

ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ ΚΡΗΤΗΣ



ΤΜΗΜΑ ΗΛΕΚΤΡΟΝΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΚΑΙ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΩΝ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΜΕΛΕΤΗ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΚΑΙ ΤΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΑΝΤΛΙΩΝ
ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΠΟ ΙΣΤΟΡΙΚΑ ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΗΣ
ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥΣ**

Σαββάκος Χaráλαμπος

ΕΞΕΤΑΣΤΙΚΗ ΕΠΙΤΡΟΠΗ

Καθηγητής, Σταυρακάκης Γεώργιος (Επιβλέπων)

Καθηγητής, Καλαϊτζάκης Κωνσταντίνος

Επίκουρη Καθηγήτρια, Κολοκοτσά Διονυσία

Χανιά, Νοέμβριος 2010

Περιεχόμενα

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 – Εισαγωγή	2
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 – Περιγραφή	3
Γενική Περιγραφή Αντλιών Θερμότητας	3
Αντλία Θερμότητας Carnot	4
Κύκλος συμπίεσης ατμών	7
Τύποι Αντλιών Θερμότητας	9
Πηγές Θερμότητας	10
<i>ΑΕΡΑΣ</i>	10
<i>ΝΕΡΟ</i>	12
<i>ΕΔΑΦΟΣ</i>	12
Οικονομικά Πλεονεκτήματα	13
Σύντομη ιστορική αναδρομή	13
State of the art	14
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – Θεωρία	21
Αντλία Θερμότητας	21
Συμπιεστής	21
<i>RECIPROCATING</i>	23
<i>SCROLL</i>	24
Συμπυκνωτής	26
Εκτονωτική βαλβίδα	30
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 – Προσομοίωση	31
Παρουσίαση πλατφόρμας προσομοίωσης	31
Τα μοντέλα της Αντλίας Θερμότητας	39
<i>ΨΥΚΤΙΚΟ ΡΕΥΣΤΟ</i>	39
<i>ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΥΜΠΙΕΣΤΩΝ</i>	39
<i>ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΕΞΑΤΜΙΣΤΗ</i>	43
<i>ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΤΡΙΧΟΕΙΔΟΥΣ ΣΩΛΗΝΑ</i>	45
<i>ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗ</i>	47
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 – Αποτελέσματα	49
Αερόψυκτη Αντλία Θερμότητας με Reciprocating συμπιεστή	49
Αερόψυκτη Αντλία Θερμότητας με Scroll συμπιεστή	53
Αξιολόγηση Αντλιών Θερμότητας	56
Σύγκριση με λέβητα	58
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 – Συμπεράσματα	60
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – Βιβλιογραφία	Error! Bookmark not defined.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 – Εισαγωγή

Τα τελευταία χρόνια ο κόσμος είναι περισσότερο ευαισθητοποιημένος όσον αφορά το περιβάλλον. Τόσο το φαινόμενο του θερμοκηπίου όσο και η αυξανόμενη ζήτηση για ενέργεια, έχουν συμβάλλει σε αυτό. Άμεση συνέπεια είναι η τεχνολογία να στραφεί στις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας με σκοπό την οικολογική παραγωγή της όπως και στην εξοικονόμηση ενέργειας βελτιώνοντας τις αποδόσεις των συσκευών.

Οι πιο ενεργοβόροι τομείς στην οικιακή κατανάλωση είναι η θέρμανση/ψύξη χώρου και η παραγωγή Ζεστού Νερού Χρήσης (ZNX). Ενδεικτικά για την Ευρώπη, κατά το 2000, η κατανάλωση ενέργειας σε οικιακό επίπεδο για τη θέρμανση χώρου έφτασε το 57% και για το ZNX το 25% (Chwieduk 2002). Τα δεδομένα αυτά δείχνουν ότι η όποια εξοικονόμηση ενέργειας σε αυτόν τον τομέα, συμβάλλει σημαντικά στη συνολική εξοικονόμηση ενέργειας.

Σε αυτό ακριβώς το πεδίο κινείται η παρούσα διπλωματική με τη χρήση Αερόψυκτων Αντλιών Θερμότητας (ΑΑΘ) σαν μία εναλλακτική προσέγγιση για τις παραπάνω ανάγκες. Η μελέτη αφορά την απόδοση αντλιών θερμότητας στην περιοχή των Χανίων, καθώς το κλίμα είναι ιδανικό για τη χρήση αυτών.

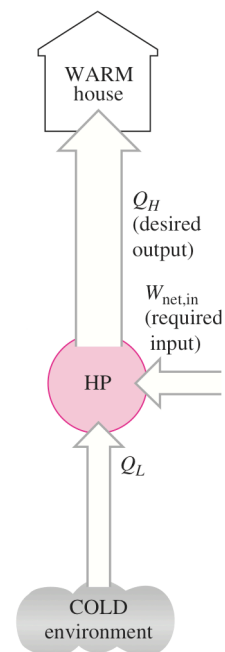
Η αντλία θερμότητας αποτελεί μία καλή λύση καθώς μπορεί παράλληλα με τη θέρμανση/ψύξη χώρου, να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή ZNX. Θα ελέγξουμε την απόδοση ενός συστήματος βασισμένο στους πλέον χρησιμοποιημένους συμπιεστές τύπου Reciprocating, όσο και σε πιο σύγχρονους συμπιεστές τύπου Scroll. Τέλος, θα συγκρίνουμε οικονομικά την αντλία θερμότητας με τον παραδοσιακό λέβητα.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 – Περιγραφή

Γενική Περιγραφή Αντλιών Θερμότητας

Η αντλία θερμότητας είναι μία συσκευή που στηρίζεται στον κύκλο Συμπίεσης Ατμών (Vapor Compression Cycle). Ο κύκλος αυτός επιτρέπει στη συσκευή να μεταφέρει θερμότητα από ένα ψυχρό θερμοδοχείο, για παράδειγμα το περιβάλλον, σε ένα θερμό θερμοδοχείο, όπως μια οικία, καταναλώνοντας ένα ποσό ενέργειας για τη μεταφορά.

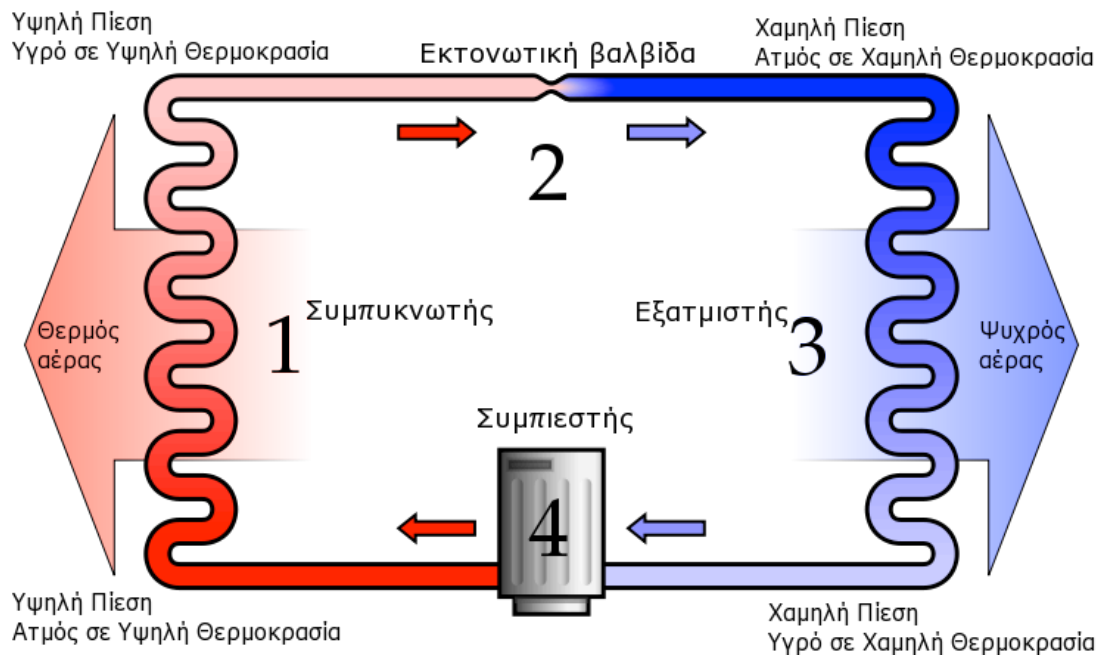
Για να πραγματοποιηθεί ο κύκλος χρειάζεται ένα ψυκτικό ρευστό που θα απορροφά τη θερμότητα για να την αποδώσει στη συνέχεια όπου χρειάζεται. Το ρευστό κάνει ένα συνεχή κύκλο μέσα στα βασικά μέρη μίας αντλίας θερμότητας που είναι ένας συμπιεστής, ένας συμπυκνωτής, μία εκτονωτική βαθμίδα και ένας εξατμιστής.



Εικόνα 2-1

Μεταφορά ενέργειας
με ΑΘ
Thermodynamics: an
Engineering Approach

Στην **Εικόνα 2-2** βλέπουμε ότι το ρευστό εισέρχεται στο συμπιεστή (4) και συμπιέζεται σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία. Πηγαίνει προς το συμπυκνωτή (1), όπου μετατρέπεται σε υγρό, μεταφέροντας τη λανθάνουσα θερμότητα (latent heat) που έχει σε ένα άλλο δευτερεύων ρευστό όπως αέρας ή νερό. Στη συνέχεια, φτάνει στην εκτονωτική βαθμίδα (2), όπου υφίσταται μία απότομη πτώση πίεσης και θερμοκρασίας. Το ρευστό έχει πλέον θερμοκρασία χαμηλότερη σε σχέση με το ψυχρό θερμοδοχείο. Αυτό επιτρέπει στον εξατμιστή (3) να μεταφέρει ενέργεια από το περιβάλλον στο ρευστό έως ότου φτάσει ξανά στην κατάσταση του κορεσμένου ατμού και μπει στον συμπιεστή.



Εικόνα 2-2

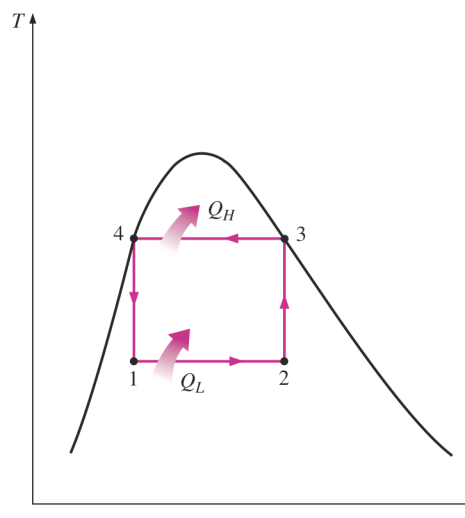
Σχηματική αναπαράσταση Αντλίας Θερμότητας [Ilmari Karonen](#)

Ένα μεγάλο πλεονέκτημα μίας αντλίας θερμότητας είναι ότι μπορεί πολύ εύκολα να αντιστραφεί ο κύκλος. Αυτό μας επιτρέπει να θεωρούμε κατά τους χειμερινούς μήνες, το περιβάλλον ως ψυχρό θερμοδοχείο και την οικία ως θερμό θερμοδοχείο. Αν αντιστρέψουμε τους ρόλους του συμπυκνωτή και του εξατμιστή, θα έχουμε ως ψυχρό θερμοδοχείο την οικία και θερμό θερμοδοχείο το περιβάλλον. Μπορούμε λοιπόν, κατά τους καλοκαιρινούς μήνες, να αντλούμε θερμότητα από την οικία και να τη μεταφέρουμε στο περιβάλλον. Χρησιμοποιούμε δηλαδή μία συσκευή για όλο το χρόνο, μειώνοντας το συνολικό κόστος εγκατάστασης συσκευών για θέρμανση/ψύξη χώρου ενώ παράλληλα μας παρέχει πολύ οικονομικά ΖΝΧ.

Αντλία Θερμότητας Carnot

Γνωρίζουμε ότι ο κύκλος Carnot είναι ένας πλήρως αντιστρέψιμος κύκλος που αποτελείται από δύο ισόθερμες διαδικασίες και από δύο ισεντροπικές. Έχει τη μέγιστη θερμική απόδοση για δεδομένες τιμές θερμοκρασίας μεταξύ δύο θερμοδοχείων και για αυτό το χρησιμοποιούμε σαν μέτρο σύγκρισης για τους πραγματικούς κύκλους.

Από τη στιγμή που ο κύκλος είναι αντιστρέψιμος, όλες οι διαδικασίες που τον αποτελούν αντιστρέφονται. Έτσι αντιστρέφονται και οι κατευθύνσεις όλων των μεταφορών θερμότητας και ενέργειας. Το αποτέλεσμα είναι ένας κύκλος που λειτουργεί προς την αντίθετη φορά στο διάγραμμα Θερμοκρασίας/Εντροπίας, ο αντίστροφος κύκλος Carnot. Μία αντλία θερμότητας που ακολουθεί αυτόν τον κύκλο καλείται Αντλία Θερμότητας Carnot.



Εικόνα 2-3

Διάγραμμα Θερμοκρασίας/Εντροπίας για τον αντίστροφο κύκλο Carnot

Thermodynamics: an Engineering Approach

Όπως φαίνεται και στο διάγραμμα, κατά τη διαδικασία 1->2 το ψυκτικό ρευστό απορροφά θερμότητα Q_L ισοθερμικά από μία πηγή χαμηλής θερμοκρασίας T_L .

Συμπιέζεται ισηντροπικά έως την κατάσταση 3 όπου και αυξάνει τη θερμοκρασία του σε T_H λαμβάνοντας ενέργεια $W_{net,in}$. Αποδίδει κατά τη διαδικασία 3->4 θερμότητα Q_H ισοθερμικά σε ένα θερμοδοχείο υψηλής θερμοκρασίας T_H , όπως στο συμπυκνωτή. Τέλος, εξατμίζεται ισηντροπικά έως την κατάσταση 1 με παράλληλη μείωση της θερμοκρασίας του σε T_L .

Η απόδοση του κύκλου μετρείται με το Coefficient of Performance (COP) το οποίο είναι ο λόγος του επιθυμητού αποτελέσματος προς την απαιτούμενη ενέργεια για να το πετύχουμε. Αυτό εκφράζεται μαθηματικά με τον παρακάτω τύπο:

$$COP_{HP} = \frac{\text{Επιθυμητη_Εξοδος}}{\text{Απαιτουμενη_Εισοδος}} = \frac{Q_H}{W_{net,in}}$$

Συγκεκριμένα για μία αντλία Θερμότητας Carnot, ο τύπος γίνεται:

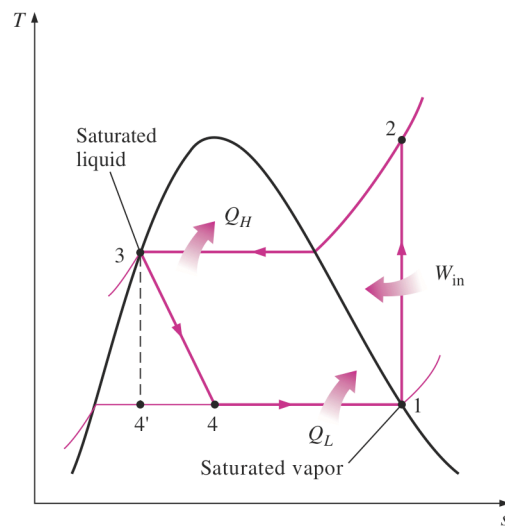
$$COP_{HP,Carnot} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

Παρατηρούμε από τον παραπάνω τύπο ότι το COP αυξάνεται καθώς μειώνεται η διαφορά των δύο θερμοκρασιών. Ο αντίστροφος κύκλος Carnot είναι ο πιο αποδοτικός κύκλος ανάμεσα σε δύο δεδομένες θερμοκρασίες. Για αυτό τον χρησιμοποιούμε για να δούμε το μέγιστο COP για κάθε συγκεκριμένη υλοποίηση. Δυστυχώς, ο αντίστροφος κύκλος Carnot δεν μπορεί να υλοποιηθεί σε ένα πραγματικό σύστημα. Αυτό οφείλεται από τη μία πλευρά στο ότι δεν μπορούμε να έχουμε ένα συμπιεστή που να μπορεί να δουλέψει αποδοτικά με ένα μείγμα του ρευστού σε υγρή και αέρια μορφή. Από την άλλη, δεν έχουμε κάποια εκτονωτική βαθμίδα που να μπορεί να διαχειριστεί το ρευστό σε μία κατάσταση που να περιέχει μεγάλο ποσοστό τού σε αέρια μορφή. Για τους λόγους αυτούς δεν αποτελεί ρεαλιστικό μοντέλο.

Κύκλος συμπίεσης ατμών

Ένα πιο ρεαλιστικό μοντέλο προκύπτει αν θεωρήσουμε ότι το ρευστό μας εισέρχεται στο συμπιεστή σε αέρια κατάσταση και να χρησιμοποιήσουμε μία εκτονωτική βαλβίδα που δέχεται το ψυκτικό σε υγρή κατάσταση. Αυτό καλείται ιδανικός ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών.

Στην περίπτωση αυτή, το ρευστό εισέρχεται στο συμπιεστή (1) σε κατάσταση κορεσμένου ατμού και συμπιέζεται ισεντροπικά στην υψηλή πίεση του συμπυκνωτή (2). Η θερμοκρασία του ρευστού σε αυτό το σημείο ξεπερνάει κατά πολύ τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος χώρου. Στη συνέχεια περνάει από το συμπυκνωτή ξεκινώντας σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού και καταλήγοντας σε κατάσταση κορεσμένου υγρού. Σε αυτό το σημείο αποδίδει το θερμικό του περιεχόμενο, σε σταθερή πίεση. Το ρευστό έχει ακόμα θερμοκρασία αρκετά υψηλότερη του περιβάλλοντος χώρου. Μόλις περάσει από την εκτονωτική βαλβίδα (3), η πίεση του ρευστού πέφτει στη χαμηλή πίεση του εξατμιστή με αποτέλεσμα να κατεβαίνει και η θερμοκρασία του σε χαμηλότερο επίπεδο από το περιβάλλον. Καθώς περνάει από τον εξατμιστή (4) σε κατάσταση κορεσμένου μίγματος χαμηλής ποιότητας, απορροφά ενέργεια από το περιβάλλον με αποτέλεσμα να εξατμίζεται εντελώς, πάντα σε σταθερή πίεση. Πηγαίνοντας ξανά προς το συμπιεστή ολοκληρώνει τον κύκλο του.



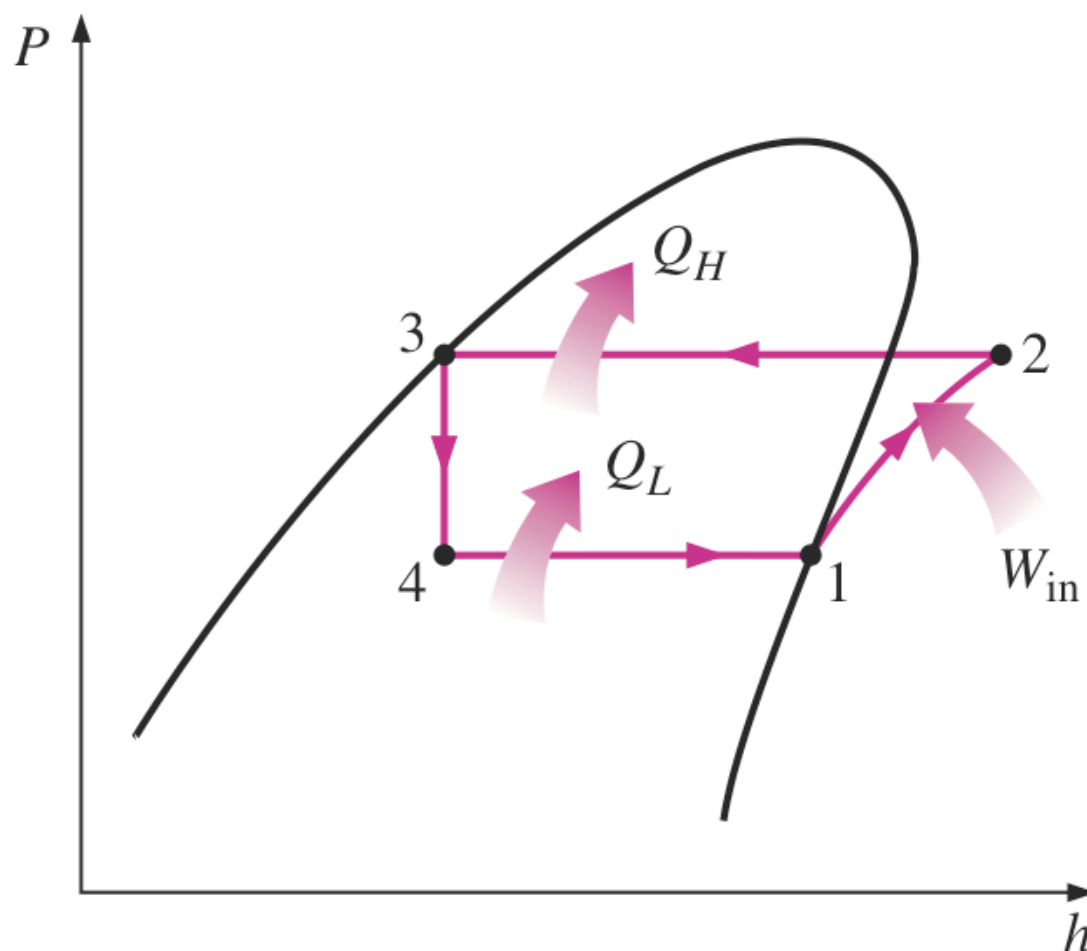
Εικόνα 2-4

Διάγραμμα Θερμοκρασίας/Εντροπίας για τον κύκλο συμπίεσης ατμών

Thermodynamics: an Engineering Approach

Σύμφωνα με το διάγραμμα, παρατηρούμε ότι ο χώρος που περιβάλλεται από τη διαδικασία 4-→1 αντιστοιχεί στην ενέργεια που απορροφά το ρευστό από το περιβάλλον, ίση με Q_L . Ενώ η περιοχή κάτω από τη διαδικασία 2-→3 αντιστοιχεί στην ενέργεια που αποδίδει το ρευστό, ίση με Q_H .

Ένα ακόμα διάγραμμα που χρησιμοποιείται συχνά για την ανάλυση του κύκλου συμπίεσης ατμών είναι το διάγραμμα Πίεσης/Ενθαλπίας. Σε αυτό, οι τρεις από τις τέσσερις διαδικασίες εμφανίζονται σαν ευθείες γραμμές. Οι μεταφορά θερμότητας που γίνεται στο συμπυκνωτή και στον εξατμιστή είναι ανάλογη με το μήκος της αντίστοιχης διαδικασίας στο διάγραμμα.



Εικόνα 2-5

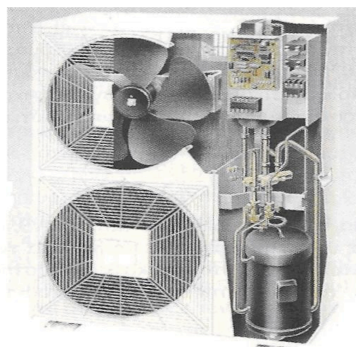
Διάγραμμα Πίεσης/Ενθαλπίας για τον κύκλο συμπίεσης ατμών
Thermodynamics: an Enginnering Approach

Ο κύκλος συμπίεσης ατμών δεν είναι ιδανικός, καθώς περιέχει μία μη αντιστρεπτή διαδικασία, την εκτόνωση. Αυτή όμως η διαδικασία κάνει το μοντέλο πιο ρεαλιστικό για να περιγράψει τον πραγματικό κύκλο συμπίεσης ατμών. Όλα τα μέρη που απαρτίζουν τον κύκλο είναι συσκευές steady-flow. Αυτό επιτρέπει να γίνεται η συνολική ανάλυση του κύκλου θεωρώντας τέσσερις steady-flow διαδικασίες.

