



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

**Βελτιστοποίηση Αδιαβατικής Ανάλυσης Μηχανών
Stirling – Παράγοντες Επίδρασης της Απόδοσης**

**Optimization of Adiabatic Analysis for Stirling
Engines - Factors Effecting Efficiency**

Εκπόνηση Εργασίας:

Τερζάκης Κωνσταντίνος

Επιβλέπων:

Ρογδάκης Εμμανουήλ

Καθηγητής Ε.Μ.Π.

ΑΘΗΝΑ
ΦΕΒΡΟΥΑΡΙΟΣ 2008

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Η παρούσα διπλωματική εργασία εκπονήθηκε στον Τομέα Θερμότητας του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσοβίου Πολυτεχνείου και διήρκησε από τον Οκτώβριο του 2006 ως τον Φεβρουάριο του 2008.

Αντικείμενο της παρούσας εργασίας είναι η μελέτη του θερμοδυναμικού κύκλου Stirling, η μοντελοποίηση του στο αδιαβατικό μοντέλο και η βελτιστοποίηση του συγκεκριμένου μοντέλου.

Με ιδιαίτερη συγκίνηση θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα μου, Καθηγητή του Τομέα Θερμότητας Δρ. Ε. Ρογδάκη για την συμπαράσταση, την εμπιστοσύνη και την βοήθεια την οποία με περιέβαλε κατά την εκπόνηση της εργασίας μου .

Με τις εύστοχες παρατηρήσεις του συνέβαλλε αποφασιστικά στην ομαλή περάτωση της διπλωματικής εργασίας.

Αισθάνομαι την υποχρέωση να ευχαριστήσω θερμά τον Δρ. Νικόλαο Μπορμπιλιά για την αμέριστη συμπαράσταση και βοήθεια που μου προσέφερε κατά την διάρκεια της εκπόνησης αυτής της εργασίας.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει διαιρεθεί σε 7 κεφάλαια. Αρχίζει με μια ιστορική αναδρομή στην ιστορία των μηχανών Stirling και έπειτα προχωράει στην ανάλυση του θεωρητικού κύκλου Stirling και αναλύει τα πλεονεκτήματα του τα μειονεκτήματα του και τις εφαρμογές του. Στο επόμενο κεφάλαιο έχουμε την μοντελοποίηση του κύκλου Stirling στο αδιαβατικό μοντέλο, όπου ακολουθείται η θεωρητική ανάλυση του αδιαβατικού μοντέλου και έπειτα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που έχει το μοντέλο για την μηχανή GPU-3. Στην ίδια ενότητα έχουμε και την βελτιστοποίηση του αδιαβατικού μοντέλου όπου κάνουμε σύγκριση αποτελεσμάτων του νέου κώδικα με τον παλιό και στην οποία σύγκριση έχουμε την ταύτιση των αποτελεσμάτων των δύο διαφορετικών εκδόσεων. Έπειτα γίνεται μια μελέτη για τους διαφορετικούς βαθμούς απόδοσης μιας μηχανής Stirling, στην οποία γίνεται μια κατηγοριοποίηση των βαθμών απόδοσης και στο τέλος έχουμε και κάποια υπολογιστικά παραδείγματα. Μετά ανάλυεται ο θερμοδυναμικός κύκλος Stirling με βάση τους επιζήμιους όγκους και την αποτελεσματικότητα του αναγεννητή και εξετάζουμε τον βαθμό απόδοσης του κύκλου και την παραγόμενη ισχύ συναρτήσει των δύο παραπάνω μεταβλητών. Έπειτα γίνεται μια παρουσίαση των σύγχρονων τεχνολογιών Stirling και παρουσιάζεται μια γενική εικόνα για την πρόοδο των μηχανών Stirling ανά τον κόσμο τα τελευταία 60 χρόνια. Τέλος, γίνεται η παρουσίαση της μηχανής Solo Stirling 161 CHP.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

Κεφάλαιο 1ο	1
Ιστορία 1816 – Σήμερα	1
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	12
Κεφάλαιο 2ο	14
Ο θερμοδυναμικός Κύκλος Stirling	14
2.1 Ικανότητα απόδοσης της μηχανής Stirling	18
2.2 Απόδοση	19
2.3 Έλεγχος Ισχύος	20
2.4 Πλεονεκτήματα & Μειονεκτήματα Μηχανής	21
2.5 Μηχανικές διαφοροποιήσεις	23
Εφαρμογές	28
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	28
Κεφάλαιο 3ο	32
Αδιαβατική Ανάλυση	32
3.1 Μη Ισοθερμοκρασιακοί Εργαζόμενοι Χώροι	32
3.2 Το Ιδανικό Αδιαβατικό Μοντέλο	34
3.3 Ανάπτυξη Εξισώσεων Αδιαβατικού Μοντέλου	36
3.4 Μέθοδος Επίλυσης	41
3.5 Αποτελέσματα	42
3.6 Εξέλιξη Προγράμματος	57
3.7 Νέα Αποτελέσματα	58
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	85
Κεφάλαιο 4ο	86
Βαθμοί Απόδοσης για Μηχανικά Συστήματα Stirling	86
4.1 Εισαγωγή	86
4.2 Αντικειμενικός Σκοπός	87
4.3 Ορισμός Ισχύος & Θερμοκρασίας	89
4.4 Ορισμός Των Ορων Απόδοσης	92
4.5 Περίληψη & Προτάσεις	94
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	108
Κεφάλαιο 5ο	111

Επίδραση Επιζήμιων Όγκων & Αποτελεσματικότητας του Αναγεννητή στην Απόδοση της Μηχανής 111

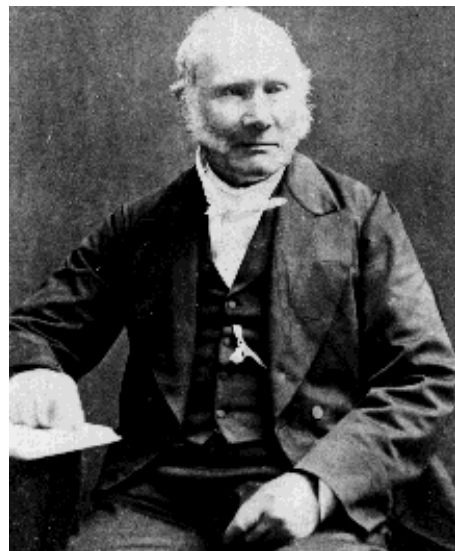
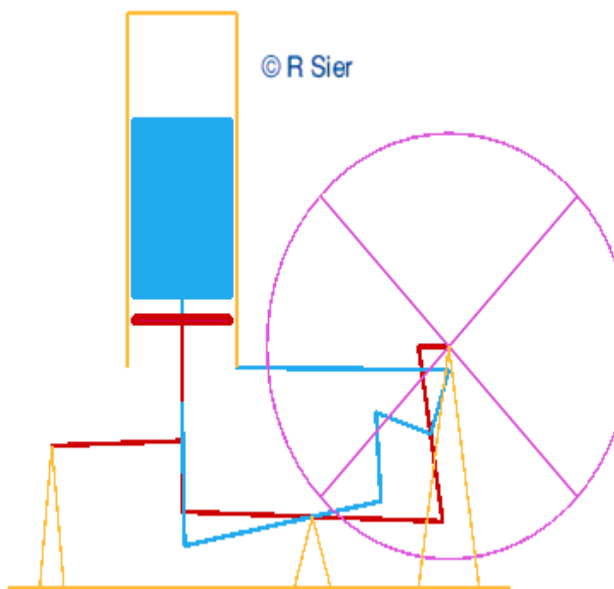
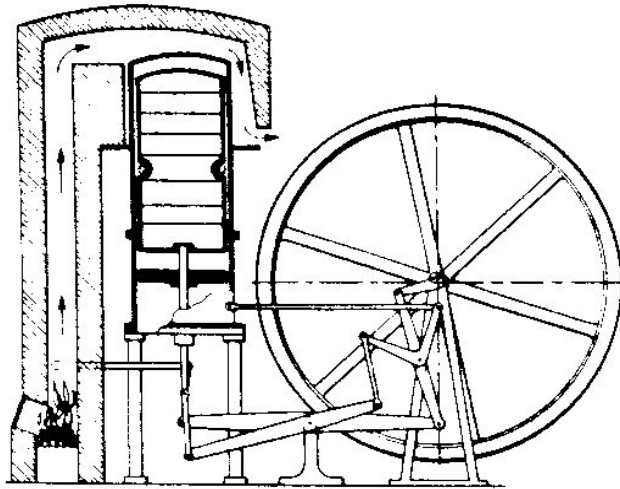
5.1 Εισαγωγή	111
5.2.1 Επιζήμιοι Όγκοι	111
5.2.2 Πραγματικός Αναγεννητής	112
5.2.3 Καταστατική Εξίσωση	113
5.2.4 Ισοθερμοκρασιακή Ανάλυση	113
5.2.5 Ισόογκη Θέρμανση	114
5.2.6 Ισόθερμη Εκτόνωση	114
5.2.7 Ισόογκο Ψύξη	115
5.2.8 Ολική Παραγόμενη Θερμότητα	115
5.2.9 Συνολική Απορριπτόμενη Θερμότητα	116
5.2.10 Παραγόμενο Έργο	116
5.2.11 Μέση Ενεργός Πίεση	117
5.2.12 Βαθμός Απόδοσης	117
5.3 Μέθοδος Επίλυσης	118
5.4 Ανάλυση Αποτελεσμάτων	120
5.5 Συμπεράσματα	124
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	126
Κεφάλαιο 6ο	127
Έρευνα & Εξέλιξη στις μέρες μας	127
Ιαπωνία	128
Βόρειος Αμερική	130
Ηνωμένο Βασίλειο	131
Κίνα	135
Ρωσία	135
Ιταλία	136
Σουηδία	136
Ολλανδία	136
Νότιος Αφρική	137
Άλλες χώρες	137
Κεφάλαιο 7ο	141
Παρουσίαση της Μηχανής Solo Stirling 161 CHP	141
7.1 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΗΣ & ΠΩΣ ΔΟΥΛΕΥΕΙ	141

7.1.1 Σχεδιασμός της Μονάδας	141
7.1.2 Μηχανή STIRLING	142
7.1.3 Σύστημα He & Έλεγχος Παραγωγής	144
7.1.4 Καυστήρας & Τμήμα Του Αερίου	146
7.1.5 Παρακολούθηση Ηλεκτρονικών&Ασφάλεια	150
7.1.6 Έλεγχος &Στοιχεία Ελέγχου	152
7.1.7 Γεννήτρια Κύριες Συνδέσεις & Κύριο Ασφαλιστικό Κύκλωμα	153
7.1.8 Data logger and Modem	155
7.1.9 Ψυκτικό Κύκλωμα	156
7.1.10 Εναλλάκτης Θερμότητας Καυσαερίων	156
7.1.11 Το Κουβούκλιο	157
7.2 ΤΟΠΟΘΕΤΗΣΗ	157
7.2.1 Οδηγίες Ασφάλειας	157
7.2.2 Μεταφορά	158
7.2.3 Τοποθέτηση-Εγκατάσταση	159
7.2.4 Συνδέσεις Τροφοδοσίας	160
7.2.5 Καύσιμο	160
7.2.6 Ηλεκτρική Ισχύς	161
7.2.7 Νερό Ψύξης	161
7.2.8 Συμπύκνωση	162
7.2.9 Καυσαέρια	162
7.2.10 Μπουκάλα He (Παροχή He)	163
7.2.11 Έλεγχος Ισχύς & Θερμοκρασίας Θερμένοντος Νερού & Σύστημα Παράκαμψης	163
7.3 ΕΝΑΡΞΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ & ΧΡΗΣΗ	164
7.3.1 Χρήση Των Κομβίων, Των Κλειδιών & Των Οθόνων	164
7.3.2 Έλεγχοι Πριν την Εκκίνηση	172
7.3.3 Πρόγραμμα Εκκίνησης & Σταματήματος	174
Πρόγραμμα έναρξης	174
Πρόγραμμα σταματήματος	176
7.4 ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΑ	177
7.4.1 Αρχικές Σημειώσεις	177
7.4.2 Κώδικες Σφάλματος&Οδηγίες	177
7.5 ΕΛΕΓΧΟΙ & ΣΥΝΤΗΡΗΣΗ	181

7.5.1 Αρχικές Σημειώσεις	181
7.5.2 ΓΕΝΙΚΟΙ ΈΛΕΓΧΟΙ	181
7.5.3 Το Σύστημα He	182
7.5.4 Ψυκτικό Κύκλωμα	186
7.5.5 Σύστημα Λίπανσης	186
7.5.6 Γραμμή Καυσίμου- Καθορίζοντας Το Μίγμα	186
7.5.7 Έλεγχος του Συστήματος Ανεμιστήρα	188
7.5.8 Φίλτρο Αέρα	189
7.5.9 Εναλλάκτης Θερμότητας Καυσαερίων	189
7.6 ΔΕΔΟΜΕΝΑ & ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΗΝ SOLO STIRLING 161 CHP	190
7.6.2 Πίνακας Ελέγχου	192
7.6.3 Διαγράμματα Εγκατάστασης	193
7.7 ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕ ΜΗΧΑΝΕΣ STIRLING	196
7.7.1 Οικονομία και Οικολογία μιας μονάδας Stirling συνδυασμένου κύκλου	197
7.7.2 Λεπτομέρειες για σχεδιασμό μονάδας συμπαραγωγής Stirling	199
7.8 ΥΔΡΑΥΛΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ	199
7.8.1 Εισαγωγή	199
7.8.2 Αρχές σχεδιασμού του Υδραυλικού Συστήματος	203
7.8.3 Αρχές Ελέγχου	204
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	205
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ	208

Κεφάλαιο 1^ο
Ιστορία 1816 - Σήμερα

Κεφάλαιο 1°

Ιστορία 1816 – Σήμερα

Rev Dr Robert Stirling (1790-1878)

Η μηχανή «αέρος» Stirling είναι μια διάταξη κλειστού αναγεννητικού θερμοδυναμικού κύκλου με περιοδική συμπίεση και εκτόνωση του εργαζόμενου αερίου (αέρας) σε διαφορετικά θερμοκρασιακά επίπεδα. Η ροή του εργαζόμενου μέσου ελέγχεται από αλλαγές στους όγκους στο ζεστό και κρύο χώρο χωρίς χρήση βαλβίδων. Έτσι υπάρχει μια καθαρή παραγωγή ή απορρόφηση θερμότητας, αφού ο κύκλος είναι και αντιστρέψιμος.

Ο Rev. Stirling άρχισε να εργάζεται με την πρώτη του εφαρμογή πάνω σε αυτή την μηχανή και το οικονομητήρα το 1816, λίγους μήνες αφότου έγινε πάστορας της

εκκλησίας της Σκωτίας σε ηλικία 25 χρονών. Άλλοι, όπως ο Sir George Caley είχαν κατασκευάσει μηχανή αέρος από πριν (1806) και άλλες μηχανές με την επωνυμία «μηχανές αέρος» έχουν αναφερθεί από το 1699.

Ο «οικονομητήρας» ή «αναγεννητής» έχει αναγνωριστεί ως το πιο σημαντικό μέρος της πατέντας του Rev. Stirling. Αυτή η καινοτομία έκανε την κατασκευή πολύ πιο ελαφριά σε σχέση με τα δεδομένα της εποχής .

Πολλοί ιστορικοί θεωρούν ότι η ενασχόληση του Rev. Stirling με αυτές τις μηχανές ήταν το αποτέλεσμα του ενδιαφέροντός του για τους εργαζόμενους της ενορίας του καθώς οι ατμομηχανές που είχαν ευρεία εφαρμογή εκείνη την εποχή παρουσίαζαν προβλήματα . Το σημαντικότερο πρόβλημα με τις ατμομηχανές ήταν το γεγονός ότι το μέταλλο που χρησιμοποιούσαν για την κατασκευή του boiler δεν είχε την απαιτούμενη αντοχή (το ατσάλι ή ο χάλυβας Bessemer δεν είχαν ακόμα ανακαλυφθεί) και έτσι οι εκρήξεις των boiler και οι θάνατοι ήταν πολύ συχνοί. Η μηχανή Stirling δεν μπορούσε να εκραγεί γιατί οι πιέσεις ήταν πολύ χαμηλές. Η μηχανές απλώς σταματούσαν όταν για κάποιο λόγο ανέβαινε η θερμοκρασία και η πίεση του εργαζόμενου αερίου.

Η πρώτη καταγεγραμμένη προσπάθεια υλοποίησης αυτού του εγχειρήματος από εταιρεία ήταν από την Dundee Foundry Company στην οποία εργαζόταν ο αδελφός του Robert, James Stirling. Ο James ήταν πολύ καλός μηχανικός και ένθερμος υποστηρικτής του εγχειρήματος του αδελφού του. Μια πολύ μεγάλη σε διαστάσεις μηχανή με διπλά ενεργά έμβολα με πολλές σχεδιαστικές και κατασκευαστικές καινοτομίες κατασκευάστηκε στο εργοστάσιο που δούλευε με την δική του επίβλεψη. Η μηχανή αυτή δούλευε για πολλά χρόνια στο εργοστάσιο, αλλά λόγω αστοχιών των μετάλλων αντικαταστάθηκε πάλι από μια ατμομηχανή.

Το 1908 η μηχανή Stirling είχε ήδη αναπτυχθεί αρκετά, αφού τόσο ο αναγεννητής όσο και η μηχανή διπλών εμβόλων ήταν αρκετά γνωστά και στις δύο ακτές του Ατλαντικού. Συζητήσεις για την χρησιμότητα και τις πιθανές μελλοντικές εφαρμογές της, γίνονταν από το Institution of Mechanical Engineers της μεγάλης Βρετανίας. Ήταν γεγονός ότι από τα μέσα του 19^{ου} αιώνα μέχρι την έναρξη του 1^{ου} παγκόσμιου πολέμου, τόσο μηχανές ανοικτού κύκλου λειτουργίας όσο και μηχανές κλειστού κύκλου λειτουργίας είχαν μελετηθεί, αναπτυχθεί και εφαρμοστεί σε διάφορες περιπτώσεις, από την τοποθέτησή τους σε πλοία μέχρι και την χρήση τους σε εκκλησιαστικά όργανα για την άντληση του απαραίτητου αέρα για τη λειτουργία

τους. Είναι εκπληκτικό το γεγονός ότι πολλές από εκείνες τις μηχανές λειτουργούν ακόμα και μάλιστα ικανοποιητικά.

Παρόλο ότι η μηχανή Stirling ήταν μια πολύ καλή εναλλακτική λύση των απρόβλεπτων εκείνη την εποχή ατμομηχανών, η έλλειψη την εποχή εκείνη κατάλληλων υλικών για τους κυλίνδρους και για τις κεφαλές τους, είχαν σαν αποτέλεσμα να μην πρεσάρονται όσο θα έπρεπε οι κύλινδροι, με αποτέλεσμα να διατηρούνται σε χαμηλά επίπεδα η παραγόμενη ισχύς και ο βαθμός απόδοσης, περίπου 1 kW ανά τόνο και 1% αντίστοιχα. Παρόλα αυτά η μηχανή είχε πολύ καλή απόδοση και ευρεία εφαρμογή σε περιπτώσεις άντλησης υδάτων. Το 1908 εμφανίστηκε για πρώτη φορά η μηχανή Stirling που έπαιρνε ενέργεια από τον ήλιο.

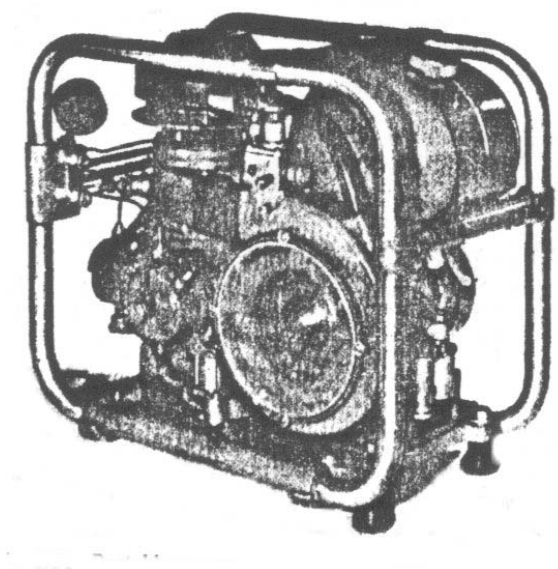
Η επιτυχία της μηχανής του Stirling αναγνωρίστηκε από τα διάφορα ερευνητικά κέντρα και από το ενδιαφέρον που έδειξαν γι' αυτήν ισχυρές προσωπικότητες της εποχής όπως ο βασιλιάς Εδουάρδος VII, ο Σουλτάνος της Τουρκίας, ο Andrew Carnegie κ.α. Παρά την επιτυχία της, μέχρι τα τέλη της δεκαετίας του '20 η μηχανή Stirling κόντευε να «πεθάνει». Η κατάσταση αυτή επιδεινώθηκε από την ραγδαία ανάπτυξη και χρήση των μηχανών εσωτερικής καύσης την εποχή του 2^{ου} παγκόσμιου πολέμου. Η ανάπτυξη της μηχανής Otto και του ηλεκτροκινητήρα συνετέλεσαν στο μαρasmus της Stirling σε μια εποχή που κατά ειρωνικό τρόπο όλοι περίμεναν το αντίθετο αφού είχε αναπτυχθεί τόσο πολύ η τεχνολογία των υλικών, και όλοι πίστευαν στην μεγάλη εξέλιξη της Stirling αφού θα βελτιωνόταν σημαντικά ο βαθμός απόδοσής της. Την δεκαετία του '20 ο Beale της Sunpower Inc. κατασκεύασε μια μηχανή βασισμένη στον θερμοδυναμικό κύκλο Stirling που όμως λάμβανε θερμότητα από τις ηλιακές ακτίνες. Λόγω των βελτιωμένων υλικών και της καλύτερης σχεδίασης, η μηχανή αυτή είχε πολύ βελτιωμένο βαθμό απόδοσης και παρήγαγε πολύ μεγαλύτερη ισχύ. Η Ολλανδική εταιρία Philips είδε τα αποτελέσματα αυτά και άρχισε να ασχολείται και εκείνη με την Stirling για άλλους λόγους. Ήθελε να κατασκευάσει γεννήτριες ρεύματος ώστε να φτάσει σε όλα τα μέρη του κόσμου η νέα ανακάλυψη, το ραδιόφωνο, που όμως χρειαζόνταν ηλεκτρικό ρεύμα για να λειτουργήσει.

Τη δεκαετία το '30 η μηχανή Stirling έχει πλέον πέσει σε ολοκληρωτική απαξίωση. Λίγες μόνο πολύ μικρές μονάδες βρίσκονται σε λειτουργία και αυτές σε τροπικά μέρη, όπου χρησιμοποιούνται για να κινούν κάποια πρωτόγονα συστήματα κλιματισμού. Καμιά από τις καινοτομίες της μηχανής Stirling δεν χρησιμοποιούνταν πλέον και καμιά περαιτέρω εξέλιξη δεν είχε επιτευχθεί από τις αρχές του 20^{ου} αιώνα.

Ο βαθμός απόδοσης της μηχανής ήταν μόλις 1% ενώ ο βαθμός απόδοσης κατά Carnot ξεπερνούσε το 50% .

Η Philips αμέσως συνειδητοποίησε την δυναμική εξέλιξης και ανάπτυξης των μηχανών Stirling και την υπεροχή της σε σχέση με την ατμομηχανή. Καθώς η απειλή ενός νέου παγκόσμιου πόλεμου πλανιόταν πάνω από την Ευρώπη, ξεκίνησε η Ολλανδική εταιρεία να δουλεύει πάνω στη μηχανή αυτή, ξεκινώντας από το αρχικό σχέδιο του 1816. Η έρευνα συνεχίστηκε την περίοδο 1936-45 και το 1946 η ομάδα της Philips είχε ήδη δημοσιεύσει αρκετές μελέτες στις οποίες υπήρχαν οι πρώτες μετά από πολλά χρόνια νέες πληροφορίες για τη μηχανή Stirling. Μέσα σε διάστημα μικρότερο από 10 χρόνια, σε μια περίοδο μάλιστα πολύ δύσκολη για την ανθρωπότητα, η Philips είχε πάρει μια σχεδόν ξεχασμένη μηχανή, αύξησε την παραγόμενη ισχύ ανά χιλιόγραμμο μάζας της κατά 50 φορές, μείωσε το μέγεθος της ανά μονάδα ισχύος με ένα συντελεστή της τάξης του 125 και βελτίωσε το βαθμό απόδοσής της κατά περίπου 15 φορές. Η μηχανή Stirling είχε πλέον περάσει σε άλλη εποχή εξέλιξης.

Η πρώτη μηχανή που κατασκευάστηκε από την Philips είναι ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα χρήσης αναθερμαντών με πτερύγια ως επιφάνειες συναλλαγής θερμότητας και όχι σωλήνων όπως εφαρμόστηκε αργότερα. Η συγκεκριμένη αυτή μηχανή παρήγαγε 0.7 kW ισχύος και κινούσε γεννήτρια 200W . (Εικόνα 1.1)



Εικόνα 1.1 : Η πρώτη μηχανή Stirling που κατασκευάστηκε από τη Philips.

Παρόλα αυτά, οι εξελίξεις την εποχή εκείνη στις μπαταρίες και την ηλεκτρονική παραγκώνισαν για άλλη μια φορά τη μηχανή Stirling ως γεννήτρια. Μεγαλύτερες

μηχανές που θα μπορούσαν να σταθούν καλά και εμπορικά δεν εμφανίστηκαν μέχρι το 1948. Τότε ο Henry Ford II κατασκεύασε στα εργαστήρια του Αϊντχόβεν μια μηχανή απόδοσης 11kW. Η General Motors ακολούθησε τη Philips στην έρευνά της πάνω στη μηχανή Stirling. Η Philips δεν πτοήθηκε από το γεγονός αυτό, πήρε το ρίσκο και με την προσθήκη και άλλων ερευνητών στην υπάρχουσα ομάδα εξέλιξε τη μηχανή όχι μόνο ως κινητήρια και θερμική, αλλά και ως ψυκτική και ως κρυογεννητική. Με το πρόγραμμα αυτό η Philips πέτυχε και εμπορική επιτυχία. Μια μονοβάθμια τέτοια μηχανή πέτυχε θερμοκρασία 12K. Ήταν μια πολύ σημαντική ανακάλυψη που επιτεύχθηκε με την ανάστροφη λειτουργία της μηχανής. Η χρήση του ηλίου ή του υδρογόνου ανακαλύφθηκε ότι μείωνε τις απώλειες του εργαζόμενου μέσου στο περιβάλλον και βελτίωνε σημαντικά το βαθμό απόδοσης της μηχανής. Η επιτυχία της ψυκτικής μηχανής Stirling και η ταυτόχρονη γιγάντωση των Otto και Diesel οδήγησαν σε εξαφάνιση από την αγορά της θερμικής κινητήριας μηχανής, γεγονός που μπορούσε να σημάνει το τέλος της θερμικής Stirling. Όμως ο ενθουσιασμός και η καθοδήγηση ενός από τους μηχανικούς της Philips, του Meijer, κράτησε ζωντανή την έρευνα πάνω στην θερμική Stirling με την ανακάλυψη του ρομβικού μηχανισμού κίνησης των εμβόλων (1953) που έδωσε νέα ώθηση και μέλλον στη μηχανή αυτή.

Η χρήση του ρομβικού μηχανισμού οδήγησης των εμβόλων, οι σωληνωτοί εναλλάκτες θερμότητας και εργαζόμενων αερίων με πολύ μικρά μοριακά βάρη είχαν σαν αποτέλεσμα μέχρι τα τέλη του '50 να κατασκευάσει η Philips μηχανές με βαθμούς απόδοσης πλέον του 30% και παραγόμενη ισχύ μερικές δεκάδες kW. Το γεγονός αυτό έκανε την Philips να εμπορευείται πλέον την τεχνολογία της. Από τότε όλοι οι μεγάλοι ερευνητές των μηχανών Stirling με στροφαλοφόρο άξονα βασίστηκαν πάνω στις ανακαλύψεις της Philips και χρειάζονταν την άδειά της για να προχωρήσουν.

Όλα τα παραπάνω σε μια χρονολογική σειρά δίνονται ως εξής:

1937 – 1938

Ο N.V. Philips (ιδιοκτήτης του Ολλανδικού κολοσσού Philips) ενδιαφέρεται για την κλειστού κύκλου μηχανή θερμού αέρα για μικρές γεννήτριες ηλεκτρικού ρεύματος.

1938 – 1947

Έχουν είδη κατασκευαστεί αρκετά πρωτότυπα μηχανών βασισμένα στην αρχικό μοντέλο του 1816, με πολύ βελτιωμένη όμως απόδοση.

1948 – 1953

Αρχίζει η έρευνα στις ψυκτικές μηχανές Stirling. Από την αρχή εμφανίζουν πολύ καλύτερη απόδοση από τις αντίστοιχες θερμικές, χρησιμοποιώντας για εργαζόμενο μέσο αέρια με πολύ μικρό μοριακό βάρος. Ταυτοχρόνως και οι κινητήριες μηχανές ερευνώνται και αναπτύσσονται από την Ford (USA) και την General Motors. Το 1953 πραγματοποιήθηκε μια μεγάλη τεχνολογική ανακάλυψη. Η δημιουργία και εξέλιξη του ρομβικού μηχανισμού κίνησης των εμβόλων από τον Meijer. Με το μηχανισμό αυτό μπορούσαμε πλέον να λειτουργούμε τη μηχανή και σε πολύ μεγαλύτερες πιέσεις. Οι ομάδες που ασχολιόντουσαν με τις θερμικές και τις ψυκτικές μηχανές διαχωρίζουν πλέον τις δραστηριότητες τους.

1954 – 1958

Την περίοδο αυτή κατασκευάζονται και δοκιμάζονται πολλές μηχανές ρομβικού μηχανισμού οδήγησης των εμβόλων, σε συνθήκες πίεσης μέχρι τα 14 MPa και εργαζόμενο αέριο το υδρογόνο, όπως στη μηχανή 1-365. Η χρήση υψηλών πιέσεων επιβάρυνε το πρόβλημα στεγανότητας. Ελατήρια στεγανότητας από χυτοσίδηρο ήταν μια καλή λύση αλλά όχι η κατάλληλη λόγω των απωλειών λιπαντικού. Το κάλυμμα με τσιμούχες στεγανότητας για τον στροφαλοφόρο ήταν μια λύση που εγκαταλείφθηκε γρήγορα. Τέλος ανακαλύφθηκε το κέλυφος των κυλίνδρων που άφηνε κάποιο κενό μεταξύ της οροφής του εμβόλου και του καπακιού του κυλίνδρου (close clearance piston engine). Το έμβολο ήταν κατασκευασμένο από Sn – Pb – MoS₂ και επέτρεπε στο δαχτυλίδι να δέσει γύρω του και να συσφιχθεί θερμικά. Η General Motors ενδιαφέρθηκε για τη μηχανή, πλησίασε την Philips το 1957 και υπέγραψαν μια συμφωνία για 10ετή χρήση της μηχανής το Νοέμβριο του 1958 που κόστισε στην GM 1,2 εκατομμύρια δολάρια Αμερικής (τότε!!).

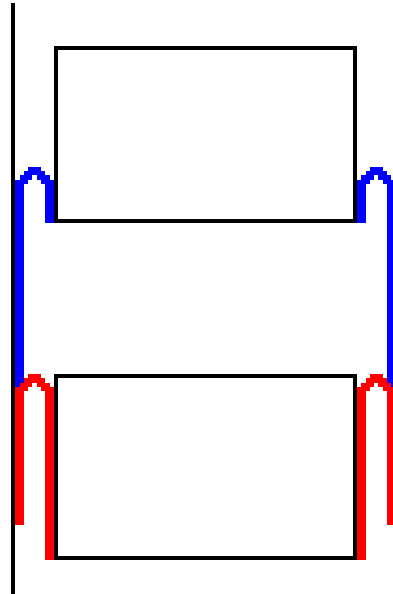
1958 – 1962

Η Philips συνέχισε της έρευνά της πάνω στον ρομβικό μηχανισμό κίνησης των εμβόλων με τη μηχανή 1-98 της οποίας κατασκευάστηκαν πάνω από τριάντα μοντέλα, που χρησιμοποιήθηκαν ως κινητήριες μηχανές γεννητριών ρεύματος των 4kW. Κατά την έρευνα η μηχανή δούλεψε με μια μέση πίεση 22MPa ενώ σε μια μακροχρόνια δοκιμή των 10.000 ωρών δούλεψε σε πίεση 11 MPa. Η μηχανή 1-365 τοποθετήθηκε σε σκάφος αναψυχής, το «Johan de Wit» και σε δοκιμή έφτασε τα 42kW ισχύς και βαθμό απόδοσης το 38% με μέση πίεση 16,5 MPa σε σύγκριση με την 1-98 μηχανή που απέδωσε 19 kW με βαθμό απόδοσης 33% και μέση πίεση 21MPa.

Η General Motors είχε ασχοληθεί με τρεις εφαρμογές της μηχανής Stirling:

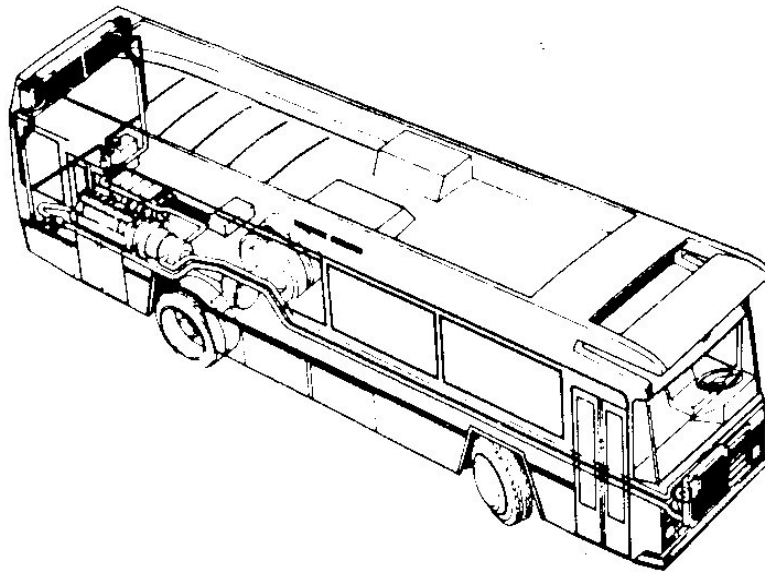
Ως έσω-εξωλέμβια μηχανή, ως μηχανή για διαστημικούς τεχνητούς δορυφόρους που θα ελάμβανε ενέργεια από τις ηλιακές ακτίνες και τέλος ως μικρή γεννήτρια για επίγειες χρήσεις που θα την χρησιμοποιούσε κυρίως ο Αμερικάνικος στρατός (την ground power unit – GPU). Άλλες πιθανές εφαρμογές θα μπορούσαν να ήταν η πρόωση μικρών σκαφών για ποτάμια ή την ακτοπλοΐα, η κίνηση υποβρυχίων καθώς και μηχανών τρένων. Η πρώτη μηχανή που δοκιμάστηκε από την General Motors ήταν μια μονοκύλινδρη, μηχανή «close clearance» και απέδιδε 23 kW.

Η χρήση ελατηρίων στεγανότητας από Teflon ελάττωσε το πρόβλημα των διαρροών. Όμως δεν θα μπορούσε να εξελιχθεί περαιτέρω η μηχανή αν το 1960 δεν είχε ανακαλυφθεί ένα ειδικό είδος κελύφους, το rollsock seal. Αυτό βοήθησε στο να κατασκευαστούν μεγαλύτερες σε μέγεθος μηχανές και με καλύτερο βαθμό απόδοσης κυρίως λόγω της εξέλιξης στους εναλλάκτες που μπορεί να είναι πλέον και σωληνοειδείς και με πτερύγια, αλλά περισσότερο στην ανάπτυξη του αναγεννητή. Η GM χρησιμοποίησε την μηχανή 1-98 σε δορυφόρους και στα μοντέλα GPU. Το «close clearance seal» εγκαταλείφθηκε και ξεκίνησε νέα έρευνα για την εύρεση στεγανωτικών τόσο για τα έμβολα όσο και για τους διωστήρες. Τότε ανακαλύφθηκε το πρώτο κυλιόμενο κέλυφος (Sliding seal) (Εικόνα 1.2). Η πιο σπουδαία απόφαση όμως που πάρθηκε την περίοδο εκείνη ήταν από την GM και αφορούσε την χρήση μηχανών Stirling σε αυτοκίνητα., χρησιμοποιώντας στερεό καύσιμο ως αποθηκευμένη πηγή θερμότητας.



Εικόνα 1.2: Τα κοιλώμενα κελύφη που εξασφαλίζουν τη στεγανότητα των εμβόλων.

1963 – 1968



Εικόνα 1.3 : Μηχανή Stirling σε λεωφορείο.

Οι επινοήσεις του ρομβικού συστήματος οδήγησης των εμβόλων, του κελύφους rollsock σε συνδυασμό με την απόδοση της καύσης, την εξέλιξη στους εναλλάκτες θερμότητας και τα συστήματα ελέγχου, μας έδωσαν τη δυνατότητα να κατασκευάσουμε πολύ μεγαλύτερες μηχανές. Η GPU είχε εξελιχθεί και απέδιδε 9kW, αλλά υπήρχαν ήδη μονάδες τόσο της Philips όσο και της GM που απέδιδαν ακόμα και 200kW για ναυτικές κυρίως εφαρμογές. Παρόλα αυτά το αμερικάνικο ναυτικό δοκίμασε για πρώτη φορά την μηχανή αυτή της Philips σε ένα λεωφορείο (Εικόνα 1.3).

Στα μέσα της δεκαετίας του '60 η μηχανή Stirling είχε γίνει ανταγωνιστική της Diesel αλλά όχι και της Otto. Ήταν το 1964 που η Philips αποφάσισε να ασχοληθεί με τις μηχανές Stirling διπλών εμβόλων, όμως παρόλο που αυτή πήρε πρώτη την απόφαση, ήταν η GM που αναπτύχθηκε περισσότερο στον τομέα αυτό και το 1968 κατασκεύασε μια μηχανή αυτοκινήτου 186kW ισχύος και μια μηχανή για τορπίλη 375 kW.

Οι ελπιδοφόρες προσπάθειες των δύο αυτών κατασκευαστών, τράβηξαν την προσοχή και άλλων και το 1968 η Philips υπέγραψε άλλες δύο συμφωνίες με κοινοπραξίες. Μία Σουηδική την KB United Stirling και μια Δυτικογερμανική την Maschinenfabrik Augsburg – Nurnberg συνεργαζόμενη με τη Motorenwerke Mannheim (MAN – MWM). Και οι δύο αυτές κοινοπραξίες ειδικεύονταν στις μηχανές Diesel.

Την περίοδο αυτή η εταιρεία Harwell και η ομάδα του William Beale ξεκίνησαν έρευνα πάνω στη μηχανή Stirling ελευθέρου εμβόλου (free piston) και ρευστού εμβόλου (liquid piston).

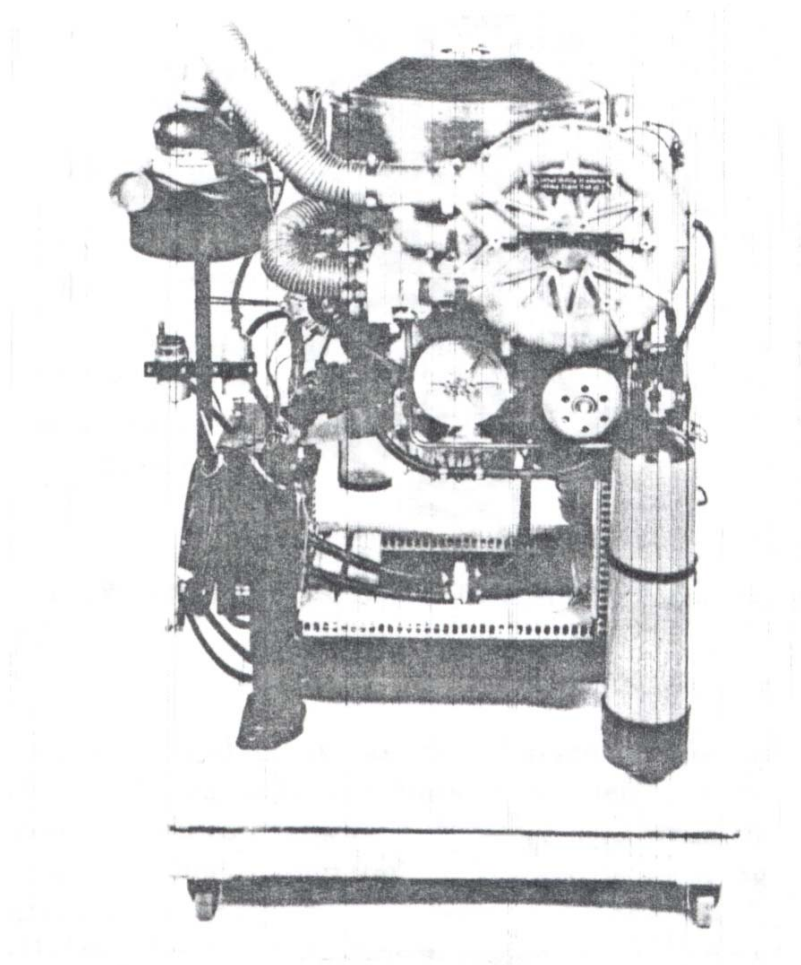
1968 – 1978

Ήταν μια περίοδος έντονων ερευνών αλλά ξαφνικά η GM, προφανώς στο στάδιο ολοκλήρωσης των ερευνών, αποφάσισε να τερματίσει όλες τις έρευνες της πάνω στη Stirling. Δυστυχώς τα τεράστια έξοδα των ερευνών δεν είχαν τα αντίστοιχα αποτελέσματα και περισσότερα από 300 σχέδια ήταν αδύνατον να εκτελεστούν. Παρόλα αυτά η εργασία πάνω στην αυτοκίνηση δεν εγκαταλείφθηκε, αλλά συνεχίστηκε από την FORD και την Philips με μια συμφωνία το 1972. Η Σουηδική εταιρεία United Stirling επίσης ασχολιόταν με μεταφορικές μηχανές μεγάλων αποστάσεων για φορτηγά και λεωφορεία. Την εποχή αυτή ο Walker και ο Martini

δημοσίευσαν εργασίες για μηχανές Stirling που προορίζονταν για ναυτική χρήση. Το 1968 ξεκίνησαν οι εργασίες των συνεργασιών της Philips με την Σουηδική United Stirling πάνω στην ρομβική μηχανή 1 – 98 και την 4 – 615 .

Από την άλλη μεριά η MAN – MWM εγκατέλειψε τη μελέτη της ρομβικής μηχανής και ασχολήθηκε με μηχανές με άτρακτο. Η περίοδος των ρομβικών μηχανών έφτασε στο τέλος της στα τέλη του 1971.

Μέχρι το τέλος της περιόδου αυτής έγιναν πολλές έρευνες πάνω σε μηχανές τόσο με υγρό όσο και στερεό καύσιμο με σκοπό την εφαρμογή τους σε αυτοκίνητα. Η United Stirling ανέπτυξε τα sliding seal τα οποία αν και δεν έλυσαν το πρόβλημα στεγανότητας των κελυφών των διωστήρων, παρόλα αυτά βελτίωσαν την λειτουργία της μηχανής. Η επιτυχία που είχαν οι έρευνες της Ford είχαν σαν συνέπεια την υπογραφή συμβολαίου με το USA Energy Research and Development Administration (ERDA) το 1975 και το Department of Energy (D of E) το 1977.



Εικόνα 1.4: Η μηχανή Stirling P-40 από την United Stirling.

Η επιτυχής λειτουργία της P σειράς της United Stirling που χρησιμοποιούσε τον στρόφαλο Ricardo U-crank οδήγησε στο ενδιαφέρον πολλών ευρωπαϊκών και αμερικανικών εταιρειών. Αυτοί ενδιαφέρθηκαν για εφαρμογές εκτός της αυτοκίνησης, όπως ηλεκτρικές γεννήτριες από ηλιακή ενέργεια, μηχανές υποβρυχίων και τηλεκατευθυνόμενοι ηλεκτροκινητήρες με στερεό καύσιμο. Στην πραγματικότητα τόσες πολλές εταιρείες και οργανισμοί ασχολήθηκαν που ήταν πλέον αδύνατον να καταγράψει κάποιος όλα τα επιτεύγματα. Συμφωνίες με εταιρείες και πανεπιστήμια υπογράφηκαν στην Μεγάλη Βρετανία και την Ιαπωνία και μέχρι το τέλος του 1978 πάνω από 100 ομάδες ήταν γνωστό ότι μελετούσαν τη μηχανή Stirling.

Οι μηχανές ελευθέρου εμβόλου άρχισαν να αναπτύσσονται εκείνη την εποχή και τόσο η εφαρμογή του Harwell όσο και αυτή του Beale βρήκαν εμπορική απήχηση.

1978 – Σήμερα

Η έρευνα των Ford – Philips και του Department of Energy τερματίστηκε το 1978 αφού οι συνθήκες δεν ήταν ιδανικές για τις μηχανές Stirling και το κυρίως πρόγραμμα της αυτοκίνησης απασχολούσε ήδη μεγάλες εταιρείες όπως η Mechanical Technologies, η United Stirling και η GM. Ο οργανισμός έρευνας πάνω στην μηχανή Stirling αυξήθηκε τρομερά αλλά η εξέλιξη πραγματοποιείται με τον συνδυασμό των τεχνολογιών και όχι με τη διαφορά και την συνεχή καινοτομία. Δεν μπορούμε να πούμε ότι δεν έγιναν σημαντικές ανακαλύψεις το διάστημα αυτό, το αντίθετο. Η εξέλιξη σε όλα τα μέτωπα θα γίνει πιο παραγωγική από τη στιγμή που σε όλα τα προγράμματα καθοριστεί μια και σαφής εφαρμογή.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

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

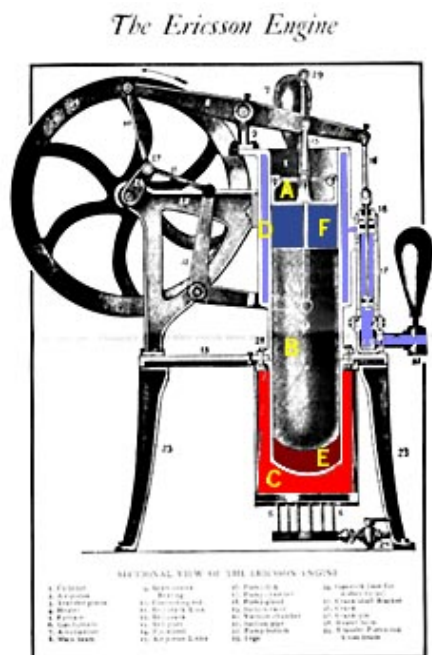
Walker, G. Stirling Cycle Machines. *Oxford, England: Oxford University Press, 1973*

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

Κεφάλαιο 2^ο
Ο Θερμοδυναμικός Κύκλος Stirling

Κεφάλαιο 2° Ο θερμοδυναμικός Κύκλος Stirling

Όπως είπαμε, η πρώτη μηχανή Stirling κατασκευάστηκε από τον σκοτσέζο ιερέα Robert Stirling το 1816. Ένα τμήμα του αρχικού σχεδίου όπως το παρουσίασε το 1917 στο επιστημονικό περιοδικό της εποχής “*The Engineer*” ο Finkelstein φαίνεται στο σχήμα 2.1:



Σχήμα 2.1: Η μηχανή Stirling όπως εμφανίστηκε σε επιστημονικό περιοδικό της εποχής (“*The Engineer*” 1907)

Για τους λόγους που έχουμε είδη αναφέρει, ήταν μια από τις μεγαλύτερες ανακαλύψεις μέχρι τότε σε αυτόν τον τομέα της επιστήμης και τεχνολογίας. Εδώ πρέπει να αναφέρουμε ότι ο *Sadi Carnot* παρουσίασε την θεωρία του *Reflection on the Motive Power of Fire* το 1824, ενώ ο *Joule* καθόρισε το μηχανικό ισοδύναμο της θερμότητας και έτσι έθεσε τις βάσεις για την διατύπωση του 1^{ου} θερμοδυναμικού νόμου μόλις το 1849.

Η καινούργια μηχανή Stirling παρουσίαζε πολλές καινοτομίες με αντίστοιχα μηχανικά επιτεύγματα της εποχής. Όπως:

i. Δεν χρησιμοποιούσε βαλβίδες ή θυρίδες για την εισαγωγή και εξαγωγή του εργαζόμενου μέσου.

ii. Λειτουργούσε σε έναν κλειστό κύκλο, δηλαδή το εργαζόμενο μέρος μπορούσε να χρησιμοποιηθεί ξανά και ξανά. Αυτό επέτρεπε την ελάχιστη πίεση του

κύκλου λειτουργίας να είναι λίγο μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής, με αποτέλεσμα την ανάλογη αύξηση του παραγομένου έργου. Ο Stirling κατάφερε να υλοποιήσει αυτά τα σχέδιά του στην πιο πετυχημένη μηχανή που κατασκεύασε το 1846.

iii. Το έμβολο ισχύος βρισκόταν απομονωμένο στο κρύο άκρο της μηχανής.

iv. Εισήγαγε έναν «οικονομητήρα» (τόρα είναι γνωστός ως «αναγεννητής») για την αποθήκευση θερμότητας κατά τη διάρκεια μιας φάσης του κύκλου λειτουργίας και ξαναχρησιμοποίησης της κατά την διάρκεια του υπόλοιπου μέρους του κύκλου. Αυτό το συγκεκριμένο γεγονός ήταν η μεγαλύτερη συνεισφορά της ανακάλυψης αυτής. Τα επόμενα 100 χρόνια πολλές «ανακαλύψεις» είδαν το φως της δημοσιότητας χωρίς να αναγνωρίζουν την σημαντική αξία του αναγεννητή, του οποίου την χρησιμότητα είχε αμέσως αναγνωρίσει ο Stirling. Ο αναγεννητής βοηθούσε στην βελτίωση της απόδοσης του κύκλου λειτουργίας.

Ο Stirling οραματίστηκε μια μηχανή που να λειτουργεί συνεχώς, και όλη η προσδιδόμενη θερμότητα να μετατρέπεται σε ωφέλιμο έργο. Αυτό μπορούσε θεωρητικά να συμβεί αφού το αρχικό σχέδιο δεν περιελάμβανε ψύκτη αλλά μόνο αναθερμαντή, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.1.

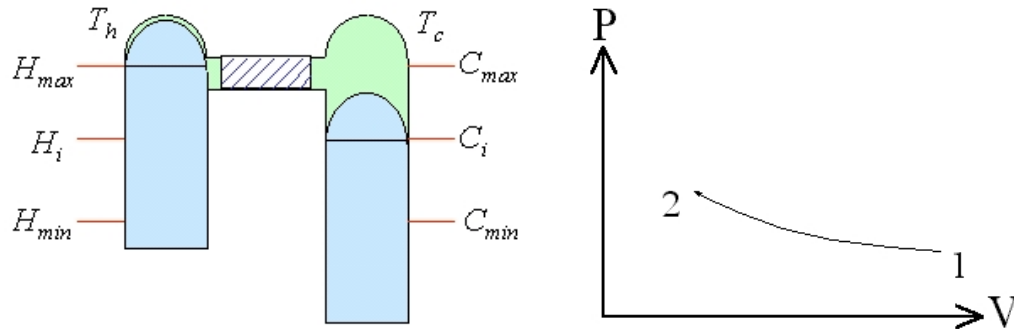
Η θεωρία του Carnot αναφέρει ότι οι μηχανές που λειτουργούν στις ίδιες θερμοκρασιακές συνθήκες θα έχουν και τον ίδιο βαθμό απόδοσης, ο οποίος θα είναι βέβαια πάντα μικρότερος από τον ιδανικό βαθμό απόδοσης Carnot (Carnot 1824).

Αυτό το αξίωμα αποδείχθηκε από τους *Clasius* και *Kelvin* και ήταν η βάση για τον 2^ο θερμοδυναμικό νόμο. Η διαδικασία μεταφοράς θερμότητας θεωρείται ως ισοθερμοκρασιακή. Έτσι οι δύο θερμοκρασίες που αναφέρονται από τον Carnot είναι η υψηλή θερμοκρασία στην οποία η θερμότητα προστίθεται αντιστρεπτά και η χαμηλή θερμοκρασία στην οποία η θερμοκρασία απορρίπτεται αντιστρεπτά επίσης. Η διαδικασία που συνδέει την προσαγωγή με την απόρριψη της θερμότητας, πρέπει να είναι αδιαβατική.

Ο ιδανικός κύκλος Stirling επίσης ικανοποιεί τις απαιτήσεις αντιστρεπτής λειτουργίας του Carnot και περιγράφεται στα σχήματα 2.2 έως 2.5.

1. Ισοθερμοκρασιακή συμπίεση

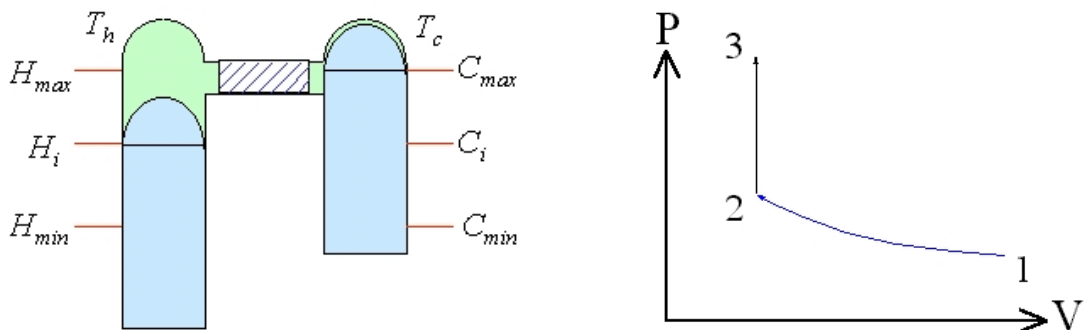
Το «κρύο» έμβολο κινείται προς τα πάνω σε μια τυχαία θέση (C_i) συμπιέζοντας το αέριο, το οποίο ταυτοχρόνως κινείται προς τον αναγεννητή με σταθερή χαμηλή θερμοκρασία T_c (σχήμα 2.2).



Σχήμα 2.2

2. Ισόογκη θέρμανση

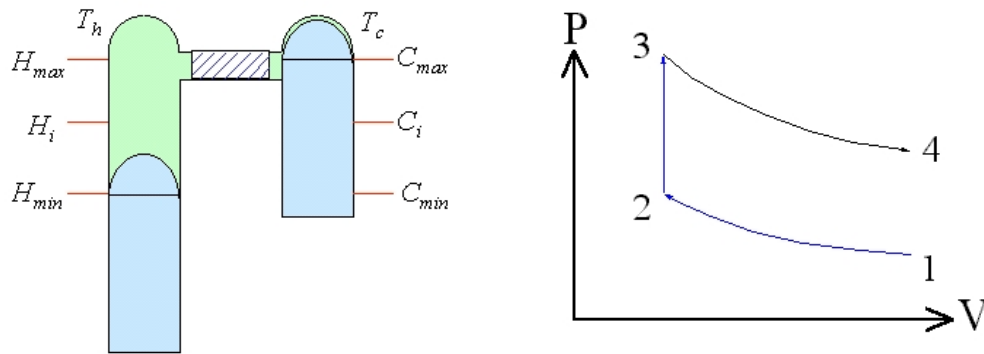
Το «κρύο» έμβολο εξακολουθεί και κινείται προς την ίδια κατεύθυνση μέχρι το άνω νεκρό σημείο (Α.Ν.Σ.), σημείο (C_{max}). Το «θερμό» έμβολο, ταυτοχρόνως κινείται προς τα κάτω (δηλαδή στην αντίθετη κατεύθυνση ώστε να διατηρείται ο όγκος σταθερός) και βρίσκεται σε μια τυχαία θέση (H_i). Έτσι το εργαζόμενο μέσο διέρχεται μέσα από τον αναγεννητή. Από τον προηγούμενο κύκλο λειτουργίας είχε αποθηκευτεί στον αναγεννητή θερμότητα και καθώς το εργαζόμενο μέσο διέρχεται από αυτόν αυξάνεται η θερμοκρασία του. Καθώς ο όγκος παραμένει σταθερός, η αύξηση αυτή της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου προκαλεί και αύξηση της πίεσης του (σχήμα 2.3).



Σχήμα 2.3

3. Ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση

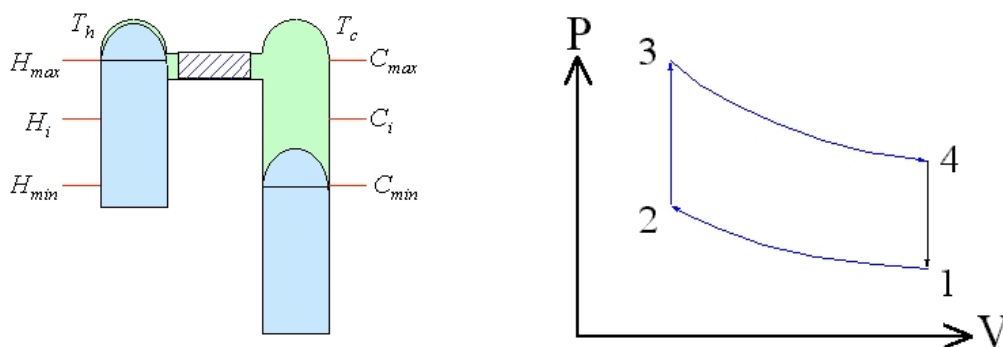
Το αέριο βρίσκεται σε υψηλή θερμοκρασία (T_h) και εκτονώνεται. Στην εκτόνωση το «θερμό» έμβολο ωθείται προς τα κάτω, στο κάτω νεκρό σημείο (Κ.Ν.Σ.), το (H_{min}).



Σχήμα 2.4

4. Ισόογκη ψύξη

Το «θερμό» έμβολο κινείται τώρα προς την υψηλότερη θέση του (Α.Ν.Σ.) και το «κρύο» έμβολο συγχρόνως κινείται προς το Κ.Ν.Σ. διατηρώντας τον όγκο σταθερό. Το εργαζόμενο μέσο αποδίδει θερμότητα στο πλέγμα του αναγεννητή καθώς διέρχεται από αυτόν. Άρα καθώς ο όγκος μένει σταθερός, η πίεση του μειώνεται. Η θερμότητα αυτή αποθηκεύεται στον αναγεννητή ώστε να αποδοθεί ξανά στο εργαζόμενο μέσο καθώς αυτό θα ξαναπεράσει από εκεί στον επόμενο κύκλο και στη φάση της ισοθερμοκρασιακής συμπίεσης.



Σχήμα 2.5

Παραγόμενο έργο

Το παραγόμενο έργο σε κάθε κύκλο λειτουργίας της μηχανής είναι το εμβαδόν που περικλείεται από τη κλειστή μεταβολή στο P-V διάγραμμα του σχήματος 2.5. Εδώ σημειώνεται ότι στο διάγραμμα αυτό το συνολικά παραγόμενο έργο μπορεί να θεωρηθεί ως η διαφορά του παραγόμενου κατά την εκτόνωση έργου μείον το απαιτούμενο κατά την συμπίεση έργο. Το παραγόμενο κατά την εκτόνωση έργο ισούται με το εμβαδόν του χωρίου που καθορίζεται από τις μεταβολές 2-3, 3-4 και 4-1, αν οι γραμμές 2-3 και 4-1 προεκταθούν μέχρι να "κόψουν" τον άξονα του όγκου V. Το απαιτούμενο έργο συμπίεσης ισούται με το εμβαδόν του χωρίου που βρίσκεται κάτω από την μεταβολή 1-2 και μέχρι τον άξονα του όγκου V. Το αποτέλεσμα είναι φυσικά η επιφάνεια που περικλείεται από τις μεταβολές 1-2, 2-3, 3-4, 4-1. Έτσι όσο πιο πολλούς κύκλους στον χρόνο πραγματοποιεί η μηχανή τόσο πιο μεγάλη θα είναι και η παραγόμενη ισχύς της.

Παρ' όλα αυτά είναι εξαιρετικά δύσκολο να προσεγγίσουμε την ισοθερμοκρασιακή μεταβολή του εργαζόμενου μέσου με χρήση συμβατών εναλλακτών θερμότητας. Οι αναγεννητές από την άλλη μεριά παρουσιάζουν βαθμό απόδοσης της τάξης του 98%. Γι' αυτό προτείνεται η χρήση ξεχωριστών εναλλακτών (ψύκτες και αναθερμαντές. Είναι εύκολο λοιπόν να φανταστούμε ότι ο ιδανικός κύκλος Stirling να αποτελείται από δύο ισοθερμοκρασιακές μεταβολές, μία για κάθε εναλλάκτη θερμότητας και δύο ισόογκες μεταβολές, μία σε κάθε εργαζόμενο χώρο.

2.1 Ικανότητα απόδοσης της μηχανής Stirling**Καύσιμο/ Οικολογική θεώρηση**

Όπως έχουμε ήδη αναφέρει, η μηχανή Stirling, μπορεί να χρησιμοποιήσει θερμότητα με οποιαδήποτε, μορφή από κάποια εξωτερική πηγή. Παραδείγματα τέτοιων πιθανών πηγών είναι:

1. Θερμότητα από καύση αερίου ή υγρού καυσίμου, κάρβουνου, βιομάζας από οργανικά σώματα σε αποσύνθεση.
2. Ηλιακή θερμότητα όταν συνδυάζεται από ηλιακούς συλλέκτες.
3. Αποθηκευμένη ενέργεια, π.χ. θερμικές μπαταρίες λίθου φθορίου.
4. Θερμότητα από πυρηνική ενέργεια, είτε από ραδιοϊσότοπο είτε από φυσικό πυρηνικό καύσιμο.

Αν χρησιμοποιείται καύση από φυσικό καύσιμο, η διαδικασία λαμβάνει χώρα έξω από τη μηχανή και σε ατμοσφαιρική πίεση σε ένα θάλαμο με θερμά τοιχώματα. Μια διαδικασία συνεχούς καύσης (όπως την εστία ενός ατμοπαραγωγού ή στο θάλαμο καύσης μιας στροβιλομηχανής) είναι ευκολότερο να ελεγχθεί από μια μη συνεχή καύση (διαδικασία καύσης σε μια μηχανή εσωτερικής καύσης). Έτσι μπορούμε να πετύχουμε επίσης και καλύτερη ποιότητα καύσης. Παρόλα αυτά οι υψηλές θερμοκρασίες που αναπτύσσονται όταν εφαρμόζεται συνεχής καύση (1800 – 2000 βαθμούς °C) οδηγούν σε μεγάλα ποσοστά παραγόμενων NO_x. Τα οξείδια του αζώτου (NO_x) είναι από τους κυριότερους ατμοσφαιρικούς ρυπαντές και η προσπάθεια για μείωσή τους είναι ένα από τα κυριότερα πεδία μελέτης των ερευνητών πάνω στη μηχανή Stirling.

Υπάρχουν δύο κύριοι τρόποι μείωσης των παραγόμενων NO_x από την καύση υδρογονανθράκων:

- a) Μείωση της θερμοκρασίας καύσης
- b) Μείωση του χρόνου παραμονής του καύσιμου μίγματος στον θάλαμο καύσης.

Η πρώτη περίπτωση είναι από πρακτικής άποψης η πλέον εύκολα εφαρμόσιμη. Μια μέθοδο μείωσης της θερμοκρασίας της καύσης (άρα και των επιπέδων παραγόμενων NO_x) αναπτύχθηκε από την Kockum στις αρχές της δεκαετίας του '80 και βασίστηκε σε μέθοδο ανακυκλοφορίας των καυσαερίων. Αυτή η μέθοδος ονομάστηκε «Καύση Ανακυκλοφορούντος Αερίου» (*Combustion Gas Recirculation - (CGR)*) και εφαρμόστηκε στις μηχανές Stirling χωρίς μεταβολή της απόδοσης τους.

Η πραγματική αντιμετώπιση του προβλήματος των NO_x, σε συνδυασμό με τα εξίσια χαρακτηριστικά της συνεχόμενης καύσης δείχνει ότι η μηχανή Stirling με χρήση φυσικού καύσιμου είναι ένας κινητήρας αρκετά οικολογικός. Παρόλα αυτά διοξείδιο του άνθρακα (CO₂) εξακολουθεί και υπάρχει στα καυσαέρια και συμβάλλει δραστικά στο φαινόμενο του θερμοκηπίου.

2.2 Απόδοση

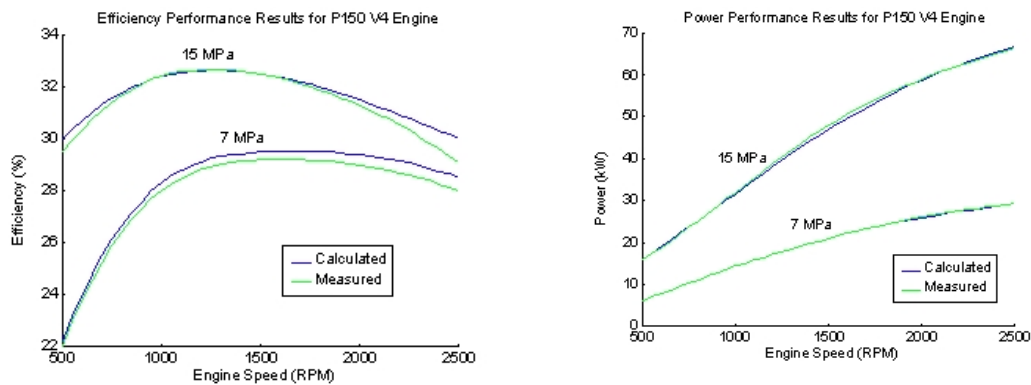
Ο θεωρητικός βαθμός απόδοσης σε όλες μηχανές που λειτουργούν βάσει αντιστρέψιμου θερμοδυναμικού κύκλου, είναι ο ίδιος και δίνεται από τον ακόλουθο τύπο (βαθμός απόδοσης Carnot).

$$\eta = 1 - \frac{T_{\psi}}{T_{\theta}}$$

όπου T_{θ} και T_{ψ} είναι οι θερμοκρασίες της θερμής και της ψυχρής πηγής αντίστοιχα.

Ο βαθμός απόδοσης μια πραγματικής μηχανής είναι πάντα μικρότερος από την παραπάνω ποσότητα, αλλά πρέπει να σημειωθεί ότι θεωρητικά πάντα εξαρτάται από την διαφορά μεταξύ των T_{ψ} και T_{θ} .

Η United Stirling δημοσίευσε για την μηχανή P150 V4 engine2 αποτελέσματα για την παραγόμενη ισχύς και του βαθμού απόδοσης για δύο διαφορετικά επίπεδα πίεσης (σχήμα 2.6). Σημειώνεται ότι οι μετρήσιμες και οι αναμενόμενες τιμές πλησιάζουν αρκετά. Ο μέγιστος βαθμός απόδοσης είναι 32% με 70° C ψυχρής πηγής T_{ψ} , που πετυχαίνεται με κάποιο ψυκτικό υγρό.



Σχήμα 2.6: Παραγόμενη ισχύς και βαθμός απόδοσης για τη μηχανή P150 V4 για δύο διαφορετικά επίπεδα πίεσης.

2.3 Έλεγχος Ισχύος

Η παραγόμενη ισχύς από μια μηχανή Stirling μπορεί να αλλάξει μεταβάλλοντας την θερμοκρασία, την πίεση, το μήκος σάρωσης των εμβόλων, τη διαφορά φάσης, τον επιζήμιο όγκο, την ταχύτητα και το φορτίο. Κάθε μέθοδος έχει τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματά της. Η United Stirling επέλεξε να ελέγξει την παραγόμενη ισχύ της μηχανής της αλλάζοντας την πίεση του εργαζόμενου μέσου μέσα στην μηχανή. Από την εξίσωση:

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T$$

όπου: R = η παγκόσμια σταθερά των αερίων

n = ο αριθμός των mole του εργαζόμενου αερίου

P = η πίεση

T = η θερμοκρασία

$V = \text{o όγκος}$

Φαίνεται ότι όταν αυξάνουμε την πίεση του αερίου και αν αυξηθεί και το n , τότε και οι λόγοι P/T και V/T αυξάνονται επίσης. Μεγαλύτερες τιμές αυτών των λόγων οδηγούν σε διάγραμμα P-V με μεγαλύτερη επιφάνεια που σχηματίζεται από τη μεταβολή της κατάστασης του εργαζόμενου αερίου και έτσι παράγεται μεγαλύτερη ποσότητα έργου.

Αντίστοιχα το παραγόμενο έργο μειώνεται μειώνοντας την πίεση του εργαζόμενου μέσου.

2.4 Πλεονεκτήματα & Μειονεκτήματα Μηχανής

Πλεονεκτήματα:

i. Δυνατότητα επιλογής και χρήσης πολλών ειδών καυσίμου: μπορεί να χρησιμοποιηθεί οποιοδήποτε καύσιμο σαν εξωτερική πηγή θερμότητας.

ii. Πολύ χαμηλά επίπεδα θορύβου: οι μηχανές Stirling δεν έχουν βαλβίδες εισαγωγής εξαγωγής ούτε περιοδική έκρηξη και γι' αυτό δεν παράγεται πολύ θόρυβος.

iii. Μικρές απαιτήσεις σε μόνωση και λίπανση: τα προϊόντα της καύσης δεν έρχονται σε άμεση επαφή με τα κινούμενα εξαρτήματα της μηχανής. Γι' αυτό δεν μολύνεται το λιπαντικό όπως συμβαίνει με τις μηχανές Diesel και Otto. Το μεγαλύτερο πρόβλημα λίπανσης στις μηχανές εσωτερικής καύσης είναι η λίπανση της περιοχής του ελατηρίου συμπίεσης του πιστονιού που απομονώνει τον χώρο καύση από τον στροφαλοθάλαμο. Το σοβαρό αυτό πρόβλημα δεν υπάρχει στις μηχανές Stirling. Τα ελατήρια του εμβόλου βρίσκονται γειτονικά σε τοιχώματα που ψύχονται και λειτουργούν σε θερμοκρασίες κοντά σε αυτή του περιβάλλοντος. Έχουν σκοπό να απομονώσουν το αέριο ώστε να μην μολύνεται από λάδι το οποίο είναι επίσης κοντά στη θερμοκρασία του περιβάλλοντος. Αν απαιτείται ελαφριά λίπανση μπορεί να γίνει με χρήση νερού ως λιπαντικό, αντί για το καθιερωμένο λάδι. Αυτό μπορεί να επιφέρει επανάσταση σε μερικά από τα προβλήματα στεγανότητας που εμφανίζονται μερικές φορές. Παρόλα αυτά χρειάζονται περαιτέρω μελέτη και έρευνα. Μερικές αρχικές προσπάθειες πάντως έχουν πολύ υποσχόμενα αποτελέσματα.

iv. Χαρακτηριστικά σταθερής φόρτισης: όπως και οι μηχανές Diesel ο βαθμός απόδοσης των μηχανών Stirling μένει λίγο ή πολύ σταθερός για μεγάλες μεταβολές

του φορτίου. Μάλιστα ο βαθμός απόδοσης της Stirling αυξάνεται με μείωση της ταχύτητας, με τη μέγιστη τιμή να παρουσιάζεται στο $1/3$ της ταχύτητας που αντιστοιχεί στην μέγιστη παραγόμενη ισχύ.

v. Μεγάλη ποικιλία μορφών: τα θεμελιώδη στοιχεία της μηχανής Stirling είναι δύο χώροι, ένας θερμός χώρος εκτόνωσης και ένας ψυχρός χώρος συμπίεσης, οι οποίοι συνδυάζονται με τρεις εναλλάκτες θερμότητας: τον αναθερμαντή, τον αναγεννητή, τον ψύκτη. Αυτά τα ξεχωριστά απλά στοιχεία μπορούν να πάρουν διάφορες μορφές ανάλογα με τη χρήση και την εφαρμογή της μηχανής.

Μειονεκτήματα:

i. Κόστος: είναι αναμφίβολα το κυριότερο μειονέκτημα. Φαίνεται πως είναι δύσκολο να κατασκευάσουμε μηχανή Stirling που να στοιχίζει το λιγότερο διπλάσιο από μία Diesel με την ίδια παραγόμενη ισχύ. Το μεγάλο αυτό κόστος προσδιορίζεται στην κατασκευή των εναλλακτών θερμότητας. Η θερμική απόδοση της μηχανής είναι άμεσα συνδεδεμένη με την μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου λειτουργίας. Γι' αυτό για να διατηρήσουμε τον βαθμό απόδοσης σε μια ικανοποιητική τιμή (30%) θα πρέπει να χρησιμοποιήσουμε ακριβά υλικά για τα θερμά μέρη (όπως ανοξείδωτος χάλυβας ή κράματα υψηλών θερμοκρασιών). Παρόλα αυτά οι μηχανές Stirling δεν έχουν τόσο μεγάλο βαθμό απόδοσης. Η καλύτερη μηχανή Stirling μόλις που φτάνει το βαθμό απόδοσης μιας μέσης μηχανής Diesel (35%). Ένας άλλος παράγοντας που αυξάνει το κόστος παραγωγής της μηχανής Stirling είναι το γεγονός ότι το σύστημα ψύξης που χρησιμοποιεί απαιτείται να έχει διπλάσια θερμοχωρητικότητα από μια αντίστοιχης ισχύος μηχανής εσωτερικής καύσης. Επίσης, ενώ στις μηχανές Diesel ο βαθμός απόδοσης τους αυξάνει καθώς αυξάνει η θερμοκρασία του ψυκτικού υγρού, στις μηχανές Stirling αντίστοιχα μειώνεται η απόδοση.

ii. Στεγανωτικά (seals): Οι μηχανές Stirling χρειάζονται στεγανωτικά για να μη διαρρεύσει το εργαζόμενο μέσο και να αποφευχθεί η είσοδος του λιπαντικού στον κύλινδρο. Η χρήση ελαφρών αερίων (Υδρογόνο) σε υψηλές ταχύτητες και πιέσεις (20 bar) επιβαρύνει τα προβλήματα διαρροής του εργαζόμενου μέσου. Από τα στεγανωτικά απαιτούνται τα εξής:

- a) Να αποδίδουν ικανοποιητικά όταν χρησιμοποιούνται αέρια με μικρό μοριακό βάρος σε υψηλές πιέσεις.
- b) Να μη χρειάζονται λίπανση
- c) Να έχουν μεγάλη διάρκεια ζωής

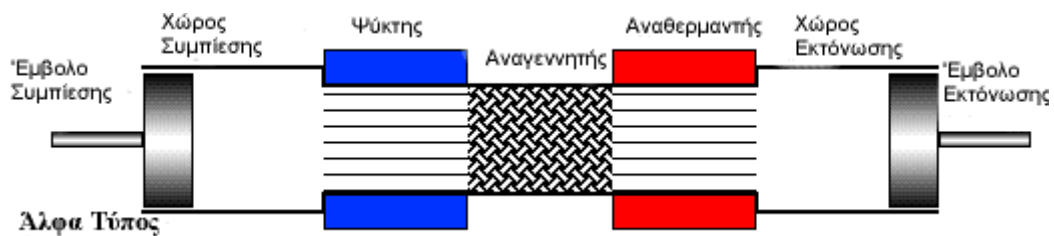
- d) Να μπορούν να αντικατασταθούν εύκολα από μη ειδικευμένο προσωπικό.

2.5 Μηχανικές διαφοροποιήσεις

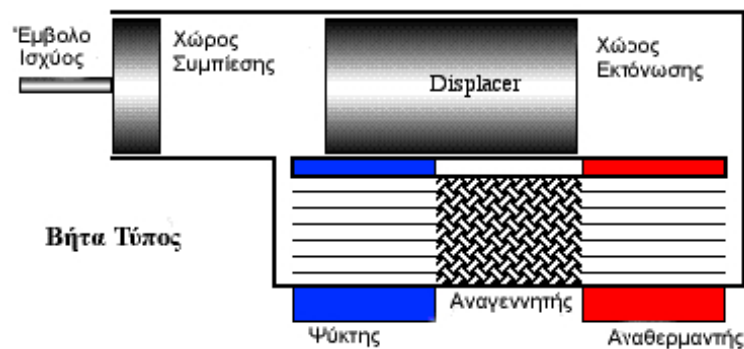
Τα μηχανικά μέρη από τα οποία αποτελείται μια μηχανή Stirling, χωρίζονται σε τρεις μεγάλες κατηγορίες, γνωστές ως ΑΛΦΑ, ΒΗΤΑ και ΓΑΜΜΑ τύπου.

Οι ΑΛΦΑ μηχανές έχουν δύο έμβολα σε διαφορετικούς κυλίνδρους που συνδέονται σε σειρά με αναθερμαντή, αναγεννητή και ψύκτη.

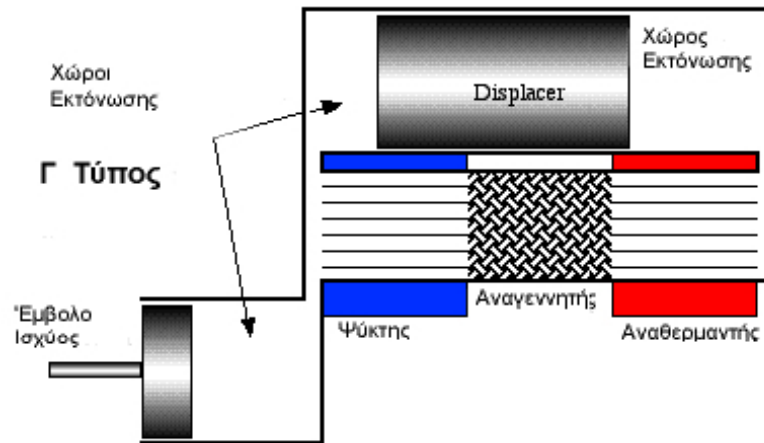
Η ΒΗΤΑ και η ΓΑΜΜΑ μηχανή χρησιμοποιούν κάποια συσχέτιση του εμβόλου ισχύος και του displacer. Η ΒΗΤΑ έχει το έμβολο ισχύος και το displacer στον ίδιο κύλινδρο, ενώ η ΓΑΜΜΑ σε ξεχωριστούς κυλίνδρους.



Σχήμα 2.7: Μηχανή Stirling τύπου Α.



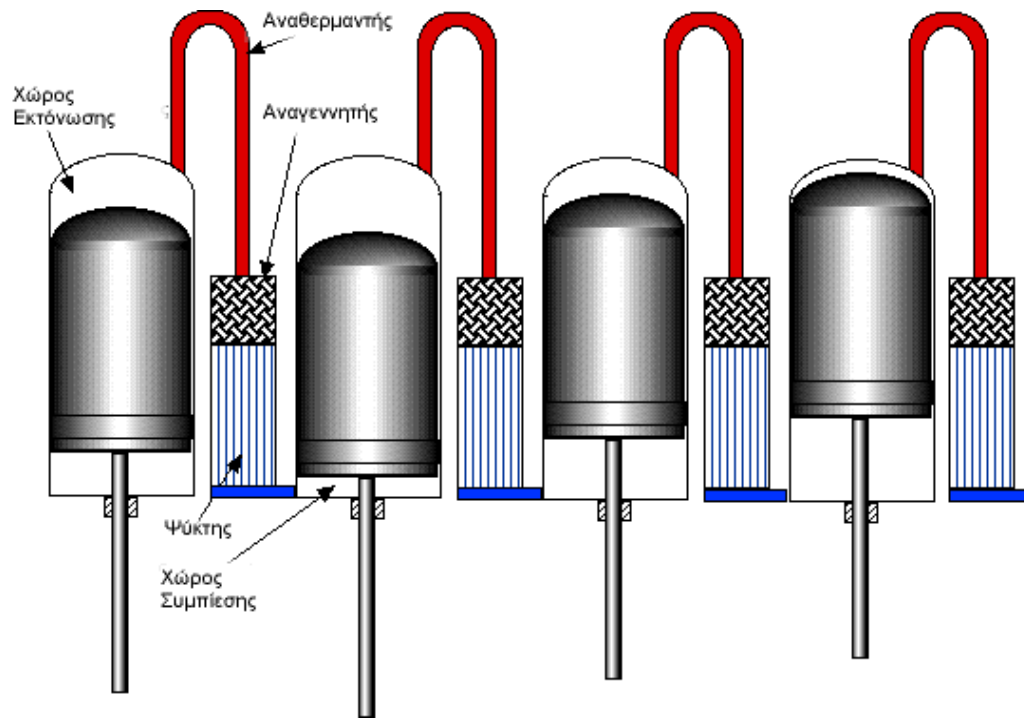
Σχήμα 2.8: Μηχανή Stirling τύπου Β.



