



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

**‘Ανάπτυξη Απλοϊκού Μοντέλου για την Ανάκτηση  
Θερμότητας Καυσαερίων από Κινητήρα Diesel’**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

του

Βασιλείου Ε. Θωμά

Επιβλέπων : Δημήτριος Χουντάλας  
Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Ημερομηνία:  
2/11/2007

## Πρόλογος

Η μείωση των αποθεμάτων και η αύξηση των τιμών των καυσίμων συνιστά ένα μεγάλο πρόβλημα στις μέρες μας. Αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η θεωρητική διερεύνηση της ανάκτησης της θερμότητας καυσαερίων από κινητήρες Diesel και της μετατροπής της σε μηχανική ισχύ. Επίσης διενεργείται μία αρχική σχεδίαση συστήματος που πραγματοποιεί τα προηγούμενα. Σκοπός της εργασίας αυτής είναι η αρχική εκτίμηση για το εάν είναι συμφέρον ένα τέτοιο σύστημα, ποιοι είναι οι σημαντικότεροι παράγοντες που το επηρεάζουν και που πρέπει να δοθεί περισσότερο βάση κατά το επόμενο στάδιο του σχεδιασμού του. Οπότε, απαιτείται αρχικά η μοντελοποίηση του συστήματος και στη συνέχεια η διερεύνησή του, για να εκτιμηθούν επαρκώς τα στοιχεία που το αποτελούν, να αποφευχθούν λάθη και να εντοπιστούν πιθανά προβλήματα. Για την παραγωγή της επιπρόσθετης ισχύος χρησιμοποιείται δευτερεύον κύκλος Rankine, με στόχο την αύξηση του συνολικού θερμικού βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης και συνεπώς τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών ρύπων. Το σύστημα αυτό λειτουργεί παράλληλα με τον κινητήρα, προσθέτοντας την ισχύ του σε αυτόν. Είναι σημαντικό ότι για τη μετατροπή της θερμότητας χρησιμοποιείται κύκλος Rankine επειδή η επίπτωση του στον κινητήρα είναι μικρή. Συγκριμένα, η αύξηση της πίεσης αντίθλιψης του κινητήρα (backpressure) είναι αμελητέα με αποτέλεσμα το σύστημα να μην τον επηρεάζει.

Η διπλωματική εργασία οργανώνεται σε 5 κεφάλαια ως ακολούθως:

Στο 1<sup>ο</sup> κεφάλαιο αναλύονται οι λόγοι που επιτάσσουν στις μέρες μας τη βελτίωση του θερμικού βαθμού απόδοσης των κινητήρων. Αναφέρονται επιγραμματικά μέθοδοι προς την κατεύθυνση αυτή, εστιάζοντας στα συστήματα ανάκτησης θερμότητας. Επιπλέον πραγματοποιείται κατηγοριοποίηση των τελευταίων.

Στο 2<sup>ο</sup> κεφάλαιο παρουσιάζεται το σύστημα που εξετάζεται στην παρούσα εργασία και αναφέρονται τα στοιχεία που το αποτελούν. Γίνεται ιστορική αναδρομή με αναφορές σε προηγούμενες εφαρμογές. Επιπλέον παρουσιάζονται αλλά συστήματα ανάκτησης θερμότητας από κινητήρες που έχουν προταθεί και γίνεται συγκριτική αξιολόγηση τους.

Στο 3<sup>ο</sup> κεφάλαιο περιγράφεται η μοντελοποίηση του συστήματος και ο κώδικας σε Η/Υ που το προσομοιώνει. Παρουσιάζονται και σχολιάζονται τα αποτελέσματα. Επίσης πραγματοποιείται παραμετρική ανάλυση του συστήματος.

Στο 4<sup>ο</sup> κεφάλαιο πραγματοποιείται ο σχεδιασμός του σύστημα αποθήκευσης θερμότητας.

Στο 5<sup>ο</sup> κεφάλαιο δίνονται τα συμπεράσματα της παρούσας διπλωματικής εργασίας και γίνονται προτάσεις για μελλοντική έρευνα.

Σε αυτό το σημείο θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους όσους συνέβαλαν στη διεκπεραίωση αυτής της διπλωματικής εργασίας που σηματοδοτεί το πέρας των σπουδών μου στο ΕΜΠ. Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον καθηγητή Δημήτριο Χουντάλα για τη βοήθειά του στην επιλογή και την ολοκλήρωση της εργασίας αυτής. Ευχαριστώ επίσης, τον κ. Χρήστο Κατσάνο και το Δρ. Μαυρόπουλο Γεώργιο για τη καθοδήγησή τους και τη συμβολή στην επίλυση των δυσκολιών που αντιμετώπισα.

Ευχαριστώ τα μέλη της οικογένειάς μου, τους φίλους και τους συμφοιτητές μου για την αγάπη τους, την υπομονή τους και την εμπιστοσύνη τους που με στήριξε στη διάρκεια των σπουδών μου. Τέλος, ευχαριστώ για την επιμέλεια της παρούσης εργασίας τη Βασιλείου Ιωάννα και τη Τζώρτζη Αδαμαντία.

## Πίνακας Περιεχομένων

1	Βελτίωση Θερμικού Βαθμού απόδοσης σε MEK – Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας.....	6
1.1	Εισαγωγή.....	6
1.2	Κατηγοριοποίηση των Συστημάτων Ανάκτησης Θερμότητας.....	7
2	Παρουσίαση Παρούσας Κατάστασης όσον αφορά την Ανάκτηση Θερμότητας σε Κινητήρα Diesel μέσω Κύκλου Rankine.....	13
2.1	Περιγραφή του Συστήματος.....	13
2.1.1	Σύστημα με Εργαζόμενο Μέσο το Οργανικό Fluorinol.....	14
2.1.2	Σύστημα με Εργαζόμενο Μέσο το Οργανικό RC-1.....	18
2.2	Περιγραφή άλλων Συστημάτων .....	21
2.2.1	Σύστημα Ανάκτησης Θερμότητας από το Κύκλωμα Ψύξης του Κινητήρα με χρήση Κύκλου Rankine.....	21
2.2.2	Σύστημα Κύκλου Diesel και Κύκλου Joule – Brayton. ....	25
2.2.3	Σύστημα Κύκλου Diesel και Κύκλου Stirling .....	30
2.3	Συγκριτική Αξιολόγηση των Διαφόρων Συστημάτων.....	32
3	Μοντελοποίηση Κύκλου Rankine σε Κινητήρα Diesel και Παρουσίαση Αποτελεσμάτων .....	34
3.1	Μοντελοποίηση του Συστήματος.....	34
3.1.1	Μοντελοποίηση του Εργαζόμενου Μέσου (νερού).....	35
3.1.2	Μοντελοποίηση του Ατμοποιητή.....	37
3.1.3	Μοντελοποίηση της Τροφοδοτικής Αντλίας και του Εκτονωτή .....	40
3.1.4	Μοντελοποίηση του Συμπυκνωτή.....	41
3.2	Επίλυση του Προβλήματος .....	41
3.3	Παραμετρική Διερεύνηση .....	46
3.4	Παράλληλη Χρήση Θερμότητας από το Ψυγείο του Αέρα .....	49
4	Σύστημα Αποθήκευσης Θερμότητας σε Κινητήρα Diesel .....	52
4.1	Θερμική Διαχείριση του Καυσαερίου.....	52

4.2	Γενική Περιγραφή του Συστήματος Αποθήκευσης Θερμότητας.....	53
4.2.1	Διάταξη 1 <sup>η</sup> Συσκευής Αποθήκευσης Θερμότητας - Τύπου Εναλλάκτη Shell & Tube. ....	56
4.2.2	Συσκευή Αποθήκευσης Θερμότητας Διάταξη 2 <sup>η</sup> .....	60
5	Επίλογος.....	67
5.1	Συμπεράσματα.....	67
5.2	Προτάσεις για Μελλοντική Εργασία .....	68
6	Βιβλιογραφία.....	70
	Παράρτημα .....	72
	Πίνακας Συμβόλων.....	72
	Διάγραμμα Ροής Προγράμματος.....	74

# 1 Βελτίωση Θερμικού Βαθμού απόδοσης σε ΜΕΚ – Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας

## 1.1 Εισαγωγή

Η μείωση των αποθεμάτων των ορυκτών καυσίμων, η συνεχής αύξηση της τιμής τους και οι προσπάθειες που γίνονται για δημιουργία κινητήρων που είναι πιο φιλικό προς το περιβάλλον, με μικρότερα επίπεδα εκπομπής ρύπων αποτελούν θέματα επίκαιρα και παγκοσμίου ενδιαφέροντος. Συγκεκριμένα στην Ελλάδα, όπου η ηλεκτροπαραγωγή βασίζεται κυρίως στα ορυκτά καύσιμα, η μείωση των αποθεμάτων τους έχει σημαντικό αντίκτυπο για τη χώρα μας. Στον πίνακα 1-1 φαίνονται τα γνωστά μέχρι στιγμής αποθέματα ορυκτών καυσίμων παγκοσμίως και ο χρόνος μέσα στον οποίο αυτά θα καταναλωθούν, σύμφωνα με το μέσο τωρινό παγκόσμιο ρυθμό.

Πίνακας 1-1. Αποθέματα και διάρκεια ζωής ορυκτών καυσίμων

	Γνωστά Αποθέματα	Διάρκεια Ζωής (έτη)
<b>Πετρέλαιο</b>	~161x10 <sup>9</sup> tons	~41
<b>Φυσικό Αέριο</b>	~179,5x10 <sup>12</sup> m <sup>3</sup>	~67
<b>Λιγνίτες</b>	~909,1 x10 <sup>9</sup> tons	~164

Πηγή : BP Statistical Review of World Energy, June 2005

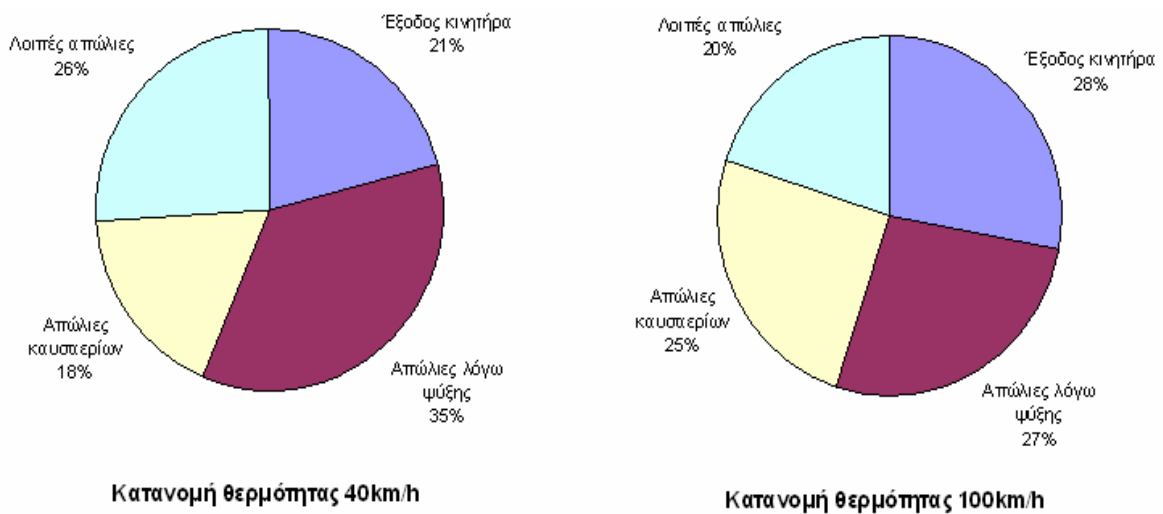
Οι κύριες πηγές κατανάλωσης καυσίμων είναι η ηλεκτροπαραγωγή, η βιομηχανία και τα μέσα μαζικής μεταφοράς. Πιο συγκεκριμένα στην Ελλάδα το 50% της συνολικά διαθέσιμης ποσότητας καυσίμων καταναλώνεται από τους ηλεκτροπαραγωγικούς σταθμούς, το 18% από τη βιομηχανία και το 21% από τα μέσα μεταφοράς. Με σκοπό τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών ρύπων στα μέσα μεταφοράς οι προσπάθειες εστιάζονται σε δύο κυρίως τομείς: την ανεύρεση εναλλακτικών καυσίμων και τη χρήση τεχνολογιών μείωσης της κατανάλωσης καυσίμου των υπάρχοντων οχημάτων. Η μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου μπορεί να επιτευχθεί είτε με βελτίωση των κατασκευαστικών

στοιχείων του ίδιου του οχήματος, όπως μείωση του συνολικού του βάρους και καλύτερη αεροδυναμική σχεδίαση, είτε με αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα. Οι μηχανές εσωτερικής καύσης έχουν μικρότερους θερμικούς βαθμούς απόδοσης σε σχέση με τον αντίστοιχο ιδανικό κύκλο, διότι μεγάλο μέρος της θερμότητας που αποδίδεται από την καύση, αποβάλλεται ανεκμετάλλευτο στο περιβάλλον. Το ποσοστό της θερμότητας που μετατρέπεται σε μηχανικό έργο στους βενζινοκινητήρες οχημάτων είναι συνήθως της τάξης του 30% - 35%, ενώ στους κινητήρες Diesel οχημάτων είναι της τάξης του 40% - 45%.

Επιγραμματικά οι σημαντικότερες τεχνικές αύξησης του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα είναι: α) Η μείωση των απωλειών τριβών του κινητήρα. β) Η αύξηση του βαθμού συμπίεσης. γ) Η χρησιμοποίηση μέρους της αποβαλλόμενης θερμότητας από τον κινητήρα για την παραγωγή επιπρόσθετης μηχανικής ισχύος. Στη συνέχεια θα αναφερθούμε στα συστήματα ανάκτησης της αποβαλλόμενης αυτής θερμότητας, η οποία και αποτελεί τη μεγαλύτερη απώλεια, και τη μετατροπή της σε ωφέλιμη ισχύ. Αξίζει να σημειωθεί ότι στις μέρες μας η βελτίωση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα έχει φθάσει σε οριακά επίπεδα με αποτέλεσμα η δυνατότητα περαιτέρω βελτίωσης να είναι σχετικά μικρή. Κατά συνέπεια η αξιοποίηση της αποβαλλόμενης θερμότητας με τη χρήση δευτερεύοντος θερμοδυναμικού κύκλου να αποτελεί μία πολλά υποσχόμενη δυνατότητα.

## **1.2 Κατηγοριοποίηση των Συστημάτων Ανάκτησης Θερμότητας**

Όπως αναφέραμε οι κινητήρες οχημάτων αποβάλλουν μεγάλο ποσοστό της θερμότητας που εκλύεται από την καύση του καυσίμου στο περιβάλλον με αποτέλεσμα μείωση του θερμικού βαθμού απόδοσης. Η θερμότητα αυτή αποβάλλεται μέσω του κυκλώματος ψύξης του κινητήρα και μέσω των καυσαερίων στο περιβάλλον. Ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα κατανομής της θερμικής ενέργειας του καυσίμου σε επιβατικό όχημα φαίνεται στο σχήμα 1-1. Τα σχήματα αυτά αναφέρονται σε βενζινοκινητήρα οχήματος με όγκου εμβολισμού 1500 cm<sup>3</sup>, το οποίο κινείται με σταθερή ταχύτητα. Στην 1<sup>η</sup> περίπτωση η ταχύτητα είναι 40km/h και στη 2<sup>η</sup> 100km/h.



Σχήμα 1-1. Κατανομή θερμικής ενέργειας καυσίμου σε κινητήρα Otto 1500 cm<sup>3</sup> για δύο σταθερές ταχύτητες του οχήματος.

Για την παραγωγή ισχύος από την αποβαλλόμενη θερμότητα των Μ.Ε.Κ. χρησιμοποιείται ένας επιπλέον θερμοδυναμικός κύκλος, ο οποίος προσλαμβάνει τη θερμότητα αυτή και τη μετατρέπει μερικώς σε ωφέλιμη ισχύ με αποτέλεσμα τη διαμόρφωση ενός συνδυασμένου κύκλου παραγωγής μηχανικής ισχύος. Ο κυρίως κύκλος, ο οποίος στην περίπτωση μας είναι ο κύκλος Otto ή Diesel, λειτουργεί σε υψηλές θερμοκρασίες λειτουργίας, ενώ αυτός που ανακτά τη θερμότητα σε χαμηλότερες σχετικά θερμοκρασίες. Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι δεν καταναλώνεται πρόσθετο καύσιμο για την παραγωγή της επιπρόσθετης μηχανικής ισχύος. Διαδεδομένη εφαρμογή της παραπάνω ιδέας συναντάται σε μεγάλες ηλεκτροπαραγωγικές μονάδες όπου έχουμε συνδυασμό αεριοστρόβιλου με λέβητα ανάκτησης θερμότητας. Ωστόσο έως τώρα η ιδέα αυτή δεν έχει εφαρμοστεί σε οχήματα.

Η προσπάθεια εκμετάλλευσης της αποβαλλόμενης θερμικής ενέργειας από της μηχανές εσωτερικής καύσης δεν είναι νέα. Μελέτες για το σχεδιασμό των παραπάνω συστημάτων είχαν ήδη αρχίσει από τη δεκαετία του '50. Η εφαρμογή τους όμως παρεμποδίστηκε από το μέγεθος του απαραίτητου εξοπλισμού αλλά και από οικονομικούς κυρίως λόγους. Την εποχή εκείνη η χαμηλή τιμή των καυσίμων παράτεινε υπερβολικά την περίοδο αποπληρωμής. Όμως η πρόοδος της τεχνολογίας σε τομείς όπως η κατασκευή φθηνότερων και αποδοτικότερων στροβιλομηχανών και



εναλλακτών θερμότητας σε συνδυασμό με τη συνεχή αύξηση της τιμής του πετρελαίου έφεραν ξανά στο προσκήνιο αυτά τα συστήματα. Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι προς την κατεύθυνση αυτή συνέβαλαν και οι αυστηρότερες διατάξεις για την εκπομπή ρύπων, στα πλαίσια της γενικότερης κινητοποίησης για την προστασία του περιβάλλοντος.

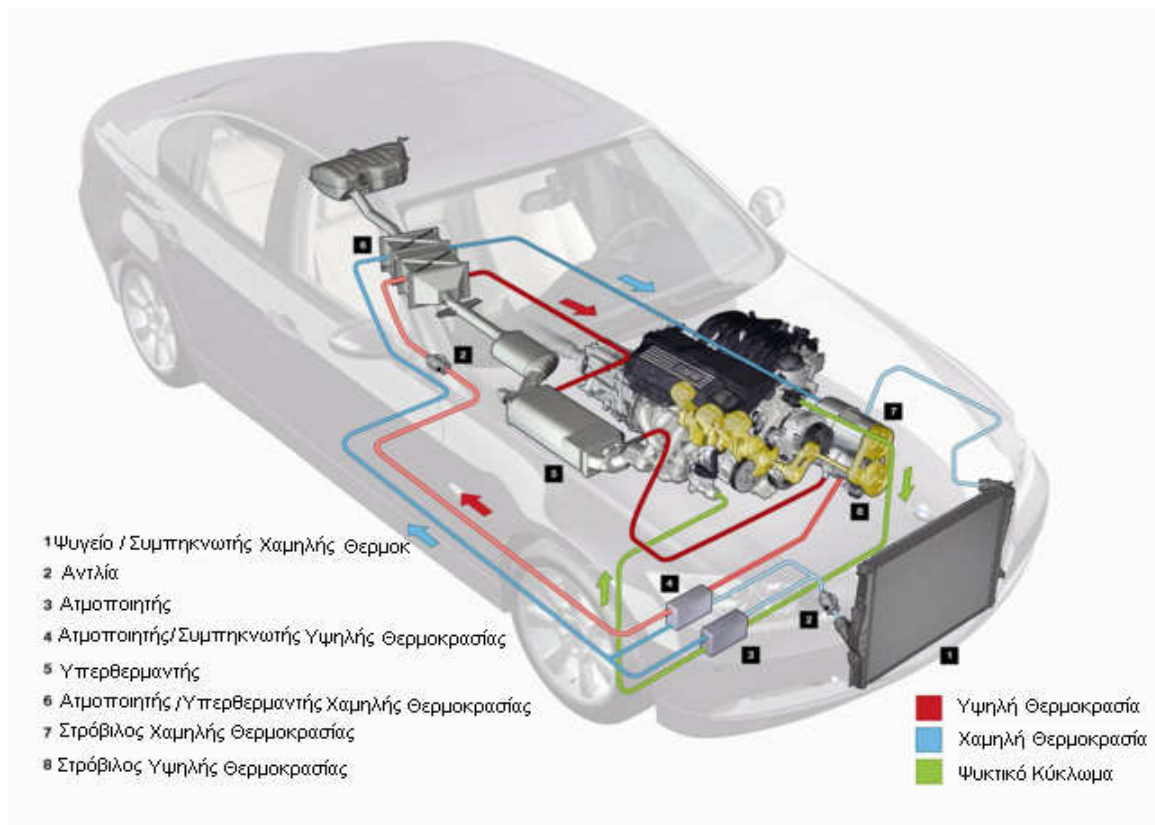
Τα συστήματα ανάκτησης θερμότητας μπορούν να κατηγοριοποιηθούν σύμφωνα με δύο κριτήρια:

- α) είτε με το είδος της θερμότητας που αξιοποιούν για την παραγωγή έργου
- β) είτε με το θερμοδυναμικό κύκλο που χρησιμοποιούν για τη μετατροπή αυτής της ενέργειας.

Στη 1<sup>η</sup> περίπτωση διακρίνουμε τις εξής κατηγορίες:

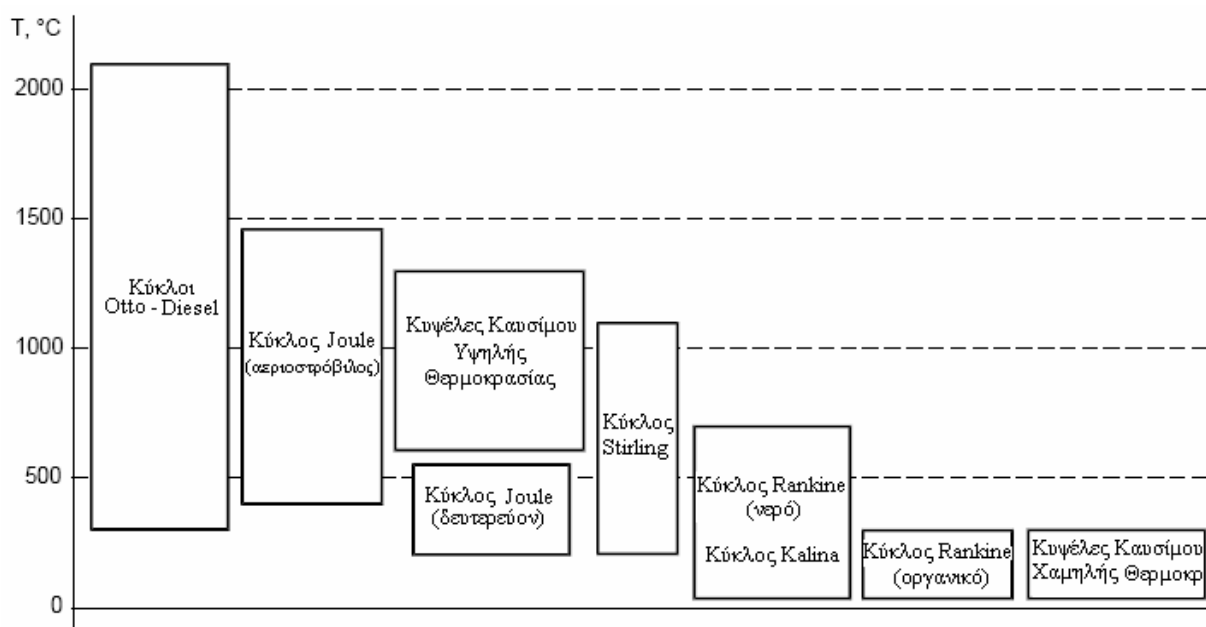
- **Αξιοποίηση της θερμότητας που αποβάλλεται από το κύκλωμα ψύξης του κινητήρα:** Πρόκειται για απλούστερα συστήματα που περιέχουν λιγότερους εναλλάκτες από τα υπόλοιπα που περιγράφονται στη συνέχεια. Επειδή όλοι οι υδρόψυκτοι κινητήρες έχουν κύκλωμα ψύξης, αποτελούμενο από την αντλία και τον εναλλάκτη θερμότητας, τα συστήματα αυτά μπορούν να εγκατασταθούν στον κινητήρα με μικρές αλλαγές και χωρίς σημαντικές προσθήκες. Μειονέκτημα αποτελεί η ανάγκη για λειτουργία τους σε χαμηλά θερμοκρασιακά επίπεδα, γεγονός που μειώνει το βαθμό απόδοσης. Αρκεί να αναφερθεί ότι το ψυκτικό μέσο, που στη συγκεκριμένη περίπτωση είναι το νερό, δεν ξεπερνάει τους 95 °C, θερμοκρασία πολύ χαμηλή για τη λειτουργία θερμοδυναμικού κύκλου παραγωγής ισχύος. Τέλος αξίζει να σημειωθεί ότι το ποσό της θερμότητας που προκύπτει από την ψύξη του κινητήρα περιλαμβάνει και αυτό που αποβάλλεται από το ψυγείο του λιπαντικού.
- **Αξιοποίηση της θερμότητας που απορρίπτεται από τα θερμά καυσαέρια:** Η αξιοποίηση της θερμότητας των καυσαερίων διευκολύνεται από την υψηλή τους θερμοκρασία, ωστόσο παρεμποδίζεται από τη χαμηλή τους παροχή. Επιπλέον τόσο η θερμοκρασία όσο και η παροχή τους έχουν μεγάλες διακυμάνσεις όποτε το πόσο της θερμότητας δεν αποδίδεται με ένα σταθερό ρυθμό, γεγονός που απαιτεί συστήματα με δυνατότητα ευρείας ρύθμισης, υψηλότερης πολυπλοκότητας και όγκου.

- Αξιοποίηση και των δυο παραπάνω ποσών θερμότητας:** Συνιστά την καλύτερη λύση από άποψη θερμοδυναμικής, μεγιστοποιώντας το θερμικό βαθμό απόδοσης του κινητήρα, και ελαχιστοποιώντας το ποσό της θερμότητας που αποβάλλεται στο περιβάλλον. Πρόκειται για πολύπλοκα συστήματα που καταλαμβάνουν χώρο κάνοντας δύσκολή την εφαρμογή τους σε κινητήρες οχημάτων. Ένα τέτοιο σύστημα έχει σχεδιαστεί από την εταιρία BMW [23]. Λειτουργεί με δύο δευτερεύοντες κύκλους Rankine, έναν υψηλής πίεσης (και υψηλής θερμοκρασίας) και ένα χαμηλής πίεσης (και χαμηλής θερμοκρασίας). Το κύκλωμα χαμηλής πίεσης περιλαμβάνει δύο ατμοποιητές συνδεδεμένους παράλληλα, και έναν υπερθερμαντή. Ο ένας ατμοποιητής χαμηλής πίεσης ταυτίζεται με το συμπυκνωτή υψηλής πίεσης ενώ ο δεύτερος ατμοποιητής χαμηλής πίεσης λαμβάνει θερμότητα από το κύκλωμα ψύξης του κινητήρα. Υπάρχουν δύο αποτονωτές, ένας για κάθε κύκλωμα. Το παραπάνω σύστημα έχει εγκατασταθεί σε κινητήρα όγκου εμβολισμού 1,8 λίτρων, με αποτέλεσμα τη μέση μείωση της ειδικής κατανάλωσης κατά 15%. Το σύστημα απέδωσε επιπλέον 14hp ισχύος και 20Nm ροπής. Το προτεινόμενο σύστημα παρουσιάζεται στο σχήμα 1-2.



