

Ανάπτυξη υπολογιστικού
εργαλείου για τη δυναμική
προσομοίωση αντλίας θερμότητας

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ



Τομέας Θερμότητας – Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων

Επιβλέπων: Καρέλλας Σ., Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα 2023

Development of computational
tool for the dynamic simulation of
a heat pump

Thermal Engineering – Laboratory of Steam Boilers and Thermal Plants

Supervisor: Karellas S., NTUA Professor



Υπεύθυνη δήλωση για λογοκλοπή και για κλοπή πνευματικής ιδιοκτησίας:

Έχω διαβάσει και κατανοήσει τους κανόνες για τη λογοκλοπή και τον τρόπο σωστής αναφοράς των πηγών που περιέχονται στον οδηγό συγγραφής Διπλωματικών Εργασιών. Δηλώνω ότι, από όσα γνωρίζω, το περιεχόμενο της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας είναι προϊόν δικής μου εργασίας και υπάρχουν αναφορές σε όλες τις πηγές που χρησιμοποίησα.

Ονοματεπώνυμο
Κωνσταντίνος Νεχωρίτης

Ευχαριστίες

Ευχαριστώ τον κ. Καρέλλα και τον κ. Χαραλαμπίδη για την εποπτεία και την καθοδήγησή τους στην εργασία μου.

| Contents | |
|--|----|
| Ευχαριστίες..... | 4 |
| Περίληψη..... | 7 |
| Abstract..... | 8 |
| Συνομεύσεις – Δείκτες..... | 9 |
| 1. Εισαγωγή..... | 11 |
| 1.1 Ενεργειακή κατάσταση..... | 11 |
| 1.2 Γενικά για την αντλία θερμότητας..... | 12 |
| 1.3 Σκοπός της διπλωματικής..... | 14 |
| 1.4 Βιβλιογραφία..... | 14 |
| 1.4.1 Παραδείγματα της χρήσης FV μοντέλων..... | 14 |
| 1.4.2 Παραδείγματα της χρήσης MB μοντέλων..... | 15 |
| 1.4.3 Παραδείγματα της χρήσης συνδυασμένων FV-MB μοντέλων..... | 15 |
| 2. Μοντελοποίηση των εξαρτημάτων..... | 16 |
| 2.1 Μοντελοποίηση των εναλλακτών θερμότητας..... | 16 |
| 2.1.1 Πεπερασμένοι Όγκοι – Finite Volumes (FV)..... | 17 |
| 2.1.2 Κινούμενο Όριο – Moving Boundary (MB)..... | 19 |
| 2.1.3 Σχόλια..... | 21 |
| 2.2 Μοντελοποίηση της εκτονωτικής βαλβίδας..... | 22 |
| 2.3 Μοντελοποίηση του συμπιεστή..... | 22 |
| 3. Διαμόρφωση του κώδικα..... | 23 |
| 3.1 Αρχικό στάδιο - Επίλυση της αντλίας θερμότητας θεωρώντας σταθερή μετάδοση θερμότητας στους εναλλάκτες..... | 23 |
| 3.2 Τελικό στάδιο – Επίλυση της αντλίας θερμότητας..... | 25 |
| 3.3 Σχόλια..... | 28 |
| 4. Ανάλυση ευαισθησίας παραμέτρων προγράμματος..... | 29 |
| 4.1 Ως προς το χρονικό βήμα..... | 29 |
| 4.2 Ως προς τον αριθμό των πεπερασμένων όγκων..... | 31 |
| 4.3 Ως προς το κριτήριο σύγκλισης της Newton-Raphson..... | 32 |
| 4.4 Μελέτη της σύγκλισης της Newton-Raphson..... | 33 |
| 5. Σενάρια – Αποτελέσματα..... | 35 |
| 5.1 Σενάρια ψύξης..... | 35 |
| 5.1.1 Σενάριο 1 ^ο – Με βηματική αλλαγή παραμέτρων εισόδου..... | 35 |
| 5.1.2 Σενάριο 2 ^ο – Με γραμμική αλλαγή παραμέτρων εισόδου..... | 39 |
| 5.2 Σενάριο θέρμανσης..... | 41 |
| 5.3 Επίδραση της εκτονωτικής βαλβίδας και του συμπιεστή στην απόκριση..... | 43 |
| 6. Συμπεράσματα..... | 46 |
| 7. Κατάλογος Πινάκων..... | 47 |
| 8. Κατάλογος Σχημάτων..... | 48 |
| 9. Κατάλογος Αναφορών..... | 49 |
| 10. Παράρτημα..... | 51 |

Περίληψη

Σε αυτή την εργασία διαμορφώθηκε μοντέλο πεπερασμένων όγκων για τη δυναμική προσομοίωση αντλίας θερμότητας. Οι εναλλάκτες θερωρήθηκαν πλακοειδείς στους οποίους τα δευτερεύοντα ρευστά που δίνουν και παραλαμβάνουν τη θερμότητα λαμβάνονται ως ασυμπίεστα. Αναλύεται η μεθοδολογία, οι εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν και ποιές παραμέτρους πρέπει να χρησιμοποιήσει ο μελλοντικός χρήστης για μια ρεαλιστική προσομοίωση. Τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται παράχθηκαν για αντλία θερμότητας 5 kW, εργαζόμενο μέσο το R1234ze(E) και για δευτερεύοντα ρευστά το νερό και επιδεικνύουν τη δυναμική φύση της αλλαγής σημείου λειτουργίας και μεταβλητών εισόδου της αντλίας.

Abstract

In this study, a finite volumes model for dynamic simulation of a heat pump was formed. Plate heat exchangers were considered in which the secondary fluids that give and receive heat are incompressible. The methodology, equations used and which parameters the prospective user should use for a realistic simulation are analyzed. The results presented were produced for a 5kW heat pump, R1234ze(E) as a working fluid and water as a secondary fluid water and demonstrate the dynamic nature of changing the operating point and the heat pump input variables.

Συνομεύσεις – Δείκτες

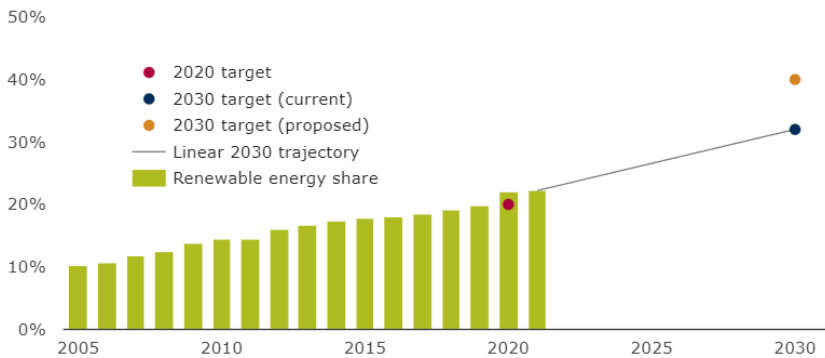
| Συνομεύσεις | | |
|-------------|--|---------------------|
| ∇F | παράγωγος της F | |
| Ad | διατομή | m ² |
| Ah | επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας | m ² |
| at | συντελεστής συναγωγής | W/m ² /K |
| Bd | αριθμός Bond | |
| C | θερμοχωρητικότητα | J/kg/K |
| Dh | υδραυλική διάμετρος διατομής | m |
| Dt, Δt | χρονικό βήμα | s |
| F | σύστημα συναρτήσεων | |
| fun | συνάρτηση | |
| g | επιτάχυνση της βαρύτητας | kg*m/s ² |
| h | ενθαλπία | J/kg |
| kt | συντελεστής αγωγιμότητας | W/m/K |
| L | μήκος | m |
| \dot{m} | παροχή μάζας | kg/s |
| MW | μοριακό βάρος | g/mol |
| Nu | αριθμός Nusselt | |
| P | πίεση | Pa |
| Pr | αριθμός Prandtl | |
| ρt | πάχος τοίχου | m |
| q | θερμική ισχύς ανά επιφάνεια | W/m ² |
| \dot{Q} | Θερμική ισχύς | W |
| Radd | πρόσθετη αντίσταση στη μετάδοση θερμότητας | m ² *K/W |
| Re | αριθμός Reynolds | |
| ST | τάση ατμών | Pa |
| u | εσωτερική ενέργεια | J/kg |
| Ut | συντελεστής μετάδοσης θερμότητας | W/m ² /K |
| V | όγκος | m ³ |
| Visc | κινηματική συνεκτικότητα | kg/m/s |
| w | ταχύτητα | m/s |
| γ | μέσο ποσοστό όγκο αέριας φάσης σε διφασική περιοχή | |
| ρ | πυκνότητα | kg/m ³ |
| T | θερμοκρασία | K |
| X | σειρά αγνώστων | |

| Δείκτες | |
|---------|---------------------------------|
| 1 | 1η περιοχή στο MB |
| a1-a2 | ανάμεσα στο a1,a2 |
| crit | κρίσιμου σημείου |
| eq | ισοδύναμο διφασικής περιοχής |
| i | πεπερασμένος όγκος i |
| in | στην είσοδο |
| liq | κορεσμένο υγρό |
| out | στην έξοδο |
| r | βασικό ρευστό - εργαζόμενο μέσο |
| sat | ατμοποίησης |
| t | τοίχος |
| vap | κορεσμένος ατμός |
| w | δευτερεύον ρευστό (νερό) |

1. Εισαγωγή

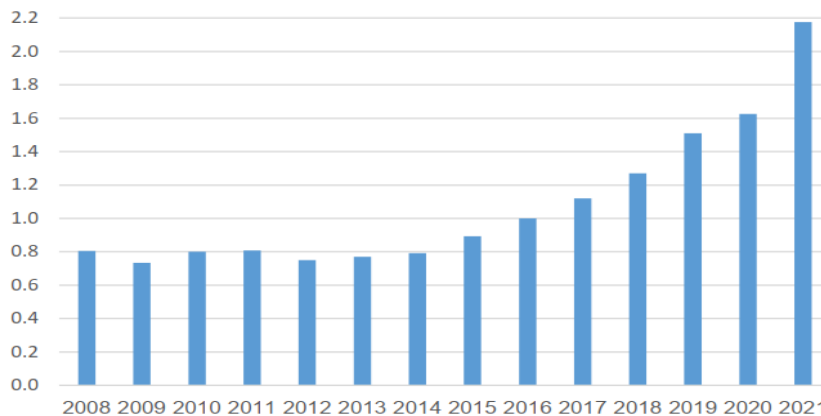
1.1 Ενεργειακή κατάσταση

Η εξοικονόμηση ενέργειας και η βελτίωση της απόδοσης σε όλα τα συστήματα αποτελεί στόχος της Ευρώπης, σύμφωνα με την Ευρωπαϊκή Επιτροπή [1]. Η ψύξη και η θέρμανση αποτελούν περίπου το 50% της κατανάλωσης ενέργειας [2]. Στόχος της Ευρώπης είναι η αύξηση της εισχώρησης ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 1: Ποσοστό ΑΠΕ στην τελική κατανάλωση ενέργειας, πηγή ΕΕΑ (European Environment Agency)

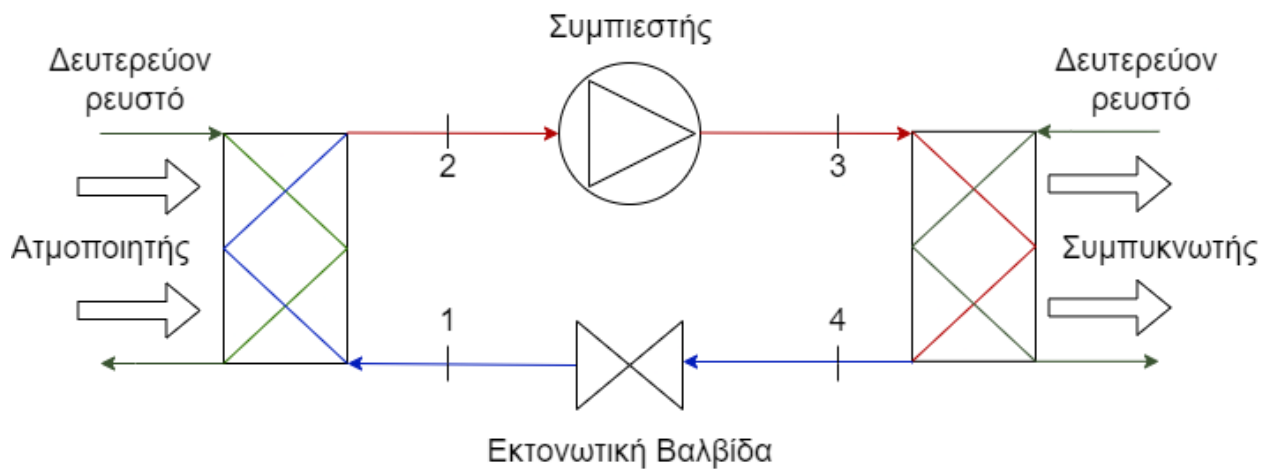
Οι αντλίες θερμότητας αποτελούν αποδοτικό και φθινό τρόπο ψύξης και θέρμανσης [3]. Εάν ειδικά λειτουργούν με ρεύμα που παράγεται από ανανεώσιμες πηγές αντικαθιστούν τα ορυκτά και τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα και ρύπων άλλων παραδοσιακών τρόπων θέρμανσης όπως λέβητες πετρελαίου. Για αυτούς τους λόγους υπάρχει στην Ευρώπη μία αυξητική τάση προτίμησης αντλιών θερμότητας, όπως φαίνεται παρακάτω:



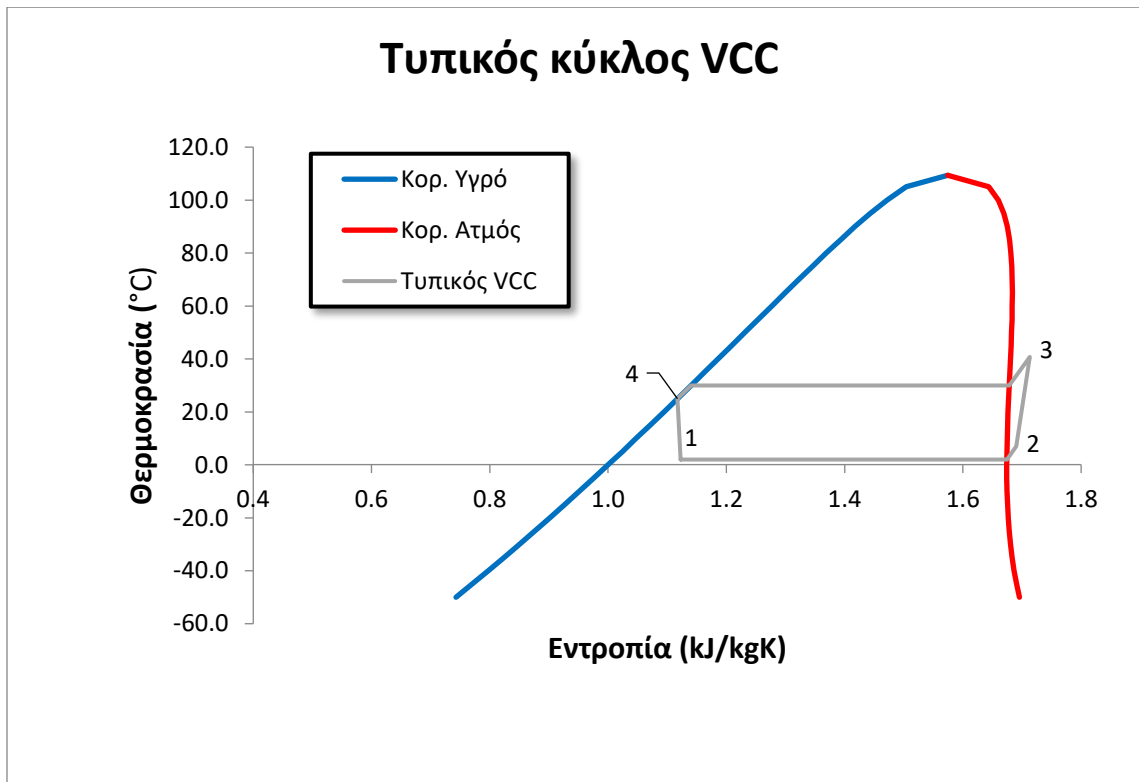
Σχήμα 2: Πωλήσεις σε εκατομμύρια Αντλιών Θερμότητας, πηγή ΕΗΡΑ (European Heat Pump Association)

1.2 Γενικά για την αντλία θερμότητας

Η αντλία θερμότητας είναι ένα σύστημα που αντλεί θερμότητα από μια δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας και το εναποθέτει σε μία δεξαμενή υψηλής θερμοκρασίας. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί μέσω του Κύκλου Συμπίεσης Ατμών (VCC – Vapor Compression Cycle). Η βασική του μορφή και φαίνεται στο Σχήμα 3 , ενώ το διάγραμμα Θερμοκρασίας – Ενθαλπίας (T-S) παρουσιάζεται στο Σχήμα 4. Το ρευστό το οποίο ακολουθεί αυτό τον κύκλο ονομάζεται βασικό ρευστό – εργαζόμενο μέσο. Στον ατμοποιητή το εργαζόμενο μέσο βρίσκεται σε χαμηλή πίεση και θερμοκρασία, και παραλαμβάνει θερμότητα από τη δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας (από το δευτερεύον ρευστό). Έπειτα συμπιέζεται στο συμπιεστή, όπου αυξάνεται η πίεσή του και η θερμοκρασία του φτάνει σε τιμή μεγαλύτερη από αυτή της θερμής δεξαμενής. Έτσι μπορεί και της εναποθέτει θερμότητα. Τον κύκλο κλείνει η εκτονωτική βαλβίδα, στην οποία μειώνεται η πίεση του μέσου και πέφτει η θερμοκρασία του ώστε να ξαναμπεί στον ατμοποιητή.



