

ΜΠΑΛΤΑΔΟΥΡΟΣ ΣΕΡΑΦΕΙΜ



ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Μελέτη θερμικής συμπεριφοράς
μηχανής Stirling PPG – 102 και
προσομοίωση σε περιβάλλον Solidworks.

Τομέας: Ενέργειας

Επιβλέπων: Αντωνάκος Γεώργιος, Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα 2022

Περίληψη διπλωματικής

Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναπτύσσεται και περιγράφεται η μελέτη της θερμικής συμπεριφοράς και προσομοίωσης μίας κρυογονικής μηχανής Stirling. Ειδικότερα, για την ισοθερμοκρασιακή, την αδιαβατική ανάλυση αλλά και την ανάλυση Schmidt του επιθυμητού μοντέλου προσομοίωσης, πραγματοποιήθηκε ανάπτυξη κώδικα σε περιβάλλον Smath. Το μοντέλο που επιλέχθηκε προς ανάλυση ήταν το cryocooler PPG – 102 της Phillips. Βάση αναλύσεων που έχουν προηγηθεί πάνω στο συγκεκριμένο μοντέλο, στόχος της έρευνας ήταν η σύγκριση των δικών μας αποτελεσμάτων με αυτά των αντίστοιχων δημοσιευμένων εργασιών, όπως το “Microcomputer simulation of Stirling cryocoolers”, και το “Applications of Stirling engine in sustainable development context-experimental and numerical study”. Η διαφορά της συγκεκριμένης ανάλυσης με αντίστοιχες δημοσιεύσεις, είναι ότι πέρα από την υπολογιστική ανάλυση σε κώδικα, πραγματοποιήθηκε και ακριβέστερη προσομοίωση της θερμικής συμπεριφοράς της εξεταζόμενης μηχανής Stirling, σε περιβάλλον Solidworks κάνοντας χρήση της λειτουργίας “Fluid simulation”. Τέλος, πραγματοποιήθηκε σύγκριση των αποτελεσμάτων προσομοίωσης με τα αντίστοιχα του κώδικα Smath και των προαναφερθέντων δημοσιεύσεων, προκειμένου να επιβεβαιωθεί η ακρίβειά τους και να χρησιμοποιηθούν περαιτέρω σε μελλοντικές έρευνες πάνω σε κρυογονικές μηχανές.

Thesis summary

In the present thesis, the thermal behavior and simulation of a cryogenic Stirling engine is developed and described. In particular, for the isothermal, adiabatic analysis and Schmidt analysis of the desired simulation model, code development was performed in Smath environment. The model selected for analysis was Phillips cryocooler PPG - 102. Based on previous analyzes on this model, the aim of the research was to compare our results with those of the respective published works, such as the "Microcomputer simulation of Stirling cryocoolers", and the "Applications of Stirling engine in sustainable development context-experimental" and numerical study". The difference between this analysis and the corresponding publications is that in addition to the computational analysis in code, a more accurate simulation of the thermal behavior of the examined Stirling engine was performed in a Solidworks environment using the "Fluid simulation" function. Finally, the simulation results were compared with those of the Smath code and the aforementioned publications, in order to confirm their accuracy and to be used further in future research on cryogenic engines.

Περιεχόμενα

1.	Εισαγωγή στις μηχανές Stirling.....	5
1.1.	Ανάλυση θερμοδυναμικού κύκλου.....	5
1.2.	Σχεδιαστικές διαφοροποιήσεις.....	9
1.3.	Διαστάσεις	12
1.4.	Υλικά.....	13
1.5.	Έξοδος ενέργειας	13
1.6.	Εφαρμογές των μηχανών Stirling	14
1.7.	Ικανότητα καυσίμου και παραγόμενη ισχύς.....	16
1.8.	Συγκρίνοντας τα είδη μηχανών.....	16
2.	Ψυκτικές – Κρυογονικές μηχανές.....	19
3.	Μελέτη θερμικής συμπεριφοράς PPG-102 Stirling engine με χρήση κώδικα.....	21
3.1.	Ισοθερμοκρασιακή ανάλυση	21
3.2.	Ανάλυση Schmidt.....	32
3.3.	Αδιαβατική ανάλυση.....	44
4.	Μελέτη θερμικής συμπεριφοράς της PPG-102 Stirling engine σε προσομοίωση σε περιβάλλον SOLIDWORKS	62
4.1.	Περιγραφή διαδικασίας.....	64
4.2.	Αποτελέσματα ανάλυσης.....	85
	Συμπεράσματα	88
	Βιβλιογραφία.....	89

1. Εισαγωγή στις μηχανές Stirling

1.1. Ανάλυση θερμοδυναμικού κύκλου

Στο κεφάλαιο αυτό αναλύεται ο θερμοδυναμικός κύκλος της μηχανής Stirling, καθώς και, περιληπτικά, τα κυριότερα αντιπροσωπευτικά δείγματα κατασκευαστικών ιδιαιτεροτήτων και εφαρμογών των μηχανών αυτών.

Ο θερμοδυναμικός κύκλος μιας μηχανής Stirling βασίζεται στην εξής ιδέα: όταν ένα αέριο είναι κλεισμένο σε έναν κύλινδρο και μετακινείται στο θερμό μέρος του κυλίνδρου, διαστέλλεται, αυξάνεται η πίεσή του και μπορεί να παράγει έργο. Αντίθετα, όταν το αέριο πηγαίνει στο κρύο μέρος του κυλίνδρου, ψύχεται και συστέλλεται μέχρι να φτάσει στον αρχικό του όγκο. Το αέριο παράγει περισσότερο έργο κατά την εκτόνωσή του από αυτό που χρειάζεται για την συμπίεσή του. Έτσι η διαφορά των δύο αυτών έργων κατά την διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας είναι το καθαρό παραγόμενο έργο.

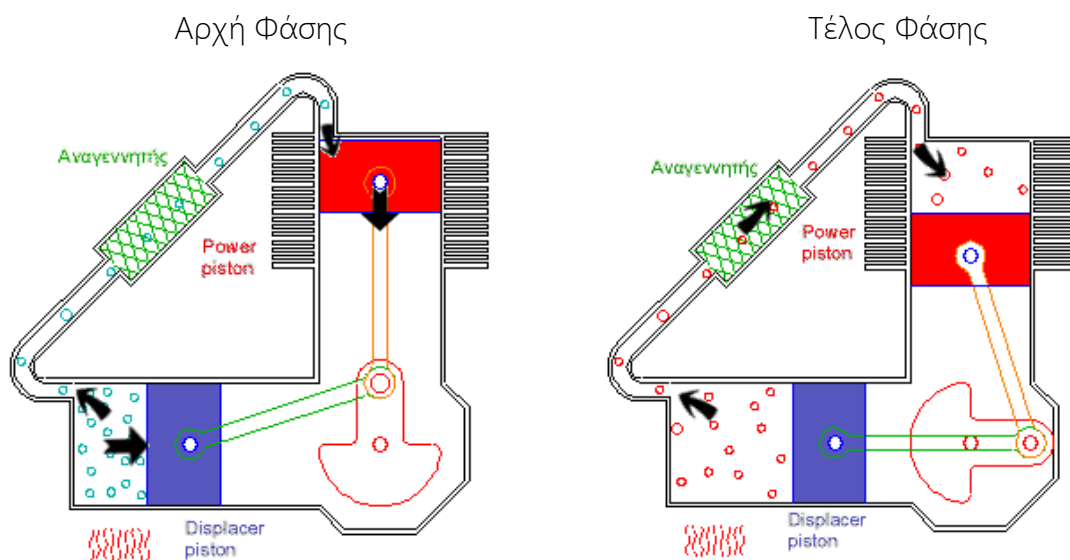
Ο θερμοδυναμικός κύκλος Stirling περιλαμβάνει τέσσερις φάσεις:

1. Ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση (expansion)
2. Ισόογκη ψύξη (transfer)
3. Ισοθερμοκρασιακή συμπίεση (contraction)
4. Ισόογκη θέρμανση (transfer)

1. Ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση (expansion)

Στο σημείο αυτό το μεγαλύτερο μέρος του εργαζόμενου αερίου μέσα στο κλειστό σύστημα έχει οδηγηθεί μέσα στο θερμό κύλινδρο. Το αέριο θερμαίνεται και εκτονώνεται οδηγώντας και τα δύο έμβολα προς τα μέσα (στο Σχήμα 1.1 το έμβολο του θερμού κυλίνδρου προς τα δεξιά ενώ το έμβολο ισχύος προς τα κάτω).

Η γωνιακή εκτροπή του στρόφαλου μετρούμενη από την κατακόρυφη και με δεξιόστροφη φορά διαγραφής στην αρχή της φάσης είναι μηδέν, ενώ στο τέλος της φάσης είναι 90° .



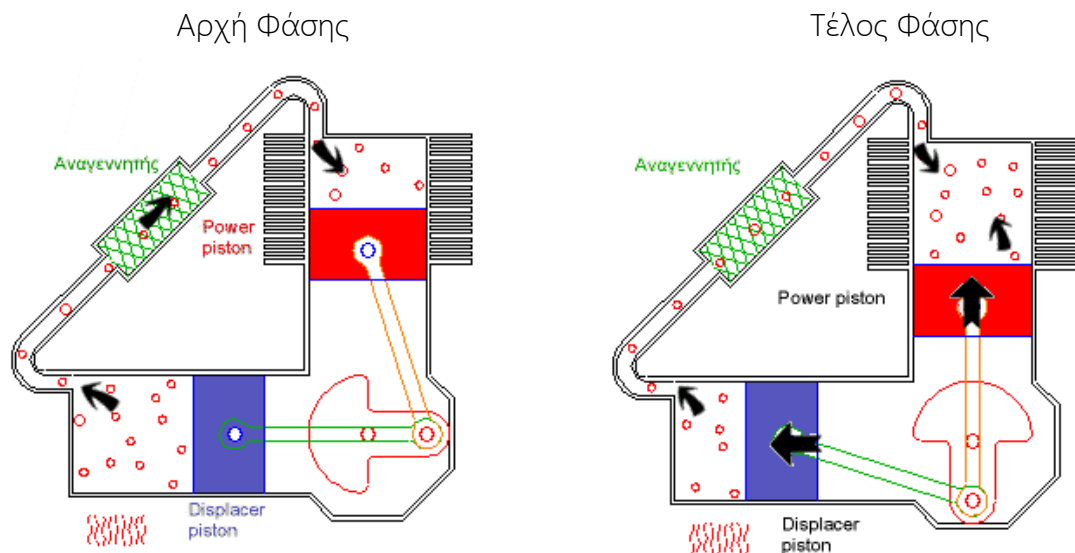
Σχήμα 1.1. Κίνηση εμβόλων κατά την ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση

2. Ισόογκη ψύξη - μεταφορά θερμής μάζας (transfer)

Στο σημείο αυτό, το αέριο έχει εκτονωθεί, κατά προσέγγιση, τρεις φορές σε σχέση με τον αρχικό του όγκο. Τα 2/3 αυτού βρίσκονται ακόμα στο θερμό κύλινδρο και το υπόλοιπο στον κρύο κύλινδρο. Ο όγκος στο θερμό κύλινδρο είναι ο μέγιστος δυνατός κατά τη διάρκεια όλου του κύκλου.

Καθώς μεταφέρεται θερμός όγκος αερίου από το θερμό στον κρύο κύλινδρο, αποθηκεύεται ποσό θερμότητας στον αναγεννητή (regenerator).

Στην αρχή της φάσης ο στρόφαλος είναι στις 90° ενώ στο τέλος στις 180° .



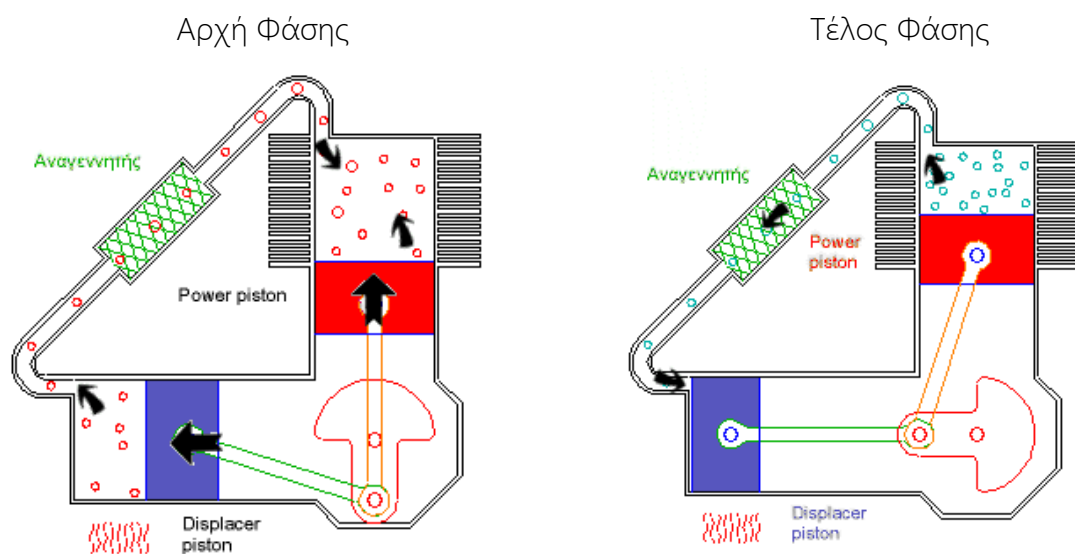
Σχήμα 1.2. Κίνηση εμβόλων κατά την ισόογκη ψύξη

3. Συστολή - Ισοθερμοκρασιακή συμπίεση (contraction)

Τώρα το μεγαλύτερο μέρος του εργαζόμενου θερμού αερίου, που έχει εκτονωθεί, έχει μεταφερθεί στον κρύο κύλινδρο. Το αέριο ψύχεται και συστέλλεται, μαζεύοντας και τα δύο έμβολα προς το εσωτερικό των κυλίνδρων τους.

Ο αναγεννητής συνεχίζει να απορροφά θερμότητα από το εργαζόμενο αέριο καθώς αυτό περνά από το θερμό προς το ψυχρό κύλινδρο.

Στην αρχή της φάσης ο στρόφαλος είναι στις 180ο ενώ στο τέλος στις 270ο.

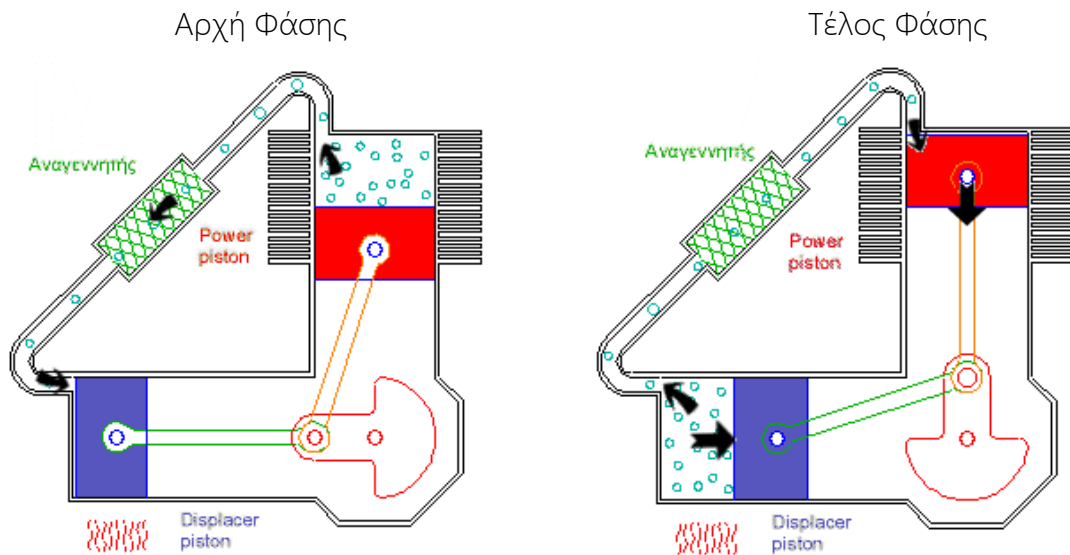


Σχήμα 1.3. Κίνηση εμβόλων κατά την ισοθερμοκρασιακή συμπίεση

4. Ισόογκη θέρμανση - μεταφορά ψυχρής μάζας (transfer)

Τώρα το αέριο που έχει ήδη συσταλεί βρίσκεται κυρίως στον κρύο κύλινδρο. Ο στρόφαλος με την περιστροφή τού αναγκάζει το αέριο να κινηθεί προς το θερμό κύλινδρο, επιστρέφοντας ουσιαστικά στην αρχική του φάση.

Στην αρχή της φάσης ο στρόφαλος είναι στις 270° ενώ στο τέλος στις 360°.



Σχήμα 1.4. Κίνηση εμβόλων κατά την ισόογκη θέρμανση

Έτσι η αρχική ιδέα θερμοδυναμικής παραγωγής έργου έχει πραγματοποιηθεί και κατά τη χρονική διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας έχει παραχθεί μια καθαρή ποσότητα έργου. Για αυτές τις τέσσερις διαδοχικές φάσεις λειτουργίας, πρέπει να προστίθεται συνεχώς θερμότητα στο θερμό άκρο από εξωτερική πηγή, όπως καύση ή κάποιο ηλιακό συλλέκτη, και ο ψυχρός εναλλάκτης θα πρέπει να ψύχεται συνεχώς από κάποιο ρεύμα αέρα ή νερού (με τη βοήθεια ενός ψύκτη).

Παρατηρώντας τις κινήσεις των εμβόλων, συμπεραίνεται ότι στην περιστροφή του συστήματος μπορούν συμβάλλουν τόσο ο στρόφαλος, όσο και η διαφορά πιέσεων που επικρατούν στους δύο κυλίνδρους. Συστήματα που βασίζονται στην περιστροφή του στρόφαλου ονομάζονται "crank-drive" ή "kinematic Stirling", ενώ τα δεύτερα πρόκειται για προσεκτικά σχεδιασμένες μηχανές, οι οποίες είναι εφοδιασμένες με ελατήρια συμπίεσης και ονομάζονται "free-piston Stirling". Και οι δύο τύποι μηχανών αναλύονται στη συνέχεια.

1.2. Σχεδιαστικές διαφοροποιήσεις

Σε αυτό το τμήμα περιγράφονται οι διαφοροποιήσεις των μηχανών Stirling και πώς βρίσκουν εφαρμογές στις σημερινές βιομηχανίες, ενώ δίνεται έμφαση στα φυσικά χαρακτηριστικά τους.

Τύποι μηχανών Stirling

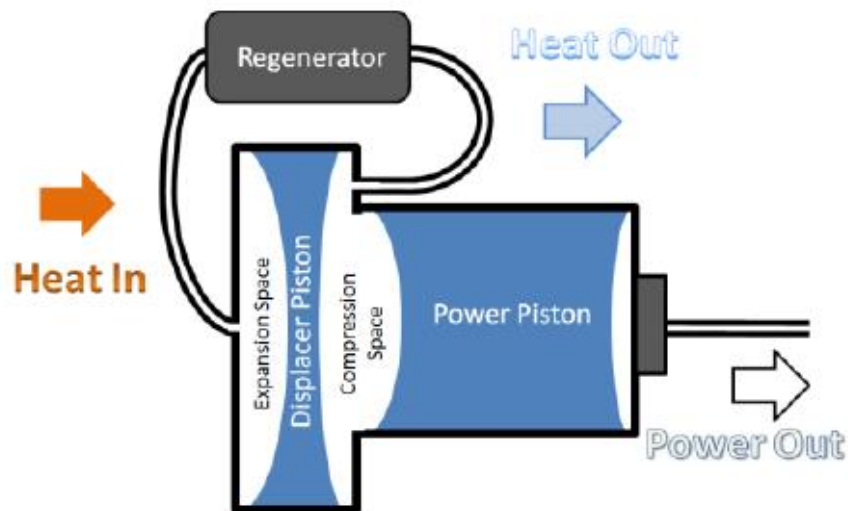
Crank – drive Stirling Engine

Σχηματική αναπαράσταση μιας τέτοιας μηχανής απεικονίζεται στα προηγούμενα σχήματα. Παρά το γεγονός ότι αυτή η μηχανή είναι πολύ μεγάλη σε σχέση με την παραγόμενη ισχύ, βρίσκει πολύ συχνά χρήση καθώς είναι πολύ εύκολη στην κατασκευή της και στην λειτουργία της. Δεν χρειάζεται λιπαντικό στον στροφαλοφόρο, γεγονός πολύ σημαντικό καθώς η τυχόν παρουσία του στο θερμό μέρος της μηχανής θα μπορούσε να εμποδίσει την ροή του αερίου μέσα από τους εναλλάκτες και πιθανόν θα οδηγούσε σε έκρηξη.

Αν η μηχανή δουλεύει σε μικρή υπερπίεση, της τάξης των λίγων ατμοσφαιρών, χρησιμοποιείται απλός στροφαλοθάλαμος. Για να διατηρείται ο αέρας στο εσωτερικό γίνεται χρήση μικρής αντλίας αέρα έτσι ώστε να αντιμετωπισθούν τυχόν απώλειες από το περίβλημα του στροφάλου. Η αντλία αέρα, όπως και όλα τα άλλα εξαρτήματα που χρειάζονται ενέργεια, παίρνουν κίνηση απ' ευθείας από τον στρόφαλο. Τα εξαρτήματα αυτά είναι: το σύστημα τροφοδοσίας καυσίμου, ο ανεμιστήρας αέρα καύσης, η αντλία ψυκτικού νερού και ο ανεμιστήρας του ψύκτη.

Simple Free - Piston Engine

Στο σχήμα 1.5 φαίνεται μια free - piston engine χαμηλής συχνότητας, η οποία αποτελεί τον απλούστερο τύπο μηχανής Stirling. Το μεγάλο πλεονέκτημα αυτής της διάταξης δεν είναι μόνο το γεγονός ότι ξεκινάει εύκολα μόνη της (χρειάζεται μόνο μια ικανοποιητική διαφορά πίεσης μεταξύ της θερμής και ψυχρής πλευράς του κυλίνδρου), αλλά και ανταποκρίνεται σε οποιοδήποτε φορτίο. Έτσι η μηχανή είναι αξιόπιστη και εύκολη στη λειτουργία της. Το μεγάλο της μειονέκτημα είναι το πολύ μεγάλο μέγεθός της σε σχέση με την παραγόμενη ισχύ. Αυτό συμβαίνει επειδή χρησιμοποιεί ατμοσφαιρικό αέρα ως εργαζόμενο μέσο και λειτουργεί σε πολύ χαμηλές συχνότητες. Αντιστάθμισμα αυτού του μειονεκτήματος είναι ο πολύ καλός βαθμός απόδοσής της.



Σχήμα 1.5. Απλή Free – Piston Stirling engine

Free – piston engine

Αυτός ο τύπος διατηρεί όλα τα πλεονεκτήματα της μηχανής με στροφαλοφόρο και επιπλέον είναι πολύ πιο απλή στην τελική κατασκευή της. Επίσης επειδή δεν έρχεται σε επαφή με το εξωτερικό περιβάλλον δεν μπορεί να πάθει κάποια ζημιά από αυτό. Η free – piston engine δεν είναι παρά μια παλινδρομική μηχανή, γι' αυτό και περιλαμβάνει έναν μηχανισμό μετατροπής της παλινδρομικής κίνησης σε περιστροφική, π.χ. κάποιον οδοντωτό τροχό ή κάποιο ολοκληρωμένο σύστημα κιβωτίου ταχυτήτων. Βασική εφαρμογή αυτού του τύπου μηχανής είναι περιπτώσεις που είναι αναγκαία η παλινδρομική κίνηση, όπως στην περίπτωση άντλησης νερού.

Η ισχύς λαμβάνεται από έναν έμβολο που παλινδρομεί και κινείται σε αντίδραση της κίνησης του βαρέως εμβόλου. Το displacer κινείται λόγω της διαφοράς πίεσης στην διεύθυνση που του καθορίζει ο διωστήρας του, ο οποίος είναι συνδεδεμένος με το έμβολο.

Η free – piston μηχανή όπως και όλοι οι τύποι Stirling, μπορούν να λειτουργούν με οποιαδήποτε πηγή θερμότητας. Χρησιμοποιώντας σύστημα οδοντωτών τροχών μπορεί να λειτουργήσει και με οποιοδήποτε φορτίο.

Άλλες εφαρμογές της free – piston περιλαμβάνουν τη λειτουργία της σαν αντλία υγρών αλλά και σαν συμπιεστής αερίων. Επίσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί και ως αντλία ψύξης για τρόφιμα, σαν ψυκτική μηχανή κ.λπ.

Το ξεκίνημα μιας τέτοιας μηχανής μπορεί να γίνει αυτόματα, αν η μηχανή είναι τοποθετημένη κατακόρυφα, διαφορετικά μία μίζα είναι αναγκαία για να δοθεί η εκκίνηση. Στη συνέχεια η κίνηση διατηρείται όσο διατηρείται η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ του θερμού και του ψυχρού μέρους του κυλίνδρου. Η απαιτούμενη θερμοκρασία είναι από 400°C έως 700°C στο θερμό μέρος και περίπου 100°C στο ψυχρό μέρος.

Η free – piston μηχανή είναι ερμητικά κλειστή, γεγονός που μας επιτρέπει να ανεβάσουμε την πίεση λειτουργίας της, π.χ. έως 15 atm, κάνοντάς την πολύ συμπαγή και φτηνή για την παραγόμενη ισχύ.

Διπλή μηχανή Stirling

Η διπλή μηχανή Stirling είναι μία ψυκτική μηχανή, η οποία παραλαμβάνει θερμότητα και παράγει ψύξη χωρίς να δημιουργεί κανένα άλλο εξωτερικό αποτέλεσμα. Είναι πολύ απλή στη κατασκευή της και οικονομική σε καύσιμο, με σωστό σχεδιασμό βέβαια.

Η βασική ιδέα της διπλής μηχανής Stirling για τη λειτουργία της περιλαμβάνει ταυτόχρονα και τη λειτουργία μίας αντλίας θερμότητας. Αυτό μπορεί να γίνει μόνο με τρία κινούμενα μέρη: το θερμό displacer, το έμβολο ισχύος που λειτουργεί ως έμβολο ισχύος τόσο για την μηχανή Stirling όσο και για την αντλία θερμότητας και το ψυχρό displacer.

Αυτός ο συνδυασμός των στοιχείων δημιουργεί μια πολύ απλή και αποδοτική αντλία θερμότητας, που μπορεί να σχεδιαστεί για κάθε μέγεθος και θερμοκρασιακό εύρος, από πολύ χαμηλές θερμοκρασίες για την υγροποίηση αερίων όσο και για πιο ήπιες θερμοκρασίες, για κλιματισμό διαφόρων χώρων.

Μία τέτοιου τύπου μηχανή είναι πολύ πιθανό στο μέλλον να βρει εφαρμογή στην αγορά, πιθανότατα ως φορητή συσκευή για ψύξη και κατάψυξη φαγητών σε μικρές βέβαια διαστάσεις.

Free piston alternator engine

Τελευταίες εξελίξεις στην έρευνα και βελτίωση των free piston μηχανών μας οδήγησαν στις free piston alternator engines που έχουν παρουσιάσει αξιοσημείωτα αποτελέσματα τα τελευταία χρόνια. Αυτή τη στιγμή, υπάρχει μόνο μία αρκετά εξελιγμένη μηχανή τέτοιου τύπου, 1kW ισχύος, που παρουσιάζει εξαιρετική εκμετάλλευση καυσίμου, ικανοποιητική διάρκεια ζωής και είναι πολύ συμπαγής. Αυτή η μηχανή δεν είναι απλή και απαιτεί συστηματική επιμέλεια τόσο στην μελέτη όσο και στην επιλογή και επεξεργασία των υλικών. Από την άλλη πλευρά, λόγω του ερμητικά κλεισμένου κελύφους της δεν μπορεί να πάθει κάποια ζημιά από λανθασμένο χειρισμό. Παρόλα αυτά το σύστημα ελέγχου καθώς και άλλα βοηθητικά εξαρτήματα είναι απαραίτητα.

Οι free piston alternator engines είναι ιδανική επιλογή για την παραγωγή ηλεκτρισμού με χρήση ηλιακής ενέργειας, ειδικά όταν συνδυαστεί με ένα χαμηλού κόστους συλλέκτη. Τέτοιου τύπου μηχανές θα φτάσουν σε μέγεθος τα 10 kW ισχύ στο άμεσο μέλλον, και πολύ πιθανό να εξελιχθούν ακόμη περισσότερο σε μεταγενέστερο στάδιο.

1.3. Διαστάσεις

Όσον αφορά τη διαστασιολόγηση των εμβόλων, οι διάμετροι του εμβόλου ισχύος και του displacer μπορούν να είναι ίδιες. Ο displacer μπορεί να έχει μήκος όση είναι και η διάμετρος του, με μια μέγιστη τιμή του μήκους όσο τέσσερις φορές τη διάμετρό του. Το κάλυμμα που κλείνει το χώρο εκτόνωσης πρέπει να έχει τη μορφή τρούλου ώστε να αντέχει περισσότερο στις καταπονήσεις από την παλινδρόμηση του εμβόλου. Η δίοδος (κενό – gap) μεταξύ του displacer και του κυλίνδρου πρέπει να είναι 1/100 ή 2/100 της διαμέτρου του κυλίνδρου, με μια προτίμηση στην μικρότερη δίοδο. Με σκοπό να διατηρούμε τον displacer στο κέντρο του κυλίνδρου, διαμορφώνουμε μια προεξοχή στην περιφέρεια του displacer ώστε να μειωθεί αυτή η δίοδος και να στεγανοποιηθεί τον κύλινδρο στο ψυχρό του μέρος.

Ο αναγεννητής συγκρατεί τη θερμότητα από το αέριο καθώς έρχεται από τον αναθερμαντή προς τον ψύκτη και την προσδίδει ξανά στο αέριο καθώς επιστρέφει από τον ψύκτη. Αυτή η λειτουργία έχει ως αποτέλεσμα να γίνεται πιο αποδοτική η επίδραση του καυσίμου στη μηχανή.

Τέλος, ο διωστήρας του displacer πρέπει να καλύπτει περίπου το 15% της επιφάνειας του κυλίνδρου.

1.4. Υλικά

Το καλύτερο υλικό για το θερμό άκρο του displacer είναι ο ανοξείδωτος χάλυβας της σειράς St-300, όπως οι 304, 316 ή 321. Το θερμό άκρο του κυλίνδρου του displacer πρέπει να κατασκευάζεται επίσης από ανοξείδωτο χάλυβα ή και από κεραμικό αν είναι αναγκαίο να κατασκευαστεί αεροστεγώς. Φυσικά αν δεν είναι δυνατόν αυτό, μπορεί να χρησιμοποιηθεί και στο displacer και στον θερμαντή, απλός χάλυβας.

Ο displacer πρέπει να είναι αρκετά λεπτός. Μια βαλβίδα αντεπιστροφής είναι τοποθετημένη στο ψυχρό του μέρος ώστε το εσωτερικό του να φτάνει τη μέγιστη πίεση του κύκλου και να παραμείνει σε αυτήν. Διαφορετικά ο displacer θα παλινδρομούσε υπό πίεση. Είναι αναγκαίο να κατασκευάσουμε το κέλυφος του displacer αρκετά ανθεκτικό ώστε να μπορεί να παλινδρομεί υπό την εξωτερική πίεση. Επίσης, θα πρέπει να φροντίσουμε να κατασκευάζουμε τον displacer όσο το δυνατόν πιο ελαφρύ, διαφορετικά θα ανταποκρίνεται πολύ αργά στις πιέσεις του εργαζόμενου αερίου και δεν θα καταφέρει να διατηρήσει την προπορεία σε σχέση με το έμβολο ισχύος, όπως απαιτεί η θεωρία αυτού του τύπου των μηχανών.

Τα άλλα μέρη της μηχανής μπορούν να κατασκευαστούν από σίδηρο, χάλυβα, αλουμίνιο, ή οποιοδήποτε άλλο υλικό είναι διαθέσιμο, αρκεί να μην εκτίθεται σε θερμότητα.

1.5. Έξοδος ενέργειας

Μια απλή μηχανή Stirling ελευθέρων εμβόλων, με διάμετρο displacer 60 mm και σε συχνότητα 60 Hz, δύναται να παράγει έως 500W ισχύος. Φυσικά η πραγματική τιμή είναι πολύ πιο χαμηλή.

1.6. Εφαρμογές των μηχανών Stirling

Άρδευση με βιομάζα

Τόσο η μηχανή Stirling με άτρακτο όσο και η ελευθέρου εμβόλου μπορούν να εφαρμοστούν για άρδευση με καύση βιομάζας. Η μηχανή με στρόφαλο παράγει πρακτικά ισχύ 500 W για κάθε 10 kW προσφερόμενης ενέργειας, αλλά για παραγόμενη ισχύ πάνω από 3kW το κόστος επιβαρύνεται από την ανάγκη χρήσης κάποιου μηχανισμού μεταφοράς της προς καύση βιομάζας. Η μηχανή ελευθέρου εμβόλου που χρησιμοποιεί ως καύσιμο βιομάζα μπορεί να αποτελέσει μια πολύ καλή αντλία θερμότητας μέχρι τα 500 W ισχύ.

Ηλεκτρικές γεννήτριες – Μικρά μεγέθη – Στερεό καύσιμο

Για το σκοπό αυτό μπορούν να χρησιμοποιηθούν και η μηχανή με στρόφαλο και η free piston alternator engine. Η τελευταία έχει το πλεονέκτημα της χαμηλής στάθμης θορύβου και της μεγάλης διάρκειας ζωής, αλλά είναι πολύ δύσκολη η επισκευή τους ειδικά εκτός εργαστηρίου. Η μηχανή με στρόφαλο είναι απλή, εύκολη στην επισκευή, φθηνότερη και μπορεί να επισκευαστεί πολύ εύκολα. Παρόλα αυτά δεν είναι τόσο οικονομική στην κατανάλωση καυσίμου.

Ηλεκτρικές γεννήτριες – Ισχύς χωριού – Στερεό καύσιμο

Και εδώ τα προαναφερθέντα δύο πρώτα είδη μηχανών μπορούν να χρησιμοποιηθούν για μια παραγόμενη ισχύ έως τα 100 kW. Για μεγαλύτερες παραγόμενες ισχύεις, οι μηχανές Stirling δεν έχουν ακόμα σημαντική απόδοση, αλλά μπορούν να συνδυαστούν μεταξύ τους πολλές μικρού μεγέθους μηχανές για να επιτευχθεί μεγαλύτερη αποδιδόμενη ισχύς. Για αυτή την εφαρμογή όμως χρειάζεται μια σταθερή ομάδα υποστήριξης για τον έλεγχο της σωστής τροφοδοσίας με καύσιμο και έλεγχο των υπολοίπων βοηθητικών διατάξεων.

Σημαντικά είναι και τα υποπροϊόντα όπως το ζεστό νερό από το σύστημα ψύξης της μηχανής και η στάχτη από τον καυστήρα.

Χρήση σπόρων για καύσιμο

Αποτελεί ιδανική επιλογή εξαιτίας της μεγάλης διαθεσιμότητας της βιομάζας που θα χρησιμοποιηθεί ως καύσιμο για την μηχανή.

Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από την ηλιακή ενέργεια

Είναι σημαντικό να κατανοήσουμε ότι η μηχανή Stirling είναι μία μηχανή υψηλών θερμοκρασιών. Δεν μπορεί να λειτουργήσει σωστά με ένα απλό επίπεδο συλλέκτη ηλιακής ενέργειας. Χρειάζεται έναν ενισχυμένο συλλέκτη που να ακολουθεί τη θέση του ήλιου. Αυτή η διάταξη επιβαρύνει σημαντικά το κόστος αλλά συντηρεί πολλά από τα εξαρτήματα της εγκατάστασης, και ακόμη και όταν η ηλιοφάνεια δεν είναι αρκετή, ενδέχεται να μην λειτουργεί ικανοποιητικά. Γι' αυτό χρειάζεται καθαρός ουρανός ώστε να αναπτυχθεί η υψηλή θερμοκρασία που είναι απαραίτητη για τη λειτουργία της μηχανής Stirling. Για τους παραπάνω λόγους οι μηχανές με τη συγκεκριμένη διάταξη, είναι πολύ πιο ακριβές και χρειάζονται πολύ μεγαλύτερη προσοχή κατά την λειτουργία τους, σε σχέση με τις άλλες που χρησιμοποιούν κάποιο καύσιμο για πηγή θερμότητας.

Συμπεραίνουμε, επομένως, ότι οι μηχανές αυτές είναι η τελευταία μας επιλογή, σε περιπτώσεις που δεν έχουμε βιομάζα να καταναλώσουμε και ο ήλιος είναι η μοναδική πηγή θερμότητας που διαθέτουμε (έρημος, μικρό γεωγραφικό πλάτος, διάστημα). Επίσης πρέπει να αναφέρουμε ότι η χρήση μηχανής Stirling ελεύθερου εμβόλου με ηλιακό συλλέκτη είναι πολύ πιο οικονομική για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από την χρήση για τον ίδιο λόγο φωτοβολταϊκού συστήματος της ίδιας τάξης παραγόμενης ισχύος.

Στο σημείο αυτό πρέπει να αναφέρουμε το γεγονός ότι παρ' όλο που οι μηχανές Stirling αυτού του τύπου υπάρχουν στην αγορά, οι συγκεκριμένοι απαιτούμενοι συλλέκτες χρειάζονται κάποια χρόνια εξέλιξης ακόμα. Γι' αυτό συμφέρουν οικονομικά μόνο σε περιπτώσεις που είναι η μοναδική μας επιλογή, όπως αναφέρθηκε προηγουμένως.

Όμως συχνά, τα συστήματα συλλογής ηλιακής ενέργειας είναι λιγότερο πρακτικά από τη χρήση βιομάζας, η οποία χρησιμοποιείται ευρέως για την μηχανική άντληση νερού. Αυτό δείχνει ότι μια έκταση η οποία δεν θα μπορούσε να παράγει τίποτα, μπορεί τώρα να καλλιεργηθεί και να παράγει και τροφή και καύσιμο για την μηχανή που αντλεί το νερό.

1.7. Ικανότητα καυσίμου και παραγόμενη ισχύς

Η μηχανή Stirling απαιτεί 10 κιλά (kg) ανά κιλοβατώρα (kWh) όταν χρησιμοποιεί βιομάζα ως καύσιμο και 6 kg/kWh όταν χρησιμοποιεί στερεό καύσιμο. Αυτή η κατανάλωση είναι πολύ μικρή σε σχέση με τους αντίστοιχους ατμοπαραγωγούς. Ανάλογα με το πώς χρησιμοποιούμε τη μηχανή, η παραπάνω κατανάλωση μεταβάλλεται κατά 20% περίπου. Όταν πρόκειται για μία καλά σχεδιασμένη μηχανή, με σωστή χρήση, η κατανάλωση πέφτει ακόμα και στο μισό από την προαναφερόμενη.

