ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

Σχεδιασμός, ανάλυση και προσομοίωση λειτουργίας πρωτότυπου εμβολοφόρου κινητήρα Ericsson

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ
του

Παντελεήμονα Τζουγανάκη

Επιβλέπων: Βασίλειος Σπιτάς
Αναπληρωτής Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Οκτώβριος 2019

Ευχαριστίες

Πλησιάζοντας το τέλος των προπτυχιακών μου σπουδών αισθάνομαι την ανάγκη να ευχαριστήσω όλους τους καθηγητές που συνέβαλλαν στην εξέλιξη καθώς και τους συμφοιτητές -φίλους μου με τους οποίους συνεργαστηκα όλα αυτά τα χρόνια.

Ιδιαίτερα, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Βασίλειο Σπιτα, επιβλέποντα της διπλωματικής μου εργασίας. Από τα πρώτα χρόνια των σπουδών μου, με περιέβαλε με το ενδιαφέρον και την αγάπη του και βρισκόταν δίπλα τόσο σε εμένα όσο και στους συμφοιτητές μου σε ότι χρειαζόμασταν. Εύχομαι να συνεχίσει να αποτελεί πηγή και στους επόμενους φοιτητές. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω όλα τα μέλη του εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών για το φιλικό και το ευχάριστο κλίμα που υπήρχε.

Τέλος θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένεια μου για την στήριξή της σε όλη την διαρκείας των σπουδών μου.

Περίληψη

Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι η ανάπτυξη ενός υπολογιστικού μοντέλου για την προσομοίωση της λειτουργίας ενός κινητήρα Ericsson και η τροποποίησή του έτσι ώστε να μπορεί να επιτυγχάνει σε ένα μεγάλο βαθμό τον ιδανικό κύκλο Ericsson. Ο κινητήρας Ericsson αποτελεί μία μηχανή εξωτερικής καύσης η οποία κατασκευάστηκε με προοπτική να πετυχαίνει το μέγιστο θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης που είναι εφικτός μεταξύ δύο ακραίων θερμοκρασιών από το δεύτερο θερμοδυναμικό αξίωμα και ισούται με την απόδοση του ιδανικού κύκλου Carnot. Η λειτουργία του στηρίζεται στη χρήση ξεχωριστών κυλίνδρων για τη συμπίεση και την εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου σύμφωνα με τον ιδανικό κύκλο Ericsson και την χρήση ενός αναγεννητή που χρησιμοποιεί τη θερμότητα που περιέχεται στο ρευστό που αποβάλλεται από τον εκτονωτή για τη θέρμανση του ρευστού που εξέρχεται από τον συμπιεστή. Ωστόσο, οι διατάξεις που λειτουργούν σήμερα δεν καταφέρνουν να επιτύχουν αυτήν την απόδοση. Η πολυπλοκότητα του ελέγχου και της λειτουργίας των βαλβίδων του κινητήρα, ο τρόπος αλληλεπίδρασης των επιμέρους υποσυστημάτων του και η επίτευξη θερμοδυναμικών κύκλων μέσα στους κυλίνδρους που προσεγγίζουν περισσότερο τον κύκλο Joule, η απόδοση του οποίο είναι συγκριτικά κατώτερη από εκείνη του Ericsson, δεν έχουν επιτρέψει την κατασκευή ενός λειτουργικού κινητήρα Ericsson που να πληροί τις προδιαγραφές απόδοσης που παρουσιάστηκαν παραπάνω. Για τον λόγο αυτό, στην παρούσα εργασία αναπτύσσεται ένα υπολογιστικό μοντέλο που προσομοιώνει αναλυτικά τη λειτουργία αρχικά των υποσυστημάτων του κινητήρα και στη συνέχεια επιτυγχάνει τη συνδυασμένη δράση τους. Με βάση αυτό, εξετάζεται η απόδοση των υπαρχόντων διατάξεων και προτείνεται ένας νέος τρόπος ψύξης/θέρμανσης των κυλίνδρων του για την επίτευξη κύκλων Ericsson. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι για να συμβεί αυτό, απαιτούνται κύλινδροι με αρκετά μικρό λόγο διαμέτρου εμβόλου/ διαδρομής εμβόλου, χαμηλές στροφές και πολύ μικρό πάχος τοιχώματος.

Abstract

The purpose of this work is to develop a computational model to simulate the operation of an Ericsson engine and modify it so that it can largely achieve the ideal Ericsson cycle. The Ericsson engine is an external combustion engine designed to achieve the highest thermodynamic efficiency possible between two extreme temperatures by the second thermodynamic law and equals the performance of the ideal Carnot cycle. Its function is based on the use of separate cylinders for compressing and expanding the working medium according to the ideal Ericsson cycle and the use of a regenerator that uses the heat contained in the fluid discharged by the expander to heat the fluid coming out of the compressor. However, the configurations in place today do not achieve this performance. The complexity of the control and operation of the valves of the engine, the way its individual subsystems interact and the achievement of thermodynamic cycles within the cylinders that is close to the Joule cycle, whose performance is comparatively lower than the Ericsson's one, have not allowed the manufacture of an operating Ericsson engine that meets the performance requirements set out above. For this reason, a computational model is developed in the present work which simulates the operation of the engine subsystems first and then achieves their combined effect. On this basis, the performance of existing configurations is examined and a new way of cooling / heating its cylinders is proposed to achieve Ericsson cycles. The results show that cylinders with a fairly low piston diameter / piston stroke ratio, low engine revolutions and very low cylinder wall thickness are required.

Περιεχόμενα

1. Εισαγωγή

Οι ενεργειακές απαιτήσεις των σύγχρονων βιομηχανικών και κοινωνικών δομών αυξάνονται ολοένα και περισσότερο με την πάροδο των χρόνων. Η κάλυψη αυτών τον απαιτήσεων τόσο σε μικρή, όσο και σε ευρύτερη κλίμακα σχετίζεται άμεσα με έναν αριθμό περιβαλλοντικών επιπτώσεων που εγείρουν προβληματισμούς στη διεθνή επιστημονική και πολιτική κοινότητα. Για το λόγο αυτό, η έρευνα σήμερα επικεντρώνεται στην αναζήτηση εναλλακτικών λύσεων παραγωγής ισχύος, στη βελτίωση των ήδη υπαρχόντων διατάξεων παραγωγής ισχύος (π.χ. κινητήρων) και την αποδοτική εκμετάλλευση της απορριπτόμενης θερμότητας από σταθμούς παραγωγής ισχύος και από διαδικασίες καύσης.

Οι Μηχανές Εσωτερικής Καύσης (ΜΕΚ) κυριάρχησαν για πολλά χρόνια στον τομέα της παραγωγής ισχύος κυρίως λόγω της μεγάλης πυκνότητας ισχύος που μπορούσαν να επιτύχουν, την σχετικά απλή κατασκευή τους και την εμπειρία γύρω από τη λειτουργία τους που είχε αποκτηθεί έπειτα από πολλά χρόνια έρευνας και εξέλιξης. Ωστόσο, η ανάγκη για καθαρότερους κινητήρες, από άποψη συνεπαγόμενων περιβαλλοντικών ρύπων, με καλύτερη απόδοση, έχει δημιουργήσει ένα αυστηρό πλαίσιο απαιτήσεων σχεδιασμού και κατασκευής. Συνήθως, οι απαιτήσεις αυτές οδηγούν στην εισαγωγή επιπλέον συστημάτων ελέγχου ή στην αναθεώρηση των ήδη υπαρχόντων και στην αύξηση του κόστους παραγωγής και συντήρησης. Επιπλέον, πρόσφατες έρευνες αποκαλύπτουν πως ακόμα και με τα σύγχρονα τεχνολογικά επιτεύγματα, ένας ικανός αριθμός αυτοκινήτων διαφόρων τύπων που χρησιμοποιούν κινητήρες Diesel ξεπερνούν τα όρια εκπομπών που θέτουν οι κανονισμοί [1].

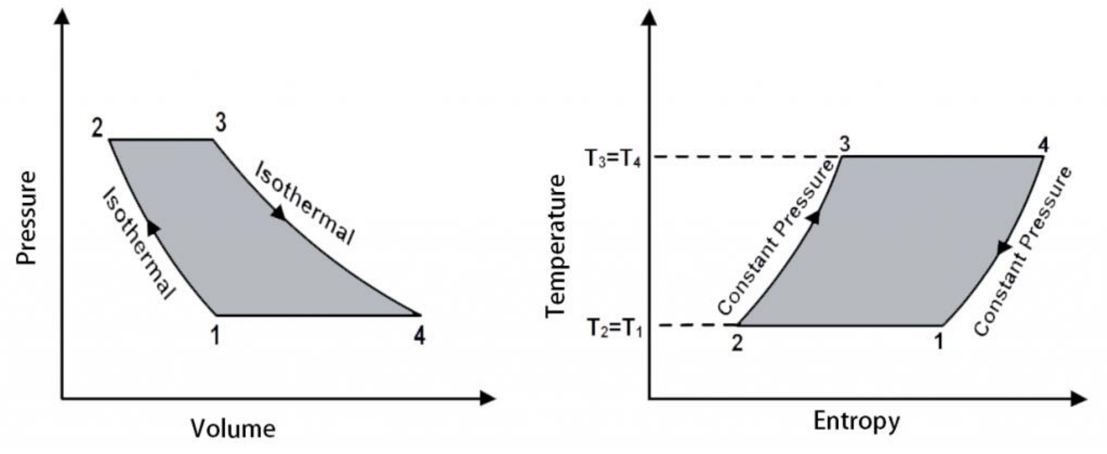
Με γνώμονα την μείωση των περιβαλλοντικών επιπτώσεων, έχουν γίνει αρκετές προσπάθειες για την υλοποίηση νέων προτάσεων ως προς τους τρόπους παραγωγής ισχύος. Προς αυτή την κατεύθυνση, έχουν προταθεί για οικιακή χρήση μικρής κλίμακας μονάδες micro-CHP (*micro combined heat and power*) [2, 3], για παραγωγή ισχύος της τάξης των 10 kW. Μάλιστα, ένας αριθμός εμπορικών μονάδων CHP υπάρχουν ήδη στην αγορά και έχει πραγματοποιηθεί πειραματική μελέτη που συγκρίνει την απόδοσή τους ανάλογα με το αν χρησιμοποιούν κινητήρα τύπου Stirling με καύσιμο φυσικό αέριο ή κάποιον τυπικό κινητήρα εσωτερικής καύσης για μικρής κλίμακας οικιακή χρήση [3].

Οι κινητήρες Stirling ανήκουν στη γενικότερη κατηγορία των κινητήρων εξωτερικής καύσης, που προσφέρουν ελαστικότητα ως προς την επιλογή της πηγής θερμότητας. Η πηγή θερμότητας μπορεί να προέρχεται από κάποια διαδικασία καύσης μέχρι την αξιοποίηση κάποιας ανανεώσιμης πηγής ενέργειας, όπως η ηλιακή. Οι κινητήρες εξωτερικής καύσης διακρίνονται από τις υπόλοιπες θερμικές μηχανές από τα ακόλουθα χαρακτηριστικά: ξεχωριστές παλινδρομικές διατάξεις για τη συμπίεση και την εκτόνωση, εξωτερική πηγή θερμότητας, ύπαρξη αναγεννητή ή ανακτητή θερμότητας, μονοφασικό αέριο εργαζόμενο μέσο. Οι κινητήρες αυτοί ονομάζονται συνήθως κινητήρες ζεστού αέρα (*hot air* engines) και χωρίζονται σε δύο επιμέρους υποομάδες: τους κινητήρες τύπου Stirling, που αναφέρθηκαν παραπάνω και δεν περιλαμβάνουν βαλβίδες και τους κινητήρες τύπου Ericsson που έχουν ενσωματωμένες βαλβίδες για την απομόνωση των κυλίνδρων.

Ο κύκλος του Ericsson αποτελείται από τέσσερις διεργασίες που παρουσιάζονται παρακάτω (Σχήμα 1.1):

1. Ισοθερμοκρασιακή συμπίεση (1-2). Ο χώρος που λαμβάνει χώρα η συμπίεση θεωρείται ότι ψύχεται με τη βοήθεια κάποιας ψυκτικής εγκατάστασης και έτσι το εργαζόμενο μέσο μπορεί να συμπιέζεται διατηρώντας σταθερή τη θερμοκρασία του. Ο συμπιεσμένος αέρας ρέει σε κάποια δεξαμενή που το διατηρεί σε σταθερή πίεση, χωρίς να μεταφέρεται θερμότητα από το μέσο στα τοιχώματα της.
2. Ισόθλιπτη θέρμανση (2-3). Από τον χώρο αποθήκευσης ο αέρας ρέει μέσα σε έναν εναλλάκτη θερμότητας και θερμένεται από κάποια εξωτερική πηγή θερμότητας.

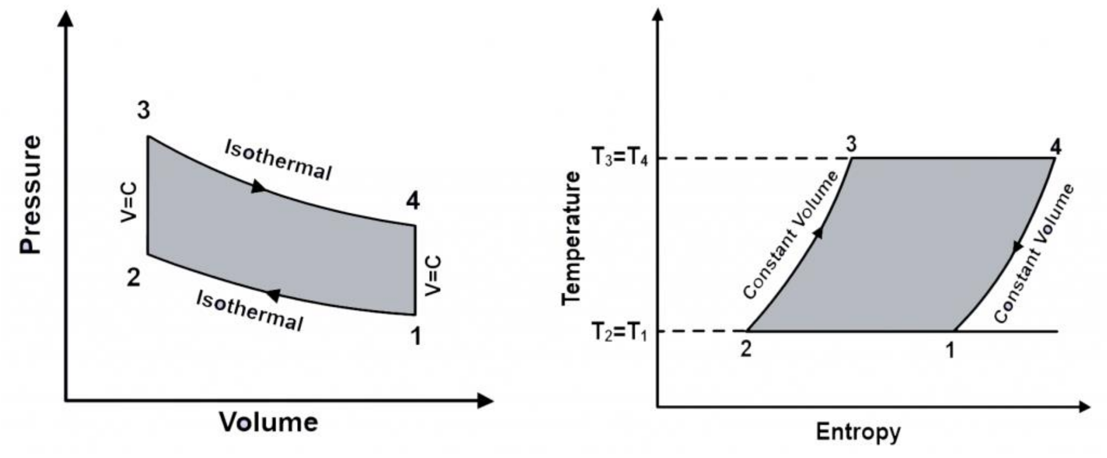
3. Ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση (3-4). Ο κύλινδρος που λαμβάνει χώρα η εκτόνωση θερμαίνεται εξωτερικά.
4. Ισόθλιπτη ψύξη (4-1). Πριν ο αέρας απελευθερωθεί στο περιβάλλον, περνά ξανά μέσα από τον εναλλάκτη και ψύχεται θερμαίνοντας το επόμενο ρεύμα αέρα που πρόκειται να εισέλθει στον εκτονωτή.



Σχήμα 1.1 Ιδανικός κύκλος Ericsson

Αντίστοιχα ο κινητήρας Stirling αποτελείται από τις εξής διεργασίες (Σχήμα 1.2):

1. Ισοθερμοκρασιακή συμπίεση (1-2).
2. Ισόογκη θέρμανση (2-3).
3. Ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση (3-4).
4. Ισόογκη ψύξη (4-1).



Σχήμα 1.2 Ιδανικός κύκλος Stirling

Οι κύκλοι Stirling και Ericsson εκ κατασκευής προσπαθούν να επιτύχουν το μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης που μπορεί να επιτευχθεί κάθε φορά με βάση τους περιορισμούς που θέτει το δεύτερο θερμοδυναμικό αξίωμα, αξιοποιώντας τη θερμότητα που αποβάλλεται κατά την ψύξη του εργαζόμενου μέσου για τη θέρμανση σε ένα διαφορετικό σημείο του κύκλο, με τη χρήση ενός ανακομιστή θερμότητας. Έτσι, στην ιδανική τους κατάσταση, οι κύκλοι αυτοί εξασφαλίζουν τον βαθμό απόδοσης που θα επιτυγχανόταν και από έναν αντίστοιχο κύκλο Carnot. Αυτός ο βαθμός απόδοσης είναι:

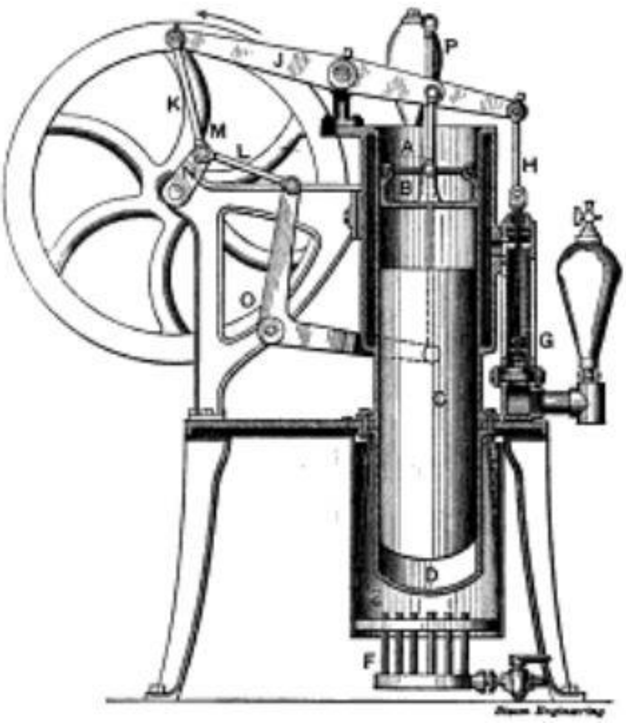
$$\eta_{Ericsson} = \eta_{Stirling} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \qquad (1.1)$$

όπου T_c και T_h είναι οι θερμοκρασίες του ψυχρού και του θερμού θερμοδοχείου αντίστοιχα μεταξύ των οποίων δουλεύουν οι παραπάνω κύκλοι.

Αντίθετα με τους παραπάνω κύκλους, οι ιδανικοί κύκλοι Otto και Diesel που χρησιμοποιούνται ευρύτατα σήμερα σε ΜΕΚ από την αυτοκινητοβιομηχανία και αλλού, δεν είναι ολοκληρωτικά αναστρέψιμοι καθώς συμπεριλαμβάνουν μεταφορά θερμότητας μέσω μιας πεπερασμένης θερμοκρασιακής διαφοράς κατά την μη αναστρέψιμη μεταβολή της ισόογκης/ ισοβαρούς θέρμανσης και της ισόογκης αποβολής θερμότητας. Αυτή η μη αναστρεψιμότητα καθιστά την απόδοση των κύκλων αυτών κατώτερη από εκείνη ενός αντίστοιχου κύκλου Carnot που δουλεύει μεταξύ των ίδιων θερμοκρασιών.

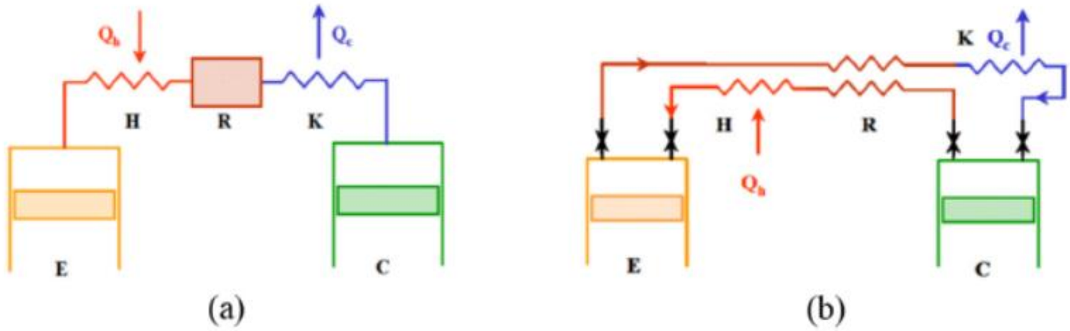
Ένας ακόμα κύκλος που χρησιμοποιείται στους κινητήρες σήμερα και είναι ιδιαίτερα κοινός στις εγκαταστάσεις αεριοστρόβιλων και στους κινητήρες αεροπλάνων είναι ο κύκλος Brayton ή όπως αλλιώς ονομάζεται κύκλος Joule. Σε αντίθεση με τον κύκλο Ericsson, ο κύκλος Joule δεν εκτελεί ισοθερμοκρασιακές διεργασίες, κυρίως επειδή αυτές για να επιτευχθούν πρέπει να γίνουν αρκετά αργά. Έτσι, αντίθετα με τον κύκλο Ericsson, αποτελείται από δύο αδιαβατικές μεταβολές και δύο ισοβαρείς. Το άμεσο αποτέλεσμα αυτής της διαφοράς είναι ότι ο κύκλος Joule επιτυγχάνει χαμηλότερη απόδοση από τον αντίστοιχο κύκλο Ericsson.

Η θεωρητική ικανότητα των κύκλων ζεστού αέρα, Ericsson και Stirling, να πετυχαίνουν την υψηλότερη επιτεύξιμη απόδοση κινητήρα που εργάζεται μεταξύ δύο καθορισμένων ακραίων θερμοκρασιών έχει οδηγήσει στην ανάπτυξη πολλών πρωτότυπων κινητήρων που προσπαθούν να επιτύχουν τις διεργασίες που απαιτούν οι κύκλοι. Σύμφωνα με τις ιστορικές αναφορές, η πρώτη προσπάθεια κατασκευής κινητήρα ζεστού αέρα έγινε από τον Robert Stirling το 1816, ενώ το 1827 η διάταξή του επανεξετάσθηκε και βελτιώθηκε από τον James Stirling. Οι κινητήρες αυτοί όμως έγιναν ευρέως γνωστοί από τον John Ericsson. Τόσο πεπεισμένος ήταν ο Ericsson για την εφαρμοσιμότητα του κινητήρα ζεστού αέρα που εφοδίασε το 1853 ένα υπερωκεάνιο πλοίο 2,200 τόνων με ένα μοντέλο δικιάς στου σχεδίασης. Ο κινητήρας αυτός ήταν πολύ μεγάλων διαστάσεων, έχοντας διάμετρο μήκους 14 ποδιών και διαδρομή εμβόλου μήκους 6 ποδιών, και αναμενόταν να αποδώσει ισχύ ύψους 600 ίππων. Ωστόσο, μία πρακτική δοκιμή του απέδειξε ότι η πραγματική ισχύς που απόδιδε ήταν περίπου η μισή από την αναμενόμενη. Έτσι, ο κινητήρας ζεστού αέρα θεωρήθηκε ως αποτυχία και αντικαταστάθηκε τον επόμενο χρόνο από έναν τυπικό κινητήρα ατμού. Για εφαρμογές χαμηλών επιπέδων ισχύος, όμως, ο κινητήρας Ericsson έχει αποδειχθεί οικονομικός και αποδοτικός, και η χρήση του ήταν, κυρίως, παλαιότερα, ιδιαίτερα κοινή σε διάφορες εφαρμογές, όπως η άντληση νερού σε χαμηλές παροχές κλπ. Η απουσία ανάφλεξης και εκρήξεων, καθώς και η γενικότερη απλότητα της κατασκευής του τον καθιστούν πολύτιμο για τέτοιες εφαρμογές. Στο Σχήμα 1.3 φαίνεται ο κινητήρας Ericsson, έτσι όπως χρησιμοποιούταν τον προηγούμενο αιώνα σε συστήματα άντλησης νερού.



Σχήμα 1.3 Η μηχανή ζεστού αέρα του Ericsson για αντλητικά συστήματα

Στα επόμενα χρόνια οι δύο κατηγορίες κινητήρων θερμού αέρα ή εξωτερικής καύσης (Σχήμα 1.4) εξελίχθηκαν ξεχωριστά και έχουν να επιδείξουν αξιοπρόσεκτα αποτελέσματα. Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, μια βασική μορφολογική διαφορά των δύο κινητήρων είναι η παρουσία κυλίνδρων στον κινητήρα Ericsson. Οι βαλβίδες δίνουν κάποια πλεονεκτήματα στον κινητήρα Ericsson. Ανάμεσα σε αυτά, το πιο σημαντικό είναι ότι οι εναλλάκτες θερμότητας που χρησιμοποιούνται δεν χρειάζεται να θεωρηθούν σαν αμετάβλητοι νεκροί όγκοι, όπως γίνεται στους κινητήρες Stirling, οπότε και εγείρει το δύσκολο πρόβλημα του συμβιβασμού μεταξύ της μεγιστοποίησης της επιφάνειας συναλλαγής και της ελαχιστοποίησης του συνολικού όγκου [4]. Σημαντικά πλεονεκτήματα είναι ακόμα η αντικατάσταση του αναγεννητή που απαιτείται σε έναν κινητήρα Stirling από έναν απλό εναλλάκτη αντιρροής και την δυνατότητα εφαρμογής ενός απλοποιημένου κινηματικού μηχανισμού. Το κύριο μειονέκτημα του κινητήρα Ericsson σε σύγκριση με τον Stirling σχετίζεται με την παρουσία των βαλβίδων που αυξάνουν την πολυπλοκότητα του κινητήρα και μπορεί να υποβαθμίσουν την αξιοπιστία του.



Σχήμα 1.4 Αρχή λειτουργίας κινητήρα Stirling (a) και κινητήρα Ericsson (b) [4]

Οι κινητήρες Ericsson που υπάρχουν σήμερα και εφαρμόζονται στις διάφορες εφαρμογές δεν περιγράφονται από τον κλασικό κύκλο Ericsson, έτσι όπως αυτός παρουσιάζεται παραπάνω [4]. Στην πραγματικότητα, η απουσία ικανής επιφάνειας συναλλαγής μεταφοράς θερμότητας στην περιφέρεια των κυλίνδρων οδηγεί σε εφαρμογή των κλασικών μεθόδων ψύξης με ψυκτικά μέσα σταθερής αρχικής θερμοκρασίας που ρέουν σε σωλήνες εξωτερικά των κυλίνδρων. Έτσι, ο κινητήρας Ericsson περιγράφεται ακριβέστερα από έναν κύκλο τύπου Joule, με δύο αδιαβατικές και δύο ισοβαρείς μεταβολές. Έτσι, όμως, ο κινητήρας Ericsson χάνει το συγκριτικό πλεονέκτημά του, που αφορά την επίτευξη του βαθμού απόδοσης του αντίστοιχου κύκλου Carnot.

Από τη θερμοδυναμική σκοπιά των φαινομένων, ο ζητούμενος βαθμός απόδοσης και η ισχύς που παράγεται εξαρτάται σημαντικά από την μέγιστη θερμοκρασία του αερίου στον εναλλάκτη και τη θερμότητα που μεταφέρεται στη ροή του αέρα. Τα φαινόμενα που αναπτύσσονται είναι σύνθετα λόγω της μη μόνιμης ροής του αερίου στον εναλλάκτη και των αλληλεπιδράσεων μεταξύ των διαφόρων υποσυστημάτων του κινητήρα. Ο συμπιεσμένος αέρας ρέει από τον συμπιεστή στον εναλλάκτη, όπου και θερμαίνεται. Για μια δεδομένη θερμοκρασία εισόδου, το ποσό της θερμότητας που προστίθεται στη ροή του αέρα εξαρτάται, μεταξύ άλλων, από τη θερμοκρασία του συμπιεσμένου αέρα, τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του εναλλάκτη και την παροχή μάζας σε αυτών, η οποία αποτελεί συνάρτηση των λόγων πίεσης μεταξύ των υποσυστημάτων. Η συνεπαγόμενη θερμοκρασία και πίεση στην έξοδο του εναλλάκτη επηρεάζει την απόδοση του εκτονωτή και το έργο που παράγεται σε αυτόν. Επομένως, με σκοπό να προβλέπεται η απόδοση του κινητήρα, πρέπει να προσομοιωθεί προσεκτικά ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας και πρέπει να συμπεριληφθούν οι αλληλεπιδράσεις μεταξύ των υποσυστημάτων. Η μοντελοποίηση των διεργασιών αυτών αποτελεί μία σύνθετη διαδικασία και ευθύνεται κατά ένα μεγάλο ποσοστό στην αδυναμία σχεδίασης ενός κινητήρα που να προσεγγίζει κατά την λειτουργία του τον κύκλο Ericsson.

Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι η κατάστρωση ενός υπολογιστικού μοντέλου, το οποίο προσομοιώνει με μεγάλη ακρίβεια τις διεργασίες που λαμβάνουν χώρα σε ένα Κινητήρα Εξωτερικής Καύσης. Στα πλαίσια αυτού θα μοντελοποιηθεί κάθε υποσύστημά του ξεχωριστά, ενώ θα δοθεί ιδιαίτερη έμφαση στην ένωσή τους κατά την κατασκευή του συνολικού μοντέλου του κινητήρα. Με βάση το μοντέλο αυτό, θα εξετασθεί το αν και κατά πόσο είναι δυνατόν να επιτευχθεί ο κύκλος Ericsson από έναν κινητήρα, να προσομοιωθεί και να αξιολογηθεί η λειτουργία των υπαρχόντων κινητήρων Ericsson και να προταθεί ένας νέος τρόπος προσέγγισης του προβλήματος, ως ένα βήμα πιο κοντά στην υλοποίηση ενός βελτιωμένου κινητήρα Ericsson.

Με γνώμονα όλα τα παραπάνω, η διάρθρωση της εργασίας βασίζεται στην ανάλυση και την παρουσίαση του μοντέλου της Μηχανής Εξωτερικής Καύσης. Αρχικά στο Κεφάλαιο 2 αναπτύσσεται αναλυτικά η διαδικασία μοντελοποίησης όλων των υποσυστημάτων ενός κινητήρα Ericsson. Περιγράφεται η λειτουργία των βαλβίδων, του συμπιεστή, του εκτονωτή και του εναλλάκτη με πλήρη ανάλυση των φαινομένων που αναπτύσσονται και αφορούν τα θερμοδυναμικά τους χαρακτηριστικά και τη μεταφορά θερμότητας. Στο Κεφάλαιο 3 παρουσιάζεται ο τρόπος που πραγματοποιείται η ένωση όλων αυτών των υποσυστημάτων σε ένα ενιαίο μοντέλο κινητήρα, με έμφαση στις αλληλεπιδράσεις τους και στον τρόπο που αυτές καθορίζουν τη λειτουργία των βαλβίδων. Στο Κεφάλαιο 4 παρουσιάζονται αναλυτικά τα αποτελέσματα των μοντέλων. Δίνονται απαντήσεις στα ερωτήματα που τέθηκαν παραπάνω και παρατίθεται εκτενής σχολιασμός. Τέλος, στο Κεφάλαιο 5 παρουσιάζονται τα συμπεράσματα της μελέτης και προτείνεται τα πεδία πάνω στα οποία θα μπορούσε να συνεχιστεί σε μελλοντική της επανεξέταση.

2. Μοντελοποίηση υποσυστημάτων κινητήρα Ericsson

Ο κινητήρας Ericsson, όπως έγινε φανερό και από το Κεφάλαιο 1, αποτελείται από μία σειρά υποσυστημάτων με τη βοήθεια των οποίων επιτελούνται οι απαραίτητες διεργασίες για την επίτευξη του κύκλου Ericsson. Ως μηχανή εξωτερικής καύσης, ο κινητήρας Ericsson ενσωματώνει μία διάταξη εναλλάκτη θερμότητας μέσα στον οποία πραγματοποιείται η μεταφορά θερμότητας από την εξωτερική πηγή στο εργαζόμενο μέσο. Επίσης περιλαμβάνει διατάξεις συμπιεστή και εκτονωτή ξεχωριστά, στους οποίους πρέπει ξεχωριστά να επιτελείται κάθε φορά ο κύκλος Ericsson. Πριν, όμως, την μελέτη της λειτουργίας όλων αυτών των συστημάτων ως σύνολο σε ένα ενιαίο μοντέλο, κρίνεται απαραίτητη η ανάλυση και η μοντελοποίηση καθενός από αυτά ξεχωριστά, ώστε να προσδιοριστούν τα χαρακτηριστικά και η συμπεριφορά του και να διευκολύνεται η ομαλή ενσωμάτωσή του στο γενικό μοντέλο του κινητήρα. Η μοντελοποίηση των παραπάνω υποσυστημάτων περιλαμβάνει την ανάλυση και την περιγραφή του τρόπου λειτουργίας των βαλβίδων και τα χαρακτηριστικά της ροής που διαπερνά, των θερμοδυναμικών κύκλων που εκτελούνται σε κάθε κύλινδρο και εξαρτώνται από τα γεωμετρικά και θερμοδυναμικά τους χαρακτηριστικά και των φαινομένων μεταφοράς θερμότητας που λαμβάνουν χώρα στους κυλίνδρους και τον εναλλάκτη.

2.1. Ροή αερίου μέσω βαλβίδων

Όπως αναφέρθηκε και στο Κεφάλαιο 1, ένα από τα κύρια χαρακτηριστικά του κινητήρα Ericsson, που τον διακρίνουν ουσιαστικά και μορφολογικά από τους υπόλοιπους κινητήρες ζεστού αέρα, είναι η παρουσία βαλβίδων. Η είσοδος και η έξοδος του εργαζόμενου μέσου στους κυλίνδρους του συμπιεστή και του εκτονωτή γίνεται μέσω βαλβίδων, οι οποίες ανοίγουν και κλείνουν σε συγκεκριμένα σημεία του κύκλου, όπως θα παρουσιαστεί στη συνέχεια στο Κεφάλαιο 3. Προς το παρόν η προσοχή επικεντρώνεται στον καθορισμό των χαρακτηριστικών της ροής του εργαζόμενου μέσου που περνά από το διάκενο που σχηματίζεται κατά το άνοιγμα τις βαλβίδας μεταξύ του κύριου σώματός της και του άνω τμήματος του κυλίνδρου.

Η παροχή μάζας που εισέρχεται ή εξέρχεται από την βαλβίδα δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$\dot{m} = C_d A_{ref} \frac{p_u}{\sqrt{RT_u}} \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{1/2} \tag{2.1}$$

αν ισχύει ότι : $\frac{p_d}{p_u} \geq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$, δηλαδή όταν προκύπτει υποηχητική ροή, ενώ η σχέση:

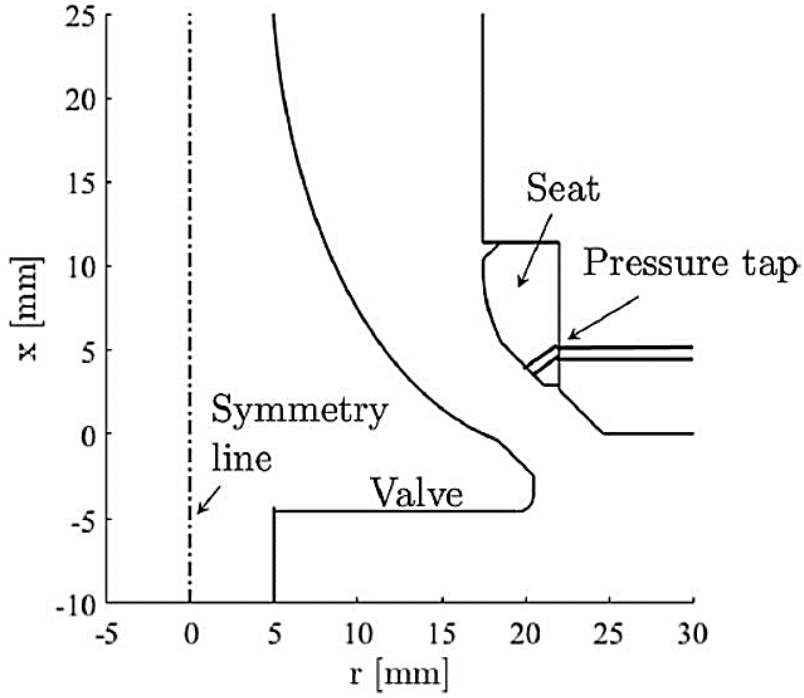
$$\dot{m} = C_d A_{ref} \frac{p_u}{\sqrt{RT_u}} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \tag{2.2}$$

χρησιμοποιείται αν ισχύει ότι $\frac{p_d}{p_u} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$, δηλαδή όταν προκύπτει υπερηχητική ροή, όπου

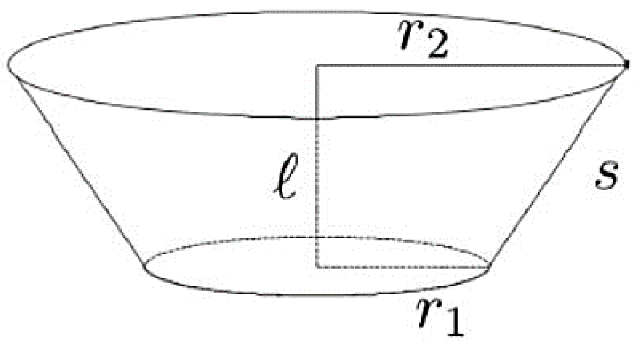
- C_d ο συντελεστής εκροής

- A_{ref} η στιγμιαία γεωμετρική επιφάνεια της βαλβίδας
- p_u, T_u πίεση και θερμοκρασία αντίστοιχα του αερίου ανάντι της βαλβίδας
- p_d πίεση αερίου κατάντι της βαλβίδας

Ο υπολογισμός της A_{ref} απαιτεί προσεκτική ανάλυση λόγω της γεωμετρίας της βαλβίδας, όπως φαίνεται στα Σχήματα 2.1 και 2.2.



Σχήμα 2.1 Γεωμετρία βαλβίδας [6]



Σχήμα 2.2 Υπολογισμός τυχαίας διατομής της βαλβίδας κάθε φορά [6]

Από το Σχήμα 2.2 μπορεί να εξαχθεί η σχέση για την διατομή του διακένου ως:

$$A_{ref} = \pi(r_1 + r_2)s = \pi(r_1 + r_2)\sqrt{(r_1 - r_2)^2 + l^2} \tag{2.3}$$

όπου:

- r_1 η ακτίνα της βαλβίδας στην ελάχιστη διατομή
- r_2 η ακτίνα της έδρας στην ελάχιστη διατομή
- l το άνοιγμα της βαλβίδας το οποίο δίνεται από την σχέση

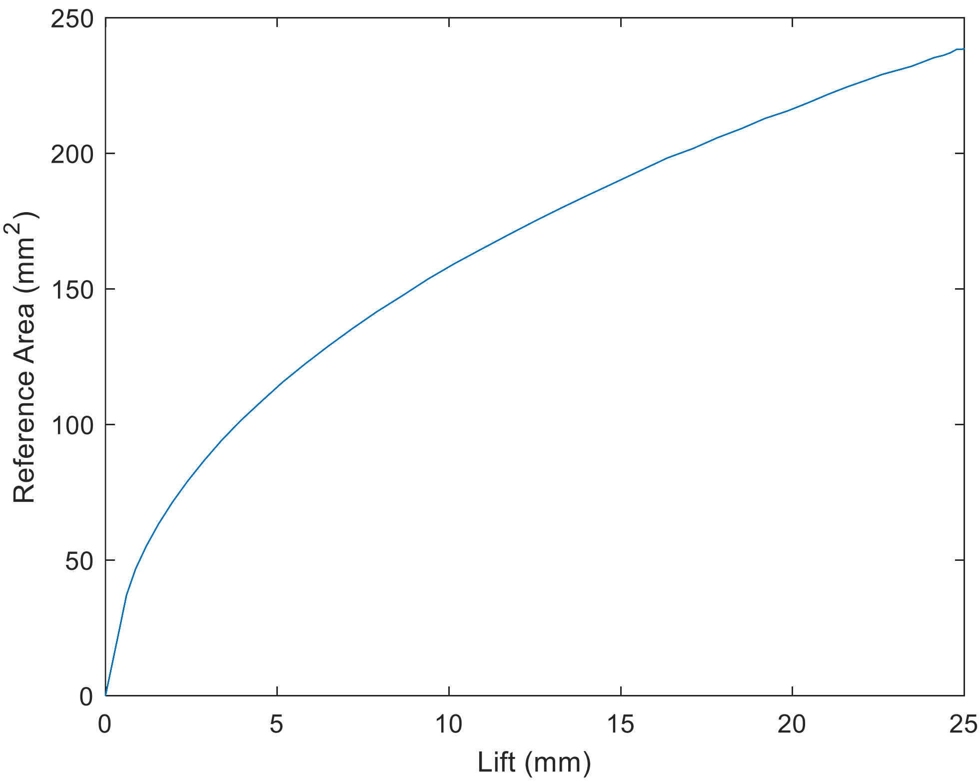
$$l = \frac{L_{\max}}{2}\left[1-\cos\left(2\pi\frac{\theta-\theta_0}{\delta\theta}\right)\right] \tag{2.4}$$

με $L_{\max}$ το μέγιστο *valve lift*, θ_0 γωνία ανοίγματος της βαλβίδας και $\delta\theta$ το διάστημα που η βαλβίδα είναι ανοιχτή.