Σχήμα 3: Βασικός Κύκλος και Εξαρτήματα Αντλίας Θερμότητας



Σχήμα 4: Τυπικός Κύκλος Συμπίεσης Ατμών (VCC)

Τα δευτερεύοντα ρευστά που εναλλάσσουν θερμότητα με το βασικό μπορεί να είναι υγρά ή αέρια. Με βάση αυτά κατηγοριοποιούνται οι αντλίες θερμότητας ως αέρα-αέρα (και τα δύο δευτερεύοντα ρευστά έχουν αέρια φάση), ως αέρα-νερού (ένα υγρό και ένα αέριο) και νερού-νερού (και τα δύο υγρά). Οι αέρα-αέρα χρησιμοποιούνται σε οικιακές εφαρμογές ως απλές μονάδες split (τυπικό διαιρούμενο κλιματιστικό), αλλά και σε κτιριακά συστήματα τύπου VRF (με σωληνώσεις που συνδέουν πολλές τοπικές και εξωτερικές μονάδες). Οι αέρα-νερού συναλλάσσουν την ενέργεια που παίρνουν από τους χώρους με υγρό (με πολύ συνηθισμένο το νερό) και χρησιμεύουν για ψύξη, θέρμανση, παραγωγή ζεστού νερού χρήσης ή και νερού για ενδοδαπέδιες εγκαταστάσεις. Οι νερού-νερού χρησιμοποιούν και στους δύο εναλλάκτες νερό. Συναλλάσσουν θερμότητα με το περιβάλλον είτε με το έδαφος είτε με κρύο νερό από κάποια βιομηχανική διαδικασία είτε γενικά με κάποια κρύα δεξαμενή. Μπορούν να παράξουν και ψύξη και θέρμανση. Για παράδειγμα τους καλοκαιρινούς μήνες να χρησιμοποιηθούν για ψύξη κάποιων χώρων και για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης.

1.3 Σκοπός της διπλωματικής

Για τη σωστή να δημιουργηθούν αντλίες θερμότητας με όσο το δυνατόν καλύτερη απόδοση για τη μέγιστη εξοικονόμηση. Χρειάζεται λοιπόν εκτός από την ονομαστική λειτουργία να μελετηθούν και τα μεταβατικά φαινόμενα που συμβαίνουν κατά τη λειτουργία τους. Όταν συμβαίνει αλλαγή στη ζήτηση πρέπει αυτόματα να προσαρμόζεται ο κύκλος του εργαζόμενου μέσου μέσα από τον έλεγχο της εκτονωτικής βαλβίδας και του συμπιεστή για να μπορέσει να την καλύψει. Στην παρούσα διπλωματική δε μελετάται ο αποδοτικός τρόπος λειτουργίας της αντλίας θερμότητας. Αναλύεται η δημιουργία προσομοιωτικού εργαλείου, το οποίο αποτυπώνει ρεαλιστικά την κατανομή της πίεσης, παροχής μάζας και ενθαλπίας στο εργαζόμενο μέσο και τα δευτερεύοντα ρευστά για συγκεκριμένες τιμές εκτονωτικής βαλβίδας και συμπιεστή στη διάρκεια του χρόνου. Η χρήση του εργαλείου αποτελεί προϋπόθεση για τη διαμόρφωση σωστού συστήματος απόκρισης και αυτόματου ελέγχου της αντλίας.

1.4 Βιβλιογραφία

Πολλές μελέτες έχουν δημοσιευθεί για τη δυναμική μοντελοποίηση της αντλίας θερμότητας. Οι ερευνητές σε γενικές γραμμές έχουν ακολουθήσει παρεμφερείς μεθόδους για την προσέγγιση του συμπιεστή και της εκτονωτικής βαλβίδας, με διαφοροποιήσεις ως προς τους εναλλάκτες θερμότητας. Υπάρχουν δύο κύριες μοντελοποιήσεις των εναλλακτών: με πεπερασμένους όγκους (FV - Finite Volume) και με κινούμενο όριο (MB - Moving Boundary), που θα αναλυθούν σε επόμενη ενότητα. Η κύρια διαφορά τους είναι ότι στη MB μέθοδο, ο εναλλάκτης χωρίζεται σε περιοχές ανάλογα με τις φάσεις του εργαζόμενου μέσου σε αυτόν (υγρή περιοχή, διφασική και αέρια), ενώ στη FV ορίζεται συγκεκριμένος αριθμός σταθερών όγκων που είναι ανεξάρτητοι από την κατάσταση του μέσου και δε μεταβάλλονται.

1.4.1 Παραδείγματα της χρήσης FV μοντέλων

Το 2003 ο Haberschill, Gay, Aubouin, Lallemand [4] παρουσίασαν το μοντέλο τους βασισμένο στην προσέγγιση του MacArthur και Grald [5] και Machado [6] για τη μελέτη κύκλου συμπίεσης ατμών με εργαζόμενο μέσο το R-407C. Με αυτό για βάση το 2005 ο Guitari [7] και το 2007 ο Haberschill, Aubouin, Lallemand [8] έστησαν δυναμικό μοντέλο αντλίας θερμότητας με μέσο το CO₂, το οποίο πιστοποίησαν και πειραματικά.

Το 2005 ο Bendarudi, Braun, Groll [9] ανέπτυξαν μοντέλο στο οποίο εξέτασαν το χρονικό βήμα και τον πλέγμα. Οι ίδιοι αργότερα [10] συγκρίναν MB και FV, καταλήγοντας ότι το FV μοντέλο είναι πιο ακριβές, καλύτερο στις αλλαγές φορτίου της, αλλά πιο αργό.

1.4.2 Παραδείγματα της χρήσης MB μοντέλων

Το 1978 παρουσιάστηκε πρώτη φορά η μέθοδος των MB από τον Wedekind [11] στην οποία προτάθηκε η χρήση του μέσου ποσοστού όγκου του αέρα στη διφασική περιοχή, και δημιουργήθηκε σύστημα διαφορικών εξισώσεων χαμηλής τάξης.

Το κύριο πρόβλημα των MB είναι η μετάβαση από πλήρη ροή σε μηδενική και πάλι σε πλήρη. Αυτό επιλύεται στις προσεγγίσεις των Dhar, Soedel [12] αλλά και Willatzen, Pettit, Ploug-Sorensen [13].

MB επίσης χρησιμοποιεί και το μοντέλο των Li, Alleyne [14] οι οποίοι μελέτησαν τον κύκλο συμπίεσης ατμού στην αλληλεπίδρασή του με δυναμική ανάλυση περιβάλλοντος, αλλά και ο Keir [15], που επικεντρώνεται στον αυτόματο έλεγχο και στην ανίχνευση σφαλμάτων.

1.4.3 Παραδείγματα της χρήσης συνδυασμένων FV-MB μοντέλων

Συνδυασμένοι τρόποι FV-MB μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν για τη δυναμική ανάλυση των εναλλακτών. Χαρακτηριστικοί είναι οι παρακάτω:

Το 2006 ο Xuan, Aute, Rademacher [16] δημιούργησαν ένα γενικό μοντέλο για ποικιλία εργαζόμενων μέσων που βασίζεται σε FV αλλά στον όγκο που αλλάζει φάση το ρευστό χρησιμοποιεί MB προσέγγιση.

Μία άλλη προσέγγιση είναι αυτή των Chamoun et. [17], στην οποία χωρίζουν τους εναλλάκτες σε συγκεκριμένο αριθμό (FV) όγκων κάθε περιοχής (διφασικής και μονοφασικών), το μέγεθος των οποίων όμως αλλάζει με το χρόνο, σύμφωνα με την αλλαγή μεγέθους κάθε περιοχής.

Πέρα από τις μεθόδους ανάλυσης των εναλλακτών πρέπει να γίνει και επιλογή του συντελεστή συναγωγιμότητας για τα ρευστά στους εναλλάκτες, για τον προσδιορισμό της μετάδοσης θερμότητας. Στην εργασία των Tao, Ferreira [18] αναλύονται διάφορες εμπειρικές σχέσεις για τον συμπυκνωτή για τη διφασική περιοχή. Παρόμοιες σχέσεις βρίσκονται για τον ατμοποιητή στην εργασία του Dopowski [19]. Επιλέχθηκαν οι σχέσεις του Cooper [20], του Zhang [21], και του Thonon [22] για ατμοποίηση, υγροποίηση και μονοφασική περιοχή των ρευστών αντίστοιχα.

2. Μοντελοποίηση των εξαρτημάτων

Το μοντέλο που περιγράφεται είναι ένα απλό κύκλωμα αντλίας θερμότητας νερού-νερού, με δύο πλακοειδείς εναλλάκτες αντιρροής, συμπιεστή και εκτονωτική βαλβίδα. Το βασικό ρευστό – εργαζόμενο μέσο είναι ένα ψυκτικό υγρό που αεριοποιείται και συμπυκνώνεται, ενώ τα δευτερεύοντα ρευστά με τα οποία γίνεται η εναλλαγή θεωρούνται ότι βρίσκονται σε υγρή φάση και θεωρούνται ασυμπίεστα.

2.1 Μοντελοποίηση των εναλλακτών θερμότητας

Για τη δυναμική μοντελοποίηση των εναλλακτών χρησιμοποιούνται οι εξισώσεις διατήρησης μάζας, ενέργειας και ορμής στα δύο ρευστά και η εξίσωση διατήρησης ενέργειας στον τοίχο. Στην παρούσα προσέγγιση θεωρήθηκε μονοδιάστατη ροή με μηδενική πτώση πίεσης στο βασικό και δευτερεύοντα ρευστά κατά μήκος των εναλλακτών για την απλοποίηση του μοντέλου, σταθερή πυκνότητα στα δευτερεύοντα υγρά, καθώς βρίσκονται σε υγρή φάση. Με αυτές τις απλοποιήσεις οι γενικές εξισώσεις για την πυκνότητα ρ , πίεση P , ενθαλπία h του εργαζόμενου μέσου, θερμοκρασία T_t του τοίχου και θερμοκρασία T_w του δευτερεύοντος ρευστού διαμορφώνονται ως εξής:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho * h - P)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho * h * w)}{\partial x} + \delta \dot{Q}_{r-t} = 0 \quad (2)$$

$$(C_t * \rho_t * A h_{r-t}) \frac{\partial T_t}{\partial t} + \delta \dot{Q}_{w-t} - \delta \dot{Q}_{r-t} = 0 \quad (3)$$

$$(C_w * \rho_w * A h_{w-t}) \frac{\partial T_w}{\partial t} + \delta \dot{Q}_{r-t} - \delta \dot{Q}_{w-t} = 0 \quad (4)$$

2.1.1 Πεπερασμένοι Όγκοι – Finite Volumes (FV)

Σε κάθε i -οστό πεπερασμένο όγκο (V_i) για μια χρονική στιγμή (t) θεωρούμε ότι επικρατούν παντού οι ίδιες συνθήκες πίεσης (P_i), ενθαλπίας (h_i), εσωτερικής ενέργειας (u_i), παροχής μάζας (V_i), πυκνότητας (ρ_i) και θερμοκρασίας (T_i). Το ρευστό που εισέρχεται στον όγκο αναφοράς (i) έχει την κατάσταση ($i-1$), ενώ εξέρχεται το ρευστό του ίδιου του όγκου κατάστασης (i). Έτσι διαμορφώνονται οι παρακάτω εξισώσεις.

Διατήρηση μάζας βασικού ρευστού:

$$\frac{V_{r,i}}{Dt} * (\rho_{r,i}^t - \rho_{r,i}^{t-1}) + \dot{m}_{r,i} - \dot{m}_{r,i-1} = 0 \quad (5)$$

, όπου ο δείκτης r δηλώνει το βασικό ρευστό (refrigerant) και $t-1$ την κατάσταση του ρευστού κατά την προηγούμενη χρονική στιγμή ($t-Dt$).

Διατήρηση ενέργειας βασικού ρευστού:

$$\frac{V_{r,i}}{Dt} * (\rho_{r,i}^t * u_{r,i}^t - \rho_{r,i}^{t-1} * u_{r,i}^{t-1}) + \dot{m}_{r,i} * h_{r,i} - \dot{m}_{r,i-1} * h_{r,i-1} - \dot{Q}_{r-t,i} = 0 \quad (6)$$

, όπου ο δείκτης t υποδηλώνει τον τοίχο μεταξύ των δύο ρευστών

Μηδενική πτώση πίεσης, όπως υποτέθηκε:

$$P_{r,i-1} - P_{r,i} = 0 \quad (7)$$

Διατήρηση ενέργειας στον τοίχο:

$$\frac{C_t * \rho_t * A h_{r-t} * p t_t}{Dt} * (T_{t,i}^t - T_{t,i}^{t-1}) - \dot{Q}_{w-t,j} + \dot{Q}_{r-t,i} = 0 \quad (8)$$

, με $A h_{r-t}$ την επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας μεταξύ ρευστού και τοίχου, C_t τη θερμοχωρητικότητα του τοίχου και $p t_t$ το πάχος της πλάκας μεταξύ των ρευστών.

Διατήρηση ενέργειας δευτερεύοντος ρευστού:

$$\frac{V_{w,j} * \rho_w}{Dt} * (u_{w,j}^t - u_{w,j}^{t-1}) + \dot{m}_{w,j} * h_{w,j} - \dot{m}_{w,j-1} * h_{w,j-1} + \dot{Q}_{w-t,j} = 0 \quad (9)$$

, όπου ο δείκτης w είναι το δευτερεύον ρευστό με το (j) να αντιστοιχεί στο (i) και το ($j-1$) να αντιστοιχεί στο ($i+1$), αφού οι εναλλάκτες είναι αντιρροής.

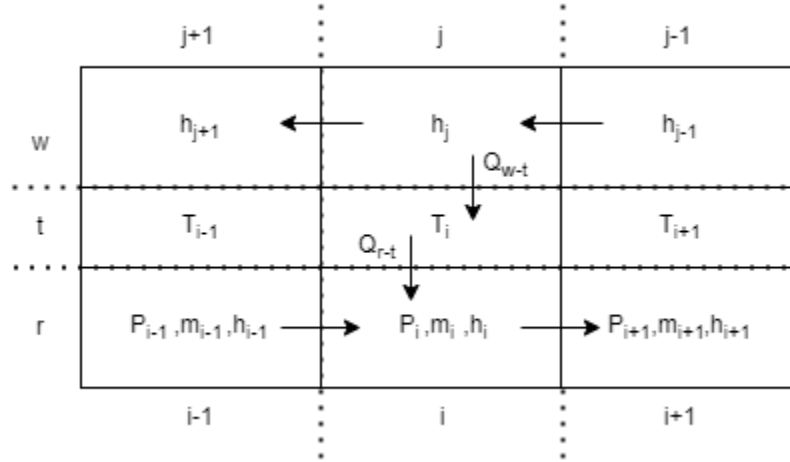
Μεταφορά θερμότητας μεταξύ βασικού ρευστού και τοίχου:

$$\dot{Q}_{r-t,i} = fun(\dot{m}_{r,i}, P_{r,i}, h_{r,i}, T_{t,i}) \quad (10)$$

Μεταφορά θερμότητας μεταξύ δευτερεύοντος ρευστού και τοίχου στον ατμοποιητή για το βασικό ρευστό:

$$\dot{Q}_{w-t,j} = fun(\dot{m}_{w,j}, P_{w,j}, h_{w,j}, T_{t,i}) \quad (11)$$

Η ανάλυση των παραπάνω μεταβλητών φαίνεται στο παρακάτω σχήμα:



Σχήμα 5: Διάγραμμα ανάλυσης πεπερασμένων όγκων

Έτσι, η μετάδοση θερμότητας εξαρτάται τελικά από την παροχή μάζας του ρευστού προς εξέταση, της πίεσής του, της ενθαλπίας του και της θερμοκρασίας του τοίχου. Η εξίσωση που περιγράφει τη μετάδοση θερμότητας είναι η παρακάτω.

$$\dot{Q}_{r-t,i} = Ah_{r-t,i} * (T_{t,i} - T_{r,i}) * Ut_{r,i} \quad (12)$$

,με $Ut_{r,i}$ το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας μεταξύ του ρευστού r και του τοίχου του εναλλάκτη.