Η παραγόμενη ισχύς ανά μονάδα μάζας, ποικίλει ανάλογα με την σχεδίαση. Γενικά κυμαίνεται από 0.04 kW/Kg για ένα απλό μοντέλο με στρόφαλο και περίπου 0.07 kW/Kg για μια εμπορεύσιμη υψηλής τεχνολογίας ελευθέρου εμβόλου.

1.8. Συγκρίνοντας τα είδη μηχανών

Οι μηχανές Stirling έχουν σχεδιαστεί έτσι ώστε να λαμβάνουν θερμότητα από οποιοσδήποτε πηγές θερμότητας της τάξης πάνω από 400°C και να μετατρέπουν μέρος αυτής της θερμότητας σε ωφέλιμο έργο. Το γεγονός αυτό τις κάνει εφαρμόσιμες σε πολλές περιπτώσεις.

Αν τα συμβατικά καύσιμα και οι μηχανές είναι διαθέσιμες, και η λειτουργία τους είναι ικανοποιητική, τότε δεν μπορούμε να διανοηθούμε ότι θα αντικαταστήσουμε τη μηχανή αυτή με μια Stirling. Μόνο όταν το πετρέλαιο ή το diesel ή ακόμα τα καθαρά αέρια καύσιμα είναι περιορισμένα ή ακριβά ή το περιβάλλον στο οποίο πρόκειται να λειτουργήσει η μηχανή δεν μπορεί να δεχτεί τα καυσαέρια τους, τότε μόνο η γνωστή μας μηχανή εσωτερικής καύσης και η μηχανή Diesel δεν είναι βιώσιμες και μπορούμε να σκεφτούμε την αντικατάστασή τους με μια μηχανή Stirling.

Ο ανταγωνισμός με τη μηχανή εσωτερικής καύσης και τη Diesel

Ο ανταγωνισμός για την μηχανή Stirling προσδιορίζεται στην μηχανή εσωτερικής καύσης (δηλαδή τις μηχανές με ανάφλεξη με τη βοήθεια αναφλεκτήρων, μηχανών Diesel, φυσικού αερίου κ.τ.λ.). Επίσης οι συλλέκτες ηλιακής ενέργειας και οι ατμοπαραγωγοί μπορεί να θεωρηθεί ότι ανήκουν και αυτοί στην κατηγορία των ανταγωνιστών της.

Η μηχανή Stirling θεωρείται ως η πλέον ενδεδειγμένη για απαιτούμενη ισχύ της τάξης των 100 έως 200 kW και ταυτοχρόνως είναι διαθέσιμες μεγάλες ποσότητες κάρβουνου ή βιομάζας ως καύσιμο. Όταν χρειάζεται να καταναλώσουμε υγρά ή αέρια καύσιμα τότε η μηχανή εσωτερικής καύσης είναι πιο φθηνή για βραχύχρονη χρήση, ενώ για μακροχρόνια χρήση η μηχανή Stirling συμφέρει οικονομικά λόγω της φθηνής της συντήρησης και της μικρής κατανάλωσης καυσίμου.

Επειδή η μηχανή Stirling έχει βγει ξανά στο προσκήνιο τα τελευταία χρόνια, είναι δύσκολο να γίνει μια ολοκληρωμένη καταγραφή του κόστους για τα διάφορα είδη της μηχανής αυτής ξεχωριστά. Φαίνεται όμως ότι είναι πιο ακριβή συγκρινόμενη με μια αντίστοιχης ποιότητας μηχανή εσωτερικής καύσης με μπουζί, όσο και με μια Diesel. Αλλά αντίθετα είναι πιο οικονομική στη συντήρησή της λόγω της απλότητάς της.

Η γεννήτρια παραγωγός αερίου ως ανταγωνιστής της Stirling

Η «γεννήτρια παραγωγός αερίου» είναι διάταξη μηχανής που χρησιμοποιεί βιομάζα και την μετατρέπει σε αέριο καύσιμο. Οι μηχανές που χρησιμοποιούν παραγωγό αερίου, μπορούν να αντικαταστήσουν μια μηχανή εσωτερικής καύσης που καίει βενζίνη ή diesel ώστε να λειτουργεί μόνο με την καύση του αερίου που παράγεται από την διάταξη αυτή, αλλά χρειάζεται και μια μικρή ποσότητα του συμβατικού καυσίμου για την ανάφλεξη και την έναρξη της λειτουργίας του συστήματος. Καθώς ο συνδυασμός αυτός στην πράξη κάνει την ίδια δουλειά με μια μηχανή Stirling (δηλαδή παράγει μηχανική ισχύ καίγοντας ξύλο ή άλλη βιομάζα), αξίζει να σημειωθούν τα βασικά πλεονεκτήματα που παρουσιάζει η μηχανή Stirling:

- a) Μπορεί να κάψει καύσιμα ακόμα και με πολύ υψηλά ποσοστά τέφρας, όπως οι φλούδες ρυζιού, τα οποία δεν μπορεί να κάψει η γεννήτρια παραγωγός αερίου.
- b) Από τη στιγμή που τα προϊόντα της καύσης δεν εισέρχονται μέσα στη μηχανή Stirling, δεν χρειάζεται καθαρισμό και συχνή συντήρηση (σταμάτημα της λειτουργίας της) σε αντίθεση με την παραγωγό αερίου μηχανή εσωτερικής καύσης.
- c) Η μηχανή Stirling σε συνδυασμό με κάποιον απλό μικρό καυστήρα, είναι ένα πολύ πιο απλό και σταθερό ανεξάρτητο σύστημα παραγωγής έργου από

τον συνδυασμό γεννήτριας παραγωγού αερίου – συστήματος καθαρισμού – μηχανής εσωτερικής καύσης.

Η μηχανή Stirling, λοιπόν, υπερσχύει της γεννήτριας παραγωγού αερίου αν το καύσιμο που χρησιμοποιείται δεν είναι υψηλής ποιότητας, όπως οι φλούδες ρυζιού, αν το κόστος για το σύστημα ανάφλεξης, το σύστημα λίπανσης, και των άλλων απαραίτητων συστημάτων για μια μηχανή εσωτερικής καύσης είναι πολύ υψηλό, καθώς και όταν η παραγωγός αερίου γεννήτρια παρουσιάζει προβλήματα, όπως συνήθως συμβαίνει.

Σύγκριση ατμομηχανής και μηχανής Stirling

Την εποχή που κατασκευάστηκε η πρώτη μηχανή Stirling, η ατμομηχανή ήταν η κυρίαρχη μηχανή παραγωγής ισχύος και παράλληλα αν και η νέα μηχανή ήταν πιο οικονομική, ήταν το ίδιο πιθανό να εκραγεί όσο και η ατμομηχανή. Ωστόσο το μεγάλο μειονέκτημα της μηχανής Stirling ήταν η μικρή αντίσταση στην θερμότητα που παρουσίαζε το μέταλλο (σίδηρος) της κεφαλής της.

Σήμερα η κατάσταση έχει διαφοροποιηθεί. Η ατμομηχανή έχει τεθεί σε παροπλισμό και η μηχανή Stirling έχει εξελιχθεί σε απόδοση, διάρκεια ζωής και διάθεση στην αγορά. Χρησιμοποιώντας ανοξείδωτο χάλυβα κατηγορίας St-300, ένα πολύ κοινό υλικό, εξαλείφεται ο κίνδυνος αστοχίας της κεφαλής του αναθερμαντή, τουλάχιστον μέχρι τους 700°C που φτάνει η μηχανή όταν χρησιμοποιεί ένα κοινό στερεό καύσιμο. Είναι επίσης εφικτό να κατασκευάσουμε την κεφαλή του αναθερμαντή από κεραμικό υλικό, ειδικά για μηχανές με χαμηλές πιέσεις λειτουργίας καθώς και σε απλές μηχανές ελευθέρου εμβόλου.

Τέλος, για εφαρμογές λίγων δεκάδων kW, η μηχανή Stirling είναι πολύ πιο οικονομική, απλή στη λειτουργία, και φτηνή στην κατασκευή της.

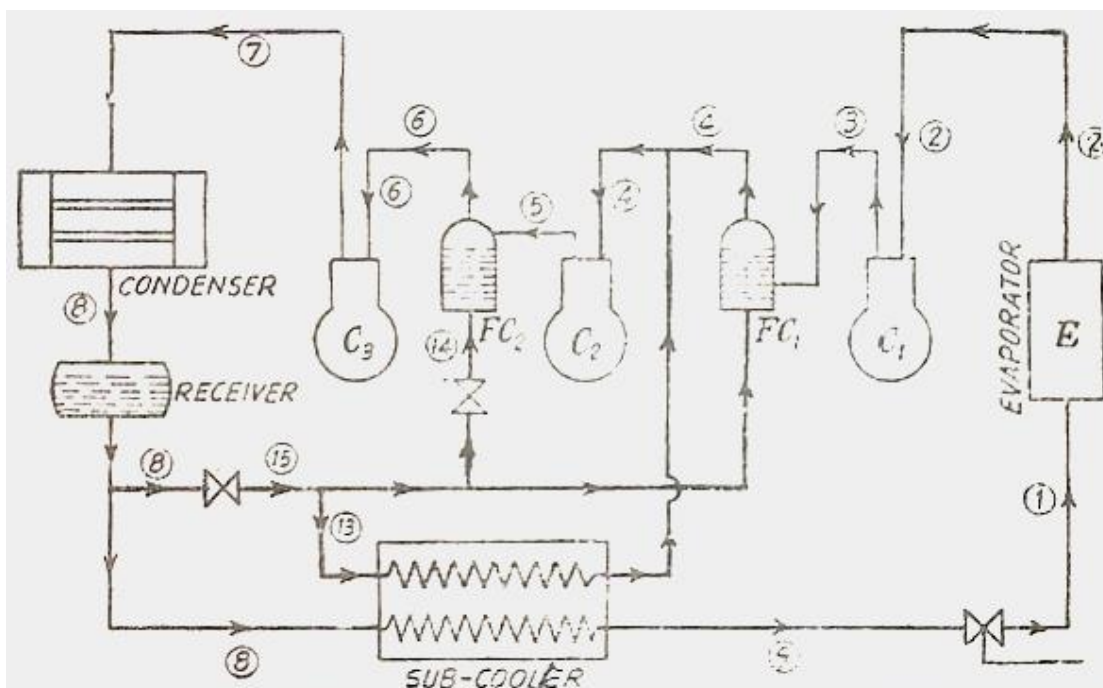
2. Ψυκτικές – Κρυογονικές μηχανές

Εισαγωγή

Όπως υποδηλώνει το ίδιο το όνομα, η κρυογονική μηχανή είναι μια μηχανή που χρησιμοποιείται για την παραγωγή χαμηλών θερμοκρασιών. Φυσικά, είναι εύκολο να θεωρηθεί ότι είναι ένα ψυγείο με πολύ μεγαλύτερη δυνατότητα παραγωγής χαμηλών θερμοκρασιών. Υπάρχουν πολλά μοντέλα κρυογονικών μηχανών που διατίθενται στο εμπόριο και όλες έχουν το δικό τους μοναδικό σύνολο χαρακτηριστικών, ωστόσο οι βασικές αρχές λειτουργίας τους δεν διαφέρουν πολύ όσο οι εμπορικές ονομασίες τους.

Αρχή λειτουργίας κρυογονικών μηχανών

Όπως αναφέρθηκε ήδη, οι κρυογονικές μηχανές χρησιμοποιούνται για την παραγωγή πολύ χαμηλών θερμοκρασιών και μπορούν να βασιστούν σε μία από τις λίγες αρχές λειτουργίας όπως η ψύξη πολλαπλών σταδίων, το σύστημα καταρράκτη κ.λπ. Ως παράδειγμα θα μελετηθεί ο κύκλος λειτουργίας ενός συστήματος πολλαπλών επιπέδων.



Θα παρατηρήσετε ότι αυτό το διάγραμμα αντιπροσωπεύει ένα σύστημα συμπίεσης συνδυασμού 3 σταδίων όπου το ψυκτικό μέσο από τον εξατμιστή διέρχεται διαδοχικά από 3 στάδια συμπίεσης που απεικονίζονται από τους

συμπιεστές C1, C2 και C3 αντίστοιχα. Μετά τους δύο πρώτους συμπιεστές ακολουθούν ψύκτες, που απεικονίζεται ως FC1 και FC2.

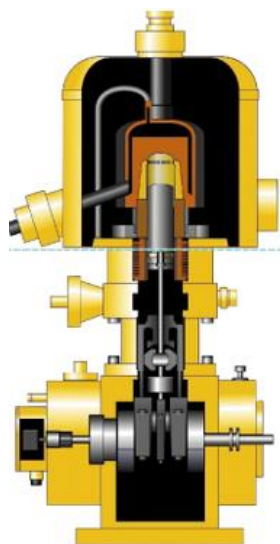
Τέλος το ψυκτικό πηγαίνει στον συμπυκνωτή και στον συλλέκτη. Στο κύκλωμα υπάρχει επίσης υποψύκτης. Το αξιοσημείωτο με αυτή τη διάταξη είναι ότι το ίδιο το υγρό ψυκτικό χρησιμοποιείται ως ψυκτικό μέσο στα στάδια της χύξης εσωτερικά του κυκλώματος αλλά και της υποψύξης. Τα οφέλη αυτής της διάταξης σε σχέση με τη χρήση ενός συστήματος συμπίεσης ενός σταδίου είναι τα ακόλουθα.

- Ας υποθέσουμε ότι κάθε συμπιεστής έχει λόγο συμπίεσης 5. Ο λόγος συμπίεσης που απαιτείται σε ένα ισοδύναμο σύστημα μονοβάθμιας θα ήταν τόσο υψηλός όσο $5*5*5=125$. Ως εκ τούτου, μπορούν να χρησιμοποιηθούν μικρότεροι συμπιεστές αντί για έναν τεράστιο συμπιεστή.
- Το αποτέλεσμα ψύξης ανά kg ψυκτικού μέσου αυξάνεται λόγω της υποψύξης.

Φυσικά υπάρχουν ορισμένα μειονεκτήματα αυτού του συστήματος, όπως το αυξημένο κόστος, ο πολύπλοκος σχεδιασμός και οι λειτουργίες.

Μια πραγματική ψυκτική – κρυογονική μηχανή

Μόλις είδαμε την αρχή λειτουργίας μιας τυπικής κρυογονικής μηχανής πολλαπλών σταδίων. Κάθε εταιρεία παράγει διαφορετικά μοντέλα μηχανών, τα οποία ακολουθούν και ξεχωριστές αρχές λειτουργίας. Εδώ δίνεται μια εικόνα μιας κρυογονικής μηχανής που κατασκευάζεται από την εταιρεία Stirling Cryogenators και τα περισσότερα από τα προϊόντα της βασίζονται στον κύκλο Stirling που έχει τα πλεονεκτήματα του χαμηλού θορύβου, της χαμηλής κατανάλωσης ενέργειας κ.λπ.



Εικόνες 2.1 – 2.2. Η κρυογονική μηχανή SPC-1 Stirling.

3. Μελέτη θερμικής συμπεριφοράς PPG-102 Stirling engine με χρήση κώδικα

3.1. Ισοθερμοκρασιακή ανάλυση

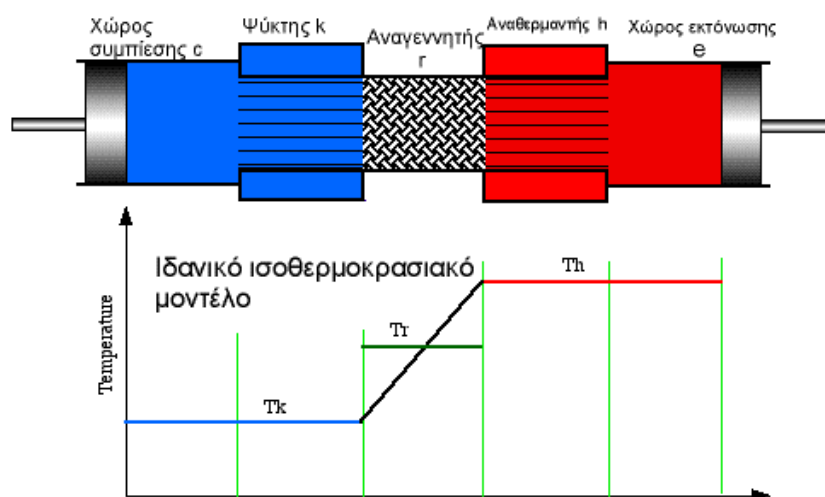
Η βασική υπόθεση της ισοθερμοκρασιακής ανάλυσης είναι ότι το αέριο στον χώρο εκτόνωσης και στον αναθερμαντή (heater) βρίσκεται σε μια σταθερή υψηλή θερμοκρασία ενώ στον χώρο συμπίεσης καθώς και στον ψύκτη (cooler) βρίσκεται σε μια σταθερή χαμηλή θερμοκρασία. Αυτή η ισοθερμοκρασιακή προσέγγιση μας δίνει τη δυνατότητα να εκφράσουμε την πίεση ως συνάρτηση της μεταβολής του όγκου. Επίσης μπορεί να μας βοηθήσει να ερευνήσουμε πώς τα διάφορα συστήματα οδήγησης των εμβόλων επηρεάζουν την παραγόμενη ισχύ.

Το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο

Η υπόθεση των ισοθερμοκρασιακών εργαζόμενων χώρων και εναλλακτών θερμότητας υπονοεί ότι οι εναλλάκτες θερμότητας, ακόμα και ο αναγεννητής, είναι ιδανικοί. Η διασπορά της θερμοκρασίας των χώρων της μηχανής φαίνεται στο σχήμα 3.1.1. Η μηχανή είναι κατασκευασμένη από πέντε σε σειρά εξάρτημα, τον χώρο συμπίεσης c , τον ψύκτη k , τον αναγεννητή r , τον αναθερμαντή h και τον χώρο εκτόνωσης e . Οι διάφοροι αγωγοί σύνδεσης, όπως μεταξύ του χώρου συμπίεσης και του αναθερμαντή, συμπεριλαμβάνονται στον επιζήμιο χώρο του συμπιεστή (compression space clearance volume) κ.λ.π. Κάθε εξάρτημα θεωρείται ως ομοιογενές χώρος ή κελί (cell), όπου το αέριο έχει σταθερή μάζα m , απόλυτη θερμοκρασία T , όγκο V και πίεση p . Κάθε μια από τις παραπάνω μεταβλητές μπορούν να χαρακτηριστούν με τη βοήθεια ενός δείκτη για κάθε ξεχωριστό εξάρτημα. Έτσι παραδείγματος χάρη, m_k είναι η μάζα στον ψύκτη, V_e είναι ο όγκος στον χώρο εκτόνωσης κ.ο.κ. Σε αυτή την ιδανική περίπτωση θεωρείται ότι δεν υπάρχει πτώση πίεσης. Γι' αυτό δεν έχει η πίεση p δείκτη.

Στο μοντέλο αυτό έχουμε λάβει υπόψη τις ακόλουθες υποθέσεις:

- Η μάζα του εργαζόμενου μέσου είναι σταθερή, δηλαδή δεν υπάρχουν απώλειες.
- Ισχύει η εξίσωση του τέλει αέριου.
- Η ταχύτητα της μηχανής (συχνότητα) είναι σταθερή.
- Κυκλική θερμοδυναμική μεταβολή.
- Αγνοείται η κινητική και δυναμική ενέργεια των αερίων.



Σχήμα 3.1.1. Το ιδανικό ισοθερμοκρασιακό μοντέλο

Η Ισοθερμοκρασιακή Ανάλυση

Στην ανάλυση αυτή ο σκοπός μας είναι να προσδιορίσουμε το παραγόμενο από τη μηχανή έργο καθώς και το ποσό της μεταφερόμενης θερμότητας. Αυτό επιτυγχάνεται υπολογίζοντας το εμβαδόν του χωρίου που περικλείεται στο διάγραμμα P-V. Αρχικά θεωρούμε ότι η μάζα του εργαζόμενου μέσου μένει σταθερή. Έτσι:

$$M = m_c + m_k + m_r + m_r + m_e \quad (3.1.1)$$

Χρησιμοποιώντας τον νόμο των τέλειων αερίων έχουμε:

$$m = \frac{p \cdot V}{R \cdot T} \quad (3.1.2)$$

Οπότε η εξίσωση (3.1.1) γίνεται:

$$M = \frac{p \cdot \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)}{R} \quad (3.1.3)$$

Όπου T_r , η ενεργός θερμοκρασία του αναγεννητή.

Θεωρούμε τη διασπορά της θερμοκρασίας του ιδανικού αναγεννητή T_r ως γραμμική. Έτσι:

$$T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)} \quad (3.1.4)$$

Λύνοντας ως προς την πίεση του εργαζόμενου μέσου έχουμε:

$$p = M \cdot R \cdot \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)^{-1} \quad (3.1.5)$$

Η εξίσωση (3.1.5) δίνει την πίεση του εργαζόμενου μέσου σαν συνάρτηση του όγκου V_c και V_e .

Το ολικό απαιτούμενο έργο είναι το αλγεβρικό άθροισμα των απαιτούμενων έργων στους χώρους της συμπίεσης και εκτόνωσης.

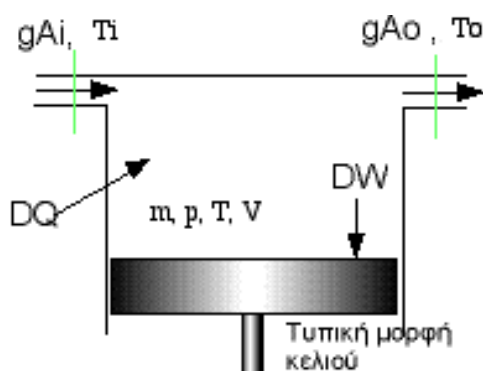
Έτσι σε ένα πλήρη κύκλο, έχουμε:

$$W = W_c + W_e = \oint p \cdot dV_c + \oint p \cdot dV_e = \oint p \cdot \left(\frac{dV_c}{d\theta} + \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \quad (3.1.6)$$

όπου θ η γωνία στροφάλου.

Η μεταφερόμενη θερμότητα προς και από το εξωτερικό περιβάλλον, συμβαίνει στη μικρή και στη μεγάλη θερμοκρασία αντίστοιχα. Τυπικά, όπως φαίνεται στο σχήμα 3.1.1, μια μηχανή Stirling έχει ξεχωριστά τους εναλλάκτες θερμότητας (αναθερμαντή και ψύκτη). Για να υπολογίσουμε την μεταφερόμενη θερμότητα σε αυτούς τους εναλλάκτες, θα πρέπει να χρησιμοποιήσουμε την εξίσωση ενέργειας του εργαζόμενου μέσου.

Ένα τυπικό κελί (cell), ενός εργαζόμενου χώρου φαίνεται στο σχήμα 3.1.2. Η ενθαλπία εισέρχεται στο χώρο του κελιού μέσω της παροχής μάζας $gA_i \left(\frac{kg}{s} \right)$ και της θερμοκρασίας T_i εξέρχεται μέσω της παροχής μάζας $gA_o \left(\frac{kg}{s} \right)$ και της θερμοκρασίας T_o .



Σχήμα 3.1.2. Τυπική μορφή κελιού εργαζόμενου χώρου

Η εξίσωση ενέργειας είναι η εξής:

[ρυθμός μεταφερόμενης στο κελί θερμότητας] + [καθαρή εισερχόμενη ενθαλπία] = [ρυθμός παραγόμενου έργου] + [ρυθμός αύξησης της εσωτερικής ενέργειας στο κελί]

Με χρήση μαθηματικών εξισώσεων ορίζεται ως εξής:

$$DQ + (c_p T_i gA_i - c_p T_o gA_o) = DW + c_v D(m T) \quad (3.1.7)$$

Όπου c_p, c_v , είναι οι ειδικές θερμοχωρητικότητες με σταθερή πίεση και όγκο αντίστοιχα. Η εξίσωση (3.1.7) είναι η γνωστή μορφή της εξίσωσης ενέργειας για μη σταθερές συνθήκες ροής, όπου η κινητική και η δυναμική ενέργεια μπορούν να αγνοηθούν.

Στο ισοθερμικό μοντέλο τόσο στους εργαζόμενους χώρους (συμπύεσης και εκτόνωσης), όσο και στους εναλλάκτες (ψύκτη και αναθερμαντή) η θερμοκρασία μένει σταθερή: $T_i = T_o = T$. Έτσι:

$$DQ + c_p T (gA_o - gA_i) = DW + c_v T Dm + DW \quad (3.1.8)$$

Από την εξίσωση διατήρησης της μάζας, η διαφορά της ροής της μάζας ($gA_o - gA_i$) είναι απλά ο ρυθμός της μάζας που παραμένει μέσα στο κελί. Έτσι η εξίσωση (3.1.8) γίνεται:

$$DQ = DW + R T Dm \quad (3.1.9)$$

όπου θεωρώντας ιδανικό αέριο έχουμε: $R = c_p - c_v$.

Το ποσό της καθαρής μεταφερόμενης θερμότητας που μεταφέρεται στο εργαζόμενο μέσο σε κάθε κύκλο λειτουργίας, υπολογίζεται ολοκληρώνοντας την εξίσωση (3.1.9) επικαμπύλια. Έτσι:

$$Q = \oint DQ = R \cdot T \cdot \oint Dm + \oint DW \quad (3.1.10)$$

Παρόλα αυτά, αν υποθέσουμε ότι έχουν επιτευχθεί σταθερές συνθήκες κυκλικής λειτουργίας, τότε η κυκλική μεταβολή της μάζας του εργαζόμενου μέσου είναι μηδενική για κάθε ένα από τα κελιά. Έτσι εφαρμόζοντας την εξίσωση (3.1.10) σε κάθε ισοθερμοκρασιακό κελί, βρίσκουμε για τους εργαζόμενους χώρους:

$$Q_c = W_r \quad (3.1.11)$$

και

$$Q_e = W_e \quad (3.1.12)$$

Ομοίως για τους εναλλάκτες θερμότητας, όπου δεν παράγεται έργο:

$$Q_c = 0 \quad (3.1.13)$$

και

$$Q_e = 0 \quad (3.1.14)$$

Αυτό το αποτέλεσμα μάλλον μας ξαφνιάζει αφού δείχνει ότι οι εναλλάκτες δεν είναι αναγκαίοι και όλη η θερμότητα μεταφέρεται μέσω των ορίων των εργαζόμενων χώρων. Αυτό το παράδοξο είναι άμεσο αποτέλεσμα της ισοθερμοκρασιακής θεώρησης και θα ανατραπεί σε επόμενη ανάλυση όπου γίνεται υπόθεση αδιαβατικού μοντέλου ανάλυσης.

Στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 3.1.1) φαίνονται συνοπτικά οι απαιτούμενες εξισώσεις για την ανάλυση του ισοθερμικού μοντέλου. Για την επίλυσή τους χρειάζεται να προσδιορίσουμε τις μεταβολές των όγκων των εργαζόμενων χώρων και τα αντίστοιχα διαφορικά τους. Αυτά εξαρτώνται από τον τύπο της μηχανής (μέθοδος οδήγησης των εμβόλων) που χρησιμοποιείται:

$p = M \cdot R \cdot \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)^{-1}$	Πίεση
$Q_e = W_e = \oint p \cdot \frac{dV_e}{d\theta} d\theta$	Μεταφερόμενη
$Q_c = W_c = \oint p \cdot \frac{dV_c}{d\theta} d\theta$	Θερμότητα
$W = W_e + W_c$	Απαιτούμενο έργο
$\text{COP} := \frac{Q_e}{W}$	Συντελεστής COP

Πίνακας 3.1.1. Εξισώσεις του ιδανικού ισοθερμοκρασιακού μοντέλου

Η μηχανή PPG-102 Cryocooler

Στη περίπτωση μας. Η ισοθερμοκρασιακή ανάλυση εφαρμόζεται σε μηχανή Cryocooler PPG – 102 της Philips, β – τύπου. Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά αυτής ελήφθησαν από το εξής paper:

«Microcomputer simulation of Stirling Cryocoolers» ,των G. Walker, M. Weiss, R. Fauvel και G. Reader.

Η ημιτονοειδής μεταβολή των όγκων παίρνει την παρακάτω μορφή:

$$V_c(\theta) := V_{c1c} + \frac{V_{me} \cdot (1 + K + \cos(\theta \text{ deg}) - K \cdot \cos(\theta \text{ deg} - \alpha))}{2} \quad (3.1.15)$$

$$V_e(\theta) := V_{c1e} + \frac{V_{me} \cdot (1 - \cos(\theta \text{ deg}))}{2} \quad (3.1.16)$$

όπου:

K ο λόγος των όγκων σάρωσης του χώρου συμπίεσης και εκτόνωσης αντίστοιχα (V_{swc} , V_{swe}).

V_{c1c} , V_{c1e} οι επιζήμιοι όγκοι του χώρου συμπίεσης και εκτόνωσης αντίστοιχα.

θ η γωνία στροφάλου, η οποία επιλέγεται να είναι μηδέν όταν έχουμε μέγιστο όγκο συμπίεσης

α η διαφορά φάσης της μεταβολής του όγκου του χώρου εκτόνωσης σε σχέση με την αντίστοιχη του χώρου συμπίεσης. Για PPG - 102 μηχανή έχουμε $\alpha = 72^\circ$.

Διαφορίζοντας τις εξισώσεις (3.1.15) και (3.1.16) ως προς τη γωνία θ έχουμε:

$$v'_c(\theta) := \frac{d}{d\theta} v_c(\theta) \quad (3.1.17)$$

$$v'_e(\theta) := \frac{d}{d\theta} v_e(\theta) \quad (3.1.18)$$

Τα δεδομένα που παρουσιάζονται στον πίνακα 3.1.2 χρησιμοποιούνται για να «τρέξουμε» το μοντέλο, και τα αποτελέσματα της διαδικασίας αυτής φαίνονται στον πίνακα 3.1.4. Ο συντελεστής θερμικής συμπεριφοράς του μοντέλου αυτού είναι ίσος με 37,56%.

Στο σχήμα 3.1.4 φαίνονται τα αποτελέσματα σε διάγραμμα P-V όσο και σε διάγραμμα P- θ . Τα διαγράμματα αυτά, όπως και όλα τα επόμενα έχουν δημιουργηθεί στο πρόγραμμα Smath. Όπως παρατηρούμε οι τέσσερις φάσεις του ιδανικού κύκλου Stirling μπορούν εύκολα να απεικονιστούν από την ημιτονοειδή θεώρηση. Η διαδικασία της συμπίεσης συναντάται στο πρώτο τεταρτοκύκλιο (0 έως 126°). Κάποιο μέρος της συμπίεσης φαίνεται να πραγματοποιείται στον χώρο της εκτόνωσης, αλλά το μεγαλύτερο μέρος του εργαζόμενου μέσου συμπιέζεται στον χώρο της συμπίεσης. Η διαδικασία της απώθησης (displacement process) πραγματοποιείται στο δεύτερο τεταρτοκύκλιο (126° έως 180°) με σταθερό τον ολικό όγκο. Η διαδικασία της εκτόνωσης (expansion process) πραγματοποιείται στο τρίτο τεταρτοκύκλιο (180° έως 306°), είναι επίσης μη ιδανική και κάποιο μέρος της φαίνεται να πραγματοποιείται στον χώρο συμπίεσης και τελικά η δεύτερη διαδικασία της απώθησης πραγματοποιείται στο τέταρτο τεταρτοκύκλιο (306° έως 360°) και μοιάζει να μένει ανολοκλήρωτη, αφού ένα μέρος του εργαζόμενου αερίου παραμένει στον χώρο εκτόνωσης. Έτσι η ημιτονοειδής μεταβολή του όγκου δεν είναι αποτέλεσμα του ιδανικού κύκλου Stirling, αλλά είναι μια από τις πολλές πρακτικές εφαρμογές των μηχανών Stirling. Η καμπύλη της πίεσης δεν είναι

ακριβώς ημιτονοειδής, αλλά παρουσιάζει μέγιστο όταν έχουμε, φυσικά, μέγιστη πίεση.

Στο σχήμα 3.1.4 φαίνεται το διάγραμμα πίεσης - όγκου, που είναι ο καθιερωμένος τρόπος χαρακτηρισμού μιας μηχανής. Το μέγεθος μιας μηχανής εξαρτάται από την ολική μεταβολή του όγκου, η μάζα της εξαρτάται από την μέγιστη πίεση και το απαιτούμενο έργο ισούται με το εμβαδόν του χωρίου που περικλείεται μέσα στο διάγραμμα αυτό.

Γενικά

Εργαζόμενο μέσο.....	Ήλιο
Μέγιστη μέση πίεση.....	23,31 MPa
Θερμοκρασία αναθερμαντή.....	293 K
Θερμοκρασία ψυκτικού υγρού.....	80 K
Ταχύτητα μηχανής.....	1450 rpm
Διάμετρος κυλίνδρου.....	6 mm
Διαδρομή εμβόλου.....	2 mm
Ολικός εσωτερικός όγκος μηχανής συμπεριλαμβανομένου του όγκου σάρωσης ανά κύλινδρο.....	714 cm ³

Αναθερμαντής (heater)

Αριθμός σωλήνων ανά κύλινδρο.....	180
Εσωτερική διάμετρος σωλήνα.....	0.1 mm
Μήκος σωλήνα.....	76 mm

Ψύκτης (cooler)

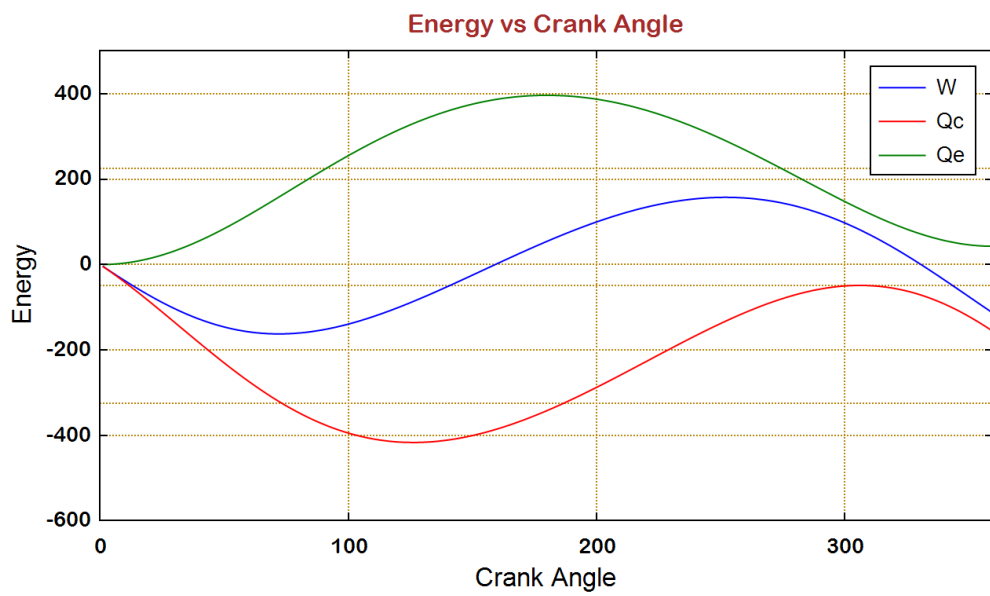
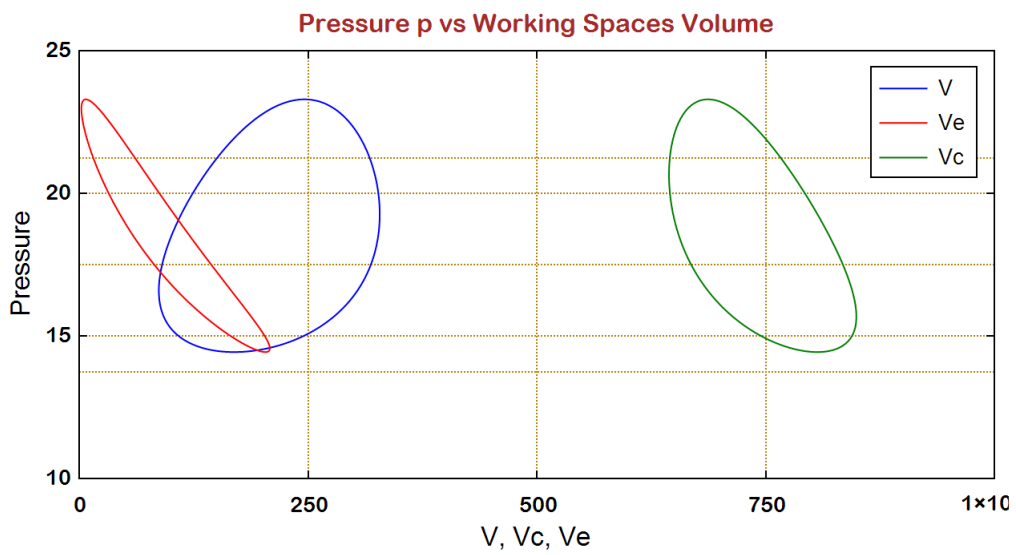
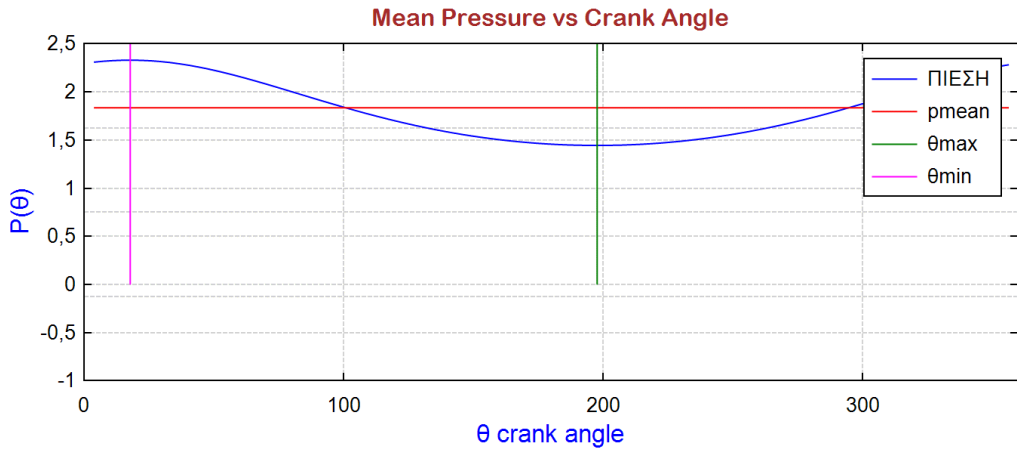
Αριθμός σωλήνων ανά κύλινδρο.....	200
Εσωτερική διάμετρος σωλήνα.....	0.16 mm
Μήκος σωλήνα.....	100 mm

Αναγεννητής (regenerator)

Διάμετρος αναγεννητή.....	12.7 mm
Μήκος αναγεννητή.....	41.8 mm
Διάμετρος νήματος του πλέγματος.....	80 μm
Πορώδες πλέγματος.....	0.6
Πλήθος αναγεννητών ανά κύλινδρο.....	1

Πίνακας 3.1.2 Κατασκευαστικά και θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά της PPG – 102

Cryocooler



Σχήμα 3.1.4: Εξομοίωση ιδανικού ισοθερμικού μοντέλου σε μηχανή PPG – 102

Cryocooler

3.2. Ανάλυση Schmidt

Το 1871 ο Custav Schmidt δημοσίευσε μια ανάλυση η οποία περιελάμβανε έναν τρόπο υπολογισμού των εξισώσεων που αντιστοιχούν στο ισοθερμοκρασιακό μοντέλο ανάλυσης των μηχανών Stirling και ιδιαίτερα όσον αφορά την θεώρηση της ημιτονοειδούς διακύμανσης των όγκων των εργαζόμενων χώρων. Αυτή είναι η πιο απλή μέθοδος και αρκετά χρήσιμη από τότε που ανακαλύφθηκε η μηχανή Stirling.

