσης του ατμού ψύξης στην έξοδο του στροβίλου εξαιτίας της αύξησης της ταχύτητας του πρωτεύοντος ψυκτικού ρευστού στην έξοδο του ακροφυσίου του εγχυτήρα που δημιουργείτε μεγαλύτερο κενό κατά την είσοδο του δευτερογενούς ατμού, προκαλεί περισσότερη ροή της δευτερογενούς μάζας του ρευστού και έτσι έχουμε μεγαλύτερη ψυκτική ισχύς του κύκλου με εγχυτήρα. Έχει βρεθεί επίσης ότι η ψυκτική έξοδος στον ψυκτικό κύκλο απορρόφησης μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι αυξάνοντας τη θερμοκρασία καυσαερίου οδηγούμαστε σε χαμηλότερη θερμοκρασία στη έξοδο του HVRG είσοδος στον αναγεννητή, επειδή καθώς η θερμοκρασία των εισερχόμενων καυσαερίων αυξάνεται, η ποιότητα των χαμένων καυσαερίων θα βελτιωθεί. Αυτό σημαίνει ότι η ενέργεια που περιέχει το καυσαέριο που δεν θα χρησιμοποιηθεί θα αυξηθεί.

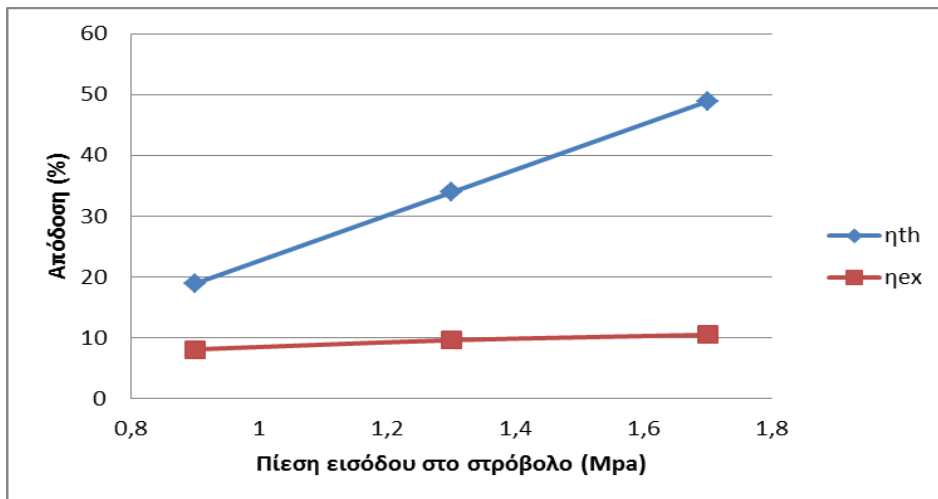
Έτσι θα παράγεται περισσότερος ατμός στη γεννήτρια ατμού με ανάκτηση θερμότητας και ο ρυθμός των παραγόμενων ατμών αυξάνεται όπως και ο ρυθμός της ροής τους. Αυτό το αυξημένο ποσοστό ροής της μάζας του ψυκτικού ρευστού θα αλληλοεπιδρά με την εισερχόμενη θερμότητα στον HVRG και θα λαμβάνει περισσότερη θερμότητα από τα εξερχόμενα καυσαέρια και έτσι η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων στην έξοδο θα μειωθεί. Από τη στιγμή που η ψύξη με απορρόφηση κυριαρχεί σε σχέση με την ψυκτική ισχύς του ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα , τότε η συνολική παραγωγή ψυκτικής ισχύος και η θερμική απόδοση μειώνονται , αλλά η εξεργειακή απόδοση αυξάνεται.

Ο λόγος της αύξησης της εξεργειακής απόδοσης οφείλεται στο γεγονός ότι το ποσό της εξέργειας που σχετίζεται με τον στόβιλο ισχύος – συμπιεστή έργου και η ψυκτική ισχύς του ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα είναι πολύ μεγαλύτερη από το ποσό της εξέργειας που σχετίζεται με τις εξόδους ψύξης στον ψυκτικό κύκλο με απορρόφηση.