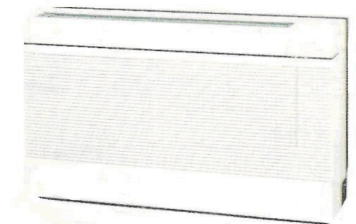
Τύποι Αντλιών Θερμότητας

Η κατηγοριοποίηση των αντλιών θερμότητας μπορεί να γίνει με βάση (Χρηματοπούλου 2009):

- Το μέσο από όπου αντλείται η θερμότητα και το μέσο όπου αποβάλλεται. Όλοι οι συνδυασμοί μεταξύ αέρος, νερού και εδάφους είναι πιθανοί.
- Το είδος του συμπιεστή όπως
 - Reciprocating ή Παλινδρομικοί
 - Rotary ή Περιστροφικού ανεμιστήρα
 - Screw ή Ελικοειδούς μορφής με μονό ή διπλό έλικα
 - Scroll ή Σπειροειδής
- Τη θέση των διάφορων μηχανισμών όπως
 - Ενιαίες ή αυτόνομες όπου όλοι οι μηχανισμοί βρίσκονται σε κοινό κέλυφος
 - Διαιρούμενες ή διμερούς τύπου όπου ο εξατμιστής και ο συμπυκνωτής είναι ανεξάρτητοι του υπόλοιπου συστήματος
- Τον τρόπο αναστροφής της λειτουργίας τους όπως
 - Σταθερού κυκλώματος ψυκτικού μέσου
 - Μεταβλητού κυκλώματος ψυκτικού μέσου



1. Εσωτερικό τμήμα θερμαντλίας διμερούς τύπου



2. Εξωτερικό τμήμα θερμαντλίας διμερούς τύπου

Εικόνα 2-6

ΑΘ διμερούς τύπου
(Χρηματοπούλου 2009)

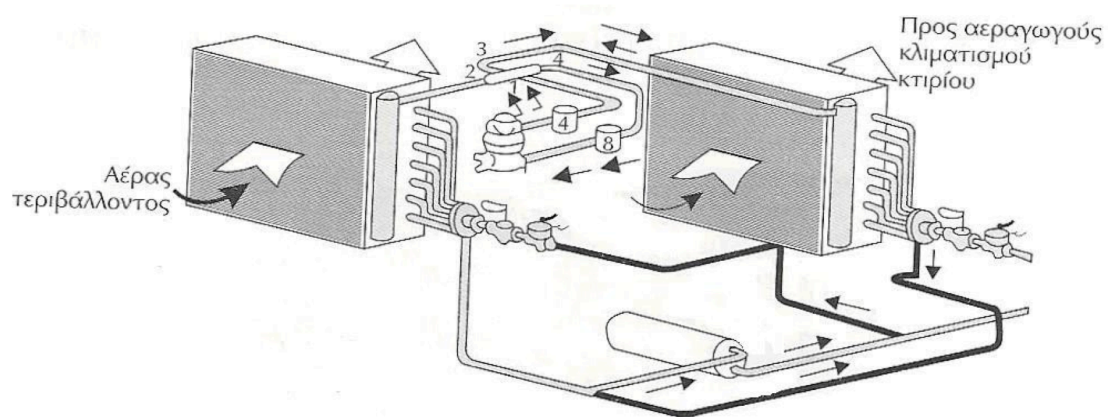
Πηγές Θερμότητας

ΑΕΡΑΣ

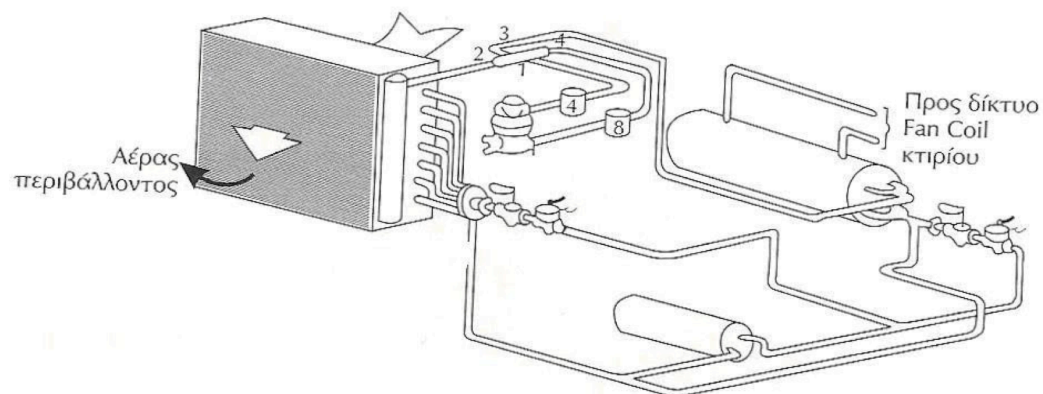
Ο αέρας είναι το πιο σύνηθες μέσο που χρησιμοποιείται λόγω της αφθονίας του καθώς και του μηδαμινού κόστους χρήσης. Το πρόβλημα με το μέσο αυτό, είναι οι χαμηλές θερμοκρασίες. Όταν η θερμοκρασία φτάνει σε πολύ χαμηλά επίπεδα, η αντλία θερμότητας δεν μπορεί να αντλήσει ενέργεια. Ουσιαστικά, η θερμοκρασία μπορεί να είναι τόσο χαμηλή που δεν επιτρέπει στον εξατμιστή να παρέχει το ρευστό σε κατάσταση κορεσμένου ατμού στον συμπιεστή. Στην περίπτωση αυτή, όχι μόνο δεν μπορεί η αντλία να ολοκληρώσει το σκοπό της αλλά μπορεί να δημιουργήσει βλάβη στο συμπιεστή, ιδιαίτερα αν έχουμε να κάνουμε με Reciprocating. Για αυτές τις περιπτώσεις απαιτείται εφεδρικό σύστημα.

Πριν φτάσει σε σημείο μη λειτουργίας, έχουμε να αντιμετωπίσουμε ένα ακόμα πρόβλημα, τη δημιουργία πάγου στον εξατμιστή. Όσο αυξάνει η ποσότητα του δημιουργούμενου πάγου, τόσο μειώνεται η παροχή του αέρα που διέρχεται από τον εξατμιστή, μειώνοντας δραστικά την απόδοση του. Το πρόβλημα αυτό μπορεί να λυθεί είτε με τη χρήση ηλεκτρικών αντιστάσεων είτε με τη σύντομη αντιστροφή του ψυκτικού κύκλου. Η χρήση αντιστάσεων, καταναλώνει πρόσθετο ρεύμα ενώ με την αντιστροφή το ζεστό ρευστό οδηγείται στον εξατμιστή και λιώνει τον πάγο. Όσο ο κύκλος λειτουργεί αντίστροφα, ο εξωτερικός ανεμιστήρας σταματά να παρέχει κρύο αέρα, με αποτέλεσμα ο συμπιεστής να αντιμετωπίζει μόνο τα φορτία του πάγου για ένα σύντομο χρονικό διάστημα.

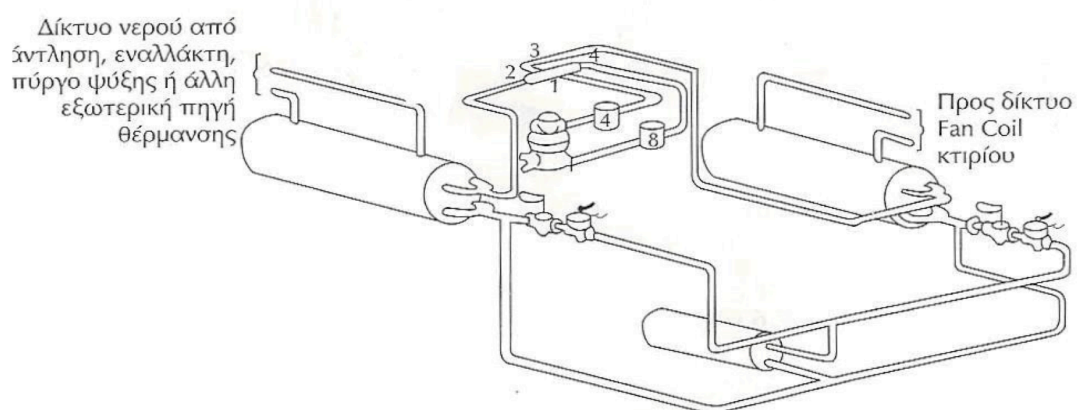
Αυτά τα προβλήματα είναι πολύ περιορισμένα στην περιοχή των Χανίων, καθώς οι θερμοκρασίες πολύ σπάνια πέφτουν σε χαμηλά επίπεδα. Έτσι, δεν υπάρχει λόγος για εφεδρικό σύστημα, ενώ αν δημιουργηθεί πάγος μπορεί πολύ απλά να αντιμετωπιστεί με την αντιστροφή του κύκλου.



(α) Θερμαντλία αέρα-αέρα



(β) Θερμαντλία αέρα-νερού



(γ) Θερμαντλία νερού-νερού

Εικόνα 2-7

ΑΘ βασισμένες σε αέρα και νερό
(Χρηματοπούλου 2009)

ΝΕΡΟ

Λόγω του υψηλού κόστους χρήσης νερού από το δημόσιο δίκτυο, σε ανοιχτά κυκλώματα συχνά προτιμάται νερό από ιδιωτικές αντλήσεις. Είναι δυνατή επίσης η χρησιμοποίηση νερού λίμνης, ποταμού ή ακόμα και θάλασσας. Στην τελευταία περίπτωση πρέπει να ληφθεί υπ' όψιν ο τρόπος υδροληψίας γιατί οι θαλάσσιοι οργανισμοί μπορούν να κλείσουν τις εισόδους των σωλήνων, καθώς επίσης και γιατί μπορεί να υπάρξει αναρρόφηση άμμου, η οποία προκαλεί προβλήματα φθοράς στις αντλίες και στους εναλλάκτες του συστήματος. Για να αποφευχθούν τα προβλήματα αυτά μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε ενδιάμεσο κλειστό κύκλωμα νερού σε θαλάσσιο εναλλάκτη θερμότητας. Ο εναλλάκτης αυτός μπορεί να είναι σωλήνας ο οποίος τοποθετείται στην θάλασσα και εναλλάσσει θερμότητα με το θαλασσινό νερό.

Παρόλα αυτά, μία αντλία θερμότητας που χρησιμοποιεί το νερό σαν μέσο μεταφοράς θερμότητας, πετυχαίνει μεγαλύτερα COP γιατί το νερό έχει πιο σταθερή θερμότητα κατά τη διάρκεια του χρόνου σε σχέση με τον αέρα. Όπως περιγράψαμε και παραπάνω, η μικρή διαφορά μεταξύ των θερμοκρασιών του θερμού και ψυχρού θερμοδοχείου οδηγεί σε μεγαλύτερες αποδόσεις.

ΕΔΑΦΟΣ

Το έδαφος ως πηγή θερμότητας παρουσιάζει δύο βασικά προβλήματα. Το πρώτο είναι η συντήρηση του στοιχείου και η αντιμετώπιση της διάβρωσης και των διαρροών. Το δεύτερο είναι η απαιτούμενη μεγάλη έκταση για την παραλαβή και απόρριψη της θερμότητας στο έδαφος. Οι ερευνητές τα τελευταία χρόνια προσπαθούν να αξιοποιήσουν την μεγάλη θερμοχωρητικότητα που έχει το έδαφος και γενικά ο υπεδαφικός χώρος ο οποίος λειτουργεί παράλληλα και σαν φυσικός αποθηκευτικός χώρος θερμικής ενέργειας. Αυτό δύναται να δημιουργήσει σημαντική βελτίωση στον COP της αντλίας θερμότητας.

Μία γεωθερμική αντλία θερμότητας, όπως λέγεται αλλιώς η αντλία που χρησιμοποιεί το έδαφος σαν μέσο, πετυχαίνει μεγαλύτερα COP σε σχέση με τον αέρα για τον ίδιο λόγο με το νερό.

Οικονομικά Πλεονεκτήματα

Για να γίνουν πιο αισθητά τα πλεονεκτήματα μίας αντλίας θερμότητας, μπορούμε να τη συγκρίνουμε με μία ηλεκτρική θερμάστρα.

Έστω ότι για τη θέρμανση ενός δεδομένου χώρου χρειαζόμαστε 2.5KW. Εάν επιλέξουμε τη χρήση μίας ηλεκτρικής θερμάστρας, θα πρέπει να τοποθετήσουμε μία αντίστοιχης ισχύος για να καλύψει τις ανάγκες του χώρου.

Αν επιλέξουμε όμως μία αντλία θερμότητας, πρέπει να κοιτάξουμε το COP που μας προσφέρει. Έστω ότι το COP ισούται με 2.5. Αυτό σημαίνει πως για κάθε 1KW που καταναλώνουμε στο συμπιεστή, έχουμε διαθέσιμα 2.5KW στο συμπυκνωτή. Δηλαδή, για να καλύψουμε τις ανάγκες του χώρου, μεταφέρουμε 1.5KW από το περιβάλλον, μέσω του εξατμιστή, και καταναλώνουμε άλλο 1KW. Το κέρδος, στην περίπτωση της αντλίας θερμότητας θα είναι της τάξης του 60%.

Σύντομη ιστορική αναδρομή (Hepbasli και Kalinci 2009)

Η ΑΘ για τη θέρμανση/ψύξη κτηρίων ξεκίνησε το 1948. Το θεωρητικό υπόβαθρο των Α.Θ. είχε τεθεί ήδη από το 1824 χάρις στο έργο ενός Γάλλου στρατιωτικού, του Sadi Carnot. Η υλοποίηση τέτοιων συστημάτων σε μεγάλη κλίμακα οφείλεται στους J. Donald Kroeker και Ray C. Chewning, πολιτικών μηχανικών, Charles E. Graham, και στον αρχιτέκτονα Pietro Belluschi.

Συχνά υπάρχει η λανθασμένη άποψη ότι ο πρώτος που κατασκεύασε μία Α.Θ ήταν ο William Thomson, γνωστός ως Λόρδος Κέλβιν, αλλά δεν είχε τα μέσα για να κάνει κάτι τέτοιο. Η πρώτη πατέντα ΑΘ ανήκει στον T.G.N. Haldane, ένας Άγγλος εφευρέτης, κατά το έτος 1927.

Η εμπορική εκμετάλλευση συστημάτων ΑΘ ξεκίνησε το 1950. Έως το 1960 δεν αναγνώρισαν ευρεία αποδοχή λόγω της αμφιλεγόμενης αξιοπιστίας τους. Κατάφερε όμως να επανέλθει κατά το 1970, όπου το υψηλό κόστος ηλεκτρισμού έκανε τις υπάρχουσες λύσεις λιγότερο ανταγωνιστικές και η συνεχή ποιοτική βελτίωση των ΑΘ κίνησε το ενδιαφέρον.

Η κρίση του πετρελαίου στις αρχές του 1970, οδήγησε τους ερευνητές στην αναζήτηση εναλλακτικών πηγών ενέργειας. Αργότερα, όταν οι ΑΘ έγιναν πιο δημοφιλείς, πολλοί ερευνητές πρότειναν συστήματα που χρησιμοποιούσαν διάφορες πηγές όπως αέρας, νερό και έδαφος, συνδύαζαν την ηλιακή ενέργεια με τα υπάρχοντα συστήματα και πολλές ακόμα παραλλαγές.

Το 1996, κατασκευάστηκε η μεγαλύτερη εγκατάσταση Γεωθερμικής ΑΘ παγκοσμίως για λογαριασμό της στρατιωτικής βάσης στο Leesville, Louisiana. Αυτή αντικατέστησε 3243 ΑΘ. Αέρος και 760 συστήματα κεντρικού κλιματισμού για 4003 κτήρια. Τα κτήρια ήταν διαφόρων ειδών οικίες χτισμένα μεταξύ του 1972 και του 1988. Τα κτήρια κυμαίνονταν από 84 έως 130 τετραγωνικά μέτρα. Η Γεωθερμική Α.Θ. είναι κλειστού κύκλου, κάθετης γεώτρησης. Κάθε ΑΘ έχει το δικό της εναλλάκτη στο έδαφος τύπου U από σωλήνα πολυαιθυλενίου. Πάνω από 8000 γεωτρήσεις χρειάστηκαν για να ολοκληρωθεί το έργο. Κάθε μία έχει 4 ίντσες διάμετρο και βάθος από 30 έως 137 μέτρα.

State of the art (Herbasli και Kalinci 2009)

Οι Swardt και Meyer μελέτησαν την επίδραση στην απόδοση μίας Γεωθερμικής ΑΘ συνδεδεμένης με ένα δημοτικό σύστημα κυκλοφόρησης νερού. Τη σύγκριναν με προσομοιώσεις αλλά και πειραματικά με συμβατικές ΑΘ Αέρος για θέρμανση/ψύξη χώρου. Έδειξαν ότι το σύστημα τους δύναται να μειώσει την κατανάλωση αλλά και τη συχνότητα μαζικής ζήτησης (peak demands). Η χρήση του νερού σαν εναλλάκτη θερμότητας έδειξε μία αύξηση 13% στο φορτίο που μπορούσε να οδηγήσει και μία βελτίωση 14% στο COP. Ειδικά σε συνθήκες πολύ χαμηλής θερμοκρασίας, η Γεωθερμική ΑΘ μπορούσε να οδηγήσει φορτίο 24% περισσότερο από αντίστοιχες ΑΘ Αέρος καθώς και άυξηση 20% στην απόδοση.

Ο Herbasli δοκίμασε για πρώτη φορά στην Τουρκία σε επίπεδο πανεπιστήμιου μία Γεωθερμική Α.Θ. με εναλλάκτη σε βάθος 50 μέτρων με διάμετρο 11/4 ίντσες τύπου U. Το σύστημα εγκαταστάθηκε σε ένα δωμάτιο 65 τετραγωνικών στο Solar Energy Institute, Ege University, Izmir. Το φορτίο σε θέρμανση/ψύξη ήταν αντίστοιχα 3.8/4.2KW. Το σύστημα τέθηκε σε λειτουργία το Μάιο του 2000 και από τότε υπόκειται σε δοκιμές. Βάση των μετρήσεων σε λειτουργία θέρμανσης, η άντληση θερμότητας από το έδαφος, με μέση θερμική διάδοση 0.00375 m²/h, βρέθηκε κατα μέσο όρο σε 11 W ανά μέτρο γεώτρησης. Το απαιτούμενο μήκος γεώτρησης ανά KW ήταν 14.7. Το νερό στην είσοδο του συστήματος είχε θερμοκρασία από 5.5 έως 13.2 °C, με μέση τιμή τους 8.8 °C. Η απόδοση του συστήματος κρίθηκε πολύ χαμηλή σε σχέση με άλλες Α.Θ. που δούλευαν μέσα στις συνθήκες σχεδιασμού. Το σύστημα φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.

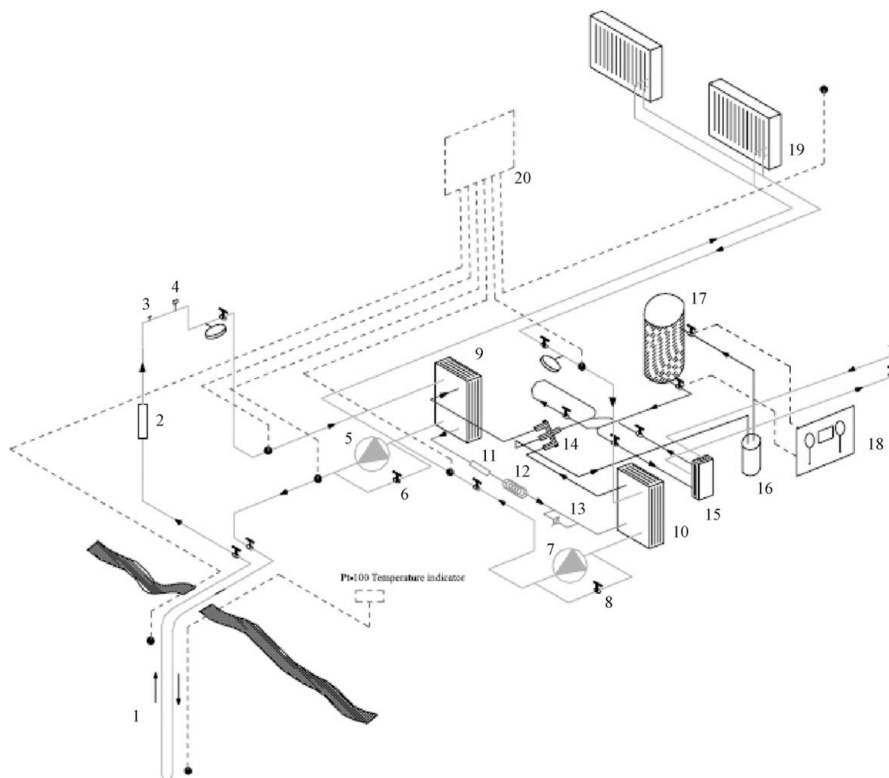


Fig. 3. Isometric stand: (1) ground heat exchanger; (5) brine circulating pump; (7) water circulating pump; (9) heat exchanger; (10) heat exchanger; (12) capillary tube; (15) desuperheater; (17) compressor; (19) fan-coil units [17].

Εικόνα 2–8

Το σύστημα Hepbasli

(Hepbasli and Kalinci 2009)

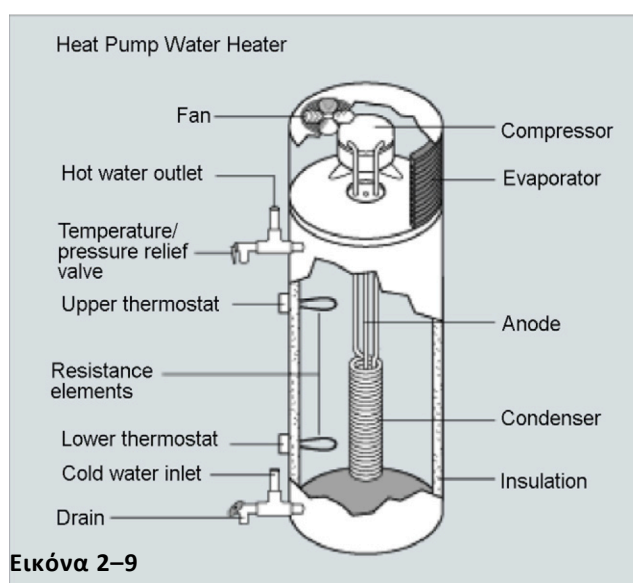
Διάφοροι τρόποι παραγωγής ΖΝΧ με ανανεώσιμες πηγές ενέργειας σε σπίτια ‘μηδενικής κατανάλωσης ενέργειας δικτύου’ (ZNEH) εξετάστηκαν για δύο διαφορετικά κλίματα, Montr  al και Los Angeles, από τους Βίαου και Bernier. Οι τέσσερις εναλλακτικές που εξετάστηκαν ήταν:

- ένα τυπικό ηλεκτρικό θερμοσίφωνο
- μέρος του συμπυκνωτή (desuperheater) μίας Γεωθερμικής Α.Θ με εφεδρικό ηλεκτρικό σύστημα
- ηλιακός θερμοσίφωνας με εφεδρικό ηλεκτρικό σύστημα
- μία Α.Θ. για ΖΝΧ εμμέσως συνδεδεμένη με μία Γεωθερμική Α.Θ.

Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η λύση του ηλιακού θερμοσίφωνα ήταν η καλύτερη επιλογή. Το δεύτερο μέρος της εργασίας έριχνε βάρος στο πόση πρέπει να είναι η επιφάνεια τόσο για τον ηλιακό θερμοσίφωνα όσο και για τα φωτοβολταϊκά ώστε να επιτευχθεί η φθηνότερη λύση για παραγωγή ΖΝΧ με ανανεώσιμες πηγές ενέργειας.