Η θεωρία αυτή βασίζεται στην ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση και συμπίεση ενός ιδανικού αερίου.

Οι περισσότερες μελέτες πάνω στην ανάλυση του θερμοδυναμικού κύκλου Stirling έχουν βασιστεί πάνω στην θεωρία αυτή. Η πρωτότυπη δημοσίευση της θεωρίας Schmidt δεν είναι διαθέσιμη, αλλά είναι διαθέσιμες διάφορες μεταφράσεις και ερμηνείες της. Πολλές από αυτές τις ερμηνείες είναι αρκετά διαφωτιστικές ιδιαίτερα των Rinia και Pre (1948), του Kolin (1972) και πρόσφατα του Hirata (1997).

Οι υποθέσεις της ανάλυσης SCHMIDT

Η απόδοση της μηχανής μπορεί να περιγραφεί σε ένα διάγραμμα P-V. Ο όγκος των διαφόρων μερών της μηχανής μπορεί εύκολα να υπολογιστεί μελετώντας την εσωτερική γεωμετρία της μηχανής. Όταν οι όγκοι, η μάζα του εργαζόμενου αερίου, και οι θερμοκρασίες των αντίστοιχων χώρων υπολογιστούν, τότε θα είμαστε σε θέση να υπολογίσουμε και την τιμή της πίεσης, χρησιμοποιώντας την καταστατική εξίσωση των τελείων αερίων (εξίσωση 3.3.1)

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (3.2.1)$$

Η πίεση της μηχανής όμως μπορεί να υπολογιστεί κάτω από ορισμένες υποθέσεις:

- Δεν υπάρχουν απώλειες ενέργειας, άρα και πτώση πίεσης στους εναλλάκτες θερμότητας και δεν υπάρχουν εσωτερικές διαφορές πίεσεως. Δηλαδή η πίεση είναι σταθερή σε όλη τη μηχανή σε μία δοσμένη χρονική στιγμή.
- Οι διαδικασίες της συμπίεσης και της εκτόνωσης πραγματοποιούνται ισοθερμοκρασιακά.

- Τα χαρακτηριστικά του εργαζόμενου αερίου μεταβάλλονται όμοια με αυτές του ιδανικού αερίου.
- Ο αναγεννητής θεωρείται ιδανικός
- Ο «νεκρός» (επιζήμιος) όγκος (expansion dead space) του χώρου εκτόνωσης παραμένει στη θερμοκρασία T_e του χώρου εκτόνωσης και αντίστοιχα η θερμοκρασία του «νεκρού» (επιζήμιου) όγκου του χώρου συμπίεσης (compression dead space) παραμένει στην ίδια θερμοκρασία T_c με τον χώρο συμπίεσης.
- Η θερμοκρασία του αερίου στον αναγεννητή είναι ο λογαριθμικός μέσος όρος των θερμοκρασιών συμπίεσης και εκτόνωσης.
- Ο όγκος της εκτόνωσης V_e και ο όγκος του χώρου συμπίεσης V_c μεταβάλλονται ημιτονοειδώς.

Στον παρακάτω πίνακα (3.2.1) φαίνονται τα σύμβολα που χρησιμοποιούνται στην θεωρία Schmidt.

ΟΝΟΜΑ	ΣΥΜΒΟΛΟ	ΜΟΝΑΔΕΣ
Πίεση μηχανής	p	Pa
Όγκος σάρωσης των εμβόλων ισχύος και displacer στον χώρο εκτόνωσης	V_{swe}	m^3
Όγκος σάρωσης των εμβόλων ισχύος και displacer στον χώρο συμπίεσης	V_{swc}	m^3
Επιζήμιος όγκος συμπίεσης	V_{clc}	m^3
Επιζήμιος όγκος εκτόνωσης	V_{cle}	m^3
Όγκος συμπίεσης	V_c	m^3
Όγκος εκτόνωσης	V_e	m^3
Ολικός όγκος	V	m^3
Ολική μάζα εργαζόμενου αερίου	M	kg
Παγκόσμια σταθερά αερίων	R	$\frac{J}{kg \cdot K}$
Θερμοκρασία αερίου στο χώρο εκτόνωσης	T_e	K
Θερμοκρασία αερίου στο χώρο συμπίεσης	T_c	K
Θερμοκρασία αερίου στον αναγεννητή	T_r	K
Διαφορά φάσης	α	deg
Λόγος θερμοκρασιών	τ	

Πίνακας 3.2.1.α. Τα χαρακτηριστικά του εργαζόμενου μέσου και της μηχανής που είναι απαραίτητα στην ανάλυση Schmidt.

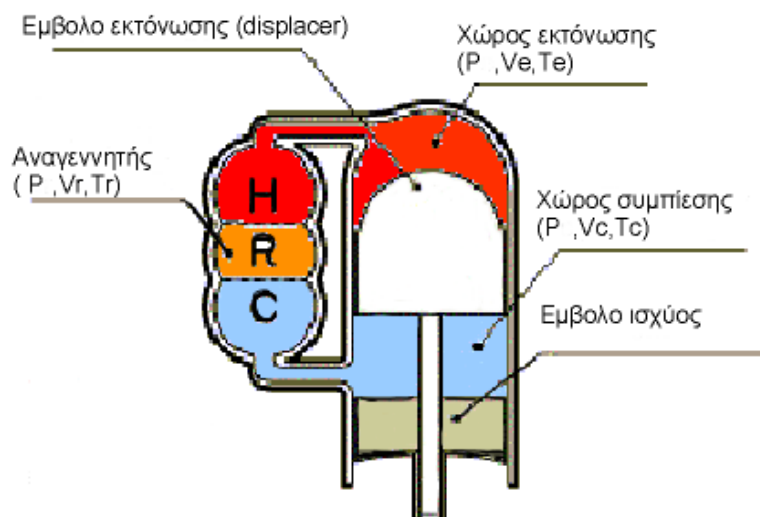
Λόγος όγκων σάρωσης	κ	
Λόγος νεκρών όγκων	χ	
Ταχύτητα μηχανής	η	Hz
Ενδεικνυόμενη ενέργεια εκτόνωσης	W_e	J
Ενδεικνυόμενη ενέργεια συμπίεσης	W_c	J
Απαιτούμενο έργο	W	J
Ενδεικνυόμενη ισχύς στην εκτόνωση	P_e	W
Ενδεικνυόμενη ισχύς στην εκτόνωση	P_c	W
Ισχύς	P	W
Συντελεστής θερμικής συμπεριφοράς	COP	(%)

Πίνακας 3.2.1.β. Τα χαρακτηριστικά του εργαζόμενου μέσου και της μηχανής που είναι

απαραίτητα στην ανάλυση Schmidt (συνέχεια).

Ανάλυση Schmidt για μηχανή Stirling τύπου β

Για την ανάλυσή μας, θα γίνει περιγραφή μοντέλου μηχανής Stirling τύπου β, όπως και η PPG – 102 Cryocooler. Το σχήμα 3.2.1 δείχνει τη μορφή μιας μηχανής Stirling τύπου β.



Σχήμα 3.2.1. Μηχανή Stirling τύπου β

Οι εξισώσεις που περιγράφουν τους όγκους της ανάλυσής μας είναι:

$$V_e(\theta) = \frac{V_{swe}}{2} \cdot (1 - \cos\theta) + V_{cle} \quad (3.2.2)$$

$$V_c(\theta) = \frac{V_{swe}}{2} \cdot (1 - \cos\theta) + \frac{V_{swc}}{2} \cdot [1 - \cos(\theta - d\theta)] + V_{clc} - V_B \quad (3.2.3)$$

Στην περίπτωση της μηχανής β - τύπου, τα έμβολα παλινδρομούν στον ίδιο κύλινδρο. Τη χρονική στιγμή που οι σαρώσεις των εμβόλων επικαλύψει η μία την άλλη, εμφανίζεται ένας ενεργός χώρος με όγκο V_B που ονομάζεται «όγκος επικάλυψης» και υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο:

$$V_B = \frac{V_{swe} + V_{swc}}{2} - \sqrt{\frac{V_{swe}^2 + V_{swc}^2}{4} - \frac{V_{swe} \cdot V_{swc}}{2} \cdot \cos(\theta) \cdot d\theta} \quad (3.2.4)$$

Οπότε ο ολικός όγκος δίνεται από την σχέση (3.3.5)

$$V(\theta) = V_e(\theta) + V_c(\theta) + V_B \quad (3.2.5)$$

Επίσης η πίεση σαν συνάρτηση της μέσης πίεσης καθώς και των ακραίων τιμών της δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$p = \frac{p_{mean} \cdot \sqrt{1-c^2}}{1-c \cdot \cos(\theta-\alpha)} = \frac{p_{min} \cdot (1+c)}{1-c \cdot \cos(\theta-\alpha)} = \frac{p_{max} \cdot (1-c)}{1-c \cdot \cos(\theta-\alpha)} \quad (3.2.6)$$

Έτσι οι διάφοροι λόγοι γίνονται:

$$\tau = \frac{T_c}{T_e} \quad (3.2.7)$$

$$\kappa = \frac{V_{swc}}{V_{swe}} \quad (3.2.8)$$

$$\chi_B = \frac{V_B}{V_{swe}} \quad (3.2.9)$$

$$\chi_e = \frac{V_{cle}}{V_{swe}} \quad (3.2.10)$$

$$\chi_c = \frac{V_{clc}}{V_{swe}} \quad (3.2.11)$$

$$\chi_r = \frac{V_r}{V_{swe}} \quad (3.2.12)$$

όπου:

$$\alpha = \tan^{-1} \cdot \frac{\kappa \cdot \sin(\theta) \cdot d\theta}{\tau + \cos(\theta) \cdot d\theta + 1} \quad (3.2.13)$$

$$S = \tau + 2 \cdot \tau \cdot X_e + \frac{4 \cdot \tau \cdot X_r}{1 + \tau} + \kappa + 2 \cdot X_c + 1 - X_B \quad (3.2.14)$$

$$B = \sqrt{\tau^2 + 2 \cdot (\tau - 1) \cdot \kappa \cdot \cos(\theta) \cdot d\theta + \kappa^2 - 2 \cdot \tau + 1} \quad (3.2.15)$$

$$c = \frac{B}{S} \quad (3.2.16)$$

Οπότε πάλι είμαστε πλέον σε θέση να κατασκευάσουμε το διάγραμμα P-V.

Ενδεικνυόμενο έργο, ισχύς και συντελεστής θερμικής συμπεριφοράς

Το εμβαδόν του χωρίου που σχηματίζεται από την καμπύλη του διαγράμματος P-V, εκφράζει το αλγεβρικό άθροισμα του έργου από τη μηχανή στο χώρο εκτόνωσης και του έργου στο χώρο συμπίεσης.

Η ενδεικνυόμενη ενέργεια στο χώρο εκτόνωσης W_e συναρτήσει της μέση πίεση p_{mean} , καθώς και των μέγιστων και ελάχιστων τιμών της δίνεται από τη σχέση:

$$W_e = \oint p \cdot dV_e = \frac{p_{mean} \cdot V_{swe} \cdot \pi_c \cdot \sin \alpha}{1 + \sqrt{1 - c^2}} = \frac{p_{min} \cdot V_{swe} \cdot \pi_c \cdot c \cdot \sin \alpha}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + c}}{\sqrt{1 - c}} = \frac{p_{max} \cdot V_{swe} \cdot \pi_c \cdot \sin \alpha}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}} \quad (3.2.17)$$

Όμοια για το έργο έχουμε:

$$W_c = \oint p \cdot dV_c = \frac{p_{mean} \cdot V_{swe} \cdot \pi_{ct} \cdot \sin \alpha}{1 + \sqrt{1 - c^2}} = \frac{p_{min} \cdot V_{swe} \cdot \pi_{ct} \cdot \sin \alpha}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + c}}{\sqrt{1 - c}} = \frac{p_{max} \cdot V_{swe} \cdot \pi_{ct} \cdot \sin \alpha}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}} \quad (3.2.18)$$

Το συνολικά συναλλασσόμενο έργο είναι:

$$W = W_e + W_c \quad (3.2.19)$$

Η σχέση που συσχετίζει την μέση τιμή της πίεσης p_{mean} , και των ακραίων τιμών p_{min} και p_{max} δίνεται από την σχέση (3.2.20):

$$\frac{p_{min}}{p_{mean}} = \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}} \quad (3.2.20)$$

$$\frac{p_{min}}{p_{mean}} = \frac{\sqrt{1 + c}}{\sqrt{1 - c}} \quad (3.2.21)$$

Η παραγόμενη ισχύς στο κρύο μέρος της μηχανής P_e και η ισχύς στο θερμό μέρος της μηχανής P_c δίνονται από τους τύπους (3.2.22) και (3.2.23) αντίστοιχα. Τέλος η ολική συναλλασσόμενη ισχύς δίνεται από τον τύπο (3.2.24):

$$P_e = W_e \cdot \eta \quad (3.2.22)$$

$$P_c = W_c \cdot \eta \quad (3.2.23)$$

$$P = W \cdot \eta \quad (3.2.24)$$

Η ενδεικνυόμενη ενέργεια στο χώρο εκτόνωσης We , που υπολογίζεται από τη σχέση (3.2.17), εκφράζει το ποσό θερμότητας που μεταφέρεται από την πηγή θερμότητας μέσω του αναθερμαντή στο εργαζόμενο αέριο. Αντίστοιχα η ενδεικνυόμενη ενέργεια στο χώρο συμπίεσης Wc που υπολογίζεται από τη σχέση (3.2.18) εκφράζει το ποσό θερμότητας που αποβάλλεται από το εργαζόμενο αέριο μέσω του ψύκτη στο θερμό μέρος της μηχανής στο μέσο ψύξης, που μπορεί να είναι είτε αέρας είτε κάποιο άλλο ψυκτικό υγρό.

Τέλος ο συντελεστής θερμικής συμπεριφοράς της μηχανής δίνεται από τον τύπο :

$$COP := \frac{Q_e}{|W|} \quad (3.2.25)$$

Οι Urieli και Berchowitz έχουν προτείνει μία διαφοροποίηση αυτών των παραμέτρων που χρησιμοποιούνται κατά την ανάλυση Schmidt.

Οι παράμετροι που χρησιμοποιούνται από αυτούς είναι οι εξής:

$$c = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{V_{swe}}{T_h}\right)^2 + 2 \cdot \frac{V_{swe}}{T_h} \cdot \frac{V_{swc}}{T_k} \cdot \cos a + \left(\frac{V_{swc}}{T_k}\right)^2} \quad (3.2.26)$$

$$s = \frac{V_{swc}}{2 \cdot T_k} + \frac{V_{clc}}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_{cle}}{T_h} + \frac{V_{swe}}{2 \cdot T_h} \quad (3.3.27)$$

$$b = \frac{c}{s} \quad (3.2.28)$$

Η πίεση δίνεται από τον τύπο:

$$p = \frac{p_{mean} \cdot \sqrt{1-b^2}}{1+b \cdot \cos(\theta + \beta)} \quad (3.2.29)$$

οπότε η μέγιστη και η ελάχιστη πίεση γίνεται αντίστοιχα:

$$p_{\max} = p_{mean} \cdot \sqrt{\frac{1+b}{1-b}} \quad (3.2.30)$$

$$p_{\min} = p_{mean} \cdot \sqrt{\frac{1-b}{1+b}} \quad (3.2.31)$$

όπου η μέση πίεση είναι:

$$p_{mean} = \frac{M \cdot R}{s \cdot \sqrt{1-b^2}} \quad (3.2.32)$$

Οι τύποι που περιγράφουν τη μεταβολή των όγκων στους εργαζόμενους χώρους είναι για την συμπίεση και την εκτόνωση αντίστοιχα οι εξής:

$$V_c = V_{clc} + V_{swc} \cdot \frac{[1 + \cos(\theta)]}{2} \quad (3.2.33)$$

$$V_e = V_{cle} + V_{swe} \cdot \frac{[1 + \cos(\theta + \alpha)]}{2} \quad (3.2.34)$$

Οι θερμοκρασίες δίνονται κατά τα γνωστά.

Τα ποσά της ενέργειας που συναλλάσσονται με τη μηχανή στον χώρο συμπίεσης και εκτόνωσης είναι αντίστοιχα οι εξής:

$$W_c = Q_c = \pi \cdot V_{swc} \cdot p_{mean} \cdot \sin \beta \cdot \frac{\sqrt{1-b^2} - 1}{b} \quad (3.2.35)$$

$$W_e = Q_e = \pi \cdot V_{swe} \cdot p_{mean} \cdot \sin(\beta - \alpha) \cdot \frac{\sqrt{1-b^2} - 1}{b} \quad (3.2.36)$$

Άρα το συνολικά συναλλασσόμενο έργο είναι:

$$W = W_c + W_e \quad (3.2.37)$$

Ο συντελεστής COP της μηχανής είναι κατά τα γνωστά:

$$COP := \frac{Q_e}{|W|} \quad (3.2.38)$$

όπου:

$$\tan(\beta) = \frac{V_{swe} \cdot \frac{\sin \alpha}{T_h}}{V_{swe} \cdot \frac{\cos \alpha}{T_h} - \frac{V_{swc}}{T_k}} \quad (3.2.39)$$

Από τις παραπάνω εξισώσεις παρατηρούμε ότι η απόδοση της μηχανής είναι ανεξάρτητη από το εργαζόμενο αέριο που χρησιμοποιούμε, αλλά είναι άμεσα εξαρτώμενη από τη μέση πίεση λειτουργίας στους χώρους σάρωσης. Έτσι οι εξισώσεις Schmidt γράφονται:

$$W = Sc \cdot p_{mean} \cdot V_{sw} \quad (3.2.40)$$

$$Sc = \pi \cdot \left(\frac{V_{swc}}{V_{sw}} \cdot \sin \beta + \frac{V_{swc}}{V_{sw}} \cdot \sin(\beta - \alpha) \right) \cdot \frac{\sqrt{1 - b^2} - 1}{b} \quad (3.2.41)$$

Η παράμετρος V_{sw} επιλέγεται αυθαίρετα και αντιστοιχεί στον όγκο σάρωσης είτε της συμπίεσης είτε της εκτόνωσης.

Το Sc το ονομάζουμε και «αριθμό Schmidt» και βλέπουμε ότι τόσο αυτός όσο και οι περισσότερες από τις παραπάνω εξισώσεις είναι αρκετά πολύπλοκες αδιάστατες συναρτήσεις, που περιγράφουν τη γεωμετρία της μηχανής καθώς και τις θερμοκρασίες στα διάφορα μέρη της .

Η εξίσωση (3.3.41) περιγράφει αρκετά κατανοητά την μηχανή. Ο όγκος V_{sw} είναι αντιπροσωπευτικό μέγεθος του μεγέθους της μηχανής και η μέση πίεση p_{mean} είναι αντιπροσωπευτικό μέγεθος του βάρους και της στιβαρότητας της μηχανής.

Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα της ανάλυσης κατά Schmidt και αυτά της ισοθερμοκρασιακής ανάλυσης μελετώντας την μηχανή PPG – 102 Cryocooler, παρατηρούμε ότι μόνο η παραγόμενη ισχύς παρουσιάζει μια μικρή απόκλιση, γεγονός που δείχνει την εξάρτησή της από τη μορφή της διέγερσης των εμβόλων (αν έχουμε, δηλαδή, μηχανή με άτρακτο ή ελευθέρου εμβόλου).

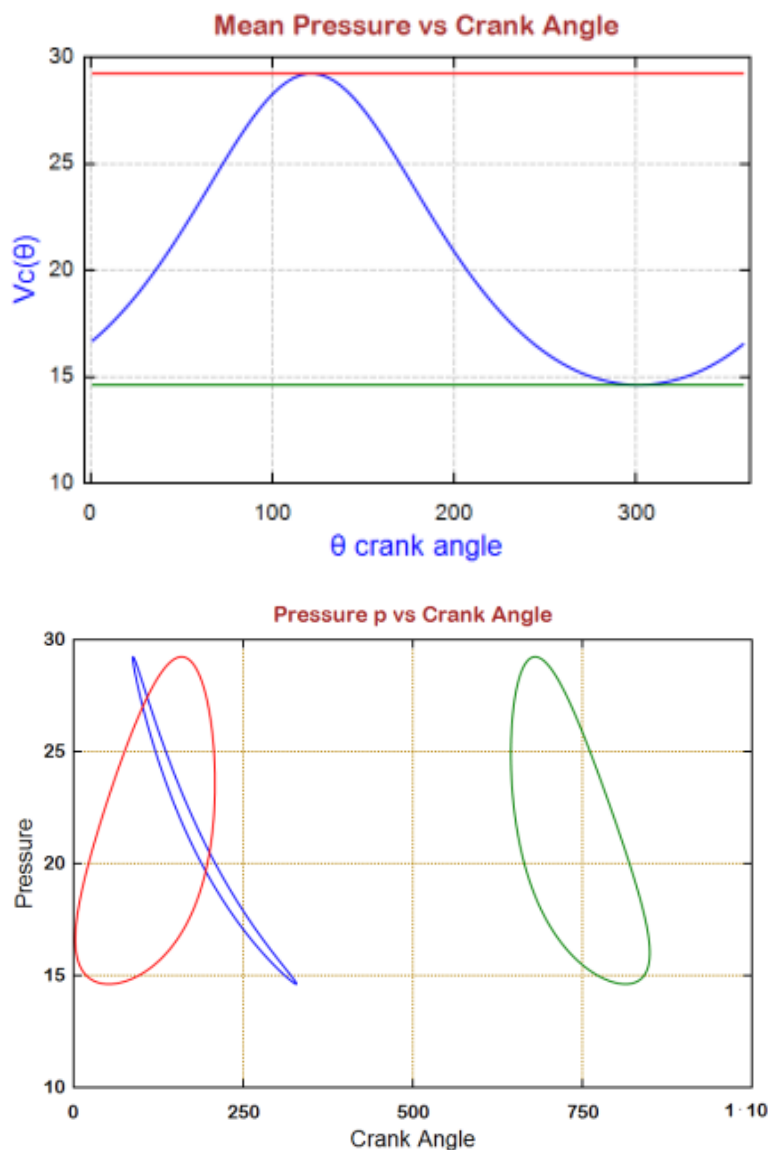
Στον παρακάτω πίνακα αντιπαραθέτουμε τα αποτελέσματα της ισοθερμοκρασιακής ανάλυσης και της κατά Schmidt ανάλυσης στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής (στην παρένθεση αναφέρονται τα αντίστοιχα αποτελέσματα της μελέτης των Urieli και Berchowitz). Παρατηρούμε ότι οι διαφορές βρίσκονται σε ανεκτά επίπεδα.

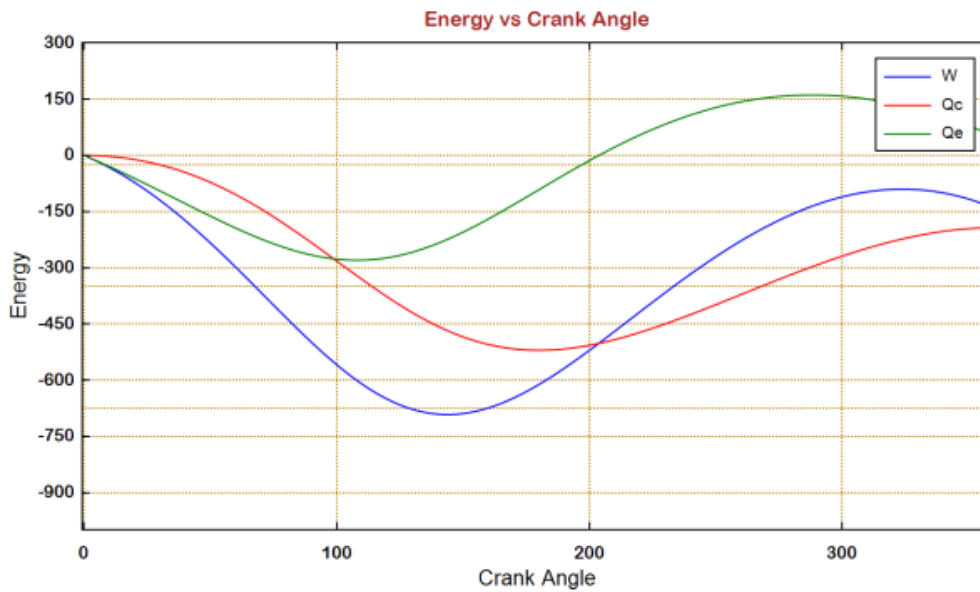
Μοντέλο Μηχανής	Ανάλυση κατά Schmidt		Ισοθερμοκρασιακή ανάλυση	
	Παραγόμενη ισχύς (kW)	Συντελεστής COP %	Παραγόμενη ισχύς (kW)	Συντελεστής COP %
PPG – 102 Cryocooler	1.272	37.55	1.035	37.56

Πίνακας 3.2.2. Σύγκριση ισοθερμοκρασιακής ανάλυσης και ανάλυσης Schmidt

Τα αντίστοιχα προγράμματα σε Smath με τα οποία έγινε η μελέτη φαίνονται στο αντίστοιχο παράρτημα, μαζί με τα αντίστοιχα διαγράμματα και τα αποτελέσματα τα οποία παρατίθενται ακολούθως:

Η μηχανή PPG – 102 Cryocooler σύμφωνα με την ανάλυση Schmidt:





Απαιτούμενο έργο.....	$W = -140.197 \text{ J/cycle}$
Εξίσωση Schmidt.....	$W_{sc} = -140.197 \text{ J/cycle}$
Ωφέλιμη θερμότητα στην εκτόνωση.....	$Q_e = 52.656 \text{ J/cycle}$
Απορριπτόμενη θερμότητα στη συμπίεση.....	$Q_c = -192.854 \text{ J/cycle}$
Συντελεστής COP.....	$COP = Q_e / W = 37.56\%$
Ενδεικτική ψυκτική ισχύς.....	$P = 1272.54 \text{ kW}$ στις 1450 rpm
Μέση πίεση.....	$P_{mean} = 1.46 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$

Πίνακας 3.2.3. Απόδοση της PPG – 102 Cryocooler εφαρμόζοντας μοντέλο Schmidt

analysis

3.3. Αδιαβατική ανάλυση

Μέχρι τώρα έχουμε αναφερθεί σε πρωτότυπη μηχανή που λειτουργεί σύμφωνα με τον ιδανικό θερμοδυναμικό κύκλο Stirling, στην οποία οι χώροι συμπίεσης και εκτόνωσης βρίσκονται σε γενικές γραμμές σε συνθήκες ισοθερμοκρασιακής κατάστασης. Αυτή η υπόθεση όμως οδηγεί στο παράδοξο ότι τόσο ο αναθερμαντής όσο και ο ψύκτης δεν συνεισφέρουν καθόλου στην μεταφερόμενη θερμότητα προς και από τη μηχανή και γι' αυτό είναι περιττά. Η μεταφορά όλης της απαιτούμενης θερμότητας, λαμβάνει χώρα κατά μήκος των ορίων των ισοθερμοκρασιακών εργαζόμενων χώρων. Παρόλα αυτά η θερμότητα (δηλαδή η ενέργεια) που μεταφέρεται από τους εργαζόμενους χώρους, που έχουν σχεδιαστεί για να συμπιέζουν και να εκτονώνουν το εργαζόμενο μέσο, δεν ικανοποιεί τις ανάγκες της μηχανής. Γι' αυτό σε πραγματικές μηχανές οι εργαζόμενοι χώροι τείνουν να είναι αδιαβατικοί παρά ισοθερμοκρασιακοί. Αυτό συνεπάγεται ότι η καθαρή θερμότητα σε κάθε κύκλο λειτουργίας της μηχανής θα μεταφέρεται από τους εναλλάκτες θερμότητας.

Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα που έχουμε θεωρώντας ισοθερμοκρασιακούς τους εργαζόμενους χώρους είναι το γεγονός ότι οι εξισώσεις που περιγράφουν το φαινόμενο είναι πολύ πιο απλές και μπορούν εύκολα να ολοκληρωθούν. Στην ειδική περίπτωση μάλιστα της ημιτονοειδούς μεταβολής των όγκων, μπορεί η λύση να γίνει ακόμα πιο απλή. Δυστυχώς μόλις προσπαθήσουμε να διαφοροποιηθούμε από την ισοθερμοκρασιακή θεώρηση (μοντέλο), τότε οι εξισώσεις που έχουμε χρησιμοποιήσει δεν μπορούν πλέον να ολοκληρωθούν σαφώς και γι' αυτό είμαστε υποχρεωμένοι σε επίλυση διαφορικών εξισώσεων. Οι διαφορικές αυτές εξισώσεις δεν είναι γραμμικές και έτσι η επίλυσή τους γίνεται με αριθμητικές μεθόδους.

Παρόλα αυτά στην συγκεκριμένη προσέγγιση υπάρχουν και πλεονεκτήματα. Μπορούμε να μελετήσουμε λεπτομερώς την συμπεριφορά όλων των μεταβλητών σε όλο τον κύκλο λειτουργίας της μηχανής, όπως για παράδειγμα την συναλλασσόμενη θερμότητα στο αναγεννητή (regenerator), από την μελέτη της οποίας μπορεί να τεκμηριωθεί η αξία του αναγεννητή. Η μέθοδος αυτή μπορεί να επεκταθεί ώστε να περιλαμβάνει ανάλυση για τη μεταφερόμενη θερμότητα και την τριβή ροής και για τους άλλους εναλλάκτες θερμότητας. Με την ραγδαία και συνεχή ανάπτυξη των ηλεκτρονικών υπολογιστών και των προγραμμάτων που τους υποστηρίζουν, μπορούμε να πούμε ότι το μοντέλο

της αδιαβατικής ανάλυσης των μηχανών Stirling μπορεί να γίνει αυτό που περιγράφει καλύτερα το τρόπο λειτουργίας της και πλησιάζει περισσότερο στις συνθήκες μιας πραγματικής μηχανής.

Οι μηχανές Stirling έχουν μη ισοθερμοκρασιακούς εργαζόμενους χώρους, όπως πρώτος ανέλυσε ο Finkelstein (1960) και η ανάλυσή του ήταν η πρώτη σημαντική θεωρητική εξέλιξη σχεδόν μετά έναν αιώνα από την ανακάλυψη της μηχανής. Θεώρησε ότι μόνο μια πεπερασμένη ποσότητα θερμότητας μεταφέρεται από τους εργαζόμενους χώρους (συμπίεσης και εκτόνωσης), φυσικά ανάλογα με κάποιον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Αυτό είχε ως αποτέλεσμα το προφίλ της μεταβολής της θερμοκρασίας του αερίου στους χώρους αυτούς να παρουσιάζει μια ασυνέχεια στις διαχωριστικές επιφάνειες μεταξύ των εξαρτημάτων της μηχανής. Έτσι πρότεινε τον όρο «συνθήκες θερμοκρασιών». Σύμφωνα με το σκεπτικό του Finkelstein το αέριο καθώς ρέει από τον έναν εργαζόμενο χώρο στον άλλο, πάντα έχει στιγμιαία τη θερμοκρασία του χώρου από τον οποίο εξέρχεται.

Πρέπει να τονίσουμε εδώ ότι για την ίδια ποσότητα εργαζόμενου αερίου, τα αποτελέσματα από τη μη ισοθερμοκρασιακή ανάλυση δεν διαφέρουν σημαντικά από τα αντίστοιχα της ισοθερμοκρασιακής ανάλυσης. Συνήθως η παραγόμενη ισχύς είναι στην περίπτωση αυτή μεγαλύτερη, αφού κατά την πολυτροπική αυτή μεταβολή, η διακύμανση της πίεσης είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη της ισοθερμοκρασιακής μεταβολής.

Η θεωρία του Finkelstein επεκτάθηκε από τους Walker και Kahn (1965) με έμφαση στη μελέτη των διαδικασιών συμπίεσης και εκτόνωσης. Μελετήθηκε το πως επηρεάζονται οι τέσσερις κύριοι παράμετροι σχεδιασμού της μηχανής, δηλαδή

ο λόγος των θερμοκρασιών $\tau = \frac{T_h}{T_k}$, η διαφορά φάσης των εμβόλων a , ο λόγος

των όγκων σάρωσης $\kappa = \frac{V_{swe}}{V_{sw}}$ και τέλος ο λόγος των «νεκρών» όγκων

$\chi = \frac{V_k + V_r + V_h}{V_{sw}}$. Όπως έχουμε αναφέρεται και στο προηγούμενο κεφάλαιο της

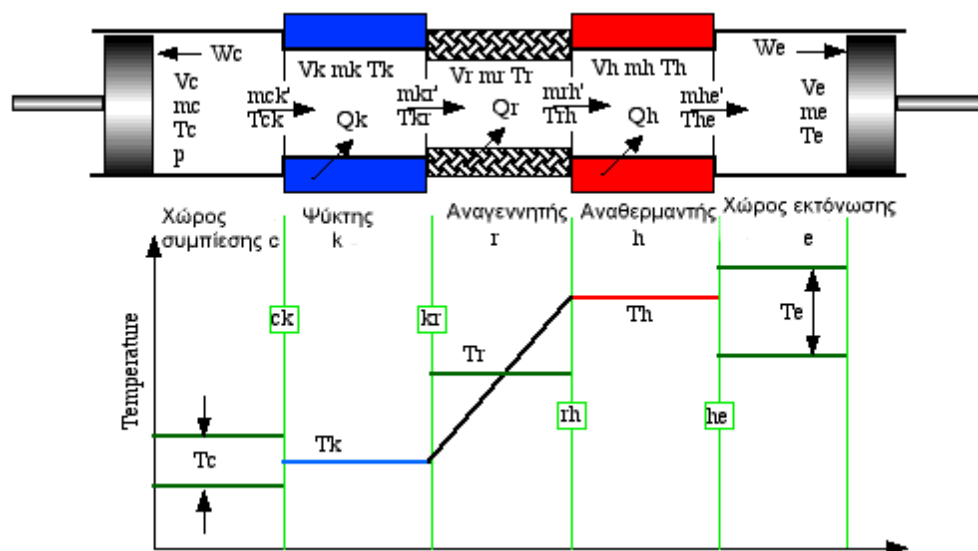
ανάλυσης κατά Schmidt, η παράμετρος V_{sw} επιλέγεται αυθαίρετα και αντιπροσωπεύει τους όγκους σάρωσης είτε στη συμπίεση είτε στην εκτόνωση, ανάλογα με το είδος της μηχανής. Για μηχανή τύπου α επιλέγουμε $V_{sw} = V_{swc}$ δηλαδή να είναι ίση με τον όγκο σάρωσης στην συμπίεση. Για μηχανές τύπου β

και γ επιλέγουμε $V_{sw} = V_{swe}$ δηλαδή ίση με τον όγκο σάρωσης στην εκτόνωση. Παρόλα αυτά, λόγω του μη γραμμικού χαρακτήρα του μοντέλου, που οφείλεται στις «συνθήκες θερμοκρασιών», είναι πολύ δύσκολο να γενικεύσουμε τα συμπεράσματα που εξάγονται.

Το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο μπορεί πλέον να περιγραφεί και να αναπτυχθούν οι σχετικές εξισώσεις. Θα περιγραφεί η μέθοδος επίλυσης και η ανάλυση αυτή θα χρησιμοποιηθεί τόσο για να καθορίσει την επίδραση των αδιαβατικών εργαζόμενων χώρων στην απόδοση της μηχανής, όσο για να εξετάσει λεπτομερώς τη συμπεριφορά των διαφόρων μεταβλητών στη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας.

Το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο

Στην παράγραφο αυτή θα περιγράψουμε το Ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο, τη σχετική ονοματολογία καθώς και τις διάφορες υποθέσεις που αναγκαζόμαστε να κάνουμε (σχήμα 3.2.1).



Σχήμα 3.3.1: Το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο

Η μηχανή αποτελείται από πέντε εξαρτήματα συνδεδεμένα σε σειρά. Οι εναλλάκτες θερμότητας, συμπεριλαμβανομένου και του αναγεννητή, θεωρούνται ιδανικοί, όπως ακριβώς είχε θεωρηθεί και στο ιδανικό ισοθερμοκρασιακό μοντέλο. Έτσι το αέριο στους χώρους του ψύκτη (cooler) και του αναθερμαντή (heater) διατηρούνται υπό ισοθερμοκρασιακές συνθήκες σε σταθερή θερμοκρασία T_k και T_h αντίστοιχα. Τόσο το πλέγμα του αναγεννητή όσο και το αέριο στο χώρο του αναγεννητή έχουν την ίδια, γραμμικού προφίλ θερμοκρασία. Όταν το αέριο διέρχεται από την διαχωριστική επιφάνεια μεταξύ

του ψύκτη και του αναγεννητή, βρίσκεται σε θερμοκρασία T_k , ενώ όταν διέρχεται από τη διαχωριστική επιφάνεια μεταξύ αναγεννητή και αναθερμαντή βρίσκεται σε θερμοκρασία T_h . Έτσι η θερμοκρασία του αερίου στον αναγεννητή είναι μια μέση θερμοκρασία που βγαίνει όπως παρουσιάζεται στη συνέχεια και είναι η μέση λογαριθμική διαφορά των θερμοκρασιών των εναλλακτών T_k και T_h . Παρόλα αυτά οι εργαζόμενοι χώροι έχουν θεωρηθεί ότι είναι αδιαβατικοί. Έτσι οι θερμοκρασίες στον χώρο συμπίεσης T_c και εκτόνωσης T_e μεταβάλλονται σύμφωνα με την αδιαβατική φύση τους.