Σχήμα 1-2. Το σύστημα Turbosteamer από την BMW. [23]

Κριτήριο για την επιλογή του δευτερεύοντος κύκλου αποτελεί η δυνατότητα να λειτουργεί με ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης σε σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες. Στο σχήμα 1-3 φαίνονται τα θερμοκρασιακά πεδία εντός των οποίων λειτουργούν οι συνήθεις θερμοδυναμικοί κύκλοι σε πρακτικές εφαρμογές.



Σχήμα 1-3. Πεδία θερμοκρασιών στα οποία συνήθως λειτουργούν οι διάφοροι θερμοδυναμικοί κύκλοι παραγωγής ισχύος. [1]

Ενδιαφέρον παρουσιάζουν οι ακόλουθοι συνδυασμοί κύκλων ισχύος:

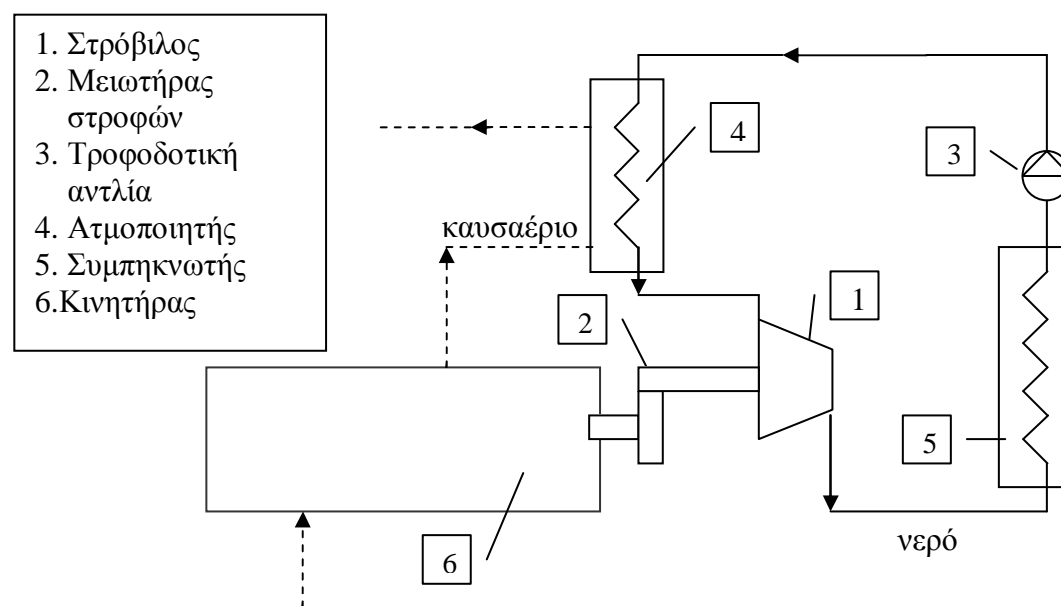
- Κύκλοι Otto (Diesel) – Κύκλος Rankine :** Ο συνδυασμός των δύο κύκλων πραγματοποιείται ως εξής: Τοποθετείται ένας εναλλάκτης ο οποίος λαμβάνει θερμότητα, ατμοποιώντας το εργαζόμενο μέσο σε υψηλή πίεση. Ο ατμός υψηλής πίεσης εκτονώνεται σε στρόβιλο, ο οποίος συνδέεται με το στροφαλοφόρο άξονα του κινητήρα ή με μία γεννήτρια παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος. Ο ατμός μετά την αποτόνωσή του, σε χαμηλή πλέον πίεση οδηγείται στο συμπυκνωτή και εξέρχεται ως κορεσμένο υγρό. Η τροφοδοτική αντλία αφού συμπιέσει το υγρό, το επιστρέφει στον ατμοποιητή, ο οποίος μπορεί να λαμβάνει θερμότητα, όπως έχουμε τονίσει και προηγουμένως, είτε από τα καυσαέρια είτε από το κύκλωμα ψύξης. Όσον αφορά τη χρήση της θερμότητας των καυσαερίων, μείωση της θερμοκρασίας τους ελαττώνει σημαντικά το βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine. Παρόλα αυτά, είναι εφικτή αύξηση του βαθμού απόδοσης της τάξεως του 10-15%.

- **Κύκλοι Otto (Diesel) – Κύκλος Stirling :** Η ανάκτηση της θερμότητας στον κύκλο αυτό πραγματοποιείται με έναν εναλλάκτη, που θερμαίνει το εργαζόμενο μέσο του κύκλου Stirling. Αξίζει να σημειωθεί ότι ο κύκλος Stirling έχει τη ιδιότητα να λειτουργεί με ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης και σε μικρά θερμοκρασιακά πεδία, ο οποίος είναι ίσος με αυτόν του αντίστοιχου ιδανικού κύκλου. Επιπλέον το μικρό μέγεθος του κινητήρα Stirling κάνει δυνατή την τοποθέτηση του σε οχήματα και γενικότερα εφαρμογές με περιορισμένο χώρο.
- **Κύκλοι Otto (Diesel) – Κύκλος Joule – Brayton:** Ο κύκλος Joule – Brayton δύναται να λειτουργεί ως δευτερεύον κύκλος σε κινητήρες οχημάτων. Το εργαζόμενο μέσο μπορεί να είναι το ίδιο το καυσαέριο ή κάποιο άλλο αέριο, π.χ. αέρας. Η χρησιμοποίηση του καυσαερίου ως εργαζόμενο μέσο δεν καθιστά απαραίτητη τη χρήση εναλλάκτη θερμότητας. Είναι δυνατό να χρησιμοποιηθεί ένας στρόβιλος στην εξαγωγή από τον οποίο τα καυσαέρια εξέρχονται σε πίεση περιβάλλοντος (turbocompound). Η επιπροσθέτη ισχύς λαμβάνεται από το στροφαλοφόρο άξονα μέσω ενός μειωτήρα στροφών. Στην κατηγορία αυτή θα μπορούσαμε να εντάξουμε και την στρόβιλο-υπερπλήρωση, όπου το έργο του στρόβιλου ισούται με το έργο που απορροφά ο συμπιεστής. Μελέτες έχουν συμπεράνει (Woodward) [1] ότι υψηλή πίεση εξόδου των καυσαερίων και χαμηλή θερμοκρασία ευνοεί τον κύκλο Joule – Brayton ως δευτερεύοντα κύκλο σε σχέση με τον Rankine, ενώ σε χαμηλή πίεση εξόδου και υψηλή θερμοκρασία συμβαίνει το αντίθετο.

## 2 Παρουσίαση Παρούσας Κατάστασης όσον αφορά την Ανάκτηση Θερμότητας σε Κινητήρα Diesel μέσω Κύκλου Rankine

### 2.1 Περιγραφή του Συστήματος

Το σύστημα που εξετάζεται σε αυτήν την εργασία αξιοποιεί τη θερμότητα των καυσαερίων από τον κινητήρα Diesel για τη θέρμανση του εργαζόμενου μέσου, ενώ χρησιμοποιείται κύκλος Rankine για την παραγωγή επιπρόσθετης μηχανικής ισχύος. Ως εργαζόμενο μέσο για τη συγκεκριμένη εφαρμογή έχει επιλεγεί το νερό. Τα βασικά στοιχεία του συστήματος είναι ο ατμοποιητής, ο συμπυκνωτής, η τροφοδοτική αντλία και ο στρόβιλος, όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 2-1.



Σχήμα 2-1. Σύστημα δευτερεύοντος κύκλου Rankine που λειτουργεί με την θερμότητα των καυσαερίων κινητήρα Diesel.

Το νερό ως εργαζόμενο μέσο κύκλου Rankine είναι αρκετά διαδεδομένο λόγω των πολύ καλών θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών του (υψηλή τιμή ειδικής θερμοχωρητικότητας και εύκολη μεταφορά θερμότητας). Επιπλέον είναι φθηνό και δεν παρουσιάζει προβλήματα τοξικότητας, διάβρωσης ή αποσύνθεσης λόγω

θέρμανσης. Αντιθέτως ο βαθμός απορρόφησης θερμότητας είναι μικρότερος σε σχέση με τα οργανικά μέσα, στις χαμηλές θερμοκρασίες. Επιπροσθέτα παρουσιάζει προβλήματα όσον αφορά το σχεδιασμό του στροβίλου λόγω της μικρής παροχής του. Για αυτό το λόγο σε σύστημα ανάκτησης θερμότητας που σχεδιάστηκε παλαιότερα προτάθηκε η χρήση εμβολοφόρου αποτονωτή και όχι στροβίλου δυναμικής ροής. Αξίζει να αναφερθεί ότι σε σύστημα αυτού του τύπου που σχεδιάστηκε από την Argonne Laboratory [2] επιλέχθηκε η χρήση του ενός κυλίνδρου του ίδιου του κινητήρα για την αποτόνωση του ατμού. Ένα ακόμα πρόβλημα που προκύπτει από την χρήση του νερού ως εργαζόμενο μέσο είναι η παραγωγή του στις χαμηλές θερμοκρασίες που μπορεί να προκαλέσει καταστροφή του συστήματος ενώ η προσθήκη αντιψυκτικού δεν είναι εφικτή λύση γιατί διασπάται από τις υψηλές θερμοκρασίες του κύκλου.

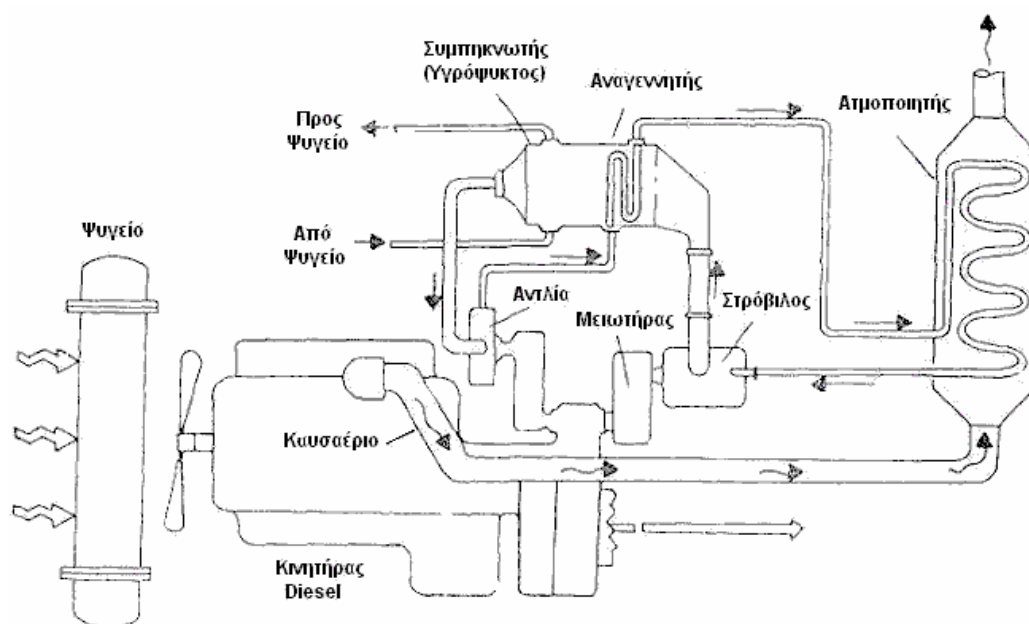
Στην συνέχεια παρουσιάζονται δύο συστήματα ανάκτησης θερμότητας με κύκλο Rankine που λειτουργούν με οργανικά μέσα.

### **2.1.1 Σύστημα με Εργαζόμενο Μέσο το Οργανικό Fuorinol.**

Αυτό είναι ένα σύστημα ανάκτησης της απορριπτόμενης θερμότητας με οργανικό εργαζόμενο μέσο, σχεδιάστηκε και στην συνέχεια εγκαταστάθηκε σε οχήματα από την Thermo Electron σε συνεργασία με την Mack Trucks και το Υπουργείο Ενέργειας των Η.Π.Α. [3-6]. Στόχος ήταν η εγκατάσταση του σε φορτηγά οχήματα που διανύουν μεγάλες αποστάσεις. Δοκιμάστηκε τόσο εργαστηριακά όσο και επί του οχήματος εγκαταστημένο σε φορτηγά της εταιρίας Mack. Το εργαζόμενο μέσο του παραπάνω συστήματος ήταν το Fuorinol-50, μείγμα 50% ανά γραμμομόριο σε τρι-φθορο-αιθανόλη και 50% νερό. Το συγκεκριμένο υγρό έχει καλά θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά, υψηλή θερμική σταθερότητα και χαμηλό σημείο ψύξης. Το σύστημα εγκαταστάθηκε στον κινητήρα Mack ENDT 676. Η μέγιστη ισχύς του κινητήρα ήταν 288hp στις 2100 σαλ και είναι αντιπροσωπευτικός φορτηγού οχήματος.

Η ατμοποίηση του εργαζόμενου μέσου και η υπερθέρμανσή του γίνονται μέσω εναλλάκτη θερμότητας. Ο εναλλάκτης αυτός, βρίσκεται τοποθετημένος μέσα στην εξαγωγή του κινητήρα απορροφώντας θερμότητα από τα καυσαέρια. Κατά τη διέλευσή των καυσαερίων από τον εναλλάκτη παρατηρείται πτώση πίεσης η οποία

εμφανίζεται ως αύξηση της πίεσης αντίθλιψης στον κινητήρα και στον υπερπληρωτή. Ο εναλλάκτης προκαλεί μείωση του θορύβου στο σύστημα εξαγωγής των καυσαερίων. Μετά τον εναλλάκτη το υπέρθερμο πλέον εργαζόμενο μέσο πηγαίνει στον στρόβιλο όπου αποτονώνεται. Η παραγόμενη ισχύς από την αποτόνωση μεταφέρεται στο στροφαλοφόρο άξονα του κινητήρα μέσω ενός μειωτήρα στροφών. Το εργαζόμενο μέσο μετά την αποτόνωση του εισέρχεται στον αναγεννητή όπου ψύχεται μερικώς, ενώ θερμαίνει το υγρό πριν εισέλθει στον ατμοποιητή. Η συμπύκνωση πραγματοποιείται με τη βοήθεια νερού, που στη συνέχεια οδηγείται σε ψυγείο αέρα για την απόρριψη της θερμότητας στο περιβάλλον. Προκειμένου να χρησιμοποιηθεί ένας ανεμιστήρας για το ψυγείο του συστήματος Rankine και για το ψυγείο του κινητήρα, τοποθετούμε τους δύο εναλλάκτες μαζί. Πρώτος τοποθετείται ο συμπυκνωτής του συστήματος Rankine, διότι λειτουργεί σε χαμηλότερη θερμοκρασία. Η επιλογή του ανεμιστήρα πρέπει να είναι τέτοια ώστε να μη μεταβάλλεται το ποσό της θερμότητας που απορρίπτεται μέσω του ψυγείου του κινητήρα, ενώ η ισχύς του παρέχεται από το σύστημα Rankine. Μετά το συμπυκνωτή το εργαζόμενο μέσο αναρροφάται από την τροφοδοτική αντλία και καταθλίβεται ξανά στον ατμοποιητή.



Σχήμα 2-2. Το σύστημα που αναπτύχθηκε από την Thermo Electron με το εργαζόμενο μέσο το Fuorinol. [5]

Για την απλοποίηση της εγκατάστασης του συστήματος στο όχημα, αυτό προσυναρμολογήθηκε σε τρεις μονάδες. Δύο από αυτές περιείχαν όλα τα στοιχεία του συστήματος από όπου περνάει το οργανικό μέσο:

α) Η μονάδα μετατροπής ισχύος που περιλαμβάνει το στρόβιλο, το μειωτήρα στροφών, την τροφοδοτική αντλία, τον αναγεννητή και το συμπυκνωτή.

β) Η δεύτερη μονάδα ταυτίζεται με τον ατμοποιητή.

γ) Η τρίτη μονάδα αποτελείται από το ψυγείο του συστήματος Rankine μαζί με τον ανεμιστήρα του.

Η διάταξη αυτή επιτρέπει την τοποθέτηση ολοκλήρου του συστήματος στο πίσω μέρος του οχήματος. Τα χαρακτηριστικά των στοιχείων του συστήματος Rankine αναφέρονται στη συνέχεια.

- Η πιο σημαντική παράμετρος που επηρεάζει και τη συνολική απόδοση του συστήματος είναι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στρόβιλου. Ο στρόβιλος που χρησιμοποιήθηκε ήταν αξονικός με μία βαθμίδα εκτόνωσης μερικής προσβολής και διάμετρο στροφείου 14 cm. Περιέχει πέντε ακροφύσια για την τροφοδοσία του. Ένας διαχύτης στην έξοδο του βοηθάει στη μείωση των απωλειών από το στροφείο. Είναι συνδεδεμένος με τον μειωτήρα στροφών ο οποίος είναι μονοβάθμιος με σχέση μετάδοσης ίση με 9.44 και δυνατότητα μεταφοράς ισχύος έως 150 hp.
- Η τροφοδοτική αντλία είναι εμβολοφόρος με ικανότητα μεταβολής του όγκου εμβολισμού της, ώστε να λειτουργεί με σταθερή σχέση μετάδοσης με τον κινητήρα. Έχει τρεις κυλίνδρους, οι οποίοι είναι ακτινικά τοποθετημένοι με διάμετρο 2.26 cm και διαδρομή εμβόλου 0.635 cm. Η ταχύτητα περιστροφής της ταυτίζεται με αυτή του κινητήρα. Κατά την κανονική λειτουργία του τελευταίου η αντλία είναι συνδεδεμένη με το στρόβιλο. Κατά τις εκκινήσεις ένας συμπλέκτης αποσυνδέει την αντλία από το στρόβιλο και η ισχύς για τη λειτουργία της παρέχεται από τον κινητήρα Diesel.
- Ο ατμοποιητής αποτελείται από έναν κυλινδρικό πυρήνα διαμέτρου 44 cm και μήκους 91 cm. Ο πυρήνας είναι κατασκευασμένος από 14 σπείρες μήκους 6.7 m η κάθε μία. Οι σπείρες έχουν δημιουργηθεί από την περιέλιξη χαλκοσωλήνων διαμέτρου  $\varnothing 12$  mm με πτερύγια. Η διάταξη των σπειρών είναι τριγωνικού τύπου με ενδιάμεσο διάστημα 2.86 cm. Ο πυρήνας περιβάλλεται



από ένα εξωτερικό κέλυφος που οδηγεί τα καυσαέρια σε αυτόν. Για να είναι δυνατή η παράκαμψη του εναλλάκτη από τα καυσαέρια, υπάρχει μία βαλβίδα παράκαμψης, που όταν είναι επιθυμητό οδηγεί τα καυσαέρια σε έναν αγωγό τοποθετημένο στο εσωτερικό του πυρήνα.

- Ο συμπυκνωτής και ο αναγεννητής του συστήματος ενσωματώνονται σε ένα κοινό στοιχείο. Ο συμπυκνωτής είναι ένας επίπεδος εναλλάκτης με πτερύγια που χρησιμοποιεί ως ψυκτικό μέσο το νερό και είναι κατασκευασμένος από αλουμίνιο. Το νερό οδηγείται μετά την διέλευσή του από το συμπυκνωτή σε αερόψυκτο εναλλάκτη. Ο αναγεννητής που είναι κατασκευασμένος επίσης από αλουμίνιο, περιέχει στους σωλήνες στροβιλιστές για αύξηση της μεταφοράς θερμότητας.
- Για τη ρύθμιση του σημείου λειτουργίας του συστήματος στο εύρος λειτουργίας του κινητήρα υπάρχει ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου. Αυτή μεταβάλλει την πίεση κατάθλιψης και την παροχή της τροφοδοτικής αντλίας. Ως σήμα εισόδου στη μονάδα ελέγχου λαμβάνεται η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και ο λόγος πιέσεων του συμπιεστή του συστήματος υπερπληρωσής. Ο λόγος πιέσεων του συμπιεστή του συστήματος υπερπληρωσής αποτελεί ένδειξη της παροχής του καυσίμου στον κινητήρα, οπότε και του φορτίου του. Η θερμοκρασία εξόδου του οργανικού μέσου από τον ατμοποιητή λαμβάνεται ως σήμα ανάδρασης στη μονάδα ελέγχου, παρέχοντας καλύτερη ευστάθεια.

Για να ελεγχθεί το σύστημα ως προς τη λειτουργικότητά του και την απόδοση του διεξήχθησαν δοκιμές τόσο από την Thermo Electron [4,7] όσο και από τη Mack Trucks [7]. Τα αποτελέσματα των δοκιμών φανερώνουν τη δυνατότητα εγκατάστασης του σε οχήματα. Βασικοί παράγοντες διερεύνησης ήταν η απόδοση όσον αφορά στην εξοικονόμηση καυσίμου και η επίδραση του επιπρόσθετου συστήματος στον κινητήρα Diesel. Από τις δοκιμές που πραγματοποιήθηκαν προέκυψαν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Στην περιοχή λειτουργίας του κινητήρα όπου καταναλώνεται το 84% της συνολικής ποσότητας καυσίμου υπάρχει μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου της τάξεως του 10,3 – 13,2%.
- Οι παράμετροι του συστήματος που πρέπει να βελτιωθούν είναι η αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίου και η μείωση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης.

- Πρόβλημα παρουσιάστηκε λόγω μείωσης της απόδοσης του ατμοποιητή από επικαθίσεις. Αναπτύχθηκε μία επιτόπια μέθοδος καθαρισμού του πυρήνα του εναλλάκτη επαναφέροντας τον στην αρχική καθαρή του κατάσταση.
- Όσον αφορά την μηχανική λειτουργία του στροβίλου και του μειωτήρα στροφών, δηλαδή την αντοχή των εδράσεων και των στεγανοποιητικών φλαντζών, δεν παρατηρήθηκε κάποιο πρόβλημα.

Η Mack Trucks ανέλαβε να εξετάσει τη λειτουργία του συστήματος επί του οχήματος σε πρότυπες διαδρομές [7]. Στις δοκιμές αυτές σκοπός ήταν η διερεύνηση της συμπεριφοράς του οχήματος: οδηγική συμπεριφορά, πέδηση, χειρισμός, αλλά και η γενικότερη αξιοπιστία. Επιπλέον δοκιμές πραγματοποιήθηκαν για την εκτίμηση της στάθμης του παραγόμενου θορύβου. Όσον αφορά την οδηγική συμπεριφορά του οχήματος ήταν σε γενικές γραμμές ικανοποιητική. Η επιβράδυνση του κινητήρα κατά την διαδικασία της επιλογής μεγαλύτερης σχέσης μετάδοσης δεν ήταν η επιθυμητή. Η χρήση πέδης για τη γρηγορότερη επιβράδυνση του, έλυσε το πρόβλημα και βελτίωσε σημαντικά τη διαδικασία αλλαγής σχέσης μετάδοσης. Δεν παρουσιάστηκαν προβλήματα κατά την πέδηση του. Ο θόρυβος στην καμπίνα του οχήματος ήταν σε φυσιολογικά επίπεδα τα οποία δεν μεταβλήθηκαν. Η μέση μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου που μετρήθηκε ήταν της τάξης του 9,3%.

### **2.1.2 Σύστημα με Εργαζόμενο Μέσο το Οργανικό RC-1.**

Μία άλλη διερεύνηση του παραπάνω συστήματος έγινε από την Thermo Electron [8] στα πλαίσια χρήσης συστήματος ανάκτησης θερμότητας για την αξιοποίηση της ενέργειας των καυσαερίων σε αδιαβατικό κινητήρα Diesel. Στον αδιαβατικό κινητήρα δεν υπάρχουν απώλειες θερμότητας από τη ψύξη του, λόγω μόνωσης του θαλάμου καύσης με ειδικά κεραμικά υλικά, τα οποία είναι ανθεκτικά στις υψηλές θερμοκρασίες. Ως αποτέλεσμα τα καυσαέρια εξέρχονται σε μεγαλύτερη θερμοκρασία από ότι σε έναν απλό κινητήρα. Το γεγονός αυτό κάνει την ανάκτηση θερμότητας πιο δελεαστική, αλλά δημιουργούνται άλλα προβλήματα, με βασικότερο στη συγκεκριμένη περίπτωση την αστάθεια του οργανικού μέσου στις υψηλές θερμοκρασίες.

Για το λόγο αυτό δοκιμάστηκε ένα δεύτερο πιο καταλληλό εργαζόμενο μέσο, το RC-1. Το RC-1 είναι μείγμα 60% ανά γραμμομόριο σε πεντα-φθορο-βενζένιο και 40% εξα-φθορο-βενζένιο. Η επιλογή του βασίστηκε: α) Στην καλή θερμική του σταθερότητα στις υψηλές θερμοκρασίες. β) Στην υψηλή χημική σταθερότητα (δεν αντιδρά με το οξυγόνο ή το νερό, συμβατότητα με τα υλικά κατασκευής). γ) Τα υψηλά του θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά. δ) Το γεγονός ότι είναι μη αναφλέξιμο στην ατμόσφαιρα. ε) Τη χαμηλή του τοξικότητα (βλαβερό σε μεγάλη έκθεση). στ) Το χαμηλό σημείο τήξεως. ζ) Την ιδανική του συμπεριφορά για εκτόνωση σε στρόβιλο.

Για τον έλεγχο της συμπεριφοράς του υγρού στις υψηλές θερμοκρασίες του κύκλου έλαβε χώρα δοκιμή που προσομοίωνε τα διάφορα στάδια του. Το υγρό δοκιμάστηκε σε τρία θερμοκρασιακά επίπεδα: στους 370 °C, στους 426 °C και τέλος στους 482 °C. Η συνολική δοκιμή διήρκησε περίπου 1600 ώρες. Στα δείγματα από κάθε θερμοκρασία πραγματοποιήθηκαν τρεις διαφορετικοί έλεγχοι. Αρχικά προσδιορίστηκε ο βαθμός εξουδετέρωσης με τη βοήθεια πεχαμετρικού δείκτη. Ο έλεγχος αυτός εκτίμησε την οξύτητα των δειγμάτων που εκφράζεται σε χιλιοστογραμμάρια καυστικής ποτάσας που απαιτείται για την εξουδετέρωση ενός γραμμαρίου από το δείγμα. Το όριο για την ασφαλή λειτουργία του συστήματος έχει τεθεί στα 0,040 από προηγούμενη εμπειρία. Σχεδόν όλα τα δείγματα δεν έδειξαν σχηματισμό οξέος, με αριθμούς εξουδετέρωσης μηδέν ή πολύ κοντά στο μηδέν, ενώ μόνο ένα δείγμα είχε αριθμό εξουδετέρωσης 0,0178. Ο δεύτερος έλεγχος διενεργήθηκε μέσω χρωματογραφίας αερίου. Το κάθε δείγμα συγκρίθηκε με αποτελέσματα που είχαν ληφθεί από την αρχική κατάσταση του μείγματος, και προσδιορίστηκε εάν η σύστασή του είχε μεταβληθεί. Μόνο στο δείγμα που δοκιμάστηκε σε θερμοκρασία 482 °C παρατηρήθηκε ο σχηματισμός ξένων ουσιών σε πολύ μικρές ποσότητες. Τέλος πραγματοποιήθηκε φασματοσκοπική ανάλυση του δείγματος από εξωτερικό εργαστήριο. Αυτό επιβεβαίωσε τα αποτελέσματα της χρωματογραφίας. Παρουσιάστηκαν αιχμές για συστατικά πέραν των αρχικών στο δείγμα των 482 °C και σε συγκέντρωση κοντά στα 100 ppm. Στα υπόλοιπα δείγματα δεν εμφανίστηκε καμία μεταβολή της σύστασής τους.

Η επιλογή των διαφόρων στοιχείων του συστήματος έγινε με γνώμονα τη βέλτιστη απόδοση, το μικρότερο μέγεθος και την ομαλότερη λειτουργία του στο εύρος των συνθηκών που εξετάστηκαν. Επειδή η συγκεκριμένη εταιρία είχε εμπειρία από τον προηγούμενο σχεδιασμό του συστήματος με το Fluorinol, χρησιμοποιήθηκαν σε γενικές γραμμές τα ίδια κατασκευαστικά τμήματα και η ίδια συνδεσμολογία.