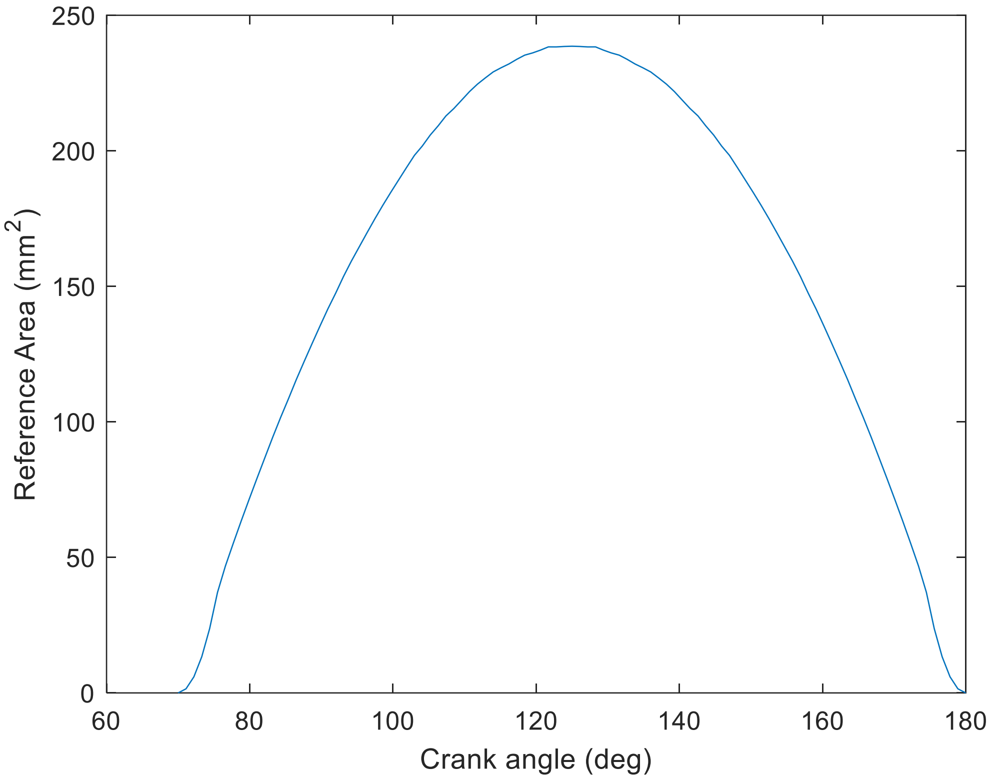
Περιγράφοντας την γεωμετρία της βαλβίδας ως παραβολή μέχρι ένα σημείο και έπειτα ως ευθεία, ενώ της έδρας αποκλειστικά ως ευθεία, μπορεί να υπολογιστεί αριθμητικά η ελάχιστη διατομή για κάθε τιμή ανοίγματος (*lift*) της βαλβίδας από την σχέση :

$$A_{ref} = \pi(x_{valve}+x_{seat})\sqrt{(x_{valve}-x_{seat})^2+(y_{valve}-y_{seat})^2} \tag{2.5}$$

Έτσι παίρνοντας τιμές κατά μήκος της γεωμετρίας της βαλβίδας και της έδρας είναι δυνατόν να υπολογιστεί η ελάχιστη διατομή A_{ref} . Στο Σχήμα 2.3 παρουσιάζεται η ελάχιστη διατομή του διακένου βαλβίδας κυλίνδρου συναρτήσει του ανοίγματος της βαλβίδας, ενώ στο Σχήμα 2.4 φαίνεται η διαφοροποίηση του ίδιου μεγέθους αυτή τη φορά με την εξέλιξη μιας διεργασίας ενός θερμοδυναμικού κύκλου και για αυτό επομένως παρουσιάζεται συναρτήσει της γωνίας στροφάλου.



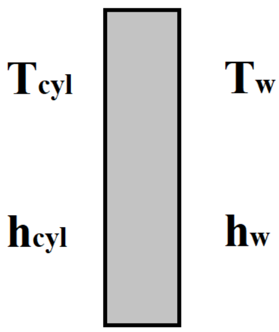
Σχήμα 2.3 Ελάχιστη διατομή διακένου συναρτήσει του ανοίγματος της βαλβίδας



Σχήμα 2.4 Ελάχιστη διατομή διακένου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου κατά τη διάρκεια μιας διεργασίας

2.2. Μεταφορά θερμότητας μέσω των τοιχωμάτων κυλίνδρου

Όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.5, το πρόβλημα μεταφοράς θερμότητας που ανακύπτει στα τοιχώματα των κυλίνδρων αφορά ένα λεπτό σχετικά τοίχωμα, εκατέρωθεν του οποίου βρίσκονται ρευστά διαφορετικών χαρακτηριστικών. Από τη μία πλευρά βρίσκεται το εργαζόμενο μέσο του κινητήρα, που σε αυτή την περίπτωση επιλέγεται να είναι το άζωτο αντί του κοινού αέρα λόγω των ιδιοτήτων του που προσεγγίζουν εκείνες του τελείου αερίου. Από την άλλη πλευρά βρίσκεται το ψυκτικό -ή/και θερμαντικό- μέσο, που μπορεί να είναι νερό ή κάποιο ειδικό λάδι.



Σχήμα 2.5 Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά εκατέρωθεν τοιχώματος κυλίνδρου

Όπου: h_{cyl}: ο συντελεστής συναγωγιμότητας του αζώτου

h_w: ο συντελεστής συναγωγιμότητας του ρευστού

2.2.2. Αναλυτική προσομοίωση μεταφοράς θερμότητας μέσω τοιχωμάτων

Για την περιγραφή της μη μόνιμης μεταφοράς θερμότητας με αγωγή διαμέσου των τοιχωμάτων των κυλίνδρων χρησιμοποιείται η μονοδιάστατη εξίσωση του Fourier. Έτσι:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \tag{2.6}$$

όπου: $\alpha = \dfrac{k}{\rho c}$, η θερμική διαχυτικότητα (*thermal diffusivity*).

Οι οριακές συνθήκες του προβλήματος είναι της μορφής Robin και βασίζονται στο ότι στα άκρα η διάδοση θερμότητας με αγωγή είναι ίδια με την συναγωγή. Δηλαδή ισχύει ότι:

$x = 0$:

$$k\frac{\partial T}{\partial x}(0,\mathrm{t}) = \mathrm{h}_{cycl}[\mathrm{T}(0,\mathrm{t}) - \mathrm{T}_{cycl}] \Rightarrow -k\frac{\partial T}{\partial x}(0,\mathrm{t}) + \mathrm{h}_{cycl}\mathrm{T}(0,\mathrm{t}) = \mathrm{h}_{cycl}\mathrm{T}_{cycl}$$

$x = L$:

$$-k\frac{\partial T}{\partial x}(\mathrm{L},\mathrm{t}) = \mathrm{h}_w[\mathrm{T}(\mathrm{L},\mathrm{t}) - \mathrm{T}_w] \Rightarrow k\frac{\partial T}{\partial x}(\mathrm{L},\mathrm{t}) + \mathrm{h}_w\mathrm{T}(\mathrm{L},\mathrm{t}) = \mathrm{h}_w\mathrm{T}_w$$

Η αρχική συνθήκη του προβλήματος για t=0 είναι μία κατανομή θερμοκρασίας κατά πάχος του τοιχώματος. Δηλαδή ισχύει ότι $T(\mathrm{x},0) = \mathrm{f(x)}$ όπου f(x) μία γνωστή συνάρτηση. Επειδή οι οριακές συνθήκες είναι ανομοιογενείς προκύπτει:

$$T(x,t) = T_1(x) + T_2(\mathrm{x},\mathrm{t}) \tag{2.7}$$

όπου για την T_1 ισχύει ότι: $T_1''(x) = 0$.

Επομένως

$$T_1(x) = Ax + B \tag{2.8}$$

όπου A και B προσδιοριστέες με $A = T_1'(x)$.

Από τις οριακές συνθήκες προκύπτει:

$$-kT_1'(0) + \mathrm{h}_{cyl}\, T_1(0) = \mathrm{h}_{cyl}\, T_{cyl} \Rightarrow -kA + \mathrm{h}_{cyl}\, B = \mathrm{h}_{cyl}\, T_{cyl} \tag{2.9}$$

$$kT_1'(L) + h_w T_1(1) = h_w T_w \Rightarrow kA + h_w(AL + B) = h_w T_w \Rightarrow (\mathrm{k} + h_w L)A + h_w B = h_w T_w \tag{2.10}$$

Πολλαπλασιάζοντας την (2.9) με h_w και την (2.10) με h_{cyl} και αφαιρώντας κατά μέλη προκύπτει ότι:

$$A = \frac{h_w h_{cyl}(\mathrm{T}_w - \mathrm{T}_{cyl})}{kh_w + kh_{cyl} + h_{cyl}h_w L}$$
$$B = T_{cyl} + \frac{kh_w(\mathrm{T}_w - \mathrm{T}_{cyl})}{kh_w + kh_{cyl} + h_{cyl}h_w L} \tag{2.11}$$

Επομένως $T_1(x) = Ax + B$ με A και B τους παραπάνω συντελεστές.

Έτσι, αφού $T(x,t) = T_1(x) + T_2(\mathrm{x,t})$ προκύπτει άμεσα ότι

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} = \frac{\partial T}{\partial t} \tag{2.12}$$

και

$$\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \tag{2.13}$$

Επομένως από τις (2.6), (2.12) και (2.13) ισχύει ότι:

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} = a\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} \tag{2.14}$$

Από τις οριακές συνθήκες για την θερμοκρασία προκύπτει ότι:

Για την πρώτη οριακή συνθήκη:

$$-k\frac{\partial T}{\partial x}(0,t) + h_{cyl}T(0,t) = h_{cyl}T_{cyl} \Rightarrow -kT_1'(0) - \mathrm{k}\frac{\partial T_2}{\partial x}(0,\mathrm{t}) + \mathrm{h}_{cyl}\, T_1(0) + \mathrm{h}_{cyl}\, T_2(0,t) = h_{cyl}T_{cyl}$$

Και αφού: $-kT_1'(0) + h_{cyl}T_1(0) = h_{cyl}T_{cyl}$

Προκύπτει ότι:

$$-\mathrm{k}\frac{\partial T_2}{\partial x}(0,\mathrm{t}) + \mathrm{h}_{cyl}\, T_2(0,t) = 0 \tag{2.15}$$

Για την δεύτερη οριακή συνθήκη:

$$k\frac{\partial T}{\partial x}(L,t) + h_w T(L,t) = h_w T_w \Rightarrow kT_1'(L) + k\frac{\partial T_2}{\partial x}(L,t) + \mathrm{h}_w\, T_1(L) + \mathrm{h}_w\, T_2(\mathrm{L,t}) = \mathrm{h}_w\, T_w$$

Και αφού: $kT_1'(L) + \mathrm{h}_w\, T_1(L) = h_w T_w$

Προκύπτει ότι:

$$k\frac{\partial T_2}{\partial x}(L,t) + h_w T_2(\mathrm{L,t}) = 0 \tag{2.16}$$

Για την αρχική συνθήκη του προβλήματος:

$$T(\mathrm{x},0) = \mathrm{f(x)} \Rightarrow \mathrm{f(x)} = \mathrm{T}_1(\mathrm{x}) + \mathrm{T}_2(\mathrm{x},0) \Rightarrow \mathrm{T}_2(\mathrm{x},0) = \mathrm{f(x)} - \mathrm{T}_1(\mathrm{x}) \tag{2.17}$$

Επομένως συνοψίζοντας το πρόβλημα περιγράφεται ως εξής:

$$\text{Fourier: } \frac{\partial T_2}{\partial t} = a\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2}$$

$$\text{Οριακές συνθήκες: } \begin{array}{l} -k\dfrac{\partial T_2}{\partial x}(0,\mathrm{t}) + \mathrm{h}_{cyl}\, T_2(0,t) = 0 \\ k\dfrac{\partial T_2}{\partial x}(L,t) + h_w T_2(\mathrm{L},\mathrm{t}) = 0 \end{array}$$

$$\text{Αρχική συνθήκη: } \mathrm{T_2(x,0) = f(x) - T_1(x)}$$

Επομένως οι οριακές συνθήκες της T_2 είναι πλέον ομογενείς. Έτσι μπορεί να επιλυθεί παραπάνω διαφορική εξίσωση με την μέθοδο των χωριζομένων μεταβλητών.

Ακολουθώντας την γνωστή διαδικασία ορίζετε:

$$T_2(\mathrm{x,t}) = \mathrm{G(x)\,H(t)} \tag{2.18}$$

και από την εξίσωση Fourier προκύπτει ότι:

$$G(x)H'(t) = aG''(x)H(t) \Rightarrow \frac{H'(t)}{H(t)} = a\frac{G''(x)}{G(x)} = -a\lambda \tag{2.19}$$

όπου λ μία σταθερά.

Έτσι προκύπτει ότι:

$$\begin{array}{l} H'(t) + a\lambda H(t) = 0 \\ G''(x) + \lambda G(x) = 0 \end{array} \tag{2.20}$$

Η λύση της Η είναι:

$$H(t) = ce^{-a\lambda t} \tag{2.21}$$

Για την G προκύπτουν οι παρακάτω οριακές συνθήκες

$$\begin{array}{l} -kG'(0) + h_{cycl}G(0) = 0 \\ kG'(\mathrm{L}) + h_w G(\mathrm{L}) = 0 \end{array} \Rightarrow \begin{array}{l} G'(0) - h_0 G(0) = 0 \\ G'(L) + h_L G(L) = 0 \end{array}, \text{ όπου: } \begin{array}{l} h_0 = h_{cycl}/k \\ h_L = h_w/k \end{array}$$

Για την λύση της G ερευνώνται περιπτώσεις όπου λ<0, λ=0 και λ>0

Για λ<0 η λύση της G είναι:

$$\begin{array}{l} G(x) = c_1 e^{\sqrt{-\lambda}x} + c_2 e^{-\sqrt{-\lambda}x} \\ G'(x) = \sqrt{-\lambda}c_1 e^{\sqrt{-\lambda}x} - \sqrt{-\lambda}c_2 e^{-\sqrt{-\lambda}x} \end{array}, \text{ με: } \sqrt{-\lambda} > 0$$

Από τις οριακές συνθήκες προκύπτει ότι:

- $x = 0$: $\begin{array}{l} G(0) = c_1 + c_2 \\ G'(0) = \sqrt{-\lambda}(c_1 - c_2) \end{array}$ και επομένως:

$$\sqrt{-\lambda}(c_1 - c_2) - h_0(c_1 + c_2) = 0 \Rightarrow \mathrm{c_1}(\sqrt{-\lambda} - \mathrm{h_0}) = \mathrm{c_2}(\sqrt{-\lambda} + \mathrm{h_0}) \Rightarrow \mathrm{c_2} = \frac{\sqrt{-\lambda} - \mathrm{h_0}}{\sqrt{-\lambda} + \mathrm{h_0}}\mathrm{c_1}$$

- $x = L$: $\begin{array}{l} G(\mathrm{L}) = c_1 e^{\sqrt{-\lambda}L} + c_2 e^{-\sqrt{-\lambda}L} \\ G'(\mathrm{L}) = \sqrt{-\lambda} c_1 e^{\sqrt{-\lambda}L} - \sqrt{-\lambda} c_2 e^{-\sqrt{-\lambda}L} \end{array}$ και επομένως:

$$\sqrt{-\lambda}\left(c_1 e^{\sqrt{-\lambda}L} - c_2 e^{-\sqrt{-\lambda}L}\right) + h_L\left(c_1 e^{\sqrt{-\lambda}L} + c_2 e^{-\sqrt{-\lambda}L}\right) = 0$$

Αντικαθιστώντας το c_2 και απαλείφοντας το c_1 προκύπτει:

$$\sqrt{-\lambda}(\mathrm{e}^{\sqrt{-\lambda}L} - \frac{\sqrt{-\lambda} - h_0}{\sqrt{-\lambda} + h_0}\mathrm{e}^{-\sqrt{-\lambda}L}) + \mathrm{h}_L(\mathrm{e}^{\sqrt{-\lambda}L} + \frac{\sqrt{-\lambda} - h_0}{\sqrt{-\lambda} + h_0}\mathrm{e}^{-\sqrt{-\lambda}L}) = 0$$

Ισχύει ότι: $\mathrm{e}^{\sqrt{-\lambda}L} > \mathrm{e}^{-\sqrt{-\lambda}L}$ για κάθε $\lambda<0$

Επίσης ισχύει: $1 > \left|\frac{\sqrt{-\lambda} - h_0}{\sqrt{-\lambda} + h_0}\right|$ αφού $h_0>0$

Άρα προκύπτει ότι:

$$\mathrm{e}^{\sqrt{-\lambda}L} > \frac{\sqrt{-\lambda} - h_0}{\sqrt{-\lambda} + h_0}\mathrm{e}^{-\sqrt{-\lambda}L}$$

$$\mathrm{e}^{\sqrt{-\lambda}L} > -\frac{\sqrt{-\lambda} - h_0}{\sqrt{-\lambda} + h_0}\mathrm{e}^{-\sqrt{-\lambda}L}$$

Επομένως η παραπάνω εξίσωση δεν έχει ρίζα. Άρα δεν υπάρχει αρνητική ιδιοτιμή.

Για $\lambda=0$ η λύση της G είναι:

$$G''(x) = 0 \Rightarrow G(x) = c_1 x + c_2, G'(x) = c_1$$

- $x = 0$: $G(0) = c_2$ και $G'(0) = c_1$

επομένως: $c_1 - h_0 c_2 = 0 \Rightarrow c_1 = h_0 c_2$

- $x = L$: $G(L) = c_1 L + c_2$ και $G'(\mathrm{L}) = c_1$

επομένως: $c_1 + h_L(\mathrm{c_1 L + c_2}) = 0$

Αντικαθιστώντας το c_1 και απαλείφοντας τα c_2 προκύπτει ότι:

$$h_0 + h_L(h_0\,\mathrm{L} + 1) = 0$$

Κάτι που δεν μπορεί να ισχύει αφού h_0, h_1 και L είναι θετικά. Επομένως το μηδέν δεν αποτελεί ιδιοτιμή.

Για $\lambda>0$ η λύση της G είναι:

$G(x) = c_1 \cos\sqrt{\lambda}x + c_2 \sin\sqrt{\lambda}x$ και

$$G'(x) = -c_1\sqrt{\lambda}\sin\sqrt{\lambda}x + c_2\sqrt{\lambda}\cos\sqrt{\lambda}x$$

- $x = 0$: $G(0) = c_1$ και $G'(0) = c_2\sqrt{\lambda}$

άρα: $c_2\sqrt{\lambda} - h_0 c_1 = 0 \Rightarrow c_2 = \dfrac{h_0 c_1}{\sqrt{\lambda}}$

- $x = L$: $G(L) = c_1 \cos\sqrt{\lambda}L + c_2 \sin\sqrt{\lambda}L$ και $G'(L) = -c_1\sqrt{\lambda}\sin\sqrt{\lambda}L + c_2\sqrt{\lambda}\cos\sqrt{\lambda}L$

οπότε: $-c_1\sqrt{\lambda}\sin\sqrt{\lambda}L + c_2\sqrt{\lambda}\cos\sqrt{\lambda}L + c_1 h_L \cos\sqrt{\lambda}L + c_2 h_L \sin\sqrt{\lambda}L = 0$

Αντικαθιστώντας ομοίως με προηγουμένως το c_2 και απαλείφοντας το c_1 προκύπτει:

$$-\sqrt{\lambda}\sin\sqrt{\lambda}L + h_0\cos\sqrt{\lambda}L + h_L\cos\sqrt{\lambda}L + \frac{h_0 h_L}{\sqrt{\lambda}}\sin\sqrt{\lambda}L = 0 \tag{2.22}$$

Θέτοντας $z = \sqrt{\lambda}L$ και επομένως: $\sqrt{\lambda} = \dfrac{z}{L}$ προκύπτει μετά από πράξεις:

$$\cot z = \frac{z^2 - h_0 h_L L^2}{(h_0 + h_L)Lz}$$

Θέτοντας: $h(z) = \cot z - \dfrac{z^2 - h_0 h_L L^2}{(h_0 + h_L)Lz}$, προκύπτει:

$$h'(z) = -\frac{1}{\sin^2 z} - \frac{L(h_0 + h_L)z^2 + (h_0 + h_L)h_0 h_L L^3}{[(h_0 + h_L)Lz]^2}$$

Επομένως προκύπτει ότι $h'(z) < 0$ και άρα η h είναι φθίνουσα όπου ορίζεται. Επίσης εύκολα γίνεται φανερό ότι:

$$\lim_{z\to n\pi^+} h(z) = +\infty \; και \; \lim_{z\to(n+1)\pi^-} h(z) = -\infty \;\; με \; n = \{0,1,2,3 \ldots\}$$

Επομένως η h έχει μία μοναδική ρίζα σε κάθε διάστημα (nπ,(n+1)π). Η ρίζα αυτή μπορεί να υπολογιστεί αριθμητικά με την μέθοδο της διχοτόμησης. Άρα υπάρχουν άπειρες θετικές ιδιοτιμές της λ με $\lambda_n = z_n^2 / L^2$ όπου z_n η λύση της h, σε ένα διάστημα (nπ,(n+1)π) με n={1,2,3...}

Οι ιδιοσυναρτήσεις για κάθε ιδιοτιμή λ_n δίνονται από:

$$G_n(x) = k\sqrt{\lambda_n}\cos(\sqrt{\lambda_n}\,x) + h_{cyl}\sin(\sqrt{\lambda_n}\,x) \tag{2.23}$$

Επομένως, η λύση της T_2 δίνεται από την:

$$T_2(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n G_n(x) e^{-a\lambda_n t} \tag{2.24}$$

Ο συντελεστής A_n προκύπετι από την αρχική συνθήκη:

$$f(x) - T_1(x) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n G_n(x) \tag{2.25}$$

Επειδή οι ιδιοσυναρτήσεις προκύπτουν από ένα «κανονικό» πρόβλημα Sturm-Liuville αφού είχαμε πρόβλημα της μορφής:

$$x'' + \lambda x = 0$$
$$ax'(0) + bx(0) = 0$$
$$\mathrm{cx}'(\mathrm{L}) + \mathrm{dx}(\mathrm{L}) = 0 \quad , \text{ όπου: } a,b,c,d \in \mathbb{R}$$

Ισχύει η ορθογωνιότητα και επομένως οι συντελεστές A_n δίνονται από την σχέση:

$$A_n = \frac{\int_0^L [\mathrm{f(x)} - \mathrm{T_1(x)}]\mathrm{G}_n(x)dx}{\int_0^L G_n^2(x)dx} \tag{2.26}$$

Τα παραπάνω ολοκληρώματα μπορούν να υπολογιστούν αριθμητικά με την μέθοδο Simpson 1/3.

Έχοντας πλέον υπολογίσει τους συντελεστές A_n μπορούμε να υπολογίσουμε την $T_2(x,t)$ και άρα και την $T(x,t)$ αφού: $T(x,t) = T_1(x) + T_2(x,t)$.

2.2.2. Μεταφορά θερμότητας στο τοίχωμα – Απλή μέθοδος

Κάθε μορφή τοιχώματος που διαπερνάται από κάποιο ρεύμα θερμότητας χαρακτηρίζεται από τον αριθμό Biot (*Bi*):

$$Bi = \frac{Lh}{k} \tag{2.27}$$

όπου: L το ύψος του τοιχώματος , h η συναγωγιμότητα του ρευστού και k η θερμική αγωγιμότητα του μετάλλου.

Όταν ο αριθμός αυτός είναι μικρός, όπως συμβαίνει στην εξεταζόμενη περίπτωση μιας και τα τοιχώματα είναι λεπτότοιχα και το υλικό τους εξαιρετικά αγώγιμο (αλουμίνιο), το τοίχωμα μπορεί να θεωρηθεί ως ένα σύστημα συγκεντρωμενων ιδιοτήτων (*lumped system*), σύμφωνα με το οποίο η θερμοκρασία που αναπτύσσεται στο εσωτερικό του είναι σταθερή σε όλο το μήκος του. Δηλαδή ισχύει ότι:

$$h_{cyl}A(\mathrm{T}_{cyl} - \mathrm{T}) + \mathrm{h}_w A(\mathrm{T}_w - \mathrm{T}) = \mathrm{mc}_p \frac{dT}{dt} \tag{2.28}$$

Όπου:

h_{cyl}, T_{cyl}: η συναγωγιμότητα και η θερμοκρασία του αζώτου στον κύλινδρο

h_w, T_w: η συναγωγιμότητα και η θερμοκρασία του ρευστού έξω απ' τον κύλινδρο

A: η επιφάνεια του τοιχώματος

m, c_p, T: μάζα, θερμοχωρητικότητα και θερμοκρασία του τοιχώματος

Επίσης ισχύει ότι $m = \rho AL$, όπου ρ η πυκνότητα του μετάλλου.

Έτσι προκύπτει ότι:

$$h_{cyl}(\mathrm{T}_{cyl}-\mathrm{T})+\mathrm{h}_w(\mathrm{T}_w-\mathrm{T})=\rho \mathrm{c}_p L\dot{T} \Rightarrow$$

$$\dot{T}+\frac{h_{cyl}+\mathrm{h}_w}{\rho \mathrm{c}_p L}T=\frac{h_{cyl}\mathrm{T}_{cyl}+\mathrm{h}_w\mathrm{T}_w}{\rho \mathrm{c}_p L}$$

Θέτουμε $a=\dfrac{h_{cyl}+\mathrm{h}_w}{\rho \mathrm{c}_p L}, b=\dfrac{h_{cyl}\mathrm{T}_{cyl}+\mathrm{h}_w\mathrm{T}_w}{\rho \mathrm{c}_p L}$

Επομένως προκύπτει ότι: $\dot{T}+aT=b$

Η λύση της παραπάνω διαφορικής είναι:

$$T(t)=ce^{-at}+\frac{b}{a}\Rightarrow$$

$$T(t)=ce^{-\frac{h_{cyl}+\mathrm{h}_w}{\rho \mathrm{c}_p L}t}+\frac{h_{cyl}\mathrm{T}_{cyl}+\mathrm{h}_w\mathrm{T}_w}{h_{cyl}+\mathrm{h}_w} \tag{2.29}$$

Για t=0: $T(0)=T_{old}$, επομένως: $c=T_{old}-\dfrac{h_{cyl}\mathrm{T}_{cyl}+\mathrm{h}_w\mathrm{T}_w}{h_{cyl}+\mathrm{h}_w}$

Έτσι, αν Δt το χρονικό βήμα, η νέα θερμοκρασία είναι:

$$T_{new}=(T_{old}-\frac{h_{cyl}\mathrm{T}_{cyl}+\mathrm{h}_w\mathrm{T}_w}{h_{cyl}+\mathrm{h}_w})e^{-\frac{h_{cyl}+\mathrm{h}_w}{\rho \mathrm{c}_p L}\Delta t}+\frac{h_{cyl}\mathrm{T}_{cyl}+\mathrm{h}_w\mathrm{T}_w}{h_{cyl}+\mathrm{h}_w} \tag{2.30}$$

Το τελευταίο ζήτημα που πρέπει να επιλυθεί είναι ο υπολογισμός της συναγωγιμότητας του αζώτου στον κύλινδρο. Αυτό γίνεται χρησιμοποιώντας την εμπειρική σχέση του Woschni, που είναι κατάλληλη για τέτοιες συνθήκες μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή.

$$h_{cyl}=129.8D^{-0.2}(m)P^{0.8}(bar)\mathrm{T}^{-0.55}(K)W^{0.8}(m/s) \tag{2.31}$$

Όπου:

$W=c_1\dfrac{2sn_e}{60}$, με c_1=2.28 για εκτόνωση – συμπίεση, c_1=6.18 για εναλλαγή αερίων

D: διάμετρος εμβόλου

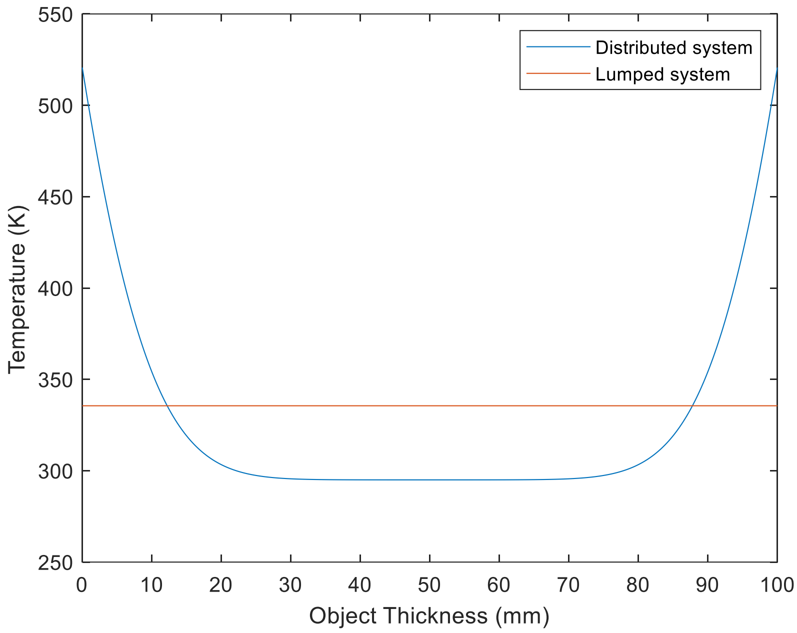
s: διαδορμή εμβόλου

n_e: στροφές σε rpm

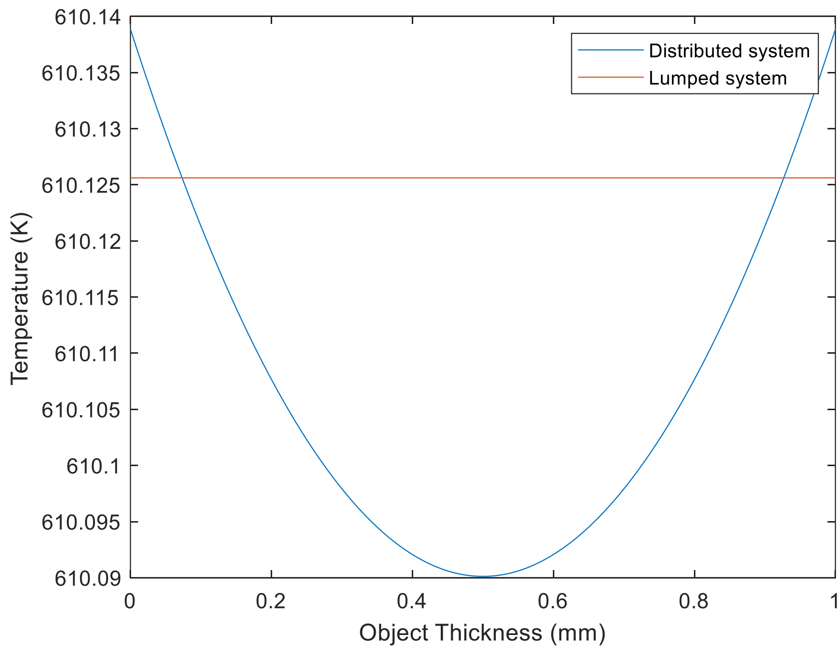
P: πίεση για γωνία στροφάλου θ

T: θερμοκρασία για γωνία στροφάλου θ

Στα Σχήματα 2.6 και 2.7 παρουσιάζεται μια σύγκριση της κατανομής της θερμοκρασίας στο πάχος του τοιχώματος για τους δύο τρόπους προσέγγισης, τον αναλυτικό και τον απλοποιημένο-εμπειρικό. Για την εξαγωγή των αποτελεσμάτων θεωρούνται ίδια επίπεδα θερμοκρασίας εκατέρωθεν του τοιχώματος, της τάξης των 1000 K και συντελεστή θερμικής συναγωγιμότητας ύψους 100 W/m^{2}K. Στο Σχήμα 2.6 μελετάται η περίπτωση ενός σχετικά χοντρού τοιχώματος (100 mm) χαμηλού συντελεστή αγωγιμότητας (2 W/m/K). Γίνεται φανερό πως η θερμοκρασία που προβλέπει το εμπειρικό μοντέλο αν και αντιπροσωπεύει τη μέση θερμοκρασία του τοιχώματος, εντούτοις αποκλίνει σημαντικά από την πραγματική, ιδιαίτερα στα άκρα του τοιχώματος. Σε περιπτώσεις όμως λεπτότοιχων αγώγιμων τοιχωμάτων, όπως στο Σχήμα 2.7 όπου το τοίχωμα έχει μήκος 1 mm και ειδική αγωγιμότητα 200 W/mK, που είναι και τα μεγέθη που εφαρμόζονται και στην περίπτωση που εξετάζεται, οι διαφορές που εντοπίζονται είναι της τάξης των μερικών εκατοστών του Kelvin, οπότε και η χρήση του εμπειρικού μοντέλου, που μειώνει σημαντικά το υπολογιστικό κόστος των μοντέλων που κατασκευάζονται, κρίνεται κατάλληλη.



Σχήμα 2.6 Σύγκριση δύο τύπων μοντελοποίησης τοιχώματος κυλίνδρου για μικρή ειδική αγωγιμότητα και μεγάλο πάχος τοιχώματος



Σχήμα 2.7 Σύγκριση δύο τύπων μοντελοποίησης τοιχώματος κυλίνδρου για μεγάλη ειδική αγωγιμότητα και μικρό πάχος τοιχώματος

2.3. Θερμοδυναμικοί κύκλοι κυλίνδρων

Αφού ολοκληρώθηκε η μελέτη της μεταφοράς θερμότητας μέσω των τοιχωμάτων των κυλίνδρων, μπορεί πλέον να αναλυθεί και ο τρόπος με τον οποίο πραγματοποιούνται οι θερμοδυναμικοί κύκλοι στο εσωτερικό τους. Αρχικά, ο όγκος του κυλίνδρου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου θ δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$V(\theta)=\frac{V_{sw}}{2}(1+\lambda-\cos\theta-\sqrt{\lambda^2-\sin^2\theta})+\mathrm{V}_{cl} \tag{2.32}$$

όπου V_{sw} ο ωφέλιμος όγκος και V_{cl} ο επιζήμιος όγκος του κυλίνδρου, $\lambda=r/l$, με r την ακτίνα στροφάλου και l το μήκος του διωστήρα.

Ο ρυθμός μεταβολής του όγκου ως προς την γωνία στροφάλου δίνεται από την σχέση:

$$c(\theta)=\frac{dV(\theta)}{d\theta}=\frac{V_{sw}}{2}(\sin\theta+\frac{\sin\theta\cos\theta}{\sqrt{\lambda^2-\sin^2\theta}}) \tag{2.33}$$

Για την μελέτη των μεταβολών χρησιμοποιείται ο πρώτος θερμοδυναμικός νόμος για ανοικτά συστήματα. Ανοικτό σύστημα προκύπτει όταν είναι ανοικτή κάποια βαλβίδα (εισαγωγής ή εξαγωγής) ενώ κλειστό όταν και οι δύο βαλβίδες είναι κλειστές. Έτσι ο πρώτος θερμοδυναμικός νόμος γράφεται ως προς την γωνία στροφάλου θ ως εξής:

$$\frac{dU(\theta)}{d\theta}=\frac{dQ(\theta)}{d\theta}-\frac{dW(\theta)}{d\theta}+(\frac{dm_{in}}{d\theta}\mathrm{h}_{in}-\frac{dm_{out}}{d\theta}\mathrm{h}_{out}) \tag{2.34}$$

Όπου: $h_{in}=C_p\left(T_{in}\right)T_{in}$ και $h_{out}=C_p\left(T_{out}\right)T_{out}$ οι ενθαλπίες της εισερχόμενης και της εξερχόμενης μάζας αντίστοιχα.

Ισχύει ότι: $U=m(\theta)\mathrm{C}_v[\mathrm{T}(\theta)]\mathrm{T}(\theta)$ και άρα: $\frac{dU(\theta)}{d\theta}=C_V[\mathrm{T}(\theta)][\frac{m(\theta)}{d\theta}\mathrm{T}(\theta)+\mathrm{m}(\theta)\frac{T(\theta)}{d\theta}]\Rightarrow$

$$\frac{dU(\theta)}{d\theta}=C_V[\mathrm{T}(\theta)][\frac{m(\theta)}{d\theta}\frac{dt}{dt}\mathrm{T}(\theta)+\mathrm{m}(\theta)\frac{T(\theta)}{d\theta}\frac{dt}{dt}]$$

Επίσης ισχύει ότι: $\frac{d\theta}{dt}=\omega\Rightarrow\frac{dt}{d\theta}=\frac{1}{\omega}$, όπου: $\omega=\frac{2\pi n_e}{60}$, n_e: rpm

Επομένως: $\frac{dt}{d\theta}=\frac{30}{\pi n_e}$

Και τελικά προκύπτει:

$$\frac{dU(\theta)}{d\theta}=\frac{30C_V[\mathrm{T}(\theta)]}{\pi n_e}[\dot{\mathrm{m}}(\theta)\mathrm{T}(\theta)+\mathrm{m}(\theta)\dot{T}(\theta)] \tag{2.35}$$

Επίσης:

$$\frac{dW\left(\theta\right)}{d\theta}=P\left(\theta\right)\frac{dV\left(\theta\right)}{d\theta}=P\left(\theta\right)c\left(\theta\right) \tag{2.36}$$

Ομοίως:

$$\frac{dQ(\theta)}{d\theta}=\frac{dQ(\theta)}{d\theta}\frac{dt}{dt}=\frac{30}{\pi n_e}\dot{Q}(\theta) \tag{2.37}$$

$$\frac{dm_{in}}{d\theta}=\frac{dm_{in}}{d\theta}\frac{dt}{dt}=\frac{30}{\pi n_e}\dot{m}_{in} \tag{2.38}$$

$$\frac{dm_{out}}{d\theta}=\frac{dm_{out}}{d\theta}\frac{dt}{dt}=\frac{30}{\pi n_e}\dot{m}_{out} \tag{2.39}$$

Επομένως, συνδυάζοντας τα παραπάνω ο πρώτος θερμοδυναμικός νόμος παίρνει την παρακάτω μορφή:

$$\frac{30C_V[\mathrm{T}(\theta)]}{\pi n_e}[\dot{\mathrm{m}}(\theta)\,\mathrm{T}(\theta)+m(\theta)\dot{T}(\theta)]=\frac{30}{\pi n_e}\dot{Q}(\theta)-P(\theta)c(\theta)+\frac{30}{\pi n_e}\dot{m}_{in}C_p(\mathrm{T}_{in})\,\mathrm{T}_{in}-\frac{30}{\pi n_e}\dot{m}_{out}C_p(\mathrm{T}_{out})\,\mathrm{T}_{out}\Rightarrow$$

$$C_V[\mathrm{T}(\theta)][\dot{\mathrm{m}}(\theta)\,\mathrm{T}(\theta)+m(\theta)\dot{T}(\theta)]=\dot{Q}(\theta)-\frac{\pi n_e}{30}\mathrm{P}(\theta)c(\theta)+\dot{m}_{in}C_p(\mathrm{T}_{in})\,\mathrm{T}_{in}-\dot{m}_{out}C_p(\mathrm{T}_{out})\,\mathrm{T}_{out} \tag{2.40}$$

Επίσης ισχύει η καταστατική εξίσωση:

$$\mathrm{P}(\theta)\,\mathrm{V}(\theta)=\frac{m(\theta)}{M}RT(\theta)\Rightarrow P(\theta)=\frac{m(\theta)RT(\theta)}{M\,\mathrm{V}(\theta)} \tag{2.41}$$

όπου M το μοριακό βάρος του αζώτου.

- Όταν εξέρχεται αέριο (είτε από την βαλβίδα εξαγωγής είτε λόγω οπισθορροής), ισχύει ότι: $T_{out}=T(\theta)$
- Ο όρος $\dot{Q}(\theta)$ αφορά την ισχύ που εισέρχεται ή εξέρχεται από το σύστημα λόγω συναλλαγής θερμότητας του αερίου με τα τοιχώματα του κυλίνδρου. Έστω $T_{wall}(\theta)$ η θερμοκρασία του εσωτερικού τοιχώματος του κυλίνδρου και $T_{pis}(\theta)$ η θερμοκρασία του εμβόλου και του καπακιού του κυλίνδρου που θεωρείται ότι είναι ίδιες. Τα ρεύματα θερμότητας που αναπτύσσονται είναι τα εξής:

Με το παράπλευρο τοίχωμα: $q_1(\theta)=\mathrm{h}_{cyl}[T_{wall}(\theta)-T(\theta)]$

Με το έμβολο και το καπάκι: $q_2(\theta)=\mathrm{h}_{cyl}[T_{pis}(\theta)-T(\theta)]$

Όπου: h_{cyl} η ειδική συναγωγιμότητα του αερίου

Η επιφάνεια του παράπλευρου τοιχώματος: $A_1(\theta)=\dfrac{4V(\theta)}{D}$, αφού: $L=\dfrac{4V}{\pi D^2}$ και $A=\pi DL$

Η επιφάνεια εμβόλου και καπακιού είναι: $A_2=\dfrac{\pi D^2}{2}$

Επομένως η ισχύς $\dot{Q}(\theta)$ δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$\dot{Q}(\theta)=A_1(\theta)q_1(\theta)+A_2(\theta)q_2(\theta)\Rightarrow$$

$$\dot{Q}(\theta)=\frac{4h_{cyl}V(\theta)}{D}[\mathrm{T}_{wall}(\theta)-T(\theta)]+\frac{\pi D^2 h_{cyl}}{2}[\mathrm{T}_{pis}(\theta)-T(\theta)] \tag{2.42}$$

Με βάση τα παραπάνω ο πρώτος θερμοδυναμικός νόμος παίρνει την μορφή:

$$\begin{aligned}&\dot{T}(\theta)+[\frac{\dot{m}(\theta)}{m(\theta)}+\frac{4h_{cyl}V(\theta)}{C_V[\mathrm{T}(\theta)]\mathrm{D}\mathrm{m}(\theta)}+\frac{\pi D^2 h_{cyl}}{2C_V[\mathrm{T}(\theta)]\mathrm{m}(\theta)}+\frac{\pi n_e Rc(\theta)}{30MC_V[\mathrm{T}(\theta)]\mathrm{V}(\theta)}+\frac{\gamma(\theta)\,\dot{\mathrm{m}}_{out}(\theta)}{m(\theta)}]T(\theta)\\&=\frac{4h_{cyl}V(\theta)T_{wall}(\theta)}{C_V[\mathrm{T}(\theta)]\mathrm{m}(\theta)D}+\frac{\pi D^2 h_{cyl}T_{pis}(\theta)}{2C_V[\mathrm{T}(\theta)]\mathrm{m}(\theta)}+\frac{\dot{m}_{in}(\theta)C_p(\mathrm{T}_{in})\,\mathrm{T}_{in}}{C_V[\mathrm{T}(\theta)]\mathrm{m}(\theta)}\end{aligned} \tag{2.43}$$

Όπου: $\gamma(\theta)=\dfrac{C_p[\mathrm{T}(\theta)]}{C_V[\mathrm{T}(\theta)]}$ και $T(0)=T_o$

Επιλύεται η παραπάνω διαφορική εξίσωση αριθμητικά. Θεωρείται ότι σε ένα χρονικό βήμα Δt οι όροι *A* και *B* παραμένουν σταθεροί:

$$\mathrm{A}(\theta)=\frac{\dot{m}(\theta)}{m(\theta)}+\frac{4h_{cyl}V(\theta)}{C_V[\mathrm{T}(\theta)]\mathrm{D}\mathrm{m}(\theta)}+\frac{\pi D^2 h_{cyl}}{2C_V[\mathrm{T}(\theta)]\mathrm{m}(\theta)}+\frac{\pi n_e Rc(\theta)}{30MC_V[\mathrm{T}(\theta)]\mathrm{V}(\theta)}+\frac{\gamma(\theta)\,\dot{\mathrm{m}}_{out}(\theta)}{m(\theta)} \tag{2.44}$$

$$B(\theta)=\frac{4h_{cyl}V(\theta)T_{wall}(\theta)}{C_V[\mathrm{T}(\theta)]\mathrm{m}(\theta)D}+\frac{\pi D^2 h_{cyl}T_{pis}(\theta)}{2C_V[\mathrm{T}(\theta)]\mathrm{m}(\theta)}+\frac{m_{in}(\theta)C_p(\mathrm{T}_{in})\,\mathrm{T}_{in}}{C_V[\mathrm{T}(\theta)]\mathrm{m}(\theta)} \tag{2.45}$$

Έτσι η διαφορική εξίσωση παίρνει την μορφή:

$$\dot{T}(\theta)+A(\theta)T(\theta)=B(\theta) \tag{2.46}$$

Η αρχική συνθήκη είναι η θερμοκρασία του προηγούμενου χρονικού βήματος $T_{old}(\theta)$

Για $t\in[0,\Delta\mathrm{t}]$ η λύση της παραπάνω διαφορικής είναι:

$$T(t)=c_1e^{-A(\theta)t}+\frac{B(\theta)}{A(\theta)} \tag{2.47}$$

Με $T_o=T_{old}(\theta)$, άρα: $c_1=T_{old}(\theta)-\dfrac{B(\theta)}{A(\theta)}$

Η καινούργια θερμοκρασία $T_{new}(\theta)$ προκύπτει για *t = Δt.* Έτσι προκύπτει ότι:

$$T_{new}(\theta)=(\mathrm{T}_{old}(\theta)-\frac{B(\theta)}{A(\theta)})\,\mathrm{e}^{-A(\theta)\Delta t}+\frac{B(\theta)}{A(\theta)} \tag{2.48}$$

Με την παραπάνω διαδικασία μπορούν να υπολογιστούν τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του αερίου συναρτήσει της γωνίας *θ*.