Σχήμα 2.9: Μηχανή Stirling τύπου Γ.

Οι μέθοδοι κίνησης των εμβόλων χωρίζονται σε δύο κατηγορίες, που ονομάζονται «κινηματική μέθοδος οδήγησης» και «μέθοδος ελευθέρου εμβόλου». Η πρώτη χρησιμοποιεί για τον χρονισμό της κίνησης των κινούμενων στοιχείων εξαρτήματα όπως ο στρόφαλο, διωστήρες κ.λ.π.. Είναι η γνωστή μέθοδος με την οποία μια μηχανή εσωτερικής καύσης μεταφέρει το παραγόμενο έργο για εκμετάλλευση. Οι μηχανές ελευθέρου εμβόλου, από την άλλη μεριά, χρησιμοποιούν την μεταβολή της πίεσης του εργαζόμενου αερίου για να κινήσουν τα αντίστοιχα κινούμενα στοιχεία και το παραγόμενο έργο μεταφέρεται στην έξοδο με μια διάταξη όπως η υδραυλική αντλία ή ο γραμμικός μετασχηματιστής. Από θερμοδυναμική θεώρηση είναι σημαντικό να ορίσουμε τις διαφορές μεταξύ των δύο αυτών τύπων, δηλαδή τη μηχανή με στρόφαλο και την μηχανή ελευθέρου εμβόλου. Στις τελευταίες η μηχανική-δυναμική και η θερμοδυναμική είναι στενά αλληλοεξαρτώμενες, σε αντίθεση με τις μηχανές με στροφαλοφόρο, που για συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας, χρειάζεται μόνο ο καθορισμός της μεταβολής του όγκου των εργαζόμενων χώρων για να καθοριστεί η απόδοση της μηχανής.

Η διάταξη τύπου Άλφα, προτείνεται από τους υποστηρικτές της χρήσης των μηχανών Stirling για αυτοκίνηση, με καλύτερο παράδειγμα την Ford – Philips 4-215.

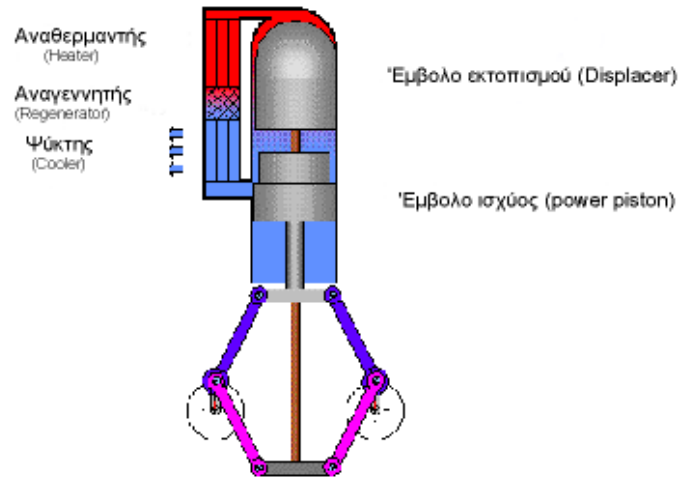


Σχήμα 2.10 : Η μηχανή Ford-Philips 4-215.

Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα των μηχανών Άλφα τύπου είναι ο απλός τρόπος συναρμολόγησής τους και ο μικρός όγκος τους σε σχέση με την παραγόμενη ισχύ.

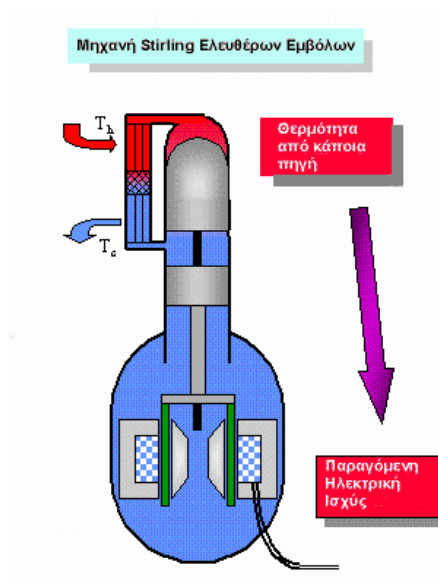
Οι μηχανές Βήτα τύπου θεωρούνται οι κλασσικές μηχανές Stirling και είναι δημοφιλείς λόγω της εύκολης έναρξης της λειτουργίας τους. Η αρχική μηχανή που σχεδίασε και κατασκεύασε ο Stirling ήταν μια Βήτα τύπου μηχανή (η οποία είναι αυτή που υπάρχει στην αρχή του κεφαλαίου της ιστορικής αναδρομής).

Ο Meijer (1970) για λογαριασμό της Philips, ανακάλυψε τον περίφημο ρομβικό μηχανισμό οδήγησης των εμβόλων χωρίς την ανάγκη λίπανσης, πάνω σε μια μηχανή Βήτα τύπου τις αρχές του 1960.



Σχήμα 2.11: Ο ρομβικός μηχανισμός οδήγησης των εμβόλων.

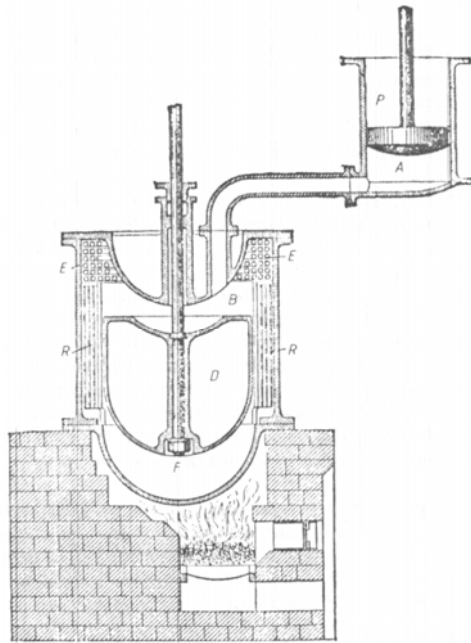
Οι πιθανόν πιο εμπνευσμένες κατασκευές πάνω στις μηχανές Stirling, δηλαδή οι μηχανές ελευθέρου εμβόλου που ανακάλυψε ο William Beale στο πανεπιστήμιο του Ohio στα τέλη της δεκαετίας του '60, άνηκαν στις Βήτα τύπου διατάξεις Stirling.



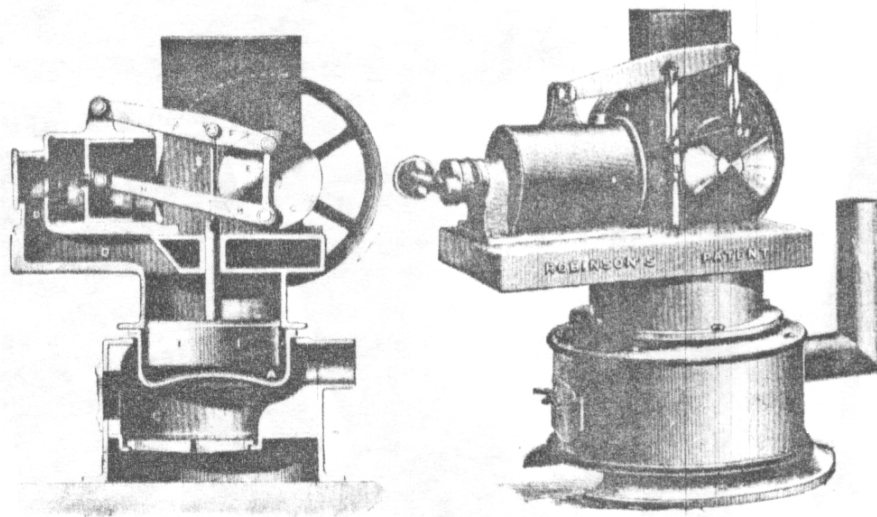
Σχήμα 2.12: Η μηχανή ελευθέρων εμβόλων (Free piston Stirling engine).

Οι μηχανές Γ τύπου τείνουν να έχουν μεγαλύτερο επιζήμιο (dead) όγκο, από τους Άλφα και Βήτα τύπους. Αυτό συχνά οδηγεί σε μείωση του βαθμού απόδοσης. Γι' αυτό οι μηχανές Γάμμα τύπου χρησιμοποιούνται όταν το πλεονέκτημα της ύπαρξης δύο κυλίνδρων υπερνικά το μειονέκτημα της μειωμένης απόδοσης. Παραδείγματα των

μηχανών αυτών που κατασκεύασαν οι Robert και James Stirling γύρω το 1830 (σχήμα 2.13) και η μοναδική μηχανή του Robinson (σχήμα 2.14).



Σχήμα 2.13 Η μηχανή Γ τύπου των Robert και James Stirling.



Σχήμα 2.14: Η μηχανή του Robinson.

Εφαρμογές

Οι μηχανές Stirling χρησιμοποιούνταν ευρέως στην έναρξη του 1^{ου} Παγκοσμίου Πολέμου. Το μεγαλύτερο προσόν τους ήταν σχετικά για την εποχή μεγάλη απλότητα κατασκευής και τη ασφαλή λειτουργία τους. Η ασφάλεια ήταν πολύ σημαντικός παράγοντα, αφού οι ατμομηχανές που χρησιμοποιούνταν κατά κόρον την εποχή εκείνη, μπορεί να είχαν τη δυνατότητα να χρησιμοποιηθούν σε οποιοδήποτε έδαφος, αλλά οι τεράστιοι λέβητες που ήταν απαραίτητοι για την λειτουργία τους, έκαναν τις μηχανές αυτές δυσλειτουργικές και ο κίνδυνος έκρηξης τους ήταν άμεσος. Επίσης, όσο και αν μας ξαφνιάζει, ένας άλλος παράγοντας που συνηγορούσε στη χρήση των μηχανών Stirling, ήταν και ο βαθμός απόδοσής τους. Η τιμή του κάρβουνου, της φτηνής αυτής πηγής ενέργειας, παρουσίαζε συνεχή άλματα από την έναρξη της Βιομηχανικής Επανάστασης. Ένας συνολικός βαθμός απόδοσης, της τάξης του 7% θα μπορούσε να επιτευχθεί με τις μηχανές Stirling και το γεγονός αυτό θεωρείται αρκετά θετικό επίτευγμα.

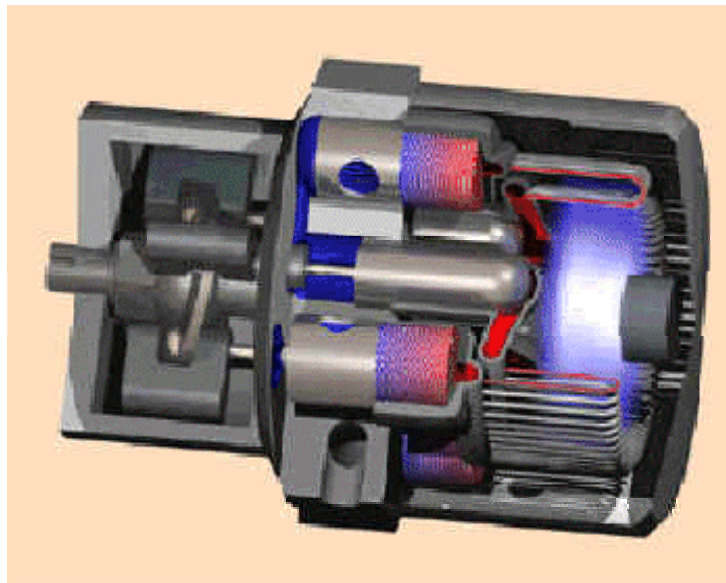
BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

Collie, M.J. (ed), Stirling Design and Feasibility for Automobile Use, *Noyes Data Corporation, USA, 1979.*

Walker, G. Reader, G., Fauvel, O. R., Bingham, E, R., The Stirling Alternative: Power Systems, Refrigerants and Heat Pumps, *Gordon and Breach Science Publishers, USA, 1994.*

Urieli, I., Berchowitz, D., M., Stirling Cycle Engine Analysis, *Adam Hilger Ltd., UK, 1984.*

Rosenkranz, H., G., Watson, H., C., Bruce, W., Lewis, A., Driveability, Fuel Consumption and Emission of a 1.3 Litre Turbocharger Spark Ignition Engine Developed as Replacement for 2.0 Litre Naturally Aspirated Engine, *Department of Mechanical Engineering, University of Melbourne, Australia, 1986*



Κεφάλαιο 3^ο
Αδιαβατική Ανάλυση

Κεφάλαιο 3^ο

Αδιαβατική Ανάλυση

3.1 Μη Ισοθερμοκρασιακοί Εργαζόμενοι Χώροι

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. Παρόλα αυτά, ο βαθμός απόδοσης της μηχανής είναι μικρότερος σε σχέση με τον βαθμό απόδοσης κατά Carnot, στον οποίο είχαμε καταλήξει μελετώντας το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο. Αυτό οφείλεται σε μη αντιστρεπτά φαινόμενα που εισάγονται στην μελέτη λόγω των θερμοκρασιακών ασυνεχειών.

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 $\chi = \frac{V_k + V_r + V_h}{V_{sw}}$.

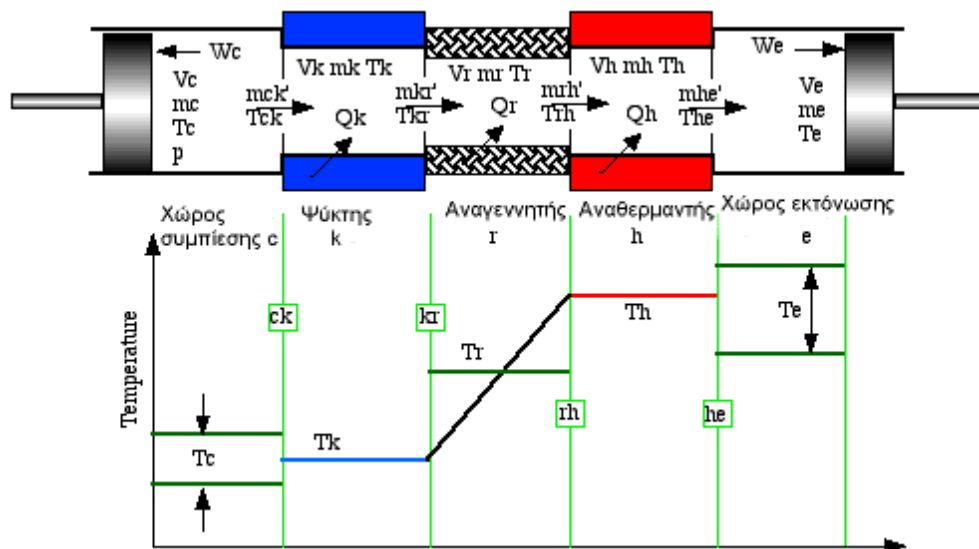
Όπως έχουμε αναφέρει στο κεφάλαιο της ανάλυσης κατά Schmidt, η παράμετρος V_{sw} επιλέγεται αυθαίρετα και αντιπροσωπεύει τους όγκους σάρωσης είτε στη συμπίεση είτε στην εκτόνωση, ανάλογα με το είδος της μηχανής. Για μηχανή τύπου α

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.

3.2 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 3.1).



Σχήμα 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 φαίνεται στο παράρτημα Α 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 $gA \left[\frac{kg}{s} \right]$. 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 εκφράζει τη ροή μάζας $g \left[\frac{kg}{m^2 \cdot s} \right]$ πολλαπλασιασμένη με το εμβαδόν της επιφάνειας ελεύθερης ροής $A \left[m^2 \right]$. Ως θετική κατεύθυνση της ροής μάζας έχει οριστεί 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 απεχώρησε. Έτσι:

$$\text{Αν } gA_{ck} > 0 \text{ τότε } T_{ck} = T_c \quad \text{διαφορετικά } T_{ck} = T_k \quad (3.1)$$

$$\text{Αν } gA_{he} > 0 \text{ τότε } T_{he} = T_h \quad \text{διαφορετικά } T_{he} = T_e \quad (3.2)$$

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 .

3.3 Ανάπτυξη Εξισώσεων 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:

$$DQ + (c_p \cdot T_i \cdot gA_i - c_p \cdot T_o \cdot gA_o) = dW + c_v \cdot D(m \cdot T) \quad (3.3)$$

Η καταστατική εξίσωση είναι:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (3.4)$$

Η εξίσωση 3.4 προϋποθέτει τη θεώρηση ότι το εργαζόμενο αέριο είναι ιδανικό, πράγμα που δεν μας δημιουργεί προβλήματα αφού το εργαζόμενο αέριο βρίσκεται συνεχώς σε συνθήκες πολύ μακριά από το κρίσιμο σημείο του.

Επίσης έχουμε:

$$c_p - c_v = R \quad (3.5)$$

όπου:

$$c_p = \frac{R \cdot \gamma}{\gamma - 1} \quad (3.6)$$

$$c_v = \frac{R}{\gamma - 1} \quad (3.7)$$

με $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$.

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

$$\frac{Dp}{p} + \frac{DV}{V} = \frac{Dm}{m} + \frac{DT}{T} \quad (3.8)$$

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

$$m_c + m_k + m_r + m_h + m_e = M \quad (3.9)$$

και διαφορίζοντας την (3.9) έχουμε

$$Dm_c + Dm_k + Dm_r + Dm_h + Dm_e = 0 \quad (3.10)$$

Τώρα όσον αφορά τους χώρους των εναλλακτών θερμότητας, επειδή οι όγκοι τους και οι θερμοκρασίες τους παραμένουν σταθερές, η διαφορική μορφή της καταστατικής εξίσωσης (3.8) γίνεται:

$$\frac{Dp}{p} = \frac{Dm}{m} \quad (3.11)$$

Εφαρμόζοντας την εξίσωση (3.11) σε κάθε εναλλάκτη και αντικαθιστώντας στην (3.10) έχουμε:

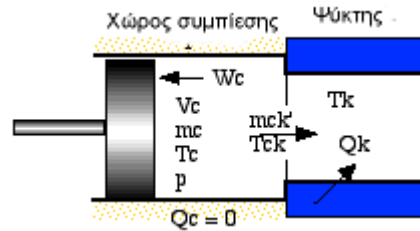
$$Dm_c + Dp \cdot \left(\frac{m_k}{p} + \frac{m_r}{p} + \frac{m_h}{p} \right) + Dm_e = 0$$

Και αντικαθιστώντας στη καταστατική (3.4):

$$Dm_c + \frac{Dp}{R} \cdot \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + Dm_e = 0 \quad (3.12)$$

Θα θέλαμε να απαλείψουμε από την (3.12) τα Dm_i και να έχουμε μια εξίσωση του Dp . Εφαρμόζοντας την εξίσωση ενέργειας (3.3) για τον χώρο συμπίεσης έχουμε:

$$DQ_c - c_p \cdot T_{ck} \cdot gA_{ck} = DW_c + c_v \cdot D(m_c \cdot T_c) \quad (3.13)$$



Σχήμα 3.2: Ο αδιαβατικός χώρος συμπίεσης.

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

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

$$c_p \cdot T_{ck} \cdot Dm_c = p \cdot DV_c + c_v \cdot D(m_c \cdot T_c) \quad (3.14)$$

Αντικαθιστώντας την καταστατική εξίσωση (3.4) και σε συνδυασμό με τις εξισώσεις (3.5) έως (3.7), η εξίσωση (3.14) γίνεται:

$$Dm_c = \frac{\left(p \cdot DV_c + V_c \cdot \frac{Dp}{\gamma} \right)}{R \cdot T_{ck}} \quad (3.15)$$

Όμοια για τον χώρο εκτόνωσης έχουμε:

$$Dm_e = \frac{\left(p \cdot DV_e + V_e \cdot \frac{Dp}{\gamma} \right)}{R \cdot T_{he}} \quad (3.16)$$

Αντικαθιστώντας τις εξισώσεις (3.15) και (3.16) στην (3.12) έχουμε:

$$Dp = \frac{-\gamma \cdot p \cdot \left(\frac{DV_c}{T_{ck}} + \frac{DV_e}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_c} + \gamma \cdot \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}}} \quad (3.17)$$

Παρατηρούμε ότι οι εξισώσεις (3.15) και (3.17) είναι δύο όμοιες διαφορικές εξισώσεις με μεταβλητές τα p και m_c . Βρίσκοντάς τα μετά μπορούμε να υπολογίσουμε από την καταστατική εξίσωση (3.4) και την εξίσωση διατήρησης της μάζας (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 (3.15) και (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 (3.1) και (3.2).

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

$$Dm = gA_i - gA_o \quad (3.18)$$

Δηλαδή για κάθε χώρο ξεχωριστά έχουμε:

$$gA_{ck} = -Dm_c \quad (3.19)$$

$$gA_{kr} = gA_{ck} - Dm_k \quad (3.20)$$

$$gA_{rh} = gA_{kr} - Dm_r \quad (3.21)$$

$$gA_{he} = gA_{rh} - Dm_h \quad (3.22)$$

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

$$DW = p \cdot DV_c + p \cdot DV_e \quad (3.23)$$

Από την εξίσωση ενέργειας (4-3) και τις (4-4) και (4-23) έχουμε

$$DQ_k = V_k \cdot Dp \cdot \frac{c_v}{R} - c_p \cdot (T_{ck} \cdot gA_{ck} - T_{kr} \cdot gA_{kr}) \quad (3.24)$$

$$DQ_r = V_r \cdot Dp \cdot \frac{c_v}{R} - c_p \cdot (T_{kr} \cdot gA_{kr} - T_{rh} \cdot gA_{rh}) \quad (3.25)$$

$$DQ_h = V_h \cdot Dp \cdot \frac{c_v}{R} - c_p \cdot (T_{rh} \cdot gA_{rh} - T_{he} \cdot gA_{he}) \quad (3.26)$$

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

$$T_{kr} = T_k \quad (3.27)$$

$$T_{rh} = T_h \quad (3.28)$$

Το τελικό σετ των εξισώσεων φαίνεται στον παρακάτω πίνακα 3.1.

Πίνακας 3.1: Οι αλγεβρικές και οι διαφορικές εξισώσεις του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου ανάλυσης των μηχανών Stirling.

$Dp = \frac{-\gamma \cdot p \cdot \left(\frac{DV_c}{T_{ck}} + \frac{DV_e}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_c} + \gamma \cdot \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}}}$	Πίεση
$Dm_c = \frac{p \cdot DV_c + V_c \cdot \frac{Dp}{\gamma}}{R \cdot T_{ck}}$	Μάζες
$m_k = \frac{p \cdot V_k}{R \cdot T_k}$	
$m_r = \frac{p \cdot V_r}{R \cdot T_r}$	
$m_h = \frac{p \cdot V_h}{R \cdot T_h}$	
$m_e = M - (m_c + m_k + m_r + m_h)$	Θερμοκρασίες
$T_c = \frac{p \cdot V_c}{R \cdot m_c}$	
$T_e = \frac{p \cdot V_e}{R \cdot m_e}$	
$Dm_k = m_k \cdot \frac{Dp}{p}$	Ρυθμοί μεταβολής της μάζας.
$Dm_r = m_r \cdot \frac{Dp}{p}$	
$Dm_h = m_h \cdot \frac{Dp}{p}$	
$gA_{ck} = -Dm_c$	Ροή μάζας εργαζόμενου αερίου διαμέσου των διαχωριστικών επιφανειών
$gA_{kr} = gA_{ck} - Dm_k$	
$gA_{rh} = gA_{kr} - Dm_r$	
$gA_{he} = gA_{rh} - Dm_h$	
<p>Αν $gA_{ck} > 0$ τότε</p>	<p>$T_{ck} = T_c$ διαφορετικά $T_{ck} = T_k$</p>
<p>Αν $gA_{he} > 0$ τότε</p>	<p>$T_{he} = T_h$ διαφορετικά $T_{he} = T_e$</p>
$DW = p \cdot DV_c + p \cdot DV_e$	Συνθήκες θερμοκρασιών

$DQ_k = V_k \cdot Dp \cdot \frac{c_v}{R} - c_p \cdot (T_{ck} \cdot gA_{ck} - T_{kr} \cdot gA_{kr})$ $DQ_r = V_r \cdot Dp \cdot \frac{c_v}{R} - c_p \cdot (T_{kr} \cdot gA_{kr} - T_{rh} \cdot gA_{rh})$ $DQ_h = V_h \cdot Dp \cdot \frac{c_v}{R} - c_p \cdot (T_{rh} \cdot gA_{rh} - T_{he} \cdot gA_{he})$	Ενέργεια
-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----------

3.4 Μέθοδος Επίλυσης

Έχοντας καθορίσει την ομάδα των αλγεβρικών και των διαφορικών εξισώσεων όπως φαίνεται στον πίνακα 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 3.1, 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 παράγεται 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 συναρτήσει της γωνίας στροφάλου θ .

3.5 Αποτελέσματα

Η διαμόρφωση και οι συνθήκες λειτουργίας της μηχανής GPU-3 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

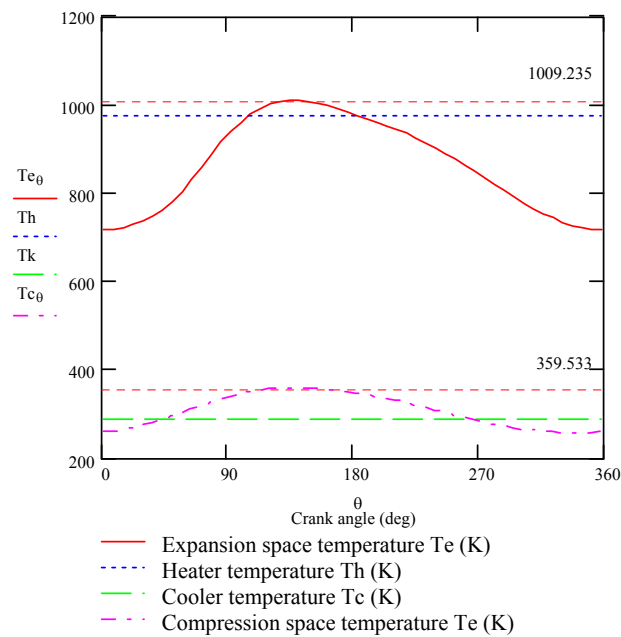
$T_e = T_h$ αντίστοιχα. Οι αρχικές συνθήκες επιλέγονται να είναι ακριβώς οι ίδιες με την ισοθερμοκρασιακή ανάλυση, ώστε να γίνεται άμεσα η σύγκριση των εξαγόμενων αποτελεσμάτων.

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 έκτου κύκλου λειτουργίας της μηχανής έχουν σταθεροποιηθεί πλέον και όλα τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά της. Όλα τα αποτελέσματα της προσομοίωσης φαίνονται στα παρακάτω σχήματα (σχήματα 3.3 – 3.7). 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 εκτόνωσης, που κυμαίνεται μεταξύ των 717K και 1009,235K, με τη μέση τιμή της να είναι αισθητά χαμηλότερη από τη θερμοκρασία του αναθερμαντή που είναι 977K. Όμοια η μέση θερμοκρασία του εργαζόμενου αερίου στο χώρο συμπίεσης είναι υψηλότερη από τη θερμοκρασία στον ψύκτη. Η παρατηρούμενη μείωση του θερμοκινητικού βαθμού απόδοσης, από την τιμή του βαθμού απόδοσης κατά Carnot, δηλ. 70,5% στην τιμή 63,04% είναι σημαντική. Όμως ο πραγματικός βαθμός απόδοσης που μετρήθηκε είναι περίπου 35%, γεγονός που δείχνει ότι η αδιαβατική θεώρηση δεν είναι η κύρια αιτία της μείωσης της απόδοσης της μηχανής.

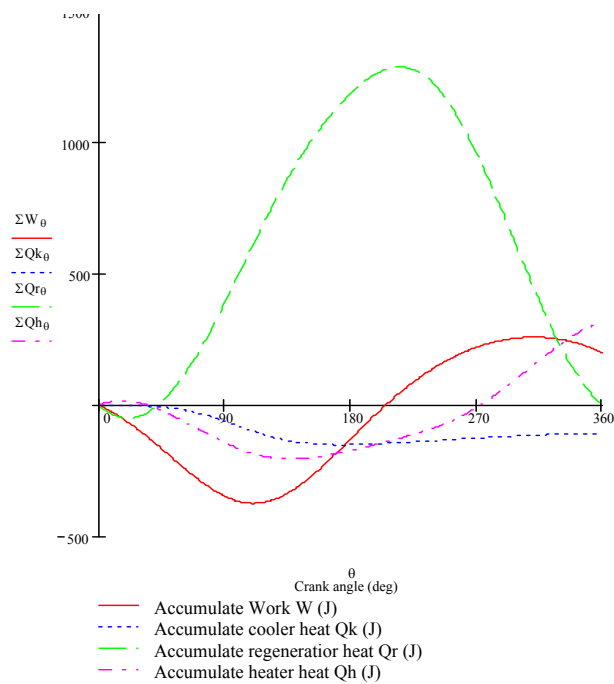
Το διάγραμμα της ενέργειας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου θ , μας δείχνει τη εξάρτηση της μεταφερόμενης θερμότητας και του παραγόμενου έργου στον κύκλο λειτουργίας της μηχανής. Η ισχύς που αναμένεται από την ανάλυση του αδιαβατικού μοντέλου, είναι περίπου 8,273kW. Παρόλα αυτά το μεγάλο εύρος της διακύμανσης 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.

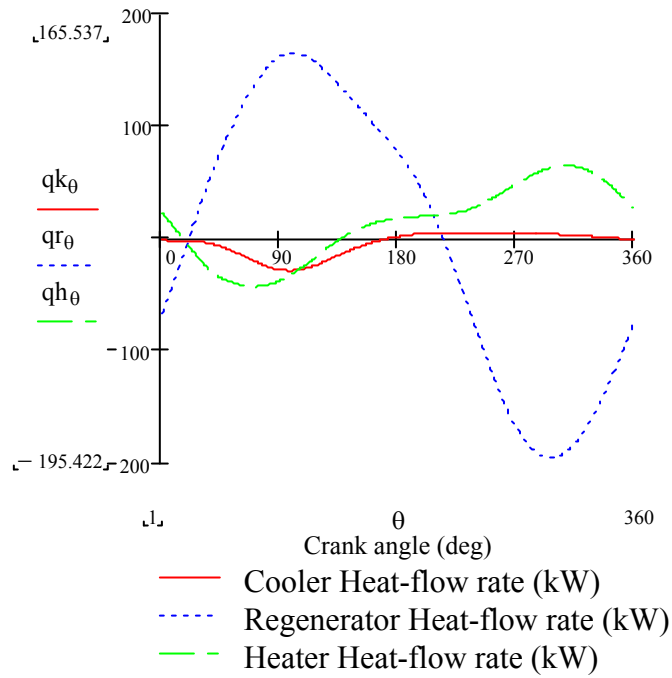
Παρατηρούμε επίσης ότι το Αδιαβατικό μοντέλο δίνει αποτελέσματα που δεν διαφέρουν σημαντικά από τα αντίστοιχα του Ισοθερμικού μοντέλου. Το διάγραμμα πίεσης - όγκου (P-V) έχει παρόμοια μορφή, όπως επίσης και η παραγόμενη ισχύς και ο βαθμός απόδοσης έχουν τιμές παραπλήσιες με τις αντίστοιχες στην ισοθερμική 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:



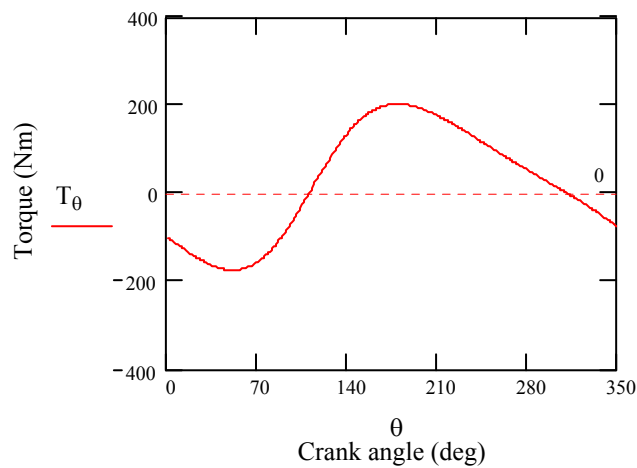
Σχήμα 3.3: Διάγραμμα θερμοκρασιών ως προς τη γωνία στροφάλου θ για μηχανή GPU-3 σύμφωνα με το αδιαβατικό μοντέλο ανάλυσης.



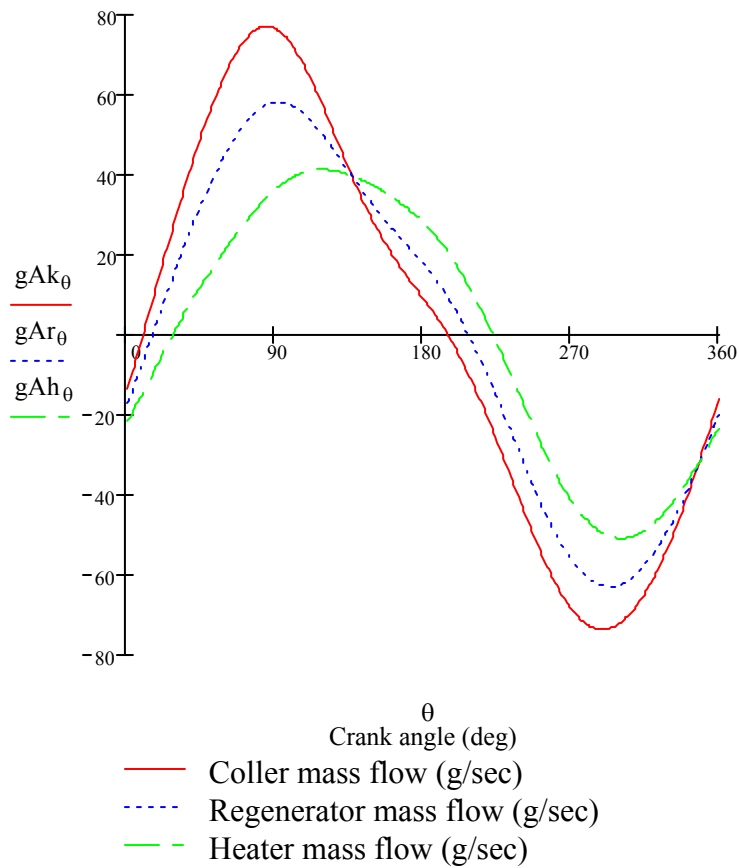
Σχήμα 3.4: διάγραμμα συσσωρευμένης (accumulate) ενέργειας (άθροισμα των ενεργειακών χαρακτηριστικών) συναρτήσει της γωνίας στροφάλου θ για μηχανή GPU-3 σύμφωνα με το αδιαβατικό μοντέλο ανάλυσης.



Σχήμα 3.5: Διάγραμμα της ροής της θερμότητας συναρτήσει της γωνίας θ για μηχανή GPU-3 σύμφωνα με το μοντέλο της αδιαβατικής ανάλυσης.



Σχήμα 3.6: Διάγραμμα της ροπής συναρτήσει της γωνίας θ για μηχανή GPU-3 σύμφωνα με το μοντέλο της αδιαβατικής ανάλυσης.

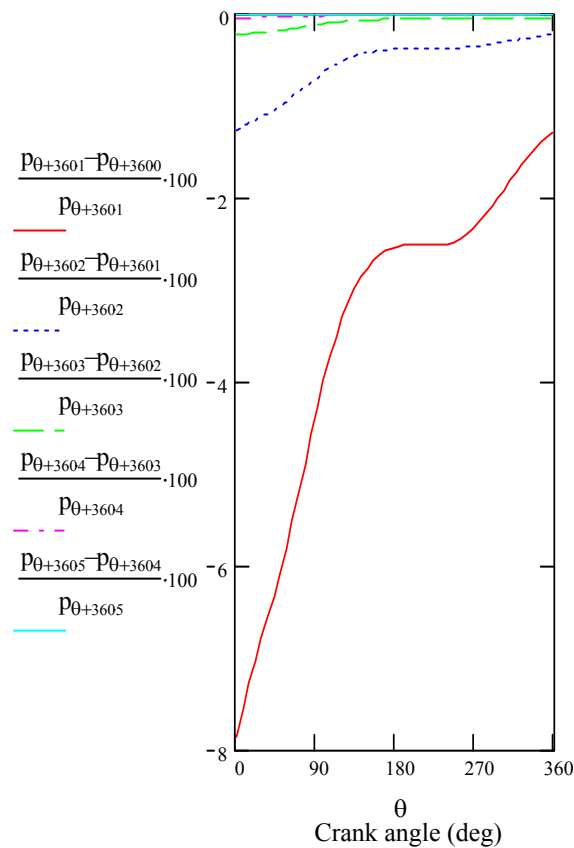


Σχήμα 3.7: Διάγραμμα της ροής της μάζας μεταξύ των διαφόρων τμημάτων της μηχανής συναρτήσει της γωνίας θ για τη GPU-3 σύμφωνα με το μοντέλο της αδιαβατικής ανάλυσης.

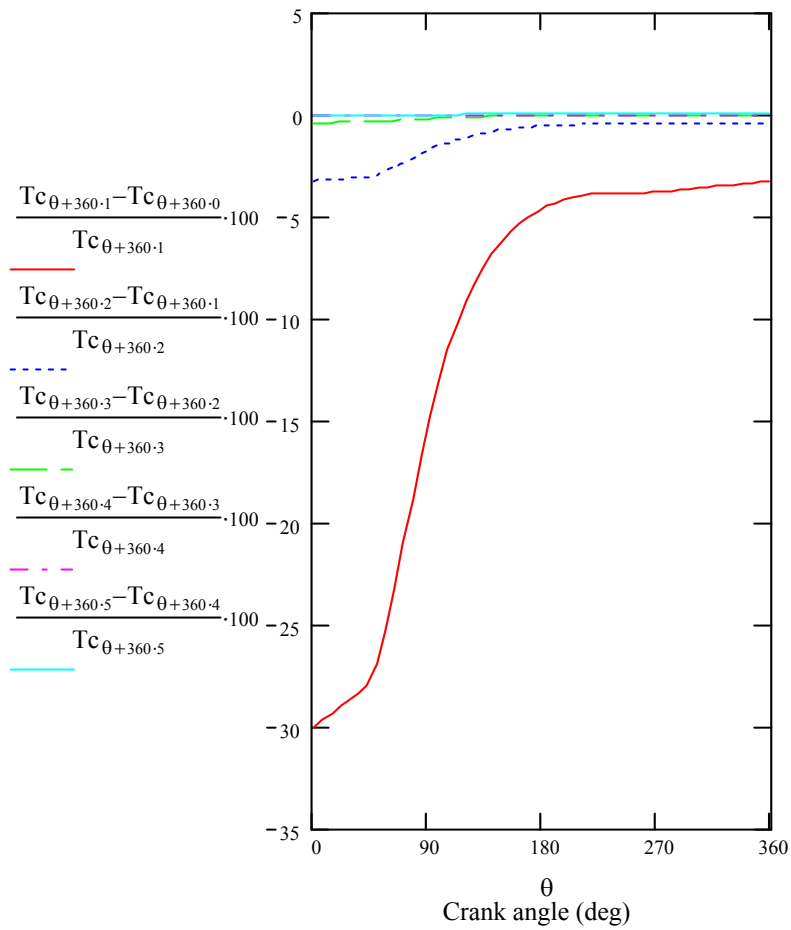
Πίνακας 3.2: Η απόδοση της GPU 3 με ρομβικό μηχανισμό οδήγησης εμβόλων

Μοντέλο προσομοίωσης	Παραγόμενη ισχύς (kW)	Βαθμός απόδοσης (%)
Ιδανικό ισοθερμοκρασιακό	7,305 (7,42)	70,522 (70,5)
Ιδανικό αδιαβατικό	8,272 (8,3)	63,027 (62,5)

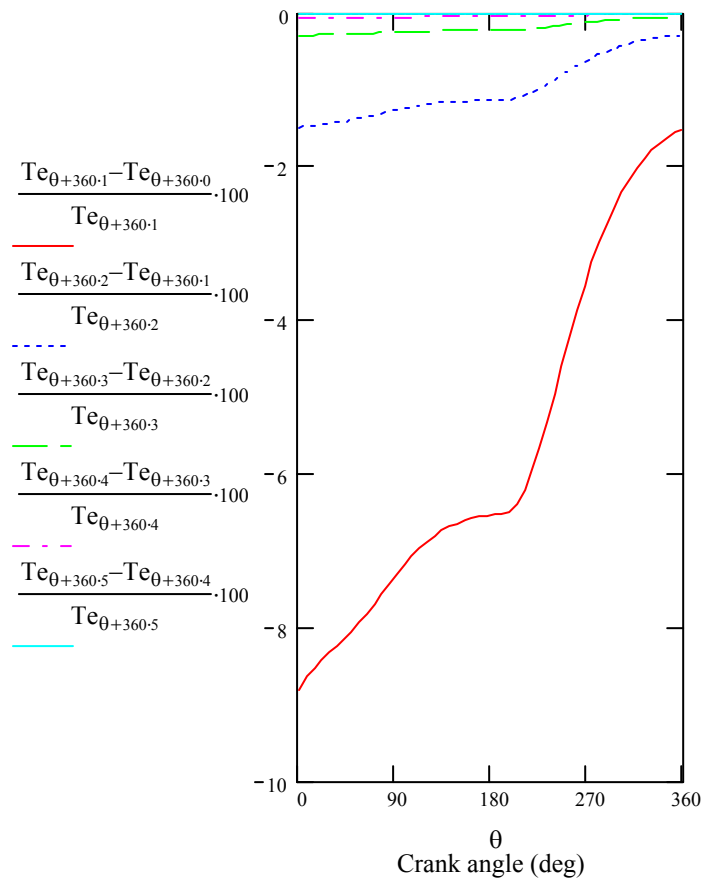
Μελετώντας τα αποτελέσματα του ιδανικού αδιαβατικού μοντέλου, πράγματι επιβεβαιώνεται το γεγονός ότι χρειάζονται κάποιοι κύκλοι ώστε να σταθεροποιηθούν οι συνθήκες λειτουργίας της μηχανής. Όπως φαίνεται και από τα παρακάτω διαγράμματα (3.8 έως 3.17) παρατηρείται ότι από τον 4° κύκλο έχουμε απόκλιση των τιμών των αντίστοιχων μεταβλητών μικρότερη από 1% και από τον 6° και μετά έχουμε σχεδόν σταθεροποίηση των συνθηκών λειτουργίας της μηχανής



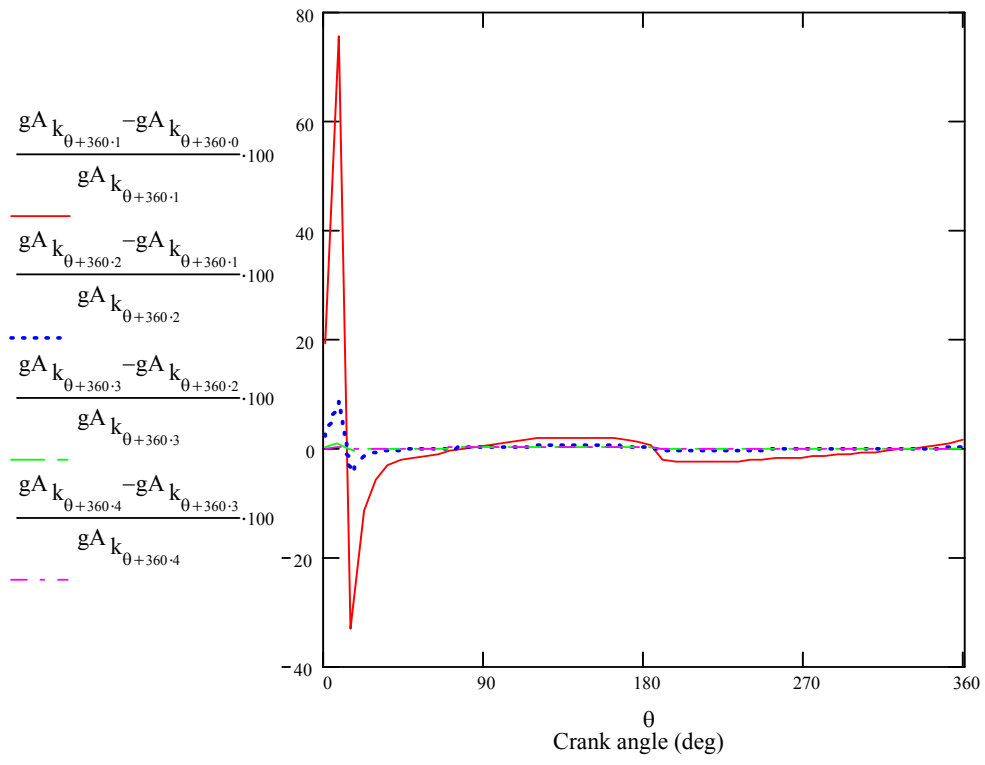
Σχήμα 3.8: Ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης του εργαζόμενου αερίου για κάθε γωνία στροφάλου ανά κύκλο λειτουργίας της μηχανής.



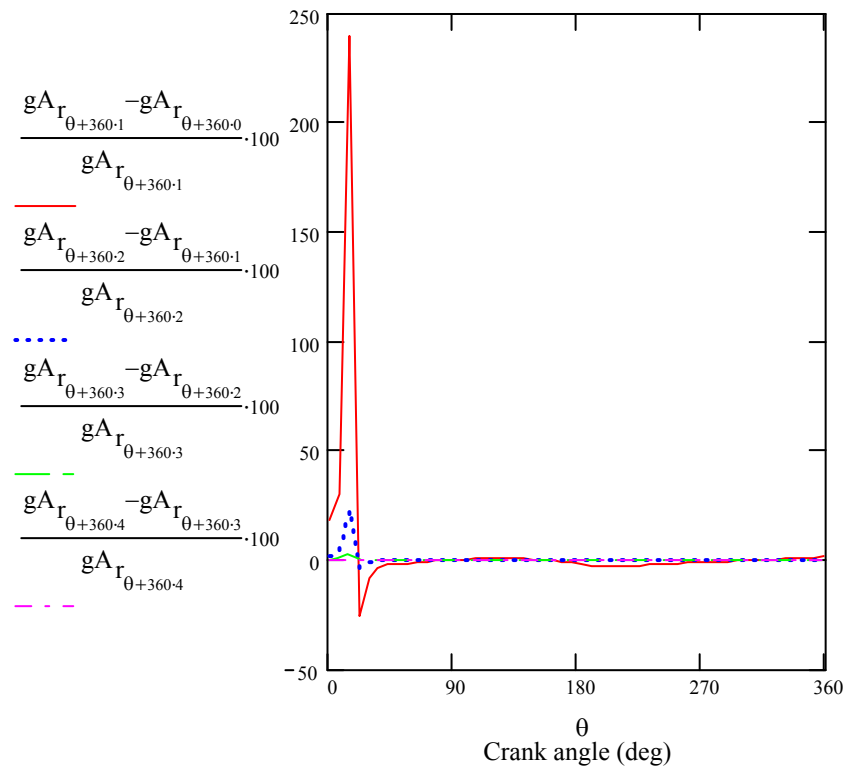
Σχήμα 3.9: Ποσοστιαία μεταβολή της θερμοκρασίας στον χώρο συμπίεσης για κάθε γωνία του στροφάλου ανά κύκλο της μηχανής



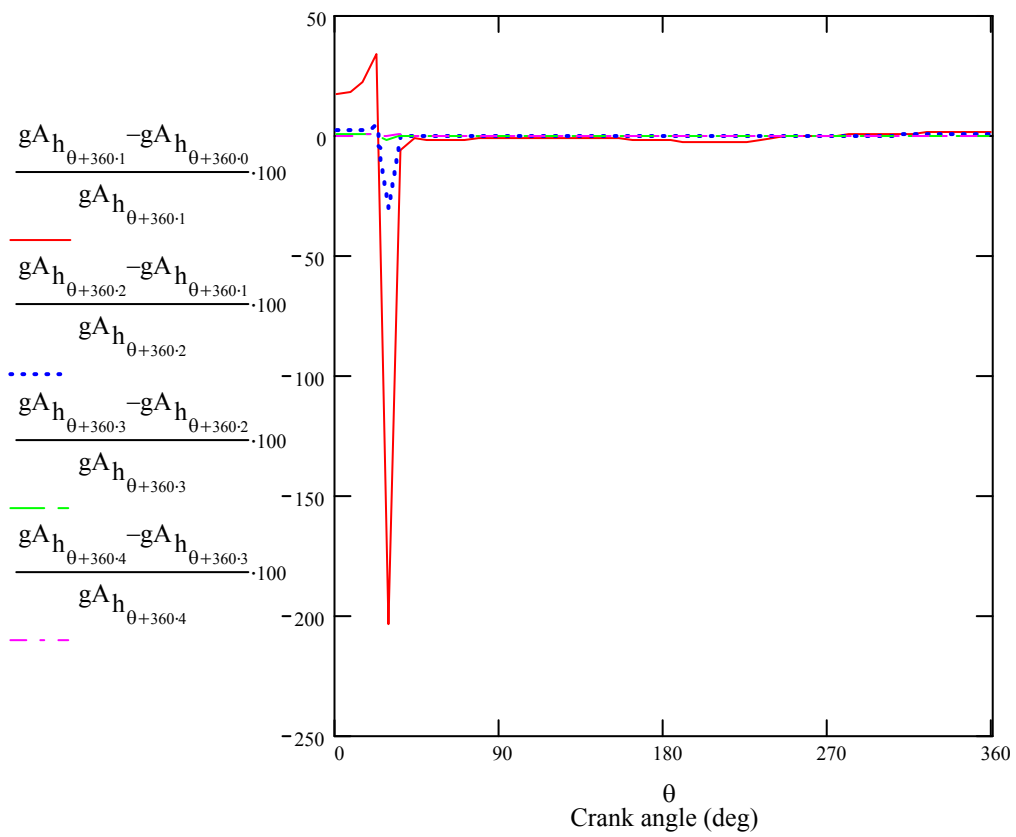
Σχήμα 3.10: Ποσοστιαία μεταβολή της θερμοκρασίας στον χώρο εκτόνωσης για κάθε γωνία του στροφάλου ανά κύκλο της μηχανής.



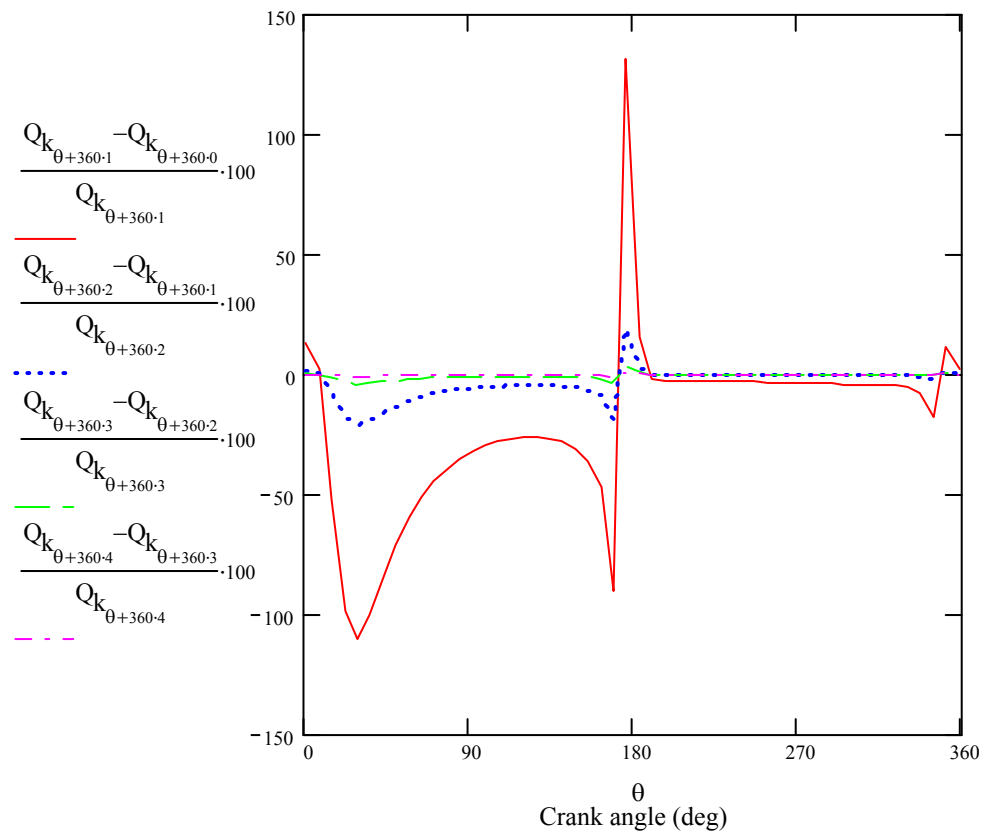
Σχήμα 3.11: Ποσοστιαία μεταβολή της ροής μάζας στον αναγεννητή για κάθε γωνία του στροφάλου ανά κύκλο της μηχανής.



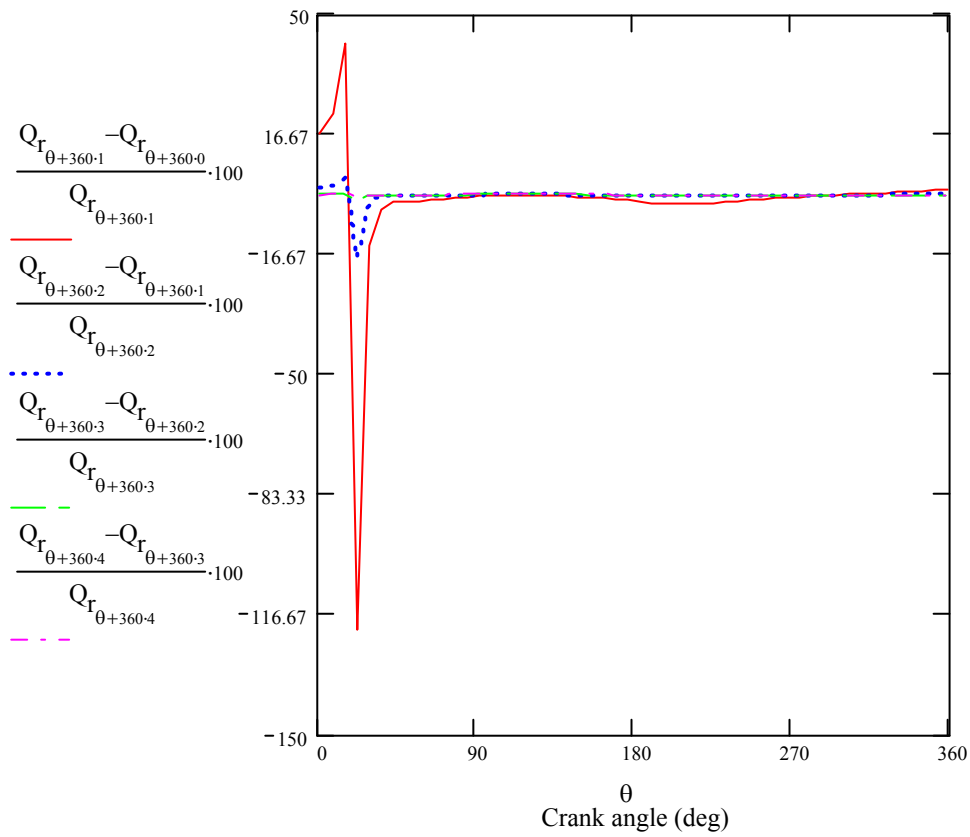
Σχήμα 3.12: Ποσοστιαία μεταβολή της ροής μάζας στον αναγεννητή για κάθε γωνία του στροφάλου ανά κύκλο της μηχανής.



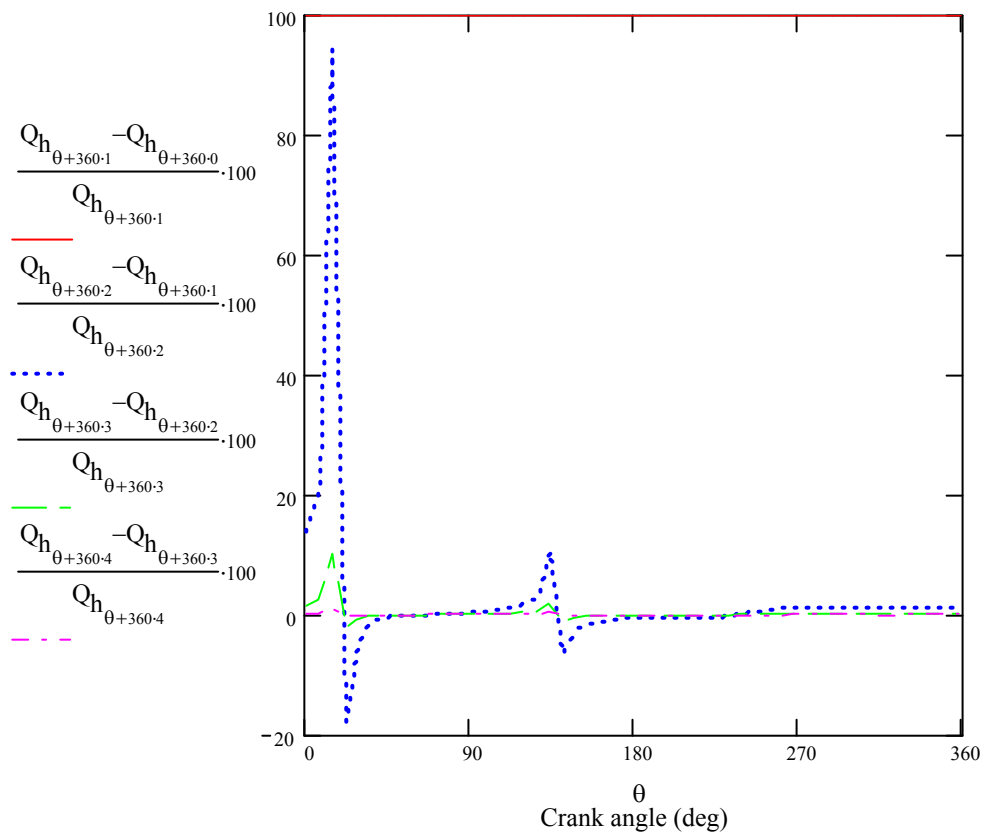
Σχήμα 3.13: Ποσοστιαία μεταβολή της ροής μάζας στον αναθερμαντή για κάθε γωνία του στροφάλου ανά κύκλο της μηχανής.



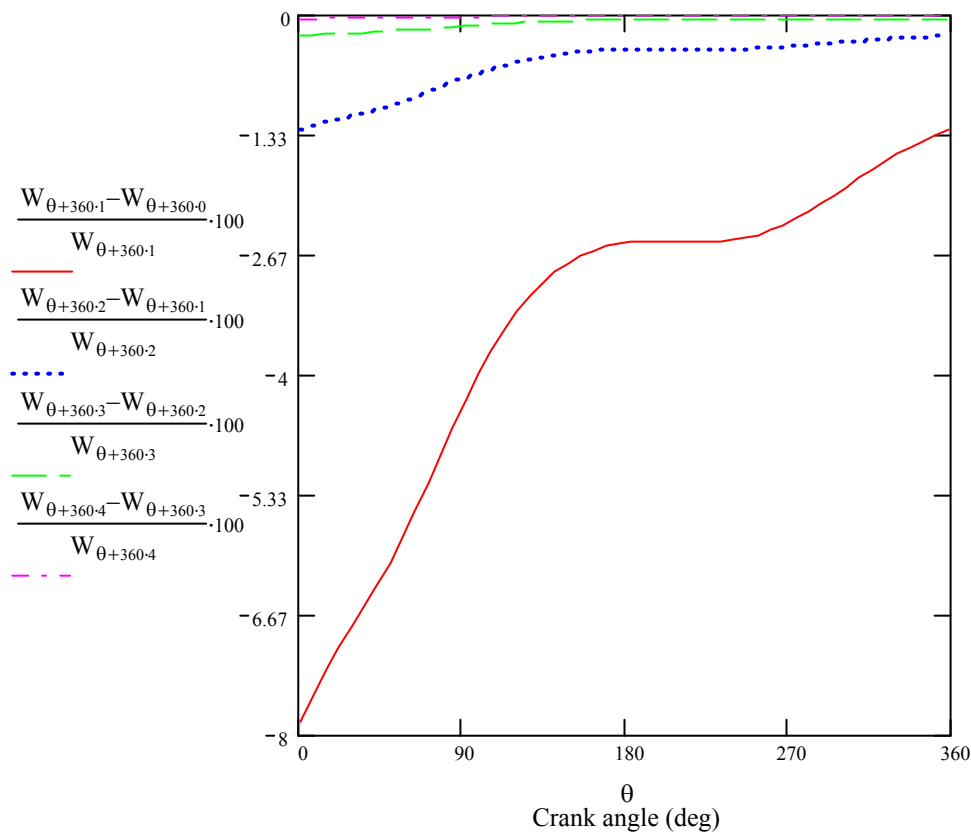
Σχήμα 3.14: Ποσοστιαία μεταβολή της θερμότητας στον ψύκτη για κάθε γωνία του στροφάλου ανά κύκλο της μηχανής.



Σχήμα 3.15: Ποσοστιαία μεταβολή της θερμότητας στον αναγεννητή για κάθε γωνία του στροφάλου ανά κύκλο της μηχανής.



Σχήμα 3.16: Ποσοστιαία μεταβολή της θερμότητας στον ψύκτη για κάθε γωνία του στροφάλου ανά κύκλο της μηχανής.



Σχήμα 3.17: Ποσοστιαία μεταβολή του παραγόμενου έργου για κάθε γωνία του στροφάλου ανά κύκλο της μηχανής.

Ο κώδικας που δημιουργήσαμε για να προσομοιώσουμε το αδιαβατικό μοντέλο έγινε σύμφωνα με το πρόγραμμα *MATHCAD 2000* και φαίνεται στο αντίστοιχο παράρτημα.

3.6 Εξέλιξη Προγράμματος

Το επόμενο βήμα της μελέτης είναι να εξελίξουμε το υπάρχον πρόγραμμα για το αδιαβατικό μοντέλο, έτσι ώστε να είναι πιο φιλικό στον χρήστη αλλά και ταυτόχρονα να μειωθεί ο υπολογιστικός χρόνος.

Τα παραπάνω ζητούμενα επετεύχθησαν και το τελικό πρόγραμμα που καταλήξαμε είναι αρκετά μικρότερο σε μέγεθος σε σχέση με το προηγούμενο. Για να φτάσουμε σε αυτό το αποτέλεσμα χρειάστηκε να βρούμε ποιες μεταβλητές του

αδιαβατικού μοντέλου πρωτεύουσας σημασίας για να 'τρέξει' το πρόγραμμα και ποια δευτερευούσης. Καταλήξαμε στο συμπέρασμα ότι οι απαραίτητες μεταβλητές για να 'τρέξει' το πρόγραμμα ήταν οι εξής:

- Η πίεση, p και η μεταβολή της πίεσης, dp
- Η μάζα m_c και ο ρυθμός μεταβολή της μάζας, dm_c
- Οι θερμοκρασίες T_{he} , T_{ck}

Τις παραπάνω αυτές μεταβλητές τις υπολογίζουμε σε μια ρουτίνα, LOOP, στην οποία ουσιαστικά γίνονται οι υπολογισμοί για μία μοίρα. Έπειτα έχουμε το κυρίως πρόγραμμα, TEST, το οποίο παίρνει την ρουτίνα LOOP, και μέσω μιας επαναληπτικής διαδικασίας για κάθε μοίρα υπολογίζει τις παραπάνω μεταβλητές σύμφωνα με το αδιαβατικό μοντέλο:

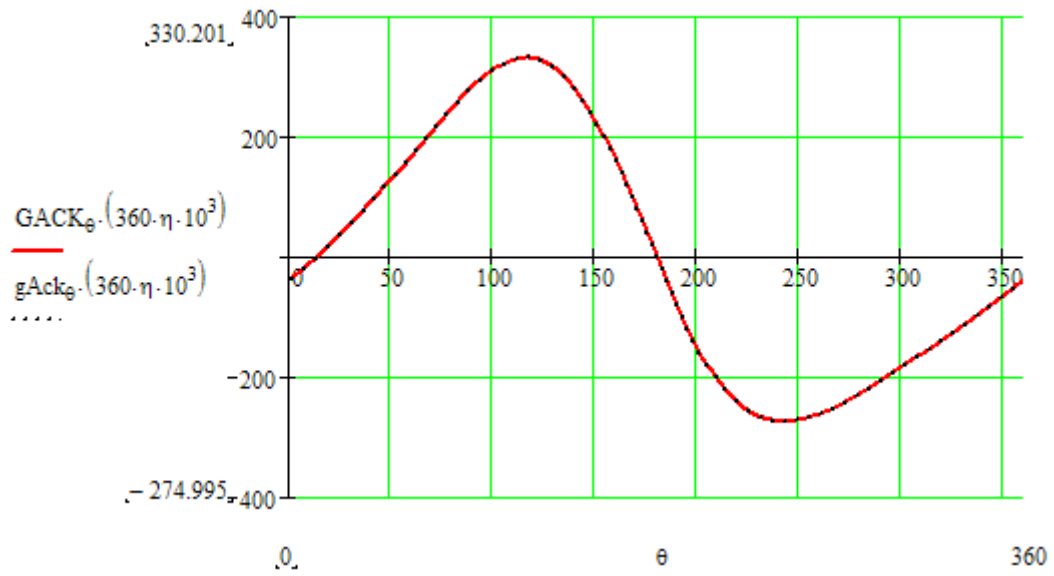
- Την πίεση, p και της μεταβολή της πίεσης, dp
- Τους μάζες m_c , m_k , m_h , m_r , m_e
- Τους ρυθμούς μεταβολής των μαζών, dm_c , dm_k , dm_h , dm_r
- Τους θερμοκρασίες T_c , T_e , T_{he} , T_{ck}
- Και τη ροή του εργαζόμενου μέσου δια μέσου των διαχωριστικών επιφανειών, ga_{ck} , ga_{kr} , ga_{rh} , ga_{he}

Όπως θα δούμε και από τα διαγράμματα, υπάρχει απόλυτη ταύτιση των αποτελεσμάτων των δύο εκδόσεων του αδιαβατικού μοντέλου.

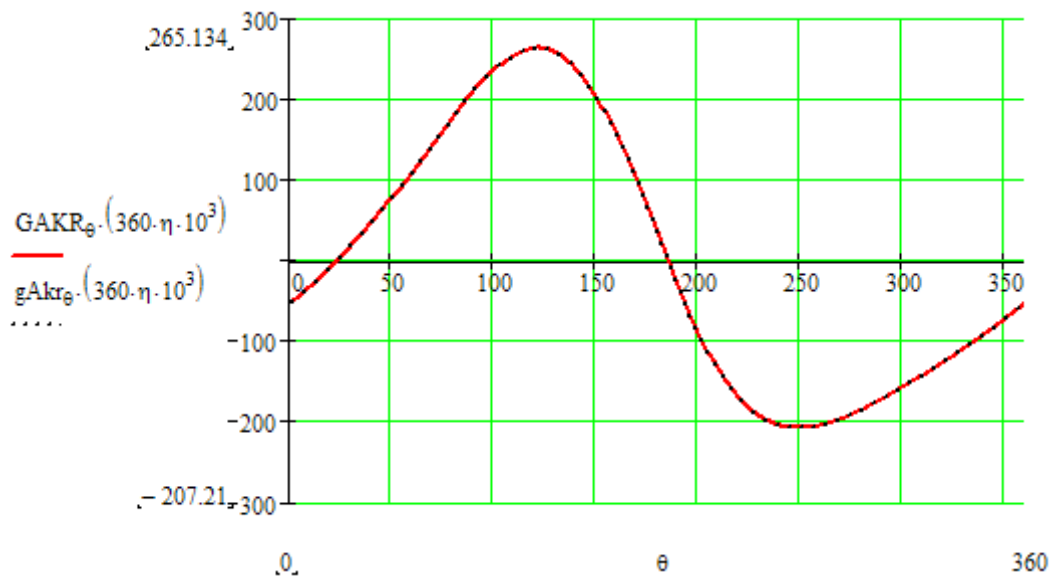
3.7 Νέα Αποτελέσματα

Παρακάτω παρουσιάζονται τα συγκριτικά αποτελέσματα δύο εκδόσεων του αδιαβατικού μοντέλου, για να δούμε την ταύτιση και συνεπώς την ορθότητα του νέου.

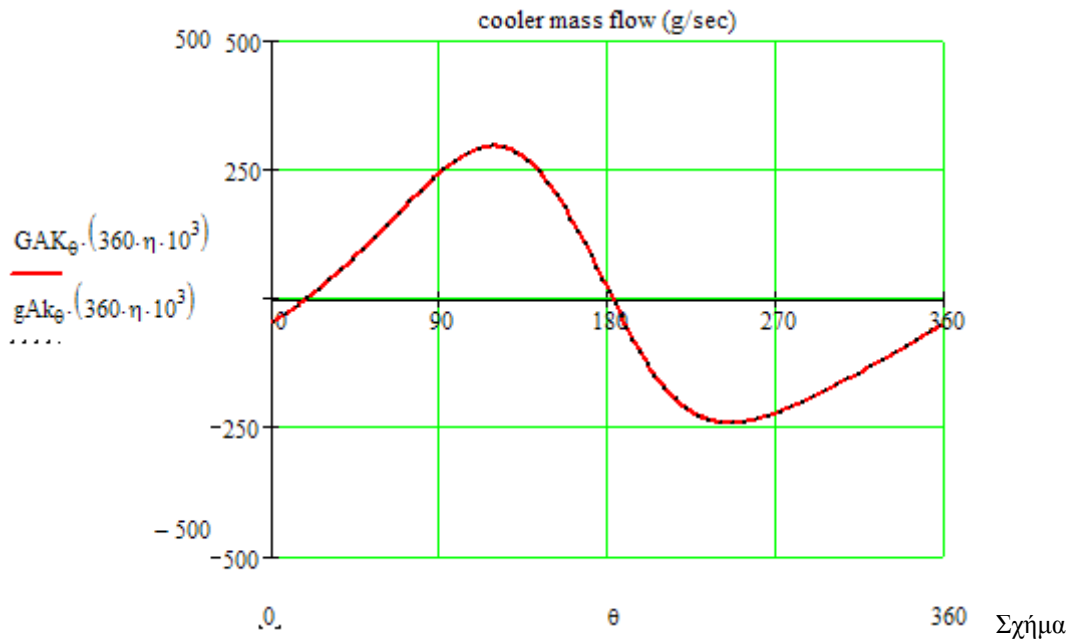
Στα παρακάτω διαγράμματα οι μεταβλητές με μικρά γράμματα απευθύνονται στον παλιό κώδικα "Calc" και συμβολίζονται με το "+". Φαίνεται η ταύτιση των αποτελεσμάτων με αυτά του καινούργιου κώδικα "TEST".