Λόγω των ιδιοτήτων του νέου μέσου απαιτήθηκαν μερικές μετατροπές σε τέσσερα κυρίως στοιχεία: τον ατμοποιητή, την τροφοδοτική αντλία, τη μονάδα του στροβίλου και του μειωτήρα στροφών καθώς και της ενιαίας μονάδας του συμπυκνωτή και του αναγεννητή.

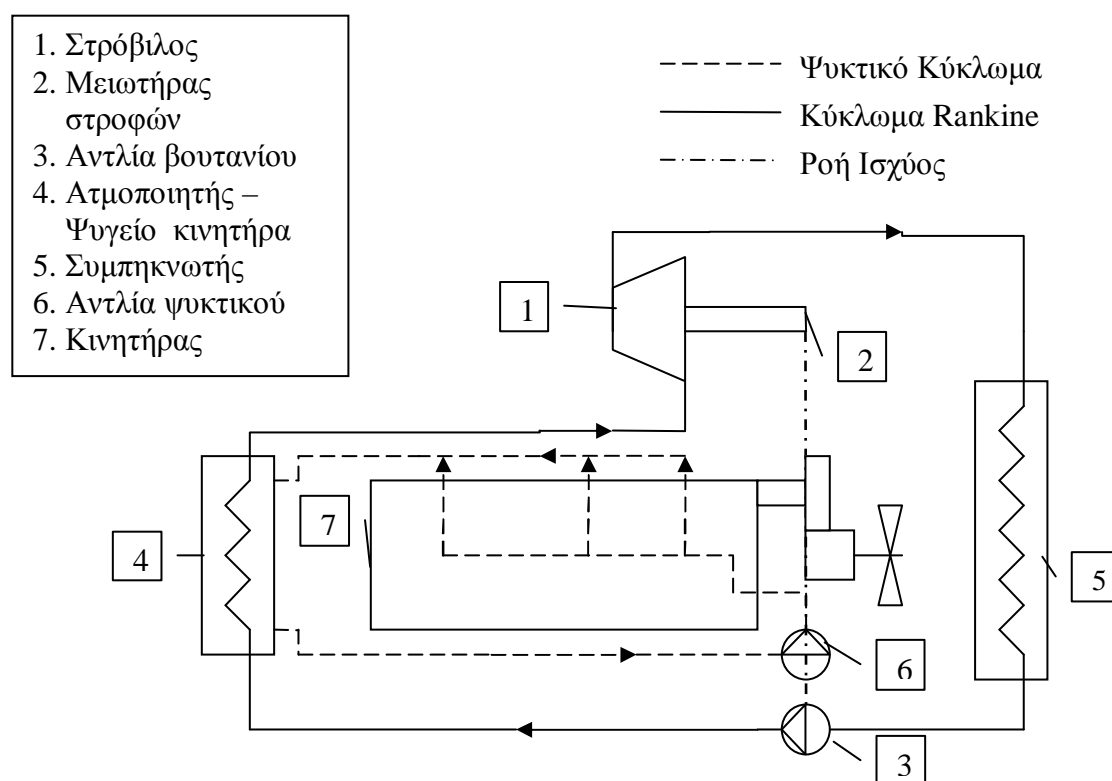
- Ο ατμοποιητής είχε την ίδια σχεδίαση με το προηγούμενο σύστημα αλλά είναι κατά 11% μεγαλύτερος. Για την ίδια διάμετρο αυτό μεταφράζεται σε αύξηση του μήκους του πυρήνα κατά 10 εκατοστά. Ο πυρήνας περιβαλλόταν από κέλυφος μήκους 122 εκατοστών.
- Η τροφοδοτική αντλία είχε την ίδια σχεδίαση με το προηγούμενο σύστημα με αύξηση όμως του όγκου εμβολισμού της. Ήταν εμβολοφόρος και είχε τρεις κυλίνδρους, με μεταβλητό όγκο σαρώσεως και παροχή μάζας από 0 έως 1476 λίτρα την ώρα στα 69 bar πίεση.
- Ο στρόβιλος σχεδιάστηκε από την αρχή για να λειτουργεί αποτελεσματικά με το οργανικό μέσο. Το στροφέιο του στροβίλου είχε διάμετρο 8,9 εκατοστά και η ταχύτητα περιστροφής του ήταν 55000 σαλ. Η έδραση του στροφείου γινόταν σε υδραυλικούς τριβείς. Ο μειωτήρας στροφών προκαλούσε μείωση της ταχύτητα περιστροφής στις 3000 σαλ. Ήταν πλανητικός και μικρού μεγέθους. Η ισχύς μεταφερόταν στον κινητήρα μέσω συμπλέκτη, που ενέπλεκε το σύστημα μόνο όταν αυτό παρήγαγε ισχύ.
- Η μονάδα του ενιαίου συμπυκνωτή και αναγεννητή στο σύστημα τροποποιήθηκε ριζικά. Στη συγκεκριμένη περίπτωση ήταν αερόψυκτη. Στον αδιαβατικό κινητήρα δεν υπάρχει εναλλάκτης για την ψύξη του κινητήρα. Ο αερόψυκτος συμπυκνωτής υποκατέστησε το κύκλωμα του νερού που υπήρχε στον προηγούμενο σχεδιασμό και η μονάδα τοποθετήθηκε εξ ολοκλήρου στο οπίσθιο μέρος του οχήματος. Ο αναγεννητής βρισκόταν στην κορυφή του συστήματος για να ελαχιστοποιεί το μέγεθος της όλης συσκευής. Ένας ανεμιστήρας παρείχε αέρα στο συμπυκνωτή όταν η ταχύτητα του οχήματος ήταν χαμηλή.

## 2.2 Περιγραφή άλλων Συστημάτων

Στη συνέχεια παρουσιάζονται άλλα συστήματα που έχουν σχεδιαστεί ή προταθεί για την εκμετάλλευση της απορριπτόμενης θερμότητας από κινητήρες.

### 2.2.1 Σύστημα Ανάκτησης Θερμότητας από το Κύκλωμα Ψύξης του Κινητήρα με χρήση Κύκλου Rankine.

Το σύστημα αυτό αξιοποιεί τη θερμότητα που αποβάλλεται από το σύστημα ψύξης του κινητήρα. Ως δευτερεύον κύκλος χρησιμοποιείται ο κύκλος Rankine. Για την εκμετάλλευση της συγκεκριμένης θερμότητας έχουμε δύο επιλογές: Είτε τη λειτουργία του πρόσθετου κύκλου με το ίδιο μέσο που ψύχει τον κινητήρα, είτε έχοντας δύο κυκλώματα, ένα που ψύχει τον κινητήρα και ένα που λαμβάνει τη θερμότητα από το πρώτο και τη μετατρέπει σε ισχύ. Στη δεύτερη περίπτωση το ψυγείο του κινητήρα αντικαθίσταται από τον εναλλάκτη των δύο ρευμάτων.



Σχήμα 2-3. Σύστημα δευτερεύοντος κύκλου Rankine που χρησιμοποιεί τη θερμότητα του συστήματος ψύξης και δύο κυκλώματα (ψυκτικού – εργαζόμενου μέσου).

Στο σύστημα αυτό υπάρχουν δύο κυκλώματα, το κύκλωμα ψύξης του κινητήρα, που περιέχει νερό με αντιψυκτικό, και ένα δεύτερο, αυτό του εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine. Χαρακτηριστικό είναι ότι ο κύκλος λειτουργεί με μικρή διαφορά μεταξύ θερμοκρασίας ατμοποίησης και συμπύκνωσης, της τάξεως των 60 °C. Το σύστημα αυτό έχει δοκιμαστεί [9] από την εταιρία Nisymco Inc, στον Καναδά. Αρχικά έγινε προσομοίωση του συστήματος σε υπολογιστή με σκοπό να εγκατασταθεί σε κινητήρα βαρέως οχήματος ισχύος 300kW. Ως εργαζόμενο μέσο επιλέχθηκε το κανονικό βουτάνιο (n-βουτάνιο) έχοντας ικανοποιητικό ποσοστό ανάκτησης θερμότητας και υψηλό βαθμό απόδοσης κύκλου για το συγκεκριμένο θερμοκρασιακό πεδίο. Λειτουργεί σε χαμηλότερη πίεση από τα υπόλοιπα που δοκιμάστηκαν. Επιπλέον δεν ανήκει στα βλαβερά για το περιβάλλον CFC. Βασικά μειονέκτηματα του κανονικού βουτάνιο είναι η ευφλεκτότητα και η εκρηκτικότητα του, όποτε πρέπει να δοθεί προσοχή στον σχεδιασμό των συνδετικών σωλήνων της εγκατάστασης.

Ο βαθμός ανάκτησης θερμότητας μειώνεται με την πτώση της θερμοκρασίας του ατμοποιητή και με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης. Όμως η αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης μειώνει τη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των δύο ρευμάτων, δηλαδή του ψυκτικού του κινητήρα και του εργαζόμενου μέσου του κύκλου, δυσκολεύοντας τη μεταφορά θερμότητας και αυξάνοντας το μέγεθος του συγκεκριμένου εναλλάκτη. Το κόστος του συστήματος είναι σχεδόν ανάλογο της επιφάνειας του εναλλάκτη, ενώ η ισχύς εξόδου αυξάνει με μειούμενο συνεχώς ρυθμό με την αύξηση της επιφάνειας του εναλλάκτη. Λαμβάνοντας υπόψιν αυτά τα δύο στοιχεία μπορούμε να βελτιστοποιήσουμε το σύστημα τεχνοοικονομικά, επιλέγοντας το κατάλληλο μέγεθος εναλλάκτη. Για την αποτόνωση του εργαζόμενου μέσου στο σύστημα που σχεδιάστηκε από την Nisymco, χρησιμοποιήθηκε στρόβιλος από μονάδα αεροστροβίλου, που λειτουργούσε σαν μονάδα παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος και τροφοδοσίας καθαρού αέρα σε στρατιωτικά τεθωρακισμένα οχήματα, αφού αφαιρέθηκε ο θάλαμος καύσης. Στο κανονικό σημείο λειτουργίας η παροχή του n-βουτανίου ανέρχεται στα 8 l/s, με χαρακτηριστικά εισόδου στον στρόβιλο 85 °C και 11 bar και χαρακτηριστικά εξόδου 25 °C και 2,5 bar. Η ταχύτητα περιστροφής του στρόβιλου φθάνει στις 68000 σαλ.

Σημαντική απαίτηση από το σύστημα συνιστά η διατήρηση της ομαλής λειτουργίας του κινητήρα σε συνθήκες που αυτό δεν μπορεί να λειτουργεί, απαιτώντας την απεμπλοκή του. Τέτοιες περιπτώσεις είναι η εκκίνηση του κινητήρα και η λειτουργία του κινητήρα χωρίς φορτίο, όπως σε μεγάλης διάρκειας κατάβαση κλπ. Για την κάλυψη της απαίτησης αυτής τοποθετήθηκαν σωληνοειδείς βαλβίδες που εμπλέκουν το κανονικό ψυγείο του κινητήρα, όταν έχουμε διακοπή της λειτουργίας του συστήματος, ή τον ατμοποιητή στην αντίθετη περίπτωση. Επιπλέον η αντλία του συστήματος οδηγείται μέσω ενός μαγνητικού συμπλέκτη που έχει τη δυνατότητα να διακόπτει τη λειτουργία της όταν αυτό είναι επιθυμητό.

Ένα άλλο σχεδόν παρόμοιο σύστημα προτάθηκε από την Toyota [10], στο οποίο το εργαζόμενο μέσο του κύκλου ταυτίζεται με το ψυκτικό υγρό του κινητήρα. Το σύστημα αυτού του τύπου έχει το πλεονέκτημα ότι δεν προϋποθέτει την εγκατάσταση επιπρόσθετων εναλλακτών αφού το εργαζόμενο μέσο θερμαίνεται μέσα στο χιτώνιο του κινητήρα και η συμπύκνωσή του λαμβάνει χώρα στο ψυγείο του κινητήρα. Επιβάλλεται μόνο αλλαγή της αντλίας τροφοδοσίας του συστήματος ψύξης και η εγκατάσταση στροβίλου για την αποτόνωση του εργαζόμενου μέσου. Τέτοια συστήματα είναι ιδανικά για βενζινοκινητήρες, δεδομένου του περιορισμένου χώρου που απαιτείται για την εγκατάσταση μεγάλων και πολλών εναλλακτών θερμότητας. Ένα ακόμη πλεονέκτημα της χρήσης του σε επιβατικό όχημα είναι το ακόλουθο. Η θερμοκρασία και το ποσό της θερμότητας που μεταφέρουν τα καυσαέρια εμφανίζουν μεγάλες διακυμάνσεις, ειδικά λόγω των συνεχών εκκινήσεων και παύσεων στις αστικές περιοχές. Αυτό δυσκολεύει την ανάκτηση της θερμότητας που μεταφέρουν τα καυσαέρια με ένα σταθερό τρόπο. Αντιθέτως η θερμότητα από την ψύξη του κινητήρα είναι πιο δελεαστική σε αυτή την περίπτωση. Το σύστημα φαίνεται στο σχήμα 2-4.





800σαλ), λόγω της μείωσης του βαθμού απόδοσης του στην περιοχή αυτή. Δηλαδή σε κάθε σημείο λειτουργίας υπάρχει βέλτιστη ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου που μεγιστοποιεί το παραγόμενο έργο του συστήματος.

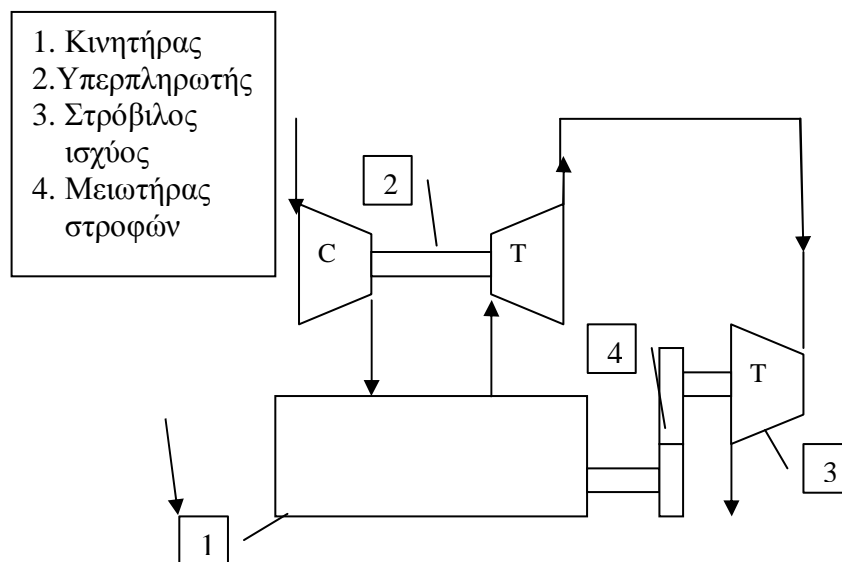
- Η μέση μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου είναι της τάξης του 3% για τη συγκεκριμένη δοκιμή. Υπάρχει η δυνατότητα ανόδου σε υψηλότερα επίπεδα με την αντικατάσταση του εκτονωτή από έναν άλλο με μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης και το σχεδιασμό του χιτωνίου του κινητήρα κατά τέτοιο τρόπο ώστε να ελαχιστοποιούνται οι αντιστάσεις πίεσης σε αυτό.
- Ο βαθμός ανάκτησης της θερμότητας αυξάνει με μείωση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος. Αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος αυξάνει την πίεση συμπυκνώσεως και ελαττώνει το λόγο πιέσεων στο στρόβιλο, μειώνοντας το παραγόμενο έργο. Η εξάρτηση της παραγόμενης ισχύος του συγκεκριμένου συστήματος από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι σημαντική. Αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος από τους 20 °C στους 30 °C επιφέρει μείωση της πρόσθετης παραγόμενης ισχύος κατά 24 %.

### **2.2.2 Σύστημα Κύκλου Diesel και Κύκλου Joule – Brayton.**

Μέσω του κύκλου Joule – Brayton μπορεί να μετατραπεί μέρος της θερμότητας του καυσαερίου σε ωφέλιμη ισχύ. Η χρήση του κύκλου αυτού παρουσιάζει αρκετά πλεονεκτήματα. Σε σύγκριση με τον κύκλο Rankine το σύστημα είναι πιο απλό, χωρίς πολλούς και μεγάλους εναλλάκτες . Λειτουργεί ακόμα και σε υψηλές θερμοκρασίες όπου τα περισσότερα οργανικά μέσα των κύκλων Rankine δεν είναι ευσταθή, γεγονός που τον καθιστά συμβατό με αδιαβατικό κινητήρα. Τέλος η χρήση μικρών στροβιλομηχανών και εναλλακτών αερίων είναι πολύ διαδεδομένη στους κατασκευαστές κινητήρων λόγω των εφαρμογών στρόβιλο-υπερπλήρωσης, και τα στοιχεία αυτά έχουν δοκιμαστεί και βελτιωθεί εκτενώς. Από την άλλη πλευρά η χρήση του κύκλου Rankine παρουσιάζει τρία σημαντικά πλεονεκτήματα: την καλύτερη ανάκτηση θερμότητας, την παραγωγή μεγαλύτερης ισχύος και την υψηλότερη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα.

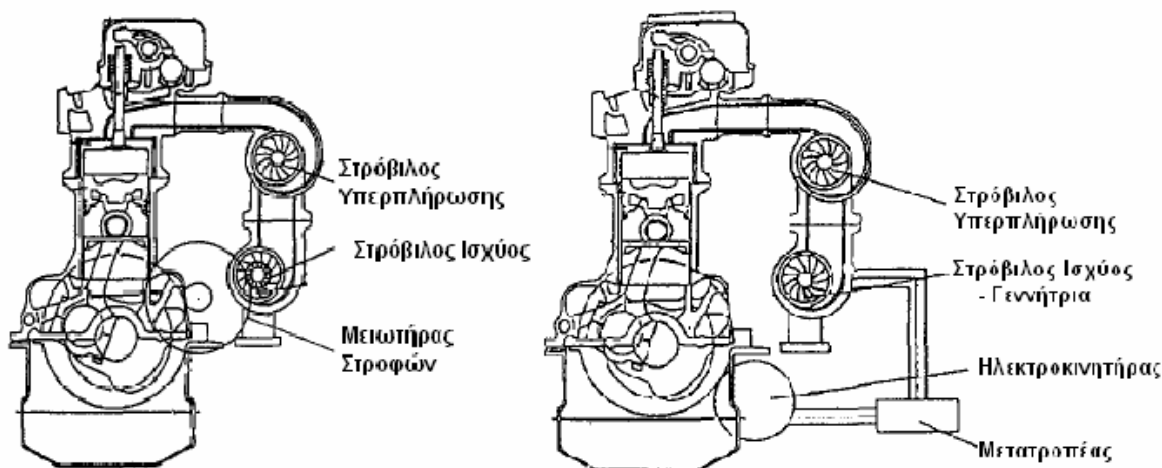
Στον κύκλο Joule – Brayton η βασική ιδέα [24] είναι η χρησιμοποίηση ενός στροβίλου για την αποτόνωση των καυσαερίων, μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή. Η ισχύς του στροβίλου αυτού αποδίδεται στο στροφαλοφόρο άξονα του κινητήρα

μέσω ενός μειωτήρα στροφών. Τα παραπάνω προϋποθέτουν ότι ο κινητήρας είναι υπερπληρωμένος, γεγονός που ισχύει σχεδόν σε όλους τους σύγχρονους κινητήρες Diesel οχημάτων. Βασικό μειονέκτημα της εφαρμογής αυτής συνιστά η αύξηση της πίεσης αντίθλιψης του κινητήρα (backpressure). Ως αποτέλεσμα δυσχεραίνεται η εναλλαγή των αερίων στον κύλινδρο, αυξάνεται το έργο εξώθησης των καυσαερίων και μειώνεται ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα. Επομένως το συγκεκριμένο σύστημα επηρεάζει τον κινητήρα και μάλιστα αρνητικά μειώνοντας την ισχύ του. Αυτό που διερευνάται για τέτοιες εφαρμογές είναι αν η επιπρόσθετη παραγόμενη ισχύς του συστήματος υπερκαλύπτει την αντίστοιχη μείωση της ισχύος του κινητήρα. Έχουν εμφανιστεί κάποιες παραλλαγές της μεθόδου αυτής και περιγράφονται παρακάτω. Η βασική ιδέα φαίνεται στο σχήμα 2-5.



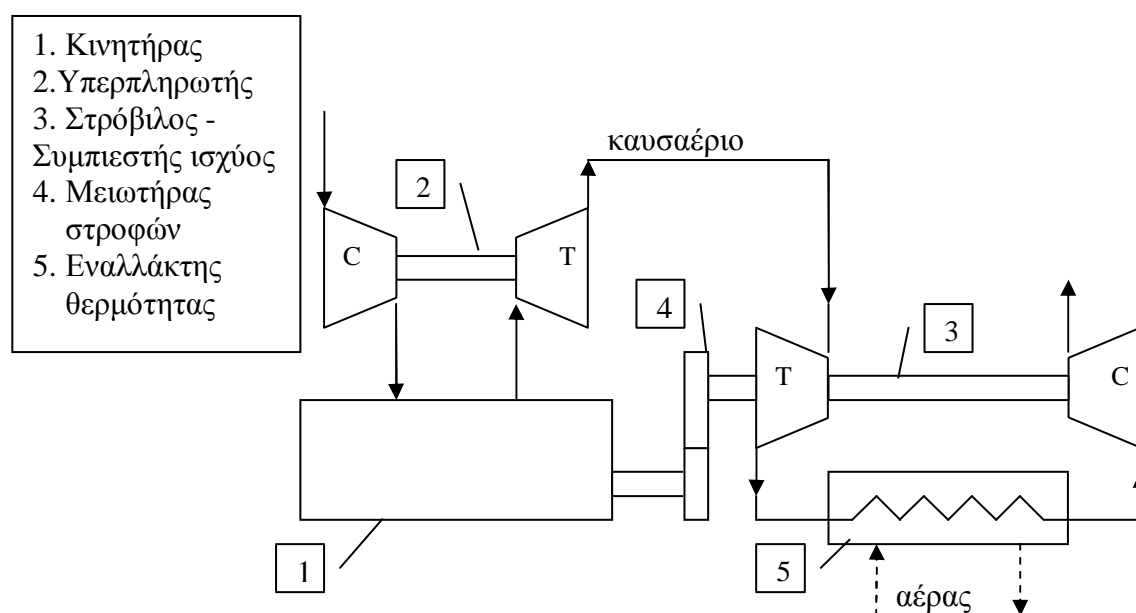
Σχήμα 2-5. Σύστημα δευτερεύοντος συστήματος Joule – Brayton (turbocompound).

Είναι γνωστό ότι οι στροβιλομηχανές πρέπει να λειτουργούν σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής για να έχουν ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης. Η σύνδεση τους με το στροφαλοφόρο άξονα του κινητήρα, μέσω μειωτήρα στροφών σταθερής σχέσης μετάδοσης, είναι η πιο απλή λύση. Στην περίπτωση αυτή ο στρόβιλος είναι αναγκασμένος να λειτουργεί σε πολλαπλάσιο της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα με αποτέλεσμα να μην επιτυγχάνεται το βέλτιστο δυνατό σημείο λειτουργίας. Για τη λύση του προβλήματος αυτού μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε μειωτήρα μεταβλητής σχέσης μετάδοσης ή ζεύγος ηλεκτρογεννήτριας - ηλεκτροκινητήρα για τη μεταφορά της ισχύος.



Σχήμα 2-6. Μηχανική και ηλεκτρική σύζευξη κινητήρα και στροβίλου.

Έχουν εμφανιστεί δύο ακόμα παραλλαγές του κύκλου Joule – Brayton [11], μία άμεση, που λειτουργεί σε υποπίεση (με τη βοήθεια συμπιεστή μετά το στρόβιλο) και μια έμμεση, που λειτουργεί με υπερπίεση. Και στις δύο εφαρμογές μπορούμε να έχουμε διβάθμιο συμπιεστή με ενδιάμεση ψύξη, για αύξηση της απόδοσης. Ο χαρακτηρισμός άμεση ή έμμεση αναφέρεται στο εργαζόμενο μέσο του κύκλου Joule – Brayton που στην πρώτη περίπτωση είναι το ίδιο το καυσαέριο του κινητήρα, ενώ στη δεύτερη περίπτωση το εργαζόμενο μέσο είναι αέρας. Στο παρακάτω σχήμα φαίνεται το έμμεσο σύστημα υποπίεσης.



Σχήμα 2-7. Άμεσο σύστημα δευτερεύοντος κύκλου Joule – Brayton με υποπίεση.

Τα πλεονεκτήματα του συστήματος που λειτουργεί με υποπίεση είναι τα ακόλουθα:

- Η απόκρισή του είναι πολύ γρήγορη στις μεταβολές του σημείου λειτουργίας του κινητήρα. Το σύστημα είναι σε άμεση επαφή με το καυσαέριο και αντιλαμβάνεται τις θερμοκρασιακές μεταβολές πολύ γρήγορα αφού δεν περιλαμβάνει στοιχεία με μεγάλη θερμοχωρητικότητα. Επίσης κατά την εκκίνηση του κινητήρα θα λειτουργεί αποδοτικότερα καθώς ο εναλλάκτης θα είναι σε ψυχρή κατάσταση παρά τη σχετικά μικρότερη θερμοκρασία καυσαερίου.
- Λειτουργεί με καλύτερη απόδοση σε υψηλές θερμοκρασίες.
- Εάν σχεδιαστεί μαζί με το στρόβιλο-υπερπληρωτή για ένα συγκεκριμένο κινητήρα, μπορεί να συνεργαστεί καλύτερα με αυτόν.

Τα μειονεκτήματα του είναι τα ακόλουθα:

- Το όλο σύστημα είναι πιο ευπαθές στη διάβρωση από το καυσαέριο ή τη σταδιακή πτώση της απόδοσής του λόγω επικαθίσεων. Αρκεί να σημειωθεί ότι και ο συμπιεστής του συστήματος έρχεται σε επαφή με το καυσαέριο. Επίσης για να μειώσουμε όσο το δυνατόν περισσότερο την ισχύ που καταναλώνει ο συμπιεστής, πρέπει να μειώσουμε τη θερμοκρασία εισόδου του καυσαερίου σε αυτόν. Τα μέρη του συστήματος που βρίσκονται στην χαμηλή θερμοκρασία είναι ευπαθή σε όξινη διάβρωση.
- Η πτώση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα λόγω αύξησης της πίεσης αντίθλιψης, λόγω της παρεμβολής του δεύτερου στρόβιλου.
- Ο μεγαλύτερος όγκος του συστήματος, διότι αυτό εργάζεται με μικρότερους λόγους πίεσεων. Στο σημείο αυτό πρέπει να επισημανθεί ότι το κόστος των στροβιλομηχανών αυξάνει με την αύξηση του μέγεθός τους. Παράλληλα όμως αυξάνει και ο βαθμός απόδοσής τους. Επομένως το όλο θέμα χρειάζεται να διερευνηθεί εκτενέστερα.

Το έμμεσο σύστημα απεικονίζεται στο σχήμα 2-8.



Σε αυτή την κατηγορία μπορούμε να εντάξουμε και την χρήση του στρόβιλο – υπερπληρωτή με ηλεκτρική γεννήτρια συνδεδεμένη στην κοινή άτρακτο [12]. Στην περίπτωση αυτή ο στρόβιλος είναι μεγαλύτερης ισχύος και η ισχύς που παράγεται από την αποτόνωση του καυσαερίου καταναλώνεται μερικώς από το συμπιεστή και μερικώς από τη γεννήτρια παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος. Υπάρχει στη συνέχεια η δυνατότητα παροχής της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος στο στροφαλοφόρο άξονα μέσω ηλεκτροκινητήρα. Ο ηλεκτροκινητήρας αυτός μπορεί να λειτουργεί ως εκκινητής, κάνοντας το σύστημα απλούστερο. Το σύστημα αυτό παρέχει το πλεονέκτημα ρύθμισης της πίεσης υπερπλήρωσης του συμπιεστή, ανεξάρτητα από τη λειτουργία του στροβίλου, ελέγχοντας το ποσό της ισχύος που απορροφά η γεννήτρια. Επιπλέον, η γεννήτρια έχει τη δυνατότητα να λειτουργεί ως κινητήρας και να επιταχύνει το όλο σύστημα, όταν αυτό απαιτείται, βελτιώνοντας την απόκρισή του.