2.4. Εναλλάκτης

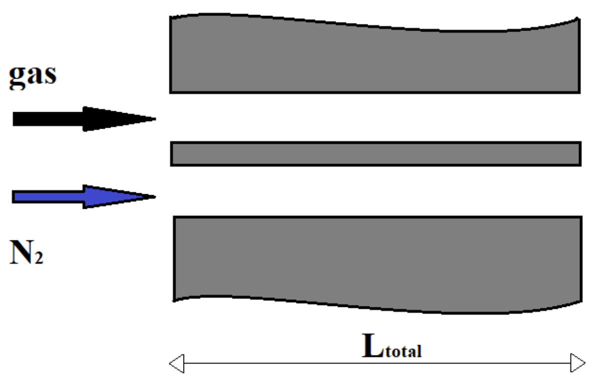
Αφού πλέον ολοκληρώνεται η μελέτη των κυλίνδρων του συμπιεστή και του εκτονωτή, ακολουθεί η ανάλυση τελευταίου σημαντικού υποσυστήματος του κινητήρα Ericsson, του εναλλάκτη θερμότητας. Το αέριο, εξερχόμενο από τον συμπιεστή εισέρχεται στον εναλλάκτη ώστε να θερμανθεί και στην συνέχεια να οδηγηθεί στον εκτονωτή. Για τον λόγο αυτό άλλωστε μελετάται ένας πλακοειδής εναλλάκτης ομορροής.

Το θερμό καυσαέριο εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας με σταθερή παροχή $\dot{m}_g$, πυκνότητα ρ_g και θερμοκρασία T_g. Η ταχύτητα του καυσαερίου επομένως είναι $v_g = \dfrac{\dot{m}_g}{A_g \rho_g}$, όπου A_g η διατομή του καναλιού του καυσαερίου.

Στον σωλήνα όπου εισέρχεται το άζωτο από τον συμπιεστή υπάρχει ήδη στάσιμο άζωτο. Κατά την διάρκεια του κύκλου το άζωτο του σωλήνα παραμένει στάσιμο αφού δεν υπάρχει ροή (μιας και η βαλβίδα εξαγωγής του συμπιεστή και η βαλβίδα εισαγωγής του εκτονωτή δεν είναι ποτέ ταυτόχρονα ανοικτές).

Αφού λοιπόν δεν υπάρχει ροή και το αέριο που εισέρχεται ή εξέρχεται από τον εναλλάκτη είναι αρκετά μικρότερο από την συνολική μάζα του εναλλάκτη, μπορεί να θεωρηθεί ότι το άζωτο στον σωλήνα έχει παντού τα ίδια θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά καθ' όλη την διάρκεια λειτουργίας της μηχανής.

Παρακάτω, στο Σχήμα 2.8, φαίνεται σε σκαρίφημα ο εναλλάκτης.



Σχήμα 2.8 Σκαρίφημα Εναλλάκτη

Για να αναλυθεί η λειτουργία του εναλλάκτη, κρίνεται απαραίτητος ο διαχωρισμός του σε επιμέρους πεπερασμένα στοιχεία. Για να βρεθεί ο αριθμός των πεπερασμένων στοιχείων που θα χρησιμοποιηθούν ακολουθήθηκε η παρακάτω διαδικασία.

Έστω ότι το ενιαίο χρονικό βήμα το οποίο χρησιμοποιείται για τους δύο κυλίνδρους είναι Δt. Στο ίδιο χρονικό βήμα (ώστε να μπαίνει η ίδια μάζα στον εναλλάκτη με αυτή που βγαίνει από τον συμπιεστή και αντίστοιχα στον εκτονωτή) το αέριο έχει διανύσει απόσταση $\Delta x = v_g \Delta t$. Επομένως ο συνολικός αριθμός των πεπερασμένων στοιχείων που θα χρησιμοποιηθούν στον εναλλάκτη είναι $n = \frac{L_{ολ}}{\Delta x}$ όπου $L_{ολ}$ το συνολικό μήκος του σωλήνα. Επειδή πρέπει να προκύπτει ακέραιος αριθμός πεπερασμένων στοιχείων στρογγυλοποιείται το n στον αμέσως επόμενο ακέραιο ο οποίος ονομάζεται N. Έτσι χρησιμοποιούμε N πεπερασμένα στοιχεία το καθένα μήκους $L = \frac{L_{ολ}}{N}$.

Ο εναλλάκτης έχει αρχική μάζα αζώτου ίση με $m_{old} = \rho_N A_N L_{ολ}$ όπου

- ρ_N η πυκνότητα του αζώτου και
- A_N η διατομή του σωλήνα

Κάθε χρονικό βήμα και ανάλογα με τις θέσεις των βαλβίδων, η μάζα του αζώτου στον εναλλάκτη μεταβάλλεται. Έτσι έχουμε ότι $m_{old}(t+\Delta t) = m_{old}(t) + \dot{m}(\theta)\Delta t$ όπου $\dot{m}(\theta)$ είναι η παροχή μάζας που εισέρχεται ή εξέρχεται στον εναλλάκτη συναρτήσει της γωνίας στροφάλου.

Αρχικά όλα τα πεπερασμένα στοιχεία του σωλήνα καυσαερίου αλλά και του μετάλλου έχουν την θερμοκρασία περιβάλλοντος. Στο πρώτο χρονικό βήμα, το πρώτο πεπερασμένο του καυσαερίου έχει θερμοκρασία T_{gas} ενώ τα υπόλοιπα έχουν ακόμα θερμοκρασία περιβάλλοντος.

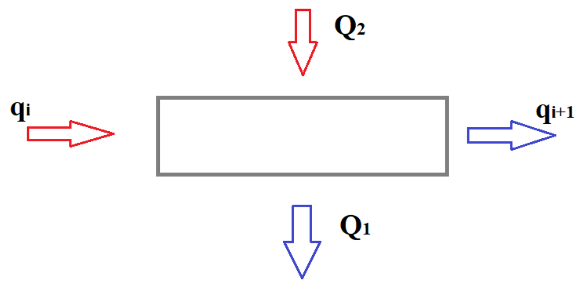
Για το πεπερασμένο στοιχείο i του καυσαερίου εφόσον υπάρχει μόνωση στα άκρα ισχύει ότι

$$\dot{m}_g C_{p,g}(T_{g,i+1})T_{g,i+1} = \dot{m}_g C_{p,g}(T_{g,i})T_{g,i} - h_2 A_{wall}(T_{g,i} - T_{\mu,i}^{old}) \tag{2.49}$$

όπου h_2 η ειδική συναγωγιμότητα του καυσαερίου, A_{wall} η επιφάνεια συναλλαγής, $C_{p,g}$ οι θερμοχωρητικότητες του καυσαερίου στην εκάστοτε θερμοκρασία και $T_{\mu,i}^{old}$ η θερμοκρασία του μετάλλου (στο i στοιχείο) την προηγούμενη χρονική στιγμή.

Από την παραπάνω εξίσωση μπορεί να υπολογιστεί η θερμοκρασία που θα έχει το καυσαέριο όταν βρεθεί στην επόμενη θέση.

Για τα πεπερασμένα στοιχεία του μετάλλου ισχύει ο ισολογισμός ενέργειας που παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.9.



Σχήμα 2.9 Ισολογισμός θερμότητας σε κάθε πεπερασμένο στοιχείο του εναλλάκτη

Όπου

$$Q_2 = h_2 A_{wall}(T_{g,i} - T_{\mu,i}^{old}) \tag{2.50}$$

$$Q_1 = h_1 A_{wall}(T_{\mu,i}^{old} - T_1^{old}) \tag{2.51}$$

$$q_{i+1} = kL(T_{\mu,i}^{old} - T_{\mu,i+1}^{old}) \tag{2.52}$$

$$q_i = kL(T_{\mu,i-1}^{old} - T_{\mu,i}^{old}) \tag{2.53}$$

Ισχύει ότι $q_1 = q_{N+1} = 0$ (λόγω μόνωσης)

Όπου h_1 η ειδική συναγωγιμότητα του αζώτου στον σωλήνα, k η θερμική αγωγιμότητα του μετάλλου, T_1^{old} η θερμοκρασία το αζώτου την προηγούμενη χρονική στιγμή και T_μ^{old} οι θερμοκρασίες των πεπερασμένων του μετάλλου την προηγούμενη χρονική στιγμή.

Έτσι προκύπτει ότι :

$$Q_2 + q_i = Q_1 + q_{i+1} + m_\mu C_\mu \frac{T_{\mu,i}^{new} - T_{\mu,i}^{old}}{\Delta t} \tag{2.54}$$

όπου m_μ : η μάζα, C_μ η θερμοχωρητικότητα και $T_{\mu,i}^{new}$ η θερμοκρασία του πεπερασμένου στοιχείου την επόμενη χρονική στιγμή.

Έτσι προκύπτει:

$$T_{\mu,i}^{new} = T_{\mu,i}^{old} + \frac{h_2 A_{wall}(T_{g,i}^{old} - T_{\mu,i}^{old}) - h_1 A_{wall}(T_{g,i}^{old} - T_1^{old}) + q_i^{old} - q_{i+1}^{old}}{m_\mu C_\mu} \Delta t \tag{2.55}$$

Από τη σχέση (2.55) μπορούν να υπολογιστούν οι νέες θερμοκρασίες του μετάλλου. Τέλος για την θερμοκρασία του αζώτου χρησιμοποιείται η εξίσωση:

$$m_N C_{\rho,\mathrm{N}} \frac{T_1^{new} - T_1^{old}}{\Delta t} = \sum_{i=1}^{N} h_1 A_{wall}(T_{\mu,i}^{old} - T_1^{old}) \tag{2.56}$$

όπου m_N η μάζα του του αζώτου στον σωλήνα και $C_{\rho,\mathrm{N}}$ η θερμοχωρητικότητα του αζώτου στη θερμοκρασία T_1^{old}. Από την παραπάνω εξίσωση μπορεί εύκολα να βρεθεί η νέα θερμοκρασία.

Στη συνέχεια, σειρά έχει ο υπολογισμός της συναγωγιμότητας του καυσαερίου. Αρχικά υπολογίζεται το κινηματικό ιξώδες (v), η αγωγιμότητα (k_g) και ο αριθμός Prandtl του καυσαερίου για θερμοκρασία T_{gas}.

Υπολογίζεται η υδραυλική διάμετρος της διατομής του εναλλάκτη $D_h = \frac{4A}{P}$ όπου A το εμβαδόν και P

η περίμετρος του καναλιού του καυσαερίου.

Υπολογίζεται ο αριθμός Reynolds από την σχέση: $\mathrm{Re} = \dfrac{v_g}{D_h \nu}$

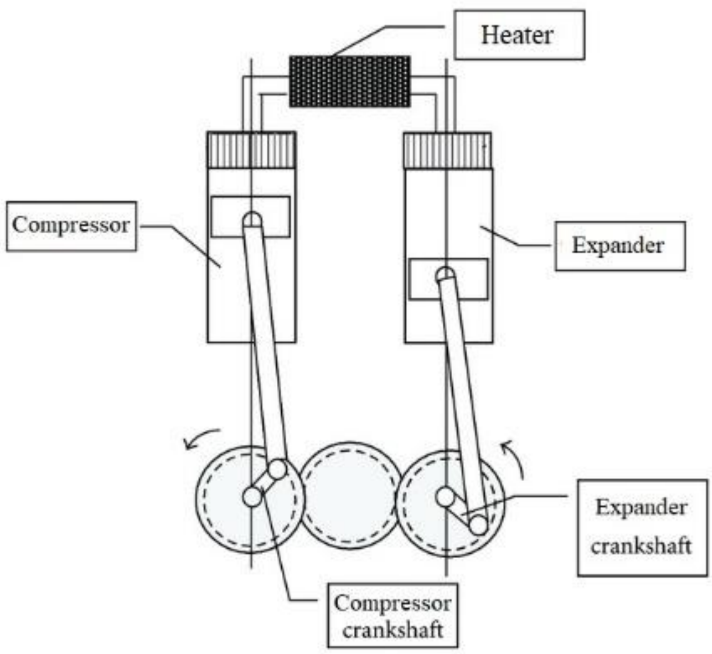
Η συναγωγιμότητα του καυσαερίου δίνεται από την εμπειρική σχέση $h_2 = 0.027 \dfrac{k_g}{D_h} \mathrm{Re}^{0.8} \mathrm{Pr}^{1/3}$.

3. Μοντελοποίηση συνολικού συστήματος κινητήρα Ericsson

Ο κινητήρας αποτελείται από τρία μέλη και λειτουργεί μεταξύ μιας υψηλής πίεσης (P_1) και μιας χαμηλής (P_2).

- Αρχικά βρίσκεται ο συμπιεστής ο οποίος παίρνει παροχή από την φιάλη αζώτου η οποία βρίσκεται στην πίεση P_2 και την συμπιέζει στην πίεση P_1.
- Στην συνέχεια βρίσκεται ο εναλλάκτης ο οποίος βρίσκεται σταθερά στην πίεση P_1 και θερμαίνει την μάζα που ήρθε από τον συμπιεστή.
- Στο τέλος βρίσκεται ο εκτονωτής ο οποίος παράγει το ωφέλιμο έργο. Το άζωτο κατόπιν επιστρέφει στην φιάλη και έτσι ολοκληρώνεται ο κύκλος.

Οι δύο κύλινδροι του κινητήρα ενώνονται με ένα σύστημα στρόφαλου-διωστήρα κοινό για συμπιεστή και εκτονωτή, όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.1.



Σχήμα 3.1 Διάταξη στροφάλου-διωστήρα σε κινητήρα εξωτερικής κάυσης

Η εναλλαγή των μαζών επιτυγχάνεται με τις βαλβίδες που έχει ο κάθε κύλινδρος, μια εισαγωγής και μια εξαγωγής. Παρακάτω θα περιγραφεί πιο αναλυτικά ο τρόπος με τον οποίο λειτουργεί ο κάθε κύλινδρος αλλά και ο εναλλάκτης.

Για τον συμπιεστή ισχύουν τα εξής:

1. Αρχικά το έμβολο βρίσκεται στον άνω νεκρό σημείο (ΑΝΣ) όπου η γωνία στροφάλου είναι $\theta=0^o$ και το άζωτο που υπάρχει στον κύλινδρο βρίσκεται σε υψηλή πίεση P_1 του συστήματος.
2. Το έμβολο ξεκινά να κατεβαίνει προς το κάτω νεκρό σημείο (ΚΝΣ), μέχρις ότου η πίεση του αζώτου να φτάσει την χαμηλή πίεση P_2.
3. Όταν συμβεί αυτό ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής του συμπιεστή και εισέρχεται νέο άζωτο από την φιάλη.

4. Η βαλβίδα εισαγωγής παραμένει ανοικτή μέχρις ότου το έμβολο να φτάσει στο ΚΝΣ, δηλαδή η γωνία στροφάλου να γίνει θ=180^o.
5. Μόλις κλείσει η βαλβίδα εισαγωγής το έμβολο συμπιέζει το άζωτο μέχρις ότου η πίεση του γίνει ίση με την P_1.
6. Όταν συμβεί αυτό ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής του συμπιεστή και το αέριο πηγαίνει στον εναλλάκτη ο οποίος επίσης βρίσκεται σε πίεση P_1.
7. Τέλος η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει όταν το έμβολο επιστρέψει στο ΑΝΣ, δηλαδή για θ=360^o όπου και ο συμπιεστής ξεκινάει τον επόμενο κύκλο του.

Ο εναλλάκτης που χρησιμοποιείται είναι πλακοειδής εναλλάκτης ομορροής. Το ένα τμήμα του εναλλάκτη συνδέει την βαλβίδα εξαγωγής του συμπιεστή και την βαλβίδα εισαγωγής του εκτονωτή (Τμήμα Α). Το αέριο που υπάρχει εκεί βρίσκεται σταθερά σε πίεση P_1. Από το άλλο τμήμα του εναλλάκτη (Τμήμα Β) εισέρχεται θερμό καυσαέριο σταθερής παροχής και θερμοκρασίας σε όλη την διάρκεια του κύκλου. Με αυτό τον τρόπο το άζωτο που περιέχεται στον εναλλάκτη αλλά και αυτό που μπαίνει από τον συμπιεστή θερμαίνεται. Το γεγονός ότι θερμαίνεται έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης του αζώτου στο Τμήμα Α του εναλλάκτη. Αυτό είναι κάτι που πρέπει να αποφευχθεί καθώς ο εναλλάκτης πρέπει πάντα να λειτουργεί στην πίεση P_1. Για τον λόγο αυτό μπορεί να ενσωματωθεί στο Τμήμα Α ένας συσσωρευτής ο οποίος θα μπορεί να διογκώνεται καθώς το άζωτο θα ζεσταίνεται με αποτέλεσμα το αέριο στο Τμήμα Α να έχει σταθερή πίεση ίση με P_1. Για καλύτερη λειτουργία του συνολικού κύκλου μπορεί αρχικά να προθερμανθεί το άζωτο μέχρι να αποκτήσει μια υψηλότερη θερμοκρασία. Πολύ σημαντική είναι η επιλογή κατάλληλων διαστάσεων του εναλλάκτη αλλά και του υλικού της επιφάνειας συναλλαγής. Για να μπορέσει ο εναλλάκτης και κατά συνέπεια το σύστημα να λειτουργήσει ομαλά, πρέπει η πτώση θερμοκρασίας του αζώτου που θα προκύψει από την ανάμιξη του αερίου του εναλλάκτη και του κρύο αζώτου που εισέρχεται από τον συμπιεστή να μπορεί να αναπληρωθεί από το καυσαέριο. Για τον λόγο αυτό είναι σημαντικό να βρεθούν κατάλληλες διαστάσεις έτσι ώστε να υπάρχει αρκετή θερμή μάζα στον εναλλάκτη και άρα η πτώση της θερμοκρασίας του αζώτου να είναι μικρότερη. Επίσης πρέπει να βρεθεί το πάχος που θα έχει η επιφάνεια συναλλαγής αλλά και ένα υλικό με κατάλληλη θερμική αγωγιμότητα για να μπορέσει να αναπληρωθεί η θερμοκρασία του αζώτου στο Τμήμα Α.

Για τον εκτονωτή ισχύουν τα παρακάτω:

1. Όταν το έμβολο του εκτονωτή βρίσκεται στο ΑΝΣ δηλαδή όταν θ=0^o ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής του εκτονωτή και εισέρχεται θερμό άζωτο από τον εναλλάκτη. Το άνοιγμα της βαλβίδας μπορεί να επιλεγεί αρχικά αυθαίρετα και αποτελεί είσοδο του συστήματος.
2. Η βαλβίδα εισαγωγής θα κλείσει σε μια γωνία για την οποία το έμβολο θα φτάσει στο ΚΝΣ (θ=180^o) με πίεση P_2. Αν αυτό δεν μπορεί να επιτευχθεί, σημαίνει ότι έχει επιλεγεί ένα μικρό άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής.
3. Μόλις το έμβολο φτάσει στο ΚΝΣ ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής και το άζωτο επιστρέφει στην φιάλη.
4. Η βαλβίδα εξαγωγής παραμένει ανοικτή μέχρι μία γωνία *θ,* η οποία επίσης αποτελεί είσοδο του συστήματος.
5. Τέλος η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει, το έμβολο επιστρέφει στο ΑΝΣ και ξεκινάει ο επόμενος κύκλος του εκτονωτή.

Για την σωστή λειτουργία, όμως, του κινητήρα ως συνόλου, είναι απαραίτητος ο έλεγχος των βαλβίδων. Απαιτούνται συνολικά τρεις έλεγχοι σε κάθε κύκλο.

1. Ο εκτονωτής στο ΑΝΣ έχει πίεση P_1. Όταν ανοίξει η βαλβίδα εισαγωγής του εκτονωτή εισέρχεται μια μάζα αζώτου. Ο εκτονωτής για να επιστρέψει στο τέλος του κύκλου πάλι στην πίεση P_1 απαιτείται να ανοίξει η βαλβίδα εξαγωγής του εκτονωτή. Λαμβάνοντας υπόψη την γωνία που κλείνει η βαλβίδα εξαγωγής (η οποία αποτελεί είσοδο του συστήματος) πρέπει να υπολογιστεί το μέγιστο άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής του εκτονωτή έτσι ώστε η πίεση του αζώτου να είναι ίση με P_1 όταν το έμβολο επιστρέψει στο ΑΝΣ. Η μάζα εισόδου και εξόδου από τον εκτονωτή δεν είναι απαραίτητα ίδιες καθώς το αέριο αλλά και τα τοιχώματα του εκτονωτή θερμαίνονται.

2. Για να μπορέσει το σύστημα να λειτουργήσει ομαλά πρέπει η μάζα που επέστρεψε από τον εκτονωτή στην φιάλη να αναπληρωθεί στον συμπιεστή για να επιτευχθεί ο ισολογισμός της μάζας στο σύστημα. Έχοντας ήδη υπολογίσει το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής του εκτονωτή και άρα την μάζα που επέστρεψε στην φιάλη πρέπει να υπολογιστεί το μέγιστο άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής του συμπιεστή έτσι ώστε να επιστρέψει η μάζα στο σύστημα. Γνωρίζοντας την γωνία που ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής του συμπιεστή (όταν η πίεση του αζώτου γίνει ίση με P_2) αλλά και την γωνία που αυτή κλείνει (όταν το έμβολο φτάσει στο ΚΝΣ) μπορεί να υπολογιστεί το κατάλληλο άνοιγμα (*lift*) της βαλβίδας ώστε να επιτευχθεί ο ισολογισμός της μάζας στο σύστημα.

3. Με βάση τώρα την μάζα που μπήκε στον συμπιεστή μπορεί να υπολογιστεί το μέγιστο άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής του συμπιεστή έτσι ώστε ο συμπιεστής να επιστρέψει στο ΑΝΣ με πίεση ίση με P_1. Γνωρίζοντας την γωνία που ο συμπιεστής επιστρέφει στην πίεση P_1 (επειδή στον συμπιεστή έχει προστεθεί μια επιπλέον μάζα, ο συμπιεστής θα βρεθεί στην πίεση P_1 πριν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ), μπορεί να υπολογιστεί το μέγιστο άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής του συμπιεστή έτσι ώστε στο ΑΝΣ σημείο η πίεση του συμπιεστή να είναι ίση με P_1. Η μάζα εισόδου και εξόδου από τον συμπιεστή δεν είναι απαραίτητα ίδιες καθώς το αέριο αλλά και τα τοιχώματα του συμπιεστή θερμαίνονται.

Ο ισολογισμός της μάζας στον εναλλάκτη δεν ισχύει απαραίτητα σε κάθε κύκλο. Δηλαδή είναι αρκετά πιθανό ειδικά μέχρι να ισορροπήσει το σύστημα να αυξάνεται ή να μειώνεται η συνολική μάζα του εναλλάκτη. Αν η μάζα αυξάνεται τότε αυτή θα αποθηκεύεται στον συσσωρευτή (για να παραμένει σταθερή η πίεση του εναλλάκτη) ενώ αν αυτή μειώνεται ο συσσωρευτής θα την αναπληρώνει.

Είναι πολύ σημαντικό να ληφθεί υπόψιν ότι μελετάται ένα μεταβατικό φαινόμενο. Αυτό σημαίνει ότι οι γωνίες αλλά και τα ανοίγματα των βαλβίδων που υπολογίστηκαν στον αρχικό κύκλο δεν θα πρέπει να παραμείνουν σταθερά μέχρι να ισορροπήσει το σύστημα. Ο λόγος για τον οποίο συμβαίνει αυτό είναι επειδή τόσο το αέριο όσο και τα τοιχώματα του συμπιεστή και του εκτονωτή θερμαίνονται, κάτι που έχει ως αποτέλεσμα ο θερμοδυναμικός κύκλος κάθε κυλίνδρου να μεταβάλλεται. Επίσης καθώς το άζωτο στον εναλλάκτη θερμαίνεται αποκτά μεγαλύτερη ενθαλπία. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να απαιτείται ολοένα και μικρότερη μάζα για να μπορέσει ο εκτονωτής να βρεθεί στο ΚΝΣ με πίεση ίση με P_2. Εφόσον το άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής του εκτονωτή αποτελεί είσοδο του συστήματος και παραμένει σταθερό σε όλη την διάρκεια λειτουργίας της μηχανής έχει ως αποτέλεσμα η γωνία για την οποία η βαλβίδα παραμένει ανοικτή να μικραίνει. Το γεγονός ότι μπήκε μικρότερη μάζα στον εκτονωτή έχει ως αποτέλεσμα να επιστρέφει και λιγότερη μάζα στην φιάλη. Αφού η γωνία η οποία κλείνει η βαλβίδα εξαγωγής του εκτονωτή αποτελεί είσοδο του συστήματος έχει ως αποτέλεσμα το μέγιστο άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής του εκτονωτή να μειωθεί. Εφόσον τώρα επέστρεψε στην φιάλη μικρότερη μάζα το άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής του συμπιεστή επίσης πρέπει να μειωθεί για να ισχύει ο ισολογισμός μάζας του συστήματος. Τέλος και το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής θα πρέπει να μειωθεί αφού στο σύστημα μπήκε μικρότερη μάζα από την φιάλη.

Από τα παραπάνω γίνεται αντιληπτό ότι για την σωστή λειτουργία του κύκλου απαιτείται ένας πολύ καλός έλεγχος των βαλβίδων του κινητήρα. Μερικοί έλεγχοι των βαλβίδων (όπως η γωνία για την οποία ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής του συμπιεστή είναι αρκετά απλοί αφού η βαλβίδα ανοίγει απλά όταν η πίεση γίνει ίση με P_2). Κάποιοι έλεγχοι όμως (όπως η γωνία όπου κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής του εκτονωτή έτσι ώστε το έμβολο να φτάσει στο ΚΝΣ με πίεση ίση με P_2) είναι αρκετά πολύπλοκοι αφού απαιτούν ως είσοδο όλες τις μεταβλητές του συστήματος (θερμοκρασία αερίου, θερμοκρασία τοιχώματος και πίεση αερίου για την γωνία στροφάλου που βρίσκεται το έμβολο). Γίνεται επομένως αντιληπτό ότι ένας πολύ καλός έλεγχος είναι καθοριστικός για την βέλτιστη λειτουργία του κινητήρα. Η μελέτη και η ανάπτυξη ενός τέτοιου συστήματος αυτομάτου ελέγχου υπερβαίνει το σκοπό της παρούσας διπλωματικής εργασίας. Για τον λόγο αυτό όποτε απαιτείται κάποιος έλεγχος μιας βαλβίδας, λύνεται επαναληπτικά το σύστημα μέχρις ότου ικανοποιηθεί η ζητούμενη συνθήκη. Παρόλο που αυτή η θεώρηση δεν ανταποκρίνεται τελείως στην πραγματικότητα, μιας και ο τρόπος που θα άνοιγε η βαλβίδα με το σύστημα ελέγχου δεν θα ήταν ακριβώς ίδιος με αυτόν που λαμβάνεται από την επαναληπτική επίλυση, θεωρείται ότι αυτή η διαφοροποίηση δεν θα επηρεάσει σημαντικά την μορφή του δυναμοδεικτικού διαγράμματος.

Αξίζει να αναφερθεί ότι αρχικά δοκιμάστηκε να μην χρησιμοποιηθεί κάποιο σύστημα ελέγχου για τις βαλβίδες όπως αναφέρθηκε παραπάνω. Παρατηρήθηκε όμως ότι καθώς αυξανόταν ο αριθμός των κύκλων του συστήματος, οι θερμοδυναμικοί κύκλοι δεν ήταν οι βέλτιστοι. Για παράδειγμα στον εκτονωτή καθώς τα τοιχώματα άρχισαν να ζεσταίνονται αλλά και το άζωτο που εισερχόταν από τον εναλλάκτη γινόταν όλο και πιο θερμό, παρατηρήθηκε ότι αν διατηρούταν η γωνία που κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής σταθερή, τότε το αέριο στο ΚΝΣ θα είχε πίεση μεγαλύτερη από P_2. Αυτό είχε ως αποτέλεσμα όταν άνοιγε η βαλβίδα εξαγωγής του εκτονωτή η διαφορά πίεσης μεταξύ αζώτου στον εκτονωτή και στην φιάλη να είναι μεγαλύτερη και επομένως να παρατηρείται μια απότομη πτώση πίεσης και επομένως το ωφέλιμο έργο να μειώνεται. Επειδή αυτή η μείωση του έργου μετά από την πάροδο μερικών κύκλων γινόταν σημαντική, η ενσωμάτωση ενός συστήματος ελέγχου των βαλβίδων κρίθηκε απαραίτητο.

4. Αποτελέσματα

4.1. Προσομοίωση συμβατικού κινητήρα Ericsson

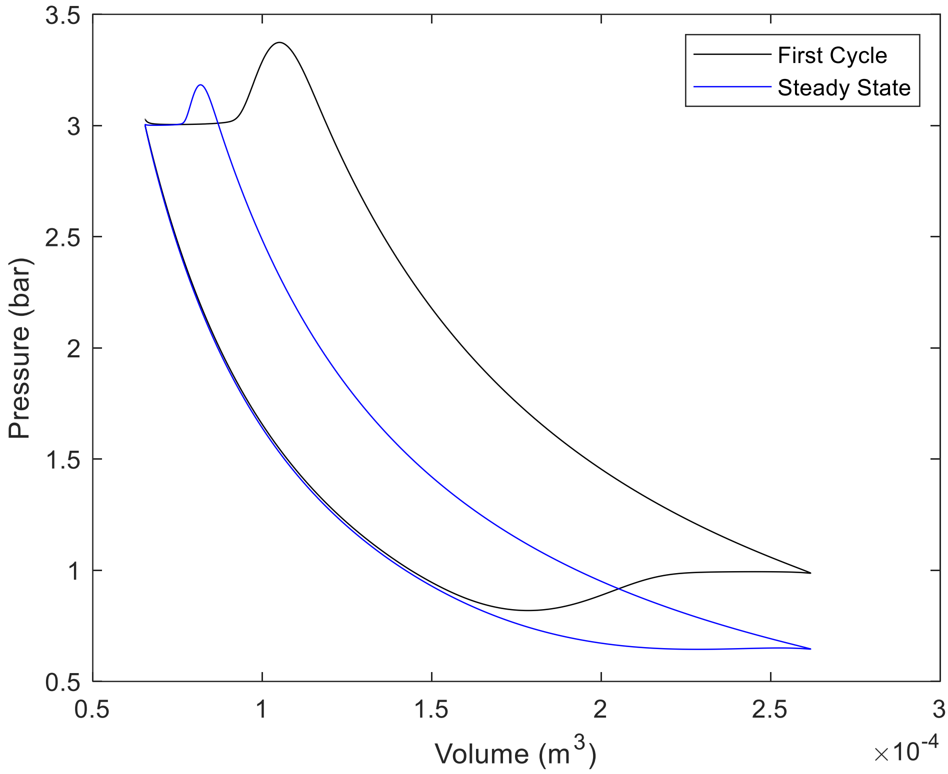
Η μοντελοποίηση του συστήματος όπως περιγράφηκε παραπάνω, αλλά και οι κώδικες στο περιβάλλον της *Matlab* που αναπτύχθηκαν, έγιναν με τέτοιο τρόπο έτσι ώστε να μπορούν να επιλεγούν ως είσοδος όποιες γεωμετρικές διαστάσεις (κυλίνδρων, εναλλάκτη, βαλβίδων και τον λόγο στρόφαλου-διωστήρα) χρειάζονται, καθώς και τις πιέσεις (P_1,P_2), την παροχή μάζας και τη θερμοκρασία του καυσαερίου στον εναλλάκτη αλλά και τις στροφές που θα λειτουργήσει ο κινητήρας.

Παρακάτω παρουσιάζονται τα πιο σημαντικά διαγράμματα της προσομοίωσης της λειτουργίας του κινητήρα για τις παρακάτω τιμές :

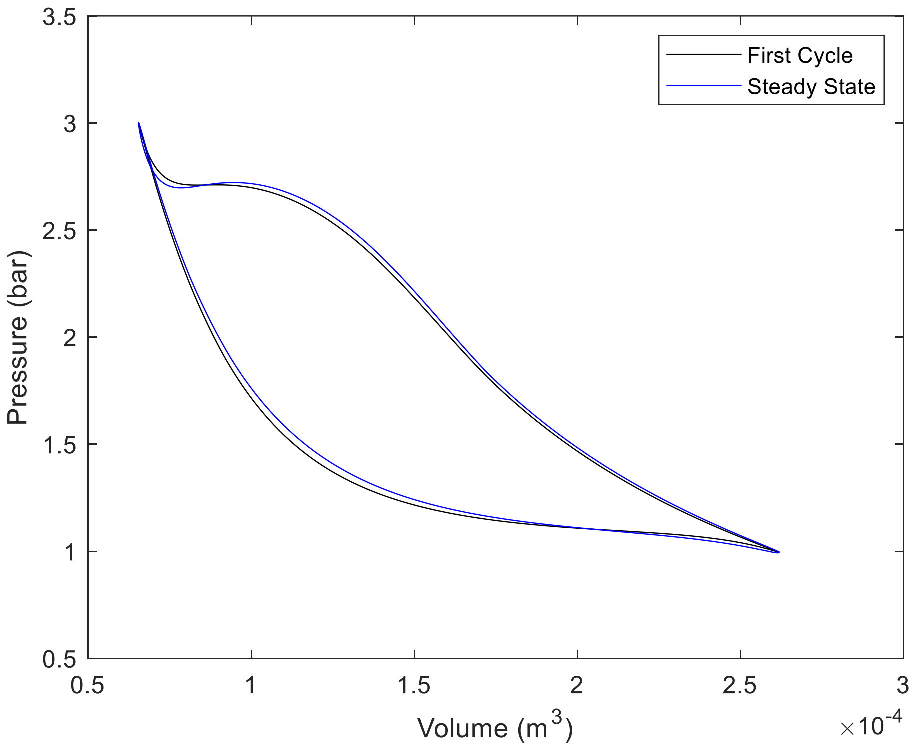
- Διάμετρος Κυλίνδρων: 50 mm
- Διαδρομή εμβόλου: 100 mm
- Λόγος Συμπίεσης: 4
- Λόγος Μήκους διωστήρα/ακτίνα διωστήρα:5
- P_1=3 bar
- P_2=1 bar
- Θερμοκρασία καυσαερίου: 1300 K, ενώ προηγείται προθέρμανση μέχρι το άζωτο στον εναλλάκτη να φτάσει τους 900 K.
- Ο κινητήρας λειτουργεί στα 600 rpm.
- Τα τοιχώματα του κυλίνδρου ψύχονται από ψυκτικό υγρό σε θερμοκρασία περιβάλλοντος.

Ο αλγόριθμος που προσομοιώνει τη λειτουργία του κινητήρα και καταστρώθηκε στο υπολογιστικό περιβάλλον της *Matlab* εκτελείται μέχρι το σύστημα να φτάσει στη μόνιμη κατάσταση, δηλαδή όταν όλες οι μεταβλητές του συστήματος έχουν συγκλίνει και οι θερμοδυναμικοί κύκλοι παραμένουν πρακτικά αμετάβλητοι.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται αναλυτικά τα αποτελέσματα του μοντέλου. Αρχικά παρουσιάζονται στα Σχήματα 4.1 και 4.2 τα P-V διαγράμματα του συμπιεστή και του εκτονωτή και γίνεται σύγκριση μεταξύ του πρώτου κύκλου και του κύκλου μόνιμης κατάστασης του κινητήρα.



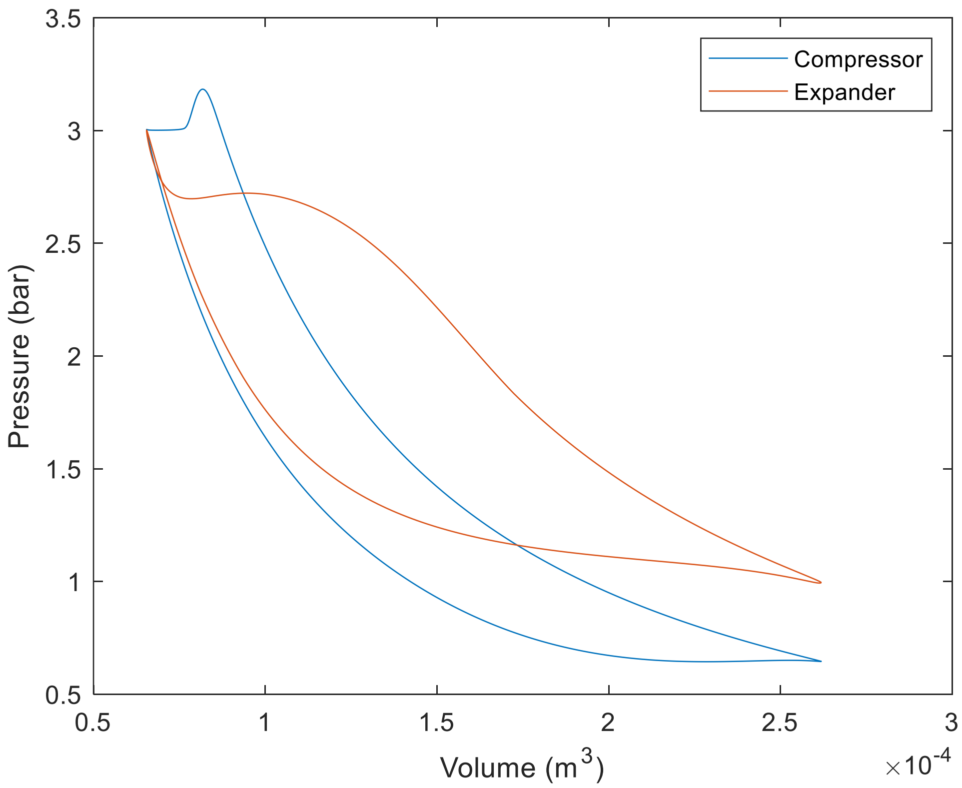
Σχήμα 4.1 Σύγκριση πρώτου θερμοδυναμικού κύκλου συμπιεστή (μαύρο) με κύκλου μόνιμης κατάστασης (μπλε)



Σχήμα 4.2 Σύγκριση πρώτου θερμοδυναμικού κύκλου εκτονωτή (μαύρο) με κύκλου μόνιμης κατάστασης (μπλε)

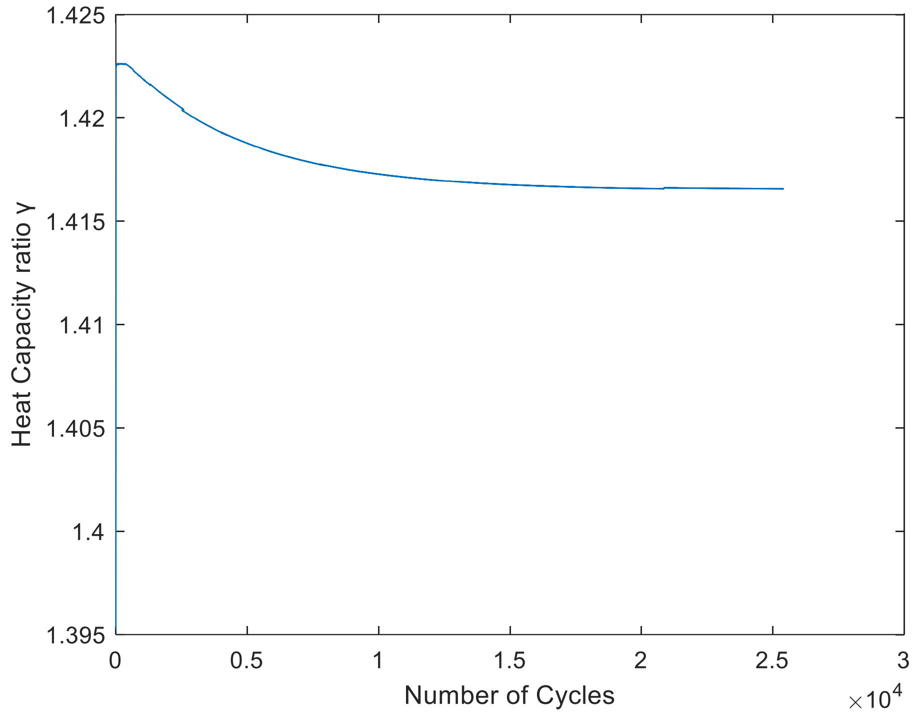
Παρατηρείται ότι καθώς αυξάνεται ο αριθμός των κύκλων, τόσο οι κύκλοι γίνονται καλύτεροι ως προς το ωφέλιμο έργο τους (η διαφορά του ωφέλιμου έργου από τον εκτονωτή από το έργο που καταναλώνουμε στον συμπιεστή συνεχώς αυξάνεται). Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι τα τοιχώματα των κυλίνδρων θερμαίνονται με αποτέλεσμα να διαφεύγει όλο και λιγότερη θερμότητα προς αυτά. Στον εκτονωτή αυτό που συμβαίνει ουσιαστικά είναι ότι απαιτείται όλο και λιγότερη θερμή μάζα να εισέλθει από τον εναλλάκτη για να λειτουργήσει σωστά ο κύκλος. Αυτός είναι και ο λόγος που στον εκτονωτή δεν παρατηρείται τόσο σημαντική μεταβολή στο ωφέλιμο έργο που επιτυγχάνεται. Η μεγάλη διαφορά παρατηρείται στον συμπιεστή εξαιτίας του γεγονότος ότι απαιτείται να εισέλθει άρα και να εξέλθει λιγότερη μάζα από τον εκτονωτή και άρα απαιτείται να εισέλθει μικρότερη μάζα αερίου στον συμπιεστή από την φιάλη. Έτσι το έργο που καταναλώνεται για την συμπίεση είναι αρκετά μικρότερο. Αποτέλεσμα των παραπάνω είναι ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα συνεχώς να αυξάνεται μέχρι να φτάσει στη μόνιμη κατάσταση, όπου πλέον τα τοιχώματα έχουν ακριβώς την θερμοκρασία που πρέπει για να μην θερμαίνονται αλλά ούτε και να ψύχονται μετά την ολοκλήρωση ενός επιπλέον κύκλου.