Ισχύει ότι:

$$Ut_{r-t,i} = (1/at_{r,i} + pt_t/2/kt_t + R_{add})^{(-1)} \quad (13)$$

, με $at_{r,i}$ το συντελεστή συναγωγιμότητας μεταξύ ρευστού και τοίχου, pt_t το πάχος του τοίχου μεταξύ των δύο ρευστών, kt_t το συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας του τοίχου και R_{add} την ύπαρξη επιπρόσθετης αντίστασης στη μετάδοση θερμότητας. Όπως αναφέρθηκε στη βιβλιογραφία, υπάρχουν πολλές εμπειρικές σχέσεις καθορισμού του συντελεστή συναγωγιμότητας. Στην παρούσα εργασία επιλέχθηκε στις διφασικές περιοχές του εναλλάκτη η εμπειρική σχέση του Cooper [20], ενώ για τις μονοφασικές περιοχές (υγρό ή αέριο) η σχέση του Thonon [22].

Με παρόμοιο τρόπο υπολογίζεται η μετάδοση θερμότητας στο δευτερεύον ρευστό, ως

$$\dot{Q}_{w-t,i} = Ah_{w-t,i} * (T_{w,i} - T_{t,i}) * Ut_{w-t,i} \quad (14)$$

, με κριτήριο σχέση συναγωγής του Thonon, καθώς πρόκειται για ρευστό υγρής κατάστασης.

Η ίδια λογική ακολουθήθηκε και για το συμπυκνωτή, αλλά στη διφασική περιοχή χρησιμοποιήθηκε η σχέση του Zhang [21]. Αναλυτικά οι σχέσεις μετάδοσης θερμότητας αναφέρονται στο Παράρτημα Α. 2.

2.1.2 Κινούμενο Όριο – Moving Boundary (MB)

Σύμφωνα με αυτή τη θεώρηση κάθε εναλλάκτης χωρίζεται σε τόσες περιοχές όσες οι καταστάσεις του ρευστού. Σ έναν ατμοποιητή για παράδειγμα, η είσοδος του βασικού ρευστού έχει διφασική κατάσταση. Αν η έξοδος από αυτό είναι επίσης διφασική τότε ο εναλλάκτης θα έχει μία περιοχή. Αν όμως η έξοδος είναι υπέρθερμη τότε ο εναλλάκτης θα χωριστεί σε δύο περιοχές. Αντίστοιχα ένας συμπυκνωτής αναλύεται σε τρεις το μέγιστο περιοχές, την υπέρθερμη, τη διφασική και την υπόψυκτη. Έστω ότι εξετάζεται ο ατμοποιητής στην περίπτωση με υπέρθερμη έξοδο. Τότε σύμφωνα με το [15], οι εξισώσεις που διέπουν το φαινόμενο είναι οι εξής:

Διφασική περιοχή:

Εξίσωση Ενέργειας:

$$\begin{aligned} Ad_r * L_1 * \left[\frac{d(\rho_v h_v)}{dP} * \gamma + \frac{d(\rho_v h_v)}{dP} * (1 - \gamma) - 1 \right] * \frac{dP}{dt} + Ad_r * \frac{dL_1}{dt} * (1 \\ - \gamma) * (\rho_{liq} h_{liq} - \rho_v h_v) \\ = \dot{m}_{in} * h_{in} - \dot{m}_1 * h_v + Ah_{r-t} * L_1 * (T_{t,1} - T_1) \end{aligned} \quad (15)$$

, με L_1 το μήκος της διφασικής περιοχής, δείκτη v την υπόδειξη κορεσμένου ατμού, γ το μέσο ποσοστό αέριας φάσης στη διφασική περιοχή, liq την υπόδειξη κορεσμένου υγρού, T_1 τη μέση θερμοκρασία της διφασικής περιοχής, δείκτη in την υπόδειξη εισόδου στον εναλλάκτη

Εξίσωση μάζας:

$$\begin{aligned} Ad_r * L_1 * \left[\frac{d\rho_v}{dP} * \gamma + \frac{d\rho_v}{dP} * (1 - \gamma) \right] * \frac{dP}{dt} + Ad_r * \frac{dL_1}{dt} * (\rho_v \gamma + \rho_{liq} (1 \\ - \gamma) - \rho_v) = \dot{m}_{in} - \dot{m}_1 \end{aligned} \quad (16)$$

Εξίσωση τοίχου:

$$\begin{aligned}
 C_t * \rho_t * Ad_t * \left[\frac{dT_{t,1}}{dt} * L_1 + (T_{t,1} - T_{t,2}) * \frac{dL_1}{dt} \right] \\
 = Ah_{w-t} * L_1 * (T_{w,1} - T_{t,1}) - Ah_{r-t} * L_1 * (T_{t,1} - T_1)
 \end{aligned} \quad (17)$$

Υπέρθερμη περιοχή:

Εξίσωση Ενέργειας:

$$\begin{aligned}
 Ad_r * (L - L_1) * \left[\bar{\rho}_2 \frac{d\bar{h}_2}{dt} + \bar{h}_2 \frac{d\bar{\rho}_2}{dt} - \frac{dP}{dt} \right] + Ad_r * \frac{dL_1}{dt} * (\rho_v h_v - \bar{\rho}_2 \bar{h}_2) \\
 = Ah_{r-t} * (L - L_1) * (T_{t,2} - T_2) + \dot{m}_1 * h_v - \dot{m}_{out} * h_{out}
 \end{aligned} \quad (18)$$

, με $\bar{h}_2 = 1/2(h_v + h_o)$ τη μέση ενθαλπία της υπέρθερμης περιοχής, $\bar{\rho}_2 = \rho(P, \bar{h}_2)$ τη μέση πυκνότητα της υπέρθερμης περιοχής, T_2 τη μέση θερμοκρασία της υπέρθερμης περιοχής, out την υπόδειξη εξόδου στον εναλλάκτη

Εξίσωση μάζας:

$$Ad_r * (L - L_1) * \frac{d\bar{\rho}_2}{dt} + Ad_r * \frac{dL_1}{dt} * (\rho_v - \bar{\rho}_2) = +\dot{m}_1 - \dot{m}_{out} \quad (19)$$

Εξίσωση τοίχου:

$$\begin{aligned}
 C_t * \rho_t * Ad_t * \left[\frac{dT_{t,2}}{dt} * (L - L_1) + (T_{t,1} - T_{t,2}) * \frac{dL_1}{dt} \right] \\
 = Ah_{r-t} * (L - L_1) * (T_2 - T_{t,2}) - Ah_{w-t} * (L - L_1) * (T_{t,2} \\
 - T_{w,2})
 \end{aligned} \quad (20)$$

,

Δημιουργείται έτσι διάνυσμα αγνώστων:

$$x = [L_1 \ P \ h_{out} \ T_{t,1} \ T_{t,2}]^T \quad (21)$$

,

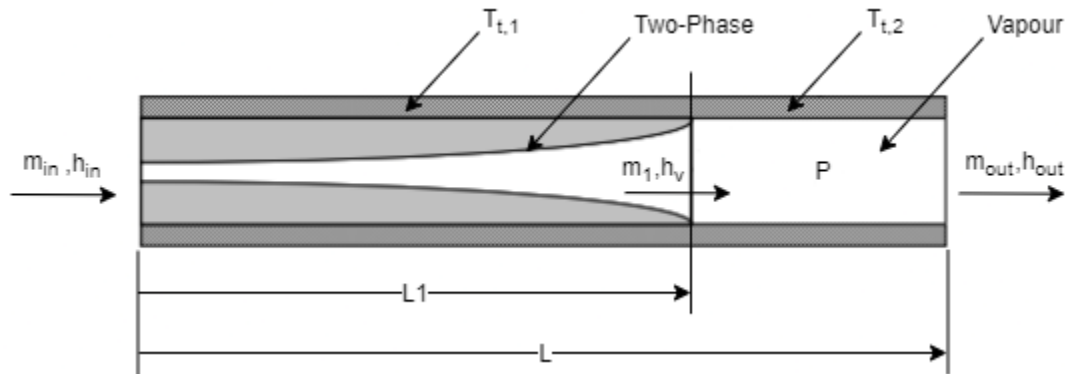
Και διάνυσμα εισόδου:

$$in = [\dot{m}_{in} \ h_{in} \ \dot{m}_{out}]^T$$

και καλείται να λυθεί σύστημα της μαρφής:

$$A(x, in)\dot{x} = fun(x, in)$$

Παρακάτω φαίνεται σχεδιαγραμματικά η μοντελοποίηση του ατμοποιητή, [15]:



Σχήμα 6: Διάγραμμα ανάλυσης μεταβλητού ορίου στον ατμοποιητή

Με παρόμοιο τρόπο αναλύεται ο συμπυκνωτής.

2.1.3 Σχόλια

Κάθε μέθοδος μοντελοποίησης της αντλίας θερμότητας έχει τα δικά της πλεονεκτήματα. Το σύστημα μεταβλητών ορίων (MB) έχει λιγότερους αγνώστους, καθώς ο ατμοποιητής χωρίζεται σε δύο τμήματα (το μέγιστο), ενώ ο συμπυκνωτής σε τρία (το μέγιστο) άρα είναι γρήγορο. Η μέθοδος πεπερασμένων όγκων (FV) είναι πιο αργή αλλά παράγει πιο ακριβή αποτελέσματα καθώς η συναλλαγή θερμότητας μεταξύ των ρευστών υπολογίζεται σε περισσότερα σημεία και όχι μόνον για τη μέση τιμή της κάθε περιοχής του MB. Μπορεί να επιδιωχθεί συνδυασμός MB-FV με περισσότερη ακρίβεια από το FV στον ίδιο χρόνο αλλά αυτός ο τρόπος είναι πιο σύνθετος ως προς την ανάλυσή του. Επιλέγεται να αναλυθεί η μέθοδος πεπερασμένων όγκων (FV).

2.2 Μοντελοποίηση της εκτονωτικής βαλβίδας

Η ηλεκτρονική εκτονωτική βαλβίδα θεωρείται ότι εκτονώνει το βασικό ρευστό ισενθαλπικά, ενώ ο συντελεστής C_d παίρνει τιμές που δίνονται σαν είσοδος. Οι εξισώσεις που τη διέπουν είναι οι εξής:

$$\dot{m} = C_d * \sqrt{\rho_{in} * (P_{in} - P_{out})} \quad (22)$$

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \quad (23)$$

$$h_{in} = h_{out} \quad (24)$$

2.3 Μοντελοποίηση του συμπιεστή

Ο συμπιεστής μοντελοποιείται από δύο εξισώσεις για την παροχή μάζας και την ενθαλπία εξόδου. Ο ισεντροπικός (η_{is}) και ο ογκομετρικός (η_{vol}) βαθμός απόδοσης θεωρούνται ότι παραμένουν σταθεροί. Οι στροφές (ω) δίνονται σαν είσοδος. Έτσι προκύπτουν:

$$\dot{m} = \omega * \eta_v * V_c * \rho_{in} \quad (25)$$

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \quad (26)$$

$$h_{out} = h_{in} + \frac{(h_{is} - h_{in})}{\eta_{is,c}} \quad (27)$$

, με h_{is} την ενθαλπία που προκύπτει από ισεντροπική μεταβολή του ρευστού στην έξοδο του συμπιεστή από την χαμηλή στην υψηλή πίεση, δηλαδή:

$$h_{is} = fun(P_{out}, s_{in}) \quad (28)$$

3. Διαμόρφωση του κώδικα

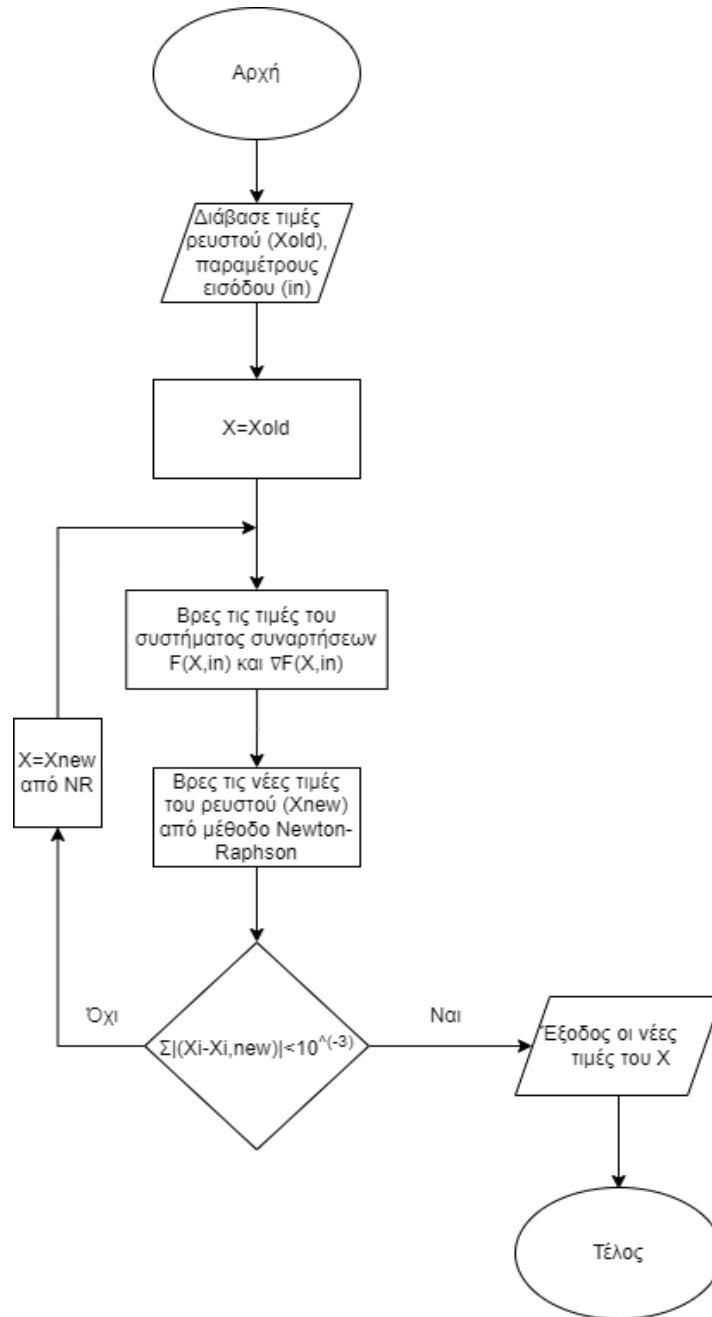
Με δεδομένο ότι ο αριθμός των όγκων του ατμοποιητή είναι N_e και του συμπυκνωτή N_c προκύπτουν $5 \times (N_e)$ άγνωστοι ($P_{r,i}$, $h_{r,i}$, $\dot{m}_{r,i}$, $T_{t,i}$, $h_{w,j}$) και 5 εξισώσεις στον ατμοποιητή (με αντικατάσταση των εξισώσεων (10), (11) της θερμικής ισχύος στις (5)-(9)) και $5 \times (N_c)$ στο συμπυκνωτή αντίστοιχα. Άλλοι τρεις άγνωστοι προκύπτουν επίσης από την κατάσταση του βασικού ρευστού στην είσοδο κάθε εναλλάκτη, άρα συνολικά άλλοι έξι άγνωστοι. Στην εκτονωτική βαλβίδα η είσοδός της είναι η έξοδος του συμπυκνωτή και η έξοδός της είναι η είσοδος του ατμοποιητή. Αντίστοιχα, είσοδος του συμπιεστή είναι η έξοδος του ατμοποιητή και έξοδός του η είσοδος του συμπυκνωτή. Με τις εξισώσεις τους λοιπόν (τρεις το κάθε εξάρτημα) και το διάνυσμα εισόδου (in) που προκύπτει από τις περαμέτρους τους δημιουργείται ένα σύστημα $5 \times (N_e + N_c) + 6$ αγνώστων της μορφής:

$$F(X, in) = A(X, in) * X = 0$$

το οποίο πρέπει να λυθεί επαναληπτικά. Επιλέχθηκε η διαδικασία Newton-Raphson (Παράρτημα Α.3).