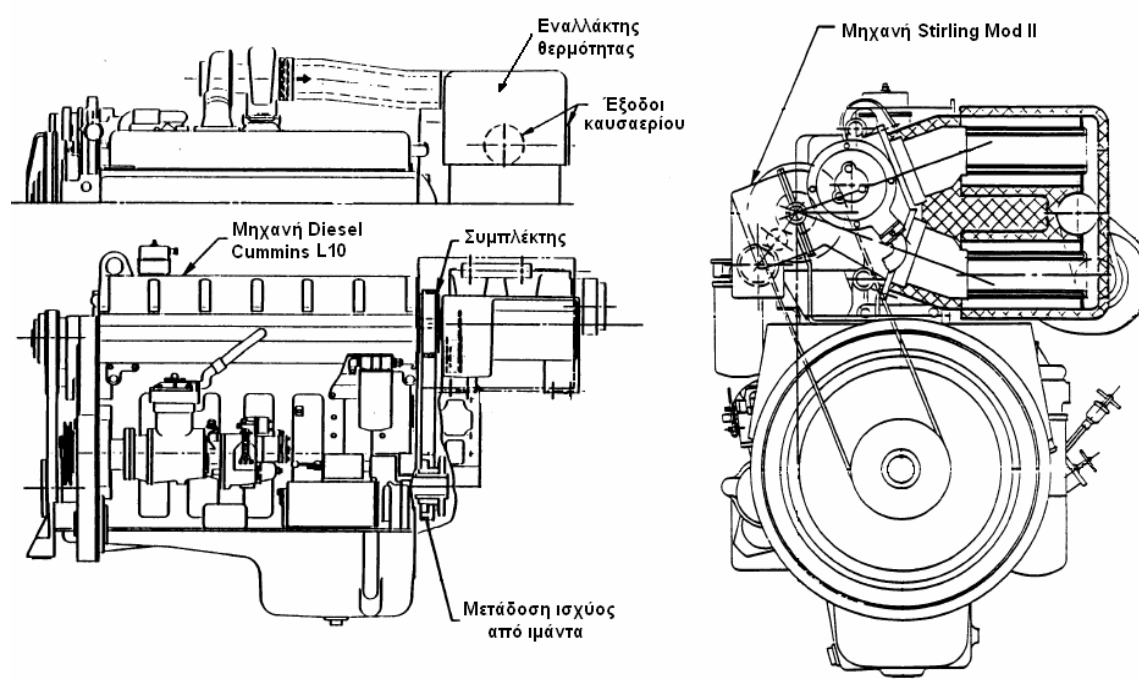
### **2.2.3 Σύστημα Κύκλου Diesel και Κύκλου Stirling**

Ο κύκλος Stirling είναι ιδανικός ως δευτερεύων κύκλος σε εγκατάσταση συνδυασμένου κύκλου, διότι μπορεί να λειτουργεί με υψηλό βαθμό απόδοσης σε μικρές θερμοκρασιακές διαφορές. Επίσης, ο θεωρητικός βαθμός απόδοσής του ταυτίζεται με το μέγιστο δυνατό, δηλαδή αυτόν του κύκλου Carnot. Ωστόσο, οι κινητήρες Stirling δεν έχουν γνωρίσει ευρεία εφαρμογή και δεν υπάρχουν διαθέσιμες αρκετές πληροφορίες για την αξιοπιστία τους και την εμπορική τους εκμετάλλευση. Παρόλα αυτά έχουν γίνει μελέτες για την λειτουργία τους ως συστημάτων ανάκτησης θερμότητας σε κινητήρες οχημάτων.

Υπάρχουν πολλές διατάξεις κινητήρων Stirling, όπως διωστήρας – στροφάλου, ρομβοειδούς οδήγησης, ελευθέρων εμβόλων κ.α. Επιπλέον, στους κινητήρες Stirling διωστήρα – στροφάλου το έμβολο μπορεί να είναι απλής ή διπλής ενέργειας. Για τη συγκεκριμένη εφαρμογή καταλληλότεροι είναι οι κινητήρες διπλής ενέργειας, διότι έχουν μικρότερο μέγεθος για την ίδια ισχύ εξόδου. Η κατασκευή τους όμως είναι πολυπλοκότερη και απαιτούν μεγάλη προσοχή στη στεγάνωση τους. Αξίζει να σημειωθεί ότι οι ταχύτητες περιστροφής των κινητήρων Stirling είναι ελάχιστα υψηλότερες από αυτές του κινητήρα Diesel, κάνοντας απλούστερο το σχεδιασμό του μειωτήρα για τη μετάδοση της ισχύος. Οι κινητήρες Stirling

ελευθέρων εμβόλων δε μπορούν να έχουν μηχανική σύνδεση με τον κινητήρα, για το λόγο αυτό έχει προταθεί η μεταφορά της ισχύος από υδραυλικό σύστημα αντλίας – υδροστρόβιλου. Ένα τέτοιο σύστημα αποσυνδέει τη λειτουργία των δύο κινητήρων, αλλά αυξάνει την πολυπλοκότητα. Επιπλέον το μεγάλο μέγεθος του κινητήρα ελευθέρων εμβόλων κάνει μη ελκυστική την χρήση του.

Η έρευνα για την εφαρμογή κινητήρα Stirling σε σύστημα ανάκτησης θερμότητας από κινητήρα Diesel έγινε από το MIT [13]. Ο κινητήρας Stirling που επιλέχθηκε ήταν ο Mod II ASE, λόγω του μικρού μεγέθους του, ο οποίος είναι κινητήρας διπλής ενέργειας. Το σύστημα φαίνεται στο σχήμα 2-9.



Σχήμα 2-9. Κινητήρας Diesel με εγκατεστημένο σύστημα ανάκτηση θερμότητας καυσαερίων δευτερεύοντος κύκλου Stirling. [13]

Για τη συγκεκριμένη εφαρμογή έγινε επανασχεδιασμός της κεφαλής και του εναλλάκτη θερμότητας του κινητήρα Stirling για να μειωθεί το κόστος και η πολυπλοκότητα και να επιτευχθεί η αναγκαία μεταφορά θερμότητας. Η νέα κεφαλή περιελάμβανε 30 σωλήνες σε σχήμα U, μέσα στους οποίους γίνεται η θέρμανση του αερίου, ενώ αυτοί της ακραίας σειράς ήταν εφοδιασμένοι με πτερύγια. Το εργαζόμενο μέσο είναι υδρογόνο, το οποίο βρίσκεται υπό σταθερή πίεση σε όλο το φάσμα λειτουργίας του κινητήρα Stirling. Όμως λόγω της ύπαρξης διαρροών υδρογόνου είναι αναγκαία η ύπαρξη αποθηκευτικού δοχείου, για να συμπληρώνεται η απαιτούμενη ποσότητα. Εκτιμάται ότι ποσότητα 4 lt είναι αρκετή για διάστημα 6

μητών. Η μετάδοση της κίνησης στον κινητήρα γίνεται από μιάντα, με σχέση μετάδοσης 20:19. Υπάρχει ηλεκτρικός συμπλέκτης, που αποσυνδέει τον κινητήρα Stirling όταν αυτός δεν παράγει έργο ή σε περίπτωση βλάβης. Ο συμπλέκτης ελέγχεται από ένα θερμοστοιχείο στην κεφαλή της μηχανής, το οποίο εξετάζει εάν η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου ελαττώνεται κάτω από τους 175 °C, διότι κάτω από αυτή τη θερμοκρασία ο κινητήρας δεν είναι ικανός να παράγει έργο. Τέλος, η μηχανή αποβάλλει περίπου 53 kW θερμότητας, στο κανονικό σημείο λειτουργίας της, οπότε είναι απαραίτητο ένα υγρόψυκτο κύκλωμα ψύξης, αποτελούμενο από αντλία και ψυγείο. Το παραπάνω σύστημα υπολογίστηκε ότι βελτιώνει την μέση ειδική κατανάλωση καυσίμου κατά 9%.

### **2.3 Συγκριτική Αξιολόγηση των Διαφόρων Συστημάτων**

Μια αντικειμενική σύγκριση των συστημάτων μεταξύ τους φαίνεται δύσκολη, αφού αρκετά από αυτά δεν έχουν δοκιμαστεί επαρκώς. Επίσης όσα έχουν δοκιμαστεί δεν έχουν κοινή βάση αναφοράς. Για τον λόγο αυτό τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα του κάθε συστήματος αναφέρονται στις αντίστοιχες παραγράφους, όπου περιγράφεται το κάθε σύστημα.

Από τα παραπάνω συστήματα μερικά έχουν σχεδιαστεί στο πλαίσιο ενός κοινού προγράμματος, με σκοπό την ανάπτυξη συστήματος παραγωγής ισχύος από τα καυσαέρια αδιαβατικού κινητήρα Diesel. Το πρόγραμμα αυτό διοργανώθηκε από το Υπουργείο Ενέργειας των Η.Π.Α. και τα συστήματα αναπτύχθηκαν από διάφορες εταιρίες ή εκπαιδευτικά ιδρύματα [8,11,13,14]. Τα συστήματα αναπτύχθηκαν όλα στον ίδιο κινητήρα και έτσι η σύγκρισή τους ήταν ευκολότερη και πιο αντικειμενική. Τα συστήματα αυτά είναι τα ακόλουθα: α) Το σύστημα με το οργανικό RC-1. β) Το σύστημα Rankine με εργαζόμενο μέσο νερό. γ) Το έμμεσο σύστημα υπερπίεσης με δύο συμπιεστές και ενδιάμεσο ψυγείο αέρα με κύκλο Joule - Brayton. δ) Το σύστημα του κύκλου Stirling που περιγράφεται παραπάνω. Ο κινητήρας βάσει του οποίου γίνεται η σύγκριση είχε μέγιστη ισχύ 236 kW και ειδική κατανάλωση καυσίμου ίση με 192 kg/kWh. Η ισχύς κάθε συστήματος αλλά και η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου δίνονται στον πίνακα 2-1.



Πίνακας 2-1. Στοιχεία απόδοσης συστημάτων ανάκτησης θερμότητας

	<b>Σύστημα Rankine με RC-1</b>	<b>Σύστημα Rankine με νερό</b>	<b>Σύστημα υπερπίεσης Joule-Brayton</b>	<b>Σύστημα Stirling</b>
<b>Μέγιστη ισχύ εξόδου (kW)</b>	43.0	39.0	27.0	23.2
<b>Ποσοστό βελτίωσης ισχύος (%)</b>	18.22	16.53	11.44	9.83
<b>Ειδική κατανάλωση καυσίμου (kg/kWh)</b>	0.162	0.165	0.172	0.174
<b>Ποσοστό μείωσης της ειδικής κατανάλ. (%)</b>	15.63	14.06	10.42	9.38

Παρατηρούμε ότι το σύστημα με την υψηλότερη απόδοση είναι αυτό με το RC-1, καθώς έχει τη μεγαλύτερη ισχύ εξόδου και επομένως το μεγαλύτερο ποσοστό ανάκτησης θερμότητας και τη μικρότερη ειδική κατανάλωση καυσίμου. Το μικρότερο μέγεθος και βάρος έχει το σύστημα Stirling, το οποίο είναι και το πιο απλό. Επίσης, στο σύστημα Stirling και στο σύστημα Rankine με νερό, η μεταφορά της ισχύος στον κινητήρα είναι ευκολότερη γιατί δεν απαιτείται μεγάλος λόγος μείωσης ταχυτήτων περιστροφής. Για να είναι δελεαστικό όμως ένα σύστημα πρέπει να έχει μικρό χρόνο αποπληρωμής. Επειδή η παραπάνω έρευνα έγινε τη δεκαετία του '80, οι τιμές που δίνονται δεν αντιστοιχούν στη σημερινή πραγματικότητα. Τα συμπεράσματα όμως που μπορούμε να εξάγουμε είναι τα ακόλουθα: Το πιο δαπανηρό σύστημα είναι το σύστημα με το οργανικό μέσο RC-1 και ακολουθούν με περίπου την ίδια τιμή το σύστημα του ατμού και το σύστημα Joule – Brayton, ενώ το σύστημα Stirling είναι το φθηνότερο αλλά με μικρή διαφορά από τα δύο προηγούμενα. Το υψηλότερο μέσο ετήσιο κόστος συντήρησης το έχει το σύστημα με το RC-1 ακολουθούμενο με μικρή διαφορά το σύστημα με το νερό. Το σύστημα Stirling έχει μέσο ετήσιο κόστος συντήρησης κοντά στα 2/3 του RC-1, ενώ το σύστημα Joule – Brayton έχει σχεδόν το μισό. Για τον υπολογισμό του χρόνου απόσβεσης της επένδυσης για κάθε εφαρμογή λαμβάνουμε ως έξοδα το κόστος αγοράς και το ετήσιο κόστος συντήρησης, ενώ ως έσοδο η μείωση στην ειδική κατανάλωση του καυσίμου επί την τιμή του (το επιτόκιο προεξόφλησης είναι γνωστό). Μικρότερο χρόνο απόσβεσης έχει το σύστημα με το νερό, ακολουθώντας του σύστημα με το RC-1, στη συνέχεια το σύστημα Joule – Brayton και τελευταίο το σύστημα Stirling.

### 3 Μοντελοποίηση Κύκλου Rankine σε Κινητήρα Diesel και Παρουσίαση Αποτελεσμάτων

#### 3.1 Μοντελοποίηση του Συστήματος

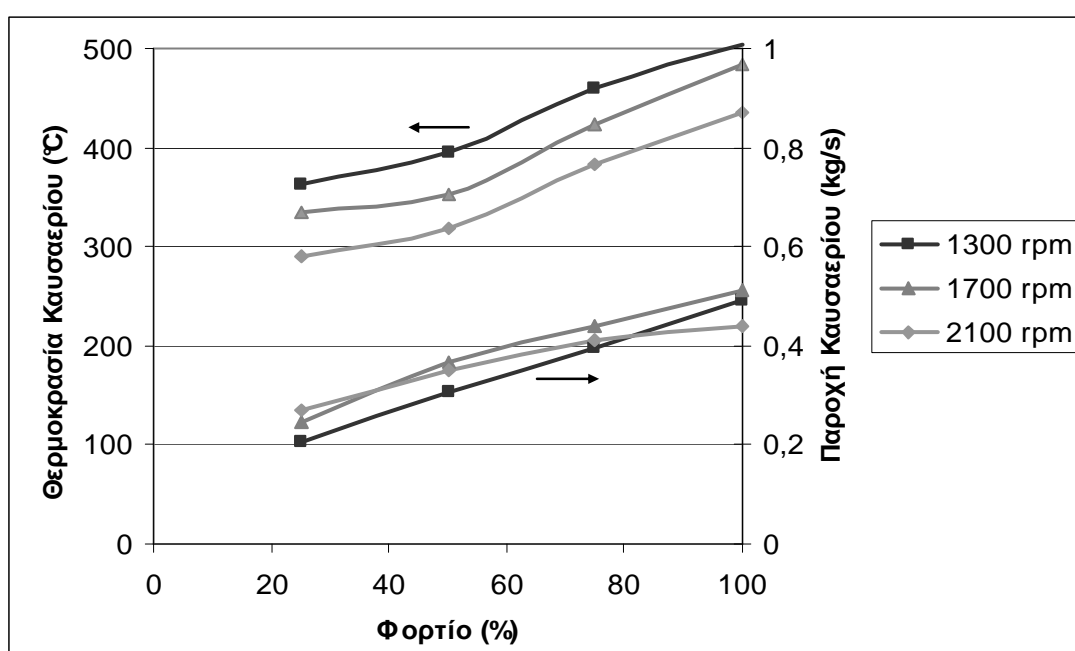
Στην εργασία αυτή, όπως ήδη αναφέρθηκε, σκοπός είναι η ανάπτυξη μεθόδου για τη μοντελοποίηση, με τη βοήθεια H/Y, του συστήματος δευτερεύοντος κύκλου Rankine σε κινητήρα Diesel. Ως δεδομένα θεωρούνται τα στοιχεία του κινητήρα Diesel, δηλαδή η ταχύτητα περιστροφής, το φορτίο, η ισχύς, η παροχή και θερμοκρασία των καυσαερίων και ο λόγος ισοδυναμίας αέρα - καυσίμου λ. Όπως είναι φυσικό, στο εύρος λειτουργίας του κινητήρα τα παραπάνω χαρακτηριστικά διαφοροποιούνται. Τα δεδομένα του κινητήρα που χρησιμοποιήθηκαν δίνονται στον ακόλουθο πίνακα. Τα χαρακτηριστικά λειτουργίας του κινητήρα που παρουσιάζουν το περισσότερο ενδιαφέρον είναι η παροχή μάζας και η θερμοκρασία των καυσαερίων, διότι δίνουν το μέγεθος της διαθέσιμης θερμότητας προς αξιοποίηση. Η μεταβολή των δύο αυτών στοιχείων συναρτήσει του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα δίνεται στο διάγραμμα του σχήματος 3-1.

Πίνακας 3-1. Δεδομένα λειτουργίας του κινητήρα Diesel

Φορτίο (%)	Στροφές (rpm)	Ισχύς (kW)	Παροχή καυσαερίων (kg/sec)	Λόγος λ	Θερμοκρασία καυσαερίων (°C)
100	1300	370.8	0.49	1.57	503.5
75	1300	280.8	0.39	1.72	459.3
50	1300	186.6	0.31	2.02	394.2
25	1300	93.0	0.21	2.45	363.1
100	1700	371.4	0.51	1.67	483.7
75	1700	277.8	0.44	1.91	423.3
50	1700	184.2	0.37	2.35	353.6
25	1700	91.8	0.25	2.79	334.5
100	2100	263.4	0.44	1.93	435.2
75	2100	196.8	0.41	2.31	382.4
50	2100	129.6	0.35	2.83	317.6
25	2100	64.2	0.27	3.52	291.0

Ομοίως το σύστημα του κύκλου Rankine πρέπει να διαφοροποιεί τα σημεία λειτουργίας του (μεταβάλλοντας τις παραμέτρους λειτουργίας του), για να αποδίδει ικανοποιητικά σε όλο το εύρος φορτίων και ταχυτήτων περιστροφής του κινητήρα.

Για την πρακτική εφαρμογή των παραπάνω, μια λύση είναι η μεταβολή της παροχής και της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας. Μεταβολή της παροχής και της πίεσης κατάθλιψης της αντλίας προκαλεί μεταβολή της πίεσης και της θερμοκρασίας του υπέρθερμου ατμού στην είσοδο του στροβίλου. Το ζητούμενο είναι η εύρεση του ζεύγους πίεσης και θερμοκρασίας υπέρθερμου ατμού που δίνουν μέγιστη ισχύ εξόδου στο δευτερεύον σύστημα Rankine, χωρίς να αίρονται κάποιοι περιορισμοί, που θα διατυπωθούν στην συνέχεια. Η αντιμετώπιση του θέματος γίνεται στη μόνιμη κατάσταση του συστήματος, αμελώντας δηλαδή τα μεταβατικά φαινόμενα. Από την εύρεση του παραπάνω ζεύγους τιμών μπορούμε στη συνέχεια να εκτιμήσουμε το σημείο λειτουργίας της τροφοδοτικής αντλίας.



Σχήμα 3-1. Μεταβολή της παροχής μάζας και της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα συναρτήσει του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής του.

### 3.1.1 Μοντελοποίηση του Εργαζόμενου Μέσου (νερού).

Κατά την υπολογιστή προσομοίωση του κύκλου στην παρούσα εργασία, ως εργαζόμενο μέσο χρησιμοποιήθηκε το νερό. Η μοντελοποίησή του και ο υπολογισμός των θερμοδυναμικών του ιδιοτήτων έγιναν χρησιμοποιώντας τα δεδομένα της International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS) [15]. Σε αυτά αναφέρεται ο τρόπος υπολογισμού των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του νερού στην περιοχή από 273,15 K μέχρι 1073,15 K για πιέσεις μικρότερες των 100 Μpa και

από 1073,15 K μέχρι 2273,15 K για πιέσεις μικρότερες των 10 Mpa. Η παραπάνω περιοχή χωρίζεται σε πέντε μικρότερες υποπεριοχές. Στις υποπεριοχές 1,2 και 5 δίνεται η συνάρτηση της ελεύθερης ενθαλπίας (συνάρτηση Gibbs) συναρτήσει της πίεσης και της θερμοκρασίας. Η περιοχή 4 είναι εντός της καμπύλης της διφασικής περιοχής και δίνεται η συνάρτηση της καμπύλης ισορροπίας για το κορεσμένο υγρό και τον κορεσμένο ατμό. Στην περιοχή 3, που περιλαμβάνει και το κρίσιμο σημείο, δίνεται η συνάρτηση της ελεύθερης εσωτερικής ενέργειας (συνάρτηση Helmholtz) του νερού συναρτήσει της πυκνότητας και της θερμοκρασίας. Επιπλέον, δίνονται οι συναρτήσεις που υπολογίζουν τα όρια των περιοχών.

Από τη θεωρία της θερμοδυναμικής, κάθε θερμοδυναμικό μέγεθος μιας ουσίας σε ένα σημείο μπορεί να υπολογιστεί από τη γνώση της τιμής της συνάρτησης Gibbs (ή Helmholtz αντίστοιχα) και των μερικών παραγώγων της στο σημείο αυτό. Το πρόβλημα που προκύπτει από την παραπάνω θεωρία είναι ότι αυτές οι συναρτήσεις παρέχονται συναρτήσει ενός ζεύγους μεταβλητών. Για παράδειγμα, στην περιοχή 1 δίνεται η συνάρτηση Gibbs με ανεξάρτητες μεταβλητές την πίεση και τη θερμοκρασία. Σε πρακτικές εφαρμογές υπολογισμών δεν εμφανίζεται μόνο αυτό το ζεύγος μεταβλητών. Έτσι, εάν μας δίνεται π.χ. η πίεση και η ενθαλπία, πρέπει να καθορίσουμε σε ποια περιοχή βρίσκεται το σημείο αυτό, να επιλύσουμε μια μη γραμμική εξίσωση για να βρούμε τη θερμοκρασία και στη συνέχεια να υπολογίσουμε τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη. Εάν έχουμε ως εισόδους δύο μεταβλητές, που καμία από τις δύο δεν είναι ανεξάρτητη μεταβλητή στη συνάρτηση που μας δίνεται, π.χ. την ενθαλπία και την εντροπία, πρέπει να επιλύσουμε ένα μη γραμμικό σύστημα  $2 \times 2$  για τον καθορισμό των υπόλοιπων θερμοδυναμικών ιδιοτήτων. Λόγω των ανωτέρω, η IAPWS εξέδωσε συμπληρωματικές οδηγίες με αντίστροφες συναρτήσεις σε κάθε περιοχή και συναρτήσεις των ορίων τους με διάφορα ζεύγη μεταβλητών. Στην περίπτωση μας δεν χρειάστηκε να χρησιμοποιήσουμε αυτές τις αντίστροφες συναρτήσεις, διότι είχαμε ως μεταβλητές εισόδου τα ζεύγη πίεση – ενθαλπία ή πίεσης – εντροπίας. Για το νερό η ενθαλπία και η εντροπία είναι αύξουσες συναρτήσεις της θερμοκρασίας, για σταθερή πίεση, οπότε ο καθορισμός των ορίων των περιοχών δεν είναι ιδιαίτερα δύσκολος.

Οι ανωτέρω εκφράσεις δίνουν πολύ καλή ακρίβεια στα αποτελέσματα. Ειδικότερα στα όρια των περιοχών, όπου ισχύουν και οι δύο συναρτήσεις, σε κανένα μέγεθος δεν έχουμε μέση απόκλιση μεταξύ των δύο τιμών, μεγαλύτερη του 0.17%. Επίσης υπάρχει μία αβεβαιότητα για τις τιμές που υπολογίζουμε από τις συναρτήσεις,

η οποία προέρχεται από τα σφάλματα στις εργαστηριακές μετρήσεις των μεγεθών και από την παρεμβολή των συναρτήσεων στις τιμές. Η αβεβαιότητα αυτή έχει εκτιμηθεί από την IAPWS για τρία μεγέθη: τον ειδικό όγκο, την ειδική θερμοχωρητικότητα και την ταχύτητα διάδοσης του ήχου. Συγκεκριμένα για τον ειδικό όγκο η αβεβαιότητα είναι μικρότερη του 0.05% για μικρές θερμοκρασίες και μικρότερη του 0.3% για μεγαλύτερες θερμοκρασίες.

### 3.1.2 Μοντελοποίηση του Ατμοποιητή.

Ο ατμοποιητής του συστήματος είναι από τα σημαντικότερα στοιχεία που το αποτελούν. Οι ιδιότητες του καθορίζουν τον σχεδιασμό των υπολοίπων στοιχείων διότι από αυτόν εξαρτάται το ποσό θερμότητας που ανακτάται και η θερμοκρασιακή στάθμη στην οποία βρίσκεται αυτό. Από την αρχή διατήρησης της ενέργειας ισχύει ότι το ποσό της θερμότητας που αποβάλλει το ζεστό ρεύμα ισούται με το πόσο της θερμότητας που προσλαμβάνεται το κρύο ρεύμα. Επιπλέον, για τη συσχέτιση των θερμοκρασιών των δύο ρευμάτων με το ποσό της θερμότητας που μεταφέρεται [16,19,20] μπορεί να χρησιμοποιηθούν δύο μοντέλα α) το μοντέλο της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασίας  $UA - \Delta T_m$  και β) το μοντέλο του αριθμού μονάδων μεταφοράς  $\varepsilon - NTU$ .

Και τα δύο μοντέλα δίνουν ικανοποιητικά αποτελέσματα, εάν οι θερμοχωρητικότητες των δύο ρευμάτων παραμένουν πρακτικά σταθερές και εάν ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ τους δε μεταβάλλεται σημαντικά. Στον ατμοποιητή συνολικά δεν ισχύει κάτι τέτοιο, λόγω της αλλαγής φάσης του ενός ρεύματος. Για τη μοντελοποίησή του πρέπει να χωρίσουμε των εναλλάκτη σε τρία μέρη: τον προθερμαντή, τον ατμοποιητή και τον υπερθερμαντή. Σε κάθε ένα από αυτά τα μέρη μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε και τα δύο παραπάνω μοντέλα. Στον προθερμαντή θεωρούμε ότι το υγρό εισέρχεται υπόψυκτο, ενώ εξέρχεται κορεσμένο. Στη συνέχεια, το κορεσμένο υγρό εισέρχεται στον ατμοποιητή, από όπου εξέρχεται ως κορεσμένος ατμός. Τέλος στον υπερθερμαντή ο κορεσμένος ατμός εξέρχεται ως υπέρθερμος.