**Διάγραμμα 13.5** Επίδραση της πίεσης εισόδου στο στρόβιλο σε κάθε ψυκτική έξοδο καθώς και στο σύνολο τους.



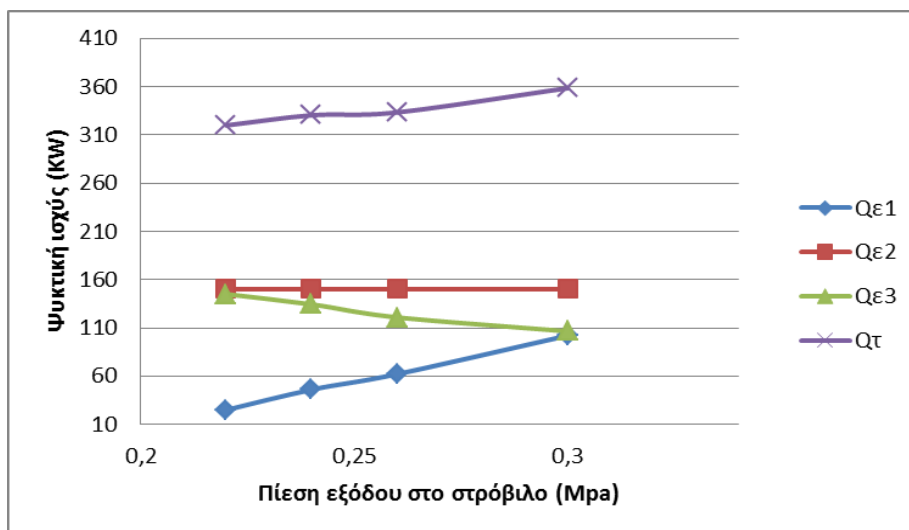
**Διάγραμμα 13.6** Επίδραση της πίεσης εισόδου στο στρόβιλο στον θερμικό και στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

Στα διάγραμμα 13.5 & 13.6 φαίνεται η επίδραση της πίεσης στην είσοδο του στρόβιλου σχετικά με τις εξόδους ψυκτικής ισχύος καθώς και της θερμικής και εξεργειακής απόδοσης του συνδιασμένου κύκλου.

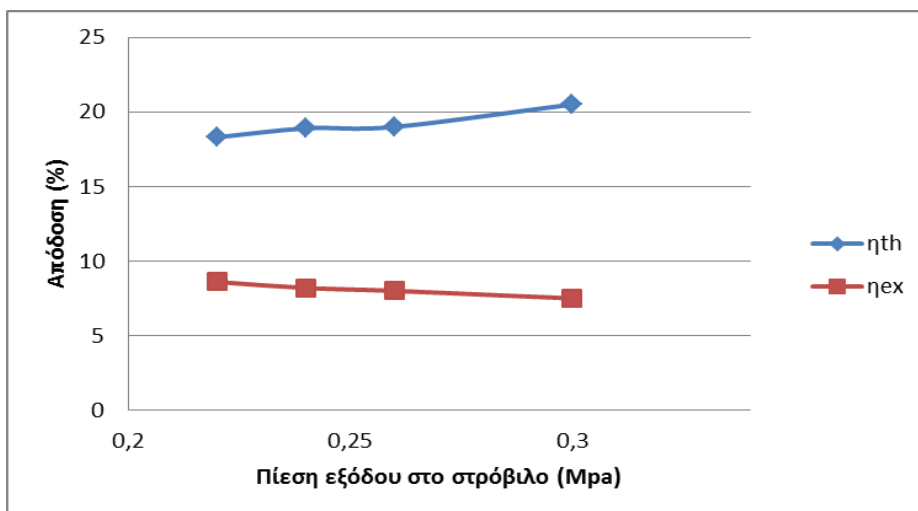
Έχει βρεθεί ότι ο ρυθμός ροής της μάζας του ψυκτικού ατμού στον κύκλο Rankie μειώνεται με την αύξηση της πίεσης στην είσοδο και ως εκ τούτου, η ισχύς εξόδου του στρόβιλου, ο ρυθμός ροής της μάζας του ψυκτικού ρευστού N<sub>2</sub>O στον υπερκρίσιμο ψυκτικό κύκλο και ο ρυθμός ροής του ψυκτικού ατμού στον ψυκτικό κύκλο με εγχυτήρα μειώνονται, κάτι το οποίο θα προκαλέσει μείωση στην ψυκτική ισχύ των δυο ψυκτικών κύκλων.