Η πιο κοινή Α.Θ. για οικιακή χρήση είναι η Α.Θ. Αέρος. Έχουν γίνει πολλές μελέτες για τη λειτουργία τους. Σε μία από αυτές, δημιουργήθηκε μία πιλοτική

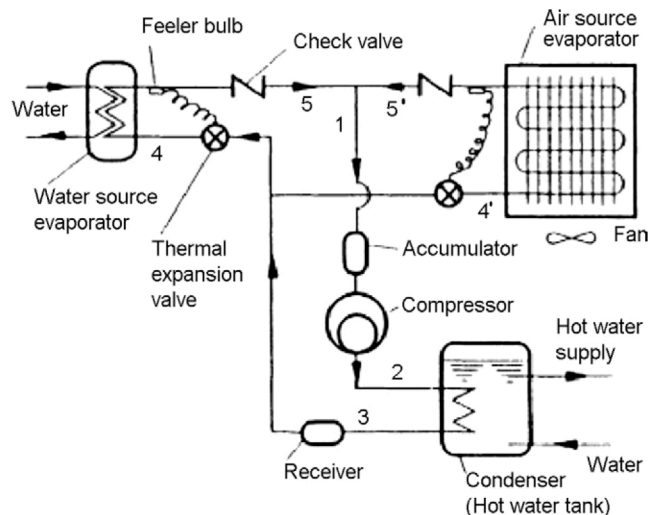
εγκατάσταση για την κατασκευή και τη δοκιμή 100 μονάδων. Οι μονάδες αυτές τοποθετήθηκαν σε οικίες που ηλεκτροδοτούνταν από 20 διαφορετικές εταιρείες παροχής ηλεκτρισμού με σκοπό δείξουν τις δυνατότητες των Α.Θ.. Η απόδοση των μονάδων παρακολουθήθηκε για ένα έτος από τις εταιρείες παροχής ηλεκτρισμού. Τα δεδομένα προωθήθηκαν στην EUS και θα παρουσιάζονταν από τους Harris και Sloane. Κατασκευάστηκαν δύο είδη Α.Θ.. Το ένα μοντέλο ήταν μία πλήρης και ανεξάρτητη μονάδα, αποτελούμενη από μία Α.Θ. και ένα θερμοσίφωνα χωρητικότητας 0.31 κυβικών μέτρων, όπως φαίνεται στην εικόνα που ακολουθεί. Το δεύτερο μοντέλο ήταν μία μετασκευή, σχεδιασμένη για να συνδεθεί με υπάρχουσα εγκατάσταση. Το COP πήρε τιμές από 2.0 σε θερμοκρασία αέρα 18.8 °C και νερό εισόδου στους 27.8 °C, έως 2.8 σε θερμοκρασία περιβάλλοντος αέρα 35.8 °C και νερό εισόδου στους 4.4 °C.



Εικόνα 2–9

ΑΘ για παραγωγή ΖΝΧ
(Hepbasli and Kalinci 2009)

Οι Ito και Miura εξέτασαν πειραματικά μία Α.Θ. με δύο μέσα για εναλλαγή θερμότητας, τον αέρα και το νερό, και τον τρόπο να επιλέγουν κατά βούληση ανάμεσα στα δύο μέσα το πιο αποδοτικό ή και την παράλληλη χρήση τους. Όταν η θερμοκρασία του νερού μειωνόταν, η Α.Θ. χρησιμοποιούσε και τα δύο μέσα έως η θερμοκρασία του νερού προσέγγιζε τη θερμοκρασία του εξατμιστή εάν δούλευε μόνο με τον αέρα. Εάν η θερμοκρασία του νερού έπεφτε σε πολύ χαμηλά επίπεδα, η Α.Θ. χρησιμοποιούσε μόνο τον αέρα. Το σύστημα φαίνεται παρακάτω.



Εικόνα 2–10

Το σύστημα Ito και Miura
(Hepbasli and Kalinci 2009)

Ο Ji εισήγαγε ένα πρωτότυπο σύστημα κλιματισμού, που θα αναλάμβανε να κάνει πολλαπλές λειτουργίες με βελτιωμένη απόδοση. Δημοσιεύθηκε μόνο το βασικό σχέδιο και τα εργαστηριακά αποτελέσματα. Εκεί φάνηκε ότι αν ενσωματωθεί ένας θερμοσίφωνα στην εξωτερική μονάδα μίας διαιρούμενου τύπου Α.Θ., ώστε η ψύξη του χώρου και η παραγωγή ZNX να μπορούν να γίνονται ταυτόχρονα, μπορεί να αυξηθεί σημαντικά η απόδοση. Σχεδιάστηκαν δύο συστήματα για να διεξαχθούν τα πειράματα. Το μέσο COP, για ψύξη χώρου με παράλληλη παραγωγή ZNX, μονάχα παραγωγή ZNX και μονάχα ψύξης χώρου, βρέθηκαν 4.02, 2.91, 2.00 αντίστοιχα σε θερμοκρασία περιβάλλοντος αέρα 4.5 °C.

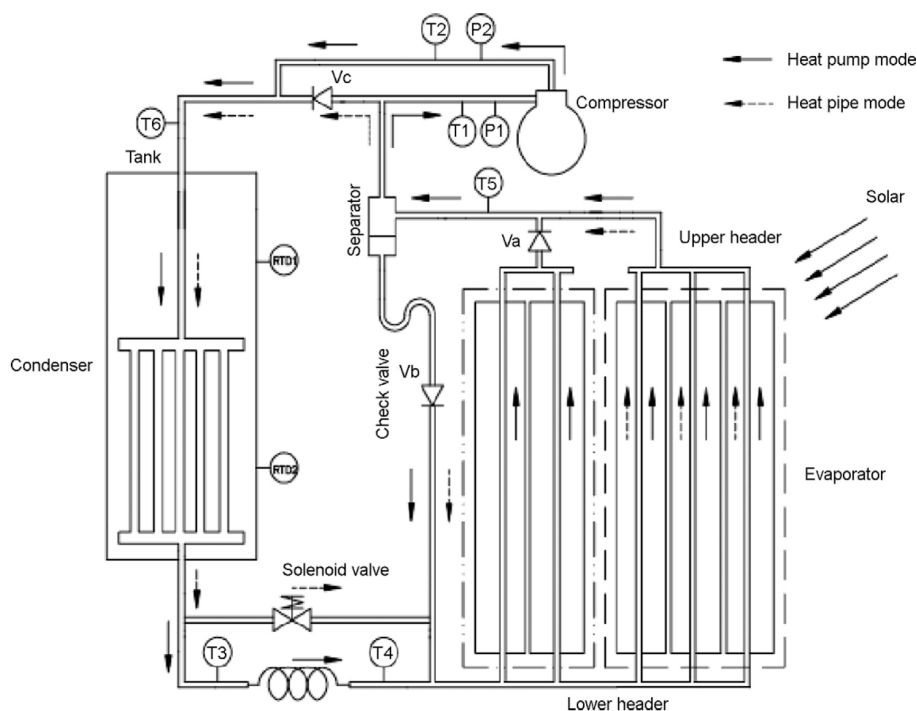
Σε μία άλλη εργασία, ελέγχθηκαν μέθοδοι προσδιορισμού της εποχιακής απόδοσης παραγωγής ZNX, και παρουσιάστηκε μία πειραματική μέθοδος για την αξιολόγηση Α.Θ. Αέρος/Αέρος από τον Morrison. Η μέθοδος αξιολόγησης βασίστηκε σε μετρήσεις απόδοσης Α.Θ. κατά τη διαδικασία θέρμανσης παρά σε ένα μοντέλο εξομίωσης Α.Θ.. Οι αποδόσεις που συγκεντρώθηκαν, χρησιμοποιήθηκαν σε συνδυασμό με ένα μοντέλο ετήσιας κατανάλωσης βασισμένο στο TRNSYS. Οι δύο Α.Θ. που δεικνύστηκαν είχαν αρκετά χαμηλότερη απόδοση από ένα ηλιακό θερμοσίφωνα ή από μία Α.Θ. υποβοηθούμενη από ηλιακή ενέργεια. Η χρήση τους προτάθηκε για περιοχές όπου η ηλιακή ενέργεια δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί.

Ο Zhang δούλεψε πάνω στη βελτιστοποίηση Α.Θ. Αέρος/Αέρος με παράλληλη παραγωγή ZNX. Η ενέργεια που απορροφούσε από τον αέρα ο εξατμιστής αποδιδόταν στο νερό μέσω του κύκλου Rankine από το συμπυκνωτή. Ο συμπιεστής, τύπου Rotary, ζέσταινε το νερό στους 55.8 °C. Προσδιορίστηκαν

οι τιμές μήκους του τριχοειδούς σωλήνα, της ποσότητας του ψυκτικού και του μήκους του εναλλάκτη για το συμπιεστή.

Μία Α.Θ. υποβοηθούμενη από την ηλιακή ενέργεια κατασκευάστηκε από τον Hawlader για παραγωγή ΖΝΧ και για τη λειτουργία στεγνωτήρα. Η απόδοση του συστήματος ελέγχθηκε υπό τις καιρικές συνθήκες της Σιγκαπούρης. Δημιουργήθηκε πρόγραμμα προσομοίωσης σε Fortran για να υπολογιστεί η συνολική απόδοση του συστήματος καθώς και πως επιδρούν σε αυτήν οι διάφορες παράμετροι. Η απόδοση μετρήθηκε με και χωρίς την παραγωγή ΖΝΧ. Οι τιμές του COP, από την προσομοίωση και το πείραμα ήταν 7.0 και 5.0 αντίστοιχα.

Ο Huang μελέτησε επίσης μία Α.Θ. υποβοηθούμενη από την ηλιακή ενέργεια (HPSAHP). Η HPSAHP είναι μία Α.Θ. με δύο μέσα για εναλλαγή θερμότητας και συνδυάζει την παραδοσιακή Α.Θ. με τον ηλιακό θερμοσίφωνα. Η HPSAHP λειτουργεί σαν παραδοσιακή Α.Θ. όταν δεν υπάρχει αρκετή ηλιακή ενέργεια και σαν θερμοσίφωνα χωρίς ηλεκτρική κατανάλωση όταν υπάρχει περίσσεια ηλιακής ενέργειας. Με αυτό τον τρόπο μπορεί να πετύχει μεγάλες αποδόσεις. Ένα πρότυπο σύστημα κατασκευάστηκε για αυτή την εργασία. Οι δοκιμές έδειξαν πως όταν δουλεύει στην υβριδική του μορφή το COP φτάνει το 3.32, μία αύξηση της τάξης του 28.7% συγκρινόμενη με το COP στην απλή λειτουργία ως Α.Θ. που ήταν 2.58. Παρακάτω φαίνεται το σχεδιάγραμμα.



Εικόνα 2-11

Το σύστημα Huang (Hepbasli and Kalinci 2009)

Άλλες μελέτες, όπως αυτή που διεξάχθηκε από τον Li, επικεντρώνονται σε Α.Θ. ηλιακά υποβοηθούμενες άμεσης διαστολής, DX-SAHPWH. Μία τέτοια πειραματική Α.Θ. κατασκευάστηκε για αυτή τη μελέτη. Το σύστημα αποτελείται από 4.20 τετραγωνικά μέτρα συλλέκτη/εξατμιστή άμεσης διαστολής, συμπιεστή τύπου Rotary των 0.75KW, δοχείο ZNX 150 λίτρων και μία θερμοστατική βαλβίδα εκτόνωσης. Το πείραμα, που έγινε κατά την άνοιξη στη Σαγκάη, έδειξε ότι το COP μπορεί να φτάσει το 6.61 όταν το νερό θερμαίνεται από τους 13.4 στους 50.5 °C σε διάρκεια 94 λεπτών με εξωτερική θερμοκρασία 20.6 °C και μέση ένταση ηλιακής ακτινοβολίας 955 W/m². Το COP του συστήματος έφτασε στο 3.11 ακόμα και σε βροχερή νύχτα με εξωτερική θερμοκρασία στους 17.1 °C. Η εποχιακή μέση τιμή του COP και η απόδοση του συλλέκτη προσδιορήστηκε σε 5.25 και 1.08 αντίστοιχα.

Ακολουθεί ένας πίνακας που συγκρίνει τις διάφορες εναλλακτικές λύσεις για παραγωγή ZNX και ένας ακόμα με τις κύριες εργασίες πάνω σε Α.Θ. όλων των ειδών.

High efficiency water heater type	Energy savings vs. minimum standards	Best climates	Expected energy savings over equipment lifetime (US\$)	Expected lifetime (years)	Major advantages
High efficiency storage (tank) (oil, gas, elec.)	10–20%	Any	Up to 500	8–10	Lowest first cost
Demand (tankless) using gas or elec.	45–60%	Any	Up to 1800	20	Unlimited supply of hot water
Heat pump	65% (compared to electric resistance)	Mild-hot	Up to 900	10	Most efficient electric fuel option
Solar with electric back-up	70–90%	Mild-hot	Up to 2200	20	Largest energy savings using a renewable energy source

Εικόνα 2–12

Σύγκριση τρόπων παραγωγής ZNX
(Herbasli and Kalinci 2009)

Classification	#	Year	Investigator(s)	Type of study			Type of system			Application type		Type of analyze			Results
				Theoretical (simulation)	Experimental		Heating	Cooling	Water heating	A/C	Other	Energy	Exergy		
Ground-source heat pump	1	2001	Swardt and Meyer [16]	✓	✓		✓	✓	✓	✓		✓			For simulation/experimental: COP ^{heating-air source} = 3.315/2.998; COP ^{cooling-air source} = 2.743/2.504; COP ^{heating-ground source} = 3.320/3.307; COP ^{cooling-ground source} = 3.190/3.049 COP ^{heating} = 1.656; COP ^{system} = 1.339 Heat pump water heater: COP = 2.4
	2	2003	Hepbasli et al. [17]		✓		✓		✓	✓		✓			COP = about 2.0–2.8 (18–35 °C ambient air, 27 and 4.4 °C source water)
	3	2008	Biaou and Beriner [18]	✓			✓		✓			✓			Thermoelectric technology storage tank water heaters about a 13% reduction in energy consumption were achieved
	4	1979	Sloane et al. [19]	✓	✓		✓		✓			✓			COP = $f(T_o)/T_o$: evaporation temperature. Run 1 at an air temperature of 20 °C; COP = 4.0. Run 2 the temperature of the water and the air 10 °C; COP = 3.68 For three function model—Mode 1: space-cooling and water heating; COP ^{cw-avg} = 4.02; COP ^{c-avg} = 2.91. Mode 2: water heating only; COP ^{wp-avg} = 3.42, 3.25, 2.52, 2.00 (for T_o = 31, 25, 15, 4.5 °C). Mode 3: space heating only COP _h = 2.72
	5	1998	Harata et al. [20]		✓		✓		✓			✓			In Sydney Australia 40 MJ/day peak winter load: COP ^{integral-condenser} = 2.3 and annual energy saving = 56%; COP ^{external-condenser} = 1.8 and annual energy saving = 44%
	6	2000	Ito and Miura [21]	✓	✓		✓		✓			✓			COP ^{winter} = 2.61 (for T_o = 0 °C); COP ^{summer} = 5.66 (for T_o = 35 °C); COP ^{spring/autumn} = 4.817 (for T_o = 25 °C)
Air-source heat pump	7	2003	Ji et al. [22]		✓		✓		✓			✓			(in the 30–70 Hz frequency range): COP _h = 2.5–4.0 COP ^{system} = 6.0; $\eta_{\text{vap-coil}}$ = 0.080, $\eta_{\text{air-coil}}$ = 0.77 COP ^{daily-total} = 1.7–2.5 (year around); T_{water} = 57.2 °C COP ^{monthly-avg} = 4–6; η_{coil} = 40–60% COP ^{Hip-mode} = 2.58; COP ^{hybrid-mode} = 3.32 The monthly averaged COP = 3.98–4.32; $T_{\text{water}} = 55$ °C COP ^{seasonal-avg} = 5.25; $\eta_{\text{coil}} = 1.08$; $\epsilon_{\text{system}} = 21\%$; $T_{\text{water}} = 50.5$ °C $\epsilon_{\text{GSHP}} = 72.33\%$, $\epsilon_{\text{SDHWS}} = 14.53\%$, $\epsilon_{\text{SYSTEM}} = 44.06\%$. Exergetic COP: COP _{GSHP} = 0.245, COP _{SYSTEM} = 0.201
	8	2004	Morrison et al. [23]	✓	✓		✓		✓			✓			Payback period years: GEHP-WLHPs 2: EHP-WLHPs 2.6 $\eta_{\text{thermal}} = 28.6\%$ at max. output; $\eta_{\text{engine}} = 29.7\%$ for $T_o = 5$ °C $Q_{\text{cooling}} = 275$ kW, $Q_{\text{heating}} = 380$ kW, $T_{\text{water}} = 70$ °C. For 2001 data district heating thermal unit price about = 5.5 €/kW h
	9	2007	Zhang et al. [5]		✓		✓		✓			✓			A detailed review on GEHPs was made
	10	1976	Sakai et al. [24]		✓		✓		✓			✓			
	11	1996	Chaturvedi et al. [25]	✓	✓		✓		✓			✓			
	12	2003	Hawladar et al. [27]	✓	✓		✓		✓			✓			
Solar-assisted heat pump	13	2003	Chyng et al. [28]	✓	✓		✓		✓			✓			
	14	2003	Kuang et al. [29]	✓	✓		✓		✓			✓			
	15	2005	Huang et al. [30]	✓	✓		✓		✓			✓			
	16	2006	Guoying et al. [31]	✓	✓		✓		✓			✓			
	17	2007	Li et al. [32]	✓	✓		✓		✓			✓			
	18	2007	Hepbasli [33,34]	✓	✓		✓		✓			✓			
Gas engine-driven heat pump	19	2005	Lian et al. [35]		✓		✓		✓			✓			
	20	2005	Zhang et al. [36]	✓	✓		✓		✓			✓			
	21	2006	Lazzarian and Noro [37]	✓	✓		✓		✓			✓			
	22	–	Hepbasli et al. [38]	✓			✓		✓			✓			

Εικόνα 2–13

Συστήματα ΑΘ

(Hepbasli and Kalinci 2009)

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 – Θεωρία

Στο κεφάλαιο αυτό δίνουμε μία πιο λεπτομερή περιγραφή των μερών της αντλίας θερμότητας καθώς και τις χαρακτηριστικές εξισώσεις στις οποίες στηρίχτηκε η μοντελοποίηση τους.

Αντλία Θερμότητας

Οι αντλίες θερμότητας λειτουργούν με βάση την αρχή ότι τα καθαρά υγρά εξατμίζονται σε διαφορετικές θερμοκρασίες και σε διαφορετικές πιέσεις. Οι υψηλές πιέσεις δίνουν υψηλά σημεία βρασμού και κατά τον βρασμό απορροφούν λανθάνουσα θερμότητα από το περιβάλλον τους. Αντίστροφα, κατά την μετατροπή ατμού σε υγρό (συμπύκνωση) εκλύεται θερμότητα. Εάν η εξάτμιση μπορεί να λάβει χώρα σε μια δεδομένη πίεση και η συμπύκνωση σε άλλη τότε η θερμότητα μπορεί να μεταφερθεί από ένα επίπεδο σε άλλο. Στην ψύξη θέλουμε να μεταφέρουμε θερμότητα από κάποια χαμηλή (ψυχρή) θερμοκρασία σε μία υψηλότερη. Ο ατμός που παράγεται από το υγρό που βράζει σε χαμηλή πίεση πρέπει να συμπιεστεί σε υψηλότερη πίεση έτσι ώστε να μπορεί να συμπυκνωθεί σε υψηλότερη θερμοκρασία. Αυτή η συμπίεση ατμού απαιτεί μηχανική ενέργεια και όσο μεγαλύτερη είναι η διαφορά μεταξύ των θερμοκρασιών υγροποίησης και εξάτμισης τόσο μεγαλύτερη είναι η ισχύς που απαιτείται από τον συμπιεστή για την ίδια ποσότητα ψύξης (Ιατρίδης 1996).

Συμπιεστής

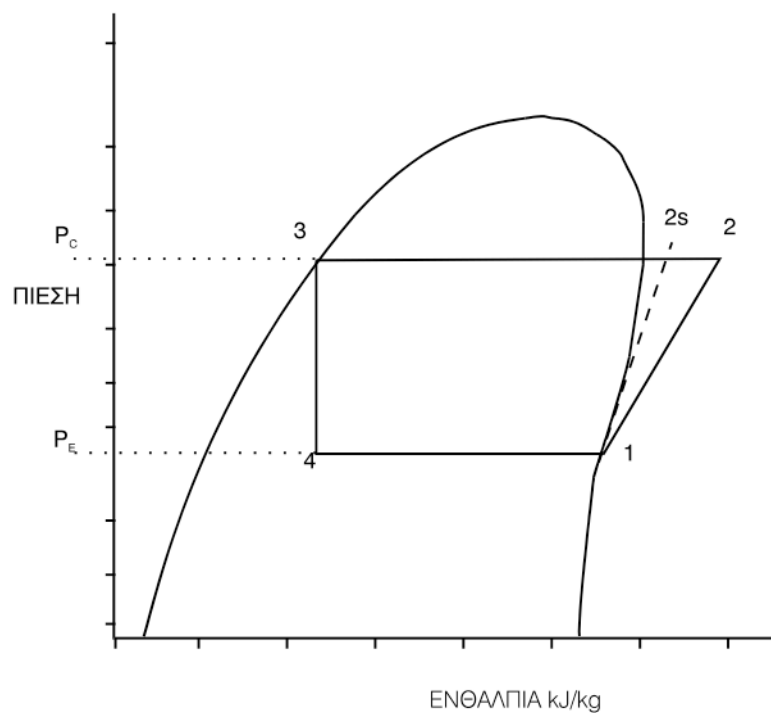
Το σπουδαιότερο τμήμα του ψυκτικού συγκροτήματος με την μεγαλύτερη ενεργειακή κατανάλωση είναι ο συμπιεστής.

Οι συμπιεστές είναι μηχανικές διατάξεις που αντλούν τον ψυκτικό ατμό από τον εξατμιστή, αυξάνοντας την πίεση του και κινούν το ψυκτικό μέσο στο κύκλωμα. Η αύξηση της πίεσης επιτυγχάνεται με τη μείωση του όγκου του χώρου συμπίεσης με κάποιο μηχανικό τρόπο.

Ανάλογα με το είδος του μηχανισμού που εφαρμόζεται χωρίζονται σε δύο κατηγορίες:

- Σε παλινδρομικούς ή εμβολοφόρους (Reciprocating)
- Σε περιστροφικούς (Scroll ή Rotary)

Είναι πολύ βασικό να αποδίδεται σωστά η διαφορά μεταξύ της απόδοσης του συμπιεστή και εκείνης του συστήματος ψύξης. Η παράμετρος της απόδοσης συγχέεται συχνά για τον λόγο αυτό είναι απαραίτητο να δωθεί ξεκάθαρα η σχέση τους. Όταν λοιπόν μιλάμε για απόδοση του ψυκτικού συστήματος εννοούμε την ένδειξη της ενεργειακής απόδοσης ολόκληρου του ψυκτικού κύκλου. Συνήθως την εκφράζουμε με τον συντελεστή απόδοσης COP. Για την απόδοση του συμπιεστή, πρέπει να δούμε το παρακάτω διάγραμμα Πίεσης/Ενθαλπίας (Ιατρίδης 1996).



Εικόνα 3-1
Ψυκτικός κύκλος ΑΘ
(Ιατρίδης 1996)

Η απόδοση του συμπιεστή ορίζεται ως:

$$\eta_{\text{ισεντροπικό}} = \frac{\text{Θεωρητικό Έργο Συμπίεσης}}{\text{Πραγματικό Έργο Συμπίεσης}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

RECIPROCATING

Είναι ο πλέον κοινός τύπος συμπιεστή. Συνίσταται από 1 έως 16 κυλίνδρους. Ένας μικρός παλινδρομικός συμπιεστής απορροφά λιγότερο από 10kW, ένας μεσαίου μεγέθους 10-50kW και τέλος ένας μεγάλου μεγέθους με πολλαπλούς κυλίνδρους από 50kW και πάνω. Οι πιο σύγχρονοι είναι οι παλινδρομικοί και είναι σχετικά πολύστροφοι <1800 rpm (Ιατρίδης 1996).