Στο μοντέλο  $UA - \Delta T_m$ , το  $U$  είναι ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ των δύο ρευμάτων και εξαρτάται από το υλικό του εναλλάκτη και τις συνθήκες της ροής των δύο ρευμάτων, ενώ το  $A$  αντιστοιχεί στην επιφάνεια του

εναλλάκτη. Το  $\Delta T_m$  είναι η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας των δύο ρευμάτων και δίνεται από τον παρακάτω τύπο για εναλλάκτη αντιρροής :

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (3.1)$$

Ο ρυθμός συναλλαγής της θερμότητας δίνεται από τον τύπο:

$$\dot{Q} = UA \cdot \Delta T_m \quad (3.2)$$

Για να γίνει το μοντέλο πιο ακριβές χρησιμοποιήθηκε μια εμπειρική σχέση που σχετίζει τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με την παροχή όγκου του θερμού ρεύματος (στην περίπτωση μας του ρεύματος των καυσαερίων). Χρησιμοποιείται μια τιμή αναφοράς που αντιστοιχεί στο ζεύγος μέγιστης παροχής και του αντίστοιχου συντελεστή  $U_{\max}$ . Η σχέση είναι η εξής :

$$U = U_{\max} \cdot \left(\frac{\dot{V}_G}{\dot{V}_{G,\max}}\right)^{0,8} \quad (3.3)$$

Το μοντέλο  $\varepsilon$ -NTU διαφέρει από το προηγούμενο στο ότι υπεισέρχεται ο παράγοντας  $\varepsilon$ , δηλαδή ο βαθμός εκμετάλλευσης του εναλλάκτη. Ο ρυθμός συναλλαγής θερμότητας των δύο ρευμάτων ισούται με το γινόμενο του βαθμού εκμετάλλευσης του εναλλάκτη επί τη μέγιστη συναλλαγή θερμότητας. Αυτή είναι η συναλλαγή θερμότητας που θα είχαμε, εάν η θερμοκρασία εξόδου του ενός ρεύματος ταυτιζόταν με τη θερμοκρασία εισόδου του αλλού. Η μαθηματική σχέση δίνεται στη συνέχεια :

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{\max} = \varepsilon \cdot C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad \text{όπου} \quad C_{\min} = \min(\dot{m}_c c_{p,c}, \dot{m}_h c_{p,h})$$

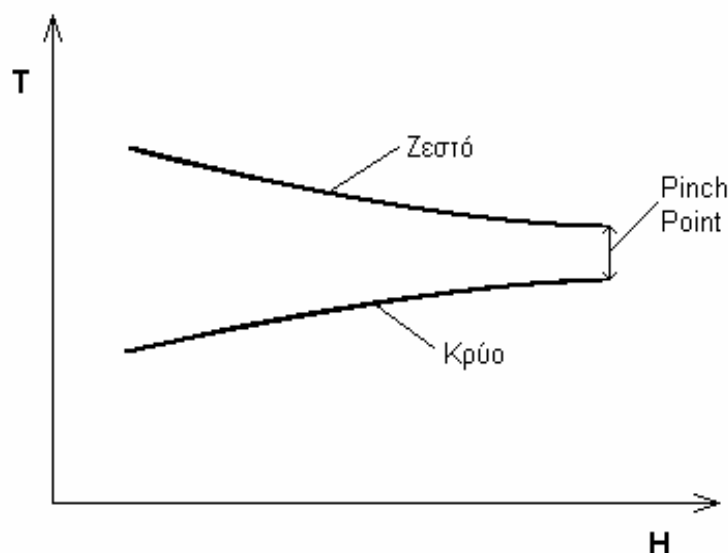
Για εναλλάκτη αντιρροής ο βαθμός εκμετάλλευσης δίνεται από τους ακόλουθους τύπους:

$$\varepsilon = \begin{cases} \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_c)]}{1 - C_c \exp[-NTU(1 - C_c)]} & , C_c \neq 1 \\ \frac{NTU}{1 + NTU} & , C_c = 1 \end{cases} \quad (3.4)$$

$$\text{όπου } C_c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad \text{και} \quad NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3.5) \quad (3.6)$$

Και στα δύο αυτά μοντέλα μπορούμε να κάνουμε μια αρχική εκτίμηση του μεγέθους του εναλλάκτη ανάλογα με τις απαιτήσεις συναλλαγής θερμότητας. Ένα

επιπλέον κριτήριο για να έχουμε έναν εναλλάκτη με πρακτικό μέγεθος και αποδεκτό κόστος είναι η χρησιμοποίηση της θεωρίας του pinch point [25] (κρίσιμου σημείου του εναλλάκτη). Εάν σε ένα διάγραμμα θερμοκρασίας – ενθαλπίας σχεδιάσουμε την πορεία των δυο ρευμάτων μέσα στον εναλλάκτη, υπάρχει κάποιο σημείο που οι καμπύλες των δύο ρευμάτων έχουν την ελάχιστη απόσταση. Το σημείο αυτό είναι το pinch point.



Σχήμα 3-2. Το κρίσιμο σημείο του εναλλάκτη (pinch point).

Η ελάχιστη διαφορά θερμοκρασίας σε αυτό το σημείο αποτελεί κριτήριο του μεγέθους του εναλλάκτη και του κόστους του. Όσο μικραίνει αυτή η διαφορά τόσο μεγαλώνει το μέγεθος και η τιμή. Ένα απλό παράδειγμα είναι αυτό του εναλλάκτη αντιρροής δύο ρευμάτων καθαρών ουσιών που δεν αλλάζουν φάση. Το pinch point βρίσκεται στην έξοδο του ζεστού ρεύματος και την είσοδο του κρύου, διότι εκεί βρίσκεται το σημείο όπου τα δύο ρεύματα έχουν την ελάχιστη διαφορά θερμοκρασίας. Από την εμπειρία γνωρίζουμε ότι για να βγουν τα δύο ρεύματα σε σχεδόν ίδια θερμοκρασία απαιτείται μεγάλο μέγεθος εναλλάκτη. Επομένως προκύπτει ένας περιορισμός από το pinch point του εναλλάκτη. Για τη συγκεκριμένη εφαρμογή, όπου στον εναλλάκτη έχουμε αλλαγή της φάσης του νερού και παροχές σε πρακτικά πλαίσια, το συγκεκριμένο σημείο βρίσκεται στην είσοδο του ατμοποιητή, δηλαδή εκεί που το νερό εισέρχεται ως κορεσμένο υγρό.

Μετά τον αρχικό υπολογισμό για την εύρεση των βέλτιστων δυνατών σημείων λειτουργίας του συστήματος πρέπει να γίνει σχεδιασμός του εναλλάκτη σε

κάποιο σημείο που θα επιλεγεί ως σημείο σχεδίασης και στη συνέχεια εκτίμηση της λειτουργίας του στα υπόλοιπα.

### 3.1.3 Μοντελοποίηση της Τροφοδοτικής Αντλίας και του Εκτονωτή.

Η μοντελοποίηση της αντλίας και του στροβίλου γίνεται με την βοήθεια του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης τους, ο οποίος θεωρείται πρακτικά σταθερός. Επιπλέον για την αντλία το υγρό θεωρείται ασυμπίεστο. Στη παρούσα ανάλυση η σχέση που προκύπτει από τις ανωτέρω παραδοχές, είναι η εξής:

$$h_{out,p} = h_{in,p} + \frac{\rho \cdot \Delta p}{n_p} \quad (3.7)$$

όπου  $h_{out,p}$  η ενθαλπία εξόδου του νερού από την αντλία,  $h_{in,p}$  η ενθαλπία εισόδου του νερού στην αντλία,  $\rho$  η πυκνότητα του νερού που είναι πρακτικά σταθερή,  $\Delta p$  η διαφορά της πίεσης μεταξύ εισόδου και εξόδου και  $n_p$  ο βαθμός απόδοσης της αντλίας.

Αντίστοιχα, για τον υπολογισμό της ενθαλπίας εξόδου του στροβίλου ισχύει η σχέση, η οποία προέρχεται από τον ορισμό του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης :

$$h_{out,t} = h_{in,t} - n_t \cdot (h_{in,t} - h_{is,out,t}) \quad (3.8)$$

όπου  $h_{out,t}$  η ενθαλπία εξόδου του ατμού από στροβίλο,  $h_{in,t}$  η ενθαλπία εισόδου του ατμού στον στροβίλο,  $h_{is,out,t}$  η ενθαλπία εξόδου του ατμού, εάν η πτώση πίεσης ήταν ισεντροπική, και  $n_t$  ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου. Ένας περιορισμός που προκύπτει από το στροβίλο είναι ότι κατά την αποτόνωσή του, το εργαζόμενο μέσο δεν πρέπει να εισέλθει στη διαφραγματική περιοχή. Συγκεκριμένα, σε στροβίλο δυναμικής ροής ο ατμός στην έξοδό του πρέπει να είναι τουλάχιστον κορεσμένος, ενώ εάν η αποτόνωση γίνει σε εμβολοφόρο εκτονωτή η ξηρότητα του ατμού δεν πρέπει να υπερβαίνει το 95%.



### 3.1.4 Μοντελοποίηση του Συμπυκνωτή.

Για τη μοντελοποίηση του συμπυκνωτή γίνονται οι ακόλουθες παραδοχές: α) Θεωρούμε ότι από το συμπυκνωτή το εργαζόμενο μέσο εξέρχεται ως κορεσμένο υγρό, ανεξάρτητα από την κατάσταση στην οποία εισέρχεται. β) Η πίεση συμπύκνωσης μπορεί να είναι μικρότερη από την ατμοσφαιρική. Στην περίπτωση αυτή υπεισέρχονται δύο παράγοντες: α) Μεγάλη υποπίεση προϋποθέτει καλύτερη στεγανοποίηση, για να μην εισέλθει στο συμπυκνωτή του συστήματος αέρας από το περιβάλλον. β) Δεδομένου ότι η θερμοκρασία συμπύκνωσης μειώνεται με τη ελάττωση της πίεσης συμπύκνωσης, πρέπει να επιλεγεί τέτοια τιμή για τη δεύτερη ώστε να είναι δυνατή η μεταφορά θερμότητας. Για το λόγο αυτό και για να αποφύγουμε υπερβολικά μεγάλο μέγεθος συμπυκνωτή η θερμοκρασία συμπύκνωσης πρέπει να είναι τουλάχιστον 20 °C μεγαλύτερη από την θερμοκρασία περιβάλλοντος. Να σημειωθεί ότι μείωση της πίεσης συμπύκνωσης είναι επιθυμητή από τη πλευρά του στροβίλου διότι αυξάνεται ο λόγος πιέσεων, με αποτέλεσμα την αύξηση της ωφέλιμης ισχύος.

## 3.2 *Επίλυση του Προβλήματος*

Το πρόβλημα που προκύπτει είναι η εύρεση του ζεύγους πίεσης και θερμοκρασίας υπέρθερμου ατμού στην είσοδο του στροβίλου, ώστε το δευτερεύον σύστημα να αποδίδει τη μέγιστη ισχύ εξόδου. Οι περιορισμοί που έχουν προκύψει από τις συνιστώσες του συστήματος είναι οι εξής:

- Η πίεση εισόδου στο στροβίλο περιορίζεται από την ικανότητα της τροφοδοτικής αντλίας και τη συνολική σχεδίαση των διαφόρων συνιστωσών.
- Η ξηρότητα του ατμού στην έξοδο του στροβίλου πρέπει να είναι τέτοια ώστε να εξασφαλίζεται η ομαλή λειτουργία του στροβίλου.
- Το κρίσιμο σημείο του εναλλάκτη (pinch point).

Για την επίλυση του ανωτέρω προβλήματος εξετάστηκαν δύο τρόποι:

α) Για κάθε ζεύγος φορτίου – ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα ακολουθείται η εξής διαδικασία: Θεωρούμε ένα εύρος πιέσεων τιμών, μέσα στα

οποία πρέπει να βρίσκεται η πίεση και η θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού στην είσοδο του στροβίλου. Χωρίζουμε τα πεδία αυτά σε ίσα μέρη, οπότε δημιουργείται ένα πλέγμα, με σταθερό βήμα θερμοκρασιών και πιέσεων. Για κάθε ζεύγος αυτών των πιέσεων και θερμοκρασιών υπολογίζουμε από τις παραπάνω σχέσεις τα υπόλοιπα σημεία λειτουργίας του κύκλου. Αφού υπολογιστούν τα σημεία, είμαστε σε θέση να υπολογίσουμε τα υπόλοιπα χαρακτηριστικά, όπως την ισχύ εξόδου, το βαθμός απόδοσης, τη θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων κ.α. Από το πλήθος των κύκλων αυτών αποκλείουμε εκείνους που δεν υπόκεινται στους περιορισμούς, και με σύγκριση των υπολοίπων διαλέγουμε αυτόν με τη μεγαλύτερη ισχύ. Η προηγούμενη διαδικασία επαναλαμβάνεται για το επόμενο ζεύγος φορτίου – ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα.

β) Θεωρούμε μια συνάρτηση η οποία για κάθε ζεύγος πίεσης και θερμοκρασίας του υπέρθερμου ατμού μας δίνει την ισχύ εξόδου του κύκλου. Είναι δηλαδή μια βαθμωτή συνάρτηση δύο μεταβλητών. Επιπλέον, υπάρχουν ως παράμετροι η ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο του κινητήρα. Οι περιορισμοί που έχουν τεθεί από τα διάφορα στοιχεία του συστήματος διατυπώνονται με ανισοτικές μαθηματικές σχέσεις. Το ζητούμενο έχει τώρα γραφτεί σε μορφή προβλήματος βελτιστοποίησης δεσμευμένου ακρότατου. Η αντικειμενική συνάρτηση, η οποία στην περίπτωση μας είναι προς μεγιστοποίηση, είναι η συνάρτηση της ισχύος εξόδου του κύκλου.

Για την επίλυση του παραπάνω προβλήματος χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος των ποινών [17], για τη μετατροπή του προβλήματος δεσμευμένου ακρότατου σε πρόβλημα αδέσμευτου ακρότατου. Η μέθοδος αυτή έχει ως ακολούθως:

Έστω το πρόβλημα:

$$\min f(\bar{x}) \quad , \quad \bar{x} \in E_n \quad (3.9)$$

με περιορισμούς  $g_i(\bar{x}) \leq 0, i = 1, 2, \dots, m$

όπου  $f(\bar{x})$  και  $g_i(\bar{x})$  συνεχείς συναρτήσεις με μερικές παραγώγους 1<sup>ης</sup> τάξεως.

Το πρόβλημα αυτό μετατρέπεται σε πρόβλημα αδέσμευτου ακρότατου, προσθέτοντας τους περιορισμούς στην αντικειμενική συνάρτηση με τη μορφή ποινής ή κόστους υπέρβασης, ως ακολούθως:

$$\min \{f(\bar{x}) + \mu \cdot P(\bar{x})\} \quad (3.10)$$

όπου  $P(\bar{x}) = \sum_{i=1}^m [\max(0, g_i(\bar{x}))]^2$  η συνάρτηση ποινής. (3.11)

Από τον ορισμό της συνάρτησης ποινής προκύπτει ότι είναι συνεχής, μεγαλύτερη του μηδενός στο πεδίο ορισμού  $E_n$ , και ίση με το 0, εάν και μόνο εάν το  $\bar{x}$  αποτελεί λύση των περιορισμών. Για την εύρεση των τιμών που ελαχιστοποιούν την αντικειμενική συνάρτηση με του περιορισμούς χρησιμοποιείται αλγόριθμος αδέσμευτου ακρότατου. Στη συγκεκριμένη εργασία χρησιμοποιήθηκε αλγόριθμος Nelder-Mead για την εύρεση του ακρότατου. Το διάγραμμα ροής του προγράμματος που επιλύει το πρόβλημα με την μέθοδο που περιγράψαμε βρίσκεται στο παράρτημα, στο τέλος της εργασίας.

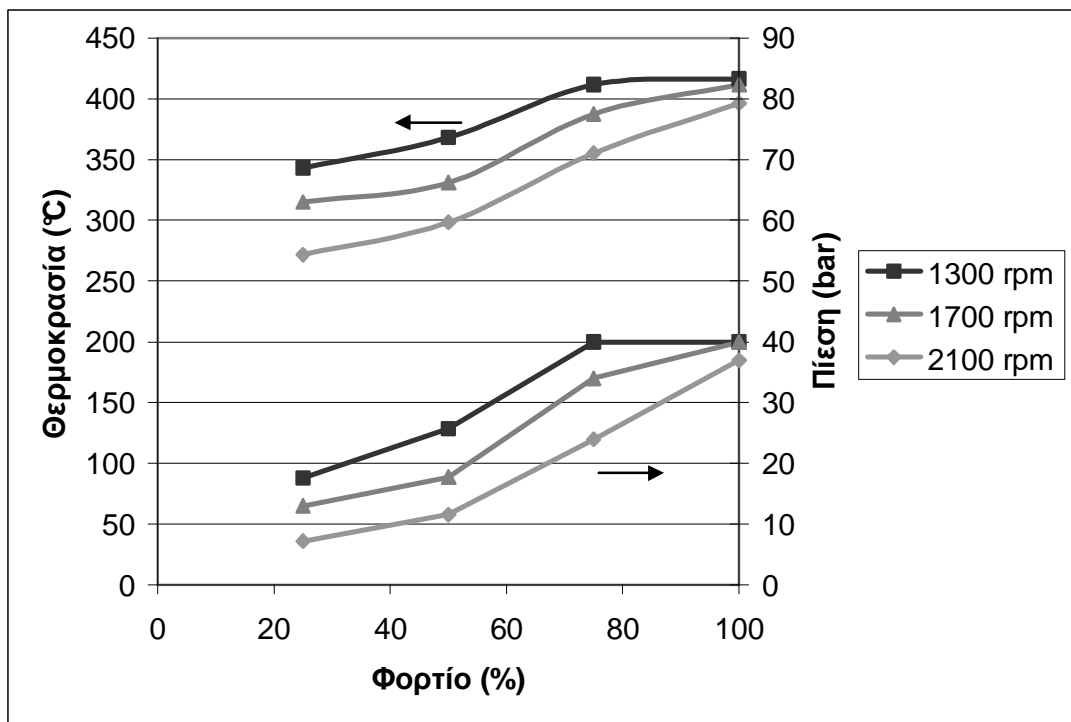
Και οι δύο μέθοδοι έδωσαν τα ίδια περίπου αποτελέσματα με σχετικά μεγαλύτερη ακρίβεια αυτά της δεύτερης μεθόδου. Η πρώτη μέθοδος, αυτή δηλαδή με τις δοκιμές, είναι σημαντικά πιο αργή σε σχέση με την πρώτη και τόσο πιο αργή όσο αυξάνει η πυκνότητα του πλέγματος. Όμως παρουσιάζει μεγαλύτερη σταθερότητα στην εύρεση λύσης και δεν απαιτεί αρχικές τιμές, όπως η δεύτερη μέθοδος.

Στον παρακάτω πίνακα φαίνονται τα αποτελέσματα των υπολογισμών. Δίνεται η θερμοκρασία και η πίεση του ατμού στην είσοδο του στροβίλου, όπως επίσης και η παροχή του ατμού. Επιπλέον, δίνεται η ισχύς που αποδίδει το σύστημα και η επί τοις εκατό αύξησης της συνολικής ισχύος του κινητήρα.

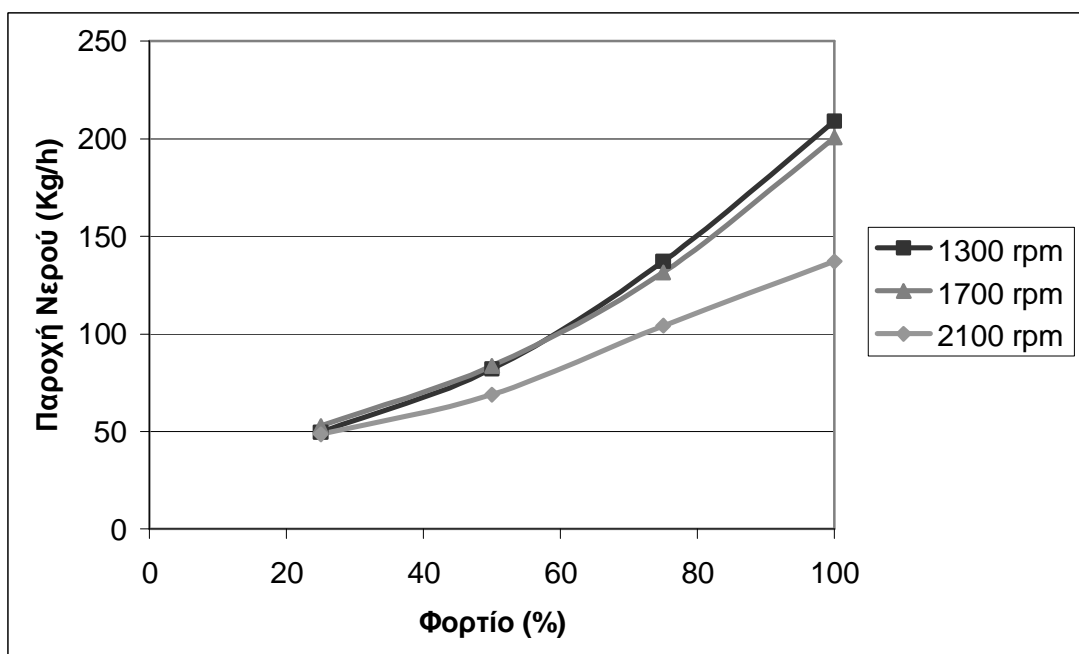
Πίνακας 3-2. Βέλτιστα σημεία λειτουργίας συστήματος

Φορτίο (%)	Στροφές (rpm)	Πίεση Εισόδου (bar)	Θερμοκρ. Εισόδου (°C)	Ισχύς (kW)	Παροχή μάζας (kg/h)	Βελτίωση Ισχύος (%)
100	1300	416.37	40.00	35.65	208.98	8.77
75	1300	411.55	40.00	23.24	137.10	7.64
50	1300	368.13	25.69	12.03	81.96	6.06
25	1300	343.21	17.57	6.43	49.62	6.47
100	1700	411.55	40.00	34.02	200.65	8.39
75	1700	387.43	34.04	20.97	131.60	7.02
50	1700	331.15	17.72	10.66	83.57	5.47
25	1700	315.07	12.99	6.04	52.88	6.18
100	2100	396.27	36.99	22.46	137.15	7.86
75	2100	355.27	23.92	14.79	104.22	6.99
50	2100	298.18	11.59	7.40	68.82	5.40
25	2100	271.65	7.21	4.22	48.61	6.16

Για καλύτερη απεικόνιση των αποτελεσμάτων παρουσιάζονται τα διαγράμματα των σχημάτων 3-3 και 3-4.

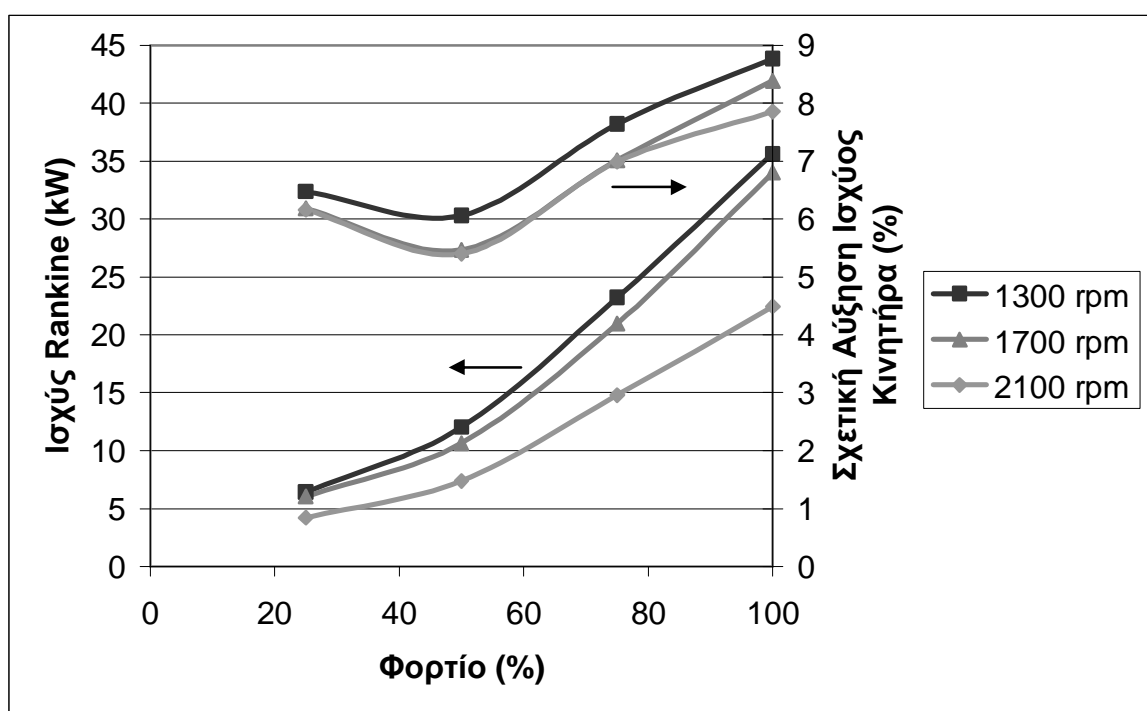


Σχήμα 3-3. Διάγραμμα πίεσης και θερμοκρασίας εισόδου στο στρόβιλο συναρτήσει του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα.



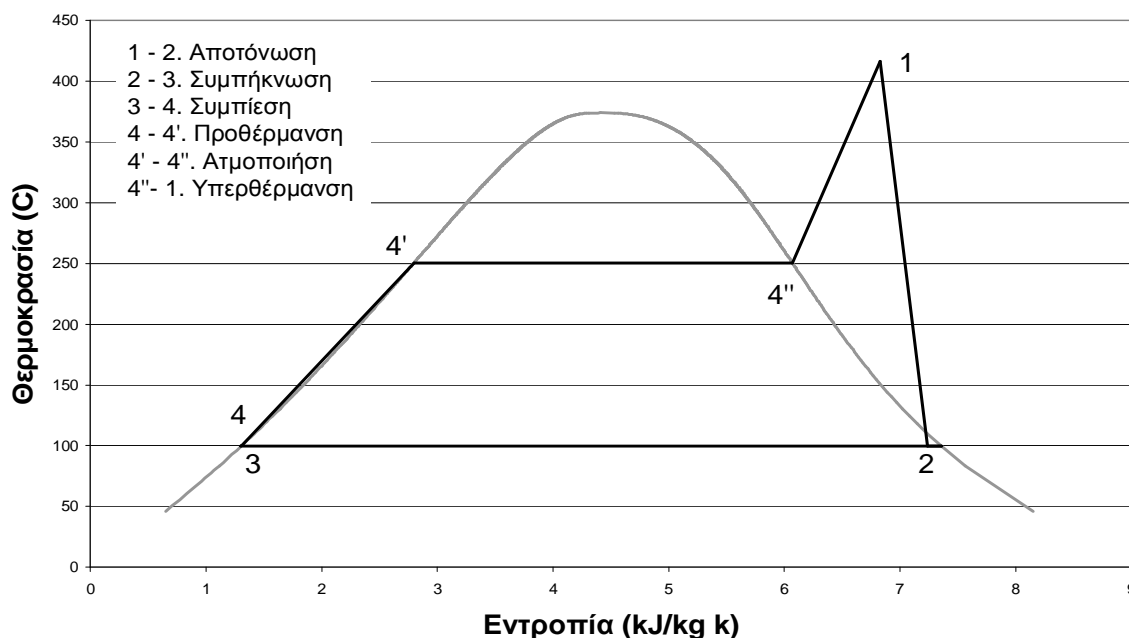
Σχήμα 3-4. Διάγραμμα παροχής νερού συναρτήσει του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα.

Το βέλτιστο σημείο λειτουργίας μετατοπίζεται προς μικρότερες θερμοκρασίες και πιέσεις όσο αυξάνει η ταχύτητα περιστροφής και μειώνεται το φορτίο. Αυτό οφείλεται στην πτώση της θερμοκρασίας εξόδου και τη μείωση της παροχής των καυσαερίων του κινητήρα. Επίσης, παρατηρείται μείωση της παροχής του νερού με τη μείωση του φορτίου του κινητήρα, ενώ μικρότερη εξάρτηση υπάρχει από την ταχύτητα περιστροφής. Η διακύμανση στην τιμή της παροχής του νερού είναι σημαντική, με σχετικό εύρος έως και 75% στα χαμηλά φορτία σε σχέση με το 100% του φορτίου. Στο διάγραμμα του σχήματος 3-5 δίνεται η μεταβολή της ισχύος που αποδίδει το σύστημα και η σχετική αύξηση της ισχύος του κινητήρα. Από το διάγραμμα παρατηρείται μείωση της αποδιδόμενης ισχύος από το σύστημα με μείωση του φορτίου και αύξηση της ταχύτητας περιστροφής. Η μέση αύξηση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα αναμένεται να είναι της τάξεως του 7%.



