



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

‘Παραμετρική Διερεύνηση για την Εκτίμηση της Επίδρασης της Θερμοκρασίας Καυσαερίου Κινητήρων Ντήζελ Βαρέως Τύπου σε Σύστημα Ανάκτησης Θερμότητας μέσω Κύκλου Rankine.’

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

του

Βαρέλη Γ. Αλέξανδρου

Επιβλέπων : Δημήτριος Χουντάλας Ημερομηνία : 7/10/2009

Καθηγητής Ε.Μ.Π.

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ	4
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ	6
2. ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	8
2.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ	8
2.2 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	9
2.2.1 Στρόβιλο-υπερπλήρωση (Turbocharging)	9
2.2.2 Σύνθετη στρόβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο ισχύος (Turbocompounding)	10
2.2.3 Ανάκτηση θερμότητας καυσαερίων κινητήρα Diesel μέσω κύκλου Stirling ή Rankine	12
3. ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ	15
3.1 ΚΥΚΛΟΣ CARNOT-ΚΥΚΛΟΣ ΑΝΑΝΑΦΟΡΑΣ	15
3.2 Ο ΚΥΚΛΟΣ RANKINE	16
3.2.1 Θερμοδυναμική ανάλυση ιδανικού κύκλου Rankine	17
3.2.2 Ενεργειακή ανάλυση του ιδανικού κύκλου Rankine	18
3.2.3 Αποκλίσεις του πραγματικού κύκλου Rankine από τον αντίστοιχο ιδανικό	19
3.2.4 Δυνατότητες αύξησης της απόδοσης του κύκλου Rankine	20
3.2.4.1 Μείωση της πίεσης του συμπυκνωτή	21
3.2.4.2 Υπερθέρμανση του ατμού σε υψηλές θερμοκρασίες	22
3.2.4.3 Αύξηση της πίεσης του ατμοποιητή	23
3.2.5 Ο ιδανικός κύκλος Rankine με αναθέρμανση	23
3.2.6 Ο ιδανικός κύκλος Rankine με αναγέννηση (προθέρμανση)	25
4. ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE	27
4.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ	27
4.2 ΣΥΝΤΟΜΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL	27
4.3 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL ΜΕΣΩ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE	28
4.3.1 Επιλογή εργαζόμενου μέσου	29
4.3.2 Εναλλάκτης θερμότητας (Heat Exchanger)	32
4.3.3 Εκτονωτής	35
4.3.3.1 Σύγκριση στρόβιλου – εμβολοφόρου εκτονωτή	37
4.3.4 Συμπυκνωτής	38
4.3.5 Τροφοδοτική αντλία	39
4.4 ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΩΝ ΕΠΙΜΕΡΟΥΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ	40
4.4.1. Εναλλάκτης θερμότητας	40
4.4.2. Εκτονωτής	41
4.4.3. Συμπυκνωτής	42
4.4.4. Τροφοδοτική αντλία	42
4.5 Συνολικός ενεργειακός ισολογισμός κύκλου Rankine	43
5. ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΤΩΝ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΣΕ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΩ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE	44
5.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ	44
5.2 ΣΥΝΤΟΜΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟΥ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ	44
5.3 ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΤΩΝ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ	46

5.3.1 Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην παραγόμενη ισχύ του κύκλου Rankine	46
5.3.2 Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στο βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine	53
5.3.3 Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην απορριπτόμενη στο περιβάλλον θερμότητα	59
5.3.4 Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην συνολική ισχύ του συστήματος και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα	67
5.4 ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΤΩΝ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΤΩΝ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΥΝΤΩΝ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ..	73
5.4.1 Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην παραγόμενη ισχύ του κύκλου Rankine	74
5.4.2 Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στο βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine	80
5.4.3 Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην απορριπτόμενη στον περιβάλλον θερμότητα	87
5.4.4 Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην συνολική ισχύ του συστήματος και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα ..	94
6. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	100
BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	102