3.1 Αρχικό στάδιο - Επίλυση της αντλίας θερμότητας θεωρώντας σταθερή μετάδοση θερμότητας στους εναλλάκτες

Σχεδιάστηκε αρχικά κώδικας για το βασικό ρευστό θεωρώντας σταθερή τη μετάδοση θερμότητας από τα δευτερεύοντα ρευστά σαν απλοποίηση για να δοκιμαστεί η σύγκλιση της Newton-Raphson. Μη έχοντας λοιπόν ως αγνώστους τη θερμοκρασία του τοίχου και την ενθαλπία του δευτερεύοντος ρευστού σε κάθε όγκο το σύστημα αποκτά διαστάσεις $3 \times (N_e + N_c) + 6$. Ο κώδικας λαμβάνει σαν είσοδο τις αρχικές καταστάσεις του βασικού ρευστού [πίεση (P), θερμοκρασία (T), παροχή μάζας (\dot{m})], την παράμετρο (Cd) της εκτονωτικής βαλβίδας και τις παραμέτρους του συμπιεστή (στροφές (ω), όγκο (V_c), ογκομετρικό (η_{vol}) και ισεντροπικό (η_{is}) βαθμό απόδοσης και το χρονικό βήμα (Δt) στο οποίο θα υπολογιστούν οι νέες τιμές κατάστασης (άγνωστοι) του ρευστού, τις οποίες βγάζει σαν έξοδο. Ακολουθεί η επαναληπτική διαδικασία Newton-Raphson κατά την οποία υπολογίζονται οι τιμές των εξισώσεων [(5)-(7)] για κάθε πεπερασμένο όγκο και οι εξισώσεις [(22)-(27)], καθώς και οι παράγωγοί τους ως προς τους αγνώστους. Προκύπτουν έτσι νέες τιμές οι οποίες χρησιμοποιούνται για την επόμενη επανάληψη. Η διαδικασία σταματά όταν το άθροισμα της απόλυτης τιμής των διαφορών (προηγούμενη-επόμενη επανάληψη) είναι μικρότερο από ένα όριο. Το όριο τοποθετήθηκε στο 10^{-3} γιατί οι διαφορές στην πίεση και την ενθαλπία του ρευστού μικρότερες από αυτό δεν θεωρούνται σημαντικές για τη μετάδοση θερμότητας (που θα επακολουθήσει). Επειδή όμως για την παροχή μάζας δεν επαρκεί αυτό το όριο επιβλήθηκε ποινή έτσι ώστε το 10^{-3} του κριτηρίου να αντιστοιχεί στη μάζα σε διαφορά 10^{-6} , που είναι ανεπαίσθητη. Το διάγραμμα ροής του κώδικα φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 7: Διάγραμμα ροής του αρχικού κώδικα στην περίπτωση σταθερής μετάδοσης θερμότητας

3.2 Τελικό στάδιο – Επίλυση της αντλίας θερμότητας

Σε συνέχεια του προηγούμενου κώδικα, προστέθηκε τμήμα το οποίο υπολογίζει τη μετάδοση θερμότητας μεταξύ βασικού ρευστού και τοίχου, τοίχου και δευτερεύοντος ρευστού, θερμοκρασία τοίχου και ενθαλπία δευτερεύοντος ρευστού (στοιχεία που τα βγάζει και σαν έξοδο ο κώδικας), καθώς και τις παραγώγους της θερμότητας μεταξύ βασικού ρευστού και τοίχου ως προς τους αγνώστους του βασικού ρευστού. Έστω ότι εξετάζεται ο ατμοποιητής:

Σε κάθε πεπερασμένο όγκο ξεκινώντας από τον όγκο εισόδου του δευτερεύοντος ρευστού (που είναι γωστή η ενθαλπία του) γίνεται επαναληπτική διαδικασία υπολογισμού των παραπάνω μεγεθών. Πραγματοποιείται υπόθεση της θερμοκρασίας του τοίχου και έχοντας δεδομένες τις τιμές του βασικού ρευστού υπολογίζεται η μετάδοση θερμότητας από τον τοίχο στο βασικό ρευστό με βάση την εξίσωση (12). Από τις εξισώσεις του τοίχου [εξίσωση (8)] και της μετάδοσης θερμότητας [εξίσωση (14)] προκύπτει μια ενθαλπία για το δευτερεύον ρευστό. Υπολογίζεται το πρώτο μέλος της εξίσωσης του δευτερεύοντος ρευστού [εξίσωση (9)] ως:

$$g(h_w) = 0$$

το οποίο αρχικά δεν ικανοποιεί την εξίσωση. Νέα τιμή θερμοκρασίας τοίχου δίνει νέα τιμή στην εξίσωση. Η σύγκλιση επιτυγχάνεται με τη χρήση της συνάρτησης 'fsolve' της Matlab, ή παρόμοιου επιλύτη σε άλλες γλώσσες προγραμματισμού. Η εύρεση της παραγώγου της θερμότητας μεταξύ βασικού ρευστού και τοίχου ως προς έναν άγνωστο (έστω ως προς P_i) γίνεται με πεπερασμένες διαφορές, με επανάληψη της προηγούμενης διαδικασίας. Επειδή με την παραπάνω μεθοδολογία υπολογίζεται κάθε φορά η θερμοκρασία του τοίχου, στην εξίσωση (10) διαγράφεται ο όρος της θερμοκρασίας. Έτσι ισχύει ότι:

$$\dot{Q}_{r-t,i} = fun(\dot{m}_{r,i}, P_{r,i}, h_{r,i})$$

Άρα:

$$\dot{Q}_{r-t,2} = fun(\dot{m}_{r,i}, P_{r,i} + \Delta P, h_{r,i})$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{r-t,i}}{\partial P_{r,i}} = \frac{\Delta \dot{Q}_{r-t,i}}{\Delta P_{r,i}} = \frac{\dot{Q}_{r-t,2} - \dot{Q}_{r-t,i}}{\Delta P}$$

Με τον ίδιο τρόπο υπολογίζονται οι παράγωγοι προς την παροχή μάζας και την ενθαλπία.

Ορίστηκαν:

- $\Delta P = 10^{(-4)}$ (Pa)
- $\Delta h = 10^{(-4)}$ (J/kg)
- $\Delta \dot{m} = 10^{(-5)}$ (kg/s)

Η θερμότητα κατά την αλλαγή φάσης του ρευστού υπολογίζεται με τον εξής τρόπο. Με δεδομένες μάζες, ενθαλπίες και πιέσεις των όγκων στην αλλαγή φάσης και πριν βρίσκονται οι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας για τους δύο όγκους (διφασική και μονοφασική περιοχή) και πραγματοποιείται γραμμική παρεμβολή ως προς το σημείο κορεσμού. Για παράδειγμα κατά την ατμοποίηση ισχύει:

$$temp_1 = (h_{vap} - h_{i-1})$$

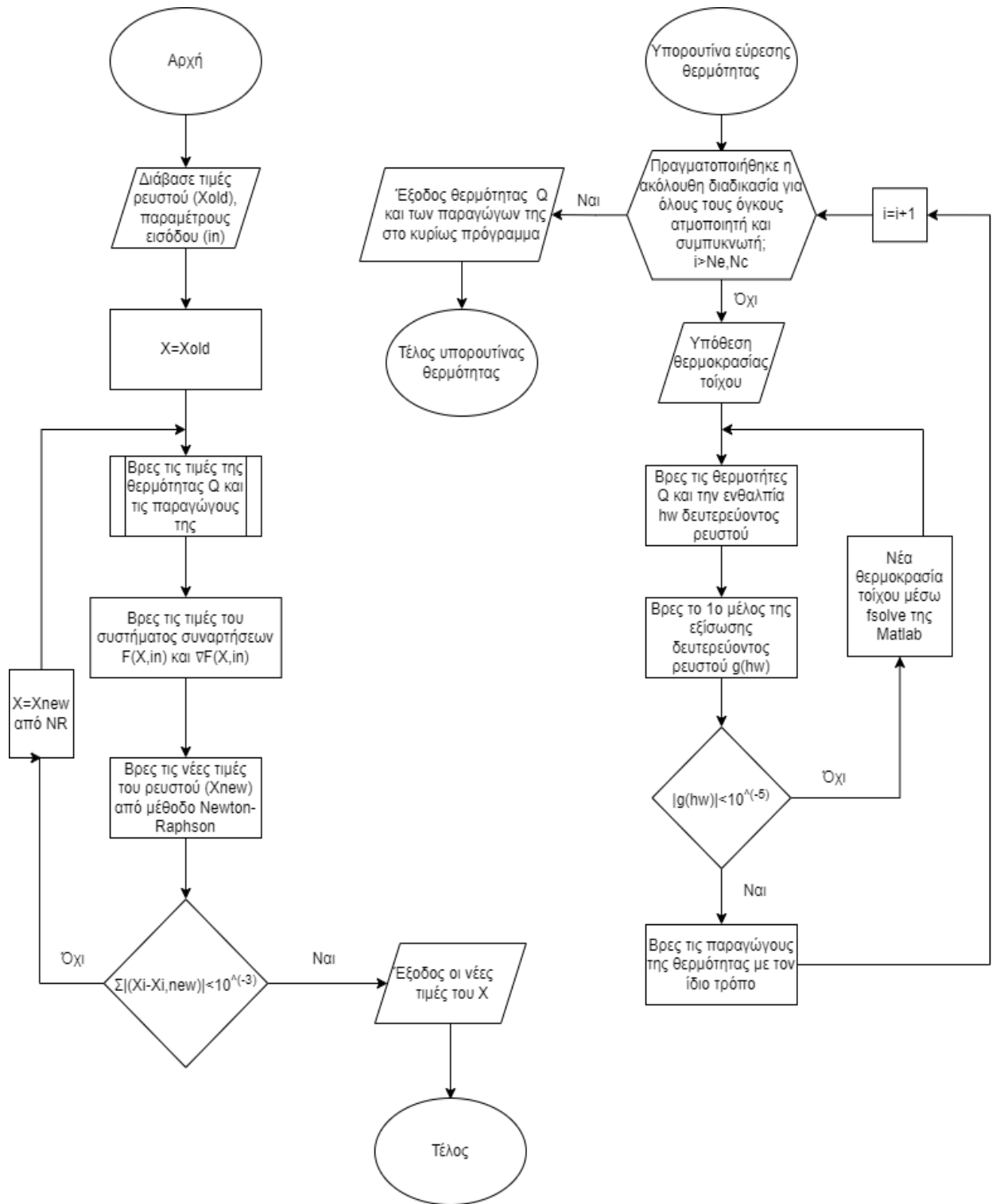
$$Ut_1 = (1/at_{i-1} + pt_t/2/kt_t + R_{add})^{(-1)}$$

$$temp_2 = (h_i - h_{vap})$$

$$Ut_2 = (1/at_i + pt_t/2/kt_t + R_{add})^{(-1)}$$

$$Ut_i = (Ut_1temp_1 + Ut_2temp_2)/(temp_1 + temp_2)$$

Η παραπάνω διαδικασία πραγματοποιείται για όλους τους όγκους αναφοράς (ατμοποιητή και συμπυκνωτή) και έτσι προκύπτουν όλες οι θερμότητες και οι παράγωγοί τους άρα τελικά και η νέα επανάληψη της Newton-Raphson. Το σχεδιάγραμμα του κώδικα φαίνεται παρακάτω.



Σχήμα 8: Διάγραμμα ροής του τελικού κώδικα

3.3 Σχόλια

Το πρόγραμμα λαμβάνει ως είσοδο τις τιμές του εργαζόμενου μέσου (πίεση, ενθαλπία, παροχή μάζας), τις τιμές ενθαλπίας για τα δευτερεύοντα ρευστά και τις τιμές των τοίχων των εναλλακτών μέσα στους όγκους αναφοράς και επιπλέον το συντελεστή της εκτονωτικής βαλβίδας και τις στροφές του συμπιεστή. Άλλες είσοδοι είναι η θερμοκρασία και η παροχή εισόδου των δευτερευόντων ρευστών, που είναι γνωστές. Αν ο χρήστης δε γνωρίζει τις κατανομές που προαναφέρθηκαν στους όγκους αναφοράς τότε μπορεί να τοποθετήσει τις τιμές της θερμοκρασίας ατμοποίησης, υπερθέρμανσης, συμπύκνωσης και υπόψυξης και παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου για κάποια μόνιμη κατάσταση. Τότε το πρόγραμμα υποθέτει γραμμική κατανομή των ενθαλπιών και θα πρέπει να εκτελεστεί για κάποιο χρονικό διάστημα μέχρι να προκύψει μόνιμη κατάσταση με κατανεμημένα τα μεγέθη. Η διαδικασία αυτή θα καλείται αρχικοποίηση.

Ο τρόπος δομής του προγράμματος ενώ παράγει σωστά αποτελέσματα και επιπλέον στη Newton-Raphson επιτυγχάνεται αρκετά γρήγορη σύγκλιση δεν είναι ο βέλτιστος. Μέσα στη Newton-Raphson για κάθε όγκο αναφοράς πραγματοποιούνται τέσσερις επαναληπτικές διαδικασίες (μία για την επίλυση και άλλες τρεις για τις παραγώγους) άρα το υπολογιστικό κόστος ανέρχεται στις $(N_e+N_c) \times 4$ επαναληπτικές διαδικασίες ανά επανάληψη Newton-Raphson. Όλες αυτές μπορούν να αποφευχθούν με τη δημιουργία συστήματος $5 \times (N_e+N_c) + 6$ αγνώστων, όπως αναφέρεται στην αρχή του κεφαλαίου.

Δημιουργήθηκε έτσι νέος κώδικας, του οποίου η δομή είναι παρόμοια του σχήματος [Σχήμα 7: Διάγραμμα ροής του αρχικού κώδικα στην περίπτωση σταθερής μετάδοσης θερμότητας], αλλά με τη χρήση και των εξισώσεων θερμότητας για τον υπολογισμό της F , ∇F .

Βασικό πρόβλημα της παραπάνω θεώρησης είναι ο υπολογισμός αναλυτικά όλων των παραγώγων της θερμότητας ως προς τους πέντε αγνώστους κάθε όγκου αναφοράς σε συνδυασμό με τη δυσκολία επιβολής θετικών διαφορών θερμοκρασίας στις εξισώσεις θερμότητας για να μπορέσει να λειτουργήσει η εμπειρική σχέση του Cooper.

Με αυτή τη διαμόρφωση δεν επιτεύχθηκε σύγκλιση.

4. Ανάλυση ευαισθησίας παραμέτρων προγράμματος

Όλες οι δοκιμές έγιναν σε εργαζόμενο μέσο το R1234ze(E) και για δευτερεύοντα ρευστά το νερό.

Τα χαρακτηριστικά των εναλλακτών που χρησιμοποιήθηκαν παρατίθενται παρακάτω:

EVAP (Alfa Laval ACH-70X-40M-F) – Ατμοποιητής:

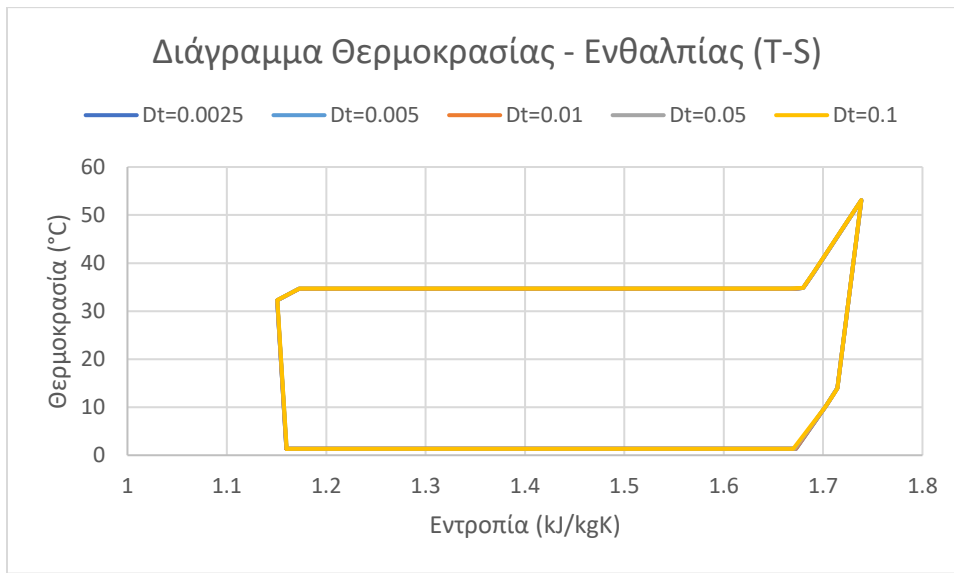
param_HEX.Dp=0.032 % port diameter [m]
 param_HEX.Lp=0.466 % vertical distance between ports[m]
 param_HEX.Bp=0.111 % horizontal plate length [m]
 param_HEX.Nt=40 % number of plates
 param_HEX.V_ch=0.095 % channel volume [l]
 param_HEX.pitch=2.24/1e3 % plate pitch [m]
 param_HEX.Np=1 % number of passes
 param_HEX.theta=pi/3 % chevron angle
 param_HEX.pitch_co=0.007 % corrugation pitch

COND (Alfa Laval ACH-70X-20M-F) – Συμπυκνωτής:

param_HEX.Dp=0.025; % port diameter [m]
 param_HEX.Lp=0.466; % vertical distance between ports [m]
 param_HEX.Bp=0.111; % horizontal plate length [m]
 param_HEX.Nt=20; % number of plates
 param_HEX.V_ch=0.095; % channel volume [l]
 param_HEX.pitch=2.24/1e3; % plate pitch [m]
 param_HEX.Np=1; % number of passes
 param_HEX.theta=pi/3; % chevron angle
 param_HEX.pitch_co=0.007; % corrugation pitch

4.1 Ως προς το χρονικό βήμα

Μελετήθηκαν οι τιμές του κύκλου του εργαζόμενου μέσου για χρονικό διάστημα 0.5s , με διαφορετικά χρονικά βήματα (Δt). Τα αποτελέσματα φαίνονται παρακάτω:



Σχήμα 9: Ανάλυση χρονικού βήματος

Πίνακας 1: Δεδομένα κύκλου για διάφορα χρονικά βήματα

| Dt (s) | 0.0025 | 0.005 | 0.01 | 0.05 | 0.1 |
|-------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Τατμ (°C) | 1.36 | 1.35 | 1.35 | 1.35 | 1.34 |
| Τυπερθ (°C) | 13.96 | 13.96 | 13.96 | 13.93 | 13.90 |
| Τσυμπ (°C) | 34.65 | 34.65 | 34.65 | 34.68 | 34.71 |
| Τυποψ (°C) | 32.24 | 32.24 | 32.24 | 32.26 | 32.29 |
| Qατμ (W) | 4781.5 | 4787.4 | 4799.9 | 4908.1 | 5060.6 |
| Qσυμπ (W) | 6695.5 | 6711.2 | 6744.7 | 7014.5 | 7364.4 |

Ο κύκλος τείνει να ταυτιστεί για $\Delta t=0.005s$ και κάτω. Η διαφορά στη θερμική ισχύ της 1^{ης} και 2^{ης} περίπτωσης είναι της τάξης του 0.2% , ενώ απαιτεί το διπλάσιο χρόνο για ορισμένο χρονικό διάστημα του φαινομένου (για 0.005s απαιτούνται 2 επαναλήψεις για βήμα 0.0025s).