Σχήμα 3-5. Διάγραμμα ισχύος συστήματος Rankine και σχετική αύξηση της ισχύος του κινητήρα συναρτήσει του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα.

Τέλος δίνεται το διάγραμμα θερμοκρασίας – εντροπίας για τη λειτουργία του συστήματος σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα ίση με 1300 σαλ και στο 100% του φορτίου.



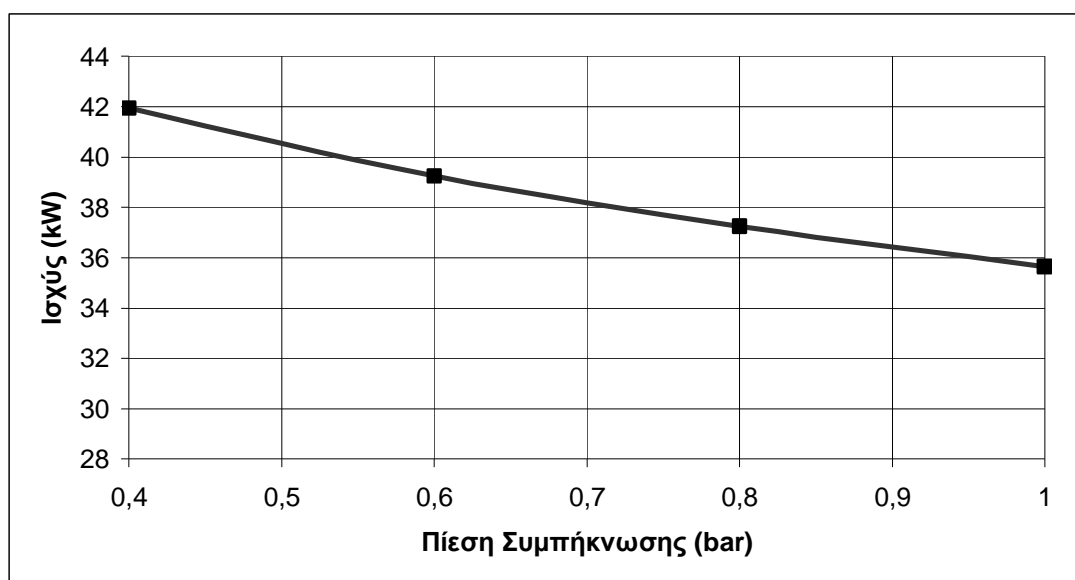
Σχήμα 3-6. Ο θερμοδυναμικός κύκλος σε διάγραμμα θερμοκρασίας – εντροπίας.

### 3.3 Παραμετρική Διερεύνηση

Για τη διερεύνηση της συμπεριφοράς του συστήματος και την ευαισθησία του στις διάφορες μεταβολές έγινε παραμετρική ανάλυση. Οι παράμετροι που εξετάστηκαν είναι η πίεση συμπύκνωσης, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου και η επιφάνεια του εναλλάκτη. Τα αποτελέσματα συγκρίνονται με αυτά του πίνακα 3-2.

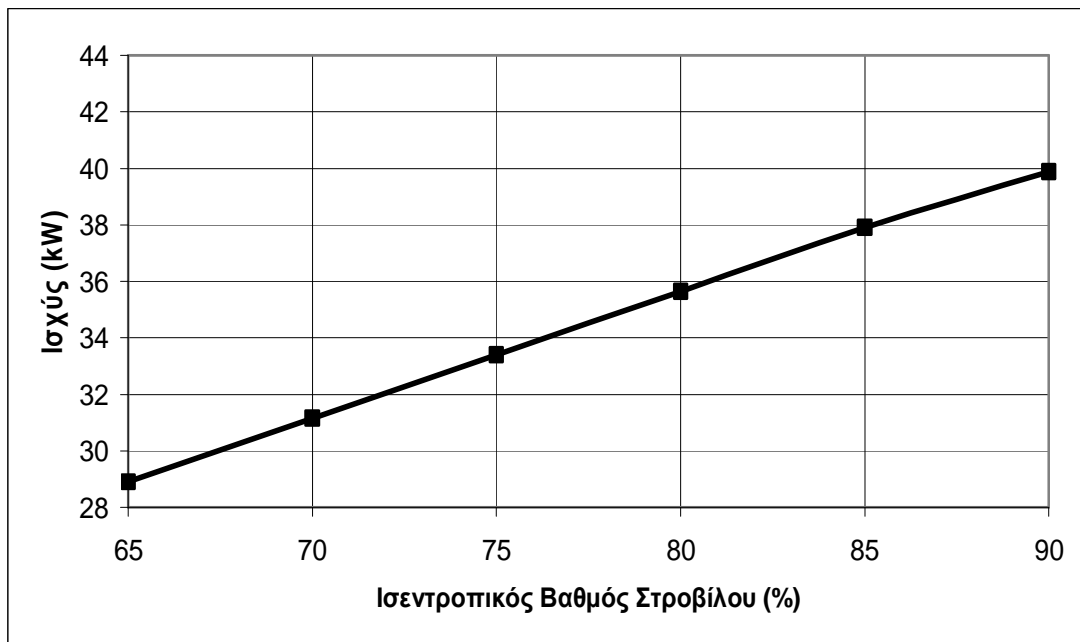
Η πίεση συμπυκνώσεως αρχικά θεωρήθηκε ίση με 1 bar, που αντιστοιχεί σε θερμοκρασία συμπύκνωσης ίση με 100 °C. Στη συνέχεια έγιναν δοκιμές για πιέσεις 0.8 , 0.6 και 0.4 bar. Οι πιέσεις αυτές αντιστοιχούν σε θερμοκρασίες συμπύκνωσης 93.5 , 86 και 76 °C αντίστοιχα. Μείωση της πίεσης συμπύκνωσης επιφέρει αύξηση της παραγόμενης ισχύος και αύξηση του βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine. Επίσης, όσον αφορά στα βέλτιστα σημεία εισόδου του στροβίλου, σχεδόν σε όλα παρατηρείται μια ελαφρά πτώση της βέλτιστης πίεσης, ενώ η βέλτιστη θερμοκρασία

παραμένει σχετικά σταθερή. Η παροχή του νερού δε μεταβάλλεται σημαντικά, αλλά το εύρος της, από μέγιστη σε ελάχιστη τιμή, περιορίζεται. Στο σχήμα 3-7 φαίνεται η μεταβολή της ισχύος εξόδου του συστήματος συναρτήσει της πίεσης συμπύκνωσης για τις 1300 σαλ και το 100% του φορτίου.



Σχήμα 3-7. Διάγραμμα μεταβολής της ισχύος εξόδου του συστήματος Rankine συναρτήσει της πίεσης συμπύκνωσης για 1300 σαλ και 100% του φορτίου.

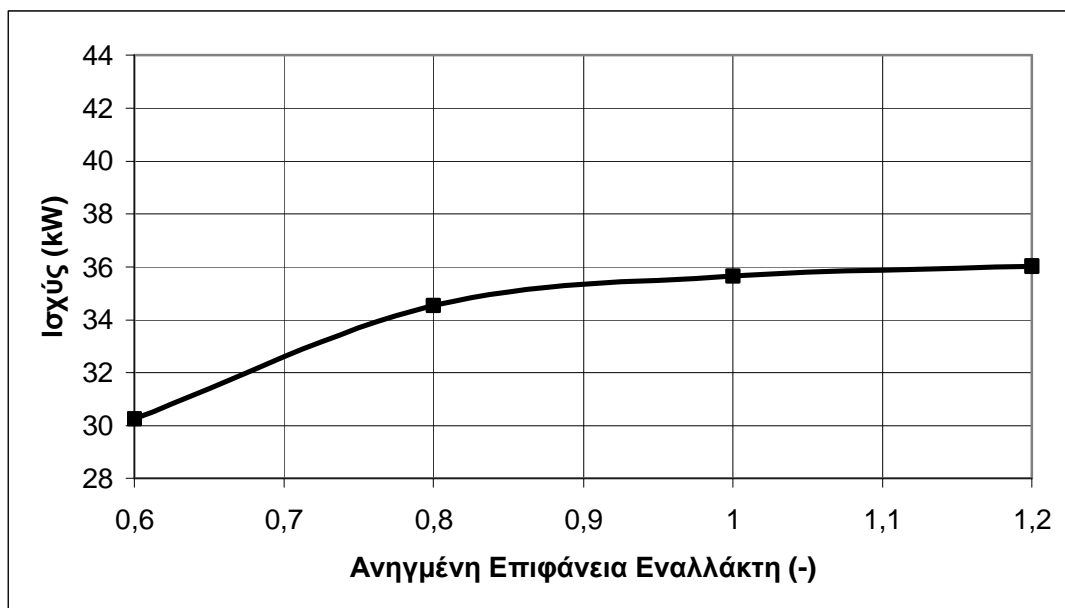
Ένα στοιχείο που επηρεάζει σημαντικά τη γενική απόδοση του συστήματος είναι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στρόβιλου. Προφανώς αύξηση του επιφέρει αύξηση της ισχύος εξόδου του συστήματος. Επιπλέον μειώνει την απορριπτόμενη θερμότητα συμπύκνωσης. Όσον αφορά στα βέλτιστα σημεία λειτουργίας, η αύξηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στρόβιλου μειώνει γενικά τη βέλτιστη πίεση λειτουργίας του συστήματος. Η θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο και η παροχή του νερού δεν μεταβάλλονται σημαντικά. Στο σχήμα 3-8 φαίνεται η μεταβολή της ισχύος εξόδου του συστήματος συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στρόβιλου. Οι τιμές αναφέρονται για ταχύτητα περιστροφής κινητήρα 1300 σαλ και σε 100% του φορτίου.



Σχήμα 3-8. Διάγραμμα μεταβολής της ισχύος εξόδου του συστήματος Rankine συναρτήσει της βαθμού απόδοσης του στροβίλου για 1300 σαλ και 100% του φορτίου.

Τέλος, εξετάζονται οι επιπτώσεις που έχει στο σύστημα το μέγεθος του εναλλάκτη θερμότητας του καυσαερίου. Μεγαλύτερος εναλλάκτης απορροφά μεγαλύτερα ποσά θερμότητας από τα καυσαέρια και έτσι έχουμε μεγαλύτερο ποσό ενέργειας διαθέσιμο για την παραγωγή ισχύος. Η αύξηση του ποσού της απορροφώμενης θερμότητας αντικατοπτρίζεται σαν αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου του νερού από τον εναλλάκτη. Επομένως, η αύξηση ή μείωση του μεγέθους του εναλλάκτη επιφέρει αύξηση ή μείωση αντίστοιχα στη βέλτιστη θερμοκρασία εισόδου του υπέρθερμου ατμού στο στρόβιλο. Οι βέλτιστες πιέσεις δε μεταβάλλονται σημαντικά, ενώ υπάρχει μια μικρή τάση προς αύξηση τους στα χαμηλά φορτία. Στο επόμενο διάγραμμα φαίνεται η επίδραση του μεγέθους του εναλλάκτη στην ισχύ εξόδου. Τα δεδομένα αναφέρονται για ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα ίση με 1300 σαλ και σε 100% του φορτίου.





Σχήμα 3-9. Διάγραμμα μεταβολής της ισχύος εξόδου του συστήματος Rankine συναρτήσει της σχετικής επιφάνειας εναλλάκτη για 1300 σαλ και 100% του φορτίου.

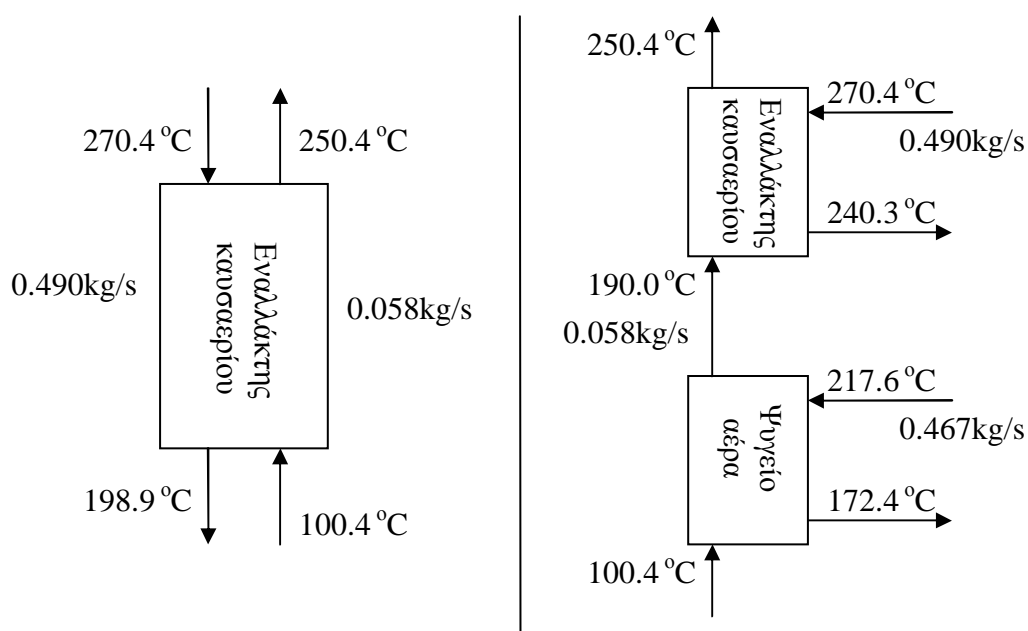
### 3.4 Παράλληλη Χρήση Θερμότητας από το Ψυγείο του Αέρα

Ο κινητήρας Diesel της εφαρμογής αυτής είναι υπερπληρωμένος με υψηλή πίεση. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα μεγάλη αύξηση της θερμοκρασίας του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή, κάνοντας απαραίτητη τη χρήση ενδιάμεσου ψυγείου (intercooler). Στα υψηλά φορτία του κινητήρα, όπου έχουμε υψηλή πίεση υπερπλήρωσης, η θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή ανέρχεται στους 217 °C.

Είναι δυνατόν να εκμεταλλευτούμε το ποσό αυτής της θερμότητας με έναν ακόμα εναλλάκτη, ο οποίος θα προηγείται του εναλλάκτη καυσαερίου. Ο πρόσθετος εναλλάκτης θα παρεμβάλλεται μεταξύ της τροφοδοτικής αντλίας και του εναλλάκτη του καυσαερίου και θα γίνεται σε αυτόν μια αρχική προθέρμανση του νερού.

Για να αξιολογήσουμε την υπόθεση αυτή γίνονται κάποιοι αρχικοί υπολογισμοί. Θεωρούμε ως σημείο σχεδίασης αυτό με ταχύτητα περιστροφής ίση με 1300 σαλ στο πλήρες φορτίο. Για τον προθερμαντή καυσαερίου του νερού έχει προκύψει από του υπολογισμούς μια τιμή του γινομένου  $UA=0.782 \text{ kW/ } ^\circ\text{C}$ . Θεωρούμε ότι οι συνθήκες εξόδου και η παροχή του νερού παραμένουν αμετάβλητες. Επιπλέον θεωρούμε ότι η θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον εναλλάκτη αέρα θα

είναι κατά περίπου 20 °C μικρότερη από τη θερμοκρασία εισόδου του αέρα (pinch point). Οι εναλλάκτες βρίσκονται συνδεδεμένοι σε σειρά. Κάνοντας τους υπολογισμούς προκύπτει για τον εναλλάκτη αέρα το γινόμενο  $UA_{int}=0.485 \text{ kW/ } ^\circ\text{C}$  ενώ για τον προθερμαντή καυσαερίου του νερού  $UA_{pr}=0.492 \text{ kW/ } ^\circ\text{C}$ . Το ποσό της θερμότητας που απαιτείται για τη προθέρμανση του νερού ισούται με 38.51 kW. Στην πρώτη περίπτωση παρέχεται εξ ολοκλήρου από τον προθερμαντή καυσαερίου, ενώ στη δεύτερη περίπτωση τα 16.22 kW συναλλάσσονται στο προθερμαντή του καυσαερίου και τα υπόλοιπα 22.29 kW στον εναλλάκτη του αέρα. Τα στοιχεία των δύο ρευμάτων και στις δύο περιπτώσεις φαίνονται στο σχήμα 3-10.



Σχήμα 3-10. Θερμοκρασίες των δύο ρευμάτων στην είσοδο και την έξοδο του προθερμαντή με και χωρίς υγρόψυκτο ψυγείο αέρα

Από τα ανωτέρω συμπεραίνουμε ότι η χρήση του εναλλάκτη αέρα επιφέρει μείωση της τάξεως του 37.1% στην απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής του προθερμαντή. Η μείωση αυτή είναι σημαντική τόσο για τον όγκο που καταλαμβάνει ο εναλλάκτης όσο και για το βάρος του. Τοποθετείται, όμως, ένας ακόμα εναλλάκτης αυξάνοντας την πολυπλοκότητα του συστήματος. Επίσης η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το πρώτο εναλλάκτη, ίση με 172.4°C, είναι αρκετά υψηλή για την εισαγωγή του αέρα στους κυλίνδρους του κινητήρα και απαιτείται στη συνέχεια επιπλέον ψύξη του. Δηλαδή δεν καταργείται το κλασσικό ψυγείο αέρα (intercooler), αλλά επιτυγχάνεται μείωση του μεγέθους του. Τέλος, από θερμοδυναμικής πλευράς η

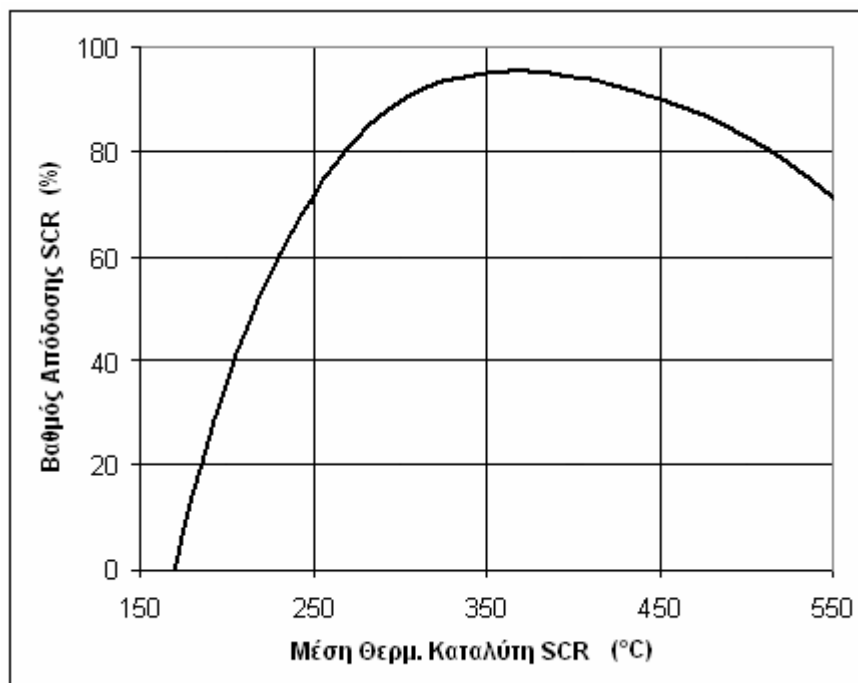
ανάκτηση θερμότητας από τα καυσαέρια μειώνεται στην περίπτωση αυτή, μιας και η θερμοκρασία απόρριψής τους στο περιβάλλον αυξάνει.

Μία άλλη πιθανή λύση θα ήταν η αντικατάσταση του αερόψυκτου ψυγείου του αέρα από ένα υγρόψυκτο. Το υγρόψυκτο όμως απαιτεί μεγαλύτερη παροχή μάζας για το νερό ώστε να λειτουργεί ικανοποιητικά, ενώ το νερό στην είσοδό του θα πρέπει να έχει μικρότερη θερμοκρασία. Για να πετύχουμε θερμοκρασία εξόδου του αέρα της τάξης των 70 °C, το νερό στην είσοδό του θα πρέπει να έχει θερμοκρασία της τάξης των 50 °C. Αυτό είναι εφικτό μόνο εάν μειώσουμε την πίεση συμπίκνωσης στα 0.1 bar περίπου. Επίσης, μόνο ένα μέρος της μάζας του νερού που κυκλοφορεί στο υγρόψυκτο ψυγείο του αέρα θα εισέρχεται στον εναλλάκτη καυσαερίου, ενώ το υπόλοιπο θα ψύχεται και θα επιστρέφει στο ψυγείο του αέρα. Το σύστημα αυτό είναι πολύπλοκο και δεν επηρεάζει σημαντικά τον αριθμό ή το μέγεθος των εναλλακτών θερμότητας, όμως είναι καταλληλότερο εάν μειωθεί η πίεση συμπίκνωσης του κύκλου Rankine.

## 4 Σύστημα Αποθήκευσης Θερμότητας σε Κινητήρα Diesel

### 4.1 Θερμική Διαχείριση του Καυσαερίου

Οι σύγχρονοι κινητήρες έχουν εφοδιαστεί με συστήματα περιστολής ρύπων που κατακρατούν τους βλαβερούς ρύπους. Είναι εφοδιασμένοι με παγίδα αιθάλης, για την κατακράτηση των αιρούμενων σωματιδίων και με καταλύτη SCR (Selective Catalytic Reduction, εκλεκτικής καταλυτικής αναγωγής) για τη μείωση της ποσότητας των NOx στα καυσαέρια. Ο καταλύτης SCR, όμως, λειτουργεί με ικανοποιητική απόδοση σε περιορισμένο εύρος θερμοκρασιών του καυσαερίου. Η καμπύλη απόδοσής του συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου των καυσαερίων δίνεται στο σχήμα 4-1. Όπως φαίνεται από το διάγραμμα λειτουργεί ικανοποιητικά για θερμοκρασία καυσαερίου από 275 °C έως 385 °C.



Σχήμα 4-1. Βαθμός απόδοσης καταλύτη SCR συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου του καυσαερίου.

Εάν ο καταλύτης SCR τοποθετηθεί μετά τον ατμοποιητή του συστήματος Rankine και πριν τον υπερθερμαντή μπορούμε να ρυθμίσουμε τη θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων σε αυτόν. Επειδή τα καυσαέρια έχουν θερμοκρασία υψηλότερη από αυτήν που απαιτεί ο καταλύτης, ο υπερθερμαντής θα τα ψύχει φέρνοντας τα στα επιθυμητά θερμοκρασιακά επίπεδα. Για να είναι αυτό εφικτό μπορεί σε μερικές περιπτώσεις το σημείο λειτουργίας του συστήματος Rankine να διαφέρει από αυτό που έχουμε υπολογίσει ως βέλτιστο.

Υπάρχουν και περιπτώσεις που απαιτείται θέρμανση του καυσαερίου για να λειτουργεί ικανοποιητικά ο καταλύτης SCR. Μία περίπτωση είναι κατά την εκκίνηση του κινητήρα οπότε τα καυσαέρια είναι κρύα ή κατά τη λειτουργία του σε χαμηλό φορτίο. Στις περιπτώσεις αυτές μπορούμε να αποθηκεύσουμε θερμότητα κατά την κανονική λειτουργία του κινητήρα και να τη χρησιμοποιήσουμε όταν αυτό είναι αναγκαίο. Μία πιθανή λύση είναι να αποθηκεύσουμε αυτή τη θερμότητα στο νερό του κύκλου Rankine και όταν είναι αναγκαίο να την αποδώσουμε στο καυσαέριο μέσω του υπερθερμαντή. Όπως εξηγείται στη συνέχεια μια τέτοια λύση παρουσιάζει προβλήματα, οπότε προτείνουμε τη χρησιμοποίηση μίας εναλλακτικής συσκευής.

## ***4.2 Γενική Περιγραφή του Συστήματος Αποθήκευσης Θερμότητας***

Στη συνέχεια περιγράφεται ένα σύστημα αποθήκευσης θερμότητας, για εγκατάσταση σε κινητήρα βαρέως οχήματος με σκοπό την αναθέρμανση των καυσαερίων. Η βασική ιδέα είναι η θερμότητα να αποθηκεύεται σε κάποιο κατάλληλο υλικό υπό μορφή λανθάνουσας θερμότητας και να αποδίδεται όταν αυτό είναι επιθυμητό. Η λειτουργία του προορίζεται για τη θέρμανση του καυσαερίου κατά την κρύα εκκίνηση του κινητήρα. Μια πιθανή λύση θα ήταν η αποθήκευση θερμότητας στο εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine, δηλαδή το νερό, και η χρήση του υπερθερμαντή του συστήματος, σαν εναλλάκτη θέρμανσης του καυσαερίου. Ένα τέτοιο εγχείρημα παρουσιάζει αρκετές δυσκολίες: το νερό πρέπει να βρίσκεται σε υψηλή θερμοκρασία τόσο για να είναι δυνατή η μεταφορά θερμότητας προς το καυσαέριο όσο και για να μειώσουμε την ποσότητα του νερού που χρειάζεται να

αποθηκεύσουμε. Η αποθήκευση του νερού στην υψηλή αυτή θερμοκρασία απαιτεί υψηλές πιέσεις οι οποίες είναι μεγαλύτερες των 150bar.

Η θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου από την συσκευή πρέπει να είναι μεγαλύτερη των 275 °C, για να λειτουργεί ικανοποιητικά ο καταλύτης SCR, ενώ η είσοδος γίνεται σε ένα πεδίο από 70 – 260 °C. Επομένως για να είναι δυνατή η μεταφορά θερμότητας από το υλικό αποθήκευσης στο καυσαέριο πρέπει το σημείο τήξης του να είναι από 300 °C έως 400 °C. Το υλικό αυτό μπορεί να είναι μεταλλικό κράμα ή κάποιο άλας. Επιθυμητές ιδιότητες είναι η μεγάλη ειδική λανθάνουσα θερμότητα τήξης και υψηλή πυκνότητα για να αποθηκεύεται όσο το δυνατόν μεγαλύτερο ποσό θερμότητας σε μικρότερη μάζα και όγκο. Επίσης μεγάλη τιμή θερμικής αγωγιμότητας ευνοεί τη μεταφορά θερμότητας από και προς το υλικό. Τα μεταλλικά κράματα υπερτερούν στον τομέα αυτό έναντι των αλάτων. Για την αύξηση της μεταφοράς θερμότητας στα άλατα μπορεί να εισαχθεί στο άλας κάποιο πλέγμα από υλικό μεγάλης θερμικής αγωγιμότητας (πχ ίνες γραφίτη). Τέλος, το υλικό δεν πρέπει να είναι διαβρωτικό και τοξικό.

Υποψήφια υλικά για την εφαρμογή [18,26] αυτή δίνονται στον πίνακα 4-1 μαζί με τη θερμοκρασία τήξης τους και τη λανθάνουσα θερμότητα τήξης. Τα μεταλλικά κράματα επειδή δεν είναι καθαρές ουσίες, η αλλαγή φάσης από στερεό σε υγρό δεν είναι ισοθερμοκρασιακή. Στον πίνακα 4-1 δίνονται τα θερμοκρασιακά όρια μέσα στα οποία πραγματοποιείται η αλλαγή φάσης των κραμάτων.