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η θεωρητική διερεύνηση της ανάκτησης της θερμότητας καυσαερίων από κινητήρες Diesel μέσω κύκλου Rankine και της μετατροπής της σε μηχανική ισχύ. Σκοπός της εργασίας είναι η παραμετρική διερεύνηση για την εκτίμηση της επίδρασης της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων κινητήρα στην ανάκτηση της θερμότητας αυτών μέσω κύκλου Rankine. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιήθηκε υπολογιστικό πρόγραμμα προσομοίωσης που αναπτύχθηκε στο εργαστήριο των Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π. στα πλαίσια διδακτορικής διατριβής και στο οποίο έχει μοντελοποιηθεί σύστημα δευτερεύοντος κύκλου Rankine σε κινητήρα Diesel. Ειδικότερα γίνεται παραμετρική ανάλυση μεταβάλλοντας τη θερμοκρασία των καυσαερίων κατά 10°C μέχρι αυτή να γίνει 100°C μεγαλύτερη από τη δεδομένη του κινητήρα.

Η παραμετρική αυτή ανάλυση γίνεται για να ελεγχθεί η ευαισθησία του συστήματος στην μεταβολή της θερμοκρασίας των καυσαερίων και ειδικότερα να ελεγχθεί η μεταβολή της ισχύος, του βαθμού απόδοσης του δευτερεύοντος κύκλου καθώς και της απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας. Επιπλέον εκτιμάται η επίδραση που έχει η μεταβολή αυτή στη συνολική ισχύ του συστήματος καθώς και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα

Η διπλωματική εργασία οργανώνεται σε 6 κεφάλαια ως ακολούθως:

Στο 1^ο κεφάλαιο δηλαδή στην εισαγωγή που γίνεται μια σύντομη αναφορά στα συστήματα ανάκτησης θερμότητας και στο σκοπό της εργασίας.

Στο 2^ο κεφάλαιο αναλύονται οι λόγοι που επιβάλλουν στις μέρες μας τη βελτίωση του θερμικού βαθμού απόδοσης των κινητήρων. Αναφέρονται μέθοδοι και αναλύονται συστήματα ανάκτησης θερμότητας.

Στο 3^ο κεφάλαιο παρουσιάζεται αναλυτικά η θερμοδυναμική και ενεργειακή ανάλυση του κύκλου Rankine όπως και οι δυνατότητες αύξησης του βαθμού απόδοσης του κύκλου.

Στο 4^ο κεφάλαιο γίνεται αναλυτική περιγραφή του συστήματος που πρόκειται να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή της επιπρόσθετης ισχύος.

Στο 5^ο κεφάλαιο παρουσιάζονται και αξιολογούνται τα αποτελέσματα που προκύπτουν με τη χρήση του προγράμματος μοντελοποίησης του δευτερεύοντος κύκλου Rankine. Γίνεται παραμετρική διερεύνηση του προβλήματος και

παρουσιάζονται αποτελέσματα από την αξιοποίηση ή μη της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων από τον κύκλο Rankine.

Στο 6^ο κεφάλαιο δίνονται τα συμπεράσματα της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Σε αυτό το σημείο θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους όσους συνέβαλαν στη διεκπεραίωση αυτής της διπλωματικής εργασίας. Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή κ. Δημήτριο Χουντάλα για τη βοήθειά του στην επιλογή και την ολοκλήρωση της εργασίας αυτής. Ευχαριστώ επίσης, τον Υποψήφιο Διδάκτορα κ. Χρήστο Κατσάνο τόσο για τη διάθεση του υπολογιστικού κώδικα για την εξαγωγή των αποτελεσμάτων της εργασίας αυτής όσο και για την καθοδήγησή του και τη συμβολή στην επίλυση των δυσκολιών που αντιμετώπισα.

Επιπλέον θέλω να ευχαριστήσω τον συνάδελφο και συμφοιτητή Δημητριάδη Φώτιο για την βοήθειά του κατά την παράλληλη εκπόνηση της διπλωματικής αυτής εργασίας. Τέλος θέλω να ευχαριστήσω την οικογένειά μου για την αμέριστη συμπαράστασή της κατά τη διάρκεια των σπουδών μου.