Επιπλέον παρατηρείται ότι το ποσοστό ροής της μάζας των υδρατμών (H<sub>2</sub>O) στον ψυκτικό κύκλο με απορρόφηση αυξάνεται, εξαιτίας της αύξησης, της εισερχόμενης

πίεσης εισόδου στο στόβιλο. Λόγω του συνδιασμένου αποτελέσματος των ψυκτικών εξόδων για την απόδοση του συνολικού μας ψυκτικού κύκλου, η εξεργειακή απόδοση αυξάνεται οριακά ενώ η θερμική απόδοση αυξάνεται σημαντικά.



**Διάγραμμα 13.7** Επίδραση της πίεσης εξόδου από το στρόβιλο σε κάθε ψυκτική έξοδο καθώς και στο σύνολο τους.

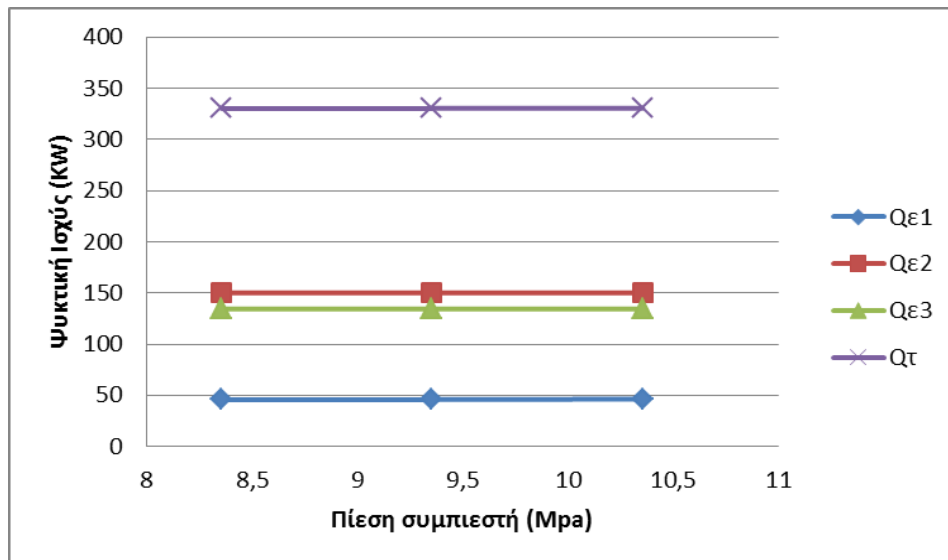


**Διάγραμμα 13.8** Επίδραση της πίεσης εξόδου από το στρόβιλο στην θερμική και την εξεργειακή βαθμότητα απόδοσης.

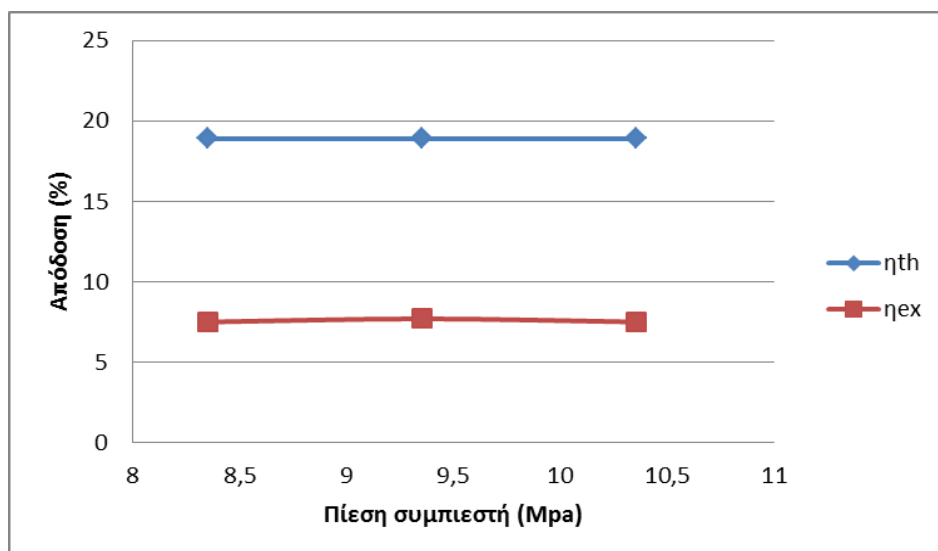
Από τα διαγράμματα 13.7 & 13.8 μπορούμε να παρατηρήσουμε την επίδραση της πίεσης εξόδου του στρόβιλου στις εξόδους ψύξης, καθώς και την θερμική και εξεργειακή αποδοτικότητα του συστήματος μας.

Έχει βρεθεί ότι καθώς η πίεση εξόδου αυξάνεται, η ισχύς του στροβίλου μειώνεται και το διαθέσιμο έργο για το συμπιεστή μειώνεται με αποτέλεσμα να έχουμε χαμηλότερο ρυθμό ροής της μάζας στον υπερκρίσιμο ψυκτικό κύκλο, κάτι το οποίο με τη σειρά του οδηγεί σε χαμηλότερη ψυκτική ισχύ. Επιπλέον παρατηρείται ότι η ψυκτική ισχύς του κύκλου με εγχυτήρα αυξάνεται