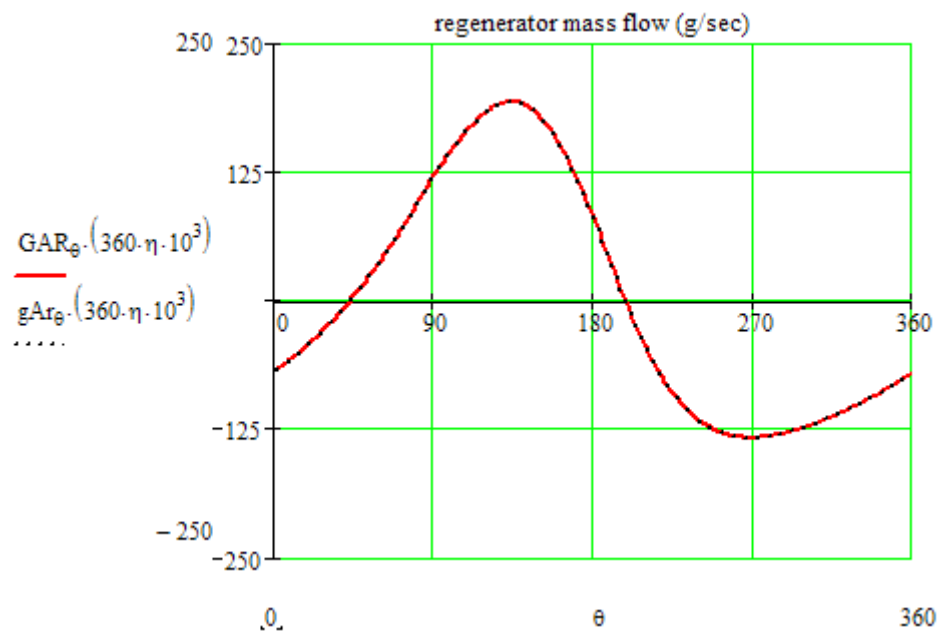
Σχήμα 7.1: Ροή μάζας στην διεπιφάνεια του ψύκτη



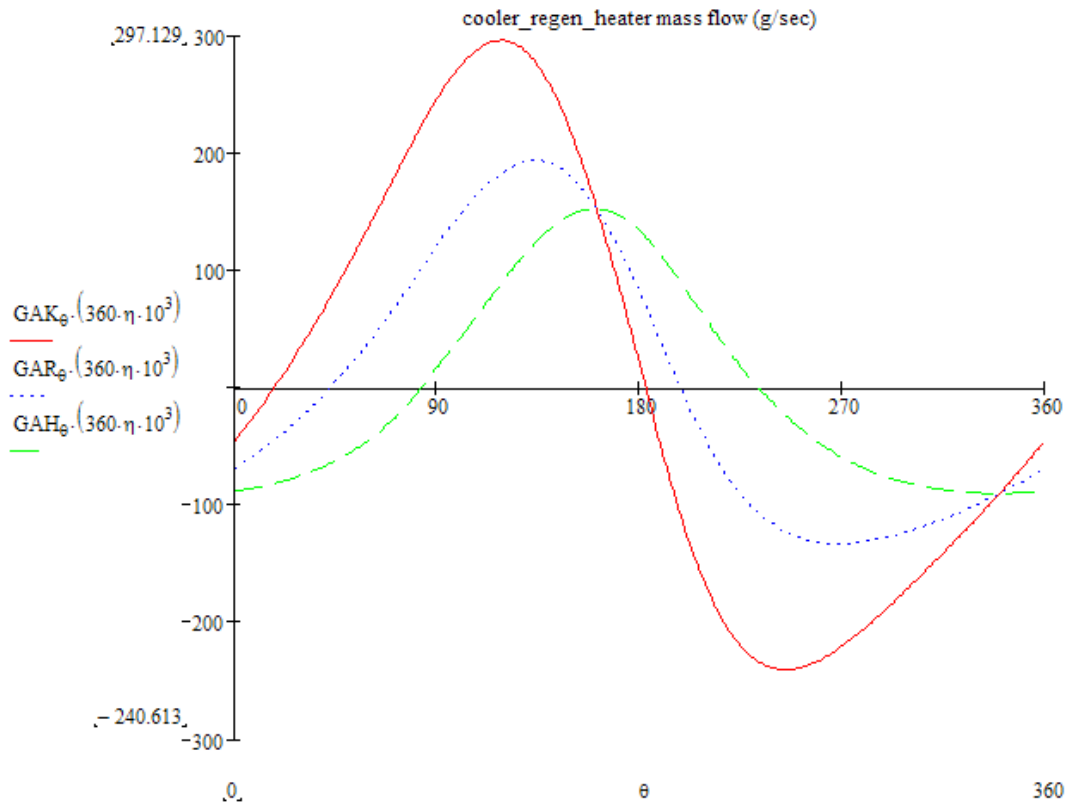
Σχήμα 7.2: Ροή μάζας στην διεπιφάνεια του ψύκτη



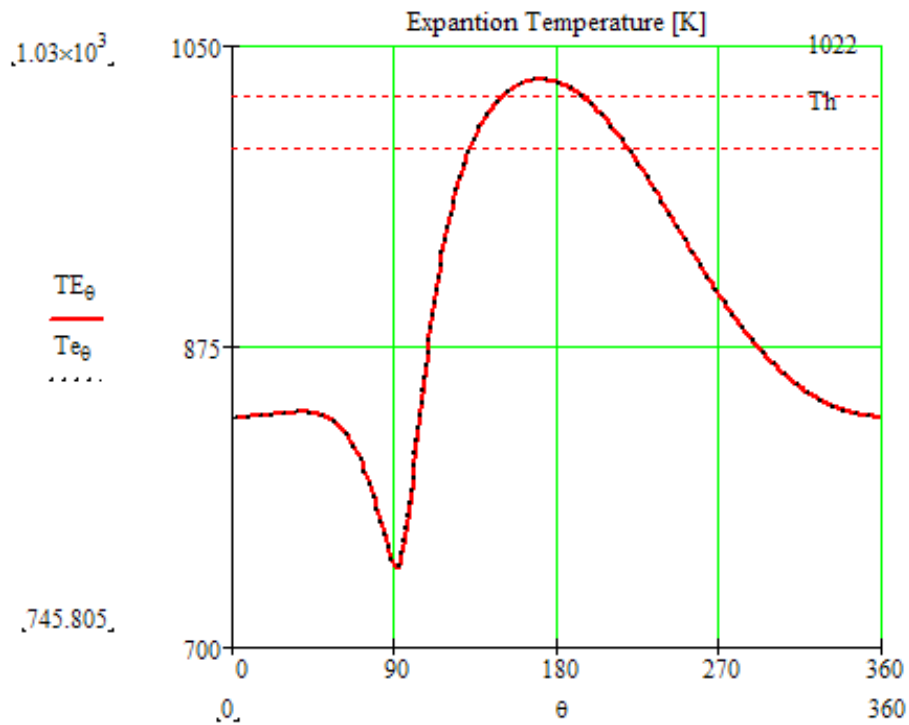
7.3: Ροή μάζας στον ψύκτη



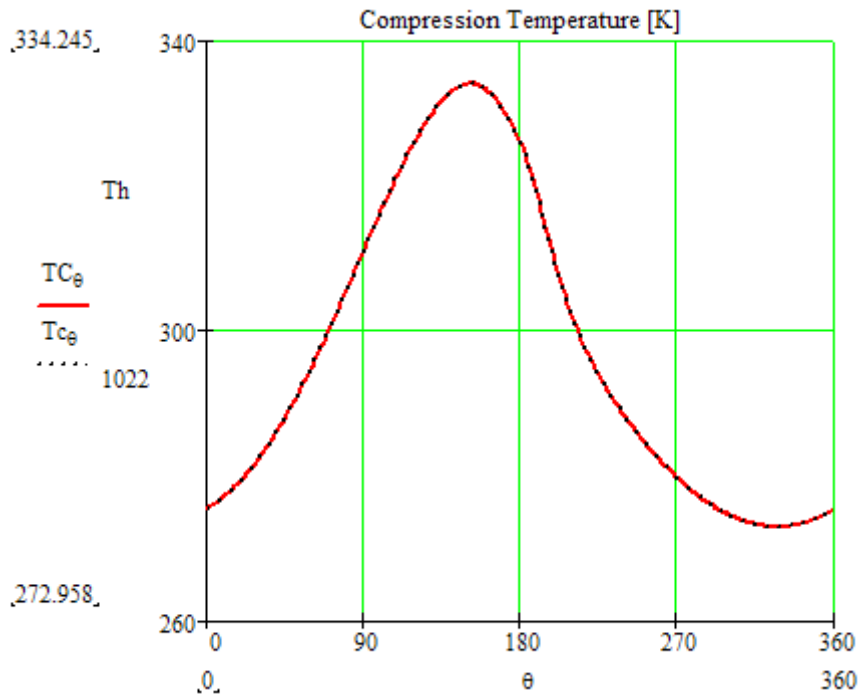
Σχήμα 7.4: Ροή μάζας στον αναγεννητή



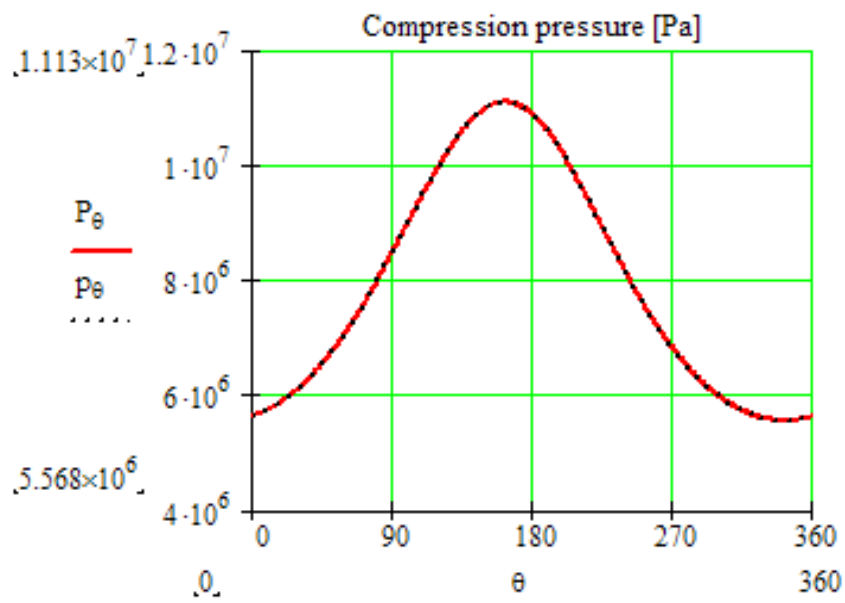
Σχήμα 7.2: Ροή μάζας στον ψύκτη, τον αναγεννητή και τον θερμαντήρα



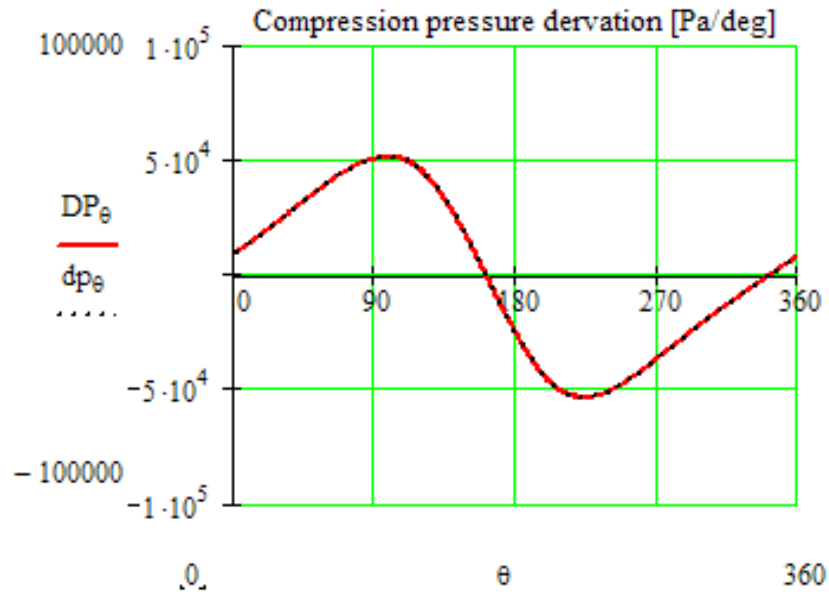
Σχήμα 7.3: Θερμοκρασία κυλίνδρου εκτόνωσης



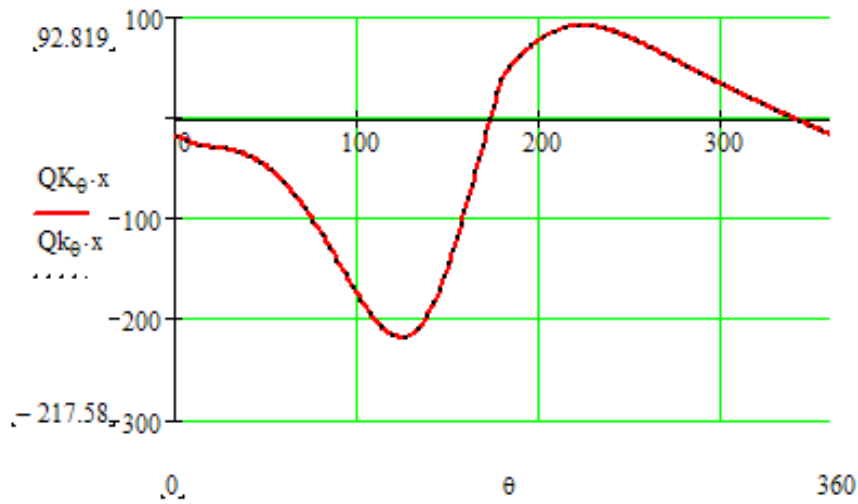
Σχήμα 7.4: Θερμοκρασία κυλίνδρου συμπίεσης



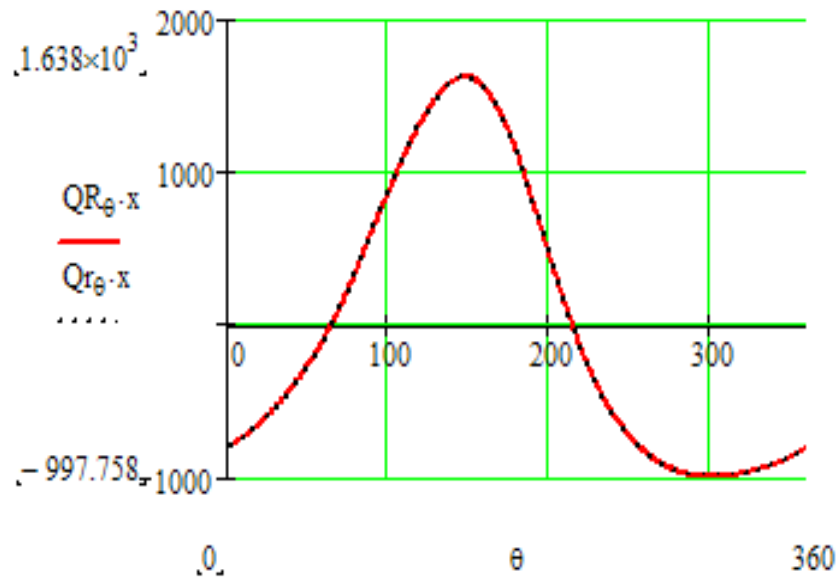
Σχήμα 7.5: Πίεση κυλίνδρου συμπίεσης



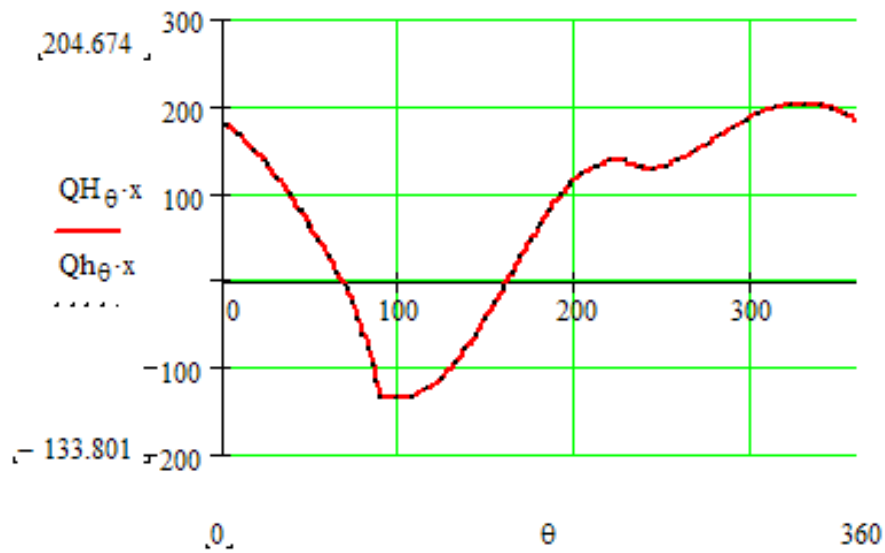
Σχήμα 7.6: Μεταβολή πίεσης κυλίνδρου συμπίεσης



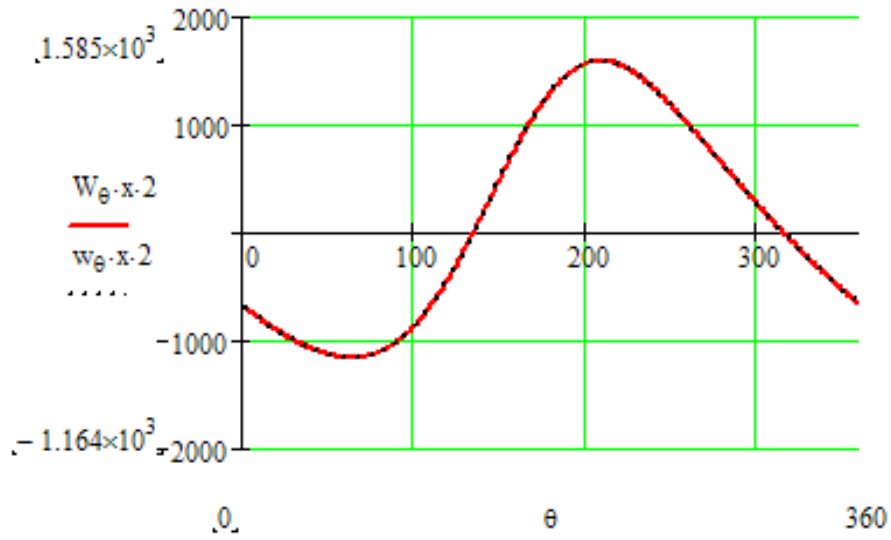
Σχήμα 7.7: Ροή θερμότητας στον ψύκτη



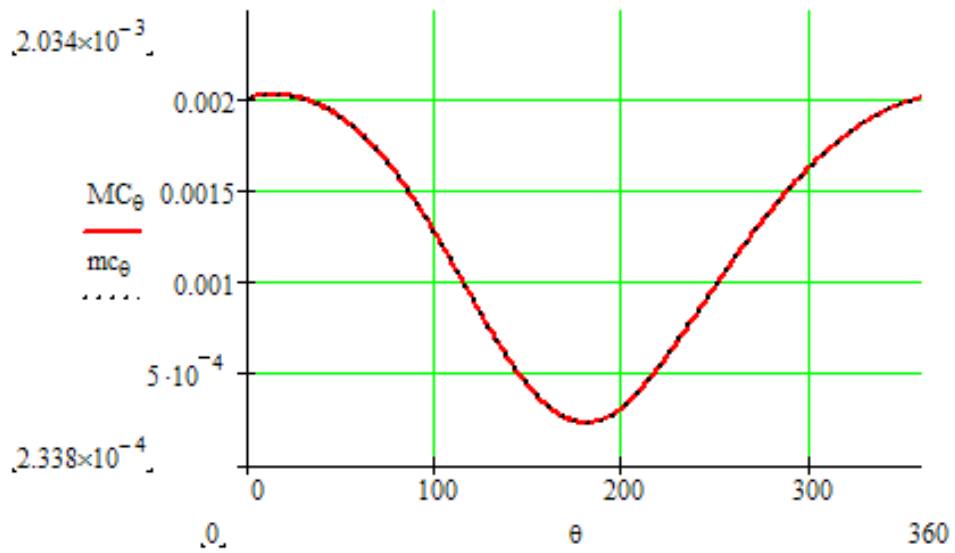
Σχήμα 7.8: Ροή θερμότητας στον αναγεννητή



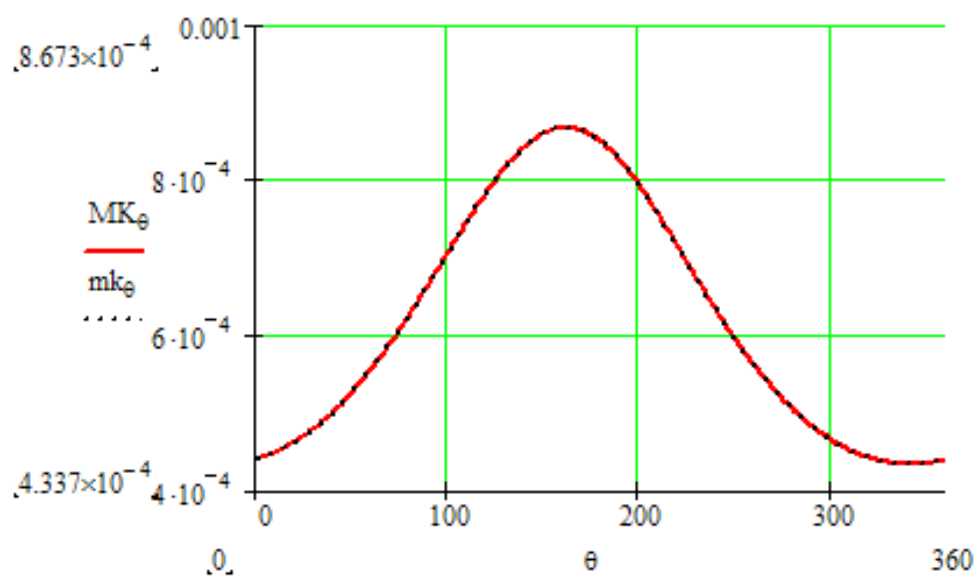
Σχήμα 7.9: Ροή θερμότητας στον θερμαντήρα



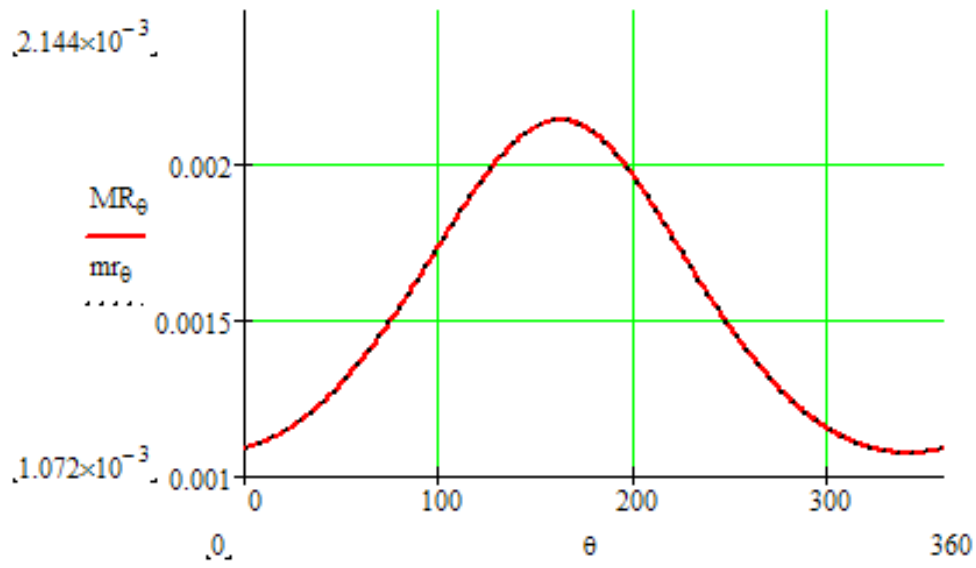
Σχήμα 7.10: Ροή παραγόμενου έργου



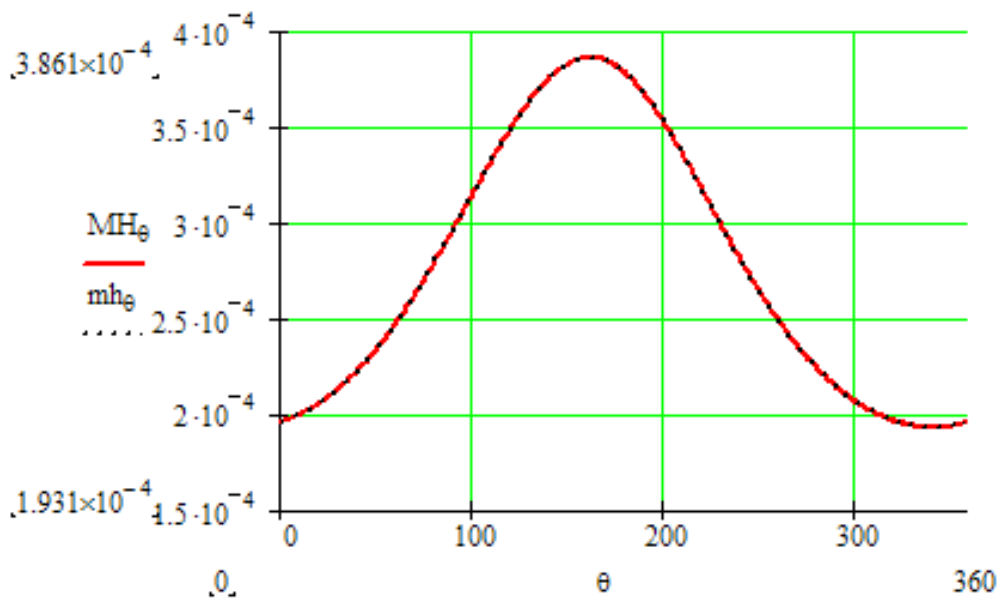
Σχήμα 7.11: Ροή μάζας στον κύλινδρο συμπίεσης



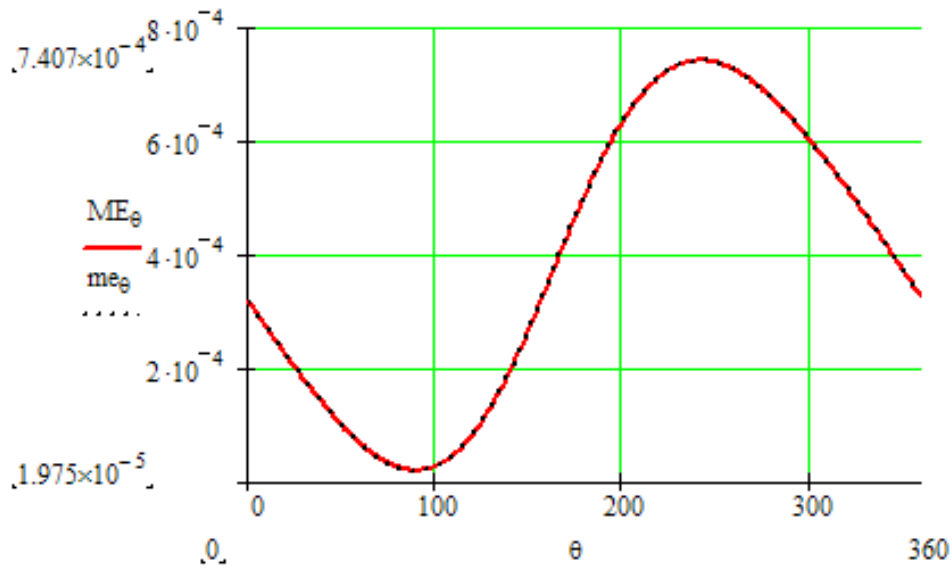
Σχήμα 7.12: Ροή μάζας στον ψύκτη



Σχήμα 7.13: Ροή μάζας στον αναγεννητή

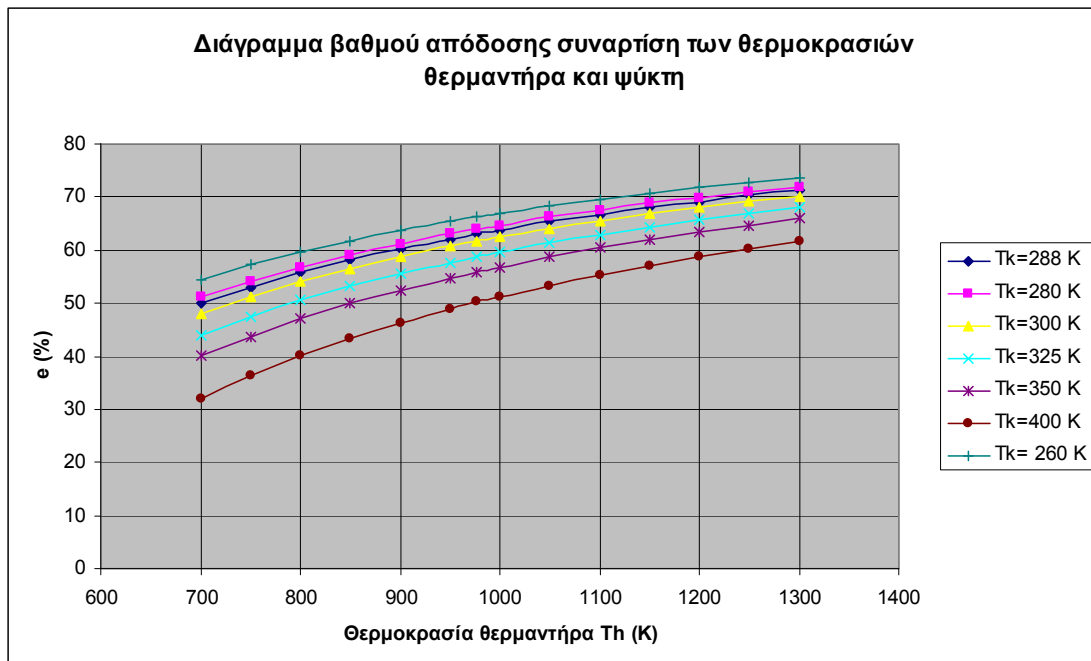


Σχήμα 7.14: Ροή μάζας στον θερμαντήρα



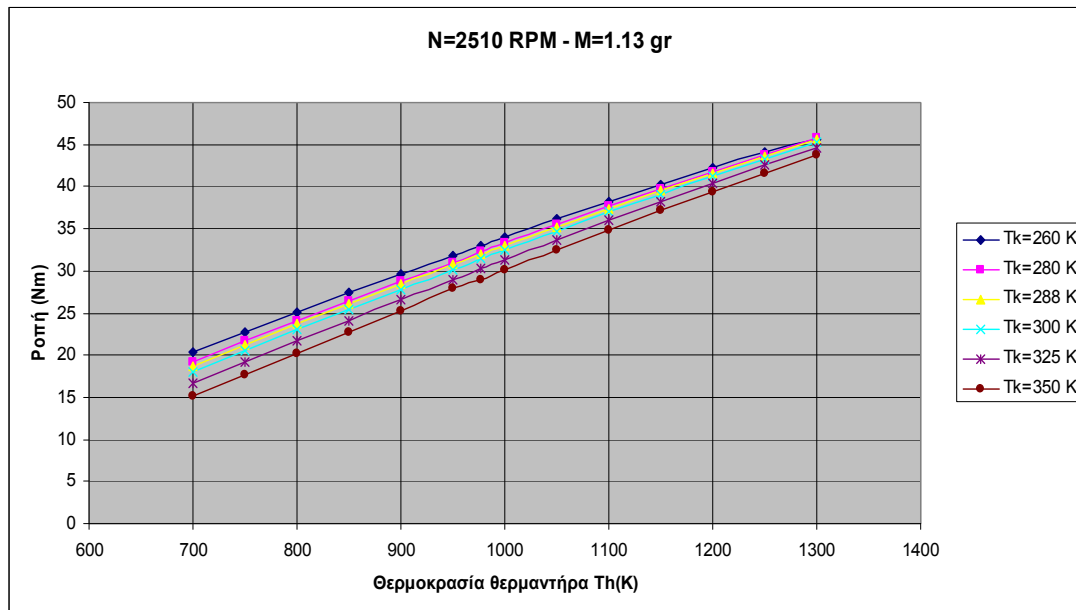
Σχήμα 7.15: Ροή μάζας στον κύλινδρο εκτόνωσης

Παρακάτω παρουσιάζονται μια σειρά από διαγράμματα για την μηχανή GPU-3, τα οποία παρουσιάζουν την ισχύ, την απόδοση και την ροπή της μηχανής συναρτήσει των θερμοκρασιών του θερμαντήρα, του ψύκτη, των στροφών λειτουργίας και της ποσότητας του εργαζόμενου αερίου εντός της μηχανής.

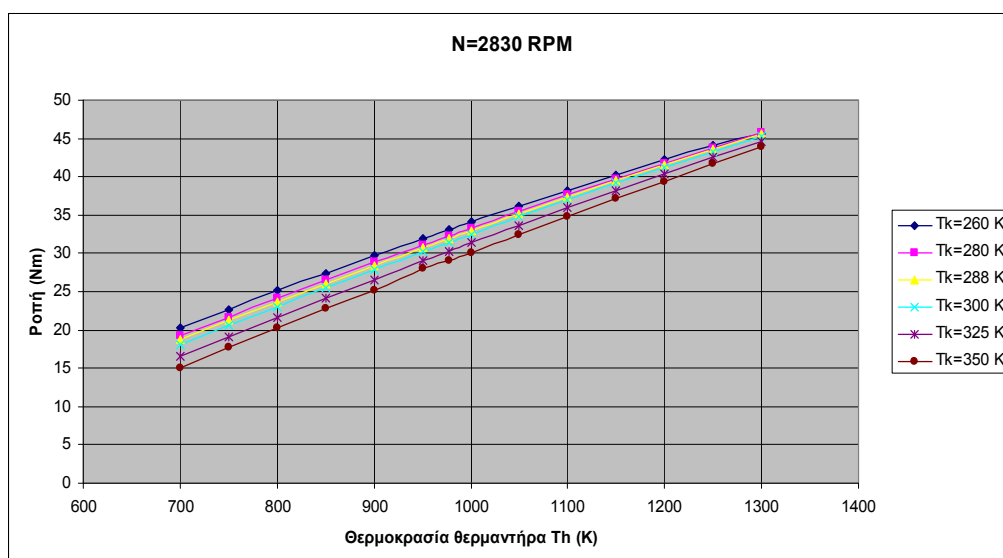


Σχήμα 7.16

Παρατηρούμε ότι ο βαθμός απόδοσης αυξάνει είτε με την αύξηση της θερμοκρασίας του θερμαντήρα είτε με την μείωση της θερμοκρασίας του ψύκτη, κάτι το οποίο είναι αναμενόμενο. Επιπλέον φαίνεται ότι όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του θερμαντήρα με σταθερή τη θερμοκρασία του ψύκτη η αύξηση του βαθμού απόδοσης είναι μειούμενη. Αυτό ουσιαστικά φαίνεται από τις καμπύλες που πλησιάζουν μεταξύ τους. Παρατηρήθηκε επιπλέον ότι ο βαθμός απόδοσης της μηχανής είναι ανεξάρτητος των στροφών του κινητήρα και της ποσότητας του εργαζόμενου ρευστού.

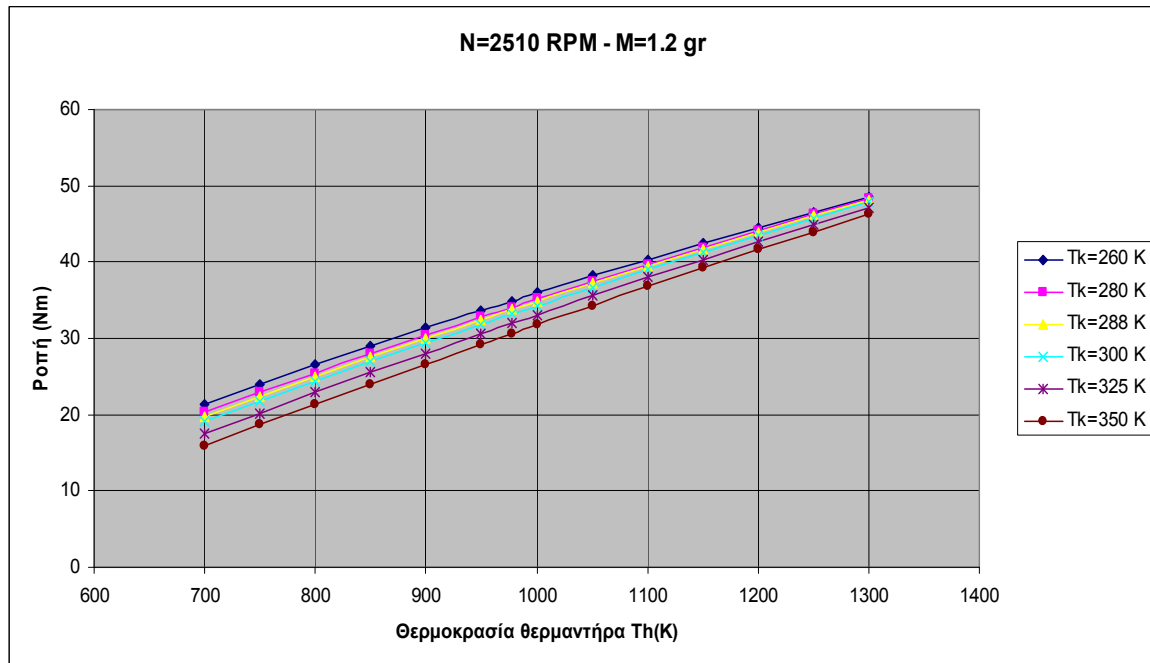


Σχήμα 7.17: Διάγραμμα ροπής συναρτήσει της θερμοκρασίας του θερμαντήρα και του ψύκτη για σταθερές στροφές 2510 RPM και μάζα εργαζόμενου αερίου $M=1.13\text{gr}$

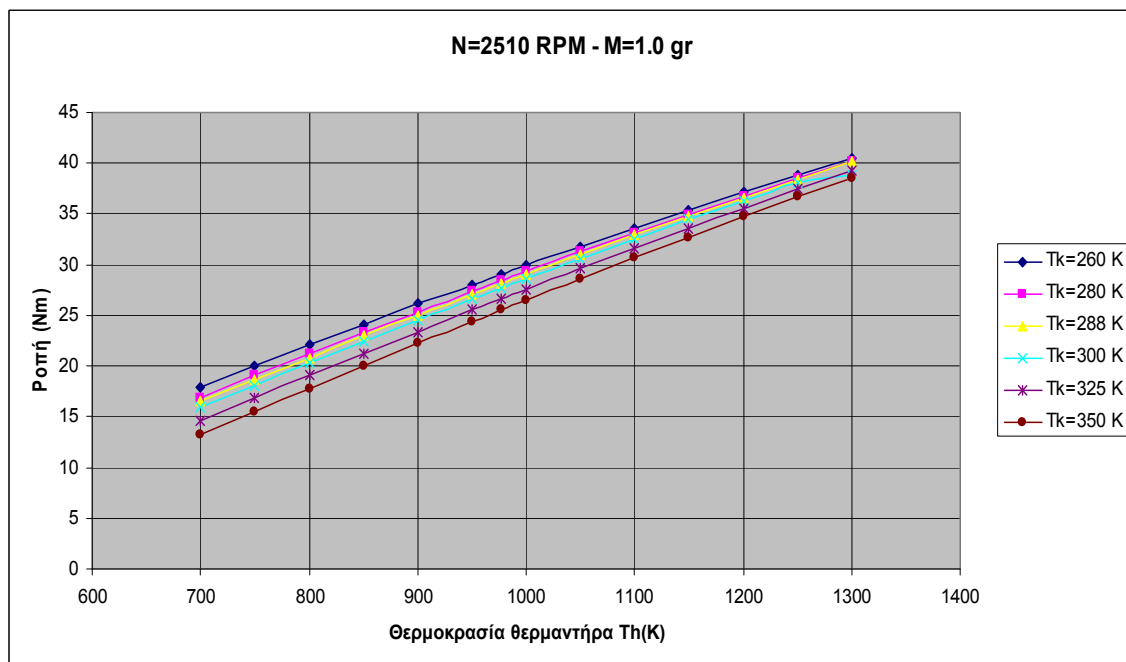


Σχήμα 7.18: Διάγραμμα ροπής συναρτήσει της θερμοκρασίας του θερμαντήρα και του ψύκτη για σταθερές στροφές 2830 RPM

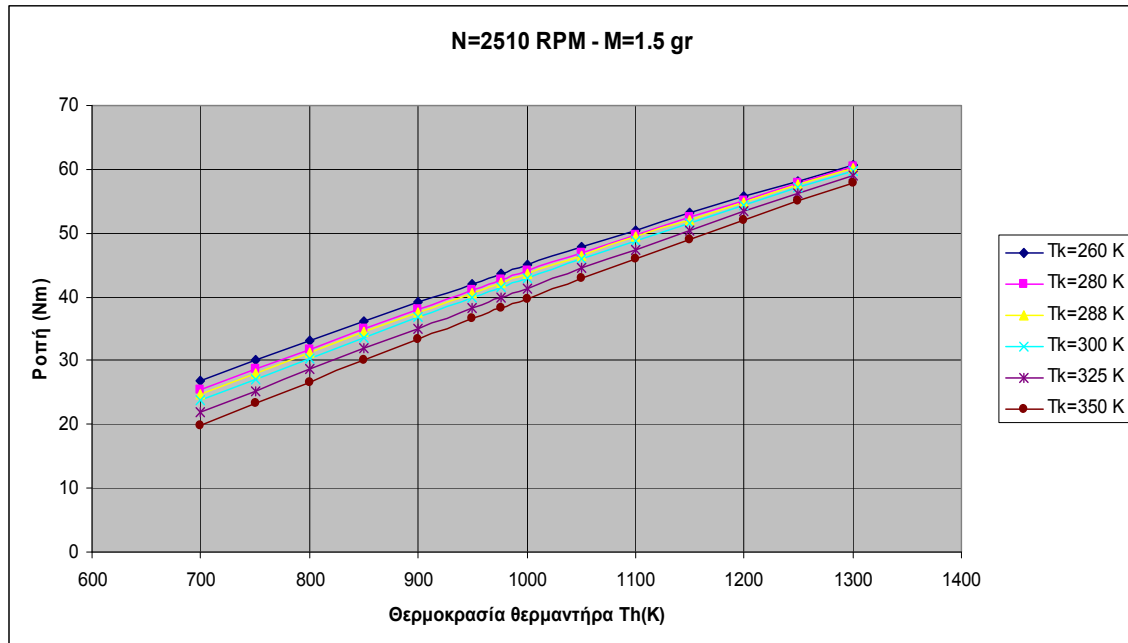
Από τα σχήματα 17 και 18 βλέπουμε ότι η ροπή είναι ανεξάρτητη των στροφών. Επίσης βλέπουμε ότι η ροπή αυξάνει αυξανόμενης της θερμοκρασίας θερμαντήρα και μειούμενης της θερμοκρασίας του ψύκτη. Μάλιστα όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του θερμαντήρα οι καμπύλες για τις διαφορετικές θερμοκρασίες ψύκτη πλησιάζουν η μία την άλλη.



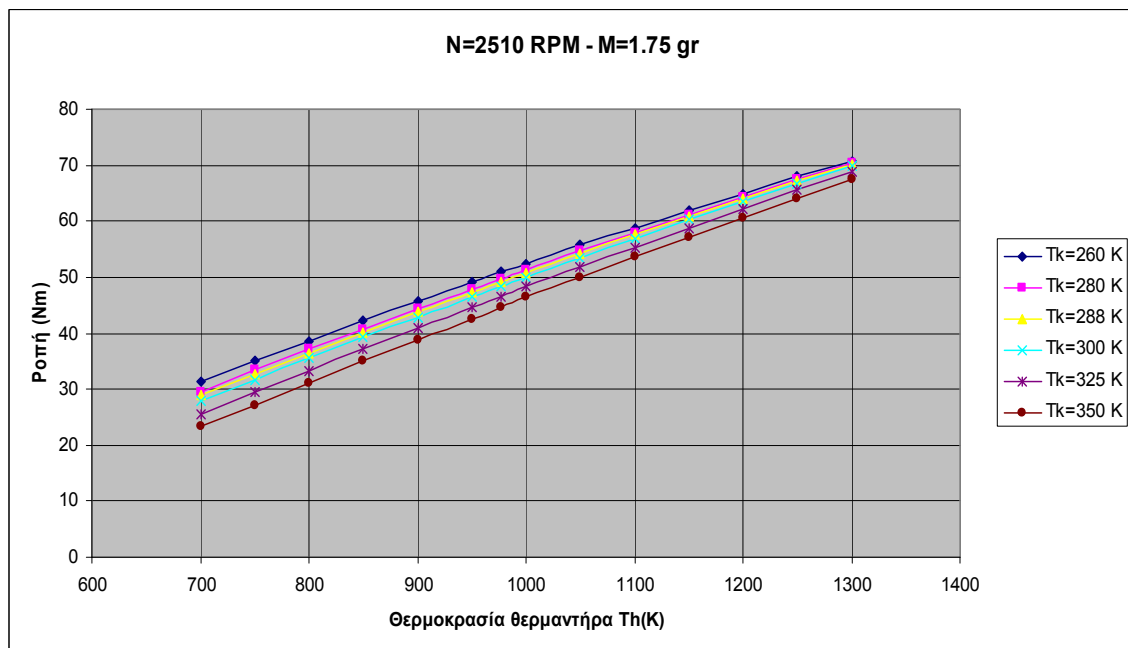
Σχήμα 7.19: Διάγραμμα ροπής συναρτήσει της θερμοκρασίας του θερμαντήρα και του ψύκτη για σταθερές στροφές 2510 RPM και μάζα εργαζόμενου αερίου $M=1.2\text{gr}$



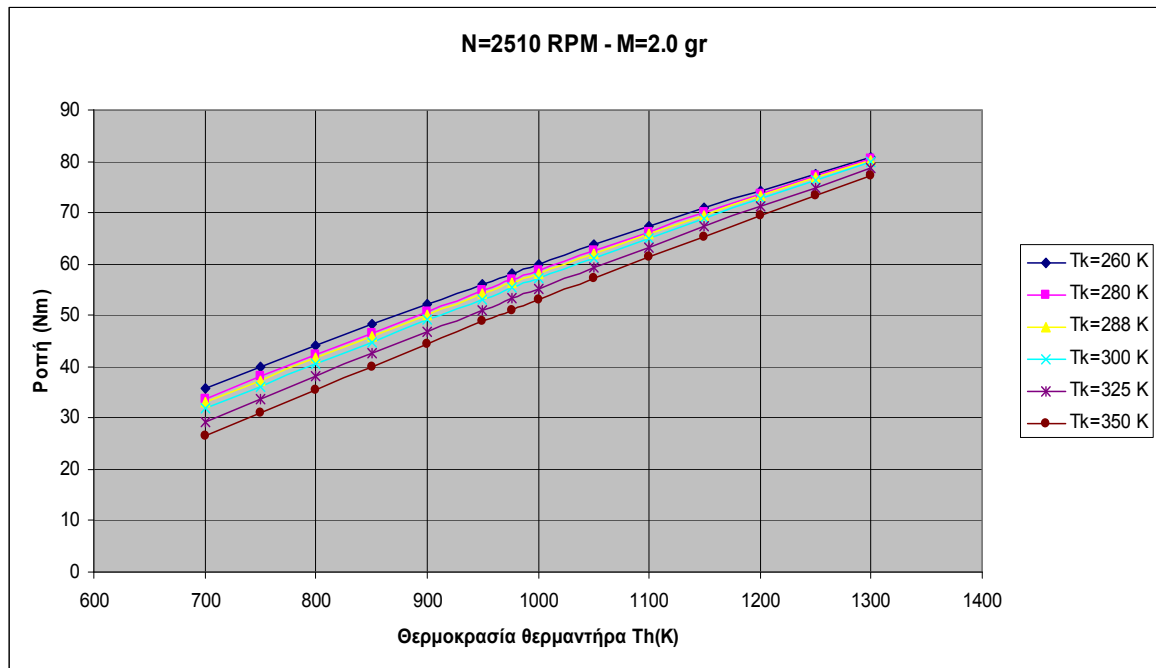
Σχήμα 7.20: Διάγραμμα ροπής συναρτήσει της θερμοκρασίας του θερμαντήρα και του ψύκτη για σταθερές στροφές 2510 RPM και μάζα εργαζόμενου αερίου $M=1.0\text{gr}$



Σχήμα 7.21: Διάγραμμα ροπής συναρτήσει της θερμοκρασίας του θερμαντήρα και του ψύκτη για σταθερές στροφές 2510 RPM και μάζα εργαζόμενου αερίου $M=1.5\text{gr}$

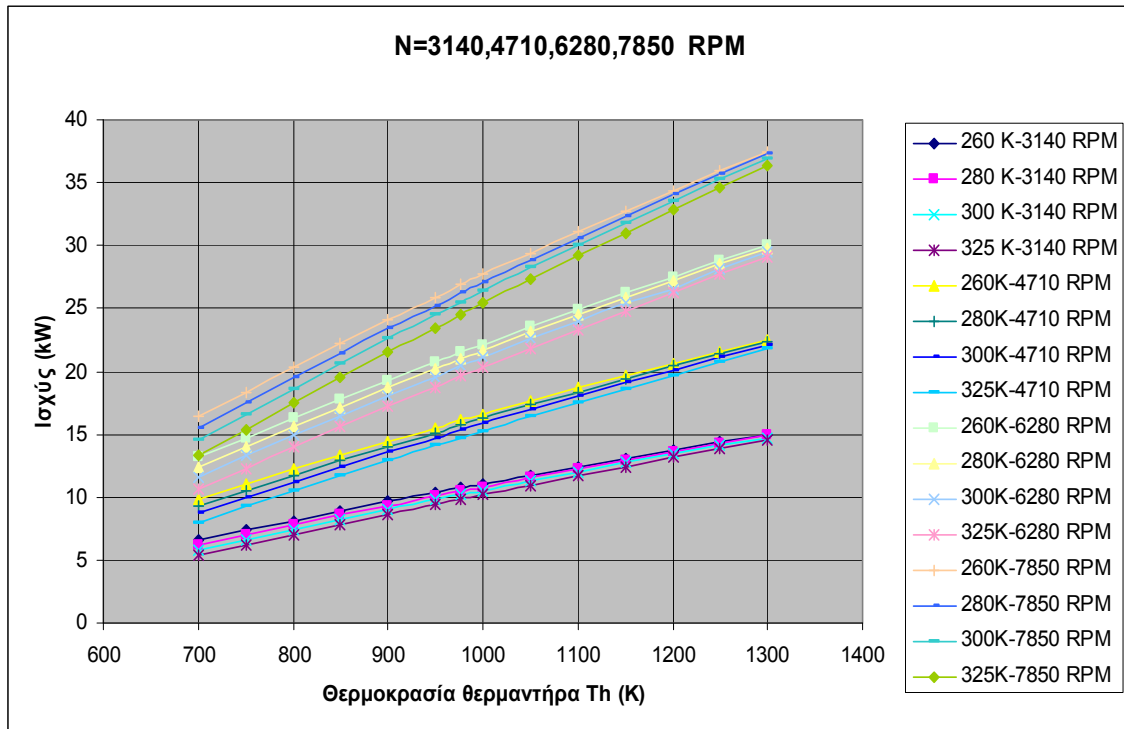


Σχήμα 7.22: Διάγραμμα ροπής συναρτήσει της θερμοκρασίας του θερμαντήρα και του ψύκτη για σταθερές στροφές 2510 RPM και μάζα εργαζόμενου αερίου $M=1.75\text{gr}$

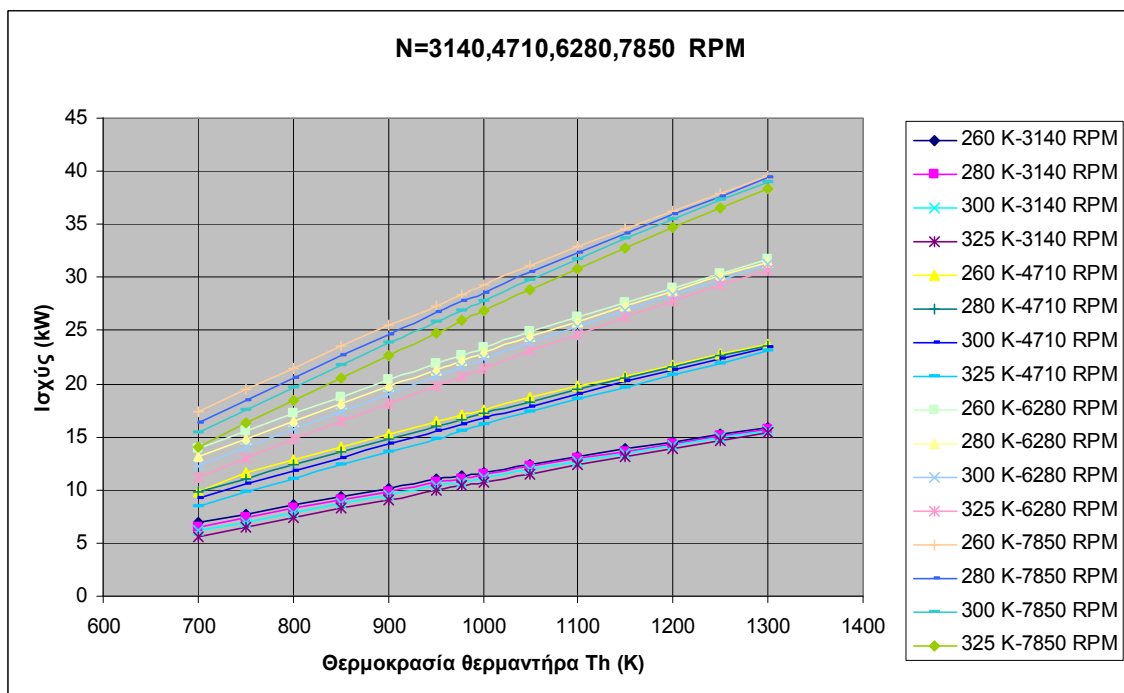


Σχήμα 7.23: Διάγραμμα ροπής συναρτήσει της θερμοκρασίας του θερμαντήρα και του ψύκτη για σταθερές στροφές 2510 RPM και μάζα εργαζόμενου αερίου $M=2.0\text{gr}$

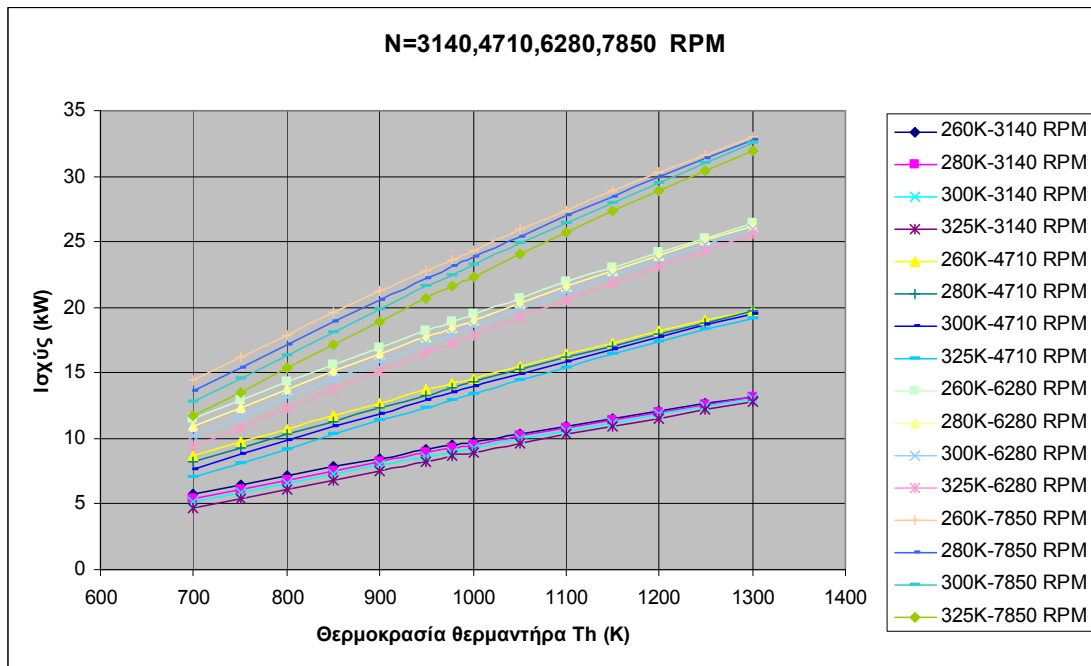
Από τα σχήματα 7.19-7.23 ροπής-θερμοκρασιών παρατηρούμε ότι η ροπή αυξάνει σχεδόν γραμμικά με την αύξηση της θερμοκρασίας θερμαντήρα και ότι σε μεγάλες θερμοκρασίες παρατηρούμε ότι οι ισοθερμοκρασιακές καμπύλες συγκλίνουν μεταξύ τους. Επιπρόσθετα παρατηρούμε ότι με την αύξηση της μάζας του εργαζόμενου αερίου αυξάνει και η ροπή και μάλιστα παρατηρούμε την διατήρηση της γραμμικότητας των διαγραμμάτων.



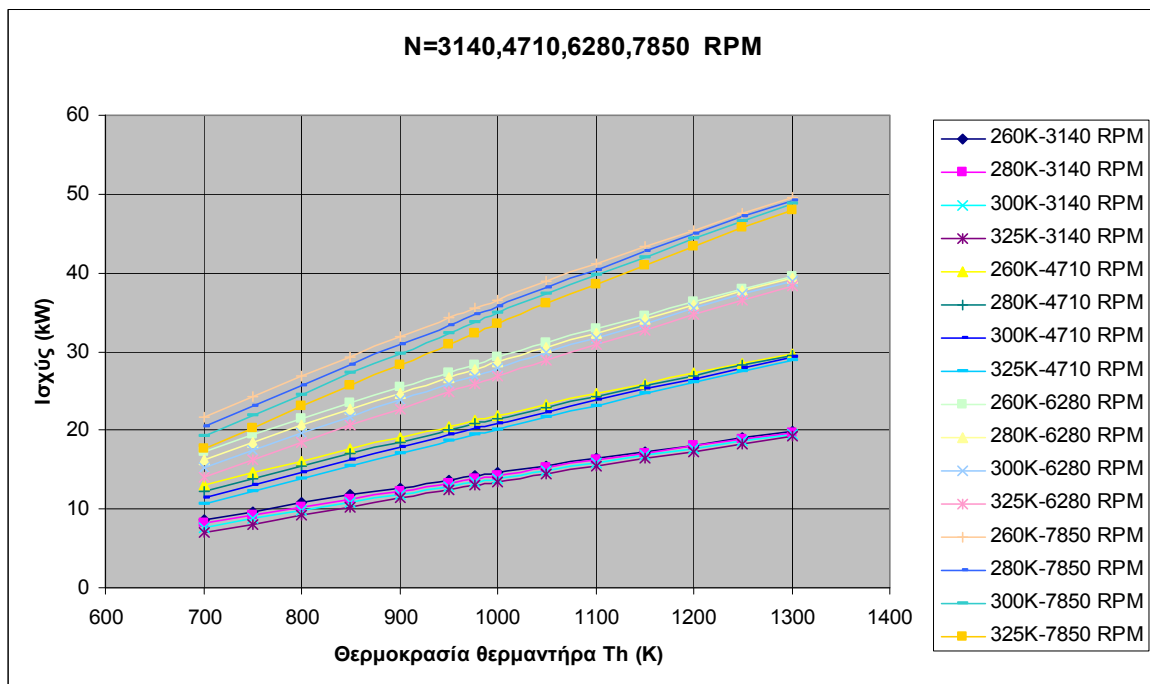
Σχήμα 7.24: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής και των θερμοκρασιών θερμαντήρα και ψύκτη για σταθερή μάζα εργαζόμενου αερίου $M=1.13gr$



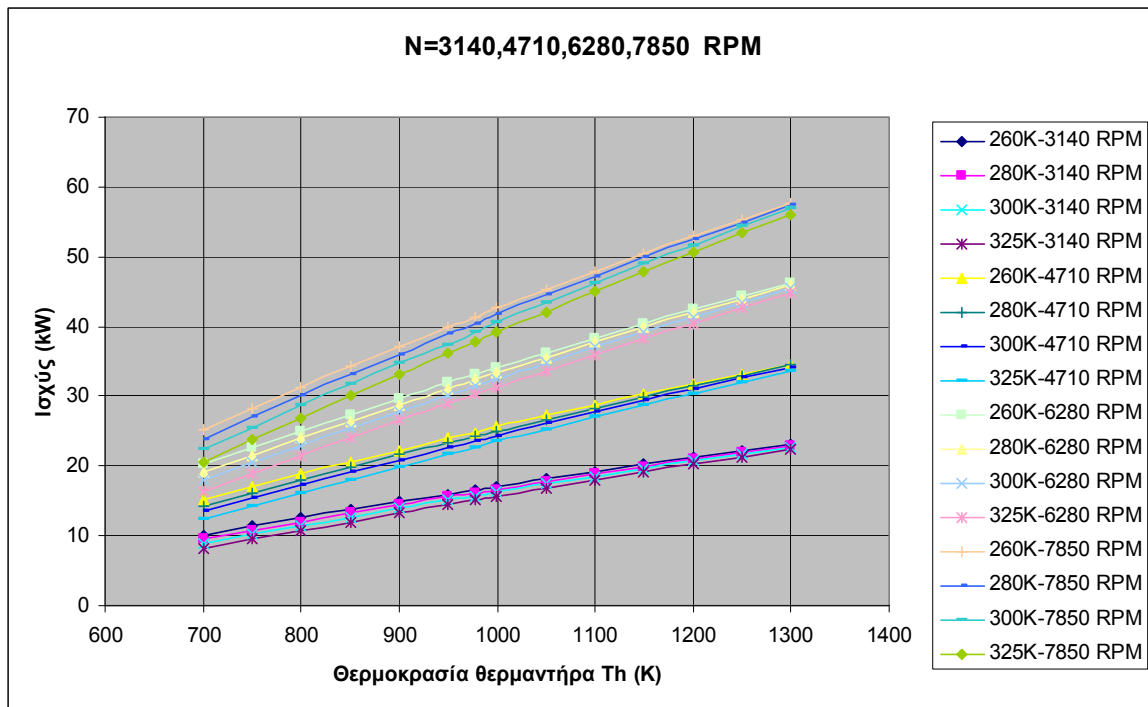
Σχήμα 7.25: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής και των θερμοκρασιών θερμαντήρα και ψύκτη για σταθερή μάζα εργαζόμενου αερίου $M=1.20gr$



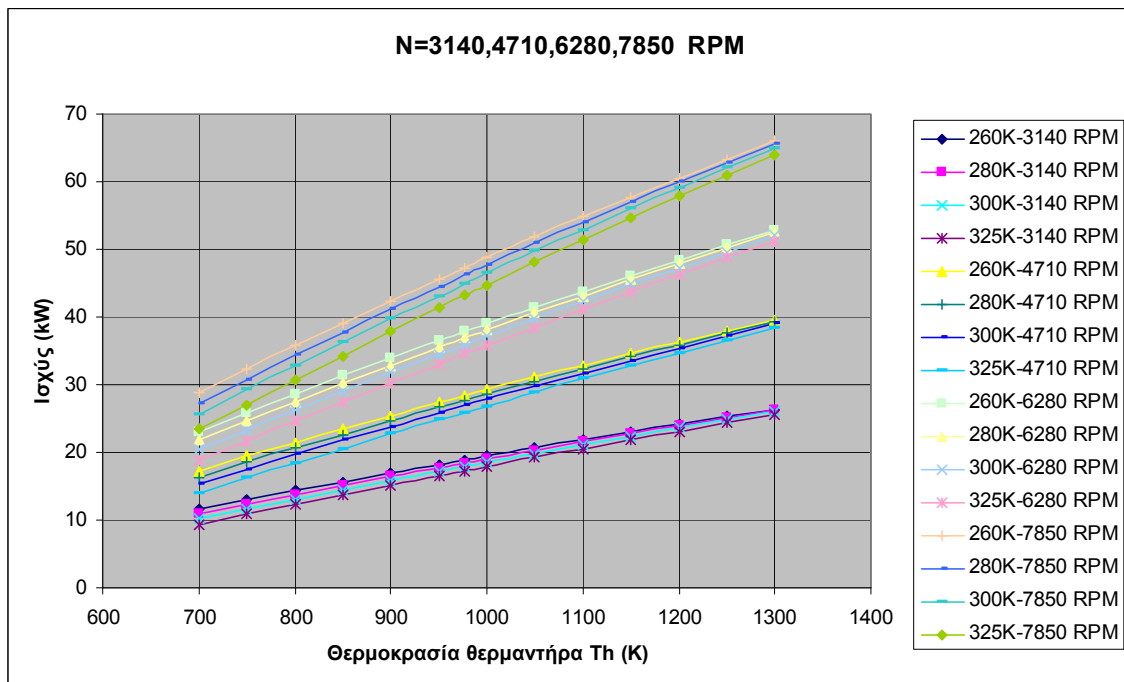
Σχήμα 7.26: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής και των θερμοκρασιών θερμαντήρα και ψύκτη για σταθερή μάζα εργαζόμενου αερίου $M=1.0gr$



Σχήμα 7.27: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής και των θερμοκρασιών θερμαντήρα και ψύκτη για σταθερή μάζα εργαζόμενου αερίου $M=1.50gr$



Σχήμα 7.28: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής και των θερμοκρασιών θερμαντήρα και ψύκτη για σταθερή μάζα εργαζόμενου αερίου $M=1.75gr$

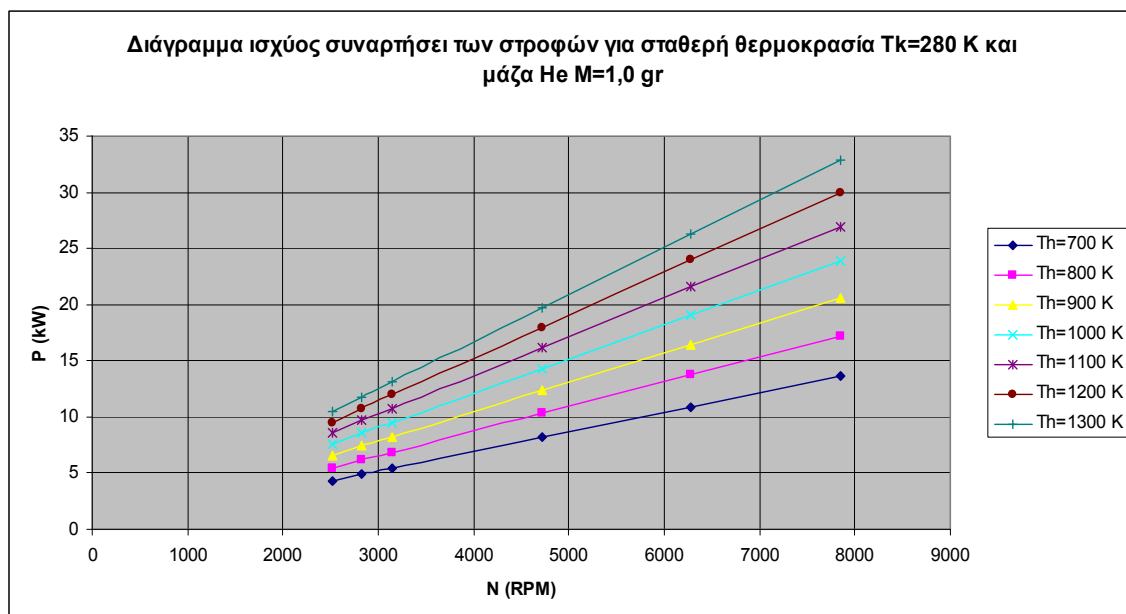


Σχήμα 7.29: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής και των θερμοκρασιών θερμαντήρα και ψύκτη για σταθερή μάζα εργαζόμενου αερίου $M=2.0gr$

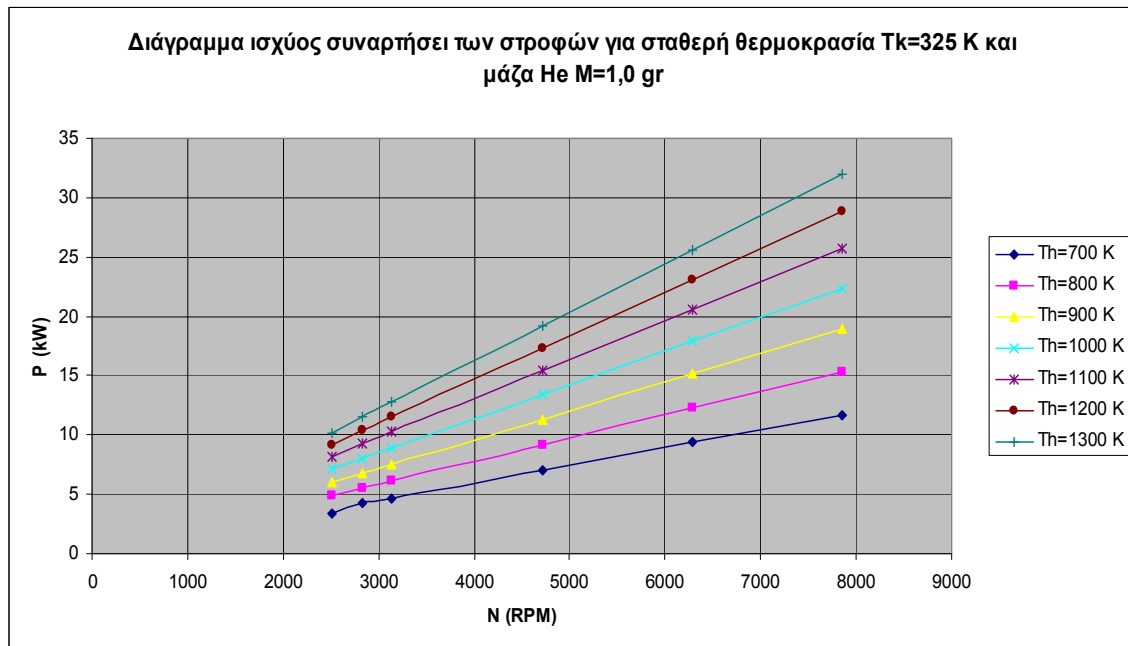
Από τα σχήματα 7.24 έως 7.29 βλέπουμε ότι αυξάνοντας τις στροφές λειτουργίας αυξάνεται και η παραγόμενη ισχύς, επιπρόσθετα παρατηρούμε ότι η κλίση των ισοθερμοκρασιακών καμπυλών αυξάνει με την αύξηση της ταχύτητας

περιστροφής, μάλιστα αυτή η αύξηση είναι μειούμενη διότι είναι φανερό ότι οι αποστάσεις των ισοθερμοκρασιακών καμπυλών, για τις διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής και για μια δεδομένη θερμοκρασία θερμαντήρα και ψύκτη, μειώνεται. Επιπλέον παρατηρούμε και το πώς επηρεάζει η μεταβολή της μάζας του εργαζόμενου ρευστού στην παραγόμενη ισχύ η οποία μεταβολή συμβάλει στην αύξηση της παραγόμενης ισχύος.

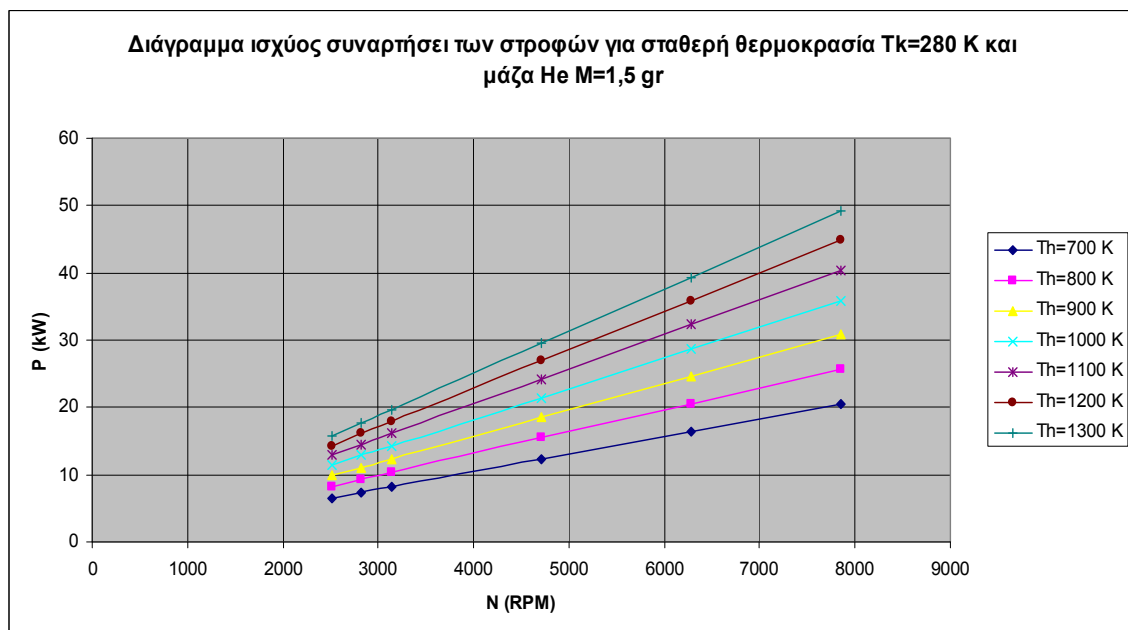
Παρακάτω θα παρουσιαστούν μια σειρά από διαγράμματα τα οποία θα δείχνουν την ισχύ σε σχέση με τις στροφές λειτουργίας της μηχανής και την θερμοκρασία του θερμαντήρα για σταθερή μάζα εργαζόμενου μέσου και σταθερή θερμοκρασία ψύκτη.



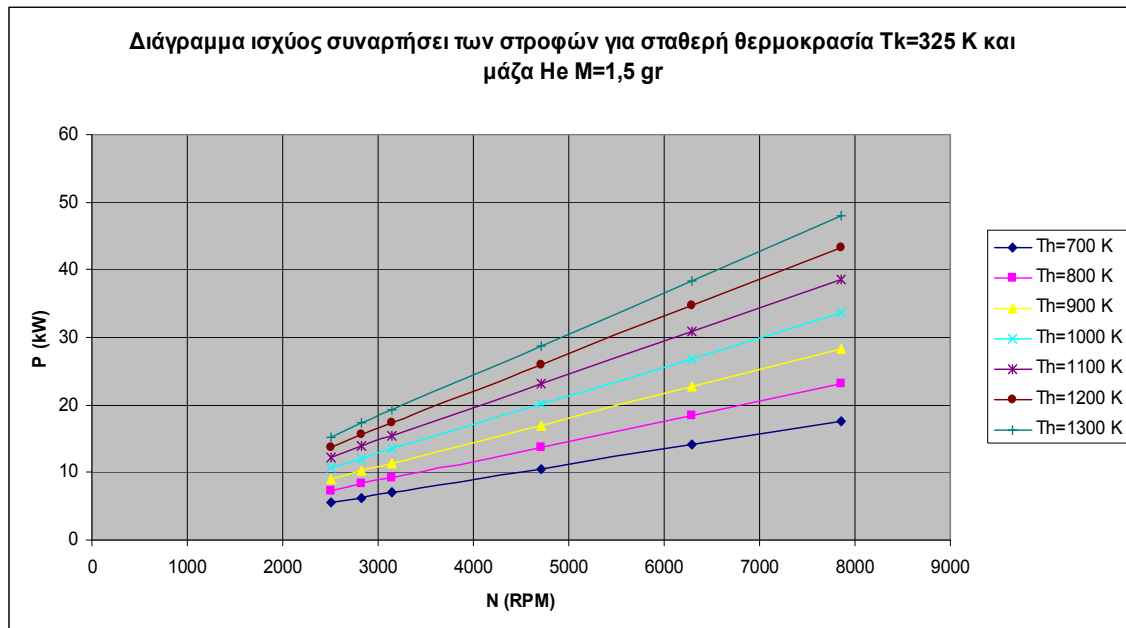
Σχήμα 7.30: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής και της θερμοκρασίας θερμαντήρα για σταθερή μάζα εργαζόμενου αερίου $M=1.0\text{ gr}$ και θερμοκρασία ψύκτη $T_k=280\text{ K}$



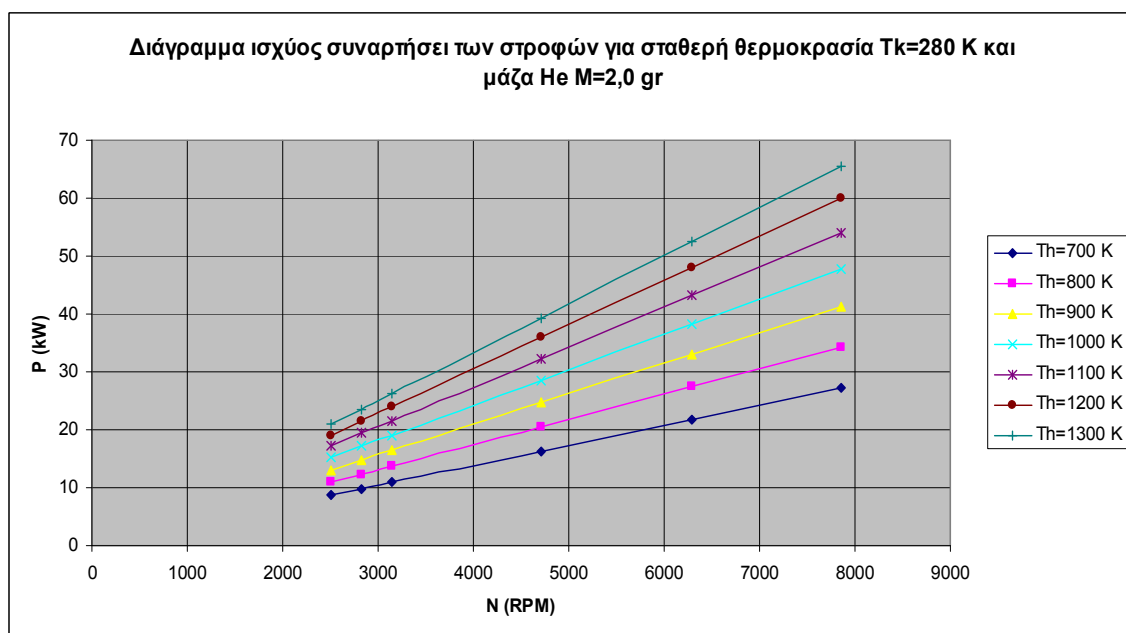
Σχήμα 7.31: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής και της θερμοκρασίας θερμαντήρα για σταθερή μάζα εργαζόμενου αερίου $M=1.0\text{ gr}$ και θερμοκρασία ψύκτη $T_k=325\text{ K}$



Σχήμα 7.32: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής και της θερμοκρασίας θερμαντήρα για σταθερή μάζα εργαζόμενου αερίου $M=1.5\text{ gr}$ και θερμοκρασία ψύκτη $T_k=280\text{ K}$

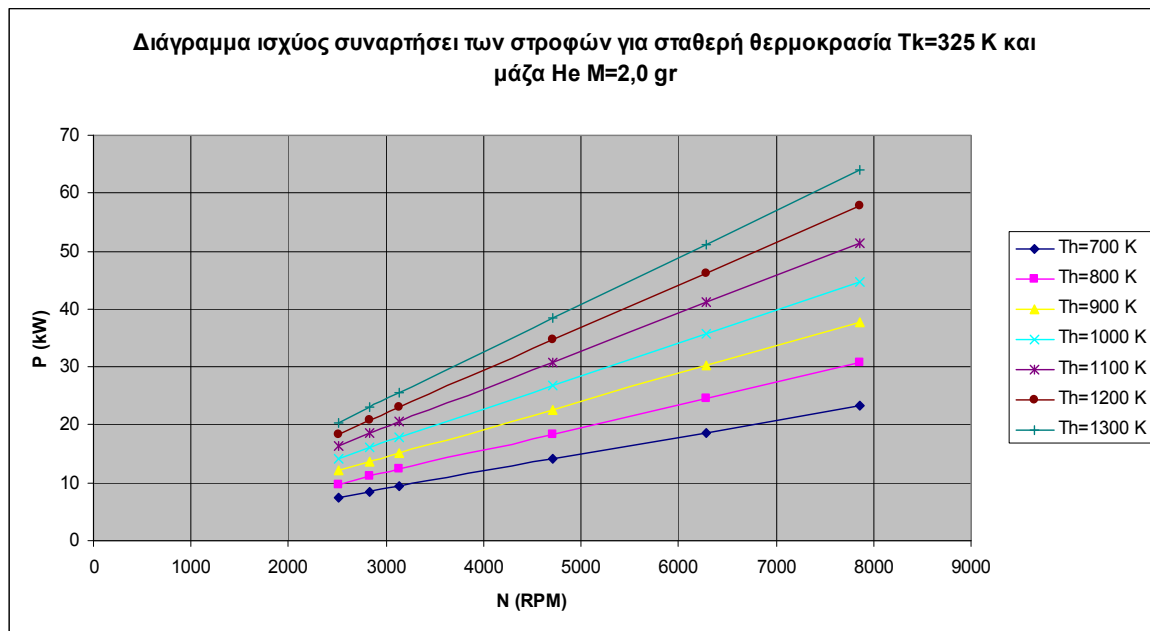


Σχήμα 7.33: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής και της θερμοκρασίας θερμαντήρα για σταθερή μάζα εργαζόμενου αερίου $M=1.5$ gr και θερμοκρασία ψύκτη $T_k=325$ K



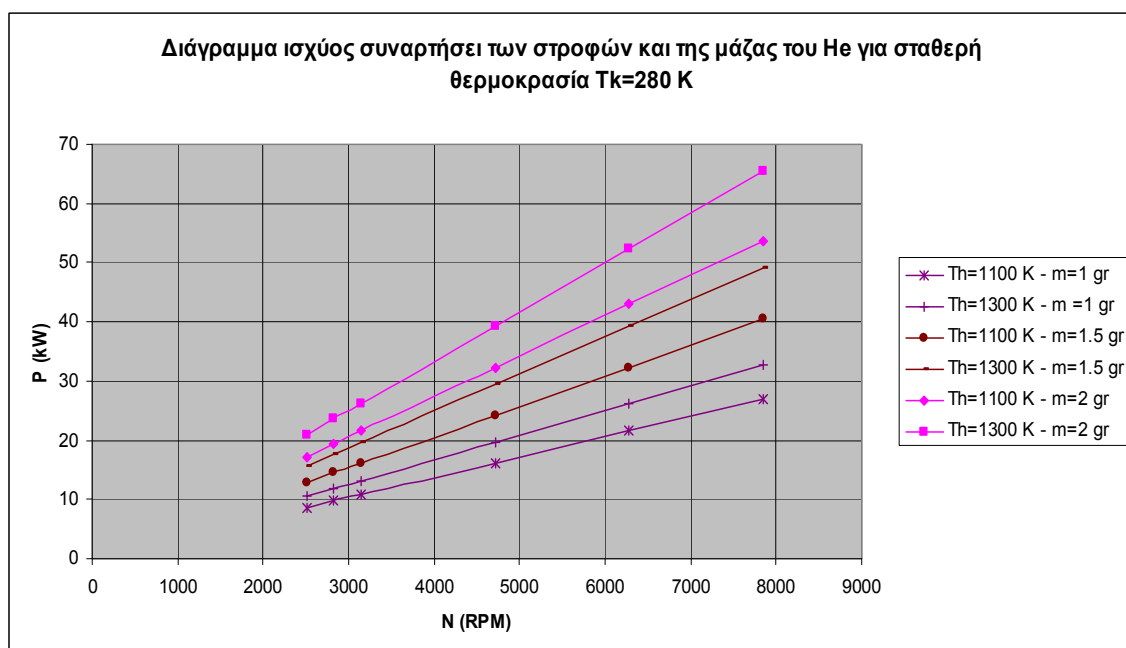
Σχήμα 7.34: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής και της θερμοκρασίας θερμαντήρα για σταθερή μάζα εργαζόμενου αερίου $M=2.0$ gr και θερμοκρασία ψύκτη

$$T_k=280K$$

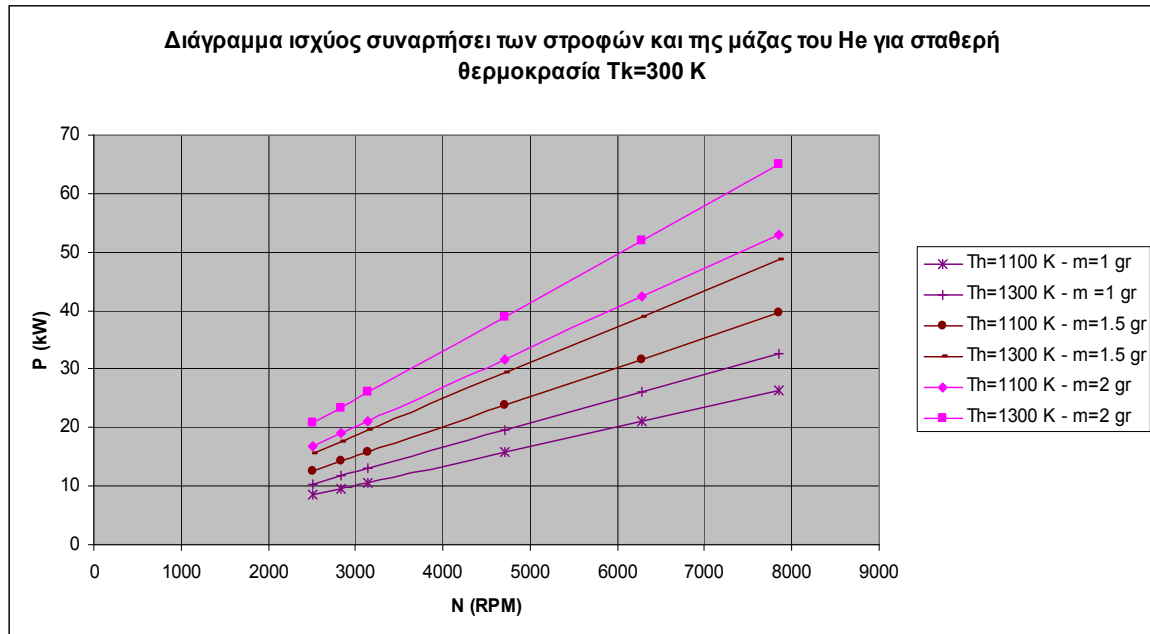


Σχήμα 7.35: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής και της θερμοκρασίας θερμαντήρα για σταθερή μάζα εργαζόμενου αερίου $M=2.0\text{ gr}$ και θερμοκρασία ψύκτη $T_k=325\text{ K}$

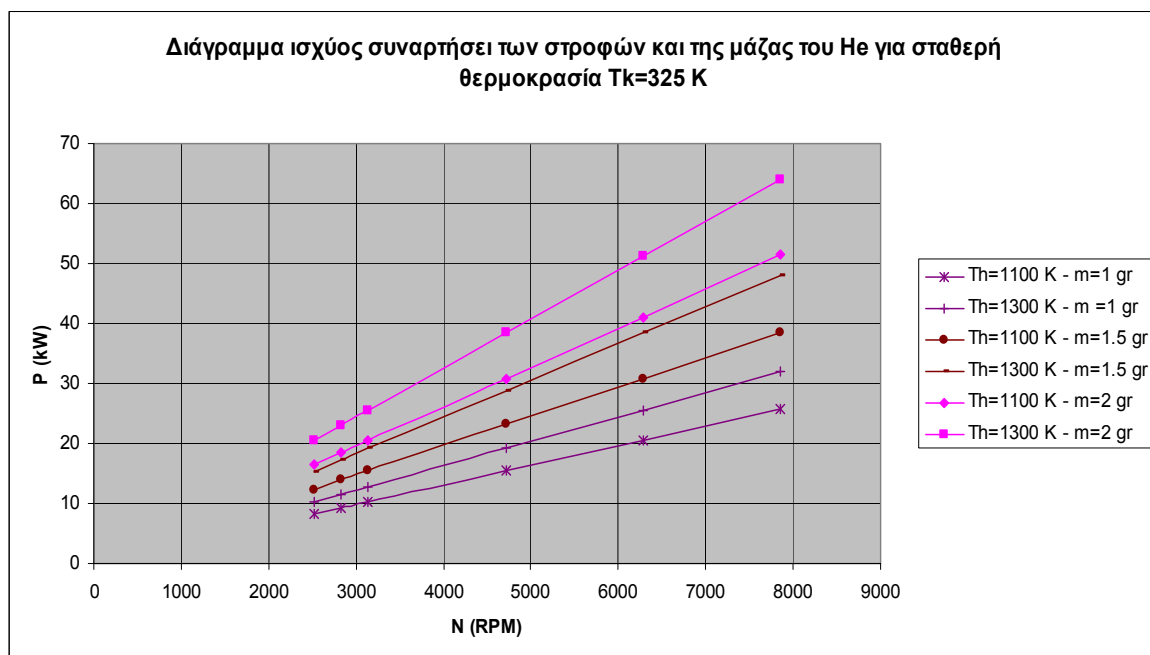
Σε αυτά τα διαγράμματα είναι εμφανής η αύξηση της παραγόμενης ισχύος με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής της μηχανής. Επιπλέον παρατηρούμε ότι οι ισοθερμοκρασιακές καμπύλες θερμαντήρα αποκλείουν μεταξύ τους με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής. Άξιο αναφοράς είναι και η σημαντική αύξηση της ισχύος με την αύξηση της μάζας του εργαζόμενου μέσου, για μια σταθερή θερμοκρασία θερμαντήρα και ψύκτη.