Σύμφωνα με τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο, η διατήρηση της ενέργειας μας δίνει τον παρακάτω τύπο:

$$\bar{W}_{eff} + \oint (\dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out}) dt = 0$$

Επειδή η συμπίεση δεν είναι αντιστρεπτή διαδικασία, ορίζουμε την απόδοση του συμπιεστή μας σε σχέση με μία αντιστρεπτή συμπίεση του ίδιου αποτελέσματος:

$$\Delta h_{rev} = h_{out}^{rev} - h_{in}$$
$$\eta_{eff} = \frac{\bar{m} \cdot \Delta h_{rev}}{\bar{W}_{eff}}$$

Όπου η μέση ροή μάζας είναι:

$$\bar{m} = \frac{1}{\Delta t_{in}} \oint \dot{m}_{in} dt = \frac{1}{\Delta t_{out}} \oint \dot{m}_{out} dt$$

Το φαινόμενο της τριβής κατά τη συμπίεση ευθύνεται για το ότι η τελική ενθαλπία είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη μίας αντιστρεπτής συμπίεσης. Για αυτό ορίζουμε μία ακόμα απόδοση, την ισεντροπική.

$$\eta_{is} = \frac{\bar{m} \Delta h_{rev}}{\oint (\bar{m}_{in} h_{in} - \bar{m}_{out} h_{out}) dt}$$

Οι δύο αποδόσεις που ορίσαμε μας επιτρέπουν να συγκρίνουμε δύο διαφορετικούς συμπιεστές, που μπορεί να λειτουργούν με διαφορετικά ψυκτικά, ως προς το πόσο αποδοτικά διαχειρίζονται την ενέργεια που καταναλώνουν. Υπάρχει μία ακόμα απόδοση που μας ενδιαφέρει, η ογκομετρική.

$$\eta_{vol} = \frac{\oint \dot{V}_{suc} dt}{\bar{V}_{cyl}}$$

Με αυτή, μπορούμε να δούμε για τον ίδιο συμπιεστή, τον όγκο του ψυκτικού που απορροφάται σε χαμηλή πίεση σε σχέση με τον όγκο που χωράει στον κύλινδρο του συμπιεστή (Castaing-Lasvignottes and Gibout 2010).

SCROLL

Οι σπειροειδείς συμπιεστές είναι περιστροφικού τύπου με θετικό εκτόπισμα. Χρησιμοποιούνται ως επί το πλείστον σε μικρές συσκευές κλιματιστικών αντλιών θερμότητας (5 - 35KW) και συστήματα κλιματιστικών αυτοκινήτων.

Το σπειροειδές είναι ανοικτό σπείρωμα υποστηριζόμενο σε μια επίπεδη πλάκα. Η σπειροειδής διάταξη αποτελείται από δύο σπειροειδή: Το ένα είναι σταθερό και το άλλο, είναι τοποθετημένο σε σχέση με το σταθερό κατά γωνία 180°, κινούμενο γύρω από το σταθερό σημείο του σταθερού (παράλληλη μετατόπιση).

Καθώς το κινούμενο μετατοπίζεται παράλληλα, το αέριο εισέρχεται στο μεταξύ διάστημα των σπειροειδών και συγκεκριμένα στα άκρα της διάταξης. Καθώς το αέριο κινείται εσωτερικά, ο όγκος του κενού μειώνεται και το αέριο συμπιέζεται. Τέλος η θυρίδα εκτόνωσης ανοίγει και το αέριο εκτονώνεται. Ο σπειροειδής συμπιεστής έχει σταθερή σχέση συμπίεσης. Η σχέση συμπίεσης ρυθμίζεται από τον αριθμό των τυλιγμάτων του ανοικτού σπειρώματος και την θέση των θυρίδων αναρρόφησης και εκτόνωσης. Οι σπειροειδείς συμπιεστές είναι κατά 10% πιο αποδοτικοί από όλους του περιστροφικούς που χρησιμοποιούνται σήμερα στις κλιματιστικές μονάδες (Ιατρίδης 1996).

Για δεδομένο συμπιεστή, που λειτουργεί σε συγκεκριμένη συχνότητα, οι διαφορικές εξισώσεις για την πίεση, τη θερμοκρασία και τη ροή μάζας σε σχέση με τη γωνία περιστροφής είναι:

$$\frac{dP}{d\theta} = \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v \frac{dT}{d\theta} + \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_T \frac{dv}{d\theta}$$

$$\frac{1}{m} \left(\frac{dm_i}{d\theta} (h_i - h) - \frac{dm_o}{d\theta} (h_o - h) + \frac{dm_{inj}}{d\theta} (h_{inj} - h) \right) \frac{dT}{d\theta} = \frac{- \left[\left(\frac{\partial h}{\partial v} \right)_T - \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_T v_c \right] \frac{dv}{d\theta}}{\left[\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_v - \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v v_c \right]}$$

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_i}{d\theta} - \frac{dm_o}{d\theta} + \frac{dm_{inj}}{d\theta}$$

Στους σπειροειδής συμπιεστές μία σημαντική παράμετρος είναι η μεταφορά θερμότητας στο ρευστό κατά την είσοδο του λόγω της μεγάλης επιφάνειας των σπειροειδών. Το φαινόμενο αυτό μεταφράζεται σε αύξηση της ενθαλπίας και εκφράζεται ως:

$$\Delta h = \frac{\dot{W} \times (1 - \eta_{mot} \times \eta_{mec}) - \dot{Q}_{can}}{1000 \times \dot{m}}$$

Όπου οι δύο αποδόσεις είναι:

$$\eta_{mec} = 0.8680 + 0.0048f - 4.4444 \times 10^{-5} f^2$$

$$\eta_{mot} = 0.6980 + 0.0013f + 4.1235 \times 10^{-5} f^2 - 4.8781 \times 10^{-7} f^3 + 1.4206 \times 10^{-9} f^4$$

(Cheol Park, Kim και Cho 2002)

Συμπυκνωτής

Ο συμπυκνωτής είναι ένα από τα βασικότερα εξαρτήματα οποιασδήποτε ψυκτικής εγκατάστασης, όπου εισερχόμενο το υπέρθερμο ψυκτικό αέριο υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης εντός του αποβάλλει θερμότητα προς το μέσο συμπύκνωσης (νερό, αέρας ή και τα δύο) και συμπυκνώνεται.

Μπορούμε να πούμε ότι ο συμπυκνωτής είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας, όπου εναλλάσσεται θερμότητα, μεταξύ ψυκτικού αερίου και μέσου συμπύκνωσης. Οι συμπυκνωτές διακρίνονται σε τρεις κατηγορίες ως προς το χρησιμοποιούμενο μέσο συμπύκνωσης του ψυκτικού αερίου.

- Στους Αερόψυκτους
- Στους Υδρόψυκτους
- Στους Ατμοποίησης ή Εξατμιζόμενου τύπου

Στην εργασία χρησιμοποιήσαμε ενδεικτικά, υδρόψυκτο συμπυκνωτή. Αυτοί με τη σειρά τους χωρίζονται σε ακόμα τρεις κατηγορίες.

- Συμπυκνωτές με διπλές σωληνώσεις Double Tube (ο ένας σωλήνας εντός του άλλου σωλήνα)
- Συμπυκνωτές με κέλυφος και στοιχείο Shell & Coil (σπειροειδής σωλήνας εντός κελύφους)
- Συμπυκνωτές με κέλυφος και σωληνώσεις Shell & Tube (επιμήκεις σωλήνες εντός κελύφους)

(Ιατρίδης 1996)

Κατά τη διαδικασία της συμπίεσης, μπορούμε να διακρίνουμε τρεις διαφορετικές ζώνες. Στην πρώτη, το ρευστό βρίσκεται σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού και λέγεται de-superheating zone. Στο τέλος αυτής της ζώνης το ρευστό βρίσκεται στη σχεδιασμένη θερμοκρασία συμπύκνωσης. Για αυτή τη ζώνη, η διατήρηση μάζας και ενέργειας μας δίνουν τους παρακάτω τύπους:

$$\rho_s \frac{dV_s}{dt} + V_s \frac{d\rho_s}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_u$$

$$(\rho_s \times u_s) \frac{dV_s}{dt} + V_s \left(u_s \frac{d\rho_s}{dt} + \rho_s \frac{du_s}{dt} \right) = \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_u h_u - \dot{Q}_1 - \dot{Q}_{shell,1}$$

Στη συνέχεια ακολουθεί η ζώνη συμπύκνωσης, condensing zone. Εδώ το ρευστό υγροποιείται πλήρως. Για αυτή τη ζώνη, η διατήρηση μάζας και ενέργειας μας δίνουν τους παρακάτω τύπους:

$$\rho_u \frac{dV_c}{dt} + V_c \frac{d\rho_u}{dt} = \dot{m}_u - \dot{m}_l$$

$$(\rho_u \times u_u) \frac{dV_c}{dt} + V_c \left(u_u \frac{d\rho_u}{dt} + \rho_u \frac{du_u}{dt} \right) = \dot{m}_u h_u - \dot{m}_l h_l - \dot{Q}_2$$

Η τελευταία ζώνη λέγεται subcooling zone. Σε αυτή, το ρευστό μεταφέρει λίγη ακόμα από τη θερμική ενέργεια που διαθέτει έως ότου γίνει κορεσμένο υγρό. Για αυτή τη ζώνη, η διατήρηση μάζας και ενέργειας μας δίνουν τους παρακάτω τύπους:

$$\rho_{SB} \frac{dV_{SB}}{dt} + V_{SB} \frac{d\rho_{SB}}{dt} = \dot{m}_l - \dot{m}_{out}$$

$$(\rho_{SB} \times u_{SB}) \frac{dV_{SB}}{dt} + V_{SB} \left(u_{SB} \frac{d\rho_{SB}}{dt} + \rho_{SB} \frac{du_{SB}}{dt} \right) = \dot{m}_l h_l - \dot{m}_{out} h_{out} - \dot{Q}_{shell,3}$$

Για τη μεταφορά θερμικής ενέργειας στο δευτερεύων ρευστό έχουμε ότι:

$$\dot{Q}_{w-i} = \dot{m}_w \times c_{p,w-i} \times (T_{w,out-i} - T_{w,in-i})$$

(Llopis, Cabello and Torrella 2008)

Εξατμιστής

Ο εξατμιστής ή ψυκτικό στοιχείο είναι εκείνο το βασικό εξάρτημα κάθε ψυκτικής εγκατάστασης μέσα στο οποίο λαμβάνει χώρα η εξάτμιση του ψυκτικού υγρού (ψυκτικό μέσο).

Λόγω των ποικίλων απαιτήσεων στις εφαρμογές της ψύξης και προς αντιμετώπιση τους οι εξατμιστές κατασκευάζονται και λειτουργούν κατά διάφορους τρόπους.

Έτσι τους εξατμιστές τους κατατάσσουμε στις εξής βασικές κατηγορίες:

- Αναλόγως του χρησιμοποιούμενου εκτονωτικού μέσου (βαλβίδας) σε:
 - Στοιχεία ξηρής εκτόνωσης
 - Στοιχεία υπερχειλιστικά (υγρής εκτόνωσης)
- Αναλόγως της κατασκευαστικής μορφής της εσωτερικής τους επιφάνειας σε:
 - Στοιχεία με γυμνούς σωλήνες
 - Στοιχεία με πρόσθετα μεταλλικά πτερύγια
 - Στοιχεία τύπου πλάκας
- Αναλόγως του χρησιμοποιούμενου μέσου ψύξης, χώρου και προϊόντων, σε:
 - Στοιχεία αέρα (φυσικής ή βιασμένης κυκλοφορίας)
 - Στοιχεία βυθιζόμενου ή εμβαπτιζόμενου τύπου

(Ιατρίδης 1996)

Αν θεωρήσουμε ένα ομογενές μονοδιάστατο και ασυμπίεστο μοντέλο για το ψυκτικό ρευστό και ένα απλό μοντέλο για τον αέρα έχουμε την εξίσωση συνέχειας:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(\bar{\rho}u) &= 0 \\ \alpha &= \frac{\bar{\rho} - \rho_l}{\rho_v - \rho_l} = \frac{1}{1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \frac{1-x}{x}} \\ \bar{\rho} &= \alpha \rho_v + (1-\alpha) \rho_l \\ u &= \frac{G}{\bar{\rho}}\end{aligned}$$

Η διατήρηση της ορμής δίνει:

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}u) + \frac{\partial}{\partial z}(\bar{\rho}u^2) &= -\frac{\partial p}{\partial z} - f_z \\ f_z &= \phi_1^2 \left(-\frac{d\rho}{dz} \right)_l\end{aligned}$$

Οπου ϕ_1 είναι ο παράγοντας της τριβής. Από τη διατήρηση της ενέργειας έχουμε:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \bar{h}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(\bar{h}u) &= \frac{4}{D_i} \dot{q}_{w,r} \\ \bar{h} &= \alpha \rho_v h_v + (1-\alpha) \rho_l h_l \\ \dot{q}_{w,r} &= U_r (T_w - T_r)\end{aligned}$$

Και τέλος, οι εξισώσεις για την επιφάνεια των σωλήνων και τον αέρα:

$$\begin{aligned}c_{p,w} M_w \frac{\partial T_w}{\partial t} &= \frac{U_a (A_o + \eta_f A_f)}{c_{p,a}} (h_a - h_s) - U_r (T_w - T_r) \\ \dot{m}_a \frac{\partial h_a}{\partial y} &= \frac{U_a (A_o + \eta_f A_f)}{c_{p,a}} (h_a - h_s) \\ \dot{m}_a \frac{\partial \omega_a}{\partial y} &= U_m (A_o + \eta_f A_f) (\omega_a - \omega_s)\end{aligned}$$

(Jia, et al. 1995)

Εκτονωτική βαλβίδα

Η εκτονωτική βαλβίδα είναι εκείνο το βασικό εξάρτημα κάθε ψυκτικής εγκατάστασης που με την συνεργασία του συμβάλλει στον έλεγχο της ακριβούς ποσότητας του διερχόμενου ψυκτικού ώστε ο εξατμιστής να μη παρουσιάζει έλλειψη ή υπερχειλίση ψυκτικού. Το αποτέλεσμα είναι η μονάδα να εργάζεται με τη μέγιστη της απόδοση και χωρίς να υπερφορτίζεται. Επίσης, προκαλώντας την εκτόνωση του υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας ψυκτικού υγρού, μειώνει την πίεση και τη θερμοκρασία του σε επίπεδα λειτουργίας του εξατμιστή. Υπάρχουν πέντε ήδη εκτονωτικές βαλβίδας.

- Ο τριχοειδής σωλήνας
- Η αυτόματη εκτονωτική βαλβίδα ή βαλβίδα σταθερής πίεσης
- Η θερμοστατική εκτονωτική βαλβίδα ή βαλβίδα σταθερής υπερθέρμανσης
- Η βαλβίδα επίπλευσης χαμηλής πλευράς
- Η βαλβίδα επίπλευσης υψηλής πλευράς

Ο τριχοειδής σωλήνας είναι μια εκτονωτική βαλβίδα η οποία χρησιμοποιείται αποκλειστικά στις μικρές ψυκτικές εγκαταστάσεις, όπως π.χ. στα οικιακά ψυγεία, στις κλιματιστικές συσκευές δωματίου, καθώς επίσης και στις μικρές επαγγελματικές μονάδες (Ιατρίδης 1996).

Για ένα τριχοειδή σωλήνα μπορούμε να θεωρήσουμε ότι λειτουργεί αδιαβατικά και άρα:

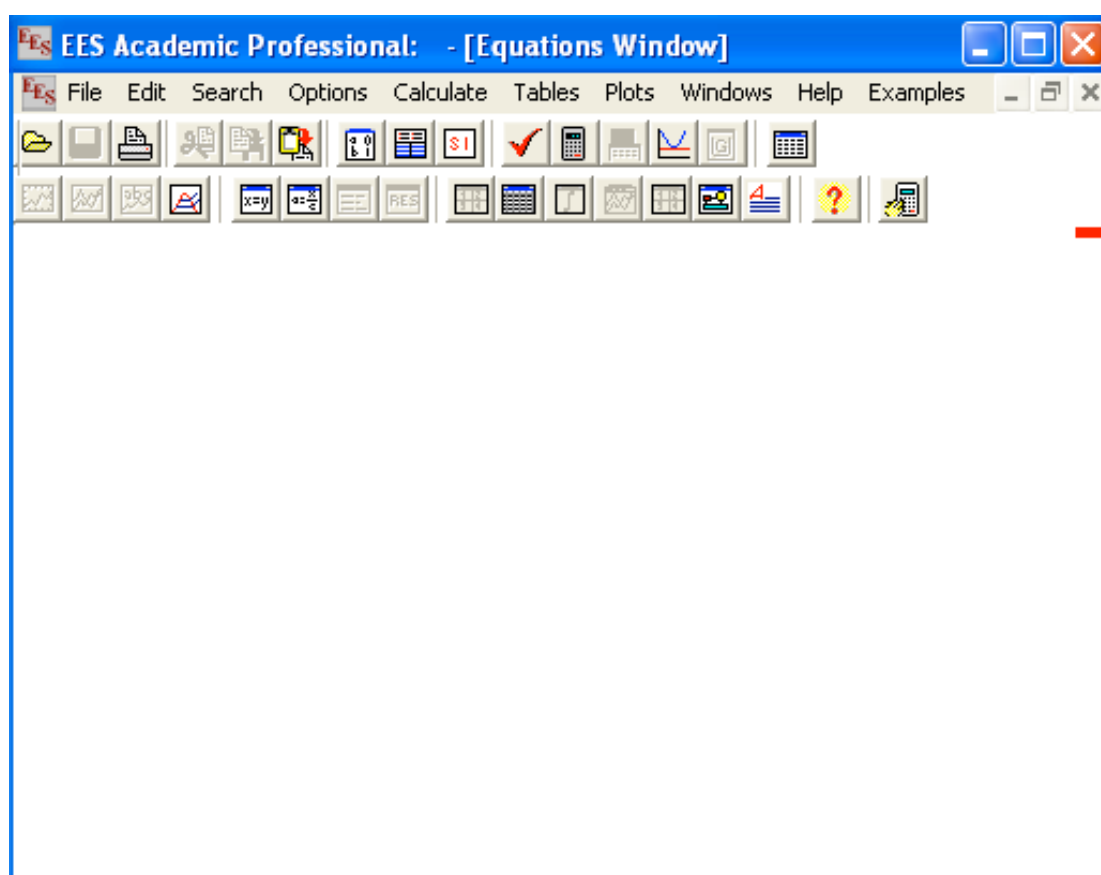
$$\frac{\partial h_o}{\partial z} = 0 \rightarrow h_{i+1} + \frac{u_{i+1}^2}{2} - h_i - \frac{u_i^2}{2} = 0$$

(Vinš, Hrubý and Vacek 2010)

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 – Προσομοίωση

Παρουσίαση πλατφόρμας προσομοίωσης

Το υπολογιστικό κομμάτι της εργασίας έγινε με τη χρήση του προγράμματος E.E.S. (Engineering Equation Solver) το οποίο είναι της F-Chart Software. Οι βασικές δυνατότητες του προγράμματος αυτού είναι η επίλυση αλγεβρικών εξισώσεων, διαφορικών εξισώσεων, εξισώσεων με σύνθετες μεταβλητές, βελτιστοποίηση, παρέχει γραμμικές και μη αποκλίσεις.



Εικόνα 4-1

Κεντρικό παράθυρο EES – Equation Window

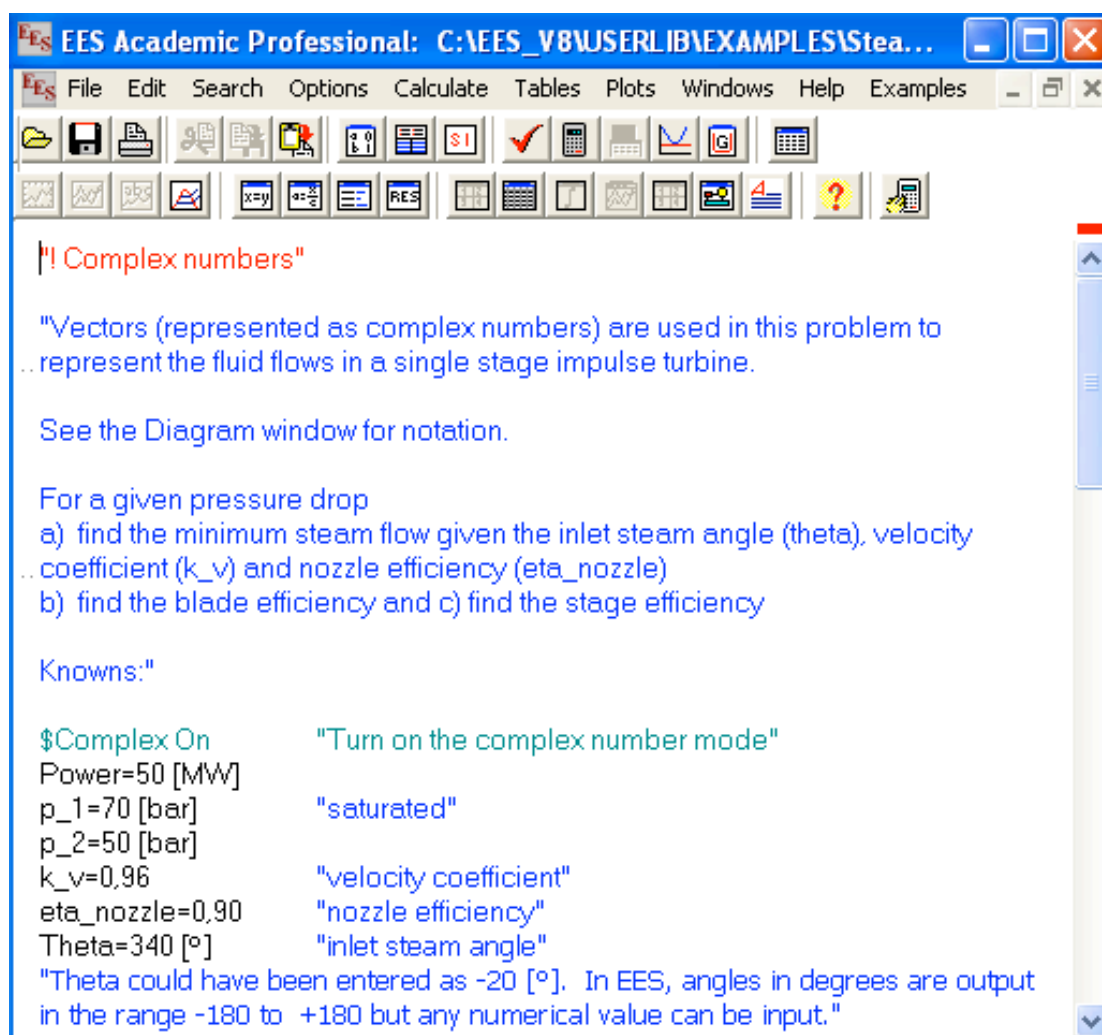
Το πρόγραμμα έρχεται μαζί με έτοιμα παραδείγματα, ένα από τα οποία θα εκμεταλλευτούμε για να κάνουμε μία περιήγηση στις βασικές δυνατότητες του. Ξεκινάμε από το αρχικό παράθυρο όπου μπορούμε να ξεκινήσουμε την εισαγωγή κώδικα, το Equation Window.

Υπάρχουν κάποιοι κανόνες που ορίζουν τι μπορούμε να εισάγουμε στον κώδικά μας.