Υπάρχουν τέσσερις διαχωριστικές επιφάνειες (επίπεδα κάθετα στη διεύθυνση της ροής) μέσω των οποίων μεταφέρεται ενθαλπία λόγω της παροχής μάζας gA

$\frac{kg}{s}$. Για τον διαχωριστικό επίπεδο μεταξύ του χώρου συμπίεσης και του ψύκτη θα χρησιμοποιείται ο χαρακτηρισμός ck , οπότε η παροχή της μάζας που διέρχεται από εκεί θα συμβολίζεται gA_{ck} , για το διαχωριστικό επίπεδο μεταξύ του ψύκτη και του αναγεννητή θα χρησιμοποιείται ο χαρακτηρισμός kr άρα και η αντίστοιχη παροχή μάζας gA_{kr} και όμοια για το διαχωριστικό επίπεδο μεταξύ του αναγεννητή και του αναθερμαντή θα χρησιμοποιείται ο χαρακτηρισμός rh άρα και η αντίστοιχη παροχή μάζας gA_{rh} και τέλος για το διαχωριστικό επίπεδο μεταξύ του αναθερμαντή και του χώρου συμπίεσης θα χρησιμοποιείται ο χαρακτηρισμός he άρα και η αντίστοιχη παροχή μάζας gA_{he} . Φυσικά και για όλα τα άλλα θερμοδυναμικά και ενεργειακά μεγέθη που πρέπει να περιγραφούν για κάθε χώρο ξεχωριστά θα ακολουθήσουμε τον ίδιο συμβολισμό. Το σύμβολο gA

$\frac{kg}{m^2 \cdot s}$ εκφράζει τη ροή μάζας g $[\frac{kg}{m^2 \cdot s}]$ πολλαπλασιασμένη με το εμβαδόν της επιφάνειας ελεύθερης ροής A $[m^2]$. Ως θετική κατεύθυνση της ροής μάζας έχει ορισθεί αυθαίρετα αυτή από το χώρο συμπίεσης προς τον χώρο εκτόνωσης. Έτσι μια αρνητική τιμή στην παροχή μάζας gA_{he} απλά σημαίνει ότι έχουμε ροή του εύρους της gA_{he} με κατεύθυνση από τον χώρο εκτόνωσης προς τον χώρο του αναθερμαντή.

Τα ποσά των ενθαλπιών που μεταφέρονται μέσω των διαχωριστικών επιπέδων ck και he καθορίζονται από τις θερμοκρασίες των επιπέδων αυτών, δηλαδή T_{ck} και T_{he} αντίστοιχα. Οι θερμοκρασίες όμως αυτές παίρνουν την τιμή της θερμοκρασίας του χώρου από την οποία το εργαζόμενο αέριο αποχώρησε.

Έτσι:

$$\text{Αν } gA_{ck} > 0 \text{ τότε } T_{ck} = T_c \quad \text{διαφορετικά } T_{ck} = T_k \quad (3.3.1)$$

$$\text{Αν } gA_{he} > 0 \text{ τότε } T_{he} = T_h \quad \text{διαφορετικά } T_{he} = T_e \quad (3.3.2)$$

Θεωρείται ότι δεν υπάρχει διαρροή αερίου, οπότε η ολική μάζα του M ισούται με το άθροισμα των επιμέρους μαζών του αερίου που υπάρχει κάθε χρονική στιγμή στα διάφορα εξαρτήματα της μηχανής. Επίσης θεωρείται ότι δεν εμφανίζεται πτώση πίεσης, άρα και απώλεια ενέργειας, οπότε η πίεση p δεν χρειάζεται δείκτη αφού παραμένει σταθερή σε όλη τη μηχανή μια δοσμένη χρονική στιγμή.

Το έργο W παράγεται λόγω των μεταβολών των όγκων στους εργαζόμενους χώρους V_c για την συμπίεση και V_e για την εκτόνωση. Τα ποσά θερμότητας Q_k και Q_h αντιστοιχούν στη θερμότητα που μεταφέρεται από το εργαζόμενο αέριο στο περιβάλλον και από την πηγή θερμότητας στο εργαζόμενο αέριο αντίστοιχα. Ο αναγεννητής θεωρείται αδιαβατικός (ιδανικός) οπότε δεν συναλλάσσει ποσά θερμότητας με το περιβάλλον. Εν τούτοις συναλλάσσεται ποσό θερμότητας Q_r μεταξύ του πλέγματος του αναγεννητή και του εργαζόμενου αερίου στον κενό όγκο του αναγεννητή V_r .

Η ανάπτυξη των εξισώσεων του αδιαβατικού μοντέλου

Η γενική προσέγγιση του καθορισμού των διαφορικών και αλγεβρικών εξισώσεων του μοντέλου βασίζεται στον προσδιορισμό της εξίσωσης ενέργειας και της καταστατικής σε κάθε χώρο ξεχωριστά. Οι εξισώσεις που θα εξαχθούν θα συνδυαστούν με την εξίσωση συνέχειας κατά μήκος της μηχανής.

Η εξίσωση συνέχειας σε έναν χώρο γενικά δίδεται από την εξής σχέση:

$$DQ + (c_p \cdot T_i \cdot gA_i - c_p \cdot T_o \cdot gA_o) = dW + c_v \cdot D(m \cdot T) \quad (3.3.3)$$

Η καταστατική εξίσωση είναι:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (3.3.4)$$

Η εξίσωση 3.3.4 προϋποθέτει τη θεώρηση ότι το εργαζόμενο αέριο είναι ιδανικό, πράγμα που δεν επίσης δημιουργεί προβλήματα αφού το εργαζόμενο αέριο βρίσκεται συνεχώς σε συνθήκες πολύ μακριά από το κρίσιμο σημείο του.

Επίσης έχουμε:

$$c_p - c_v = R \quad (3.3.5)$$

όπου:

$$c_p = \frac{R \cdot \gamma}{\gamma - 1} \quad (3.3.6)$$

$$c_v = \frac{R}{\gamma - 1} \quad (3.3.7)$$

και

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

Λογαριθμίζοντας και διαφορίζοντας την καταστατική εξίσωση, την παίρνουμε με την εξής μορφή:

$$\frac{Dp}{p} + \frac{DV}{V} = \frac{Dm}{m} + \frac{DT}{T} \quad (3.3.8)$$

Βασική αρχή της παρούσας ανάλυσης όπως έχουμε ήδη αναφέρει, είναι το γεγονός ότι η μάζα του αερίου στη μηχανή παραμένει σταθερή.

$$m_c + m_k + m_r + m_h + m_e = M \quad (3.3.9)$$

και διαφορίζοντας την (3.3.9) έχουμε

$$Dm_c + Dm_k + Dm_r + Dm_h + Dm_e = 0 \quad (3.3.10)$$

Τώρα όσον αφορά τους χώρους των εναλλακτών θερμότητας, επειδή οι όγκοι τους και οι θερμοκρασίες τους παραμένουν σταθερές, η διαφορική μορφή της καταστατικής εξίσωσης (3.3.8) γίνεται:

$$\frac{Dp}{p} = \frac{Dm}{m} \quad (3.3.11)$$

Εφαρμόζοντας την εξίσωση (3.3.11) σε κάθε εναλλάκτη και αντικαθιστώντας στην (3.3.10) έχουμε:

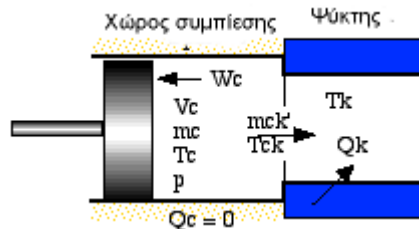
$$Dm_c + Dp \cdot \left(\frac{m_k}{p} + \frac{m_r}{p} + \frac{m_h}{p} \right) + Dm_e = 0$$

Και αντικαθιστώντας στη καταστατική (3.3.4):

$$Dm_c + \frac{Dp}{R} \cdot \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + Dm_e = 0 \quad (3.3.12)$$

Θα θέλαμε να απαλείψουμε από την (3.3.12) τα Dm_i και να έχουμε μια εξίσωση του Dp . Εφαρμόζοντας την εξίσωση ενέργειας (3.3.3) για τον χώρο συμπίεσης έχουμε:

$$DQ_c - c_p \cdot T_{ck} \cdot gA_{ck} = DW_c + c_v \cdot D(m_c \cdot T_c) \quad (3.3.13)$$



Σχήμα 3.3.2: Ο αδιαβατικός χώρος συμπίεσης

Επειδή ο χώρος συμπίεσης είναι αδιαβατικός ισχύει: $DQ_c = 0$.

Επιπλέον, το απαιτούμενο έργο είναι: $DW_c = p \cdot DV_c$. Από της θεωρήσεις συνέχειας, ο ρυθμός μεταβολής της μάζας Dm_c ισούται με την εισρεόμενη μάζα του αερίου $-gA_{ck}$.

$$c_p \cdot T_{ck} \cdot Dm_c = p \cdot DV_c + c_v \cdot D(m_c \cdot T_c) \quad (3.3.14)$$

Αντικαθιστώντας την καταστατική εξίσωση (3.3.4) και σε συνδυασμό με τις εξισώσεις (3.3.5) έως (3.3.7), η εξίσωση (3.3.14) γίνεται:

$$Dm_c = \frac{\left(p \cdot DV_c + V_c \cdot \frac{Dp}{\gamma} \right)}{R \cdot T_{ck}} \quad (3.3.15)$$

Όμοια για τον χώρο εκτόνωσης έχουμε:

$$Dm_e = \frac{\left(p \cdot DV_e + V_e \cdot \frac{Dp}{\gamma} \right)}{R \cdot T_{he}} \quad (3.3.16)$$

Αντικαθιστώντας τις εξισώσεις (3.3.15) και (3.3.16) στην (3.3.12) έχουμε:

$$Dp = \frac{-\gamma \cdot p \cdot \left(\frac{DV_c}{T_{ck}} + \frac{DV_e}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_c} + \gamma \cdot \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}}} \quad (3.3.17)$$

Παρατηρούμε ότι οι εξισώσεις (3.3.15) και (3.3.17) είναι δύο όμοιες διαφορικές εξισώσεις με μεταβλητές τα p και m_c . Βρίσκοντάς τα μετά μπορούμε να υπολογίσουμε από την καταστατική εξίσωση (3.3.4) και την εξίσωση διατήρησης της μάζας (3.3.9) και τις υπόλοιπες μεταβλητές. Τις μεταβολές των όγκων V_c , V_e , και τις παραγώγους τους DV_c και DV_e , τις έχουμε και όλες οι άλλες παράμετροι στις εξισώσεις (3.3.15) και (3.3.17) είναι σταθερές, συμπεριλαμβανόμενες και τις θερμοκρασίες T_{ck} και T_{he} . Οι θερμοκρασίες των διαχωριστικών επιπέδων T_{ck} και T_{he} είναι ως γνωστό θερμοκρασίες κατά συνθήκη και παίρνουν τιμές σύμφωνα με τις εξισώσεις (3.3.1) και (3.3.2).

Θέλοντας τώρα να υπολογίσουμε την παροχή μάζας gA και φυσικά και την διεύθυνση της, εφαρμόζουμε την εξίσωση συνέχειας.

$$Dm = gA_i - gA_o \quad (3.3.18)$$

Δηλαδή για κάθε χώρο ξεχωριστά έχουμε:

$$gA_{ck} = -Dm_c \quad (3.3.19)$$

$$gA_{kr} = gA_{ck} - Dm_k \quad (3.3.20)$$

$$gA_{rh} = gA_{kr} - Dm_r \quad (3.3.21)$$

$$gA_{he} = gA_{rh} - Dm_h \quad (3.3.22)$$

Το ολικό απαιτούμενο έργο από τη μηχανή είναι το αλγεβρικό άθροισμα του έργου στο χώρο συμπίεσης και στο χώρο εκτόνωσης:

$$DW = p \cdot DV_c + p \cdot DV_e \quad (3.3.23)$$

Από την εξίσωση ενέργειας έχουμε:

$$DQ_k = V_k \cdot Dp \cdot \frac{c_v}{R} - c_p \cdot (T_{ck} \cdot gA_{ck} - T_{kr} \cdot gA_{kr}) \quad (3.3.24)$$

$$DQ_r = V_r \cdot Dp \cdot \frac{c_v}{R} - c_p \cdot (T_{kr} \cdot gA_{kr} - T_{rh} \cdot gA_{rh}) \quad (3.3.25)$$

$$DQ_h = V_h \cdot Dp \cdot \frac{c_v}{R} - c_p \cdot (T_{rh} \cdot gA_{rh} - T_{he} \cdot gA_{he}) \quad (3.3.26)$$

Παρατηρούμε ότι αφού οι εναλλάκτες θερμότητας έχουν θεωρηθεί ισοθερμοκρασιακοί και ο αναγεννητής ιδανικός, τότε έχουμε:

$$T_{kr} = T_k \quad (3.3.27)$$

$$T_{rh} = T_h \quad (3.3.28)$$

Το τελικό σετ των εξισώσεων φαίνεται στον παρακάτω Πίνακα 3.3.1.

$Dp = \frac{-\gamma \cdot p \cdot \left(\frac{DV_c}{T_{ck}} + \frac{DV_e}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_c} + \gamma \cdot \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}}}$	Πίεση
$Dm_c = \frac{p \cdot DV_c + V_c \cdot \frac{Dp}{\gamma}}{R \cdot T_{ck}}$ $m_k = \frac{p \cdot V_k}{R \cdot T_k}$ $m_r = \frac{p \cdot V_r}{R \cdot T_r}$ $m_h = \frac{p \cdot V_h}{R \cdot T_h}$ $m_e = M - (m_c + m_k + m_r + m_h)$	Μάζες
$T_c = \frac{p \cdot V_c}{R \cdot m_c}$ $T_e = \frac{p \cdot V_e}{R \cdot m_e}$	Θερμοκρασίες
$Dm_k = m_k \cdot \frac{Dp}{p}$ $Dm_r = m_r \cdot \frac{Dp}{p}$	Ρυθμοί μεταβολής της μάζας.

$Dm_h = m_h \cdot \frac{Dp}{p}$ $gA_{ck} = -Dm_c$ $gA_{kr} = gA_{ck} - Dm_k$ $gA_{rh} = gA_{kr} - Dm_r$ $gA_{he} = gA_{rh} - Dm_h$	<p>Ροή μάζας εργαζόμενου αερίου διαμέσου των διαχωριστικών επιφανειών</p>
<p>Αν $gA_{ck} > 0$ τότε $T_{ck} = T_c$ διαφορετικά $T_{ck} = T_k$ Αν $gA_{he} > 0$ τότε $T_{he} = T_h$ διαφορετικά $T_{he} = T_e$</p>	<p>Συνθήκες θερμοκρασιών</p>
$DW = p \cdot DV_c + p \cdot DV_e$ $DQ_k = V_k \cdot Dp \cdot \frac{c_v}{R} - c_p \cdot (T_{ck} \cdot gA_{ck} - T_{kr} \cdot gA_{kr})$ $DQ_r = V_r \cdot Dp \cdot \frac{c_v}{R} - c_p \cdot (T_{kr} \cdot gA_{kr} - T_{rh} \cdot gA_{rh})$ $DQ_h = V_h \cdot Dp \cdot \frac{c_v}{R} - c_p \cdot (T_{rh} \cdot gA_{rh} - T_{he} \cdot gA_{he})$	<p>Ενέργεια</p>

Πίνακας 3.3.1: Οι αλγεβρικές και οι διαφορικές εξισώσεις του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου ανάλυσης των μηχανών Stirling.

Η μέθοδος της λύσης

Έχοντας καθορίσει την ομάδα των αλγεβρικών και των διαφορικών εξισώσεων όπως φαίνεται στον πίνακα 3.3.1, τώρα μένει να προσδιορίσουμε και την λύση τους. Εξαιτίας του μη γραμμικού χαρακτήρα των εξισώσεων αυτών πρέπει να καταφύγουμε σε ειδικές μεθόδους επίλυσης.

Από τις 21 αυτές εξισώσεις του πίνακα 3.3.1, μόνο οι έξι χρειάζεται να ολοκληρωθούν για να φτάσουμε στη λύση τους. Αυτές είναι οι διαφορικές εξισώσεις των παρακάτω μεταβλητών:

- P, η πίεση του εργαζόμενου αερίου.
- m_c , μάζα του αερίου στον χώρο συμπίεσης.
- W, το συσσωρευμένο έργο που απαιτείται από τη μηχανή.

- Q_k , η συσσωρευμένη μεταφερόμενη θερμότητα από το αέριο μέσω του ψύκτη.
- Q_r , η συσσωρευμένη μεταφερόμενη θερμότητα στο αέριο μέσω του αναγεννητή.
- Q_h , η συσσωρευμένη μεταφερόμενη θερμότητα στο αέριο μέσω του αναθερμαντή.

Από αυτές μόνο οι δύο διαφορικές εξισώσεις των μεταβλητών p και m_c είναι ανεξάρτητες και χρειάζεται να λυθούν ανεξάρτητα. Οι τέσσερις ενεργειακές μεταβλητές μπορούν να λυθούν απευθείας με απλές μεθόδους ολοκλήρωσης, αφού προηγουμένως επιλυθούν οι υπόλοιπες εξισώσεις. Παρόλα αυτά αν και είναι πιο βολικό να λύσουμε ταυτόχρονα (αν και πιο αργό) τις έξι εξισώσεις από το να λύσουμε τις δύο μόνο, μπορούμε να φανταστούμε πόσο δύσκολο είναι αυτό το εγχείρημα αφού έχουμε να κάνουμε με διαφορικές εξισώσεις.

Ο απλούστερος τρόπος να προσεγγίσουμε τη λύση της ομάδας των διαφορικών εξισώσεων είναι να τις θεωρήσουμε ως πρόβλημα αρχικών συνθηκών, στο οποίο οι αρχικές τιμές όλων των μεταβλητών είναι γνωστές (ή εμμέσως μπορούν να βρεθούν) και οι εξισώσεις ολοκληρώνονται για ένα κύκλο λειτουργίας.

Γενικά, μια αριθμητική λύση σε ένα τέτοιο πρόβλημα μπορεί να προσεγγιστεί υπολογίζοντας αρχικά τις τιμές των μεταβλητών τη χρονική στιγμή t_0 και στη συνέχεια με όσο το δυνατόν μικρότερο βήμα ως προς το χρόνο t για καλύτερη σύγκλιση πηγαίνουμε στη νέα τιμή $x_t = x_0 + \Delta x$, (όπου x μια μεταβλητή).

Δυστυχώς το ιδανικό αδιαβατικό μοντέλο δεν είναι πρόβλημα αρχικών συνθηκών αλλά πρόβλημα συνοριακών συνθηκών. Δεν γνωρίζουμε τις αρχικές τιμές των θερμοκρασιών στους χώρους συμπίεσης T_c και εκτόνωσης T_e . Η μόνη βοήθεια που έχουμε για την επιλογή των σωστών αρχικών τιμών είναι η ανάγκη στο τέλος του κύκλου οι τιμές αυτές να είναι ίσες με τις αντίστοιχες στην αρχή του κύκλου.

Παρόλα αυτά, λόγω της κυκλικής φάσης του, το πρόβλημα μπορεί να θεωρηθεί ως πρόβλημα αρχικών συνθηκών. Θα ορίσουμε κάποιες αρχικές συνθήκες και πρέπει μετά από κάποιο μικρό αριθμό επαναλήψεων του κύκλου λειτουργίας να σταθεροποιηθούν οι συνθήκες και οι μεταβλητές στο τέλος του κάθε κύκλου να επιστρέφουν στις αντίστοιχες στην αρχή του.

Η εμπειρία μας έχει δείξει ότι η πιο ευαίσθητη μεταβλητή σε τέτοιου είδους προβλήματα είναι η συναλλασσόμενη με τον αναγεννητή θερμότητα Q_r , που πρέπει στο τέλος του κάθε κύκλου να μηδενίζεται, αφού μιλάμε για αδιαβατικό μοντέλο.

Οι θερμοκρασίες στους χώρους συμπίεσης και εκτόνωσης λαμβάνονται αρχικά ίσες με T_k και T_h αντίστοιχα. Το σύστημα των εξισώσεων λύνεται τόσες φορές όσες χρειάζονται για να σταθεροποιηθούν οι συνθήκες λειτουργίας. Συνήθως χρειάζονται 5 μέχρι 10 κύκλοι.

Αφού ορίστηκαν οι αρχικές συνθήκες των μεταβλητών, αρχίζει μια επαναληπτική διαδικασία (βρόγχος) μέχρι 10 επαναλήψεων, κάθε μια για ένα κύκλο λειτουργίας. Οι νέες τιμές των μεταβλητών «οδηγούνται» σε μια εξαρτημένη μεταβλητή, την s_{ind} με δείκτη από 0 έως 10. Κάθε τιμή του δείκτη αντιστοιχεί σε κάθε μια από τις εξισώσεις των οποίων τα αποτελέσματα θέλουμε να εμφανίσουμε σε διάγραμμα συναρτήσεως της γωνίας στροφάλου θ .

Αποτελέσματα

Η διαμόρφωση και οι συνθήκες λειτουργίας της μηχανής PPG – 102 Cryocooler έχουν περιγραφεί στην ισοθερμοκρασιακή ανάλυση. Για να μπορέσουμε να αναλύσουμε την λειτουργία της μηχανής χρειαζόμαστε τις εξισώσεις μεταβολής των όγκων V_c , V_e και των παραγώγων τους DV_c , DV_e . Οι αρχικές τιμές των θερμοκρασιών των εργαζόμενων χώρων συμπίεσης και εκτόνωσης επιλέγονται να είναι: $T_c = T_k$ και $T_e = T_h$ αντίστοιχα. Οι αρχικές συνθήκες επιλέγονται να είναι ακριβώς οι ίδιες με την ισοθερμοκρασιακή ανάλυση, ώστε να γίνεται άμεσα η σύγκριση των εξαγόμενων αποτελεσμάτων.

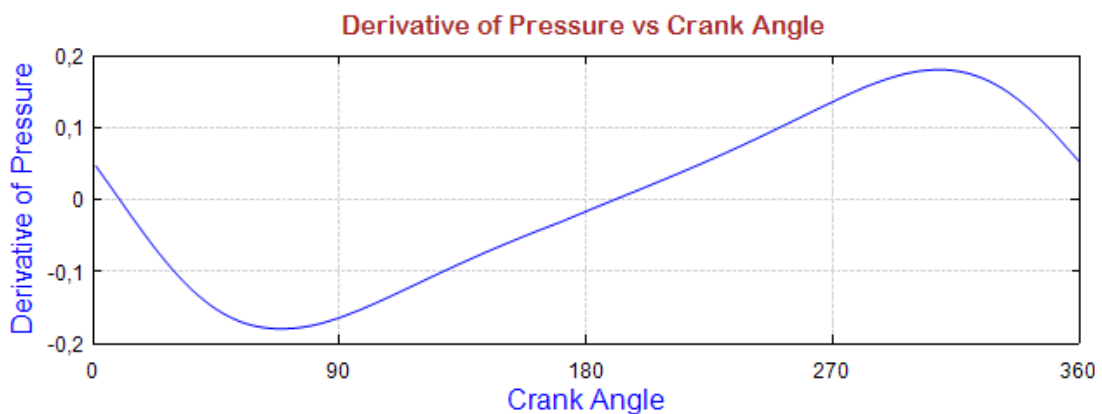
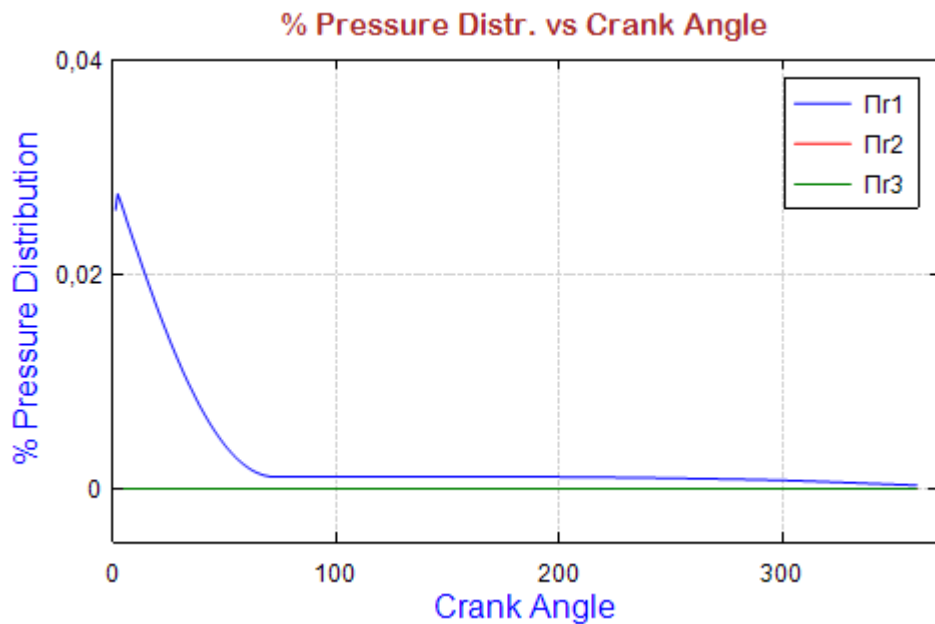
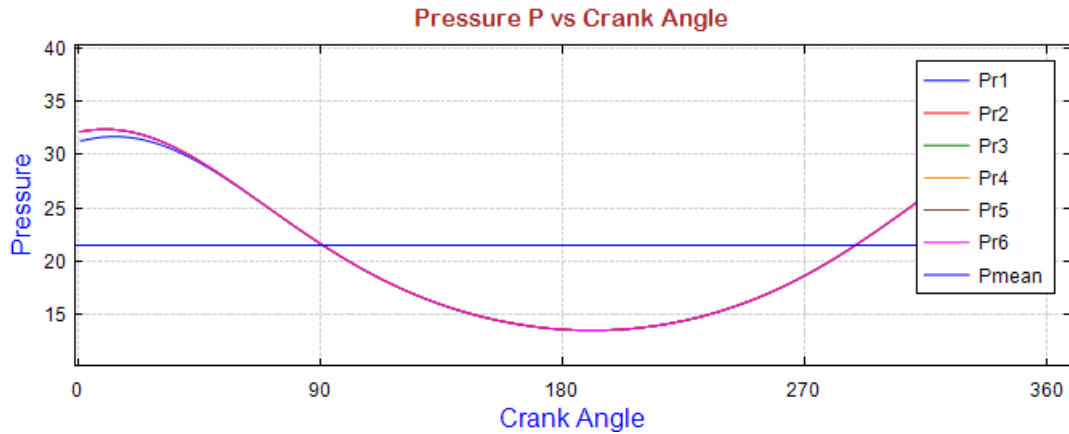
Η απόκριση του αδιαβατικού μοντέλου στην κυκλική προσέγγιση είναι αρκετά καλή. Σε χρόνο που αντιστοιχεί σε τέσσερις κύκλους λειτουργίας της μηχανής εμφανίζεται μια ουσιαστική σύγκλιση και σταθεροποίηση των συνθηκών λειτουργίας της. Με την ολοκλήρωση και του δεύτερου κύκλου λειτουργίας της μηχανής έχουν σταθεροποιηθεί πλέον και όλα τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά της. Όλα τα αποτελέσματα της προσομοίωσης φαίνονται στα παρακάτω σχήματα (σχήματα 3.2.3 – 3.2.7). Σε αυτά φαίνεται η μεταβολή των διαφόρων παραμέτρων σαν συνάρτηση της γωνίας θ του στροφαλοφόρου άξονα. Στο αντίστοιχο διάγραμμα της θερμοκρασίας και της γωνίας στροφάλου, παρατηρούμε ένα μεγάλο εύρος διακύμανσης της θερμοκρασίας

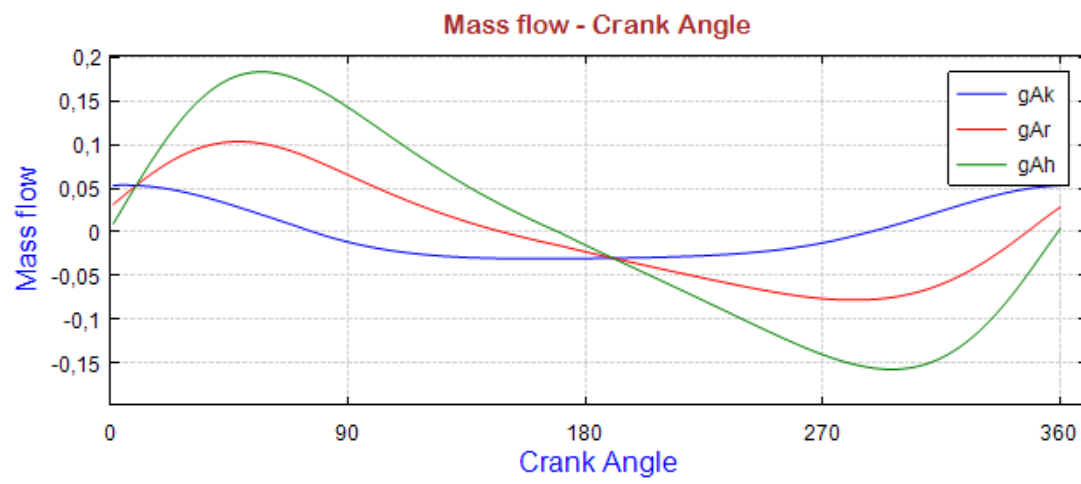
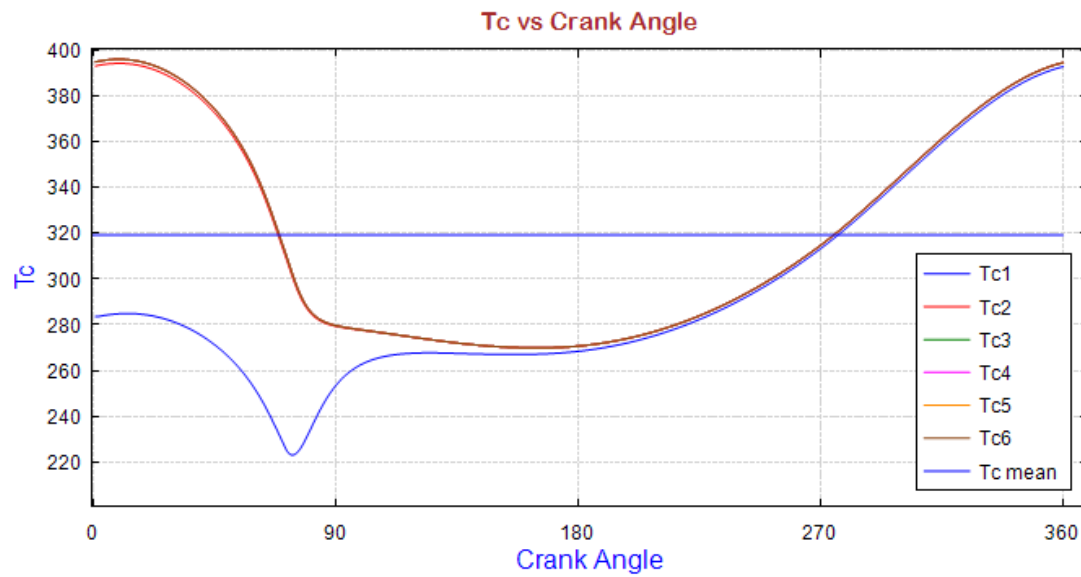
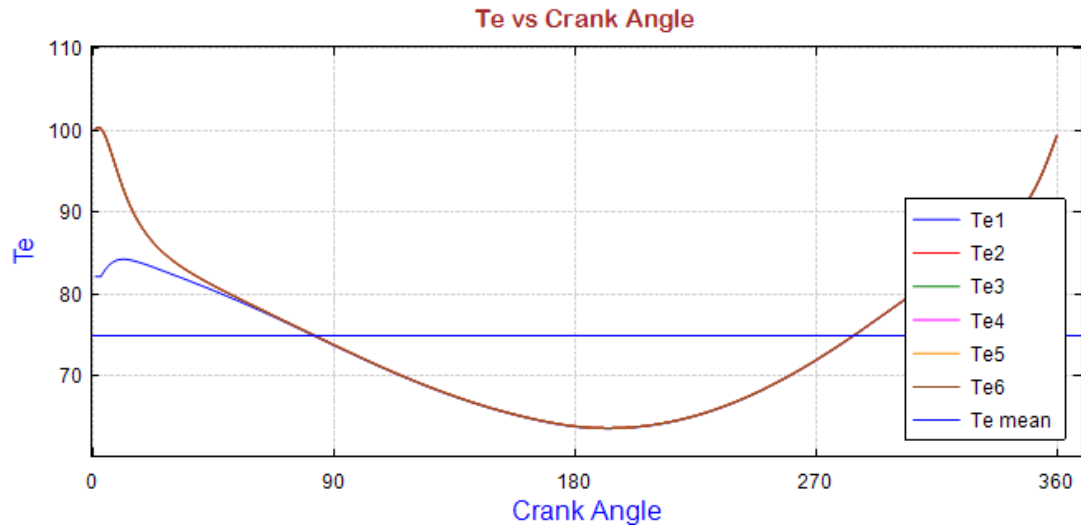
του αερίου στον χώρο συμπίεσης, που κυμαίνεται μεταξύ των 220K και 400K, με τη μέση τιμή της να είναι αισθητά υψηλότερη από τη θερμοκρασία του αναθερμαντή που είναι 180K. Όμοια η μέση θερμοκρασία του εργαζόμενου αερίου στο χώρο εκτόνωσης είναι χαμηλότερη από τη θερμοκρασία στον ψύκτη. Αρκετά σημαντική παρατήρηση, είναι και η μεταβολή του τελικού συντελεστή θερμικής συμπεριφοράς COP από 35.56% σε 27.27% .

Το διάγραμμα της ενέργειας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου θ , μας δείχνει τη εξάρτηση της μεταφερόμενης θερμότητας και του απαιτούμενου έργου στον κύκλο λειτουργίας της μηχανής. Η ισχύς που αναμένεται από την ανάλυση του αδιαβατικού μοντέλου, είναι περίπου 1.344 kW. Παρόλα αυτά το μεγάλο εύρος της διακύμανσης της θερμοκρασίας στους αδιαβατικά εργαζόμενους χώρους παράγει ένα αυξημένο εύρος διακύμανσης της πίεσης, που έχει σαν αποτέλεσμα την μεγαλύτερη παραγόμενη ισχύ. Τόσο το διάγραμμα της γωνίας στροφάλου συναρτήσει της γωνίας θ , όσο αυτό του ρυθμού ροής θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, δείχνουν μια αξιοσημείωτη σχέση μεταξύ του ρυθμού ροής της θερμότητας στον αναγεννητή και της παραγόμενης από τη μηχανή ισχύος. Αυτό μας οδηγεί το συμπέρασμα ότι η απόδοση της μηχανής είναι άμεσα συνδεδεμένη με την αποτελεσματικότητα του αναγεννητή και την ικανότητα του να μπορεί να απορροφά και να μεταφέρει μεγάλες ροές θερμότητας.