Πίνακας 4-1. Υποψήφια υλικά για αποθήκευσης θερμότητας

Υλικό	Σημείο Τήξης (°C)	Λανθάνουσα Θερμότητα (kJ/kg)
<b>Μέταλλα και Μεταλλικά κράματα</b>		
Κάδμιο ( Cd)	321,0	55,3
Μόλυβδος (Pd)	327,5	24,1
Zamak 5 Alloy (Zn 95% - Al 4% - Cu 1%)	380,0-390,0	110,0
Williams Lead Alloy WS309	309	-
Indalloy® 169	310,0-322,0	-
<b>Άλατα</b>		
MgH <sub>2</sub>	327,0	531,9
FeCl <sub>3</sub>	304,0	265,7
NaBrO <sub>3</sub>	381,0	182,3
NaOH	323,0	165,0
NaNO <sub>3</sub>	307,0	176,5

Στη συγκεκριμένη εφαρμογή χρησιμοποιήθηκε το μεταλλικό κράμα Zamak 5, γιατί έχει τη μεγαλύτερη λανθάνουσα θερμότητα από τα μεταλλικά υλικά, είναι μη τοξικό και διακινείται ευρέως στο εμπόριο. Επιπλέον έχει μεγάλη πυκνότητα, γεγονός που μειώνει το μέγεθος της όλης διάταξης. Η μη επιλογή κάποιου άλατος οφείλεται στο ότι η μεταφορά θερμότητας από αυτά είναι δυσχερέστερη και ορισμένα από αυτά είναι τοξικά ή διαβρωτικά. Δύο διατάξεις εξετάστηκαν: Η πρώτη είναι βασισμένη στους εναλλάκτες shell & tube (κέλυφους – δέσμης σωλήνων) με το υλικό αποθήκευσης θερμότητας να βρίσκεται εντός των σωλήνων του εναλλάκτη, ενώ η δεύτερη σε μια διάταξη που το υλικό περιβάλλει του σωλήνες και στο εσωτερικό τους κυκλοφορεί το καυσαέριο.

Για τον υπολογισμό του απαιτούμενου ποσού θερμότητας και το ρυθμό με τον οποίο πρέπει αυτό να αποδίδεται, χρησιμοποιήθηκαν τα δεδομένα του πίνακα 4-2. Τα δεδομένα έχουν προκύψει από υπολογισμούς που αφορούν τη θερμοκρασία και την παροχή του καυσαερίου κατά την εκκίνηση του κινητήρα. Η απαιτούμενη θερμική ισχύς είναι η μέση του αντίστοιχου χρονικού διαστήματος και έχει υπολογιστεί για θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου ίση με 275 °C.

Πίνακας 4-2. Δεδομένα λειτουργίας κινητήρα κατά την εκκίνησή του

Χρόνος (sec)	Θερμοκρασία καυσαερίου (°C)	Παροχή μάζας (Kg/sec)	Απαιτούμενη θερμική ισχύς (W)	Απαιτούμενη θερμότητα (kJ)
0	25	0.0529	14054.4	2108.16
150	70	0.0805	17591.3	2638.70
300	140	0.0863	12507.4	1876.10
450	160	0.1136	14055.5	2108.33
600	235	0.1111	4818.7	722.81
750	260	0.1276	2080.8	312.12
900	270	0.0806	438.7	65.80
1050	285	0.1363	0.0	0.00
1200	270	0.0984	535.8	80.36
1350	325	0.1517	0.0	0.0
1500	385	0.1770	0.0	0.0
<b>Άθροισμα :</b>				9912.39

#### 4.2.1 Διάταξη 1<sup>η</sup> Συσκευής Αποθήκευσης Θερμότητας - Τύπου Εναλλάκτη Shell & Tube.

Η διάταξη αυτή αποτελείται από εναλλάκτη shell & tube, που στο εσωτερικό των σωλήνων υπάρχει το υλικό αποθήκευσης θερμότητας, στην περίπτωση μας το Zamak 5. Το καυσαέριο κυκλοφορεί μεταξύ του κελύφους και των σωλήνων του εναλλάκτη. Για τη μοντελοποίηση του συστήματος χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος Delaware [19,20], που έχει αναπτυχθεί για τη μοντελοποίηση τέτοιου είδους εναλλακτών. Θεωρούμε ότι υπάρχει συναγωγή θερμότητας από την πλευρά του καυσαερίου, ενώ από την πλευρά του υλικού μόνο αγωγή. Η στερεοποίησή του γίνεται σε σταθερή θερμοκρασία η οποία ταυτίζεται με τη θερμοκρασία των σωλήνων. Η παραδοχή αυτή οφείλεται στο ότι το Zamak 5 έχει μεγάλη θερμική αγωγιμότητα. Επίσης η θεωρία του Neumann για τη στερεοποίηση υλικού εντός κυλινδρικού αγωγού, δίνει πολύ μικρή πτώση της θερμοκρασίας στα άκρα του αγωγού λόγω του στερεοποιημένου υλικού που συσσωρεύεται στην εσωτερική επιφάνεια. Στον πίνακα που ακολουθεί φαίνονται οι ιδιότητες του κράματος Zamak 5.

Πίνακας 4-3. Ιδιότητες κράματος Zamak 5

Πυκνότητα (kg/m <sup>3</sup> )	Σημείο τήξης (°C)	Ειδική θερμοχωρη- τητα (j/kgK)	Θερμική αγωγιμότητα (w/mK)	Θερμοκρασιακή αγωγιμότητα (m <sup>2</sup> /sec)	Λανθάνουσα θερμότητα (kJ/kg)
6760.0	380.0	420.0	109.0	3.84·10 <sup>-5</sup>	110.0

Ως σημείο σχεδίασης του εναλλάκτη επιλέχθηκε αυτό που αντιστοιχεί σε χρόνο 150 sec γιατί έχει τη μεγαλύτερη απαίτηση θερμικής ισχύος. Η θερμική ισχύς που απαιτείται είναι 17591.3 W και η συνολική θερμότητα που πρέπει να αποθηκευτεί είναι 9912.39 kJ. Από το ποσό της θερμότητας λαμβάνουμε  $m = \frac{Q}{H_m} = 90.11$  kg, όπου  $H_m$  είναι η λανθάνουσα θερμότητα τήξης. Η διαστασιολόγηση και το είδος της διάταξης πραγματοποιήθηκε με δοκιμές. Μετά τον



υπολογισμό στο σημείο σχεδίασης ελέγχθηκε η συσκευή ως προς την λειτουργία της και εκτός σημείου σχεδίασης. Επειδή το σημείο σχεδίασης είναι το δυσχερέστερο από άποψη μεταφοράς θερμότητας στα υπόλοιπα σημεία η έξοδος του καυσαερίου είναι μεγαλύτερη των 275 °C και η θερμική ισχύς που απορροφάται υψηλότερη. Οπότε το ποσό θερμότητας που πρέπει να αποθηκευτεί είναι μεγαλύτερο από το αρχικά εκτιμώμενο. Οι υπολογισμοί επαναλήφθηκαν για το νέο συνολικό ποσό θερμότητας έως ότου υπάρξει σύγκλιση. Τα τελικά αποτελέσματα έδειξαν ότι το συνολικό ποσό του χρειάζεται να αποθηκευτεί είναι σχεδόν 1.6 φορές υψηλότερο από αυτό που εκτιμήσαμε αρχικά. Όπως θα αναφερθεί παρακάτω είναι δυνατόν ένα μέρος της θερμότητας αυτής να αποθηκευτεί και ως αισθητή. Αν αναλογισθούμε ότι το βάρος της συσκευής είναι ανάλογο του ποσού θερμότητας που αποθηκεύει, αυτό σημαίνει και ανάλογη αύξηση του βάρους της. Λύση στο πρόβλημα θα μπορούσε να δοθεί με τον έλεγχο της παροχής μάζας που διέρχεται από τη συσκευή, δηλαδή μέρος της να εισέρχεται σε αυτή, ενώ η υπόλοιπη παροχή να τη παρακάμπτει. Στη συνέχεια οι δύο παροχές θα πρέπει να αναμειγνύονται αδιαβατικά αποκτώντας τελικά την επιθυμητή θερμοκρασία εξόδου.

Για τον εναλλάκτη που υπολογίστηκε έχουμε τα κάτωθι χαρακτηριστικά: Τα χαρακτηριστικά του καυσαερίου αναφέρονται στο σημείο σχεδίασης και για τη διάμετρο σωλήνων έχει υπολογιστεί πάχος τοιχώματος ίσο με 1mm. Στους υπολογισμούς έχει ληφθεί υπόψιν η αύξηση του όγκου του υλικού κατά την αλλαγή φάσης ίση με 3%. Ως υλικό των σωλήνων δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί ο χαλκός διότι αυτός θα διαλυόταν στο υγρό τήγμα. Για το λόγο αυτό προτείνεται η χρήση χαλύβδινων σωλήνων.

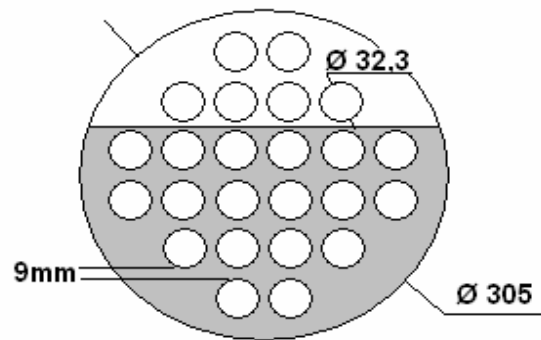
Πίνακας 4-4. Διαστάσεις συσκευής αποθήκευσης θερμότητας

Διάμετρος Σωλήνων (mm)	Διάμετρος Κελύφους (m)	Μήκος Κελύφους (m)	Αριθμός Σωλήνων	Επιφάνεια (m <sup>2</sup> )	ΔΤ Καυσαερίου (°C)	Παροχή Μάζας (Kg/sec)
32.3	0.305	1.04	24	2.533	70 - 275	0.0805

Αποθηκευμένη θερμότητα (kJ)	Θερμική ισχύς (w)	Μάζα υλικού (kg)	Όγκος υλικού (m <sup>3</sup> )
13000	17591.3	118.18	0.018

Η διάταξη των σωλήνων είναι τετραγωνική και μη μετατοπισμένη με ενδιάμεσο διάκενο στα 9mm, ενώ ο εναλλάκτης περιλαμβάνει δύο ενδιάμεσα χωρίσματα ύψους 0.2 m.

Για τον υπολογισμό της μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη δίνονται τα παρακάτω στοιχεία:



Σχήμα 4-2. Διάταξη συσκευής Shell & Tube

Επιφάνεια μεταξύ διαχωριστικών για τον υπολογισμό της ροής στο κέντρο του εναλλάκτη κάθετα στους σωλήνες  $S_m = 0.233 \text{ m}^2$ .

Αδιάστατος Αριθμός Reynolds  $Re = 5557$

Αδιάστατο Αριθμός Nusselt  $Nu = 54.1$

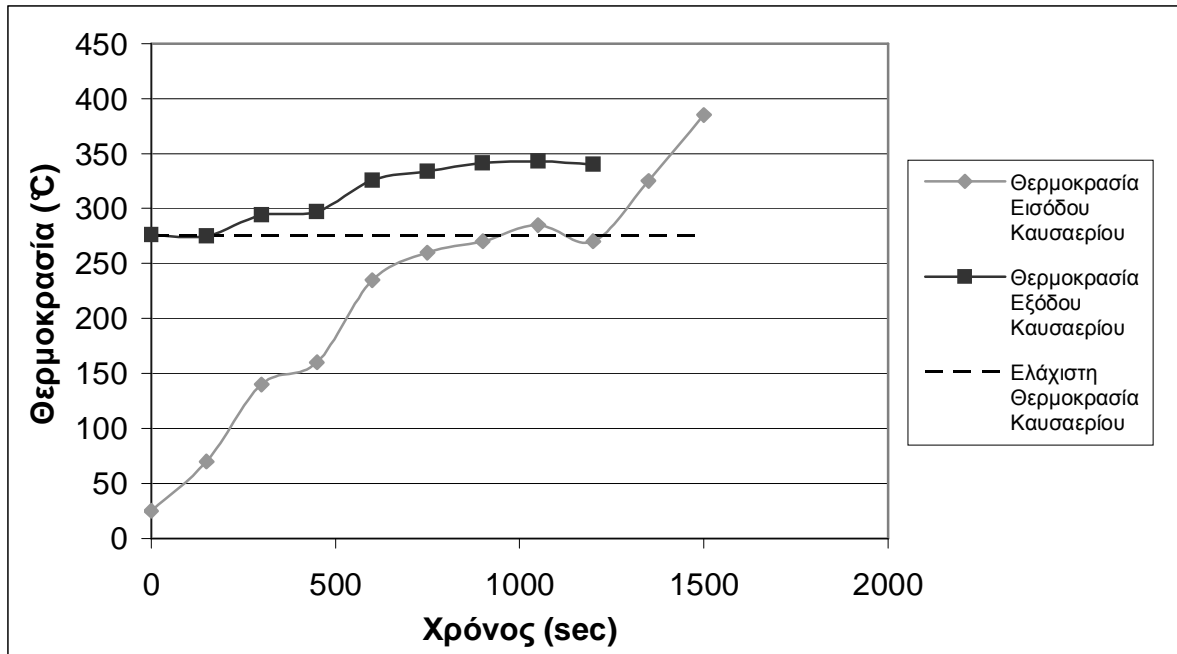
Ο αριθμός Nusselt υπολογίστηκε από την εμπειρική σχέση του Zhukauskas και επαληθεύτηκε από πίνακες με παρεμβολή του συντελεστή Colburn  $j$  συναρτήσει του αριθμού Reynolds.

Ειδική συναγωγιμότητα  $h = 42.06 \text{ w/m}^2\text{K}$

Θερμική αντίσταση μεταξύ καυσαερίου και υλικού  $R = 3.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2\text{K/w}$

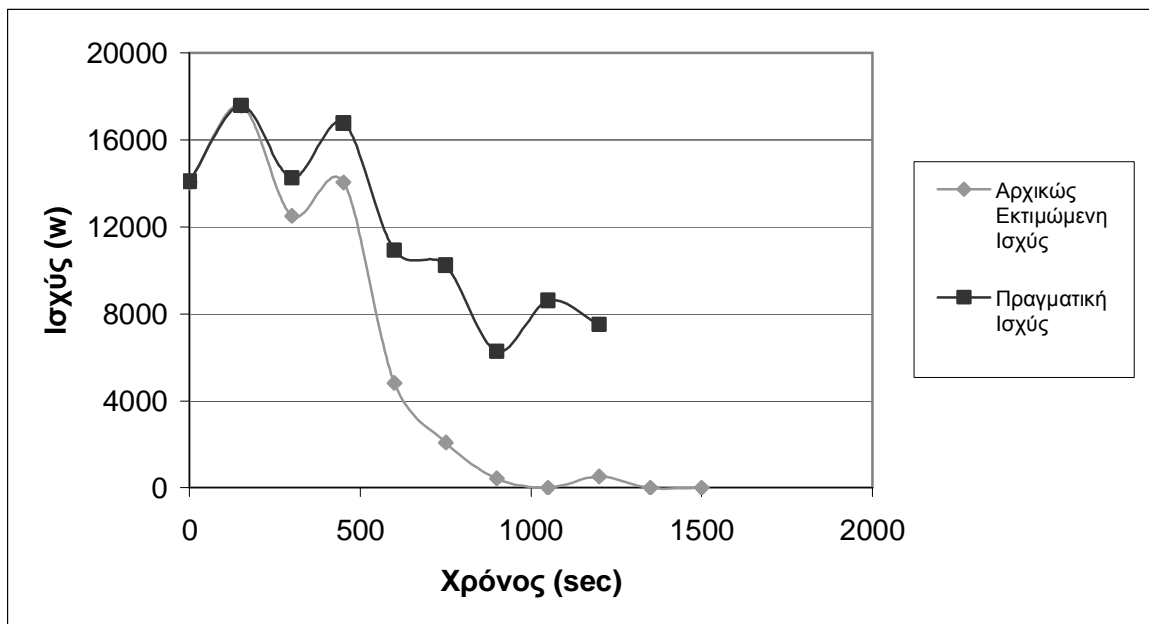
Για τον υπολογισμό της ειδικής συναγωγιμότητας έχουν βρεθεί από διαγράμματα οι συντελεστές διόρθωσης λόγω μη ιδανικής ροής στο εσωτερικό του κελύφους.

Στους υπολογισμούς που έχουν γίνει το συνολικό ποσό θερμότητας που απαιτείται ανέρχεται στα 15945 kJ, ενώ στα παραπάνω χαρακτηριστικά της συσκευής δίνεται αποθηκευμένο ποσό θερμότητας ίσο με 13000 kJ. Το πόσο των 13000 kJ αναφέρεται μόνο στο ποσό που έχει αποθηκευτεί ως λανθάνουσα θερμότητα, και εκτιμάται ότι το έλλειμμα των 2945 kJ καλύπτεται επαρκώς από την αποθηκευμένη αισθητή θερμότητα στο υλικό. Το παραπάνω πόσο αντιστοιχεί σε μία θερμοκρασιακή πτώση της τάξης των 58.6 °C. Η μεταβολή της θερμοκρασίας συναρτήσει του χρόνου παρουσιάζεται στο σχήμα 4-3.

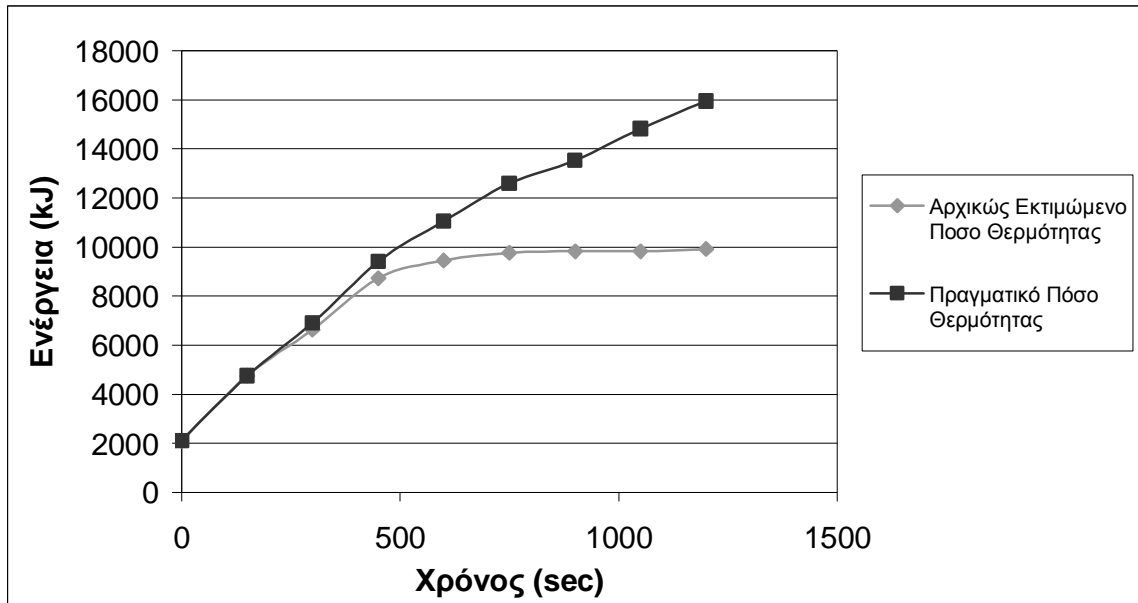


Σχήμα 4-3. Μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου και εξόδου από την συσκευή συναρτήσει του χρόνου.

Η μεταβολή της θερμικής ισχύος συναρτήσει του χρόνου δίνεται στο σχήμα 4-4. Η μία καμπύλη αντιπροσωπεύει την ισχύ που έχει υπολογίσει για σταθερή θερμοκρασία εξόδου, ενώ η άλλη αυτή που προκύπτει από του υπολογισμούς (πραγματική). Επίσης φαίνεται το ποσό της συνολικής θερμότητας που απορροφά το καυσαέριο συναρτήσει του χρόνου.

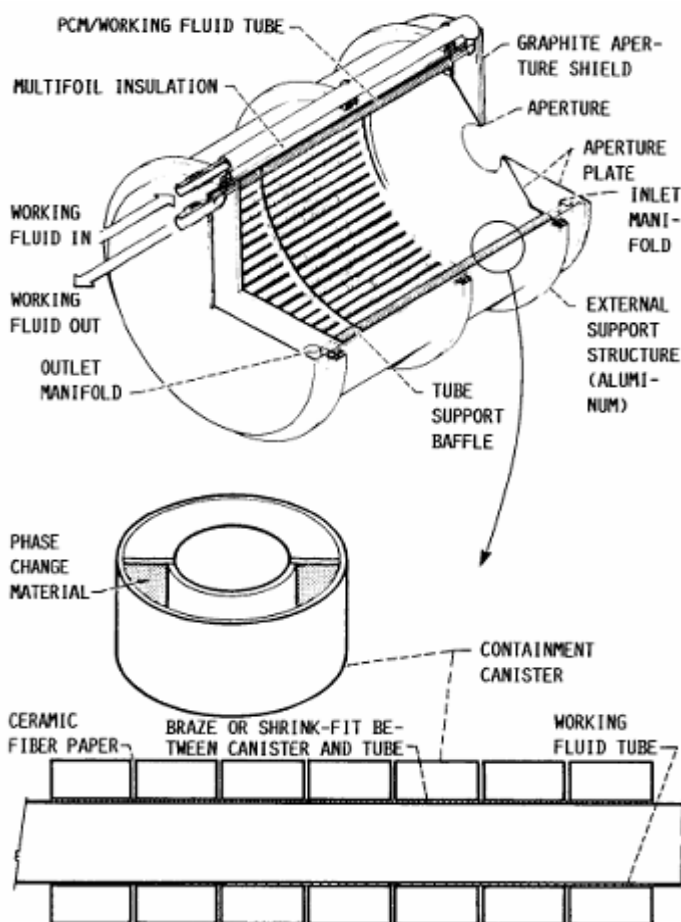


Σχήμα 4-4. Μεταβολή της ισχύος συναρτήσει του χρόνου



Σχήμα 4-5. Συνολικό ποσό θερμότητας που προσδίδεται στο καυσαέριο συναρτήσει του χρόνου

#### 4.2.2 Συσκευή Αποθήκευσης Θερμότητας Διάταξη 2<sup>η</sup>.



Σχήμα 4-6. Διάταξη αποθήκευσης θερμότητας

Στη δεύτερη διάταξη το καυσαέριο ρέει μέσα στους σωλήνες ενώ το υλικό αποθήκευσης θερμότητας τους περιβάλλει. Η διάταξη αυτή, που παρουσιάζεται στο σχήμα 4-6, έχει δοκιμαστεί από την NASA για αποθήκευση θερμικής ενέργειας και χρήση σε διαστημικές εφαρμογές [21]. Το υλικό που ρέει εντός των σωλήνων είναι το προς θέρμανση αέριο, ενώ το μέσο αποθήκευσης θερμότητας περιβάλλει τους αγωγούς και περιέχεται στους μεταλλικούς

δακτυλίου. Για τη θέρμανση του υλικού αποθήκευσης χρησιμοποιείται ηλιακή ενέργεια που συλλέγεται από ένα κάτοπτρο. Στην εφαρμογή που μας ενδιαφέρει, η θέρμανση του υλικού πραγματοποιείται από το ίδιο το καυσαέριο κατά την κανονική λειτουργία του κινητήρα, οπότε το δοχείο στη περίπτωση μας είναι κλειστό και καλά μονωμένο.

Οι παραδοχές είναι ίδιες με αυτές που έχουν αναφερθεί στη προηγούμενη διάταξη, δηλαδή συναγωγή θερμότητας από το καυσαέριο και αγωγή στο υλικό. Το τοίχωμα του σωλήνα θεωρείται σταθερής θερμοκρασίας ίσης με το σημείο τήξης του υλικού. Η σχεδίαση της διάταξης πραγματοποιήθηκε στο ίδιο σημείο με της προηγούμενης περίπτωσης. Στη συνέχεια διενεργήθηκε εκτίμηση της λειτουργίας εκτός του σημείου σχεδίασης. Υπήρξε, στη συγκεκριμένη περίπτωση επίσης, διαφορά μεταξύ του πόσου της θερμότητας που εκτιμήσαμε αρχικά και αυτού που τελικά προέκυψε. Συγκεκριμένα απαιτούνται 16565 kJ θερμότητας. Επειδή η τάξη μεγέθους είναι ίδια όπως και προηγουμένως, το πόσο της θερμότητας που αποθηκεύεται ως λανθάνουσα καθορίστηκε στα 13000 kJ.

Για τον υπολογισμό της συναγωγιμότητας του αερίου προς τον αγωγό χρησιμοποιήθηκαν οι ακόλουθες σχέσεις:

Για μεταβατική ροή ( $2300 < Re < 10000$ )

$$Nu = 0.166(Re^{2/3} - 125)Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \left[ 1 + \left( \frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (4.1)$$

Για τυρβώδη ροή ( $Re > 10000$ )

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (4.2)$$

όπου  $\mu_s$  η συνεκτικότητα του ρευστού στην θερμοκρασία του τοιχώματος του αγωγού.

Ο διαστάσεις του συστήματος δίνονται στον πίνακα 4-5:

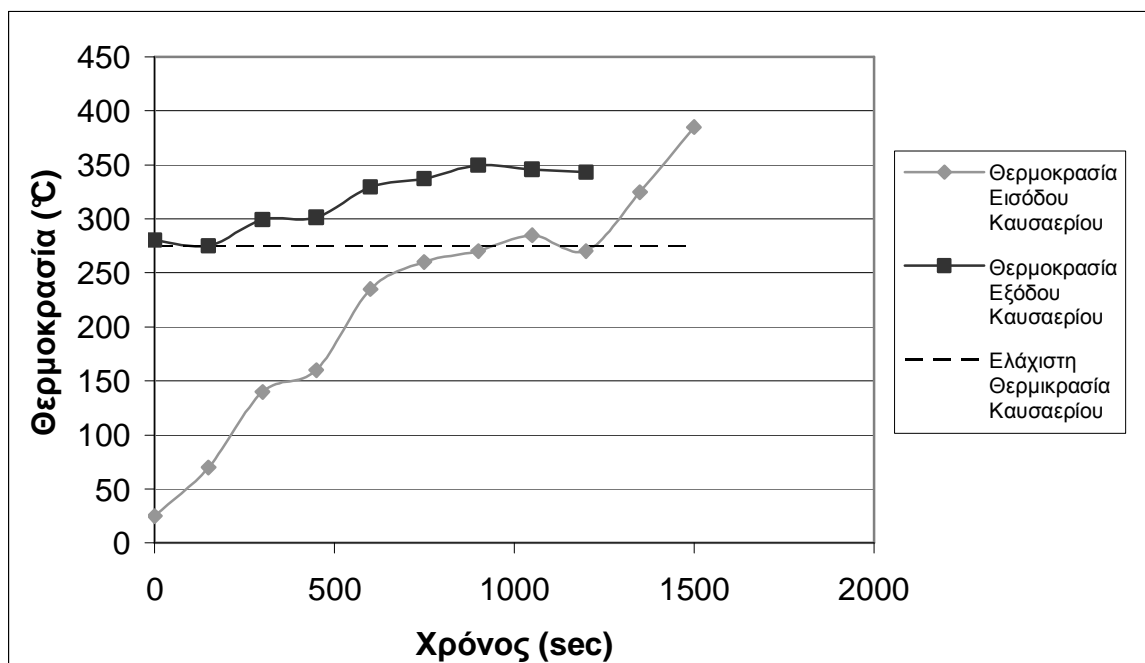
Πίνακας 4-5. Διαστάσεις συσκευής αποθήκευσης θερμότητας

Διάμετρος εσωτερικού σωλήνα (mm)	Διάμετρος εξωτερικού σωλήνα (mm)	Μήκος (m)	Αριθμός σωλήνων	Επιφάνεια συναλλαγής (m <sup>2</sup> )
14	33.5	0.89	30	1.174

Αποθηκευμένη θερμότητα (kJ)	Θερμική ισχύς (w)	Μάζα υλικού (kg)	Όγκος υλικού (m <sup>3</sup> )
13000	17591.3	118.18	0.018

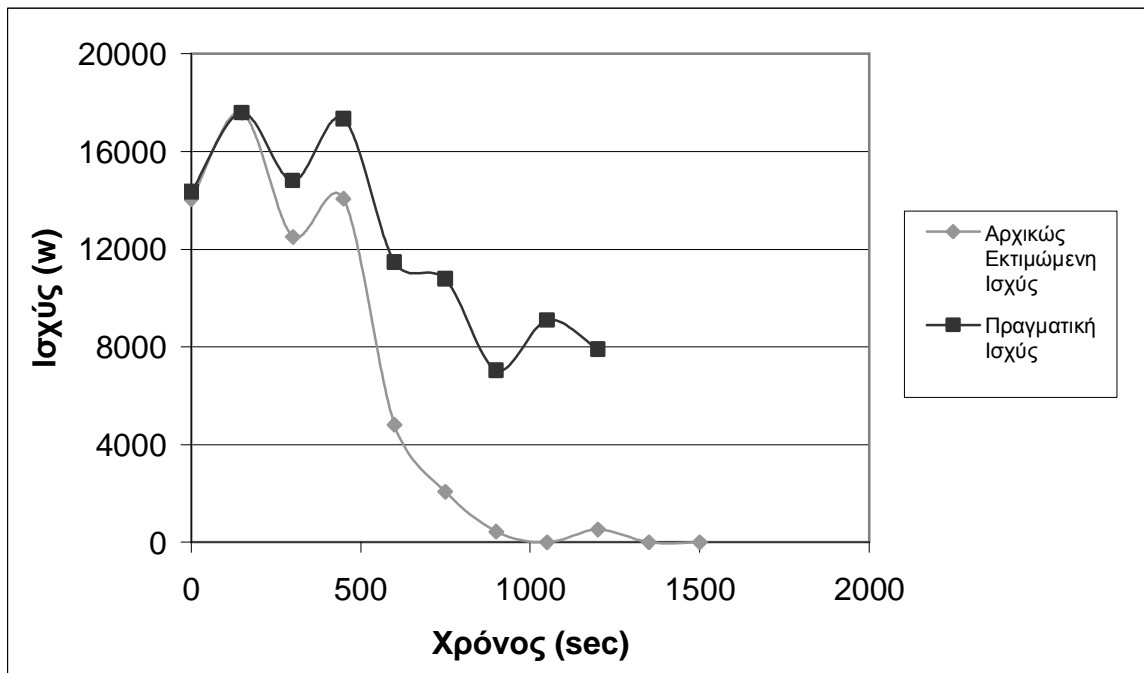
Ο όρος εσωτερικός σωλήνας αναφέρεται σε αυτόν όπου ρέει το καυσαέριο, ενώ ο όρος εξωτερικός σε αυτόν που περιέχει το υλικό αποθήκευσης θερμότητας μαζί με τον εσωτερικό σωλήνα. Οι απαραίτητοι σωλήνες στην εν λόγω διάταξη περικλείονται σε εξωτερικό κέλυφος διαμέτρου 0.25 m. Η διάμετροι που δίνονται, είναι οι εσωτερικοί των αντίστοιχων σωλήνων και το πάχος τοιχώματος έχει καθοριστεί στο 1 mm.