με την αύξηση της πίεσης εξόδου από το στοβίλου. Αυτό συμβαίνει εξαιτίας του γεγονότος ότι καθώς η πίεση αυξάνεται, η ταχύτητα ροής του πρωτεύοντος ψυκτικού ατμού αυξάνεται στο ακροφύσιο του εγχυτήρα, το οποίο με τη σειρά του δημιουργεί υψηλό κενό στην είσοδο του δευτερεύοντος ατμού στον εγχυτήρα και στη συνέχεια προκαλεί αύξηση του ρυθμού ροής της μάζας του ατμού.

Αυτό που επίσης παρατηρείται είναι ότι δεν υπάρχει αλλαγή στην ψυκτική ισχύ του ψυκτικού κύκλου απορρόφησης, επειδή η κατάσταση εισόδου εξόδου στη γεννήτρια είναι αμετάβλητη με την αύξηση της πίεσης εξόδου. Λόγω του συνδιασμένου αποτελέσματος των ψυκτικών εξόδων παρατηρείται ότι η απόδοση της εξέργεια παραμένει σχεδόν σταθερή ενώ αυξάνεται η θερμική απόδοση με την αύξηση της πίεσης εξόδου.



**Διάγραμμα 13.9** Επίδραση της πίεσης που διανέμει ο συμπιεστής σε κάθε ψυκτική έξοδο καθώς και στο σύνολο τους.



**Διάγραμμα 13.10** Επίδραση της πίεσης που διανέμει ο συμπιεστής στον θερμικό και στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

Τα διαγράμματα 13.9 & 13.10 μας δείχνουν την επίδραση της πίεσης που διοχετεύει ο συμπιεστής στις ψυκτικές εξόδους χωριστά αλλά και συνολικά, καθώς και την επίδραση της εξεργειακής και της θερμικής απόδοσης στο σύστημα μας.