Άρα προτιμάται $\Delta t=0.005s$ ή 0.01s.

Χρειάζεται σε κάθε προσομοίωση να λαμβάνεται υπόψη ένας κανόνας: Για έχει φυσικό νόημα η μοντελοποίηση πρέπει ο όγκος ρευστού που εισέρχεται ή εξέρχεται από έναν πεπερασμένο όγκο να μην είναι μεγαλύτερος από αυτόν, δηλαδή

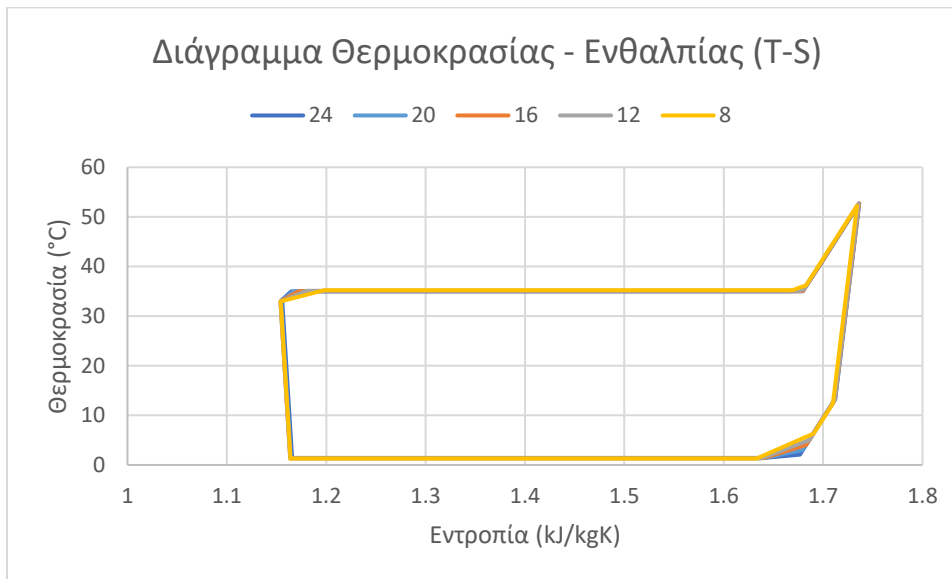
$$\dot{m}_i/\rho_i * \Delta t < V_i \Rightarrow \Delta t < \dot{m}_i/\rho_i/V_i$$

Τα σημεία προσδιορισμού είναι εκείνα με την μικρότερη πυκνότητα, δηλαδή τα υπέρθερμα, πριν και μετά το συμπιεστή. Πριν το συμπιεστή η θερμοκρασία έχει μέγιστο τη θερμοκρασία

εισόδου του δευτερεύοντος ρευστού. Συνήθως αυτό είναι το δυσμενέστερο σημείο διότι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης έχει μικρότερη κλίση από τη γραμμή ειδικού όγκου στο διάγραμμα T-S του εργαζόμενου μέσου. Γενικά μπορεί να γίνει μία υπόθεση των παροχών που πρόκειται να αναπτυχθούν στο ψυκτικό υγρό και να ληφθεί συντελεστής ασφαλείας ή να διαμορφωθεί υπορουτίνα εσωτερικά του προγράμματος που θα μειώνει το Δt εάν φαίνεται ότι δεν επαρκεί.

4.2 Ως προς τον αριθμό των πεπερασμένων όγκων

Μελετήθηκαν οι τιμές του κύκλου του εργαζόμενου μέσου για σταθερό Δt , με διαφορετικό αριθμό πεπερασμένων όγκων στους εναλλάκτες. Τα αποτελέσματα φαίνονται παρακάτω:



Σχήμα 10: Ανάλυση αριθμού πεπερασμένων όγκων

Πίνακας 2: Δεδομένα κύκλου για διαφορετικό αριθμό πεπερασμένων όγκων

| A/A | 24 | 20 | 16 | 12 | 8 |
|-------------|------------|----------|----------|----------|----------|
| Τατμ (°C) | 1.42 | 1.40 | 1.37 | 1.34 | 1.29 |
| Τυπερθ (°C) | 13.29 | 13.24 | 13.16 | 12.97 | 12.39 |
| Τσυμπ (°C) | 35.00 | 35.02 | 35.05 | 35.12 | 35.27 |
| Ττυποψ (°C) | 33.33 | 35.00 | 32.98 | 32.94 | 33.01 |
| Qατμ (W) | 7479.901 | 7457.12 | 7422.03 | 7362.57 | 7242.00 |
| Qσυμπ (W) | 13306.7709 | 13172.15 | 12922.22 | 12682.33 | 12339.28 |

| | | | | | |
|-------------------------------|-----------|----------|----------|----------|----------|
| Πραγματικός Χρόνος (s) | 1025.8214 | 962.7803 | 650.9034 | 373.1365 | 225.6734 |
|-------------------------------|-----------|----------|----------|----------|----------|

Εκ πρώτης όψεως φαίνεται ότι πρέπει να επιλεγεί η πρώτη ή η δεύτερη περίπτωση, αλλά το σφάλμα της τέταρτης με την πρώτη είναι 3%, για σχεδόν τριπλάσιο χρόνο. Η παραπάνω απόκλιση επίσης έχει σχέση και με την υποροουτίνα υπολογισμού της θερμότητας. Επειδή στην αλλαγή φάσης του ρευστού χρησιμοποιούνται οι τιμές και του προηγούμενου κάθε φορά πεπερασμένου όγκου, λιγότερος αριθμός όγκων οδηγεί σε μεγαλύτερες διαφορές μεταξύ τους και άρα διαφορετική θερμότητα. Δε δημιουργείται αθροιστικό σφάλμα στη διάρκεια του χρόνου. Ο χρήστης καλείται να επιλέξει αν θα αυξήσει λίγο την ακρίβεια για πιο αργή προσομοίωση. Πρέπει επίσης να ληφθεί υπόψη η σχέση Δt και αριθμού όγκων, όπως αναλύθηκε προηγουμένως.

4.3 Ως προς το κριτήριο σύγκλισης της Newton-Raphson

Το κριτήριο σύγκλισης είναι το μέγεθος το οποίο κρίνει ότι το γραμμικοποιημένο σύστημα έχει επιλυθεί. Στο συγκεκριμένο πρόγραμμα:

$$X^{new} = X^{old} - \frac{F(X^{old})}{\nabla F(X^{old})}$$

, από Newton-Raphson και η σύγκλιση πραγματοποιείται όταν:

$$\text{Σύγκλιση} = \sum [\text{abs}(X_i^{new} - X_i^{old})] < \varepsilon$$

, με ποινή ως προς τους αγνώστους της παροχής μάζας.

Για κάθε παροχή μάζας, επειδή έχει πολύ μικρότερες τιμές από την ενθαλπία και την πίεση η σύγκλιση αξιολογείται ως

$$[1000 * \text{abs}(\dot{m}_i^{new} - \dot{m}_i^{old})]$$

Μελετήθηκαν οι τιμές του κύκλου του εργαζόμενου μέσου για μεταβλητό ε και παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 3: Δεδομένα κύκλου για διαφορετικά κριτήρια σύγκλισης

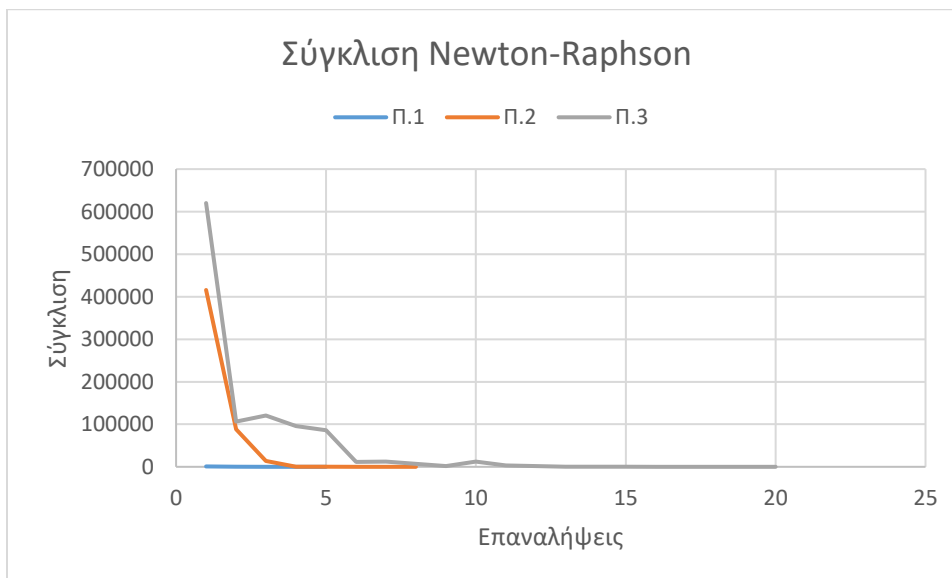
| Κριτ. Σύγκλισης (ε) | $10^{(-4)}$ | $10^{(-3)}$ | $10^{(-2)}$ | $10^{(-1)}$ | 1 | 10 | 100 | 1000 |
|-----------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------|-------|-------|-------|
| Τατμ (°C) | 1.34 | 1.34 | 1.34 | 1.34 | 1.34 | 1.34 | 1.34 | 1.34 |
| Τυπερθ (°C) | 12.97 | 12.97 | 12.97 | 12.97 | 12.97 | 12.97 | 12.97 | 12.97 |
| Τσουμπ (°C) | 35.12 | 35.12 | 35.12 | 35.12 | 35.12 | 35.12 | 35.12 | 35.12 |
| Τυποψ (°C) | 32.94 | 32.94 | 32.94 | 32.94 | 32.94 | 32.94 | 32.94 | 32.94 |

| | | | | | | | | |
|-----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Qατμ (W) | 7362.6 | 7362.6 | 7362.6 | 7362.6 | 7362.6 | 7362.6 | 7363.2 | 7363.5 |
| Qσυμπ (W) | 12682.3 | 12682.3 | 12682.3 | 12682.3 | 12682.3 | 12682.3 | 12679.7 | 12676.9 |

Η παραπάνω ανάλυση έγινε για $\Delta t=0.05s$. Παρατηρείται ότι οι τιμές θερμότητας είναι οι ίδιες μέχρι το $\epsilon=10$. Το όριο αυτό εξαρτάται από το Δt επιλογής. Σε μικρότερα Δt χρειάζεται να μικραίνει ανάλογα και το κριτήριο σύγκλισης διότι λειτουργεί αθροιστικά. Για παράδειγμα για $\Delta t=0.01s$ το σφάλμα μετά από $0.05s$ θα έχει μέγιστη τιμή $5*\epsilon$ ($\Delta t=0.05s$). Άρα για να υπάρχει το ίδιο σφάλμα μετά από $0.05s$ θα πρέπει $\epsilon(\Delta t=0.01s)=2$. Εξάλλου μείωση του σφάλματος δεν υπάγεται μεγάλο υπολογιστικό κόστος, όπως αναλύεται παρακάτω.

4.4 Μελέτη της σύγκλισης της Newton-Raphson

Μελετήθηκαν για $\Delta t=0.05s$ τρεις περιπτώσεις. Στην πρώτη περίπτωση (Π.1) είναι μια τυπική σύγκλιση του κώδικα όταν έχει πραγματοποιηθεί αποκατάσταση της ροής μέσα στον εναλλάκτη μετά την αρχικοποίηση (3.3), στη δεύτερη (Π.2) όταν ξεκινά η αρχικοποίηση και στην τρίτη (Π.3) όταν ξεκινά η αρχικοποίηση στην περίπτωση που αλλάζουν φάση κάποιοι πεπερασμένοι όγκοι (π.χ. που θεωρήθηκαν στην αρχικοποίηση ως διφασικοί αλλά στην πραγματικότητα είναι υπέρθερμοι). Τα αποτελέσματα με κριτήριο σύγκλισης το $10^{(-3)}$ φαίνονται παρακάτω:



Σχήμα 11: Μελέτη σύγκλισης Newton-Raphson

Πίνακας 4: Δεδομένα σύγκλισης Newton-Raphson

| Επανάληψη | Π.1 | Π.2 | Π.3 |
|-----------|----------|----------|----------|
| 1 | 915.0282 | 415758.6 | 620220.8 |
| 2 | 16.6422 | 87913.73 | 105969.6 |
| 3 | 0.12362 | 13454.1 | 120947.5 |
| 4 | 0.001477 | 297.1947 | 96025.07 |
| 5 | 1.41E-05 | 3.4604 | 85873.82 |
| 6 | | 0.054338 | 11261.19 |
| 7 | | 0.001168 | 11977.2 |
| 8 | | 2.08E-05 | 7270.9 |
| 9 | | | 1427.762 |
| 10 | | | 12331.17 |
| 11 | | | 2872.134 |
| 12 | | | 1557.498 |
| 13 | | | 243.7198 |
| 14 | | | 11.6348 |
| 15 | | | 1.3431 |
| 16 | | | 0.18574 |
| 17 | | | 0.027467 |
| 18 | | | 0.005422 |
| 19 | | | 0.001313 |
| 20 | | | 0.000371 |

Παρατηρούνται τα εξής:

Στην Π.1 όταν το σύστημα λειτουργεί κανονικά και δεν βρίσκεται στην περίπτωση σταθεροποίησης από κάποια αρχικοποίηση η σύγκλιση γίνεται σε λίγες επαναλήψεις, επιτρέποντας ουσιαστικά χωρίς ιδιαίτερο υπολογιστικό κόστος τη μείωση του κριτηρίου σύγκλισης (ϵ) που μελετήθηκε στην προηγούμενη ενότητα. Άλλο συμπέρασμα είναι ότι έχει μεγάλο ρόλο η αρχικοποίηση. Αν δε γίνει σωστά μπορεί το σύστημα να οδηγηθεί και στην αστάθεια (χωρίς να φταίει ο κώδικας).

5. Σενάρια – Αποτελέσματα

Στα παρακάτω σενάρια θεωρήθηκε ότι στο συμπιεστή και την εκτονωτική βαλβίδα ελέγχεται η παροχή μάζας, μέσω του ελέγχου των παραμέτρων τους, αφού εξαρτώνται από μετρούμενα μεγέθη, δηλαδή μετράται η πίεση και η θερμοκρασία στην έξοδο των εναλλακτών και έτσι μεταβάλλονται οι στροφές του συμπιεστή και η μεταβλητή της εκτονωτικής βαλβίδας για να προκύπτει η επιθυμητή παροχή.