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Οι κινητήρες των οχημάτων βαρέως τύπου απορρίπτουν, μέσω των καυσαερίων, πάνω από το 40% της διαθέσιμης ενέργειας καυσίμου στο περιβάλλον. Λόγω του αυξανόμενου κόστους του πετρελαίου και των ορίων που τίθενται στις εκπομπές ρύπων αναπτύσσονται τεχνικές ώστε ν' αυξηθεί ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα. Μια τεχνική λύση είναι η ανάκτηση μέρους της απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας με σκοπό τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών ρύπων.

Έως τώρα έχουν γίνει σημαντικές προσπάθειες για τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης των κινητήρων, τη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και τον περιορισμό των εκπεμπόμενων ρύπων. Οι προσπάθειες αυτές εστιάζονται στον συνδυασμό παραγόντων όπως ο χρόνος της έγχυσης, η υψηλή πίεση έγχυσης. Ήδη οι παραπάνω τεχνικές μείωσαν την ειδική κατανάλωση καυσίμου αλλά παρουσιάζουν περιορισμένες δυνατότητες για περαιτέρω βελτίωση. Για το λόγο αυτό εξετάζονται νέες τεχνικές διότι παρά τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης των μηχανών εξακολουθεί ένα μεγάλο μέρος της χημικής ενέργειας των καυσίμων να απορρίπτεται στο περιβάλλον διαμέσου των καυσαερίων.

Οι τεχνολογίες ανάκτησης θερμότητας θα μπορούσαν να συνεισφέρουν ουσιαστικά στη βελτίωση του συνολικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα και ειδικότερα στα οχήματα βαρέως τύπου. Έχουν υπάρξει διάφορες προσπάθειες στο παρελθόν προς το σκοπό αυτό αλλά οι έρευνες δεν ήταν εκτεταμένες λόγω των χαμηλών τιμών του πετρελαίου, της υψηλής διαθεσιμότητας αυτού και των όχι τόσο αυστηρών κανονισμών για τις εκπομπές ρύπων. Οι μηχανές στις οποίες έχουν εφαρμοσθεί ήδη τέτοιες τεχνικές είναι κυρίως οι Diesel και οι αεριοστροβίλοι. Ιδιαίτερη έμφαση δίνεται στην 4-X μηχανή Diesel λόγω της μεγάλης διαθέσιμης ενέργειας των καυσαερίων και των δυνατοτήτων βελτίωσης της λειτουργίας της. Οι τεχνικές ανάκτησης θερμότητας που έχουν αναπτυχθεί είναι:

i. Υπερπλήρωση: Είναι η συμπίεση μέρους ή όλης της γόμωσης εξωτερικά του κυλίνδρου. Σκοπός είναι η αύξηση της πλήρωσης του κυλίνδρου και συνεπώς της ισχύος του κινητήρα σε επίπεδα πάνω από αυτά του αντίστοιχων διαστάσεων 4-X κινητήρα φυσικής αναπνοής.

ii. Συνδυασμός Υπερπλήρωσης και στροβίλου ισχύος:

a. Μηχανική (Mechanical Turbocomounding) : Θεωρείται ότι είναι η βάση της τεχνολογίας η οποία συνδυάζει την ισχύ που παράγει η μηχανή Diesel με αυτήν που παράγουν τα καυσαέρια οδηγούμενα σ' ένα στρόβιλο τοποθετημένο κατάντι του υπερπληρωτή.

b. Ηλεκτρική (Electrical Turbocomounding) : Πρόκειται για παρόμοια τεχνική που χρησιμοποιεί έναν υπερπληρωτή και μια γεννήτρια υψηλών στροφών τοποθετημένη στον άξονα του υπερπληρωτή.

iii. Τοποθέτηση δευτερεύοντος κύκλου Rankine: Είναι μια υποσχόμενη τεχνολογία με την οποία παράγεται ισχύς εκτονώνοντας το εργαζόμενο μέσο σε εμβολοφόρο εκτονωτή.

Στην παρούσα εργασία το ενδιαφέρον εστιάζεται στις τεχνολογίες ανάκτησης θερμότητας από τα καυσαέρια κινητήρων Diesel μέσω κύκλου Rankine. Ειδικότερα γίνεται παραμετρική διερεύνηση για την εκτίμηση της επίδρασης της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην ισχύ και στο βαθμό απόδοσης τόσο του κύκλου Rankine όσο και του συστήματος. Επιπλέον εξετάζεται η επίδραση που έχει η παραπάνω μεταβολή στην απορριπτόμενη προς το περιβάλλον θερμότητα. Τα ανωτέρω εξετάζονται για τις περιπτώσεις ανάκτησης θερμότητας μέσω κύκλου Rankine με ή χωρίς εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων από τον κύκλο Rankine.

2. ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

2.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

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.

Οι προσπάθειες για τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών ρύπων των κινητήρων εστιάζονται σε δύο κυρίως τομείς: στη χρήση τεχνολογιών εντός του θαλάμου καύσης και τη χρήση τεχνολογιών εκτός αυτού. 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 πόσο 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 απόδοσης του θερμοδυναμικού κύκλου. γ) Η χρησιμοποίηση μέρους της αποβαλλόμενης θερμότητας από τον κινητήρα για την παραγωγή επιπρόσθετης μηχανικής ισχύος. Στη συνέχεια θα αναφερθούν τα κύρια διαθέσιμα συστήματα για την ανάκτηση 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 των κινητήρων 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.

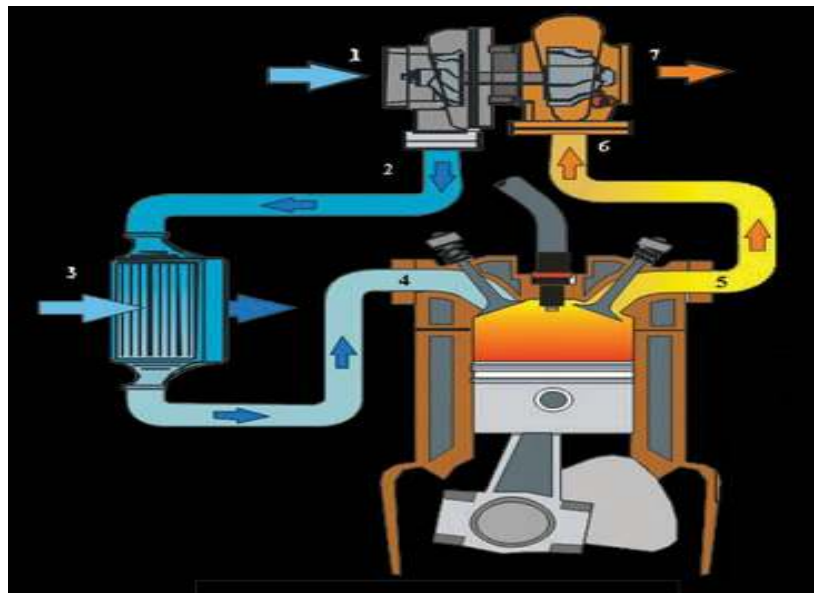
2.2 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Τα κύρια συστήματα ανάκτησης θερμότητας που έχουν αναπτυχθεί είναι τα κάτωθι [3]:

- i. Στρόβιλο-υπερπλήρωση (Turbocharging).
- ii. Σύνθετη στρόβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο ισχύος (Turbocompounding).
- iii. Ανάκτηση θερμότητας καυσαερίων κινητήρα μέσω κύκλου Rankine ή Stirling.

2.2.1 Στρόβιλο-υπερπλήρωση (Turbocharging)

Η στρόβιλο-υπερπλήρωση (σχήμα 2-1) μπορεί να βελτιώσει έμμεσα την κατανάλωση καυσίμου μέσω της αύξησης της συγκέντρωσης ισχύος χωρίς να επιδρά δυσμενώς στη λειτουργία της μηχανής. Η στρόβιλο-υπερπλήρωση στις σύγχρονες μηχανές Diesel περιορίζεται στις 2.7 atm έως 3.5 atm. Πάνω από το όριο αυτό απαιτείται διβάθμιο σύστημα υπερπλήρωσης στο οποίο όμως υπάρχει κίνδυνος υπερβολικής αύξησης της πίεσης καύσης.



Σχήμα 2-1. Στρόβιλο-υπερπλήρωση.