Στο Σχήμα 4.3 φαίνονται σε ένα κοινό σχήμα τα διαγράμματα P-V του εκτονωτή και του συμπιεστή στη μόνιμη κατάσταση.

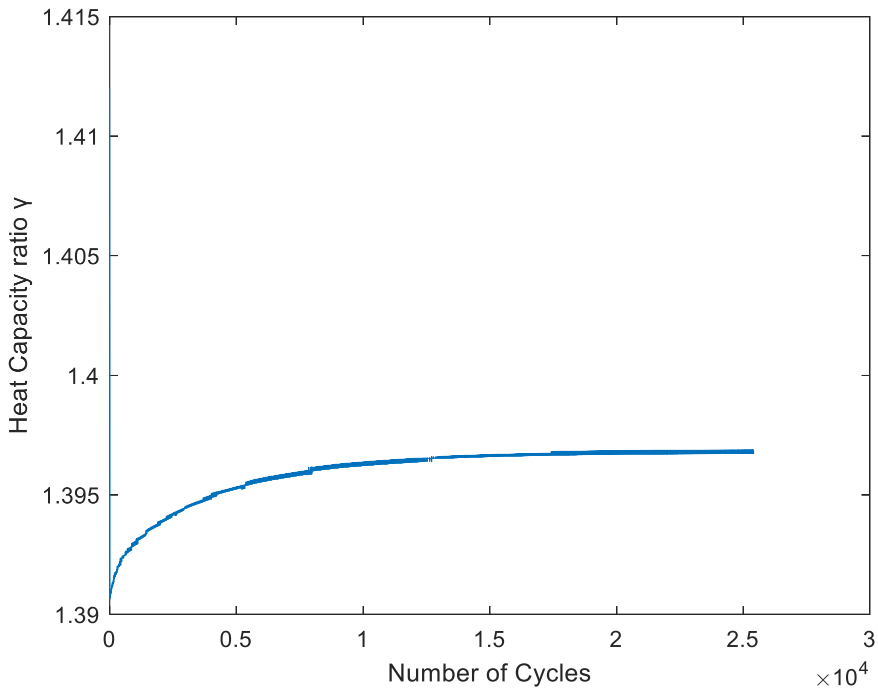


Σχήμα 4.3 Θερμοδυναμικοί κύκλοι συμπιεστή (μπλε) και εκτονωτή (κόκκινο) στη μόνιμη κατάσταση

Τα διαγράμματα των πολυτροπικών βαθμών των αντίστοιχων μεταβολών του εκτονωτή και του συμπιεστή φαίνονται στα Σχήματα 4.4-4.7.

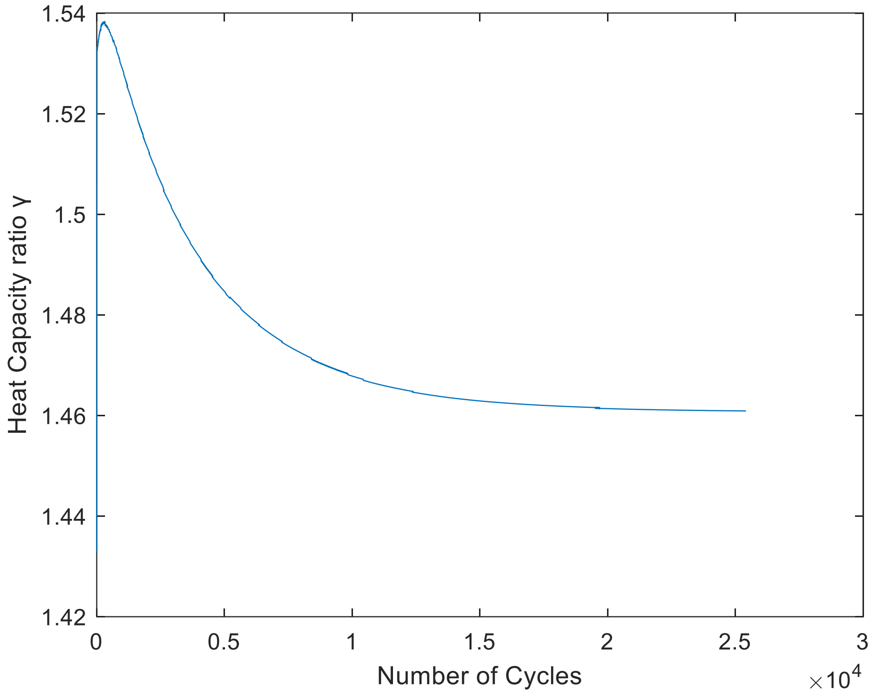


Σχήμα 4.4 Πολυτροπικός βαθμός μεταβολής 1-2 συμπιεστή (εκτόνωση)

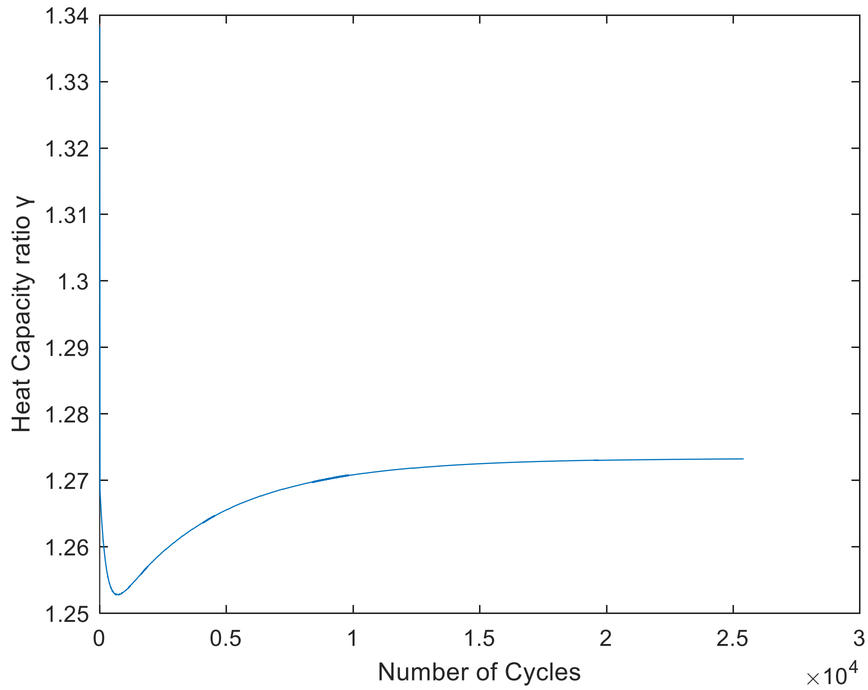


Σχήμα 4.5 Πολυτροπικός βαθμός μεταβολής 3-4 συμπιεστή (συμπίεση)

Οι πολυτροπικοί βαθμοί του συμπιεστή όπως φαίνονται και από τα παραπάνω διαγράμματα είναι πολύ κοντά στο 1.4 και επομένως πρόκειται για αδιαβατικές μεταβολές. Σε συνδυασμό με το γεγονός ότι οι άλλες δύο μεταβολές είναι πολύ κοντά σε ισόθλιπτες, συμπεραίνεται ότι ο κύκλος του συμπιεστή προσεγγίζει έναν κοινό κύκλο Joule.



Σχήμα 4.6 Πολυτροπικός βαθμός μεταβολής 2-3 εκτονωτή (εκτόνωση)



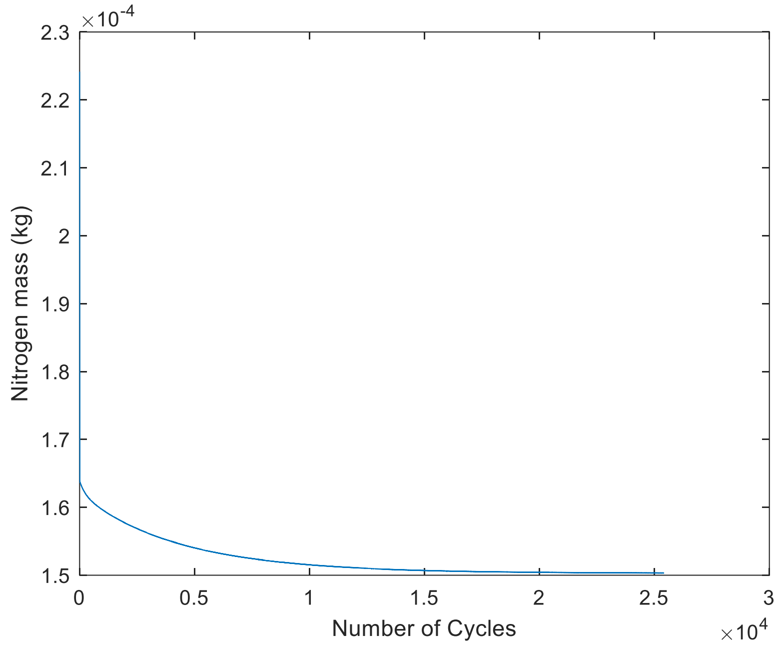
Σχήμα 4.7 Πολυτροπικός βαθμός μεταβολής 4-1 εκτονωτή (συμπίεση)

Οι πολυτροπικοί βαθμοί του εκτονωτή όπως φαίνονται και από τα παραπάνω διαγράμματα είναι σχετικά κοντά στο 1.4 και επομένως μπορεί να θεωρηθεί ότι είναι αδιαβατικές μεταβολές. Η διαφορά που παρατηρείται σε σχέση με τους αντίστοιχους πολυτροπικούς βαθμούς του συμπιεστή οφείλεται στο γεγονός ότι πραγματοποιείται είσοδος μιας πολύ θερμής μάζας από τον εναλλάκτη στον κύλινδρο. Σε συνδυασμό με το γεγονός ότι οι άλλες δύο μεταβολές είναι πολύ κοντά σε ισόθλιπτες, συμπεραίνεται ότι ο κύκλος του εκτονωτή προσεγγίζει τον κύκλο Joule.

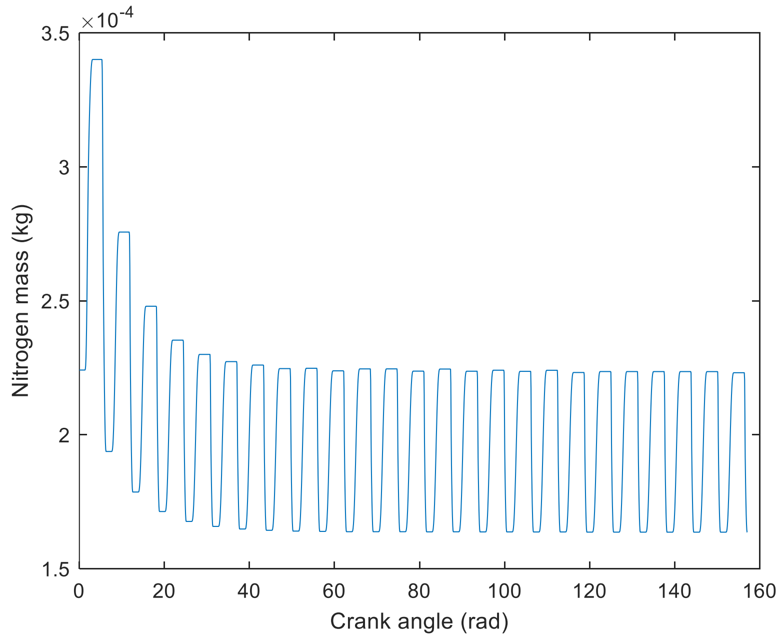
Πολύ σημαντικά είναι επίσης τα διαγράμματα της μάζας αλλά και της θερμοκρασίας του αζώτου σε κάθε τμήμα του κινητήρα. Για τον λόγο αυτό έχουν κατασκευαστεί δύο κατηγορίες διαγραμμάτων. Στην πρώτη κατηγορία θα παρουσιάζεται η εξάρτηση της μάζας ή της θερμοκρασίας του αερίου στο ΑΝΣ συναρτήσει του αριθμού των κύκλων, έτσι ώστε να εξετασθεί αν συγκλίνουν τα μεγέθη που μελετώνται. Στη δεύτερη κατηγορία θα παρουσιάζεται η μεταβολή του κάθε μεγέθους κατά την διάρκεια ενός κύκλου.

Για τις μάζες προκύπτουν τα παρακάτω διαγράμματα.

Για τον συμπιεστή:



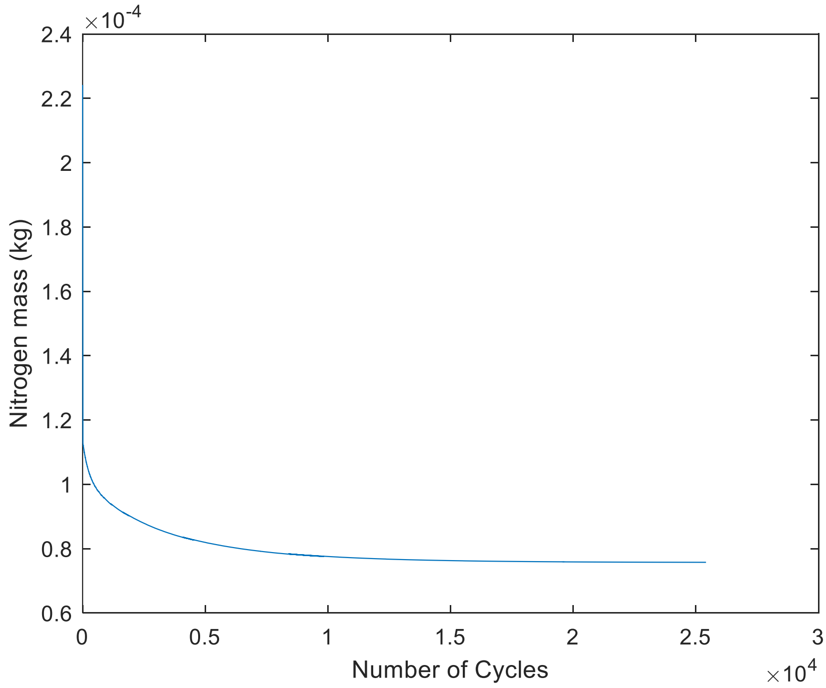
Σχήμα 4.8 Συνολική μάζα αζώτου συμπιεστή στο ΑΝΣ κάθε κύκλου



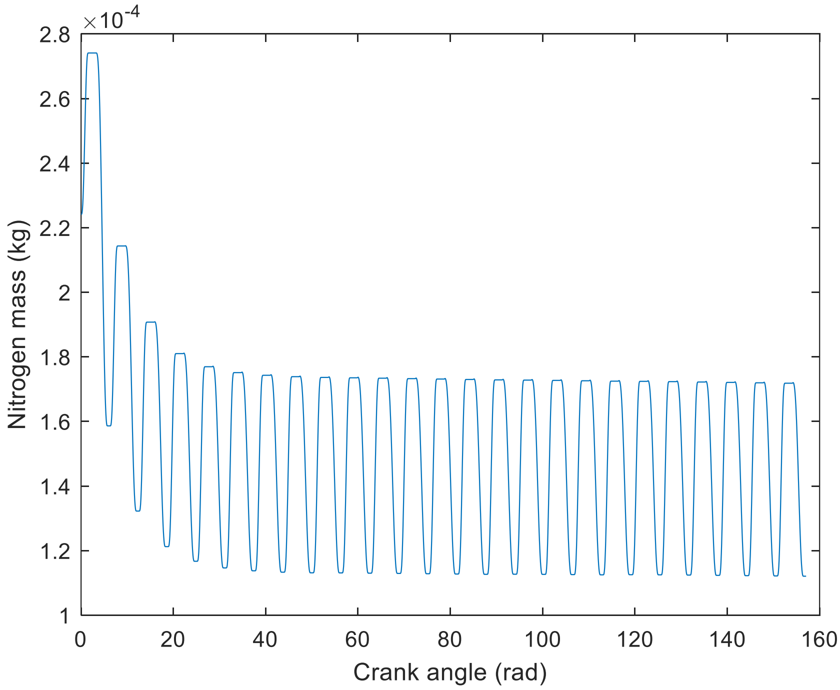
Σχήμα 4.9 Διακύμανση μάζας αζώτου συμπιεστή κατά τη διάρκεια των πρώτων κύκλων λειτουργίας

Γίνεται φανερό ότι στο συμπιεστή, η μάζα του αζώτου κατά τη διάρκεια των πρώτων κύκλων μειώνεται. Η διαφορά κάθε κύκλου προστίθεται στον εναλλάκτη, όπως φαίνεται στο αντίστοιχο Σχήμα 4.12 παρακάτω. Το μεταβατικό αυτό φαινόμενο όμως διαρκεί λίγο και το σύστημα πολύ γρήγορα έρχεται σε ισορροπία.

Για τον εκτονωτή:



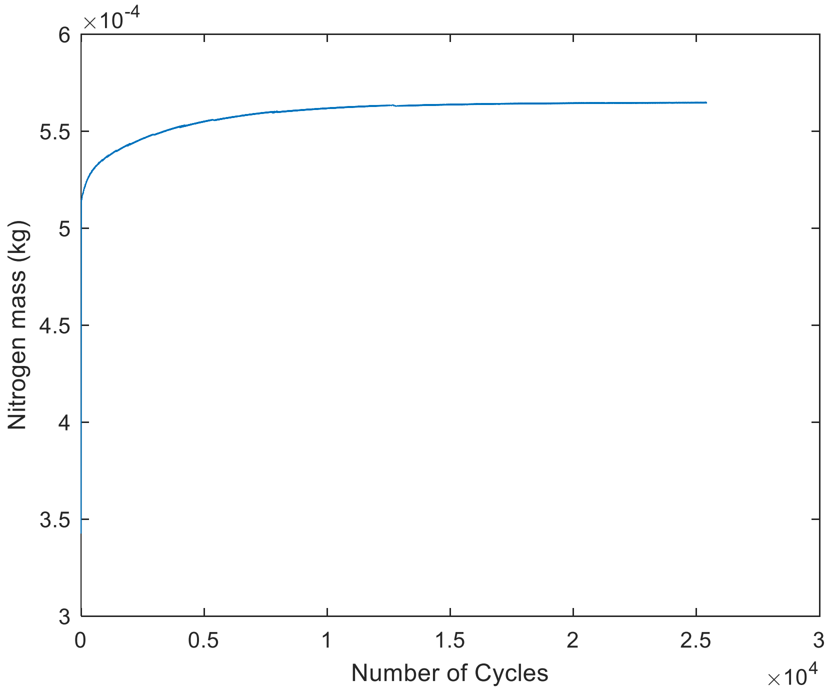
Σχήμα 4.10 Συνολική μάζα αζώτου εκτονωτή στο ΑΝΣ κάθε κύκλου



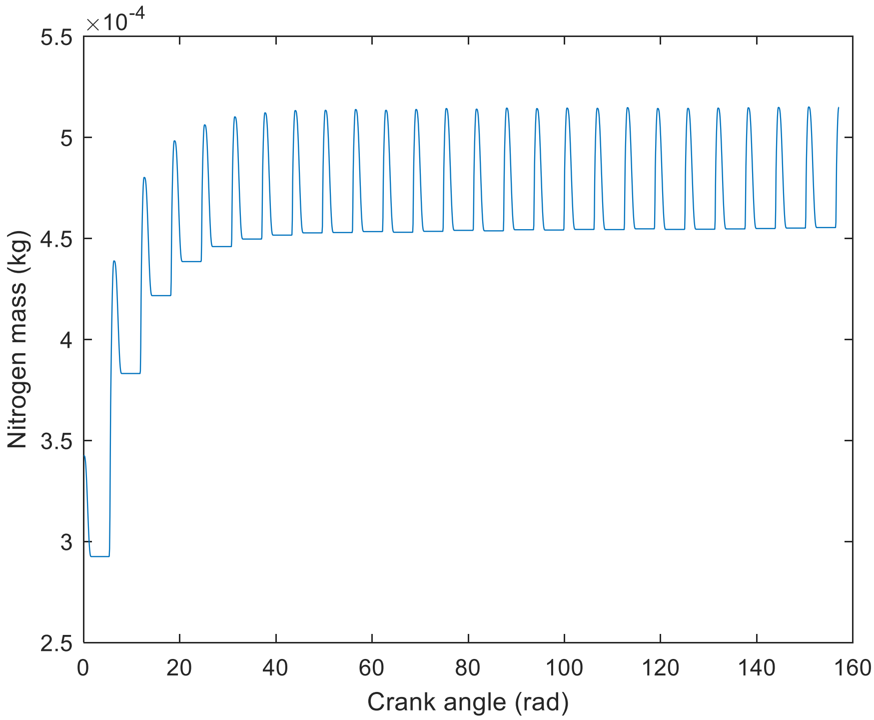
Σχήμα 4.11 Διακύμανση μάζας αζώτου εκτονωτή κατά τη διάρκεια των πρώτων κύκλων λειτουργίας

Όπως και στον συμπιεστή παρατηρείται ότι λιγοστεύει η μάζα του εκτονωτή στους πρώτους κύκλους, αλλά πολύ γρήγορα έρχεται και αυτός σε ισορροπία.

Για τον εναλλάκτη:



Σχήμα 4.12 Συνολική μάζα αζώτου εναλλάκτη στο ΑΝΣ των κύκλων των συμπιεστή και εκτονωτή

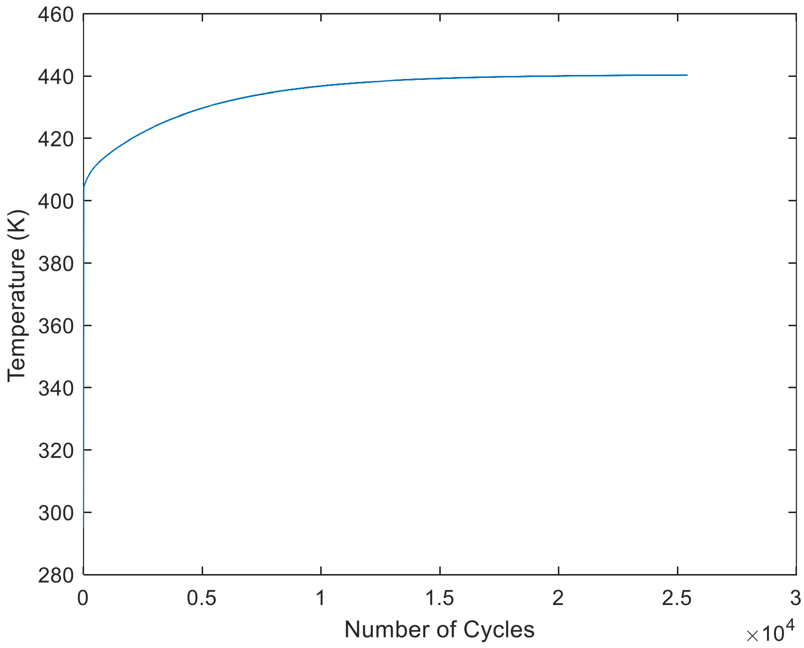


Σχήμα 4.13 Διακύμανση μάζας αζώτου εναλλάκτη κατά τη διάρκεια των πρώτων κύκλων λειτουργίας

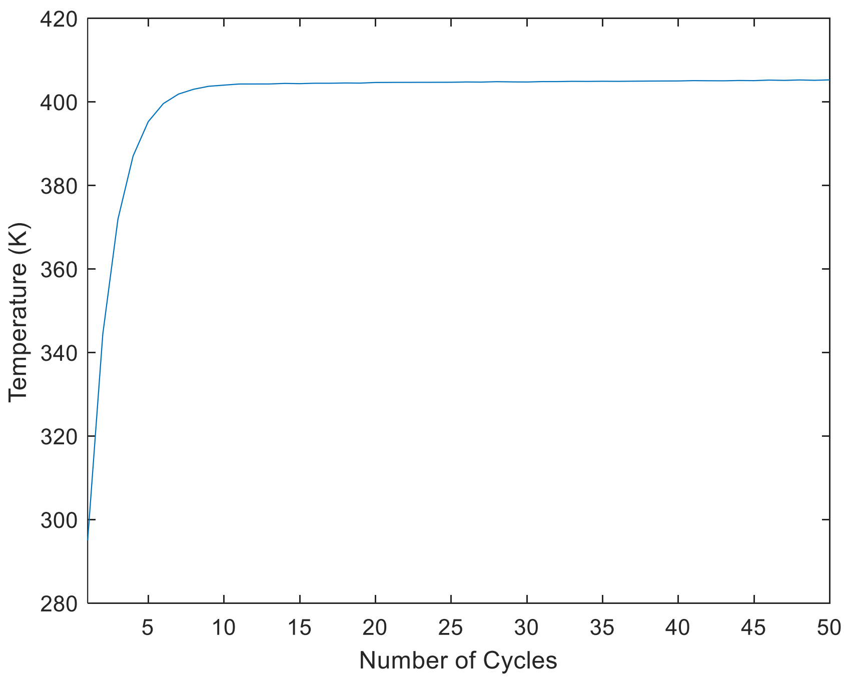
Η μάζα που έφυγε από τον συμπιεστή και τον εκτονωτή στους πρώτους κύκλους, προστίθεται στον εναλλάκτη και για το λόγο αυτό στους πρώτους κύκλους η μάζα του αερίου στον εναλλάκτη αυξάνεται.

Για τις θερμοκρασίες του αζώτου.

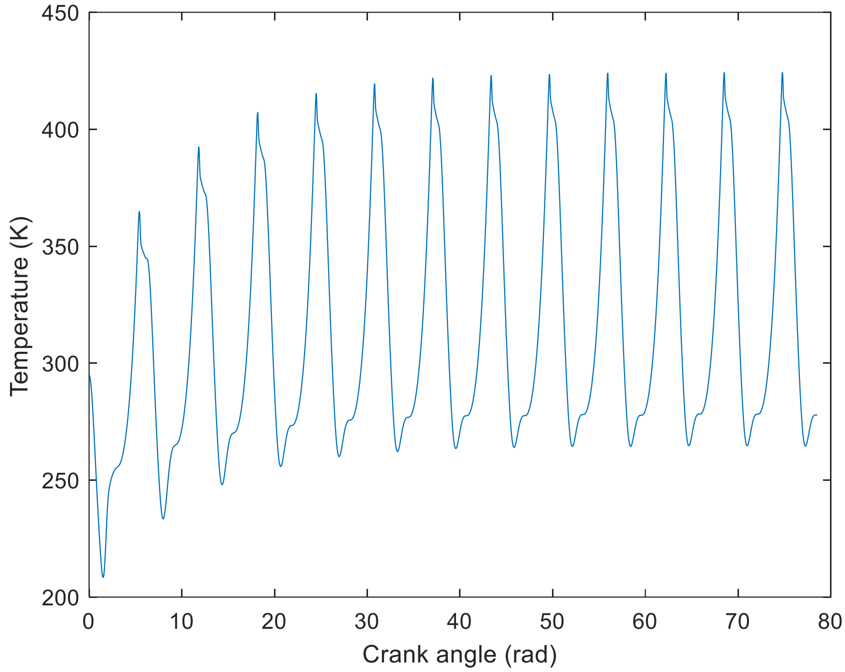
Για τον συμπιεστή:



Σχήμα 4.14 Θερμοκρασία αζώτου συμπιεστή στο ΑΝΣ κάθε κύκλου



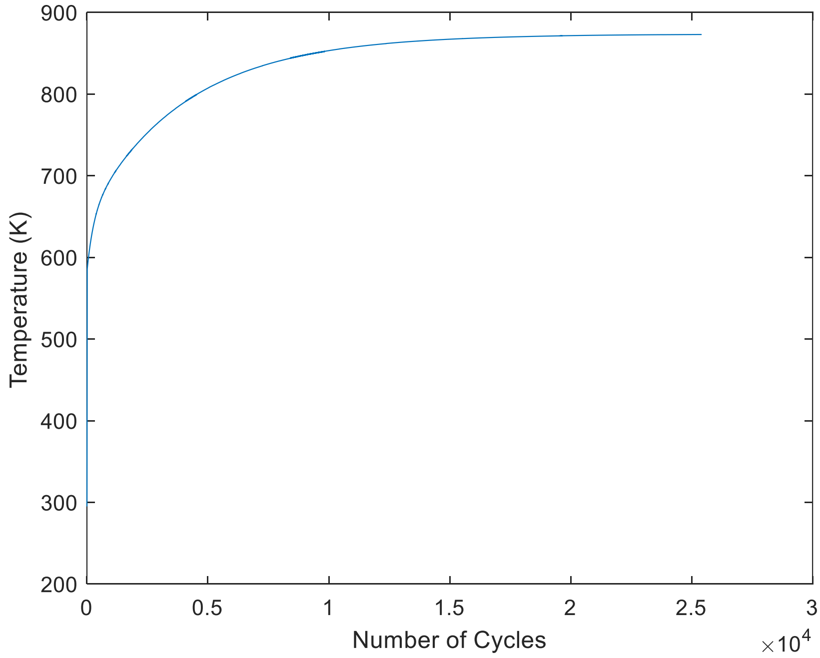
Σχήμα 4.15 Θερμοκρασία αζώτου συμπιεστή στο ΑΝΣ κατά τη διάρκεια των πρώτων κύκλων λειτουργίας



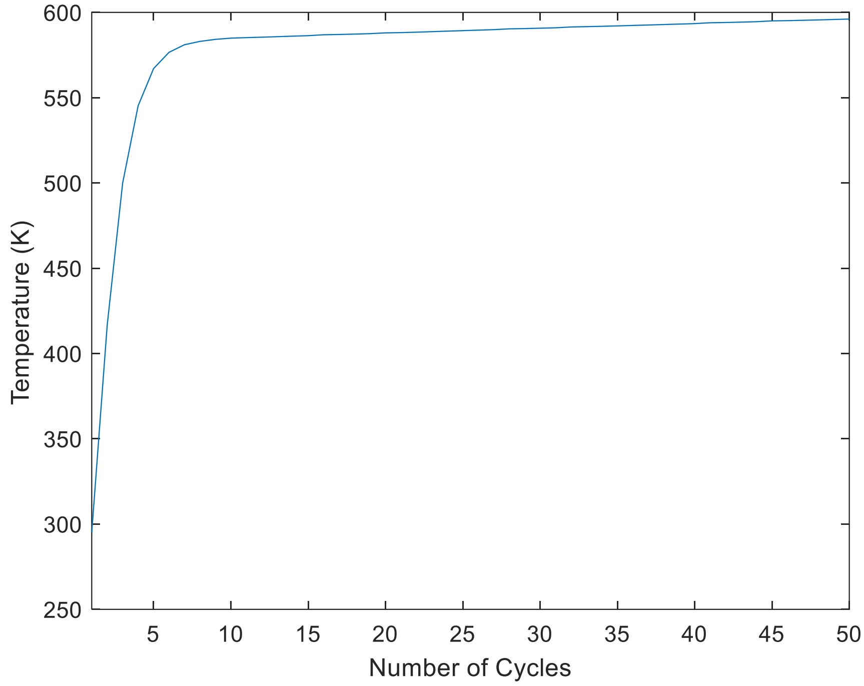
Σχήμα 4.16 Διακύμανση θερμοκρασίας αζώτου συμπιεστή κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας

Γίνεται φανερό ότι αρχικά η θερμοκρασία του αζώτου στο ΑΝΣ αυξάνεται στους πρώτους κύκλους αλλά ισορροπεί πολύ γρήγορα. Επίσης παρατηρείται ότι κατά την διάρκεια του κύκλου η θερμοκρασία του αζώτου μεταβάλλεται αρκετά και αυτό οφείλεται στο ανάλογα με το αν το αέριο συμπιέζεται ή εκτονώνεται.

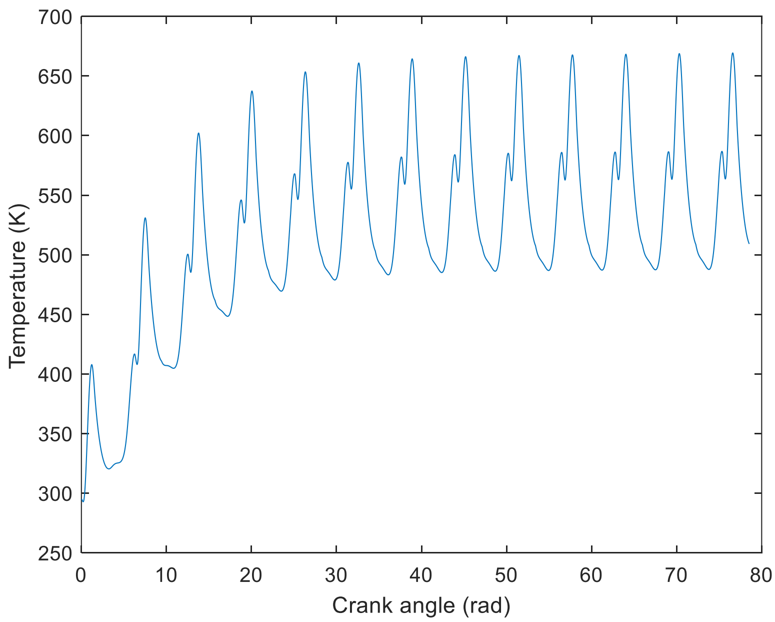
Για τον εκτονωτή:



Σχήμα 4.17 Θερμοκρασία αζώτου εκτονωτή στο ΑΝΣ κάθε κύκλου



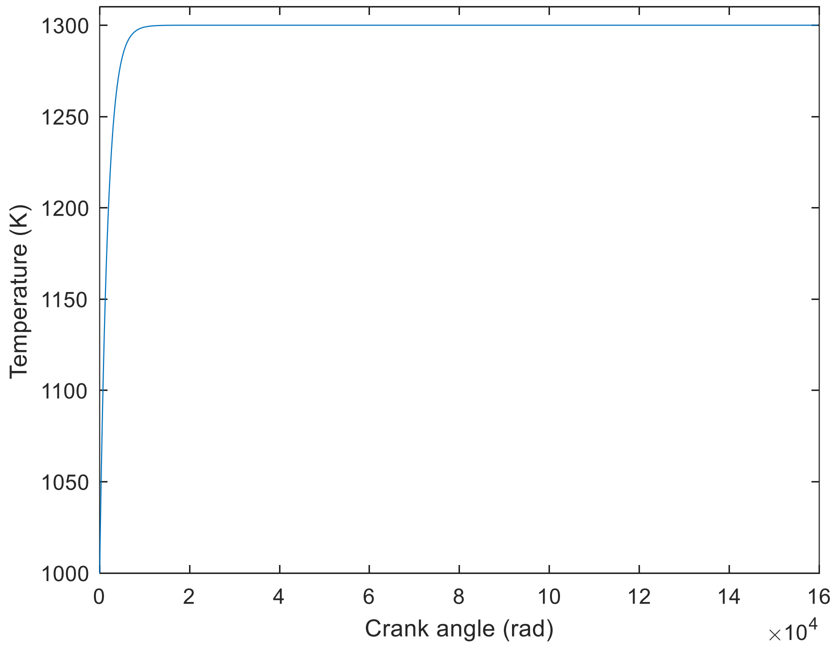
Σχήμα 4.18 Θερμοκρασία αζώτου εκτονωτή στο ΑΝΣ κατά τη διάρκεια των πρώτων κύκλων λειτουργίας



Σχήμα 4.19 Διακύμανση θερμοκρασίας αζώτου εκτονωτή κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας

Γίνεται φανερό ότι αρχικά η θερμοκρασία του αζώτου στο ΑΝΣ, όπως και στον συμπιεστή, αυξάνεται στους πρώτους κύκλους αλλά ισορροπεί πολύ γρήγορα. Η υψηλότερη τιμή που ισορροπεί η θερμοκρασία οφείλεται προφανώς στο ότι εισέρχεται θερμή μάζα από τον εναλλάκτη. Επίσης φαίνεται ότι κατά την διάρκεια του κύκλου η θερμοκρασία του αζώτου μεταβάλλεται αρκετά και αυτό οφείλεται στο ανάλογα με το αν το αέριο συμπιέζεται ή εκτονώνεται. Τέλος, στο διάγραμμα παρατηρείται μία μικρή αυξομείωση της θερμοκρασίας στην αρχή κάθε κύκλου. Το φαινόμενο αυτό οφείλεται στο επιτρεπόμενο σφάλμα που έχει τεθεί (για λόγους μείωσης υπολογιστικού κόστους). Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η πίεση κατά το άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής να είναι μεγαλύτερη από P_1. Έτσι παρατηρείται μια απότομη πτώση πίεσης του αερίου, συνέπεια του οποίου είναι και η πτώση της θερμοκρασίας στο σημείο αυτό.

Για τον εναλλάκτη:

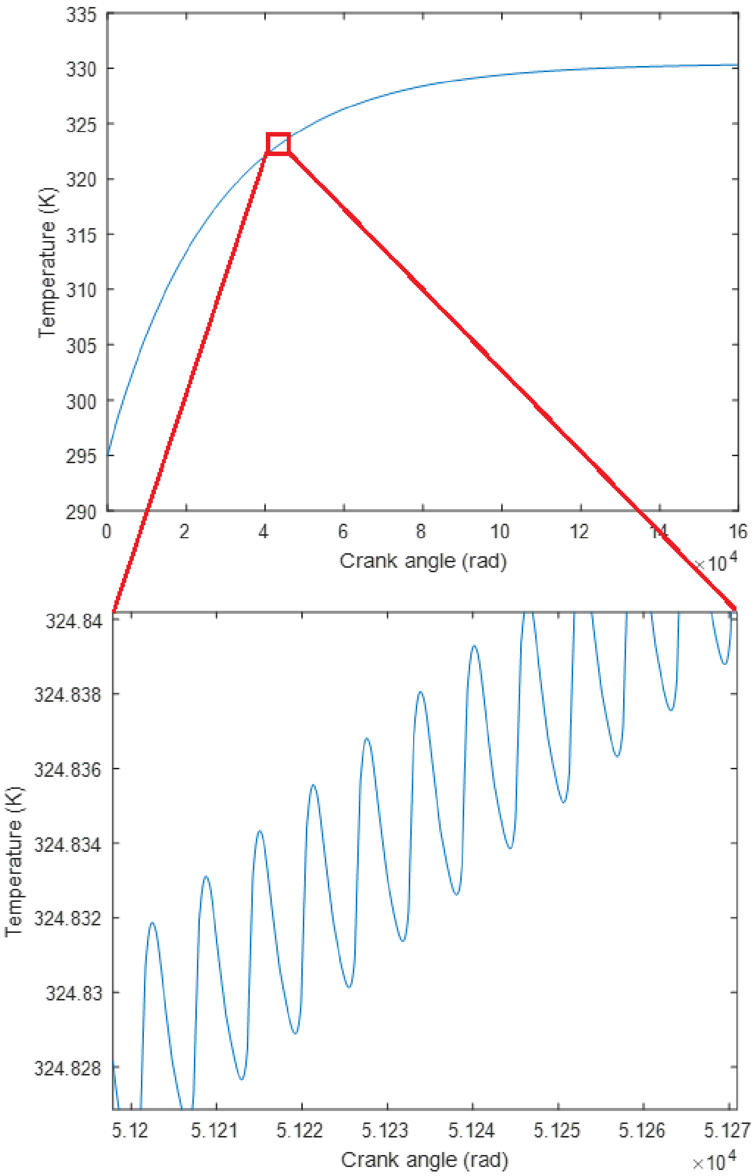


Σχήμα 4.20 Θερμοκρασία αζώτου εναλλάκτη στο ΑΝΣ των κύκλων των συμπιεστή και εκτονωτή

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως έχει προηγηθεί προθέρμανση του εναλλάκτη στους 900 K. Επίσης, γίνεται φανερό ότι οι διαστάσεις του εναλλάκτη που επιλέχθηκαν είναι κατάλληλες αφού δεν παρατηρείται πτώση της θερμοκρασίας από το κρύο άζωτο που εισέρχεται από τον συμπιεστή. Το άζωτο στον εναλλάκτη φτάνει σχετικά γρήγορα την θερμοκρασία εισόδου του καυσαερίου. Όταν συμβεί αυτό και παράλληλα έχει ισορροπήσει και η θερμοκρασία της επιφάνειας συναλλαγής, η θερμότητα που θα δίνεται ουσιαστικά στο σύστημα θα είναι όση απαιτείται για να φτάσει το εξερχόμενο άζωτο από τον συμπιεστή την θερμοκρασία του αζώτου στον εναλλάκτη.