- Το πρόγραμμα δε ξεχωρίζει κεφαλαία από μικρά γράμματα. Το πρόγραμμα θα μετατρέψει το αρχικό γράμμα των μεταβλητών έτσι ώστε να ταιριάζει με τον τρόπο που πρωτοεμφανίστηκε
- Η εισαγωγή κενών μπορεί να γίνει κατά βούληση, καθώς το πρόγραμμα τα αγνοεί
- Τα σχόλια πρέπει να συμπεριλαμβάνονται μέσα στις αγκύλες { } ή μέσα στα εισαγωγικά "". Η διαφορά είναι ότι τα σχόλια μέσα σε αγκύλες δεν εμφανίζονται στο Formatted Equation. Τα σχόλια μπορούν να καταλαμβάνουν όσες γραμμές θέλουμε. Τα σχόλια που ξεκινούν με θαυμαστικό '!' έχουν διαφορετικό χρώμα από τα κοινά. Το χρώμα και η γραμματοσειρά των σχολίων μπορούν να ρυθμιστούν από το Options μενού με την εντολή Preferences
- Τα ονόματα των μεταβλητών πρέπει να ξεκινούν με γράμμα και με οποιοδήποτε πλήκτρο εκτός από τους εξής χαρακτήρες: () \ | ' * + - ^ { } : " ; . Οι μεταβλητές με συντεταγμένες γράφονται μέσα σε [] , για παράδειγμα X[3,4]. Το μέγιστο μέγεθος του ονόματος μιας μεταβλητής είναι 30 χαρακτήρες
- Οι εξισώσεις συνήθως γράφονται μια σε κάθε σειρά
- Πολλαπλές εξισώσεις μπορούν να εισαχθούν σε μια σειρά αν χωρίζονται μεταξύ τους με ; και το μέγεθός της μιας γραμμής δε πρέπει να ξεπερνά τους 255 χαρακτήρες
- Η σειρά που γίνονται οι μαθηματικές πράξεις ακολουθούν τους κανόνες που χρησιμοποιούνται στην Fortran, στην Basic και στην Pascal
- Για να υψώσουμε σε δύναμη χρησιμοποιούμε τα σύμβολα ^ και **
- Δεν παίζει ρόλο η σειρά εισαγωγής των εξισώσεων
- Επίσης δε παίζει ρόλο η θέση των γνωστών και των αγνώστων μεταβλητών

- Οι μονάδες των σταθερών μπορούν να εισάγονται σε αγκύλες αμέσως μετά τον ορισμό τους, λ.χ. $g = 9,82[m/s^2]$
- Οι εξισώσεις μπορούν να αποκοπούν, να αντιγραφούν και να επικολληθούν σε άλλα σημεία. Επίσης μπορούν να μεταφερθούν εξισώσεις που υπάρχουν σε ένα αρχείο κάνοντας χρήση των εντολών Merge και Load Library που βρίσκονται στο File μενού
- Πατώντας το δεξί πλήκτρο του ποντικιού στο Equations Window εμφανίζεται ένα παράθυρο με εντολές, οι οποίες επιτρέπουν να μετατρέψουμε σε σχόλιο το επιλεγμένο κείμενο ή να το αφαιρέσουμε από τα σχόλια, επίσης να κόψουμε, εκτυπώσουμε και να χρωματίσουμε έντονα το επιλεγμένο κείμενο. Επίσης μπορούμε να δούμε τη λίστα με τις μονάδες πατώντας το Unit List. Ακόμα έχουμε την δυνατότητα εισαγωγής των μονάδων μιας μεταβλητής πηγαίνοντας στο Variable Info μενού
- Τα θερμοδυναμικά μεγέθη όπως η ενθαλπία, ο ειδικός όγκος, έχουν ειδικό τρόπο εισαγωγής. Αρχικά πρέπει να δηλώσουμε το ψυκτικό μέσου του οποίου ψάχνουμε το θερμοδυναμικό μέγεθος, στη συνέχεια διαλέγουμε τι θέλουμε να βρούμε και το δηλώνουμε μόνο με το γράμμα που του αντιστοιχεί. Τα γράμματα αυτά είναι: T, P, H,U, S,V,και X τα οποία αντιστοιχούν στην θερμοκρασία, στην πίεση, στην ενθαλπία, στην εσωτερική ενέργεια, στην εντροπία, στον ειδικό όγκο, και στην ξηρότητα. Για ψυχομετρικές εφαρμογές μπορούν να βρεθούν η υγρασία W, η σχετική υγρασία R και η θερμοκρασία υγρής σφαίρας D

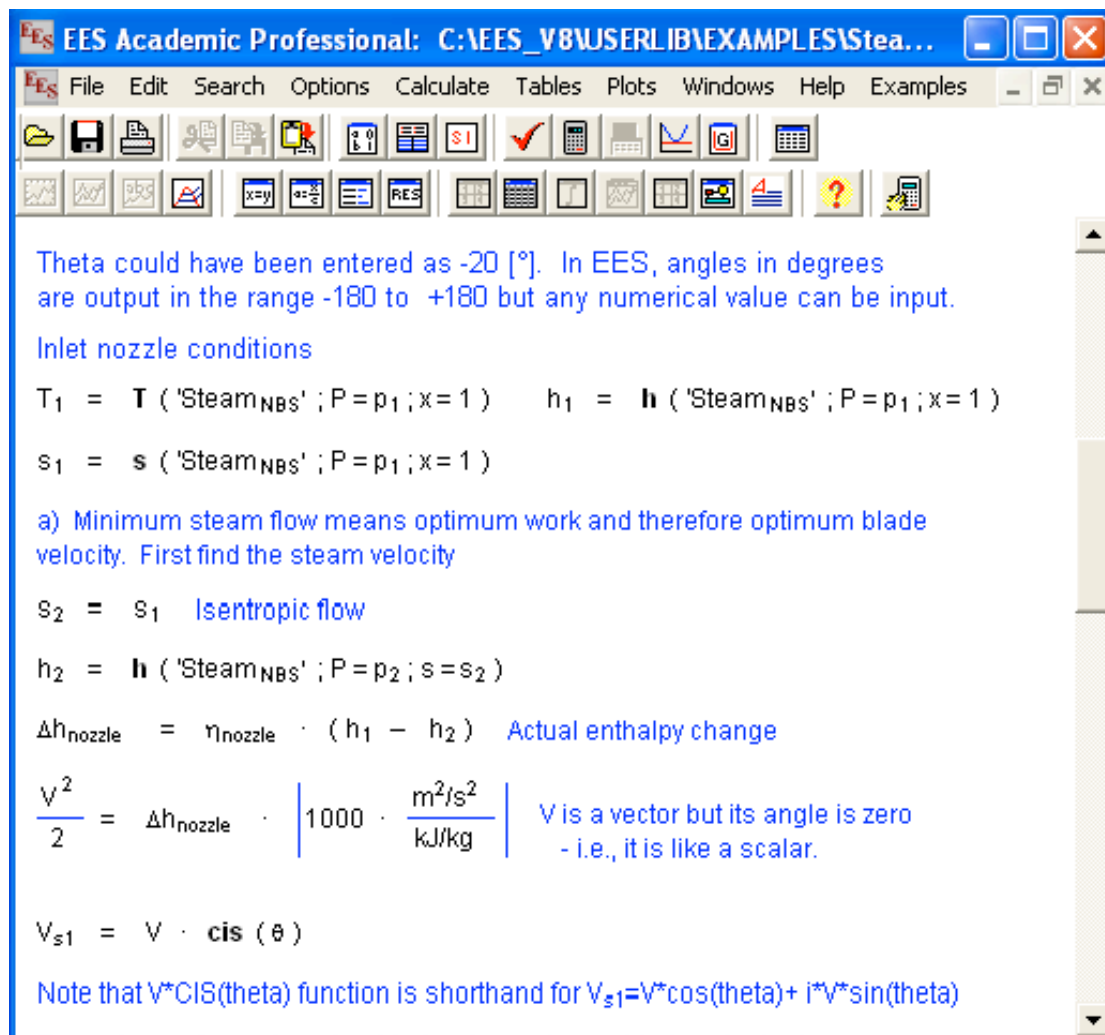
Έστω λοιπόν, ότι έχουμε εισάγει τον κώδικα μας και βρισκόμαστε στην παρακάτω οθόνη.



Εικόνα 4-2

Παράδειγμα κώδικα

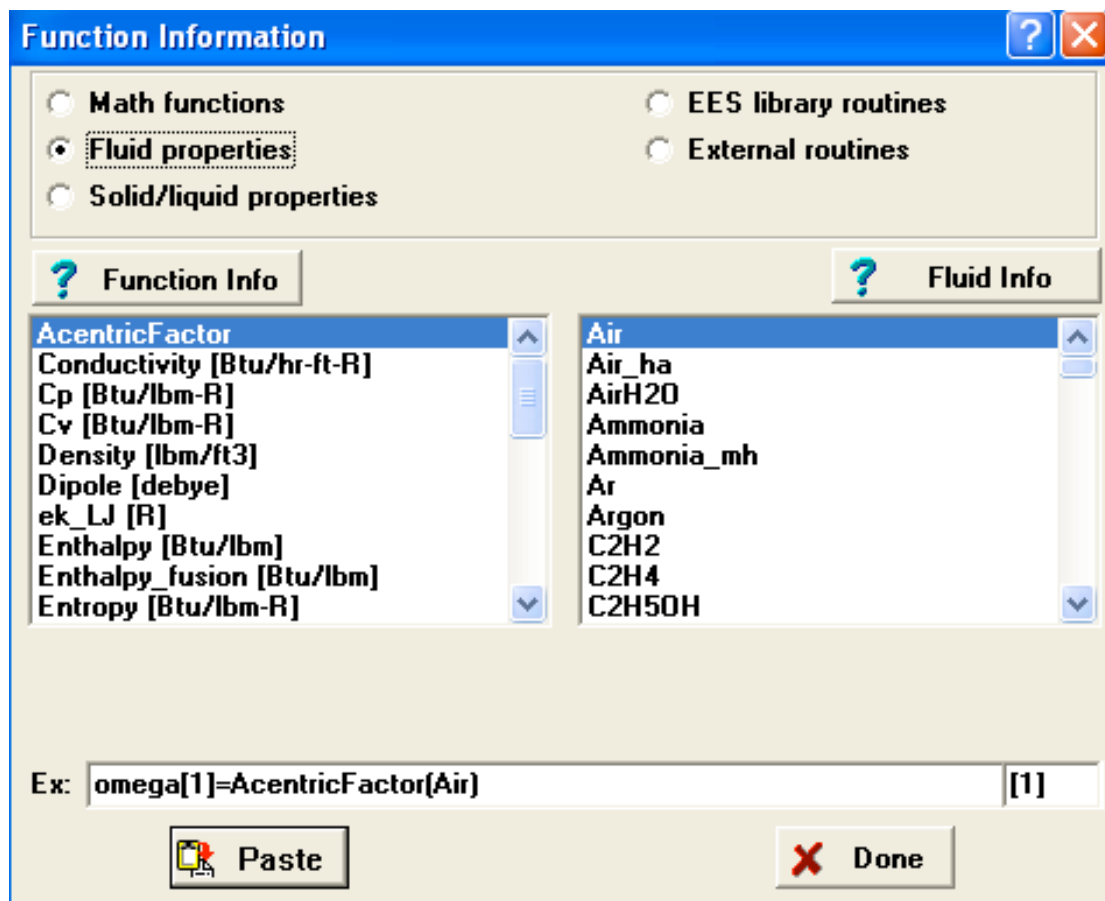
Εδώ βλέπουμε κάποια χαρακτηριστικά από όσα περιγράψαμε στους κανόνες. Έχει δύο ειδών σχόλια, δηλώσεις μεταβλητών, ανάθεση τιμών αλλά και ορισμό μονάδων. Βέβαια αυτή η αναπαράσταση του προβλήματος, σε κώδικα, δεν είναι πάντα ευανάγνωστη. Υπάρχει η δυνατότητα, επιλέγοντας το παράθυρο Formatted Window να δούμε τις εξισώσεις του προβλήματος σε τυπική μαθηματική μορφή ακολουθούμενες από τα σχόλια μας, όπως παρακάτω.



Εικόνα 4-3

Παράθυρο μορφοποιημένου κώδικα – Formatted Window

Εκτός από τις δηλώσεις που είδαμε μέχρι εδώ, μπορούμε να εισάγουμε και εξισώσεις που περιγράφουν το εκάστοτε πρόβλημα ή να φτιάξουμε δικές μας συναρτήσεις. Το πρόγραμμα προσφέρει έναν εύκολο τρόπο για εισαγωγή διαφόρων ειδών συναρτήσεων όπως μαθηματικές και θερμοδυναμικές, ιδιότητες στερεών υλικών καθώς και πληθώρα εξωτερικών συναρτήσεων, προσφερόμενες σε μορφή πρόσθετων πακέτων. Κάποιες από αυτές φαίνονται στην παρακάτω εικόνα.

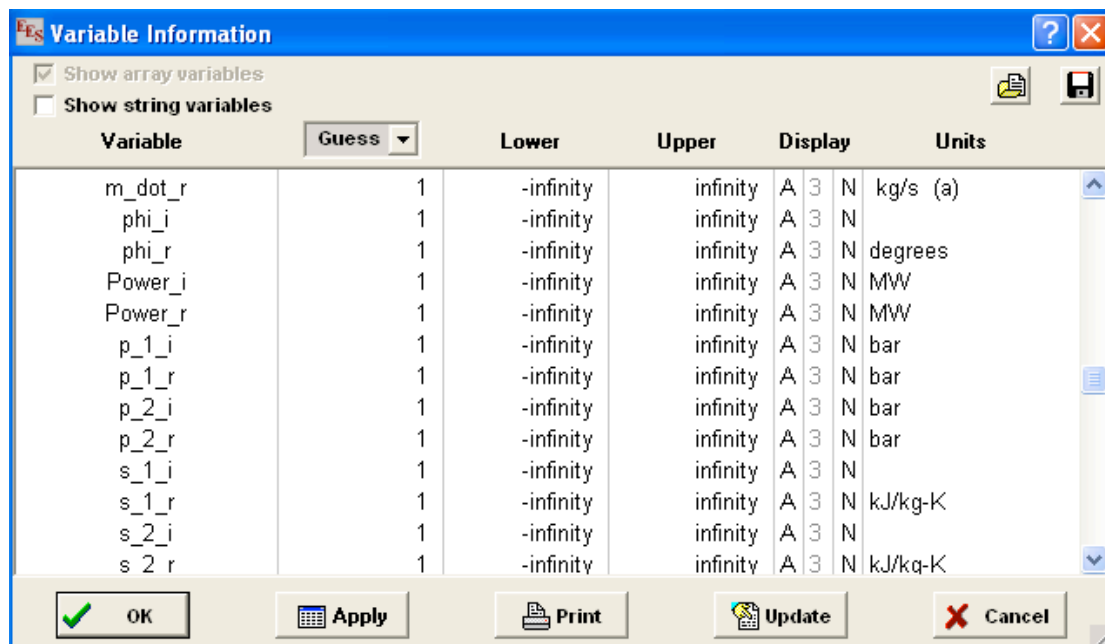


Εικόνα 4–4

Πληροφορίες συναρτήσεων – Function Information

Αυτές που παρουσιάζουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον για αυτήν την εργασία είναι οι θερμοδυναμικές. Σε αυτές τις συναρτήσεις, δίνουμε σαν όρισμα τις τιμές δύο ανεξάρτητων μεταβλητών καθώς και το ρευστό για το οποίο ενδιαφερόμαστε. Οι δύο μεταβλητές ορίζουν πλήρως την κατάσταση του εν λόγω ρευστού και επιτρέπουν την εύρεση οποιασδήποτε άλλης μεταβλητής. Για παράδειγμα, αν γνωρίζουμε τη θερμοκρασία και την ποιότητα ενός ρευστού μπορούμε να βρούμε την ενθαλπία, εντροπία, πίεση, όγκο, πυκνότητα και άλλα.

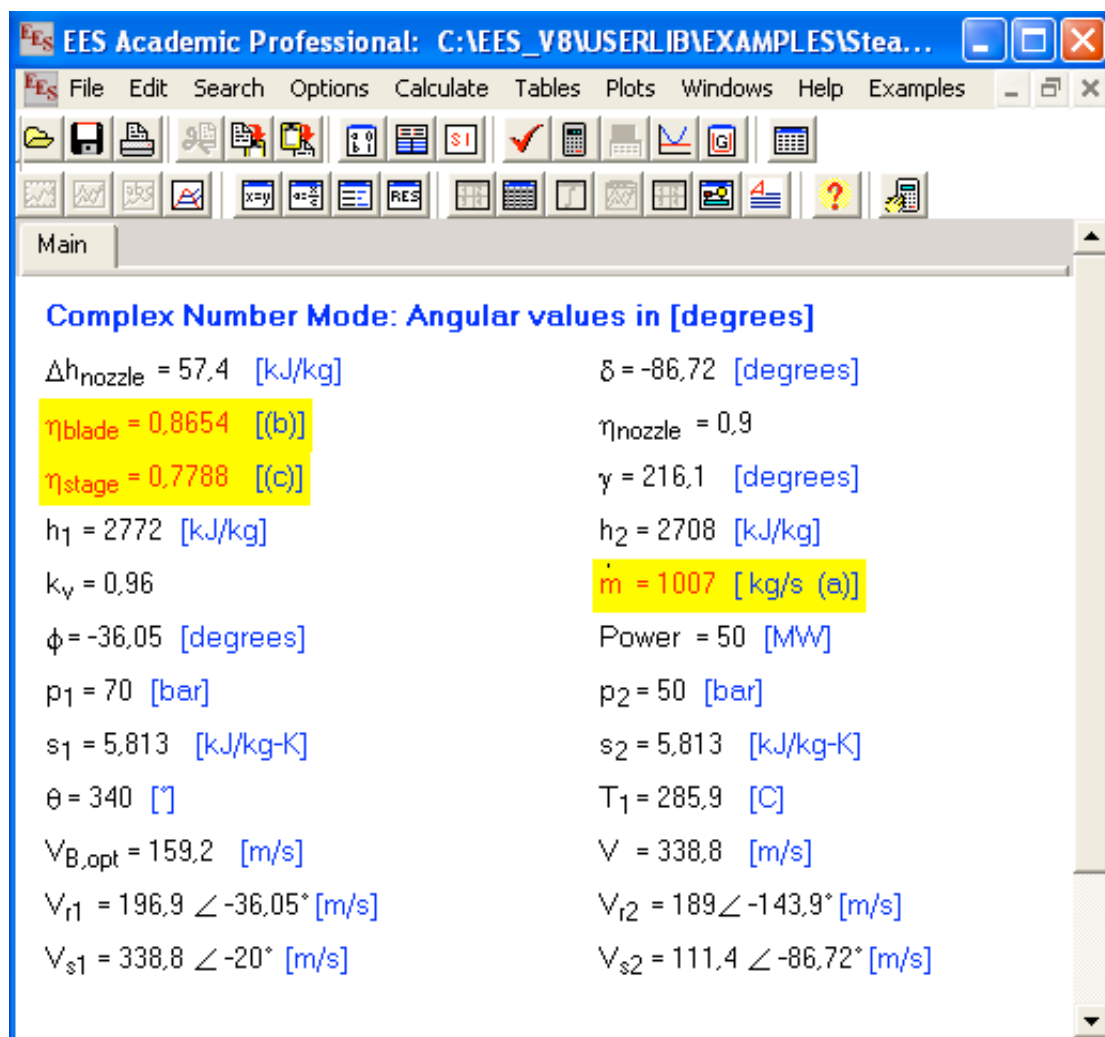
Τέλος, έχουμε τη δυνατότητα να παραμετροποιήσουμε κάποια πράγματα γύρω από τις μεταβλητές που χρησιμοποιούμε. Αυτό γίνεται από το παράθυρο Variable Information. Εκεί μπορούμε να δώσουμε αρχικές τιμές, πράγμα πολύ σημαντικό για πολύπλοκα προβλήματα καθώς αν δεν υπάρχει καλή αρχικοποίηση το πρόγραμμα δε συγκλίνει, να δώσουμε άνω και κάτω όρια στις τιμές που μπορεί να πάρει η κάθε μεταβλητή, να ορίσουμε τον τρόπο που θέλουμε να παρουσιαστεί το αποτέλεσμα και να θέσουμε τις σωστές μονάδες.



Εικόνα 4-5

Πληροφορίες μεταβλητών – Variable Information

Όταν έχουμε πλήρως ορίσει το πρόβλημα, μπορούμε να προχωρήσουμε στην επίλυση του. Αυτό μας οδηγεί στο παράθυρο των αποτελεσμάτων όπου φαίνονται οι τελικές τιμές όλων των παραμέτρων που παρουσιάζονται στον κώδικα μας. Μπορούμε να τονίσουμε τις πιο σημαντικές, με διάφορες τρόπους. Αυτό φαίνεται εδώ.



Εικόνα 4-6

Παράθυρο αποτελεσμάτων – Solution Window

Κατά την επίλυση, το πρόγραμμα θα προσπαθήσει να λύσει με επαναληπτικό τρόπο το πρόβλημα, χωρίζοντας το σε λογικά μπλοκ. Κάθε μπλοκ, μπορεί να λυθεί είτε ανεξάρτητα από το υπόλοιπο πρόβλημα είτε εξαρτώμενο από το αποτέλεσμα ενός άλλου μπλοκ. Καθώς λύνει τα διαδοχικά μπλοκ, χρησιμοποιώντας τις αρχικές τιμές που έχουμε ορίσει, προσπαθεί να φτάσει σε σημείο που τα αποτελέσματα από τη μία επανάληψη στην άλλη δεν διαφέρουν περισσότερο από κάποιο όριο. Όταν ικανοποιείται αυτό το κριτήριο, σημαίνει ότι οι τιμές συγκλίνουν και άρα έχουμε αποτέλεσμα.

Εκτός από αυτά τα βασικά χαρακτηριστικά, το πρόγραμμα επιτρέπει την πινακογράφηση δεδομένων, δημιουργία σύνθετων διαγραμμάτων δύο ή τριών διαστάσεων, δημιουργία σχηματικών αναπαραστάσεων του προβλήματος, σύνδεση με εξωτερικές ρουτίνες σε Fortran, Pascal, C++.

Τα μοντέλα της Αντλίας Θερμότητας

Για τη λειτουργία της ΑΘ στο χώρο της Κρήτης χρησιμοποιήσαμε δεδομένα από την περιοχή της Παλαιόχωρας. Τα δεδομένα αντιστοιχούν στη χρονική περίοδο 01/03/2008 – 30/04/2009. Η ετήσια ελάχιστη θερμοκρασία που παρατηρήθηκε ήταν 5.8°C και η μέση ετήσια 20.1°C . Για τη χειμερινή περίοδο 01/11/2008 – 30/04/2009 η μέση θερμοκρασία ήταν 15.6°C .

ΨΥΚΤΙΚΟ ΡΕΥΣΤΟ

Το ψυκτικό ρευστό που χρησιμοποιήθηκε για τις προσομοιώσεις είναι το R410a. Το R410a είναι ένα αζεοτροπικό ψυκτικό ρευστό (μείγμα) αποτελούμενο 50% από R32 - CHF_2CF_3 και κατά 50% από R125 - CH_2F_2 . Χρησιμοποιείται για να αντικαταστήσει το R22 για οικολογικούς λόγους ενώ διατηρεί υψηλή την απόδοση (Chen 2008). Λειτουργεί σε πολύ υψηλές πιέσεις στη συμπίκνωση του, +9bar σε σύγκριση με το R22. Για το λόγο αυτό δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε εγκαταστάσεις που έχουν σχεδιαστεί για το R22. Τέλος, όσον αφορά τα οικολογικά οφέλη, το R410a έχει μηδενικό ODP (Ozone Depletion Potential) και το GWP (Global Warming Potential) ισούται με 1989. Οι αντίστοιχες τιμές για το R22 είναι 0.055 και 2090.

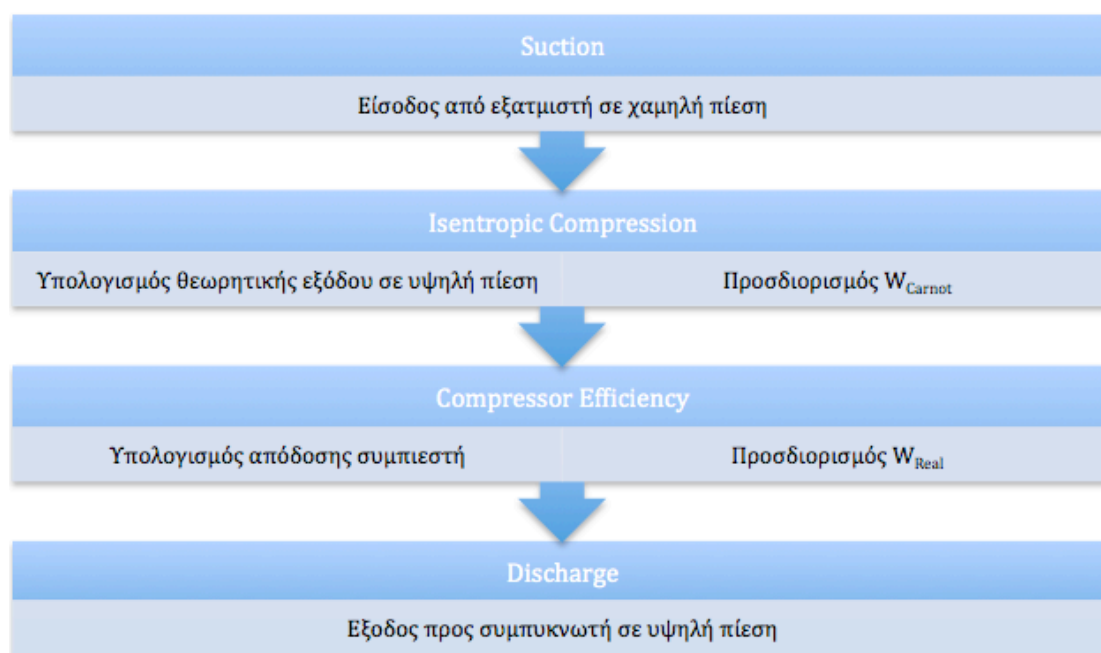
ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΥΜΠΙΕΣΤΩΝ

Η μοντελοποίηση των συμπιεστών, αλλά και τον υπόλοιπων στοιχείων, έγινε στην κατάσταση ισορροπίας. Η κινητική και δυναμική ενέργεια του ρευστού θεωρούνται αμελητέες.