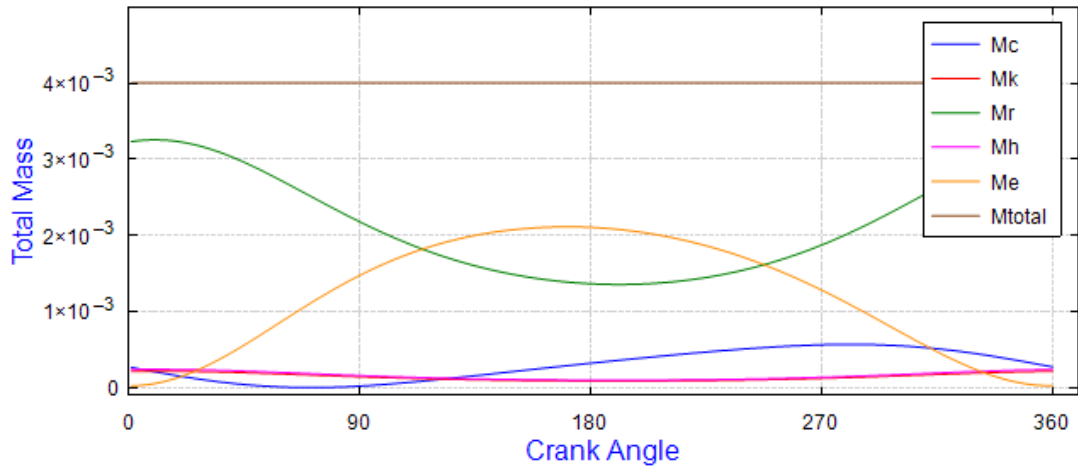
Παρατηρούμε επίσης ότι το αδιαβατικό μοντέλο δίνει αποτελέσματα που δεν διαφέρουν σημαντικά από τα αντίστοιχα του ισοθερμικού μοντέλου. Το διάγραμμα πίεσης - όγκου (P-V) έχει παρόμοια μορφή, όπως επίσης και η παραγόμενη ισχύς και ο συντελεστής θερμικής συμπεριφοράς έχουν τιμές παραπλήσιες με τις αντίστοιχες στην ισοθερμική ανάλυση. Παρόλα αυτά η συμπεριφορά του μοντέλου είναι πιο πραγματική και πολλά μάλιστα από τα αποτελέσματα είναι σύμφωνα με τα αναμενόμενα αποτελέσματα πραγματικών μηχανών. Άρα οι εναλλάκτες θερμότητας, σε αντίθεση με την ισοθερμοκρασιακή ανάλυση, είναι αναγκαία εξαρτήματα, χωρίς τα οποία η μηχανή δεν θα μπορούσε να δουλέψει. Μάλιστα αυτή η μελέτη κατέδειξε τη σπουδαιότητα του αναγεννητή και την επίδρασή του στην απόδοση της μηχανής και έβαλε τη βάση για την επέκταση της ανάλυσης με μη ιδανικούς εναλλάκτες θερμότητας. Από τη μελέτη αυτή μπορούμε πλέον να εξάγουμε όλες τις μεταβλητές του συστήματος της μηχανής και να τις χρησιμοποιήσουμε για

να επεκτείνουμε την ανάλυση. Όπως για παράδειγμα στο διάγραμμα της μεταβολής των παροχών της μάζας του εργαζόμενου αερίου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου θ στους εναλλάκτες θερμότητας κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας. Αυτά τα δεδομένα είναι απαραίτητα αν απαιτηθεί ανάλυση της μεταφερόμενης θερμότητας και της τριβής της ροής. Έτσι έχουμε:

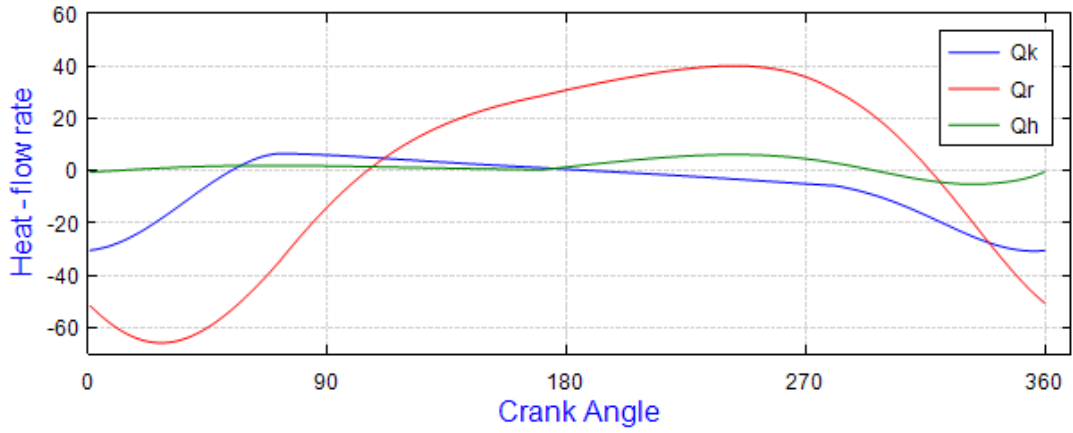




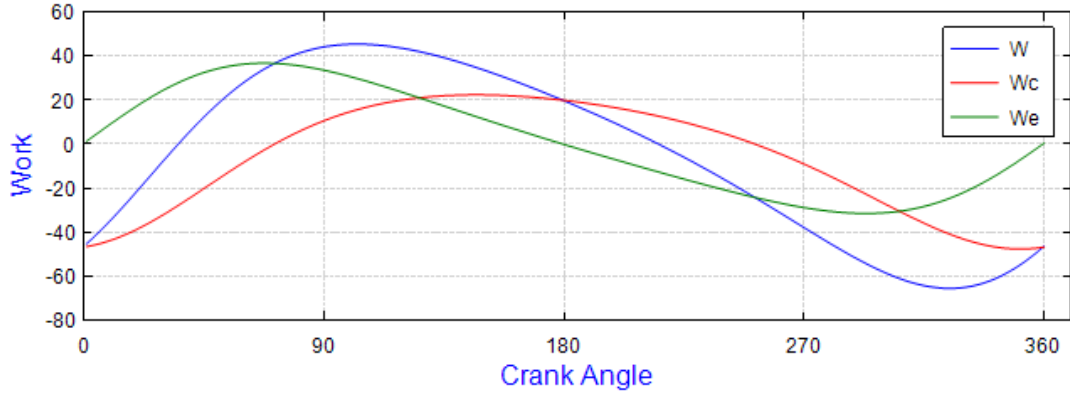
Total Mass vs Crank Angle

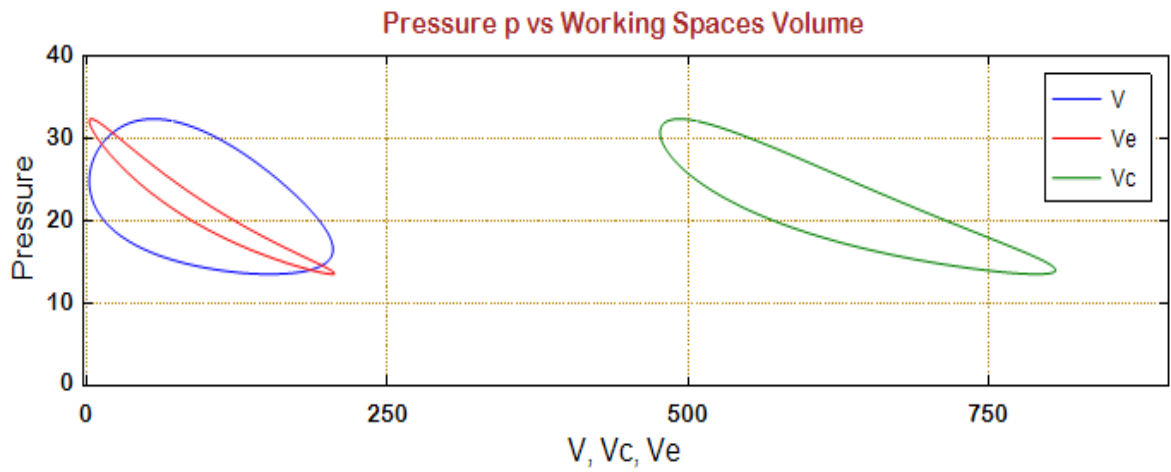
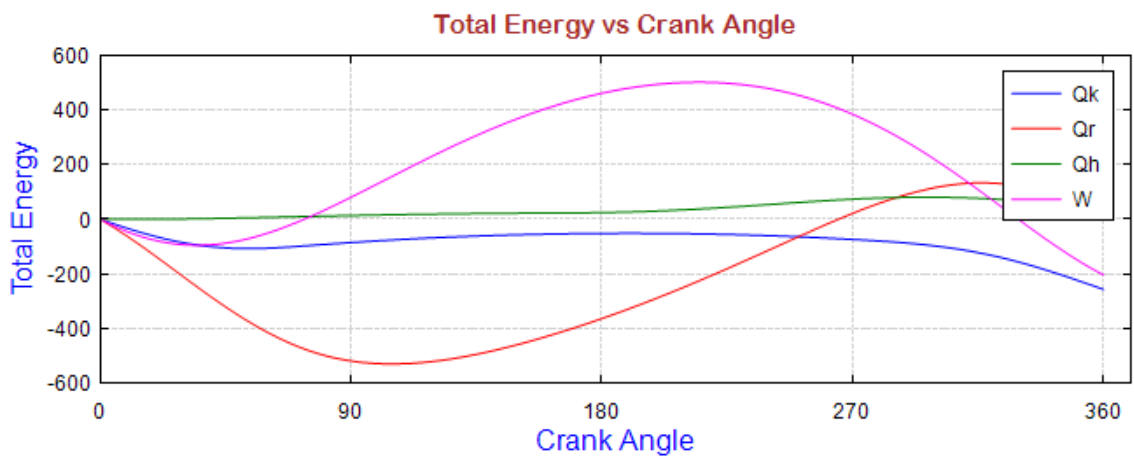
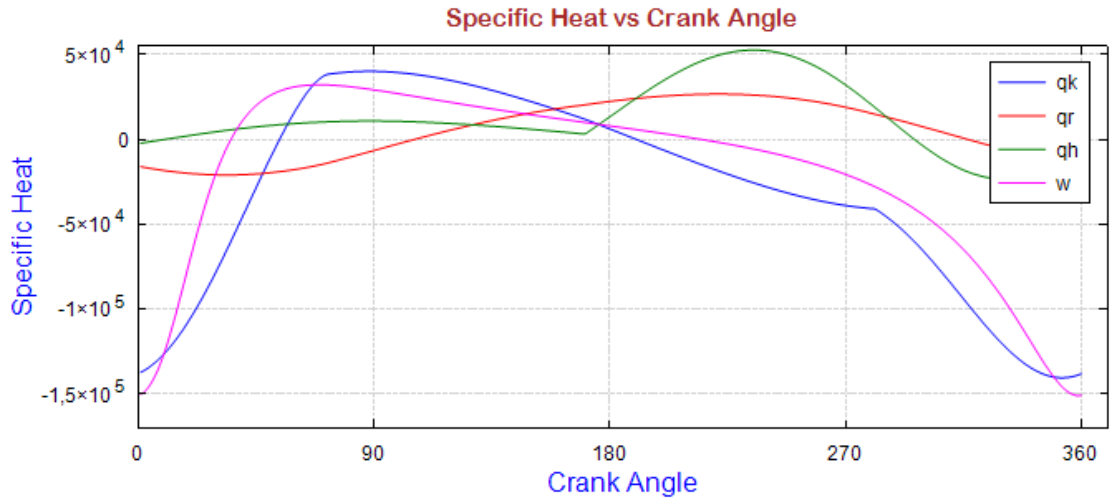


Heat - flow rate vs Crank Angle



Work vs Crank Angle





Απαιτούμενο έργο.....	$W=-203.943 \text{ J/cycle}$
Απαιτούμενη θερμότητα από τον ψύκτη.....	$Q_k=-256.464 \text{ J/cycle}$
Συναλλασσόμενη θερμότητα στον αναγεννητή.....	$Q_r=-4.8*10^{-8} \text{ J/cycle}$
Προσδιδόμενη θερμότητα στον θερμοαντήρα.....	$Q_h=55.625 \text{ J/cycle}$
Ωφέλιμη θερμότητα στην εκτόνωση.....	$Q_e=53.968 \text{ J/cycle}$
Απορριπτόμενη θερμότητα στη συμπίεση.....	$Q_c= -257.912 \text{ J/cycle}$
Συντελεστής COP.....	$COP= Q_e / W = 27.27\%$
Ενδεικτική ψυκτική ισχύς.....	$P= 1.344 \text{ kW}$ στις 1450 rpm
Μέση πίεση.....	$P_{mean} = 21.49 \text{ N/m}^2$

Πίνακας 3.3.3. Απόδοση της PPG – 102 Cryocooler εφαρμόζοντας αδιαβατική ανάλυση

(W)	Walker	Atrey	Paper analysis	Smath results (isothermic)	Smath results (schmidt analysis)	Smath results (adiabatic)
Indicated power	4920,52	5541,04	4071,32	2757,83	3388,16	4928,62
Freezer flow	371,02	287,73	394,66	156,97	192,85	257,91
Cooler flow	117,31	81,04	88,07	42,86	52,65	53,96
Cooling power	1379,23	1567,67	1450,9	1035,8	1272,54	1344,28

Πίνακας 3.3.1. Σύγκριση αποτελεσμάτων προαναφερθέντων αναλύσεων με τα αντίστοιχα του paper από το οποίο λήφθηκαν τα αρχικά δεδομένα

4. Μελέτη θερμικής συμπεριφοράς της PPG-102 Stirling engine σε προσομοίωση σε περιβάλλον SOLIDWORKS

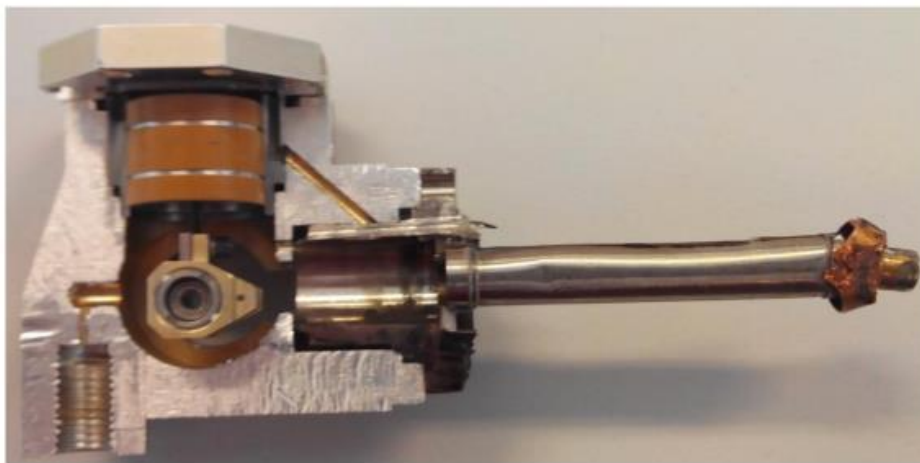
Η σχεδίαση και η προσομοίωση ενός της PPG-102 Stirling engine της εγκατάστασής μας επιλέχθηκε να πραγματοποιηθεί στο περιβάλλον του σχεδιαστικού προγράμματος Solidworks (Edition 2020 x64). Πρόκειται για λογισμικό που αναπτύσσεται από την εταιρεία Dassault Systems, και επιτρέπει τόσο το δισδιάστατο, όσο και τον τρισδιάστατο σχεδιασμό αντικειμένων και συναρμολογημάτων αυτών. Ακόμα, χάρη σε κάποιες επιπρόσθετες λειτουργίες του προγράμματος, πέρα από τις βασικές σχεδιαστικές, δίνεται η δυνατότητα στον χρήστη να προσομοιώσει το αντικείμενο ή το συναρμολόγημα που δημιούργησε σε καταπόνηση (στατική ή δυναμική), σε συγκεκριμένες συνθήκες πίεσης ή/και θερμοκρασίας, ενώ υπάρχει και η δυνατότητα προσομοίωσης διαφόρων ροών γύρω ή μέσα του. Η τελευταία λειτουργία ονομάζεται Flow Simulation, και είναι το επιπρόσθετο εργαλείο που χρησιμοποιείται για την μελέτη της λειτουργίας της μηχανής μας.

Για να εκτελεστεί η προσομοίωση, πρέπει αρχικά να εισάγουμε το μοντέλο το οποίο θα είναι σχεδιασμένο όσο το δυνατό πιο κοντά στο αντίστοιχο υπαρκτό μοντέλο της Phillips, και να προσδώσουμε τις παραμέτρους εισόδου της προσομοίωσης στο πρόγραμμα. Τα βήματα της διαδικασίας αυτής περιγράφονται εκτενέστερα στο επόμενο κεφάλαιο της εργασίας. Πρώτα όμως, πρέπει να καθορίσουμε την ορθή σειρά με την οποία θα σχεδιαστούν τα εξαρτήματα της μηχανής καθώς και να τα διαστασιολογήσουμε. Ανατρέχοντας στη βιβλιογραφία βρέθηκαν οι διαστάσεις των εξαρτημάτων της PPG-102 Stirling engine, τα οποία παρατίθενται στον Πίνακα 4.1.

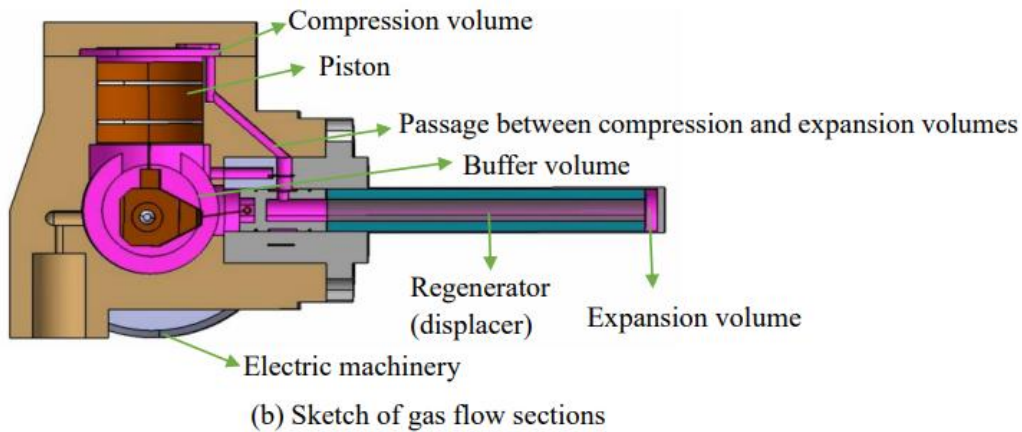
Piston stroke, mm	2	Internal regenerator diameter, mm	3.1
Displacer stroke, mm	2	Regenerator length, mm	41.8
Piston diameter, mm	14	Regenerator dead volume, mm ³	210.76
Displacer diameter, mm	6	External cylinder diameter, mm	6.4
Piston swept volume, mm ³	307.8	Internal cylinder diameter, mm	6
Displacer swept volume, mm ³	56.5	Working gas	helium
Buffer space volume, mm ³	4823.9	Rotate speed, RPM	1800
Piston length, mm	11.4	Compression volume temperature, K	290
Displacer length, mm	47.6	Expansion volume temperature, K	77
Expansion dead volume, mm ³	11.3	Phase shift, degree	90
Compression dead volume, mm ³	64.1	Average compression volume pressure, bar	6

Πίνακας 4.1. Γεωμετρικές και φυσικές παράμετροι της αναλυόμενης κρυογονικής μηχανής Stirling

Σύμφωνα με τα παραπάνω, και λαμβάνοντας υπόψη τη γεωμετρία της συγκεκριμένης μηχανής τύπου Β, η οποία δίνεται στην Εικόνα 4.1 σε τομή, σχεδιάζεται το αντίστοιχο τρισδιάστατο μοντέλο. Η διαδικασία που ακολουθήθηκε περιγράφεται στο επόμενο κεφάλαιο.



Εικόνα 4.1. PPG-102 Stirling engine σε τομή



Εικόνα 4.2. Περιγραφή εξαρτημάτων της PPG-102 Stirling engine σε τομή

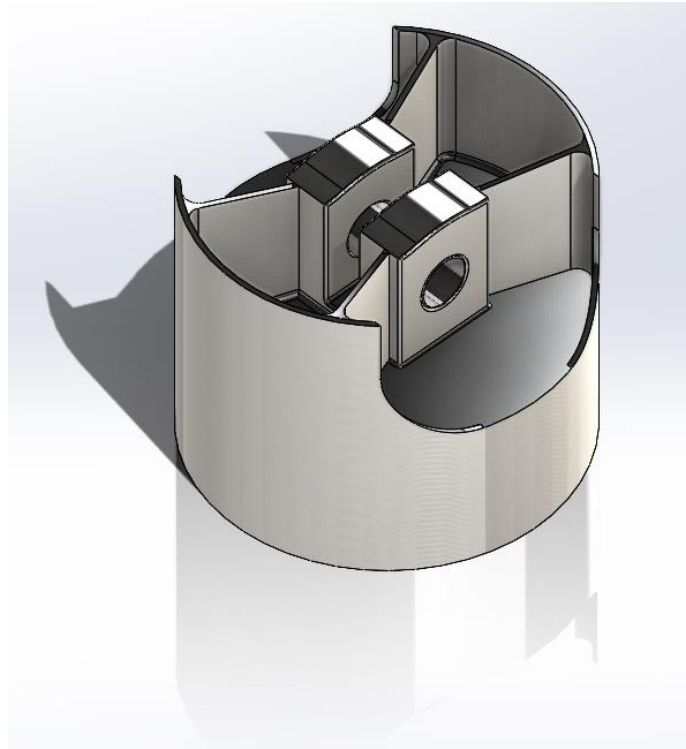
4.1. Περιγραφή διαδικασίας

Αρχικά, ξεκινάμε με τη περιγραφή των βημάτων της διαδικασίας σχεδιασμού του μοντέλου. Παρατηρώντας την Εικόνα 4.2, είναι εύλογο να σχεδιάσουμε στο μοντέλο μας τα επιμέρους εξαρτήματα με την εξής σειρά:

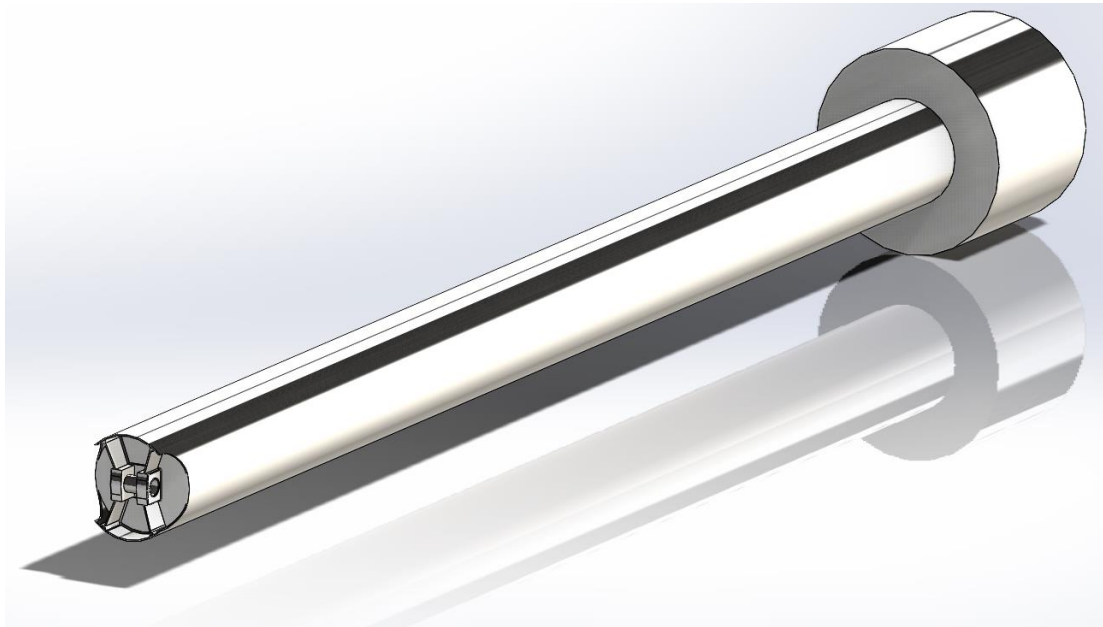
- i. Έμβολο ισχύος και κυλίνδρου
- ii. Διωστήρες και στροφαλοφόρος άξονας κίνησης γωνίας φάσης 90 μοιρών
- iii. Αναγεννητής
- iv. Περιβλήματα εμβόλων (βάσης και κυλίνδρου)
- v. Εξωτερικό περίβλημα μηχανής
- vi. Ψύκτης
- vii. Σύστημα πρόσδοσης ισχύος
- viii. Στηρίγματα μηχανής

Ακολουθώντας τα παραπάνω βήματα, προχωράμε στον σχεδιασμό του μοντέλου από το εσωτερικό τμήμα προς τα έξω, έτσι ώστε να μην δημιουργηθούν προβλήματα κατά την τελική συναρμολόγηση της μηχανής. Παράλληλα, εξασφαλίζουμε την ομαλή λειτουργία της σε πραγματικές συνθήκες, συμπεριλαμβάνοντας τον σχεδιασμό των κατάλληλων στηριγμάτων.

Σχεδιάζονται, αρχικά, τα έμβολα της μηχανής, τα οποία φαίνονται στις εικόνες 4.3 και 4.4.



Εικόνα 4.3. Έμβολο ισχύος της PPG-102 Stirling engine

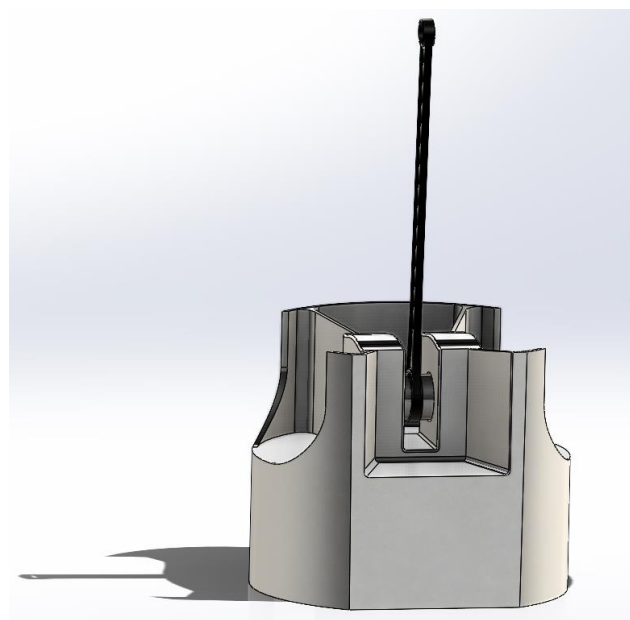


Εικόνα 4.3. Έμβολο ισχύος της PPG-102 Stirling engine

Για τον σχεδιασμό των παραπάνω εμβόλων λήφθηκε υπόψη η συνήθης γεωμετρία ενός εμβόλου με πείρο που εξασφαλίζει την πρόσδεση στους αντίστοιχους διωστήρες κάθε εμβόλου, οι οποίοι φαίνονται στις εικόνες 4.4 και 4.5.

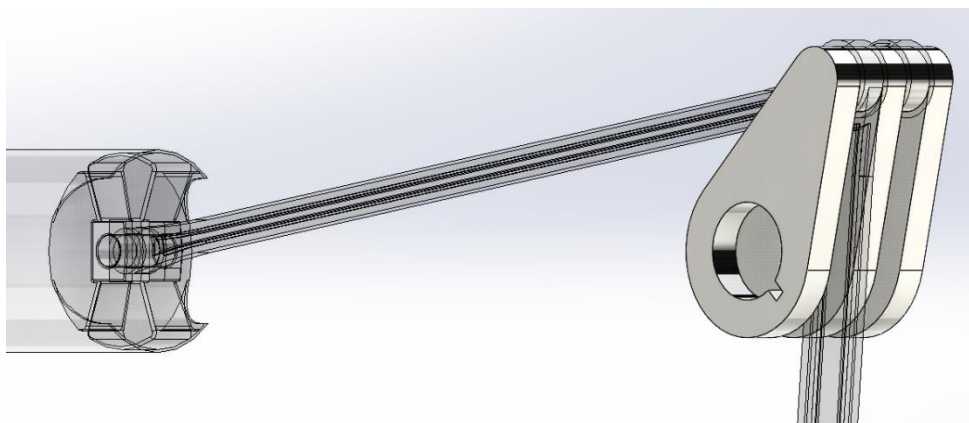


Εικόνα 4.4. Διωστήρας εμβόλου ισχύος

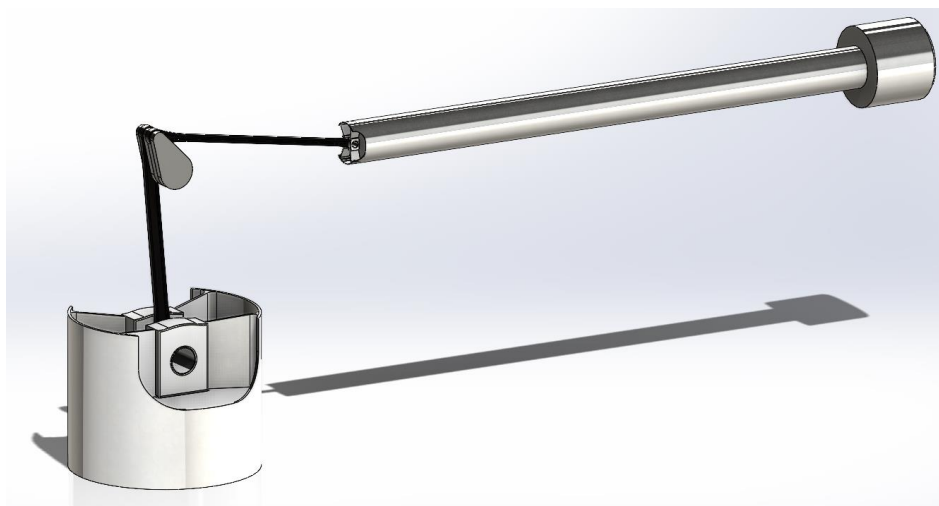


Εικόνα 4.5. Assembly εμβόλου-διωστήρα

Συναρμολογώντας και το αντίστοιχο assembly για το έμβολο κυλίνδρου προχωράμε στον σχεδιασμό του στροφαλοφόρου άξονα.

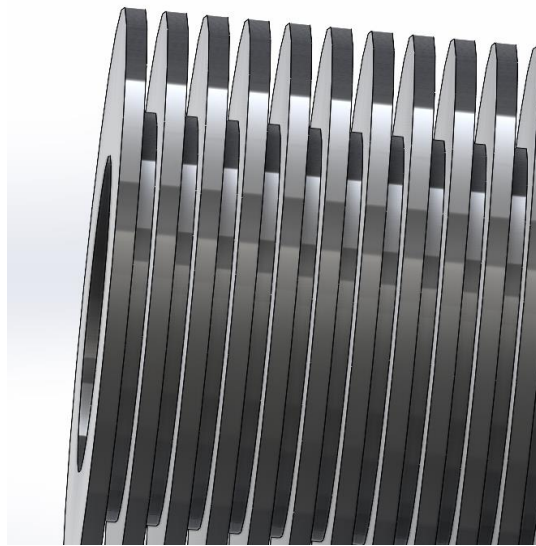


Εικόνα 4.6. Στρόφαλος της PPG-102 Stirling engine

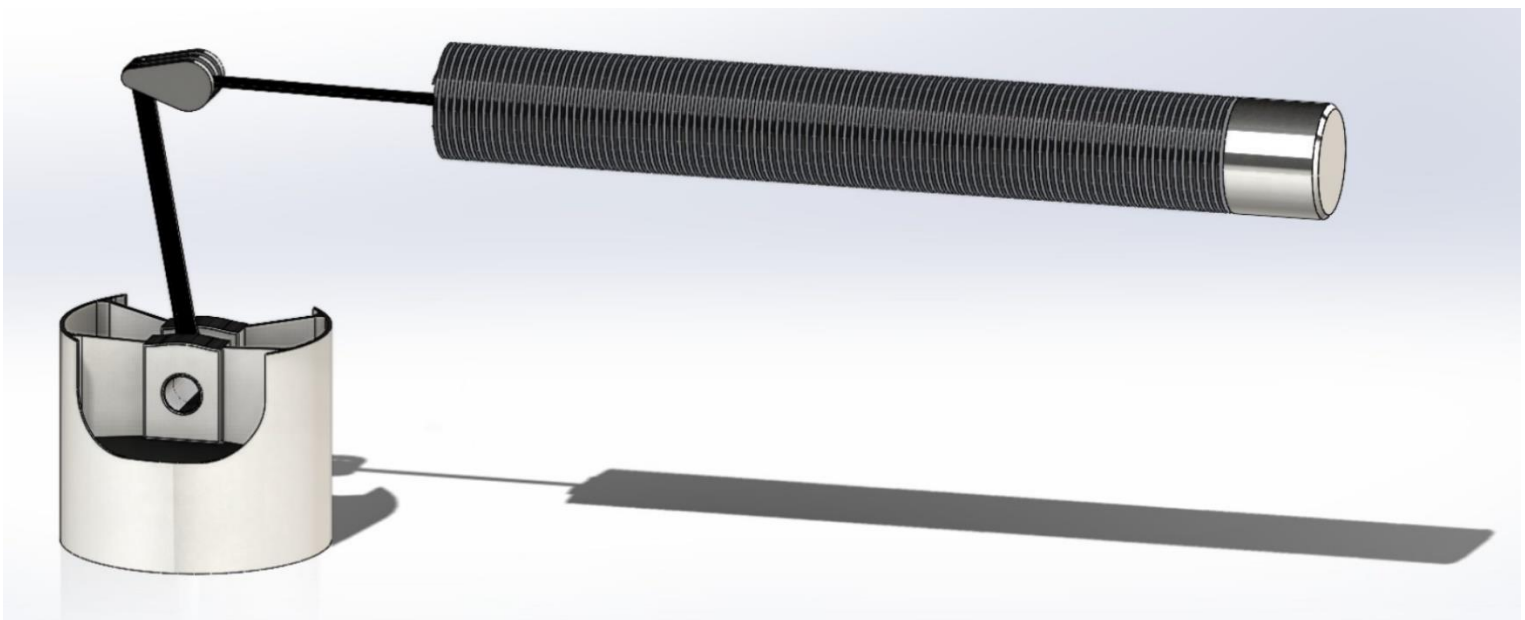


Εικόνα 4.7. Σύστημα ισχύος της PPG-102 Stirling engine

Στη συνέχεια, ακολουθεί η προσθήκη αναγεννητή στο σύστημα. Ο αναγεννητής διαστασιολογήθηκε σύμφωνα με τις γεωμετρικές παραμέτρους εισόδου και τροποποιήθηκε για να ενταχθεί στο ήδη σχεδιασμένο σύστημα. Ο αναγεννητής στο σύστημά μας, περιβάλλει το έμβολο κυλίνδρου και έχοντας μια μικρή ανοχή από το περίβλημα αυτού, αποτελείται από μία σειρά μεταλλικών πλάκων συνολικού μήκους 41.8mm και διαστήματος 0,1mm μεταξύ τους. Ξέροντας τον συνολικό ελεύθερο όγκο του αναγεννητή $210,76\text{mm}^3$, υπολογίζουμε ότι ο αναγεννητής θα αποτελείται από συνολικά 102 πλάκες. Η μοντελοποίησή του φαίνεται στις εικόνες 4.8, 4.9.

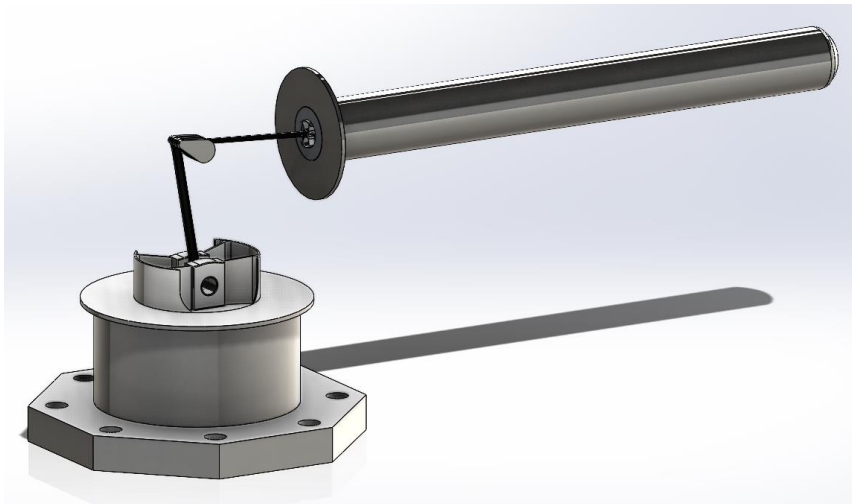


Εικόνα 4.8. Μεταλλικές πλάκες αναγεννητή

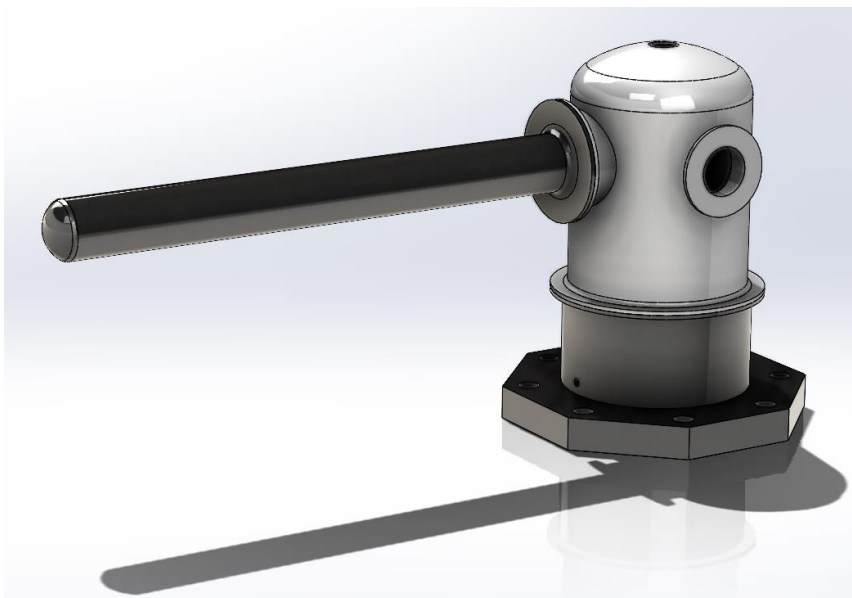


Εικόνα 4.9. Σύστημα ισχύος της PPG-102 Stirling engine με αναγεννητή

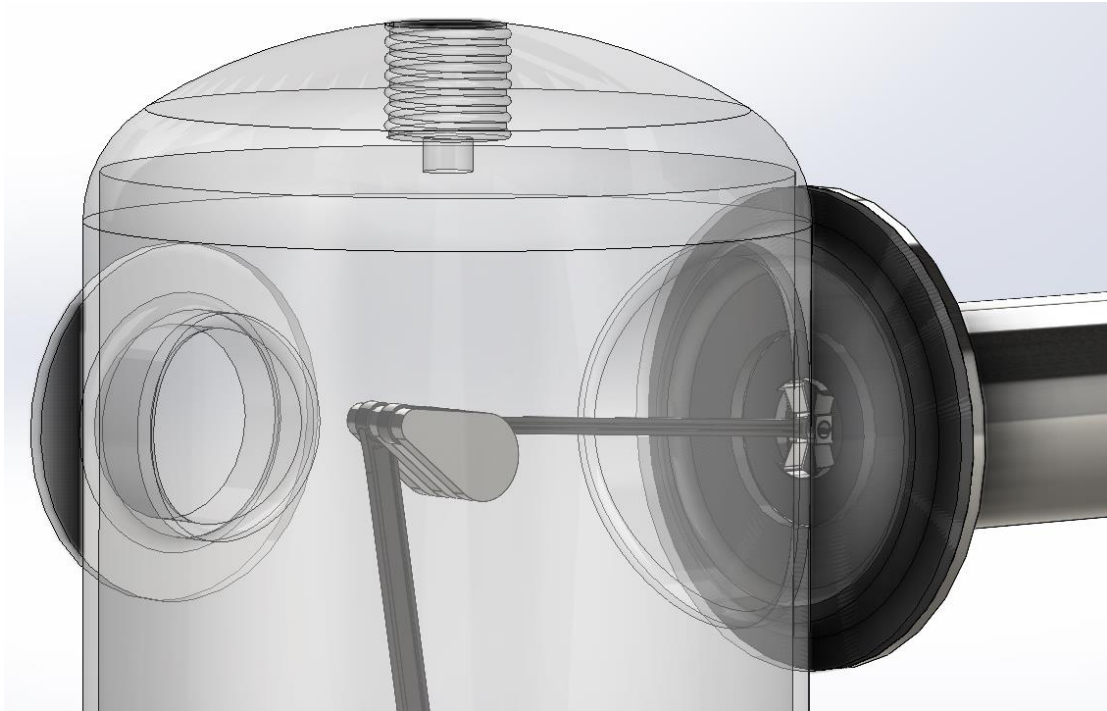
Έπειτα, σχεδιάστηκε το περίβλημα βάσης και κυλίνδρου, πάλι σύμφωνα με τα αρχικά δεδομένα. Το συνολικό περίβλημα για να διευκολυνθεί η διαδικασία συναρμολόγησης, χωρίστηκε σε τρία τμήματα. Η βάση θα στηριχθεί με κοχλίες περιμετρικά ενώ για τον κύλινδρο θα πρέπει μετέπειτα να σχεδιαστούν τα κατάλληλα στηρίγματα. Όσον αφορά το κεντρικό περίβλημα, σχεδιάστηκε με κατάλληλες οπές λίπανσης και υποδοχής του άξονα μεταφοράς ισχύος στον στρόφαλο. Σημειώνεται επίσης, ότι στο τελικό μοντέλο έχει συμπεριληφθεί ο σχεδιασμός ενός σωλήνα μεταφοράς αερίου από τον χώρο συμπίεσης στον αναγεννητή και στον χώρο εκτόνωσης. Γι' αυτό και σχεδιάστηκαν οι κατάλληλες οπές στο περίβλημα βάσης και κυλίνδρου. Το μοντέλο μετά από τις παραπάνω προσθήκες φαίνεται στις εικόνες 4.10-4.13.