Πολύ σημαντική είναι η μελέτη της μεταβολής της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων του συμπιεστή και του εκτονωτή. Ομοίως με προηγουμένως θα παρουσιαστεί η θερμοκρασία που θα έχει το τοίχωμα όταν θα βρίσκεται το έμβολο στο ΑΝΣ για να εξετασθεί αν συγκλίνει. Επίσης θα παρουσιαστεί η μεταβολή που θα έχει η θερμοκρασία των τοιχωμάτων κατά την διάρκεια του κύκλου.

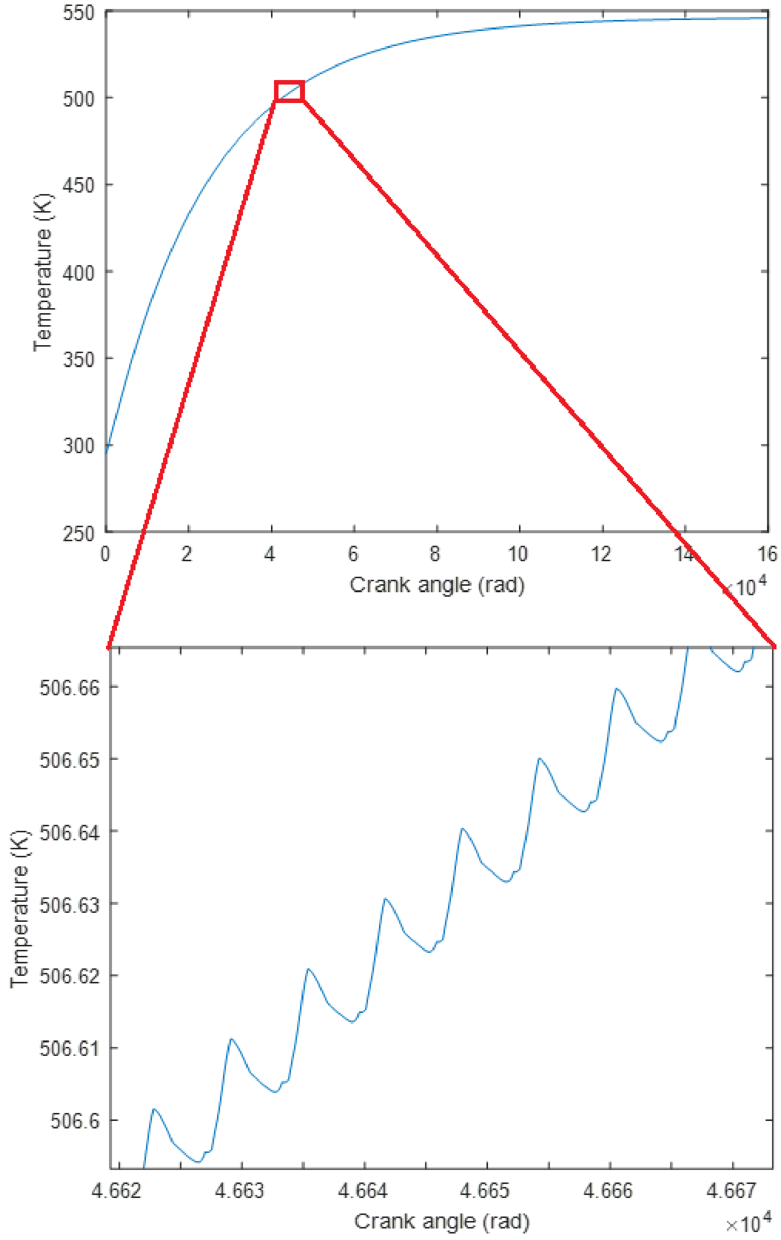
Για τον συμπιεστή:



Σχήμα 4.21 Θερμοκρασία τοιχώματος συμπιεστή συναρτήσει της γωνίας στροφάλου (πάνω) και λεπτομέρεια της διακύμανσής της σε κάθε κύκλο (κάτω)

Γίνεται φανερό ότι η απόκριση του τοιχώματος είναι πολύ αργή. Χρειάζονται περίπου 25 χιλιάδες κύκλοι (ή περίπου 45 λεπτά λειτουργίας) μέχρι η θερμοκρασία του τοιχώματος να ισορροπήσει. Παρατηρείται επίσης ότι κατά την διάρκεια του κύκλου ανάλογα με το αν συμπιέζεται ή εκτονώνεται το άζωτο το τοίχωμα θερμαίνεται ή ψύχεται αντίστοιχα. Συνολικά όμως μέχρι να ισορροπήσει η θερμοκρασία του τοιχώματος σε κάθε κύκλου η θέρμανση του τοιχώματος είναι πιο έντονη από την ψύξη.

Για τον εκτονωτή:

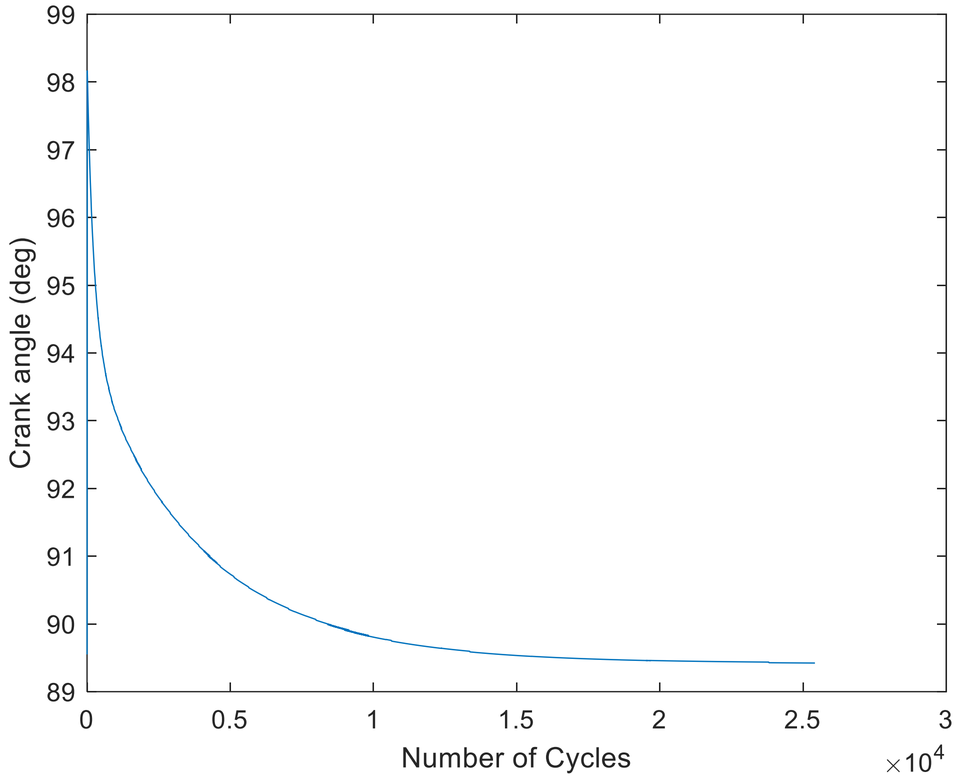


Σχήμα 4.22 Θερμοκρασία τοιχώματος εκτονωτή συναρτήσει της γωνίας στροφάλου (πάνω) και λεπτομέρεια της διακύμανσής της σε κάθε κύκλο (κάτω)

Γίνεται φανερό ότι η απόκριση του τοιχώματος και εδώ είναι πολύ αργή. Χρειάζονται περίπου 25 χιλιάδες κύκλοι (ή περίπου 45 λεπτά λειτουργίας) σε 600rpm μέχρι η θερμοκρασία του τοιχώματος να ισορροπήσει. Παρατηρείται επίσης ότι κατά την διάρκεια του κύκλου ανάλογα με το αν συμπιέζεται ή εκτονώνεται το άζωτο το τοίχωμα θερμαίνεται ή ψύχεται αντίστοιχα. Συνολικά όμως μέχρι να ισορροπήσει η θερμοκρασία του τοιχώματος σε κάθε κύκλου η θέρμανση του τοιχώματος είναι πιο έντονη από την ψύξη. Φυσικά όπως και αναμενόταν η θερμοκρασία που ισορροπεί το τοίχωμα είναι πολύ μεγαλύτερη από αυτή του συμπιεστή και αυτό συμβαίνει επειδή εισέρχεται θερμό άζωτο από τον εναλλάκτη.

Στην συνέχεια θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα που αφορούν τον έλεγχο του συστήματος, δηλαδή τα ανοίγματα των βαλβίδων αλλά και τις γωνίες που ανοίγουν ή κλείνουν.

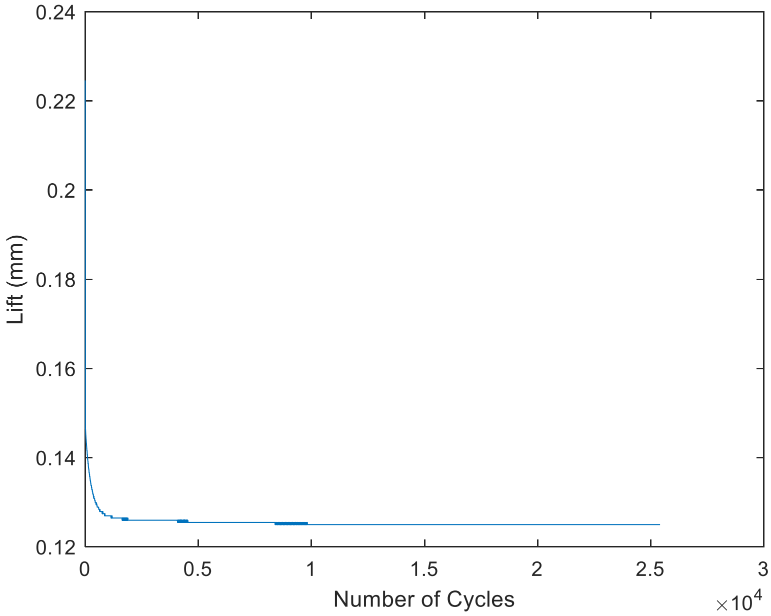
Στο Σχήμα 4.23 φαίνεται το διάγραμμα της γωνίας που κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής του εκτονωτή καθώς αυξάνεται ο αριθμός των κύκλων.



Σχήμα 4.23 Γωνία στροφάλου που κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής του εκτονωτή

Η γωνία αυτή όπως αναμενόταν πέφτει καθώς το αέριο από τον εναλλάκτη γίνεται όλο και πιο θερμό όπως και τα τοιχώματα του κυλίνδρου. Αυτό συνεπάγεται ότι το θερμό αέριο που θα απαιτείται να εισέλθει είναι λιγότερο καθώς περνάνε οι κύκλοι. Επομένως η βαλβίδα θα πρέπει να κλείσει νωρίτερα.

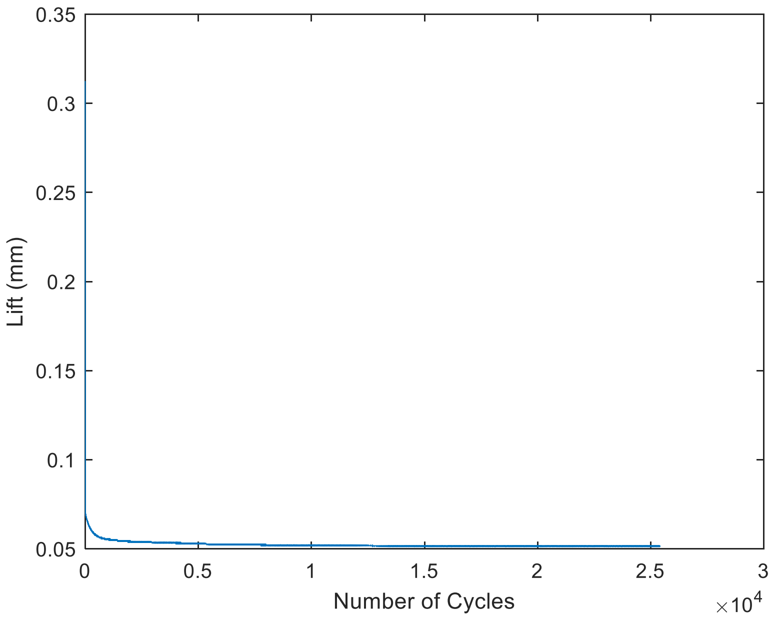
Στο Σχήμα 4.24 φαίνεται το διάγραμμα του μέγιστου ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής του εκτονωτή συναρτήσει του αριθμού των κύκλων.



Σχήμα 4.24 Μέγιστο άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής εκτονωτή

Γίνεται φανερό ότι το μέγιστο άνοιγμα συνεχώς μειώνεται κάτι που είναι λογικό αφού η μάζα που εισέρχεται στον εκτονωτή συνεχώς μειώνεται.

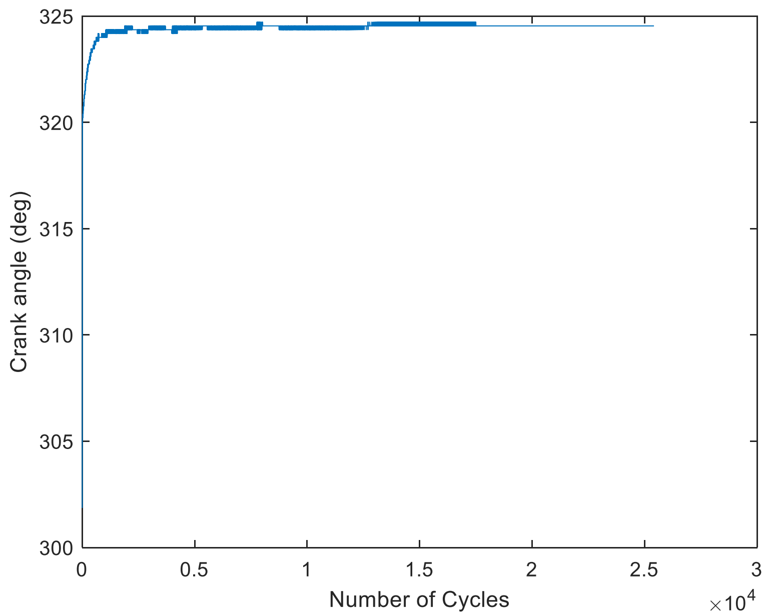
Στην συνέχεια, στο Σχήμα 4.25 φαίνεται το διάγραμμα του μέγιστου ανοίγματος της βαλβίδας εισαγωγής του συμπιεστή.



Σχήμα 4.25 Μέγιστο άνοιγμα βαλβίδας εισαγωγής συμπιεστή

Το άνοιγμα της βαλβίδας συνεχώς μειώνεται κάτι που είναι λογικό αφού για να ισχύει ο ισολογισμός μάζας του συστήματος πρέπει να μπαίνει όλο και λιγότερη μάζα, δεδομένου ότι από τον εκτονωτή επιστρέφει στην φιάλη όλο και λιγότερη μάζα καθώς εξελίσσεται το φαινόμενο.

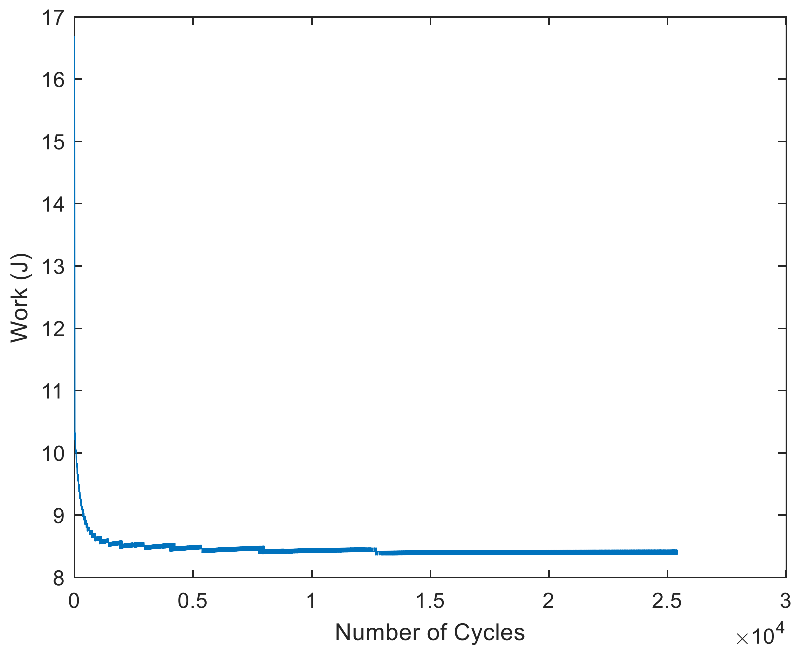
Τέλος, στο Σχήμα 4.26 φαίνεται η γωνία που ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής του συμπιεστή συναρτήσει του αριθμού των κύκλων.



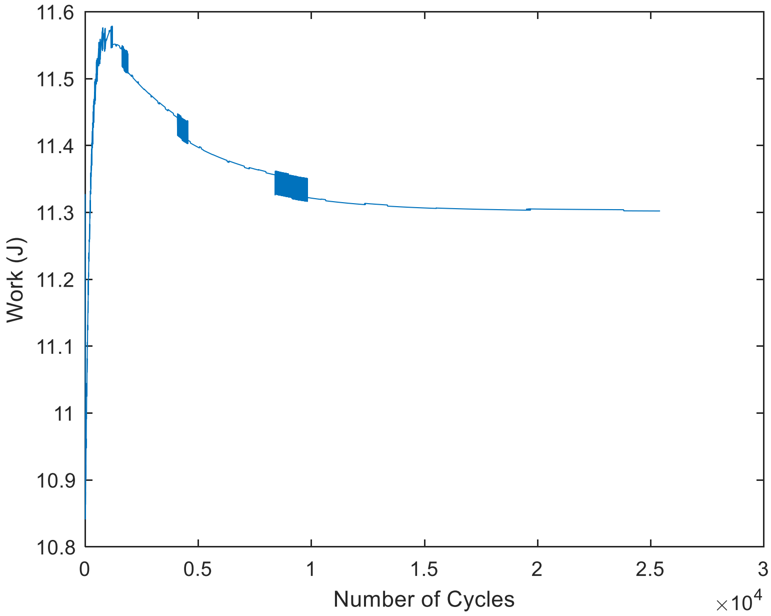
Σχήμα 4.26 Γωνία στροφάλου που ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής του συμπιεστή

Αφού η μάζα που εισέρχεται καθώς περνάνε οι κύκλοι μειώνεται, ο συμπιεστής θα φτάνει την πίεση P_1 σε μεγαλύτερη γωνία στροφάλου.

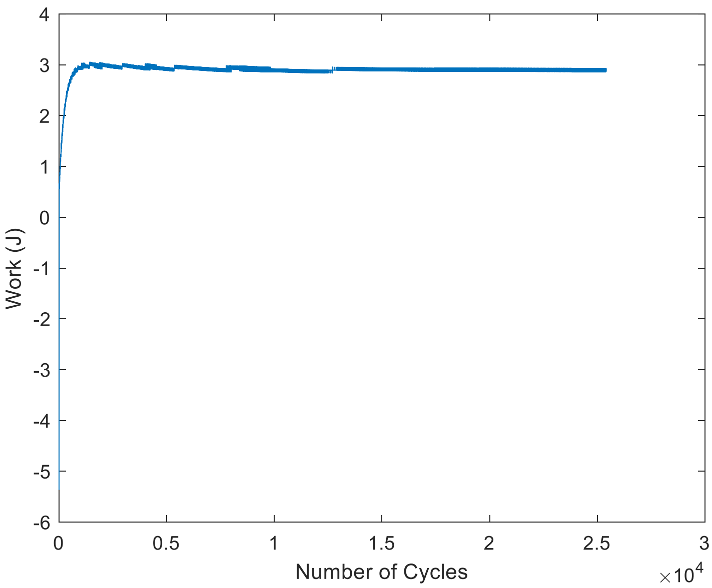
Στην συνέχεια, στα Σχήματα 4.27-4.29 ακολουθούν τα διαγράμματα των έργων του εκτονωτή και του συμπιεστή αλλά και το συνολικό ωφέλιμο έργο που παράγεται, συναρτήσει του αριθμού των κύκλων του συστήματος.



Σχήμα 4.27 Έργο που καταναλώνεται στον συμπιεστή



Σχήμα 4.28 Έργο που παράγεται στον εκτονωτή

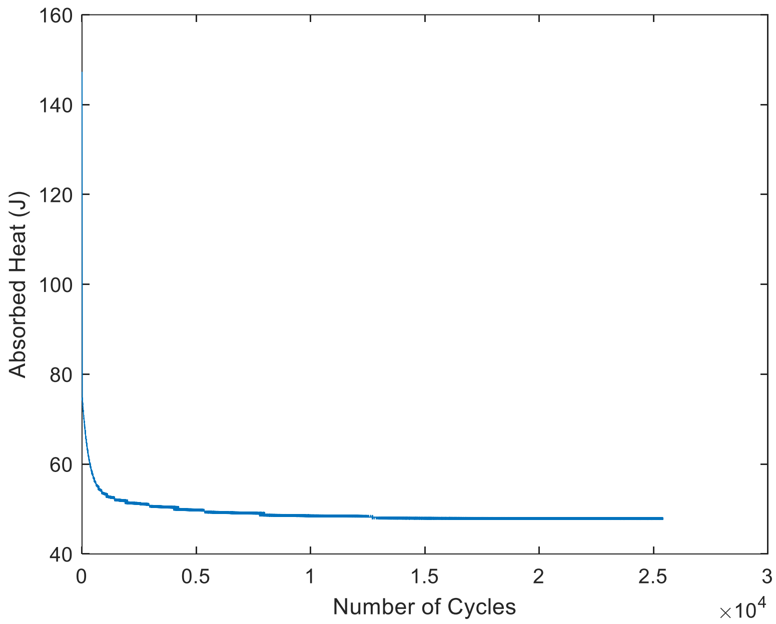


Σχήμα 4.29 Ωφέλιμο έργο που αποδίδει ο κινητήρας

Όπως αναμενόταν το ωφέλιμο έργο συνεχώς αυξάνεται μέχρι το σύστημα να φτάσει στη μόνιμη κατάσταση. Το έργο του εκτονωτή μειώνεται μετά από κάποιον αριθμό κύκλων, επειδή θα προκύψει το μέγιστο δυνατό ωφέλιμο έργο συνολικά από το σύστημα. Αυτό συμβαίνει επειδή καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του εκτονωτή, η απαιτούμενη μάζα εισόδου αερίου στον εκτονωτή (για να φτάσει στο ΚΝΣ με πίεση P_2) μειώνεται. Επομένως το απόλυτο έργο που παράγει ο εκτονωτής μειώνεται, ταυτόχρονα όμως μειώνεται και το απαιτούμενο έργο συμπίεσης της –μικρότερης πλέον- μάζας του αερίου στον συμπιεστή. Έτσι, επιτυγχάνεται το βέλτιστο δυνατό ωφέλιμο έργο.

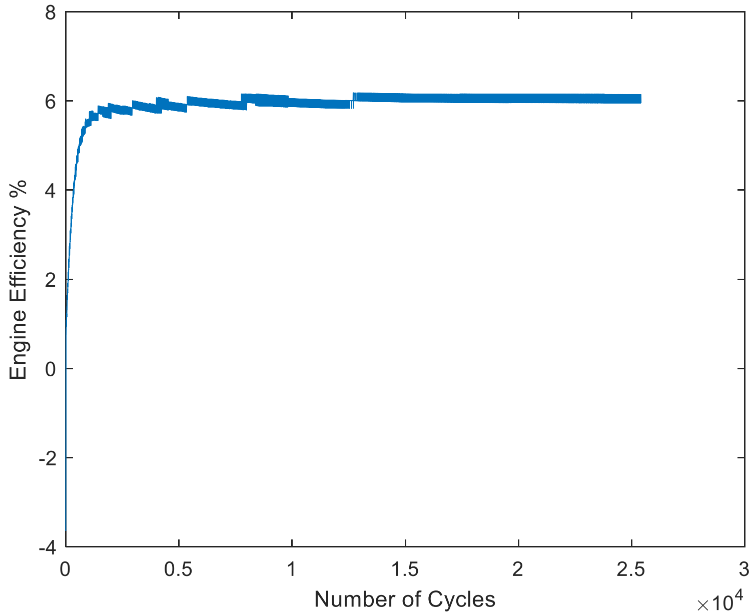
Επίσης, αξίζει να σημειωθεί ότι οι απόλυτες τιμές των έργων που παρουσιάζονται στα διαγράμματα είναι σχετικά μικρές. Αυτό αποδίδεται στο γεγονός ότι ο εξεταζόμενος κινητήρας δουλεύει σε χαμηλό λόγο πίεσης. Ακόμα, οι διάφορες διακυμάνσεις-ταλαντώσεις που παρατηρούνται οφείλονται στα όρια ελέγχου που έχουν τεθεί, τα οποία για τη μείωση του υπολογιστικού κόστους του αλγορίθμου δεν είναι πολύ αυστηρά (1% σφάλμα). Αυτό φαίνεται και από το Σχήμα 4.24 όπου παρατηρούνται ταλαντώσεις στους αντίστοιχους αριθμούς κύκλων με το Σχήμα 4.28.

Η θερμότητα που καταναλώνεται είναι για να θερμανθεί το άζωτο που εξέρχεται από τον συμπιεστή. Επίσης καταναλώνεται θερμότητα για να αυξηθεί η θερμοκρασία της επιφάνειας συναλλαγής του εναλλάκτη μέχρι την θερμοκρασία του καυσαερίου. Η θερμότητα που καταναλώνεται όπως φαίνεται και από το Σχήμα 4.30 συνεχώς μειώνεται αφού η επιφάνεια συναλλαγής γίνεται όλο και πιο ζεστή άρα η απώλεια θερμότητας του καυσαερίου μειώνεται.



Σχήμα 4.30 Απορροφόμενη θερμότητα από το άζωτο στον εναλλάκτη

Τέλος, στο Σχήμα 4.31 παρουσιάζεται το διάγραμμα του βαθμού απόδοσης της μηχανής. Όπως φαίνεται εκεί, ο βαθμός απόδοσης προκύπτει αρκετά χαμηλός. Το γεγονός αυτό οφείλεται στο ότι ο κινητήρας λειτουργεί σε χαμηλό λόγο πιέσεων και στην ανάγκη ύπαρξης μεγάλου εναλλάκτη για να μπορεί να απορροφά γρήγορα τις αλλαγές που εμφανίζονται λόγω των διαφορετικών θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών των εισερχόμενων και εξερχόμενων μαζών.

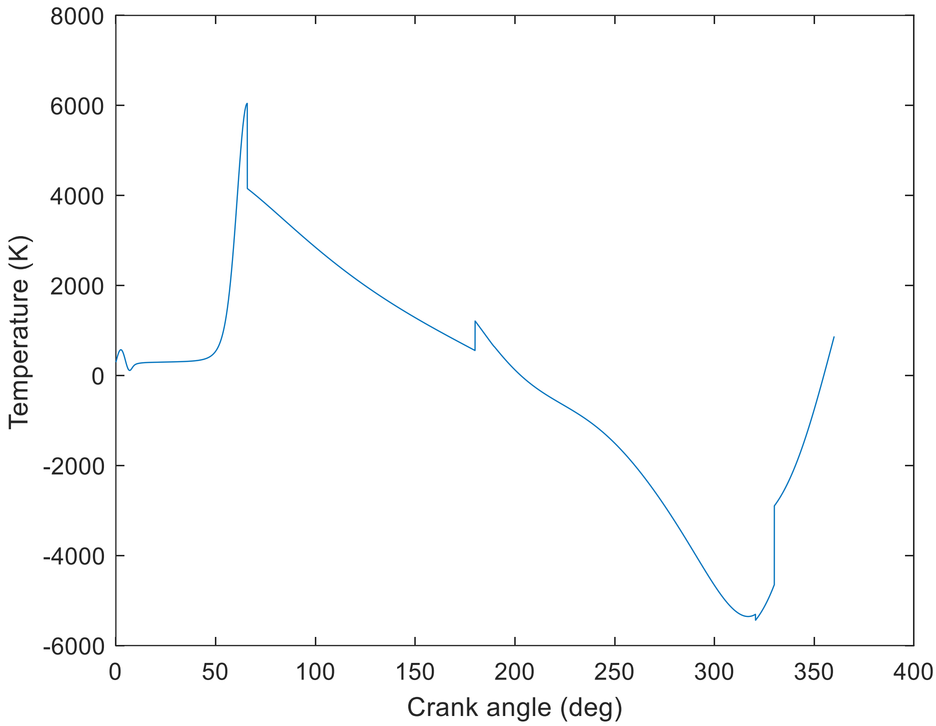


Σχήμα 4.31 Βαθμός απόδοσης προσομοιούμενου κινητήρα

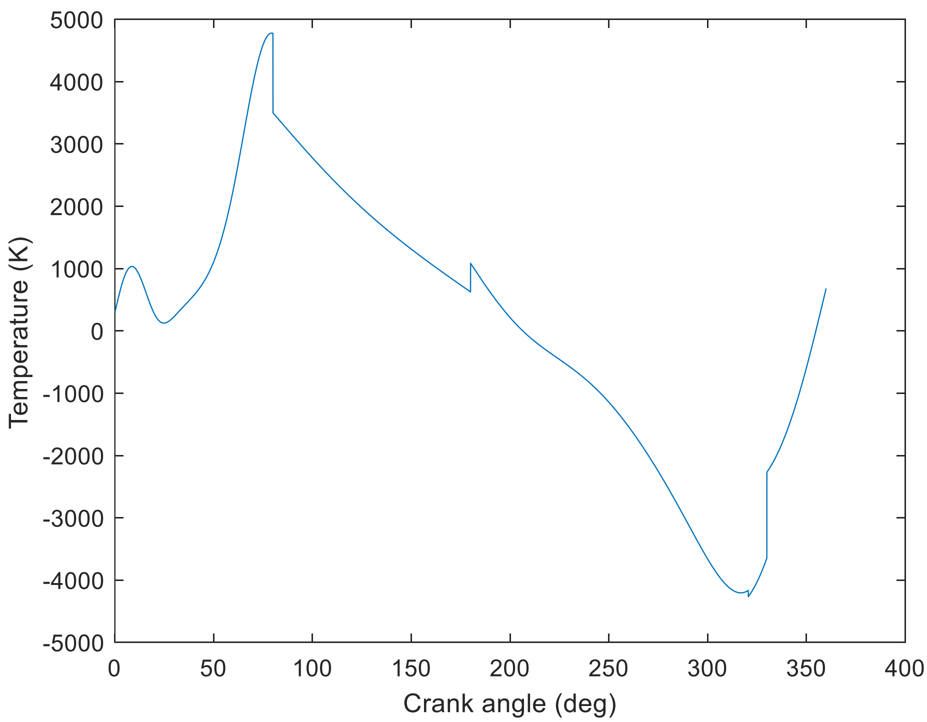
4.2. Προσπάθεια επίτευξης κύκλου Ericsson

Από τις διάφορες δοκιμές παραμέτρων του συστήματος που δοκιμάστηκαν, παρατηρήθηκε ότι το σύστημα θα εκτελεί κύκλους πολύ κοντά σε αυτούς του κύκλου Joule, όπως αναφέρθηκε και παραπάνω. Για την επίτευξη ενός κύκλου ο οποίος θα προσεγγίζει τον κύκλο Ericsson, μελετήθηκε αν θα μπορούσε να μεταβληθεί η θερμοκρασία του εσωτερικού τοιχώματος του κυλίνδρου με τέτοιο τρόπο έτσι ώστε να γίνει εφικτή η επίτευξη των μεταβολών που αποτελούν τον κύκλο Ericsson. Για τον λόγο αυτό αρχικά υπολογίζεται ποια θα έπρεπε να είναι η θερμοκρασία των τοιχωμάτων ώστε να εξασφαλίζεται ότι οι μεταβολές να είναι οι επιθυμητές. Παρατηρήθηκε ωστόσο ότι αυτό δεν θα ήταν εφικτό για όλες τις γεωμετρίες του κυλίνδρου αλλά και στροφές του κινητήρα.

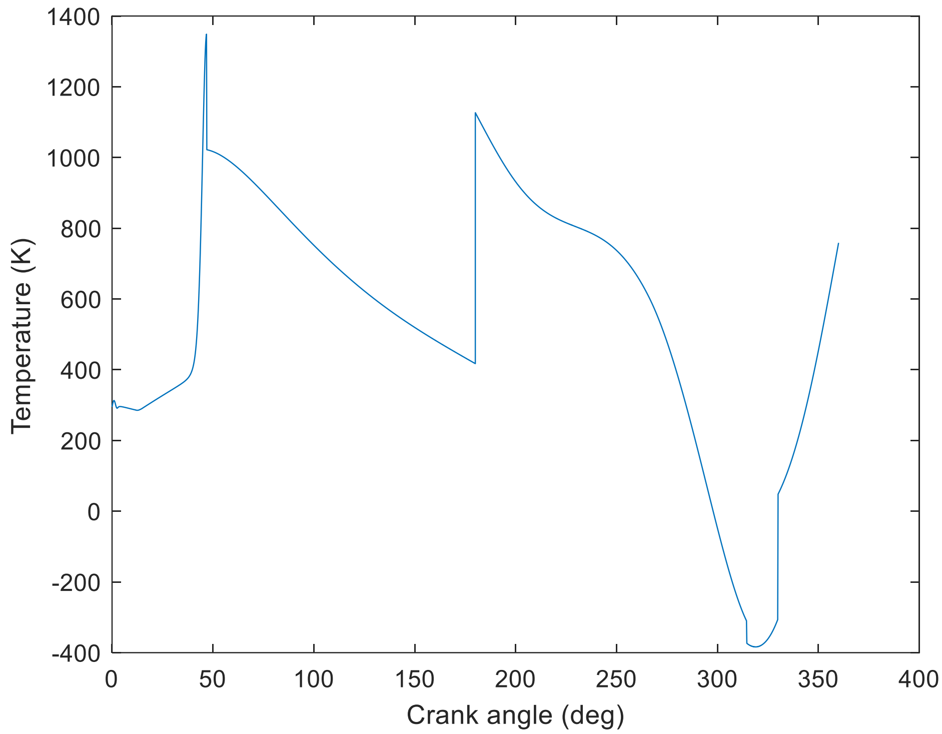
Στην συνέχεια, στα Σχήματα 4.32-4.34 φαίνονται τα διαγράμματα της επιθυμητής θερμοκρασίας τοιχωμάτων του εκτονωτή συναρτήσει της γωνίας στροφάλου θ για μερικές χαρακτηριστικές περιπτώσεις.



Σχήμα 4.32 Απαιτούμενη θερμοκρασία τοιχωμάτων κυλίνδρου εκτονωτή για επίτευξη ιδανικού κύκλου Ericsson για μεγάλο λόγο διαμέτρου εμβόλου/διαδρομής εμβόλου (D=70 mm s=70 mm n_e=60 rpm)



Σχήμα 4.33 Απαιτούμενη θερμοκρασία τοιχωμάτων κυλίνδρου εκτονωτή για επίτευξη ιδανικού κύκλου Ericsson για μεγάλο αριθμό στροφών (D=50 mm s=100 mm n_e=600 rpm)



Σχήμα 4.34Απαιτούμενη θερμοκρασία τοιχωμάτων κυλίνδρου εκτονωτή για επίτευξη ιδανικού κύκλου Ericsson για μικρό λόγο διαμέτρου εμβόλου/διαδρομής εμβόλου και χαμηλό αριθμό στροφών (D=30 mm s=100 mm n_e=6 rpm)

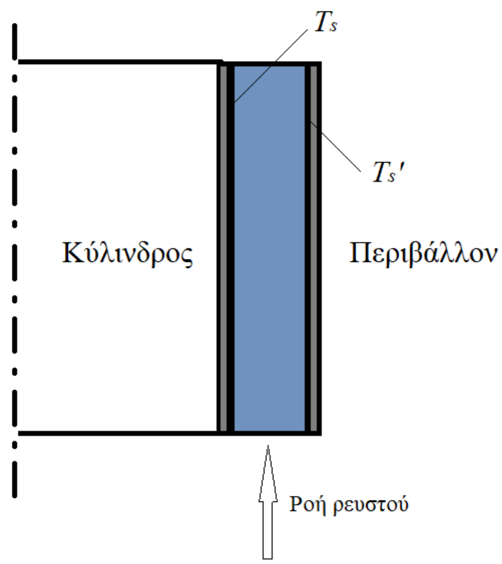
Από τις παραπάνω περιπτώσεις γίνεται αντιληπτό ότι για να επιτευχθεί ο ιδανικός κύκλος Ericsson, πρέπει οι κύλινδροι να έχουν μικρό τον λόγο διαμέτρου εμβόλου/διαδρομής εμβόλου αλλά και το σύστημα να λειτουργεί σε πολύ μικρό αριθμό στροφών. Αυτό συμβαίνει επειδή όσο μεγαλύτερη είναι η παράπλευρη επιφάνεια ως προς την συνολική μάζα του αερίου που υπάρχει στον κύλινδρο τόσο μικρότερες θα είναι και οι απαιτούμενες μεταβολές στην θερμοκρασία του εσωτερικού τοιχώματος που θα πρέπει να επιτευχθούν. Επίσης όσο πιο γρήγορα κινείται το έμβολο τόσο πιο μεγάλα θα πρέπει να είναι τα ρεύματα θερμότητας και άρα οι απαιτούμενες μεταβολές της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων προκύπτουν πιο απότομες και με μεγαλύτερες κορυφές. Από τα παραπάνω γίνεται αντιληπτό ότι για να επιτευχθούν θερμοδυναμικοί κύκλοι οι οποίοι να είναι κοντά στον κύκλο του Ericsson απαιτείται να χρησιμοποιηθεί ένας κύλινδρος του οποίου η διαδρομή του εμβόλου να είναι αρκετά μεγαλύτερη από την διάμετρο του, αλλά και ο κινητήρας να λειτουργεί σε πολύ χαμηλές στροφές. Σε κάθε άλλη περίπτωση η απαιτούμενη διακύμανση της θερμοκρασίας του εσωτερικού τοιχώματος θα είναι τέτοια, που δεν θα μπορεί ούτε κατά προσέγγιση να επιτευχθεί και επομένως το τελικό αποτέλεσμα δεν θα είναι κοντά στον κύκλο Ericsson. Παρόλα αυτά παρατηρείται ότι η θερμοκρασία του εσωτερικού τοιχώματος που απαιτείται σε αρκετές περιπτώσεις, ακόμα και για την τρίτη περίπτωση, είναι αδύνατο να επιτευχθεί (θερμοκρασία κάτω από 0 K). Παρόλα αυτά από τις τρεις περιπτώσεις είναι αυτή η οποία απαιτεί την μικρότερη διακύμανση της θερμοκρασίας και συνεπώς θα είναι εφικτό να προσεγγίσει τον κύκλο Ericsson σε πιο ικανοποιητικό βαθμό.

Ο μόνος τρόπος που μπορεί να μεταβληθεί η θερμοκρασία του εσωτερικού τοιχώματος είναι θερμαίνοντας ή ψύχοντας το εξωτερικό τοίχωμα. Για τον λόγο αυτό προτείνεται να περιβληθούν οι κύλινδροι από αγωγούς, από τους οποίους θα περνάει θερμό ή ψυχρό υγρό ανάλογα με το τι απαιτείται κάθε στιγμή. Γίνεται εύκολα κατανοητό το γεγονός ότι με αυτή την λύση απαιτείται η ύπαρξη ενός τοιχώματος με πολύ μικρό πάχος, το υλικό του οποίου να είναι πολύ αγώγιμο. Μόνο έτσι θα μπορέσει το εσωτερικό τοίχωμα να έχει μια καλή απόκριση όσο αφορά την μεταβολή της θερμοκρασίας του.

Στην παρούσα φάση δεν μελετάται ακόμα ο τρόπος με τον οποίο θα υλοποιηθεί η κατασκευή του συστήματος θέρμανσης-ψύξης του κυλίνδρου αλλά και η κατασκευή των λεπτότοιχων τοιχωμάτων του κυλίνδρου. Αυτό που μελετήθηκε είναι το κατά πόσο είναι δυνατόν να επιτευχθεί, έστω και κατά προσέγγιση, ο κύκλος Ericsson. Αν δειχθεί ότι, παρά το γεγονός ότι χρησιμοποιείται ένας κύλινδρος με μικρό λόγο διαμέτρου εμβόλου/ διαδρομής εμβόλου ο οποίος λειτουργεί σε χαμηλές στροφές, δεν μπορεί να μεταβληθεί ο κύκλος αρκετά ώστε να προσεγγίσει τον Ericsson, τότε η κατασκευή του συστήματος θέρμανσης-ψύξης του κυλίνδρου δεν θα έχει νόημα και επίτευξη του κύκλου Ericsson δεν θα ήταν δυνατή με αυτή την μέθοδο. Ουσιαστικά, δηλαδή, σε αυτή την φάση μελετήθηκε αν είναι εφικτή η επίτευξη ενός κύκλου Ericsson.