Σχήμα 7.36: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής, της θερμοκρασίας θερμαντήρα και της μάζας εργαζόμενου αερίου για σταθερή θερμοκρασία ψύκτη $T_k=280\text{ K}$



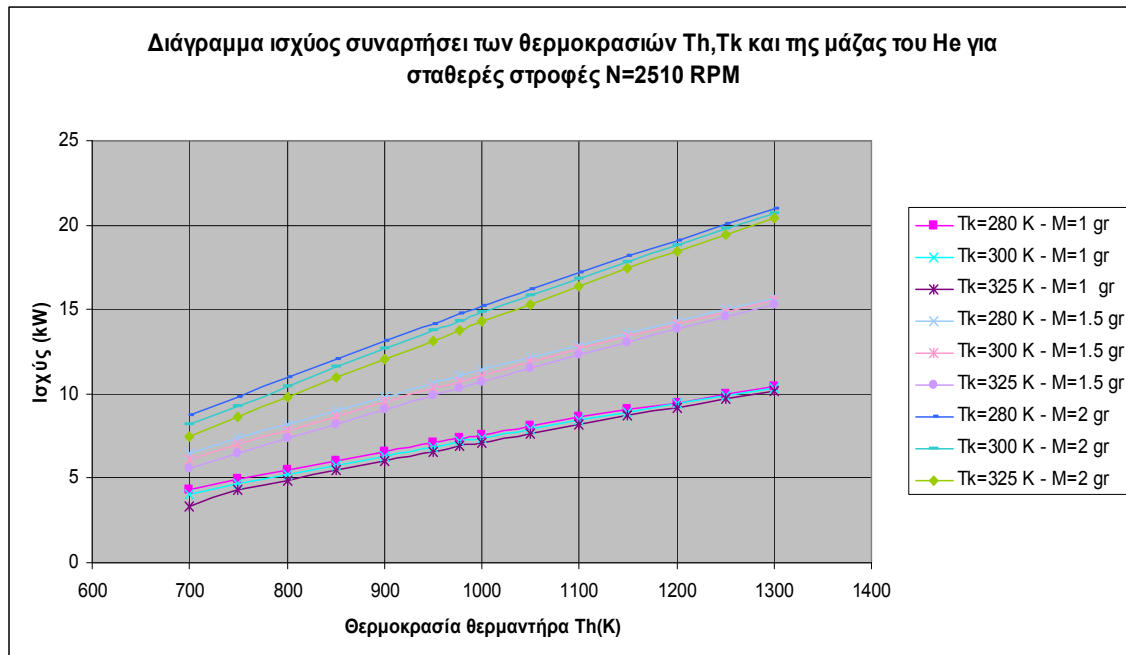
Σχήμα 7.37: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής, της θερμοκρασίας θερμαντήρα και της μάζας εργαζόμενου αερίου για σταθερή θερμοκρασία ψύκτη $T_k=300\text{ K}$



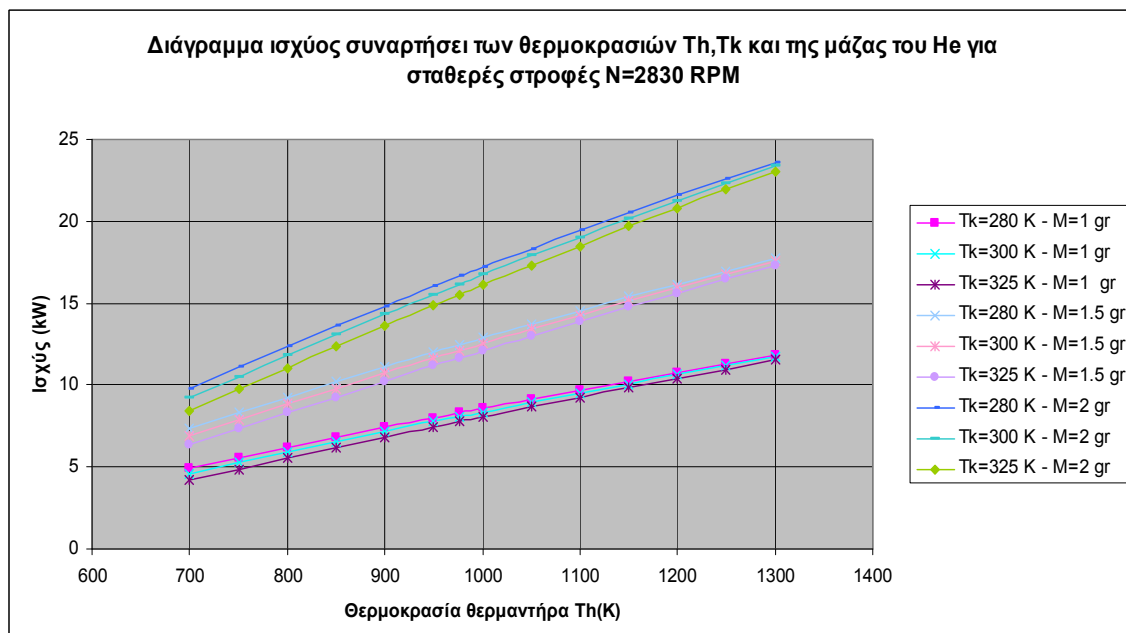
Σχήμα 7.38: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής, της θερμοκρασίας θερμαντήρα και της μάζας εργαζόμενου αερίου για σταθερή θερμοκρασία ψύκτη $T_k=325\text{ K}$

Από τα σχήματα 7.28 έως 7.30 βλέπουμε την μεταβολή της ισχύος πάλι σε σχέση με τις στροφές περιστροφής, την θερμοκρασία του θερμαντήρα αλλά και την μάζα του εργαζόμενου μέσου. Αυτό που είναι άξιο προσοχής σε αυτά τα διαγράμματα είναι

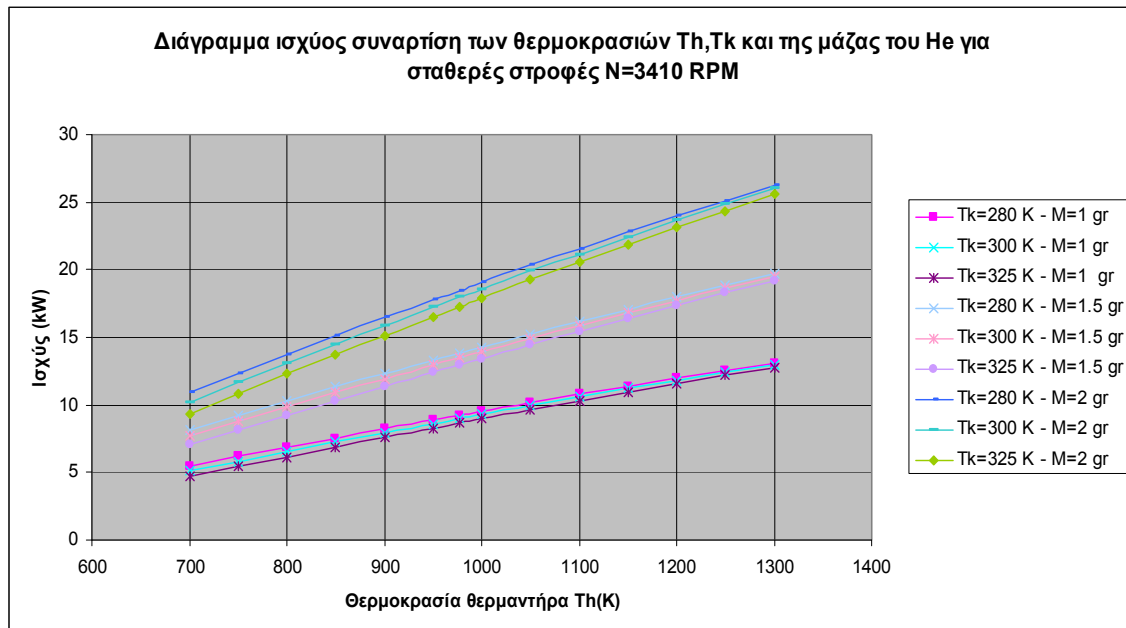
το πώς αυξάνει η διαφορά παραγώμενης ισχύος για σταθερή θερμοκρασιακή διαφορά θερμαντήρα 200 K και σταθερή ταχύτητα περιστροφής για τις τρεις διαφορετικές τιμές τις μάζας του εργαζόμενου μέσου.



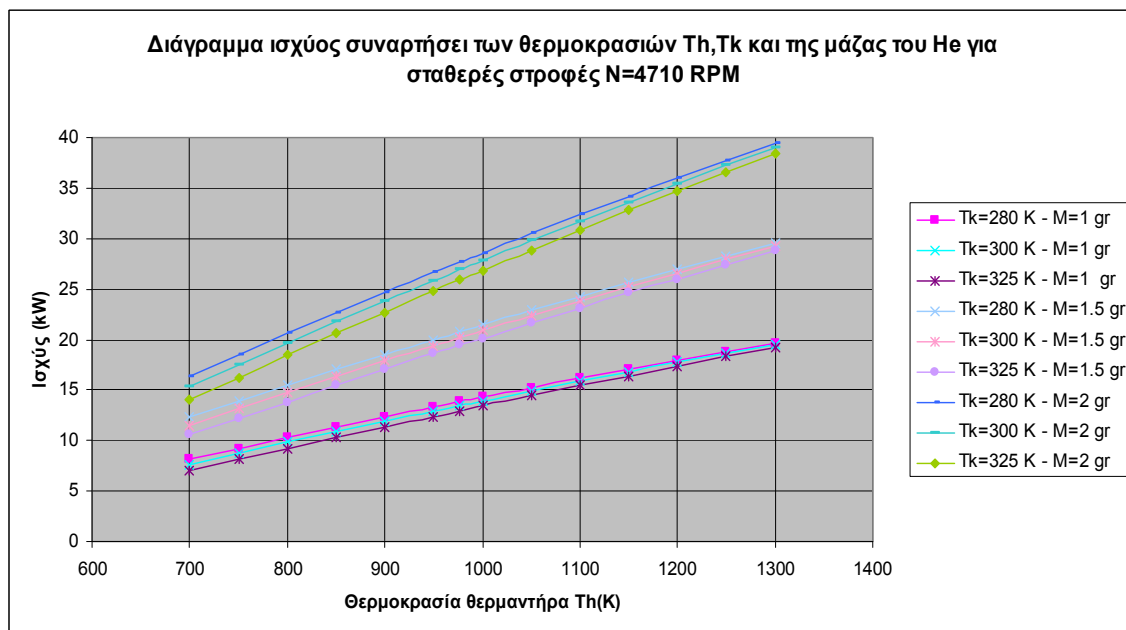
Σχήμα 7.31: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής, της θερμοκρασίας θερμαντήρα και ψύκτη της μάζας εργαζόμενου αερίου για σταθερή ταχύτητα περιστροφής $N=2510$ RPM



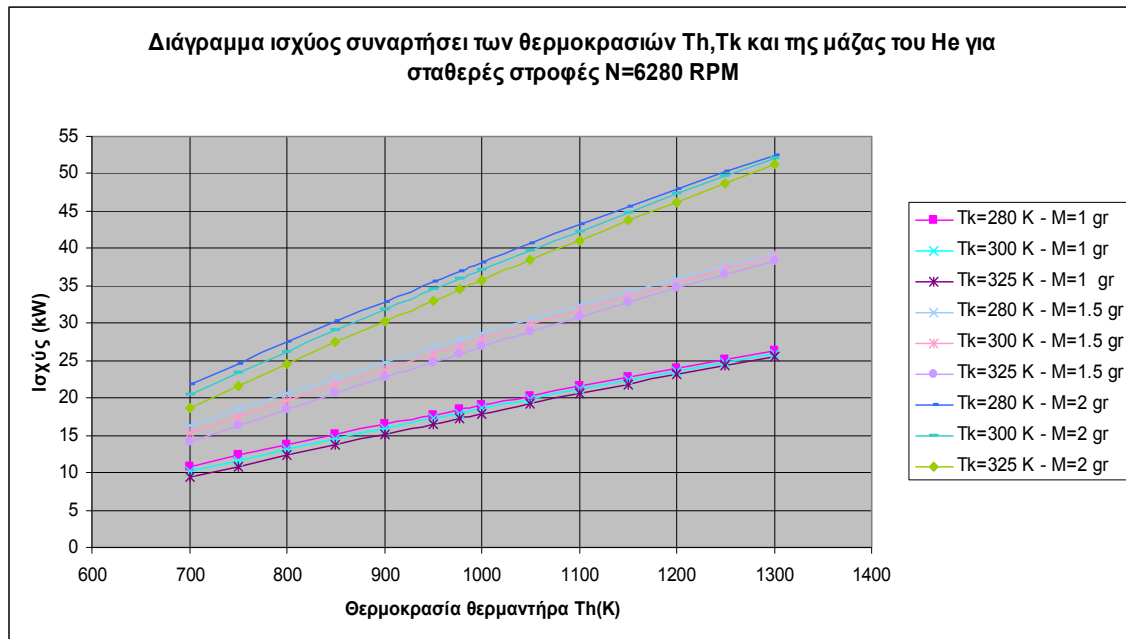
Σχήμα 7.32: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής, της θερμοκρασίας θερμαντήρα και ψύκτη της μάζας εργαζόμενου αερίου για σταθερή ταχύτητα περιστροφής $N=2830$ RPM



Σχήμα 7.33: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής, της θερμοκρασίας θερμαντήρα και ψύκτη της μάζας εργαζόμενου αερίου για σταθερή ταχύτητα περιστροφής $N=3410$ RPM

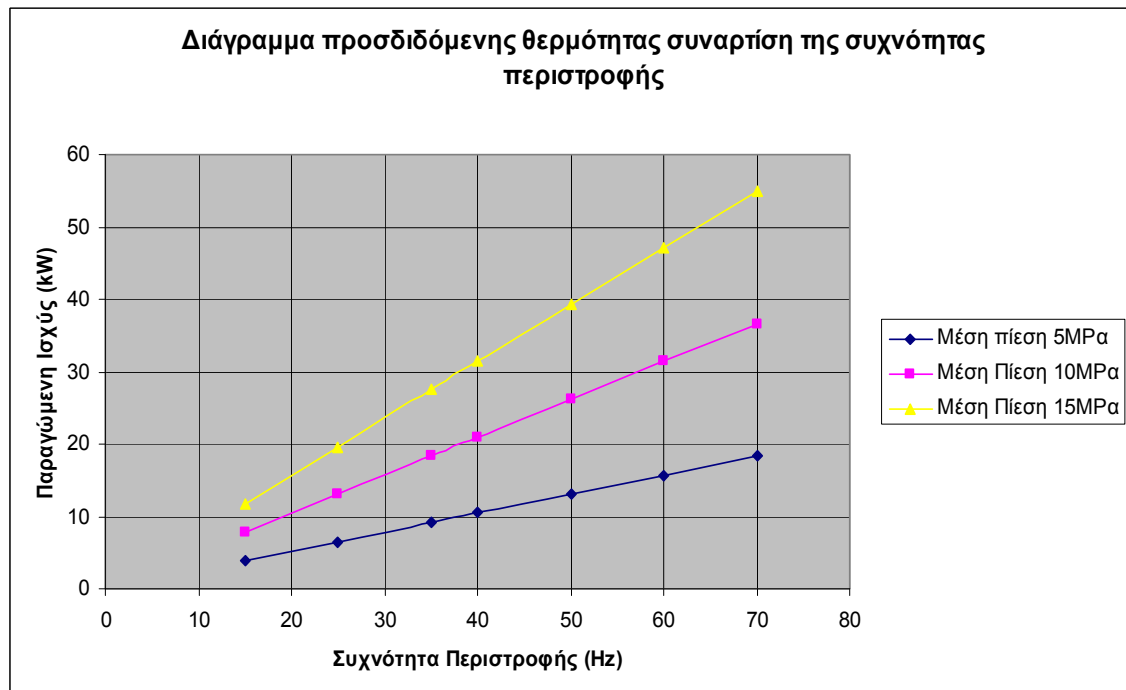


Σχήμα 7.34: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής, της θερμοκρασίας θερμαντήρα και ψύκτη της μάζας εργαζόμενου αερίου για σταθερή ταχύτητα περιστροφής $N=4710$ RPM

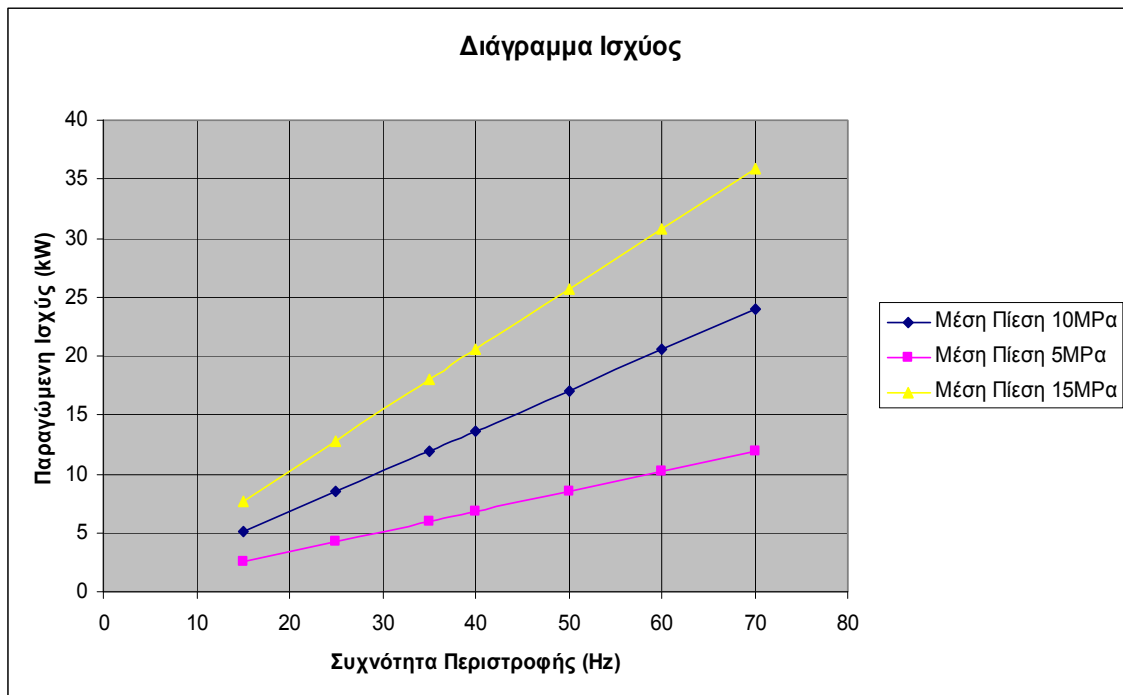


Σχήμα 7.35: Διάγραμμα ισχύος συναρτήσει των στροφών της μηχανής, της θερμοκρασίας θερμαντήρα και ψύκτη της μάζας εργαζόμενου αερίου για σταθερή ταχύτητα περιστροφής $N=6280$ RPM

Παρακάτω παρουσιάζονται δύο διαγράμματα για την μηχανή P-40:



Σχήμα 7.36



Σχήμα 7.37

Στο σχήμα 7.36 βλέπουμε ότι καθώς αυξάνεται η συχνότητα περιστροφής αυξάνεται και η θερμότητα που λαμβάνει η μηχανή από την πηγή και μάλιστα όσο μεγαλύτερη η μέση πίεση τόσο μεγαλύτερος και ο ρυθμός απολαβής της θερμότητας.

Στο σχήμα 7.37 παρατηρούμε το αναμενόμενο, δηλαδή ότι η αύξηση της συχνότητας περιστροφής συνεπάγεται και αύξηση της παραγόμενης ισχύος.

BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- Berchowitz D M 1978 A Computer and Experimental Simulation of Stirling 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*

Κεφάλαιο 4^ο
Βαθμοί Απόδοσης για Μηχανικά
Συστήματα Stirling

Κεφάλαιο 4^ο

Βαθμοί Απόδοσης για Μηχανικά Συστήματα Stirling

Ο θεμικός βαθμός απόδοσης είναι ένα βασικό μέγεθος που δείχνει την ποιότητα σχεδιασμού και απόδοσης ενός θερμικού συστήματος. Στην περίπτωση όμως, των μηχανικών συστημάτων Stirling, δεν υπάρχει μια ευρέως κοινά αποδεκτή ορολογία η οποία θα επέτρεπε έγκυρες συγκρίσεις. Συζητήσεις που έχουν γίνει καταλήγουν στο συμπέρασμα ότι αυτή η έλλειψη δεδομένων ορολογιών, δημιουργεί προβλήματα στη σύγκριση αποτελεσμάτων από διαφορετικά ερευνητικά πογράμματα. Για να υποσκελιστούν αυτά τα προβλήματα, εδώ παρουσιάζονται 14 όροι για την απόδοση ενός μηχανικού συστήματος Stirling που περιγράφουν την απόδοση-λειτουργία των βασικών συνιστωσών τους συστήματος (πηγή θερμότητας, μηχανή και φορτίο) που συνδιάζονται με 6 διαφορετικούς τρόπους. Οι όροι απόδοσης ορίζονται σύμφωνα με ένα ενεργειακό διάγραμμα ροής, το οποίο επιτέπει όλες τις ανεξάρτητες συνιστώσες του συστήματος να παρατηρούνται συνεχώς με συνέπεια τα αποτελέσματα διαφορετικών ερευνητικών ομάδων να μπορούν να συγκριθούν. Τα παραρτήματα περιέχουν 3 υπολογιστικά παραδείγματα τα 2 εκ των οποίων χρησιμοποιούν πειραματικά δεδομένα από 2 πραγματικές μηχανές Stirling.

4.1 Εισαγωγή

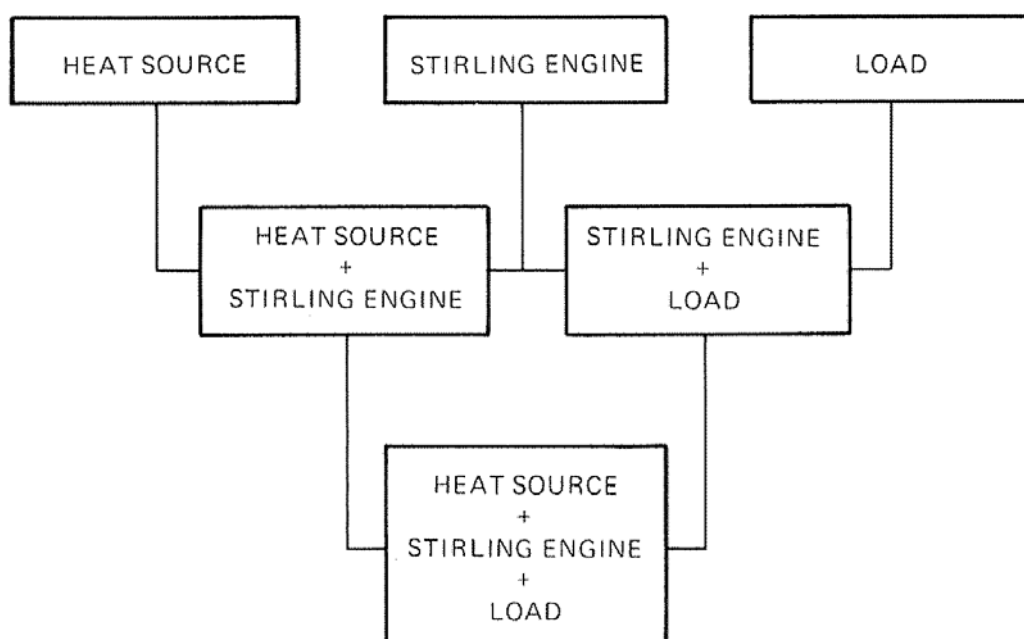
Για την περιγραφή της απόδοσης ενός μηχανικού συστήματος Stirling δεν υπάρχει μια κοινά αποδεκτή ορολογία ή μέθοδος. Οι ερευνητές αναγκάζονται να διαχωρίζουν τους δικούς τους όρους για να περιγράψουν τα αποτελέσματα που λαμβάνουν από τα πειράματα. Η απόδοση είναι ο κοινός παρονομαστής σε όλες τις μηχανές Stirling αλλά, η σύγκριση των αποτελεσμάτων μεταξύ διαφορετικών ερευνητικών ομάδων είναι δύσκολη, εξαιτίας της χρήσης διαφορετικής ορολογίας για την απόδοση.

Το πρόβλημα της ασυνέπειας στους όρους απόδοσης δεν εμφανίζεται μόνο στα μηχανικά συστήματα Stirling. Αυτή η ασυνέπεια υπάρχει ως ένα βαθμό ακόμη σε κοινά ενεργειακά συστήματα, όπως εργοστάσια παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, όπου οι συνιστώσες και τα όρια του συστήματος δεν είναι ορθά ορισμένα. Ένα μεγάλο μέρος του προβλήματος για τα μηχανικά συστήματα Stirling προκαλείται από την αδυναμία καθορισμού σαφών ορίων μεταξύ των τριών συνιστωσών του

μηχανικού συστήματος (ενεργειακή πηγή, μηχανή και φορτίο), διότι η σύνδεση μεταξύ των τριών αυτών μερών είναι κλειστή, ενώ σε ένα σύστημα ατμοπαραγωγού τα όρια καθορίζονται εύκολα και το σύστημα χωρίζεται στον ατμοπαραγωγό και το φορτίο. Για παράδειγμα τυποποιημένοι βαθμοί απόδοσης για το σύστημα του ατμοπαραγωγού δεν περιλαμβάνουν τον καυστήρα. Αντίθετα μια μηχανή Stirling ελεύθερων εμβόλων δεν υπέρχει σαφής διαχωρισμός μεταξύ της ενεργειακής πηγής και της μηχανής ή της μηχανής και του φορτίου.

4.2 Αντικειμενικός Σκοπός

Ο σκοπός αυτής της αναφοράς είναι να δώσει μια κοινή βάση για τους όρους απόδοσης των μηχανικών συστημάτων Stirling. Σκοπός δεν είναι να αποδώσει υπολογιστικές διαδικασίες και μονάδες, υποτίθεται ότι οι ερευνητές που χρησιμοποιούν τους όρους απόδοσης θα επιλέξουν τις κατάλληλες μονάδες. Εάν η ορολογία που προτείνεται σε αυτό το κείμενο υιοθετηθεί θα έχουμε ως αποτέλεσμα μια συνεπή μέθοδο ανάλυσης των ενεργειακών συστημάτων Stirling. Είναι όμως πιθανό να υπάρχουν ενεργειακά συστήματα Stirling που δεν θα είναι δυνατόν να υιοθετήσουν τον ενεργειακό υπολογισμό που γίνεται εδώ. Σε αυτές τις περιπτώσεις ο ερευνητής πρέπει να ορίσει προσεκτικά τους όρους του και να τους εξηγήσει έτσι ώστε να ενημερώσει πλήρως τους άλλους ενδιαφερόμενους ερευνητές.



Εικόνα 4.1. Δυνατοί συνδιασμοί των 3 συνιστωσών των μηχανικών συστημάτων Stirling

Χωρίζοντας ένα μηχανικό σύστημα Stirling στις 3 βασικές του συνιστώσες έχει ως αποτέλεσμα να διμιουργούνται 6 συνδιασμοί για τον ορισμό της απόδοσης. Αυτοί οι έξι συνδιασμοί (εικόνα 1) είναι η βάση για την ομαδοποίηση των όρων απόδοσης. Στον πίνακα 1 βρίσκονται οι 14 όροι απόδοσης που περιγράφουν πλήρως τις τρεις συνιστώσες, κάθε μια χωριστά αλλά και σε οποιοδήποτε συνδιασμό σύμφωνα με την εικόνα 4.1. Θα χρησιμοποιηθούν επίσης 10 επιπλέον όροι απόδοσης για χαμηλή και υψηλή θερμογόνο ικανότητα καυσίμου και για θερμοκρασίες αερίου και μετάλλου για τον βαθμό απόδοσης Carnot. Συνεπώς έχουμε ένα σύνολο 24 όρων απόδοσης. Για την ελαχιστοποίηση της σύγχυσης που θα προκαλείτο από την χρήση τόσο μεγάλου αριθμού όρων απόδοσης θα διατηρήσουμε αυτόν τον αριθμό στους 14. Είναι συνεπώς απαραίτητο να αναφερθεί ότι στο όρο απόδοσης του καυσίμου θα χρησιμοποιείται καύσιμο με υψηλή θερμογόνο ικανότητα και επιπλέον στο βαθμό απόδοσης Carnot θα χρησιμοποιηθεί αντίστοιχα η θερμοκρασία μετάλλου και η μέγιστη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου. Εδώ πρέπει να σημειωθεί ότι η χρήση καυσίμου με υψηλή θερμογόνο ικανότητα, για συστήματα άντλησης ενέργειας, είναι λανθασμένη διότι σε αυτά χρησιμοποιούνται καύσιμα με χαμηλή θερμογόνο ικανότητα. Πάντως η χρήση καυσίμου με υψηλή θερμογόνο ικανότητα καταλήγει σε πιο συντηρητικά αποτελέσματα. Συνεπώς οι 14 όροι απόδοσης που παρατίθενται στον πίνακα 1 είναι η βάση για αυτήν την αναφορά.

Πίνακας 1. Όροι απόδοσης για τις 3 συνιστώσες των μηχανικών συστημάτων Stirling

Όροι Απόδοσης	Συμβολισμός
Ενεργειακή πηγή Θερμικός βαθμός απόδοσης	η_{hs}
Μηχανή Stirling Βαθμός απόδοσης Carnot Βαθμός απόδοσης ιδανικού κύκλου Stirling Ενδικνύμενος θερμικός βαθμός απόδοσης Ενδικνύμενος μηχανικός βαθμός απόδοσης Θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης Μηχανικός βαθμός απόδοσης	η_{ca} η_{cy} η_{it} η_{ie} η_{bt} η_{me}
Φορτίο Βαθμός απόδοσης φορτίου	η_l
Ενεργειακή πηγή και μηχανή Stirling Ενδικνύμενος μεικτός βαθμός απόδοσης της μηχανής Ενδικνύμενος μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης Μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης	η_{ige} η_{igt} η_{bgt}
Μηχανή Stirling και φορτίο Θερμικός βαθμός απόδοσης του συστήματος	η_{st}
Ενεργειακή πηγή, μηχανή Stirling και φορτίο	

Μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης	η_{gt}
Καθαρός θερμικός βαθμός απόδοσης	η_{nt}

Οι ορισμοί για την ισχύ, την θερμοκρασία και τους όρους απόδοσης παρατίθενται στις παραγράφους 3 και 4. Αυτοί οι όροι χρησιμοποιούνται στα 3 υπολογιστικά παραδείγματα που βρίσκονται στα παρατήματα. Στο παράρτημα Α υπάρχει ένα παράδειγμα που χρησιμοποιεί μια φανταστική μηχανή με σκοπό να δείξει την χρήση όλων των 13 από τους 14 όρους απόδοσης. Τα παραρτήματα Β και Γ περιέχουν υπολογιστικά παραδείγματα με πειραματικά δεδομένα από μία μηχανή Stirling ελεύθερων εμβόλων και μία κινηματική αντίστοιχα.

4.3 Ορισμός Ισχύος & Θερμοκρασίας

Στον πίνακα 2 παρουσιάζονται οι περιγραφές των όρων της ισχύος και της θερμοκρασίας μετέπειτα στον ορισμό των βαθμών απόδοσης. Είναι προφανές ότι όλοι αυτοί οι όροι δεν είναι δυνατόν να προέρχονται απευθείας από μετρήσεις. Δεν θα ήταν δυνατόν ούτε επιθυμητό να περιγράψουμε εδώ όλους τους δυνατούς τρόπους να μετρηθούν και να υπολογιστούν όλοι αυτοί οι όροι. Αυτό, λοιπόν είναι ευθύνη του κάθε ερευνητή που πρέπει να υποδείξει στη μελέτη του τον τρόπο υπολογισμού αυτών των όρων και να αναφέρει τον βαθμό εμπιστοσύνης για τις υπολογισμένες τιμές. Στον πίνακα 2 σε κάθε όρο δίνεται ένας αριθμός, εφεξής αυτός ο αριθμός θα αντιπροσωπεύει τον συγκεκριμένο όρο και οποιαδήποτε χρήση αυτού του όρου θα γίνεται με τον συγκεκριμένο αριθμό. Στην παράγραφο 4 αυτοί οι όροι θα χρησιμοποιηθούν για τον ορισμό των 14 όρων απόδοσης που θα χρησιμοποιούνται στα μηχανικά συστήματα Stirling.

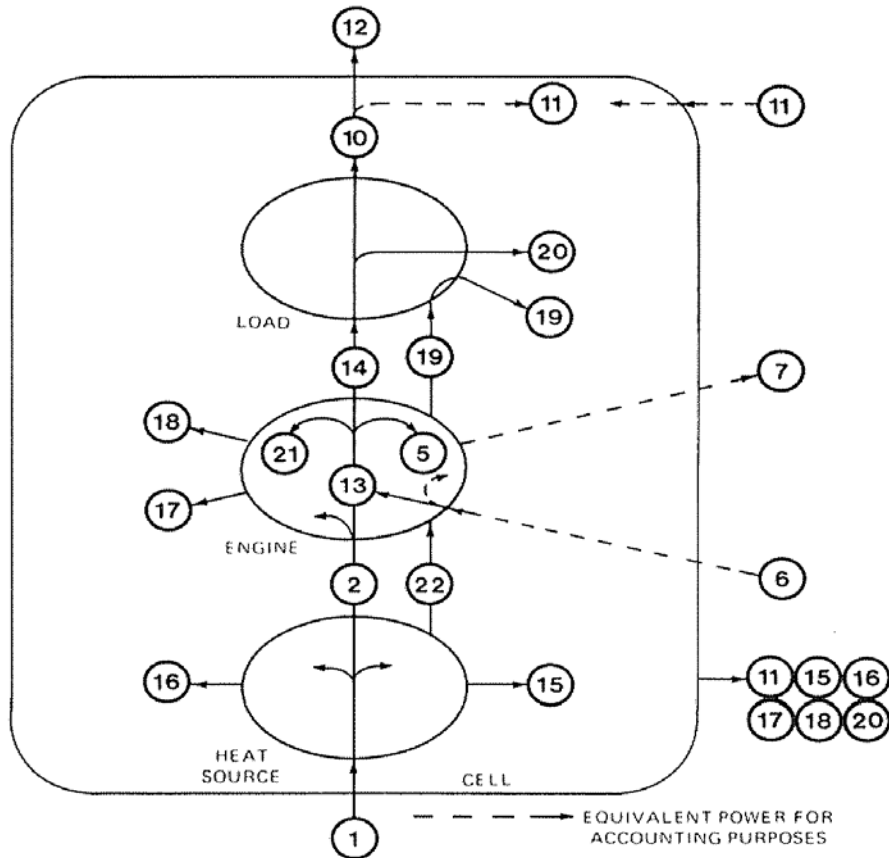
Πίνακας 2. Περιγραφή των όρων ισχύος και θερμοκρασιών

Αριθμός κάθε όρου	Όρος	Περιγραφή
(1)	Συνολική εισερχόμενη θερμότητα, Q_{SOURCE}	Συνολική εισερχόμενη θερμότητα από την ενεργειακή πηγή, όπως σε έναν ηλιακός συλλέκτης ή η θερμότητα που παράγεται από την καύση ενός καυσίμου. Εάν υπάρχει ηλεκτρική γεννήτρια τότε χρησιμοποιούμε βαθμό απόδοσης της πηγής ίσο με 0.3.
(2)	Εισερχόμενη ισχύς στην κεφαλή της μηχανής, Q_{HEAD}	Η ποσότητα της προσδιδόμενης θερμότητας που μεταφέρεται τελικά στην κεφαλή της μηχανής.
(3)	Θερμοκρασία Ψυκτικού, T_{COOL}	Η απόλυτη θερμοκρασία με την οποία εισέρχεται το ψυκτικό στον ψύκτη της

		μηχανής.
(4)	Θερμοκρασία μετάλλου, T_{HEAD}	Η απόλυτη μέγιστη θερμοκρασία μετάλλου στη διεπιφάνεια μεταξύ του καυστήρα και της κεφαλής της μηχανής.
(5)	Παρασιτικές απώλειες	Η παρεχόμενη ισχύς στα βοηθητικά συστήματα. Αυτός ο όρος της απώλειας όταν συνδιαστεί με τον όρο απωλειών λόγω τριβών (21), ορίζει την διαφορά μεταξύ ενδικνύμενης ισχύος (13) και ισχύος πέδησης (14).
(6)	Εξωτερικά παρεχόμενη ισχύς στη μηχανή	Η ισοδύναμη ισχύς που χρησιμοποιείται για την μετατροπή της ισχύος (π.χ. ηλεκτροκινητήρας). Η ισοδύναμη παρεχόμενη ισχύς είναι η πραγματικά παρεχόμενη πολλαπλασιασμένη με τους βαθμούς απόδοσης όλων των συνιστωσών που παίζουν ρόλο στην ενεργειακή μετατροπή.
(7)	Ισοδύναμη ενεργειακή απώλεια λόγω (6)	Ισοδύναμη ενεργειακή απώλεια λόγω (6) : $(7)=(6)*(1-\text{βαθμός απόδοσης της πηγής})$
(8)	Ιδανικό παραγόμενο έργο του κύκλου	Το υπολογιζόμενο ιδανικό παραγόμενο έργο του κύκλου Stirling χωρίς απώλειες.
(9)	Ιδανικό (καταναλισκόμενο) εισερχόμενο έργο στον κύκλο	Το υπολογιζόμενο ιδανικό καταναλισκόμενο έργο του κύκλου Stirling. Το συνολικό έργο είναι το άθροισμα του (8) με την απορριπτόμενη θερμότητα του κύκλου.
(10)	Μεικτό εξερχόμενο φορτίο	Η μεικτή παραγόμενη ισχύς από το φορτίο της μηχανής.
(11)	Εξωτερική παροχή ισχύος για τα υποσυστήματα	Η ισχύς που χρησιμοποιείται για υποσυστήματα όπως αντλίες και ανεμιστήρες. Αυτή η ισχύς λαμβάνεται ως αρνητικός όρος.
(12)	Καθαρό εξερχόμενο φορτίο	Η καθαρή παραγόμενη ισχύς ισούται η μεικτή μείον την καταναλισκόμενη ισχύ για τα υποσυστήματα. $(12)=(10)-(11)$
(13)	Ενδικνύμενη Ισχύς	
(14)	Ισχύς πέδησης	Η ισχύς πέδησης είναι η ενδικνύμενη μείον τις απώλειες λόγω τριβών μείον τις παρασιτικές απώλειες. $(14)=(13)-[(21)+(5)]$ $(14)=(10)+(20)$
(15)	Απώλειες από την πηγή στο κέλυφος	Θερμικές απώλειες κατά τη μεταφορά θερμότητας από την πηγή στο κέλυφος, οι οποίες δεν περιλαμβάνονται στον υπολογισμό του (16).

(16)	Απώλειες λόγω καυσαερίων	Θερμικές απώλειες από την πηγή σε μορφή καυσαερίων.
(17)	Απώλειες απο το housing της μηχανής στο κέλυφος	Θερμικές απώλειες λόγω μεταφοράς θερμότητας απο το 'φωλιά' της μηχανής στο κέλυφος.
(18)	Απορριπτόμενη θερμότητα από τον ψύκτη	Θερμικές απώλειες λόγω απορριπτόμενης θερμότητας από τον ψύκτη της μηχανής.
(19)	Απώλειες μεταξύ μηχανής και φορτίου	Θερμικές απώλειες λόγω μεταφοράς θερμότητας μεταξύ μηχανής και φορτίου.
(20)	Απώλειες κατα την μετάδοση κίνησης	Απώλειες ισχύος λόγω μετάδοσης κίνησης. Δεν περιλαμβάνει μετάδοση θερμότητας από την μηχανή, όρος (19). $(20)=(14)-(10)$
(21)	Απώλειες στα έμβολα	Απώλειες λόγω τριβών μεταξύ των εμβόλων και των κυλίνδρων κ.α. Αυτός ο όρος εάν συνδιαστεί με τις παρασιτικές απώλειες (5), αποτελεί την διαφορά μεταξύ ενδिकνύμενης ισχύος (13) και ισχύος πέδησης (14).
(22)	Απώλειες απο την θερμική πηγή προς το housing της μηχανής	Απώλειες ισχύος από την ενεργειακή πηγή στον ψύκτη της μηχανής.
(23)	Απόδοση πηγής	

Στην εικόνα 4.2 παρουσιάζεται ένα ενεργειακό διάγραμμα ροής, το οποίο αντιπροσωπεύει τα περισσότερα μηχανικά συστήματα Stirling. Οι κυκλωμένοι αριθμοί αντιπροσωπεύουν τους όρους ισχύος και θερμοκρασίας που περιγράφονται σε αυτήν την παράγραφο. Η ενεργειακή ισορροπία είναι δυνατόν να επιτευχθεί για ανεξάρτητες συνιστώσες, ζευγάρια συνιστωσών ή και για όλο το σύστημα. Η αναφορά στην εικόνα 2 θα βοηθήσει τον αναγνώστη να κατανοήσει τον ορισμό των όρων απόδοσης της παραγράφου 4 και των παραδειγμάτων του παρατήματος.



Εικόνα 4.2. Ενεργειακός ισολογισμός για τα ενεργειακά συστήματα Stirling

4.4 Ορισμός Των Όρων Απόδοσης

Παρακάτω ακολουθεί μία λίστα με τους 14 όρους απόδοσης του πίνακα 1 μαζί με μια σύντομη περιγραφή. Τα νούμερα αντιπροσωπεύουν τους ορισμούς που έχουν δοθεί στον πίνακα 2. Η χρήση των όρων ‘θερμικός’ ή ‘μηχανικός’ στους όρους απόδοσης της μηχανής Stirling είναι ταυτόσημη με αυτή άλλων μηχανικών συστημάτων.

ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΠΗΓΗ

Βαθμός απόδοσης κάυσης:

$$n_{hs} = \frac{(2)}{(1)} = \frac{Q_{HEAD}}{Q_{SOURCE}}$$

ΜΗΧΑΝΗ STIRLING

Βαθμός απόδοσης Carnot:

$$n_{ca} = 1 - \frac{(3)}{(4)}$$

Βαθμός απόδοσης ιδανικού κύκλου Stirling:

$$n_{cy} = \frac{(8)}{(9)}$$

Ενδिकνόμενος θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{it} = \frac{(13)}{(2) + (6)} = \frac{\text{Ενδिकνόμενη_ισχύς}}{Q_{HEAD} + \text{Βοηθητική_ισχύς}}$$

Ενδिकνόμενος βαθμός απόδοσης της μηχανής:

$$n_{ie} = \frac{n_{it}}{n_{ca}}$$

Θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης:

$$n_{bt} = \frac{(14)}{(2) + (6)} = \frac{\text{Ισχύς_πέδησης}}{Q_{HEAD} + \text{Βοηθητική_ισχύς}}$$

Μηχανικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{me} = \frac{(13) - [(21) + (5)]}{(13)} = \frac{(14)}{(13)} = \frac{\text{Ισχύς_πέδησης}}{\text{Ενδिकνόμενη_ισχύς}}$$

ΦΟΡΤΙΟ

Βαθμός απόδοσης φορτίου:

$$n_l = \frac{(10)}{(14)} = \frac{\text{Μεικτό_παραγόμενο_φορτίο}}{\text{Ισχύς_πέδησης}}$$

ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΜΗΧΑΝΗ ΚΑΙ ΠΗΓΗ

Ενδिकνόμενος μεικτός βαθμός απόδοσης της μηχανής:

$$n_{ige} = \frac{n_{igt}}{n_{ca}}$$

Ενδिकνόμενος μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{igt} = \frac{(13)}{(1) + (6)} = \frac{\text{Ενδिकνόμενη_ισχύς}}{Q_{SOURCE} + \text{Βοηθητική_ισχύς}}$$

Μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης:

$$n_{bgt} = \frac{(14)}{(1) + (6)} = \frac{\text{Ισχύς}_{\text{πέδησης}}}{Q_{SOURCE} + \text{Βοηθητική}_{\text{ισχύς}}}$$

ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΚΑΙ ΦΟΡΤΙΟ

Θερμικός βαθμός απόδοσης του συστήματος:

$$n_{st} = \frac{(10)}{(2) + (6)} = \frac{\text{Μεικτό}_{\text{φορτίο}}}{Q_{HEAD} + \text{Βοηθητική}_{\text{ισχύς}}}$$

ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΠΗΓΗ, ΜΗΧΑΝΗ STIRLING ΚΑΙ ΦΟΡΤΙΟ

Μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{gt} = \frac{(10)}{(1) + (6)}$$

Καθαρός θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{nt} = \frac{(10) - (11)}{(1) + (6)}$$

4.5 Περίληψη & Προτάσεις

Ο πιο σημαντικός σκοπός σε αυτή την ταξινόμηση των όρων απόδοσης είναι να παρέχει ορισμένους στάνταρ όρους οι οποίοι, όταν γίνουν αποδεκτοί από την επιστημονική κοινότητα, θα έχουν ως αποτέλεσμα την πιο συνεπή παρουσίαση των μηχανικών συστημάτων Stirling. Είναι κατανοητό ότι είναι άσκοπο να χρησιμοποιούνται και οι 14 όροι σε κάθε τεχνική παρουσίαση. Για τον λόγο αυτό η αναφορά αυτή θα προτείνει την χρήση των πιο σημαντικών όρων απόδοσης, πράγμα το οποίο θα επιτρέψει μια πιο ρεαλιστική σύγκριση μεταξύ των μηχανικών συστημάτων Stirling.

Ο πιο σημαντικός όρος απόδοσης είναι ο θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης, η_{bt} . Οι 4 πιο σημαντικοί όροι απόδοσης είναι ταξινομημένοι στον πίνακα 3. Εάν δίνεται ο μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης, η_{gt} , καλό θα ήταν να δινόταν και η εξωτερική παροχή ισχύος για τα υποσυστήματα (11), διότι έτσι δίνονται περισσότερες πληροφορίες για το σύστημα απο ότι αν δινόταν μόνο ο καθαρός θερμικός βαθμός απόδοσης.

Πίνακας 3. Βασικοί όροι απόδοσης

Συνιστώσες	Όροι απόδοσης
Μηχανή Stirling	Θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης, η_{bt}
Μηχανή Stirling	Ενδικνύμενος θερμικός βαθμός απόδοσης, η_{it}
Πηγή θερμότητας και μηχανή Stirling	Μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης, η_{bgt}
Πηγή θερμότητας, φορτίο και μηχανή Stirling	Μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης, η_{gt}

Όπως έχει αναφερθεί και προηγουμένως, στα παραρτήματα Α, Β και Γ υπάρχουν 3 παραδείγματα υπολογισμών των όρων απόδοσης. Στον πίνακα 4 παρουσιάζονται εν συντομία τα αποτελέσματα για τις δύο πραγματικές μηχανές Stirling. Παρόλο που οι τα αποτελέσματα για τις δύο μηχανές έχουν τοποθετηθεί δίπλα-δίπλα, δεν υπάρχει κανένας σκοπός για σύγκριση των δύο μηχανών. Ο κύριος σκοπός της συλλογής αυτών των δεδομένων κυρίως ποιοτικός. Και οι δύο μηχανές είναι ευραία χρησιμοποιούμενες, και τα πειραμτικά δεδομένα επιλέχθηκαν με κριτήριο την μέγιστη χρήση των όρων απόδοσης.

Πίνακας 4. Ταξινόμηση των όρων απόδοσης για τις 2 μηχανές Stirling των παραρτημάτων Β & Γ

	Μηχανή ελεύθερων εμβόλων	Κινηματική μηχανή
Ενεργειακή πηγή Θερμικός βαθμός απόδοσης, η_{hs}	0.55	0.62
Μηχανή Stirling		
Βαθμός απόδοσης Carnot, η_{ca}	0.73	0.74
Ενδικνύμενος θερμικός βαθμός απόδοσης, η_{it}	0.24	0.28
Ενδικνύμενος μηχανικός βαθμός απόδοσης, η_{ie}	0.33	0.37
Θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης, η_{bt}	0.19	0.19
Μηχανικός βαθμός απόδοσης, η_{me}	0.79	0.70
Φορτίο		
Βαθμός απόδοσης φορτίου, η_i	0.84	0.81
Ενεργειακή πηγή και μηχανή Stirling		
Ενδικνύμενος μεικτός βαθμός απόδοσης της μηχανής, η_{ige}	0.18	0.23
Ενδικνύμενος μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης, η_{igt}	0.13	0.17
Μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης, η_{bgt}	0.10	0.12
Μηχανή Stirling και φορτίο		
Θερμικός βαθμός απόδοσης συστήματος, η_{st}	0.16	0.16
Ενεργειακή πηγή, μηχανή Stirling και φορτίο		
Μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης	0.09	0.10

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ Α - Φανταστική Μηχανή Stirling

Παρακάτω παρουσιάζεται μία λίστα με πειραματικές παραμέτρους για μια φανταστική μηχανή Stirling, με παραδείγματα των όρων απόδοσης που έχουν παρουσιαστεί έως τώρα. Για να επιτευχθεί μέγιστη χρήση των όρων, υποτίθεται ότι η φανταστική μηχανή είναι μηχανή ελεύθερων εμβόλων.

Ακολουθώντας την ταξινόμηση των δεδομένων από τον πίνακα Α.1, υπολογίζονται οι όροι απόδοσης.

Ενεργειακή πηγή

Θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{hs} = \frac{(2)}{(1)} = \frac{10500}{16500} = 0.64$$

Μηχανή Stirling

Βαθμός απόδοσης Carnot:

$$n_{ca} = 1 - \frac{(3)}{(4)} = 1 - \frac{300}{1172} = 0.74$$

Ενδικνύμενος θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{it} = \frac{(13)}{(2) + (6)} = \frac{2790}{10500 + 670} = 0.25$$

Ενδικνύμενος μηχανικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{ie} = \frac{n_{it}}{n_{ca}} = \frac{0.25}{0.74} = 0.34$$

Θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης:

$$n_{bt} = \frac{(14)}{(2) + (6)} = \frac{(13) - [(21) + (5)]}{(2) + (6)} = \frac{2790 - 160 - 180}{10500 + 670} = 0.22$$

Μηχανικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{me} = \frac{(13) - [(21) + (5)]}{(13)} = \frac{(14)}{(13)} = \frac{2450}{2790} = 0.88$$

Φορτίο

Βαθμός απόδοσης φορτίου:

$$n_l = \frac{(10)}{(14)} = \frac{2205}{2450} = 0.90$$

Ενεργειακή πηγή και μηχανή Stirling

Ενδिकνόμενος μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{igt} = \frac{(13)}{(1) + (6)} = \frac{2790}{16500 + 670} = 0.16$$

Ενδिकνόμενος μεικτός βαθμός απόδοσης της μηχανής:

$$n_{ige} = \frac{n_{igt}}{n_{ca}} = 0.22$$

Μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης:

$$n_{bgt} = \frac{(14)}{(1) + (6)} = \frac{2450}{16500 + 670} = 0.14$$

Μηχανή Stirling και φορτίο

Θερμικός βαθμός απόδοσης του συστήματος:

$$n_{st} = \frac{(10)}{(2) + (6)} = \frac{2205}{10500 + 670} = 0.20$$

Ενεργειακή πηγή, μηχανή Stirling και φορτίο

Μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{gt} = \frac{(10)}{(1) + (6)} = \frac{2205}{16500 + 670} = 0.13$$

Καθαρός θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{nt} = \frac{(12)}{(1) + (6)} = \frac{2038}{16500 + 670} = 0.12$$

Πίνακας Α.1. Παράμετροι που χρησιμοποιούνται στους υπολογισμούς για την φανταστική μηχανή Stirling

Αριθμός όρου	Όρος-Παράμετρος	Τιμή
(1)	Συνολική εισερχόμενη θερμότητα-ενέργεια από την πηγή	16500 W
(2)	Θερμότητα που προσλαμβάνει η κεφαλή της μηχανής	10500 W
(3)	Θεμοκρασία εισόδου του νερού ψύξης, 80°F	300 K
(4)	Μέγιστη θερμοκρασία μετάλλου στην κεφαλή, 1650°F	1172 K
(5)	Παρασιτικές απώλειες	180 W
(6)	Ηλεκτρική εισερχόμενη ισχύς στον ηλεκτροκινητήρα, 201 W. Ισοδύναμη εισερχόμενη ισχύς 201/0.3=670 W	670 W
(7)	Ισοδύναμη ενεργειακή απώλεια= 0.7*(6)	469 W
(10)	Ισχύς φορτίου, μικτή παραγωγή στον γραμμικό εναλλάκτη/μετασχηματιστή στην άτρακτο	2205 W
(11)	Ισχύς για υποσυστήματα: Ισχύς ανεμισήρα στο πλήρες φορτίο	167 W
(12)	Καθαρή παραγόμενη ισχύς	2038 W
(13)	Ενδικνύμενη ισχύς	2790 W
(14)	Ισχύς πέδησης	2450 W
(15)	Απώλειες από την πηγή στο κέλυφος	500 W
(16)	Απώλειες λόγω καυσαερίων	5300 W
(17)	Απώλειες απο το housing της μηχανής στο κέλυφος	300 W
(18)	Απορριπτόμενη θερμότητα από τον ψύκτη	7851 W
(19)	Απώλειες μεταξύ μηχανής και φορτίου	300 W
(20)	Βαθμός απόδοσης μετασχηματιστή=0.9:!!!!!!	245 W
(21)	Απώλειες τριβής και άντλησης από τον έμβολο ισχύος	160 W
(22)	Απώλειες απο την θερμική πηγή προς το τη μηχανή	200
(23)	Απόδοση πηγής	0.3

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ Β - Μηχανή Stirling Ελευθερων Εμβόλων

Παρακάτω παρουσιάζεται μία λίστα με πειραματικές παραμέτρους για μια πραγματική μηχανή Stirling ελεύθερων εμβόλων, με παραδείγματα των όρων απόδοσης που έχουν παρουσιαστεί έως τώρα. Ακολουθώντας την ταξινόμηση των δεδομένων από τον πίνακα Β.1, υπολογίζονται οι όροι απόδοσης.

Ενεργειακή πηγή

Θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{hs} = \frac{(2)}{(1)} = \frac{10554}{19225} = 0.55$$

Μηχανή Stirling

Βαθμός απόδοσης Carnot:

$$n_{ca} = 1 - \frac{(3)}{(4)} = 1 - \frac{297.5}{1088} = 0.73$$

Ενδικνύμενος θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{it} = \frac{(13)}{(2)} = \frac{2530}{10554} = 0.24$$

Ενδικνύμενος μηχανικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{ie} = \frac{n_{it}}{n_{ca}} = \frac{0.24}{0.73} = 0.33$$

Θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης:

$$n_{bt} = \frac{(14)}{(2)} = \frac{2000}{10554} = 0.19$$

Μηχανικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{me} = \frac{(13) - [(21) + (5)]}{(13)} = \frac{(14)}{(13)} = \frac{2000}{2530} = 0.79$$

Φορτίο

Βαθμός απόδοσης φορτίου:

$$n_l = \frac{(10)}{(14)} = \frac{1670}{2000} = 0.84$$

Ενεργειακή πηγή και μηχανή Stirling

Ενδικνύμενος μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{igt} = \frac{(13)}{(1)} = \frac{2530}{19225} = 0.13$$

Ενδικνύμενος μεικτός βαθμός απόδοσης της μηχανής:

$$n_{ige} = \frac{n_{igt}}{n_{ca}} = 0.18$$

Μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης:

$$n_{bgt} = \frac{(14)}{(1)} = \frac{2000}{19225} = 0.10$$

Μηχανή Stirling και φορτίο

Θερμικός βαθμός απόδοσης του συστήματος:

$$n_{st} = \frac{(10)}{(2)} = \frac{1670}{10554} = 0.16$$

Ενεργειακή πηγή, μηχανή Stirling και φορτίο

Μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{gt} = \frac{(10)}{(1)} = \frac{1670}{19225} = 0.09$$

Πίνακας Β.1. Δεδομένα από την λειτουργία πραγματικής μηχανής Stirling ελεύθερων εμβόλων

Αριθμός όρου	Όρος-Παράμετρος	Τιμή	Σχόλια
(1)	Συνολική εισερχόμενη θερμότητα-ενέργεια από την πηγή	19225 W	Απευθείας μέτρηση
(2)	Θερμότητα που προσλαμβάνει η κεφαλή της μηχανής	10554 W	Όρος (1) μείον τις απώλειες καύσης
(3)	Θερμοκρασία εισόδου του νερού ψύξης	297.5 K	Μέτρηση
(4)	Μέγιστη θερμοκρασία μετάλλου στην κεφαλή	1088 K	Θερμοκρασία πτερυγίου
(5)	Παρασιτικές απώλειες	220 W	Υπολογίζεται από το ολοκλήρωμα $\int P_{dv}$
(10)	Ισχύς φορτίου	1670 W	
(12)	Καθαρή παραγόμενη ισχύς	1670 W	Υπολογίζεται από το ολοκλήρωμα $\int F_{dx}$ στους 2 θαλάμους άντλησης.....
(13)	Ενδικνύμενη ισχύς	2530 W	Υπολογίζεται από το ολοκλήρωμα $\int F_{dx}$ στο έμβολο ισχύος.....
(14)	Ισχύς πέδησης	2000 W	Υπολογίζεται από το ολοκλήρωμα $\int F_{dx}$
(15)	Απώλειες από την πηγή στο κέλυφος	3405 W	Υπολογίζεται
(16)	Απώλειες λόγω καυσαερίων	5265 W	Μέτρηση
(17)	Απώλειες απο το housing της μηχανής στο κέλυφος	225 W	Μετριέται απο τον εναλλάκτη θερμότητας.....
(18)	Απορριπτόμενη θερμότητα από τον ψύκτη	8552 W	Μέτρηση
(19)	Απώλειες μεταξύ μηχανής και φορτίου	300 W	Υπολογίζεται με βάση τις μετρήσεις των θερμοστοιχείων
(20)	Απώλειες φορτίου	330 W	Υπολογίζεται από το ολοκλήρωμα $\int F_{dx}$
(21)	Απώλειες από το έμβολο ισχύος	310 W	Ενδικνύμενη ισχύς μείον την ισχύ πέδησης μείον τις παρασιτικές απώλειες: (21)=(13)-[(14)+(5)]

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ Γ - Κινηματική Μηχανή Stirling

Παρακάτω παρουσιάζεται μία λίστα με πειραματικές παραμέτρους για μια πραγματική κινηματική μηχανή Stirling, με παραδείγματα των όρων απόδοσης που έχουν παρουσιαστεί έως τώρα. Ακολουθώντας την ταξινόμηση των δεδομένων από τον πίνακα Γ.1, υπολογίζονται οι όροι απόδοσης.

Ενεργειακή πηγή

Θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{hs} = \frac{(2)}{(1)} = \frac{13812}{22440} = 0.62$$

Μηχανή Stirling

Βαθμός απόδοσης Carnot:

$$n_{ca} = 1 - \frac{(3)}{(4)} = 1 - \frac{285}{1105} = 0.74$$

Ενδικνύμενος θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{it} = \frac{(13)}{(2)} = \frac{3799}{13812} = 0.28$$

Ενδικνύμενος μηχανικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{ie} = \frac{n_{it}}{n_{ca}} = \frac{0.275}{0.742} = 0.37$$

Θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης:

$$n_{bt} = \frac{(14)}{(2)} = \frac{2649}{13812} = 0.19$$

Μηχανικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{me} = \frac{(13) - [(21) + (5)]}{(13)} = \frac{(14)}{(13)} = \frac{2649}{3799} = 0.70$$

Φορτίο

Βαθμός απόδοσης φορτίου:

$$n_l = \frac{(10)}{(14)} = \frac{2151}{2649} = 0.81$$

Ενεργειακή πηγή και μηχανή Stirling

Ενδικνύμενος μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{igt} = \frac{(13)}{(1)} = \frac{3799}{22440} = 0.17$$

Ενδικνύμενος μεικτός βαθμός απόδοσης της μηχανής:

$$n_{ige} = \frac{n_{igt}}{n_{ca}} = 0.23$$

Μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης:

$$n_{bgt} = \frac{(14)}{(1)} = \frac{2649}{22233} = 0.12$$

Μηχανή Stirling και φορτίο

Θερμικός βαθμός απόδοσης του συστήματος:

$$n_{st} = \frac{(10)}{(2)} = \frac{2151}{13812} = 0.16$$

Ενεργειακή πηγή, μηχανή Stirling και φορτίο

Μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{gt} = \frac{(10)}{(1)} = \frac{2151}{22440} = 0.10$$

Πίνακας Γ.1. Δεδομένα από την λειτουργία πραγματικής κινηματικής μηχανής Stirling

Αριθμός όρου	Όρος-Παράμετρος	Τιμή	Σχόλια
(1)	Συνολική εισερχόμενη θερμότητα-ενέργεια από την πηγή	22440 W	Τα πειραματικά δεδομένα προέρχονται από καύση με καύσιμο χαμηλής θερμογόνου. Για τον σκοπό αυτού του υπολογισμού θεωρούμε καύσιμο υψηλής θερμογόνου.
(2)	Θερμότητα που προσλαμβάνει η κεφαλή της μηχανής	13812 W	
(3)	Θεμοκρασία εισόδου του νερού ψύξης	285.5 K	
(4)	Μέγιστη θερμοκρασία μετάλλου στην κεφαλή	1105 K	Θερμοκρασία εναλλάκτη θερμότητας
(5)	Παρασιτικές απώλειες	1014W	Μετρίεται από το νερό ψύξης
(10)	Ισχύς μετασχηματιστή	2151 W	Μέτρηση της ισχύος του μετασχηματιστή: βαθμός απόδοσης μετασχηματιστή=0.812
(13)	Ενδικνύμενη ισχύς	3799 W	Προέρχεται από την άθροιση όλων των μηχανικών απωλειών με την ισχύ πέδησης: (13)=(21)+(5)+(14)
(14)	Ισχύς πέδησης	2649 W	Υπολογίζεται διαιρώντας την ισχύ του μετασχηματιστή με τον βαθμό απόδοσης του μετασχηματιστή
(18)	Απορριπτόμενη θερμότητα από τον ψύκτη	8280 W	Μέτρηση
(20)	Απώλειες φορτίου	498W	(20)=(14)-(10)
(21)	Μηχανικές απώλειες διασύνδεσης του εμβόλου ισχύος με τον μετασχηματιστή	138 W	Μετρήσιμη τιμή από τον ψύκτη του ελαίου

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ Δ - Μηχανή Stirling GPU-3

Παρακάτω παρουσιάζεται μία λίστα με πειραματικές παραμέτρους για την GPU-3 με παραδείγματα των όρων απόδοσης που έχουν παρουσιαστεί έως τώρα. Ακολουθώντας την ταξινόμηση των δεδομένων από τον πίνακα Δ.1, υπολογίζονται οι όροι απόδοσης.

Ενεργειακή πηγή

Θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{hs} = \frac{(2)}{(1)} = 0.585$$

Μηχανή Stirling

Βαθμός απόδοσης Carnot:

$$n_{ca} = 1 - \frac{(3)}{(4)} = 0.705$$

Ενδικνύμενος θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{it} = \frac{(13)}{(2)} = 0.29$$

Ενδικνύμενος μηχανικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{ie} = \frac{n_{it}}{n_{ca}} = 0.411$$

Θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης:

$$n_{bt} = \frac{(14)}{(2)} = \frac{2649}{13812} = 0.19$$

Μηχανικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{me} = \frac{(13) - [(21) + (5)]}{(13)} = \frac{(14)}{(13)} = 0.697$$

Φορτίο

Βαθμός απόδοσης φορτίου:

$$n_l = \frac{(10)}{(14)} = 0.812$$

Ενεργειακή πηγή και μηχανή Stirling

Ενδικνύμενος μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{igt} = \frac{(13)}{(1)} = 0.169$$

Ενδικνύμενος μεικτός βαθμός απόδοσης της μηχανής:

$$n_{ige} = \frac{n_{igt}}{n_{ca}} = 0.24$$

Μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης πέδησης:

$$n_{bgt} = \frac{(14)}{(1)} = 0.118$$

Μηχανή Stirling και φορτίο

Θερμικός βαθμός απόδοσης του συστήματος:

$$n_{st} = \frac{(10)}{(2)} = 0.164$$

Ενεργειακή πηγή, μηχανή Stirling και φορτίο

Μεικτός θερμικός βαθμός απόδοσης:

$$n_{gt} = \frac{(10)}{(1)} = 0.196$$

Πίνακας Δ.1. Δεδομένα από την λειτουργία της GPU-3

Αριθμός όρου	Όρος-Παράμετρος	Τιμή	Σχόλια
(1)	Συνολική εισερχόμενη θερμότητα-ενέργεια από την πηγή	22440 W	Τα πειραματικά δεδομένα προέρχονται από καύση με καύσιμο χαμηλής θερμογόνου. Για τον σκοπό αυτού του υπολογισμού θεωρούμε καύσιμο υψηλής θερμογόνου.
(2)	Θερμότητα που προσλαμβάνει η κεφαλή της μηχανής	13120 W	
(3)	Θεμοκρασία εισόδου του νερού ψύξης	288 K	
(4)	Μέγιστη θερμοκρασία μετάλλου στην κεφαλή	977 K	Θερμοκρασία εναλλάκτη θερμότητας
(5)	Παρασιτικές απώλειες	1014W	Μετρίεται από το νερό ψύξης
(10)	Ισχύς μετασχηματιστή	2151 W	Μέτρηση της ισχύος του μετασχηματιστή: βαθμός απόδοσης μετασχηματιστή=0.812
(13)	Ενδικνύμενη ισχύς	3799 W	Προέρχεται από την άθροιση όλων των μηχανικών απωλειών με την ισχύ πέδησης: (13)=(21)+(5)+(14)
(14)	Ισχύς πέδησης	2649 W	Υπολογίζεται διαιρώντας την ισχύ του μετασχηματιστή με τον βαθμό απόδοσης του μετασχηματιστή
(18)	Απορριπτόμενη θερμότητα από τον ψύκτη	4692 W	Μέτρηση
(20)	Απώλειες φορτίου	498W	(20)=(14)-(10)
(21)	Μηχανικές απώλειες διασύνδεσης του εμβόλου ισχύος με τον μετασχηματιστή	138 W	Μετρήσιμη τιμή από τον ψύκτη του ελαίου

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

F.D Lang, 'Defining and Applying Power Plant Efficiencies' , Power Eng. 87(1), 47-49

American Society of Mechanical Engineers, Reciprocating Steam Engines, Power Test Code 5-1949, 1949

B. R. Maxwell, Procedure for Testing, Rating and Estimating the Seasonal Performance of Engine-Driven Heat Pump Systems, NBSIR 79-1911, National Bureau of Standards, Washington, D.C. 1979.

Κεφάλαιο 5^ο

Επίδραση Επιζήμιων Όγκων &
Αποτελεσματικότητας του Αναγεννητή
στην Απόδοση της Μηχανής

Κεφάλαιο 5^ο**Επίδραση Επιζήμιων Όγκων & Αποτελεσματικότητας του Αναγεννητή στην Απόδοση της Μηχανής****5.1 Εισαγωγή**

Στο παρόν κεφάλαιο παρατίθενται τα στοιχεία που προκύπτουν από τη θεωρητική θερμοδυναμική ανάλυση μίας μηχανής Stirling. Αναπτύσσεται ένα ισοθερμοκρασιακό μοντέλο για πραγματικό αναγεννητή μηχανής Stirling με δεδομένους επιζήμιους όγκους για το θερμό μέρος, το ψυχρό και τον αναγεννητή. Γίνεται μία αριθμητική προσομείωση με παραμέτρους την απόδοση του αναγεννητή και τους επιζήμιους όγκους. Τα αποτελέσματα αυτής της μελέτης φανερώνουν ότι το καθαρό παραγόμενο έργο επηρεάζεται μόνο από τους επιζήμιους όγκους ενώ το ποσό της προσδιδόμενης θερμότητας και ο βαθμός απόδοσης της μηχανής επηρεάζονται τόσο από τον βαθμό απόδοσης του αναγεννητή όσο και από τους επιζήμιους όγκους.

5.2.1 Επιζήμιοι Όγκοι

Θεωρούμε ότι οι επιζήμιοι όγκοι (σε m^3) για το θερμό τμήμα, τον αναγεννητή και το ψυχρό τμήμα, είναι αντίστοιχα V_{SH} , V_{SR} και V_{SC} και συνεπώς ο συνολικός επιζήμιος όγκος είναι:

$$V_S = V_{SH} + V_{SR} + V_{SC} = (k_{SH} + k_{SR} + k_{SC}) * V_S \quad (1)$$

όπου $k_{SH} = V_{SH} / V_S$ είναι ο λόγος του επιζήμιου όγκου στο θερμό μέρος, $k_{SR} = V_{SR} / V_S$ είναι ο λόγος του επιζήμιου όγκου στον αναγεννητή και $k_{SC} = V_{SC} / V_S$ είναι ο λόγος του επιζήμιου όγκου στο ψυχρό μέρος.

Εάν υποθέσουμε ότι ο λόγος του συνολικού επιζήμιου όγκου προς τον συνολικό όγκο είναι ίσο με $K_{ST} = V_S / V_1$, τότε ο συνολικός επιζήμιος όγκος μπορεί να εκφραστεί συναρτήσει του ολικού όγκου, δηλαδή:

$$V_S = K_{ST} * V_1 = k_{ST} * (V_S + V_D + V_P) \quad (2)$$

όπου το V_D και το V_P είναι οι όγκοι σάρωσης, σε m^3 , των εμβόλων εκτόνωσης και ισχύος αντίστοιχα. Ο επιζήμιος όγκος εκφράζεται καλύτερα συναρτήσει του ολικού όγκου σάρωσης ως εξής:

$$V_S = k_{SDP} * (V_D + V_P) \quad (3)$$

Για το λόγω αυτό, ο επιζήμιος όγκος προς το λόγω του συνολικού όγκου, και ο επιζήμιος όγκος προς τον λόγω του συνολικού όγκου σάρωσης σχετίζονται ως εξής:

$$k_{ST} = k_{SDP} / (1 + k_{SDP}) \quad \text{ή} \quad k_{SDP} = k_{ST} / (1 - k_{ST}) \quad (4)$$

5.2.2 Πραγματικός Αναγεννητής

Ο βαθμός απόδοσης e , του πραγματικού αναγεννητή ορίζεται ως εξής:

$$e = (T_3 - T_1) / (T_3 - T_1) \quad (5)$$

Η τιμή του e είναι 1 για απόδοση 100% που συνεπάγεται ιδανικό αναγεννητή και 0 για απόδοση 0% που σημαίνει μηδενική αναγέννηση. Η θερμοκρασία του εργαζόμενου ρευστού στην έξοδο του αναγεννητή μπορεί να εκφραστεί ως συνάρτηση του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή e :

$$T_3 = T_1 + e * (T_3 - T_1) \quad (5a)$$

Για έναν αναγεννητή που έχει την ίδια απόδοση στην θέρμανση και στη ψύξη, δηλαδή $Q_{2-3} = Q_{4-1}$, η θερμοκρασία εισόδου του εργαζόμενου ρευστού στον αναγεννητή είναι :

$$T_1 = T_3 + e * (T_1 - T_3) = T_3 - e * (T_3 - T_1) \quad (6)$$

Σε μηχανές Stirling που έχουν μεγάλους επιζήμιους όγκους ο σημαντικότερος παράγοντας βέλτιστης λειτουργίας του αναγεννητή είναι η θερμοκρασία του εργαζόμενου ρευστού εντός αυτού. Η θερμοκρασία του ρευστού στον αναγεννητή μπορεί να προσδιοριστεί ως ο αριθμητικός μέσος δύο θερμοκρασιών:

$$T_R = (T_1 + T_3) / 2 \quad (7)$$

Αντικαθιστώντας τις εξισώσεις (5a) και (6) στην (7) έχουμε :

$$T_R = (T_1 + T_3) / 2 \quad (7a)$$

Όπως φαίνεται παραπάνω, χρησιμοποιώντας τον αριθμητικό μέσο, η θερμοκρασία T_R του αναγεννητή δεν εξαρτάται από τον βαθμό απόδοσης e .

5.2.3 Καταστατική Εξίσωση

Υποθέτουμε ότι οι όγκοι του θερμού και του ψυχρού μέρους συμβολίζονται V_H και V_C και επιπλέον οι θερμοκρασίες του εργαζόμενου ρευστού στο θερμό μέρος, τον αναγεννητή και το ψυχρό μέρος είναι T_3 , T_R και T_1 αντίστοιχα. Η καταστατική εξίσωση για την ισόθερμη συμπίεση 1-2 με επιζήμιους όγκους V_{SH} , V_{SR} και V_{SC} είναι :

$$p = m \cdot R / (V_S / T_3 + V_{SH} / T_3 + V_{SR} / T_R + V_{SC} / T_1 + V_H / T_1) = m \cdot R / (V_H / T_3 + K + V_C / T_1) \quad (8)$$

όπου

$$K = V_{SH} / T_3 + V_{SR} / T_R + V_{SC} / T_1 \quad (9)$$

και το m είναι η συνολική μάζα του εργαζόμενου ρευστού σε kg που περιέχεται στη μηχανή . Αντικαθιστώντας τις εξισώσεις (1) και (7a) στην εξίσωση (9) έχουμε:

$$K = (k_{SH} / T_3 + 2k_{SR} / (T_3 + T_1) + k_{SC} / T_1) \cdot V_S \quad (9a)$$

Είναι φανερό ότι για δεδομένη θερμοκρασία ρευστού στο θερμό και στο ψυχρό μέρος , ο συντελεστής K είναι γενικά μια συνάρτηση των επιζήμιων όγκων.

5.2.4 Ισοθερμοκρασιακή Ανάλυση

Στη φάση της συμπίεσης το ρευστό που βρίσκεται στο ψυχρό μέρος συμπιέζεται από $V_{C1} = V_D + V_P$ σε $V_{C2} = V_P$. Ο όγκος σάρωσης του θερμού μέρους V_H , είναι ίσος με 0 κατά την διάρκεια της φάσης αυτής. Έπειτα η απορριπτόμενη θερμότητα κατά τη διάρκεια της ισόθερμης συμπίεσης 1-2 είναι:

$$\begin{aligned} Q_{1-2} = W_{1-2} &= \int_{V_{c1}}^{V_{c2}} p dV_c = mRT_1 \cdot \int_{V_{c1}}^{V_{c2}} \frac{dV_c}{V_c + KT_1} = mRT_1 \cdot \ln \left[\frac{V_{C2} + KT_1}{V_{C1} + KT_1} \right] = \\ &= mRT_1 \cdot \ln \left[\frac{V_D + KT_1}{V_D + V_P + KT_1} \right] \end{aligned} \quad (10)$$

Πρέπει να τονίσουμε ότι το έργο κατά την συμπίεση εξαρτάται μόνο από τον συντελεστή K , ο οποίος είναι συνάρτηση των επιζήμιων όγκων.

5.2.5 Ισόογκη Θέρμανση

Γενικά η θερμότητα που προσδίδεται κατά την φάση της ισόογκης θέρμανσης 2-3 είναι:

$$Q_{2-3} = mC_v(T_3 - T_2) = mC_v(T_3 - T_1) \quad (11)$$

όπου το C_v είναι ο συντελεστής θερμοχωρητικότητας υπό σταθερό όγκο, σε $J/kg \cdot K$, και θεωρείται σταθερός. Χωρίς αναγέννηση το παραπάνω ποσό θερμότητας προσδίδεται από μια εξωτερική πηγή θερμότητας ενώ αντίθετα στην περίπτωση ιδανικής αναγέννησης, το συγκεκριμένο ποσό θερμότητας προσδίδεται από έναν ιδανικό αναγεννητή.

Το ποσό της θερμότητας που προσδίδεται από έναν πραγματικό αναγεννητή είναι:

$$Q_{2-3'} = mC_v(T_3' - T_2) = (1-e) \cdot mC_v(T_3 - T_1) \quad (12)$$

Η προσδιδόμενη θερμότητα από μια εξωτερική πηγή κατά τη φάση 3'-3 είναι:

$$Q_{3-3'} = mC_v(T_3 - T_3') = (1-e) \cdot mC_v(T_3 - T_1) \quad (13)$$

Είναι φανερό ότι η εισερχόμενη θερμότητα σε αυτή τη φάση εξαρτάται μόνο από το βαθμό απόδοσης e του αναγεννητή.

5.2.6 Ισόθερμη Εκτόνωση

Στην ισόθερμη εκτόνωση ο όγκος του ρευστού στο θερμό μέρος μεταβάλλεται από $V_{H3} = V_D$ σε $V_{H4} = V_D + V_P$. Ο όγκος σάρωσης του ρευστού στο ψυχρό μέρος, V_C , είναι ίσο με 0 κατά φάση αυτή. Η θερμότητα που προστίθεται κατά τη διάρκεια τις ισόθερμης εκτόνωσης 3-4 είναι :

$$\begin{aligned} Q_{3-4} = W_{3-4} &= m \int_{V_{H3}}^{V_{H4}} p dV_H = mRT_3 \int_{V_{H3}}^{V_{H4}} \frac{dV_H}{V_H + KT_3} = mRT_3 \ln \left[\frac{V_{H4} + KT_3}{V_{H3} + KT_3} \right] = \\ &= mRT_3 \ln \left[\frac{V_D + V_P + KT_3}{V_D + KT_1} \right] \end{aligned} \quad (14)$$

Είναι κατανοητό ότι το έργο της εκτόνωσης εξαρτάται από τους επιζήμιους όγκους.

5.2.7 Ισόογκοι Ψύξη

Η απορριπτόμενη θερμότητα κατά τη διάρκεια της ισόογκης ψύξης 4-1 είναι:

$$Q_{4-1} = mC_v(T_1 - T_4) = -mC_v(T_3 - T_1) \quad (15)$$

Χωρίς αναγέννηση, το παραπάνω ποσό θερμότητας απορρίπτεται στο περιβάλλον ενώ στην περίπτωση της ιδανικής αναγέννησης, ο ιδανικός αναγεννητής απορροφάει εξολοκλήρου το ποσό αυτό.

Στην περίπτωση που υπάρχει πραγματικός αναγεννητής, η απορροφούμενη θερμότητα είναι:

$$Q_{4-1} = mC_v(T_1 - T_4) = -emC_v(T_3 - T_1) \quad (16)$$

Η απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον κατά τη φάση 1-1' είναι:

$$Q_{1-1'} = mC_v(T_1 - T_{1'}) = -(1-e)mC_v(T_3 - T_1) \quad (17)$$

Όπως φαίνεται η μεταφερόμενη θερμότητα κατά τη φάση της ψύξης εξαρτάται μόνο από το βαθμό απόδοσης του αναγεννητή, e .

5.2.8 Ολική Παραγόμενη Θερμότητα

Στην περίπτωση που έχουμε πραγματικό αναγεννητή, η συνολική εισερχόμενη θερμότητα από μια εξωτερική πηγή στον κύκλο είναι:

$$Q_{in} = Q_{3-3'} + Q_{3-4} \quad (18)$$

$$Q_{in} = mC_v \{ (T_3 - T_{3'}) + (k-1)T_3 \ln \left[\frac{(V_{H4} + KT_3)}{(V_{H3} + KT_3)} \right] \} = mC_v \{ (1-e)(T_3 - T_1) + (k-1)T_3 \ln \left[\frac{(V_D + V_P + KT_3)}{(V_D + KT_3)} \right] \} \quad (18a)$$

όπου k είναι ο λόγος ειδικής θερμότητας. Όπως φαίνεται παραπάνω η συνολική εισερχόμενη θερμότητα εξαρτάται από το βαθμό απόδοσης του αναγεννητή και τους επιζήμιους όγκους.

Χωρίς αναγέννηση η συνολική εισερχόμενη θερμότητα από την εξωτερική πηγή είναι ίση με:

$$Q_{in} = Q_{2-3} + Q_{3-4} \quad (19)$$

Στην περίπτωση που έχουμε τέλει αναγεννητή ισχύει :

$$Q_{in} = Q_{3-4} \quad (20)$$

5.2.9 Συνολική Απορριπτόμενη Θερμότητα

Στην περίπτωση που έχουμε πραγματικό αναγεννητή, η συνολική εισερχόμενη θερμότητα από μια εξωτερική πηγή στον κύκλο είναι:

$$Q_{out} = Q_{1-1'} + Q_{1-2} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} Q_{out} &= -mC_v \{ (T_1 - T_{1'}) + (k-1)T_1 \ln[(V_{C1} + KT_1) / (V_{C2} + KT_1)] \} \\ &= -mC_v \{ (1-e)(T_3 - T_1) + (k-1)T_1 \ln[(V_D + V_P + KT_1) / (V_D + KT_1)] \} \end{aligned} \quad (21a)$$

Η απαγόμενη θερμότητα από τη μηχανή εξαρτάται πάλι από το βαθμό απόδοσης του αναγεννητή και τους επιζήμιους όγκους.