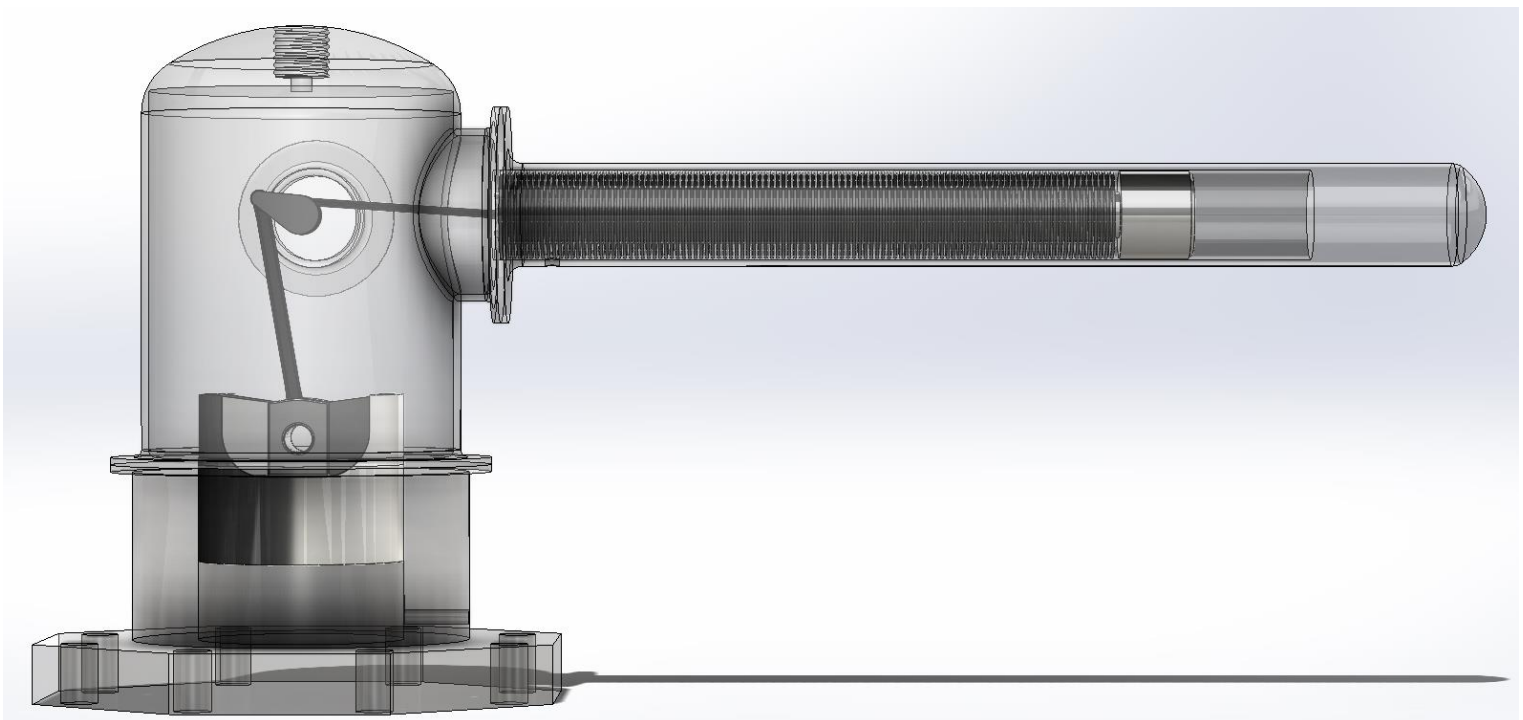
Εικόνα 4.10. Περιβλήματα βάσης και κυλίνδρου της PPG-102 Stirling engine



Εικόνα 4.11. Τελικό περίβλημα της PPG-102 Stirling engine



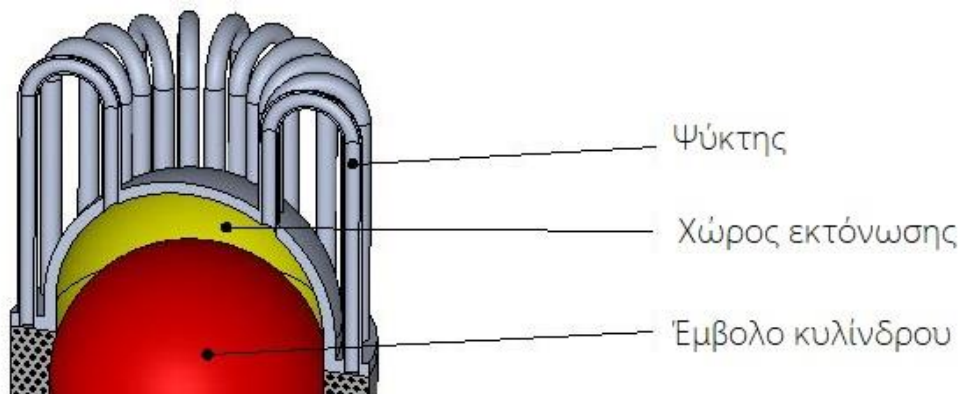
Εικόνα 4.11. Υποδοχή βαλβίδας λίπανσης κεντρικού περιβλήματος



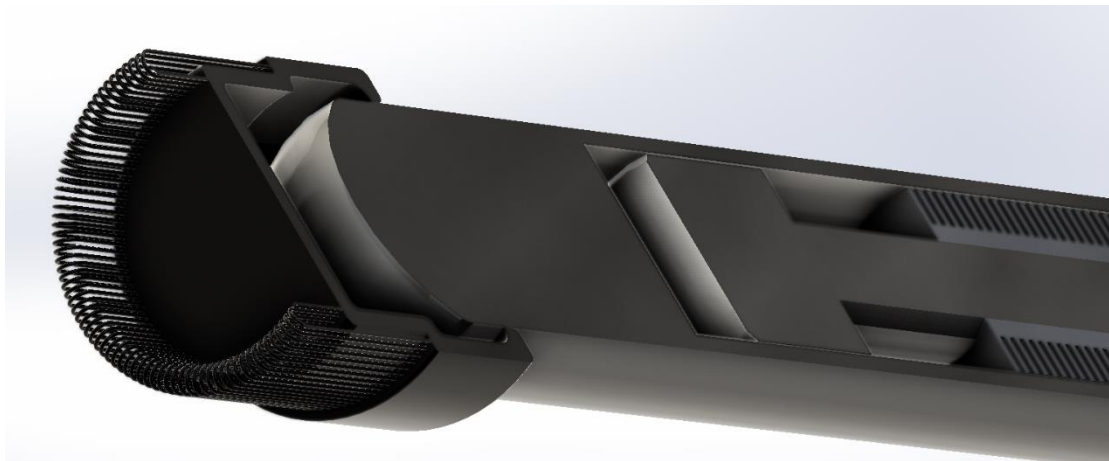
Εικόνα 4.12. Πρόοψη σχεδίου με διαφανές περίβλημα

Για να ενισχυθεί η απόδοση του συστήματος, προστίθεται ψύκτης στο άκρο του κυλίνδρου, όπως παρουσιάζεται στην εικόνα 4.14. και ο σωλήνας ανάμιξης που

περιεγράφηκε παραπάνω, όπως απεικονίζεται στην 4.15. Ο ψύκτης στη πραγματικότητα αποτελείται από σωλήνες στην άκρη του κυλίνδρου όπως φαίνεται στην εικόνα 4.13, ακολουθήθηκε η ίδια διάταξη, όπως φαίνεται και στο σχήμα της εικόνας 4.14.



Εικόνα 4.13. Πραγματική διάταξη μηχανής Stirling με ψύκτη

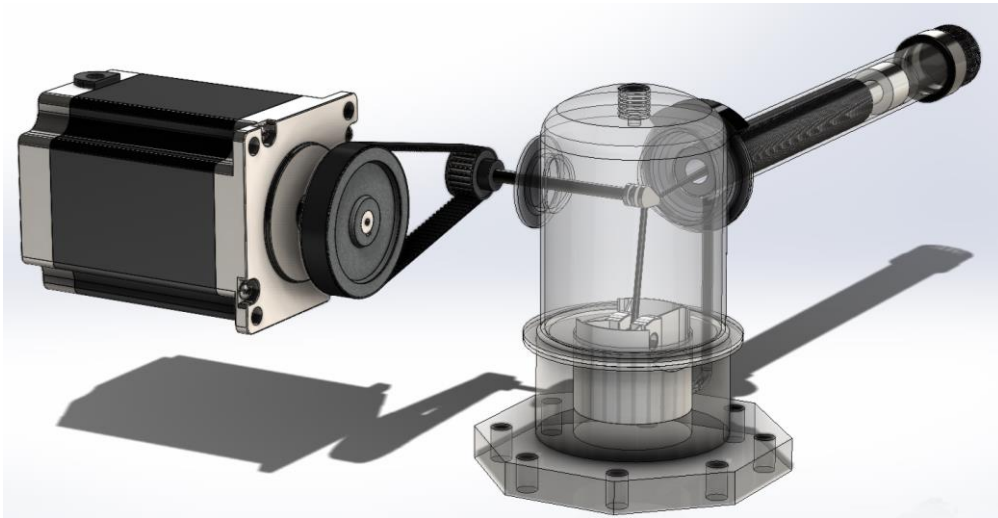


Εικόνα 4.14. Διάταξη ψύκτη στο μοντέλο προσομοίωσης

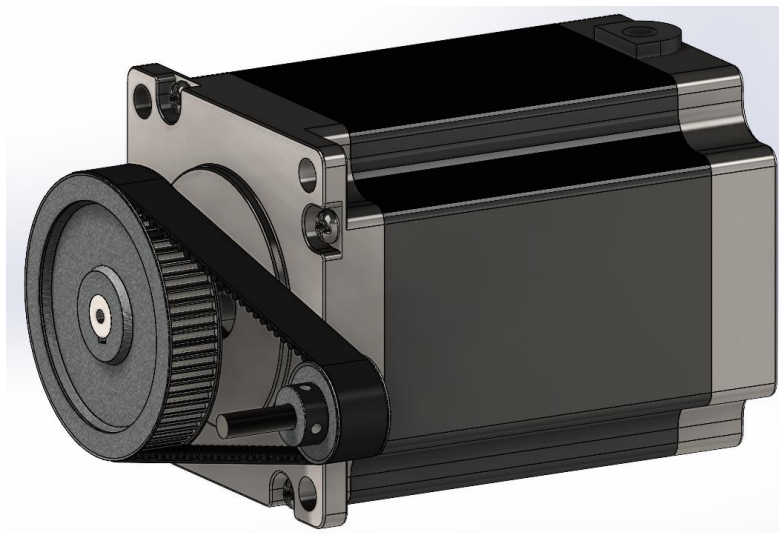


Εικόνα 4.15. Σωλήνας ανάμιξης

Το σύστημά μας πλέον είναι έτοιμο να προσομοιωθεί. Πάραυτα, προστίθεται σύστημα πρόσδοσης ισχύος έτσι ώστε να ολοκληρωθεί το σχέδιο της μηχανής και να προσομοιωθεί ρεαλιστικά το τελικό μοντέλο. Το σύστημα αυτό αποτελείται από μοτέρ που προσδίδει 1800 rpm, σύστημα ιμάντα τροχαλίας το οποίο προσδένεται στο μοτέρ και μεταφέρει την ισχύ στον άξονα κίνησης, ο οποίος μεταφέρει τελικά ισχύ στο στρόφαλο της μηχανής. Το σύστημα αυτό φαίνεται στις εικόνες 4.16-4.17.

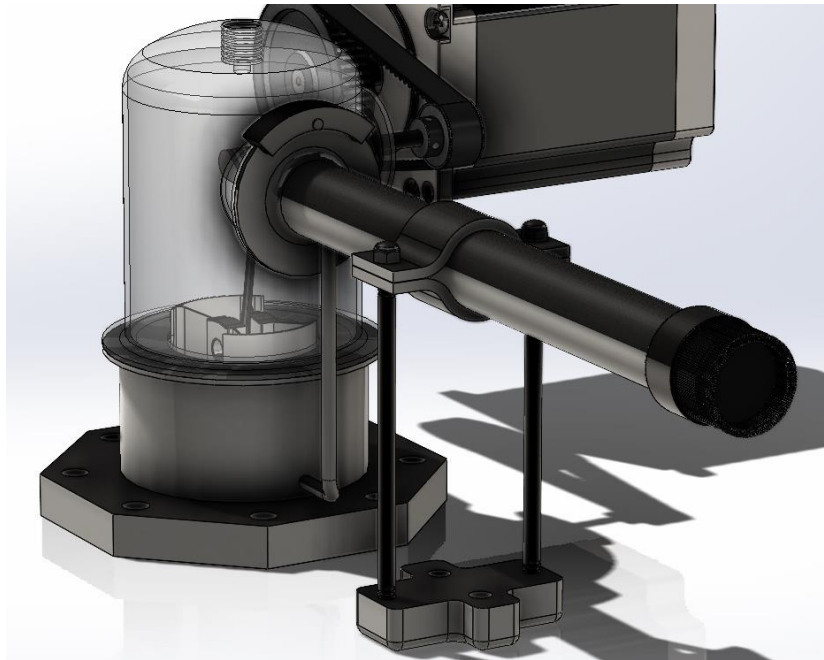


Εικόνα 4.16. Assembly συστήματος πρόσδοσης ισχύος



Εικόνα 4.17. Μοτέρ, τροχαλία, ιμάντας και άξονας κίνησης συστήματος

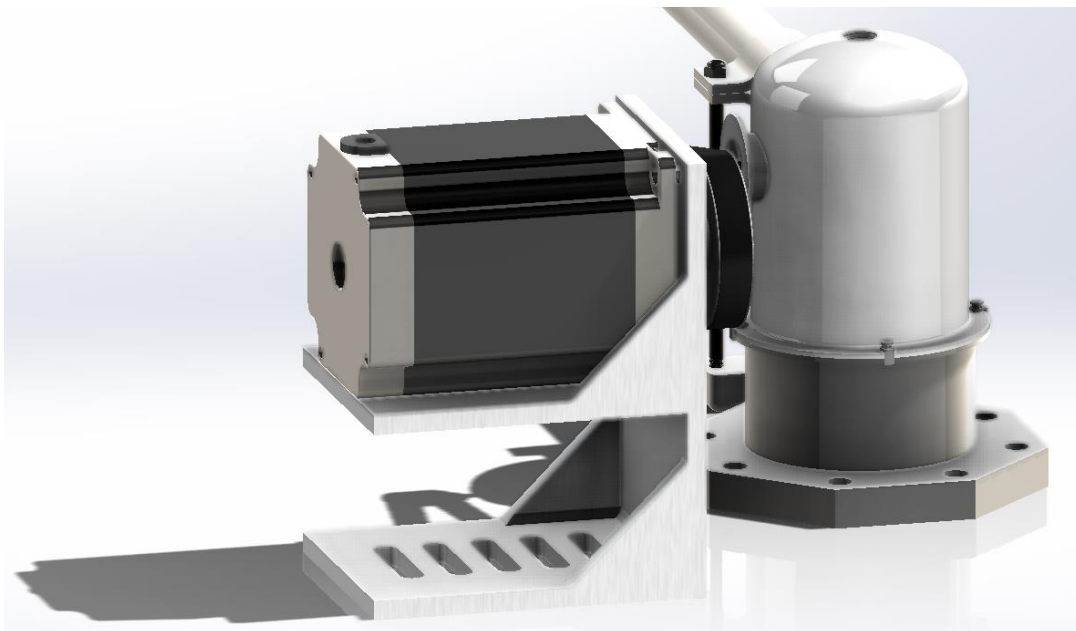
Για να μπορεί να στηριχθεί ο κύλινδρος του μοντέλου και να συναρμολογηθεί και σε πραγματικές συνθήκες το μοντέλο. Σχεδιάστηκαν κατάλληλα στηρίγματα όπως φαίνεται στις παρακάτω εικόνες.



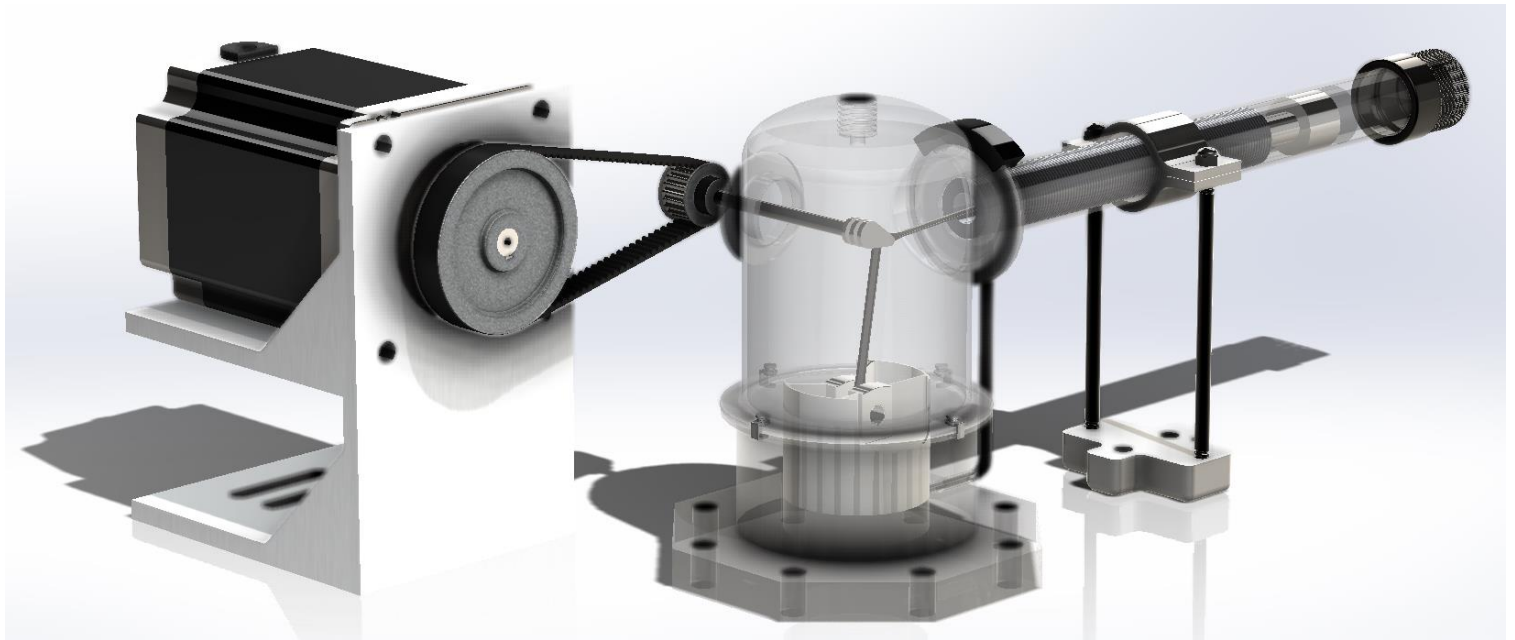
Εικόνα 4.18. Assembly βάσης στήριξης κυλίνδρου



Εικόνα 4.19. Σφικτήρες κεντρικού περιβλήματος με το περίβλημα βάσης



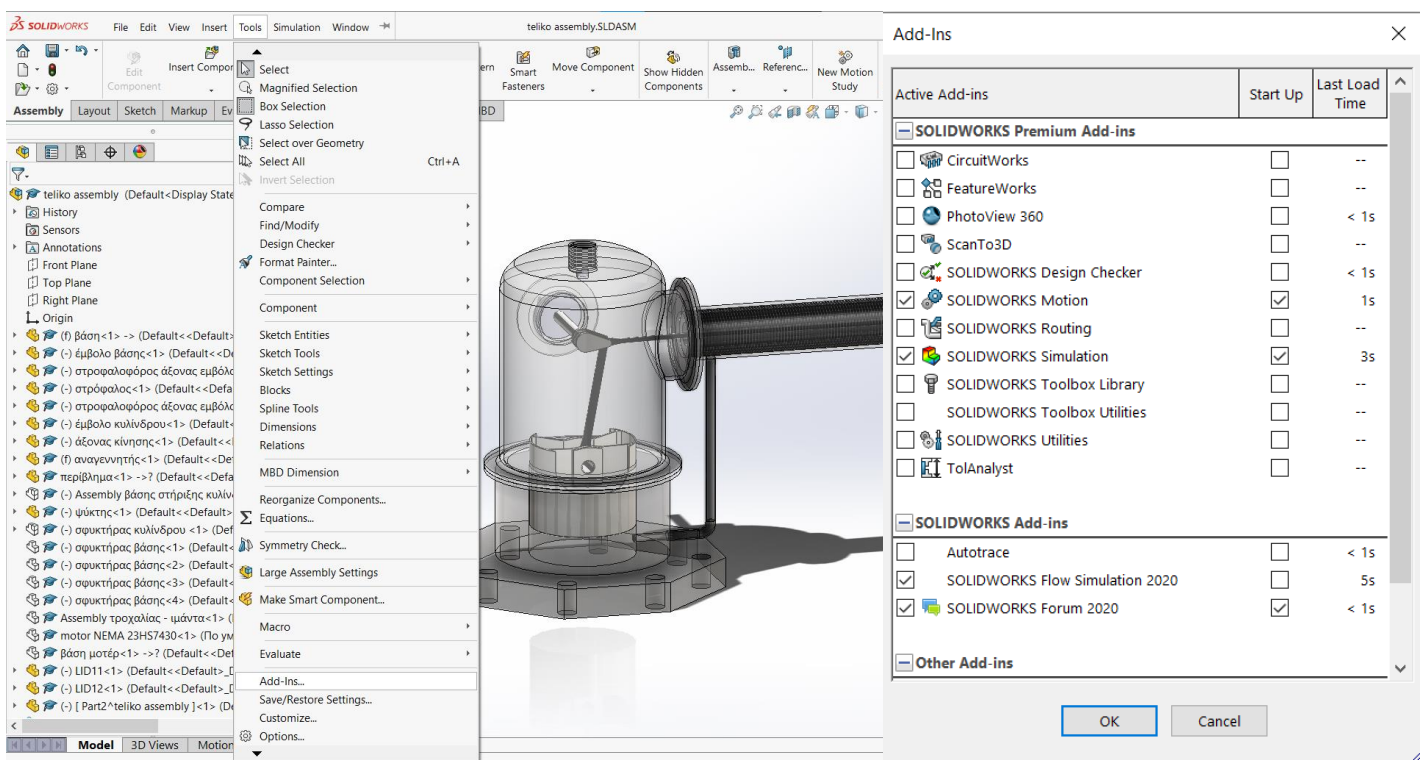
Εικόνα 4.20. Βάση τοποθέτησης μοτέρ



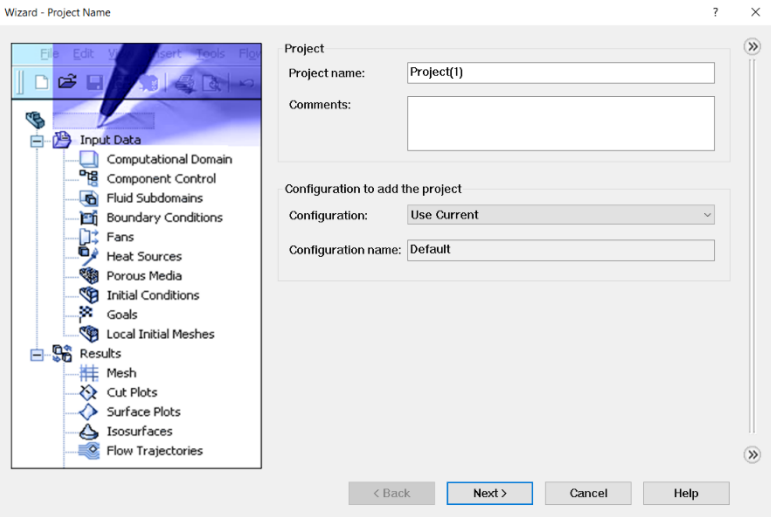
Εικόνα 4.21. Τελικό τρισδιάστατο μοντέλο προσομοίωσης της PPG-102 Stirling engine

Έχοντας σχεδιάσει το μοντέλο προσομοίωσης, περιγράφεται ανά βήμα η διαδικασία προσομοίωσης σε συνθήκες λειτουργίας με χρήση του εργαλείου Flow Simulation σε περιβάλλον Solidworks.

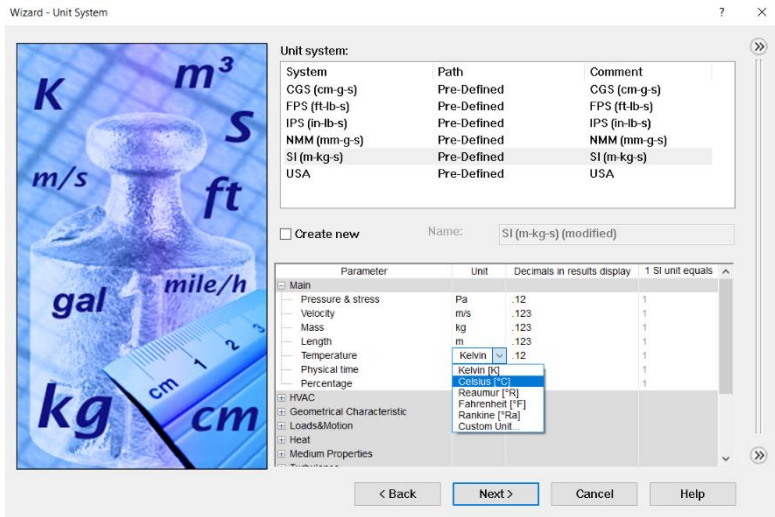
Για τη χρήση της λειτουργίας αυτής, πρέπει να φορτώσουμε το Flow Simulation feature από τη λίστα Add-ins του Solidworks. Έπειτα για τη δημιουργία νέου project προσομοίωσης χρησιμοποιείται το εργαλείο wizard, όπως απεικονίζεται παρακάτω.



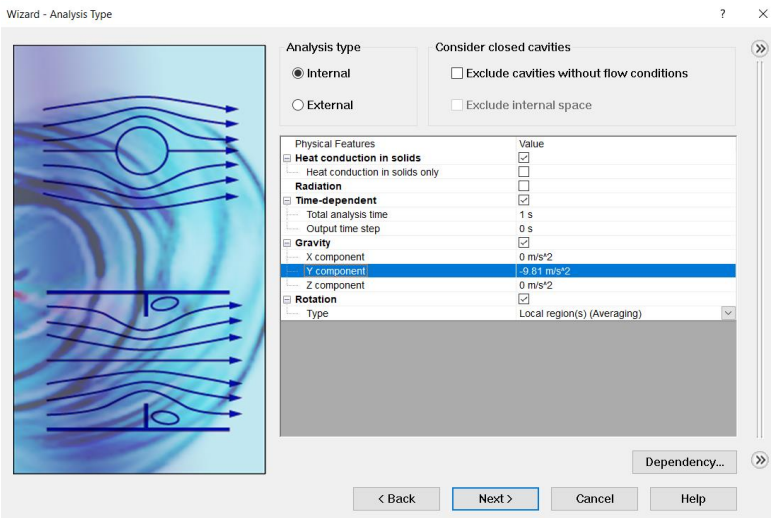
Εικόνα 4.22. Ενεργοποίηση feature Flow Simulation από τον κατάλογο Add-Ins του Solidworks



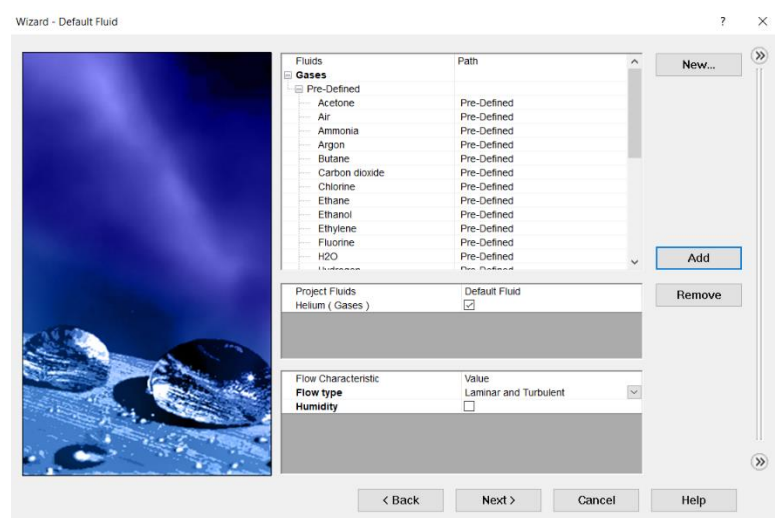
Εικόνα 4.23. Εργαλείο Wizard για τη δημιουργία project σε περιβάλλον Flow simulation



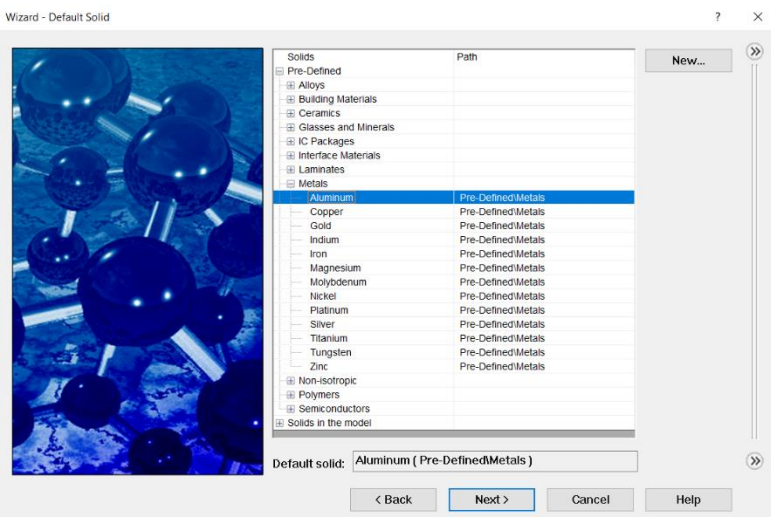
Εικόνα 4.24. Επιλογή μονάδων SI και βαθμών Κελσίου για τη προσομοίωση



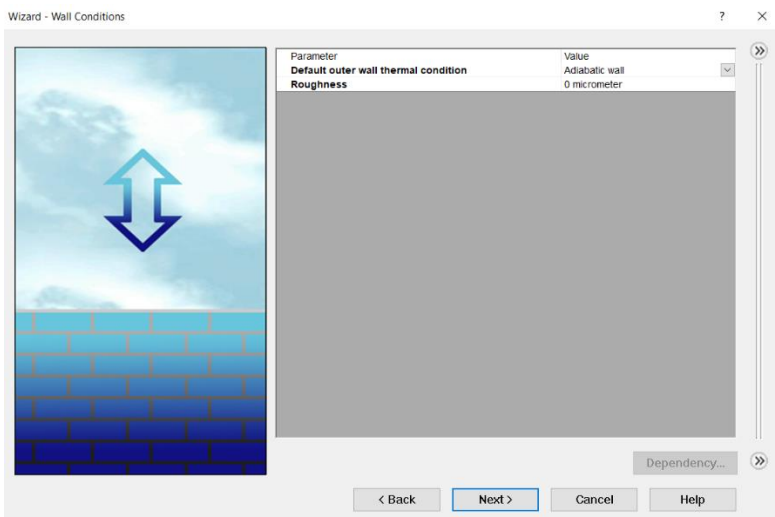
Εικόνα 4.25. Ενεργοποίηση χαρακτηριστικών προσομοίωσης (περιστροφή, χρονικά εξαρτούμενη, αγωγή σε στερεά υλικά)



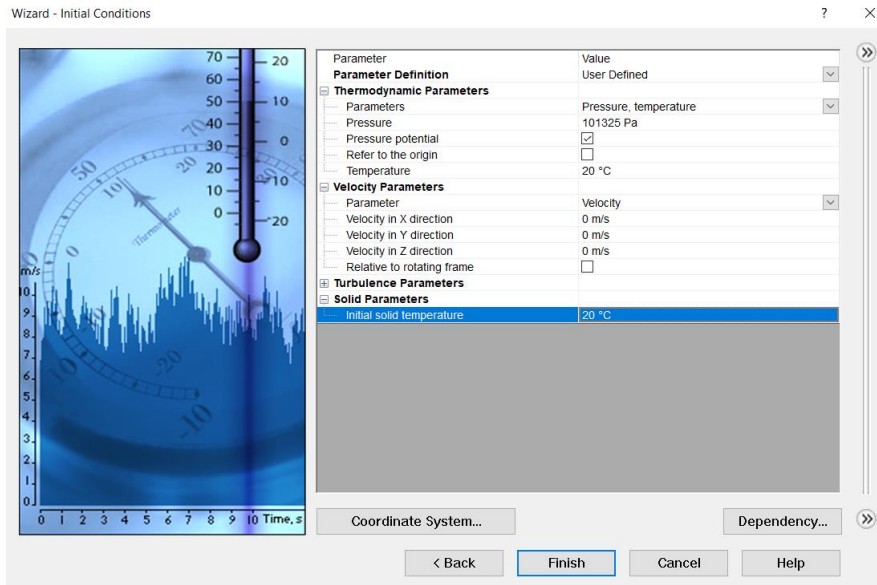
Εικόνα 4.26. Επιλογή ήλιου ως εργαζόμενο μέσο της μηχανής Stirling



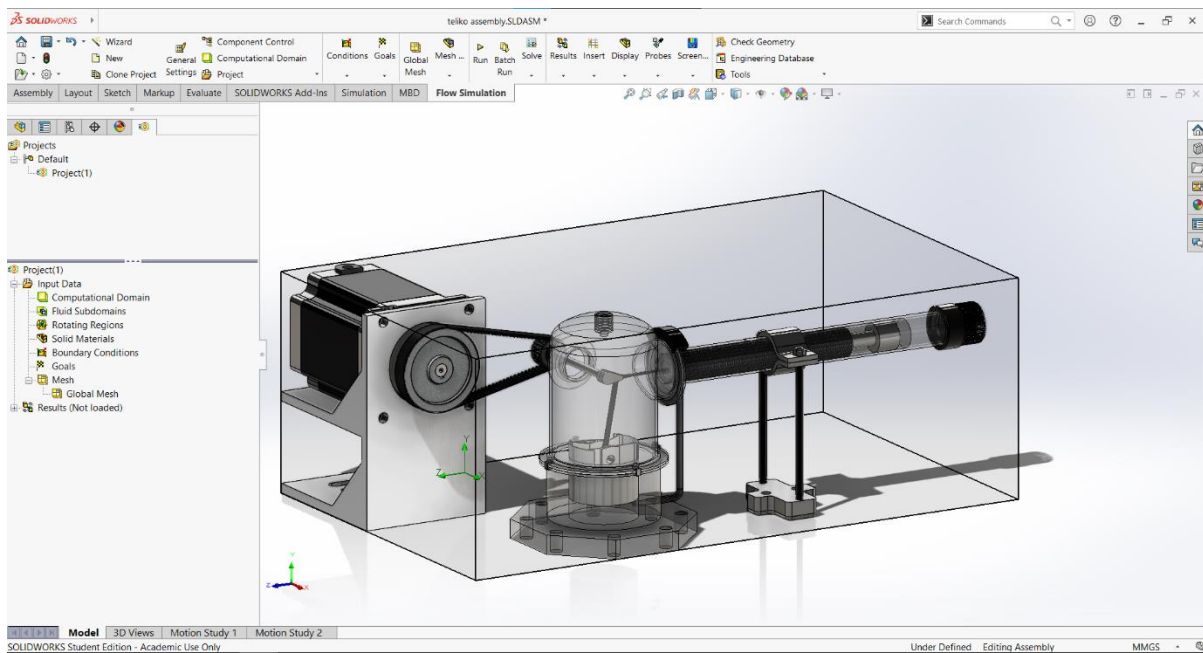
Εικόνα 4.27. Επιλογή προκαθορισμένου υλικού (αλουμίνιο) για τα εξαρτήματα της μηχανής στα οποία δεν θα γίνει επιλογή συγκεκριμένου υλικού σε μεταγενέστερη φάση



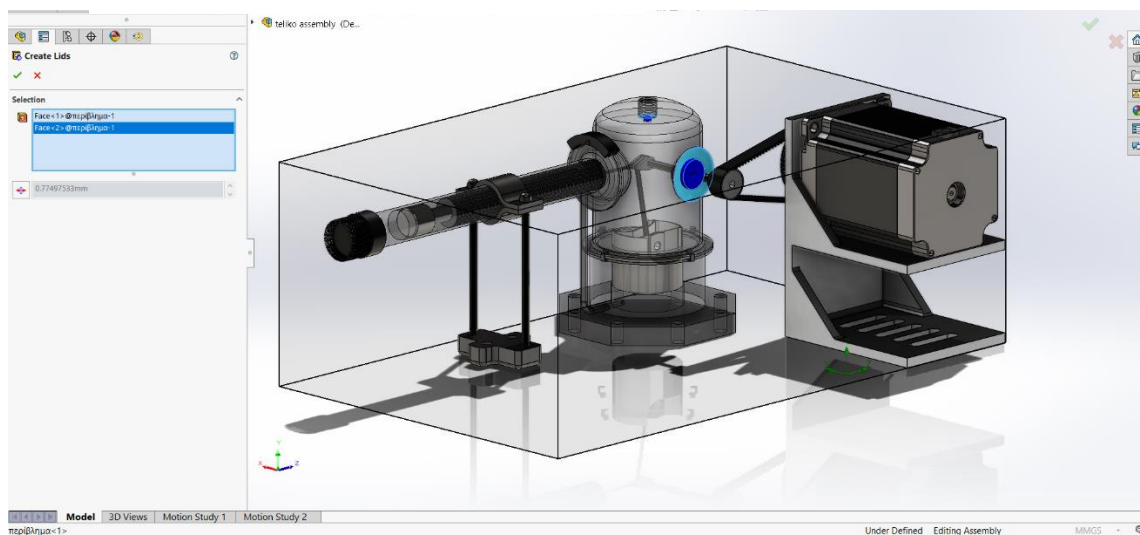
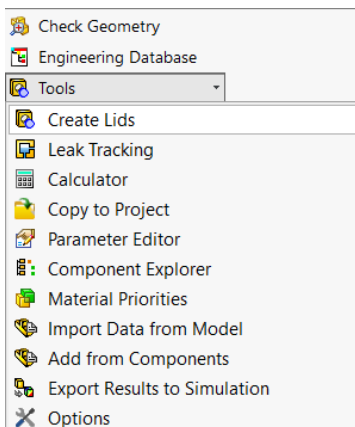
Εικόνα 4.28. Επιλογή τραχύτητας τοιχωμάτων



Εικόνα 4.29. Εισαγωγή αρχικών περιβαλλοντικών συνθηκών



Εικόνα 4.30. Περιβάλλον Flow Simulation



Εικόνα 4.31. Δημιουργία καλυμμάτων στις οπές του περιβλήματος

Αφού ακολουθήθηκε η παραπάνω διαδικασία κατά την εισαγωγή αρχικών συνθηκών στο εργαλείο wizard, εμφανίζεται το παράθυρο της εικόνας 4.30 το οποίο απεικονίζει το περιβάλλον Flow Simulation, χωρίς κάποια παρέμβαση. Αρχικά, εφόσον έχουμε επιλέξει προσομοίωση ρευστού εσωτερικά του μοντέλου πρέπει να ορίσουμε ποια στοιχεία του μοντέλου συμμετέχουν σε αυτή τη προσομοίωση και που υπάρχουν οπές από τις οποίες μπορεί να διαφύγει ρευστό και απαιτούν κάλυμμα. Η τελευταία παράμετρος ρυθμίζεται μέσω της λειτουργίας create lids, όπως φαίνεται στην εικόνα 4.31.