Φαίνεται ότι η ψυκτική ισχύς του υπερκρίσιμου κύκλου ψύξης αυξάνεται αρχικά στο μέγιστο και στη συνέχεια μειώνεται. Αυτό συμβαίνει εξαιτίας της αποκλίνουσας φύσης της διαδικασίας των γραμμών συμπίεσης με τη θερμοκρασία του ατμοποιητή και της ισοπεδώσεως της ισοθερμικής διαδικασίας, με την θερμοκρασία εξόδου του αερίου στο συμπυκνωτή. Επίσης διαπιστώνουμε ότι η αύξηση της πίεσης κατάθλιψης στο συμπιεστή δεν έχει επίδραση στις ψυκτικές εξόδους των άλλων δύο ψυκτικών κύκλων.

Στη συνολική ψυκτική ισχύ του συστήματος μας, παρατηρείται ότι η απόδοτικότητα της εξέργειας αλλάζει οριακά, ενώ η θερμική απόδοση αυξάνεται οριακά αρχικά στο μέγιστο και ύστερα μειώνεται πάλι οριακά.

## 13.2 Συμπεράσματα

Στη μελέτη μας έγινε θερμοδυναμική ανάλυση της απόδοσης ενός συνδιασμένου ψυκτικού κύκλου τριπλής δράσης, βασισμένο στην απορριπτόμενη θερμότητα βιομηχανικών καυσαερίων που συνδιάζει ένα ψυκτικό κύκλο με εγχυτήρα, ένα ψυκτικό κύκλο απορρόφησης και ένα υπερκρίσιμο ψυκτικό κύκλο.

Αφού πραγματοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση, εξεργειακή ανάλυση και ενεργειακή ανάλυση ,για να εξεταστεί το αποτέλεσμα των θερμοδυναμικών παραμέτρων στη απόδοση και την εξεργειακή καταστροφή σε κάθε στοιχείο της διάταξης μας.

Τα βασικά συμπεράσματα από τη μελέτη αυτή συνοψίζονται ως εξής:

1) Η μη-αναστρεψιμότητα στον τριπλό ψυκτικό κύκλο είναι μέγιστη εξαιτίας του ψύκτη αερίου , του εγχυτήρα ,της γεννήτριας ατμού με ανάκτηση θερμότητας (HVRG), και τον συμπυκνωτή του ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα (ERC). Αυτό το φαινόμενο μπορεί να ελαχιστοποιηθεί με καλύτερη εξέταση-μελέτη του σχεδιασμού καταμήκος μαζί με την μείωση της θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ των δύο εναλλασώμενων ρευστών.

2) Περίπου το 5,9% είναι διαθέσιμο ως χρήσιμη εξέργεια εξόδου όπου το το 19,1% είναι διαθέσιμο ως χρήσιμη ενέργεια. Η ισχύς της εξέργειας είναι μικρή εξαιτίας της χαμηλής θερμοκρασίας του ψυκτικού φαινομένου στον υπερκρίσιμο ψυκτικό κύκλο.

3) Τόσο η θερμική όσο και η εξεργειακή απόδοση αυξάνονται με την αύξηση μια εκ των ακόλουθων παραμέτρων: α) πίεση εξόδου στο στρόβιλο, β) πίεση εισόδου στο στρόβιλο, γ) θερμοκρασία στον ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα, δ) πίεση που διανέμει ο συμπιεστής, ενώ η θερμική και η εξεργειακή αποδοτικότητα μειώνονται με την αύξηση της θερμοκρασίας της βιομηχανικά <<χαμένης>> θερμότητας. Η βελτιστοποίηση των παραπάνω παραμέτρων μπορεί να επιτευχθεί με αυτή την ανάλυση.

4) Η παραμετρική μελέτη δείχνει ότι η θερμοκρασία της βιομηχανικά απορριπτόμενης <<χαμένης>> θερμότητας, η πίεση εξόδου απο το στρόβιλο, η πίεση εισόδου στο στρόβιλο, η θερμοκρασία στον ατμοποιητή του ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα και η πίεση του συμπιεστή έχει σημαντικές επιπτώσεις στις ψυκτικές μας εξόδους.