Χωρίς αναγέννηση, η συνολική απαγόμενη θερμότητα ισούται:

$$Q_{out} = Q_{1-2} \quad (22)$$

Είναι φανερό ότι τα ποσά θερμότητας που προστίθενται στον κύκλο και ταυτόχρονα αποβάλλονται από τον κύκλο, εξαρτώνται από την διαδικασία αναγέννησης.

5.2.10 Παραγόμενο Έργο

Η πλεονάζουσα ενέργεια των δύο ισοθερμοκρασιακών φάσεων 1-2 και 3-4 μετατρέπεται σε μηχανικό έργο. Το καθαρό έργο μιας μηχανής με πραγματικό αναγεννητή μπορεί να υπολογιστεί ως εξής:

$$\begin{aligned} W_{net} &= \sum Q = Q_{in} - Q_{out} = Q_{3-3'} + Q_{3-4} + Q_{1-1'} + Q_{1-2} = Q_{3-4} + Q_{1-2} \\ &= mR \{ T_3 \ln[(V_{H4} + KT_3) / (V_{H3} + KT_3)] - T_1 \ln[(V_{C1} + KT_1) / (V_{C2} + KT_1)] \} \end{aligned} \quad (24)$$

Πρέπει εδώ να τονιστεί ότι:

$V_{H4} = V_{C1} = V_D + V_P = V_1$ και $V_{H3} = V_{C2} = V_D = V_2$, συνεπώς :

$$W_{net} = mR \{ T_3 \ln[(V_D + V_P + KT_3) / (V_D + KT_3)] - T_1 \ln[(V_D + V_P + KT_1) / (V_D + KT_1)] \} \quad (24a)$$

Είναι φανερό ότι το παραγόμενο έργο του κύκλου εξαρτάται από τους επιζήμιους όγκους.

Σε περίπτωση μηδενικών επιζήμιων όγκων, το έργο του κύκλου ισούται με:

$$W_{net} = mR \ln(V_1/V_2) / (T_3 - T_1) \quad (25)$$

Η εξίσωση (25) μπορεί να βρεθεί σε πολλά βιβλία θερμοδυναμικής. Πρέπει να τονιστεί ότι σε περίπτωση μηδενικού επιζήμιου όγκου, το καθαρό έργο του κύκλου δεν εξαρτάται από το βαθμό απόδοσης του αναγεννητή.

5.2.11 Μέση Ενεργός Πίεση

Το καθαρό έργο της μηχανής μπορεί να προσδιοριστεί από τη μέση ενεργό διατομή πίεση, p_m , και τη συνολική ογκομεταβολή, $V_{H4} - V_{H3} = V_{C1} - V_{C2} = V_1 - V_2 = V_P$

$$W_{net} = p_m \cdot V_P \quad (26)$$

Εξισώνοντας τις εξισώσεις (26) και (24a) καταλήγουμε :

$$p_m = (mR/V_P) \{ T_3 \ln[(V_D + V_P + KT_3)/(V_D + KT_3)] - T_1 \ln[(V_D + V_P + KT_1)/(V_D + KT_1)] \} \quad (27)$$

Πρέπει να τονιστεί ότι η μέση ενεργός πίεση εξαρτάται από τους επιζήμιους όγκους. Για μηδενικούς επιζήμιους όγκους, χρησιμοποιώντας την εξίσωση των τελείων αερίων και επισημαίνοντας ότι $T_1 = T_2$ και $V_2 = V_3$ έχουμε:

$$p_m = [(p_3 - p_2)V_3 / (V_1 - V_2)] \ln(V_1/V_2) = [(p_3 - p_2) / (V_1/V_2 - 1)] \ln(V_1/V_2) \quad (28)$$

5.2.12 Βαθμός Απόδοσης

Ο βαθμός απόδοσης της μηχανής Stirling ορίζεται ως εξής:

$$E_S = W_{net} / Q_{in} \quad (29)$$

$$E_S = mR \{ T_3 \ln[(V_D + V_P + KT_3)/(V_D + KT_3)] - T_1 \ln[(V_D + V_P + KT_1)/(V_D + KT_1)] \} / \{ T_3 \ln[(V_D + V_P + KT_3)/(V_D + KT_3)] + (1 - e)(T_3 - T_1)/(k - 1) \} \quad (29a)$$

Όπως φαίνεται ο βαθμός απόδοσης μιας μηχανής Stirling εξαρτάται και από το βαθμό απόδοσης του αναγεννητή και από τους επιζήμιους όγκους. Σε περίπτωση που έχουμε μηδενικούς επιζήμιους όγκους η εξίσωση (29a) γίνεται:

$$E_S = (T_3 - T_1) / [(T_3 + (T_3 - T_1)/(k - 1)) \ln(V_1/V_2)] \quad (30)$$

Χωρίς αναγέννηση, όταν δηλαδή $e = 0$, ο βαθμός απόδοσης του κύκλου είναι:

$$E_S = (T_3 - T_1) / [(T_3 + (T_3 - T_1)/(k - 1)) \ln(V_1/V_2)] \quad (31)$$

Σε περίπτωση που έχουμε ιδανικό αναγεννητή, $e=1$, :

$$E_S=(T_3-T_1)/T_3 \quad (32)$$

Αυτός είναι ο βαθμός απόδοσης Carnot, μιας μηχανής που εργάζεται στις ακραίες θερμοκρασίες της πηγής και του περιβάλλοντος, T_3 και T_1 αντίστοιχα.

Είναι προφανές ότι, θεωρητικά μια μηχανή Stirling μπορεί να είναι πολύ αποδοτική στη μετατροπή της θερμότητας σε μηχανικό έργο, με βασική προϋπόθεση υψηλή θερμοκρασιακή διαφορά. Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου Stirling με τέλειο αναγεννητή και μηδενικούς επιζήμιους όγκους είναι ίσος με αυτόν του κύκλου Carnot, ο οποίος είναι ο πλέον αποδοτικός από τους υπάρχοντες θερμοδυναμικούς κύκλους. Παρόλα αυτά ο κύκλος Stirling διαφέρει από αυτόν του Carnot και επιπρόσθετα είναι εφικτός ο σχεδιασμός μιας μηχανής Stirling που να δουλεύει και να παράγει μηχανικό έργο.

5.3 Μέθοδος Επίλυσης

Για να μπορέσουμε να εξετάσουμε την επιρροή των επιζήμιων όγκων στην απόδοση της μηχανής, οι εξισώσεις που περιγράφουν την λειτουργία της μηχανής πρέπει να εκφραστούν συναρτήσει του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή, e , και των επιζήμιων όγκων. Για το αριθμητικό παράδειγμα θα χρησιμοποιήσουμε μη υπερπληρωμένη μηχανή με ένα συμβατικό λόγο πίεσης $CR=V_D/V_P=1.5$. Τα απαραίτητα κατασκευαστικά δεδομένα για το παράδειγμα παρατίθενται παρακάτω:

- Θερμοκρασία θερμού μέρους, $T_3=923$ K
- Θερμοκρασία ψυχρού μέρους, $T_1=338$ K
- Όγκος σάρωσης εμβόλου ισχύος, $V_P=50000$ cc
- Όγκος σάρωσης εμβόλου εκτόνωσης, $V_D=1.5*V_P=75000$ cc
- Ο λόγος του επιζήμιου όγκου στο θερμό μέρος, $k_{SH}=0.2$
- Ο λόγος του επιζήμιου όγκου στον αναγεννητή, $k_{SR}=0.6$
- Ο λόγος του επιζήμιου όγκου στο ψυχρό μέρος, $k_{SC}=0.2$

Η υπολογιστική διαδικασία που θα ακολουθήσουμε για μια μηχανή Stirling με πραγματικό αναγεννητή και δεδομένο τον βαθμό απόδοσης του, e και τους επιζήμιους όγκους, φαίνεται παρακάτω:

(1) Γνωρίζοντας τις θερμοκρασίες του ρευστού , $T_3=923$ K και $T_1=338$ K μπορούμε να υπολογίσουμε την ενεργό θερμοκρασία του αναγεννητή:

$$\bullet T_R = (T_3 + T_1)/2 = 630.5 \text{ K}$$

(2) Οι όγκοι στους εργαζόμενους κυλίνδρους είναι:

$$\bullet V_{C1} = V_{H4} = V_D + V_P = 125000 \text{ cc} = 0.125 \text{ m}^3$$

$$\bullet V_{C1} = V_{H4} = V_D = 75000 \text{ cc} = 0.075 \text{ m}^3$$

Από την εξίσωση (4), ο λόγος επιζήμιου όγκου προς τον συνολικό όγκο σάρωσης είναι :

$$k_{SDP} = V_S / (V_D + V_P) = V_S / (0.125) \quad (33)$$

και ο λόγος επιζήμιου προς συνολικού όγκου είναι:

$$k_{ST} = k_{SDP} / (1 + k_{SDP}) = [V_S / (0.125)] / [1 + V_S / (0.125)] \quad (34)$$

Από την εξίσωση (1) οι επιζήμιοι όγκοι για το θερμό τμήμα, τον αναγεννητή και το ψυχρό τμήμα, είναι:

$$V_S = V_{SH} + V_{SR} + V_{SC} = (k_{SH} + k_{SR} + k_{SC}) * V_S = (0.2 + 0.6 + 0.2) * V_S \text{ m}^3 \quad (35)$$

(3) Από την εξίσωση (9) ο συντελεστής K είναι:

$$K = (k_{SH}/T_3 + 2k_{SR}/(T_3 + T_1) + k_{SC}/T_1) * V_S = [0.2/923 + 0.6/630.5 + 0.2/338] * V_S \text{ m}^3/\text{K} = 1.76 \times 10^{-3} * V_S \text{ m}^3/\text{K} \quad (36)$$

Τα γινόμενα του συντελεστή K με τις θερμοκρασίες του ρευστού στον θερμαντήρα και τον ψύκτη είναι:

$$KT_1 = 338 \{1.76 \times 10^{-3}\} * V_S \text{ m}^3 = 0.5948 * V_S \text{ m}^3 \quad (37)$$

$$KT_3 = 923 \{1.76 \times 10^{-3}\} * V_S \text{ m}^3 = 1.6245 * V_S \text{ m}^3 \quad (38)$$

(4) Στην φάση της ισόθερμης συμπίεσης 1-2, το έμβολο ισχύος συμπιέζει το εργαζόμενο ρευστό από την κατάσταση 1, $p_1 = 1.013 \times 10^5$ N/m² και $V_{C1} = 0.125$ m³, στην κατάσταση 2, $V_{C2} = 0.075$ m³. Στην κατάσταση 1, καθώς το εργαζόμενο ρευστό βρίσκεται εξολοκλήρου στον ψυχρό μέρος της μηχανής και στον επιζήμιο όγκο, η μάζα του ρευστού μπορεί να υπολογιστεί από την εξίσωση (8):

$$p = m * R / (V_S / T_3 + K + V_H / T_1) \Rightarrow m = (p/R) (V_S / T_3 + K + V_H / T_1) \Rightarrow \quad (39)$$

$$m = 0.1305 + 0.6212 * V_S \text{ kg}$$

(5) Από την εξίσωση (10) το έργο συμπίεσης της φάσης 1-2 είναι:

$$W_{1-2} = mRT_1 \ln \left[\frac{V_D + KT_1}{V_D + V_P + KT_1} \right] = \quad (40)$$

$$(0.1305 + 0.6212V_S) 287 * 338 \ln \left[\frac{(0.075 + 0.5948V_S)}{(0.125 + 0.5948V_S)} \right] \text{ J}$$

(6) Από την εξίσωση (14) το έργο συμπίεσης της φάσης 3-4 είναι:

$$W_{3-4} = Q_{3-4} = mRT_3 \ln \left[\frac{V_D + V_P + KT_3}{V_D + KT_1} \right] = \quad (41)$$

$$= (0.1305 + 0.6212V_S) 287 * 923 \ln \left[\frac{(0.125 + 1.6245V_S)}{(0.075 + 1.6245V_S)} \right] \text{ J}$$

(7) Από την εξίσωση (13) η εισερχόμενη θερμότητα από την εξωτερική πηγή κατά την φάση 3-3' είναι:

$$Q_{3-3'} = (1-e)mC_v(T_3 - T_1) = (1-e) * 420030 * (0.1305 + 0.6212V_S) \text{ J} \quad (42)$$

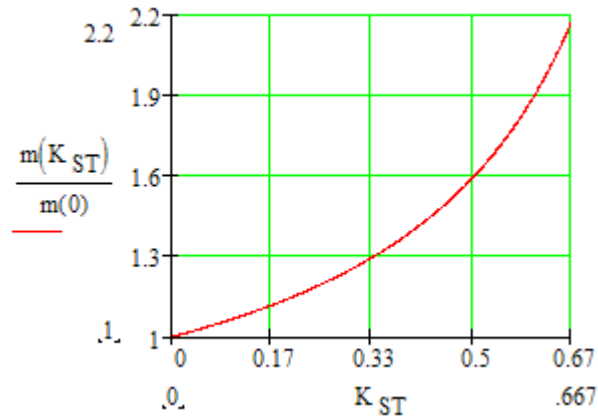
Επειδή το καθαρό έργο της μηχανής και η μέση ενεργός πίεση έχουν τα ίδια χαρακτηριστικά, θα μελετήσουμε μόνο το καθαρό έργο της μηχανής. Το έργο κατά την συμπίεση 1-2, την εκτόνωση 3-4 και η εισερχόμενη θερμότητα στη φάση 3-3' μπορούν να υπολογιστούν γνωρίζοντας τον βαθμό απόδοσης, e , του αναγεννητή και τους επιζήμιους όγκους. Έχοντας αυτές τις παραμέτρους, τις αντικαθιστούμε στις εξισώσεις (36)--(42). Έπειτα ο υπολογισμός του καθαρού έργου, της συνολικής εισερχόμενης θερμότητας και ο βαθμός απόδοσης της μηχανής μπορούν να υπολογιστούν από τις εξισώσεις (24), (18) και (29) αντίστοιχα.

5.4. Ανάλυση Αποτελεσμάτων

Στα διαγράμματα 3-6 παρατηρούμε το πως επηρεάζονται α) το έργο συμπίεσης, β) το έργο εκτόνωσης, γ) το καθαρό έργο της μηχανής, δ) η συνολική εισερχόμενη θερμότητα και ε) ο βαθμός απόδοσης της μηχανής από τον επιζήμιο όγκο και τον βαθμό απόδοσης, e , του αναγεννητή. Σε αυτά τα διαγράμματα τα μεγέθη είναι αδιάστατα. Τα μεγέθη με το * είναι σε κατάσταση μηδενικού επιζήμιου όγκου και $e=100\%$.

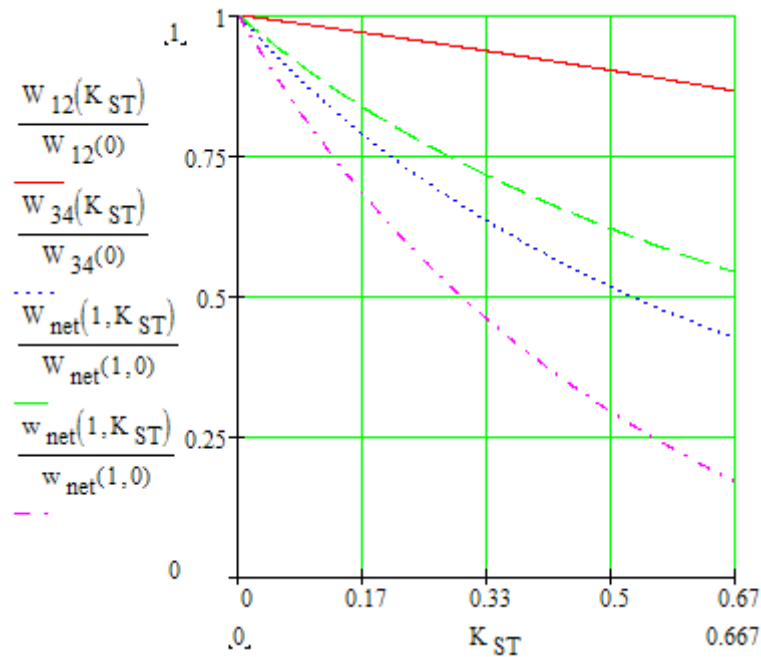
Στο Σχήμα 1 φαίνεται η συσχέτιση που υπάρχει μεταξύ της μάζας του εργαζόμενου ρευστού και το λόγω του επιζήμιου όγκου. Από τη στιγμή που η μέση ενεργός θερμοκρασία του αναγεννητή δεν επηρεάζεται από την απόδοση του αναγεννητή, η μάζα του εργαζόμενου αερίου εξαρτάται μόνο από τον επιζήμιο όγκο.

Είναι φανερό από το διάγραμμα ότι η μάζα αυξάνεται με την αύξηση του επιζήμιου όγκου.



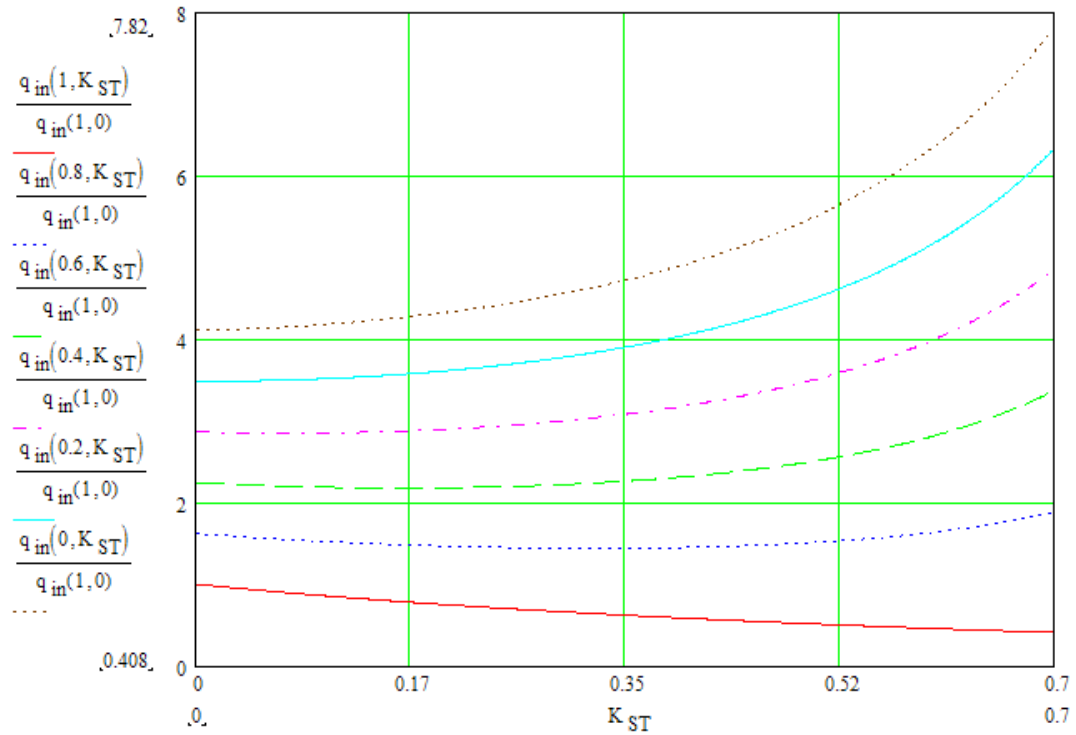
Σχήμα 1: Μάζα εργαζόμενου αερίου συναρτήσει του συνολικό λόγο του νεκρού όγκου

Στο Σχήμα 2 φαίνονται οι μεταβολές του έργου συμπίεσης, του έργου εκτόνωσης και του καθαρού έργου της μηχανής συναρτήσει του λόγου του επιζήμιου όγκου. Οι τρεις καμπύλες έχουν παρόμοια χαρακτηριστικά και είναι ανεξάρτητες από την απόδοση του αναγεννητή. Το έργο συμπίεσης, το έργο εκτόνωσης και το καθαρό έργο της μηχανής ελατώνονται με την αύξηση του επιζήμιου όγκου. Μια μηχανή με μεγάλο επιζήμιο όγκο χρειάζεται μικρή ποσότητα έργου συμπίεσης και αποδίδει μικρή ποσότητα έργου εκτόνωσης. Ακόμη και στις περιπτώσεις μηχανών που έχουν μεγάλους επιζήμιους όγκους, είναι δυνατή η παραγωγή καθαρού έργου. Είναι φανερό ότι μια μηχανή με μικρότερο επιζήμιο όγκο παράγει περισσότερο καθαρό έργο απ' ότι μια μηχανή με μεγαλύτερο επιζήμιο όγκο.



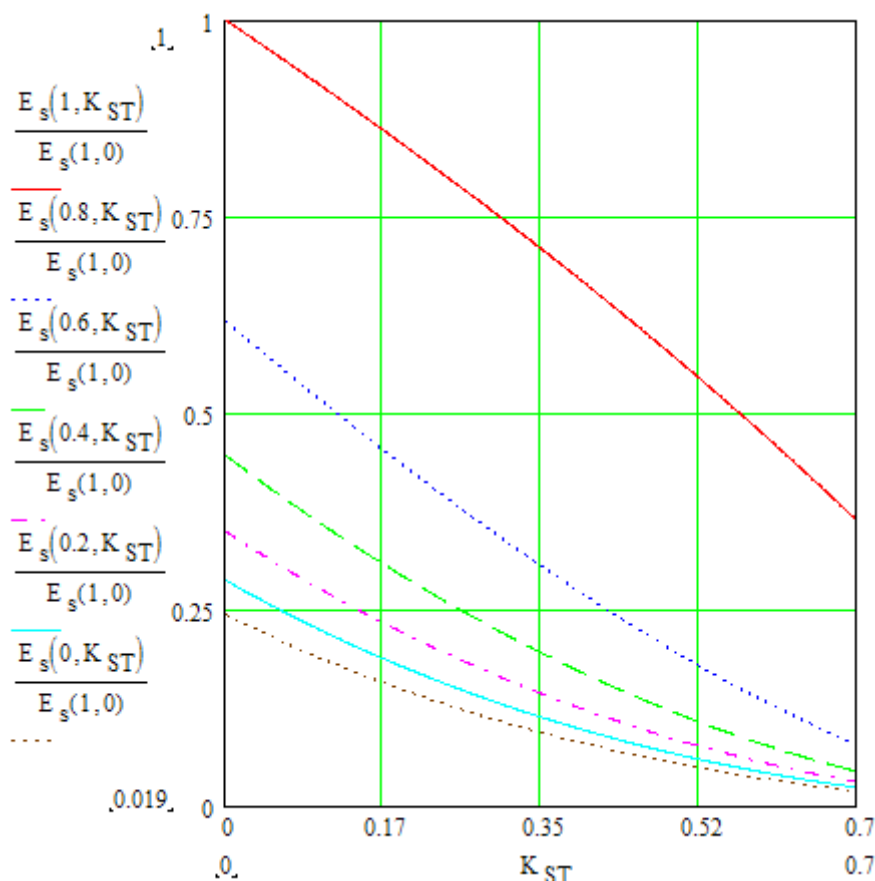
Σχήμα 2: Έργο συμπίεσης, εκτόνωσης και καθαρό παραγόμενο συναρτήσει του συνολικού λόγου του νεκρού όγκου

Στο Σχήμα 3 φαίνονται οι μεταβολές της συνολικής εισερχόμενης θερμότητας συναρτήσει του λόγου συνολικού επιζήμιου όγκου και του βαθμού απόδοσης, ϵ , του αναγεννητή. Στην περίπτωση ιδανικού αναγεννητή, η εξωτερικά παρεχόμενη και αποδιδόμενη θερμότητα δεν είναι απαραίτητες και επιπλέον η συνολική εισερχόμενη θερμότητα μειώνεται με την αύξηση του επιζήμιου όγκου. Στην περίπτωση του πραγματικού αναγεννητή είναι απαραίτητη η εξωτερική παροχή θερμότητας, παρόλα αυτά, η συνολική εισερχόμενη θερμότητα είναι πιθανό να αυξηθεί με την αύξηση του επιζήμιου όγκου και την μείωση της απόδοσης του αναγεννητή. Για χαμηλές τιμές του ϵ , η συνολική εισερχόμενη θερμότητα αυξάνει ελάχιστα με την αύξηση του επιζήμιου όγκου. Μια μηχανή με χαμηλό βαθμό απόδοσης αναγεννητή χρειάζεται μεγαλύτερη παροχή θερμότητας σε σχέση με μία μηχανή που ο αναγεννητής της είναι αποδοτικότερος



Σχήμα 3: Συνολική εισερχόμενη θερμότητα συναρτήσει του συνολικού λόγου του νεκρού όγκου

Στο Σχήμα 4 παρουσιάζεται το πως επηρεάζεται ο βαθμός απόδοσης της μηχανής από τον επιζήμιο όγκο και τον βαθμό απόδοσης του αναγεννητή. Ο θερμικός βαθμός απόδοσης αυξάνεται με την αύξηση του βαθμού απόδοσης του αναγεννητή και την μείωση του επιζήμιου όγκου. Πρέπει να επισημανθεί ότι είναι εφικτό να επιτευχθεί χαμηλός βαθμός απόδοσης για μια μηχανή Stirling ακόμα και χωρίς αναγεννητή και με μεγάλο επιζήμιο όγκο.



Σχήμα 4: Βαθμός απόδοσης συναρτήσει του συνολικού λόγου του νεκρού όγκου

5.5 Συμπεράσματα

Στο κεφάλαιο αυτό έγινε η θερμοδυναμική ανάλυση της επίδρασης στην απόδοση μιας μηχανής Stirling των επιζήμιων όγκων και η ύπαρξη πραγματικού αναγεννητή. Σε αυτή την ανάλυση φαίνεται ότι είναι δυνατή η θερμοδυναμική ανάλυση με κλασσικές μεθόδους μιας μηχανής Stirling που έχει πραγματικό αναγεννητή, επιζήμιους όγκους και η θερμοκρασία του ρευστού στον αναγεννητή είναι ο αριθμητικός μέσος των θερμοκρασιών του θερμαντήρα και του ψύκτη. Η ανάλυση που προηγήθηκε παρέχει μια πιο γενική και αναλυτική μέθοδο για τον υπολογισμό και την βελτίωση της απόδοσης μιας μηχανής Stirling.

Τα αποτελέσματα από αυτή την μελέτη για την παραπάνω μηχανή, δείχνουν ότι η απόδοση της μηχανής επηρεάζεται μόνο από τους επιζήμιους όγκους, ενώ οι υπόλοιποι τύποι μηχανών Stirling επηρεάζονται και από τον βαθμό απόδοσης του αναγεννητή. Συνεπώς καταλήγουμε στα εξής συμπεράσματα:

- (1) Για μια μηχανή Stirling με δεδομένους τους επιζήμιους όγκους και πραγματικό αναγεννητή, το παραγόμενο έργο δεν επηρεάζεται από την

θερμοκρασία του ρευστού εντός του αναγεννητή. Παρόλα αυτά μια μηχανή με αναγεννητή ‘κακής’ ποιότητας χρειάζεται περισσότερη πρόσδοση θερμότητας και καλύτερο σύστημα ψύξης απ’ ότι μια μηχανή με καλύτερης ποιότητας αναγεννητή.

(2) Οι επιζήμιοι όγκοι έχουν ως αποτέλεσμα να μειώσουν τόσο το παραγόμενο έργο όσο και τον θερμικό βαθμό απόδοσης και ταυτόχρονα αυξάνεται η εισερχόμενη και η εξερχόμενη θερμότητα. Παρόλα αυτά μια πραγματική μηχανή πρέπει να έχει επιζήμιους όγκους.

(3) Ένα μικρό ποσό έργου μπορεί να παραχθεί ακόμα και στην περίπτωση μεγάλων επιζήμιων όγκων.

(4) Για την επίτευξη υψηλού βαθμού απόδοσης είναι απαραίτητη η ύπαρξη αναγεννητή με υψηλό βαθμό απόδοσης. Παρόλα αυτά η μηχανή Stirling μπορεί να λειτουργήσει με χαμηλό θερμικό βαθμό απόδοσης χωρίς τη χρήση αναγεννητή.

BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

Walker G. Stirling engines. Oxford: Clarendon Press; 1980 p. 24-5.

Stine WB. Stirling engines. In: Kreith F, editor. The CRC handbook of mechanical engineers. Boca Raton: CRC Press; 1998 p. 8-67.

Dixit DK, Ghodke SV. Renewable energy powered Stirling engines- a viable energy alternative. In: Saying AMM, editor. Renewable energy technology and the environment. Proceedings of the second world renewable energy congress, vol.2, 1992. p.934-8.

Blank DA, Wu C. Power potential of a terrestrial solar-radiant Stirling heat engine. Int J Ambient Energy 1994;15(3):131-9.

Blank DA, Wu C. Power optimization of an extra-terrestrial, solar-radiant Stirling heat engine. Energy 1995;20(6):523-30.

Blank DA. Universal power optimized work for reciprocating internally reversible Stirling-like heat engine cycles with regeneration and linear external heat transfer. J Appl Phys 1998;84(5):2385-92.

Blank DA, Wu C. Finite-time power limit for solar-radiant Ericsson engines in space applications. Appl Therm Eng 1998;18:1347-57.

Martini WR. Stirling engine design manual report no. NASA CR-135382. In: M.J. Collie, editor. Stirling engine design and feasibility for automotive use. New Jersey: Noyes data corp.; 1979. p.60.

Kongtragool B, Wongwises S. A review of solar powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. Renew Sust Energy Rev 2003;7:131-54.

Schmidt G. Theorie der Lehmannschen calorischen maschine. Zeit Des Vereines deutsh Ing 1871;15:1-12.

Reader GT, Hooper C. Stirling engines. London: Cambridge University Press; 1983 p. 172-73.

Howell JR, Bannerot RB. Optimum solar collection operation for maximizing cycle work output. Solar Energy 1977;19:149-53.

Κεφάλαιο 6^ο
Έρευνα & Εξέλιξη στις μέρες μας

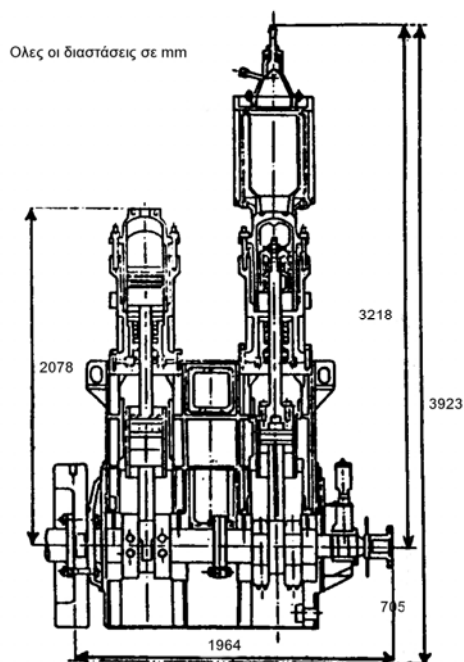
Κεφάλαιο 6^ο **Έρευνα & Εξέλιξη στις μέρες μας**

Μια γενική εικόνα για την έρευνα και την εξέλιξη της μηχανής Stirling τα τελευταία 60 χρόνια πήραμε στο αντίστοιχα εισαγωγικό κεφάλαιο. Σημαντική προσπάθεια γίνεται στις Ηνωμένες Πολιτείες και μία μικρή αλλά σαφής περίληψη των προγραμμάτων της Ομοσπονδιακής κυβέρνησης δίνεται στην δημοσίευση του Slaby, ενώ μπορούμε να λάβουμε πολλές και χρήσιμες λεπτομέρειες από τις ετήσιες εκθέσεις που συντάσσονται για το Κογκρέσο, τις οποίες μπορούμε να τις βρούμε από το δίκτυο NTIS. Δεν θα ήταν δυνατόν να αναφερθούμε λεπτομερώς σε όλα αυτά τα προγράμματα στα πλαίσια αυτής της εργασίας, ούτε θα ήταν δυνατόν να αναφερθούμε σε όλες τις δραστηριότητες παγκοσμίως. Παρόλα αυτά μπορούμε και αυτό θα γίνει, να δώσουμε περιληπτικά πληροφορίες για τις εργασίες που γίνονται στον τομέα αυτό παγκοσμίως και κάποιες σχετικές αναφορές για περαιτέρω μελέτη για αυτούς που θα ενδιαφερθούν περισσότερο στο μέλλον. Εκτός από το ενδιαφέρον διαφόρων βιομηχανιών, πολλά μηχανολογικά τμήματα Πανεπιστημίων και παρόμοια Ακαδημαϊκά Ινστιτούτα συνεργάζονται αλλά και ανταγωνίζονται στην έρευνα των μηχανών Stirling. Ο αριθμός των επιστημονικών ομάδων που ασχολούνται με το αντικείμενο πραγματικά ξαφνιάζει θετικά συγκρινόμενος με τη φαινομενικά έλλειψη γνώσεων πάνω στις μηχανές Stirling από την παγκόσμια κοινότητα των μηχανικών.

Το όλο και μεγαλύτερο πρόβλημα των ενεργειακών πηγών οδήγησε πολλές κυβερνήσεις, όπως αυτές των Ηνωμένων Πολιτειών, της Σουηδίας, της Γερμανίας, της Μεγάλης Βρετανίας και της Ιαπωνίας, να συνεργαστούν και υπογράψουν συμβόλαια συνεργασίας και έρευνας πάνω στη μηχανή Stirling. Μόνο για τις Ηνωμένες Πολιτείες υπολογίζεται ότι επενδύθηκαν τη δεκαετία 1974 – 1984 γύρω στα 120 εκατομμύρια δολάρια. Στο Ηνωμένο Βασίλειο την εποχή εκείνη, το Συμβούλιο Επιστημονικής Έρευνας σε συνεργασία με το Υπουργείο Βιομηχανίας οργάνωσε διαγωνισμό πάνω στη Stirling με έπαθλο 250.000 λιρών. Στη Σουηδία η κυβέρνηση είναι πλέον ο μοναδικός ιδιοκτήτης της United Stirling. Τέλος στη δυτική Γερμανία και στην Ιαπωνία δεν είναι γνωστό το σύνολο των ερευνών που πραγματοποιούνται. Υπολογίζεται ότι πάνω από 140 διαφορετικοί οργανισμοί ερευνούν αυτή τη στιγμή την Stirling και απασχολούν με πλήρες ωράριο ομάδες εκατοντάδων ερευνητών.

Ιαπωνία

Στην χώρα του ανατέλλοντος Ηλίου ασχολήθηκαν οι ερευνητές τόσο με την κινητήρια θερμική μηχανή Stirling όσο και με την ψυκτική μηχανή. Και τα δύο προγράμματα είχαν πολύ καλά και σημαντικά αποτελέσματα. Μάλιστα η έρευνα της ψυκτικής μηχανής ήταν μία από τις πλέον αποτελεσματικές και ελπιδοφόρες από όλες που πραγματοποιούνται τη στιγμή αυτή εκεί. Η έρευνα πάνω στην ψυκτική μηχανή Stirling ξεκίνησε το 1965 ενώ οι πρώτες μελέτες της θερμικής μηχανής δεν ξεκίνησαν πριν από το 1970, ενώ η πρώτη δημόσια αναφορά για αυτήν έγινε σε ένα συνέδριο της ‘Committee on Technology Policy’ το 1973 με πρόεδρο τον καθηγητή Oyama of the Tokyo Institute of Technology.



Σχήμα 6.1: Η μηχανή δοκιμών 150 kW του Ishizaki

Τουλάχιστον 14 μεγάλες βιομηχανίες της Ιαπωνίας πήραν μέρος στα διάφορα προγράμματα έρευνας για τη μηχανή Stirling, όπως η Daihatsu Diesel Company, η Mitsubishi Heavy Industrial Companies, η Aisin Seiki Limited (θυγατρική του Toyota group) και η Nissan Motor Company. Τα πιο σημαντικά προγράμματα ήταν μια μηχανή πλοίου 600kW, μια μηχανή αυτοκινήτου 50kW και μια αντλία θερμότητας

7kW. Ως το 1981 η έρευνα είχε επικεντρωθεί στην μεγάλη μηχανή. Τα χαρακτηριστικά της ήταν :

<i>Τύπος:</i>	Άλφα, ασύγχρονη, διπλών εμβόλων
<i>Εργαζόμενο αέριο:</i>	Ήλιο
<i>Αριθμός κυλίνδρων:</i>	4
<i>Ταχύτητα μηχανής:</i>	720 RPM
<i>Μηχανισμός κίνησης:</i>	Στροφαλοφόρος άξονας
<i>Μέση πίεση:</i>	11 MPa
<i>Όγκος σάρωσης:</i>	5700cc
<i>Μήκος διωστήρας:</i>	22 cm
<i>Μήκος σάρωσης:</i>	15 cm
<i>Λόγος μηκών διωστήρα /σάρωσης:</i>	1,47
<i>Θερμοκρασία αναθερμαντή:</i>	700 C

Περιμένανε η μηχανή αυτή να φτάσει σε απόδοση τα 600kW. Σύμφωνα με την θεωρεία Beale η ισχύς δίνεται από τον τύπο:

$$P_B = \frac{Z \cdot \beta_e \cdot V_{SP} \cdot p_{mean} \cdot N}{6000}$$

όπου:	$Z = 4$
	$V_{SP} = 5700 \text{ cc}$
	$p_{mean} = 11 \text{ MPa}$
	$N = 729 \text{ RPM}$
	$\beta_e = 0.018$ (δεδομένο από τη ανάλυση κατά Beale)

Σύμφωνα με την ανάλυση αυτή η απόδοση της μηχανής βγαίνει ίση με 542kW, πολύ κοντά στις προσδοκίες των ερευνητών.

Στην αρχή μόνο δύο από τους τέσσερις κυλίνδρους της μηχανής λειτουργούσαν και μάλιστα σαν μηχανή εμβόλων μονής δράσεως και όχι διπλής όπως ήταν σχεδιασμένη αρχικά, γεγονός που επηρέαζε σημαντικά την απόδοσή της. Μια μικρή δοκιμαστική μονοκύλινδρη μηχανή φαίνεται στο σχήμα 6.1. Η μηχανή αυτή παρήγαγε 150 kW ισχύ αν και από την ανάλυση κατά Beale περιμέναμε $542/4=135\text{kW}$. Από τις αρχικές δοκιμές το μοντέλο αυτό παρήγαγε 100kW ισχύ με βαθμό απόδοσης 20%, γεγονός αρκετά ενθαρρυντικό για μια καινούργια μηχανή και για μια ομάδα ερευνητών με καθόλου εμπειρία στον τομέα αυτό. Πιθανόν πιο ελπιδοφόρα ήταν η 50kW μηχανή της Aisin Seiki. Έμοιαζε ως προπομπός της 4-214

swashplate των Ford – Philips αλλά χρησιμοποιούσε ήλιο ως εργαζόμενο αέριο και όχι υδρογόνο και είχε καυστήρα φυσικού αερίου καίγοντας λευκή κηροζίνη. Εξαντλητικές δοκιμές γίνονταν πάνω στη μηχανή μέχρι και το 1981 και κατόρθωσαν να παράγουν ισχύ περίπου 40kW με καθαρό βαθμό απόδοσης περίπου 22%. Ακόμα και τότε όμως μπόρεσαν και έπιασαν τα 50kW ισχύ με 35% απόδοση στις χαμηλές όμως στροφές. Η κατανάλωση καυσίμου ήταν ανάλογη με μια αντίστοιχη μηχανή Otto. Τόσο το σύστημα στεγανοποίησης όσο και ο μηχανισμός κίνησης των εμβόλων με τη βοήθεια του στροφάλου ήταν ιαπωνικής σχεδίασης και δεν παρουσίαζαν κανένα πρόβλημα, σε αντίθεση με τα αντίστοιχα μέρη του προγράμματος των Ford – Philips.

Σημαντική κατασκευαστική καινοτομία που εφάρμοσαν οι Ιάπωνες ήταν το σύστημα στεγανοποίησης του εμβόλου. Αντί των 4 ελατηρίων στεγανοποίησης που χρησιμοποιούσαν όλοι μέχρι τότε, οι Ιάπωνες χρησιμοποίησαν 15 (!). Με μια πρώτη ματιά θα μπορούσε να πει κανείς ότι θα ήταν μια αποτυχημένη προσπάθεια. Τα πειραματικά αποτελέσματα όμως έδειξαν ακριβώς το αντίθετο, αφού η δύναμη τριβής μειώθηκε κατά 250%, αφού πολλά από τα ελατήρια εργάζονταν σε πολύ μικρότερες περιοχές που αντιστοιχούσαν μόλις στο 40% των αντίστοιχων περιοχών όταν χρησιμοποιούσαν λίγα ελατήρια των 4x6 mm. Μια δημοσίευση που αντιπαραθέτει τα θεωρητικά με τα πειραματικά αποτελέσματα για τη μηχανή αυτή παρουσιάστηκε το 1982 στην Ένωση Μηχανολόγων Μηχανικών της Ιαπωνίας. Το κέλυφος στην ουσία είναι ένας λαβύρινθος, που αν μπορούσαμε να σταθεροποιήσουμε την απόδοσή του θα ήμασταν σε θέση να πούμε ότι τα ελατήρια των εμβόλων είναι πλέον περιττά στις μηχανές τουλάχιστον με έμβολα μονής ενέργειας. Το σύστημα αυτό στεγανοποίησης αύξησε κατά 2% το βαθμό απόδοσης πολύ εύκολα.

Από τη στιγμή που θα ολοκληρωθούν και κάποιες μελέτες πάνω σε συστήματα έλεγχου και ανάπτυξης λογισμικού, η Ιαπωνική μηχανή Stirling θα εξελιχθεί ακόμα περισσότερο, έτσι ώστε θα μπορούμε να πούμε ότι για άλλον ένα τεχνολογικό τομέα οι Ιάπωνες είναι πρωτοπόροι.

Βόρειος Αμερική

Τις κυριότερες ερευνητικές προσπάθειες στις Ηνωμένες Πολιτείες τις έχουμε ήδη αναφέρει με την GM και FORD . Επίσης πάνω από 40 Ινστιτούτα σε συνεργασία μεταξύ τους και με την κυβέρνηση έκαναν έρευνες τόσο πάνω στη μηχανή όσο και σε

λογισμικό υποστήριξής της. Το μεγαλύτερο μέρος των χρημάτων έχει επενδυθεί στην εξέλιξη της μηχανής των αυτοκινήτων καθώς και σε αυτήν που λαμβάνει ενέργεια από τις ηλιακές ακτίνες. Όμως μεγαλύτερη πρόοδος έχει επιτευχθεί στις μεγάλου μεγέθους μηχανές ισχύος. Ο Walker μελέτησε με αρκετές λεπτομέρειες την μετατροπή των μηχανών diesel σε Stirling χρησιμοποιώντας την πατέντα του Ringbom. Η πατέντα του Ringbom είναι μια μηχανή υβριδικού τύπου που χρησιμοποιεί ελεύθερο displacer στον οποίο είναι προσαρμοσμένο το έμβολο ισχύος, με τη δυνατότητα να καίει στερεό καύσιμο ακόμα και κάρβουνο. Σε δημοσίευσή τους ο Lee και οι συνεργάτες του από το Foster – Miller Associates Inc., προβλέπουν ότι χρήση κάρβουνου σε μηχανή ισχύος Stirling μπορεί να επιφέρει οικονομία σε ετήσια βάση για την παραγωγή 2,3MW ακόμα και 656.000 δολάρια Αμερικής. Η τάση για κατασκευή μεγάλων μηχανών Stirling συνεχώς μεγαλώνει στην Αμερική.

Ηνωμένο Βασίλειο

Στο Ηνωμένο Βασίλειο η μηχανή Stirling εμφανίσθηκε σχετικά αργά. Ακόμα και σήμερα λίγες αξιοσημείωτες προσπάθειες έχουν γίνει και αυτές μεμονωμένα. Ένα αβέβαιο βήμα έγινε το 1977 με την συνεργασία τριών Πανεπιστημίων και τριών βιομηχανιών με σκοπό την εισαγωγή της τεχνογνωσίας πάνω στις Stirling από άλλες χώρες που είχαν ήδη πετύχει πολλά στον τομέα αυτό και την τυχόν εξέλιξη της. Το 1978 τα Πανεπιστήμια έλαβαν από την Κυβέρνηση και το Science Research Council επιχορήγηση για ένα μεσοπρόθεσμο πρόγραμμα μελέτης και εξέλιξης της Stirling. Για τον ίδιο λόγο ταυτόχρονα οι βιομηχανίες χρηματοδοτήθηκαν από το Υπουργείο Βιομηχανίας. Η χρηματοδότηση αυτή συνεχίστηκε και σε δεύτερη φάση το 1980 για το ελάχιστο δύο ακόμα χρόνια. Οι ευθύνες και οι αρμοδιότητες που έλαβαν κάθε μια πλευρά από τα συμβαλλόμενα μέρη φαίνεται στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 6.1: Πανεπιστήμια και Ινστιτούτα που χρηματοδοτήθηκαν από την κυβέρνηση στη Μεγάλη Βρετανία.

<i>Πανεπιστήμια / Ινστιτούτα</i>	<i>Εργασία</i>
Πανεπιστήμιο του Reading	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Γενικός σχεδιασμός της μηχανής ▪ Δυναμικός έλεγχος ροής στον αναγεννητή ▪ Σχεδιασμός και κατασκευή των σωλήνων του αναθερμαντή
Royal Naval Engineering	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Σχεδιασμός σε H/Y και μοντελοποίηση
College (RNEC)	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Δοκιμές της μηχανής και των σωληνώσεων ▪ Μελέτες ναυπηγικής
University of Bath	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Σχεδιασμός κελύφους ▪ Μελέτη απόδοσης μηχανής ▪ Μελέτες καύσης και αντοχής
Associated Engineering Developments (AED)	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Λεπτομερής σχεδιασμός και κατασκευή όλων των θερμών μερών της μηχανής
Petters Diesels Limited (Hawker Siddley)	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Σχεδιασμός μηχανισμού κίνησης εμβόλων και κατασκευή του.
British Petroleum	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Συμβουλές στην λίπανση και στην καύση.

Τα τρία Πανεπιστήμια εργαζόντουσαν ανεξάρτητα, αλλά σε τομείς που κάποιο υπερεπερέυσε από πλευράς τεχνογνωσίας ή εγκαταστάσεων βοηθούσε το άλλο που τα είχε ανάγκη. Για παράδειγμα το RNEC διέθετε εργαστήριο για τον έλεγχο του κελύφους αλλά και του αναγεννητή, πράγμα που ήταν αναγκαίο για την εργασία του Bath και του Reading αντίστοιχα. Από την άλλη το Reading είχε μοντελοποιήσει την λειτουργία του αναγεννητή γεγονός που ήταν πολύ χρήσιμο για την εργασία του RNEC κ.λ.π. Το αποτέλεσμα της πρώτης φάσης του προγράμματος ήταν η κατασκευή μιας μηχανής απόδοσης 20kW με έμβολα μονής ενέργειας. Το εργαζόμενο αέριο ήταν Ήλιο (He) και η θερμότητα μεταφερόταν στην μηχανή από ένα σύστημα τριχοειδών σωλήνων από νάτριο (Na). Η μηχανή ήταν έτσι κατασκευασμένη που μπορούσε να λειτουργεί άνετα και ως Άλφα και ως Γάμα τύπος. Διέθετε δύο στροφαλοφόρους άξονες οι οποίοι είχαν στο ενδιάμεσο τους έναν οδοντωτό γρανάζι χρονισμού. Το σύστημα των εναλλακτών θερμότητας ήταν έτσι σχεδιασμένο για καλύτερο έλεγχο της ροής θερμότητας προς τη μηχανή καθώς και στο να υπάρχει δυνατότητα εναλλαγής των πηγών θερμότητας. Έτσι το Reading θα μπορούσε να χρησιμοποιήσει ειδική εστία ρευστοποίησης του καύσιμου, το Bath μια κλασσική μέθοδο καύσης και το RNEC μια μέθοδο ηλεκτρικών αντιστάσεων. Τα πρώτα tests ελέγχου της μηχανής αυτή άρχισαν το Φεβρουάριο του 1982.

Άλλες εργασίες πάνω στις μηχανές Stirling που πραγματοποιήθηκαν από τα Πανεπιστήμια και τις βιομηχανίες του Ηνωμένου Βασιλείου φαίνονται στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 2: Οργανισμοί που ασχολήθηκαν με την μηχανή Stirling στο Ηνωμένο Βασίλειο

Οργανισμοί	Περιοχή έρευνας	Υπεύθυνος
Cambridge University	Ηλεκτρονική προσομοίωση σχεδιασμός και έλεγχος τη μηχανής κατά Ross	Dr A. J. Organ
Bath University	Συμμετοχή σε συνεργασίες Μοντελοποίηση ρευστοποίησης Έρευνα του κελύφους	J. Slowly C. Stammers A. Billet
Reading University	Συμμετοχή σε συνεργασίες Καύση σε εστία υγροποίησης καυσίμου Μετρήσεις θερμοκρασιών Προγράμματα της Παγκόσμιας Τράπεζας	Professor P. Dunn Dr G. Rice
Bradford University	Μοντελοποίηση του αναγεννητή	J. B. Harness
AERE Harwell	Έρευνα στις μηχανές ελευθέρου εμβόλου	E. H. Cooke – Yarboorgh Dr J. Franklin
AED	Συμμετοχή σε συνεργασίες	R. Slee
Petters	Συμμετοχή σε συνεργασίες	
Ricardo Consulting Engineers	Έρευνα στον μηχανισμό κίνησης εμβόλων (θυγατρική της United Stirling)	J. Panton V. Pope
RNEC	Συμμετοχή σε συνεργασίες Εξέλιξη του κελύφους Έρευνα στον μηχανισμό κίνησης των εμβόλων Δοκιμές στον αναγεννητή	Director of Research

Glasgow College of Technology	Δοκιμές στο μηχανισμό κίνησης των εμβόλων.	C. Hooper
-------------------------------	--------------------------------------------	-----------

Κίνα

Λίγα είναι γνωστά για τις εργασίες στην Κίνα σχετικά με τη μηχανή Stirling. Παρόλα αυτά κάθε χρόνο πολύ Κινέζοι φοιτητές παίρνουν το μάθημα της μηχανής Stirling στο UCLA. Τελευταία κάποια κινητικότητα παρατηρείται από το Shanghai Marine Diesel Research Institute. Πιστεύεται ότι τουλάχιστον δέκα ερευνητές ασχολούνται με μια μηχανή παρόμοια με αυτήν της Philips με ισχύ 150kW και τουλάχιστον δύο από αυτούς έχουν κατασκευάσει μια πρότυπη μηχανή.

Ρωσία

Υπάρχουν κάποιες ενδείξεις ότι παλιότερα στην Σοβιετική Ένωση και τώρα στη Ρωσία πολλοί επιστήμονες ασχολούνται με τη μηχανή Stirling, καθώς υπάρχει πλήθος δημοσιεύσεων και αναφορών για εργασίες και αναλύσεις πάνω στο αντικείμενο αυτό. Το μεγαλύτερο μέρος των ερευνών φαίνεται ότι καταπιάνεται με την ψυκτική μηχανή. Παρόλα αυτά ο Martini αναφέρει ότι το Moscow All Union Correspondence Polytechnic Institute έχει δώδεκα μηχανικούς που εργάζονται πάνω σε μια μηχανή θερμική υδρογόνου ισχύος περίπου 20kW με σημαντικό βαθμό απόδοσης.

Γερμανία

Οι δύο κορυφαίοι γερμανοί κατασκευαστές η MAN και η MWM συνεργάστηκαν το 1969 και δημιούργησαν την εταιρεία Entwicklungsgruppe Stirlingmotor MAN – MWM για να ερευνήσουν την μηχανή Stirling υπό την εποπτεία της ολλανδικής N. V. Philips, μέχρι το 1977 εκδόθηκαν πολλές εργασίες, όμως από τότε μέχρι σήμερα πολύ λίγα πράγματα έχουν αναφερθεί. Στα βιβλία του και στις δημοσιεύσεις του ο Walker δίνει μια πολύ καλή εικόνα των εργασιών της MAN – MWM. Σήμερα στο εργοστάσιο του Mannheim δεν εργάζεται πλέον η ερευνητική ομάδα, αλλά από το 1979 μια άλλη έχει ασχοληθεί στο εργοστάσιο του Augsburg με ένα πρόγραμμα που χρηματοδοτείται από το Γερμανικό Υπουργείο Άμυνας, όπως έχει υποθέσει ο Martini.

Ιταλία

Τα τελευταία χρόνια είναι γνωστό ότι μια ερευνητική ομάδα με επικεφαλής τον καθηγητή Vincenzo Naso του Πανεπιστημίου της Ρώμης έχει ερευνήσει την θερμική μηχανή Stirling και έχει δημοσιεύσει πάνω από 15 εργασίες. Οι εργασίες αυτές καλύπτουν όλα τα μέρη της θερμικής μηχανής: σχεδιασμός της μηχανής, σχεδιασμός και δοκιμή του αναγεννητή, μελέτη των εναλλακτών θερμότητας. Μια πρόσφατη δημοσίευση τους κάνει λόγο για μια νέα μηχανή με νέο μηχανισμό κίνησης των εμβόλων. Για όσους θα ενδιαφερθούν οι εργασίες αυτές δίνουν αρκετές πληροφορίες για την δουλειά που γίνεται στα Ιταλικά Πανεπιστήμια και συγκεκριμένα στο Universita Regli Studi di Roma

Επίσης ο W R Martini με το πλήθος των δημοσιεύσεών του και την Martini Engineering είναι από τους πρωτοπόρους των ερευνών.

Σουηδία

Η εταιρεία United Stirling ανήκει πλέον στον κρατικό κολοσσιαίο όμιλο επιχειρήσεων FFV. Η FFV έχει ένα πρόγραμμα μηχανής Stirling που προωθεί. Ασχολείται με μια γεννήτρια ισχύος 8kW που προορίζεται για οικιακή χρήση για την αγορά της Βορείου Αμερικής, με το όνομα “Winnebago”. Τα τελευταία χρόνια η μηχανή προωθείται στην Βόρειο Αμερική από την εταιρεία Stirling Power Systems που ανήκει κατά 90% στην FV και κατά 10% στην Thetford Corporation. Η United Stirling έχει επίσης μια θυγατρική εταιρεία στην Αμερική, την United Stirling Inc. Με το τέλος του προγράμματος της Philips πάνω στις μηχανές Stirling, η United Stirling ανέλαβε τα ηνία στους κατασκευαστές που ασχολούνται με τη μηχανή αυτή. Την εποχή αυτή φαίνεται να εργάζονται πάνω σε πολλών τύπων μηχανές για διάφορες τεχνολογικές εφαρμογές, αλλά το μεγαλύτερο μέρος της προσοχής τους φαίνεται πως είναι σε προγράμματα αυτοκίνησης και σε αντίστοιχα με χρήση ηλιακής ενέργειας με Stirling στις Ηνωμένες Πολιτείες καθώς επίσης και σε συνεργασίες με το ναυτικό πολλών χωρών για την ανάπτυξη μηχανών πλοίων και κυρίως υποβρυχίων.

Ολλανδία

Μετά από 40 και πλέον χρόνια έρευνας στην θερμική μηχανή Stirling, η N.V. Philips σταμάτησε κάθε περαιτέρω ενασχόληση. Κάποιες μεμονωμένες έρευνες, κυρίως πάνω στα κελύφη, γίνονται ακόμα και τώρα και μπορεί να τις βρει κάποιος

στο εμπόριο. Άλλωστε πολλές από τις πατέντες πάνω στη μηχανή Stirling φέρνουν την υπογραφή της Philips. Η θυγατρική της Philips στην Αμερική, η American Philips of New York State εξακολουθεί και λαμβάνει ενεργά μέρος στα ερευνητικά προγράμματα της Ομοσπονδιακής Κυβέρνησης των ΗΠΑ και ο εξέχον μηχανικός της, ο Dr Ralph Meijer εξακολουθεί και εργάζεται πάνω στη μηχανή αυτή χρησιμοποιώντας την τεχνολογία της Philips σε μια εταιρεία υπό την ονομασία Stirling Technology Inc. of Michigan. Η ιστορία των ερευνητικών προσπαθειών της Philips πάνω στη μηχανή Stirling είναι τόσο σημαντική που επιβάλλεται να είναι γνωστή από το οποιοδήποτε που θέλει στο μέλλον να ασχοληθεί με τη μηχανή αυτή. Χωρίς τις μελέτες της Philips δεν θα ξέραμε σχεδόν τίποτα για τη μηχανή αυτή.

Νότιος Αφρική

Στο Universal of Witwatersrand υπήρχε για πολλά χρόνια ένα ερευνητικό πρόγραμμα πάνω στις μηχανές Stirling από τον Ελληνικής καταγωγής καθηγητή Costa Rallis, που είναι ένας από τους ελάχιστους ερευνητές του 20ου αιώνα με θερμοδυναμικό κύκλο που φέρει το όνομά του. Πολλές αξιοσημείωτες προσπάθειες έχουν γίνει στη Νότιο Αφρική πάνω στη μηχανή Stirling, κυρίως όσον αφορά την μελέτη του θερμοδυναμικού κύκλου λειτουργίας του. Οι Urielli και Berchowitz (μαθητές του Rallis) είναι δύο από τους πιο γνωστούς ερευνητές που συνέβαλλαν σημαντικά στην εξέλιξη της έρευνας.

Άλλες χώρες

Εργασίες γίνονται φυσικά και σε άλλες χώρες του κόσμου, κυρίως από Πανεπιστήμια, ο Martini έχει κάνει μια σχετική καταγραφή. Ο Urielli ξεκίνησε μια σειρά από ερευνητικά προγράμματα στο Ισραήλ, ενώ μερικές προσπάθειες πάνω σε ναυτικές μηχανές αναφέρθηκαν στην Αυστραλία. Οι υπόλοιπες εργασίες που έχουν κατά καιρούς εμφανιστεί, φαίνεται πως έχουν ως σκοπό την δημιουργία μιας ισχυρής βάσης δεδομένων για μελλοντική χρήση σε κάποια ερευνητική προσπάθεια.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- Staby, J. G. (1980) *NASA TM-81442*
- Martini, W. R. (1981) *Stirling Engine Newsletter, Feb. 1981.*
- Ishizaki, Y. (1981) Μια παράγραφος στο paper του G. Walker για το *Transport Canada, T. P. 2930E*
- Ishizaki, Y. (1979) *IECEC Record, IEEE cat. No. N79ch1477-9.*
- Walker, G., Ishizaki, Y. και Billett, A. (1981) *Transport Canada Report TP2930E*
- Japanese Ship research Institution (1981) Private communication, δημοσίευση για την *MESJ*
- Nakajima, N., Miyashita, N. και Hirato, M. (1980) *Bulletin of the MESJ, 8No. 3, 22-28*
- General Electric (1980) Report DOE/ET/15207 – T1
- General Electric (1980) Report DOE/ET/15209 – T1
- Lee, K. *et al.* (1980) *IECEC Record, paper 819782.*
- Lister, S. (1981) *RNEC report.*
- Evans, E. M. Taylor, D. και Reader, G. T. (1982) *paper που παρουσιάστηκε στο I. Mech. E. Stirling Engine Conference.*
- Martini, W. R. (1980) paper που παρουσιάστηκε στο 5th Int. Sym. On Automotive Propulsion Systems, *Conf. 800419*
- Walker, G., (1980) *Stirling Engines, Oxford University Press, Oxford.*
- Walker, G., (1979) κεφάλαιο 1^ο από το Report CR – 159631, *NASA.*
- Martini, W. R. (1981) *Stirling Engine Design Manual, 2nd edition, διατίθεται από την Martini Engineering*
- Naso, V. *et al.* (1979) *Int. J. Of Vehicle Design, No. 2.*
- Rovetta, A. (1981) *IECEC RECORD, paper 819791.*
- Reader, G., Hooper, C, *Stirling Engines E. & F. N. Spon London*

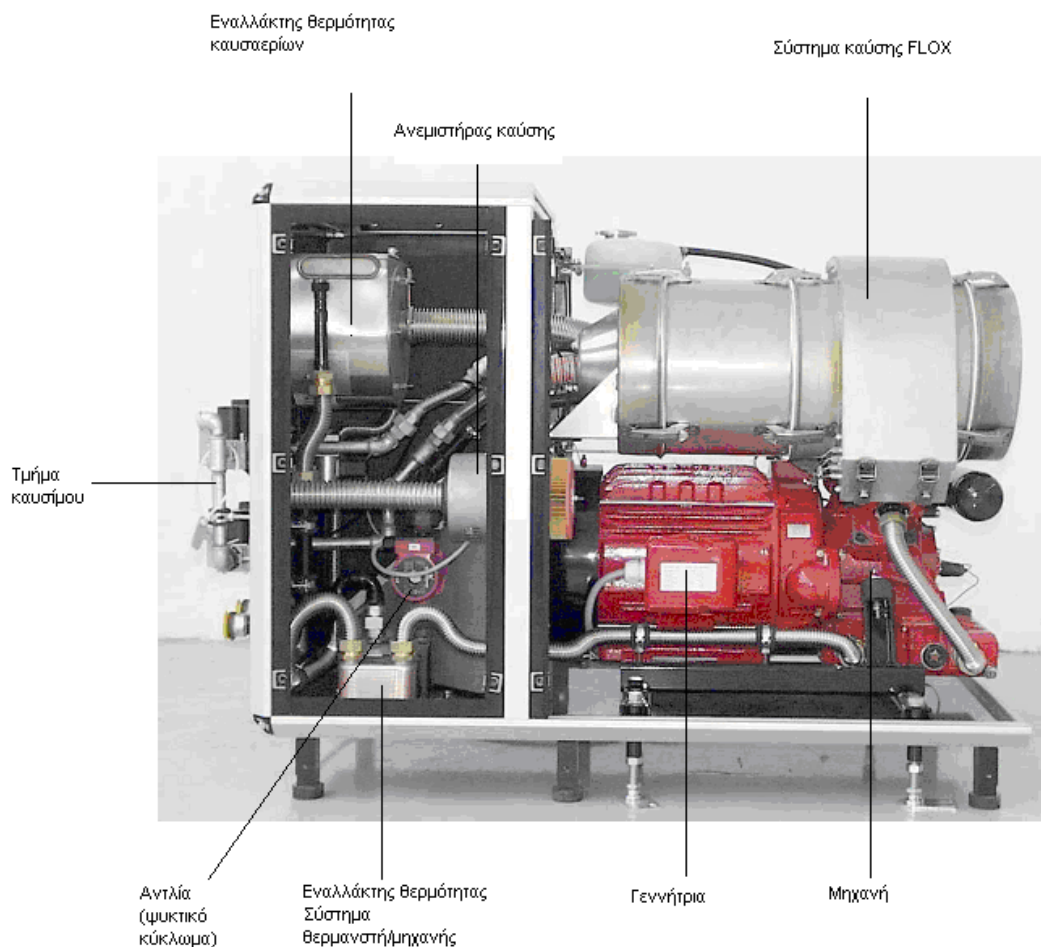
Κεφάλαιο 7^ο

Παρουσίαση Μηχανής Solo Stirling 161 CHP

Κεφάλαιο 7^ο**Παρουσίαση Μηχανής Solo Stirling 161 CHP****7.1 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΗΣ & ΠΩΣ ΔΟΥΛΕΥΕΙ****7.1.1 Σχεδιασμός Της Μονάδας**

Η μονάδα SOLO Stirling 161 CHP περιλαμβάνει τα ακόλουθα μέρη (δείτε τις εικόνες):

- το κουβούκλιο της μηχανής που μονώνει από τον θόρυβο και την θερμότητα. Το κουβούκλιο επίσης, εμποδίζει οποιαδήποτε επαφή με τα καυτά μέρη και προστατεύει από τυχόν διαρροές. Το πάνω μέρος και τα τρία πλαϊνά μέρη είναι μετακινούμενα.
- Η μηχανή εγκαθίσταται στο μπροστινό τμήμα, ενώ η ηλεκτρική γεννήτρια είναι άμεσα συνδεδεμένη με φλάντζα πίσω από τη μηχανή. Η δεξαμενή τροφοδοσίας He είναι συνδεδεμένη με αυτήν την μονάδα.



- Ο θάλαμος καύσης και ο καυστήρας βρίσκονται πάνω από τη μηχανή και την ηλεκτρική γεννήτρια.
- Τον πίνακα ελέγχου για το ηλεκτρικό σύστημα, τον οποίο επίσης περιλαμβάνει τα ηλεκτρονικά και τα υποσυστήματα του καταγραφέα δεδομένων/data logger, επου είναι τοποθετημένο στο πίσω μέρος του κουβουκλίου.
- Ο εναλλάκτης θερμότητας καυσαερίων τοποθετείται παραπλεύρως της μονάδας ελέγχου.
- Ο πλατοειδής εναλλάκτης θερμότητας και ο κυκλοφορητής (αντλία) ,για το εσωτερικό ψυκτικό κύκλωμα, βρίσκονται από κάτω από τον σωληνοειδή εναλλάκτη.
- Όλες οι συνδέσεις βρίσκονται στο τμήμα του καυσίμου μονταρισμένες στο πίσω μέρος του κουβουκλίου.

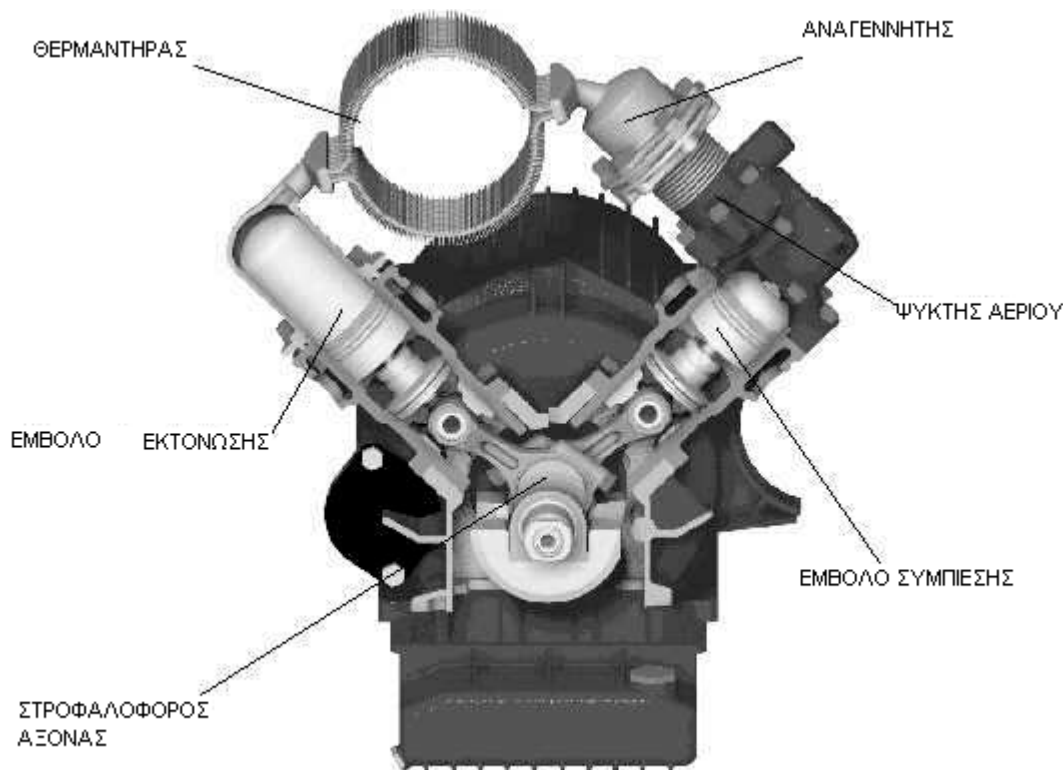


7.1.2 Μηχανή STIRLING

Η αρχή λειτουργίας της μηχανής Stirling είναι γνωστή, εδώ και πολύ καιρό. Το χαρακτηριστικό γνώρισμα αυτής της μηχανής είναι ότι το εργαζόμενο αέριο ωθείται παλινδρομικά μεταξύ δύο κυλίνδρων χωρίς να εγκαταλείπει τη μηχανή. Η θερμική ενέργεια, που μετατρέπεται τελικά σε κινητική από το στροφαλοφόρο άξονα,

τροφοδοτείται στο εργαζόμενο αέριο μέσω ενός εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος εφεξής θα καλείται θερμαντήρας. Η θερμότητα παράγεται από την καύση του φυσικού αερίου.

Η μηχανή 161 STIRLING, είναι μια μονής ενέργειας μηχανή που αποτελείται από 2 κυλίνδρους σε διάταξη V υπό γωνία 90° και ονομάζεται τύπου α. Ο θερμαντήρας, ο αναγεννητής και ο ψύκτης αερίου είναι τοποθετημένοι μεταξύ των 2 κυλίνδρων. Η υπόδειξη 161 αναφέρεται στην χωρητικότητα του κυλίνδρου.



Εσωτερική τομή της Μηχανής Stirling 161

Όπως μια συμβατική παλινδρομική μηχανή εσωτερικής καύσεως έτσι και η Stirling 161 έχει έμβολα. Το εργαζόμενο αέριο (στην προκειμένη περίπτωση He) συμπιέζεται σε χαμηλές θερμοκρασίες και εκτονώνεται κατά την θέρμανση, με συνέπεια να ωθεί τα έμβολα μεταξύ των δύο κυλίνδρων. Επομένως ο ένας κύλινδρος καλείται κύλινδρος εκτόνωσης, ενώ ο άλλος κύλινδρος συμπίεσης.

Ένας V2 στροφαλοφόρος άξονας ο οποίος στηρίζεται με ρουλεμάν τριβής και λυπαίνεται από μια αντλία οδηγεί τα έμβολα. Οι διωστήρες συνδέονται με ζύγωμα και βάκτρο τα οποία υποστηρίζουν τις πλευρικές δυνάμεις που δέχονται οι κύλινδροι. Τα έμβολα συνδέονται με το ζύγωμα και με το βάκτρο με μια ράβδο. Τα ελατήρια σε αυτές τις ράβδους αποτρέπουν: α) το εργαζόμενο αέριο να διεισδύσει στο κάλυμμα

της στροφαλοφόρου και β) το λιπαντικό να διεισδύσει μέσα στους κυλίνδρους. Τα ελατήρια δεν παρουσιάζονται στην ανωτέρω εικόνα. Καθώς το εργαζόμενο μέσο παραμένει μέσα στη μηχανή, είναι δυνατόν να βρεθεί κάτω από μεγαλύτερη πίεση πράγμα το οποίο βελτιώνει την λειτουργία της μηχανής. Επιπλέον υπάρχει η δυνατότητα μεταβάλλοντας την πίεση να μεταβάλλουμε τις επιδόσεις της μηχανής.(βλέπε επόμενη ενότητα). Η επιλογή του He ως εργαζόμενου μέσου προσφέρει καλύτερα λειτουργικά χαρακτηριστικά από τον αέρα.

Ο θερμαντήρας αποτελείται από μικρούς σωλήνες, οι οποίοι σχηματίζουν δακτυλίδια. Ο θερμαντήρας θερμαίνεται από τον καυστήρα σε θερμοκρασία περίπου 740°C . Ο ψύκτης για το εργαζόμενο αέριο αποτελείται από ένα πακέτο μικρών σωλήνων, μέσα από τους οποίους κυκλοφορεί το νερό ψύξης. Ο αναγεννητής, ο οποίος βελτιώνει τον θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου, αποτελείται από ένα μεταλλικό συρμάτινο πλέγμα.

Ο θερμαντήρας είναι τοποθετημένος μέσα σε ένα κυλινδρικά διαμορφωμένο θάλαμο καύσης, στον οποίο έχουμε συνεχή καύση. Ο επεξεργαστής ελέγχει συνεχώς τη θερμοκρασία του θερμαντήρα μέσω ενός θερμοηλεκτρικού ζεύγους που συνδέεται με έναν από τους σωλήνες.

7.1.3 Σύστημα He & Έλεγχος Παραγωγής

Το εργαζόμενο αέριο, βρίσκεται:

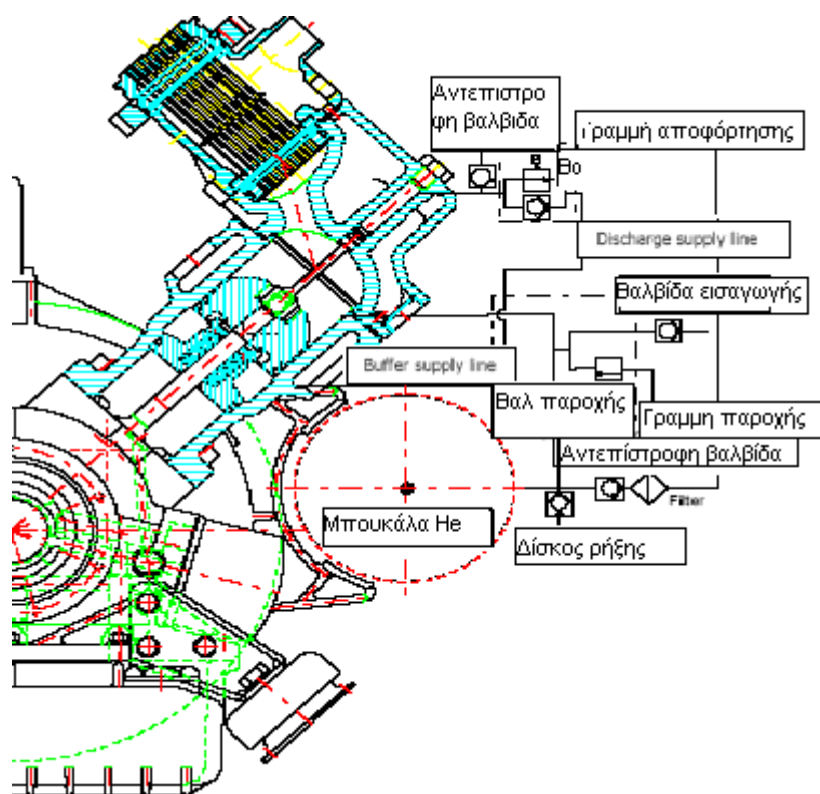
- μεταξύ των ανώτερων ορίων των δύο εμβόλων, στο θερμαντήρα, τον αναγεννητή και στον ψύκτη αερίου. Εδώ είναι όπου πραγματοποιείται η κυκλική διαδικασία της κυκλοφορίας, με τις σταθερές αλλαγές της πίεσης και της θερμοκρασίας.
- στις κοιλότητες κάτω από τα έμβολα και επάνω από τα ελατήρια και στις ενδιάμεσες περιοχές μεταξύ των κυλίνδρων. Εδώ συνήθως επικρατεί, η μέση πίεση λειτουργίας με μικρές διακυμάνσεις.
- μέσα στο δοχείο τροφοδοσίας δίπλα στη μηχανή (δοχείο He). Εδώ η πίεση είναι πάντα μεγαλύτερη από τη μέση πίεση ενός κύκλου λειτουργίας. Το He είτε θα ρέει μέσα στη μηχανή είτε θα οδηγείται πίσω στο δοχείο.

Οι περιοχές που πραγματοποιείται ο κύκλος και οι ενδιάμεσοι χώροι συνδέονται με έναν λεπτό αεραγωγό έτσι ώστε να υπάρχει εξομοίωση της πίεσης σε αυτές τις περιοχές. Το He εισέρχεται από το δοχείο τροφοδοσίας μέσω μιας σωληνοειδούς

βαλβίδας (βαλβίδα ανεφοδιασμού) και διανέμεται ομοιόμορφα: α) στις περιοχές που πραγματοποιείται ο κύκλος και β) στους ενδιάμεσους χώρους μέσω δύο ακροφυσίων. Το He αντλείται από τη μηχανή και ωθείται μέσα στο δοχείο από μια εμβολοφόρο αντλία η οποία είναι τοποθετημένη πάνω από το έμβολο συμπίεσης. Συνήθως η αντλία αυτή είναι εκτός λειτουργίας αλλά μπορεί να ενεργοποιηθεί από ένα σωληνοειδές (βαλβίδα αποφόρτισης). Έπειτα εξάγει το He από τη μηχανή και το οδηγεί μέσω μιας σωληνογραμμής μέσα στο δοχείο το οποίο είναι εφοδιασμένο με μια βαλβίδα αντεπιστροφής.

Δύο αισθητήρες πίεσης μετράνε την μέση πίεση του κύκλου και την πίεση του δοχείου. Οι τιμές αναγράφονται πάνω στην οθόνη.

Το απαιτούμενο φορτίο καθορίζεται μέσω του επεξεργαστή, π.χ. χειροκίνητη προεπιλογή. Ο επεξεργαστής, στέλνοντας ψηφιακό σήμα στις σωληνοειδείς βαλβίδες ρυθμίζει τη μέση πίεση του κύκλου (πίεση μηχανής), μέχρι την επιθυμητή πίεση.



Σύστημα ελέγχου πίεσης He

Η μέγιστη πίεση του He μέσα στη μηχανή είναι 150 bar, η ελάχιστη πίεση λειτουργίας είναι περίπου 35 bar. Όταν σταματήσει η λειτουργία της μηχανής, η πίεση μειώνεται μέχρι να πέσει κάτω από τα 32 bar. Το δοχείο τότε φτάνει σε πίεση περίπου 200-220 bar. Η πίεση του δοχείου είναι χαμηλότερη κατά τη διάρκεια της

λειτουργίας αλλά είναι πάντα, κατ'ελάχιστον 10 bar υψηλότερα από την μέση πίεση του κύκλου. Η μέγιστη πίεση του δοχείου περιορίζεται στα 250-280 bar από ένα δίσκο ρήξης μπροστά από την κεφαλή του δοχείου.

Το δοχείο αντισταθμίζει τις μικρές απώλειες He που υφίστανται κατά τη διάρκεια του κύκλου. Το δοχείο δεν πρέπει ποτέ να αποφορτιστεί τελείως, διότι η πίεση μέσα στη μπουκάλα με το He πρέπει να παραμείνει υψηλή. Η μηχανή μπορεί για αυτό το λόγο να παραλάβει He από μια εξωτερική μπουκάλα 10lt, εάν χρειαστεί. Για να επιτευχθεί αυτό ο επεξεργαστής ελαττώνει την πίεση, και επιτρέπει στο He να εισέλθει μέσα στην περιοχή λειτουργίας, μέσω μιας σωληνοειδούς βαλβίδας, η οποία το αντλεί στο δοχείο δίπλα στη μηχανή. Αυτή η διαδικασία διαρκεί 1-2 λεπτά και εκτελείται, 30 λεπτά μετά την εκκίνηση. Η διαδικασία αυτή επαναλαμβάνεται κάθε 24 ώρες. Η εξωτερική μπουκάλα αντικαθίσταται κατά τη διάρκεια της συντήρησης, εάν είναι αναγκαίο.

7.1.4 Καυστήρας & Τμήμα Του Αερίου

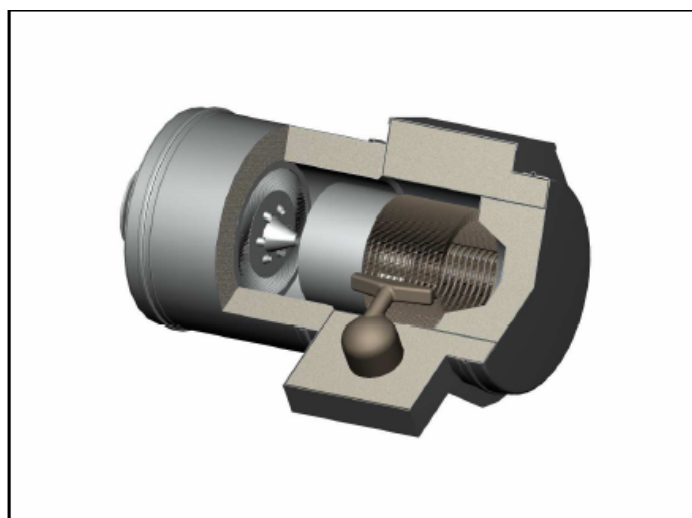
Ο καυστήρας είναι ενσωματωμένος μέσα στο θάλαμο καύσης. Αντίθετα με τους συνήθεις καυστήρες, εδώ υπάρχει ένας προθερμαντήρας αέρα. Αυτός είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας αντιρροής κατασκευασμένος από λεπτά μεταλλικά φύλλα. Η λειτουργία του έχει ως εξής: τα καυσαέρια αφού περάσουν από τον θερμομαντήρα εισέρχονται στον προθερμαντήρα ευρισκόμενα σε αρκετά υψηλό ενεργειακό επίπεδο, το ενεργειακό αυτό πλεόνασμα μεταφέρεται στο νέο αέρα καύσης. Τα καυσαέρια που αρχικά βρίσκονταν σε θερμοκρασία περίπου 850-950⁰C τελικά ψύχονται σε θερμοκρασία 200-300⁰C. Ο εισερχόμενος φρέσκος αέρας, αντίθετα προθερμαίνεται στους 600-700⁰C.