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα μπορεί να αυξηθεί με τους ακόλουθους τρόπους:

- i. Αύξηση της μέγιστης πίεσης του κύκλου αυξάνει τον ενδεικνύμενο βαθμό απόδοσης. Τούτο συμβαίνει διότι πρόσδοση θερμότητας υπό σταθερό όγκο είναι περισσότερο ευεργετική από υπό σταθερή πίεση. Όμως η αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης έχει δυσμενή επίδραση τόσο στην αξιοπιστία όσο και στην ανθεκτικότητα της

μηχανής. Επιπλέον η αύξηση της μέγιστης θερμοκρασίας καύσης μπορεί να έχει θετική επίπτωση στο βαθμό απόδοσης και συνεπώς στην κατανάλωση καυσίμου. Όμως αυτή η τεχνική λύση συμβάλλει στη σημαντική αύξηση των εκπομπών NOx .

ii. Αύξηση του λόγου πίεσης του συμπιεστή της στρόβιλο-υπερπλήρωσης αυξάνει τη μέση ενδεικνύμενη πίεση και το μηχανικό βαθμό απόδοσης. Αν αυξηθεί η πίεση σε μια μηχανή χωρίς ψυγείο μετά από τον συμπιεστή από 1,8 atm σε 3 atm επιτυγχάνεται αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης κατά 37% επιτυγχάνοντας με αυτό τον τρόπο αύξηση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα [3].

iii. Αύξηση της πίεσης στη στρόβιλο-υπερπλήρωση και μείωση της μέσης ταχύτητας του εμβόλου αυξάνει το μηχανικό βαθμό απόδοσης. Καθώς η τριβή του εμβόλου είναι ανάλογη της μέσης ταχύτητας του εμβόλου, θα μπορούσε να υπάρξει μια μετρήσιμη αύξηση του μηχανικού βαθμού απόδοσης. Μια τέτοια ενέργεια θα είχε επίπτωση στον ενδεικνύμενο βαθμό απόδοσης λόγω της μείωσης της ταχύτητας περιστροφής.

iv. Χρήση ενδιάμεσης ψύξης αυξάνει τη μέση ενεργό πίεση και το μηχανικό βαθμό απόδοσης. Η ψύξη του αέρα μετά τον συμπιεστή έχει ως αποτέλεσμα 2% αύξηση του πραγματικού βαθμού απόδοσης, 16% αύξηση της ισχύος και μείωση κατά 90 °C της μέγιστης θερμοκρασίας καύσης με αποτέλεσμα και τη μείωση των εκπομπών NOx.

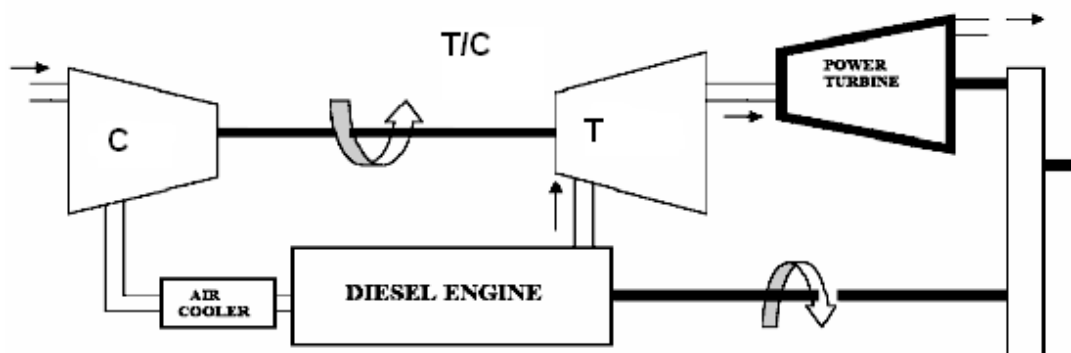
2.2.2 Σύνθετη στρόβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο ισχύος (Turbocompounding)