5.1 Σενάρια ψύξης

Η αρχικοποίηση του κύκλου έχει τα εξής δεδομένα:

Πίνακας 5: Αρχικοποίηση - Αρχικά δεδομένα

| A/A | P (bar) | T (°C) | Q (-) | h (kJ/kgK) |
|-----|---------|--------|--------|------------|
| 1 | 2.33 | 2.00 | 0.1704 | 233.81 |
| 2 | 2.33 | 7.00 | - | 390.02 |
| 3 | 5.78 | 40.76 | - | 414.56 |
| 4 | 5.78 | 25.00 | - | 233.81 |

5.1.1 Σενάριο 1^ο – Με βηματική αλλαγή παραμέτρων εισόδου

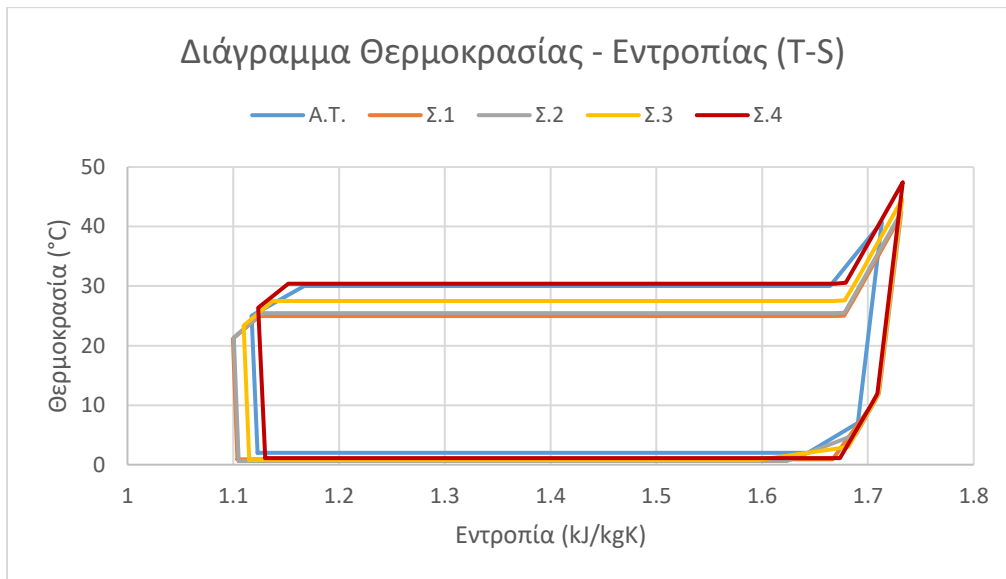
Από τις αρχικές τιμές (Α.Τ.) του [Πίνακας 5] και κρατώντας σταθερή την παροχή μάζας σε συμπιεστή και εκτονωτική βαλβίδα προέκυψαν οι τιμές μόνιμης κατάστασης του σημείου Σ.1 του παρακάτω πίνακα.

Στο Σ.1 αυξήθηκε η παροχή μάζας του ψυκτικού υγρού κατά 0.0001 kg/s/Δt με μέγιστη τιμή τα 0.0281 kg/s, και προέκυψε η μόνιμη κατάσταση Σ.2

Στο Σ.2 μειώθηκε βηματικά η παροχή του νερού του συμπυκνωτή στα 0.218 kg/s και αυξήθηκε η θερμοκρασία του στους 22°C και προέκυψε το Σ.3

Στο Σ.3 αυξήθηκε βηματικά η θερμοκρασία του νερού του συμπυκνωτή στους 25°C και προέκυψε η μόνιμη κατάσταση Σ.4

Το διάγραμμα T-S των προαναφερθέντων αλλά και οι τιμές στα διάφορα σημεία παρατίθενται παρακάτω:



Σχήμα 12: Διάγραμμα T-S για το 1ο σενάριο ψύξης

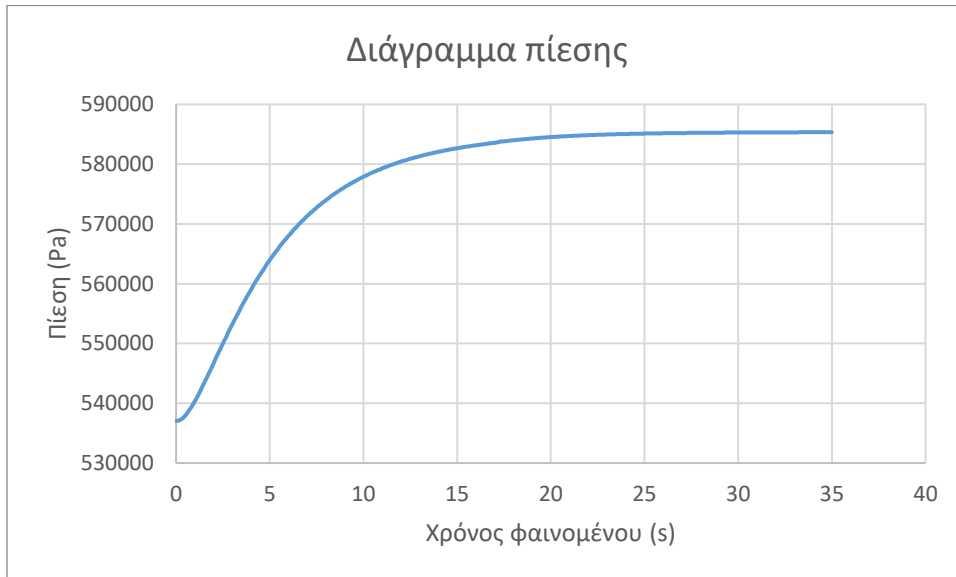
Πίνακας 6: Τιμές στα διάφορα σημεία για το 1ο σενάριο ψύξης

| A/A | A.T. | Σ.1 | Σ.2 | Σ.3 | Σ.4 |
|----------------------|-------|--------|--------|--------|--------|
| Τατμ (°C) | 2.00 | 0.90 | 0.62 | 0.77 | 1.11 |
| Τυπερθ (°C) | 7.00 | 11.99 | 11.98 | 11.97 | 11.96 |
| Τσυμπ (°C) | 40.00 | 25.00 | 25.46 | 27.49 | 30.42 |
| Τυποψ (°C) | 35.00 | 21.17 | 21.35 | 23.37 | 26.35 |
| R1234ze(E) (kg/s) | - | 0.0256 | 0.0281 | 0.0281 | 0.0281 |
| Νερό ατμ (kg/s) | - | 0.1910 | 0.1910 | 0.1910 | 0.1910 |
| Νερό συμπ (kg/s) | - | 0.2210 | 0.2210 | 0.2180 | 0.2180 |
| Τεισ ατμ (°C) | | 12.00 | 12.00 | 12.00 | 12.00 |
| Τεισ συμπ (°C) | | 20.00 | 20.00 | 22.00 | 25.00 |
| Qατμ (W) | - | 4327.6 | 4628.5 | 4578.8 | 5265.4 |
| Qσυμπ (W) | - | 4823.4 | 5293.7 | 4464.4 | 5209.2 |

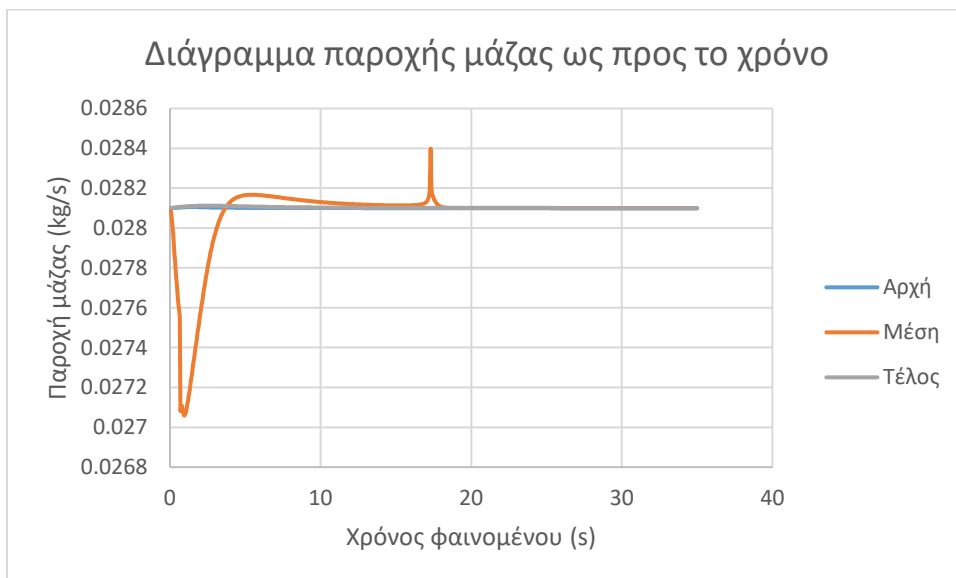
Φαίνεται ότι με την αύξηση της παροχής του εργαζόμενου μέσου μειώνεται λίγο η υπερθέρμανση και η θερμοκρασία ατμοποίησης, αυξάνεται η θερμοκρασία συμπύκνωσης και αυξάνεται επίσης η χρήσιμη ισχύς. Μείωση της παροχής του ψυκτικού υγρού στο συμπυκνωτή συνεπάγεται μείωση της ισχύος, αύξηση της υπόψυξης, της θερμοκρασίας συμπύκνωσης και

ατμοποίησης. Αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου στο συμπυκνωτή οδηγεί σε αύξηση των παραπάνω μεγεθών, εκτός της υπερθέρμανσης.

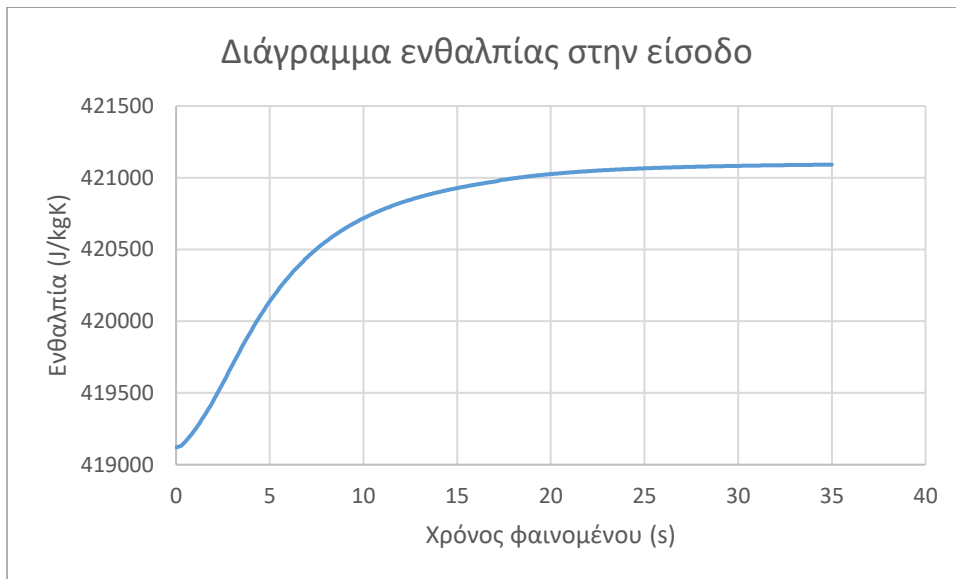
Τα παρακάτω σχήματα δείχνουν τη δυναμική φύση του φαινομένου για τρεις πεπερασμένους όγκους, έναν κοντά στην αρχή, έναν στη μέση και έναν κοντά στο τέλος του συμπυκνωτή για το διάστημα μεταξύ Σ.2, Σ.3



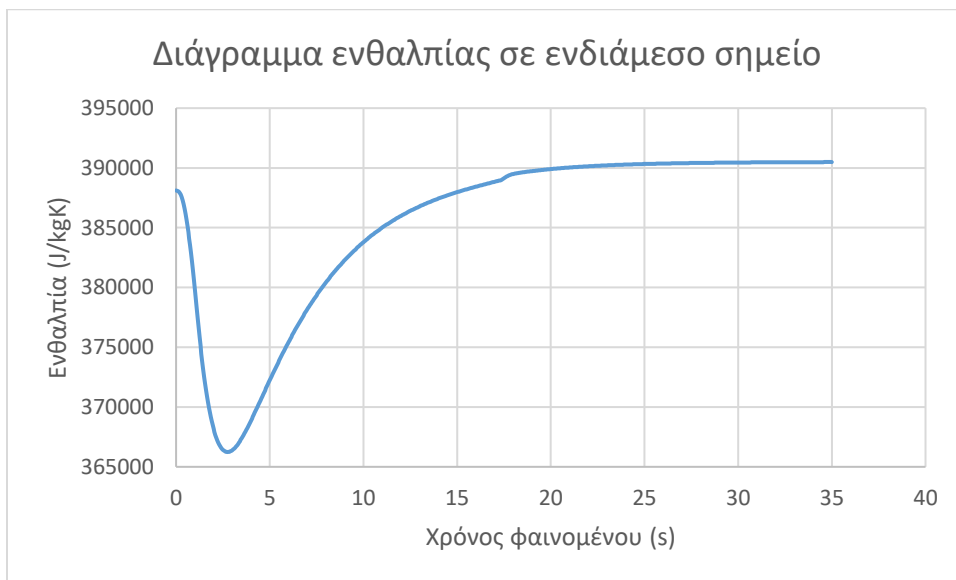
Σχήμα 13: Πίεση σε συνάρτηση με το χρόνο στον συμπυκνωτή



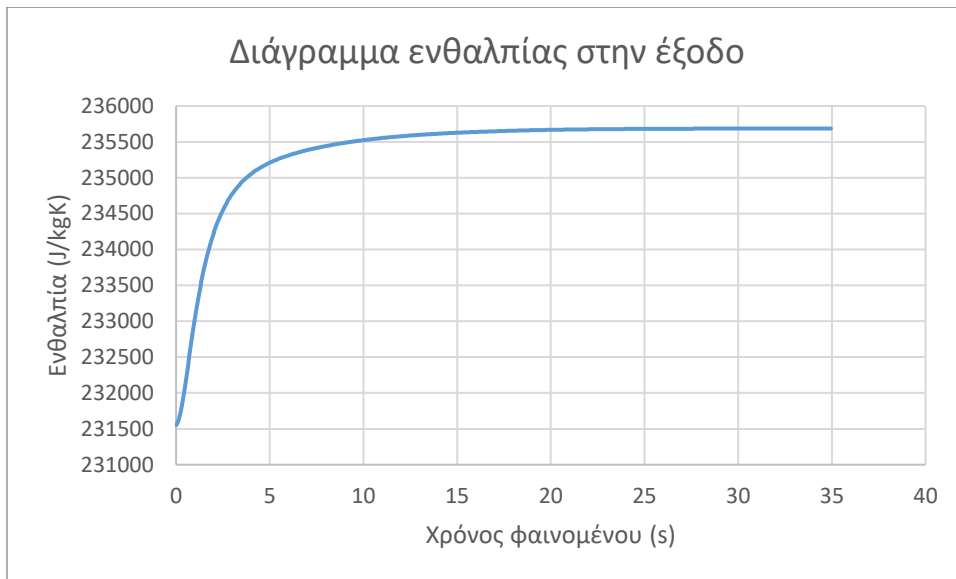
Σχήμα 14: Παροχή μάζας σε συνάρτηση με το χρόνο στον συμπυκνωτή



Σχήμα 15: Ενθαλπία σε συνάρτηση με το χρόνο μετά την είσοδο του συμπυκνωτή



Σχήμα 16: Ενθαλπία σε συνάρτηση με το χρόνο σε ενδιάμεσο σημείο του συμπυκνωτή



Σχήμα 17: Ενθαλπία σε συνάρτηση με το χρόνο πριν την έξοδο του συμπυκνωτή

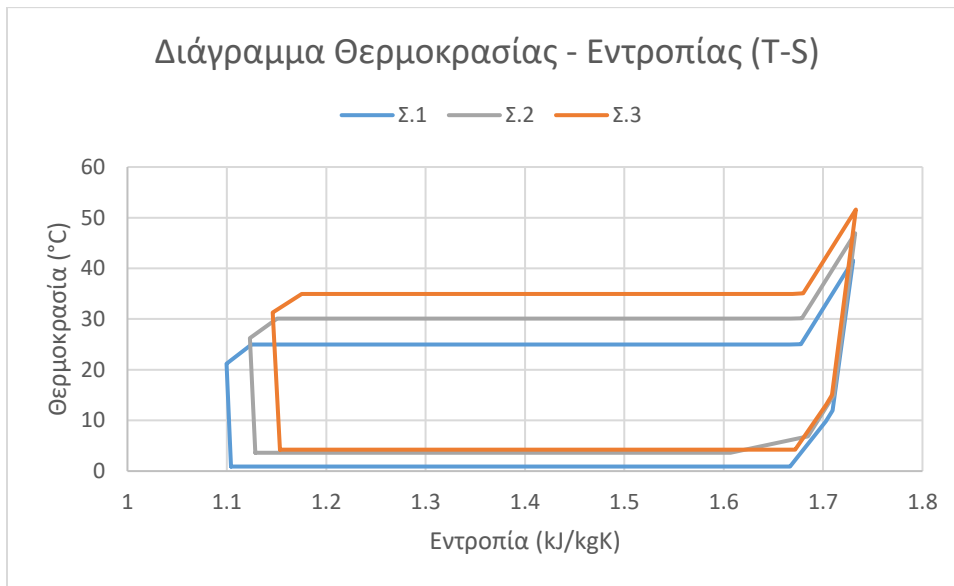
5.1.2 Σενάριο 2° – Με γραμμική αλλαγή παραμέτρων εισόδου