Θεωρήσαμε ένα φορτίο της τάξης των 22KW, που αντιστοιχεί σε ένα τυπικό σπίτι 120m^2 . Για τους συμπιεστές θεωρούμε μέγιστη ισχύ 6.5KW. Η θερμοκρασία εισόδου βρίσκεται στους -0.2°C . Έχουμε αφήσει ένα περιθώριο 6 βαθμών για να εξασφαλίσουμε την μετάδοση θερμότητας ακόμα και κατά τις χαμηλότερες θερμοκρασίες που έχουν παρατηρηθεί. Στη θερμοκρασία αυτή, η πίεση του ρευστού ώστε να βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου ατμού είναι 790kPa. Στην έξοδο θέλουμε θερμοκρασία 45°C για τη θέρμανση και 60°C για την παραγωγή ζεστού νερού. Οι πιέσεις είναι αντίστοιχα 2690kPa και 3950kPa.

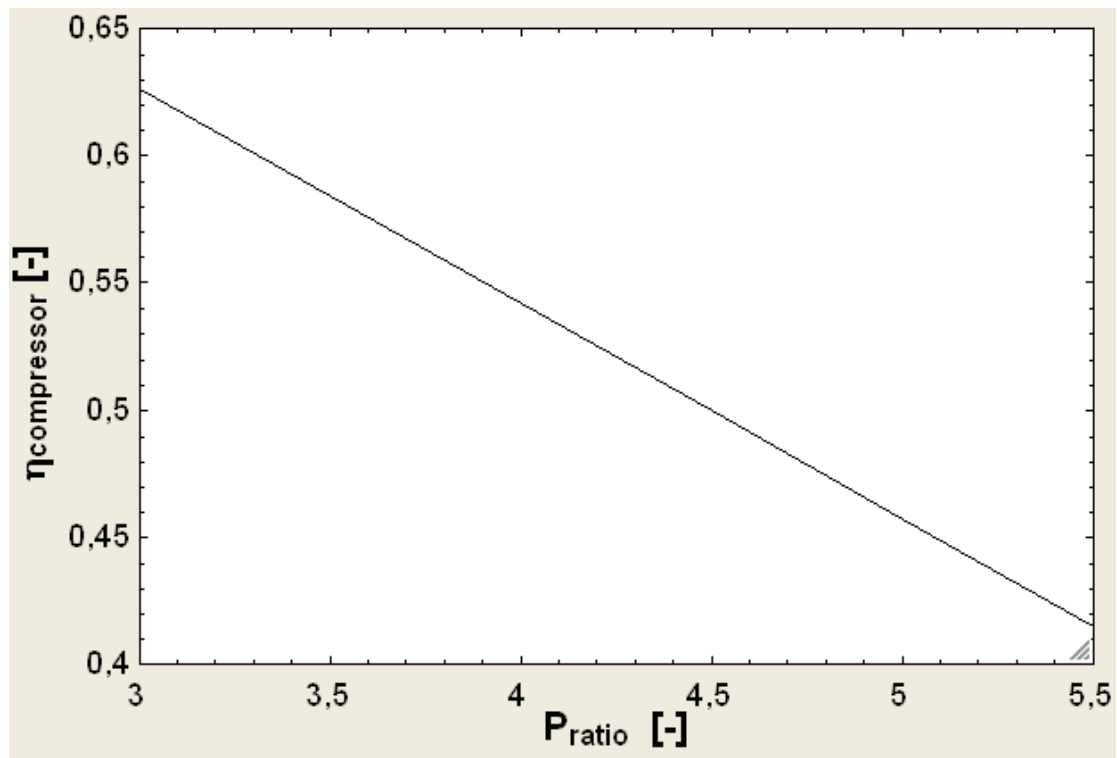
Reciprocating

Για τη μοντελοποίηση του Reciprocating συμπιεστή έπρεπε να προσδιορίσουμε τέσσερις επιμέρους αποδόσεις για να βρούμε τη συνολική. Η μηχανική απόδοση έχει θεωρηθεί 0.8 και η ηλεκτρική 0.95. Αυτές οι αποδόσεις ανταποκρίνονται σε συμπιεστές υψηλής ποιότητας. Η ισεντροπική απόδοση προσδιορίζεται σε σχέση με το λόγο των πιέσεων. Τέλος, η ογκομετρική απόδοση προσδιορίζεται με τη χρήση πολυτροπικού εκθέτη (Byrne, Miriel and Lenat 2009).



Εικόνα 4-7

Σχηματική αναπαράσταση μοντέλου Reciprocating συμπιεστή



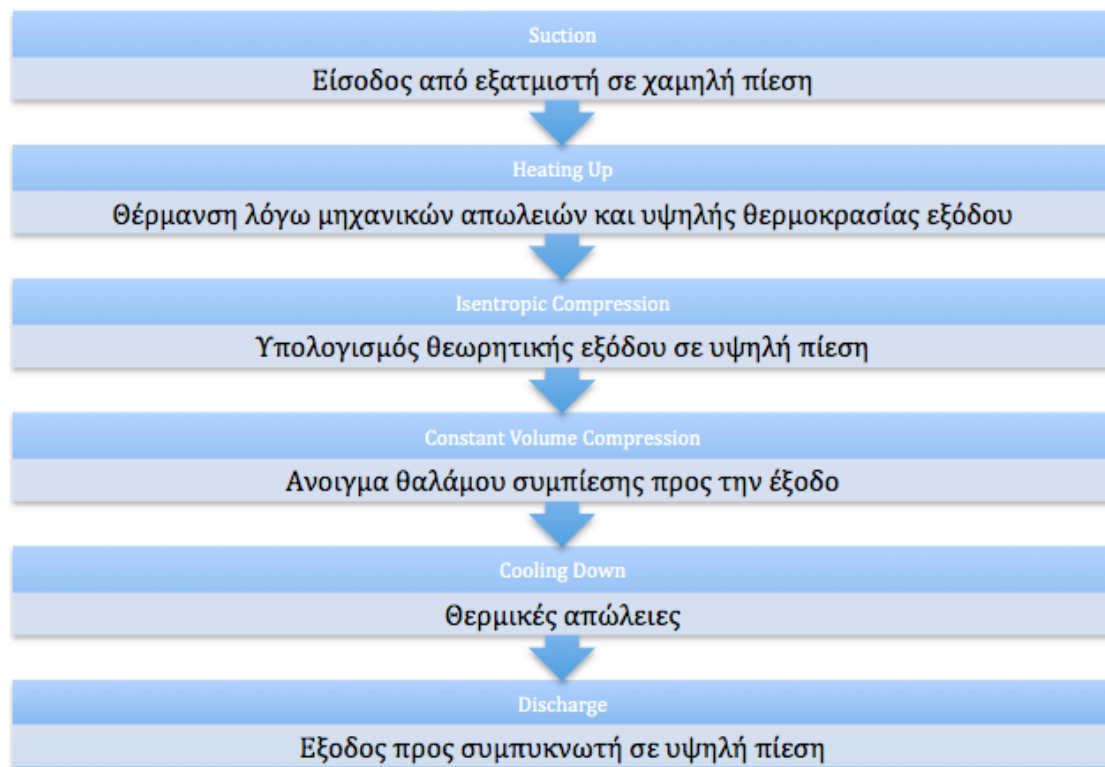
Εικόνα 4-8

Απόδοση Reciprocating συμπιεστή ως προς το λόγο των πιέσεων

Scroll

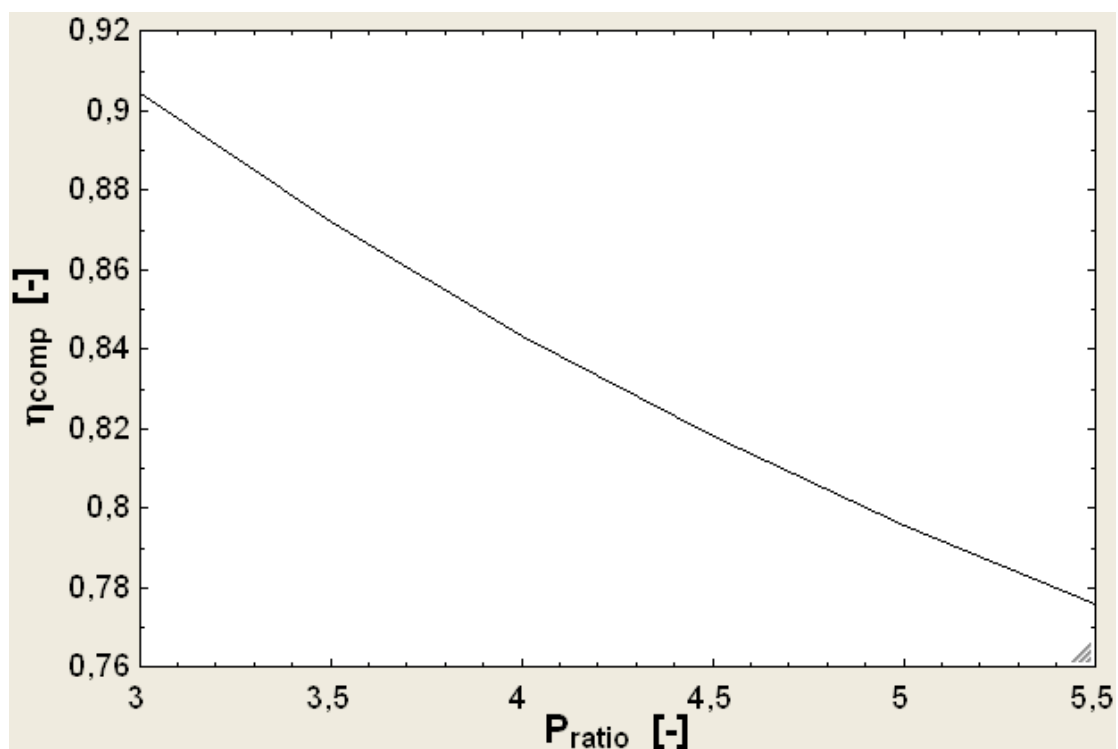
Για το μοντέλο του Scroll συμπιεστή θεωρήσαμε ότι το περίβλημα έχει μία σταθερή θερμοκρασία η οποία εξαρτάται από την εξωτερική θερμοκρασία, τη θερμοκρασία εισόδου του ρευστού, τη θερμοκρασία εξόδου του ρευστού και τις θερμικές απώλειες του συμπιεστή. Χρησιμοποιώντας τη διατήρηση της ενέργειας, μπορούμε να προσδιορίσουμε την κατάσταση του ρευστού (Winandy, Saavedra and Lebrun 2002).

Όπως φαίνεται από την **Εικόνα 4-8** και την **Εικόνα 4-10**, ο Scroll συμπιεστής έχει πολύ καλύτερη απόδοση, για τον ίδιο λόγο πιέσεων, σε σχέση με τον Reciprocating. Αυτός είναι, όπως θα διαπιστώσουμε και αργότερα, ο λόγος που μία ΑΑΘ με Scroll συμπιεστή έχει μεγαλύτερο COP.



Εικόνα 4–9

Σχηματική αναπαράσταση μοντέλου Scroll συμπιεστή

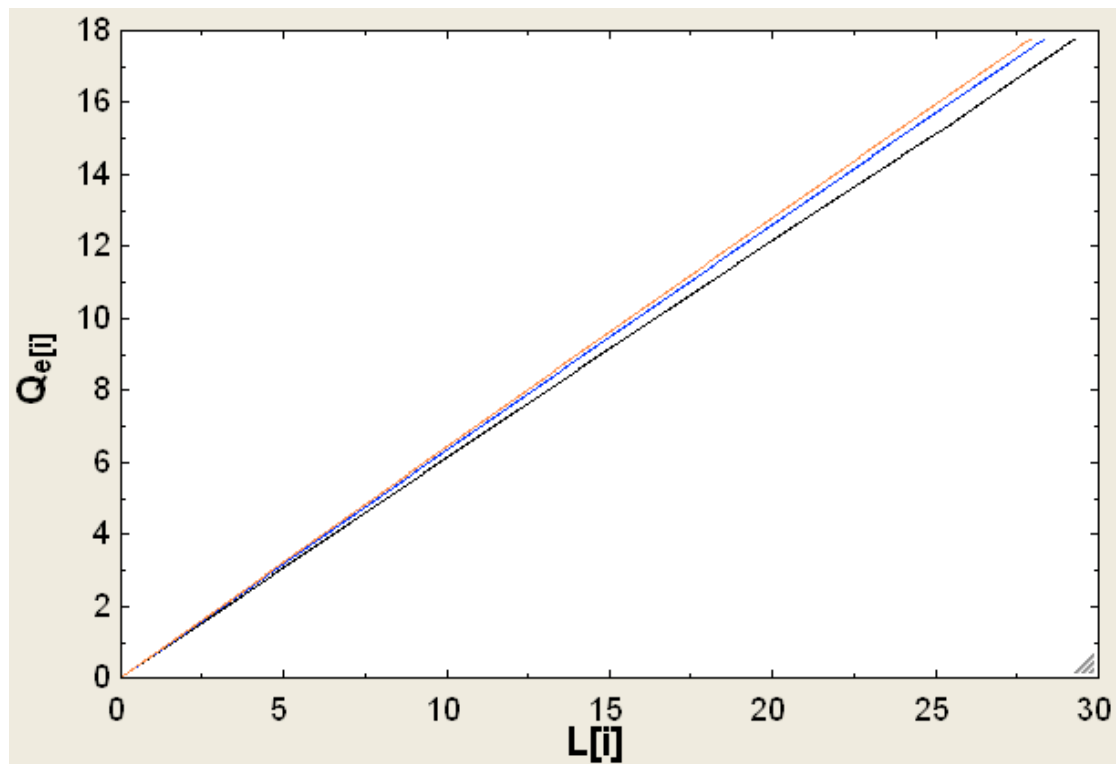


Εικόνα 4–10

Απόδοση Scroll συμπιεστή ως προς το λόγο των πιέσεων

ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΕΞΑΤΜΙΣΤΗ

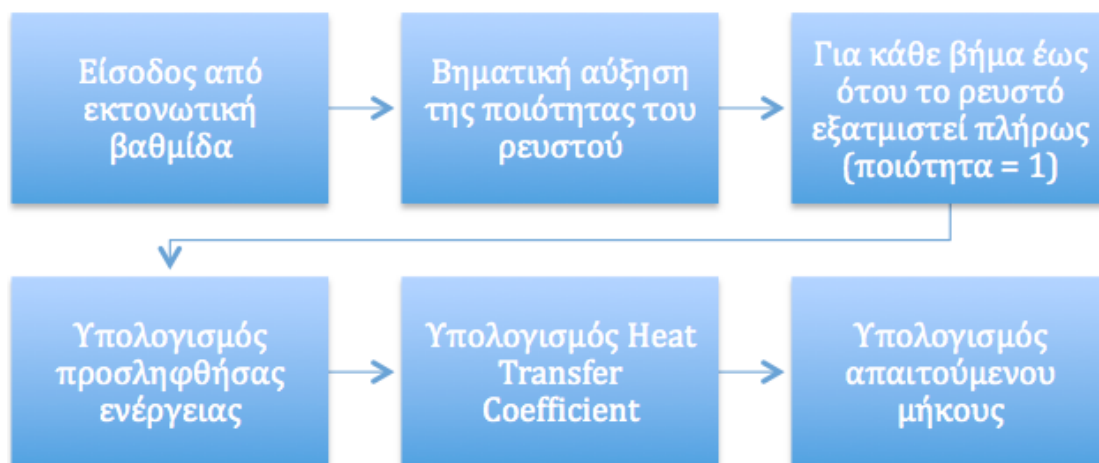
Ο εξατμιστής που μοντελοποιήσαμε είναι αερόψυκτος. Υπολογίσαμε ότι σωλήνας μήκους 30 μέτρων είναι αρκετός για να επιτύχει το σκοπό του σε συνδυασμό με Reciprocating συμπιεστή. Για Scroll συμπιεστή το αντίστοιχο αποτέλεσμα είναι 27 μέτρα. Θεωρούμε ότι δεν δημιουργείτε πάγος στον εξατμιστή. Πάντα υπάρχει ένα ποσοστό superheating, για να εξασφαλίσουμε την απροβλημάτιστη λειτουργία του συμπιεστή.



Εικόνα 4–11

Μήκος σωλήνα που απαιτείται για την πλήρη εξάτμιση του ρευστού σε τρεις διαφορετικές θερμοκρασίες. Μάυρο -> 5.8°C, Μπλέ -> 15.6°C και Πορτοκαλί -> 20.1°C

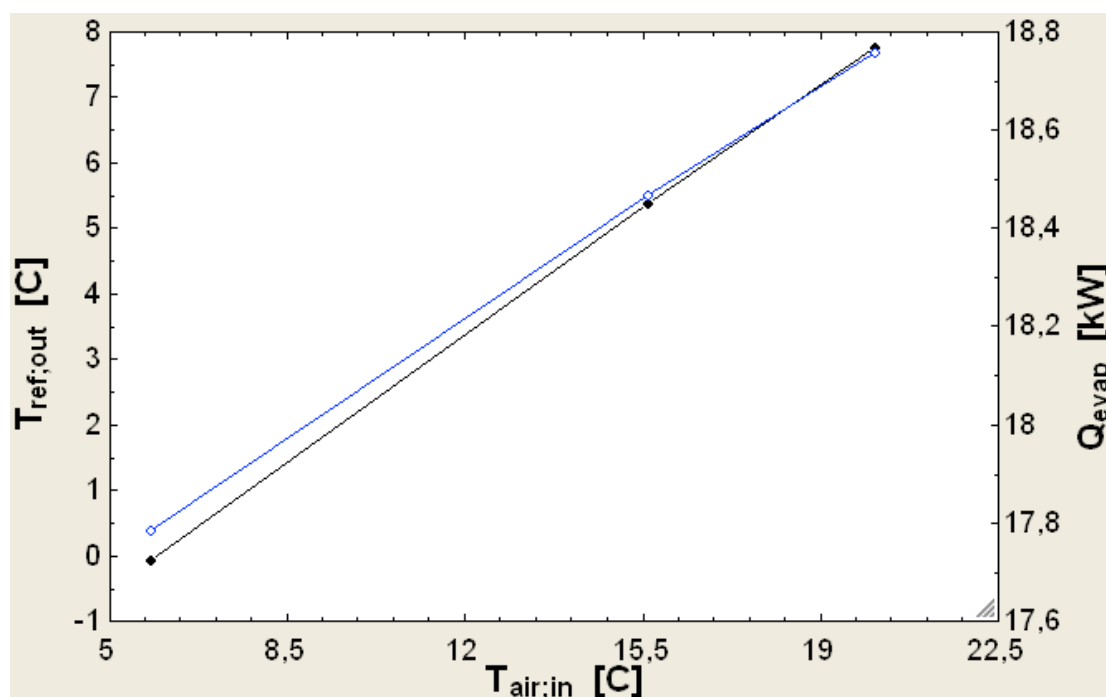
Για να υπολογίσουμε το μήκος ακολουθήσαμε την παρακάτω διαδικασία:



Εικόνα 4–12

Σχηματική αναπαράσταση εξατμιστή

Ενδεικτικά, βλέπουμε παρακάτω πως λειτουργεί ο εξατμιστής σαν αυτόνομο μέρος. Στην εικόνα βλέπουμε την τελική θερμοκρασία του ψυκτικού ρευστού και την ενέργεια που απορροφά το ψυκτικό ρευστό από το περιβάλλον σε σχέση με την εξωτερική θερμοκρασία.

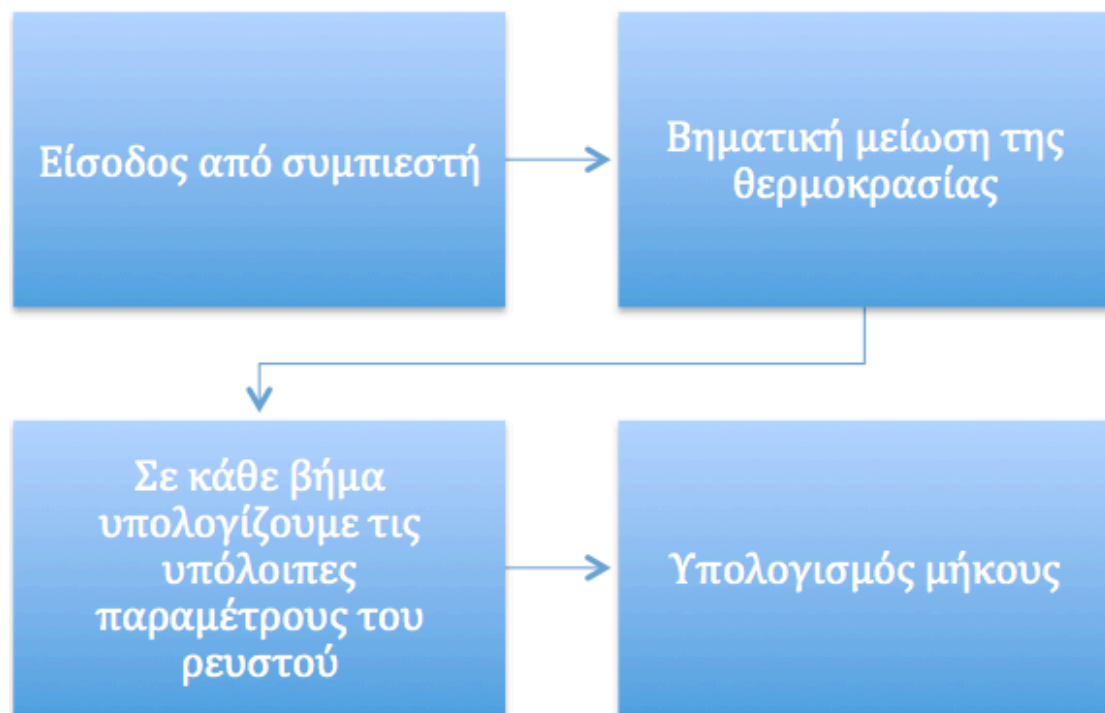


Εικόνα 4–13

Λειτουργία εξατμιστή για διάφορες εξωτερικές θερμοκρασίες

ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΤΡΙΧΟΕΙΔΟΥΣ ΣΩΛΗΝΑ

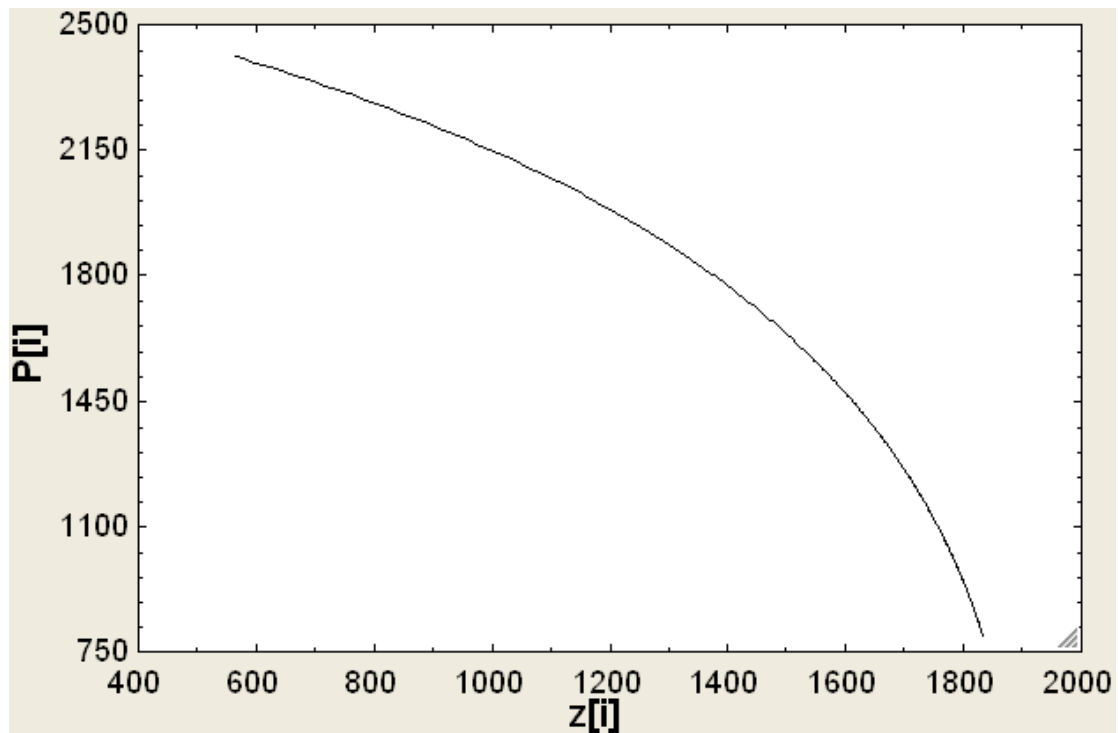
Για την εκτονωτική διάταξη θεωρήσαμε ότι η εκτόνωση είναι ισενθαλπική. Το μοντέλο λύνει για μικρά διαστήματα βρίσκοντας την πτώση της πίεσης και στη συνέχεια όλες τις άλλες παραμέτρους έως ότου τελειώσει το μήκος που εισάγαμε σαν παράμετρο. Το μήκος το καθορίζουμε λύνοντας ως προς την τελική επιθυμητή χαμηλή πίεση, για την οποία έχει σχεδιαστεί ο εξατμιστής. Ενδεικτικά, το μήκος που αντιστοιχεί στον Scroll συμπιεστή ισούται με 1822 χιλιοστά ([IIT Kharagpur Lecture 24](#)).