Για τον λόγο αυτό θεωρήθηκε ότι τα τοιχώματα των κυλίνδρων έχουν ένα πάχος της τάξης των μερικών δεκάτων του χιλιοστού και αποτελούνται από ένα πολύ αγώγιμο υλικό (π.χ. Μπρούτζο-βηρυλίου). Το ενδεχόμενο αστοχίας του υλικού λόγω της πίεσης που επικρατεί στον κύλινδρο αλλά και η πιθανή αστοχία λόγω του έντονου φαινομένου συστολής-διαστολής δεν απασχολεί τη μελέτη για την ώρα, καθώς όπως αναφέρθηκε παραπάνω μελετάται το αν είναι δυνατόν να επιτευχθεί ο κύκλος Ericsson. Βέβαια αν προκύψει ότι είναι εφικτή η επίτευξη του κύκλου Ericsson, τότε θα πρέπει να ακολουθήσει και η μελέτη για την μηχανική ακεραιότητα της κατασκευής. Με βάση τα παραπάνω η διαδικασία που ακολουθήθηκε ήταν αρχικά να υπολογιστεί η ιδανική θερμοκρασία εσωτερικού τοιχώματος κάθε κυλίνδρου. Στην συνέχεια υπολογίστηκε ποια θα έπρεπε να είναι η θερμοκρασία και η παροχή (επηρεάζει την συναγωγιμότητα του ρευστού όπως θα φανεί και στην μοντελοποίηση παρακάτω) του ρευστού ώστε να επιτευχθεί. Αν αυτό ήταν αδύνατο εξαιτίας των ορίων της θερμοκρασίας που τέθηκαν για το ρευστό (200-800 K) τότε επιλέγεται η βέλτιστη επιλογή, δηλαδή αυτή που θα προσεγγίσει όσο το δυνατόν περισσότερο την ιδανική θερμοκρασία.

Η μοντελοποίηση που ακολουθήθηκε παρουσιάζεται παρακάτω. Έστω αγωγός μήκους L, υδραυλικής διαμέτρου D_h και θερμοκρασίες τοιχωμάτων T_s και T_s' όπως φαίνεται Σχήμα 4.35.



Σχήμα 4.35 Σκαρίφημα συστήματος θέρμανσης-ψύξης

Ρευστό παροχής $\dot{m}$ και θερμοκρασίας T_b εισέρχεται στον αγωγό. Για τον υπολογισμό της θερμικής συναγωγιμότητα h_c του ρευστού προκύπτει ότι :

$q_s = \frac{h_c(T_s - T_b) + h_c(T_s^{'} - T_b)}{2}$ όπου q_s το ρεύμα θερμότητας

$$q_s = \frac{h_c(T_s + T_s^{'} - 2T_b)}{2} \Rightarrow h_c = \frac{2q_s}{T_s + T_s^{'} - 2T_b} \tag{4.1}$$

Από τον ισολογισμό ενέργειας σε ένα οριακό τμήμα ρευστού προκύπτει ότι :

$$q_s \pi D_h = \dot{m} c_p \frac{dT_b}{dx} \tag{4.2}$$

Για τον υπολογισμό του του h_c ακολουθείται η εξής διαδικασία. Υπολογίζεται ο αριθμός Re από την σχέση $\mathrm{Re}_{D_h} = \frac{(\dot{m}/A_c)D_h}{\mu}$ όπου D_h η υδραυλική διάμετρος των σωλήνων. Ο αριθμός Reynolds προκύπτει να είναι μικρότερος από 2300.

Επομένως θα αναπτυχθεί στρωτή ροή. Έτσι από τον εμπειρικό τύπο

$$\bar{N}u_{D_h} = 3.66 + \frac{0.065(D_h / L)\mathrm{Re}_{D_h}\,\mathrm{Pr}}{1 + [0.04(D_h / L)\mathrm{Re}_{D_h}\,\mathrm{Pr}]^{2/3}} \tag{4.3}$$

υπολογίζεται ο αριθμός Nusselt. Στην συνέχεια διορθώνεται ο αριθμός αυτός με βάση τη σχέση:

$$Nu = \left(\frac{\mu_s}{\mu_b}\right)^{-0,11} \bar{N}u_{D_h} \tag{4.4}$$

Όπου $\mu_s = \mu\left(\frac{T_s + T_s^{'}}{2}\right)$ και $\mu_b = \mu(T_b)$

Έτσι:

$$h_c = \frac{k}{D_h} Nu \tag{4.5}$$

όπου k η αγωγιμότητα του ρευστού για θερμοκρασία T_b.

Από την (4.1) και (4.2) προκύπτει ότι :

$$\frac{h_c(T_s+T_s^{'}-2T_b)}{2}D_h\pi=\dot{m}c_p\frac{dT_b}{dx}\Rightarrow$$

$$\dot{m}c_p\frac{dT_b}{dx}+D_h\pi h_cT_b=\frac{h_c(T_s+T_s^{'})}{2}D_h\pi\Rightarrow$$

$$\dot{T}_b+\frac{D_h\pi h_c}{\dot{m}c_p}T_b=\frac{h_c(T_s+T_s^{'})}{2\dot{m}c_p}D_h\pi\Rightarrow$$

$$T_b(x)=\frac{\frac{h_c(T_s+T_s^{'})}{2\dot{m}c_p}D_h\pi}{\frac{D_h\pi h_c}{\dot{m}c_p}}+c_1e^{-\frac{D_h\pi h_c}{\dot{m}c_p}x}\Rightarrow$$

$$T_b(x)=\frac{(T_s+T_s^{'})}{2}+c_1e^{-\frac{D_h\pi h_c}{\dot{m}c_p}x} \tag{4.6}$$

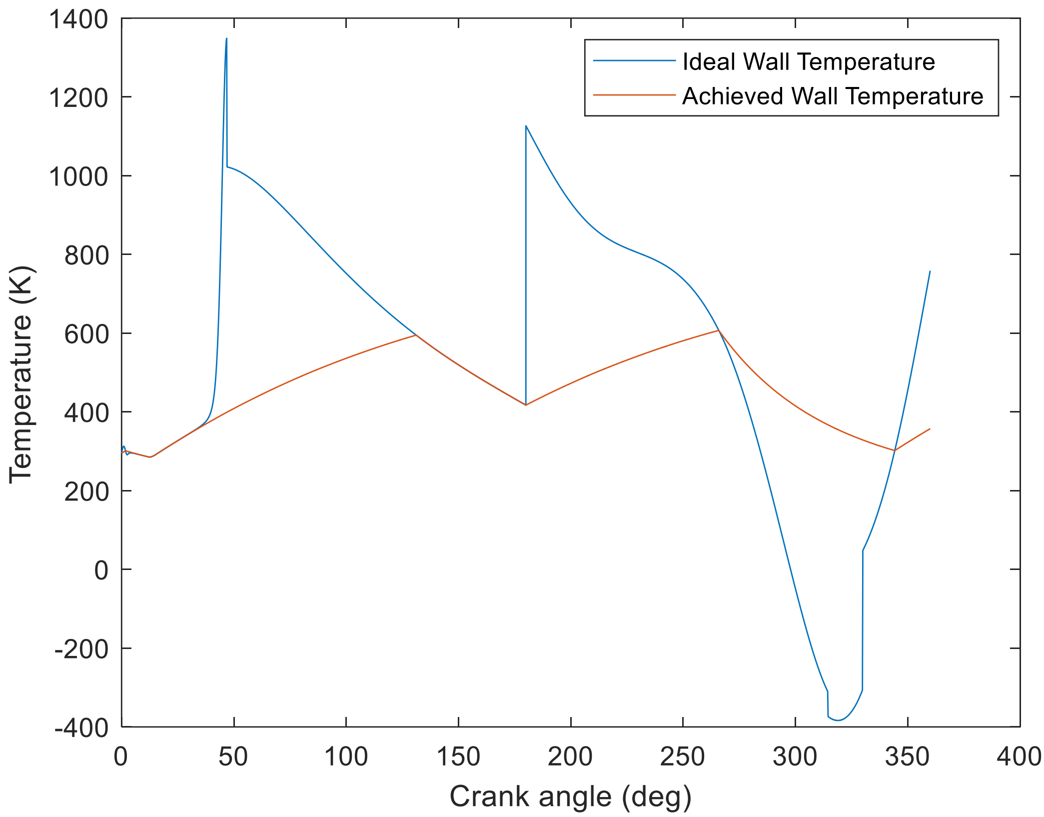
Για $x=0, T_b(0)=T_{b,in}\Rightarrow T_{b,in}=\frac{T_s+T_s^{'}}{2}+c_1\Rightarrow c_1=T_{b,in}-\frac{T_s+T_s^{'}}{2}$

Για $x=L, T_b(L)=T_{b,out}\Rightarrow$

$$T_{b,out}=\frac{T_s+T_s^{'}}{2}+(T_{b,in}-\frac{T_s+T_s^{'}}{2})e^{-\frac{\pi D_h h_c}{\dot{m}C_p}L} \tag{4.7}$$

Η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού υπολογίζεται από τη σχέση (4.7). Για την ομοιόμορφη θέρμανση/ψύξη του κυλίνδρου σε όλο του το ύψος του, είναι αναγκαίο η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού να είναι αρκετά κοντά σε αυτήν που είχε κατά την είσοδό του στους σωλήνες. Αυτό επιτυγχάνεται μέσω της ρύθμισης της παροχής του στους σωλήνες, οπότε τόσο η διαφορά των θερμοκρασιών εισόδου-εξόδου μειώνεται, όσο και ο συντελεστής θερμικής συναγωγιμότητας αυξάνεται σύμφωνα με τη σχέση (4.3) και (4.5).

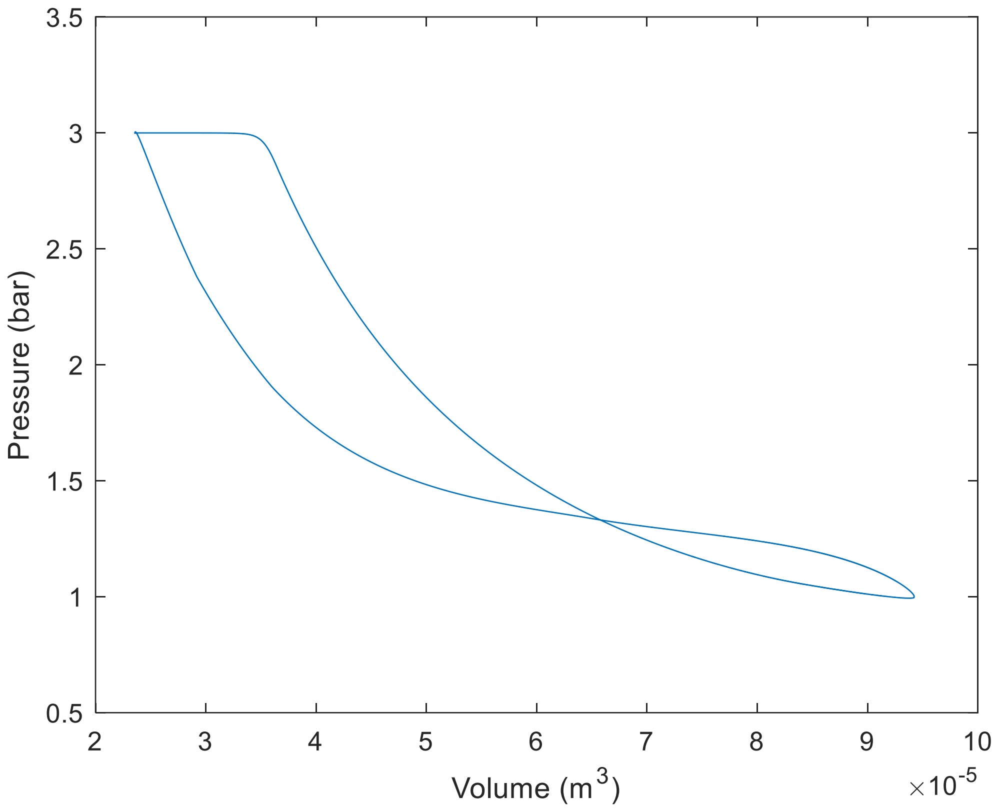
Για τις διαστάσεις κυλίνδρων και τις στροφές της τρίτης περίπτωσης, εφαρμόζεται η μέθοδος της θέρμανσης-ψύξης που περιγράφηκε παραπάνω.



Σχήμα 4.36 Σύγκριση επιθυμητής θερμοκρασίας τοιχώματος (μπλε) με την επιτεύξιμη (κόκκινο)

Στο Σχήμα 4.36 φαίνεται ότι παρά το πολύ μικρό πάχος του τοιχώματος και την πολύ χαμηλή ταχύτητα του κινητήρα, η απόκριση της θερμοκρασίας του εσωτερικού τοιχώματος είναι πολύ αργή και δεν μπορεί να ακολουθήσει την ιδανική μεταβολή της θερμοκρασίας που θα έπρεπε να επιτυγχάνεται (όπου βέβαια είναι φυσικά δυνατό).

Στην συνέχεια παρουσιάζεται στο Σχήμα 4.37 το διάγραμμα PV του εκτονωτή που προέκυψε με την χρήση του συστήματος θέρμανσης-ψύξης.



Σχήμα 4.37 Διάγραμμα P-V εκτονωτή με το προτεινόμενο σύστημα θέρμανσης ψύξης

- Η μεταβολή 1-2 γίνεται ισόθλιπτα όπως συμβαίνει και στο κύκλο Ericsson.
- Η μεταβολή 2-3 είναι κοντά στην ισοθερμοκρασιακή αφού ο πολυτροπικός βαθμός είναι γ=1,10 κάτι που αποτελεί σημαντική βελτίωση, συγκριτικά με την περίπτωση που δεν χρησιμοποιούμε το σύστημα θέρμανσης-ψύξης.
- Η μεταβολή 3-4 δεν ήταν δυνατόν να προσεγγιστεί στην επιθυμητή ισόθλιπτη. Ο λόγος είναι ότι σε αυτή την μεταβολή η απαιτούμενη θερμοκρασία του εσωτερικού τοιχώματος είναι αρνητική κάτι που είναι φυσικά αδύνατο να επιτευχθεί
- Η μεταβολή 4-1 ε είναι κοντά στην ισοθερμοκρασιακή αφού ο πολυτροπικός βαθμός είναι γ=1,07 κάτι που αποτελεί σημαντική βελτίωση, συγκριτικά με την περίπτωση που δεν χρησιμοποιούμε το σύστημα θέρμανσης-ψύξης.

Η μη δυνατότητα επίτευξης της ισόθλιπτης μεταβολής 3-4, υποβαθμίζει συνολικά τον κύκλο και παρατηρείται πτώση του συνολικού ωφέλιμου έργου.

5. Συμπεράσματα

Όπως φάνηκε από την μοντελοποίηση, το σύστημα που μελετήθηκε είναι αρκετά πολύπλοκο και υπάρχουν πολλές μεταβλητές που επηρεάζουν την λειτουργία του κινητήρα. Πραγματοποιήθηκε μια ενδελεχής ανάλυση στα επιμέρους τμήματα της μηχανής Ericsson. Ιδιαίτερη έμφαση δόθηκε στο φαινόμενο της μεταφοράς θερμότητας μεταξύ των κυλίνδρων και του περιβάλλοντος αλλά και στην μοντελοποίηση των βαλβίδων. Επίσης έγινε μια ανάλυση για τον έλεγχο των βαλβίδων που απαιτείται (ολοκλήρωση κύκλου και ισολογισμός μαζών του συστήματος) ώστε ο κινητήρας να λειτουργεί ομαλά.

Έτσι υπολογίστηκε η μόνιμη κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα, δηλαδή η κατάσταση στην οποία όλες οι μεταβλητές του συστήματος έχουν ισορροπήσει. Όπως φάνηκε στα παραπάνω διαγράμματα παρατηρήθηκε ότι οι κύκλοι του εκτονωτή και του συμπιεστή αποτελούν θερμοδυναμικούς κύκλους που προσεγγίζουν τους κύκλους Joule, όπως άλλωστε και αναμενόταν. Επίσης εξαιτίας των χαμηλών πιέσεων που λειτουργεί ο κινητήρας, δεν παράγεται μεγάλο ωφέλιμο έργο και έτσι ο κινητήρας έχει χαμηλή ισχύ και πολύ χαμηλό βαθμό απόδοσης.

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας (εξαιτίας του μεγάλου πλήθους των μεταβλητών του συστήματος αλλά και του μεγάλου υπολογιστικού κόστους) δεν έγινε η βελτιστοποίηση των μεταβλητών του συστήματος, για να υπολογιστεί ο κατάλληλος συνδυασμός των μεταβλητών ώστε να προκύψει ο μέγιστος βαθμός απόδοσης του κινητήρα. Επίσης δεν έγινε η μοντελοποίηση του συστήματος ελέγχου των βαλβίδων, αλλά έγινε μια αριθμητική επίλυση για τον υπολογισμό των κατάλληλων ανοιγμάτων και των γωνιών που θα ανοίξουν οι βαλβίδες. Αυτή η προσέγγιση, θεωρήθηκε ότι δεν θα επηρεάσει σημαντικά τους τελικούς κύκλους που προκύπτουν.

Στην συνέχεια, έγινε μια προσπάθεια να κατασκευαστεί ένα σύστημα θέρμανσης-ψύξης έτσι ώστε να είναι εφικτό να μεταβληθεί η θερμοκρασία του εσωτερικού τοιχώματος των κυλίνδρων με τέτοιο τρόπο ώστε να επιτύχουμε τον κύκλο Ericsson. Από την μελέτη που πραγματοποιήθηκε για διάφορες περιπτώσεις γεωμετριών κυλίνδρου και στροφών του κινητήρα, προέκυψε ότι οι κύλινδροι θα πρέπει να έχουν μεγάλο λόγο διαδρομής εμβόλου/διαμέτρου εμβόλου (δηλαδή να έχουν μεγάλη παράπλευρη επιφάνεια σε σχέση με την μάζα του αερίου) αλλά και το σύστημα να λειτουργεί σε πολύ χαμηλό αριθμό στροφών. Όμως, ακόμα και σε αυτή την περίπτωση το γεγονός ότι σε κάποιες στιγμές οι απαιτούμενες θερμοκρασίες του εσωτερικού τοιχώματος είναι αρνητικές (και επομένως αδύνατο να επιτευχθούν) έχει ως αποτέλεσμα ο τελικός κύκλος που προκύπτει να μην είναι ικανοποιητικός.

Σε μελλοντική επανεξέταση του θέματος θα ήταν σκόπιμο αρχικά να μοντελοποιηθεί το σύστημα ελέγχου των βαλβίδων έτσι ώστε να μπορούν να υπολογιστούν οι πραγματικοί κύκλοι του κινητήρα. Επίσης από την βελτιστοποίηση του συστήματος θα ήταν δυνατό να υπολογιστεί ο μέγιστος βαθμός απόδοσης του κινητήρα Ericsson. Για την επίτευξη των ιδανικών κύκλων Ericsson, όπως φάνηκε και παραπάνω, το σύστημα θέρμανσης-ψύξης δεν είναι από μόνο του αρκετό. Θα πρέπει επομένως να αναζητηθούν νέες λύσεις.

6. Βιβλιογραφία

[1] S.C. Anenberg, J. Miller, R. Minjares, L. Du, D.K. Henze, F. Lacey, C.S. Malley, L. Emberson, V. Franco, Z. Klimont, C. Heyes, *Impacts and mitigation of excess diesel-related NOx emissions in 11 major vehicle markets*, Nature 545 (2017) 467–471.

[2] R.W. Moss, A.P. Roskilly, S.K. Nanda, *Reciprocating Joule-cycle engine for domestic CHP systems*, Appl. Energy 80 (2005) 169–185.

[3] B. Thomas, *Benchmark testing of micro-CHP units*, Appl. Therm. Eng. 28 (2008) 2049–2054.

[4] Touré A., Stouffs P., *Modeling of the Ericsson engine*, Energy ,Volume 76, 2014, pp. 445-452,

[5] A. F. Mills, *Heat and Mass Transfer*, IRWIN, USA, 1995

[6] Winroth, P.M., Ford, C.L., Alfredsson, *On discharge from poppet valves: effects of pressure and system dynamics*, P.H. Exp Fluids (2018) 59: 24.

[7] N.P. Komninos, E.D. Rogdakis, *Design considerations for an Ericsson engine equipped with high-performance gas-to-gas compact heat exchanger: A numerical study*, Applied Thermal Engineering, Volume 133, 2018, pp. 749-763

[8] N.P. Komninos, E.D. Rogdakis, *Numerical investigation into the effect of compressor and expander valve timings on the performance of an Ericsson engine equipped with a gas-to-gas heat exchanger*, Energy, Volume 163, 2018, Pages 1077-1092

Παράρτημα

Κώδικας υπολογισμού ελάχιστης διατομής βαλβίδων

```
clear
Head_diam = 30; % mm διαστασεις βαλβίδων συμπιεστή
Inner_diam =27 ; % mm
Stem_diam = 20 ; % mm
H=30; % mm υψος παραβολικου τμηματος
h=20; % mm υψος ευθυγραμμου τμηματος
beta=45; %mm
valve_open=70;
valve_close=180;
max_lift=25;
delta_theta= valve_close-valve_open; % μοίρες
w= (Head_diam-Inner_diam)/2/tan(pi*beta/180); % ύψος του seat σε mm
a= 4*H/(Stem_diam - Inner_diam)^2; % σταθερά του παραβολικού τμήματος της
βαλβίδας
vima=100;
vima_gwnias=100;
k=1;
for i=0:h/vima:h
    x_seat(k)=Inner_diam/2 ;
    y_seat(k)=H+i;
    k=k+1;
end
for i=0:H/vima:H
    x_seat(k)=Inner_diam/2 ;
    y_seat(k)=i;
    k=k+1;
end
for i=Inner_diam/2:(Head_diam-Inner_diam)/2/vima:Head_diam/2
    x_seat(k)=i;
    y_seat(k)=-tan(pi*beta/180)*(x_seat(k)-Inner_diam/2);
    k=k+1;
end
n=1;
for i=0:delta_theta/vima_gwnias:delta_theta
    theta(n)= valve_open + i;
    lift(n)=max_lift/2*(1-cos(2*pi*(theta(n)-valve_open)/delta_theta));%
θέση της βαλβίδας συναρτήσει της γωνίας θ
    k=1;
    for i=0:h/vima:h
    x_valve(k)=Stem_diam/2 ;
    y_valve(k)=H+i-lift(n);
    k=k+1;
    end
    for i=Stem_diam/2:(Inner_diam-Stem_diam)/2/vima:Inner_diam/2
        x_valve(k)=i;
        y_valve(k)=4*H/(Inner_diam-Stem_diam)^2*(x_valve(k)-
Inner_diam/2)^2-lift(n);
        k=k+1;
    end
    for i=Inner_diam/2:(Head_diam-Inner_diam)/2/vima:Head_diam/2
```

```
        x_valve(k)=i;
        y_valve(k)=-tan(pi*beta/180)*(x_valve(k)-Inner_diam/2)-lift(n);
        k=k+1;
    end
     for j=1:3*(vima+1)
         for i=1:3*(vima+1)
             A((j-
1)*3*(vima+1)+i)=pi*(x_valve(j)+x_seat(i))*sqrt((x_seat(i)-
x_valve(j))^2+(y_seat(i)-y_valve(j))^2);
         end
     end
     A_ref(n)=min(A);
     n=n+1;
end
plot(theta,A_ref)
xlabel('Crank angle (deg)')
ylabel('Reference Area (mm^2)')
% plot(lift,A_ref)
% xlabel('Lift (mm)')
% ylabel('Reference Area (mm^2)')
```

Κώδικας υπολογισμού μεταφοράς θερμότητας στα τοιχώματα των κυλίνδρων (Fourier, Lumped system)

```
clear
hcyl=100; % συντελεστής συναγωγιμότητας αζώτου (W/m^2K)
hw=100; % συντελεστής συναγωγιμότητας ρευστού (W/m^2K)
Tcyl=1000; % θερμοκρασία κυλίνδρου (k)
Tw=1000; % θερμοκρασία ρευστού (K)
k=2; % συντελεστής αγωγιμότητας τοιχώματος (W/mK)
dens=1825; % πυκνότητα τοιχώματος (kg/m^3)
c=1850; % θερμοχωρητικότητα τοιχώματος (J/kgK)
a=k/c/dens; % thermal diffusivity τοιχώματος (m^2/s)
T0=295; % θερμοκρασία τοιχώματος για t=0
L=0.001; % πάχος τοιχώματος (m)
h0=hcyl/k;
hL=hw/k;
A=hcyl*hw*(Tw-Tcyl)/(k*hw+k*hcyl+hw*hcyl*L);
B=Tcyl+k*hw*(Tw-Tcyl)/(k*hw+k*hcyl+hw*hcyl*L);
n=1;
vima=1000;% (χρησιμοποιούμε άρτιο βήμα για να μπορούμε να
χρησιμοποιήσουμε την μέθοδο Simpson 1/3 για τον αριθμητικό υπολογισμό των
ολοκληρωμάτων)
DT=100; % χρονικό βήμα (s)
for i=0:L/vima:L
    x(n)=i;
    T1(n)=A*x(n)+B; %εξίσωση σταθερής κατάστασης
    T(n)=T1(n);
    f(n)=T0;
    n=n+1;
end
i=1;
while i<=vima-1 % αποτελεί πολύ καλή προσέγγιση των συνολικών ιδιοτιμών
ώστε για DT=0 να είμαστε πολύ κοντά στην αρχική συνθήκη
```

```
 r1=(i-1)*pi+0.00000000001; % για να είναι η h ορισμένη. Πάντα εκεί η h
θα είναι θετική
 r2=i*pi-0.00000000001; % πάντα η h θα είναι αρνητική
 hr1=cot(r1)-(r1^2-h0*hL*L^2)/((h0+hL)*L*r1);
 hr2=cot(r2)-(r2^2-h0*hL*L^2)/((h0+hL)*L*r2);
 while abs(r1-r2)>0.00000000001
     r=(r1+r2)/2;
     hr=cot(r)-(r^2-h0*hL*L^2)/((h0+hL)*L*r);
     if hr*hr1<0
         r2=r;
         hr2=hr;
     elseif hr==0
         r1=r2;% για να τερματίσει το while
     else
         r1=r;
         hr1=hr;
     end
 end
 sol(i)=r; % λύση της h (μοναδική σε κάθε διάστημα της μορφής ((i-1)*π,π)
αφού η h είναι φθίνουσα στο διάστημα αυτό)
 idio(i)=sol(i)^2/L^2; % η i ιδιοτιμή
 sum1(i)=0;
 sum2(i)=0;
    for n=1:(vima+1)
        G1(n)=(f(n)-
T1(n))*(k*sol(i)/L*(cos(sol(i)/L*x(n)))+hcyl*sin(sol(i)/L*x(n)));

G2(n)=(k*sol(i)/L*(cos(sol(i)/L*x(n)))+hcyl*sin(sol(i)/L*x(n)))^2;
        if n==1
            sum1(i)=sum1(i)+G1(n);
            sum2(i)=sum2(i)+G2(n);
        elseif n==vima+1
            sum1(i)=sum1(i)+G1(n);
            sum2(i)=sum2(i)+G2(n);
        elseif mod(n,2)==0
            sum1(i)=sum1(i)+4*G1(n);
            sum2(i)=sum2(i)+4*G2(n);
        elseif mod(n,2)==1
            sum1(i)=sum1(i)+2*G1(n);
            sum2(i)=sum2(i)+2*G2(n);
        end
    end
    An(i)=sum1(i)/sum2(i); % οι συντελεστές της σειράς ( ο λόγος των
ολοκληρωμάτων για τον υπολογισμό των συντελεστών An είναι ουσιαστικά ο
λόγος των αθροισμάτων αφού και τα δυο ολοκληρώματα υπολογίζονται για ίδιο
μήκος και ίσο αριθμό σημείν)
    for n=1:(vima+1)
        T(n)=T(n)+
(An(i)*(k*sol(i)/L*(cos(sol(i)/L*x(n)))+hcyl*sin(sol(i)/L*x(n))))*exp(-
a*idio(i)*DT);
    end
    i=i+1;
end
for n=1:(vima+1)
    T_lumped(n)=(T0-(hcyl*Tcyl+hw*Tw)/(hcyl+hw))*exp(-
(hcyl+hw)/dens/c/L*DT)+(hcyl*Tcyl+hw*Tw)/(hcyl+hw);
```

```
end
plot(x*1e3,T,x*1e3,T_lumped)
xlabel('Object Thickness (mm)')
ylabel('Temperature (K)')
legend('Distributed system','Lumped system')
```