Θάλαμος καύσης από επανω, ανεμιστήρας συνδέσεις στα αριστερά

Ο προθερμαντήρας αέρα καύσης είναι πολύ σημαντικό να επιτύχει υψηλό βαθμό απόδοσης μαζί με τη μηχανή Stirling. Μέσα στο θάλαμο καύσης, ο προθερμασμένος αέρας αρχικά αναμειγνύεται στην κανονική κατάσταση λειτουργίας με το καύσιμο.

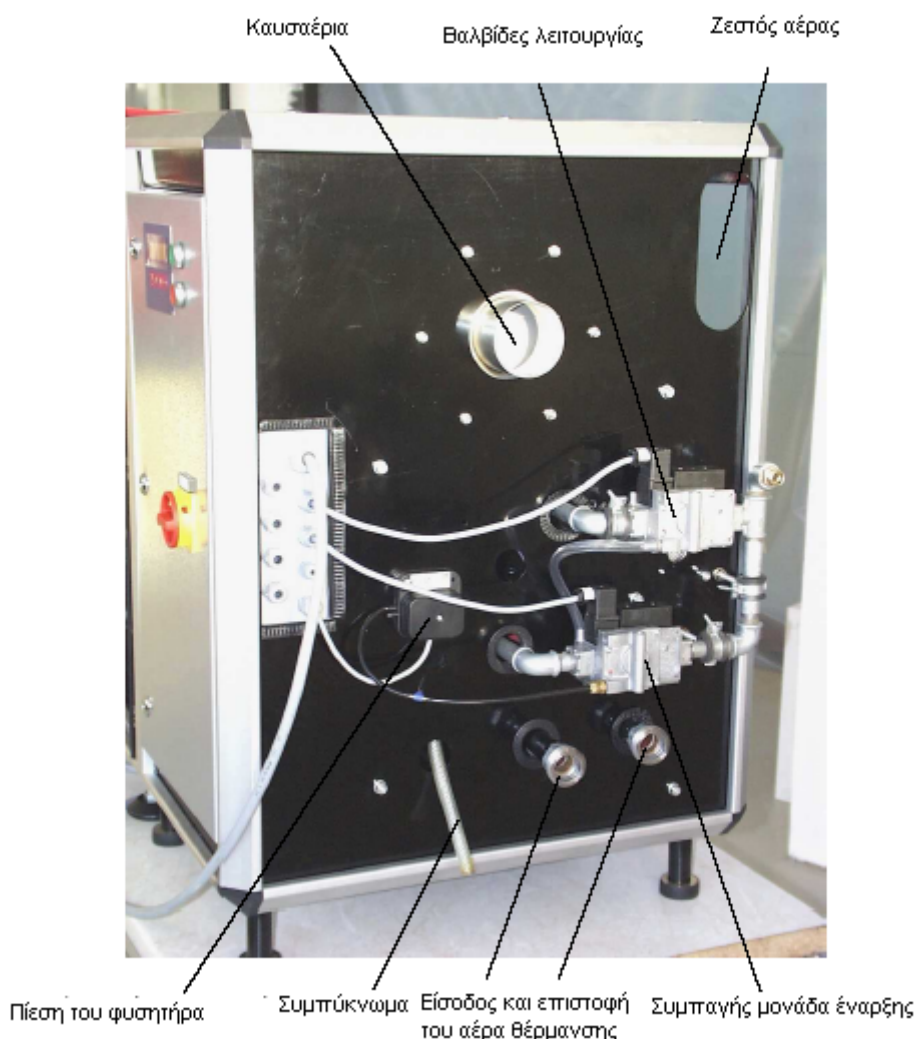
Για να μειωθούν οι εκπομπές ρύπων, μια μεγάλη ποσότητα καυσαερίων επανακυκλοφορεί στο θάλαμο καύσης η οποία επιβραδύνει και διαλύει την αντίδραση-η διαδικασία αυτή αναφέρεται ως «άφλογη» οξείδωση (FLAMELESS OXIDATION-FLOX). Αυτή η διαδικασία μπορεί να επιτευχθεί αξιόπιστα όταν ο θάλαμος καύσης φτάσει την θερμοκρασία κανονικής λειτουργίας. Αρχικά, το καύσιμο αναμειγνύεται με τον αέρα σε έναν προθάλαμο καύσης για να παραχθεί μια συμβατική φλόγα (φλόγα λειτουργίας), η οποία είναι όμοια με αυτήν από τους κινητήρες jet.



Τμήμα θαλάμου καύσης

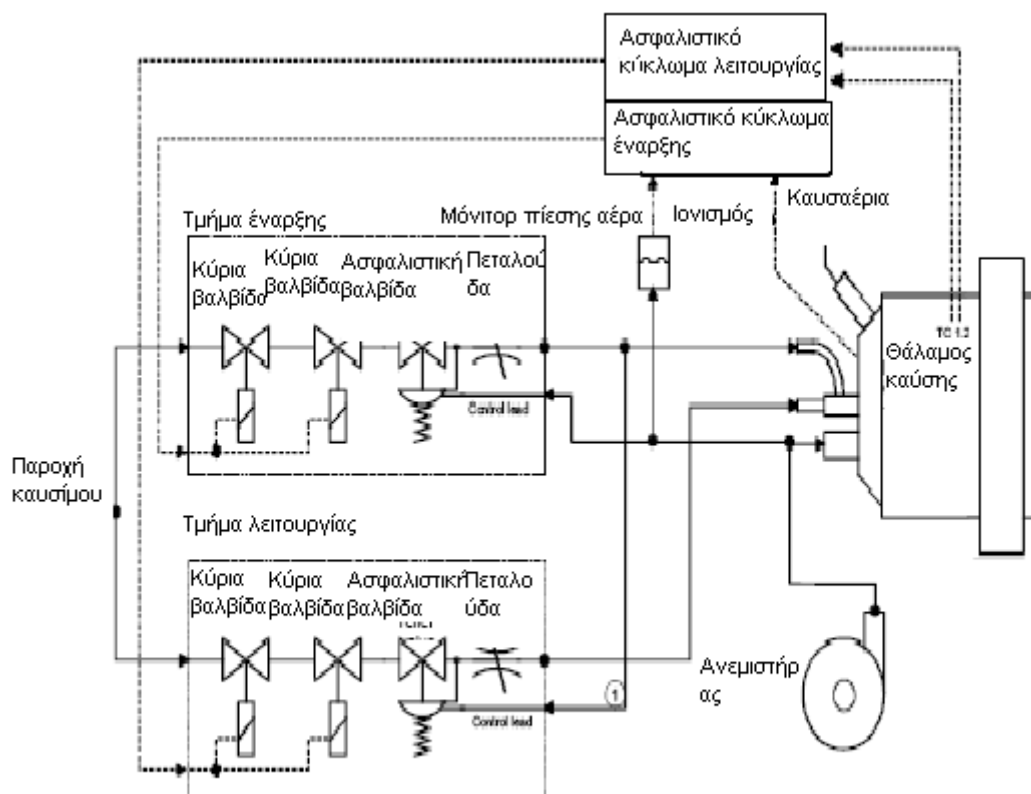
Το τμήμα καυσίμου περιλαμβάνει δύο συμπαγείς μονάδες, μια για την έναρξη και μια για τη συνεχή άφλογη λειτουργία. Κάθε μονάδα αποτελείται από τα εξής 3 μέρη: α) μια διπλή σωληνοειδή βαλβίδα, β) έναν ρυθμιστή πίεσης και γ) μια βαλβίδα πεταλούδα. Η μονάδα εκκίνησης ελέγχεται από την πίεση του ανεμιστήρα. Ο έλεγχος της άφλογης λειτουργίας γίνεται διαμέσου της πίεσης του θαλάμου καύσης, η οποία μετράται μέσω του μπεκ εκκίνησης (**the starter gas hose**) το οποίο βρίσκεται στον προθάλαμο καύσης. Η σύνδεση με τον καυστήρα γίνεται με εύκαμπτους ανοξειδωτους σωλήνες που ενώνονται με τον καυστήρα με συνδέσεις συμπίεσης. Η πίεση του αερίου τροφοδοσίας είναι μεταξύ 45-65 mbar, ενώ αν η πίεση είναι μεταξύ 22 - 45 mbar, το φορτίο θα μειωθεί. Εάν χρησιμοποιείται ένας καταγραφέας δεδομένων, πρέπει να τοποθετηθεί και ένας ψηφιακός μετρητής M- Bus, ο οποίος θα καταγράφει την παροχή του καυσίμου (**1 Imp. / 10 l**).

Μετά το απόπλυση του θαλάμου, η μονάδα ελέγχου του καυστήρα ,που βρίσκεται στη πάνω αριστερή μεριά του πίνακα ελέγχου, αναφλέγει το αρχικό μείγμα καυσίμου και αέρα και καταγράφει τον ιονισμό τις φλόγας. Ένα όργανο ελέγχου πίεσης ελέγχει την πίεση του ανεμιστήρα. Εάν, μετά από 5 λεπτά, η θερμοκρασία των καυσαερίων που κατευθύνονται προς τον θερμαντήρα δεν έχουν φτάσει την θερμοκρασία των 720⁰C που απαιτείται για την άφλογη αντίδραση, το πρόγραμμα ελέγχου καταλαβαίνει σφάλμα καύσης, και δρα ως εξής: α) πρώτα κλείνει τις βαλβίδες καυσίμου και β) σβήνει τη μηχανή.



Εάν η απαιτούμενη πίεση επιτευχθεί μέσα στον προκαθορισμένο χρόνο, ο επεξεργαστής αλλάζει την λειτουργία των βαλβίδων καυσίμου. Τώρα ο προθερμασμένος αέρας καύσης αναμειγνύεται με τα θερμά καυσαέρια και με το αέριο καύσιμο στην είσοδο του καυστήρα και του θαλάμου καύσης και αντιδρά με τα εκπεμπόμενα οξείδια του αζώτου. Η αντίδραση σε αυτή την κατάσταση λειτουργίας καταγράφεται από δύο θερμοηλεκτρικά στοιχεία, τα οποία μετράνε την θερμοκρασία των καυσαερίων κατά την έξοδό τους από τον θερμαντήρα (θερμοκρασία FLOX). Οι βαλβίδες καυσίμου κλείνουν εάν η θερμοκρασία πέσει κάτω από τους 720^οC.

Εάν η θερμοκρασία υπερβεί τους 950^οC, το σύστημα πάλι θα σταματήσει. Και στις δύο περιπτώσεις εκπέμπεται ένα σήμα σφάλματος.



Το φορτίο του καυστήρα είναι συνεχώς ταιριασμένο με την ταχύτητα περιστροφής του ανεμιστήρα έτσι ώστε η θερμοκρασία του θερμαντήρα να διατηρείται συνεχώς σε μια σταθερή τιμή. Η θερμοκρασία του θερμαντήρα καταγράφεται από ένα θερμοστοιχείο και ένα πρόγραμμα ελέγχου.

Ο καυστήρας σβήνει εάν ξεπεραστούν οι οριακές τιμές. Το θερμοστοιχείο στον θερμαντήρα παρακολουθείται και αυτό για τυχόν βλάβες.

7.1.5 Παρακολούθηση Ηλεκτρονικών & Ασφάλεια

Η μηχανή συμπεριλαμβάνει έναν ηλεκτρονικό κύκλωμα ελέγχου το οποίο επιτελεί τις παρακάτω λειτουργίες:

- Ακολουθία έναρξης: αυτοέλεγχος, έναυση καυστήρα, αύξηση θερμοκρασίας, εναλλαγή σε άφλογη οξείδωση, σταθεροποίηση, επίτευξη πίεσης λειτουργίας.
- Ρύθμιση των: α) πίεσης λειτουργίας μέσω σωληνοειδών βαλβίδων και β) της θερμοκρασίας λειτουργίας μέσω του ανεμιστήρα.
- Σταμάτημα της μηχανής μετά από εντολή σταματήματος ή ανίχνευσης σφάλματος από τον επεξεργαστή με: α) άμεση διακοπή της παροχής του καυσίμου και στους δύο τρόπους λειτουργίας (με φλόγα και άφλογη), β) εκτονώνοντας το He

μέχρι η πίεση να πέσει κάτω από τα 32 bar και γ) ψύχοντας και 'πλένοντας' τον θάλαμο καύσης με αέρα.



Εξωτερική τροφοδοσία

Πίνακας κυρίου κυκλώματος με επεξεργαστή

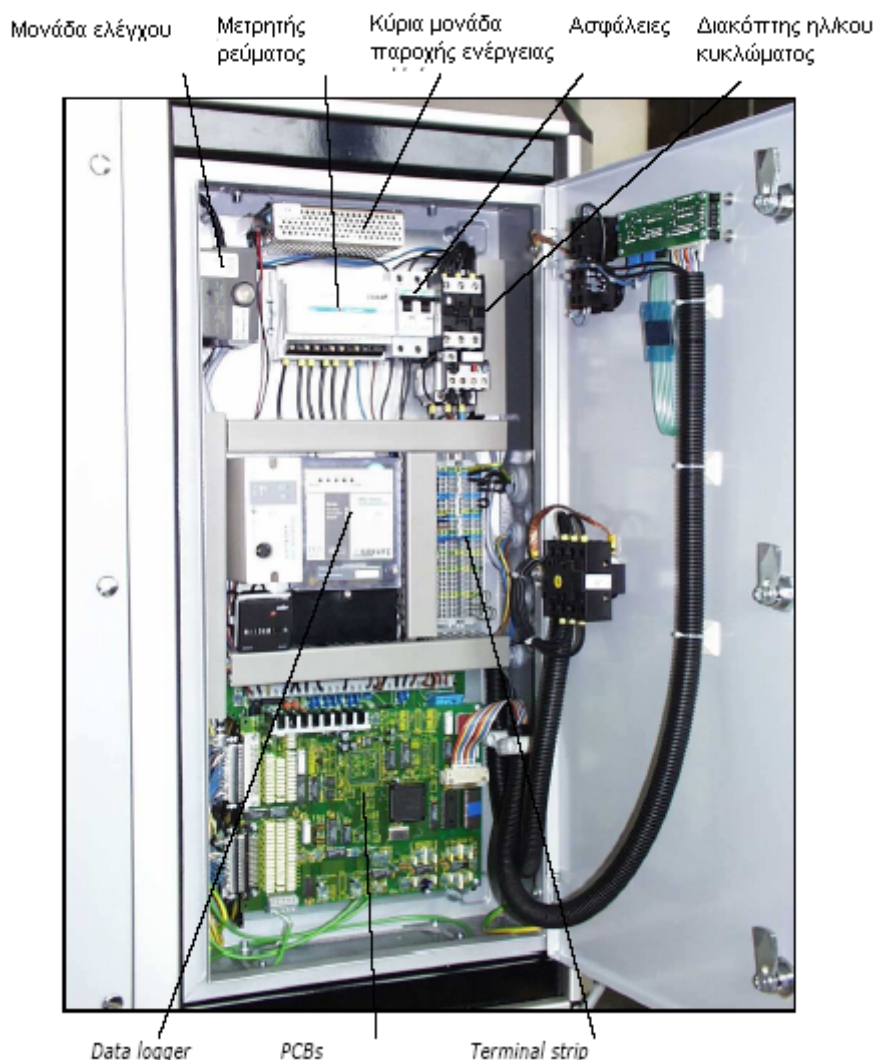
Κατά τη διάρκεια της λειτουργίας, το πρόγραμμα παρακολουθεί την πίεση του λαδιού, την θερμοκρασία του νερού ψύξης, την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής, την θερμοκρασία του θερμαντήρα, την τάση και την συχνότητα του δικτύου διανομής. Το σύστημα παρακολούθησης τοποθετείται μέσα στο πίνακα ελέγχου της μονάδας και περιλαμβάνει ένα πίνακα δικτύου διανομής με επεξεργαστή EPROM και 2 ψηφιακές οθόνες οι οποίες δείχνουν τα διάφορα σφάλματα. Οι σωληνοειδής βαλβίδες (12V) ελέγχονται απευθείας από τον πίνακα του δικτύου διανομής. Ένας πίνακας με διακόπτες, ο οποίος τροφοδοτεί συσκευές των 230V (σύμφωνα πάντα με εντολές του πίνακα του δικτύου διανομής), βρίσκεται στο πίσω μέρος όπως και ένα μέρος του κυρίως πίνακα ασφαλείας και του πίνακα της άφλογης λειτουργίας.

Το πρόγραμμα που αποθηκεύεται σε έναν EPROM λειτουργεί σύμφωνα με το κυρίως μόνιτορ και ελέγχεται από ένα κύκλωμα 'watchdog'. Το πρόγραμμα μεταδίδει μηνύματα σφάλματος ή την ένδειξη '88' για την κανονική λειτουργία.

Το θερμοστοιχείο το οποίο ελέγχει την θερμοκρασία του θερμαντήρα έχει έναν εσωτερικό ενισχυτή, ο οποίος ελέγχει το θερμοστοιχείο για τυχόν σφάλματα κατα την

λειτουργία. Σε περίπτωση που το πρόγραμμα έχει σφάλμα, η θερμοκρασία του θερμαντήρα περιορίζεται στους 850⁰C από ένα διακόπτη

Τα PCBs τροφοδοτούνται από ένα μετασχηματιστή ή έναν εναλλάκτη ισχύος τροφοδοσίας ο οποίος τροφοδοτείται από μια μονοφασική ή τριφασική σύνδεση.



Ανοιγμένος πίνακα ελέγχου με τα ηλεκτρικά κυκλώματα και τα ηλεκτρονικά

7.1.6 Έλεγχος & Στοιχεία Ελέγχου

Ένα μόνιτορ στο πίνακα ελέγχου δείχνει την πίεση λειτουργίας της μηχανής, την πίεση του δοχείου με το He και τη μετρούμενη θερμοκρασία του θερμαντήρα από το θερμοστοιχείο. Αυτές οι τιμές μπορούν επίσης να παραχθούν ως σήματα της τάξης των 0-10V. Επιπρόσθετα τα αποτελέσματα του ελεγκτήρα παρουσιάζονται στο μενού των διαγραμμάτων.

Ο διακόπτης του δικτύου διανομής είναι τοποθετημένος στην πόρτα του πίνακα ελέγχου.

Η μηχανή ξεκινάει με το πάτημα του πράσινου κομβίου, το οποίο παρέχει ενέργεια και ή μόνο στον πίνακα του δικτύου διανομής. Μπορεί επίσης να ξεκινήσει από τον διακόπτη του δικτύου διανομής. Ένα κόκκινο κομβίο ενεργοποιεί το πρόγραμμα τερματισμού το οποίο σβήνει τον καυστήρα και αναγκάζει το He να κινηθεί από την μηχανή προς τη δεξαμενή αποθήκευσης, μέχρις ότου η πίεση να πέσει κάτω από τα 32 bar. Εάν η θερμοκρασία του θερμαντήρα έχει πέσει κάτω από ένα καθορισμένο όριο και η μηχανή έχει σταματήσει να κινείται, ο πίνακας του δικτύου διανομής κλείνει από μόνος του. Περισσότερες οδηγίες λειτουργίας στο τμήμα 3.

Οι λειτουργίες έναρξης και τερματισμού μπορούν να ενεργοποιηθούν και από άλλες συσκευές.

7.1.7 Γεννήτρια Κύριες Συνδέσεις & Κύριο Ασφαλιστικό Κύκλωμα

Η μηχανή οδηγεί μια δίπολη, ασύγχρονη, αερόψυκτη ηλεκτρική γεννήτρια συχνότητας 50 Hz μέσω ενός κόπλερ με ταχύτητα περιστροφής 1500 rpm περίπου. Η ηλεκτρική γεννήτρια χρησιμοποιείται σαν κινητήρας κατά την έναρξη, όταν είναι συνδεδεμένη με την κύρια τροφοδοσία μέσω ενός κλειστού διακόπτη. Ο διακόπτης ενεργοποιείται στα 230V από το κύριο κύκλωμα μέσω ενός ρελέ από τον πίνακα των ρελέ. Επιπλέον υπάρχει μια ασφάλεια του κυκλώματος της μηχανής και είναι ρυθμισμένη στα 18 A. Ένας μετρητής ρεύματος με ψηφιακή έξοδο, ο οποίος χρησιμεύει για τον καταγραφέα δεδομένων, είναι τοποθετημένος στο πίνακα ελέγχου. Η όλη εγκατάσταση προστατεύεται από 3 ασφάλειες των 25 A (αργές) που βρίσκονται στη γραμμή τροφοδοσίας.

Η μονάδα CHP περιλαμβάνει όλα τα VDEW-απαραίτητα ασφαλιστικά μηχανήματα. Τα ασφαλιστικά ηλεκτρονικά του δικτύου διανομής είναι ενσωματωμένα πάνω στα ηλεκτρονικά ελέγχου και περιλαμβάνουν τριφασική τάση ,προστασία από πτώση τάσης και υπερπήδηση της τάσης και ένα μόνιτορ συχνοτήτων.

- **Βραχυκύκλωμα τροφοδοσίας**

Τρεις ασφάλειες των 25 A (αργές)

- **Διακόπτης ηλεκτρικών κυκλωμάτων**

Διακόπτης με ικανότητα διακοπής της ενέργειας του κυκλώματος, τριπολικός, χρησιμοποιούμενος ως διακόπτης εκτάκτου σταματήματος.

Κατασκευαστής: Klöckner-Moeller

Τύπος: DIL-M; 22.5A 11 kW; coil voltage 230V

Συμβατή με συσκευές: IEC 947, VDE 0660

- **Προστασία υπερφόρτωσης**

Διακόπτης υπερφόρτωσης, DIL-M

Κατασκευαστής: Klöckner-Moeller

Τύπος: Μέγεθος 1; 22.5A 11kW; για μέγιστο μηχανικό φορτίο εύρος 16-24 A

Συμβατή με συσκευές: IEC 947, VDE 0660

- **Έλεγχος τάσεως και συχνότητων**

Ο έλεγχος της τάσης και των συχνοτήτων γίνεται από τα ηλεκτρονικά του CHP ελεγκτή. Το λογισμικό παρακολουθεί το κατά πόσο οι τιμές είναι σύμφωνες με τις προκαθορισμένες.

- **Εισαγόμενες τιμές**

Όριο διακοπής κυκλώματος λόγω πτώσεως τάσεως: ρυθμίζεται στα $0.8 U_N$

Όριο διακοπής κυκλώματος λόγω υπερπήδησης τάσεως: ρυθμίζεται στα $1.1 U_N$

Όριο διακοπής κυκλώματος λόγω πτώσεως συχνότητας: ρυθμίζεται στα 49 Hz

Όριο διακοπής κυκλώματος λόγω υπερπήδησης συχνοτήτων: ρυθμίζεται στα 51Hz

- **Χρόνοι απόκρισης**

Χρόνος απόκρισης βολτόμετρου 100 ms

Χρόνος απόκρισης μετρητή συχνοτήτων 120 ms

- **Λειτουργική ασφάλεια των κυρίως μόνιτορ**

Ο σχεδιασμός του λογισμικού γίνεται σε 2 επίπεδα. Όλα τα δομικά στοιχεία των προγραμμάτων, και ειδικά τα δομικά στοιχεία των προγραμμάτων για την παρακολούθηση της τάσεως και της συχνότητας, έχουν σαν λειτουργία να τοποθετούν μία 'σημαία' (λογική μεταβλητή) κάθε φορά που μια πραγματική μεταβλητή καταγράφεται. Το κυρίως πρόγραμμα ελέγχου των ηλεκτρονικών συνήθως ζητά αυτές τις 'σημαίες' κάθε 50 ms και μετά τις σβήνει. Εάν μια 'σημαία'

δεν τοποθετηθεί, ξεκινάει αμέσως η διαδικασία σβησίματος,. Αυτό βοηθάει στην αποφυγή των σφαλμάτων της παρακολούθησης και των σφαλμάτων των υπό-προγραμμάτων. Τυχόν προβληματικά στα ηλεκτρονικά πάνω στον πίνακα είναι πιθανό να δώσουν λανθασμένες πραγματικές μεταβλητές, με συνέπεια το λογισμικό να ξεκινήσει τη διαδικασία σβησίματος.

Το κυρίως πρόγραμμα και το λογισμικό επίσης παρακολουθούνται. Αυτό επιτελείται από έναν ‘Watchdog-timer’. Αυτό το hardware προκαλεί στο σύστημα να επαναρυθμιστεί μετά από 60 ms, εάν δεν έχει ήδη επαναρυθμιστεί από το κυρίως πρόγραμμα μετά από 50 ms. Σε αυτήν την περίπτωση, το ρελέ ελέγχου σπάει τον διακόπτη του ηλεκτρικού κυκλώματος και η CHP τότε αποσυνδέεται από το δίκτυο διανομής.

7.1.8 Data logger and Modem

Ως επιλογή η CHP μπορεί να εξοπλιστεί με ένα καταγραφέα δεδομένων ο οποίος, 15 φορές το λεπτό, καταγράφει τα εξής:

- πίεση λειτουργίας-μηχανής
- πίεση δεξαμενής
- θερμοκρασία θερμαντήρα
- θερμοκρασία καυσαερίων(κατά την επιστροφή)
- σφάλμα κώδικα
- παροχή καυσίμου
- ηλεκτρική ενέργεια
- παραγωγή θερμότητας
- θερμοκρασίες ψυκτικού νερού

Μπορεί να αποθηκεύσει δεδομένα έως και μιας μέρας και να τα μεταφέρει σε έναν υπολογιστή μέσω ενός εσωτερικού modem. Αυτές οι τιμές μπορούν να αποθηκευτούν για (πολύ καιρό) στον υπολογιστή σε ένα φύλο Excel και μπορούν να παρουσιαστούν σε διαγράμματα. Το πρόγραμμα μπορεί επίσης να υπολογίσει βαθμούς απόδοσης και άλλες χαρακτηριστικές τιμές. Ο καταγραφέας δεδομένων παρέχεται με μία μπαταρία έκτακτης ανάγκης η οποία είναι μικρής διάρκειας. Οι αποθηκευμένες τιμές χάνονται σε περίπτωση μακροχρόνιας απώλειας ισχύος.

7.1.9 Ψυκτικό Κύκλωμα

Οι κύριες θερμικές απώλειες σε μια μηχανή Stirling λαμβάνουν χώρα στον αεριοψύκτη, επιπλέον μικρότερα ποσά θερμότητας χάνονται μέσω της λίπανσης και των κυλινδρικών τοιχωμάτων. Ο εναλλάκτης θερμότητας καυσαερίων μπορεί να παίζει ένα πολύ σημαντικό ρόλο στην παραγωγή θερμότητας όταν η θερμοκρασία εισερχομένου νερού είναι χαμηλή.

Η μονάδα έχει ένα εσωτερικό ψυκτικό κύκλωμα το οποίο αποτελείται από μια αντλία, ένα συστολικό δοχείο και ένα πλατοειδή εναλλάκτη θερμότητας, τα οποία οδηγούν στον εξωτερικό καταναλωτή. Αυτό σημαίνει ότι ακαθαρσίες δεν μπορούν να μεταφερθούν και επιπρόσθετα μια τυχόν διαρροή στο εσωτερικό κύκλωμα δεν θα προκαλέσει προβλήματα. Το νερό στο εσωτερικό κύκλωμα περιέχει αντιδιαβρωτικό στοιχείο, αλλά υπό κανονικές συνθήκες δεν περιέχει παραφλου(αντιπαγωτικό) (μόνο εάν αυτό υποδεικνύεται από μπλε χρωματισμό). Η παροχή του εξωτερικού κυκλώματος πρέπει να είναι 1-2.0 m³/h για να υπάρχει αύξηση θερμοκρασίας του νερού από 10⁰ C-40⁰ C στο πλήρες φορτίο. Εάν θέλουμε να έχουμε μεγαλύτερη αύξηση της θερμοκρασίας, είναι δυνατό να μεταβάλλουμε την εξωτερική παροχή με την χρήση μιας αντλίας, με την προϋπόθεση πάντα ότι η θερμοκρασία εξόδου δεν ξεπερνάει τους 70⁰ C.

Μια ασφάλεια διακοπής, υψηλού ορίου, η οποία λειτουργεί ανεξάρτητα από τα ηλεκτρονικά, είναι τοποθετημένη πάνω στον αεριοψύκτη κοντά στην έξοδο του νερού. Η ασφάλεια αυτή δρα κατευθείαν στις βαλβίδες καυσίμου και στον ανεμιστήρα του καυστήρα.

7.1.10 Εναλλάκτης Θερμότητας Καυσαερίων

Το καυσαέριο απομακρύνεται από τον προθερμαντήρα του καυστήρα με θερμοκρασία 200-300⁰C και εισέρχεται στον ανοξειδωτο προθερμαντήρα καυσαερίων. Από αυτό το σημείο η θερμοκρασία των καυσαερίων μειώνεται περίπου 20⁰C κάτω από τη θερμοκρασία εισόδου του νερού ψύξεως. Επίσης υπάρχει η δυνατότητα επανάκτησης θερμικής ενέργειας της τάξεως των 2-4kW ,αλλά αυτή η επανάκτηση εξαρτάται από το επίπεδο και την ανταπόκριση της συμπύκνωσης. Το συμπύκνωμα εξέρχεται από το κάτω μέρος του εναλλάκτη και πρέπει να αποφορτιστεί στους κύριους υπονόμους σύμφωνα με τις νομικές οδηγίες για τα απόβλητα ύδατα (ουδετεροποίηση).

Ένα σιφόνιο εγκαθίσταται επομένως στο σωλήνα απαλλαγής για να αποτρέψει το καυσαέριο να δραπετεύσει από αυτό το σημείο (δείτε επίσης 2.8).

Ο εναλλάκτης θερμότητας καυσαερίων είναι ενσωματωμένος στο εσωτερικό του εξωτερικού υδραυλικού κυκλοφοριακού συστήματος δεδομένου ότι οι θερμοκρασίες εδώ έχουν τις ελάχιστες τιμές τους.

7.1.11 Το Κουβούκλιο

Όλα τα κύρια μέρη της μονάδας είναι τοποθετημένα σε μια ‘φωλιά’ η οποία ελαχιστοποιεί τις εκπομπές θορύβου και θερμότητας. Αυτή η ‘φωλιά’ ψύχεται από τον αέρα ψύξης της ηλεκτρικής γεννήτριας. Ο αέρας αυτός αναρροφάτε από το κάτω μέρος και εξέρχεται από το πίσω πάνελ. Η μηχανή και η γεννήτρια έχουν τοποθετηθεί πάνω σε λαστιχένιες βάσεις πάνω στο δικό τους πλαίσιο, πράγμα το οποίο εμποδίζει τις ταλαντώσεις να μεταφερθούν στη ‘φωλιά’. Το τμήμα του καυσίμου είναι προσκολλημένο στο πίσω πάνελ μαζί με όλες τις επαφές για το νερό, την ισχύ, τα καυσαέρια και την συμπύκνωση. Το πάτωμα είναι σχεδιασμένο σαν δίσκος και μπορεί να κατακρατήσει οποιαδήποτε έκχυση ελαίου ή νερού που δύναται να διαρρεύσει από τα εσωτερικά κυκλώματα.

7.2 ΤΟΠΟΘΕΤΗΣΗ

7.2.1 Οδηγίες Ασφάλειας

Η σύνδεση και η λειτουργία πρέπει να είναι σύμφωνη με τις σχετικές οδηγίες και τους τοπικούς κανονισμούς για ηλεκτρικές εγκαταστάσεις ισχύος 400 V και για εγκαταστάσεις φυσικού αερίου (VDE και DVGW). Οι συνδέσεις και οι επισκευές πρέπει να πραγματοποιηθούν μόνο από το εξουσιοδοτημένο και το εκπαιδευμένο προσωπικό.

Όταν η μηχανή είναι σε λειτουργία, μόνο εξουσιοδοτημένο προσωπικό επιτρέπεται να ανοίξει το πάνελ ελέγχου και τη ‘φωλιά’ της μηχανής. Η πρόσβαση από όλα τα άλλα άτομα απαγορεύεται.

Πριν από οποιαδήποτε εργασία από το εκπαιδευμένο προσωπικό, πρέπει να γίνουν τα εξής: α) να κλείσει ο διακόπτης του δικτύου διανομής στο πάνελ ελέγχου και β) να αποσυνδεθεί η γραμμή τροφοδοσίας του καυσίμου.

Η εργασία συναρμολόγησης της μηχανή ή κάποιων άλλων μερών της μηχανής επιτρέπεται μόνο από το εξειδικευμένο προσωπικό που έχει εκπαιδευτεί από τον κατασκευαστή, και το οποίο γνωρίζει τους κινδύνους από:

- το ηλεκτρικό ρεύμα
- το καύσιμο
- την πίεση
- τις υψηλές θερμοκρασίες

Υλικά όπως το αδρανές αέριο, τα λιπαντικά και τα υλικά μόνωσης πρέπει να χρησιμοποιούνται σωστά. Δείτε τις οδηγίες υπηρεσιών για τις περαιτέρω λεπτομέρειες.

7.2.2 Μεταφορά

Η μονάδα CHP είναι συσκευασμένη πάνω σε μια παλέτα και μετά την παράδοση είναι έτοιμη να συνδεθεί. Θερμοκρασίες υπό το μηδέν πρέπει να αποφεύγονται (δείτε την παράγραφο 1.9). Η μονάδα ασφαλίζεται σε μια παλέτα για να αποτραπεί οποιαδήποτε ζημία κατά τη μεταφορά. Τα εξωτερικά μέρη της μονάδας, όπως το τμήμα καυσίμου, μπορεί να παραδοθούν συσκευασμένα ξεχωριστά μέσα στη μηχανή. Επίσης συσκευάζονται χωριστά, αλλά συμπεριλαμβάνονται στην παράδοση, μία μπουκάλα He 10 lt που βρίσκεται μέσα σε μια μεταλλική 'φωλιά', μια εκτονωτική βαλβίδα, μια γραμμή σύνδεσης 6 X 1 mm, τρεις πλίνθινες καλύψεις και ένα κομμάτι αφρού για ηχομόνωση.

Η παλέτα μπορεί να μεταφερθεί από περονοφόρο όχημα, ανυψωτικό φορτηγό ή ανελκυστήρα. Στην 'φωλιά' της μηχανής, η οποία συσκευάζεται σε χαρτόνι, δεν πρέπει να ασκηθούν δυνάμεις διότι υπάρχει ο κίνδυνος ζημιάς.

Εάν η μονάδα πρόκειται να μεταφερθεί και να κατεβεί μια σκάλα ή μια κεκλιμένη ράμπα, το οπίσθιο τμήμα (που είναι μαρκαρισμένο) πρέπει κοιτάζει προς τα εμπρός.

Το προσωπικό εγκατάστασης και συντήρησης πρέπει να εκπαιδευμένο για την αφαίρεση της μηχανής από την παλέτα του.

Πρέπει να γίνεται έλεγχος, για τυχόν ζημιές κατά την μεταφορά, πριν την εγκατάσταση της μηχανής.

7.2.3 Τοποθέτηση-Εγκατάσταση

Το δωμάτιο που θα εγκατασταθεί η μονάδα πρέπει να πληρε τους εθνικούς κανονισμούς για τις εγκαταστάσεις συνδυασμένου κύκλου συμπαραγωγής. Το σύστημα εξαερισμού πρέπει να είναι αρκετά μεγάλο ώστε να μπορεί να παρέχει αέρα για έναν καυστήρα 40 kW. Ένας διακόπτης στάσεως έκτακτης ανάγκης πρέπει να εγκατασταθεί έξω από την περιοχή, όπου εγκαθίσταται η μονάδα CHP.

Οι θερμοκρασίες στο χώρο όπου εγκαθίσταται η μονάδα, δεν πρέπει να πέσουν κάτω από το μηδέν, ειδικά όταν η μονάδα δεν είναι σε λειτουργία. Διαφορετικά προσθέστε αντιψυκτικό (γλυκόλη αιθυλενίου 0,5 lt). Κατά τη διάρκεια της λειτουργίας, η θερμοκρασία περιβάλλοντος δεν πρέπει να μειωθεί κάτω από τους 10 °C. Διαφορετικά η αυτοενεργοποιούμενη λειτουργία (του υψηλού ορίου ασφαλείας) διακοπής για τη θερμοκρασία ύδατος ψύξης δεν θα είναι δυνατό να ενεργοποιηθεί.



Πιάτο και μπουλόνια ασφάλειας μεταφορών

Το υπόστρωμα πρέπει να είναι 100% οριζόντιο. Μετά από την αφαίρεση των πλαϊνών πάνελ και των πλίνθινων καλύψεων, μπορείτε να αφαιρέσετε το πιάτο ασφάλειας για τη μεταφορά που βρίσκεται μεταξύ του ποδιού της γεννήτριας και του πλαισίου μηχανής-γεννήτριας. Επίσης μπορούν να αφαιρεθούν τα μπουλόνια μεταξύ

του πλαισίου της μονάδας γεννήτριας- μηχανής και την βάση της 'φωλιάς'. Κατόπιν ρυθμίστε τα τέσσερα πόδια αυτής της μονάδας σε ένα ύψος που τοποθετεί το πλαίσιο 5 - 10 mm υψηλότερα από την βάση. Για να εξασφαλιστεί η κατά το δυνατόν πιο αθόρυβη λειτουργία της μονάδας, τα πόδια της πραγματικής μονάδας μηχανής-γεννήτριας δεν πρέπει να στηρίζονται στα ανοίγματα της 'φωλιάς'. Στερεώστε τη μονάδα στο πάτωμα με τα υποστηρίγματα που χρησιμοποιούνται κατά τη μεταφορά για να αποφευχθεί οποιαδήποτε μετακίνηση της μονάδας. Κατόπιν επανατοποθετήστε τις πλίνθινες καλύψεις που βοηθούν στη ηχομόνωση. Βάλτε ένα χαλί αφρού στο πάτωμα μεταξύ των όρθιων ποδιών. Η είσοδος του αέρα για τη γεννήτρια και τον καυστήρα πρέπει να είναι πάντα ανοιχτή. Εάν είναι απαραίτητο, κολλήστε τον αφρό στο πάτωμα. Τοποθετήστε την τρίτη πλίνθινη κάλυψη, που είναι η μικρότερη, μπροστά.

7.2.4 Συνδέσεις Τροφοδοσίας

Όλες οι συνδέσεις βρίσκονται στο πίσω πάνελ της μονάδας, βλ. την εικόνα στην παρ. 1.4. Για λόγους μείωσης του θορύβου είναι προτιμότερο να χρησιμοποιηθούν εύκαμπτες γραμμές μεταφοράς καυσίμου και νερού. Ακόμη και με άκαμπτες συνδέσεις σωλήνων είναι ουσιαστικό, η μονάδα να στερεωθεί καλά στο πάτωμα.

7.2.5 Καύσιμο

Η σύνδεση για την παροχή του φυσικού αερίου ή του LPG πρέπει να γίνει από πιστοποιημένο τεχνίτη. Συνδέστε μία 1/2½Inch αρσενική σύνδεση με το τμήμα καυσίμου της μονάδας. Η γραμμή ανεφοδιασμού για φυσικό αέριο πρέπει να είναι τουλάχιστον 1/2 ½Inch. Εάν η γραμμή ανεφοδιασμού είναι μεγαλύτερη των 2 m, αυξήστε τη διάμετρο για να εξασφαλίσετε μια πίεση 45 - 65 mbar στο CHP. Η μέγιστη παραγωγή δεν μπορεί να επιτευχθεί εάν η πίεση ανεφοδιασμού είναι χαμηλότερη από τα 45 mbar.

Τα κύματα πίεσης στη γραμμή ανεφοδιασμού που οφείλονται σε άλλες συσκευές (μεγάλος λέβητας) πρέπει να αποφευχθούν. Το εκτιμώμενο φορτίο είναι 40 kW. Εάν το καύσιμο είναι το LPG μπορούν να χρησιμοποιηθούν μικρότερες διαμέτροι για τη γραμμή τροφοδοσίας.

Εάν χρησιμοποιείται ένας καταγραφέας δεδομένων, πρέπει να τοποθετηθεί και ένας ψηφιακός μετρητής M- Bus, ο οποίος θα καταγράφει την παροχή του καυσίμου (**1 Imp. / 10 l**). Εγκαταστήστε μια βαλβίδα shut-off κοντά στην CHP. Για τον καλύτερο έλεγχο της πίεσης συστήνεται η εγκατάσταση μιας βαλβίδας ελέγχου πίεσης πριν την είσοδο του καυσίμου στη μηχανή. Δείτε επίσης το τελικό διάγραμμα σύνδεσης στο παράρτημα.

7.2.6 Ηλεκτρική Ισχύς

Η σύνδεση για την παροχή ηλεκτρικού ρεύματος πρέπει να γίνει από έναν καταρτισμένο ηλεκτρολόγο. Η CHP Stirling συνδέεται με το δίκτυο διανομής ηλεκτρικού ρεύματος του πελάτη. Το δίκτυο διανομής ηλεκτρικού ρεύματος του πελάτη συνδέεται με τον μετρητή ηλεκτρικής ενέργειας της ΔΕΗ χρησιμοποιώντας ένα καλώδιο 5-πυρήνων (5x4mm²), που προστατεύεται από ασφάλειες των 25 A (αργές). Η CHP συνδέεται με το πάνελ ελέγχου στο τερματικό X 1 (PE, N, 1,2,3).

Ένας πρόσθετος μετρητής ηλεκτρικής ενέργειας απαιτείται εάν η ενέργεια ανατροφοδοτείται στην επιχείρηση ηλεκτρικής ενέργειας. Εντούτοις, αυτός ο μετρητής παρέχεται γενικά από τον προμηθευτή ηλεκτρικής ενέργειάς σας. Η CHP Stirling είναι εξοπλισμένη με έναν διακόπτη του δικτύου διανομής που ενεργεί επίσης ως διακόπτης έκτακτης ανάγκης. Εντούτοις, εάν χρειάζεται ένας ξεχωριστός διακόπτης έκτακτης ανάγκης, αυτός μπορεί να συνδεθεί με τα τερματικά X 2 (PE, 1 και 2).

Εάν οι τοπικοί κανονισμοί το επιβάλλουν, μπορεί να είναι απαραίτητο να εγκατασταθεί ένας τριφασικός διακόπτης για το δίκτυο διανομής, ο οποίος να είναι προσιτός από τον προμηθευτή της ηλεκτρικής ενέργειάς . Η αντλία για την εξωτερική παροχή ψυκτικού νερού συνδέεται επίσης μέσα στο πάνελ ελέγχου (δείτε το επόμενο τμήμα).

7.2.7 Νερό Ψύξης

Η επιλογή του τρόπου χρησιμοποίησης της θερμότητας των αποβλήτων πρέπει να γίνει με μεγάλη προσοχή, επειδή η ηλεκτρική απόδοση της μηχανής εξαρτάται από τη θερμοκρασία ύδατος ψύξης, η οποία πρέπει να είναι η χαμηλότερη δυνατή στην έξοδο της CHP. Αυτή δεν πρέπει να υπερβεί 65 °C. Η ροή -που ενισχύεται από την αντλία που λειτουργεί ταυτόχρονα με την CHP - πρέπει να είναι περίπου 1-2 m³/h.

Μεγάλες παροχές συνεπάγονται και χαμηλά ποσοστά μετάδοσης θερμότητας στο ψυκτικό νερό πράγμα που είναι ευεργετικό.

Η σύνδεση ύδατος για το σύστημα ανεφοδιασμού είναι μέσω δύο αρσενικών συνδέσεων 1 Inch. Σε αυτό το σημείο ένας μετρητής θερμότητας μπορεί να εγκατασταθεί στη γραμμή ανεφοδιασμού της CHP. Η αντλία μπορεί να συνδεθεί στο πάνελ ελέγχου της CHP. Τα τερματικά παρέχονται για την συνεχή λειτουργία του κυκλοφορητή. Ο αέρας που χρειάζεται το σύστημα πρέπει να έρχεται αυτόματα από έξω. Μια χειροκίνητη βαλβίδα αέρα βρίσκεται στον εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίων μέσα στη μονάδα. Η βαλβίδα μπορεί να προσεγγιστεί αν αφαιρεθεί το ανώτερο, πίσω κάλυμμα

7.2.8 Συμπύκνωση

Η παραγωγή συμπυκνώματος στον εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίων εξαρτάται από την θερμοκρασία του εισερχόμενου ύδατος. Το συμπύκνωμα βγαίνει από το κατώτατο σημείο του εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίων και πρέπει να διοχετευθεί μακριά. Η αποβολή του συμπυκνώματος στο κύριο σύστημα λυμάτων συνήθως δεν δημιουργεί προβλήματα. Μπορεί να είναι απαραίτητο, εντούτοις, να ερωτηθεί η τοπική αρχή ύδατος, δεδομένου ότι μπορεί να χρειαστεί μια χημική ανάλυση του συμπυκνώματος σύμφωνα με τον κώδικα ATV συμπεριφοράς M251 ή κάποια αντίστοιχη ανάλυση σύμφωνη με τους τοπικούς κανονισμούς.

Στο κατώτατο σημείο του εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίων υπάρχει μία 1/2½ inch χωνευτή ένωση με την οποία συνδέεται ένας εύκαμπτος σωλήνας. Αυτός πρέπει να ενσωματωθεί με μια παγίδα δυσωδίας (σιφόνιο) και με ένα blowthrough head 60 cm (έτσι ώστε να μην διαρρεύσει καθόλου καυσαέριο από το κατώτατο σημείο του θερμομαντήρα) ο οποίος θα καταλήγει στον κύριο υπόνομο.

7.2.9 Καυσαέρια

Η ένωση στον εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίων στο πίσω πάνελ της CHP έχει άνοιγμα πλάτους 80mm. Ο συνδεδεμένος σωλήνας καυσαερίων μπορεί να είναι παρόμοιου μεγέθους ή μεγαλύτερος. Για μήκη μεγαλύτερα από 6 m, συστήνεται η τοποθέτηση ενός σωλήνα μεγαλύτερης διαμέτρου. Η παροχή μάζας των καυσαερίων για φυσικό αέριο είναι 40 με 100 kg/h. Η μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση επαναροής καυσαερίων είναι 2 mbar. Μπορούν να χρησιμοποιηθούν 2 ειδών σωλήνες: α) είτε

ένας ερμητικά σφραγισμένος σωλήνας από ανοξείδωτο χάλυβα, που εγκρίνεται για τη συμπύκνωση και β) είτε ένας πλαστικός σωλήνας με μια βαλβίδα ασφάλειας υψηλού ορίου (STB 120°C). Η μέγιστη θερμοκρασία καυσαερίων είναι το πολύ 30 °C παραπάνω από την θερμοκρασία επιστροφής ύδατος. Το ύδωρ συμπυκνώνεται επίσης στο σωλήνα καυσαερίων και πρέπει να είναι σε θέση να ρέει στον εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίων ή στις κατάλληλες συνδέσεις.

Στην περίπτωση που έχουν συνδεθεί ,πέραν του ενός, εναλλάκτες θερμότητας με το ίδιο σύστημα καυσαερίων πρέπει να ερευνηθούν από το σχεδιαστή και να εγκριθούν [όπου απαιτείται].

7.2.10 Μπουκάλα He (Παροχή He)

Η μπουκάλα He 10 lt που παρέχεται πρέπει να συνδεθεί με τη μεταλλική ‘φωλιά’ στο πίσω πάνελ της μονάδας. Υπάρχουν δύο έξοδοι μία από την αριστερή και μία από την δεξιά πλευρά της ‘φωλιάς’. Η ασφαλιστική βαλβίδα πίεσης τοποθετείται ανάποδα στην αριστερή έξοδο. Η οριακή πίεση πρέπει να τεθεί στα 60 bar.

Η γραμμή σύνδεσης 6 X 1 mm καθοδηγείται από τη βαλβίδα απελευθέρωσης στην χωνευτή σύνδεση στο πίσω πάνελ της μηχανής. Μετά την σύνδεση, η γραμμή πρέπει να παραμείνει εύκαμπτη. Εάν η γραμμή πρέπει να κοπεί, παρακαλώ μην χρησιμοποιήσετε τους κόπτες σωλήνων. Χρησιμοποιήστε ένα πριόνι άντ’ αυτού, για να μην παραμορφωθεί ο σωλήνας. Λιμάρετε τις άκρες καλά και αφαιρέστε τα ρινίσματα: για καλύτερο καθαρισμό φυσήξτε κατευθείαν με το συμπιεσμένο αέρα.

Ο συνδετήρας δαχτυλιδιών κλειδώματος ` Swagelock στη μονάδα έχει δύο δαχτυλίδια κλειδώματος. Πρέπει να αφήσετε το καρύδι ένωσης με τα δαχτυλίδια στην χωνευτή ένωση και να σφίξετε 1 1/4 έως 1 1/2 στροφές αφού παρεμβάλετε το σωλήνα όσο πάει.

Μετά από τη σύνδεση, βάλτε το ήλιο κατευθείαν και ελέγξτε με πίεση την ποιότητα των συνδέσεων.

7.2.11 Ελεγχος Ισχύς & Θερμοκρασίας Θερμένοντος Νερού & Σύστημα Παράκαμψης

Ένα θερμοηλεκτρικό ζεύγος τύπου K (NiCrNi) μπορεί να ελέγξει την θερμοκρασία του αποθηκευόμενου νερού ή την θερμοκρασία του νερού θέρμανσης που επιστρέφει. Το θερμοηλεκτρικό ζεύγος συνδέεται άμεσα στην κάτω αριστερή

μεριά του πίνακα ελέγχου (βλέπε την εικόνα μέσα στην παράγραφο 1.4). Το εγκατεστημένο καλώδιο πρέπει να αφαιρεθεί και στη θέση του να εγκατασταθεί το θερμοηλεκτρικό ζεύγος. Αυτό εγκαθίσταται στους σφιγκτήρες σύμφωνα με τα χρώματα, η άλλη πλευρά του πρέπει να τοποθετηθεί εκεί που αποθηκεύεται το νερό ή σε κάποιο σωλήνα με καλή θερμοαγωγιμότητα και μόνωση. Η διαμόρφωση στις ρυθμίσεις πρέπει να τεθεί στη θέση '1' (βλέπε παρ. 3.1). Ρυθμίστε επίσης θερμοκρασίες και πιέσεις όπως πρέπει.

Η μονάδα μπορεί να εκκινήσει, να σταματήσει και η παραγωγή του να ρυθμιστεί από ένα σύστημα παράκαμψης: Η εκκίνηση και το σταμάτημα μπορούν επιτευχθούν μόνο από τα αντίστοιχα κομβία. Οι τελικές κατανομές στο πάνελ ελέγχου είναι X3.9-X3.10 'N/O είσοδος, μηχανή ON' και X3.11-3.12 'N/C είσοδος, μηχανή OFF' και είναι συνήθως συνδεδεμένα με ένα wire jumper.

Για να εκκινήσει και να σταματήσει η μηχανή εξωτερικά, τα X3.9 και X3.10 πρέπει να είναι συνδεδεμένα με το wire jumper. Τα X3.11 και X3.12 πρέπει να είναι συνδεδεμένα με μια ξηρή ένωση. Εάν αυτός ο διακόπτης είναι κλειστός, η μηχανή θα εκκινήσει, εάν είναι ανοιχτός θα σταματήσει.

Για να εκκινήσει και να σταματήσει από εξωτερικά κουμπιά, απομακρύνεται τα καλώδια και συνδέστε έναν N/O διακόπτη στο X3.9-X3.10 και έναν διακόπτη N/C στο X3.11-X3.12.

Για να επιτευχθεί ρύθμιση ενέργειας από ένα εξωτερικό σήμα εύρους 0-10V: συνδέστε το σήμα για μέση πίεση 3-15MPa στους σφιγκτήρες X3.13-X3.14 των τελικών κατανομών, θέστε διαμόρφωση '2' στο μενού ρυθμίσεων (βλέπε παρ. 3.1).

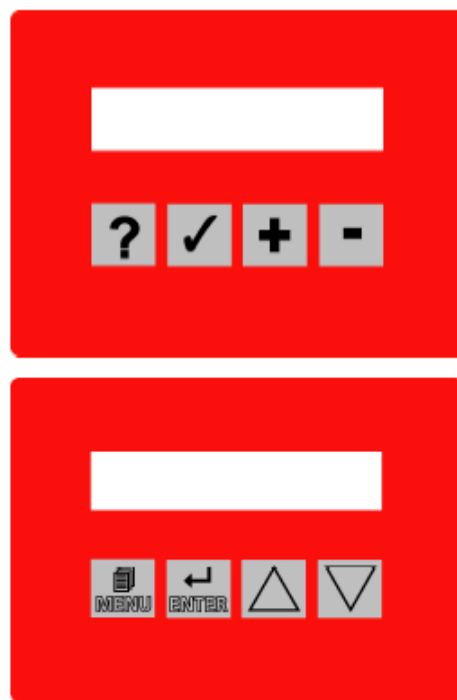
Ένας κώδικας σφάλματος μπορεί να εμφανιστεί από τον καταγραφέα δεδομένων (Görlitz ENZ 2000) μέσω ενός μόντεμ ή μέσω μιας σειριακής διασύνδεσης χρησιμοποιώντας το πρωτόκολλο M BUS.

7.3 ΕΝΑΡΞΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ & ΧΡΗΣΗ

7.3.1 Χρήση Των Κομβίων, Των Κλειδιών & Των Οθόνων

Ο διακόπτης του δικτύου διανομής και τα δύο κομβία ώθησης (πράσινο και κόκκινο) ,για την έναρξη και τη στάση, βρίσκονται στην πόρτα του πάνελ ελέγχου. Το πράσινο φως δείχνει το λειτουργούντα τρόπο, το κόκκινο φως δείχνει ένα σφάλμα. Η οθόνη με τα τέσσερα κλειδιά ελέγχου από κάτω, παρουσιάζει τις ενδείξεις και χρησιμοποιείται για είσοδο και προσαρμογή ρυθμίσεων

- Πιέστε το ? κλειδί για να επιλέξετε τις κύριες επιλογές. Αυτό το κλειδί χρησιμοποιείται επίσης, για μετακίνηση μέσω όλων των δευτερευόντων μενού και για να επιστρέψει στις αντίστοιχες κύριες επιλογές.
- Πιέστε το ✓ κλειδί, για να κινηθείτε στα δευτερεύοντα μενού.
- Πιέστε τα + και – κλειδιά για να αλλάξετε τις τιμές ή να δείτε την ακολουθία.



Οθόνη στο πάνω μέρος της πόρτας της μονάδας ελέγχου, κουμπιά/κλειδιά σε 2 εκδοχές, κύριοι διακόπτες

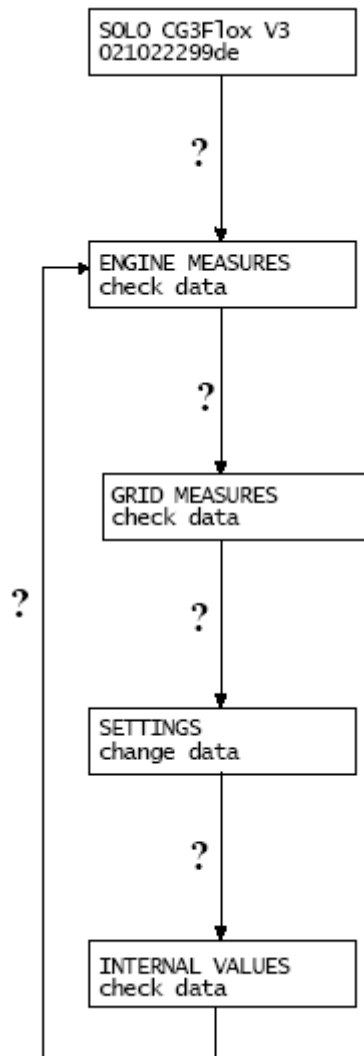
Η δομή του μενού επιλογών είναι διευκρινισμένη στις ακόλουθες σελίδες αλλά και σε μορφή διαγραμμάτων στο παράρτημα. Οι τιμές μπορούν να παρουσιαστούν στην οθόνη και η παραγωγή μπορεί να ρυθμιστεί με το χέρι ή εξωτερικά. Οι αριθμητικές τιμές που εισάγονται είναι παραδείγματα και μπορούν να ποικίλουν στη χρήση. Είναι δυνατός ο έλεγχος του μενού επιλογών χωρίς την έναρξη της μηχανής απλά ενεργοποιώντας τον διακόπτη του δικτύου διανομής και εν συντομία πιέζοντας το κόκκινο κομβίο.

Παρακαλώ ρίξτε μια ματιά στα δύο σημαντικότερα μενού επιλογών πριν ξεκινήσει η μηχανή για πρώτη φορά:

- Στο μενού ‘SETTINGS’ μπορείτε να εισαγάγετε την ‘SET MACHINE PRESSURE’ (μέση πίεση μηχανής) (επιλογή 0). Η παραγωγή ρυθμίζεται σε συμφωνία με αυτή την τιμή. Εδώ είναι που μπορεί να επιλογή για χειροκίνητη ρύθμιση της παραγωγής ή ρύθμιση μέσω εξωτερικού ελέγχου.

- Πιέσεις, θερμοκρασίες και άλλες τιμές παρουσιάζονται κάτω από εκεί που λέει 'ACTUAL ENGINE VALUES'

Κύριο μενού



Αφού εκκινήσει η μηχανή τυπώνονται, ο τύπος της μηχανής, η έκδοση του λογισμικού και ο σειριακός αριθμός.

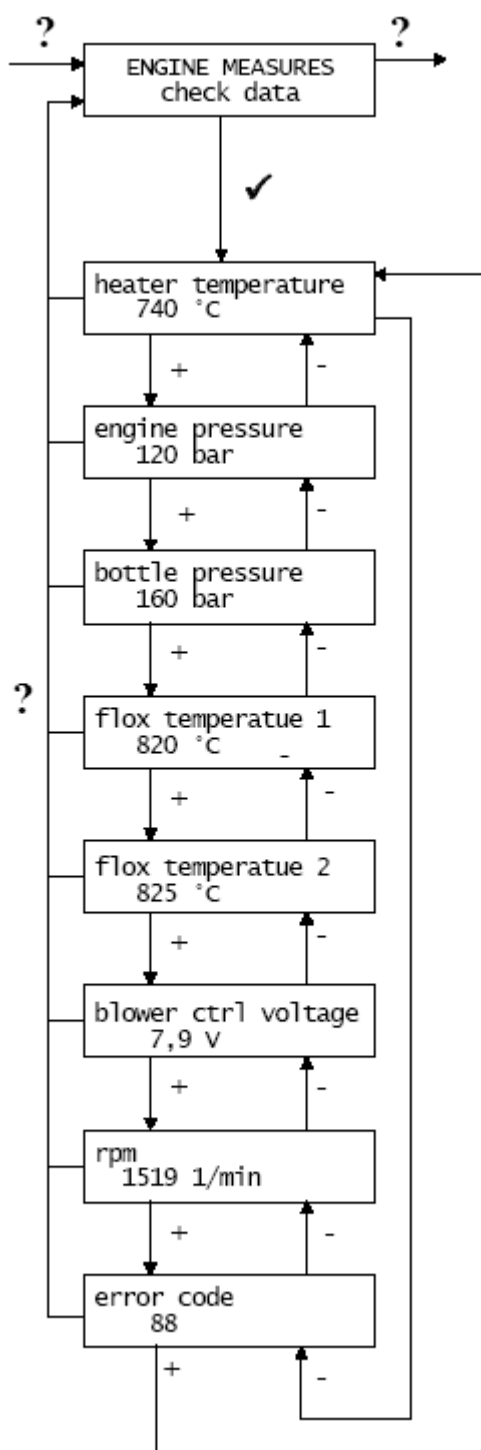
Αυτό επιτρέπει στις τιμές που έχουν σχέση με την τρέχουσα κατάσταση της μηχανής (πραγματικές τιμές) να παρουσιαστούν => βλέπε 'ENGINE MEASURES' < μενού

Σε αυτό το μενού μπορείτε να ελέγξετε δεδομένα που έχουν σχέση με τα κύρια ηλεκτρικά κυκλώματα (τάση, συχνότητα).
=>βλέπε> GRIG MENUS< μενού

Σε αυτήν την επιλογή δύνεται η δυνατότητα αλλαγής των ρυθμίσεων.
=>βλέπε> SETTINGS< μενού

Σε αυτή την επιλογή δύνεται η δυνατότητα για έλεγχο των εσωτερικά λειτουργούντων δεδομένων.

Μενού μετρήσεων μηχανής:



Αυτό το μενού επιτρέπει τον έλεγχο των τιμών που έχουν σχέση με την τρέχουσα κατάσταση της μηχανής

Δείχνει την τρέχουσα θερμοκρασία θερμαντήρα

Δείχνει την τρέχουσα μέση πίεση μηχανής

Δείχνει την τρέχουσα πίεση δοχείου

Η θερμοκρασία καυσαερίων στο θάλαμο καύσης καθορίζεται και παρουσιάζεται 2 φορές. Οι 2 τιμές μπορεί να διαφέρουν μεταξύ τους.

Δείχνει την τρέχουσα τάση ελέγχου στον ανεμιστήρα.

Δείχνει την τρέχουσα ταχύτητα

Ένας κώδικας σφάλματος θα παρουσιαστεί εάν εμφανιστεί κάποιο σφάλμα.
Συνήθης ένδειξη: 88

Μενού ρυθμίσεων (Settings)

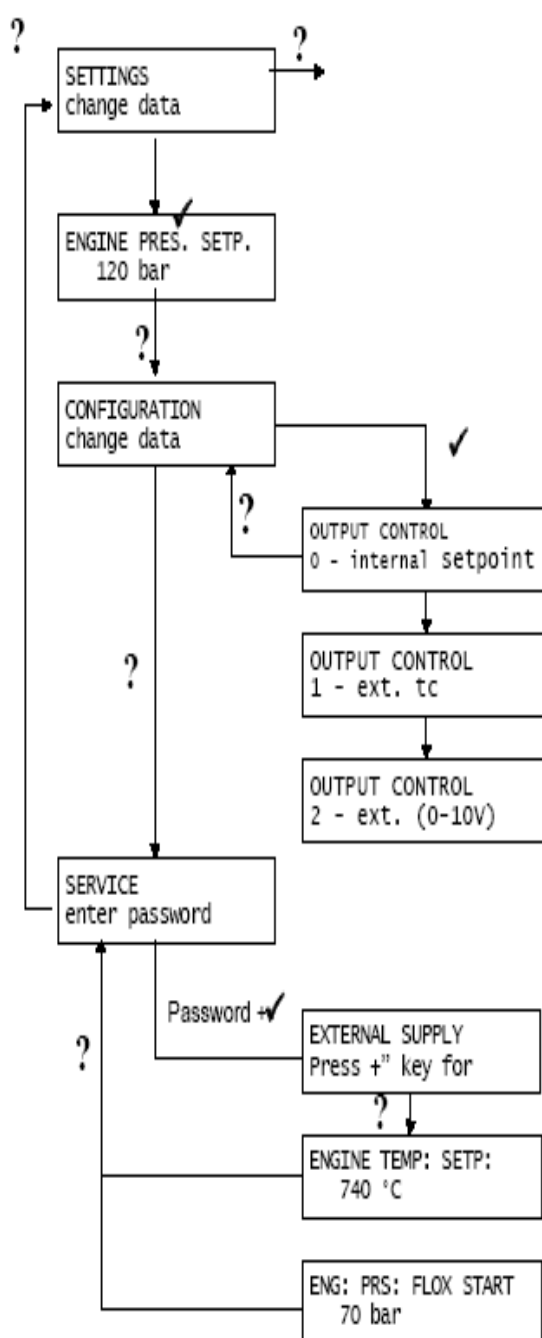
Σύμφωνα με την εγκατάσταση της μηχανής, διαφοροποιούμε στα εξής:

-**Ρύθμιση '0'**: η απαιτούμενη παραγωγή ρυθμίζεται από την εισαγωγή μιας προκαθορισμένης πίεσης.

-**Ρύθμιση '1'**: ένα εξωτερικό θερμοηλεκτρικό ζεύγος καθορίζει τη θερμοκρασία (π.χ. ενός κυλίνδρου DHW ή της θερμοκρασίας επιστροφής ενός κυλίνδρου DHW). Η παραγωγή της μηχανής έπειτα ταιριάζετε αναλόγως.

-**Ρύθμιση '2'**: μία εξωτερική μονάδα ελέγχου θέρμανσης τροφοδοτεί με ένα σήμα εύρους 0-10V. Η παραγωγή της μηχανής έπειτα ταιριάζετε αναλόγως.

Ρύθμιση '0'



Το κλειδί που οδηγεί στο μενού ρυθμίσεων.

Η προκαθορισμένη μέση πίεση (και επομένως η ζητούμενη παραγωγή) μπορεί να προσαρμοστεί με το κλειδί + (σε βήματα των 5 bar)

Αυτό επιτρέπει την αλλαγή των ρυθμίσεων. Αυτό το κλειδί επιτρέπει την είσοδο στο μενού OUTPUT CONTROL.

Το είδος του ελέγχου επιλέγεται με τα + ή -:

0:εσωτερικό καθορισμένο σημείο, προσαρμοσόμενο στη μέση πίεση.

1: Εξωτερικό θερμοηλεκτρικό ζεύγος am Controllerboard angeschlossen, misst z.B eine Speicher- oder Rücklauftemperatur

2: Εξωτερική μονάδα έλεγχου θέρμανσης (0-10 V) an Klemmleiste aufgelegt

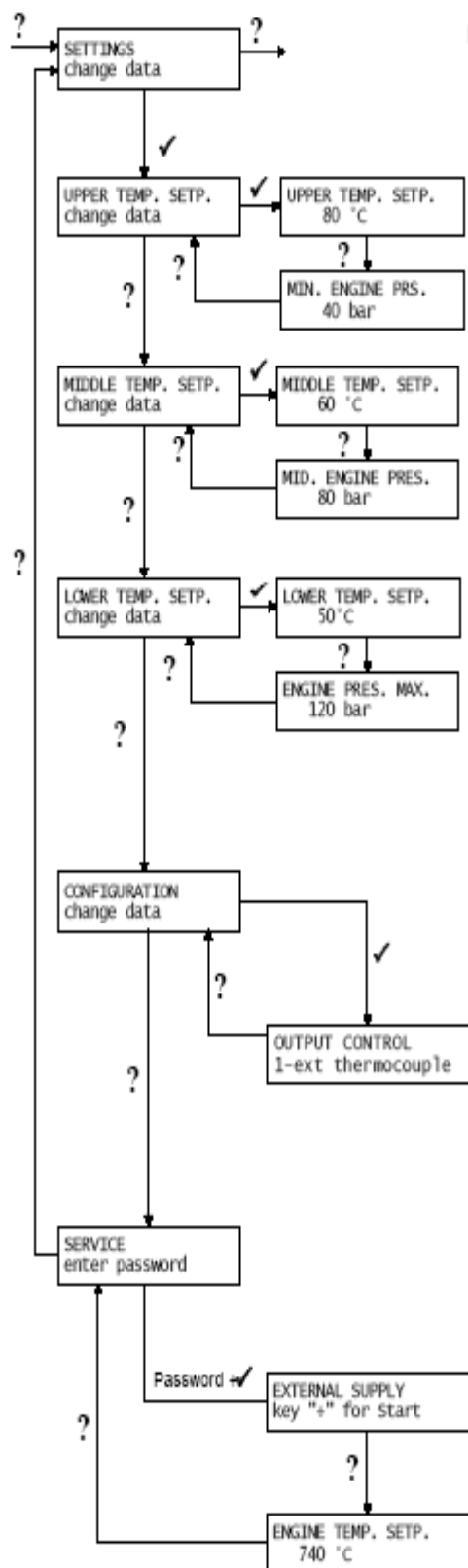
Οι παρακάτω λειτουργίες φυλάσσονται για το προσωπικό της συντήρησης και προστατεύονται από κωδικό. Βάζοντας τον κωδικό δίνεται η πρόσβαση στο μενού EXTERNAL SUPPLY.

Η διαδικασία εξωτερικής παροχής μπορεί να εκκινήσει χειροκίνητα με το κλειδί +. (η ένδειξη αλλάζει σύμφωνα με την κατάσταση της μηχανής)

Η θερμοκρασία του θερμοαντήρα μπορεί να αλλάξει με το +(με βήματα των 10⁰ C)

Η μέση πίεση αφού αλλάξουμε σε FLOX μπορεί να προσαρμοστεί με τα + ή -.

Ρύθμιση '1'



Το κλειδί ✓ οδηγεί στο μενού SETTINGS (ρυθμίσεων).

Με το + επιλέγονται η καθορισμένη θερμοκρασία κυλίνδρων DHW και η μέση πίεση, έτσι ώστε να επιτευχθούν όταν ξεπερνιέται αυτή η θερμοκρασία.

Χρησιμοποιώντας τα + και -, επιλέγεται ένα μέσο σημείο αλλαγής. Εάν αυτό δεν επιτευχθεί υπάρχουν 2 επιλογές: α) η παραγωγή θα αυξηθεί στην προκαθορισμένη πίεση ή β) η παραγωγή θα μειωθεί εάν έχουμε ξεπεράσει το σημείο.

Με το + και την ελάχιστη θερμοκρασία κυλίνδρων DHW μπορεί να επιλεγεί η συσχετιζόμενη μέση πίεση να επιτυγχάνεται όταν αυτή η θερμοκρασία δεν έχει επιτευχθεί.

Αυτό επιτρέπει τις ρυθμίσεις να αλλάξουν. Το κλειδί ✓ επιτρέπει την πρόσβαση στο μενού OUTPUT CONTROL (έλεγχος παραγωγής).

Το είδος του ελέγχου επιλέγεται με τα + ή -:
0: εσωτερικό καθορισμένο σημείο

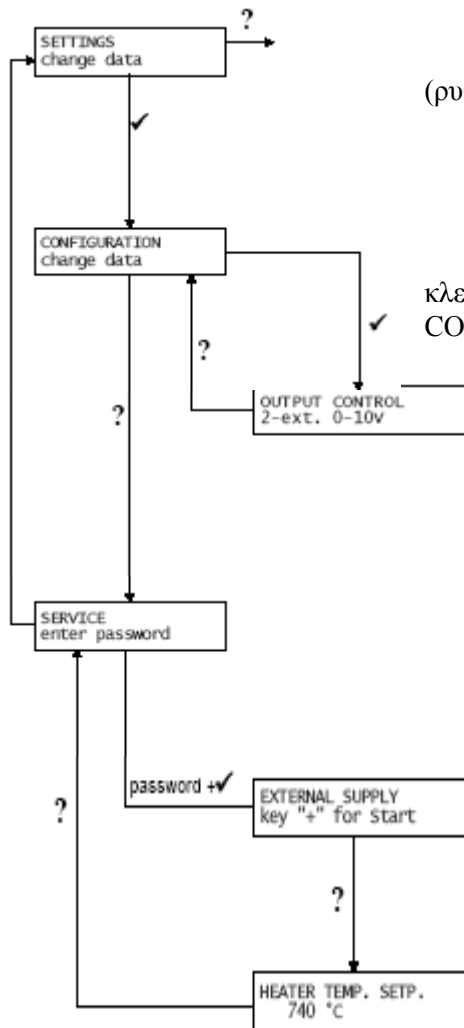
1: Εξωτερικό θερμοηλεκτρικό ζεύγος

2: Εξωτερική μονάδα έλεγχου θέρμανσης (0-10 V)

Οι παρακάτω λειτουργίες φυλάσσονται για το προσωπικό της συντήρησης και προστατεύονται από κωδικό. Βάζοντας τον κωδικό δίνεται η πρόσβαση στο μενού EXTERNAL SUPPLY.

Η διαδικασία εξωτερικής παροχής μπορεί να εκκινήσει χειροκίνητα με το κλειδί +. (η ένδειξη αλλάζει σύμφωνα με την κατάσταση της μηχανής)

Η θερμοκρασία του θερμαντήρα μπορεί να αλλάξει με το + (με βήματα των 10⁰ C)

Ρύθμιση '2'

Το κλειδί ✓ οδηγεί στο μενού SETTINGS (ρυθμίσεων).

Αυτό επιτρέπει τις ρυθμίσεις να αλλάξουν. Το κλειδί ✓ επιτρέπει την πρόσβαση στο μενού OUTPUT CONTROL (έλεγχος παραγωγής).

Το είδος του ελέγχου επιλέγετε με τα + ή

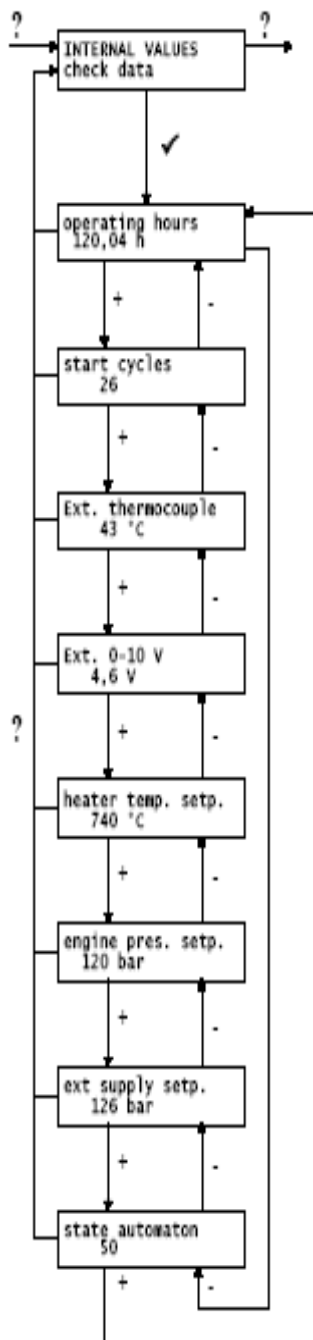
- :-
- 0: εσωτερικό καθορισμένο σημείο
 - 1: Εξωτερικό θερμοηλεκτρικό ζεύγος
 - 2: Εξωτερική μονάδα έλεγχου θέρμανσης (0-10 V)

Οι παρακάτω λειτουργίες φυλάσσονται για το προσωπικό της συντήρησης και προστατεύονται από κωδικό. Βάζοντας τον κωδικό δίνεται η πρόσβαση στο μενού EXTERNAL SUPPLY.

Η διαδικασία εξωτερικής παροχής μπορεί να εκκινήσει χειροκίνητα με το κλειδί +. (η ένδειξη αλλάζει σύμφωνα με την κατάσταση της μηχανής)

Η θερμοκρασία του θερμαντήρα μπορεί να αλλάξει με το +(με βήματα των 10⁰ C .

Μενού 'Internal value' (εσωτερικών τιμών)



Το μενού αυτό επιτρέπει τον έλεγχο των εσωτερικών δεδομένων λειτουργίας.

Μετρητής ωρών λειτουργίας

Έναρξη μετρητή κύκλων

Δείχνει την τρέχουσα τιμή του εξωτερικού θερμοηλεκτρικού ζεύγους. Αυτή η επιλογή δεν είναι διαθέσιμη στη ρύθμιση 0 και 2.

Δείχνει την τρέχουσα τάση τροφοδοσίας από την εξωτερική μονάδα ελέγχου θέρμανσης. Αυτή η επιλογή δεν είναι διαθέσιμη στη ρύθμιση 0 και 1.

Δείχνει την προκαθορισμένη θερμοκρασία του θερμαντήρα.

Δείχνει την τρέχουσα μέση πίεση μηχανής.

Δείχνει την υπολογισμένη μέση πίεση η οποία χρειάζεται για να αυξηθεί ο όγκος του He όλου του συστήματος στη μέγιστη τιμή. (για συντήρηση μόνο)

Δείχνει έναν εσωτερικό προσδιοριστεί ο οποίος περιγράφει την τρέχουσα κατάσταση λογισμικού.(για συντήρηση μόνο)

Πριν ενεργοποιηθεί η μηχανή Stirling γίνεται έλεγχος όλων των σημείων που παρατίθενται στην παράγραφο 7.3.2

7.3.2 Ελεγχος Πριν Την Εκκίνηση

Κλείστε την παροχή καυσίμου. Η μονάδα θα ξεκινήσει με το που ανοίξει ο διακόπτης του ρεύματος από το πίνακα του δικτύου διανομής. Για να αποφύγετε την έναρξη μπορείτε να διακόψετε την διαδικασία έναρξης: Αφού ανοίξετε τον διακόπτη του δικτύου διανομής και πατήσετε σύντομα το κόκκινο κομβίο, μπορείτε να κινηθείτε μέσα στα μενού και να ψάξετε για 'Engine Measures' χωρίς να ξεκινήσετε την μηχανή. Ο κώδικας σφάλματος είναι 88.

- Η πίεση στο δοχείο με το He πρέπει να είναι μεταξύ 120 και 210 bar. Εάν δεν είναι έτσι, γεμίστε το δοχείο σύμφωνα με τις οδηγίες της παραγράφου 7.5.3. Πρώτα, παρόλα αυτά, συμπληρώστε τις υπόλοιπες διαδικασίες καθώς το σύστημα πρέπει να είναι σε κατάσταση λειτουργίας πριν το γέμισμα.

- Η μέση πίεση μηχανής πρέπει να είναι μεταξύ 10 και 25 bar. Ελέγξτε την ένδειξη κάτω από το μενού 'Actual engine values', 'Machine pressure'. Εάν είναι πάρα πολύ χαμηλή, σβήστε τη μηχανή πιέζοντας το κόκκινο κομβίο και επανεκκινήστε την πάλι αμέσως με το πράσινο κομβίο. Η ένδειξη πρέπει τώρα να είναι 88, και η μηχανή αρχίζει την κανονική ακολουθία του προγράμματός της. Αυτό σημαίνει ότι προσπαθεί τώρα να αυξήσει την μέση πίεση μηχανής από το μπουκάλι ανεφοδιασμού στα 25 bar. Αυτό το βήμα πρέπει να χρησιμοποιείται για να φτάσει η μηχανή την ζητούμενη πίεση. Εάν η πίεση μηχανής είναι πάρα πολύ υψηλή, αφήστε τη μηχανή όπως είναι (ο κώδικας λάθους 41), ανοίξτε προσεκτικά τη βαλβίδα εξαερισμού στη κεφαλή των συμπιεστών (εικόνας παραγράφου 7.5.3). Με αυτό τον τρόπο η πίεση θα μειωθεί βαθμιαία. Μία ένδειξη θα δείξει τότε η πίεση έχει φτάσει την επιθυμητή τιμή. Σε εκείνο το σημείο ξανασφραγίστε το σύστημα. Ελέγξτε για διαρροές χρησιμοποιώντας έναν σπρέι για την ανίχνευση διαρροών.

- Ελέγξτε το επίπεδο του λαδιού. Το επίπεδο του λαδιού πρέπει να είναι γεμάτο από τη μέση μέχρι τα 2/3 του γυαλιού μέτρησης της στάθμης.

- Το δοχείο με το νερό ψύξης πρέπει να είναι γεμάτο από τη μέση έως τα 3/4. Εάν δεν ισχύει, τότε γεμίστε με νερό.