Με βάση τα αποτελέσματα που βρήκαμε, μπορούμε να διαπιστώσουμε ότι ο προτεινόμενος συνδιασμένος ψυκτικός κύκλος είναι ένας πολλά υποσχόμενος τριπλής δράσης ψυκτικός κύκλος για την παραγωγή ευρέος φάσματος ψύξης ταυτόχρονα από τεχνικής και θερμοδυναμικής απόψεως.

## 14. Βιβλιογραφία:

### 14.1 Βιβλία

1. Κουρεμένος Δ., ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ Ι, ΕΜΠ, Αθήνα 1991.
2. Μπορμπιλας Ν., Εισαγωγή στο Mathcad με εφαρμογές στις θετικές επιστήμες, ΕΜΠ, Αθήνα 2005.

### 14.2 Σημειώσεις

1. Κορωνάκη Ε., Σημειώσεις μαθήματος <<Ψύξη ΙΙ>>, ΕΜΠ, Αθήνα 2013
2. Ρογδάκης Ε., Σημειώσεις μαθήματος «Λογισμικό Θερμοδυναμικής», ΕΜΠ
3. Χατζηδάκης Σ., Σημειώσεις <<Σημειώσεις ψύξης Α' και Β' Μέρους>>, ΕΜΠ, Αθήνα 2003

### 14.3 Δημοσιεύσεις

1. Agrawal, B., Karimi, N., 2012. "Thermodynamic performance assessment of a novel waste heat based triple effect refrigeration cycle". Int. J. Refrigeration Res. 35, 1647-1656.
2. Bejan, A., 2002. "Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture". Int. J. Energy Res. 26, 545-565.
3. Bhattacharyya, S., Garai, A., Sarkar, J., 2009. "Thermodynamic analysis and optimization of a novel N<sub>2</sub>O-CO<sub>2</sub> cascade system for refrigeration and heating". Int. J. Refrigeration 1077-1084.
4. Chua, H.T., Toh, H.K., Malek, A., Ng, K.C., Srinivasan, K., 2000. "Improved thermodynamic property fields of LiBr-H<sub>2</sub>O solutions". Int. J. Refrigeration 23, 412-429.
5. Hasan, A.A., Goswami, D.Y., Vijayaraghavan, S., 2002. "First and second law analysis of a new power and refrigeration thermodynamic cycle using a solar heat source". Sol. Energy 73 (5), 385-393
6. Hong, D., Chen, G., Tong, L., He, Y., 2011. "A novel ejector-absorption combined refrigeration cycle". Int. J. Refrigeration 34, 1596-1603.
7. Huang, B.J., Chang, J.M., Wang, C.P., Petronko, V.A., 1999. "A 1-D analysis of ejector performance". Int. J. Refrigeration 22, 354-364.
8. Li, D., Groll, E.A., 2005. "Transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with ejector-expansion device". Int. J. Refrigeration 28, 766-773
9. Martin, C., Goswami, D.Y., 2006. "Effectiveness of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle". Appl. Thermal Eng. 26, 576-582.
10. Sarkar, J., 2010. "Performance of a transcritical N<sub>2</sub>O refrigeration system with internal heat exchanger".
11. Sarkar, J., Bhattacharyya, S., "Thermodynamic analyses and optimization of a transcritical N<sub>2</sub>O refrigeration cycle". Int. J. Refrigeration 33, 33-40.

12. Martin, C., Goswami, D.Y., 2006. "Effectiveness of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle". Applied Thermal Engineering 26, 576-582.
13. Hong, D., Tang, L., Yijian He, Chen, G., 2010. "A novel absorption refrigeration cycle". Applied Thermal Engineering 30, 2045-2050.
14. Defibaugh, D., Goodwin, A., Morrison, G., 1992. "Thermodynamic properties of 1,1-dichloro-1-fluoroethane (R141b)". Fluid Phase Equilibria 85, 271-284.
15. Patek, J., Klomfar, J., 2006. "A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H<sub>2</sub>O solutions from 273 to 500 K over full composition range". Int. J. Refrigeration 29, 566-578.

#### **14.4 Λογισμικά**

1. Mathcad 15.0
2. RefProp 9