Κώδικας προσομοίωσης λειτουργίας κινητήρα Ericsson

```
clear
molar_mass = 28 ; % μοριακό βάρος N2 σε γραμμάρια
hw=60; % ειδική συναγωγιμότητα W/m^2K ψυκτικού υγρού
hair=40;% ειδική συναγωγιμότητα W/m^2K αέρα περιβάλλοντος
Tair=295;% θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος
Tw=295; % θερμοκρασία ψυκτικού υγρού
T_toix=295; % θερμοκρασία τοιχώματος για t=0
Tpis=295; % θερμοκρασία εμβόλου και καπακιού για t=0
k_toix=200; % συντελεστής αγωγιμότητας τοιχώματος (W/mK)
k_pis=200; % συντελεστής αγωγιμότητας τοιχώματος (W/mK)
dens_toix=1850; % πυκνότητα τοιχώματος (kg/m^3)
C_toix=1825;% θερμοχωριτηκότητα τοιχώματος (J/kgK)
dens_pis=1850; % πυκνότητα εμβόλου(kg/m^3)
C_pis=1825;% θερμοχωριτηκότητα εμβόλου (J/kgK)
a=k_toix/C_toix/dens_toix; % thermal diffusivity τοιχώματος (m^2/s)
a_pis=k_pis/C_pis/dens_pis; %thermal diffusivity εμβόλου (m^2/s)
L=0.01; % πάχος τοιχώματος (m)
paxos=0.01; % πάχος εμβόλου και καπακιού
R= 8.314; % σταθερά αερίων J/K.mol
D = 50 ; % διάμετρος εμβόλου (mm)
s = 100 ; % διαδρομή εμβόλου (mm)
e=4 ; % λόγος συμπίεσης
lamda = 5 ; % ακτίνα στροφάλου/μήκος διωστήρα
Vsw = pi*(D*10^(-3))^2*s*10^(-3)/4 ; % όγκος εμβολισμού (m^3)
Vcl= Vsw/(e-1); % επιζήμιος όγκος (m^3)
P1_com=3; % πίεση για θ=0
T1_com=295;% θερμοκρασία για θ=0
P2_com = 1 ; %  πίεση για θ=IVO
m1_com = P1_com*10^5*Vcl*molar_mass/R/T1_com/1000; %  μάζα κυλίνδρου για
θ=0 σε kg
P1_exp=3; % πίεση για θ=0, IVO
T1_exp=295;% θερμοκρασία για θ=0
P2_exp = 1 ; %  πίεση για θ=180,EV0
m1_exp = P1_exp*10^5*Vcl*molar_mass/R/T1_exp/1000; %  μάζα κυλίνδρου για
θ=0 σε kg
P0 = P2_com ; % πίεση φιάλης αζώτου σε bar
T0 = 295 ; % θερμοκρασία φιάλης αζώτου σε K
[Cp0,~,~]=specific_heat(T0); % Cp αερίου φιάλης
[~,Cv0,~]=specific_heat(T0); % Cv αερίου φιάλης
[~,~,g0]=specific_heat(T0); % γ αερίου φιάλη
P_heater=P1_exp; % πίεση εναλλάκτη
T_heater=295; % θερμοκρασία στην αρχή του εναλλάκτη
[Cp_heater,~,~]=specific_heat(T_heater); % Cp αερίου στην αρχή του
εναλλάκτη
[~,Cv_heater,~]=specific_heat(T_heater); % Cv αερίου στην αρχή του
εναλλάκτη
```

```
[~,~,g_heater]=specific_heat(T_heater); % γ αερίου στην αρχή του εναλλάκτη
Head_diam_com = 12 ; % mm διαστασεις βαλβίδων συμπιεστή
Inner_diam_com = 11 ; % mm
Stem_diam_com =4 ; % mm
H_com=15; % mm
beta_com=45; %mm
Head_diam_exp = 6 ; % mm διαστασεις βαλβίδων εκτονωτη
Inner_diam_exp = 5.5 ; % mm
Stem_diam_exp = 2 ; % mm
beta_exp=45; %mm
H_exp=10; % mm
MIN_LIFT=0; % mm ελάχιστο ανοιγμα βαλβίδας
if s/(e-1)>=1
   MAX_LIFT_exp=1;  % μεγιστο ανοιγμα βαλβιδας εκτονωτη
else
   MAX_LIFT_exp=s/(e-1);
end
if s/(e-1)>=0.5
    MAX_LIFT_com=0.5 ;% μέγιστο ανοιγμα βαλβιδας συμπιεστη
else
    MAX_LIFT_com=s/(e-1);
end
Max_inlet_lift_com = MIN_LIFT; % mm (αρχικοποίηση τιμής)
Max_exhaust_lift_com = MIN_LIFT ; % mm (αρχικοποίηση τιμής)
IVO_com(1)=180; % άνοιγμα βαλβίδας εισαγωγής (αρχικοποίηση τιμής)
IVC_com=180; % κλείσιμο βαλβίδας εισαγωγής
EVO_com(1)=360; % άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής (αρχικοποιήση τιμής)
EVC_com=360; % κλείσιμο βαλβίδας εξαγωγής
EVO_com_crit=335; % μεγιστη γωνια συμπιεστη για να εχει φτασει παλι τα 3 bar
flag_dokimi=0;
flag_dokimi_2=0;
Max_inlet_lift_exp = 0.1; % mm (ΕΠΙΛΟΓΗ ανοίγματος βαλβίδας εισαγωγής εκτονωτή)
Max_exhaust_lift_exp = MIN_LIFT ; % mm (αρχικοποίηση τιμής)
IVO_exp=0; % άνοιγμα βαλβίδας εισαγωγής
IVC_exp(1)=0; % κλείσιμο βαλβίδας εισαγωγής (αρχικοποίηση τιμης)
EVO_exp=180; % άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής
EVC_exp=330; % κλείσιμο βαλβίδας εξαγωγής
mg=0.005; % παροχή καυσαερίου (kg/s)
Tgas=1300; % θερμοκρασία καυσαερίου (K)
dens_g=1; % πυκνότητα καυσαερίου (kg/m^3)
b=0.01; % πλάτος σωλήνα (m)
hgas=0.01; % ύψος σωλήνα καυσαερίου(m)
hn=0.01; % ύψος σωλήνα αζώτου (m)
A_gas=b*hgas; % διατομή σωλήνα καυσαερίου (m^2)
A_az=b*hn;% διατομή σωλήνα αζώτου (m^2)
Lol=1; % μήκος σωλήνα (m)
V_en=A_az*Lol; %όγκος σωλήνα αζώτου (m^3)
m_heater=P_heater*10^5*V_en*molar_mass*10^(-3)/R/T_heater; % αρχική μάζα αερίου στον εναλλάκτη
ug=mg/dens_g/A_gas; % ταχύτητα καυσαερίου (m/s)
Dh=4*b*hgas/2/(b+hgas); % υδραυλική διάμετρος σωλήνα καυσαερίου
v=1.1*10^(-4); % κινηματικό ιξώδες καυσαερίου στους 1000 K (m^2/s)
Re=ug*Dh/v; % αριθμός Reynolds καυσαερίου
```

```
Pr=0.7; % αριθμός Prandtl καυσαερίου
k_n=0.07; % αγωγιμότητα αέρα (W/mK)
hg=0.027*k_n/Dh*Re^(0.8)*Pr^(1/3); % σταθερά συναγωγιμότητας καυσαερίου
hn=5; % σταθερά συναγωγιμότητας αζώτου
k_met=200; % αγωγιμότητα μετάλλου (W/m)
Cp_met=500; % θερμοχωριτηκότητα μετάλλου (J/kgK)
paxos_met=0.001; % πάχος μετάλλου τοιχώματος εναλλάκτη (m)
dens_met=7000; % πυκνότητα μετάλλου (kg/m^3)
ne = 600 ; % rpm
T_per = 60/ne ; %  περίοδος μιας στροφής σε s
vima=2000;% χρονικό βήμα
DT=T_per/vima; % χρονικό βήμα (s)
Dx=ug*DT; % απόσταση που διανύει το καυσαέριο στο χρονικό βήμα
peper=floor(Lol/Dx)+1; % ακέραιος αριθμός πεπερασμένων στοιχείων
mikos=Lol/peper; % μήκος πεπερασμένου στοιχείου
Awall=b*mikos; % επιφάνεια συναλλαγής πεπερασμένου (m^2)
m_m=Awall*paxos_met*dens_met; % μάζα πεπερασμένου (kg)
Cd = 0.7 ; % συντελεστής εκροής
vima_four=100;% (χρησιμοποιούμε άρτιο βήμα για να μπορούμε να
χρησιμοποιήσουμε την μέθοδο Simpson 1/3 για τον αριθμητικό υπολογισμό των
ολοκληρωμάτων)
epan=0; % αριθμός ολοκληρωμένων κύκλων
flag_enal=0; % συνθήκη για την προθέρμανση του εναλλάκτη
k_protherm=1; % μετρητής μέχρι να προθερμανθεί το αέριο στην κατάλληλη
θερμοκρασία
for i=1:peper+1
    Tg_protherm(i)=295; % αρχικοποίηση θερμοκρασίας πεπερασμένων στο
καυσαέριο
    [Cp_g_protherm(i),~,~]=specific_heat(Tg_protherm(i));%
θερμοχωριτηκότητα καυσαερίου (J/kgK)
    Tm_protherm(i)=295;% αρχικοποίηση θερμοκρασίας πεπερασμένων στο
μέταλλο
    q_protherm(i)=0; % ρεύμα θερμότητας μεταξύ πεπερασμένων στοιχείων
μετάλλου
end

% Προθέρμανση του εναλλάκτη
DT_protherm=0.01; % χρονικο βημα προθερμανσης
while flag_enal==0
    xronos=k_protherm*DT_protherm;
    Tg_protherm(1)=Tgas; % το πρώτο πεπερασμένο έχει πάντα την
θερμοκρασία του καυσαερίου που εισέρχεται
    [Cp_g_protherm(1),~,~]=specific_heat(Tg_protherm(1));
    sum_enal_protherm=0;
    for i=1:peper
        Tg_protherm(peper+2-i)=Tg_protherm(peper+1-i)-
hg*Awall/mg/Cp_g_protherm(peper+1-i)*(Tg_protherm(peper+1-i)-
Tm_protherm(peper+1-i));
        [Cp_g_protherm(peper+2-i),~,~]=specific_heat(Tg_protherm(peper+2-
i)); % η νέα θερμοχωριτηκότητα κάθε πεπερασμένου
        if k_protherm==1
            Tm_protherm(peper+1-i)=Tm_protherm(peper+1-
i)+(hg*Awall*(Tg_protherm(peper+1-i)-Tm_protherm(peper+1-i))-
hn*Awall*(Tm_protherm(peper+1-i)-T_heater)+q_protherm(peper+1-i)-
q_protherm(peper+2-i))*DT_protherm/m_m/Cp_met;
```

```
            sum_enal_protherm= sum_enal_protherm+
hn*Awall*(Tm_protherm(peper+1-i)-T_heater);
        else
            Tm_protherm(peper+1-i)=Tm_protherm(peper+1-
i)+(hg*Awall*(Tg_protherm(peper+1-i)-Tm_protherm(peper+1-i))-
hn*Awall*(Tm_protherm(peper+1-i)-T_protherm(k_protherm-
1))+q_protherm(peper+1-i)-q_protherm(peper+2-i))*DT_protherm/m_m/Cp_met;
            sum_enal_protherm= sum_enal_protherm+
hn*Awall*(Tm_protherm(peper+1-i)-T_protherm(k_protherm-1));
        end
    end
    for i=1:peper
      if i==1
            q_protherm(i)=0;
        elseif i==peper+1
            q_protherm(i)=0;
        else
            q_protherm(i)=k_met*mikos*(Tm_protherm(i-1)-Tm_protherm(i));
      end
    end
    if k_protherm==1

T_protherm(k_protherm)=T_heater+sum_enal_protherm*DT_protherm/m_heater/Cp
_heater;

[Cp_n_protherm(k_protherm),~,~]=specific_heat(T_protherm(k_protherm)); %
η νέα θερμοχωριτηκότητα του αζώτου
    else
       T_protherm(k_protherm)=T_protherm(k_protherm-
1)+sum_enal_protherm*DT_protherm/m_heater/Cp_n_protherm(k_protherm-1);

[Cp_n_protherm(k_protherm),~,~]=specific_heat(T_protherm(k_protherm));
    end
    if T_protherm(k_protherm)>=1000 % τελική θερμοκρασία προθέρμανσης
        flag_enal=1;
        Cp_n_protherm=Cp_n_protherm(k_protherm);
    end
    k_protherm=k_protherm+1;
end

FLAG_1=0; % συνθήκη για ισσοροπία θερμοκρασίας στον συμπιεστή
FLAG_2=0; % συνθήκη για ισσοροπία θερμοκρασίας στο τοίχωμα του εκτονωτή
FLAG_3=0; % συνθήκη για ισσοροπία θερμοκρασίας στον συμπιεστή
FLAG_4=0; % συνθήκη για ισσοροπία θερμοκρασίας στο τοίχωμα του εκτονωτή
FLAG_5=0; % συνθήκη ισσοροπίας θερμοκρασίας αζώτου στον εναλλάκτη
while FLAG_1==0 | FLAG_2==0 | FLAG_3==0 | FLAG_4==0 | FLAG_5==0
flag1_exp=0; % συνθήκη για να προκύψει η ίδια πίεση για θ=0 στον εκτονωτή
flag2_com=0; % συνθήκη για να προκύψει η ίδια πίεση για θ=0 στον
συμπιεστή
flag1_com=0; % συνθήκη για να μπει από την φιάλη στον συμπιεστή όση μάζα
επέστρεψε από τον εκτονωτή στην φιάλη
flag1_exp_voith=0;
flag1_com_voith=0;
while flag2_com==0
    flag1_com=0;
```

```
while flag1_com==0
    flag1_exp=0;
    if flag1_com_voith==0
        Max_inlet_lift_com=Max_inlet_lift_com;
    else
        Max_inlet_lift_com=Max_in_lift_com(epan+1);
    end
while flag1_exp==0
    if flag1_exp_voith==0
        Max_exhaust_lift_exp=Max_exhaust_lift_exp;
    else
        Max_exhaust_lift_exp=Max_exh_lift_exp(epan+1);
    end
if epan==0 % για αρχικές συνθήκες
 % Υπολογιζουμε την γωνια που θα κλεισει η βαλδιδα εισαγωγης του εκτονωτη
    flag_arx_anoig=0;
while flag_arx_anoig==0
    k=1;
for i=1:peper+1 % βάζουμε τις τιμές που υπάρχουν στο σύστημα αμέσως μετά
την ολοκλήρωση της προθέρμανσης
    Tg(i)=Tg_protherm(i);
    Cp_g(i)=Cp_g_protherm(i);
    Tm(i)=Tm_protherm(i);
    q(i)=q_protherm(i);
    thermotita(epan+1)=0; % θερμότητα που δίνουμε στον εναλλάκτη σε κάθε
κύκλο ( δεν μετράμε την προθέρμανση)
end
 n=1;
for i=0:L/vima_four:L
    f1_exp(n)=T_toix; % αρχική θερμορκασία κατά πάχος τοιχώματος
    n=n+1;
end
n=1;
for i=0:paxos/vima_four:paxos
    f2_exp(n)=Tpis; % αρχική θερμοκρασία κατά πάχος εμβόλου και καπακιού
    n=n+1;
end
for i = 0:T_per/vima:T_per/2
    t(k)=T_per*epan+ i;
    theta(k) =2*pi*epan+2*pi*i/T_per;
    V(k) = Vsw/2*(1+lamda-cos(theta(k))-sqrt(lamda.^2-
(sin(theta(k))).^2)) + Vcl; % ; όγκος εμβόλου συναρτήσει της θ
    c(k) =
Vsw/2*(sin(theta(k))+cos(theta(k)).*sin(theta(k))/sqrt(lamda.^2-
(sin(theta(k))).^2));% dV(θ)/dθ
 % άνοιγμα βαλβίδας εισαγωγής
        if k==1
          lift_exp(k)=0;
          Aref_exp(k)=0;
          mheater(k)=m_heater; % μάζα αζώτου στον εναλλάκτη
          Theater(k)=T_protherm(k_protherm-1); % θερμοκρασια εναλλακτη
μετα την προθερμανση
          [Cp_n(k),~,~]=specific_heat(Theater(k));% θερμοχωριτηκότητα του
αζώτου
          [~,~,gheater(k)]=specific_heat(Theater(k)); % γ αεριου στον
εναλλακτη
```

```
        [Cp_exp(k),~,~]=specific_heat(T1_exp);
        [~,Cv_exp(k),~]=specific_heat(T1_exp);
        [~,~,g_exp(k)]=specific_heat(T1_exp);
        m_in_dot_exp(k)=0;
        m_out_dot_exp(k)=0;
        m_dot_exp(k)=m_in_dot_exp(k)-m_out_dot_exp(k);
        m_exp_fial(k)=0; % μάζα που βγαίνει από τον εκτονωτή και
επιστρέφει στην φιάλη
        tax_exp(k)=0; % ταχύτητα ροής στις βαλβίδες
        m_exp(k)=m1_exp;
        hcyl_exp(k)=129.8*(D*10^(-3))^(-0.2)*P1_exp^(0.8)*T1_exp^(-
0.55)*(2.28*2*s*10^(-3)*ne/60)^(0.8); % τύπος του Woschni για συντελεστή
συναγωγιμότητας
        T_wall_exp(k)=f1_exp(1);
        T_pis_exp(k)=f2_exp(1);
        A_exp(k)=4*hcyl_exp(k)*V(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D
+pi*(D*10^(-3))^2*hcyl_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);

B_exp(k)=4*hcyl_exp(k)*V(k)*T_wall_exp(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D
+pi*(D*10^(-3))^2*hcyl_exp(k)*T_pis_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k) ;
        T_exp(k)=T1_exp;
        P_exp(k)=P1_exp;
      elseif (theta(k)-2*pi*epan)>IVO_exp*pi/180 && (theta(k)-
2*pi*epan)<=IVC_exp*pi/180
              lift_exp(k)=Max_inlet_lift_exp/2*(1-cos(2*pi*(theta(k)-
2*pi*epan-IVO_exp*pi/180)/((IVC_exp-IVO_exp)*pi/180)));
              Aref_exp(k)=12.28*lift_exp(k);
              [Cp_exp(k),~,~]=specific_heat(T_exp(k-1));
              [~,Cv_exp(k),~]=specific_heat(T_exp(k-1));
              [~,~,g_exp(k)]=specific_heat(T_exp(k-1));
              if P_exp(k-1)<P_heater
                  if P_exp(k-1)/P_heater>(2/(gheater(k-1)+1))^(gheater(k-
1)/(gheater(k-1)-1))

m_in_dot_exp(k)=Cd*Aref_exp(k)/10^6*P_heater*10^5/sqrt(R*Theater(k-
1))*(P_exp(k-1)/P_heater)^(1/gheater(k-1))*sqrt(2*gheater(k-
1)/(gheater(k-1)-1)*(1-(P_exp(k-1)/P_heater)^(gheater(k-1)/(gheater(k-1)-
1)))); % kg/s
                  else

m_in_dot_exp(k)=Cd*Aref_exp(k)/10^6*P_heater*10^5/sqrt(R*Theater(k-
1))*gheater(k-1)^(1/2)*(2/(gheater(k-1)+1))^((gheater(k-
1)+1)/2/(gheater(k-1)-1)); % kg/s
                  end
                  m_out_dot_exp(k)=0;
              elseif P_exp(k-1)==P_heater
                     m_in_dot_exp(k)=0;
                     m_out_dot_exp(k)=0;
              else
                  m_in_dot_exp(k)=0;
                  if P_heater/P_exp(k-
1)>(2/(g_exp(k)+1))^(g_exp(k)/(g_exp(k)-1))
                      m_out_dot_exp(k)=Cd*Aref_exp(k)/10^6*P_exp(k-
1)*10^5/sqrt(R*T_exp(k-1))*(P_heater/P_exp(k-
1))^(1/g_exp(k))*sqrt(2*g_exp(k)/(g_exp(k)-1)*(1-(P_heater/P_exp(k-
1))^(g_exp(k)/(g_exp(k)-1)))); % kg/s
```

```
                  else
                      m_out_dot_exp(k)=Cd*Aref_exp(k)/10^6*P_exp(k-
1)*10^5/sqrt(R*T_exp(k-
1))*g_exp(k)^(1/2)*(2/(g_exp(k)+1))^((g_exp(k)+1)/2/(g_exp(k)-1)); % kg/s
                  end
              end
              m_dot_exp(k)=m_in_dot_exp(k)-m_out_dot_exp(k);
              m_exp(k)=m_exp(k-1)+m_dot_exp(k)*T_per/vima;
              mheater(k)=mheater(k-1)-m_dot_exp(k)*T_per/vima;
              hcyl_exp(k)=129.8*(D*10^(-3))^(-0.2)*P_exp(k-
1)^(0.8)*T_exp(k-1)^(-0.55)*(6.18*2*s*10^(-3)*ne/60)^(0.8);
              T_wall_exp(k)=f1_exp(1);
              T_pis_exp(k)=f2_exp(1);
              A_exp(k)=m_dot_exp(k)/m_exp(k)+
4*hcyl_exp(k)*V(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D
+pi*ne*R*c(k)*1000/30/molar_mass/Cv_exp(k)/V(k)+
g_exp(k)*m_out_dot_exp(k)/m_exp(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);

B_exp(k)=4*hcyl_exp(k)*V(k)*T_wall_exp(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D +
m_in_dot_exp(k)*Cp_n(k-1)*Theater(k-1)/Cv_exp(k)/m_exp(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_exp(k)*T_pis_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);
                if A_exp(k)==0
                  T_exp(k)=T_exp(k-1)+B_exp(k)*T_per/vima;
                else
                  T_exp(k)=(T_exp(k-1)-B_exp(k)/A_exp(k))*exp(-
A_exp(k)*T_per/vima)+B_exp(k)/A_exp(k);
                end
              P_exp(k)=m_exp(k)*R*T_exp(k)/V(k)/molar_mass/100;
              if m_dot_exp(k)<=0

tax_exp(k)=m_dot_exp(k)*10^6/Aref_exp(k)/(P_exp(k)*10^5*molar_mass/1000/R
/T_exp(k));
              else

tax_exp(k)=m_dot_exp(k)*10^6/Aref_exp(k)/(P_heater*10^5*molar_mass/1000/R
/Theater(k-1));
              end
      elseif (theta(k)-2*pi*epan)>IVC_exp*pi/180 && k<=epan*vima+vima/2+1
              lift_exp(k)=0;
              Aref_exp(k)=0;
              [Cp_exp(k),~,~]=specific_heat(T_exp(k-1));
              [~,Cv_exp(k),~]=specific_heat(T_exp(k-1));
              [~,~,g_exp(k)]=specific_heat(T_exp(k-1));
              m_in_dot_exp(k)=0;
              m_out_dot_exp(k)=0;
              m_dot_exp(k)=m_in_dot_exp(k)-m_out_dot_exp(k);
              tax_exp(k)=0;
              m_exp(k)=m_exp(k-1)+m_dot_exp(k)*T_per/vima;
              hcyl_exp(k)=129.8*(D*10^(-3))^(-0.2)*P_exp(k-
1)^(0.8)*T_exp(k-1)^(-0.55)*(2.28*2*s*10^(-3)*ne/60)^(0.8);
              T_wall_exp(k)=f1_exp(1);
              T_pis_exp(k)=f2_exp(1);
              A_exp(k)=m_dot_exp(k)/m_exp(k)+
4*hcyl_exp(k)*V(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D
+pi*ne*R*c(k)*1000/30/molar_mass/Cv_exp(k)/V(k)+
```

```
g_exp(k)*m_out_dot_exp(k)/m_exp(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);

B_exp(k)=4*hcyl_exp(k)*V(k)*T_wall_exp(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D +
m_in_dot_exp(k)*Cp0*T0/Cv_exp(k)/m_exp(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_exp(k)*T_pis_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);
                if A_exp(k)==0
                  T_exp(k)=T_exp(k-1)+B_exp(k)*T_per/vima;
                else
                  T_exp(k)=(T_exp(k-1)-B_exp(k)/A_exp(k))*exp(-
A_exp(k)*T_per/vima)+B_exp(k)/A_exp(k);
                end
              P_exp(k)=m_exp(k)*R*T_exp(k)/V(k)/molar_mass/100;
       end
% Υπολογισμος θερμοκρασιων τοιχωματος για εκτονωτη
for i=1:vima_four
    f1_exp(i)=(f1_exp(i)-
(hcyl_exp(k)*T_exp(k)+hw*Tw)/(hcyl_exp(k)+hw))*exp(-
(hcyl_exp(k)+hw)/dens_toix/C_toix/L*DT)+(hcyl_exp(k)*T_exp(k)+hw*Tw)/(hcy
l_exp(k)+hw);
end
% Υπολογισμος θερμοκρασιων πιστονιου-καπακιου  εκτονωτη
for i=1:vima_four
    f2_exp(i)=(f2_exp(i)-
(hcyl_exp(k)*T_exp(k)+hair*Tair)/(hcyl_exp(k)+hair))*exp(-
(hcyl_exp(k)+hair)/dens_pis/C_pis/paxos*DT)+(hcyl_exp(k)*T_exp(k)+hair*Ta
ir)/(hcyl_exp(k)+hair);
end
Tg(1)=Tgas; % το πρώτο πεπερασμένο έχει πάντα την θερμοκρασία του
καυσαερίου που εισέρχεται
[Cp_g(1),~,~]=specific_heat(Tg(1));
sum_enal=0;
    for i=1:peper
        Tg(peper+2-i)=Tg(peper+1-i)-hg*Awall/mg/Cp_g(peper+1-
i)*(Tg(peper+1-i)-Tm(peper+1-i));
        [Cp_g(peper+2-i),~,~]=specific_heat(Tg(peper+2-i)); % η νέα
θερμοχωριτηκότητα κάθε πεπερασμένου
        if k==1
           Tm(peper+1-i)=Tm(peper+1-i)+(hg*Awall*(Tg(peper+1-i)-
Tm(peper+1-i))-hn*Awall*(Tm(peper+1-i)-T_protherm(k_protherm-
1))+q(peper+1-i)-q(peper+2-i))*DT/m_m/Cp_met;
           sum_enal= sum_enal+ hn*Awall*(Tm_protherm(peper+1-i)-
T_protherm(k_protherm-1));
        else
           Tm(peper+1-i)=Tm(peper+1-i)+(hg*Awall*(Tg(peper+1-i)-
Tm(peper+1-i))-hn*Awall*(Tm(peper+1-i)-Theater(k-1))+q(peper+1-i)-
q(peper+2-i))*DT/m_m/Cp_met;
           sum_enal= sum_enal+ hn*Awall*(Tm(peper+1-i)-Theater(k-1));
        end
    end
    for i=1:peper
        if Tg(peper+2-i)==295
            thermotita(epan+1)=thermotita(epan+1);
        else
            thermotita(epan+1)=thermotita(epan+1)+mg*DT*(Cp_g(peper+1-
i)*Tg(peper+1-i)-Cp_g(peper+2-i)*Tg(peper+2-i));
```

```
        end
    end
    for i=1:peper
      if i==1
            q(i)=0;
        elseif i==peper+1
            q(i)=0;
        else
            q(i)=k_met*mikos*(Tm(i-1)-Tm(i));
      end
    end
    if k==1
       Theater(k)=T_protherm(k_protherm-
1)+sum_enal*DT/m_heater/Cp_n_protherm;
       [Cp_n(k),~,~]=specific_heat(Theater(k)); % η νέα θερμοχωριτηκότητα
του αζώτου
    else
       Theater(k)=Theater(k-1)+sum_enal*DT/m_heater/Cp_n(k-1);
       [Cp_n(k),~,~]=specific_heat(Theater(k));
       [~,~,gheater(k)]=specific_heat(Theater(k)); % γ αεριου στον
εναλλακτη
    end
    k=k+1;
end
if abs(P_exp(vima/2+1)-P2_exp)/P2_exp<=0.01
    flag_arx_anoig=1;
else
    if IVC_exp(epan+1)==0
        obj_IVC_min=(P_exp(vima/2+1)-P2_exp)/P2_exp;
        ivc_exp_min=0;
        IVC_exp(epan+1)=180;
    elseif IVC_exp(epan+1)==180
        obj_IVC_max=(P_exp(vima/2+1)-P2_exp)/P2_exp;
        if (P_exp(vima/2+1)-P2_exp)/P2_exp<0.01
            disp('Error in expander inlet valve)')
            return
        end
        ivc_exp_max=180;
        IVC_exp(epan+1)=ivc_exp_min-obj_IVC_min*(ivc_exp_max-
ivc_exp_min)/(obj_IVC_max-obj_IVC_min);
    else
        obj_IVC=(P_exp(vima/2+1)-P2_exp)/P2_exp;
        if obj_IVC*obj_IVC_max<=0
            ivc_exp_min=IVC_exp(epan+1);
            obj_IVC_min=obj_IVC;
            IVC_exp(epan+1)=ivc_exp_min-obj_IVC_min*(ivc_exp_max-
ivc_exp_min)/(obj_IVC_max-obj_IVC_min);
        else
            ivc_exp_max=IVC_exp(epan+1);
            obj_arx_anoig_max=obj_IVC;
            IVC_exp(epan+1)=ivc_exp_min-obj_IVC_min*(ivc_exp_max-
ivc_exp_min)/(obj_IVC_max-obj_IVC_min);
        end
    end
end
end
```

```
for i=1:peper+1 % βάζουμε τις τιμές που υπάρχουν στο σύστημα αμέσως μετά
την ολοκλήρωση της προθέρμανσης
    Tg(i)=Tg_protherm(i);
    Cp_g(i)=Cp_g_protherm(i);
    Tm(i)=Tm_protherm(i);
    q(i)=q_protherm(i);
    thermotita(epan+1)=0; % θερμότητα που δίνουμε στον εναλλάκτη σε κάθε
κύκλο ( δεν μετράμε την προθέρμανση)
end
 n=1;
for i=0:L/vima_four:L
    f1_com(n)=T_toix; % αρχική θερμορκασία κατά πάχος τοιχώματος
    n=n+1;
end
    n=1;
for i=0:paxos/vima_four:paxos
    f2_com(n)=Tpis; % αρχική θερμοκρασία κατά πάχος εμβόλου και καπακιού
    n=n+1;
end
 n=1;
for i=0:L/vima_four:L
    f1_exp(n)=T_toix; % αρχική θερμορκασία κατά πάχος τοιχώματος
    n=n+1;
end
    n=1;
for i=0:paxos/vima_four:paxos
    f2_exp(n)=Tpis; % αρχική θερμοκρασία κατά πάχος εμβόλου και καπακιού
    n=n+1;
end
k=1;
arxi=0;
flag_konta=0;
phase_com=1;
phase_exp=1;

else % συνθήκες προηγούμενου ολοκληρωμένου κύκλου
% Υπολογιζουμε παλι την γωνια που κλεινει η βαλβιδα εισαγωγης του
εκτονωτη
    flag_arx_anoig=0;
while flag_arx_anoig==0
    k=epan*vima+2;
    arxi=T_per/vima;
for i=1:peper+1 % βάζουμε τις τιμές που υπάρχουν στο σύστημα αμέσως μετά
την ολοκλήρωση της προθέρμανσης
    Tg(i)=Tg_voith(i);
    Cp_g(i)=Cp_g_voith(i);
    Tm(i)=Tm_voith(i);
    q(i)=q_voith(i);
    thermotita(epan+1)=0;
end
 n=1;
for i=0:L/vima_four:L
    f1_exp(n)=f1_exp_voith(n); % αρχική θερμορκασία κατά πάχος τοιχώματος
    n=n+1;
```

```
end
n=1;
for i=0:paxos/vima_four:paxos
    f2_exp(n)=f2_exp_voith(n); % αρχική θερμοκρασία κατά πάχος εμβόλου
και καπακιού
    n=n+1;
end
for i = T_per/vima:T_per/vima:T_per/2
    t(k)=T_per*epan+ i;
    theta(k) =2*pi*epan+2*pi*i/T_per;
    V(k) = Vsw/2*(1+lamda-cos(theta(k))-sqrt(lamda.^2-
(sin(theta(k))).^2)) + Vcl; % ; όγκος εμβόλου συναρτήσει της θ
    c(k) =
Vsw/2*(sin(theta(k))+cos(theta(k)).*sin(theta(k))/sqrt(lamda.^2-
(sin(theta(k))).^2));% dV(θ)/dθ
 % άνοιγμα βαλβίδας εισαγωγής
       if (theta(k)-2*pi*epan)>IVO_exp*pi/180 && (theta(k)-
2*pi*epan)<=IVC_exp(epan+1)*pi/180
                 lift_exp(k)=Max_inlet_lift_exp/2*(1-cos(2*pi*(theta(k)-
2*pi*epan-IVO_exp*pi/180)/((IVC_exp(epan+1)-IVO_exp)*pi/180)));
                 Aref_exp(k)=12.28*lift_exp(k);
                 [Cp_exp(k),~,~]=specific_heat(T_exp(k-1));
                 [~,Cv_exp(k),~]=specific_heat(T_exp(k-1));
                 [~,~,g_exp(k)]=specific_heat(T_exp(k-1));
                 if P_exp(k-1)<P_heater
                     if P_exp(k-1)/P_heater>(2/(gheater(k-1)+1))^(gheater(k-
1)/(gheater(k-1)-1))

m_in_dot_exp(k)=Cd*Aref_exp(k)/10^6*P_heater*10^5/sqrt(R*Theater(k-
1))*(P_exp(k-1)/P_heater)^(1/gheater(k-1))*sqrt(2*gheater(k-
1)/(gheater(k-1)-1)*(1-(P_exp(k-1)/P_heater)^(gheater(k-1)/(gheater(k-1)-
1)))); % kg/s
                     else

m_in_dot_exp(k)=Cd*Aref_exp(k)/10^6*P_heater*10^5/sqrt(R*Theater(k-
1))*gheater(k-1)^(1/2)*(2/(gheater(k-1)+1))^((gheater(k-
1)+1)/2/(gheater(k-1)-1)); % kg/s
                     end
                     m_out_dot_exp(k)=0;
                 elseif P_exp(k-1)==P_heater
                        m_in_dot_exp(k)=0;
                        m_out_dot_exp(k)=0;
                 else
                     m_in_dot_exp(k)=0;
                     if P_heater/P_exp(k-
1)>(2/(g_exp(k)+1))^(g_exp(k)/(g_exp(k)-1))
                         m_out_dot_exp(k)=Cd*Aref_exp(k)/10^6*P_exp(k-
1)*10^5/sqrt(R*T_exp(k-1))*(P_heater/P_exp(k-
1))^(1/g_exp(k))*sqrt(2*g_exp(k)/(g_exp(k)-1)*(1-(P_heater/P_exp(k-
1))^(g_exp(k)/(g_exp(k)-1)))); % kg/s
                     else
                         m_out_dot_exp(k)=Cd*Aref_exp(k)/10^6*P_exp(k-
1)*10^5/sqrt(R*T_exp(k-
1))*g_exp(k)^(1/2)*(2/(g_exp(k)+1))^((g_exp(k)+1)/2/(g_exp(k)-1)); % kg/s
                     end
                 end
```

```
                m_dot_exp(k)=m_in_dot_exp(k)-m_out_dot_exp(k);
                m_exp(k)=m_exp(k-1)+m_dot_exp(k)*T_per/vima;
                mheater(k)=mheater(k-1)-m_dot_exp(k)*T_per/vima;
                hcyl_exp(k)=129.8*(D*10^(-3))^(-0.2)*P_exp(k-
1)^(0.8)*T_exp(k-1)^(-0.55)*(6.18*2*s*10^(-3)*ne/60)^(0.8);
                T_wall_exp(k)=f1_exp(1);
                T_pis_exp(k)=f2_exp(1);
                A_exp(k)=m_dot_exp(k)/m_exp(k)+
4*hcyl_exp(k)*V(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D
+pi*ne*R*c(k)*1000/30/molar_mass/Cv_exp(k)/V(k)+
g_exp(k)*m_out_dot_exp(k)/m_exp(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);

B_exp(k)=4*hcyl_exp(k)*V(k)*T_wall_exp(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D +
m_in_dot_exp(k)*Cp_n(k-1)*Theater(k-1)/Cv_exp(k)/m_exp(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_exp(k)*T_pis_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);
                  if A_exp(k)==0
                    T_exp(k)=T_exp(k-1)+B_exp(k)*T_per/vima;
                  else
                    T_exp(k)=(T_exp(k-1)-B_exp(k)/A_exp(k))*exp(-
A_exp(k)*T_per/vima)+B_exp(k)/A_exp(k);
                  end
                P_exp(k)=m_exp(k)*R*T_exp(k)/V(k)/molar_mass/100;
                if m_dot_exp(k)<=0

tax_exp(k)=m_dot_exp(k)*10^6/Aref_exp(k)/(P_exp(k)*10^5*molar_mass/1000/R
/T_exp(k));
                else

tax_exp(k)=m_dot_exp(k)*10^6/Aref_exp(k)/(P_heater*10^5*molar_mass/1000/R
/Theater(k-1));
                end
        elseif (theta(k)-2*pi*epan)>IVC_exp(epan+1)*pi/180 && k<=epan*vima
+vima/2+1
                lift_exp(k)=0;
                Aref_exp(k)=0;
                [Cp_exp(k),~,~]=specific_heat(T_exp(k-1));
                [~,Cv_exp(k),~]=specific_heat(T_exp(k-1));
                [~,~,g_exp(k)]=specific_heat(T_exp(k-1));
                m_in_dot_exp(k)=0;
                m_out_dot_exp(k)=0;
                m_dot_exp(k)=m_in_dot_exp(k)-m_out_dot_exp(k);
                tax_exp(k)=0;
                m_exp(k)=m_exp(k-1)+m_dot_exp(k)*T_per/vima;
                hcyl_exp(k)=129.8*(D*10^(-3))^(-0.2)*P_exp(k-
1)^(0.8)*T_exp(k-1)^(-0.55)*(2.28*2*s*10^(-3)*ne/60)^(0.8);
                T_wall_exp(k)=f1_exp(1);
                T_pis_exp(k)=f2_exp(1);
                A_exp(k)=m_dot_exp(k)/m_exp(k)+
4*hcyl_exp(k)*V(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D
+pi*ne*R*c(k)*1000/30/molar_mass/Cv_exp(k)/V(k)+
g_exp(k)*m_out_dot_exp(k)/m_exp(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);

B_exp(k)=4*hcyl_exp(k)*V(k)*T_wall_exp(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D +
```

```
m_in_dot_exp(k)*Cp0*T0/Cv_exp(k)/m_exp(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_exp(k)*T_pis_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);
                if A_exp(k)==0
                  T_exp(k)=T_exp(k-1)+B_exp(k)*T_per/vima;
                else
                  T_exp(k)=(T_exp(k-1)-B_exp(k)/A_exp(k))*exp(-
A_exp(k)*T_per/vima)+B_exp(k)/A_exp(k);
                end
              P_exp(k)=m_exp(k)*R*T_exp(k)/V(k)/molar_mass/100;
       end
% Υπολογισμος θερμοκρασιων τοιχωματος για εκτονωτη
for i=1:vima_four
    f1_exp(i)=(f1_exp(i)-
(hcyl_exp(k)*T_exp(k)+hw*Tw)/(hcyl_exp(k)+hw))*exp(-
(hcyl_exp(k)+hw)/dens_toix/C_toix/L*DT)+(hcyl_exp(k)*T_exp(k)+hw*Tw)/(hcy
l_exp(k)+hw);
end
% Υπολογισμος θερμοκρασιων πιστονιου-καπακιου  εκτονωτη
for i=1:vima_four
    f2_exp(i)=(f2_exp(i)-
(hcyl_exp(k)*T_exp(k)+hair*Tair)/(hcyl_exp(k)+hair))*exp(-
(hcyl_exp(k)+hair)/dens_pis/C_pis/paxos*DT)+(hcyl_exp(k)*T_exp(k)+hair*Ta
ir)/(hcyl_exp(k)+hair);
end
Tg(1)=Tgas; % το πρώτο πεπερασμένο έχει πάντα την θερμοκρασία του
καυσαερίου που εισέρχεται
[Cp_g(1),~,~]=specific_heat(Tg(1));
sum_enal=0;
    for i=1:peper
        Tg(peper+2-i)=Tg(peper+1-i)-hg*Awall/mg/Cp_g(peper+1-
i)*(Tg(peper+1-i)-Tm(peper+1-i));
        [Cp_g(peper+2-i),~,~]=specific_heat(Tg(peper+2-i)); % η νέα
θερμοχωριτηκότητα κάθε πεπερασμένου
        if k==1
           Tm(peper+1-i)=Tm(peper+1-i)+(hg*Awall*(Tg(peper+1-i)-
Tm(peper+1-i))-hn*Awall*(Tm(peper+1-i)-T_protherm(k_protherm-
1))+q(peper+1-i)-q(peper+2-i))*DT/m_m/Cp_met;
           sum_enal= sum_enal+ hn*Awall*(Tm_protherm(peper+1-i)-
T_protherm(k_protherm-1));
        else
           Tm(peper+1-i)=Tm(peper+1-i)+(hg*Awall*(Tg(peper+1-i)-
Tm(peper+1-i))-hn*Awall*(Tm(peper+1-i)-Theater(k-1))+q(peper+1-i)-
q(peper+2-i))*DT/m_m/Cp_met;
           sum_enal= sum_enal+ hn*Awall*(Tm(peper+1-i)-Theater(k-1));
        end
    end
    for i=1:peper
        if Tg(peper+2-i)==295
            thermotita(epan+1)=thermotita(epan+1);
        else
            thermotita(epan+1)=thermotita(epan+1)+mg*DT*(Cp_g(peper+1-
i)*Tg(peper+1-i)-Cp_g(peper+2-i)*Tg(peper+2-i));
        end
    end
    for i=1:peper
      if i==1
```

```
                q(i)=0;
            elseif i==peper+1
                q(i)=0;
            else
                q(i)=k_met*mikos*(Tm(i-1)-Tm(i));
          end
        end
        if k==1
           Theater(k)=T_protherm(k_protherm-
1)+sum_enal*DT/m_heater/Cp_n_protherm;
           [Cp_n(k),~,~]=specific_heat(Theater(k)); % η νέα θερμοχωριτηκότητα
του αζώτου
        else
           Theater(k)=Theater(k-1)+sum_enal*DT/m_heater/Cp_n(k-1);
           [Cp_n(k),~,~]=specific_heat(Theater(k));
           [~,~,gheater(k)]=specific_heat(Theater(k)); % γ αεριου στον
εναλλακτη
        end
        k=k+1;
    end
    if abs(P_exp(vima*epan+vima/2+1)-P2_exp)/P2_exp<=0.01
        flag_arx_anoig=1;
    else
        if IVC_exp(epan+1)==0
            obj_IVC_min=(P_exp(vima*epan+vima/2+1)-P2_exp)/P2_exp;
            ivc_exp_min=0;
            IVC_exp(epan+1)=180;
        elseif IVC_exp(epan+1)==180
            obj_IVC_max=(P_exp(vima*epan+vima/2+1)-P2_exp)/P2_exp;
            if (P_exp(vima*epan+vima/2+1)-P2_exp)/P2_exp<0.01
                disp('Error in expander inlet valve)')
                return
            end
            ivc_exp_max=180;
            IVC_exp(epan+1)=ivc_exp_min-obj_IVC_min*(ivc_exp_max-
ivc_exp_min)/(obj_IVC_max-obj_IVC_min);
        else
            obj_IVC=(P_exp(vima*epan+vima/2+1)-P2_exp)/P2_exp;
            if obj_IVC*obj_IVC_max<=0
                ivc_exp_min=IVC_exp(epan+1);
                obj_IVC_min=obj_IVC;
                IVC_exp(epan+1)=ivc_exp_min-obj_IVC_min*(ivc_exp_max-
ivc_exp_min)/(obj_IVC_max-obj_IVC_min);
            else
                ivc_exp_max=IVC_exp(epan+1);
                obj_arx_anoig_max=obj_IVC;
                IVC_exp(epan+1)=ivc_exp_min-obj_IVC_min*(ivc_exp_max-
ivc_exp_min)/(obj_IVC_max-obj_IVC_min);
            end
        end
    end
    end

    for i=1:peper+1
        Tg(i)=Tg_voith(i);
```

```
    Cp_g(i)=Cp_g_voith(i);
    Tm(i)=Tm_voith(i);
    q(i)=q_voith(i);
    thermotita(epan+1)=0;
end
n=1;
for i=0:L/vima_four:L
    f1_com(n)=f1_com_voith(n);
    n=n+1;
end
    n=1;
for i=0:paxos/vima_four:paxos
    f2_com(n)=f2_com_voith(n);
    n=n+1;
end
 n=1;
for i=0:L/vima_four:L
    f1_exp(n)=f1_exp_voith(n);
    n=n+1;
end
    n=1;
for i=0:paxos/vima_four:paxos
    f2_exp(n)=f2_exp_voith(n);
    n=n+1;
end
k=epan*vima+2;
arxi=T_per/vima;
end
for i = arxi:T_per/vima:T_per;
    t(k)=T_per*epan+ i;
    theta(k) =2*pi*epan+2*pi*i/T_per;
    V(k) = Vsw/2*(1+lamda-cos(theta(k))-sqrt(lamda.^2-
(sin(theta(k))).^2)) + Vcl; % ; όγκος εμβόλου συναρτήσει της θ
    c(k) =
Vsw/2*(sin(theta(k))+cos(theta(k)).*sin(theta(k))/sqrt(lamda.^2-
(sin(theta(k))).^2));% dV(θ)/dθ
    if k==1
        lift_com(k)=0;
        Aref_com(k)=0;
        lift_com(k)=0;
        Aref_exp(k)=0;
        [Cp_com(k),~,~]=specific_heat(T1_com);
        [~,Cv_com(k),~]=specific_heat(T1_com);
        [~,~,g_com(k)]=specific_heat(T1_com);
        m_in_dot_com(k)=0;
        m_out_dot_com(k)=0;
        m_dot_com(k)=m_in_dot_com(k)-m_out_dot_com(k);
        m_fial_com(k)=0; % μάζα που μπαίνει από την φιάλη αζώτου στον
συμπιεστή
        mheater(k)=m_heater; % μάζα αζώτου στον εναλλάκτη
        Theater(k)=T_protherm(k_protherm-1); % θερμοκρασια εναλλακτη μετα
την προθερμανση
        [Cp_n(k),~,~]=specific_heat(Theater(k));% θερμοχωριτηκότητα του
αζώτου
        [~,~,gheater(k)]=specific_heat(Theater(k)); % γ αεριου στον
εναλλακτη
```

```
        tax_com(k)=0; % ταχύτητα ροής στις βαλβίδες
        m_com(k)=m1_com;
        hcyl_com(k)=129.8*(D*10^(-3))^(-0.2)*P1_com^(0.8)*T1_com^(-
0.55)*(2.28*2*s*10^(-3)*ne/60)^(0.8); % τύπος του Woschni για συντελεστή
συναγωγιμότητας
        T_wall_com(k)=f1_com(1);
        T_pis_com(k)=f2_com(1);
        A_com(k)=4*hcyl_com(k)*V(k)*10^3/Cv_com(k)/m_com(k)/D
+pi*(D*10^(-3))^2*hcyl_com(k)/2/Cv_com(k)/m_com(k);

B_com(k)=4*hcyl_com(k)*V(k)*T_wall_com(k)*10^3/Cv_com(k)/m_com(k)/D
+pi*(D*10^(-3))^2*hcyl_com(k)*T_pis_com(k)/2/Cv_com(k)/m_com(k) ;
        T_com(k)=T1_com;
        P_com(k)=P1_com;
        [Cp_exp(k),~,~]=specific_heat(T1_exp);
        [~,Cv_exp(k),~]=specific_heat(T1_exp);
        [~,~,g_exp(k)]=specific_heat(T1_exp);
        m_in_dot_exp(k)=0;
        m_out_dot_exp(k)=0;
        m_dot_exp(k)=m_in_dot_exp(k)-m_out_dot_exp(k);
        m_exp_fial(k)=0; % μάζα που βγαίνει από τον εκτονωτή και
επιστρέφει στην φιάλη
        tax_exp(k)=0; % ταχύτητα ροής στις βαλβίδες
        m_exp(k)=m1_exp;
        hcyl_exp(k)=129.8*(D*10^(-3))^(-0.2)*P1_exp^(0.8)*T1_exp^(-
0.55)*(2.28*2*s*10^(-3)*ne/60)^(0.8); % τύπος του Woschni για συντελεστή
συναγωγιμότητας
        T_wall_exp(k)=f1_exp(1);
        T_pis_exp(k)=f2_exp(1);
        A_exp(k)=4*hcyl_exp(k)*V(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D
+pi*(D*10^(-3))^2*hcyl_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);

B_exp(k)=4*hcyl_exp(k)*V(k)*T_wall_exp(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D
+pi*(D*10^(-3))^2*hcyl_exp(k)*T_pis_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k) ;
        T_exp(k)=T1_exp;
        P_exp(k)=P1_exp;
    else
        % Εκτόνωση εμβόλου μέχρι η πίεση να γίνει P2
        if P_com(k-1)>=P2_com && phase_com==1
            lift_com(k)=0;
            Aref_com(k)=0;
            [Cp_com(k),~,~]=specific_heat(T_com(k-1));
            [~,Cv_com(k),~]=specific_heat(T_com(k-1));
            [~,~,g_com(k)]=specific_heat(T_com(k-1));
            m_in_dot_com(k)=0;
            m_out_dot_com(k)=0;
            m_dot_com(k)=m_in_dot_com(k)-m_out_dot_com(k);
            tax_com(k)=0;
            m_com(k)=m_com(k-1)+m_dot_com(k)*T_per/vima;
            if epan>0
                if k==epan*vima+2
                    m_fial_com(k)=0;
                else
                    m_fial_com(k)=m_fial_com(k-1)+
m_dot_com(k)*T_per/vima;
                end
```

```
            else
                m_fial_com(k)=m_fial_com(k-1)+ m_dot_com(k)*T_per/vima;
            end
            mheater(k)=mheater(k-1);
            hcyl_com(k)=129.8*(D*10^(-3))^(-0.2)*P_com(k-
1)^(0.8)*T_com(k-1)^(-0.55)*(2.28*2*s*10^(-3)*ne/60)^(0.8);
            T_wall_com(k)=f1_com(1);
            T_pis_com(k)=f2_com(1);
            A_com(k)=m_dot_com(k)/m_com(k)+
4*hcyl_com(k)*V(k)*10^3/Cv_com(k)/m_com(k)/D