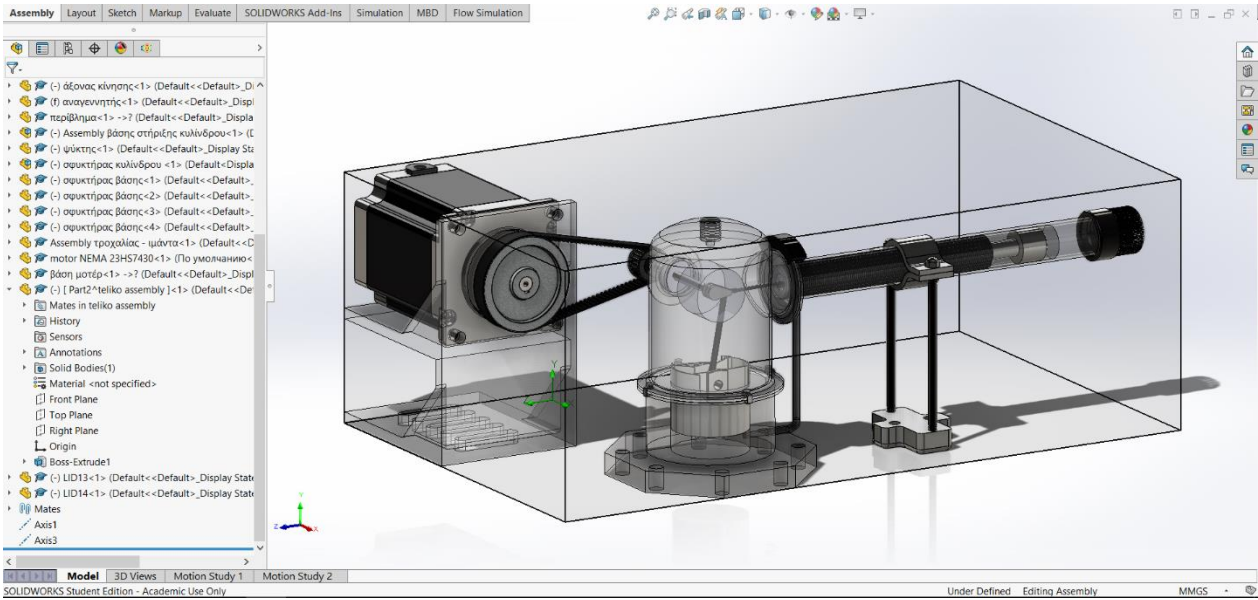
Προτού, επιλέξουμε τα στοιχεία που επηρεάζουν την κίνηση του ρευστού και θα συμπεριληφθούν στη προσομοίωση, ορίζουμε τη περιοχή περιστροφής του στρόφαλου. Αυτό γίνεται δημιουργώντας έναν κύλινδρο γύρω από τον στρόφαλο με διάμετρο και μήκος ίδια με τις αντίστοιχες παραμέτρους του στρόφαλου. Έπειτα η συγκεκριμένη γεωμετρία επιλέγεται μέσω του feature rotating region, και προσδίδουμε στη προσομοίωση τη ταχύτητα περιστροφής της μηχανής Stirling.

Στη συνέχεια, για ευκολία κρύβουμε τα εξαρτήματα που δεν συμμετέχουν στη προσομοίωση και τα αποεπιλέγουμε μέσω της λειτουργίας computational control, όπως φαίνεται στην εικόνα 4.34. Για τη νέα γεωμετρία προσομοίωσης πρέπει να ρυθμιστεί κατάλληλα το καινούργιο computational domain, έτσι ώστε να περικλείει το μοντέλο χωρίς να υπερβαίνει κατά πολύ τις διαστάσεις του.

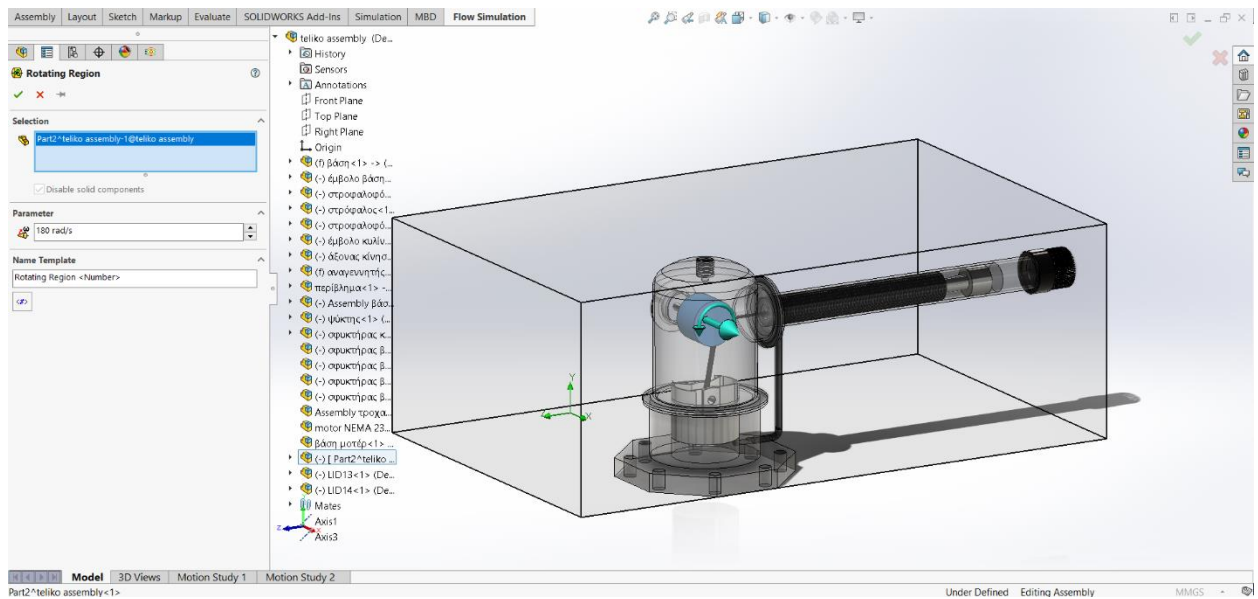
Για να ελέγξουμε ότι η γεωμετρία μας πλέον είναι έτοιμη για εισαγωγή συνοριακών συνθηκών, χρησιμοποιούμε τη λειτουργία check geometry, η οποία μας δίνει τη δυνατότητα απεικόνισης ολόκληρου του όγκου ρευστού που προσομοιώνεται εσωτερικά του μοντέλου, όπως φαίνεται στην εικόνα 4.36.

Έπειτα, στην εικόνα 4.37, απεικονίζεται η επιλογή υλικών, μέσω της λειτουργίας solid material για τα εξής στοιχεία της μηχανής:

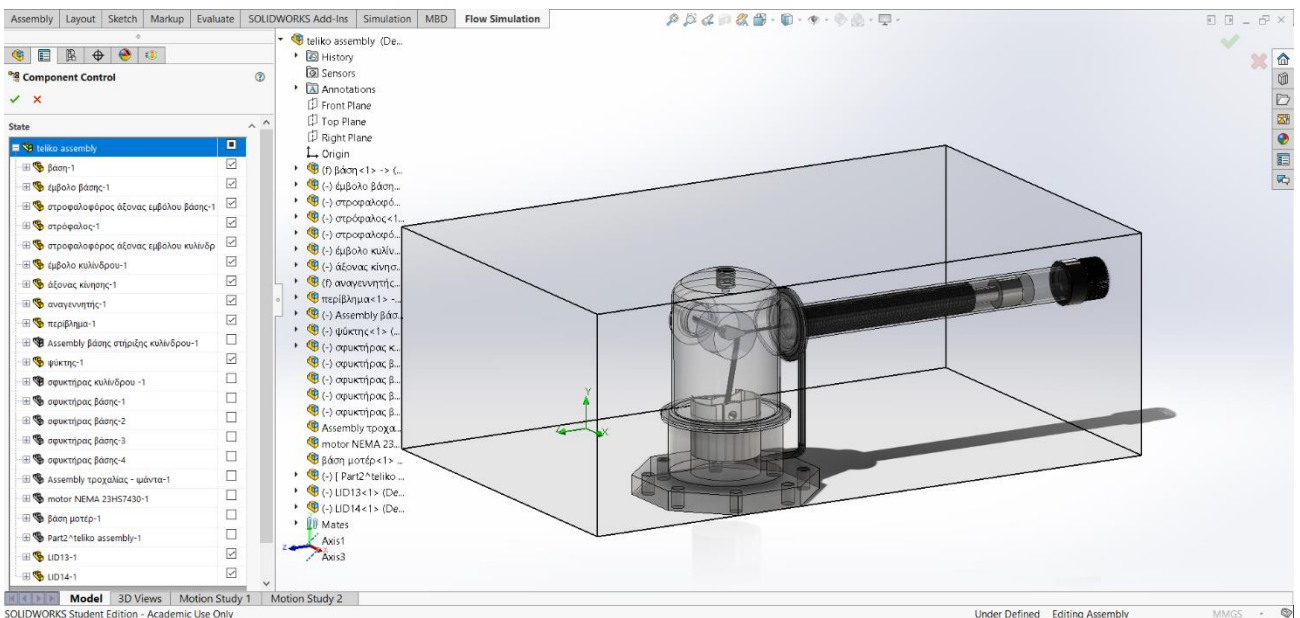
- Αναγεννητής: Σύρμα από ατσάλι
- Ψύκτης: Κράμα αλουμινίου
- Έμβολα: Ανοξείδωτο ατσάλι
- Στρόφαλος: Ανοξείδωτο ατσάλι
- Διωστήρες: Ανοξείδωτο ατσάλι
- Περίβλημα: Αλουμίνιο



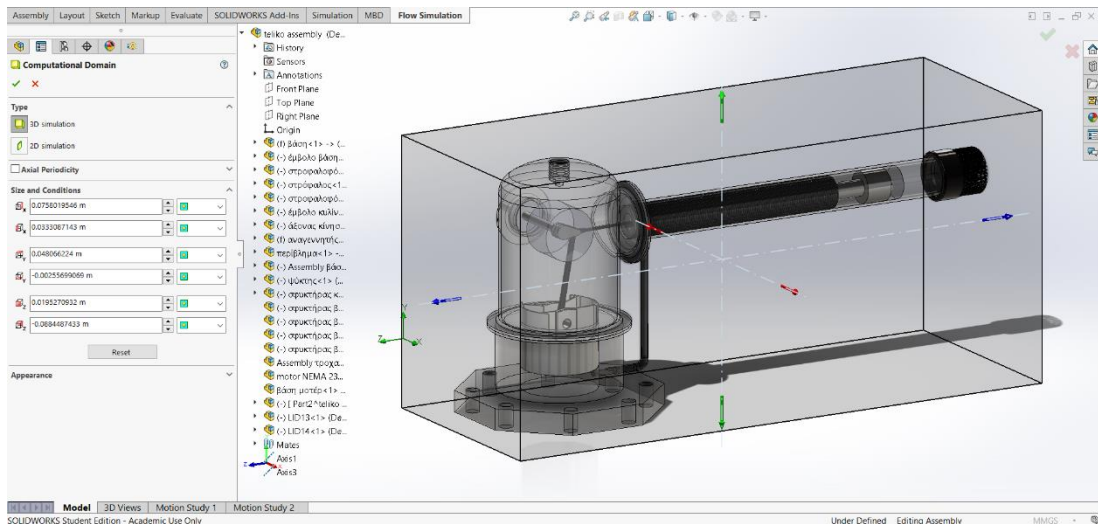
Εικόνα 4.32. Δημιουργία γεωμετρίας για τον καθορισμό της περιστροφής του στροφάλου



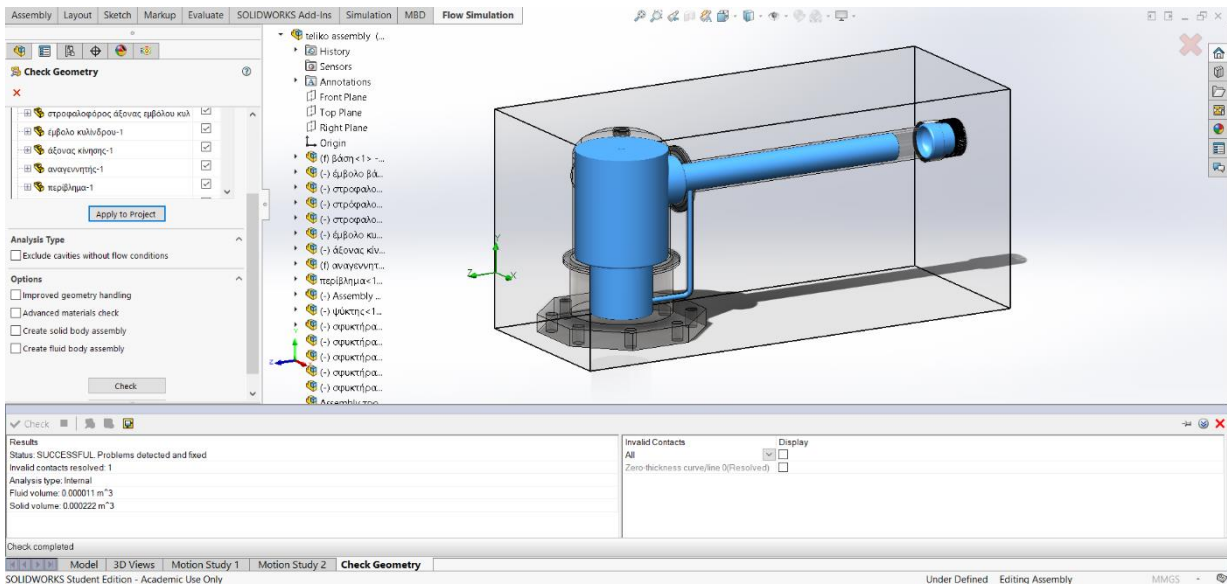
Εικόνα 4.33. Καθορισμός rpm για την περιστροφή του στροφάλου



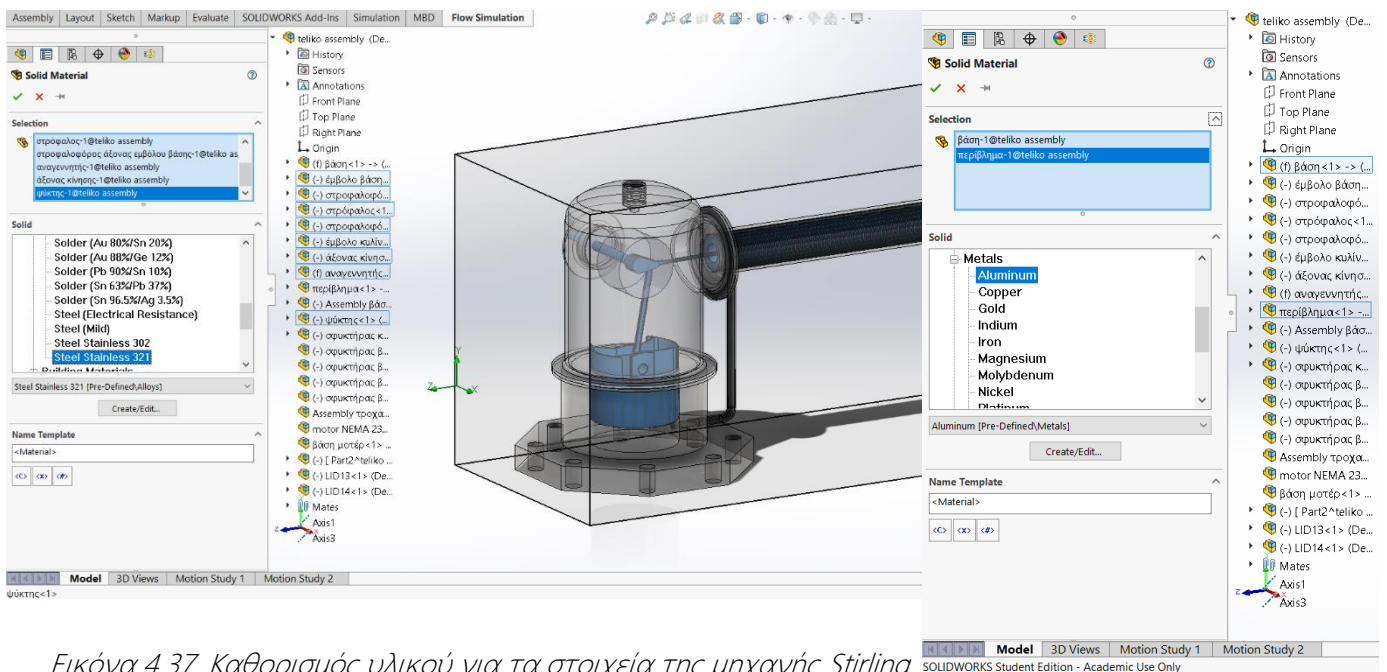
Εικόνα 4.34. Ορισμός εξαρτημάτων που συμβάλουν στη προσομοίωση μέσω της λειτουργίας component control



Εικόνα 4.35. Ορισμός υπολογιστικού τομέα που θα ληφθεί υπόψη κατά τη προσομοίωση



Εικόνα 4.36. Έλεγχος γεωμετρίας και όγκου ρευστού εσωτερικά του μοντέλου



Εικόνα 4.37. Καθορισμός υλικού για τα στοιχεία της μηχανής Stirling

Στη συνέχεια, προχωράμε στον καθορισμό των συνοριακών συνθηκών της προσομοίωσης. Για να γίνει αυτό χρησιμοποιούνται οι λειτουργίες boundary conditions και initial condition. Αρχικά εισάγουμε τις συνοριακές συνθήκες για τα έμβολα κατά τη φάση συμπίκνωσης στον όγκο του εμβόλου κυλίνδρου, και εκτόνωσης στον όγκο του εμβόλου ισχύος, η οποία και θεωρείται η γωνία 0 κατά τη προσομοίωση. Όπως φαίνεται στις εικόνες 4.38-4.40, εισάγεται η αντίστοιχη συνθήκη ολικής πίεσης, με θερμοκρασία σταθερή σύμφωνα με τα αρχικά δεδομένα λειτουργίας, και πίεσης διακύμανσης όπως φαίνεται στην εικόνα 4.39. Η διακύμανση αυτή προκύπτει για κάθε γωνία στροφάλου από την

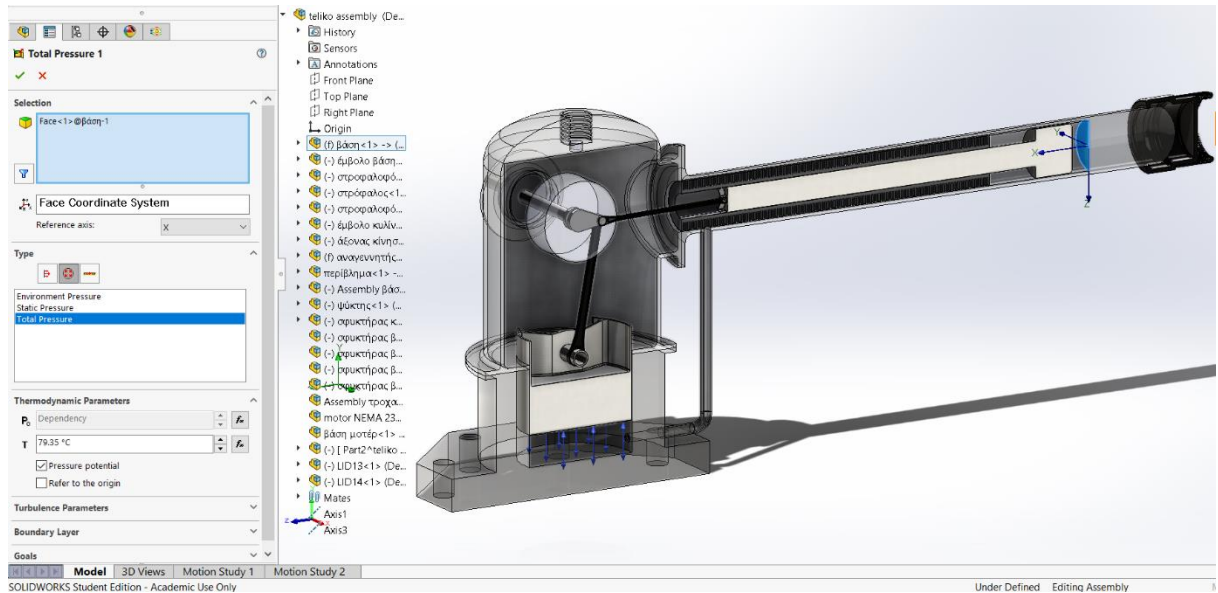
$$Dp = \frac{-\gamma \cdot p \cdot \left(\frac{DV_c}{T_{ck}} + \frac{DV_e}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_c} + \gamma \cdot \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}}}$$

εξίσωση:

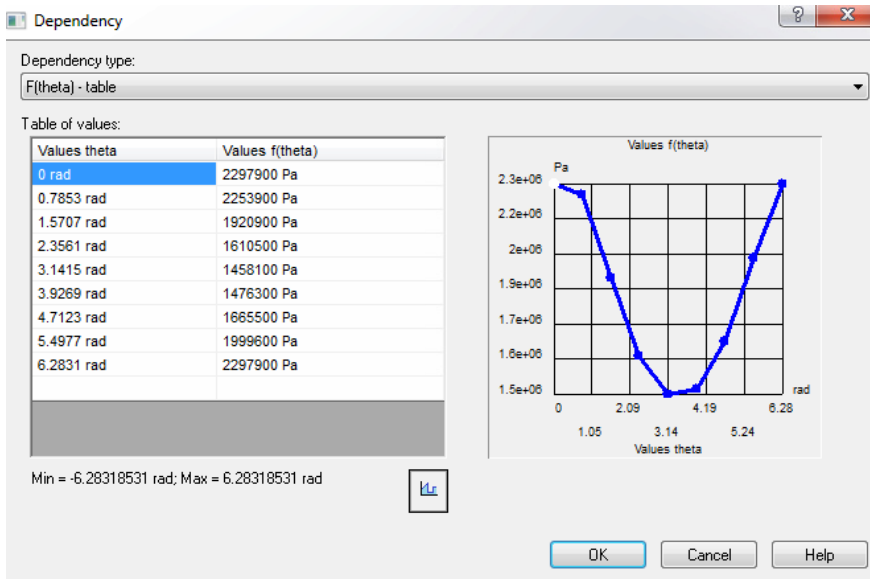
Έπειτα, εισάγονται οι αρχικές συνθήκες θερμοκρασίας για τα υπόλοιπα στοιχεία της μηχανής Stirling, μέσω της λειτουργίας initial condition, όπως απεικονίζεται στις εικόνες 4.41 α-γ. Οι τιμές θερμοκρασιών δίνονται και στο κεφάλαιο 3. Εφόσον έχουν εισαχθεί και οι αρχικές συνθήκες, ορίζουμε συγκεκριμένους στόχους που θέλουμε να εμφανιστούν κατά τη φόρτωση των τελικών αποτελεσμάτων, αλλά και κατά τη διάρκεια του υπολογισμού. Στη περίπτωση μας επιλέγουμε τη ροπή άξονα περιστροφής και τις θερμοκρασίες των επιφανειών των εμβόλων που έχουν άμεση επαφή με το ρευστό που εκτονώνεται και συμπιέζεται κατά τη περιστροφή.

Τελικά, ρυθμίζονται οι παράμετροι προσομοίωσης. Εφόσον πρόκειται για χρονικά εξαρτούμενη προσομοίωση, ορίζουμε τον χρόνο εκτέλεσης. Επειδή τέτοιου είδους προσομοιώσεις χρειάζονται αρκετό χρόνο για να ολοκληρωθούν, μπορούμε να το ρυθμίσουμε αυτό μέσω της λειτουργίας Flow freezing. Αυτή επιτρέπει τον προσδιορισμό των παραμέτρων για την ελαχιστοποίηση του χρόνου της CPU που απαιτείται για τη λύση. Αυτό γίνεται με «πάγωμα» των τιμών όλων των παραμέτρων ροής, με εξαίρεση τις θερμοκρασίες υγρών και στερεών και τις συγκεντρώσεις ρευστών ουσιών. Αυτές οι παράμετροι συνήθως συγκλίνουν πιο αργά σε σύγκριση με άλλες παραμέτρους ροής. Έτσι, όταν η κατάψυξη ροής είναι ενεργή, οι θερμοκρασίες στερεών και ρευστών, καθώς και η συγκέντρωση του εργαζόμενου μέσου, υπολογίζονται σε κάθε επανάληψη ενώ οι άλλες παράμετροι ροής θεωρούνται στατικές ή αμετάβλητες.

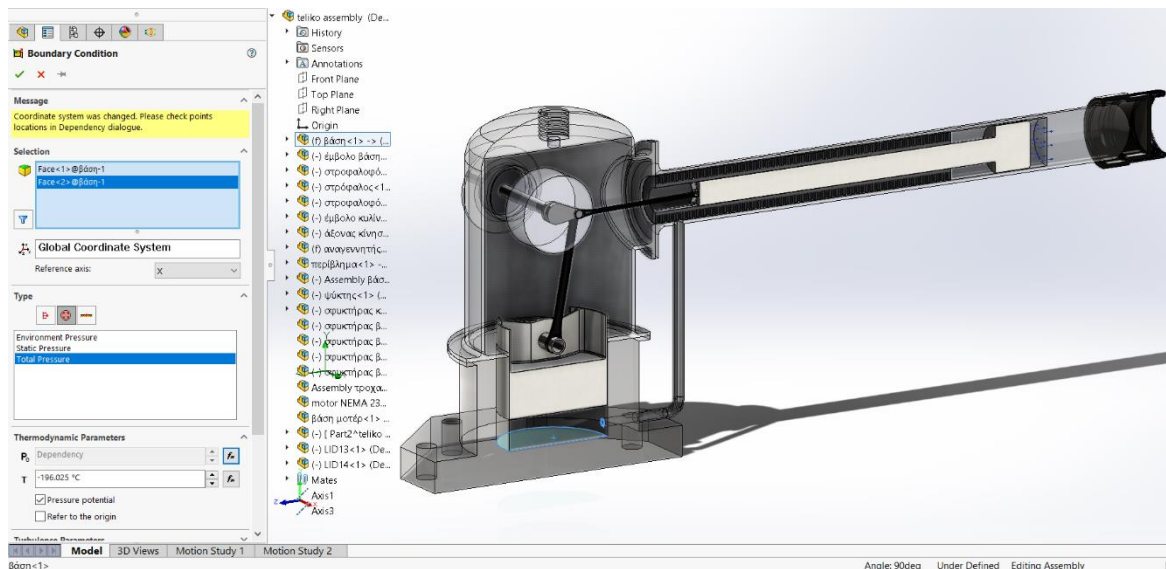
Αυτό στη περίπτωση μας συμβαίνει περιοδικά κάθε 20 επαναλήψεις.



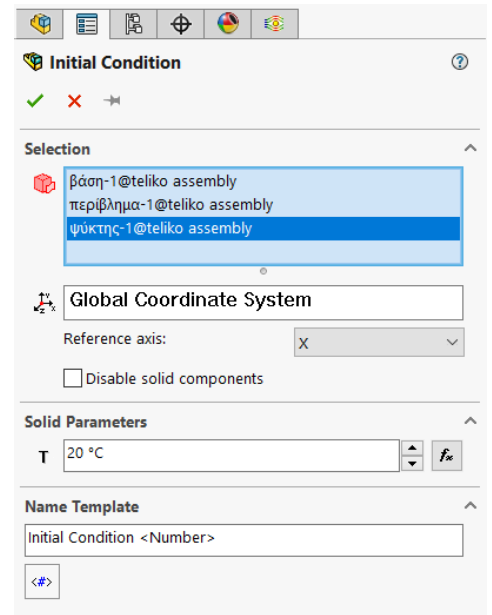
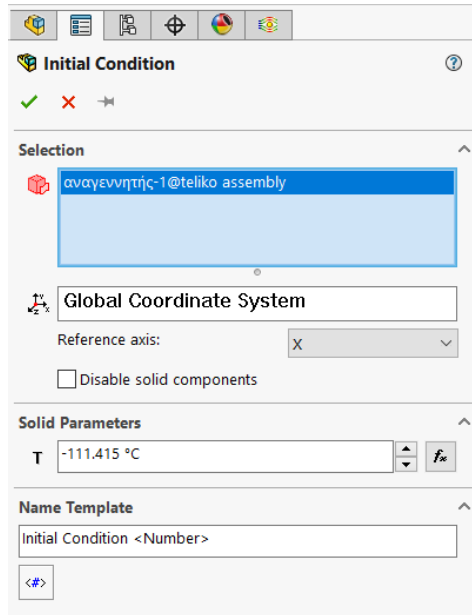
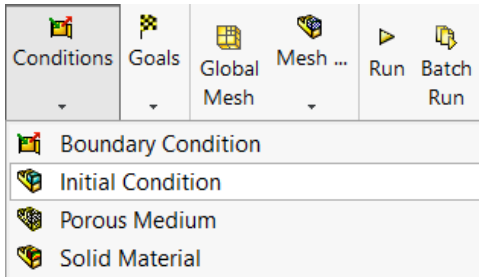
Εικόνα 4.38. Καθορισμός συνοριακής συνθήκης την στιγμή συμπίεσης στο έμβολο κυλίνδρου



Εικόνα 4.39. Καθορισμός συνοριακής συνθήκης πίεσης συναρτήσει της γωνίας περιστροφής



Εικόνα 4.40. Καθορισμός συνοριακής συνθήκης την στιγμή εκτόνωσης στο έμβολο ισχύος



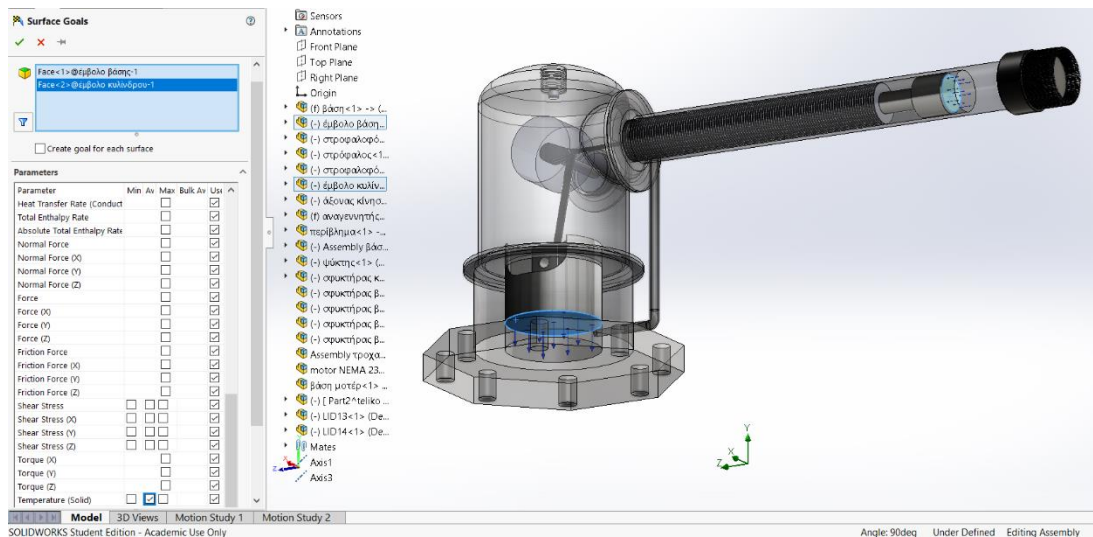
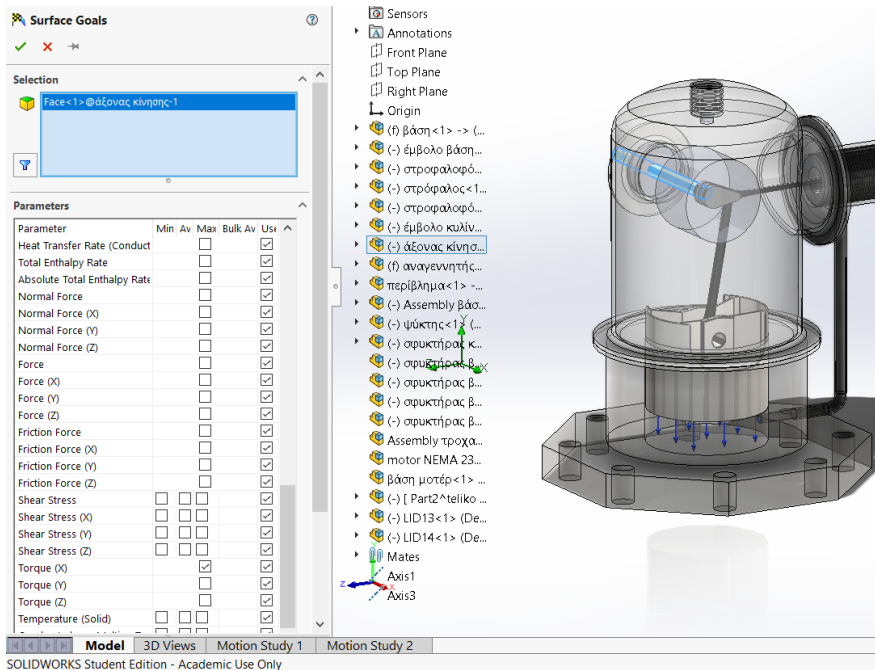
Εικόνες 4.41.(α-γ) Εισαγωγή

αρχικών συνθηκών

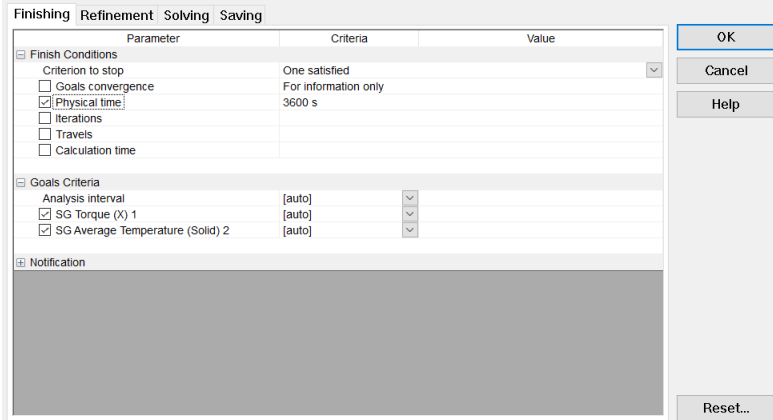
θερμοκρασίας στοιχείων μηχανής

Stirling (αναγεννητής, ψύκτης

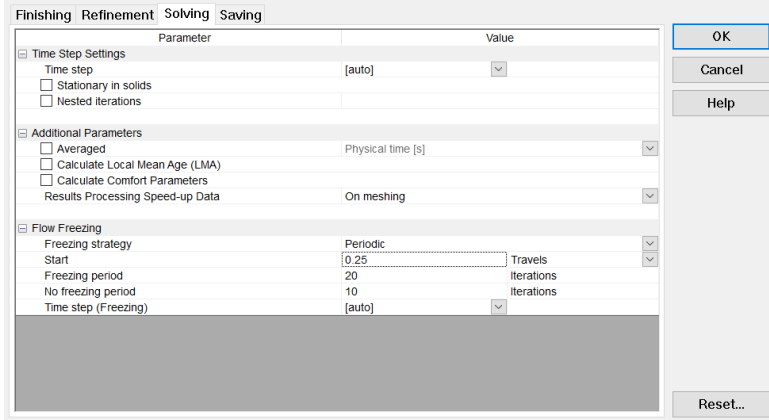
περιβλήματα)



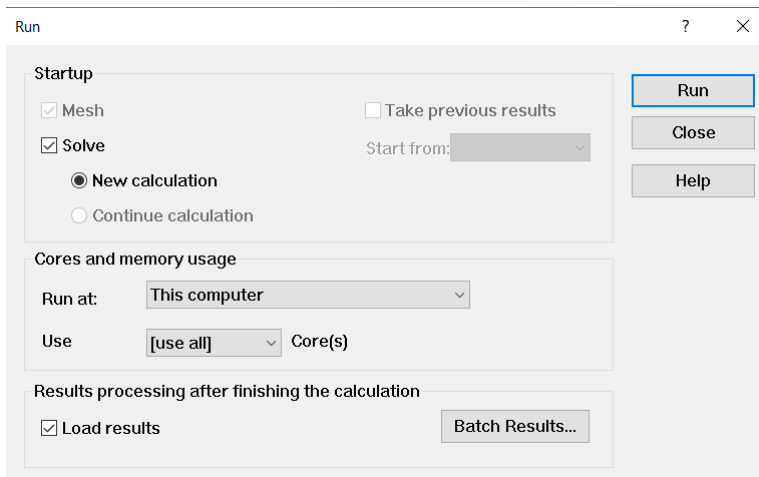
Εικόνες 4.42.(α-β) Εισαγωγή στόχων προσομοίωσης



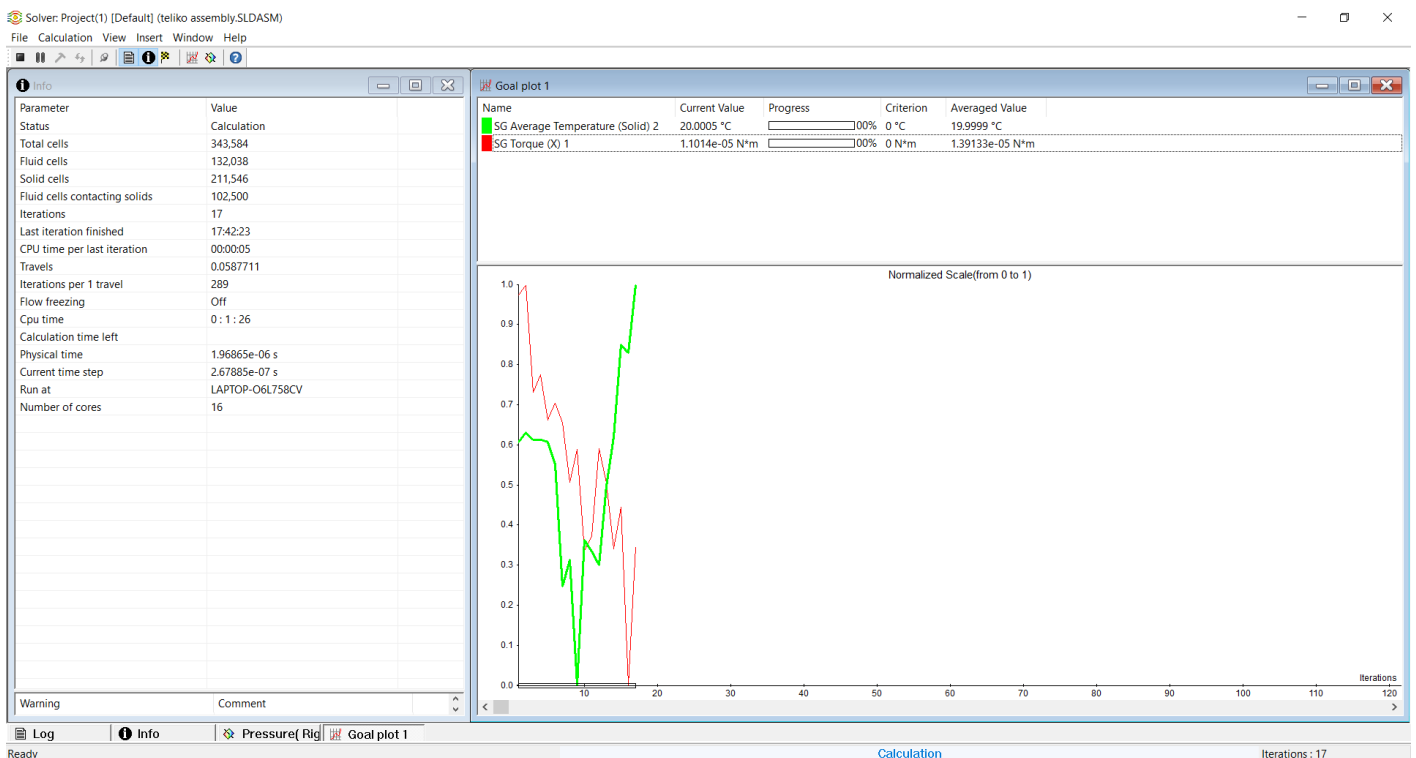
Εικόνα 4.43. Ορισμός συνολικού χρόνου προσομοίωσης



Εικόνα 4.44. Ρύθμιση παραμέτρων εκτέλεσης προσομοίωσης



Εικόνα 4.45. Εκκίνηση simulation solver



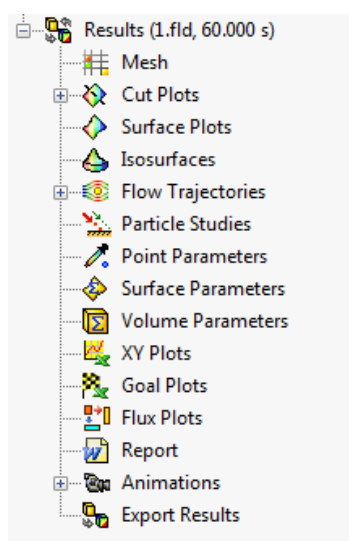
Εικόνα 4.46. Πληροφορίες προσομοίωσης και απεικόνιση επίλυσης στόχων προσομοίωσης

Είμαστε πλέον έτοιμοι να εκτελέσουμε τη προσομοίωση του μοντέλου. Εκκινείται ο solver της προσομοίωσης με τη χρήση όλων των πυρήνων επεξεργαστή για γρηγορότερα αποτελέσματα, και επιλέγεται η εμφάνιση της επίλυσης των στόχων που επιλέχθηκαν σε προηγούμενο βήμα, όπως φαίνεται και στην εικόνα 4.46.