Η μεταβολή της θερμοκρασίας του καυσαερίου φαίνεται στο σχήμα 4-7.

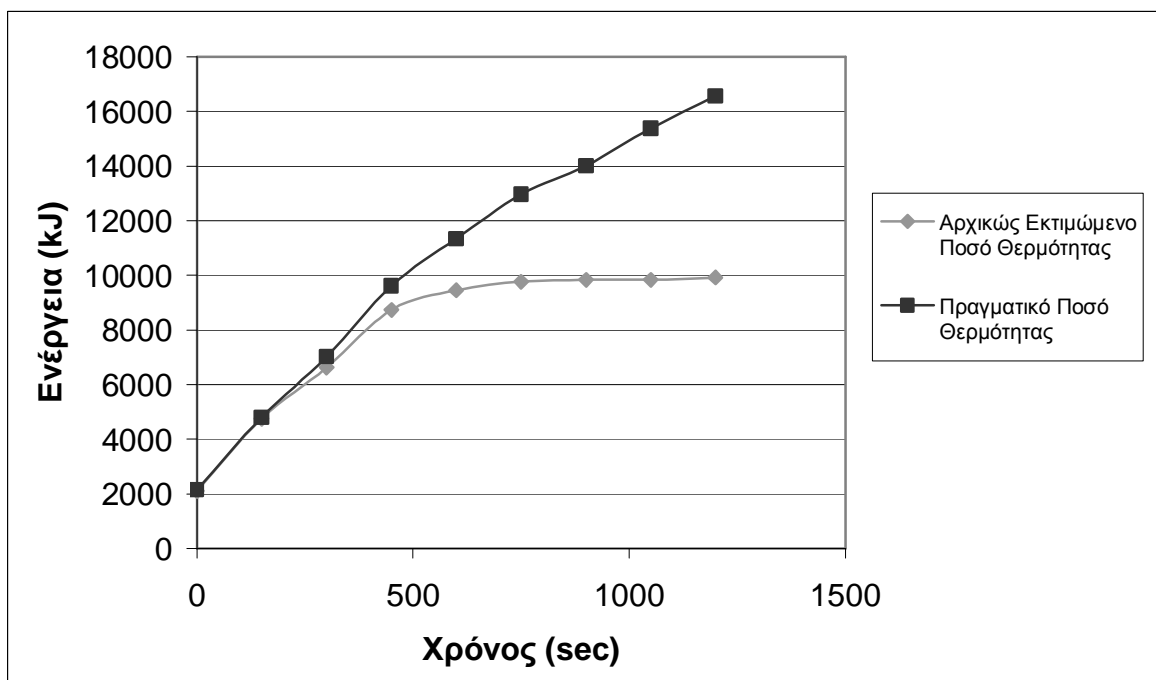


Σχήμα 4-7. Μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου και εξόδου από την συσκευή συναρτήσεως του χρόνου.

Επίσης δίνεται η μεταβολή του ισχύος σε συνάρτηση με τον χρόνο στο σχήμα 4-8 και το συνολικό ποσό της απορροφούμενης θερμότητας στο σχήμα 4-9.



Σχήμα 4-8. Μεταβολή της ισχύος συναρτήσει του χρόνου



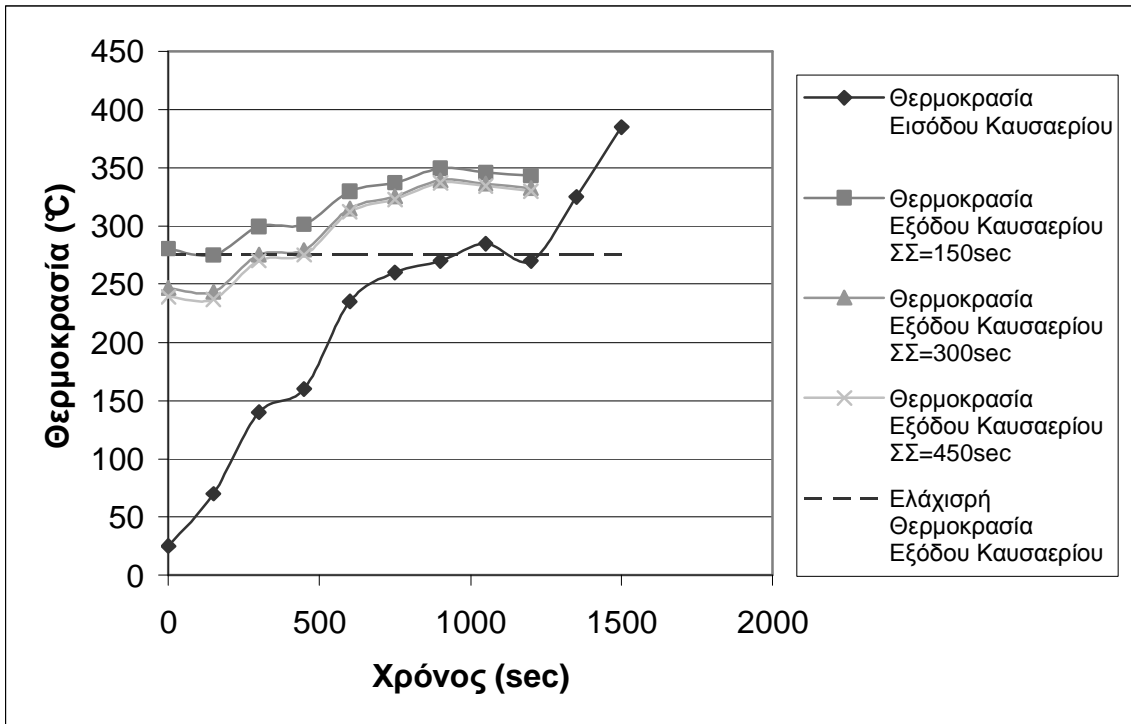
Σχήμα 4-9. Συνολικό ποσό θερμότητας που προσδίδεται στο καυσαέριο συναρτήσει του χρόνου

Για τον έλεγχο των επιπτώσεων στην απόδοση της συγκεκριμένης συσκευής, λόγω της μείωσης του μεγέθους της, αυτή διαστασιολογήθηκε ξανά αλλάζοντας το σημείο σχεδίασης. Αρχικά σχεδιάστηκε για το σημείο των 300 sec και στη συνέχεια για το σημείο των 450 sec. Επειδή οι απαιτήσεις της θερμικής ισχύος στα εν λόγω σημεία ήταν μικρότερες, οδήγησαν σε συσκευές μικρότερου μεγέθους. Αυτή η μείωση του μεγέθους ισοδυναμεί με μείωση του μήκους της συσκευής. Όμως η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από αυτήν αποκλίνει σε κάποια σημεία από τα επιθυμητά όρια, δηλαδή άνω των 275 °C. Για να είναι δυνατή η σύγκριση των συσκευών μεταξύ τους, θεωρήθηκε ότι μέρος του πόσου θερμότητας αποθηκεύεται στο υλικό ως αισθητή θερμότητα. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον πίνακα 4-6. Το συνολικό ποσό θερμότητας που αναφέρεται στον πίνακα, αντιστοιχεί μόνο στη λανθάνουσα θερμότητα. Η θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου από την συσκευή και το συνολικό ποσό θερμότητας που απορροφάται, παρουσιάζονται στα σχήματα 4-10 και 4-11 αντίστοιχα.

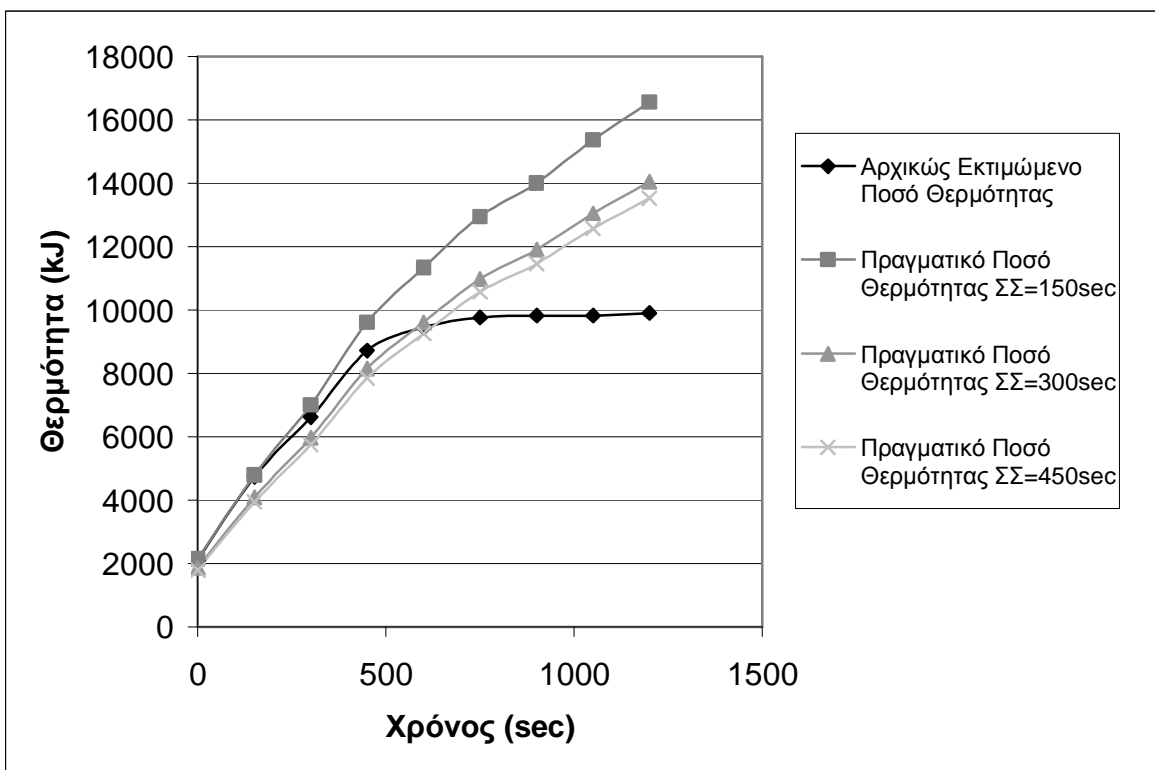
Πίνακας 4-6. Συγκριτικά στοιχεία συσκευών για μεταβολή του σημείου σχεδίασης

Σημείο σχεδίασης	150 sec	300 sec	450 sec
Ισχύς στο σημείο σχεδίασης (kW)	17.59	12.51	14.06
Απαιτούμενο ποσό θερμότητας (kJ)	16565	14068	13545
Αποθηκευμένο ποσό θερμότητας (kJ)	13000	11500	11000
Μήκος συσκευής (m)	0.89	0.68	0.64
Βάρος υλικού (kg)	118.18	104.55	100.00





Σχήμα 4-10. Θερμοκρασίες εξόδου καυσαερίου από την συσκευή αποθήκευσης θερμότητας για τα τρία σημεία σχεδίασης.



Σχήμα 4-11. Απορροφούμενο ποσό θερμότητας από το καυσαερίου για τα τρία σημεία σχεδίασης.

Για την αποθήκευση της θερμότητας και την ανάκτησή της όταν αυτό είναι επιθυμητό, η συσκευή πρέπει να είναι καλά μονωμένη. Με πρόχειρους υπολογισμούς, δοκιμάστηκε μόνωση υαλοβάμβακα με συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας  $k=0.027$  w/mK, και θεωρήθηκε συντελεστής συναγωγιμότητας προς το περιβάλλον  $h=4$  w/m<sup>2</sup>K. Επίσης η θερμοκρασία περιβάλλοντος θεωρήθηκε ίση με 25 °C. Ως αποτέλεσμα ήταν ότι με το ίδιο πάχος μόνωσης οι απώλειες ήταν παραπλήσιες και στις δύο συσκευές, με μικρότερες σχετικά τιμές να εμφανίζονται στη δεύτερη συσκευή. Συγκεκριμένα για πάχος μόνωσης 75 mm, η πλήρης αποφόρτιση διαρκεί περίπου 23 ώρες ενώ για πάχος μόνωσης 125 mm η πλήρης αποφόρτιση διαρκεί 40 ώρες στην πρώτη και 41 και ½ στη δεύτερη. Ως πλήρης αποφόρτιση ορίζουμε τη μετατροπή του μέσου αποθήκευσης θερμότητας από υγρό σε στερεό σε θερμοκρασία τήξης.

Μεταξύ των δύο συσκευών καταλληλότερη δείχνει η δεύτερη λόγω του μικρότερου μεγέθους και όγκου, για το ίδιο ποσό αποθηκευμένης θερμότητας. Επίσης η μεταφορά θερμότητας είναι ευκολότερη, γεγονός που αποτελεί πλεονέκτημα και κατά τη διαδικασία της φόρτισης της συσκευής. Τέλος, η μόνωση της φαίνεται να είναι ευκολότερη. Αξιόλογη είναι η διερεύνηση της διάταξης που αναφέρθηκε με σκοπό τη ρύθμιση της αποδιδόμενης θερμότητας στο καυσαέριο, ρυθμίζοντας την παροχή του καυσαερίου που εισέρχεται στην συσκευή. Αυτό θα είχε ως αποτέλεσμα τη μείωση του μεγέθους. Τέλος προτείνεται η περαιτέρω μοντελοποίηση των συσκευών με κάποιο άλας, λόγω των υψηλών τιμών λανθάνουσας θερμότητας που αυτά παρουσιάζουν.

## 5 Επίλογος

### 5.1 Συμπεράσματα

Στην εργασία αυτή αναπτύχθηκε μία μεθοδολογία μοντελοποίησης συστήματος ανάκτησης θερμότητας από τα καυσαέρια κινητήρα Diesel. Σκοπός της μοντελοποίησης ήταν η εύρεση των βέλτιστων σημείων λειτουργίας του συστήματος, δηλαδή αυτών όπου λαμβάνεται η μέγιστη ισχύς, και η εκτίμηση της απόδοσής του σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Η ανάπτυξη και εφαρμογή συστημάτων ανάκτησης θερμότητας είναι σημαντική στις μέρες μας γιατί:

- Βοηθούν στην προστασία του περιβάλλοντος, βελτιώνοντας την κατανάλωση καυσίμου και μειώνοντας τα επίπεδα εκπομπής ρύπων (CO, NOx, HC).
- Το γεγονός ότι η βελτίωση του θερμικού βαθμού απόδοσης του ίδιου του κινητήρα έχει φτάσει πλέον σε οριακό σημείο, τα καθιστά ως τα πιθανότερα μέσα προς την κατεύθυνση αυτή.
- Η συνεχής αύξηση του κόστους καυσίμου ενισχύει την ανάπτυξη των συστημάτων αυτών, επειδή δημιουργεί την ανάγκη για οικονομικότερους κινητήρες.

Στην εργασία αυτή επιλέχθηκε ως εργαζόμενο μέσο του κύκλου Rankine το νερό. Το πρόβλημα που προκύπτει από τη χρήση του ως εργαζόμενο μέσο είναι ο σχεδιασμός του στροβίλου. Παρουσιάζει μικρή παροχή, με αποτέλεσμα εάν επιλεγεί στρόβιλος δυναμικής ροής, να προκύπτει υπερβολικά μεγάλη ταχύτητα περιστροφής για αυτόν. Επομένως προτείνεται η χρήση εμβολοφόρου εκτονωτή, ο οποίος παρουσιάζει ίσο ή και μεγαλύτερο ισεντροπικό βαθμό απόδοσης. Όσον αφορά τη χρήση οργανικού μέσου, η μοντελοποίηση που έχει παρουσιαστεί εξακολουθεί να ισχύει. Η αλλαγή που πρέπει να γίνει εντοπίζεται στις εξισώσεις που υπολογίζουν τις αντίστοιχες θερμοδυναμικές ιδιότητες.

Τα βασικά συμπεράσματα της παρούσας εργασίας είναι τα εξής:

- Το σύστημα βελτιώνει το θερμικό βαθμό απόδοσης του κινητήρα. Μειώνει την ειδική κατανάλωση καυσίμου από 5,4% έως 8,8%, με μία μέση τιμή της τάξεως του 7%.
- Η σωστή και αποδοτική λειτουργία του συστήματος απαιτεί την ικανότητα ρύθμισης του στη μεταβολή του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα.
- Βάση πρέπει να δοθεί στον σχεδιασμό των εναλλάκτων θερμότητας. Μεγάλης σημασίας για το σύστημα είναι ο εναλλάκτης ανάκτησης θερμότητας του καυσαερίου. Επίσης αξίζει να σημειωθεί ότι αυξάνει η συνολική απαίτηση απόρριψης θερμότητας προς το περιβάλλον, λόγω του συμπυκνωτή του συστήματος.
- Υπάρχει η δυνατότητα να γίνει αποθήκευση θερμότητας για να χρησιμοποιηθεί κατά την εκκίνηση του κινητήρα ή στα χαμηλά φορτία.

## **5.2 Προτάσεις για Μελλοντική Εργασία**

Οι μελλοντικές επεκτάσεις που μπορούν να γίνουν πάνω σε ένα τέτοιο σύστημα βασίζονται σε δύο κυρίως άξονες: α) το σχεδιασμό του συστήματος που έχει παρουσιαστεί και β) τη βελτίωση της απόδοσης του.

Όσον αφορά το πρώτο, οι συνιστώσες του συστήματος στη μέχρι τώρα ανάλυση έχουν υποτεθεί ως ‘μαύρα κουτιά’, δηλαδή οι μαθηματικοί νόμοι που έχουν επιλεγεί για τη περιγραφή τους είναι σχετικά απλοί και πιο γενικοί. Από τα συμπεράσματα που έχουν διεξαχθεί, έχουν αποδοθεί στα διάφορα στοιχεία του συστήματος τα επιθυμητά χαρακτηριστικά. Με βάση τα χαρακτηριστικά αυτά δύναται να σχεδιαστούν και να διαστασιολογηθούν τα διάφορα στοιχεία του συστήματος. Αυτό θα αποκτήσει συγκεκριμένη μορφή, και θα υπάρξει η δυνατότητα να εγκατασταθεί σε κινητήρα.

Όσον αφορά την βελτίωση του συστήματος μπορεί να γίνει με την επανασχεδίαση του κύκλου, με έναν μεγαλύτερου βαθμού απόδοσης. Ένας τέτοιος κύκλος θα μπορούσε να περιλαμβάνει δύο στροβίλους, έναν υψηλής πίεσης και έναν

χαμηλής, και να εκμεταλλεύεται τη θερμότητα από την ψύξη του κινητήρα ή από το ψυγείο αέρα του υπερπληρωτή. Σε αυτό το σύστημα μπορούμε να χρησιμοποιηθούν δύο εργαζόμενα μέσα, ένα για την υψηλή πίεση και ένα για την χαμηλή. Επίσης η χρήση οργανικών εργαζόμενων μέσων βελτιώνει τον βαθμό ανάκτησης θερμότητας σημαντικά, γεγονός που δεν γίνεται να αμεληθεί.

Τέλος, μπορεί να δοκιμαστεί η χρήση του κύκλου Kalina, λειτουργώντας με μείγμα αμμωνίας – νερού. Επειδή στον κύκλο αυτό η ατμοποίηση του εργαζόμενου μέσου γίνεται μη ισοθερμοκρασιακά η ανάκτηση θερμότητας είναι ευκολότερη, παρουσιάζονται όμως προβλήματα λόγω των περισσότερων εναλλακτών που απαιτεί.

## 6 Βιβλιογραφία

1. M.A. Korobitsyn: “New and advanced energy conversion technologies. Analysis of cogeneration, combined and integrated cycles.”, Netherlands Energy Research foundation ECN, Amsterdam 1998
2. Raj Sekar, Roger L. Cole: “Integrated Rankine bottoming cycle for Diesel truck engines.”, Energy and environmental systems division center for transportation research, September 1987
3. F.A. DiBella, L. R. DiNanno, M.D. Koplow: “Laboratory and on-highway testing of the Diesel organic Rankine compound long-haul vehicle engine.”, Thermo Electron Corp., February 1984
4. Parimal S. Patel, Edward F. Doyle: “Compounding the truck Diesel engine with an Organic Rankine – Cycle System.”, R&D Center, Thermo Electron
5. “Diesel organic Rankine cycle compound engine (bottoming cycle) program.”, U.S. Department of energy Program plan, November 1978
6. Edward Doyle, Luco DiNanno, Saunders Kramer: “Installation of a Diesel-organic Rankine compound engine in a class 8 truck for a single-vehicle test”, Thermo Electron Corp. – Dept. of Energy
7. L.R. DiNanno, M.D. Koplow: “Status report on Diesel organic compound engine for long-haul trucks”, Thermo Electron Corp.
8. L.R. DiNanno, F.A. DiBella, M.D. Koplow: “An RC-1 organic Rankine bottoming cycle for an adiabatic Diesel engine.”, Thermo Electron Co, 1983
9. E. Hay, N. Hay: “Thermal Energy Retrieval (TER) system for road vehicles.”, Nisymco Inc, Canada
10. Hideyo Oomori, Shigeru Ogino: “Waste heat recovery of passenger car using a combination of Rankine bottoming cycle and evaporative cooling system.”, Toyota Motor Corp.
11. G. Melikian, H. E. Khalifa: “Waste heat recovery from adiabatic Diesel engines by exhaust driven Brayton cycles.”, United Technologies Research Center, December 1983
12. Keiji Kishishita, Kazuo Miyajima, Katsunori Hirai: “A study of an electrical turbo-compound system”, Isuzu Ceramics Research Institute Co. ,June 1994
13. I. Kubo: “Technical and economic study of Stirling and Rankine cycle bottoming systems for heavy truck Diesel engines.”, Cummins engine Corp, September 1987
14. M. Murray Bailey: “Comparative evaluation of three alternative power cycles for waste heat recovery from exhaust of adiabatic Diesel engines.”, NASA Lewis research center, July 1985
15. “Release on the IAPWS industrial formulation 1997 for the thermodynamic properties of water and steam.”, The international association for the properties of water and steam, Germany September 1997
16. Brian Elmegaard, Niels Houbak: “Robust Implementation of Process Simulators and Their Associated Models”, Technical university of Denmark, 1999
17. Δημήτρη Α. Ξηρόκωστα: “Επιχειρησιακή έρευνα, μη γραμμικός και δυναμικός προγραμματισμός”, εκδόσεις Συμμετρία, Αθήνα 1999

18. Dovie E. Lacy, Carolyn Coles-Hamilton, Albert Juhasz: “Selection of high temperature thermal energy storage materials for advanced solar dynamic space power systems”, NASA Lewis research center, August 1987
19. K.J. Bell, A.C. Mueller: “Wolverine engineering data book II“, Wolverine tube Inc, 2001
20. A. Bejan, A. D. Kraus: “Heat transfer handbook”, John Wiley & sons publications, New Jersey 2003
21. Hanaraj C. Maru, John F. Dullew, Alan Kardas, Larry Paul: “Molten salt thermal energy storage system”, Institute of gas technology, March 1978
22. Gerhard Regner, Ho Teng, Chris Cowland: “Quantum leap for heavy-duty truck engine efficiency – hybrid power system of WHR-ORC engines”, AVL Powertrain Engineering, Inc., August 2006

Σελίδες από το διαδίκτυο

23. [www.greencarcongress.com](http://www.greencarcongress.com)
24. [www.cummins.com](http://www.cummins.com)
25. [www.cheresources.com](http://www.cheresources.com)
26. [www.matweb.com](http://www.matweb.com)
27. [www.nasa.gov](http://www.nasa.gov)

## Παράρτημα

### Πίνακας Συμβόλων

#### Λατινικοί χαρακτήρες

A	Επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας εναλλάκτη	[m <sup>2</sup> ]
C	Ροή θερμικής χωρητικότητας	[W/K]
C <sub>c</sub>	Αναλογία ροών θερμικών χωρητικοτήτων	[-]
c <sub>p</sub>	Ειδική θερμοχωρητικότητα	[J/kg · K]
d	Διάμετρος κυλινδρικού αγωγού	[m]
h	Ειδική ενθαλπία	[J/kg]
L	Μήκος κυλινδρικού αγωγού	[m]
$\dot{m}$	Παροχή μάζας	[kg/s]
NTU	Αριθμός μονάδων μεταφοράς	[-]
Nu	Αδιάστατος αριθμός Nusselt	[-]
Pr	Αδιάστατος αριθμός Prandl	[-]
$\dot{Q}$	Ρυθμός πρόσδοσης ή απορρόφησης θερμότητας	[W/s]
Re	Αδιάστατος αριθμός Reynolds	[-]
T	Θερμοκρασία	[K]
U	Θερμική διαπερατότητα εναλλάκτη	[W/m <sup>2</sup> · K]
$\dot{V}$	Παροχή όγκου	[m <sup>3</sup> /s]

#### Ελληνικοί χαρακτήρες

$\Delta T_m$	Μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασιών στα ρεύματα του εναλλάκτη	[K]
$\Delta p$	Διαφορά πίεσης στην είσοδο και την έξοδο της αντλίας	[Pa]
$\varepsilon$	Αποδοτικότητα εναλλάκτη θερμότητας	[-]
$\eta$	Βαθμός απόδοσης	[-]



$\mu$  Δυναμική συνεκτικότητα  $[\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}]$

$\rho$  Πυκνότητα  $[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}]$

#### Δείκτες

c Ψυχρό ρεύμα

G Ιδιότητα που αναφέρεται στο καυσαέριο

h Θερμό ρεύμα

i, in Στην είσοδο

is Ισεντροπική μεταβολή

max Μέγιστη τιμή

min Ελάχιστη τιμή

o,out Στην έξοδο

p Αντλίας

s Σε θερμοκρασία του τοιχώματος του αγωγού

t Στροβίλου

## Διάγραμμα Ροής Προγράμματος