Το Σ.1 θεωρήθηκε το ίδιο με το Σενάριο 1

Στο Σ.1 αυξήθηκε η παροχή μάζας του ψυκτικού υγρού κατά $0.0001 \text{ kg/s}/\Delta t$ με μέγιστη τιμή τα 0.0281 kg/s , αυξήθηκε η παροχή του νερού του συμπυκνωτή κατά $0.005 \text{ kg/s}/\Delta t$ με μέγιστη τιμή τα 0.239 kg/s και η θερμοκρασία του κατά 0.02°C μέχρι τους 25°C , αυξήθηκε η παροχή του νερού του ατμοποιητή κατά $0.005 \text{ kg/s}/\Delta t$ με μέγιστη τιμή τα 0.200 kg/s και η θερμοκρασία του κατά 0.02°C μέχρι τους 15°C και έτσι προέκυψε το Σ.2

Στο Σ.2 αυξήθηκε η θερμοκρασία του νερού του συμπυκνωτή κατά 0.02°C μέχρι τους 30°C και προέκυψε το Σ.3

Το διάγραμμα T-S των προαναφερθέντων αλλά και οι τιμές στα διάφορα σημεία παρατίθενται παρακάτω:



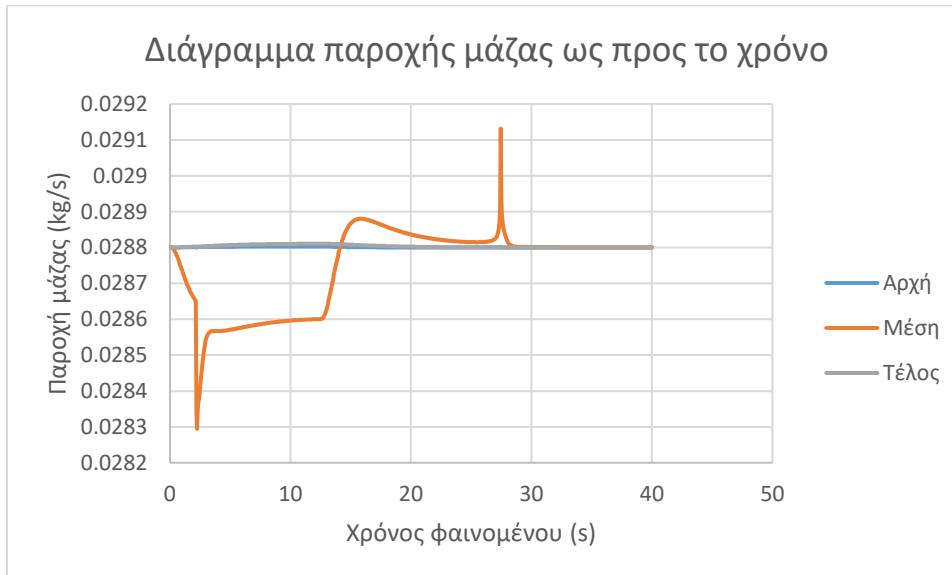
Σχήμα 18: Διάγραμμα T-S για το 2ο σενάριο ψύξης

Πίνακας 7: Τιμές στα διάφορα σημεία για το 2ο σενάριο ψύξης

| A/A | Σ.1 | Σ.2 | Σ.3 |
|-------------------|--------|--------|--------|
| Τατμ (°C) | 0.90 | 3.62 | 4.23 |
| Τυπερθ (°C) | 11.99 | 14.99 | 14.99 |
| Τσυμπ (°C) | 25.00 | 30.01 | 34.97 |
| Τυποψ (°C) | 21.17 | 26.26 | 31.27 |
| R1234ze(E) (kg/s) | 0.0256 | 0.0288 | 0.0288 |
| Νερό ατμ (kg/s) | 0.1910 | 0.2000 | 0.2000 |
| Νερό συμπ (kg/s) | 0.2210 | 0.2390 | 0.2390 |
| Τεισ ατμ (°C) | 12.00 | 15.00 | 15.00 |
| Τεισ συμπ (°C) | 20.00 | 25.00 | 30.00 |
| Qατμ (W) | 4327.6 | 4439.5 | 5218.2 |
| Qσυμπ (W) | 4823.4 | 4660.3 | 5329.7 |

Από τα παραπάνω φαίνεται ότι με ταυτόχρονη αύξηση της θερμοκρασίας και της παροχής του νερού του ατμοποιητή και της θερμοκρασίας και παροχής νερού του συμπυκνωτή αυξάνεται η θερμοκρασία ατμοποίησης και η ισχύς στον ατμοποιητή, με ταυτόχρονη μείωση της ισχύος στο συμπυκνωτή.

Η απόκριση της παροχής της μάζας για το διάστημα μεταξύ Σ.2, Σ.3 φαίνεται παρακάτω:



Σχήμα 19: Παροχή μάζας σε συνάρτηση με το χρόνο στον συμπυκνωτή

Παρατηρείται μικρότερο (σε μέγεθος) βύθισμα της παροχής σε σχέση με την προηγούμενη περίπτωση βηματική αλλαγής στη θερμοκρασία του νερού του συμπυκνωτή. Υπάρχει όμως πιο σύνθετη μεταβολή, κάτι που οφείλεται στο γεγονός ότι στο Σ.2 δεν είχε φτάσει το σύστημα σε όλους τους όγκους σε μόνιμη κατάσταση και στο γεγονός ότι η διαφορά θερμοκρασίας είναι μεγαλύτερη σε αυτό το σενάριο σε σχέση με το προηγούμενο.

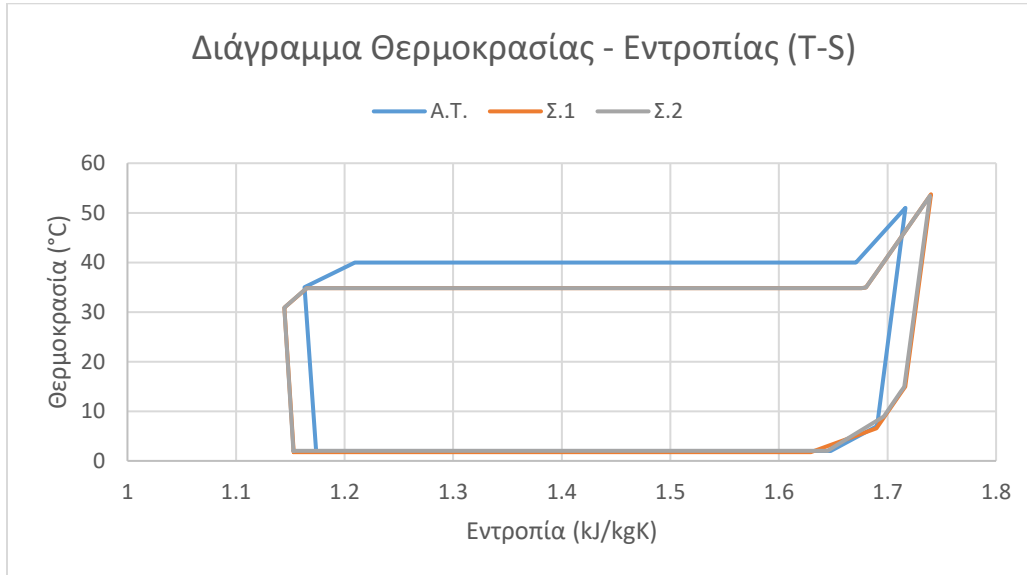
5.2 Σενάριο θέρμανσης

Για το σενάριο της θέρμανσης θεωρήθηκε ως ατμοποιητής ο συμπυκνωτής των σεναρίων της ψύξης και αντίστοιχα ως συμπυκνωτής ο ατμοποιητής.

Το Α.Τ θεωρήθηκε το ίδιο με το σενάριο της ψύξης, με διαφορά την παροχή μάζας στα 0.03 kg/s και τις τιμές των δευτερευόντων ρευστών.

Στο Σ.1 μειώθηκε η παροχή μάζας του ψυκτικού υγρού κατά 0.0001 kg/s/Δt με ελάχιστη τιμή τα 0.0288 kg/s και μειώθηκε η παροχή του νερού του συμπυκνωτή κατά 0.005 kg/s/Δt με ελάχιστη τιμή τα 0.239 kg/s και προέκυψε το Σ.2

Το διάγραμμα T-S των προαναφερθέντων αλλά και οι τιμές στα διάφορα σημεία παρατίθενται παρακάτω:



Σχήμα 20: Διάγραμμα T-S για το σενάριο θέρμανσης

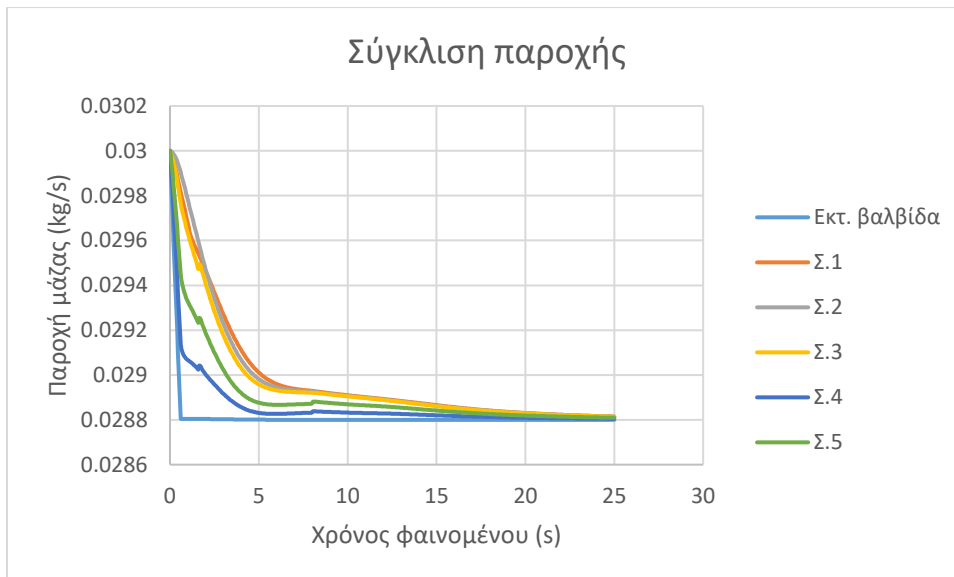
Πίνακας 8: Τιμές στα διάφορα σημεία για το σενάριο θέρμανσης

| A/A | A.T. | Σ.1 | Σ.2 |
|-------------------|-------|--------|--------|
| Τατμ (°C) | 2.00 | 1.76 | 2.03 |
| Τυπερθ (°C) | 7.00 | 14.94 | 14.96 |
| Τσυμπ (°C) | 40.00 | 34.79 | 34.80 |
| Τυποψ (°C) | 35.00 | 30.91 | 30.90 |
| R1234ze(E) (kg/s) | - | 0.0300 | 0.0288 |
| Νερό ατμ (kg/s) | - | 0.2000 | 0.2000 |
| Νερό συμπ (kg/s) | - | 0.2500 | 0.2390 |
| Τεισ ατμ (°C) | | 15.00 | 15.00 |
| Τεισ συμπ (°C) | | 30.00 | 30.00 |
| Qατμ (W) | - | 4654.1 | 4467.6 |
| Qσυμπ (W) | - | 5519.3 | 5283.1 |

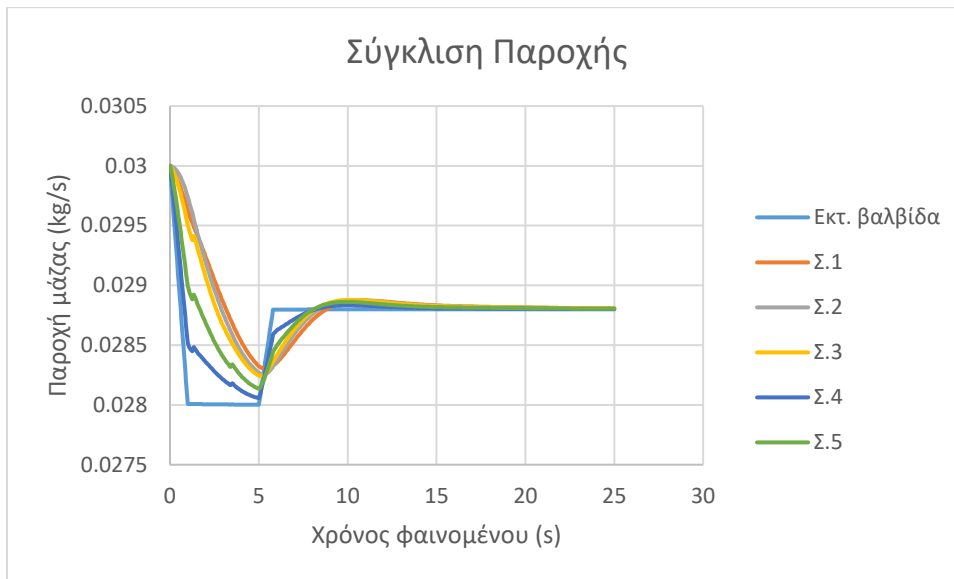
Από τα παραπάνω φαίνεται ότι ταυτόχρονη μείωση στην παροχή του εργαζόμενου μέσου και του νερού του συμπυκνωτή οδηγεί σε κύκλο με αυξημένη τη θερμοκρασία ατμοποίησης και μειωμένη ισχύ, ενώ ο υπόλοιπος κύκλος παραμένει περίπου ο ίδιος.

5.3 Επίδραση της εκτονωτικής βαλβίδας και του συμπιεστή στην απόκριση

Δοκιμάστηκαν με σταθερές στροφές συμπιεστή δύο σενάρια εκτονωτικής βαλβίδας και πώς αυτά επιδρούν στην απόκριση του συστήματος. Παρακάτω φαίνονται τα προφίλ παροχής μάζας διαφόρων σημείων του κύκλου του εργαζόμενου μέσου στο χρόνο.



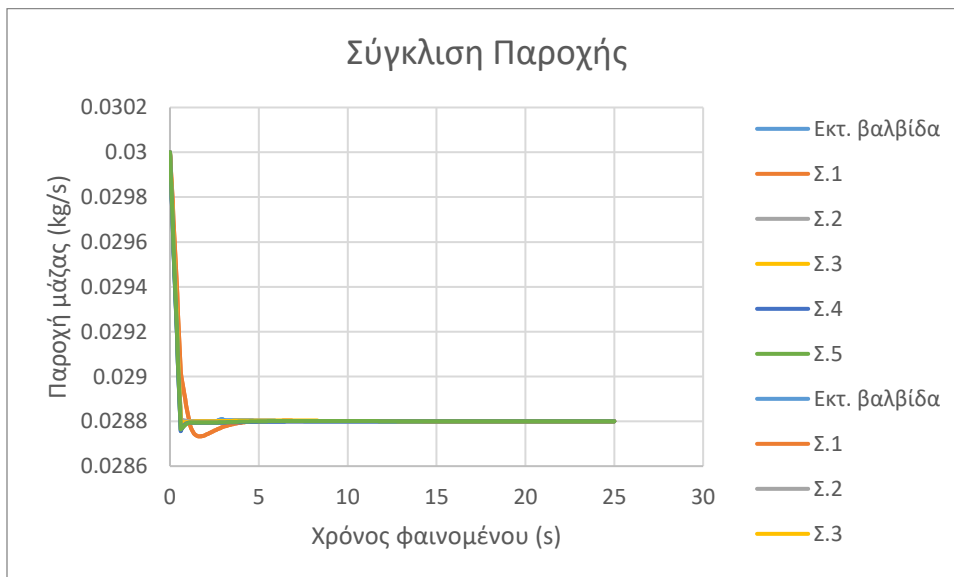
Σχήμα 21: Σύγκλιση της παροχής μάζας για το 1^ο προφίλ εκτονωτικής βαλβίδας



Σχήμα 22: Σύγκλιση της παροχής μάζας για το 2^ο προφίλ εκτονωτικής βαλβίδας

Στο 2^ο σενάριο φαίνεται ότι το προφίλ της εκτονωτικής βαλβίδας δίνει πολύ γρηγορότερη απόκριση σε σχέση με το 1^ο. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η μορφή αυτή της εκτονωτικής βαλβίδας ωθεί πιο γρήγορα σε αλλαγή της παροχής στους όγκους κοντά στο συμπιεστή (του οποίου οι στροφές παραμένουν σταθερές) και έτσι πετυχαίνεται πιο γρήγορη σύγκλιση.