- Όλα τα προστατευτικά για την μεταφορά πρέπει να απομακρυνθούν

- Ελέγχος για την περιστροφική διεύθυνση της γεννήτριας:

Σημαντικό: Για αυτό τον σκοπό, η μέση πίεση μηχανής πρέπει να είναι μεταξύ 10 και 25 bar, και η μηχανή να έχει ένδειξη κώδικα σφάλματος 88 ή 41. Τώρα αφαιρέστε την πρώτη κάλυψη από το κουβούκλιο του σφονδύλου στην

αριστερή πλευρά της μηχανής. Πιέστε σύντομα τον διακόπτη της ηλεκτρικής γεννήτριας, που βρίσκεται πάνω στη δεξιά πλευρά του πάνελ ελέγχου και η μηχανή θα αρχίσει να γυρίζει. Η περιστροφική κατεύθυνση του σφονδύλου μπορεί να ελεγχθεί. Η περιστροφική κατεύθυνση, που παρακολουθείται από μπροστά, είναι σε αυτήν την περίπτωση δεξιόστροφη. Παρακαλώ χρησιμοποιήστε λαμπτήρα πυρακτώσεως για τον οπτικό έλεγχο, δεδομένου ότι το φως από νέον μπορεί να οδηγήσει σε λάθη. Εναλλακτικά, πιέστε μία δέσμη καλωδίων ελαφριά πάνω στο σφόνδυλο. **ΛΑΘΟΣ** Η τυχόν αντίθετη κατεύθυνση περιστροφής μπορεί να οδηγήσει σε σοβαρή και δαπανηρή ζημία. Ένας απλός τρόπος να ελεγχθεί η κατεύθυνση της περιστροφής μπορεί να πραγματοποιηθεί χρησιμοποιώντας έναν ελεγκτή συνοχής στο διακόπτη πίεσης πετρελαίου. Τραβήξτε το λαστιχένιο ακροφύσιο του διακόπτη στη μηχανή και συνδέστε τον ελεγκτή και με τις δύο υποδοχές. Ξεκινήστε τη γεννήτρια χειροκίνητα, χρησιμοποιώντας τον διακόπτη της ηλεκτρικής γεννήτριας. Μετά από 2-3 sec, το πετρέλαιο πρέπει να είναι υπό πίεση και ο ελεγκτής συνοχής πρέπει να ηχήσει.

- Έλεγχος του εξωτερικού συστήματος ψύξης. Είναι η εξωτερική υδραντλία συνδεδεμένη σωστά; Όταν γεμίσει η μηχανή για πρώτη φορά, εξασφαλίστε ότι η βαλβίδα εξαερισμού στον εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίων είναι ανοικτή. Για να διαβεβαιωθείτε ότι αυτό συμβαίνει αφαιρέστε την πάνω κάλυψη του κουβούκλιου. Ο εξαεριστήρας είναι τώρα προσβάσιμος. Ανοίξτε τον πρώτο ολισθαίνοντα ρυθμιστή εισαγωγής έως ότου έχει δραπετεύσει όλος ο αέρας. Κατόπιν κλείστε τον και ανοίξτε τον δεύτερο ολισθαίνοντα ρυθμιστή, επιτρέποντας στον αέρα για να δραπετεύσει ακόμα μια φορά. Κατόπιν σφραγίστε τον εξαεριστήρα και ανοίξτε και τους δύο ολισθαίνοντες ρυθμιστές. Οι γραμμές του εξωτερικού συστήματος κυκλοφορίας μπορούν τώρα να ελεγχθούν ως προς την πίεση.

- Έλεγχος των συνδέσεων του καυσίμου. Ανοίξτε την τάπα για το καύσιμο. Πρέπει όλες οι γραμμές να είναι σφιχτά συνδεδεμένες. Στην αρχή πρεσάρετε την γραμμή του καυσίμου: οι μετρητές μπορεί να περιέχουν ακόμα πολύ αέρα μετά από την αρχική συναρμολόγηση, πράγμα το οποίο μπορεί να οδηγήσει σε δυσκολίες κατά την εκκίνηση. Εάν υπάρχει μία δίοδος δοκιμής πίεσης στο δωμάτιο ή στη μηχανή, ανοίξτε την έως ότου μπορεί να ανιχνευθεί η μυρωδιά του καυσίμου. Κατόπιν κλείστε την δίοδο δοκιμής πίεσης. Διαφορετικά για να ξεπλυθεί η γραμμή θα πρέπει η

μηχανή να εκκινήσει πολλές φορές έτσι ώστε να καεί όλο το καύσιμο. Οι οδηγίες για τη ρύθμιση του μίγματος παρέχονται στην παράγραφο 5.

- Έλεγχος της πίεσης της παροχής καυσίμου. Η πίεση παροχής καυσίμου πρέπει να είναι μεταξύ 45 και 65 mbar. Για να την ελέγξετε, συνδέστε ένα μανόμετρο στην δίοδο δοκιμής, εκτός και αν υπάρχει ένα ήδη εγκαταστημένο.
- Προρύθμιση ενός μέσου φορτίου στο μενού 'Settings' π.χ. 80 bar.
- Όταν όλες οι προετοιμασίες έχουν τελειώσει, **ξεκινήστε την μηχανή με το reset του κόκκινου κομβίου και το πάτημα του πράσινου**. Βλέπε παρακάτω παράγραφο.

7.3.3 Πρόγραμμα Εκκίνησης & Σταματήματος

Η Stirling CHP έχει εξοπλιστεί με ένα αυτόματο σύστημα ελέγχου το οποίο καταγράφει τη λειτουργία των αισθητήρων. Η μηχανή σβήνει αυτόματα εάν εμφανιστεί ένα πρόβλημα στη λειτουργία της μονάδας. Κανονικά το ακόλουθο πρόγραμμα τρέχει στην έναρξη ή τη στάση:

Πρόγραμμα έναρξης

Δράση του χρήστη:

- Εάν είναι απαραίτητο, εκκινήστε τις εξωτερικές ψυκτικές διατάξεις κυκλοφορίας και ανοίξτε τον ολισθαίνοντα ρυθμιστή.
- Ανοίξτε την εξωτερική βαλβίδα καυσίμου.
- Ενεργοποιήστε το δίκτυο διανομής ή πατήστε το πράσινο κομβίο. Σε περίπτωση ύπαρξης συστήματος παράκαμψης η απενεργοποίηση του είναι αναγκαία. Όταν τερματίσει η λειτουργία της μηχανή είτε πιέζοντας το κόκκινο κομβίο είτε λόγω κάποιου σφάλματος και πάτε να την επανεκκινήσετε αμέσως πιέζοντας το πράσινο κομβίο υπάρχει η πιθανότητα το πράσινο φως να μην ανάψει και η μηχανή να μην εκκινήσει. Σε αυτή την περίπτωση δεν υπάρχει απενεργοποίηση του συστήματος παράκαμψης.

Ακολουθία του προγράμματος:

- Η πίεση της μηχανής φτάνει περίπου τα 25 bar.
- Ο θάλαμος καύσης έχει ξεπλυθεί, ο ανεμιστήρας λειτουργεί.
- Ο μηχανισμός έναυσης του καυσίμου ενεργοποιείται και ξεκινάει η έναυση του καυσίμου ενώ το πάνελ ελέγχου καταγράφει την πίεση του

φουσητήρα και την φλόγα στη φάση της θέρμανσης μέσω του εκκινητή του καυστήρα.

- Γίνεται ανάφλεξη στον καυστήρα, και η θερμοκρασία της μηχανής αυξάνει. Εάν η ανάφλεξη αποτύχει ή φλόγα κατά την διάρκεια της θέρμανσης σβήσει ή δεν επιτευχθεί η επιθυμητή πίεση φουσητήρα, τότε το κουμπί reset στη μονάδα ανάφλεξης φωτίζεται. (Δείτε κάτω από "το λάθος 31" στο επόμενο κεφάλαιο καταλόγων κώδικα λάθους)

- Όταν η θερμοκρασία στον θερμαντήρα φθάσει τους 520 °C, ο διακόπτης του κυκλώματος συνδέει τη μηχανή με το δίκτυο διανομής (η ηλεκτρική γεννήτρια ενεργεί ως κινητήρας).

- Ταχύτητα 1500 rpm

- Μετά από ένα σύντομο διάλειμμα, η θερμοκρασία ελέγχου αυξάνεται εντός λίγων λεπτών μέχρι τους 770 °C, και η μηχανή αρχίζει να ρυθμίζει την πίεση προκειμένου να διατηρηθεί αυτή η θερμοκρασία. Συγχρόνως, η θερμοκρασία καυσαερίων, που επιστρέφουν, (Flux θερμοκρασία 1 και 2) φτάνει τους 720 °C

- Όταν η θερμοκρασία των καυσαερίων φθάσει τους 720 °C, ο μηχανισμός ανάφλεξης του καυσίμου απενεργοποιείται και οι βαλβίδες καυσίμου ελέγχονται από ένα πρόσθετο κύκλωμα ασφάλειας. Η μέση πίεση μηχανής υπερπηδά το φραγμό των 70 bar. Η θερμοκρασία ελέγχου σταθεροποιείται σε μια τιμή μεταξύ των 700 - 750 °C.

- Η ηλεκτρική γεννήτρια παρέχει έπειτα ισχύ στο δίκτυο διανομής, και η ταχύτητα περιστροφής της είναι πάνω από τα 1500 rpm.

- Μετά από περίπου ένα λεπτό πρέπει να οριστεί το απαιτούμενο φορτίο στην οθόνη ελέγχου (οθόνη και 4 κλειδιά ελέγχου αλλάζουν σε: CHANGE SETTINGS) ή εναλλακτικά θα γυρίσουμε σε εξωτερικό έλεγχο και το σύστημα θα προσεγγίσει το προκαθορισμένο φορτίο του.

Μετά από περίπου 20 λεπτά, το σύστημα έρχεται σε ισορροπία, και η μέση πίεση μηχανής μπορεί να ποικίλει μεταξύ 30 και 150 bar. Το όριο των 150 bar μπορεί να επιτευχθεί μόνο όταν η θερμοκρασία στο κουβούκλιο και το δοχείο He φθάσει στο κανονικό σημείο λειτουργίας.

Σε περίπτωση που η πίεση του καυσίμου είναι κάτω από 45 mbar, είναι δυνατό η μέγιστη ισχύς ανεμιστήρων να μειωθεί από το μενού υπηρεσιών. Έπειτα, η μέση

πίεση μηχανής μπορεί να είναι διαφορετική από την καθορισμένη πίεση. Επίσης, εάν η πίεση του εσωτερικού μπουκαλιού He είναι χαμηλή, η καθορισμένη πίεση δεν θα επιτευχθεί.

Μετά από 10 λεπτά και κάθε 24 ώρες έκτοτε, το κύκλωμα ασφάλειας του καυσίμου κλείνει σύντομα τις βαλβίδες για να πραγματοποιήσει έναν έλεγχο. Μετά από 30 λεπτά και έπειτα κάθε 24 ώρες, η παροχή Με συνέπεια την προσωρινή εκτόνωση της πίεσης στη μηχανή.

Πρόγραμμα σταματήματος

Δράση του χρήστη:

- Πατήστε το κόκκινο κομβίο σβήσιματος.
- Ποτέ μην σβήνεται απλά την μηχανή από το δίκτυο διανομής. Η πίεση της μηχανής πρέπει να περιοριστεί και να ελαττωθεί με έναν ελεγχόμενο τρόπο.

Ακολουθία του προγράμματος:

- Ο καυστήρας σβήνει, και η βαλβίδες καυσίμου κλείνουν άμεσα.
- Η μηχανή εκτονώνει την πίεση, έως τα 50 bar. Μόλις η θερμοκρασία είναι μικρότερη των 300 °C και η μέση πίεση μηχανής είναι 32 bar, η ηλεκτρική γεννήτρια αποσυνδέεται από την παροχή ηλεκτρικού ρεύματος.
- Η μηχανή συνεχίζει να εκτονώνει την πίεση κατά τη διάρκεια της φάσης της λειτουργίας.
- Ο διαχειριστής σβήνει όλες τις μονάδες όταν η μηχανή έχει σταματήσει. Οι λάμπες κατάστασης σβήνουν (εκτός και εάν έχει υποδειχθεί κάποιο σφάλμα- το κόκκινο φως παραμένει ανοιχτό).
- Κατά τη διάρκεια 30 λεπτών μετά το σβήσιμο η εσωτερική υδραντλία ενεργοποιείται κάθε 5 λεπτά για 5 δευτερόλεπτα. Η διαδικασία αυτή διαρκεί 30 λεπτά, εάν όμως η μονάδα τερματίστηκε από μια εξωτερική διαχείριση, αυτό επαναλαμβάνεται συνέχεια.

Δράση του χρήστη:

- Κλείστε το εξωτερικό ψυκτικό κύκλωμα, εάν χρειάζεται.
- Κλείστε την εξωτερική βαλβίδα καυσίμου.
- Γυρίστε όλους τους κύριους διακόπτες στο 'OFF'.

7.4 ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΑ

7.4.1 Αρχικές Σημειώσεις

Η μηχανή είναι εξοπλισμένη με ένα εκτενές ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου που μπορεί να ανιχνεύσει τα περισσότερα ελαττώματα και να ειδοποιήσει για αυτά στέλνοντας ένα 2-ψηφίο αριθμητικό κώδικα. Είναι εντούτοις σημαντικό να πραγματοποιείται μια σύντομη οπτική επιθεώρηση της μηχανής κατά διαστήματα, έτσι ώστε να υπάρχει γνώση της κατάστασης των συστημάτων προτού να διακοπεί η λειτουργία της μηχανής λόγω ενός ελαττώματος. Πολλά ελαττώματα μπορούν να ανιχνευθούν με αυτόν τον τρόπο και να επιδιορθωθούν σε σύντομο χρόνο.

7.4.2 Κώδικες Σφάλματος&Οδηγίες

Οι κώδικες σφάλματος μπορούν να διαβαστούν από την ένδειξη ή απευθείας από τον ηλεκτρονικό πίνακα, ο οποίος επίσης μεταδίδει τα δεδομένα.

Σφάλμα	Σύντομη περιγραφή	Αίτιο του σφάλματος
0	Πίεση μηχανής πολύ χαμηλή	Η μέση πίεση έχει πέσει κάτω από ένα ελάχιστο όριο.
1	Η μηχανή σβήνει αμέσως μετά την εκκίνηση της	Η μηχανή αποσυνδέθηκε από το δίκτυο διανομής στη φάση run-on και ξεκίνησε πριν να ακινητοποιηθεί. Ή, ο διακόπτης της γεννήτριας ενεργοποιήθηκε χειροκίνητα.
2	Ανοιχτό θερμοηλεκτρικό ζεύγος	Το θερμοηλεκτρικό ζεύγος συνδέθηκε λανθασμένα. Το θερμοηλεκτρικό ζεύγος έχει βλάβη.
3		Η γεννήτρια χρειάζεται πολύ ώρα μετά την έναρξη για να φθάσει στην ονομαστική ταχύτητά της. Μετά από το σφάλμα 54 ο διακόπτης περιορισμού της ταχύτητας παραμένει ανοιχτός. Υποδεικνύει ένα σφάλμα μηχανής
4	Αύξηση ταχύτητας	Το επίπεδο της ταχύτητας είναι πολύ επίπεδο. Η πίεση στη μηχανή είναι πάρα πολύ υψηλή. Αισθητήρας ταχύτητας ελαττωματικός. Μετά από το σφάλμα 54 ο διακόπτης περιορισμού της ταχύτητας παραμένει ανοιχτός
6	Θερμοκρασία ψύξης πολύ υψηλή	Η θερμοκρασία ψύξης στο εσωτερικό ψυκτικό κύκλωμα είναι μεγαλύτερη των 85 °C. Θερμοκρασία παροχής της CHP πολύ υψηλή. Ολισθαίνων ρυθμιστής κλειστός . Χαλασμένη αντλία ή αποσυνδεδεμένη από την παροχή ρεύματος. Απώλειες ψύξης στο εσωτερικό ψυκτικό κύκλωμα.
7	Θερμοκρασία He πολύ υψηλή	Η θερμοκρασία του He δεν ελέγχεται, υπερθέρμανση. Πρόβλημα εκκίνησης, το φορτίο δεν είναι αρκετά

Σφάλμα	Σύντομη περιγραφή	Αίτιο του σφάλματος
		μεγάλο μετά την αλλαγή από λειτουργία με φλόγα σε λειτουργία με FLOX. Η μεταβολή από χαμηλά σε υψηλά φορτία γίνεται πολύ γρήγορα. Το θερμοηλεκτρικό ζεύγος έχει βλάβη.
10	Ταχύτητα πολύ χαμηλή	Η ταχύτητα της μηχανής είναι πολύ χαμηλή. Πρόβλημα στη συχνότητα του δικτύου διανομής. Ο ταχογράφος έχει πρόβλημα ή έχει ρυθμιστεί λανθασμένα.
11	Πίεση λαδιού	Ο διακόπτης πίεσης λαδιού έχει βλάβη. Δεν υπάρχει λάδι στην ελαιολεκάνη, διαρροή λαδιού. Χαλασμένα ρουλεμάν Πρόβλημα αντλίας λαδιού. Διάλειμμα κατά τη διάρκεια της πλήρωσης φίλτρων στο αρχικό ξεκίνημα.
12	Watchdog time out	Το λογισμικό ελέγχου έχει εμφανίσει κάποιο πρόβλημα. Ο πίνακας έχει βλάβη. Εξωτερικά προβλήματα.
23	Watchdog oscillator	Ο ηλεκτρικός ταλαντωτής χάλασε. Εάν επαναληφθεί: έχει βλάβη ο πίνακας.
27	Κατανάλωση ενέργειας	Η ταχύτητα έχει μειωθεί κάτω από τη σύγχρονη ταχύτητα, η μηχανή αυξάνει την παραγωγή κατά τη διάρκεια της λειτουργίας. Σοβαρή ζημιά στη μηχανή.
28	Λανθασμένη κατάσταση μηχανής	Το λογισμικό έχει βλάβη. Οι βαλβίδες ηλίου δεν ενεργοποιούνται πλέον. Σοβαρό ηλεκτρικό ελάττωμα.
31	Τέλος αύξησης θερμοκρασίας	Αρχική φάση χρονοβόρα. Η εκκίνηση του καυστήρα έχει ρυθμιστεί πολύ αργά. Η πίεση τροφοδοσίας του καυσίμου είναι χαμηλή, η παραγωγή του ανεμιστήρα είναι πολύ μεγάλη. Ο μηχανισμός ελέγχου της έναυσης ανταποκρίθηκε (πάνω αριστερή μεριά).Πιέστε το κομβίο πάνω στη συσκευή.!*
32	Θερμοκρασία καυσαερίων πολύ χαμηλή	Η θερμοκρασία των καυσαερίων που επιστρέφουν έπεσε κάτω από τα επιτρεπτά όρια.** Η παροχή καυσίμου διακόπηκε. Το θερμοηλεκτρικό ζεύγος έχει βλάβη.
33	Θερμοκρασία καυσαερίων πολύ υψηλή	Η θερμοκρασία των καυσαερίων που επιστρέφουν ανέβηκε πάνω από τα επιτρεπτά όρια.** Ο εσωτερικός θάλαμος καύσης έχει τοποθετηθεί λανθασμένα. Το μίγμα καυσίμου είναι πολύ πλούσιο.
37	Δεν καταγράφεται άφλογη οξείδωση	Ο διακόπτης της άφλογης λειτουργίας έκλεισε από λάθος: <ul style="list-style-type: none"> • Το self test απέτυχε • Το θερμοηλεκτρικό ζεύγος ελέγχου του FLOX έχει βλάβη • Η παροχή καυσίμου σταμάτησε • Χαμηλή θερμοκρασία στο θάλαμο καύσης • Ο διακόπτης της FLOX έχει πρόβλημα
38	Συνολική ποσότητα He	Η εξωτερική βαλβίδα παροχής δεν είναι σφιχτή.

Σφάλμα	Σύντομη περιγραφή	Αίτιο του σφάλματος
	πολύ υψηλή	
40	Ελάχιστη συχνότητα του δικτύου διανομής	Το κύκλωμα ασφαλείας του δικτύου διανομής.
41	Χαμηλή τάση L1	Το κύκλωμα ασφαλείας του δικτύου διανομής.. Τεστ ασφαλείας στο F1 στο ξεκίνημα.
42	Χαμηλή τάση L2	Το κύκλωμα ασφαλείας του δικτύου διανομής..
43	Χαμηλή τάση L3	Το κύκλωμα ασφαλείας του δικτύου διανομής..
44	Σφάλμα προγράμματος, έλεγχος συχνοτήτων	Πρόβλημα λογισμικού. Το L1 διακόπηκε. Εξωτερική παρέμβαση.
45	Μέγιστη συχνότητα του δικτύου διανομής	Το κύκλωμα ασφαλείας του δικτύου διανομής..
46	Υψηλή τάση L1	Το κύκλωμα ασφαλείας του δικτύου διανομής.
47	Υψηλή τάση L2	Το κύκλωμα ασφαλείας του δικτύου διανομής.
48	Υψηλή τάση L3	Το κύκλωμα ασφαλείας του δικτύου διανομής.
49	Σφάλμα προγράμματος, έλεγχος τάσεων	Πρόβλημα λογισμικού. Εξωτερική παρέμβαση.
50	Ασυμμετρία της τάσης	Η μία από τις 3 φάσεις διαφέρει περισσότερο από 30 V.
51	Λήξη χρόνου γεμίσματος	Η μηχανή χρειάζεται πολύ χρόνο να φτάσει την αρχική πίεση. Η βαλβίδα παροχής έχει βλάβη, δεν έχει εισαχθεί. Η πίεση παροχής της μπουκάλας πολύ χαμηλή. Ο αισθητήρας της πίεσης της μηχανής έχει βλάβη.
52	Θερμοκρασία He πολύ χαμηλή Έναρξη	Η θερμοκρασία ελέγχου του εργαζόμενου αερίου δεν μπορούσε να διατηρηθεί κατά την έναρξη. Η ισχύς του καυστήρα είναι χαμηλή, αραιό μίγμα, πίεση παροχής καυσίμου χαμηλή. Πιθανόν επίσης: η θερμοκρασία ψύξης πολύ υψηλή, 90 °C**.
53	Θερμοκρασία He πολύ χαμηλή FLOX MODE	Η θερμοκρασία ελέγχου του εργαζόμενου αερίου δεν μπορούσε να διατηρηθεί και για αυτό το λόγο έπεσε κάτω από μια επιτρεπόμενη τιμή. Η παροχή καυσίμου διακόπηκε. Ελάττωμα του καυστήρα. Πιθανόν επίσης: η θερμοκρασία ψύξης πολύ υψηλή, 90 °C**.
54	Υπερβολική ταχύτητα	Η επιτρεπόμενη ταχύτητα λειτουργίας έχει ξεπεραστεί. Πρόβλημα στη συχνότητα του δικτύου διανομής Πρόβλημα του δικτύου διανομής. Κεραυνός.
55	Πίεση εκκίνησης πολύ υψηλή	Η πίεση εκκίνησης πολύ υψηλή. Η μηχανή δεν μπορεί να εκκινήσει.
56	Θερμοκρασία He πολύ υψηλή	Σαν πρόσθετη προφύλαξη ασφάλειας ένα hardware ελέγχει τη θερμοκρασία των εναλλακτών θερμότητας για υπερθέρμανση. Θερμοηλεκτρικό ζεύγος ελαττωματικό. Ελάττωμα καυστήρα. Λάθος προγράμματος. Διαφορετικά ως λάθος 7.

Σφάλμα	Σύντομη περιγραφή	Αίτιο του σφάλματος
57	Πίεση δοχείου πολύ υψηλή	Πίεση δεξαμενών ηλίου κάτω από τα 45 bar. Διαρροή ή ο δίσκος ρήξης είναι ελαττωματικός.
63	Σφάλμα έναυσης	Ο μηχανισμός έναυσης έχει καταγράψει ένα σφάλμα του καυστήρα κατά την εκκίνηση. Η παροχή καυσίμου διακόπηκε. Το μίγμα εκκίνησης είναι φτωχό. Το ηλεκτρόδιο ελέγχου έναυσης είναι ελαττωματικό.
88	Κανονική κατάσταση λειτουργίας	

*) Ο μηχανισμός έναυσης του καυσίμου στο πάνελ ελέγχου καταγράφει την πίεση του φυσητήρα, την έναυση και τη φλόγα . Σε περίπτωση σφάλματος το κόκκινο κομβίο φωτίζεται και μπορεί να ξεκλειδωθεί πιέζοντάς το. Πιέζοντας το για παραπάνω από 3 sec, το λαμπάκι θα σβήσει και μετά αφήνοντας το θα δείξει έναν αριθμό φωτεινών σινιάλων τα οποία σημαίνουν:

1 x: Σήμα πίεσης αέρα από τον ελεγκτή της πίεσης πριν την εκκίνηση του φυσητήρα

2 x: Καθόλου πίεση αέρα 5sec μετά την εκκίνηση του φυσητήρα

3 x: Η πίεση του αέρα ελαττώνεται μετά από 5 sec ή περισσότερο

4 x: Καθόλου φλόγα κατά τη διάρκεια του χρόνου ασφάλειας

5, 6 x: Σβήσιμο της φλόγας μετά την έναυση

**) Ένα υψηλό όριο ασφάλειας διακοπής, το οποίο λειτουργεί ανεξάρτητα από το ηλεκτρονικό σύστημα, είναι εγκατεστημένο στον αεριοψύκτη της μηχανής κοντά στην έξοδο του νερού, και έχει άμεση επιρροή στις βαλβίδες καυσίμου. Εάν η θερμοκρασία εδώ φτάσει τους 90 °C, η παροχή καυσίμου διακόπτεται. Ο περιοριστής της θερμοκρασίας επαναρυθμίζεται με το κλείσιμο των εφαρμογών πατώντας το κόκκινο κομβίο και επιτρέποντας του να ψυχθεί για λίγα λεπτά. (το ψυκτικό νερό στις μηχανής τον αεριοψύκτη πρέπει να είναι κάτω από τους 50 °C).

7.5 ΕΛΕΓΧΟΙ & ΣΥΝΤΗΡΗΣΗ

7.5.1 Αρχικές Σημειώσεις

Η εργασία συναρμολόγησης της μηχανή ή κάποιων άλλων μερών της μηχανής επιτρέπεται μόνο από το εξειδικευμένο προσωπικό που έχει εκπαιδευτεί από τον κατασκευαστή, και το οποίο γνωρίζει τους κινδύνους από:

- το ηλεκτρικό ρεύμα
- το καύσιμο
- την πίεση
- τις υψηλές θερμοκρασίες



Υλικά όπως το αδρανές αέριο, τα λιπαντικά και τα υλικά μόνωσης πρέπει να χρησιμοποιούνται σωστά. Δείτε τις οδηγίες υπηρεσιών για τις περαιτέρω λεπτομέρειες.

7.5.2 ΓΕΝΙΚΟΙ ΈΛΕΓΧΟΙ

Υποτίθεται ότι ο καθένας που πλησιάζει το σύστημα, ακόμη και σε τακτά χρονικά διαστήματα, θα κάνει μια συνοπτική επιθεώρηση του συστήματος:

Έλεγχοι

Έλεγχος για τις διαρροές στο σύστημα λίπανσης ή το σύστημα ψύξης.

Οπτικός έλεγχος του θαλάμου καύσης και του καυστήρα:

- οι γραμμές καυσίμου πρέπει να είναι ελεύθερες να δονούνται χωρίς να έρχονται σε επαφή η μία με την άλλη ή με άλλα μέρη.
- υπάρχουν καθόλου βιολετί λεκέδες απ' έξω από τον θάλαμο καύσης;
- είναι τα άσπρα σκoiνιά συσκευασίας μεταξύ των μεμονωμένων τμημάτων του καυστήρα σε καλή κατάσταση;

Υπάρχουν τμήματα τα οποία είναι χαλαρά και προκαλούν θόρυβο ή δονήσεις;

Υπάρχουν τμήματα τα οποία έχουν πέσει στο πλατό της βάσης;

Ελέγξτε το επίπεδο του νερού και του λαδιού

Ελέγξτε την θερμοκρασία του νερού

Ελέγξτε τα δεδομένα της μηχανής: θερμοκρασία εναλλάκτη, πίεση μπουκάλας, πίεση μηχανής.

Οι ενδείξεις 'παίζουν';

Ακουστικός έλεγχος: μη φυσιολογικός θόρυβος ή υπερβολικές δονήσεις.

Ελέγξτε την πίεση στο εξωτερικό δοχείο 10 lt με το He, αντικαταστήστε το εάν η πίεση είναι μικρότερη των 40 bar.

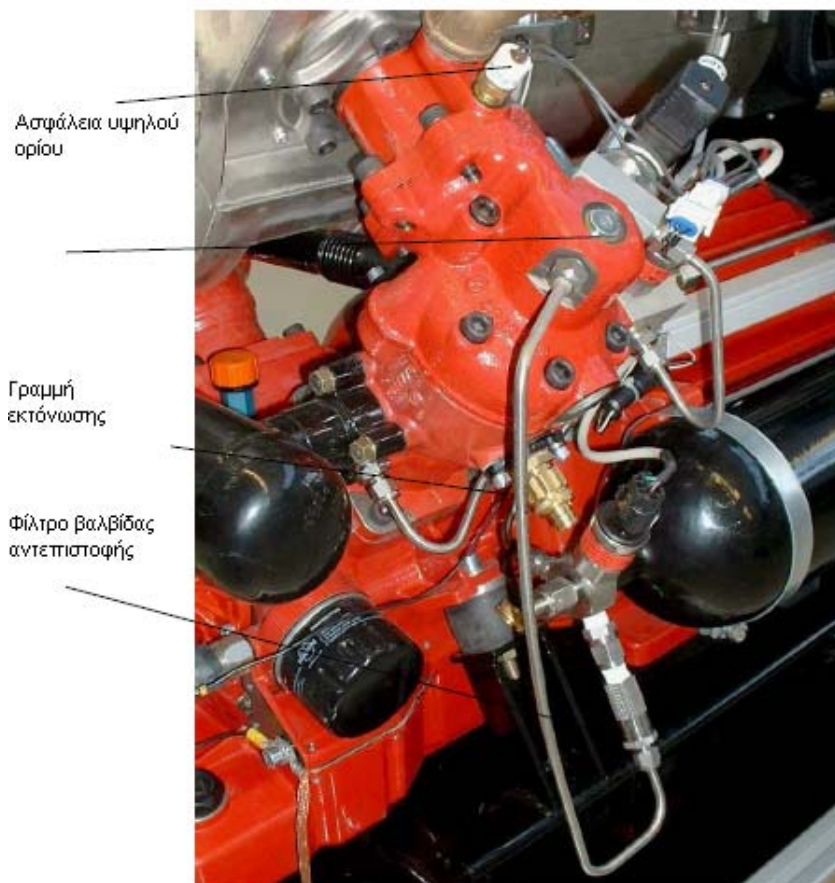
Καταγραφή στο βιβλίο δεδομένων: Όλες οι επισκέψεις, οι έλεγχοι και οι εργασίες συντήρησης πρέπει να καταγράφονται εδώ-με ημερομηνία και υπογραφή.

7.5.3 Το Σύστημα He

Δουλεύοντας με το σύστημα He, πάντοτε εξασφαλίστε ότι η πίεση είναι μεγάλη, π.χ. παραπάνω από 200 bar. Λάβετε τα κατάλληλα μέτρα για να εξασφαλίσετε ότι αυτή η κατάσταση διατηρείται. Η εργοστασιακή ένδυση είναι υποχρεωτική.

Οι χειριστές που θα εγκαταστήσουν τη γραμμή ανεφοδιασμού από το εξωτερικό μπουκάλι ηλίου και το δίσκο ρήξης πρέπει να είναι ειδικά εκπαιδευμένοι.

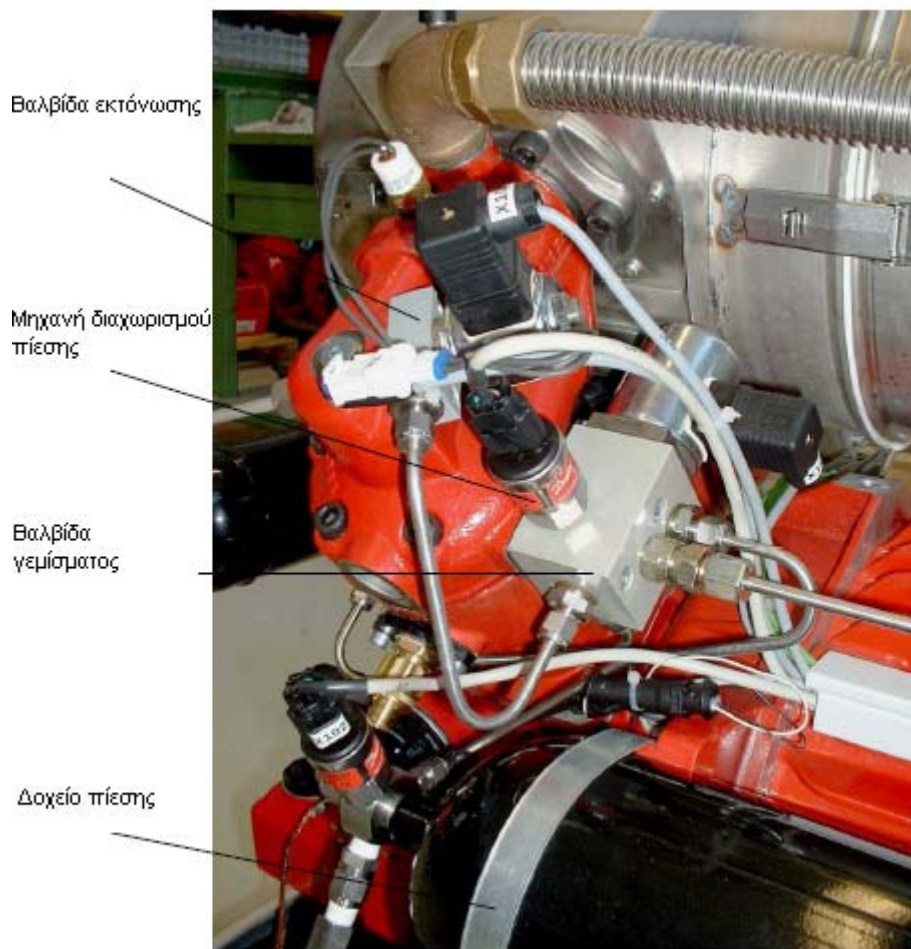




Γραμμές He

Ελευθερώστε τη βίδα διαρροής του He μερικές στροφές έτσι ώστε να εκτονωθεί λίγη πίεση από την μηχανή.

Όταν συναρμολογείται το σύστημα για πρώτη φορά, σφίξτε το Swagelock συνδετή δαχτυλιδιών κλειδώματος $1 \frac{1}{4}$ έως $1 \frac{1}{2}$ στροφές παραπάνω από finger tight. όταν την ξανασυναρμολογίσετε σφίξτε μόνο κατά το $\frac{1}{4}$ παραπέρα από το finger tight. Οι κοχλίες και όλα τα άλλα στοιχεία πρέπει να βρίσκονται σε άριστη κατάσταση.



Έλεγχος για διαρροές

Μετακινήστε και τα 2 πλαϊνά καλύμματα. Αρχικά ψεκάστε όλους τους περαστούς κοχλίες στις γραμμές 6 χιλ. με ένα σπρέι ανίχνευσης διαρροών. Κοιτάξτε προσεκτικά για οποιαδήποτε αφρό ή διαμόρφωση φυσαλίδων. Εάν υπάρχει μια διαρροή, επιτρέπεται να σφίξετε προσεκτικ μια περαιτέρω στροφή $\frac{1}{4}$. Κρατήστε με ένα κλειδί 19 mm.

Εκτονώνοντας πίεση

Πριν αποσυναρμολογίσετε τα πρεσαρισμένα μέρη της μηχανής, είναι απαραίτητο να απελευθερώσετε το He από την μηχανή. Το επίπεδο του He στο δοχείο διατηρείται.

Εάν η πίεση στη μηχανή είναι περίπου στα 40 bar, μπορεί να μην είναι δυνατό να εκκινήσει, δεδομένου ότι η αρχική ροπή της ηλεκτρικής γεννήτριας θα είναι ανεπαρκής να οδηγήσει τη μηχανή. Σε αυτήν την περίπτωση να μειώσετε την πίεση της μηχανής στα 30 bar. Η πίεση μπορεί να παρατηρηθεί στο όργανο ελέγχου όπως περιγράφεται στη παράγραφο 3.2.

- **Πίεση κάτω από τα 50 bar**

Προσεχτικά εκτονώστε χαλαρώνοντας την βίδα διαρροής στην κεφαλή του συμπιεστή. Σε καμία περίπτωση μην ξεβιδώσετε τελείως την βίδα!!

- **Πίεση πάνω από τα 50 bar**

Το κάλυμμα από κάτω από την βίδα μπορεί να πάθει ζημιά εάν η πίεση που εκτονώνεται είναι πολύ μεγάλη. Εκτονώστε την πίεση, ελευθερώνοντας τα περικόχλια του περαστού κοχλία μεταξύ των βαλβίδων γεμίματος και αδειάματος ή του calorifier. **ΠΡΟΣΟΧΗ, ελευθερώστε το περικόχλιο, μην το βγάλετε εξ ολοκλήρου.**

Εξ αερίζοντας και ξαναγεμίζοντας την μηχανή μετά την επανασυναρμολόγηση

Εάν η μηχανή έχει ανοιχτεί ο εγκλωβισμένος αέρας πρέπει να αφαιρεθεί και το ήλιο να αντικατασταθεί μετά από την επανασυναρμολόγηση,. Αυτό πραγματοποιείται με το ξέπλυμα που γίνεται από την εσωτερική δεξαμενή ηλίου.

Αφαιρέστε τη δεξιά κάλυψη του κουβούκλιου. Ανάψτε το διακόπτη του δικτύου διανομής και πιέστε το πράσινο κομβίο εκκίνησης. Μετά από μερικά δευτερόλεπτα η βαλβίδα πληρώσεως ανοίγει και αυξάνει την πίεση στη μηχανή στα περίπου 50 bar. Με το που συμβεί αυτό, πιέστε το κόκκινο κομβίο σταματήματος για να αποτρέψετε την επόμενη δράση.

Κατόπιν απελευθερώστε το αέριο από την βίδα διαρροής He έως ότου σφυρίζει ελαφρώς. Ξανασφίξτε τη βίδα. Επαναλάβετε τη διαδικασία ακόμα μια φορά. Το σύστημα μπορεί τώρα να εκκινήσει κανονικά.

Αντικαθιστώντας το δίσκο ρήξης

Ο δίσκος ρήξης στην κεφαλή της εσωτερικής μπουκάλας μπορεί να σπάσει. Σε αυτή την περίπτωση πρέπει να βρείτε το αίτιο. Η αντικατάσταση και το ξαναγέμισμα με He πρέπει να γίνει από εξειδικευμένο μηχανικό.

Εξ αερίζοντας και ξαναγεμίζοντας την μηχανή και την εσωτερική μπουκάλα

Αυτό απαιτείται μόνο όταν η μπουκάλα έχει αδειάσει εντελώς και είναι ανοικτή για περισσότερο από 10 δευτερόλεπτα, π.χ. αφότου έχει σπάσει ο δίσκος ρήξης. Σε αυτήν την περίπτωση, το ήλιο από την εξωτερική μπουκάλα χρησιμοποιείται. Αυτή η εργασία εκτελείται από τον εκπαιδευμένο μηχανικό υπηρεσίας.

7.5.4 Ψυκτικό Κύκλωμα

Το σύστημα ψύξης χρειάζεται μόνο να ελεγχθεί για τη συμπίεση και τη σωστή λειτουργία. Ένας οπτικός έλεγχος και ένας σύντομος έλεγχος για υπερθέρμανση είναι επομένως αρκετά. Ο μετρητής θερμότητας στο οπίσθιο τμήμα του κουβούκλιου παρέχει γρήγορα, εξακριβωμένες πληροφορίες για το σύστημα ύδατος. Τα στοιχεία των μετρητών εισάγονται στο ημερολόγιο και μπορούν να συγκριθούν για την ανίχνευση τυχών παρατυπιών.

7.5.5 Σύστημα Λίπανσης

Το σύστημα λίπανσης απαιτεί μόνο έναν οπτικό έλεγχο:

Το επίπεδο του ρευστού φθάνει στη μέση του γυαλιού μέτρησης της στάθμης;

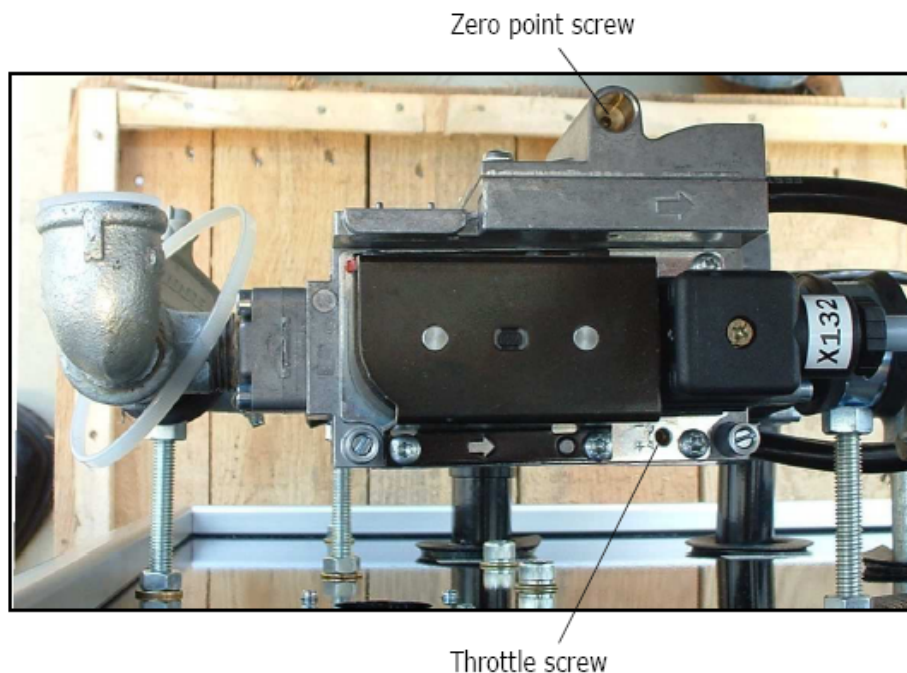
Υπάρχουν οποιεσδήποτε διαρροές;

Ελέγξτε το κατώτατο σημείο του φρεατίου, του κουβούκλιου των σφονδύλων και της πίσω μεριάς της ηλεκτρικής γεννήτριας για τυχών διαφυγές ελαίου. Ο οπτικός έλεγχος μπορεί επίσης να επεκταθεί στο φίλτρο πετρελαίου και στην έξοδο του διωστήρα. Εάν είναι απαραίτητο να προσθέσετε λιπαντικό, χρησιμοποιήστε μόνο το Mobil 1 συνθετικό. Γενικά, δεν πρέπει ποτέ να προστίθεται ή να αντικαθίστανται το λιπαντικό.

7.5.6 Γραμμή Καυσίμου- Καθορίζοντας Το Μίγμα

Η γραμμή καυσίμου δεν χρειάζεται συντήρηση, παρ'όλα αυτά όμως συστήνεται ο έλεγχος των καυσαερίων σε κάθε σημείο έτσι ώστε να διασφαλιστεί η καλύτερη καύση. Για αυτό το λόγο είναι απαραίτητο ένας ελεγκτής καυσαερίων που να ελέγχει τις τιμές του O₂ και του CO.

Πρέπει επίσης να ελέγξετε εάν οι δύο εύκαμπτες γραμμές ανεφοδιασμού στο οπίσθιο τμήμα του κουβούκλιου είναι σε θέση να δονηθούν ελεύθερα χωρίς να αγγίζουν το ένα άλλο ή άλλα μέρη. Αυτό είναι πολύ σημαντικό δεδομένου ότι το καλώδιο μπορεί να 'γυμνωθεί' στην επαφή με ένα άλλο μέρος και στη χειρότερη περίπτωση, ένα εύφλεκτο αέριο μίγμα θα μπορούσε να απελευθερωθεί στο δωμάτιο της εγκατάστασης.



Γενικά σαν διακινητής αερίων χρησιμοποιείται ο “Kromschroder CG 10” ή περιστασιακά ο “CG 15. Αυτό παρέχει δύο προσαρμοζόμενες βίδες: μία (‘N’) η οποία είναι πιο αποτελεσματική στο μερικό φορτίο, ενώ η άλλη (πεταλούδα στην περίπτωση του CG 10, ‘V’ στην περίπτωση του CG 15) εφαρμόζεται σε όλα τα επίπεδα φορτίων.

Η πεταλούδα του CG 10 βρίσκεται στην τρύπα στην πάνω δεξιά μεριά, προς την κατεύθυνση της ροής. Η βίδα μηδενικού σημείου κάθετα στην τρύπα στην απέναντι πλευρά του καλύμματος του διαφράγματος. Οι περιστροφικές διευθύνσεις για + και – είναι διαφορετικές για τις 2 βίδες, αλλά είναι υποδειγμένο δίπλα σε κάθε τρύπα. Και οι δύο βίδες είναι προσβάσιμες από πάνω με ένα κλειδί άλλων των 2,5 mm..

Στην περίπτωση της CG 15 μονάδας καυσίμου/αέρα, οι προσαρμοζόμενες βίδες είναι σημαδεμένες V και N στο κάλυμμα, και πάλι προσβάσιμες με ένα κλειδί άλλων των 2.5 mm.

Η παροχή καυσίμου για τον **καυστήρα εκκίνησης** γίνεται μέσω της κατώτερης μονάδας, ενώ η από πάνω δεν έχει καμιά λειτουργία. Το περιεχόμενο O₂ έχει ελεγχθεί κατά την φάση της εκκίνησης με την βοήθεια ενός ελεγκτή και προσαρμόζεται μέσω της πεταλούδας. Σημαντικό: πάντα να προσαρμόζεται με μικρά βήματα (CG 10: ½ στροφή, CD15 ½). Ο χρόνος απόκρισης του ελεγκτή είναι 5-10 δευτερόλεπτα. Ο σκοπός είναι να κρατήσουμε τα επίπεδα του O₂ μεταξύ 7-10% κατά την διάρκεια της εκκίνησης.

Ο κύριος καυστήρας: Εάν η θερμοκρασία των καυσαερίων που επιστρέφουν ξεπεράσει τους 720⁰ C, αλλάζει αυτόματα η παροχή καυσίμου της μονάδας. Με άλλα λόγια ο κατώτερος οδηγός αερίων κλείνει και ο ανώτερος ανοίγει. Σε αυτή την περίπτωση το μίγμα πρέπει να επαναπροσδιοριστεί.

Η μηχανή έχει ρυθμιστεί για ένα μέσο φορτίο επιπέδου 70-80 bar. Το ποσοστό του O₂ στο μίγμα τώρα προσαρμόζεται με την πεταλούδα (ή το V) στο 4-4.5%.

Η παραγωγή τότε αυξάνεται περίπου στα 120 bar. Το ποσοστό του O₂ στο μίγμα πρέπει να είναι τώρα στα 3.4-4%. Εάν αυτό δεν συμβαίνει, επαναπροσαρμόστε κατάλληλα με τη χρήση της πεταλούδας (ή του V). Το μίγμα τότε πρέπει να επαναπροσαρμοστεί για χαμηλό φορτίο. Αυτό γίνεται με την βίδα 'N'. Τώρα τρέξτε το εύρος του φορτίου και προσαρμόστε ξανά εάν χρειάζεται.

Το επίπεδο του O₂ στα καυσαέρια θα πρέπει να είναι μεταξύ 3% και 7% σε όλα τα σημεία της διαδικασίας. Εάν τα επίπεδα του O₂ είναι χαμηλά από ένα σημείο και πέρα, οι εκπομπές CO αυξάνουν δραματικά. Το επίπεδο του O₂ πρέπει να κρατηθεί στο 1% περίπου εδώ και πέρα. Καθώς αυτό το κατώφλι ποικίλει όταν μπαίνει φρέσκος αέρας στο σύστημα, και για αυτό το λόγο δεν είναι ποτέ το ίδιο για 2 μηχανές.

7.5.7 Έλεγχος Του Συστήματος Ανεμιστήρα

Φυσητήρες από την EBM ή AMETEC.

Οι φυσητήρες της EBM δεν πρέπει να ρυθμιστούν

Ametec: Ο ανεμιστήρας του καυστήρα ρυθμίζεται από το εργοστάσιο. Εάν ο ανεμιστήρας έχει αντικατασταθεί ή βγει για επισκευή, ή υπάρχει κάποια αμφιβολία για τις ρυθμίσεις του, η καμπύλη ταχύτητα/τάση μπορεί να προσαρμοστεί.

Εκκινήστε την μηχανή πατώντας το πράσινο κομβίο. Μόλις ο ανεμιστήρας ξεκινήσει, πατήστε σφάλμα 41 κλείνοντας τον διακόπτη F1 και πλησιάστε τον ανεμιστήρα με ένα πολύ στενό επίπεδο κατσαβίδι. Η μηχανή τώρα ξεπλένει τον θάλαμο καύσης για χρονική περίοδο που θα χρησιμοποιηθεί για την προσαρμογή. Στο οπίσθιο καπό του ανεμιστήρα υπάρχει μια εσοχή που περιέχει ένα μπλε ποτενσιόμετρο. Κατά τη διάρκεια της διαδικασίας ξεπλύματος, γυρίστε αυτό το ποτενσιόμετρο για να ψάξετε το σημείο στο οποίο η ταχύτητα του ανεμιστήρα σταματά να μειώνεται. Αυτό είναι πολύ εύκολο να ακουστεί. Εάν ο χρόνος ξεπλύματος είναι ανεπαρκής, επαναλάβετε τη διαδικασία. Γενικά η ρύθμιση του

εργοστασίου είναι σωστή. Εάν υπάρχουν προβλήματα κατά την έναρξη σε κρίσιμα επίπεδα πίεσης παροχής καυσίμου μπορεί, να είναι απαραίτητο να μειωθεί η ταχύτητα ανεμιστήρων χρησιμοποιώντας ελαφρώς αυτό το ποτενσιόμετρο.

7.5.8 Φίλτρο Αέρα

Υπάρχει ένα φίλτρο αέρα τοποθετημένο στην άνοδο του ανεμιστήρα του καυστήρα. Έλεγχος κατακαθίσεων ή ζημιών κατά την διάρκεια της συντήρησης. Το φίλτρο πρέπει να αλλάζεται κάθε δεύτερη φορά που γίνεται συντήρηση, δηλαδή κάθε 10000 ή 16000 ώρες λειτουργίας.

7.5.9 Εναλλάκτης Θερμότητας Καυσαερίων

Ο εναλλάκτης θερμότητας καυσαερίων πρέπει να καθαρίζεται κατά διαστήματα για να αφαιρούνται τα υπολείμματα, τα οποία συλλέγονται και ενσωματώνονται στον θάλαμο καύσης. Για αυτόν το λόγο σβήστε τη μηχανή και αφαιρέστε το διαχωριστή από το σωλήνα των καυσαερίων που βρίσκεται μεταξύ του καυστήρα και του εναλλάκτη θερμότητας αφού πρώτα χαλαρώσετε τους δύο σφιγκτήρες. Τώρα η μπροστινή κάλυψη του εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίων μπορεί να αφαιρεθεί, και το σύστημα σωλήνων είναι προσιτό για τον καθαρισμό. Γενικά είναι αρκετός ένας εσωτερικός ψεκασμός με νερό. Οι κατακαθίσεις απομακρύνονται τώρα μαζί με το συμπύκνωμα.

Επανατοποθετήστε το κάλυμμα και τον διαχωριστή. Ελέγξτε όλα τα στοιχεία να είναι σφικτά τοποθετημένα. Η μηχανή μπορεί τώρα να εκκινήσει πάλι. Προτείνεται να ελεγχθούν τα καυσαέρια μία ακόμη φορά καθώς οι καταστάσεις πίεσης στο θάλαμο καύσης μπορούν να αλλάξουν κάτω από συγκεκριμένες καταστάσεις.

Αυτό επίσης παρατηρείται και στη σύνθεση του μίγματος.

7.6 ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΚΑΙ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΗΝ SOLO STIRLING 161 CHP

Εξωτερικές διατάξεις και βάρος

Μήκος:	1280mm
Πλάτος:	750mm
Ύψος:	980mm
Βάρος:	470kg

Δεδομένα για τη μηχανή

Μοντέλο:	Solo Stirling 161
Τύπος μηχανής:	V2 Stirling, τύπου α
Οδηγός Διωστήρα:	Crosshead machine
Συνολικός όγκος κυλίνδρων:	160 mm ³
Διαδρομή εμβόλου:	44 mm
Διάμετρος εμβόλου:	68 mm
Εργαζόμενο αέριο:	He (ήλιο)
Μέση μέγιστη πίεση εργαζόμενου αερίου:	150 bar
Μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας :	740 °C
Ταχύτητα περιστροφής:	1500 rpm

Καυστήρας και θάλαμος καύσης

Παραγώμενη θερμότητα (ελάχιστη-μέγιστη):	18-40 kW
Καύσιμο:	Φυσικό αέριο/LPG
Πίεση τροφοδοσίας καυσίμου:	46-65 mbar
Παροχή μάζας καυσαερίων (για φυσικό αέριο):	100 kg/hr
Πίεση ανακοπής καυσαερίων (μέγιστη):	2mbar
Διαδικασία καύσης:	Άφλογη Οξειδωση
Έλεγχος φλόγας κατά την έναρξη και την λειτουργία:	Με ιονισμό&θερμοκρασία
Μόνωση θαλάμου καύσης:	Κεραμικές ίνες
Εκπομπές NO _x :	80 mg/m ³
Εκπομπές CO:	50 mg/m ³

Σύστημα He

Ποσότητα He εντός των κυλίνδρων:	0,6 lt
Ποσότητα He στις 'νεκρές' περιοχές (πίσω από τα έμβολα):	2,0 lt
Ποσότητα He στην δεξαμενή τροφοδοσίας:	6 lt
Μέγιστη πίεση He στη δεξαμενή τροφοδοσίας:	220 bar
Πίεση ενεργοποίησης του δίσκου ρήξης:	250-280 bar
Ποιότητα He:	4,6 ή He για μπαλόνια
Κατανάλωση He κατά την λειτουργία:	100-300 ml/hr
Απώλειες He όταν η μηχανή δεν λειτουργεί:	0-100 ml/hr

Σύστημα Λιπανσης

Τύπος ελαίου-λιπαντικού:	Ενισχυμένο
Λιπαντικό:	Mobil 1; 0 W 40 SHC
Μέγιστη ποσότητα λιπαντικού:	1,7 lt
Απώλειες σε λιπαντικό:	Μηδενικές
Αλλαγή Λιπαντικού:	Κάθε 15000 ώρες λειτουργίας

Σύστημα Ψύξης

Όγκος ψυκτικού:	4,12 lt
Αντιδιαβρωτικό:	2% Wagurit KI 640
Αντιψυκτικό (εάν χρειάζεται) για τους 0,-10,-20 °C:	10,20,30%
Παροχή ψυκτικού από την αντλία:	2,8m ³
Εναλλάκτης θερμότητας από ανοξείδωτο ατσάλι:	GEA M 18-40-GG
Παροχή ψυκτικού για το εξωτ.κύκλωμα ψύξης, από την αντλία:	1- m ³
Μέγιστη θερμοκρασία νερού ψύξης για το εξωτερικό κύκλωμα:	70° C
Θερμοκρασία διακοπής παροχής στο κύκλωμα ψύξης:	90° C
Μέγιστη θερμοκρασία εξόδου του νερού από το εξωτερικό κύκλωμα ψύξης:	65° C
Μέγιστη πίεση νερού στο εξωτερικό κύκλωμα ψύξης:	3 bar

Κύριο Κύκλωμα Τροφοδοσίας

Τάση:	400 Volt
Συχνότητα:	50 Hz
Φάσεις:	3
Ένταση ρεύματος κατά την εκκίνηση:	25 A
Ένταση ρεύματος κατά την λειτουργία:	15,5 A
IP rating(complete machine):	IP 42

Γεννήτρια

Μοντέλο κατασκευαστή:	Baldor USA, EM 2333
Σύνολο πόλων:	2 ζεύγη
Ισχύς:	11kW
Κύκλωμα:	Radial
Μέγιστος βαθμός απόδοσης:	92,5%
cosφ/συνφ :	0,85
Enclosure IP rating:	IP 54

Χρόνοι Απόκρισης

Διάρκεια εκκίνησης, περίπου:	10 min
Διάρκεια σβησίματος, περίπου:	8 min
Διάρκεια αλλαγής φορτίου κατα 50%:	0,5 min

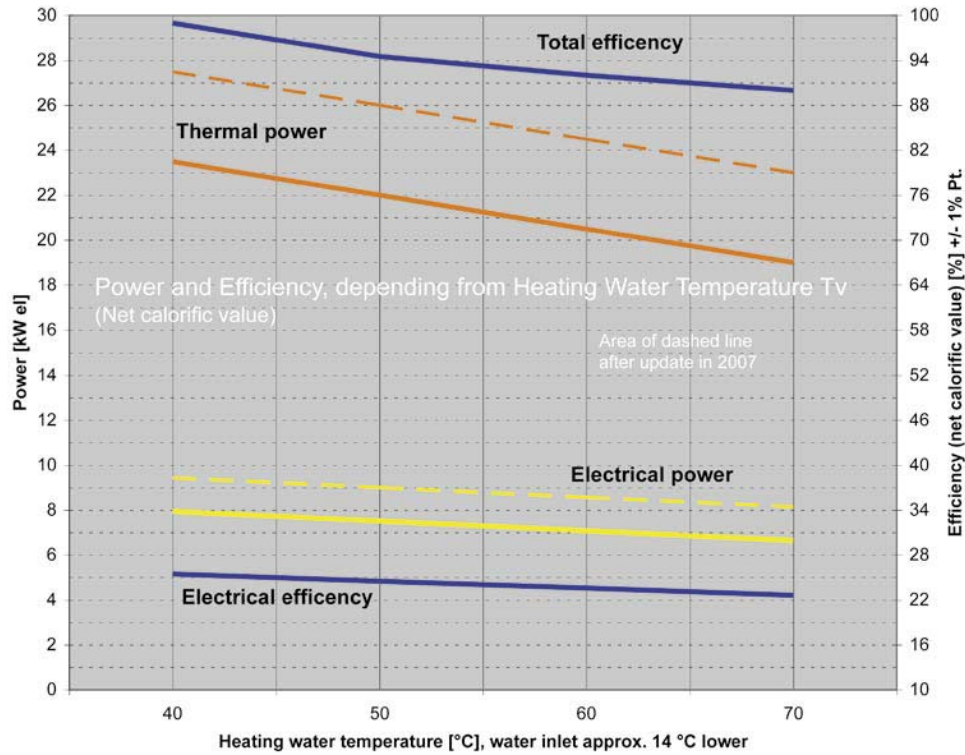
Εκπομπές Θορύβου

Σε απόσταση 1 m:	53-60 db(A)
------------------	-------------

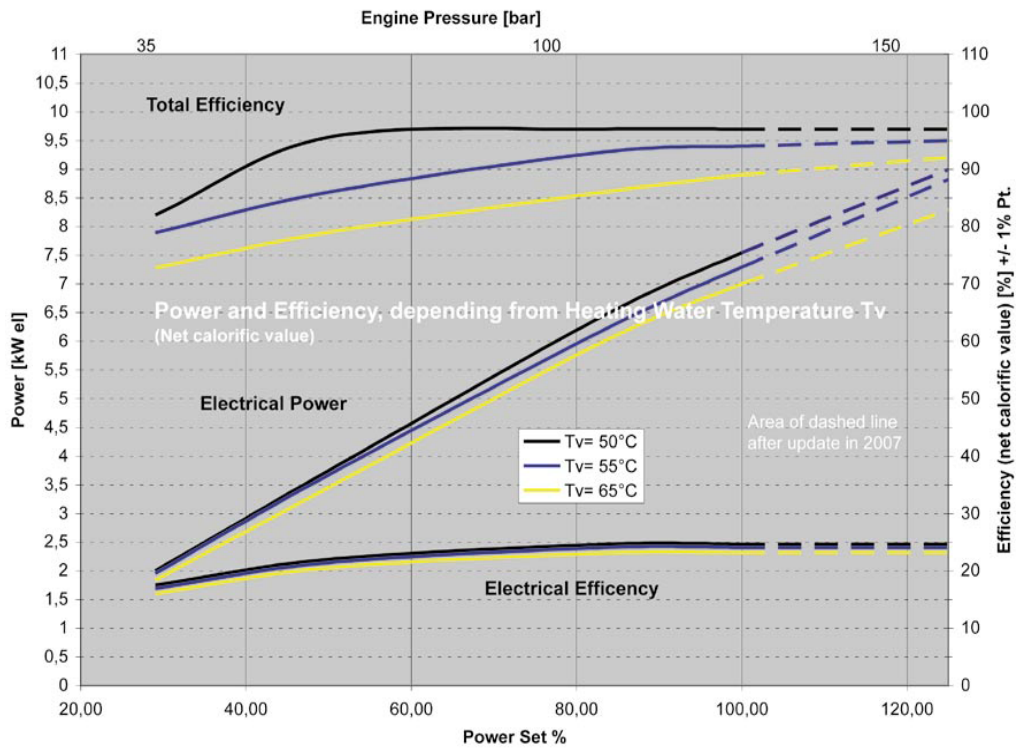
7.6.2 Πίνακας Ελέγχου

Terminal Number	Number	Designation
X1	PE Earth	Παροχή 380 V
	N Neutral	Παροχή 380 V
	L1	Παροχή 380 V
	L2	Παροχή 380 V
	L3	Παροχή 380 V
X2	N	Ουδέτερο, Διακόπτης Έκτακτου Σταματήματος
	1	Διακόπτης Έκτακτου Σταματήματος
	2	Διακόπτης Έκτακτου Σταματήματος
	PE	Γείωση, Διακόπτης Έκτακτου Σταματήματος
	N	Ουδέτερο, Αντλία Εξωτερικού Ψυκτικού Κυκλώματος
	3	Αντλία Εξωτερικού Ψυκτικού Κυκλώματος, Συνεχής Λειτουργία
	4	Διακοπή Αντλία Εξωτερικού Ψυκτικού Κυκλώματος
	PE	Γείωση, Αντλία Εξωτερικού Ψυκτικού Κυκλώματος
	N	Ουδέτερο
	X3	1a
1b		Αλλαγή Σήματος Λειτουργίας
2a		Σήμα Σφάλματος + 12 v
2b		Αλλαγή Σήματος Σφάλματος γείωση
3a		Είσοδος M BUS A για τον εξωτερικό μετρητή θερμότητας
3b		Είσοδος M BUS B για τον εξωτερικό μετρητή θερμότητας
4a		Αναμονή
4b		Αναμονή
5a		+ Μετρητής Καυσίμου
5b		- Μετρητής Καυσίμου
6a		Αισθητήρας Θερμοκρασίας 1
6b		Αισθητήρας Θερμοκρασίας 1
7a		Αισθητήρας Θερμοκρασίας 2
7b		Αισθητήρας Θερμοκρασίας 2
8a	Αισθητήρας Θερμοκρασίας 3	
8b	Αισθητήρας Θερμοκρασίας 3	
	PE	
	9	Είσοδος N/O, Μηχανή ON
	10	Είσοδος N/O, Μηχανή ON
	11	Είσοδος N/O, Μηχανή OFF
	12	Είσοδος N/O, Μηχανή OFF
	13	+ Σήμα. 0 -10 V
	14	- Σήμα. 0 -10 V

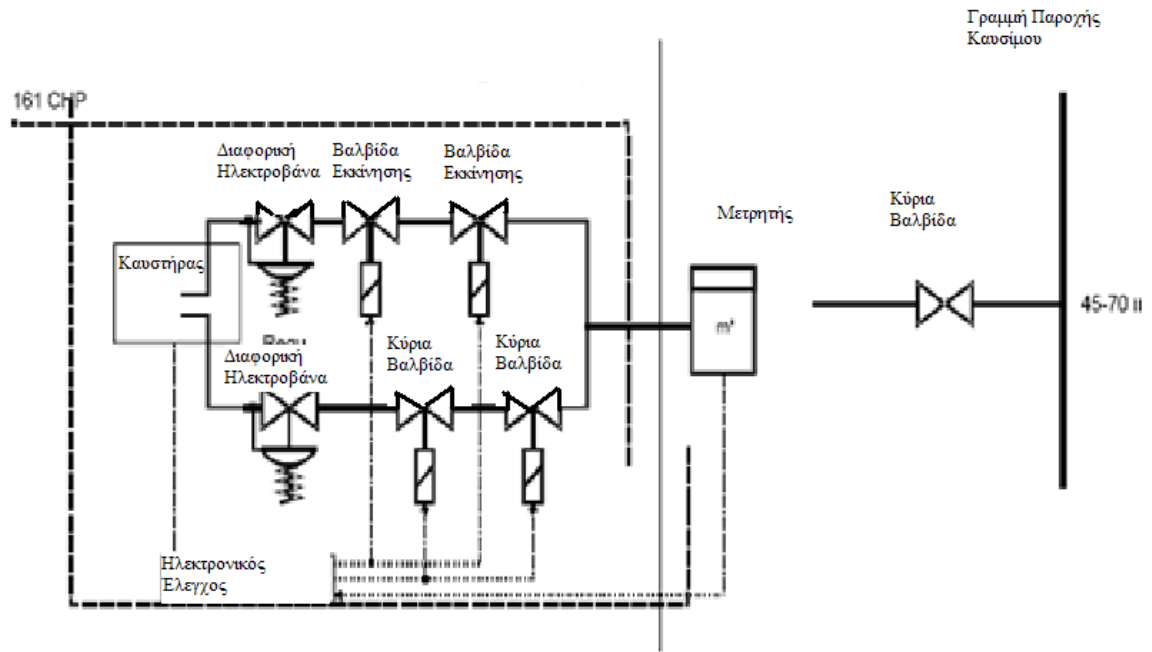
7.6.3 Διαγράμματα Εγκατάστασης



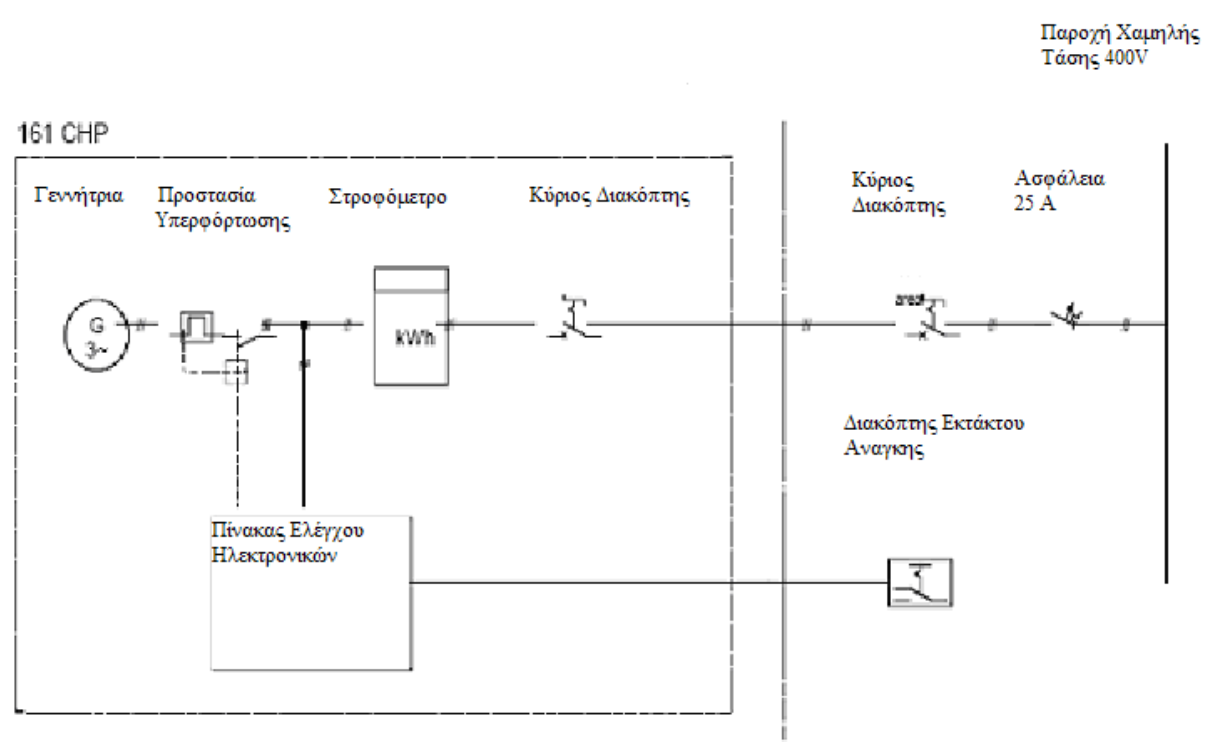
Διάγραμμα Ισχύος και βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας του νερού ψύξης



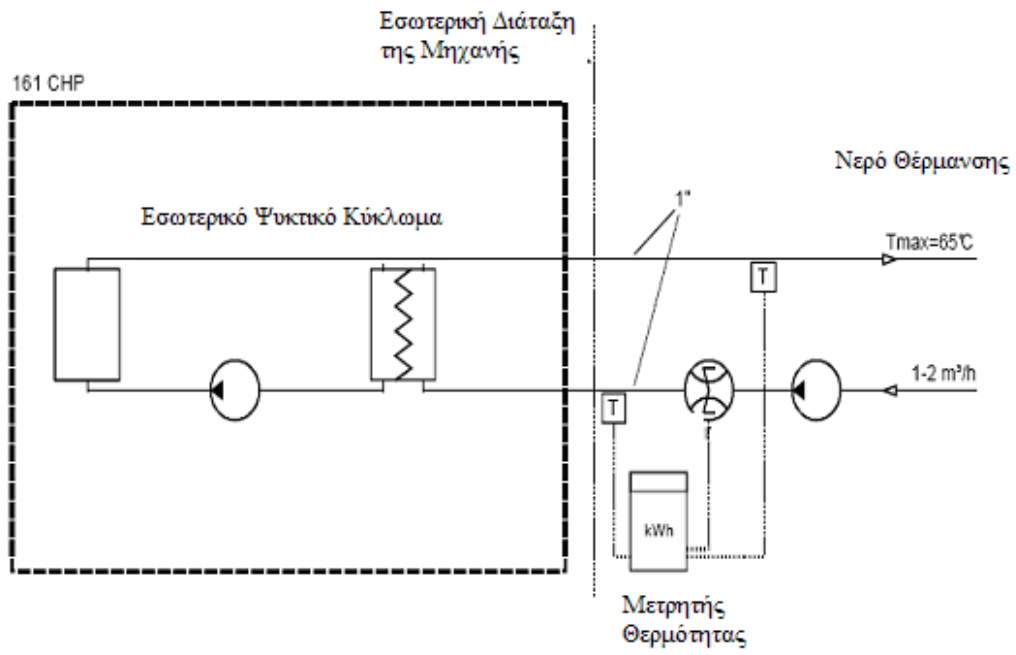
Διάγραμμα παραγόμενης ισχύος και βαθμού απόδοσης συναρτήσει του φορτίου της μηχανής



Διάγραμμα συνδέσεων καυσίμου



Διάγραμμα ηλεκτρικών συνδέσεων



Διάγραμμα υδραυλικών συνδέσεων

7.7 Συμπαγωγή Ενέργειας/Θερμότητας Με Μηχανές STIRLING

Η (αποκεντρωμένη) συμπαγωγή ενέργειας-θερμότητας, θεωρείται ένα αποτελεσματικό σύστημα για την μείωση των εκπομπών CO₂. Σύμφωνα με την ισχύουσα κατάσταση, για να μειωθούν οι εκπεμπόμενοι ρύποι κατά 25% μέχρι το 2010, είναι αναγκαίος ο διπλασιασμός της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας από μονάδες συνδυασμένου κύκλου. Για το λόγο αυτό είναι αναγκαία η διεύρυνση της χρήσης τέτοιων μονάδων παραγωγή ενέργειας. Ιδιαίτερα οι μονάδες χαμηλής ισχύος, 5-10 kWel, είναι ελκυστικότερες και έχουν ένα σαφή προβάδισμα έναντι μονάδων μεγαλύτερης ισχύος.

Η αρχή λειτουργίας της μηχανής Stirling είναι γνωστή εδώ και 2 αιώνες. Η μηχανή δείχνει να έχει πολύ ελκυστικά χαρακτηριστικά ως προς το θέμα της αποκέντρωσης της παραγωγής ενέργειας. Για το λόγο αυτό η μηχανή Stirling έχει ξαναέρθει στο προσκήνιο για συνεχή έρευνα και ανάπτυξη. Μια σύγχρονη μηχανή Stirling είναι συνήθως μια μονάδα, η οποία παράγει ηλεκτρική ενέργεια της διασυνδεδεμένης, με αυτήν, ηλεκτρικής γεννήτριας.

Σε αντίθεση με τις μηχανές Otto και Diesel, η Stirling είναι μηχανή εξωτερικής καύσης. Μία μηχανή Stirling είναι ανεξάρτητη από την πηγή παραγόμενης θερμότητας, για την παραγωγή της οποίας μπορούν να χρησιμοποιηθούν πολλών ειδών ενεργειακές πηγές, όπως ορυκτά καύσιμα (στερεά, υγρά, υγρά ή και αέρια) ακόμα και ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, όπως η ηλιακή ενέργεια ή τα βιοκάυσιμα. Επειδή η μηχανή είναι εξωτερικής καύσης ως συνέπεια έχουμε τα υπολείμματα της καύσης δεν μπορούν να εισχωρήσουν στο εσωτερικό της μηχανής, πράγμα που σημαίνει ότι υπάρχει μικρή φθορά και μικρό κόστος συντήρησης.

Μια μηχανή Stirling που ενσωματώνεται σε μικρές μονάδες συμπαγωγής έχει πολλά πλεονεκτήματα έναντι των συμβατικών μονάδων συμπαγωγής. Τα πλεονεκτήματα αυτά είναι εμφανέστερα στις μονάδες μικρής ισχύος:

- 5000-8000 ώρες συνεχής λειτουργίας χωρίς συντήρηση είναι πάρα πολλές συγκρινόμενες με αυτές μιας μηχανής Otto. Αυτό συνεπάγεται σημαντική μείωση του κόστους λειτουργίας σε σχέση με την Otto.
- Οι εκπομπές βλαβερών σωματιδίων από τους τωρινούς καυστήρες των μηχανών Stirling μπορεί να είναι έως και 10 φορές μικρότερες σε σχέση με αυτές των συμβατικών μηχανών Otto που έχουν ενσωματωμένο καταλύτη. Οι

επιτυγχάνομενες τιμές μπορούν να συγκριθούν με αυτές από τους σύγχρονους-νεότερους καυστήρες.

Η τεχνολογία μιας μηχανής Stirling προσφέρει μια σημαντική ευκαιρία για συνεχόμενη οικολογική και οικονομική ανάπτυξη των μονάδων συμπαραγωγής και ιδιαίτερα των μονάδων χαμηλής ισχύος, οι οποίες έχουν μεγαλύτερες δυνατότητες διεύρυνσης στη βιομηχανία.

7.7.1 Οικονομία και Οικολογία μιας μονάδας Stirling συνδυασμένου κύκλου

Η συμπαραγωγή είναι ο πιο αποδοτικός τρόπος για εξοικονόμηση ενέργειας και για μείωση των εκπομπών του CO₂. Με τον σωστό χειρισμό μια τέτοια εγκατάσταση μπορεί να αποβεί πολύ αποδοτική για τον διαχειριστή της. Συστήματα με ικανότητα μεγαλύτερη των 50 kWel και τα οποία λειτουργούν με μηχανές Diesel ή αεροστρόβιλους υπάρχουν σε πολλά μέρη. Παρόλα αυτά οι δυνατότητες για εγκατάσταση μικρότερης ισχύος μονάδες είναι πολύ μεγαλύτερες. Αυτές οι μονάδες θα είναι ισχύος μερικών kW και θα είναι σχεδιασμένες για την παραγωγή του βασικού θερμικού φορτίου με αποτέλεσμα να επιτυγχάνονται μεγαλύτερες περίοδοι λειτουργίας. Συγκρινόμενες με τους συνήθεις ατμοστρόβιλους και γνωρίζοντας την ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας από το δίκτυο, το αρχικά υψηλότερο κόστος επένδυσης αποσβένεται μέσα σε λίγα χρόνια. Η απόσβεση αυτή θα επιτευχθεί με την προϋπόθεση ότι η ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας είναι αρκετά μεγάλη και ο χρόνος λειτουργίας της μηχανής για να καλύψει τη ζήτηση θα είναι μεγαλύτερος των 5000 ωρών.

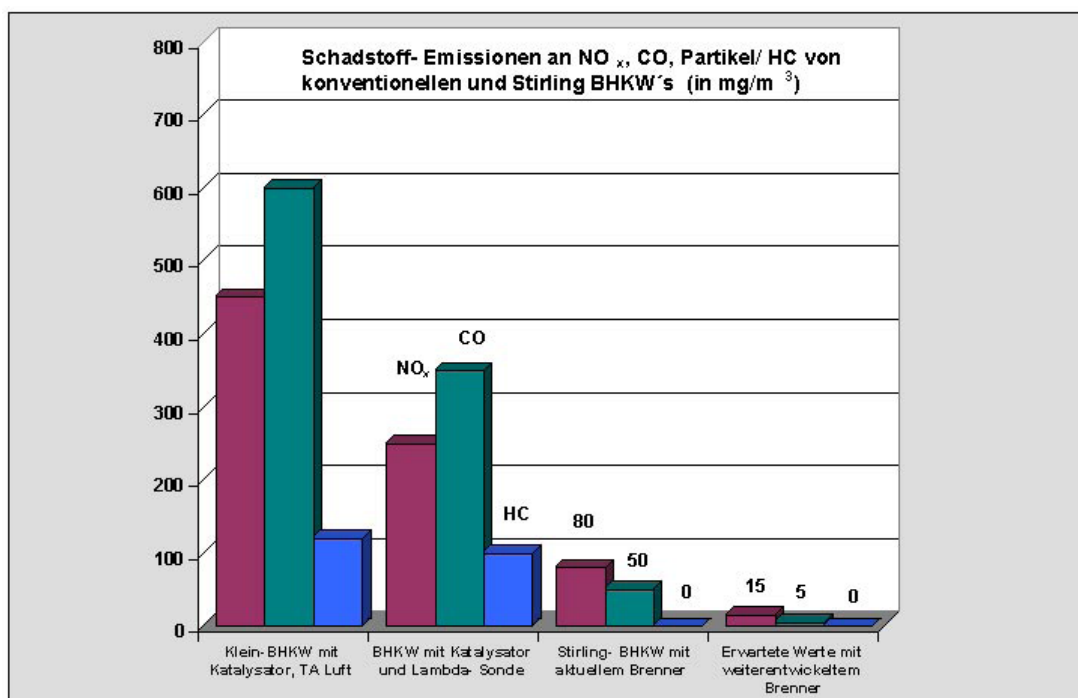
Κατάλληλες περιοχές χρήσης τέτοιων μονάδων είναι:

- Πολυκατοικίες ή οικισμοί με κεντρική θέρμανση
- Πισίνες
- Μικρά εργοστάσια
- Ξενοδοχεία

Βασιζόμενο στην υπάρχουσα εμπειρία το διάγραμμα δείχνει το κόστος παραγόμενου ηλεκτρικού ρεύματος για διαφορετικά φορτία και διαφορετικές περιόδους λειτουργίας, θεωρώντας ότι το καύσιμο συμμετέχει με μεγάλο ποσοστό στο συνολικό κόστος λειτουργίας και αφαιρώντας την επιστροφή του 'φόρου οικολογίας' για συμπαραγωγή.

Ένας καυστήρας FLOX (άφλογη λειτουργία) χρησιμοποιείται στη μονάδα Solo Stirling CPH 161. Σε αυτόν τον καυστήρα ο αέρας προθερμαίνεται έως ότου φτάσει σε ένα αρκετά μεγάλο θερμοκρασιακό επίπεδο με σκοπό να επιτευχθεί ο μέγιστος βαθμός απόδοσης της καύσης. Παρά την όλη αυτή διαδικασία, οι εκπομπές είναι πολύ χαμηλές. Πώς επιτυγχάνεται αυτό; Ο προθερμασμένος αέρας και το καύσιμο που βρίσκονται σε σύζευξη με ένα εσωτερικό σύστημα ανακυκλοφορίας των καυσαερίων βοηθούν στο να περιοριστεί η μέγιστη θερμοκρασία οξείδωσης σε ένα επίπεδο κάτω των 1400⁰ C. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την μείωση των σχηματιζόμενων NO_x. Η συνεχής καύση σε αυτόν τον καυστήρα είναι αισθητά καθαρότερη από αυτήν σε μία μηχανή εσωτερικής καύσης και επιπλέον οι εκπομπές βλαβερών σωματιδίων είναι εμφανέστατα χαμηλότερες σε σύγκριση με τις συμβατικές μονάδες συμπαραγωγής.