Εικόνα 4–14

Σχηματική αναπαράσταση τριχοειδούς σωλήνα

Ακολουθεί ένα διάγραμμα που δείχνει την πτώση της πίεσης ως προς το μήκος του τριχοειδούς σωλήνα.

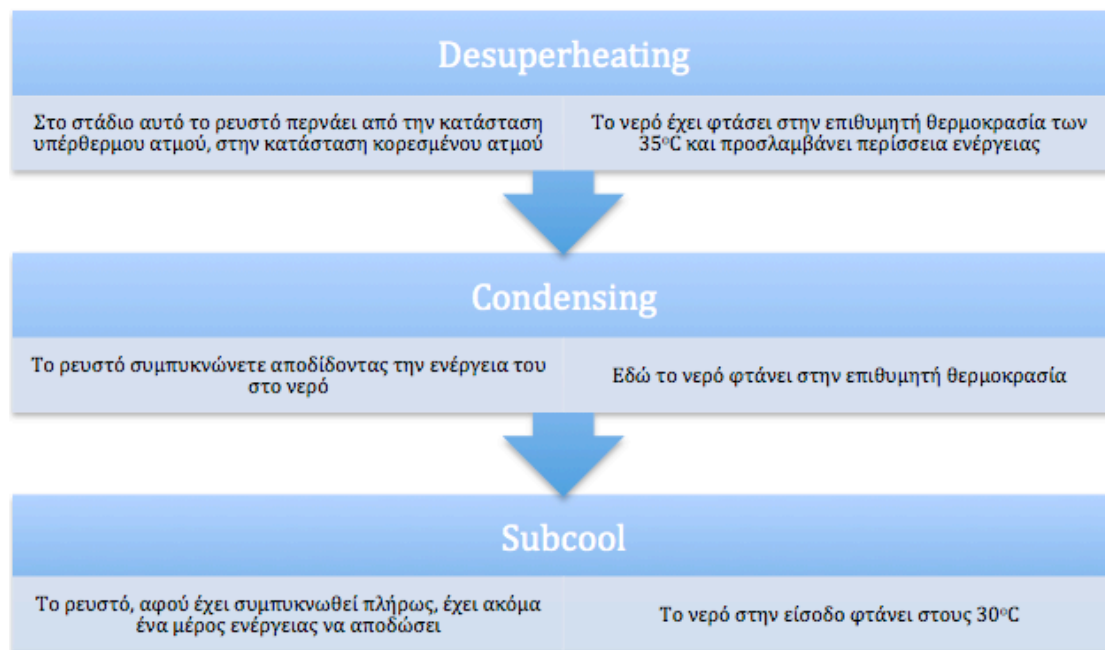


Εικόνα 4-15

Πτώση πίεσης σε τριχοειδή σωλήνα

ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗ

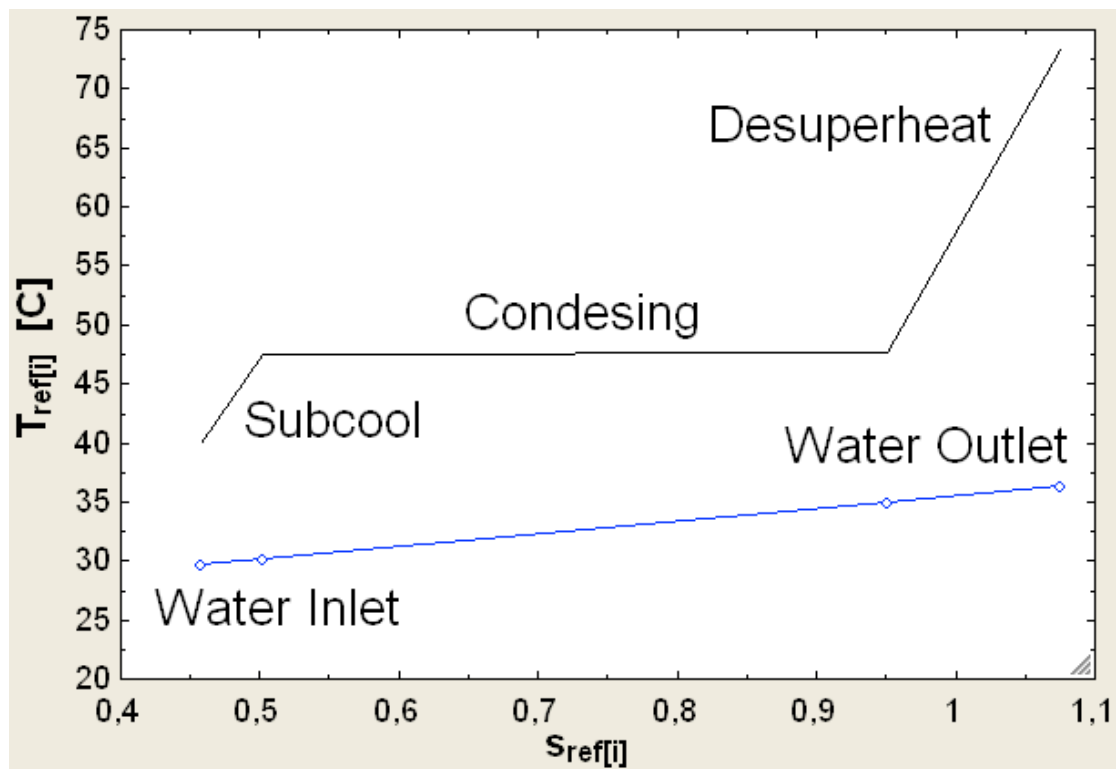
Ο συμπυκνωτής μας χρησιμοποιεί σαν δευτερεύων ρευστό, νερό. Θεωρώντας σταθερή την υψηλή πίεση που έχει το ψυκτικό ρευστό εντός του συμπυκνωτή, είμαστε σε θέση να μελετήσουμε κάθε μία από τις τρεις καταστάσεις. Επίσης, μπορούμε να καθορίσουμε την θερμοκρασία εξόδου του νερού και να υπολογίσουμε τη συνολική θερμική ενέργεια που μεταφέρεται. Θεωρούμε ενδοδαπέδια θέρμανση για την οποία απαιτείται θερμοκρασία νερού 35°C.



Εικόνα 4–16

Σχηματική αναπαράσταση συμπυκνωτή

Παρακάτω βλέπουμε ένα διάγραμμα Θερμοκρασίας/Εντροπίας, όπου διακρίνουμε και τις τρεις καταστάσεις του συμπυκνωτή αλλά και την άνοδο της θερμοκρασίας του νερού.



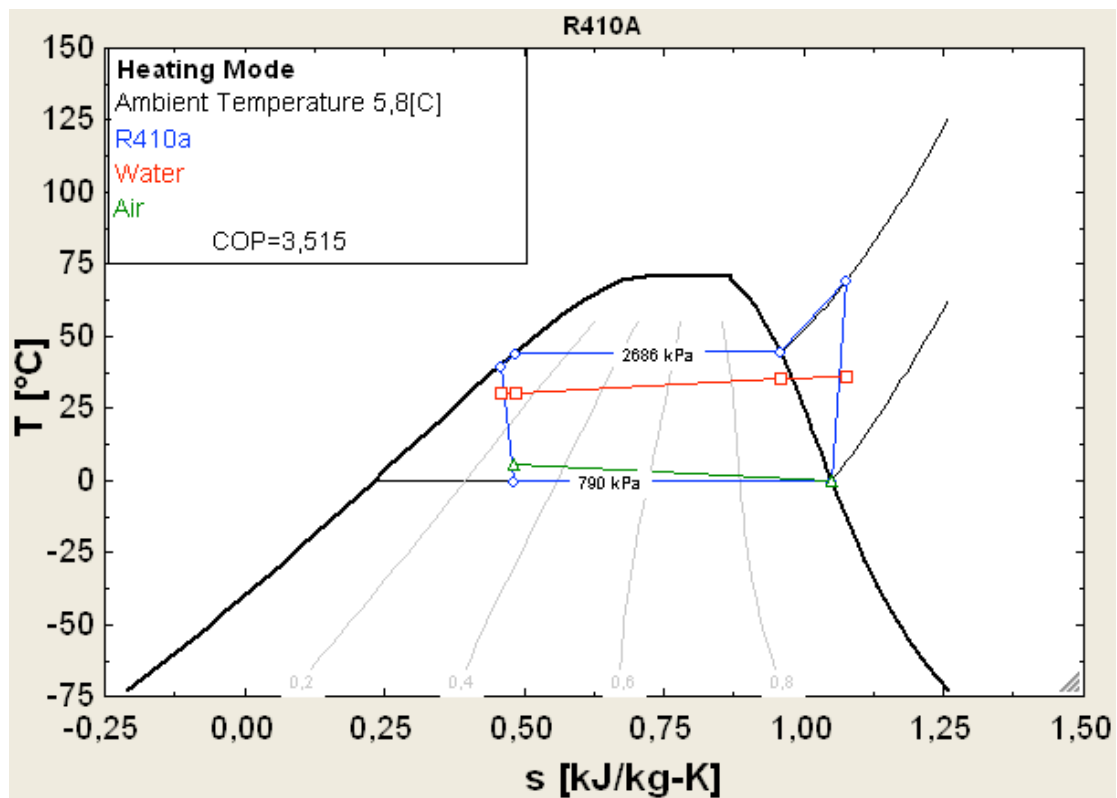
Εικόνα 4–17

Παράδειγμα συμπύκνωσης για θέρμανση χώρου

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 – Αποτελέσματα

Αερόψυκτη Αντλία Θερμότητας με Reciprocating συμπιεστή

Για να συγκρίνουμε τις δύο ΑΘ, δοκιμάσαμε την απόδοσή τους τόσο για τη λειτουργία της θέρμανσης όσο και για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης. Οι δοκιμές έγιναν για τη χαμηλότερη θερμοκρασία που παρατηρήθηκε, 5.8°C, όσο και για τη μέση θερμοκρασία κατά τους χειμερινούς μήνες, 15.6°C.

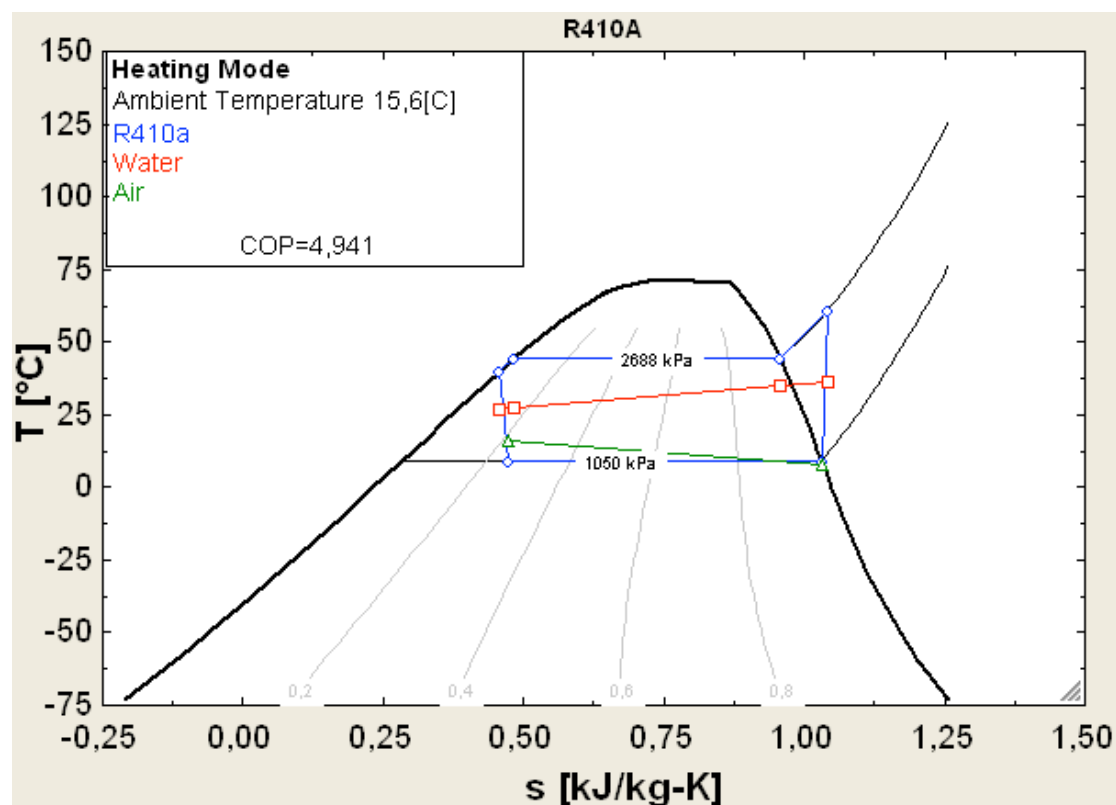


Εικόνα 5-1

ΑΑΘ με Reciprocating συμπιεστή, λειτουργία θέρμανσης, εξωτερική θερμοκρασία 5,8°C

Στη συγκεκριμένη περίπτωση, η ΑΘ, δουλεύει από χαμηλή θερμοκρασία στον εξατμιστή -0.243°C έως τη θερμοκρασία συμπίεσης 44.41°C. Αυτό σημαίνει ότι η αντίστοιχη ΑΘ Carnot έχει απόδοση $COP = 7.112$ και άρα βρισκόμαστε σε λογική πραγματική απόδοση $COP = 3.515$. Παρατηρούμε ότι η χαμηλότερη θερμοκρασία είναι αρκετά μεγάλη για να επιτρέπει στην ΑΘ να δουλεύει πολύ οικονομικά.

Στην περίπτωση που έχουμε μεγαλύτερες θερμοκρασίες, η απόδοση αυξάνει δραστικά καθώς αυξάνει και η πίεση στον εξατμιστή. Αυτό επιτρέπει στο συμπιεστή μας να καταναλώνει λιγότερη ενέργεια για να παράγει το ίδιο αποτέλεσμα. Αυτό φαίνεται και στην παρακάτω εικόνα.

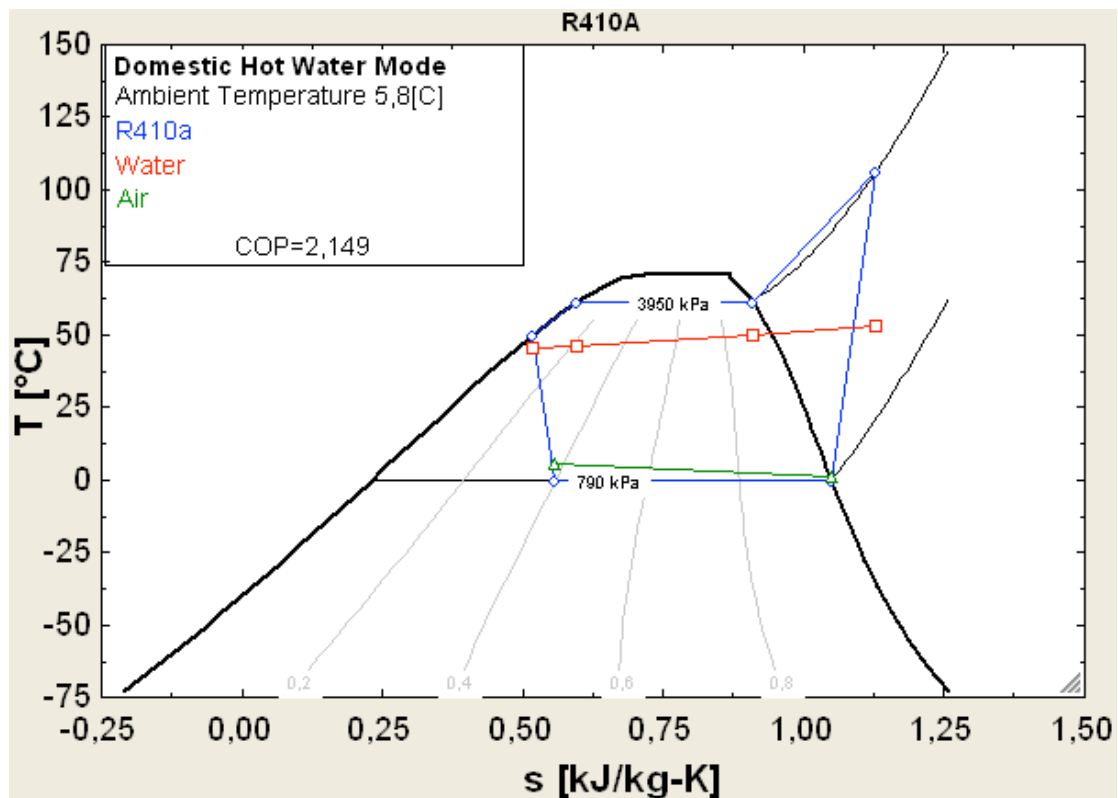


Εικόνα 5-2

ΑΑΘ με Reciprocating συμπιεστή, λειτουργία θέρμανσης, εξωτερική θερμοκρασία 15,6°C

Στην περίπτωση αυτή, η θερμοκρασία στον εξατμιστή βρίσκεται στους 9.016°C και του συμπιεστή στους 44,44°C. Άρα η μέγιστη θεωρητική απόδοση είναι COP = 8.965.

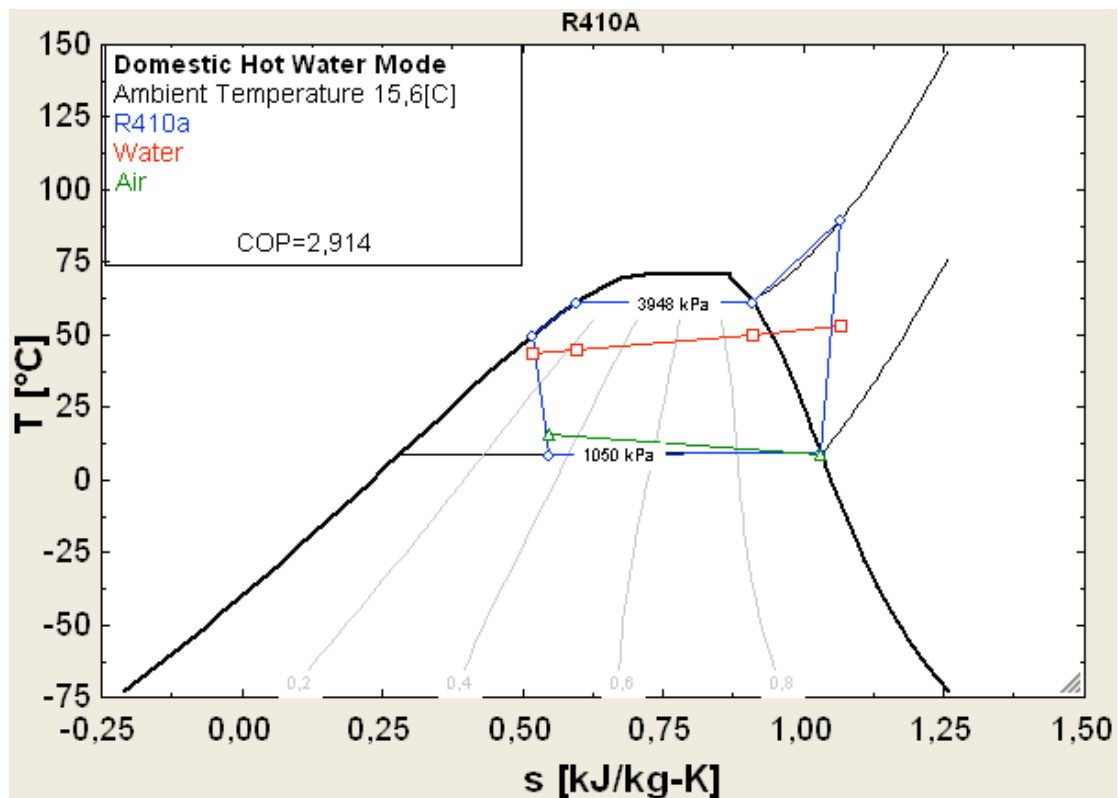
Κατά τη λειτουργία παραγωγής ζεστού νερού χρήσης, η αποδόσεις μειώνονται καθώς η θερμοκρασία συμπίεσης αυξάνεται αρκετά. Στην παρακάτω εικόνα φαίνεται αυτή η λειτουργία για τη χαμηλότερη θερμοκρασία.



Εικόνα 5-3

ΑΑΘ με Reciprocating συμπιεστή, λειτουργία παραγωγής ζεστού νερού χρήσης, εξωτερική θερμοκρασία 5,8°C

Εδώ η ΑΘ λειτουργεί από τους -0.243°C έως τους 61.42°C. Η θεωρητική μέγιστη απόδοση φτάνει το $COP = 5.426$. Η αύξηση της εξωτερικής θερμοκρασίας παίζει πάντα μεγάλο ρόλο. Έτσι και κατά την παραγωγή ζεστού νερού, στη μέση εξωτερική θερμοκρασία, βλέπουμε άνοδο της απόδοσης σχεδόν κατά μία μονάδα.