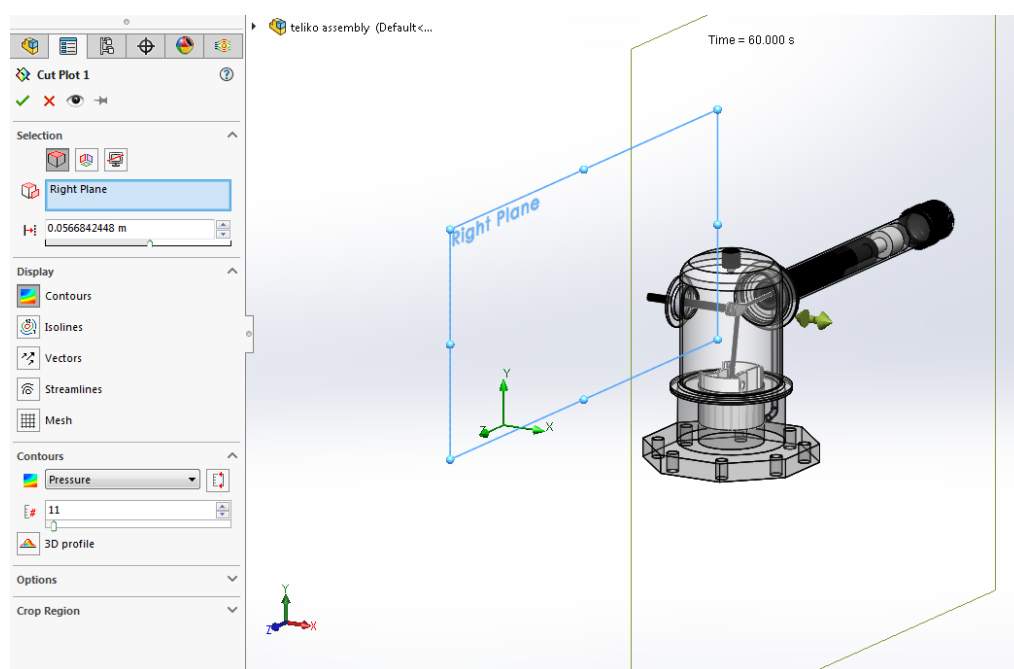
Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης φορτώνονται απευθείας μετά το πέρας της εκτέλεσης του simulation solver. Στη περίπτωση μας θέλουμε να απεικονίσουμε την κατανομή πίεσης κατά μήκος των στοιχείων της μηχανής σε διάρκεια 60 δευτερολέπτων. Για να γίνει αυτό επιλέγεται η εισαγωγή cut plot στο right plane του μοντέλου με κατάλληλη μετακίνηση του έτσι ώστε να αναγράφονται οι τιμές στο κέντρο του στροφάλου.

Όμως τα αποτελέσματα που εμφανίζονται αναφέρονται στην τελική χρονική στιγμή. Για να δείξουμε τη διακύμανση της πίεσης κατά τη διάρκεια των 60 δευτερολέπτων χρησιμοποιείται το εργαλείο animation wizard, όπως φαίνεται στις εικόνες 4.48 – 4.49. Επιλέγοντας τη παράμετρο σεναρίου, μπορούμε πλέον να εισάγουμε όλες τις χρονικές στιγμές της προσομοίωσης και μέσω της εισαγωγής αυτών στο cut plot πίεσης (εικόνα 4.50), απεικονίζονται στο μοντέλο μας.

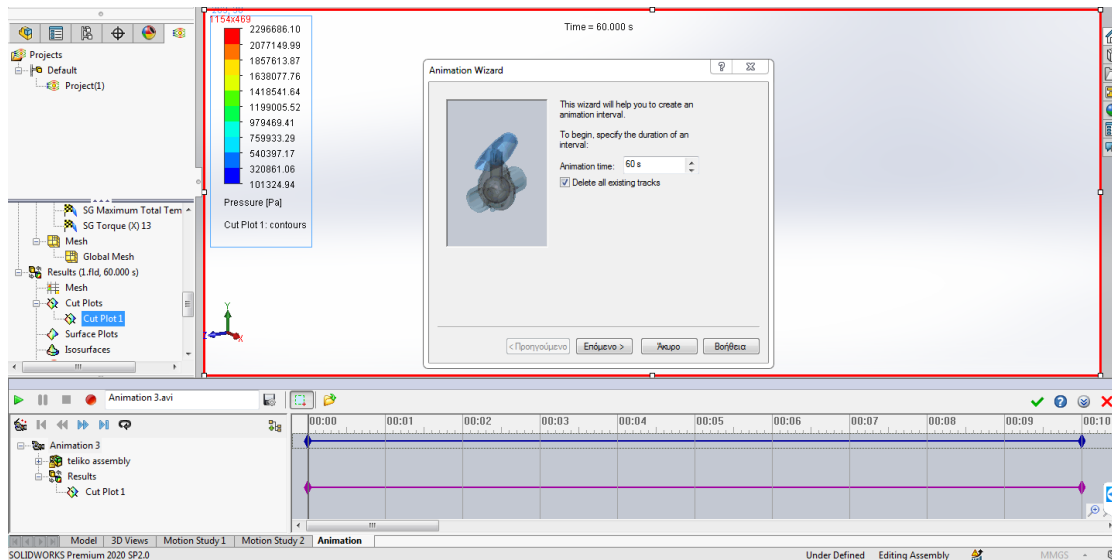
Τα αποτελέσματα της ανάλυσής μας αναγράφονται με περισσότερες λεπτομέρειες στο κεφάλαιο που ακολουθεί.



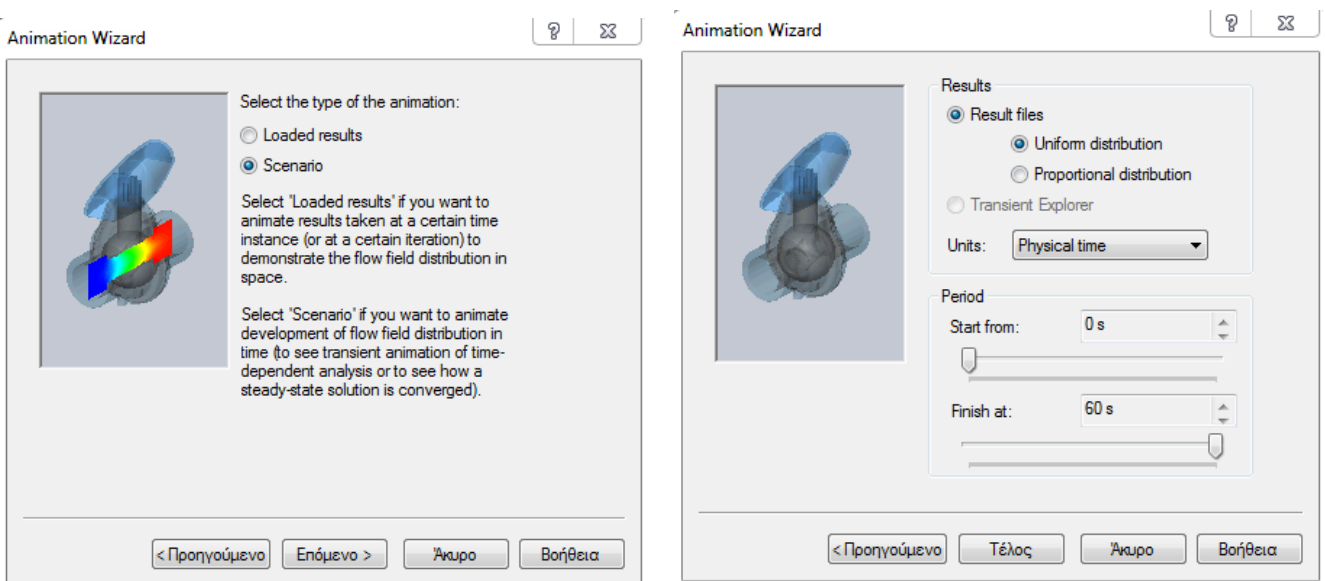
Εικόνα 4.47. Φόρτωση αποτελεσμάτων προσομοίωσης



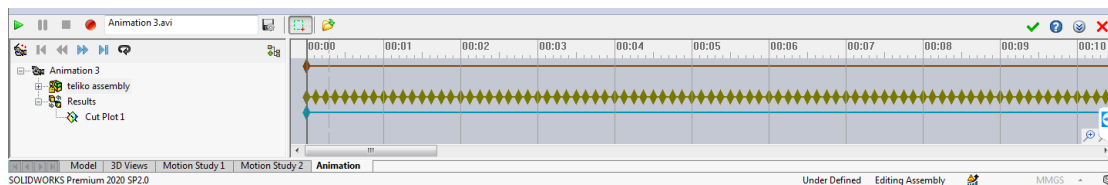
Εικόνα 4.48. Εισαγωγή αποτελεσμάτων πίεσης κατά το επίπεδο πρόωσης



Εικόνα 4.48. Ρύθμιση animation για απεικόνιση αποτελεσμάτων κατά τη διάρκεια 60 δευτερολέπτων

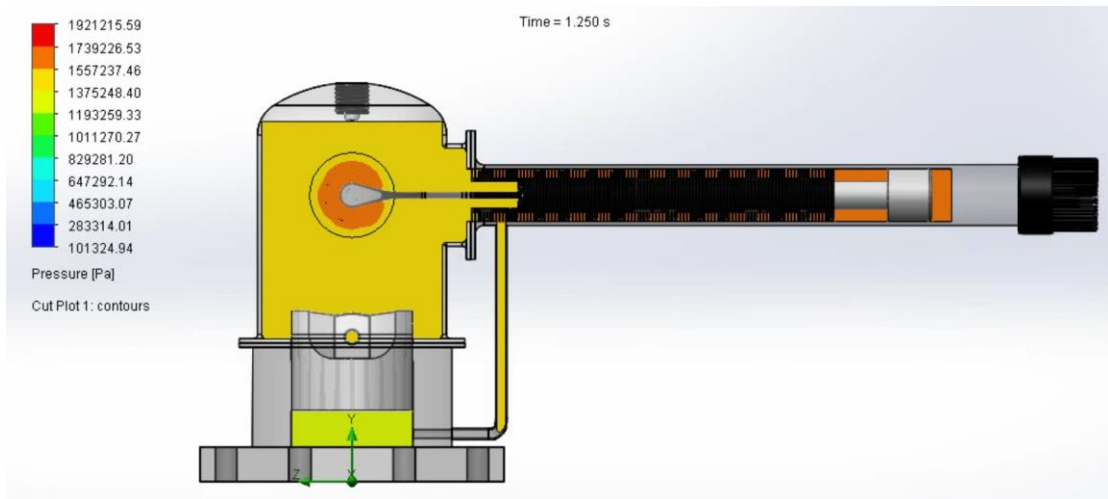


Εικόνες 4.49.(α-β) Ρύθμιση παραμέτρων animation wizard για τη φόρτωση όλων των χρονικών στιγμών

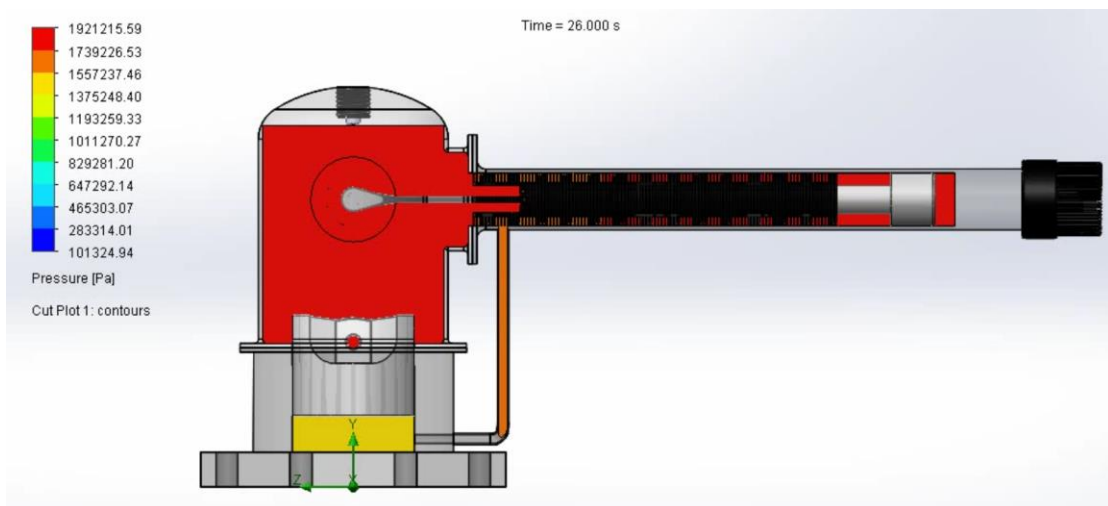


Εικόνα 4.50. Φόρτωση χρονικών στιγμών προσομοίωσης στο διάγραμμα διακύμανσης πίεσης

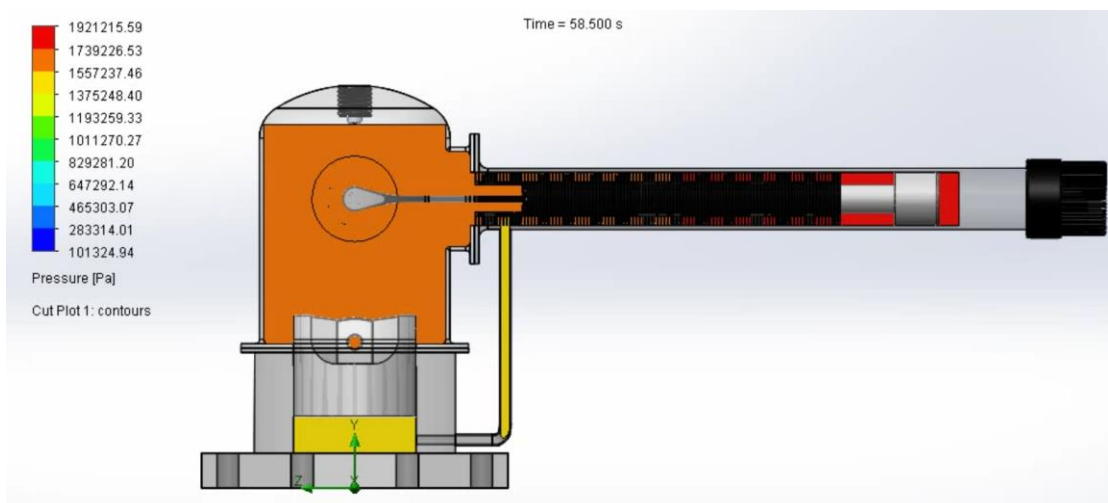
4.2. Αποτελέσματα ανάλυσης



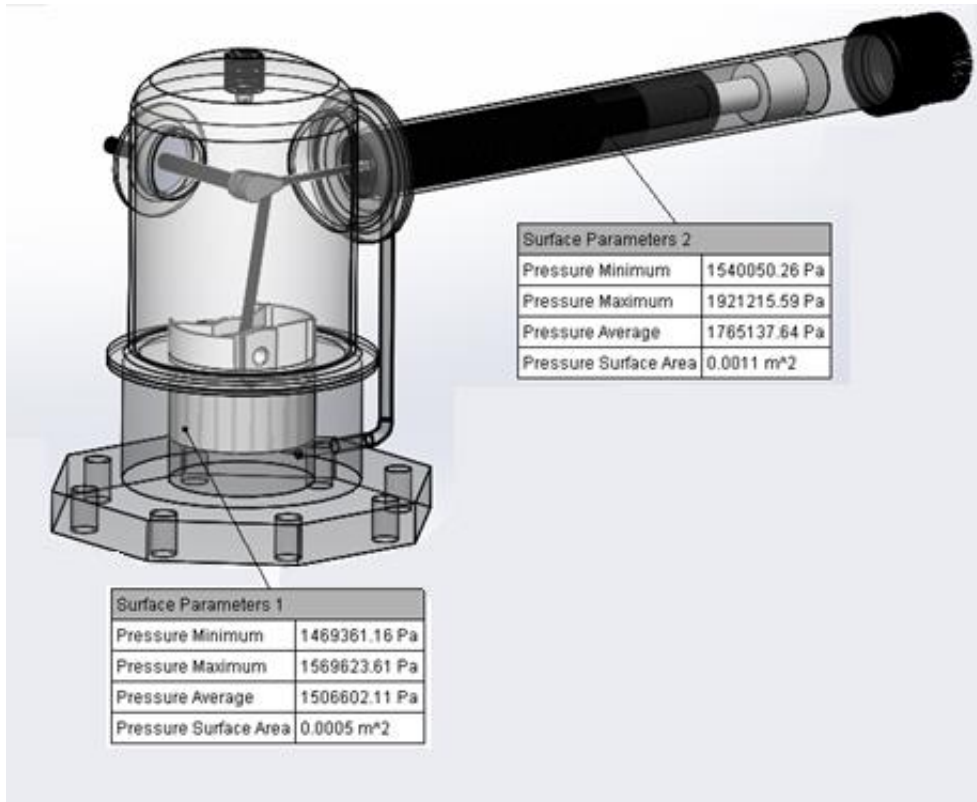
Εικόνα 4.51. Διάγραμμα διακύμανσης πίεσης κατά τη χρονική στιγμή 1.25 sec



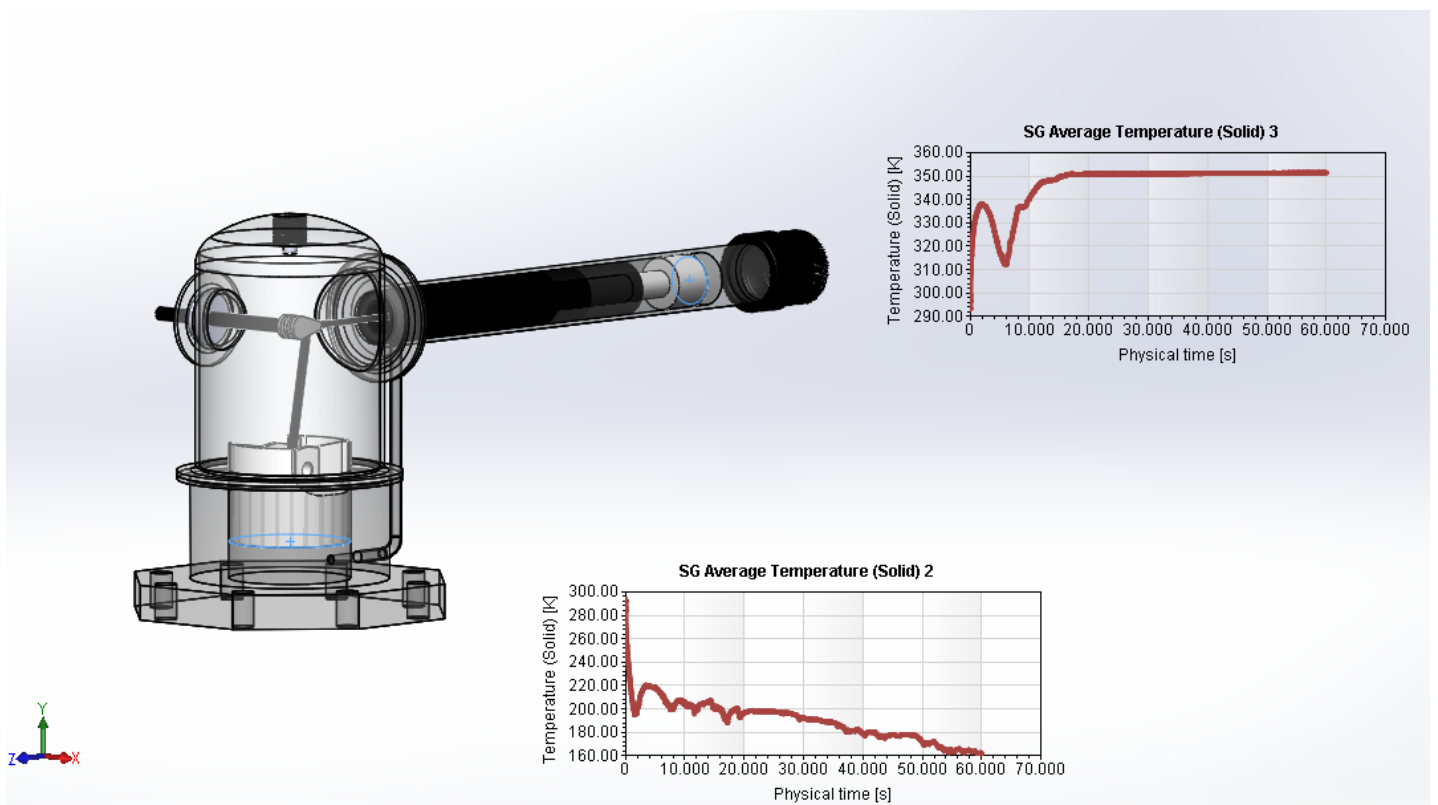
Εικόνα 4.52. Διάγραμμα διακύμανσης πίεσης κατά τη χρονική στιγμή 26 sec



Εικόνα 4.53. Διάγραμμα διακύμανσης πίεσης κατά τη χρονική στιγμή 58.5 sec



Εικόνα 4.54. Απεικόνιση διακύμανσης πίεσης σε συγκεκριμένες περιοχές του μοντέλου προσομοίωσης



Εικόνα 4.55. Απεικόνιση διακύμανσης θερμοκρασίας στις επιφάνειες επαφής των εμβόλων με τους αντίστοιχους χώρους εκτόνωσης και συμπίεσης

Παρατηρώντας τα αποτελέσματα της προσομοίωσης σε περιβάλλον Solidworks είναι εμφανής η μεγαλύτερη ακρίβεια των αποτελεσμάτων. Συγκρίνοντάς τα με αυτά του κώδικα, βλέπουμε ότι μέσω του σχεδιαστικού προγράμματος μπορούμε να εξάγουμε αρκετές περισσότερες πληροφορίες, οι οποίες δεν θα μπορούσαν να ληφθούν μέσω κώδικα ή με άλλο τρόπο.

Για παράδειγμα, στο Solidworks μας δόθηκε η δυνατότητα να εξάγουμε αποτελέσματα πιέσεων και θερμοκρασιών σε κάθε επίπεδο κατά μήκος του εσωτερικού χώρου της μηχανής και να ελέγξουμε σε ποια σημεία φορτίζεται περισσότερο το μοντέλο μας. Επιπλέον, όπως φαίνεται και από τις εικόνες 4.54 – 4.55, είναι δυνατό να υπολογίσουμε τις πιέσεις που ασκεί το ρευστό κατά τη κίνησή του ακόμη και στα στερεά μέρη της μηχανής, τα οποία ύστερα θα μπορούσαν να αξιοποιηθούν στην εύρεση καταπονήσεων αλλά και στη συνολική διάρκεια ζωής του μοντέλου μας, κάτω από τις συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας.

Ένα από τα μειονεκτήματα της ανάλυσης σε Solidworks, όμως, είναι ότι δεν μπορούμε να προβλέψουμε ταυτόχρονα τη κίνηση του μοντέλου και του ρευστού. Γι' αυτό και η ανάλυση πραγματοποιήθηκε σε χρονικό διάστημα ενός λεπτού και όχι σε κανονικές συνθήκες λειτουργίας επ' άπειρον. Η κίνηση στο μοντέλο δόθηκε μέσω των στοιχείων περιστροφής και τα αποτελέσματα μπορούν να εξαχθούν μόνο για κίνηση διάρκειας ενός λεπτού. Κατά τη λειτουργία αυτή, φαίνεται η θερμοκρασία στο άκρο του εκτονωτή να σταθεροποιείται στους 160 Kelvin, ενώ στον συμπιεστή στους 350 Kelvin. Αντίστοιχα, η μέση πίεση σε όλο το εσωτερικό της μηχανής είναι περίπου 18 MPa. Αυτή η συμπεριφορά φαίνεται να είναι παρόμοια με τα αποτελέσματα της αδιαβατικής ανάλυσης σε κώδικα.

Τυχόν διαφοροποιήσεις στα μοντέλα αναλύσεων υπάρχουν όμως, και ενδέχεται να οφείλονται στο ότι τα εξαρτήματα στο μοντέλο Solidworks έχουν φτιαχτεί με συγκεκριμένο σχεδιασμό, ο οποίος λαμβάνεται υπόψη καθ' όλη τη διάρκεια της προσομοίωσης. Στο σημείο αυτό είναι αρκετά δύσκολο να κρίνουμε ποιος από τους δύο τρόπους ανάλυσης θεωρείται ακριβέστερος, καθώς πρόκειται για αναλύσεις σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Από τη μια μεριά, με χρήση κώδικα, μπορέσαμε να εξάγουμε αποτελέσματα με χρήση εξισώσεων, οι οποίες μπορούν να προβλέψουν τη συμπεριφορά του ρευστού σε μόνιμες συνθήκες. Από την άλλη, σε Solidworks, μπορέσαμε στιγμιαία να

αναλύσουμε τη διακύμανση θερμοκρασιών, πιέσεων και καταπονήσεων ολόκληρου του μοντέλου της μηχανής, στο οποίο όμως οποιεσδήποτε σχεδιαστικές ανακρίβειες ενδέχεται να τροποποιήσουν τα εξαγόμενα αποτελέσματα.

Συμπεράσματα

Εν κατακλείδι, καμία από τις δύο αναλύσεις δεν μπορεί να αναιρέσει τη σημασία της άλλης. Και η ανάλυση σε κώδικα και η προσομοίωση σε περιβάλλον Solidworks αλληλοκαλύπτονται, και μαζί μας δίνουν μια εκτενέστερη και πιο λεπτομερή εικόνα της θερμικής συμπεριφοράς της μηχανής μας. Τα αποτελέσματα που μπορούμε να πάρουμε και από τις δύο τύπους αναλύσεων μπορούν να μας φανούν χρήσιμα και σε μεταγενέστερες αναλύσεις. Για παράδειγμα, θα μπορούσαμε να ελέγξουμε ποιο είναι το όριο αντοχής της μηχανής καθώς και αν υπάρχουν οποιεσδήποτε σχεδιαστικές αστοχίες, με χρήση του ήδη υπάρχοντος μοντέλου. Επίσης, θα ήταν δυνατό να ελέγξουμε το μέγιστο φορτίο που μπορεί να δεχτεί η μηχανή και μέσω αυτού με τη χρήση κώδικα να ελέγξουμε την απόδοσή της και το συνολικό παραγόμενο έργο.

Σίγουρα, σε μεταγενέστερες αναλύσεις θα μπορούσε να δοθεί μεγαλύτερη έμφαση στο τι επίδραση θα είχε η χρήση διαφορετικού υλικού, ή οποιεσδήποτε αλλαγές κατά τη διαστασιολόγηση του μοντέλου, καθώς όπως παρατηρήθηκε και κατά τη σύγκριση των αποτελεσμάτων, ακόμα και η μικρότερη διακύμανση, τόσο στη διαστασιολόγηση του μοντέλου όσο και στη κίνησή του, επηρεάζουν σημαντικά τα τελικά αποτελέσματα.

Σε ότι αφορά όμως το στάδιο της παρούσας διπλωματικής, μπορούμε να πούμε με βεβαιότητα, ότι ο κώδικας που αναπτύχθηκε σε περιβάλλον Smath αλλά και το μοντέλο προσομοίωσης Solidworks, μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε εκτενέστερες αναλύσεις, ακόμη και σε διαφορετικά είδη ψυκτικών κρυογονικών μηχανών.

Βιβλιογραφία

➤ Κεφάλαιο 1

Joshi Deep; Seckler, David; and Jain, B.C. “Social Forestry, Wood Gasifiers and Lift Irrigation: Synergistic Relations Between Technology and Natural Resources in Rural India”. *January 1983, pp. 149 – 158*

National Academy of Sciences. “External Combustion Engines – Rankine and Stirling Engines as Small – Scale Power Source for Developing Countries.” *Energy for Rural Development. Washington, D.C.: National Academy Press, 1976, Appendix 4, pp.246 – 269*

National Academy of Sciences. “Stirling Engines.” *Energy for Rural Development. Washington, D.C.: National Academy Press, 1981, pp.149 – 158*

Ross, A. Stirling Cycle Engine. *Phoenix, Arizona, 1977*

Urieli, I., and Berchowitz, D.M. Stirling Cycle Engine Analysis. *Bristol, England: Adam Hilger, 1984*

Walker, G. Stirling Cycle Machines. *Oxford, England: Oxford University Press, 1973*

Walker, G. Stirling Cycle Machines. *Oxford, England: Oxford University Press, 1980*

Wood, J. Gary; Chagnot, Bryce J.; and Penswick, Lawrence B. “Design of a Low Pressure Air Engine for Third World Use.” *Paper presented at the 17th Annual Intersociety Energy Conference, Los Angeles, California, August 1982*

Beal William, “Understanding Stirling Engines” *Paper published by “Volunteers n Technical Assistance”, Arlington, Virginia, USA.*

Γ. Αντωνάκος, *ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΜΗΧΑΝΩΝ ΙΣΧΥΟΣ STIRLING (THERMODYNAMIC ANALYSIS OF STIRLING POWER ENGINES)*, Διπλωματική Εργασία, Αθήνα 2002

➤ Κεφάλαιο 2

Arora, S.C. & Domkundwar, S. A Course In Refrigeration & Air-Conditioning. *Delhi: Dhanpat Rai & Sons, 1993*

Stirling Cryogenics and Refrigeration BV, *Netherlands*

➤ Κεφάλαιο 3.1

Babcock G H 1885 Substitutes for Steam, *Transactions ASME* 680 – 741

Belaire R C and Kitzner E W 1977 *Ford Motor Company, private communication*

Creswick F A 1965 Thermal Design of Stirling Cycle Machines *Int. Auto Eng. Congr. Detroit., SAE 650079*

Cairelli J E, Thieme L G and Walter R J 19768 Initial Test Results with a Single – cylinder Rhombic – Drive Stirling Engine *NASA TM 78919*

Finkelstein T 1960 Optimisation of Phase Angle and Volume Ratio for Stirling Engines *SAE 118C*

Van Giesel r and Reinink F 1977 Design of the 4 – 215 D. A. Automotive Stirling Engine *SAE770082*

Kitzner E W 1981 *Ford Motor Company, private communication*

Urieli I. and Berchowitz D M Stirling Cycle Engine Analysis. *Bristol, England: Adam Hilger 1984*

Γ. Αντωνάκος, *ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΜΗΧΑΝΩΝ ΙΣΧΥΟΣ STIRLING (THERMODYNAMIC ANALYSIS OF STIRLING POWER ENGINES)*, Διπλωματική Εργασία, Αθήνα 2002

➤ Κεφάλαιο 3.2

Joshi Deep; Seckler, David; and Jain, B,C. “Social Forestry, Wood Gasifiers and Lift Irrigation: Synergistic Relations Between Technology and Natural Resources in Rural India”. *January 1983, pp. 149 – 158*

National Academy of Sciences. “External Combustion Engines – Rankine and Stirling Engines as Small – Scale Power Source for Developing Countries.” *Energy for Rural Development. Washington, D.C.: National Academy Press, 1976, Appendix 4, pp.246 – 269*

National Academy of Sciences. “Stirling Engines.” *Energy for Rural Development. Washington, D.C.: National Academy Press, 1981, pp.149 – 158*

Ross, A. Stirling Cycle Engine. *Phoenix, Arizona, 1977*

Urieli, I., and Berchowitz, D.M. Stirling Cycle Engine Analysis. *Bristol, England: Adam Hilger, 1984*

Walker, G. Stirling Cycle Machines. *Oxford, England: Oxford University Press, 1973*

Walker, G. Stirling Cycle Machines. *Oxford, England: Oxford University Press, 1980*

Wood, J. Gary; Chagnot, Bryce J.; and Penswick, Lawrence B. "Design of a Low Pressure Air Engine for Third World Use." *Paper presented at the 17th Annual Intersociety Energy Conference, Los Angeles, California, August 1982*

Beal William, "Understanding Stirling Engines" *Paper published by "Volunteers n Technical Assistance", Arlington, Virginia, USA.*

Γ. Αντωνάκος, ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΜΗΧΑΝΩΝ ΙΣΧΥΟΣ STIRLING (THERMODYNAMIC ANALYSIS OF STIRLING POWER ENGINES), Διπλωματική Εργασία, Αθήνα 2002

➤ Κεφάλαιο 3.3

Berchowitz D M 1978 A Computer and Experimental Simulation of Starling Cycle Engines, *MSc Dissertation University of the Witwatersrand, South Africa*

Finkelstein T 1960 Generalized Thermodynamic Analysis of Stirling Engines *SAE paper 119 B*

Kuo S S 1965 Numerical Methods and Computers (*London: Addison – Wesley*) pp 107-40

Lee F Y 1976 Computer Simulation of Stirling Engines *MSc Thesis University of Calgary, Alberta, Canada*

Rogers G C F and Mayhew Y R 1977 Engineering Thermodynamics, Work and Heat Transfer 2nd edn (*London: Longman*)

Walker G and Kahn M 1965 Theoretical Performance of Stirling Cycle Engines *SAE paper 949 A*

Urieli I.,Berchowitz D. M. Stirling Cycle Engine Analysis, *Bristol, England: Adam Hilger 1984*

Γ. Αντωνάκος, ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΜΗΧΑΝΩΝ ΙΣΧΥΟΣ STIRLING (THERMODYNAMIC ANALYSIS OF STIRLING POWER ENGINES), Διπλωματική Εργασία, Αθήνα 2002