Παρ' ότι ο αέρας καύσης προθερμαίνεται σε πολύ υψηλή θερμοκρασία, οι εκπομπές NO_x και CO είναι της τάξης μερικών mg/m³, ενώ δεν εντοπίζονται καθόλου υδρογονάνθρακες και αιθάλη-κάπνα. Το διάγραμμα παρακάτω παρουσιάζει τις τιμές των εκπεμπόμενων ρύπων σε σύγκριση με αυτές από μια μηχανή Otto.



Διάγραμμα επιβλαβών εκπομπών

7.7.2 Σημαντικές λεπτομέρειες για τον σχεδιασμό μιας μονάδας συμπαραγωγής Stirling

- Ο κύκλος της μηχανής Stirling πραγματοποιείται μεταξύ 2 θερμοκρασιακών επιπέδων. Η επίδοση και η απόδοση της μηχανής εξαρτάται από το επίπεδο και την απόδοση της απαγόμενης και προσφερόμενης θερμότητας. Η θερμοκρασία του θερμαντήρα είναι επιθυμητό να είναι όσο το δυνατόν υψηλότερα, αλλά τα υλικά μας περιορίζουν σε μια θερμοκρασία της τάξης των 700⁰ C. Αντίθετα η θερμοκρασία του ψύκτη πρέπει να είναι όσο το δυνατόν χαμηλότερα. Η θερμοκρασία αυτή καθορίζεται από την ικανότητα του νερού να απορροφάει θερμότητα. Για παράδειγμα, μια θερμοκρασιακή πτώση της τάξης των 10⁰ C βελτιώνει κατά 1% τον ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης και ταυτόχρονα αυξάνεται η συνολική απόδοση της μονάδας κατά 350W. Η συνολική απόδοση θα αυξηθεί λόγω της αυξημένης συμπύκνωσης στον εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίων. Επιπλέον επειδή τα ελατήρια στα έμβολα κινούνται χωρίς λίπανση, θα έχουν αυξημένη διάρκεια ζωής. Για τη θερμοκρασία του νερού κατανάλωσης δεν υπάρχει κατώτατο όριο, μπορεί ακόμα να φτάσει και τους 15⁰ C. Η θερμοκρασία του νερού ψύξης είναι πολύ σημαντική για την διαδικασία της συμπύκνωσης στον εναλλάκτη θερμότητας.
- Μετά την εκκίνηση της μηχανής μια μεγάλη μάζα αερίων πρέπει να θερμανθεί στο θάλαμο καύσης, στον θερμαντήρα και τον αναγεννητή και όπως είναι φυσικό αυτή η διαδικασία χρειάζεται αρκετό χρόνο. Όταν σβήσει η μηχανή μόνο ένα μέρος της θερμότητας αυτής μπορεί να χρησιμοποιηθεί. Η όλη αυτή διαδικασία όπως είναι κατανοητό επηρεάζει τα υλικά και συνεπώς τις περιόδους συντήρησης. Για τον λόγο αυτό, κατά τον σχεδιασμό της μονάδας θα πρέπει να ληφθεί υπόψιν ότι η μονάδα πρέπει να λειτουργεί συνεχώς και ότι επιτρέπεται ένα το πολύ σταμάτημα την ημέρα.

7.8 ΥΔΡΑΥΛΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ

7.8.1 Εισαγωγή

Τα μικρότερα συστήματα παραγωγής ενέργειας, τα οποία μπορούν να καλύψουν το βασικό θερμικό φορτίο, είναι πιο οικονομικά σε σχέση με τα μεγάλα. Όπως έχει επισημανθεί εάν μια μηχανή Stirling λειτουργεί για μεγάλες χρονικές περιόδους

έχουν υψηλή απόδοση και χαμηλό κόστος συντήρησης. Έτσι λοιπόν έχει σχεδιαστεί ένα υδραυλικό σύστημα το οποίο συνδυάζει τόσο το χαμηλό κόστος συντήρησης, όσο και την υψηλή παροχή θερμότητας ακόμη και στα χαμηλά φορτία. Ένα ειδικό calorifier(εναλλάκτης) και ένα έξυπνο σύστημα ενεργειακής διαχείρισης προλαμβάνουν από τις συνεχείς ενάρξεις και τα συνεχή σταματήματα της μηχανής.

Υπάρχει μια μονάδα ελέγχου που συνδέει μεταξύ τους τη μηχανή Stirling, τα σημεία θέρμανσης, την HDW παροχή και το ειδικό calorifier. Το έξυπνο σύστημα ενεργειακής διαχείρισης επιτυγχάνει την αλληλεπίδραση μεταξύ όλων αυτών των συστημάτων. Τα σημεία θέρμανσης τροφοδοτούνται απευθείας από τη μηχανή. Η παροχή μάζας θερμότητας στα ανεξάρτητα σημεία θερμάνσεως ρυθμίζεται από ένα weather compensated mode. Για να εξασφαλιστεί η τροφοδοσία, πρέπει αυτή η παροχή θερμότητας να διατηρηθεί σταθερή κάτω από οποιεσδήποτε συνθήκες. Εάν η κατανάλωση θερμότητας μειωθεί και συνεπώς και η παροχή θερμότητας στα σημεία θέρμανσης, τότε αυξάνεται η παροχή θερμότητας στα calorifier όπου αποθηκεύεται εκεί. Υπάρχουν πολλοί αισθητήρες που μετράνε τη θερμοκρασία στα calorifier και οι οποίοι ρυθμίζουν την παραγωγή της μηχανής ανάλογα. Εάν συνεπώς παρατηρηθεί αύξηση θερμοκρασίας στα calorifier τότε μειώνεται η παραγωγή έως ότου σβήσει τελείως η μηχανή. Τότε λοιπόν τα σημεία θέρμανσης, θερμαίνονται από το calorifier και η μηχανή επανεκκινεί όταν τα calorifier έχουν πλήρως αποφορτιστεί. Αυτό ο τρόπος λειτουργίας εγγυάται μεγάλες περιόδους λειτουργίας και συνεπώς υψηλή απόδοση.

Το DHW θερμαίνεται από έναν θερμαντήρα νερού που χρησιμοποιεί έναν πλατοειδή εναλλάκτη. Η μονάδα φρέσκου νερού συνδέεται με τη μονάδα ελέγχου και το σύστημα ελέγχου εγγυάται θερμοκρασιακή σταθερότητα στη θερμοκρασία θέρμανσης της DHW. Η θερμότητα διατηρείται μόνο στο πάνω μέρος του calorifier ενώ η μονάδα φρέσκου νερού τροφοδοτείται απευθείας από τη γραμμή FEW. Το τμήμα αναμονής του calorifier διατηρείται σε μια ορισμένη θερμοκρασία από τη μηχανή. Υπάρχει ένα ειδικό σύστημα για την άμεση επαναφόρτιση του calorifier, η χρήση του οποίου αποτρέπει τη μηχανή Stirling να παράγει υψηλές θερμοκρασίες για μεγάλες χρονικές περιόδους, πράγμα το οποίο επηρεάζει οικονομικά την όλη εγκατάσταση. Συνήθως το σύστημα μπορεί να λειτουργήσει σε χαμηλότερες θερμοκρασίες σε σχέση με τις συμβατικές μηχανές επειδή η DHW θερμαίνεται 'άμεσα'. Αυτό έχει ως συνέπεια τη σημαντική μείωση του κινδύνου βακτηριακού πολλαπλασιασμού στο οικιακό καυτό νερό.

Ο υδραυλικός σχεδιασμός όλης της μονάδας επιτρέπει την καλύτερη δυνατή ένταξη της παραγόμενης θερμότητας στους κύκλους κατανάλωσης οι οποίοι μεταβάλλονται κατά τη διάρκεια ενός έτους. Ο σκοπός του σχεδιασμού είναι το calorifier να αποφορτιστεί όσο το δυνατό νωρίτερα από την έναρξη των περιόδων χαμηλής κατανάλωσης. Η μηχανή Stirling συνεπώς φορτίζει στο ελάχιστο το calorifier, πράγμα που σημαίνει ότι η μηχανή λειτουργεί για μεγαλύτερες χρονικές περιόδους. Αντίθετα το calorifier φορτίζεται πλήρως κατά τη διάρκεια υψηλών φορτίων έτσι ώστε να καλυφθούν οι αιχμές ζήτησης χωρίς να πρόβλημα.

Το υδραυλικό σύστημα με τη μηχανή Stirling περιλαμβάνει: ένα ειδικό calorifier, μια μονάδα ελέγχου και ένα έξυπνο σύστημα ενεργειακής διαχείρισης. Η λίστα παρακάτω υποδεικνύει τα συστήματα που φαίνονται στο διάγραμμα:

- φόρτιση του calorifier σε επίπεδα για 3 διαφορετικές θερμοκρασιακές ζώνες
 - Σημείο θέρμανσης 2
 - Μονάδα φρέσκου νερού με κυκλοφορητή
 - Σημείο θέρμανσης 1
 - Πίνακας ελέγχου με ελεγκτή για βέλτιστη διαχείριση ενέργειας
 - Μηχανή Stirling
 - Πηγή θερμότητας (για φορτίο αιχμής)

Η μονάδα ελέγχου σχηματίζει ένα συμπαγές υδραυλικό σύστημα με όλους τους απαραίτητους αισθητήρες και τις απαραίτητες συσκευές (αντλίες, βαλβίδες). Όλα αυτά τα παραπάνω υποσυστήματα είναι έτοιμα να συνδεθούν με τον πίνακα ελέγχου.¹

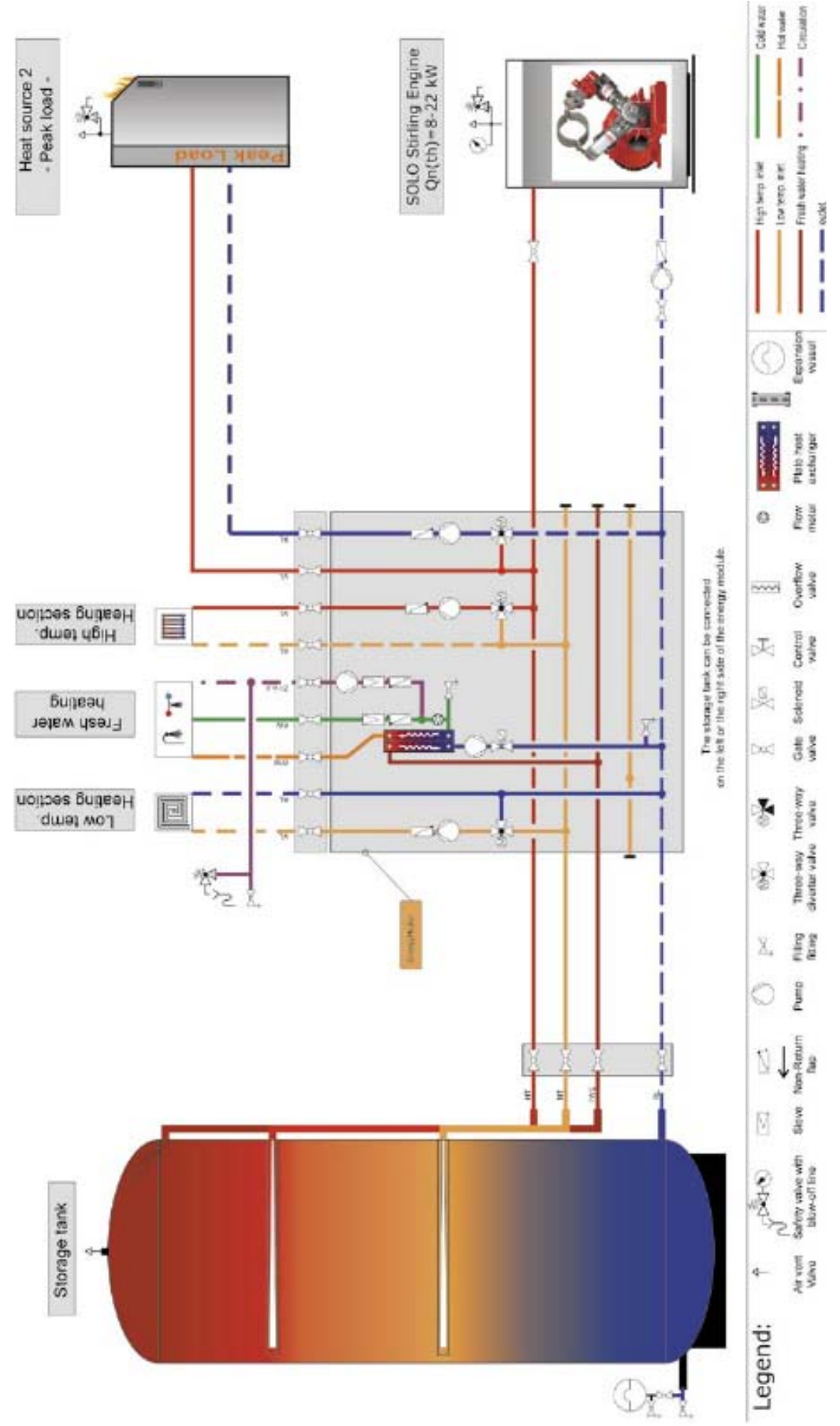
Στον πίνακα ελέγχου υπάρχουν όλες οι συνδέσεις του υδραυλικού συστήματος. Αυτή η συγκρότηση διαβεβαιώνει ότι η ροή ενέργειας προσαρμόζεται με τον βέλτιστο τρόπο στις τρέχουσες ανάγκες. Αυτό το υδραυλικό σύστημα τελικά, είναι ένας σύντομος, γρήγορος και άμεσος δρόμος για τη μεταφορά ενέργειας από τη μηχανή Stirling και το μπόιλερ προς την κατανάλωση.

Η αρχή σχεδιασμού είναι η παρακάτω:

Σύντομο, άμεσο ενεργειακό μονοπάτι στη σωστή στιγμή και στο σωστό χρόνο χωρίς άσκοπη σπατάλη!!

¹ Για όλα τα παραπάνω υπάρχουν διάφορα επίπεδα επεκτάσεων

Design Layout (example) for Hydraulic System with SOLO STIRLING 161 microCHP-Module



7.8.2 Αρχές σχεδιασμού του Υδραυλικού Συστήματος

Πηγή θερμότητας

Η μηχανή Stirling παρέχει την απαραίτητη θερμότητα στο υδραυλικό σύστημα. Πολλές μηχανές Stirling μπορούν να εργαστούν παράλληλα και να καλύψουν υψηλότερα φορτία. Το φορτίο αιχμής καλύπτεται από μια ξεχωριστή πηγή θερμότητας.

Μονάδα σημείων θέρμανσης

Η θερμότητα από τη Stirling μεταφέρεται άμεσα στο σημείο θέρμανσης. Η πλεονάζουσα θερμότητα μεταφέρεται στο calorifier μέσω του calorifer connector 1, όπου και αποθηκεύεται. Φυσικά η διαδικασία αυτή εξαρτάται από το θερμοκρασιακό επίπεδο του τμήματος αναμονής ή του τμήματος reserve. Εάν το ενεργειακό επίπεδο της θερμότητας που επιστρέφει είναι πολύ υψηλό τότε αυτό αποθηκεύεται απευθείας στο κεντρικό τμήμα του calorifier. Συνεπώς το χαμηλότερο τμήμα reserve, παραμένει κρύο και η μηχανή Stirling μπορεί να λειτουργήσει με υψηλό βαθμό απόδοσης.

Καθώς η μηχανή Stirling δουλεύει, το τμήμα reserve του calorifier φορτίζεται σε διαφορετικά θερμοκρασιακά επίπεδα. Η μηχανή Stirling σβήνει όταν το calorifier έχει φορτιστεί πλήρως. Τότε το σημείο θέρμανσης, θερμαίνεται από τη μονάδα reserve του calorifier. Η διαδικασία έχει ως εξής: ροή θερμότητας από το τμήμα reserve μέσω του σωλήνα σύνδεσης του calorifier-1 και μέσω του σωλήνα διανομής μέσα στη μονάδα θέρμανσης.

Μονάδα φρέσκου νερού

Η μονάδα αναμονής του calorifier παρέχεται αποκλειστικά για την θέρμανση της μονάδας φρέσκου νερού πράγμα που εγγυάται την παροχή DHW για το σύστημα. Η μονάδα αναμονής τροφοδοτείται είτε από τη Stirling είτε από την ενεργειακή πηγή. Εάν η μονάδα DHW ενεργοποιηθεί ξαφνικά, τότε η βαλβίδα φορτίου ενεργοποιείται άμεσα έτσι ώστε το αποθηκευμένο νερό να τρέξει μέσω του σωλήνα-3 μέσα στον ανοξείδωτο εναλλάκτη φρέσκου νερού. Ο εναλλάκτης θερμότητας μεταφέρει την θερμότητα στο κρύο DHW μέσω της διαδικασίας της άμεσης θέρμανσης. Η ύπαρξη πολλών αισθητήρων εγγυάται ότι η θερμοκρασία θα παραμένει σταθερή ακόμα και όταν η ποσότητες που καταναλώνονται μεταβάλλονται.

7.8.3 Αρχές Ελέγχου

Πίνακας Ελέγχου

Ο πίνακας ελέγχου τροφοδοτεί όλα τα σημεία του υδραυλικού συστήματος, συμπεριλαμβανομένου των αντλιών και των αισθητήρων. Όλες οι είσοδοι και οι έξοδοι έχουν προστασία από υψηλή τάση.

Σύνθετο δίκτυο ελέγχου

Σε αυτό το σύστημα ο ελεγκτής, συγκεντρώνει πρώτα τα δεδομένα από όλους τους αισθητήρες και έπειτα τα στέλνει στην κεντρική μονάδα ελέγχου. Με αυτόν τον τρόπο είναι δυνατό να ανιχνευθεί η απαιτούμενη θερμότητα και επιπρόσθετα ποιοι παραγωγοί μπορούν να την προσφέρουν με την μέγιστη απόδοση. Ο κεντρικός υπολογιστής επεξεργάζεται τα δεδομένα και οι λειτουργίες ανταπόκρισης, ενεργοποιούνται από τις εξόδους του ελεγκτή. Με αυτό τον τρόπο είναι δυνατή η μεταφορά θερμότητας, η οποία θα είναι μετρημένη με ακρίβεια, στο μέρος που χρειάζεται και στον απαιτούμενο χρόνο.

Ρύθμιση θερμοκρασίας-Ελεγχόμενη παραγωγή θερμότητας

Μετά τον καθορισμό της απαιτούμενης θερμοκρασίας σε κάθε χρονική στιγμή, ο ελεγκτής, ψάχνει όλους τους παραγωγούς θερμότητας για να βρει εκείνον ο οποίος είναι ικανός να δώσει την απαιτούμενη θερμότητα και έπειτα επιλέγει από αυτούς που βρήκε τον πιο αποδοτικό. Για να επιτευχθεί η ακριβής θερμοκρασία, ρυθμίζεται η παροχή θερμότητας μέσω του ελέγχου του φορτίου των αντλιών.

Σύστημα calorifier

Συνήθως σε άλλα συστήματα, το calorifier τοποθετείται σε κάποιο κεντρικό σημείο. Αρχικά όλες οι πηγές θερμότητας μεταφέρουν την παραγόμενη θερμότητα στο calorifier, και από εκεί στους απαιτούμενους προορισμούς. Σε αυτή την περίπτωση και ειδικά κατά την διάρκεια της θέρμανσης, μεγάλες ποσότητες νερού ρέουν μέσα από το calorifier. Ακόμη και με την ύπαρξη περιοριστών ροής, and line equipment, temperature layering can occur for short periods, εξαιτίας της συνεχούς ροής. Η διαδικασία μέσα στο calorifier ελέγχεται πολύ δύσκολα. Εκεί μέσα γίνεται ένα είδος ανάμιξης και η θερμότητα εγκλωβίζεται. Το calorifier επιπλέον εμποδίζει τη ροή θερμότητας προς τα έξω.

Σε αυτό το υδραυλικό σύστημα το calorifier πρωτίστως χρησιμεύει ώστε να παρατείνει το χρόνο λειτουργίας της μηχανής Stirling. Το calorifier να φορτιστεί παράλληλα με τη διαδικασία θέρμανσης, έτσι ώστε η πλεονάζουσα θερμότητα να

αποθηκεύεται. Στην περίπτωση που το calorifier είναι πλήρως φορτισμένο, η μηχανή μετά από λίγο σβήνει και η απαιτούμενη θερμότητα παρέχεται αποκλειστικά από το calorifier. Η ικανότητα ρύθμισης της παραγωγής της μηχανής Stirling προσφέρει μια πολύ καλή λύση για τη τεχνολογία σύζευξης συστημάτων.

Ο κύριος σκοπός του calorifier, είναι η αποθήκευση της πλεονάζουσας θερμότητας έως ότου χρειαστεί.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

Manual Solo Stirling CHP 161

Παράρτημα

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1ο.

Γ. ΑΔΙΑΒΑΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ

Το αρχείο αυτό αναφέρεται στο Κεφάλαιο 3.

COOLER

Επέλεξε τύπο cooler: ή coolertype="pipe" ή coolertype="fin" ή coolertypes="known volumes"

```
coolertype := "pipe"
```

HEATER

Επέλεξε τύπο HEATER: ή heatertype="pipe" ή heatertype="annulus" ή heatertype="known volumes"

```
heatertype := "pipe"
```

REGENERATOR

Επέλεξε τύπο regenerator: ή regeneratortype="tubular" ή regeneratortype="annulus" ή regeneratortype="known volumes" "

```
regeneratortype := "tubular"
```


MATRIX

Επέλεξε τύπο matrix: ή matrixtype="wire_mesh"

```
matrixtype := "wire_mesh"
```

GAS

Επέλεξε τύπο gas: gastype="Air" ή "He" ή "H"

```
gastype := "H"
```

ENGINE TYPE

Επέλεξε τύπο engine: ή enginetype="rhombic" ή enginetype="yoke", ή enginetype="sinusoidal"

```
enginetype := "sinusoidal"
```

cooler_announcement = "pipe cooler configuration , so enter : 1)Diameter Dk, 2) Length Lk, 3) Number of pipes Nk "

enter3 = "All the other set equal to zero"

COOLER ENTRIES :

- | | | | |
|----|-------------------------|-----|----------------------------|
| 1. | Pipe diameter | Dk: | $D_k := 0.1 \cdot 10^{-2}$ |
| 2. | Pipe or fin length | Lk: | $L_k := 8 \times 10^{-2}$ |
| 3. | Number of pipes or fins | Nk: | $N_k := 384 \cdot 4$ |
| 4. | Fin width | Wk: | $W_k := 0$ |
| 5. | Fin height | Hk: | $H_k := 0$ |
| 6. | Total breath | Bk: | $B_k := 0$ |
| 7. | Cooler Volume | Vk: | $V_k := 0$ |

heater_announcement = "pipe heater configuration , so enter : 1) Diameter Dh, 2) Length Lh, 3) Number of pipes Nh "

enter3 = "All the other set equal to zero"

HEATER ENTRIES :

1.	Pipe diameter	Dh:	$D_h := 0.30 \cdot 10^{-2}$
2.	Pipe length	Lh:	$L_h := 28.07 \cdot 10^{-2}$
3.	Number of pipes	Nh:	$N_h := 18 \cdot 4$
4.	Internal diameter	Dhi:	$D_{ih} := 0$
5.	External diameter	Dho:	$D_{oh} := 0$
6.	Heater Volume	Vh:	$V_h := 0$

reg_announcement = "tubular reg , so enter : 1)Tube internal diameter Dreg, 3) Number of tubes Nreg , 4) Length Lreg, 5) Thermal conductivity KWR "

enter3 = "All the other set equal to zero"

REGENERATOR ENTRIES :

1.	Tube Internal diameter	Dreg:	$D_{reg} := 5.7 \cdot 10^{-2}$
2.	Tube length	Lreg:	$L_{reg} := 3.9 \cdot 10^{-2}$
3.	Number of tubes	Nreg:	$N_{reg} := 2 \cdot 4$
4.	External diameter	Doreg:	$D_{oreg} := 0$
5.	Matrix side internal diameter	Direg	$D_{ireg} := 0$
6.	Thermal Conductivity	KWR:	$KWR := 25 \frac{W}{mK}$
7.	Regenerator Volume	Vh:	$V_r := 0$

matrix_announcement = "mesh_wire , so enter : 1) Porosity y 2) Wire diameter Dwire , 3) Volumetric specific heat CSM"

enter3 = "All the other set equal to zero"

MATRIX ENTRIES :

- | | | | |
|----|--------------------------|----------|----------------------------------------------------------------|
| 1. | Porosity | ψ : | $\psi := 0.58$ |
| 2. | Wire diameter | Dwire: | $D_{\text{wire}} := 0.005 \cdot 10^{-2}$ |
| 3. | Volumetric specific heat | CSM: | $CSM := 3.545 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{m}^3 \text{K}}$ |

gastype = "H"

engine_announcement = "sinusoidal , so enter : "

enter1 = "1) Compression Clearance Volume Vclc , 2) Expantion Clearance Volume Vcle , 3) Compression Swept Volume Vswc"

enter2 = " 4) Expantion Swept Volume Vswe , 5) Expantion Volume Phase Angle Advance "

enter3 = "All the other set equal to zero"

ENGINE ENTRIES :

 $\theta := 0 \dots 360$

1.	Conneting Rod	conrod:	conrod := 0
2.	Crank	crank:	crank := 0
3.	Eccentricity	eccen:	eccen := 0
4.	Yoke/Crank	B1:	B1 := 0
5.	Yoke/Piston	B2:	B2 := 0
6.	Compression clearance volume	Vclc:	$V_{clc} := 4.727 \cdot 10^{-6}$
7.	Expantion clearance volume	Vcle:	$V_{cle} := 4.181 \cdot 10^{-6}$
8.	Compression swept volume	Vswc:	$V_{swc} := 4.95 \cdot 10^{-6}$
9.	Expantion swept volume	Vswe:	$V_{swe} := 4.95 \cdot 10^{-6}$
10.	Cylinder Diameter	cyldia:	cyldia := 0
11.	Rod diameter	rodiam:	rodiam := 0
12.	Expantion volume phase angle advance	α :	$\alpha := 90$
13.	Stroke distance	Dstk:	Dstk := 0

Enter_Operating_Contitions = "1) Operating Freuency _ n , 2) Cooler Temperature Tk , 3) Heater Temperature Th , 4) Working Gas Mass "

enter3 = "All the other set equal to zero"

OPERATING ENTRIES:

- | | | | |
|----|---------------------|-----|----------------------------|
| 1. | Operating Frequency | n: | $\eta := 50$ |
| 2. | Cooler Temperature | Tk: | $Tk := 298$ |
| 3. | Heater Temperature | Th: | $Th := 991$ |
| 4. | Working Gas Mass | M: | $M := 4.067 \cdot 10^{-3}$ |

cooler

heater

regenerator

matrix

gas

drive type

adiabatic analysis

Θερμοκρασία στον αναγεννητή:

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

Πίεση:

$$pr(\theta) := \frac{M \cdot R}{\frac{V_c(\theta)}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e(\theta)}{T_h}}$$

Για τον χώρο της συμπίεσης

$$dV_c(\theta) := V_c(\theta + 1) - V_c(\theta)$$

Για τον χώρο της εκτόνωσης

$$dV_e(\theta) := V_e(\theta + 1) - V_e(\theta)$$

cycles := 20

```

Loop(a, b, c, e, f, ind) :=
  p ← b + a
  dp ←  $\frac{-\gamma \cdot p \cdot \left( \frac{dVc(ind)}{e} + \frac{dVe(ind)}{f} \right)}{\frac{Vc(ind + .5)}{e} + \frac{Ve(ind + .5)}{f} + \gamma \cdot \left( \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right)}$ 
  dmc ←  $\frac{p \cdot dVc(ind) + Vc(ind + 0.5) \cdot \frac{dp}{\gamma}}{R \cdot e}$ 
  mc ← dmc + c
  mk ←  $\frac{p \cdot V_k}{R \cdot T_k}$ 
  mr ←  $\frac{p \cdot V_r}{R \cdot T_r}$ 
  mh ←  $\frac{p \cdot V_h}{R \cdot T_h}$ 
  me ← M - (mc + mk + mr + mh)
  Tc ←  $\frac{p \cdot Vc(ind + 0.5)}{R \cdot mc}$ 
  Te ←  $\frac{p \cdot Ve(ind + 0.5)}{R \cdot me}$ 
  dmck ←  $mk \cdot \frac{dp}{p}$ 
  dmr ←  $mr \cdot \frac{dp}{p}$ 
  dmh ←  $mh \cdot \frac{dp}{p}$ 
  gAck ← -dmc
  gAkr ← gAck - dmck
  gArh ← gAkr - dmr
  gAhe ← gArh - dmh
  The ←  $\begin{cases} Th & \text{if } gAhe \geq 0 \end{cases}$ 

```

```

    Te otherwise
Tck ← | Tc if gAck ≥ 0
      | Tk otherwise
(p dp mc dmc Tck The mk mr mh me Tc Te gAck gAkr gArh gAhe)

```

```

b := .5      c := .0005 b : f := 300      c := . e := 10 f := 300      ind := 1

```

```

a := 30

```

Loop(a, b, c, e, f, ind) =

	0	1	2	3	4
0	30.5	0.168	$5 \cdot 10^{-4}$	$1.119 \cdot 10^{-11}$	298

```

cycles = 20

```

```

TEST := | ind ← 1
        | (pind-1 dpind-1 mcind-1 dmcind-1 Tckind-1 Theind-1) ← (pr(0) 0  $\frac{pr(0) \cdot Vc(0)}{R \cdot Tk}$  0 Tk Th)
        | while ind < cycles-360
        | | (a b c e f) ← (pind-1 dpind-1 mcind-1 Tckind-1 Theind-1)
        | | (pind dpind mcind dmcind Tckind Theind mkind mrind mhind meind Tcind Teind gAckind gAkrind gArhind gAheind) ← Loop(a, b, c, e, f, ind)
        | | iind ← ind
        | | ind ← ind + 1
        | augment(i, p, dp, mc, dmc, Tck, The, mk, mr, mh, me, Tc, Te, gAck, gAkr, gArh, gAhe)

```

Number of cycles until programme stops "cycles":

cycles = 20

The following results are reported to cycle number k: $k := \text{cycles} - 2$

k = 18

n := 1 .. 360

Mass flow at compressor and cooler interface kg/deg

$$GACK_{\theta} := \text{TEST}_{\theta+360 \cdot k, 13}$$

Mass flow at cooler and regenerator interface kg/deg

$$GAKR_{\theta} := \text{TEST}_{\theta+360 \cdot k, 14}$$

Mass flow in cooler cell kg/deg

$$GAK_{\theta} := \frac{GACK_{\theta} + GAKR_{\theta}}{2}$$

Mass flow at compressor and cooler interface g/sec

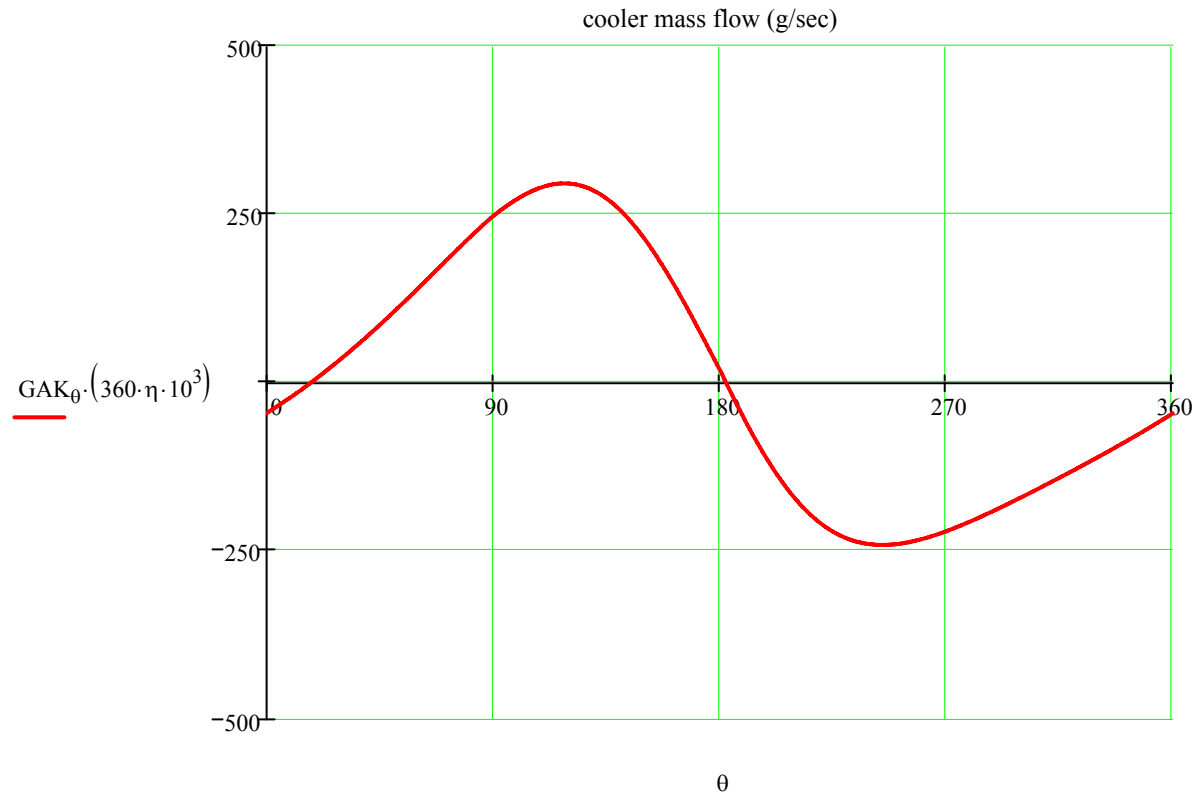
$$GACK_{\theta} \cdot (360 \cdot \eta \cdot 10^3)$$

Mass flow at cooler and regenerator interface g/sec

$$GAKR_{\theta} \cdot (360 \cdot \eta \cdot 10^3)$$

Mass flow in cooler cell g/sec

$$GAK_{\theta} \cdot (360 \cdot \eta \cdot 10^3)$$



Mass flow cooler and regenerator interface kg/deg $GAKR_{\theta} := TEST_{\theta+360 \cdot k, 14}$

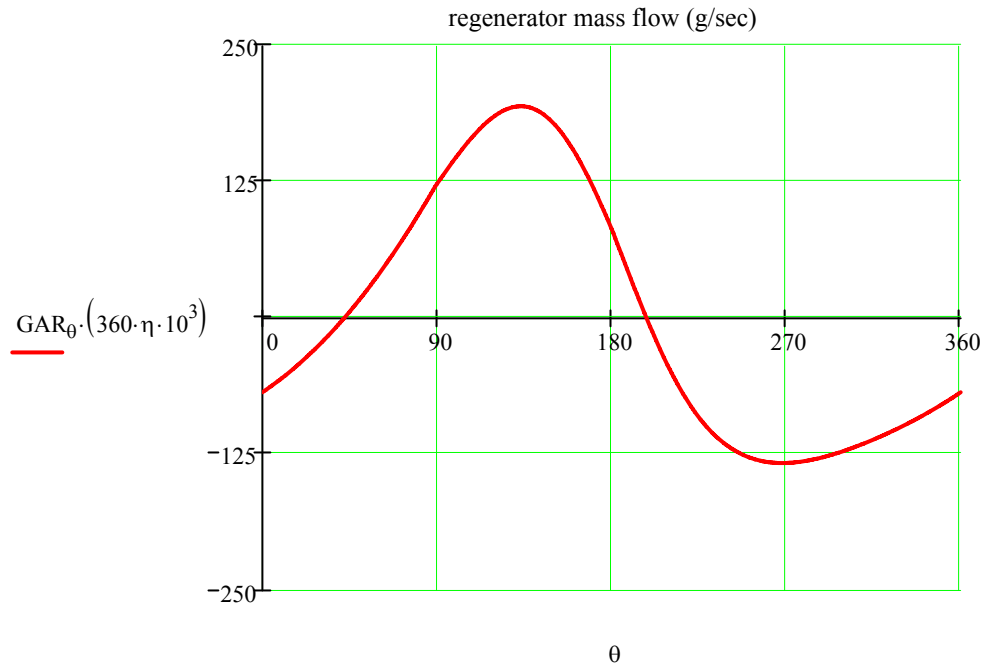
Mass flow at regenerator and heater interface kg/deg $GARH_{\theta} := TEST_{\theta+360 \cdot k, 15}$

Mass flow in regenerator cell kg/deg $GAR_{\theta} := \frac{GAKR_{\theta} + GARH_{\theta}}{2}$

Mass flow at compressor and cooler interface g/sec $GAKR_{\theta} \cdot (360 \cdot \eta \cdot 10^3)$

Mass flow at cooler and regenerator interface g/sec $GARH_{\theta} \cdot (360 \cdot \eta \cdot 10^3)$

Mass flow in regenerator cell
g/sec $GAR_{\theta} \cdot (360 \cdot \eta \cdot 10^3)$



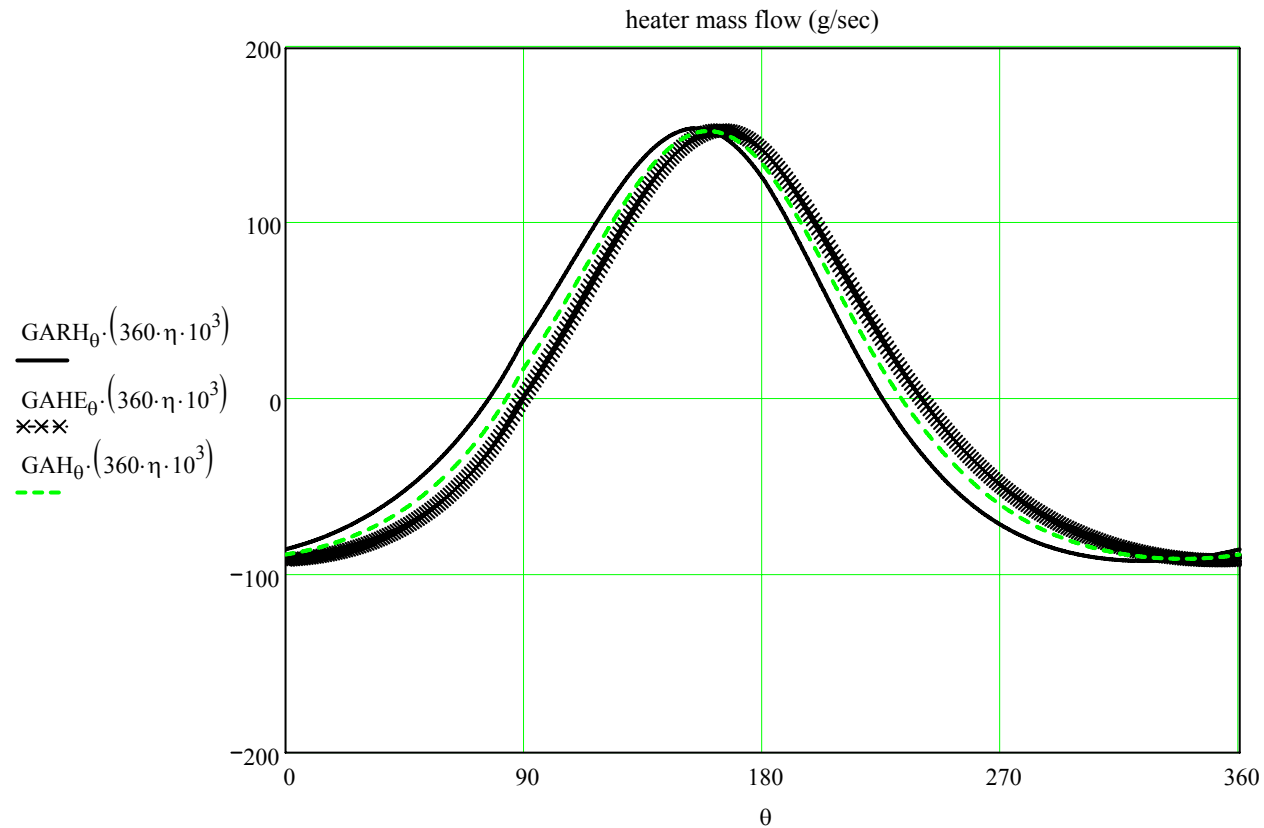
Mass flow regenerator and heater interface kg/deg

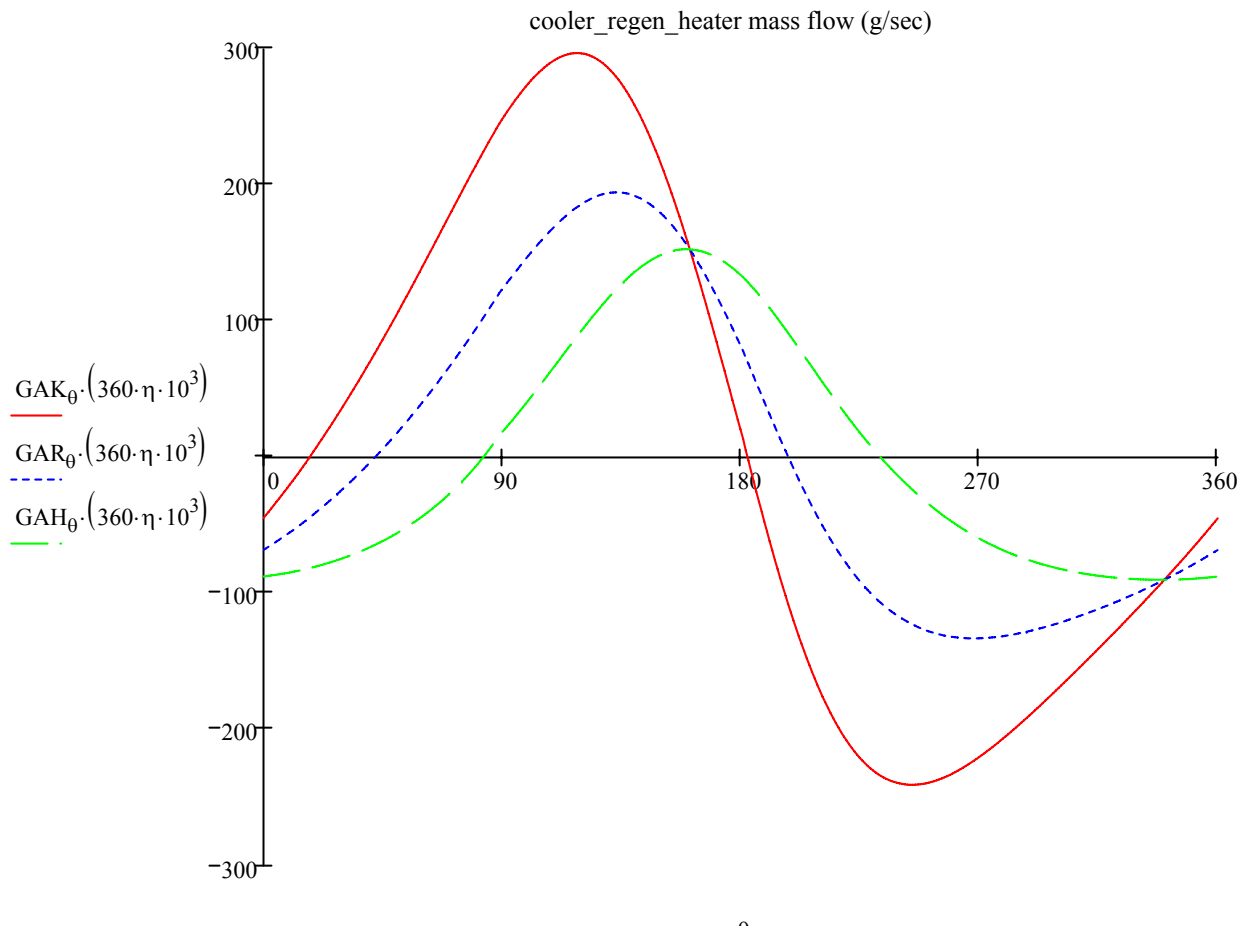
$$GARH_{\theta} := TEST_{\theta+360 \cdot k, 15}$$

Mass flow at heater and expansion space interface kg/deg

$$GAHE_{\theta} := TEST_{\theta+360 \cdot k, 16}$$

Mass flow in heater cell	kg/deg	$GAH_{\theta} := \frac{GARH_{\theta} + GAHE_{\theta}}{2}$
Mass flow regenerator and heater interface	g/sec	$GARH_{\theta} \cdot (360 \cdot \eta \cdot 10^3)$
Mass flow at heater and expansion space interface	g/sec	$GAHE_{\theta} \cdot (360 \cdot \eta \cdot 10^3)$
Mass flow in heater cell	g/sec	$GAH_{\theta} \cdot (360 \cdot \eta \cdot 10^3)$





θ

Compressor space temperature [K]

$$TC_{\theta} := TEST_{\theta+360 \cdot k, 11}$$

Expantion space temperature [K]

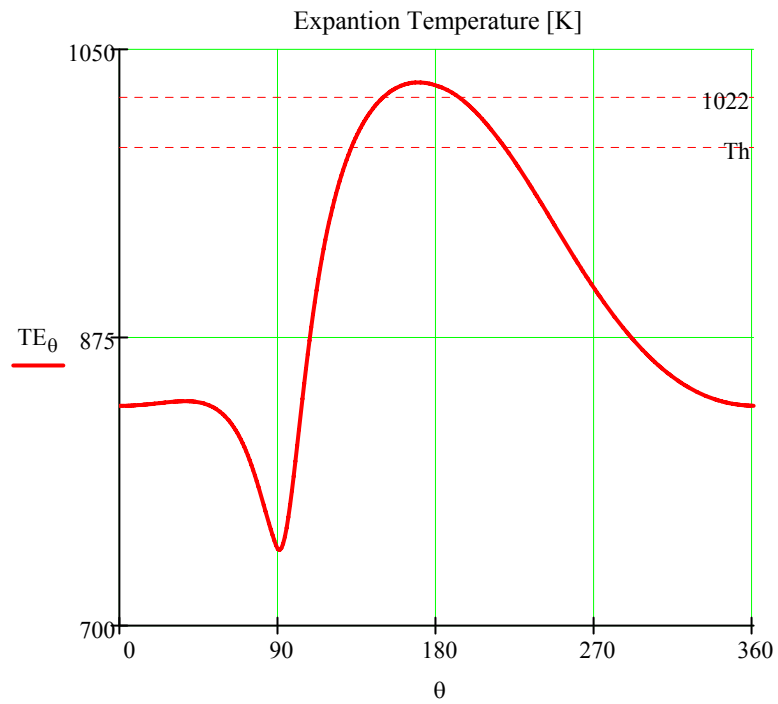
$$TE_{\theta} := TEST_{\theta+360 \cdot k, 12}$$

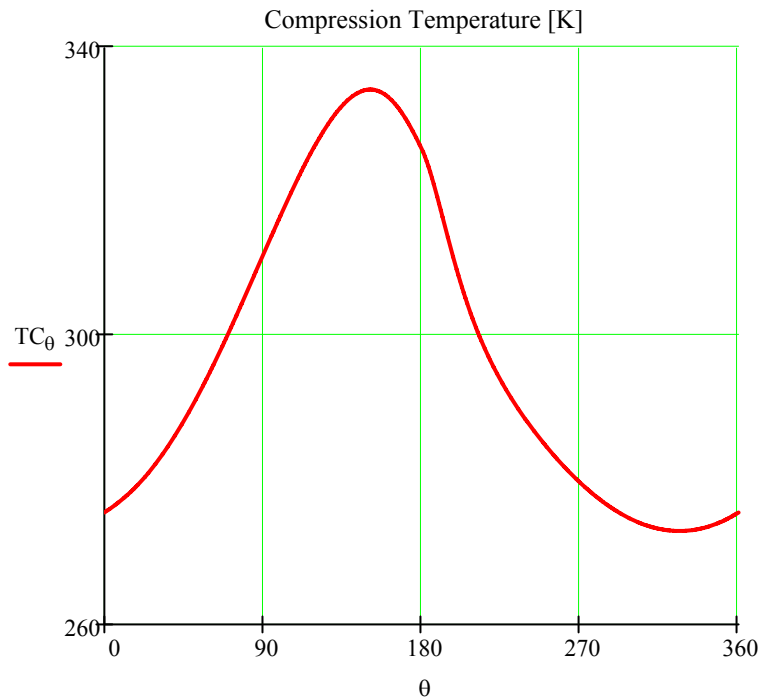
Compressor cooler interface temperature [K]

$$TCK_{\theta} := TEST_{\theta+360 \cdot k, 5}$$

Heater expansion space interface temperature [K]

$$THE_{\theta} := TEST_{\theta+360 \cdot k, 6}$$





Compressor cooler interface enthalpy [J/deg]

$$\text{ENTHCK}_\theta := \text{cp} \cdot \text{TCK}_\theta \cdot \text{GACK}_\theta$$

Cooler regenerator interface enthalpy [J/sec]

$$\text{ENTHKR}_\theta := \text{cp} \cdot \text{Tk} \cdot \text{GAKR}_\theta$$

Regenerator heater interface enthalpy [J/sec]

$$\text{ENTHRH}_\theta := \text{cp} \cdot \text{Th} \cdot \text{GARH}_\theta$$

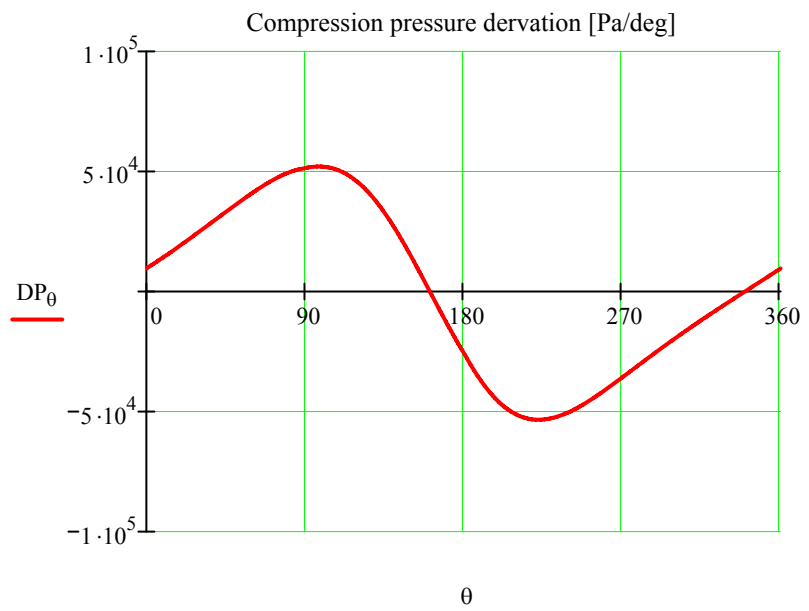
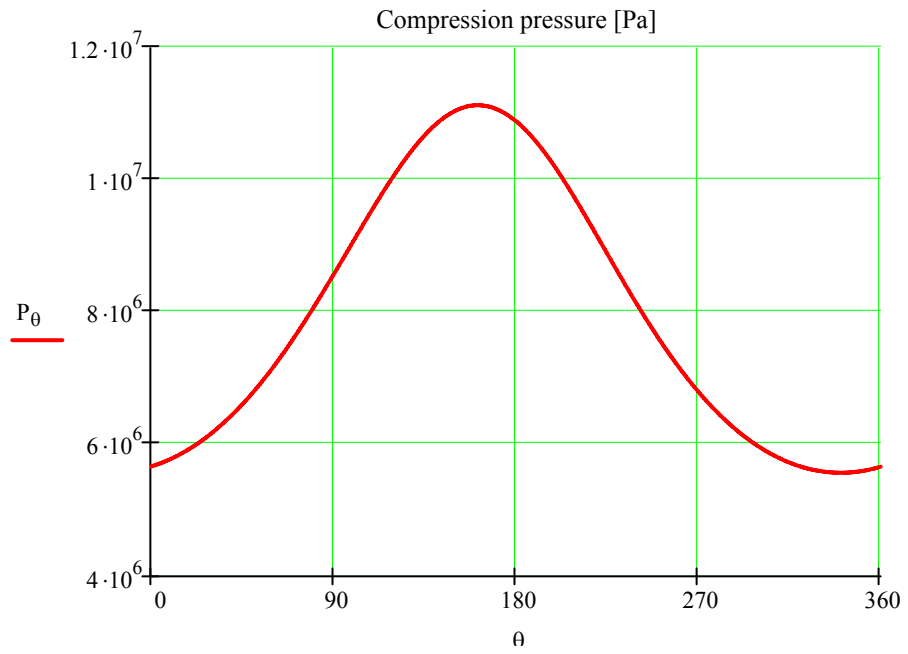
Heater expansion space interface enthalpy [J/sec]

$$\text{ENTHHE}_\theta := \text{cp} \cdot \text{THE}_\theta \cdot \text{GAHE}_\theta$$

Compressor cooler interface enthalpy	[W]	$ENTHCK_{\theta} \cdot (360 \cdot n)$
Cooler regenerator interface enthalpy	[W]	$ENTHKR_{\theta} \cdot (360 \cdot n)$
Regenerator heater interface enthalpy	[W]	$ENTHRH_{\theta} \cdot (360 \cdot n)$
Heater expansion space interface enthalpy	[W]	$ENTHHE_{\theta} \cdot (360 \cdot n)$

Compression space pressure [Pa] $P_{\theta} := TEST_{\theta+360 \cdot k, 1}$

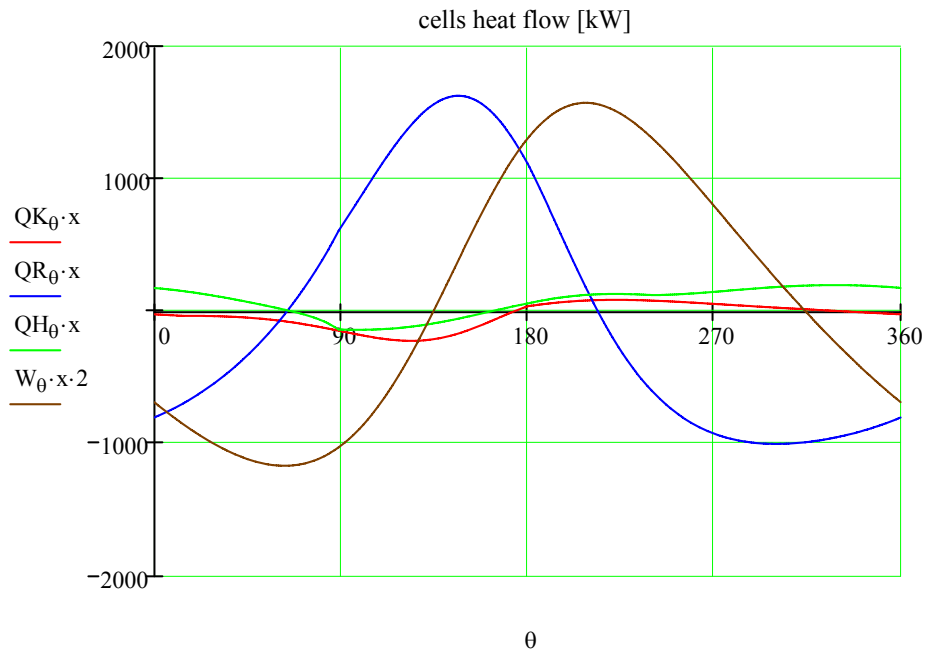
Compression space pressure derivation [Pa/deg] $DP_{\theta} := TEST_{\theta+360 \cdot k, 2}$



Cooler Heat Flow	[J/deg]	$QK_{\theta} := V_k \cdot DP_{\theta} \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (TCK_{\theta} \cdot GACK_{\theta} - Tk \cdot GAKR_{\theta})$
Regenerator Heat Flow	[J/deg]	$QR_{\theta} := V_r \cdot DP_{\theta} \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (Tk \cdot GAKR_{\theta} - Th \cdot GARH_{\theta})$
Heater Heat flow	[J/deg]	$QH_{\theta} := V_h \cdot DP_{\theta} \cdot \frac{cv}{R} - cp \cdot (Th \cdot GARH_{\theta} - THE_{\theta} \cdot GAHE_{\theta})$
Work	[J/deg]	$\underline{W}_{\theta} := P_{\theta} \cdot (dVc(\theta) + dVe(\theta))$

J/deg to kW converter factor $x := \left(\frac{360 \cdot \eta}{10^3} \right)$

Cooler Heat Flow [kW]		$QK_{\theta} \cdot x$
Regenerator Heat Flow [kW]		$QR_{\theta} \cdot x$
Heater Heat flow	[kW]	$QH_{\theta} \cdot x$
Work done by the engine	[kW]	$W_{\theta} \cdot x$



Working gas mass in the compressor

[kg]

$$MC_{\theta} := \text{TEST}_{\theta+360 \cdot k, 3}$$

Working gas mass in the heater

[kg]

$$MK_{\theta} := \text{TEST}_{\theta+360 \cdot k, 7}$$

Working gas mass in the regenerator

[kg]

$$MR_{\theta} := \text{TEST}_{\theta+360 \cdot k, 8}$$

Working gas mass in the heater

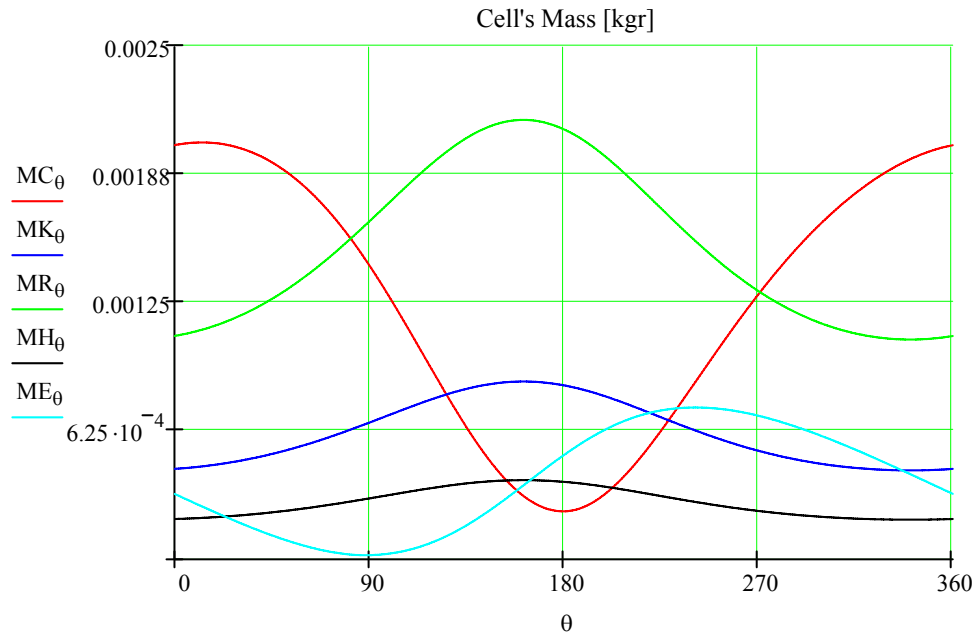
[kg]

$$MH_{\theta} := \text{TEST}_{\theta+360 \cdot k, 9}$$

Working gas mass in the expansion cell

[kg]

$$ME_{\theta} := \text{TEST}_{\theta+360 \cdot k, 10}$$



Αποτελέσματα

Απορριπτόμενη θερμότητα από τον ψύκτη σε J / κύκλο

$$Q_K := \sum_{\theta=1}^{360} Q_{K_\theta} \qquad Q_K = -502.276$$

Συναλλασσόμενη θερμότητα από τον αναγεννητή σε J / κύκλο

$$Q_R := \sum_{\theta=1}^{360} QR_{\theta}$$

$$Q_R = -4.825 \times 10^{-12}$$

Προσδιδόμενη θερμότητα στον αναθερμαντή σε kW

$$Q_H := \frac{\sum_{\theta=1}^{360} (QH_{\theta} \cdot x)}{360}$$

$$Q_H = 78.532$$

Η ισχύς για $\eta = 41,42$ Hz σε kW

$$p := \frac{\sum_{\theta=1}^{360} (W_{\theta} \cdot x)}{360}$$

$$p = 51.272$$

Παραγόμενο έργο σε J / κύκλο

$$W := \sum_{\theta=1}^{360} W_{\theta}$$

$$W = 1.025 \times 10^3$$

Ο βαθμός απόδοσης της μηχανής (%)

$$BA := \frac{P}{Q_H}$$

$$BA = 65.288 \%$$

Μέση πίεση εργαζόμενου αερίου (Pa)

$$P_{\text{mean}} := \frac{\sum_{\theta=1}^{360} P_{\theta}}{360}$$

$$P_{\text{mean}} = 7.974 \times 10^6$$

▣ adiabatic analysis

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2ο.

Γ. ΑΔΙΑΣΤΑΤΗ ΑΝΑΛΥΣΗ

Το αρχείο αυτό αναφέρεται στο Κεφάλαιο 5.

The initial principal engine design parameters

Hot space temperature: $T_3 := 923$ $T_4 := T_3$

Cold space temperature: $T_1 := 338$

Power piston swept volume: $V_P := 5 \times 10^{-5}$

Compression ratio: $CR := 1.5$

Displacer piston swept volume: $V_D := CR \cdot V_P$

Hot space dead volume ratio: $k_{SH} := 0.2$

Regenerator dead volume ratio: $k_{SR} := 0.6$

Cold space dead volume ratio: $k_{SC} := 0.2$

- the effective regenerator temperature

$$T_R := \frac{T_3 - T_1}{\ln\left(\frac{T_3}{T_1}\right)}$$

$$T_{Rv} := \frac{T_3 + T_1}{2}$$

- Working cylinder volumes

$$V_{C1} := V_D + V_P$$

$$V_{H4} := V_{C1}$$

The dead volume to total swept volume ratio is:

$$k_{SDP}(V_S) := \frac{V_S}{V_D + V_P}$$

and dead volume to total volume is:

$$k_{ST}(V_S) := \frac{k_{SDP}(V_S)}{1 + k_{SDP}(V_S)}$$

- The factor K is:

$$K(V_S) := \left(\frac{k_{SH}}{T_3} + \frac{k_{SR}}{T_R} + \frac{k_{SC}}{T_1} \right) \cdot V_S$$

- In the isothermal compression process 1-2 :

$$p := 1.013 \times 10^5 \quad R := 287 \quad V_H := 0$$

$$m(V_S) := \frac{p}{R} \cdot \left(\frac{V_H}{T_3} + K(V_S) + \frac{V_{C1}}{T_1} \right)$$

- The compression work 1-2 is :

$$W_{12}(V_S) := m(V_S) \cdot R \cdot T_1 \cdot \ln \left(\frac{V_D + K(V_S) \cdot T_1}{V_D + V_P + K(V_S) \cdot T_1} \right)$$

- The expansion work 3-4 :

$$W_{34}(V_S) := m(V_S) \cdot R \cdot T_3 \cdot \ln \left(\frac{V_D + V_P + K(V_S) \cdot T_3}{V_D + K(V_S) \cdot T_3} \right)$$

$$Q_{34}(V_S) := W_{34}(V_S)$$

- The heat added from an external source during process 3' -3 is :

$$Q_{33}(E, V_S) := (1 - E) \cdot m(V_S) \cdot (T_3 - T_1)$$

$$V_S := 0, 0.01 \dots 0.1$$

$$K_{ST} := 0, 0.001 \dots 0.7$$

$$v_S(K_{ST}) := K_{ST} \cdot \left(\frac{V_D + V_P}{1 - K_{ST}} \right)$$

- The factor K is:

$$K(K_{ST}) := \left(\frac{k_{SH}}{T_3} + \frac{k_{SR}}{T_R} + \frac{k_{SC}}{T_1} \right) \cdot v_S(K_{ST})$$

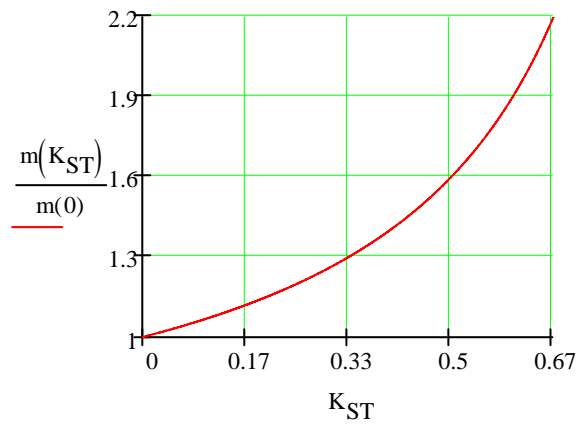
- In the isothermal compression process 1-2 :

$$p := 1.013 \times 10^5$$

$$R := 287$$

$$V_H := 0$$

$$m(K_{ST}) := \frac{p}{R} \cdot \left(\frac{V_H}{T_3} + K(K_{ST}) + \frac{V_{C1}}{T_1} \right)$$



- *Isothermal compression process*
The compression work 1-2 is :

$$W_{12}(K_{ST}) := m(K_{ST}) \cdot R \cdot T_1 \cdot \ln \left(\frac{V_D + K(K_{ST}) \cdot T_1}{V_D + V_P + K(K_{ST}) \cdot T_1} \right)$$

$$Q_{12}(K_{ST}) := W_{12}(K_{ST})$$

$$C_v := 1$$

- *Isochoric heating process*

$$Q_{23}(K_{ST}) := m(K_{ST}) \cdot C_v \cdot (T_3 - T_1)$$

$$Q_{23a}(E, K_{ST}) := E \cdot m(K_{ST}) \cdot C_v \cdot (T_3 - T_1)$$

- The heat added from an external source during process 3' -3 is :

$$Q_{33a}(E, K_{ST}) := (1 - E) \cdot m(K_{ST}) \cdot C_v \cdot (T_3 - T_1)$$

- *Isothermal expansion process*
The expansion work 3-4 :

$$W_{34}(K_{ST}) := m(K_{ST}) \cdot R \cdot T_3 \cdot \ln \left(\frac{V_D + V_P + K(K_{ST}) \cdot T_3}{V_D + K(K_{ST}) \cdot T_3} \right)$$

$$Q_{34}(K_{ST}) := W_{34}(K_{ST})$$

- *Isochoric cooling process*

$$Q_{41}(K_{ST}) := m(K_{ST}) \cdot C_v \cdot (T_1 - T_4)$$

$$Q_{41}(K_{ST}) := -m(K_{ST}) \cdot C_v \cdot (T_3 - T_1)$$

$$Q_{41a}(E, K_{ST}) := m(K_{ST}) \cdot C_v \cdot (T_4 - T_1)$$

$$Q_{41a}(E, K_{ST}) := -E \cdot m(K_{ST}) \cdot C_v \cdot (T_3 - T_1)$$

- The heat added from an external source during process 3' -3 is :

$$Q_{11a}(E, K_{ST}) := -(1 - E) \cdot m(K_{ST}) \cdot C_v \cdot (T_3 - T_1)$$

- *Total heat added*

$$Q_{in}(E, K_{ST}) := Q_{33a}(E, K_{ST}) + Q_{34}(K_{ST})$$

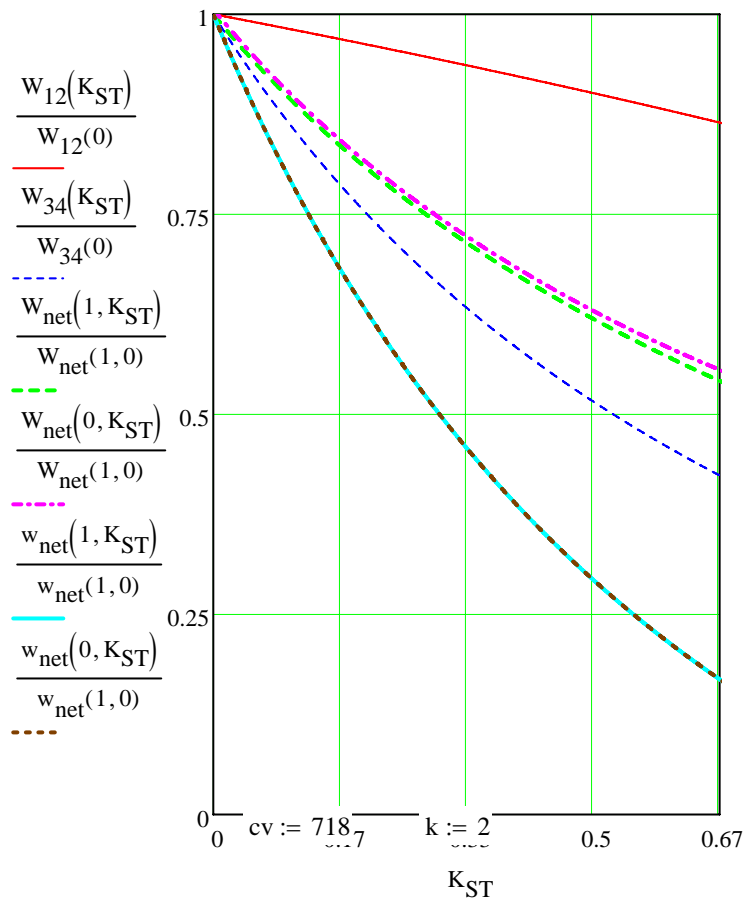
- *Total heat rejected*

$$Q_{\text{out}}(E, K_{\text{ST}}) := Q_{11a}(E, K_{\text{ST}}) + Q_{12}(K_{\text{ST}})$$

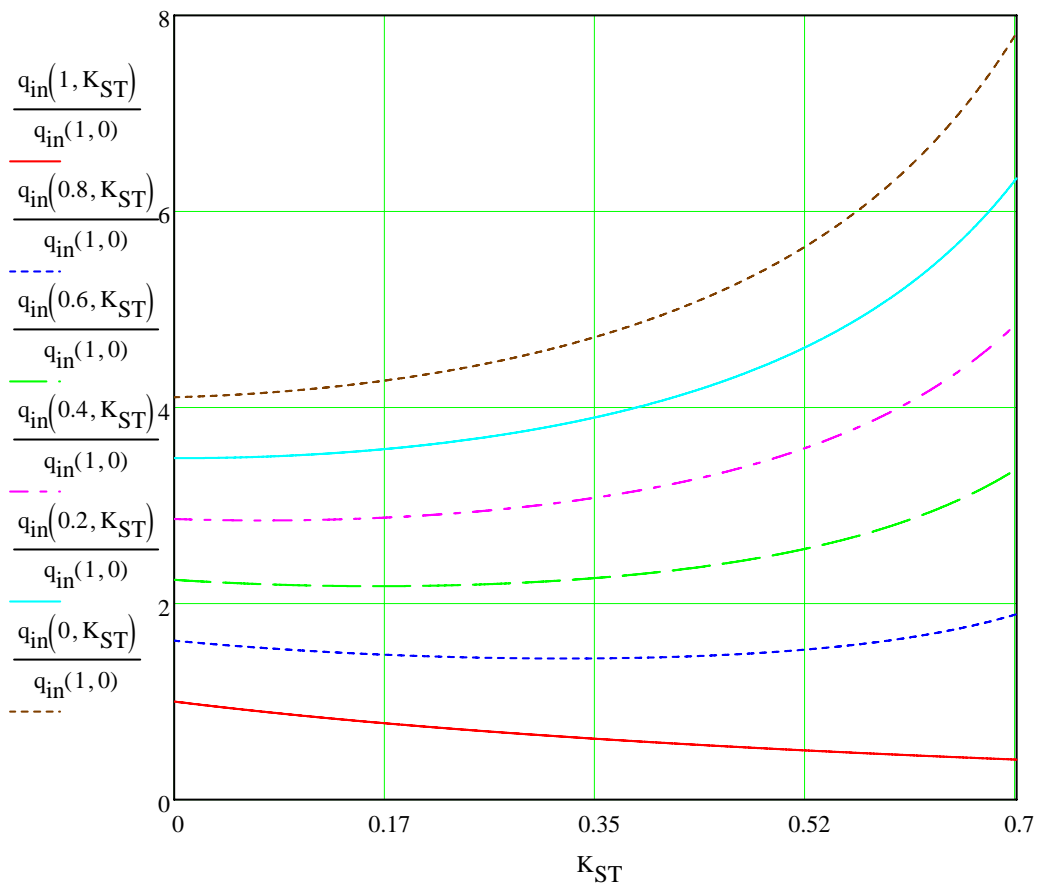
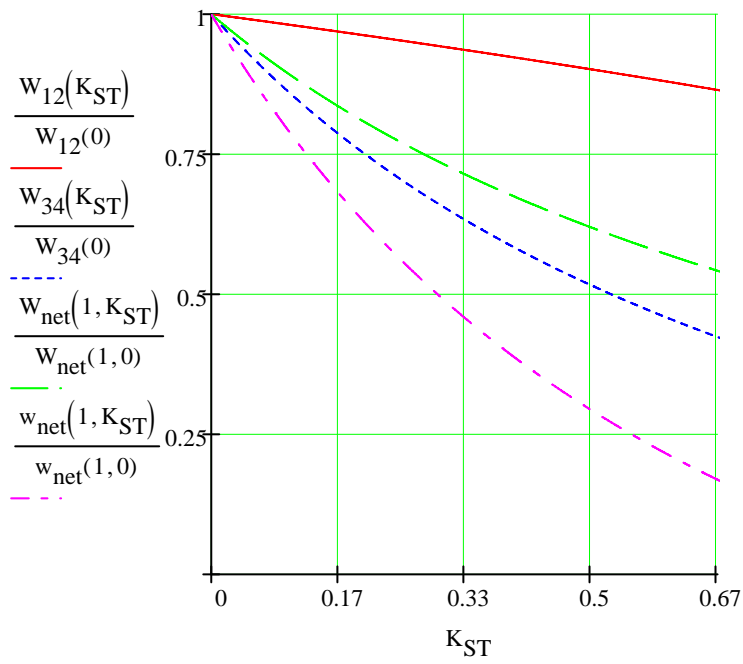
- *Net work*

$$W_{\text{net}}(E, K_{\text{ST}}) := Q_{\text{in}}(E, K_{\text{ST}}) - Q_{\text{out}}(E, K_{\text{ST}})$$

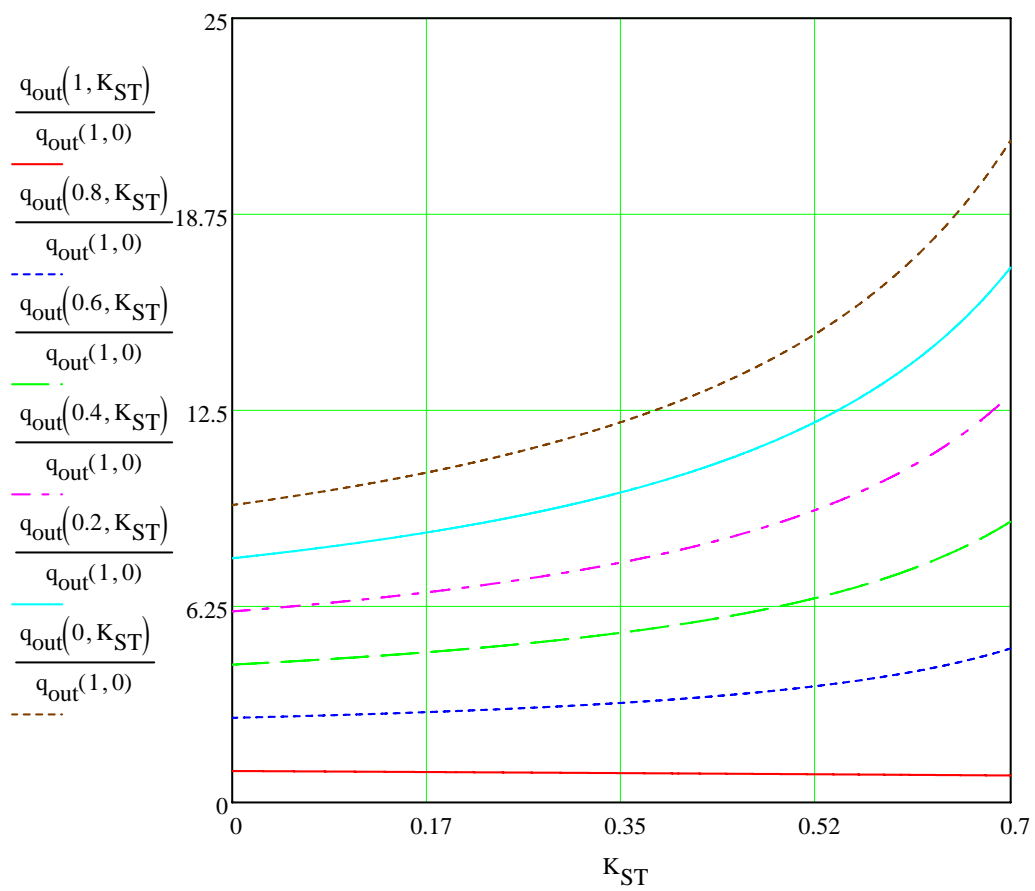
$$w_{\text{net}}(E, K_{\text{ST}}) := m(K_{\text{ST}}) \cdot R \cdot \left(T_3 \cdot \ln \left(\frac{V_D + V_P + K(K_{\text{ST}}) \cdot T_3}{V_D + K(K_{\text{ST}}) \cdot T_3} \right) - T_1 \cdot \ln \left(\frac{V_D + V_P + K(K_{\text{ST}}) \cdot T_1}{V_D + K(K_{\text{ST}}) \cdot T_1} \right) \right)$$



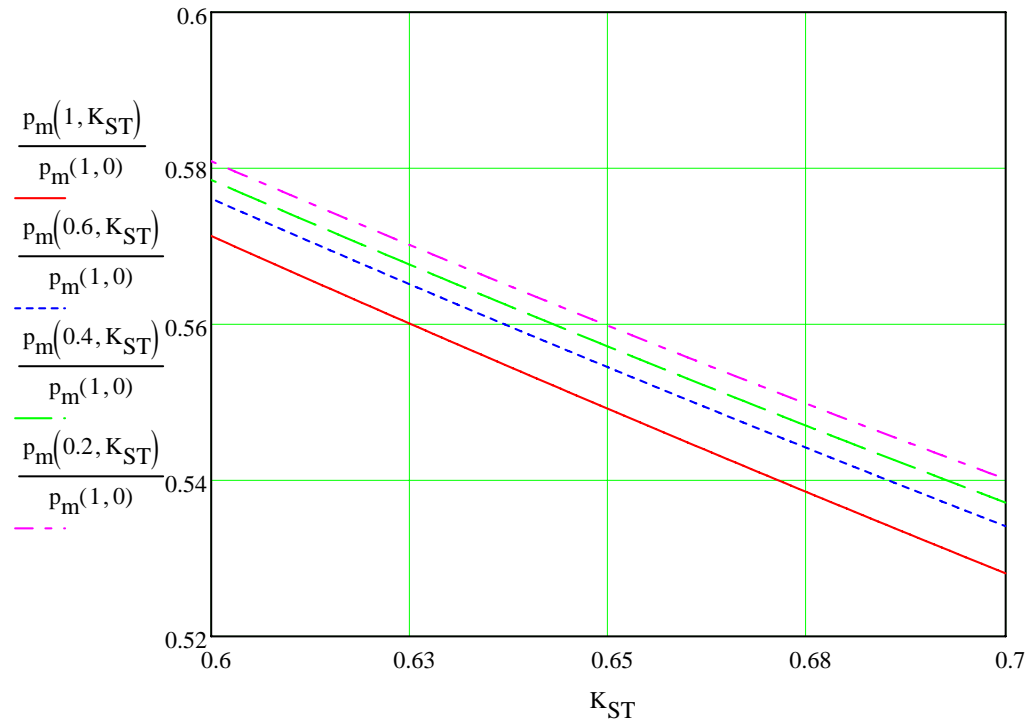
$$q_{\text{in}}(E, K_{\text{ST}}) := (1 - E) \cdot m(K_{\text{ST}}) \cdot cv \cdot (T_3 - T_1) + m(K_{\text{ST}}) \cdot R \cdot T_3 \cdot \ln \left(\frac{V_D + V_P + K(K_{\text{ST}}) \cdot T_3}{V_D + K(K_{\text{ST}}) \cdot T_3} \right)$$



$$q_{\text{out}}(E, K_{\text{ST}}) := -(1 - E) \cdot m(K_{\text{ST}}) \cdot c_v \cdot (T_3 - T_1) + m(K_{\text{ST}}) \cdot R \cdot T_1 \cdot \ln \left(\frac{V_D + K(K_{\text{ST}}) \cdot T_1}{V_D + V_P + K(K_{\text{ST}}) \cdot T_1} \right)$$



$$p_m(e, K_{\text{ST}}) := \frac{W_{\text{net}}(e, K_{\text{ST}})}{V_P}$$



$$E_s(E, K_{ST}) := \frac{w_{\text{net}}(E, K_{ST})}{q_{\text{in}}(E, K_{ST})}$$