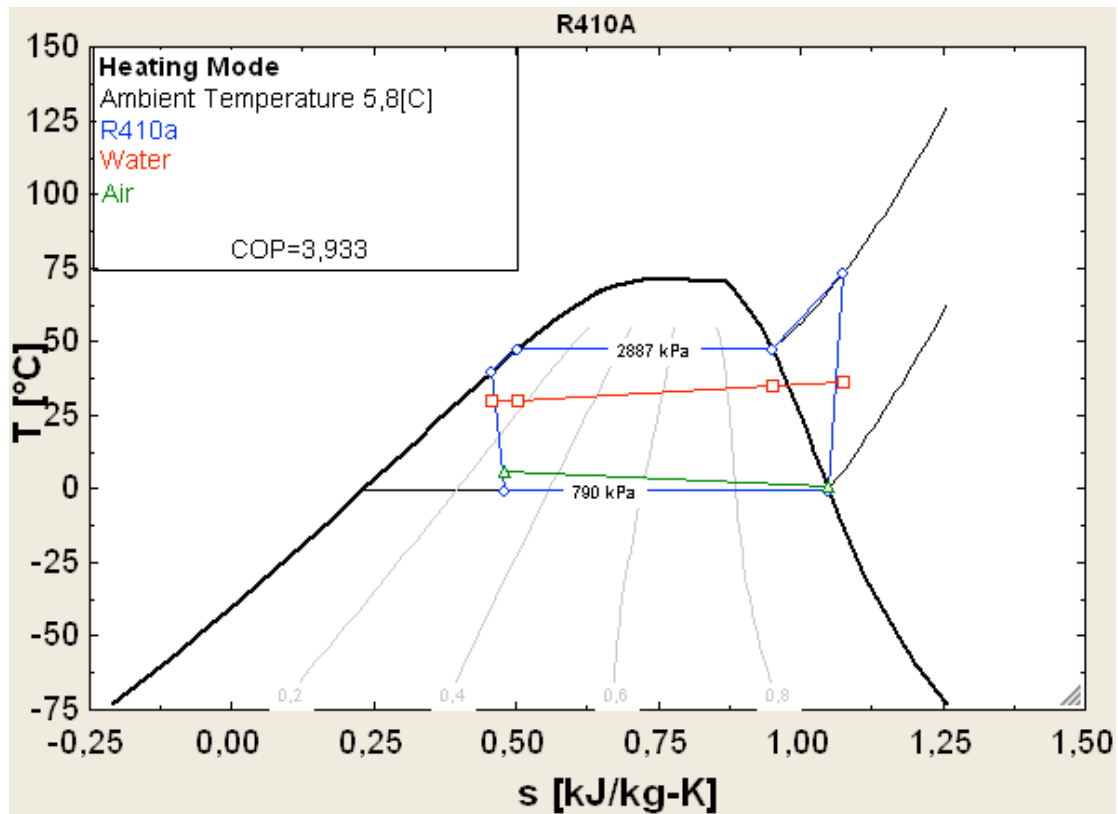
Εικόνα 5-4

ΑΑΘ με Reciprocating συμπιεστή, λειτουργία παραγωγής ζεστού νερού χρήσης, εξωτερική θερμοκρασία 15,6°C

Για την περίπτωση αυτή, η χαμηλή θερμοκρασία είναι 9.016°C και η υψηλή 61.64°C. Η απόδοση δεν μπορεί να ξεπερνάει το COP = 6.362.

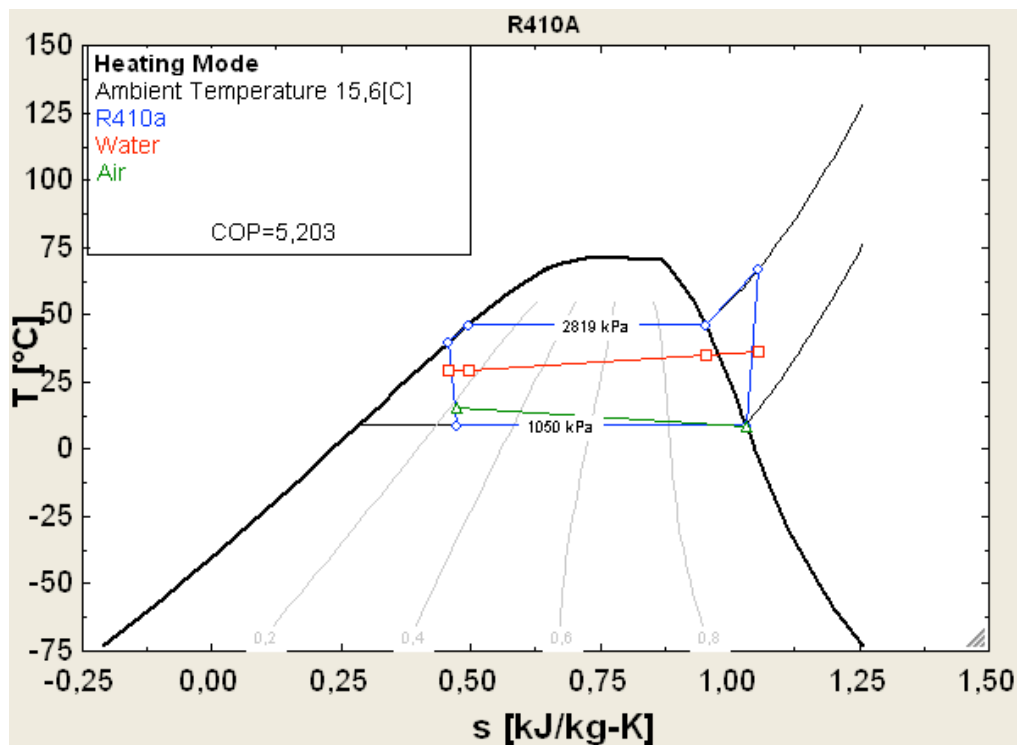
Αερόψυκτη Αντλία Θερμότητας με Scroll συμπιεστή

Ακολουθούν τα αντίστοιχα αποτελέσματα για την ΑΘ με Scroll συμπιεστή. Όπως φαίνεται στα παρακάτω διαγράμματα, λόγω της υψηλότερης απόδοσης που έχουν οι συμπιεστές Scroll, η αντλία αποδίδει πάντα καλύτερα.



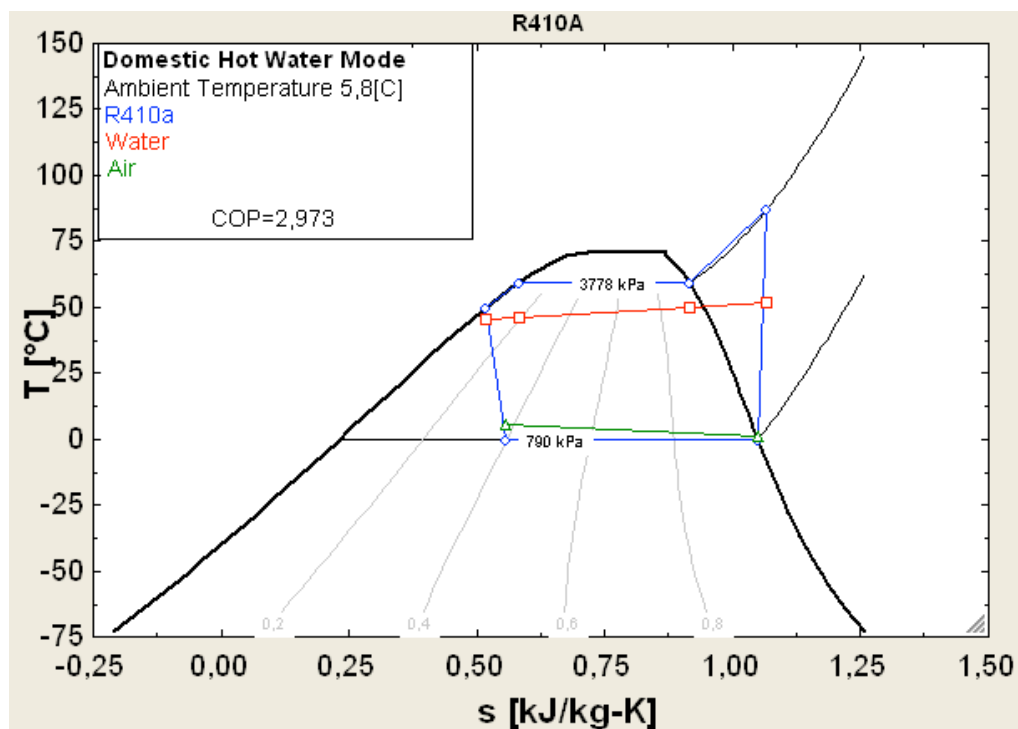
Εικόνα 5–5

ΑΑΘ με Scroll συμπιεστή, λειτουργία θέρμανσης, εξωτερική θερμοκρασία 5,8°C



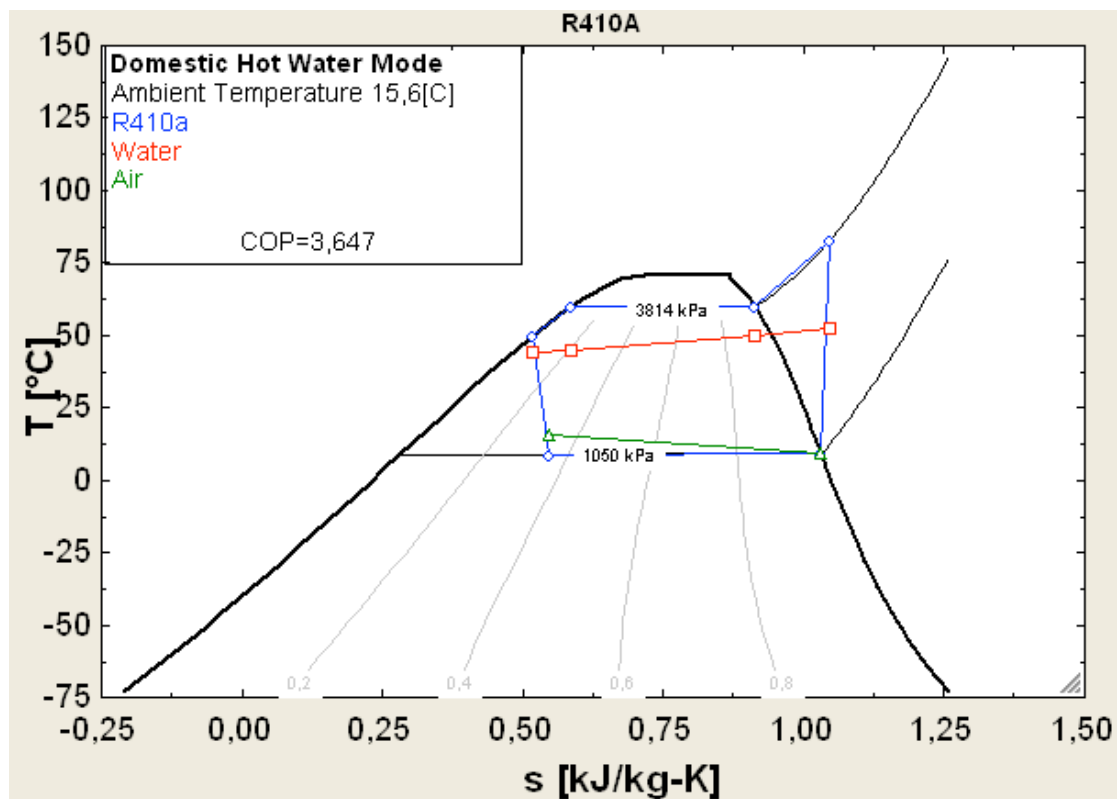
Εικόνα 5–6

ΑΑΘ με Scroll συμπιεστή, λειτουργία θέρμανσης, εξωτερική θερμοκρασία 15,6°C



Εικόνα 5–7

ΑΑΘ με Scroll συμπιεστή, λειτουργία παραγωγής ζεστού νερού χρήσης, εξωτερική θερμοκρασία 5,8°C



Εικόνα 5-8

ΑΑΘ με Scroll συμπιεστή, λειτουργία παραγωγής ζεστού νερού χρήσης, εξωτερική θερμοκρασία 15,6°C

Αξιολόγηση Αντλιών Θερμότητας

Στις προσομοιώσεις που κάναμε, το μόνο που αλλάζει στο σύστημα είναι ο συμπίεστής. Όλα τα υπόλοιπα μένουν σταθερά. Δεν έχουμε υπολογίσει πτώσεις πίεσης λόγω τριβών. Το σύστημα βρίσκεται σε κατάσταση ισορροπίας.

Για να διαπιστώσουμε το κατά πόσο καλά λειτουργεί το σύστημα μας όσο και το αν ανταποκρίνεται σε πραγματικό σύστημα, αρκεί να συγκρίνουμε την απόδοση του με την αντίστοιχη μίας αντιστρεπτής ΑΘ όπως του Carnot. Μία πραγματική μη αντιστρεπτή ΑΘ δεν μπορεί σε καμία περίπτωση να ξεπερνάει το όριο που βάζει η ΑΘ Carnot. Για να υπολογίσουμε το COP της Carnot, αρκεί να ξέρουμε τη θερμοκρασία εξάτμισης και τη θερμοκρασία συμπίεσης. Στη συνέχεια κάνουμε εφαρμογή του τύπου

$$COP_{HP,Carnot} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}}$$

		Reciprocating HP COP	Carnot COP	%Carnot
Heating	5.8°C	3.515	7.122	49.4
	15.6°C	4.941	8.965	55.1
DHW	5.8°C	2.149	5.246	41.0
	15.6°C	2.914	6.362	45.8

Πίνακας 5-1

Αξιολόγηση ΑΑΘ Reciprocating με το μέγιστο θεωρητικό

Ο Πίνακας 5-1 δείχνει συγκεντρωμένα τα αποτελέσματα για όλες τις προσομοιώσεις της ΑΘ με Reciprocating συμπίεστή. Βλέπουμε ότι το σύστημα βρίσκεται εντός των ορίων. Έχει ένα COP που προσεγγίζει το 50% της Carnot. Αυτό είναι αρκετά καλό αποτέλεσμα, αλλά επιδέχεται βελτίωση. Το πρόβλημα με τους συγκεκριμένους συμπίεστες, είναι όπως δείξαμε και στο προηγούμενο Κεφάλαιο, το γεγονός ότι έχουν μικρές αποδόσεις. Κατά συνέπεια, το σύστημα δεν μπορεί να επιτύχει μεγαλύτερα COP καθώς ο συμπίεστής χρειάζεται να καταναλώσει πάρα πολύ ενέργεια σε σχέση με το αποτέλεσμα που θα φέρει.

		Scroll HP COP	Carnot COP	%Carnot
Heating	5.8°C	3.933	6.720	58.5
	15.6°C	5.203	8.538	60.9
DHW	5.8°C	2.973	5.581	53.3
	15.6°C	3.647	6.555	55.6

Πίνακας 5-2

Αξιολόγηση ΑΑΘ Scroll με το μέγιστο θεωρητικό

Ο **Πίνακας 5-2** έχει τα αντίστοιχα στοιχεία για τη ΑΘ με Scroll συμπιεστή. Αυτός ο συμπιεστής έχει ελαφρώς διαφορετικές υψηλές πιέσεις. Έτσι επηρεάζονται και οι θερμοκρασίες συμπίεσης με αποτέλεσμα να αλλάζει το COP για την κάθε προσομοίωση. Το σύστημα και πάλι βρίσκεται εντός ορίων, μόνο που τώρα το COP προσεγγίζει αυτό της Carnot κατά ένα 60%. Από τη στιγμή που δεν έχει αλλάξει κάτι άλλο στο σύστημα, η βελτίωση μπορεί να αποδοθεί μόνο στις υψηλές αποδόσεις των Scroll συμπιεστών.

		Reciprocating HP COP	Scroll HP COP	Improvement %
Heating	5.8°C	3.515	3.933	12
	15.6°C	4.941	5.203	5
DHW	5.8°C	2.149	2.973	38.3
	15.6°C	2.914	3.647	25

Πίνακας 5-3

Σύγκριση των δύο αντλιών θερμότητας

Ο τελευταίος πίνακας συγκρίνει τα δύο συστήματα. Βλέπουμε μία σταθερή βελτίωση σε κάθε περίπτωση, για το Scroll συμπιεστή. Η πιο σημαντική και από άποψη μεγέθους αλλά και από άποψη οικονομίας στο ρεύμα, είναι αυτή κατά την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης σε χαμηλή θερμοκρασία.

Ο λόγος που υπάρχει αυτή η βελτίωση έχει να κάνει με τον τρόπο που λειτουργούν οι συμπιεστές. Ο Reciprocating πρέπει πρώτα να αυξήσει την πίεση του ρευστού στον εσωτερικό θάλαμο και στη συνέχεια να ανοίξει την έξοδο προς το συμπυκνωτή. Το αποτέλεσμα είναι η μη συνεχής ροή του ρευστού. Αντίθετα, ο Scroll κάνει συνεχή κυκλική κίνηση του δίσκου, προσφέροντας πιο σταθερή ροή του ρευστού και άρα της ενέργειας που μεταφέρει.

Σύγκριση με λέβητα

Ένα παραδοσιακό σύστημα με λέβητα έχει αρχικό κόστος από 1500€ έως 3000€. Η τιμή εξαρτάται από τα επιμέρους κομμάτια του λέβητα και την ποιότητα αυτών. Χαρακτηριστικά ένα χαλύβδινος λέβητας μπορεί να κοστίζει κοντά στα 500€ ενώ ένας μαντεμένιος μέχρι και 2000€. Άλλα βασικά μέρη είναι ο καυστήρας, ο κυκλοφορητής και η καμινάδα. Ένα αντίστοιχο σύστημα με αντλία θερμότητας φτάνει τα 4500€. Έχουμε λοιπόν ένα μεγαλύτερο αρχικό κόστος. Ας δούμε τώρα τι καταναλώνουμε με κάθε σύστημα για ένα χρόνο λειτουργίας.

Όπως έχουμε ήδη πει, οι ΑΘ που προσομοιώσαμε είναι της τάξης των 22KW. Αυτό το συγκρίνουμε με λέβητα 19000kcal/h. Η θερμογόνος δύναμη του πετρελαίου είναι 8.5kcal/lit. Αυτό σημαίνει ότι χρειαζόμαστε 2.24lit/h λειτουργίας. Οι μέση τιμή του πετρελαίου θέρμανσης, σύμφωνα με τις τιμές που δίνει το Υπουργείο Ανάπτυξης, για το 2010 είναι στα 0.683€/lit για την Αθήνα και στα 0.734€/lit για τα Χανιά. Η πανελλαδική μέση τιμή είναι στα 0.694€/lit. Χρησιμοποιώντας την τελευταία τιμή, έχουμε για το κόστος λειτουργίας του λέβητα ότι ανέρχεται στα 1.555€/h.

Θεωρώντας ότι η ΑΘ που χρησιμοποιούμε έχει συμπιεστή τύπου Scroll, το COP για τη μέση χειμερινή θερμοκρασία βρίσκεται στο 5.2. Επειδή όμως, οι ώρες που χρησιμοποιούμε την ΑΘ θα βρίσκονται κατά κύριο λόγο σε χαμηλότερες από τη μέση θερμοκρασία θα χρησιμοποιήσουμε το μέσο όρο του COP που υπολογίσαμε για τη χαμηλότερη και τη μέση θερμοκρασία. Έτσι, έχουμε COP ίσο με 4.5. Οπότε, η κατανάλωση της ΑΘ θα είναι 4.9KW. Σύμφωνα με τα τελευταία τιμολόγια της ΔΕΗ, η πιο ακριβή τιμή ρεύματος βρίσκεται στα 0.18971€/KWh. Άρα, το κόστος λειτουργίας για την ΑΘ είναι 0.93€/h. Δηλαδή 60% λιγότερο από του λέβητα.

Αν λοιπόν χρειαστεί να καταναλώσουμε 1500lit πετρελαίου σε ένα χρόνο, χρειαζόμαστε 1041€ που αντιστοιχούν σε 669h λειτουργίας. Για τις ίδιες ώρες, το ετήσιο κόστος της ΑΘ είναι 622€. Οπότε και έχουμε ετήσιο κέρδος της τάξης των 419€. Άρα, ανάλογα με το αρχικό κόστος του λέβητα, αποσβένουμε το αρχικό μεγάλο κόστος της ΑΘ σε ένα διάστημα από 3.5 έως 7 περίπου χρόνια.

Όμως, με την ΑΘ μπορούμε να εκμεταλλευτούμε και το νυχτερινό ρεύμα χρησιμοποιώντας μία δεξαμενή θερμοσυσσώρευσης. Η τιμή του νυχτερινού ρεύματος βρίσκεται στα 0.05279€/KWh. Με χρήση αυτού κατά ένα ποσοστό

30% επί της συνολικής λειτουργίας, το ετήσιο κόστος διαμορφώνεται στα 487.3€ και η απόσβεση γίνεται από 3.5 έως 6.5 χρόνια.

Τέλος, επειδή μία ΑΘ μπορεί να λειτουργήσει και με την αντίστροφη φορά, μπορούμε να τη χρησιμοποιήσουμε και κατά τους καλοκαιρινούς μήνες για ψύξη. Οπότε δε χρειάζονται πρόσθετες συσκευές κλιματισμού, οι οποίες αυξάνουν το συνολικό αρχικό κόστος με το λέβητα σε σημείο που προσεγγίζει αυτό της ΑΘ. Μάλιστα, καθώς η ΑΘ λειτουργεί με μεγάλο COP, εξοικονομούμε χρήματα από το ρεύμα και κατά την καλοκαιρινή λειτουργία.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 – Συμπεράσματα

Στην εργασία αυτή, μελετήσαμε την απόδοση Αερόψυκτων Αντλιών Θερμότητας στην περιοχή της Παλαιόχωρας. Είδαμε ότι καθώς το κλίμα είναι ιδανικό για ΑΑΘ, πετυχαίνουμε υψηλές αποδόσεις ακόμα και στις χαμηλότερες θερμοκρασίες που έχουν παρατηρηθεί στην περιοχή. Η θερμοκρασία φτάνει στο ελάχιστο κατά τις πρώτες πρωινές ώρες. Δεδομένου ότι δεν έχουμε ανάγκη από τη λειτουργία της αντλίας εκείνες τις ώρες, αλλά στη συνέχεια της ημέρας, είναι εξασφαλισμένη ακόμα μεγαλύτερη απόδοση. Αυτό το βλέπουμε και στις προσομοιώσεις με χρήση της μέσης θερμοκρασίας κατά τους χειμερινούς μήνες.

Αυτοί οι λόγοι, κάνουν την επιλογή της ΑΑΘ πολύ συμφέρουσα σε σχέση με τον παραδοσιακό λέβητα. Ακόμα και από οικονομική πλευρά, δείξαμε ότι το μεγαλύτερο αρχικό κόστος της ΑΑΘ σύντομα το αποσβένουμε λόγω οικονομίας στο ρεύμα.

Τέλος, συγκρίναμε δύο είδη ΑΑΘ. Η μία με τον πιο παραδοσιακό συμπιεστή τύπου Reciprocating και η άλλη με τον πιο σύγχρονο τύπου Scroll. Φάνηκε από τις προσομοιώσεις, ότι οι Scroll συμπιεστές, δίνουν σταθερά καλύτερα αποτελέσματα για τις ίδιες εξωτερικές συνθήκες και για το ίδιο φορτίο.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 – Βιβλιογραφία

Χρηματοπούλου, Μαρία. *Προσομοίωση Ηλιακά Υποβοηθούμενης Αντλίας Θερμότητας*. Διπλωματική Εργασία, Αθήνα: Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, 2009.

Hepbasli, Arif, και Yildiz Kalinci. «A review of heat pump water heating systems.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2009: 1211-1229.

Ιατρίδης, Μηνάς. *Οδηγός εξοικονόμησης ενέργειας στη βιομηχανική ψύξη*. Αθήνα: Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας, 1996.

Cheol Park, Youn, Yongchan Kim, και Honghyun Cho. «Thermodynamic analysis on the performance of a variable speed scroll compressor with refrigerant injection.» *International Journal of Refrigeration* 25, 2002: 1072–1082.

Castaing-Lasvignottes, Jean, και Stephane Gibout. «Dynamic simulation of reciprocating refrigeration compressors and experimental validation.» *International journal of refrigeration* 33, 2010: 381-389.

Llopis, R., R. Cabello, και E. Torrella. «A dynamic model of a shell-and-tube condenser operating in a vapour compression refrigeration plant.» *International Journal of Thermal Sciences* 47, 2008: 926–934.

Jia, X., C. P. Tso, P. K. Chia, και P. Jolly. «A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator.» *International Journal of Refrigeration Vol. 18, No. 5*, 1995: 336-342.

Vinš, V., J. Hrubý, και V. Vacek. «Numerical simulation of gas-contaminated refrigerant two-phase flow through adiabatic capillary tubes.» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53, 2010: 5430–5439.

Byrne, Paul, Jacques Miriel, και Yves Lenat. «Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO₂ as a working fluid.» *international journal of refrigeration* 32, 2009: 1711–1723.

Winandy, Eric, Claudio Saavedra, και Jean Lebrun. «Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor.» *Applied Thermal Engineering* 22, 2002: 107-120.

Chen, W. «A comparative study on the performance and environmental characteristics of R410A and R22 residential air conditioners.» *Applied Thermal Engineering* 28, 2008: 1-7.

Chwieduk, Dorota. «Towards sustainable-energy buildings.» *Applied Energy* 76 (Institute of Fundamental Technological Research, Polish Academy of Sciences), 2002: 211-217.