Δοκιμάστηκε να μεταβληθούν οι στροφές του συμπιεστή παράλληλα με την εκτονωτική ώστε να περνά η ίδια παροχή μάζας. Η σύγκλιση της παροχής φαίνεται παρακάτω



Σχήμα 23: Σύγκλιση της παροχής μάζας με μεταβολή εκτονωτικής βαλβίδας και συμπιεστή

Από το σχήμα φαίνεται πολύ γρηγορότερη σύγκλιση με τη μεταβολή των στροφών του συμπιεστή, ο οποίος αποτελεί δεύτερη κινητήρια δύναμη πέραν της εκτονωτικής βαλβίδας.

Κάθε συνδυασμός στροφών και μεταβλητής της εκτονωτικής βαλβίδας δίνει και άλλον κύκλο για το εργαζόμενο μέσο. Άρα μπορούν να δημιουργηθούν χάρτες μόνιμης κατάστασης στους οποίους να συσχετίζονται η παραγωγή θερμότητας με τις παραπάνω τιμές. Το σύστημα απόκρισης για κάποια ζήτηση χρειάζεται να ανατρέχει σε αυτούς και να μεταβάλλει τον συμπιεστή και την εκτονωτική βαλβίδα καταλλήλως.

Η ζήτηση μπορεί να μετρηθεί από την παροχή μάζας, τη θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του δευτερεύοντος νερού και την επιβολή κάποιου σημείου ρύθμισης (setpoint).

Οι τιμές του εργαζόμενου μέσου μπορούν να μετρηθούν είναι η παροχή μάζας, η πίεση και η θερμοκρασία στην είσοδο και έξοδο κάθε εναλλάκτη.

6. Συμπεράσματα

Για τη σωστή μοντελοποίηση και σχεδιασμό συστήματος ελέγχου στην αντλία θερμότητας χρειάζεται ένα εργαλείο δυναμικής προσωμοίωσης και όχι μόνιμης κατάστασης. Θα πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη μέριμνα στην ακρίβεια που θα χρησιμοποιηθεί στις παραμέτρους του προγράμματος έτσι ώστε να επιτευχθούν καλή ακρίβεια σε όσο το δυνατόν λιγότερο χρόνο στα αποτελέσματα. Σημαντική είναι επιπλέον η εύστοχη αρχικοποίηση ώστε να ξεκινήσει γρήγορα η μελέτη των επιθυμητών σεναρίων.

Προτάσεις – Επόμενα βήματα:

- I. Όπως προαναφέρθηκε στην Ενότητα 3, το υπολογιστικό κόστος της παρούσας προσέγγισης είναι μεγάλο και θα μπορούσε να αποφευχθεί με μια διαφορετική δομή του κώδικα.
- II. Δημιουργία υπορουτίνας έναρξης στην περίπτωση που η αντλία θερμότητας μόλις ξεκινά τη λειτουργία της. Απαιτεί την υπόθεση κάποιας υπερθέρμανσης που θα προκύπτει από αντίσταση στην έξοδο του ατμοποιητή.
- III. Δημιουργία υπορουτίνας μόνιμης κατάστασης που θα υπολογίζει με τον ίδιο τρόπο τη μετάδοση θερμότητας για να αποφευχθεί το κόστος χρόνου της αρχικοποίησης ή μια ενδεχόμενη αστάθεια.
- IV. Σύνδεση του ισεντροπικού και ογκομετρικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή με χάρτες κατασκευαστή.
- V. Διαμόρφωση συστήματος απόκρισης με PID εργαλεία που θα συνδυάζει χάρτες μόνιμης κατάστασης, κατανομές συγκλίσεων και μετρήσεις πραγματικού χρόνου για να προκύψει η οικονομικότερη και καλύτερη απόκριση.

7. Κατάλογος Πινάκων

| | |
|---|----|
| Πίνακας 1: Δεδομένα κύκλου για διάφορα χρονικά βήματα | 30 |
| Πίνακας 2: Δεδομένα κύκλου για διαφορετικό αριθμό πεπερασμένων όγκων..... | 31 |
| Πίνακας 3: Δεδομένα κύκλου για διαφορετικά κριτήρια σύγκλισης..... | 32 |
| Πίνακας 4: Δεδομένα σύγκλισης Newton-Raphson | 34 |
| Πίνακας 5: Αρχικοποίηση - Αρχικά δεδομένα | 35 |
| Πίνακας 6: Τιμές στα διάφορα σημεία για το 1ο σενάριο ψύξης..... | 36 |
| Πίνακας 7: Τιμές στα διάφορα σημεία για το 2ο σενάριο ψύξης..... | 40 |
| Πίνακας 8: Τιμές στα διάφορα σημεία για το σενάριο θέρμανσης..... | 42 |

8. Κατάλογος Σχημάτων

| | |
|--|----|
| Σχήμα 1: Ποσοστό ΑΠΕ στην τελική κατανάλωση ενέργειας, πηγή ΕΕΑ (European Environment Agency)..... | 11 |
| Σχήμα 2: Πωλήσεις σε εκατομμύρια Αντλιών Θερμότητας, πηγή ΕΗΡΑ (European Heat Pump Association)..... | 11 |
| Σχήμα 3: Βασικός Κύκλος και Εξαρτήματα Αντλίας Θερμότητας..... | 12 |
| Σχήμα 4: Τυπικός Κύκλος Συμπίεσης Ατμών (VCC) | 13 |
| Σχήμα 5: Διάγραμμα ανάλυσης πεπερασμένων όγκων | 18 |
| Σχήμα 6: Διάγραμμα ανάλυσης μεταβλητού ορίου στον ατμοποιητή | 21 |
| Σχήμα 7: Διάγραμμα ροής του αρχικού κώδικα στην περίπτωση σταθερής μετάδοσης θερμότητας..... | 24 |
| Σχήμα 8: Διάγραμμα ροής του τελικού κώδικα | 27 |
| Σχήμα 9: Ανάλυση χρονικού βήματος | 30 |
| Σχήμα 10: Ανάλυση αριθμού πεπερασμένων όγκων..... | 31 |
| Σχήμα 11: Μελέτη σύγκλισης Newton-Raphson | 33 |
| Σχήμα 12: Διάγραμμα T-S για το 1ο σενάριο ψύξης | 36 |
| Σχήμα 13: Πίεση σε συνάρτηση με το χρόνο στον συμπυκνωτή | 37 |
| Σχήμα 14: Παροχή μάζας σε συνάρτηση με το χρόνο στον συμπυκνωτή | 37 |
| Σχήμα 15: Ενθαλπία σε συνάρτηση με το χρόνο μετά την είσοδο του συμπυκνωτή..... | 38 |
| Σχήμα 16: Ενθαλπία σε συνάρτηση με το χρόνο σε ενδιάμεσο σημείο του συμπυκνωτή | 38 |
| Σχήμα 17: Ενθαλπία σε συνάρτηση με το χρόνο πριν την έξοδο του συμπυκνωτή | 39 |
| Σχήμα 18: Διάγραμμα T-S για το 2ο σενάριο ψύξης | 40 |
| Σχήμα 19: Παροχή μάζας σε συνάρτηση με το χρόνο στον συμπυκνωτή | 41 |
| Σχήμα 20: Διάγραμμα T-S για το σενάριο θέρμανσης | 42 |
| Σχήμα 21: Σύγκλιση της παροχής μάζας για το 1 ^ο προφίλ εκτονωτικής βαλβίδας | 43 |
| Σχήμα 22: Σύγκλιση της παροχής μάζας για το 2 ^ο προφίλ εκτονωτικής βαλβίδας | 44 |
| Σχήμα 23: Σύγκλιση της παροχής μάζας με μεταβολή εκτονωτικής βαλβίδας και συμπιεστή .. | 44 |

9. Κατάλογος Αναφορών

- [1] European Commission, «https://energy.ec.europa.eu/topics/energy-efficiency/energy-efficiency-targets-directive-and-rules/energy-efficiency-targets_en».
- [2] European Commission, «https://energy.ec.europa.eu/topics/energy-efficiency/heating-and-cooling_en».
- [3] Κ. Σ. κ. Κακαράς Ε., «Σύγκριση κόστους θέρμανσης από διάφορες τεχνολογίες».
- [4] P. G. L. A. P. L. M. Haberschill, «Dynamic Model of a vapour-compression refrigeration machine using R-407C. Int. J. HVAC&R Res. 9 (4).,» 2003.
- [5] J. G. E. MacArthur, «Prediction of cyclic heat pump performance with a fully distributed model and a comparison with experimental data. ASHRAE Trans. 93 (Part 2), 1159e1178.,» 1987.
- [6] M. L., «Mode`le de simulation et e`tude expe`rimentale d'un e`vaporateur de machine frigorifique en re`gime transitoire. PhD thesis. CETHIL, INSA de Lyon, France,» 1996.
- [7] G. I., «Etude expe`rimentale et mode`lisation d'une pompe a` chaleur fonctionnant au CO2. PhD thesis. CETHIL, INSA de Lyon, France,» 2005.
- [8] P. G. I. L. A. Haberschill, «Comportement dynamique d'une pompe a` chaleur au CO2 en cycles critiques et transcritique. Int. J. Refrigeration 30, 732e743,» 2007.
- [9] B. J. G. E. Bendapudi S., «Dynamic model of a centrifugal chiller system - model development, numerical study and validation, ASHRAE Trans. 111 (Part 1),132e148,» 2005.
- [10] S. B. J. G. E. Bendapudi, «A comparison of moving-boundary and finite-volume formulations for transients in centrifugal chillers. Int. J. Refrigeration 31, 1437e1452,» 2008.
- [11] G. L. B. B. L. a. B. B. T. Wedekind, «A System Mean Void Fraction Model for Predicting Various Transient Phenomena Associated With Two-Phase Evaporating and Condensing Flows,» *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 4, pp. 97-114, 1978.
- [12] M. S. W. Dhar, «Transient Analysis of a Vapor Compression Refrigeration System,» σε *Proceedings of the 15th International Congress of Refrigeration, Venice, vol. 2, pp. 1031-1067, 1979.*

- [13] M. P. N. P.-S. L. Willatzen, «A General Dynamic Simulation Model for Evaporators and Condensers in Refrigeration. Part I: Moving-Boundary Formulation of Two-Phase Flows With Heat Exchange,» *Int J Refrigeration*, Vol. 21, No. 5, pp.398-403, 1998.
- [14] A. A. Li B., «A Full Dynamic Model of a HVAC Vapor Compression Cycle Interacting with a Dynamic Environment,» σε *2009 American Control Conference*, 2009.
- [15] M. C. Keir, DYNAMIC MODELING, CONTROL, AND FAULT DETECTION IN VAPOR COMPRESSION SYSTEMS, 2004.
- [16] A. V. R. R. Xuan S., «Generic Dynamic Model for Heat Exchangers,» σε *International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 819*, 2006.
- [17] R. R. H. P. P. J.-L. Chamoun M., «Experimental and numerical investigations of a new high temperature heat pump for industrial heat recovery using water as refrigerant,» *INTERNATIONAL JOURNAL OF REFRIGERATION* 44, pp. 177-188, 2014.
- [18] I. F. C. Tao X., «Heat transfer and frictional pressure drop during condensation in plate heat exchangers: Assessment of correlations and a new method,» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 135, pp. 996-1012, 2019.
- [19] D. V., *Theoretical investigation of the evaporation heat transfer coefficient of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger*, 1999.
- [20] M. Cooper, «Flow boiling—the ‘apparently nucleate’ regime,» 1989.
- [21] J. Zhang, «Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R134a, R1234ze(E), R245fa and R1233zd(E) in a plate heat exchanger,» 2019.
- [22] B. Thonon, *Recent Research and Developments in plate heat exchangers*, 1995.
- [23] K. Giannakoglou, Σημειώσεις Αριθμητικής Ανάλυσης.

10. Παράρτημα

A. 1: Αναλυτικά οι εξισώσεις στους πεπερασμένους όγκους:

Εξίσωση μάζας:

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} &= \frac{\Delta M}{Dt} \Rightarrow \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \frac{V_{r,i}}{Dt} * (\rho_{r,i}^t - \rho_{r,i}^{t-1}) \Rightarrow \\ &\Rightarrow \frac{V_{r,i}}{Dt} * (\rho_{r,i}^t - \rho_{r,i}^{t-1}) + \dot{m}_{r,i} - \dot{m}_{r,i-1} = 0 \end{aligned}$$

Εξίσωση ενέργειας:

$$\begin{aligned} \sum \dot{Q}_{in} - \sum \dot{Q}_{out} &= \frac{\Delta U}{Dt} \Rightarrow \dot{m}_{in}h_{in} - \dot{m}_{out}h_{out} + \dot{Q}_{in,wall} = \frac{\Delta U}{Dt} \Rightarrow \\ \Rightarrow \dot{m}_{r,i-1}h_{r,i-1} - \dot{m}_{r,i}h_{r,i} + \dot{Q}_{r-t,i} &= \frac{\Delta U_{r,i}}{Dt} = \frac{\Delta(Mu)_{r,i}}{Dt} = \frac{\Delta(V\rho u)_{r,i}}{Dt} \Rightarrow \\ \frac{V_{r,i}}{Dt} * (\rho_{r,i}^t u_{r,i}^t - \rho_{r,i}^{t-1} u_{r,i}^{t-1}) &+ \dot{m}_{r,i}h_{r,i} - \dot{m}_{r,i-1}h_{r,i-1} - \dot{Q}_{r-t,i} = 0 \end{aligned}$$

A. 2: Σχέσεις συντελεστή συναγωγής:

Στη μονοφασική περιοχή (σχέση Thonon):

$$at_{r,i} = C1 * Pr_{r,i}^{(-1/3)} * Re_{r,i}^{(C2)} * kt_{r,i}/Dh$$

,με C1,C2 σταθερές που εξαρτώνται από τη γεωμετρία του εναλλάκτη, $Pr_{r,i}$ τον αριθμό Prandtl του ρευστού στον όγκο υπό εξέταση, $Re_{r,i}$ τον αριθμό Reynolds του ρευστού, $kt_{r,i}$ το συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας του ρευστού ως κορεσμένο υγρό, Dh την υδραυλική διάμετρο της διατομής του ρευστού. Ο αριθμός Reynolds υπολογίζεται ως εξής:

$$Re_{r,i} = \dot{m}_{r,i} * Dh / Ad_{r,i} / Visc_{r,i}$$

, με $Visc_{r,i}$ τη κινηματική συνεκτικότητα του ρευστού

Στη διφασική περιοχή στον ατμοποιητή (σχέση Cooper):

$$at_{r,i} = 35 * \left(\frac{P_{sat}}{P_{crit}}\right)^{(0,12)} * \left(\log\left(\frac{P_{sat}}{P_{crit}}\right)\right)^{(-0,55)} * (MW)^{(-0,5)} / (q_{r-t,i})^{(0,67)}$$

, με P_{sat} την πίεση ατμοποίησης του ρευστού, P_{crit} την πίεση κρίσιμου σημείου, MW το μοριακό βάρος και $q_{r-t,i}$ την θερμική ισχύ ανά εμβαδόν μετάδοσης θερμότητας:

$$q_{r-t,i} = \dot{Q}_{r-t,i} / A h_{r-t,i}$$

Στη διφασική περιοχή στον συμπυκνωτή (σχέση Zhang):

$$at_{r,i} = Nu_{r,i} * kt_{r,i} / Dh$$

, με $Nu_{r,i}$ τον αριθμό Nusselt:

$$Nu_{r,i} = C1 * Re_{eq,r,i}^{C2} * Pr_{liq,r}^{1/3} * Bd_{r,i}^{C3}$$

, με $C1, C2, C3$ σταθερές, $Re_{eq,r,i}$ τον ισοδύναμο αριθμό Reynolds για τη διφασική περιοχή, $Pr_{liq,r}$ τον αριθμό Prandtl για κατάσταση κορεσμένου υγρού, $Bd_{r,i}$ τον αριθμό Bond.

$$Re_{eq,r,i} = \dot{m}_{eq,r,i} * Dh / Ad_{r,i} / \text{Visc}_{r,i}$$

$$\dot{m}_{eq,r,i} = \dot{m}_{r,i} * ((1 - Q_{r,i}) + Q_{r,i} * \rho_{liq,r} / \rho_{gas,r})^{1/2}$$

, όπου $Q_{r,i}$ το ποσοστό μάζας αερίου στο διφασικό μείγμα

Ο αριθμός Bond υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$Bd_{r,i} = g * (\rho_{liq,r} - \rho_{gas,r}) * Dh^2 / ST_{liq,r}$$

, με g την επιτάχυνση της βαρύτητας και $ST_{liq,r}$ την τάση ατμών κορεσμένου υγρού.

A. 3: Μέθοδος Newton-Raphson

Σύμφωνα με το [23], ένα σύστημα της μορφής:

$$A(X) * X = 0 \Leftrightarrow F(X) = 0 \Leftrightarrow F(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0$$

μπορεί να επιλυθεί επαναληπτικά, με κάθε νέα επανάληψη να έχει τιμή [23]:

$$X^{new} = X^{old} - \frac{F(X^{old})}{\nabla F(X^{old})}$$