+pi*ne*R*c(k)*1000/30/molar_mass/Cv_com(k)/V(k)+
g_com(k)*m_out_dot_com(k)/m_com(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_com(k)/2/Cv_com(k)/m_com(k);

B_com(k)=4*hcyl_com(k)*V(k)*T_wall_com(k)*10^3/Cv_com(k)/m_com(k)/D +
m_in_dot_com(k)*Cp0*T0/Cv_com(k)/m_com(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_com(k)*T_pis_com(k)/2/Cv_com(k)/m_com(k);
              if A_com(k)==0
                T_com(k)=T_com(k-1)+B_com(k)*T_per/vima;
              else
                T_com(k)=(T_com(k-1)-B_com(k)/A_com(k))*exp(-
A_com(k)*T_per/vima)+B_com(k)/A_com(k);
              end
            P_com(k)=m_com(k)*R*T_com(k)/V(k)/molar_mass/100;
          if P_com(k)<P2_com
              IVO_com(epan+1)=(theta(k)-2*pi*epan)*180/pi;
              phase_com=2;
          end
      end
      % Άνοιγμα βαλβίδας εισαγωγής
      if (theta(k)-2*pi*epan)>=IVO_com(epan+1)*pi/180 &&
k<=epan*vima+vima/2+1
            lift_com(k)=Max_inlet_lift_com/2*(1-cos(2*pi*(theta(k)-
2*pi*epan-IVO_com(epan+1)*pi/180)/((IVC_com-IVO_com(epan+1))*pi/180)));
            Aref_com(k)=24.44*lift_com(k);
            [Cp_com(k),~,~]=specific_heat(T_com(k-1));
            [~,Cv_com(k),~]=specific_heat(T_com(k-1));
            [~,~,g_com(k)]=specific_heat(T_com(k-1));
            if P_com(k-1)<P0
                if P_com(k-1)/P0>(2/(g0+1))^(g0/(g0-1))

m_in_dot_com(k)=Cd*Aref_com(k)/10^6*P0*10^5/sqrt(R*T0)*(P_com(k-
1)/P0)^(1/g0)*sqrt(2*g0/(g0-1)*(1-(P_com(k-1)/P0)^(g0/(g0-1)))); % kg/s
                else

m_in_dot_com(k)=Cd*Aref_com(k)/10^6*P0*10^5/sqrt(R*T0)*g0^(1/2)*(2/(g0+1)
)^((g0+1)/2/(g0-1)); % kg/s
                end
                m_out_dot_com(k)=0;
            elseif P_com(k-1)==P0
                   m_in_dot_com(k)=0;
                   m_out_dot_com(k)=0;
            else
                m_in_dot_com(k)=0;
                if P0/P_com(k-1)>(2/(g_com(k)+1))^(g_com(k)/(g_com(k)-
1))
```

```
                         m_out_dot_com(k)=Cd*Aref_com(k)/10^6*P_com(k-
1)*10^5/sqrt(R*T_com(k-1))*(P0/P_com(k-
1))^(1/g_com(k))*sqrt(2*g_com(k)/(g_com(k)-1)*(1-(P0/P_com(k-
1))^(g_com(k)/(g_com(k)-1)))); % kg/s
                     else
                         m_out_dot_com(k)=Cd*Aref_com(k)/10^6*P_com(k-
1)*10^5/sqrt(R*T_com(k-
1))*g_com(k)^(1/2)*(2/(g_com(k)+1))^((g_com(k)+1)/2/(g_com(k)-1)); % kg/s
                     end
                 end
                 m_dot_com(k)=m_in_dot_com(k)-m_out_dot_com(k);
                 m_com(k)=m_com(k-1)+m_dot_com(k)*T_per/vima;
                 m_fial_com(k)=m_fial_com(k-1)+ m_dot_com(k)*T_per/vima;
                 mheater(k)=mheater(k-1);
                 hcyl_com(k)=129.8*(D*10^(-3))^(-0.2)*P_com(k-
1)^(0.8)*T_com(k-1)^(-0.55)*(6.18*2*s*10^(-3)*ne/60)^(0.8);
                 T_wall_com(k)=f1_com(1);
                 T_pis_com(k)=f2_com(1);
                 A_com(k)=m_dot_com(k)/m_com(k)+
4*hcyl_com(k)*V(k)*10^3/Cv_com(k)/m_com(k)/D
+pi*ne*R*c(k)*1000/30/molar_mass/Cv_com(k)/V(k)+
g_com(k)*m_out_dot_com(k)/m_com(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_com(k)/2/Cv_com(k)/m_com(k);

B_com(k)=4*hcyl_com(k)*V(k)*T_wall_com(k)*10^3/Cv_com(k)/m_com(k)/D +
m_in_dot_com(k)*Cp0*T0/Cv_com(k)/m_com(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_com(k)*T_pis_com(k)/2/Cv_com(k)/m_com(k);
                   if A_com(k)==0
                     T_com(k)=T_com(k-1)+B_com(k)*T_per/vima;
                   else
                     T_com(k)=(T_com(k-1)-B_com(k)/A_com(k))*exp(-
A_com(k)*T_per/vima)+B_com(k)/A_com(k);
                   end
                 P_com(k)=m_com(k)*R*T_com(k)/V(k)/molar_mass/100;
                 if m_dot_com(k)>=0;

tax_com(k)=m_dot_com(k)*10^6/Aref_com(k)/(P0*10^5*molar_mass/1000/R/T0);
                 else

tax_com(k)=m_dot_com(k)*10^6/Aref_com(k)/(P_com(k)*10^5*molar_mass/1000/R
/T_com(k));
                 end
                 if k==epan*vima+vima/2+1%(2*pi*epan+pi-
theta(k))<=T_per/vima
                     phase_com=3;
                 end
           end
           % Συμπίεση εμβόλου μέχρι η πίεση να γίνει P1
           if P_com(k-1)<=P1_com && phase_com==3
                 lift_com(k)=0;
                 Aref_com(k)=0;
                 [Cp_com(k),~,~]=specific_heat(T_com(k-1));
                 [~,Cv_com(k),~]=specific_heat(T_com(k-1));
                 [~,~,g_com(k)]=specific_heat(T_com(k-1));
                 m_in_dot_com(k)=0;
                 m_out_dot_com(k)=0;
```

```
                m_dot_com(k)=m_in_dot_com(k)-m_out_dot_com(k);
                tax_com(k)=0;
                m_com(k)=m_com(k-1)+m_dot_com(k)*T_per/vima;
                m_fial_com(k)=m_fial_com(k-1);
                mheater(k)=mheater(k-1);
                hcyl_com(k)=129.8*(D*10^(-3))^(-0.2)*P_com(k-
1)^(0.8)*T_com(k-1)^(-0.55)*(2.28*2*s*10^(-3)*ne/60)^(0.8);
                T_wall_com(k)=f1_com(1);
                T_pis_com(k)=f2_com(1);
                A_com(k)=m_dot_com(k)/m_com(k)+
4*hcyl_com(k)*V(k)*10^3/Cv_com(k)/m_com(k)/D
+pi*ne*R*c(k)*1000/30/molar_mass/Cv_com(k)/V(k)+
g_com(k)*m_out_dot_com(k)/m_com(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_com(k)/2/Cv_com(k)/m_com(k);

B_com(k)=4*hcyl_com(k)*V(k)*T_wall_com(k)*10^3/Cv_com(k)/m_com(k)/D +
m_in_dot_com(k)*Cp0*T0/Cv_com(k)/m_com(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_com(k)*T_pis_com(k)/2/Cv_com(k)/m_com(k);
                  if A_com(k)==0
                    T_com(k)=T_com(k-1)+B_com(k)*T_per/vima;
                  else
                    T_com(k)=(T_com(k-1)-B_com(k)/A_com(k))*exp(-
A_com(k)*T_per/vima)+B_com(k)/A_com(k);
                  end
                P_com(k)=m_com(k)*R*T_com(k)/V(k)/molar_mass/100;
               if P_com(k)>P1_com
                  EVO_com(epan+1)=(theta(k)-2*pi*epan)*180/pi;
                  phase_com=4;
               end
          end
           % άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής
           if (theta(k)-2*pi*epan)>=EVO_com(epan+1)*pi/180 &&
k<=(epan+1)*vima+1
                lift_com(k)=Max_exhaust_lift_com/2*(1-cos(2*pi*(theta(k)-
2*pi*epan-EVO_com(epan+1)*pi/180)/((EVC_com-EVO_com(epan+1))*pi/180)));
                Aref_com(k)=24.44*lift_com(k);
                [Cp_com(k),~,~]=specific_heat(T_com(k-1));
                [~,Cv_com(k),~]=specific_heat(T_com(k-1));
                [~,~,g_com(k)]=specific_heat(T_com(k-1));
                if P_com(k-1)<P_heater
                    if P_com(k-1)/P_heater>(2/(gheater(k-1)+1))^(gheater(k-
1)/(gheater(k-1)-1))

m_in_dot_com(k)=Cd*Aref_com(k)/10^6*P_heater*10^5/sqrt(R*Theater(k-
1))*(P_com(k-1)/P_heater)^(1/gheater(k-1))*sqrt(2*gheater(k-
1)/(gheater(k-1)-1)*(1-(P_com(k-1)/P_heater)^(gheater(k-1)/(gheater(k-1)-
1)))); % kg/s
                    else

m_in_dot_com(k)=Cd*Aref_com(k)/10^6*P_heater*10^5/sqrt(R*Theater(k-
1))*gheater(k-1)^(1/2)*(2/(gheater(k-1)+1))^((gheater(k-
1)+1)/2/(gheater(k-1)-1)); % kg/s
                    end
                    m_out_dot_com(k)=0;
                elseif P_com(k-1)==P_heater
                       m_in_dot_com(k)=0;
```

```
                    m_out_dot_com(k)=0;
             else
                 m_in_dot_com(k)=0;
                 if P_heater/P_com(k-
1)>(2/(g_com(k)+1))^(g_com(k)/(g_com(k)-1))
                      m_out_dot_com(k)=Cd*Aref_com(k)/10^6*P_com(k-
1)*10^5/sqrt(R*T_com(k-1))*(P_heater/P_com(k-
1))^(1/g_com(k))*sqrt(2*g_com(k)/(g_com(k)-1)*(1-(P_heater/P_com(k-
1))^(g_com(k)/(g_com(k)-1)))); % kg/s
                 else
                      m_out_dot_com(k)=Cd*Aref_com(k)/10^6*P_com(k-
1)*10^5/sqrt(R*T_com(k-
1))*g_com(k)^(1/2)*(2/(g_com(k)+1))^((g_com(k)+1)/2/(g_com(k)-1)); % kg/s
                 end
             end
             m_dot_com(k)=m_in_dot_com(k)-m_out_dot_com(k);
             m_com(k)=m_com(k-1)+m_dot_com(k)*T_per/vima;
             m_fial_com(k)=m_fial_com(k-1);
             mheater(k)=mheater(k-1)-m_dot_com(k)*T_per/vima;
             hcyl_com(k)=129.8*(D*10^(-3))^(-0.2)*P_com(k-
1)^(0.8)*T_com(k-1)^(-0.55)*(6.18*2*s*10^(-3)*ne/60)^(0.8);
             T_wall_com(k)=f1_com(1);
             T_pis_com(k)=f2_com(1);
             A_com(k)=m_dot_com(k)/m_com(k)+
4*hcyl_com(k)*V(k)*10^3/Cv_com(k)/m_com(k)/D
+pi*ne*R*c(k)*1000/30/molar_mass/Cv_com(k)/V(k)+
g_com(k)*m_out_dot_com(k)/m_com(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_com(k)/2/Cv_com(k)/m_com(k);

B_com(k)=4*hcyl_com(k)*V(k)*T_wall_com(k)*10^3/Cv_com(k)/m_com(k)/D +
m_in_dot_com(k)*Cp_n(k-1)*Theater(k-1)/Cv_com(k)/m_com(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_com(k)*T_pis_com(k)/2/Cv_com(k)/m_com(k);
               if A_com(k)==0
                 T_com(k)=T_com(k-1)+B_com(k)*T_per/vima;
               else
                 T_com(k)=(T_com(k-1)-B_com(k)/A_com(k))*exp(-
A_com(k)*T_per/vima)+B_com(k)/A_com(k);
               end
             P_com(k)=m_com(k)*R*T_com(k)/V(k)/molar_mass/100;
             if m_dot_com(k)<=0

tax_com(k)=m_dot_com(k)*10^6/Aref_com(k)/(P_com(k)*10^5*molar_mass/1000/R
/T_com(k));
             else

tax_com(k)=m_dot_com(k)*10^6/Aref_com(k)/(P_heater*10^5*molar_mass/1000/R
/Theater(k-1));
             end
              if k==(epan+1)*vima+1
                 phase_com=1;
             end
        end
        % άνοιγμα βαλβίδας εισαγωγής
        if (theta(k)-2*pi*epan)>IVO_exp*pi/180 && (theta(k)-
2*pi*epan)<=IVC_exp(epan+1)*pi/180
```

```
                lift_exp(k)=Max_inlet_lift_exp/2*(1-cos(2*pi*(theta(k)-
2*pi*epan-IVO_exp*pi/180)/((IVC_exp(epan+1)-IVO_exp)*pi/180)));
                Aref_exp(k)=12.28*lift_exp(k);
                [Cp_exp(k),~,~]=specific_heat(T_exp(k-1));
                [~,Cv_exp(k),~]=specific_heat(T_exp(k-1));
                [~,~,g_exp(k)]=specific_heat(T_exp(k-1));
                if P_exp(k-1)<P_heater
                    if P_exp(k-1)/P_heater>(2/(gheater(k-1)+1))^(gheater(k-
1)/(gheater(k-1)-1))

m_in_dot_exp(k)=Cd*Aref_exp(k)/10^6*P_heater*10^5/sqrt(R*Theater(k-
1))*(P_exp(k-1)/P_heater)^(1/gheater(k-1))*sqrt(2*gheater(k-
1)/(gheater(k-1)-1)*(1-(P_exp(k-1)/P_heater)^(gheater(k-1)/(gheater(k-1)-
1)))); % kg/s
                    else

m_in_dot_exp(k)=Cd*Aref_exp(k)/10^6*P_heater*10^5/sqrt(R*Theater(k-
1))*gheater(k-1)^(1/2)*(2/(gheater(k-1)+1))^((gheater(k-
1)+1)/2/(gheater(k-1)-1)); % kg/s
                    end
                    m_out_dot_exp(k)=0;
                elseif P_exp(k-1)==P_heater
                       m_in_dot_exp(k)=0;
                       m_out_dot_exp(k)=0;
                else
                    m_in_dot_exp(k)=0;
                    if P_heater/P_exp(k-
1)>(2/(g_exp(k)+1))^(g_exp(k)/(g_exp(k)-1))
                        m_out_dot_exp(k)=Cd*Aref_exp(k)/10^6*P_exp(k-
1)*10^5/sqrt(R*T_exp(k-1))*(P_heater/P_exp(k-
1))^(1/g_exp(k))*sqrt(2*g_exp(k)/(g_exp(k)-1)*(1-(P_heater/P_exp(k-
1))^(g_exp(k)/(g_exp(k)-1)))); % kg/s
                    else
                        m_out_dot_exp(k)=Cd*Aref_exp(k)/10^6*P_exp(k-
1)*10^5/sqrt(R*T_exp(k-
1))*g_exp(k)^(1/2)*(2/(g_exp(k)+1))^((g_exp(k)+1)/2/(g_exp(k)-1)); % kg/s
                    end
                end
                m_dot_exp(k)=m_in_dot_exp(k)-m_out_dot_exp(k);
                m_exp(k)=m_exp(k-1)+m_dot_exp(k)*T_per/vima;
                if epan>0
                    if k==epan*vima+2
                       m_exp_fial(k)=0; % γίνεται αρχικοποιήση της μάζας
που εξέρχεται από τον εκτονωτή
                    else
                       m_exp_fial(k)=m_exp_fial(k-1);
                    end
                else
                    m_exp_fial(k)=m_exp_fial(k-1);
                end
                mheater(k)=mheater(k-1)-m_dot_exp(k)*T_per/vima;
                hcyl_exp(k)=129.8*(D*10^(-3))^(-0.2)*P_exp(k-
1)^(0.8)*T_exp(k-1)^(-0.55)*(6.18*2*s*10^(-3)*ne/60)^(0.8);
                T_wall_exp(k)=f1_exp(1);
                T_pis_exp(k)=f2_exp(1);
```

```
                A_exp(k)=m_dot_exp(k)/m_exp(k)+
4*hcyl_exp(k)*V(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D
+pi*ne*R*c(k)*1000/30/molar_mass/Cv_exp(k)/V(k)+
g_exp(k)*m_out_dot_exp(k)/m_exp(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);

B_exp(k)=4*hcyl_exp(k)*V(k)*T_wall_exp(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D +
m_in_dot_exp(k)*Cp_n(k-1)*Theater(k-1)/Cv_exp(k)/m_exp(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_exp(k)*T_pis_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);
                  if A_exp(k)==0
                    T_exp(k)=T_exp(k-1)+B_exp(k)*T_per/vima;
                  else
                    T_exp(k)=(T_exp(k-1)-B_exp(k)/A_exp(k))*exp(-
A_exp(k)*T_per/vima)+B_exp(k)/A_exp(k);
                  end
                P_exp(k)=m_exp(k)*R*T_exp(k)/V(k)/molar_mass/100;
                if m_dot_exp(k)<=0

tax_exp(k)=m_dot_exp(k)*10^6/Aref_exp(k)/(P_exp(k)*10^5*molar_mass/1000/R
/T_exp(k));
                else

tax_exp(k)=m_dot_exp(k)*10^6/Aref_exp(k)/(P_heater*10^5*molar_mass/1000/R
/Theater(k-1));
                end
           end
           % κλείσιμο βαλβίδας εισαγωγής
          if (theta(k)-2*pi*epan)>IVC_exp(epan+1)*pi/180 && (theta(k)-
2*pi*epan)<=EVO_exp*pi/180
                lift_exp(k)=0;
                Aref_exp(k)=0;
                [Cp_exp(k),~,~]=specific_heat(T_exp(k-1));
                [~,Cv_exp(k),~]=specific_heat(T_exp(k-1));
                [~,~,g_exp(k)]=specific_heat(T_exp(k-1));
                m_in_dot_exp(k)=0;
                m_out_dot_exp(k)=0;
                m_dot_exp(k)=m_in_dot_exp(k)-m_out_dot_exp(k);
                tax_exp(k)=0;
                m_exp(k)=m_exp(k-1)+m_dot_exp(k)*T_per/vima;
                m_exp_fial(k)=m_exp_fial(k-1);
                hcyl_exp(k)=129.8*(D*10^(-3))^(-0.2)*P_exp(k-
1)^(0.8)*T_exp(k-1)^(-0.55)*(2.28*2*s*10^(-3)*ne/60)^(0.8);
                T_wall_exp(k)=f1_exp(1);
                T_pis_exp(k)=f2_exp(1);
                A_exp(k)=m_dot_exp(k)/m_exp(k)+
4*hcyl_exp(k)*V(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D
+pi*ne*R*c(k)*1000/30/molar_mass/Cv_exp(k)/V(k)+
g_exp(k)*m_out_dot_exp(k)/m_exp(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);

B_exp(k)=4*hcyl_exp(k)*V(k)*T_wall_exp(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D +
m_in_dot_exp(k)*Cp0*T0/Cv_exp(k)/m_exp(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_exp(k)*T_pis_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);
                  if A_exp(k)==0
                    T_exp(k)=T_exp(k-1)+B_exp(k)*T_per/vima;
                  else
```

```
                    T_exp(k)=(T_exp(k-1)-B_exp(k)/A_exp(k))*exp(-
A_exp(k)*T_per/vima)+B_exp(k)/A_exp(k);
                  end
              P_exp(k)=m_exp(k)*R*T_exp(k)/V(k)/molar_mass/100;
        end
        % άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής
        if (theta(k)-2*pi*epan)>EVO_exp*pi/180 && (theta(k)-
2*pi*epan)<=EVC_exp*pi/180
              lift_exp(k)=Max_exhaust_lift_exp/2*(1-cos(2*pi*(theta(k)-
2*pi*epan-EVO_exp*pi/180)/((EVC_exp-EVO_exp)*pi/180)));
              Aref_exp(k)=12.28*lift_exp(k);
              [Cp_exp(k),~,~]=specific_heat(T_exp(k-1));
              [~,Cv_exp(k),~]=specific_heat(T_exp(k-1));
              [~,~,g_exp(k)]=specific_heat(T_exp(k-1));
              if P_exp(k-1)<P0
                  if P_exp(k-1)/P0>(2/(g0+1))^(g0/(g0-1))

m_in_dot_exp(k)=Cd*Aref_exp(k)/10^6*P0*10^5/sqrt(R*T0)*(P_exp(k-
1)/P0)^(1/g0)*sqrt(2*g0/(g0-1)*(1-(P_exp(k-1)/P0)^(g0/(g0-1)))); % kg/s
                  else

m_in_dot_exp(k)=Cd*Aref_exp(k)/10^6*P0*10^5/sqrt(R*T0)*g0^(1/2)*(2/(g0+1)
)^((g0+1)/2/(g0-1)); % kg/s
                  end
                  m_out_dot_exp(k)=0;
              elseif P_exp(k-1)==P0
                     m_in_dot_exp(k)=0;
                     m_out_dot_exp(k)=0;
              else
                  m_in_dot_exp(k)=0;
                  if P0/P_exp(k-1)>(2/(g_exp(k)+1))^(g_exp(k)/(g_exp(k)-
1))
                      m_out_dot_exp(k)=Cd*Aref_exp(k)/10^6*P_exp(k-
1)*10^5/sqrt(R*T_exp(k-1))*(P0/P_exp(k-
1))^(1/g_exp(k))*sqrt(2*g_exp(k)/(g_exp(k)-1)*(1-(P0/P_exp(k-
1))^(g_exp(k)/(g_exp(k)-1)))); % kg/s
                  else
                      m_out_dot_exp(k)=Cd*Aref_exp(k)/10^6*P_exp(k-
1)*10^5/sqrt(R*T_exp(k-
1))*g_exp(k)^(1/2)*(2/(g_exp(k)+1))^((g_exp(k)+1)/2/(g_exp(k)-1)); % kg/s
                  end
              end
              m_dot_exp(k)=m_in_dot_exp(k)-m_out_dot_exp(k);
              m_exp(k)=m_exp(k-1)+m_dot_exp(k)*T_per/vima;
              m_exp_fial(k)=m_exp_fial(k-1)-m_dot_exp(k)*T_per/vima;
              hcyl_exp(k)=129.8*(D*10^(-3))^(-0.2)*P_exp(k-
1)^(0.8)*T_exp(k-1)^(-0.55)*(6.18*2*s*10^(-3)*ne/60)^(0.8);
              T_wall_exp(k)=f1_exp(1);
              T_pis_exp(k)=f2_exp(1);
              A_exp(k)=m_dot_exp(k)/m_exp(k)+
4*hcyl_exp(k)*V(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D
+pi*ne*R*c(k)*1000/30/molar_mass/Cv_exp(k)/V(k)+
g_exp(k)*m_out_dot_exp(k)/m_exp(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);

B_exp(k)=4*hcyl_exp(k)*V(k)*T_wall_exp(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D +
```

```
m_in_dot_exp(k)*Cp0*T0/Cv_exp(k)/m_exp(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_exp(k)*T_pis_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);
                if A_exp(k)==0
                  T_exp(k)=T_exp(k-1)+B_exp(k)*T_per/vima;
                else
                  T_exp(k)=(T_exp(k-1)-B_exp(k)/A_exp(k))*exp(-
A_exp(k)*T_per/vima)+B_exp(k)/A_exp(k);
                end
              P_exp(k)=m_exp(k)*R*T_exp(k)/V(k)/molar_mass/100;
              if m_dot_exp(k)>=0

tax_exp(k)=m_dot_exp(k)*10^6/Aref_exp(k)/(P0*10^5*molar_mass/1000/R/T0);
              else

tax_exp(k)=m_dot_exp(k)*10^6/Aref_exp(k)/(P_exp(k)*10^5*molar_mass/1000/R
/T_exp(k));
              end
        end
        % κλείσιμο βαλβίδας εξαγωγής
        if  (theta(k)-2*pi*epan)>EVC_exp*pi/180 && k<=(epan+1)*vima+1
              lift_exp(k)=0;
              Aref_exp(k)=0;
              [Cp_exp(k),~,~]=specific_heat(T_exp(k-1));
              [~,Cv_exp(k),~]=specific_heat(T_exp(k-1));
              [~,~,g_exp(k)]=specific_heat(T_exp(k-1));
              m_in_dot_exp(k)=0;
              m_out_dot_exp(k)=0;
              m_dot_exp(k)=m_in_dot_exp(k)-m_out_dot_exp(k);
              tax_exp(k)=0;
              m_exp(k)=m_exp(k-1)+m_dot_exp(k)*T_per/vima;
              m_exp_fial(k)=m_exp_fial(k-1);
              hcyl_exp(k)=129.8*(D*10^(-3))^(-0.2)*P_exp(k-
1)^(0.8)*T_exp(k-1)^(-0.55)*(2.28*2*s*10^(-3)*ne/60)^(0.8);
              T_wall_exp(k)=f1_exp(1);
              T_pis_exp(k)=f2_exp(1);
              A_exp(k)=m_dot_exp(k)/m_exp(k)+
4*hcyl_exp(k)*V(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D
+pi*ne*R*c(k)*1000/30/molar_mass/Cv_exp(k)/V(k)+
g_exp(k)*m_out_dot_exp(k)/m_exp(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);

B_exp(k)=4*hcyl_exp(k)*V(k)*T_wall_exp(k)*10^3/Cv_exp(k)/m_exp(k)/D +
m_in_dot_exp(k)*Cp0*T0/Cv_exp(k)/m_exp(k)+pi*(D*10^(-
3))^2*hcyl_exp(k)*T_pis_exp(k)/2/Cv_exp(k)/m_exp(k);
                if A_exp(k)==0
                  T_exp(k)=T_exp(k-1)+B_exp(k)*T_per/vima;
                else
                  T_exp(k)=(T_exp(k-1)-B_exp(k)/A_exp(k))*exp(-
A_exp(k)*T_per/vima)+B_exp(k)/A_exp(k);
                end
              P_exp(k)=m_exp(k)*R*T_exp(k)/V(k)/molar_mass/100;
        end
    end

% Υπολογισμος θερμοκρασιων τοιχωματος για συμπιεστη και εκτονωτη
```

```
for i=1:vima_four
    f1_com(i)=(f1_com(i)-
(hcyl_com(k)*T_com(k)+hw*Tw)/(hcyl_com(k)+hw))*exp(-
(hcyl_com(k)+hw)/dens_toix/C_toix/L*DT)+(hcyl_com(k)*T_com(k)+hw*Tw)/(hcy
l_com(k)+hw);
    f1_exp(i)=(f1_exp(i)-
(hcyl_exp(k)*T_exp(k)+hw*Tw)/(hcyl_exp(k)+hw))*exp(-
(hcyl_exp(k)+hw)/dens_toix/C_toix/L*DT)+(hcyl_exp(k)*T_exp(k)+hw*Tw)/(hcy
l_exp(k)+hw);
end
% Υπολογισμος θερμοκρασιων πιστονιου-καπακιου για συμπιεστη και εκτονωτη
for i=1:vima_four
    f2_com(i)=(f2_com(i)-
(hcyl_com(k)*T_com(k)+hair*Tair)/(hcyl_com(k)+hair))*exp(-
(hcyl_com(k)+hair)/dens_pis/C_pis/paxos*DT)+(hcyl_com(k)*T_com(k)+hair*Ta
ir)/(hcyl_com(k)+hair);
    f2_exp(i)=(f2_exp(i)-
(hcyl_exp(k)*T_exp(k)+hair*Tair)/(hcyl_exp(k)+hair))*exp(-
(hcyl_exp(k)+hair)/dens_pis/C_pis/paxos*DT)+(hcyl_exp(k)*T_exp(k)+hair*Ta
ir)/(hcyl_exp(k)+hair);
end
Tg(1)=Tgas; % το πρώτο πεπερασμένο έχει πάντα την θερμοκρασία του
καυσαερίου που εισέρχεται
[Cp_g(1),~,~]=specific_heat(Tg(1));
sum_enal=0;
    for i=1:peper
        Tg(peper+2-i)=Tg(peper+1-i)-hg*Awall/mg/Cp_g(peper+1-
i)*(Tg(peper+1-i)-Tm(peper+1-i));
        [Cp_g(peper+2-i),~,~]=specific_heat(Tg(peper+2-i)); % η νέα
θερμοχωριτηκότητα κάθε πεπερασμένου
        if k==1
           Tm(peper+1-i)=Tm(peper+1-i)+(hg*Awall*(Tg(peper+1-i)-
Tm(peper+1-i))-hn*Awall*(Tm(peper+1-i)-T_protherm(k_protherm-
1))+q(peper+1-i)-q(peper+2-i))*DT/m_m/Cp_met;
           sum_enal= sum_enal+ hn*Awall*(Tm_protherm(peper+1-i)-
T_protherm(k_protherm-1));
        else
           Tm(peper+1-i)=Tm(peper+1-i)+(hg*Awall*(Tg(peper+1-i)-
Tm(peper+1-i))-hn*Awall*(Tm(peper+1-i)-Theater(k-1))+q(peper+1-i)-
q(peper+2-i))*DT/m_m/Cp_met;
           sum_enal= sum_enal+ hn*Awall*(Tm(peper+1-i)-Theater(k-1));
        end
    end
    for i=1:peper
        if Tg(peper+2-i)==295
            thermotita(epan+1)=thermotita(epan+1);
        else
            thermotita(epan+1)=thermotita(epan+1)+mg*DT*(Cp_g(peper+1-
i)*Tg(peper+1-i)-Cp_g(peper+2-i)*Tg(peper+2-i));
        end
    end
        if k>epan*vima+1 && k<=epan*vima+vima/2+1
            thermotita(epan+1)=thermotita(epan+1)+m_out_dot_exp(k-
1)*DT*(Cp_n(k-1)*Theater(k-1)-Cp_exp(k-1)*T_exp(k-1));
        elseif k>epan*vima/2+1 && k<=(epan+1)*vima+1
```

```
            thermotita(epan+1)=thermotita(epan+1)+m_out_dot_com(k-
1)*DT*(Cp_n(k-1)*Theater(k-1)-Cp_com(k-1)*T_com(k-1));
        end
    for i=1:peper
      if i==1
            q(i)=0;
        elseif i==peper+1
            q(i)=0;
        else
            q(i)=k_met*mikos*(Tm(i-1)-Tm(i));
      end
    end
    if k==1
       Theater(k)=T_protherm(k_protherm-
1)+sum_enal*DT/m_heater/Cp_n_protherm;
       [Cp_n(k),~,~]=specific_heat(Theater(k)); % η νέα θερμοχωριτηκότητα 
του αζώτου
    else
        if k>=epan*vima+1  && k<=epan*vima+vima/2+1
           Theater(k)=Theater(k-1)+sum_enal*DT/m_heater/Cp_n(k-1);
        elseif k>epan*vima+vima/2+1 && k<=(epan+1)*vima+1
           Theater(k)=Theater(k-1)+sum_enal*DT/m_heater/Cp_n(k-1);
        end
       [Cp_n(k),~,~]=specific_heat(Theater(k));
       [~,~,gheater(k)]=specific_heat(Theater(k)); % γ αεριου στον 
εναλλακτη
    end
    k=k+1;
end
if k-1==(epan+1)*vima+1
    obj_p_exp=(P_exp(k-1)-P_exp(1))/P_exp(1);
       if abs(obj_p_exp)<=0.001
         Max_exh_lift_exp(epan+1)=Max_exhaust_lift_exp;
         flag1_exp=1;
         flag1_exp_voith=1;
         Max_exhaust_lift_exp=MIN_LIFT;
        end
    if Max_exhaust_lift_exp==MIN_LIFT
        if flag1_exp==0
       Max_exhaust_lift_exp=MAX_LIFT_exp;
       Min_lift_exp=MIN_LIFT;
       obj_p_exp_min=obj_p_exp;
        end
    elseif Max_exhaust_lift_exp==MAX_LIFT_exp
           Max_lift_exp=MAX_LIFT_exp;
           obj_p_exp_max=obj_p_exp;
         if obj_p_exp_max>0.001
             disp('Error in expander exhaust valve')
             return
         end
         Max_exhaust_lift_exp=(Max_lift_exp+Min_lift_exp)/2 ;
    else
        if obj_p_exp*obj_p_exp_max<0
            Min_lift_exp=Max_exhaust_lift_exp;
        else
            Max_lift_exp=Max_exhaust_lift_exp;
```

```
        end
        Max_exhaust_lift_exp=(Max_lift_exp+Min_lift_exp)/2 ;
    end
end
end
if k-1==(epan+1)*vima+1
if flag_dokimi==0 % υπλογιζει το μεγιστο λιφτ για να γινεται ο
ισολογισμος
if epan==0
    obj_maza=(m_fial_com(k-1)-m_exp_fial(k-1))/m_exp_fial(k-1);
    if abs(obj_maza)<=0.01 || flag_konta==1
        %Max_in_lift_com(epan+1)=Max_inlet_lift_com;
        %Max_in_lift_1(epan+1)=Max_in_lift_com(epan+1);
        Max_in_lift_1(epan+1)=Max_inlet_lift_com;
        flag_dokimi=1;
        Max_inlet_lift_com=MIN_LIFT;
        m_prosth(epan+1)=-m_fial_com(k-1)+m_exp_fial(k-1);
    end
    if Max_inlet_lift_com==MIN_LIFT
        if flag_dokimi==0
       Max_inlet_lift_com=MAX_LIFT_com;
       Min_lift_maza=MIN_LIFT;
       obj_maza_min=obj_maza;
        end
    elseif Max_inlet_lift_com==MAX_LIFT_com
           Max_lift_maza=MAX_LIFT_com;
           obj_maza_max=obj_maza;
         if obj_maza_max<-0.01
             Max_in_lift_1(epan+1)=MAX_LIFT_com;
             flag_dokimi=1;
             m_prosth(epan+1)=-m_fial_com(k-1)+m_exp_fial(k-1);
         end
         Max_inlet_lift_com=(Max_lift_maza+Min_lift_maza)/2 ;
    else
        if obj_maza*obj_maza_max<0
            Min_lift_maza=Max_inlet_lift_com;
        else
            Max_lift_maza=Max_inlet_lift_com;
        end
        if (Max_lift_maza-Min_lift_maza)<1e-6
            flag_konta=1;
        else
            Max_inlet_lift_com=(Max_lift_maza+Min_lift_maza)/2 ;
        end
    end
 else
    if mheater(epan*vima+1)+m_com(epan*vima+1)+m_exp(epan*vima+1)-
mheater(1)-m_com(1)-m_exp(1)>0
        obj_maza=(m_fial_com(k-1)-m_exp_fial(k-1))/m_exp_fial(k-1);
    if (obj_maza>=-0.01 && obj_maza<=0)||flag_konta==1
        Max_in_lift_1(epan+1)=Max_inlet_lift_com;
        flag_dokimi=1;
        Max_inlet_lift_com=MIN_LIFT;
        m_prosth(epan+1)=m_prosth(epan)-m_fial_com(k-1)+m_exp_fial(k-1);
    end
    if Max_inlet_lift_com==MIN_LIFT
```

```
        if flag_dokimi==0
       Max_inlet_lift_com=MAX_LIFT_com;
       Min_lift_maza=MIN_LIFT;
       obj_maza_min=obj_maza;
        end
    elseif Max_inlet_lift_com==MAX_LIFT_com
           Max_lift_maza=MAX_LIFT_com;
           obj_maza_max=obj_maza;
         if obj_maza_max<-0.01
            Max_in_lift_1(epan+1)=MAX_LIFT_com;
            flag_dokimi=1;
            m_prosth(epan+1)=m_prosth(epan)-m_fial_com(k-1)+m_exp_fial(k-
1);
           Max_inlet_lift_com=MIN_LIFT;
         else
            Max_inlet_lift_com=(Max_lift_maza+Min_lift_maza)/2 ;
         end
    else
        if obj_maza*obj_maza_max<0
            Min_lift_maza=Max_inlet_lift_com;
        else
            Max_lift_maza=Max_inlet_lift_com;
        end
        if (Max_lift_maza-Min_lift_maza)<1e-6
            flag_konta=1;
        else
            Max_inlet_lift_com=(Max_lift_maza+Min_lift_maza)/2 ;
        end
    end
    else
       obj_maza=(m_fial_com(k-1)-m_exp_fial(k-1))/m_exp_fial(k-1);
    if (obj_maza<=0.01 && obj_maza>=0)||flag_konta==1
        Max_in_lift_1(epan+1)=Max_inlet_lift_com;
        flag_dokimi=1;
        m_prosth(epan+1)=m_prosth(epan)-m_fial_com(k-1)+m_exp_fial(k-1);
        Max_inlet_lift_com=MIN_LIFT;
    end
    if Max_inlet_lift_com==MIN_LIFT
        if flag_dokimi==0
       Max_inlet_lift_com=MAX_LIFT_com;
       Min_lift_maza=MIN_LIFT;
       obj_maza_min=obj_maza;
        end
    elseif Max_inlet_lift_com==MAX_LIFT_com
           Max_lift_maza=MAX_LIFT_com;
           obj_maza_max=obj_maza;
            if obj_maza_max<0
               Max_in_lift_1(epan+1)=MAX_LIFT_com;
               flag_dokimi=1;
               m_prosth(epan+1)=m_prosth(epan)-m_fial_com(k-
1)+m_exp_fial(k-1);
              Max_inlet_lift_com=MIN_LIFT;
            else
                Max_inlet_lift_com=(Max_lift_maza+Min_lift_maza)/2;
            end
    else
```

```
        if obj_maza*obj_maza_max<0
            Min_lift_maza=Max_inlet_lift_com;
        else
            Max_lift_maza=Max_inlet_lift_com;
        end
        if (Max_lift_maza-Min_lift_maza)<1e-6
            flag_konta=1;
        else
            Max_inlet_lift_com=(Max_lift_maza+Min_lift_maza)/2 ;
        end
    end
    end
end
elseif flag_dokimi==1 % υπολογιζει το μεγιστο λιφτ για να υπαρχει η σωστη
πιεση για γωνια ισης με την κρισιμη
if Max_in_lift_1(epan+1)==MAX_LIFT_com
   Max_in_lift_2(epan+1)=MAX_LIFT_com;
   flag_dokimi=2;
   flag_dokimi_2=1;
   Max_inlet_lift_com=MIN_LIFT;
else
    obj_p_com=(P_com(epan*vima+floor(EVO_com_crit/360*vima))-
P_com(1))/P_com(1);
       if abs(obj_p_com)<=0.01
         Max_in_lift_2(epan+1)=Max_inlet_lift_com;
         if epan==0
             m_prosth(epan+1)=-m_fial_com(k-1)+m_exp_fial(k-1);
         else
             m_prosth(epan+1)=m_prosth(epan)-m_fial_com(k-
1)+m_exp_fial(k-1);
         end
         flag_dokimi=2;
         flag_dokimi_2=1;
         Max_inlet_lift_com=MIN_LIFT;
        end
    if Max_inlet_lift_com==MIN_LIFT
        if flag_dokimi==1
       Max_inlet_lift_com=MAX_LIFT_com;
       Min_lift_com=MIN_LIFT;
       obj_p_com_min=obj_p_com;
        end
    elseif Max_inlet_lift_com==MAX_LIFT_com
           Max_lift_com=MAX_LIFT_com;
           obj_p_com_max=obj_p_com;
         if obj_p_com_max<-0.01
             disp('Error in compressor exhaust valve')
             return
         end
         Max_inlet_lift_com=(Max_lift_com+Min_lift_com)/2;
    else
        if obj_p_com*obj_p_com_max<0
            Min_lift_com=Max_inlet_lift_com;
        else
            Max_lift_com=Max_inlet_lift_com;
        end
        Max_inlet_lift_com=(Max_lift_com+Min_lift_com)/2;
```

```
        if Max_lift_com-Min_lift_com<1e-6
         Max_in_lift_com(epan+1)=Max_inlet_lift_com;
         Max_in_lift_2(epan+1)=Max_in_lift_com(epan+1);
         if epan==0
             m_prosth(epan+1)=-m_fial_com(k-1)+m_exp_fial(k-1);
         else
             m_prosth(epan+1)=m_prosth(epan)-m_fial_com(k-
1)+m_exp_fial(k-1);
         end
         flag_dokimi=2;
         flag_dokimi_2=1;
         Max_inlet_lift_com=MIN_LIFT;
        end
    end
end
end
   if flag_dokimi_2==1 % επιλεγουμε το μεγιστο απο τα δυο λιφτ που
υπολογισαμε
       if Max_in_lift_1(epan+1)>=Max_in_lift_2(epan+1)
           Max_in_lift_com(epan+1)=Max_in_lift_1(epan+1);
           flag_dokimi=0;
       else
           Max_in_lift_com(epan+1)=Max_in_lift_2(epan+1);
           flag_dokimi=1;
       end
       flag1_com=1;
       flag1_com_voith=1;
   end
end
end
if k-1==(epan+1)*vima+1
       obj_p_com=(P_com(k-1)-P_com(1))/P_com(1);
       if abs(obj_p_com)<=0.01
         Max_exh_lift_com(epan+1)=Max_exhaust_lift_com;
         flag2_com=1;
         Max_exhaust_lift_com=MIN_LIFT;
        end
    if Max_exhaust_lift_com==MIN_LIFT
        if flag2_com==0
       Max_exhaust_lift_com=MAX_LIFT_com;
       Min_lift_com=MIN_LIFT;
       obj_p_com_min=obj_p_com;
        end
    elseif Max_exhaust_lift_com==MAX_LIFT_com
           Max_lift_com=MAX_LIFT_com;
           obj_p_com_max=obj_p_com;
         if obj_p_com_max>0.01
             disp('Error in compressor exhaust valve')
             return
         end
         Max_exhaust_lift_com=(Max_lift_com+Min_lift_com)/2;
    else
        if obj_p_com*obj_p_com_max<0
            Min_lift_com=Max_exhaust_lift_com;
        else
            Max_lift_com=Max_exhaust_lift_com;
```

```
        end
        Max_exhaust_lift_com=(Max_lift_com+Min_lift_com)/2;
    end
end
end
epan=epan+1;
flag_konta=0;
flag_dokimi=0;
flag_dokimi_2=0;

for i=1:peper+1
    Tg_voith(i)=Tg(i);
    Tm_voith(i)=Tm(i);
    Cp_g_voith(i)=Cp_g(i);
    q_voith(i)=q(i);
end
n=1;
for i=0:L/vima_four:L
    f1_com_voith(n)=f1_com(n); % αρχική θερμορκασία κατά πάχος τοιχώματος
    n=n+1;
end
    n=1;
for i=0:paxos/vima_four:paxos
    f2_com_voith(n)=f2_com(n); % αρχική θερμοκρασία κατά πάχος εμβόλου
και καπακιού
    n=n+1;
end
 n=1;
for i=0:L/vima_four:L
    f1_exp_voith(n)=f1_exp(n); % αρχική θερμορκασία κατά πάχος τοιχώματος
    n=n+1;
end
    n=1;
for i=0:paxos/vima_four:paxos
    f2_exp_voith(n)=f2_exp(n); % αρχική θερμοκρασία κατά πάχος εμβόλου
και καπακιού
    n=n+1;
end
n=1;
for j=(epan-1)*vima+1:k-1 % για να πάρουμε το PV του τελευταίου
ολοκληρωμένου κύκλου
    Vcycl(n)=V(j);
    P_cycl_com(n)=P_com(j);
    P_cycl_exp(n)=P_exp(j);
    n=n+1;
end
%Υπολογισμός έργου συμπιεστή
DVdown_com = diff(Vcycl(1:vima/2))';
Pdown_com = P_cycl_com(1:vima/2);
Pdown_com(end) = [];
Edown_com = Pdown_com*DVdown_com*10^5; % εμβαδόν κάτω καμπύλης στο PV
DVup_com = abs(diff(Vcycl(vima/2:vima)))';
Pup_com = P_cycl_com(vima/2:vima);
Pup_com(end) = [];
Eup_com = Pup_com*DVup_com*10^5; % εμβαδόν πάνω καμπύλης στο PV
```

```
ergo_com(epan)=Eup_com-Edown_com;
% Υπολογισμός πολυτοπικών βαθμών συμπιεστή
pol_com_1(epan)=log(P_com((epan-1)*vima+1)/P_com((epan-
1)*vima+floor(IVO_com(epan)/360*vima)))/log(V((epan-
1)*vima+floor(IVO_com(epan)/360*vima))/V((epan-1)*vima+1)); %
πολυτροπικός βαθμός μεταβολής 1-2
pol_com_2(epan)=log(P_com((epan-
1)*vima+floor(EVO_com(epan)/360*vima))/P_com((epan-
1)*vima+vima/2+1))/log(V((epan-1)*vima+vima/2+1)/V((epan-
1)*vima+floor(EVO_com(epan)/360*vima))); % πολυτροπικός βαθμός μεταβολής
3-4
%Υπολογισμός έργου εκτονωτή
DVup_exp = diff(Vcycl(1:vima/2))';
Pup_exp = P_cycl_exp(1:vima/2);
Pup_exp(end) = [];
Eup_st_exp = Pup_exp*DVup_exp*10^5; % εμβαδόν πάτω καμπύλης στο PV
DVdown_exp = abs(diff(Vcycl(vima/2:vima)))';
Pdown_exp = P_cycl_exp(vima/2:vima);
Pdown_exp(end) = [];
Edown_exp = Pdown_exp*DVdown_exp*10^5; % εμβαδόν κάνω καμπύλης στο PV
ergo_exp(epan)=Eup_st_exp-Edown_exp;
% Υπολογισμός πολυτροπικών βαθμών εκτονωτή
pol_exp_1(epan)=log(P_exp((epan-
1)*vima+floor(IVC_exp(epan)/360*vima))/P_exp((epan-
1)*vima+vima/2+1))/log((V((epan-1)*vima+vima/2+1))/V((epan-
1)*vima+floor(IVC_exp(epan)/360*vima))); % πολυτροπικός βαθμός μεταβολής
2-3
pol_exp_2(epan)=log(P_exp((epan-
1)*vima+floor(EVC_exp/360*vima))/P_exp(epan*vima+1))/log(V(epan*vima+1)/V
((epan-1)*vima+floor(EVC_exp/360*vima))); % πολυτροπικός βαθμός μεταβολής
4-1
% Υπολογισμός βαθμού απόδοσης
vathmos_apodosis(epan)=(ergo_exp(epan)-ergo_com(epan))/thermotita(epan);
T_exp_ans(epan)=T_exp((epan-1)*vima+1); % οι τιμες των μεταβλητων στο ΑΝΣ
T_com_ans(epan)=T_com((epan-1)*vima+1);
m_com_ans(epan)=m_com((epan-1)*vima+1);
m_exp_ans(epan)=m_exp((epan-1)*vima+1);
mheater_ans(epan)=mheater((epan-1)*vima+1);
IVO_com(epan+1)=180; % αρχικοποιηση γωνιων επομενου κυκλου
EVO_com(epan+1)=360;
IVC_exp(epan+1)=0;
if abs(T_com(epan*vima+1)-T_com((epan-1)*vima+1))<=0.1
    FLAG_1=1;
else
    FLAG_1=0;
end
if abs(T_wall_com(epan*vima+1)-T_wall_com((epan-1)*vima+1))<=0.01
    FLAG_2=1;
else
    FLAG_2=0;
end
if abs(T_exp(epan*vima+1)-T_exp((epan-1)*vima+1))<=0.1
    FLAG_3=1;
else
    FLAG_3=0;
end
```

```
if abs(T_wall_exp(epan*vima+1)-T_wall_exp((epan-1)*vima+1))<=0.01
    FLAG_4=1;
else
    FLAG_4=0;
end
if Tgas-Theater(epan*vima+1)<=0.01*Tgas
    FLAG_5=1;
else
    FLAG_5=0;
end
end
plot(Vcycl,P_cycl_com,Vcycl,P_cycl_exp) % πλοτάρει τους steady state
κύκλους
```