Το ρεύμα καυσαερίων κατάντη του στροβίλου της υπερπλήρωσης εκτονώνεται περαιτέρω σε στρόβιλο ισχύος και η πρόσθετη ισχύς μεταφέρεται στον στροφαλοφόρο άξονα της μηχανής συμβάλλοντας στην οικονομία καυσίμου. Λόγω των σχετικά χαμηλών πιέσεων του ρεύματος των καυσαερίων στην πολλαπλή εξαγωγή μόνο ένα ποσοστό της ενέργειας των καυσαερίων είναι διαθέσιμη στον στρόβιλο ισχύος. 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 ενώ αποτελεί κανόνα στα οχήματα βαρέως τύπου. 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 ίδιου του κινητήρα. Επομένως το συγκεκριμένο σύστημα επηρεάζει τον ίδιο 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. Ο θερμοκός βαθμός απόδοσης της μηχανής μπορεί να αυξηθεί με τους παρακάτω τρόπους:

i. Αύξηση της πίεσης της στρόβιλο-υπερπλήρωσης διατηρώντας σταθερό το λόγο πίεσης. Έτσι βελτιώνεται η λειτουργία της μηχανής και αυξάνεται η ενέργεια που είναι διαθέσιμη στον στρόβιλο ισχύος. Επιπλέον μειώνει τα προβλήματα που σχετίζονται με την πίεση αντίθλιψης.

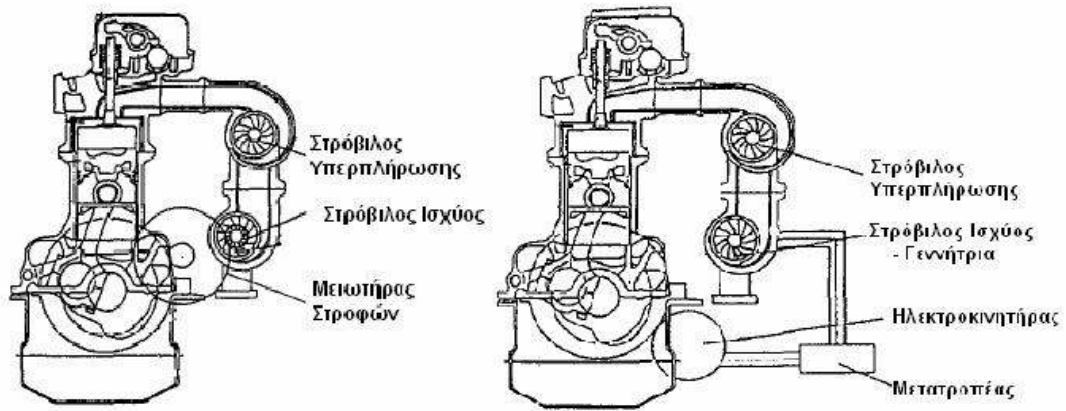
ii. Αυξάνοντας τη χρήση της ενέργειας του καυσαερίου. Κατά τη διάρκεια ενός μικρού διαστήματος ακολουθούμενου του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής, το θερμό καυσαέριο στον κύλινδρο διαστέλλεται στη χαμηλότερη πίεση της βαλβίδας εξαγωγής. Η κινητική ενέργεια κατά τη διαδικασία αυτή είναι δύσκολο να εκμεταλλευθεί εξαιτίας της ασταθούς παροχής, του μικρού χρονικού διαστήματος και των μη αναστρέψιμων απωλειών ροής κατά μήκος της βαλβίδας εξαγωγής με αποτέλεσμα ένα σημαντικό ποσό διαθέσιμης ενέργειας να χάνεται. Βελτίωση του σχεδιασμού της βαλβίδας εξαγωγής και σύζευξη του στροβίλου σε κάθε δύο ή τρεις κυλίνδρους μπορεί πιθανό να ανακτήσει ένα ποσό από αυτή την ενέργεια.



Σχήμα 2-2. Σύνθετη στρόβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο ισχύος (Turbocompounding).

Είναι γνωστό ότι οι υπερπληρωτές πρέπει να λειτουργούν σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής για να έχουν ικανοποιητική ισχύ και βαθμό απόδοσης. Η σύνδεση τους με το στροφαλοφόρο άξονα του κινητήρα, μέσω μειωτήρα στροφών σταθερής σχέσης μετάδοσης, είναι η πιο απλή λύση. Όμως ο στρόβιλος είναι αναγκασμένος να παρακολουθεί τη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα με αποτέλεσμα να μην λειτουργεί στο βέλτιστο δυνατό σημείο λειτουργίας του. Για τη λύση του

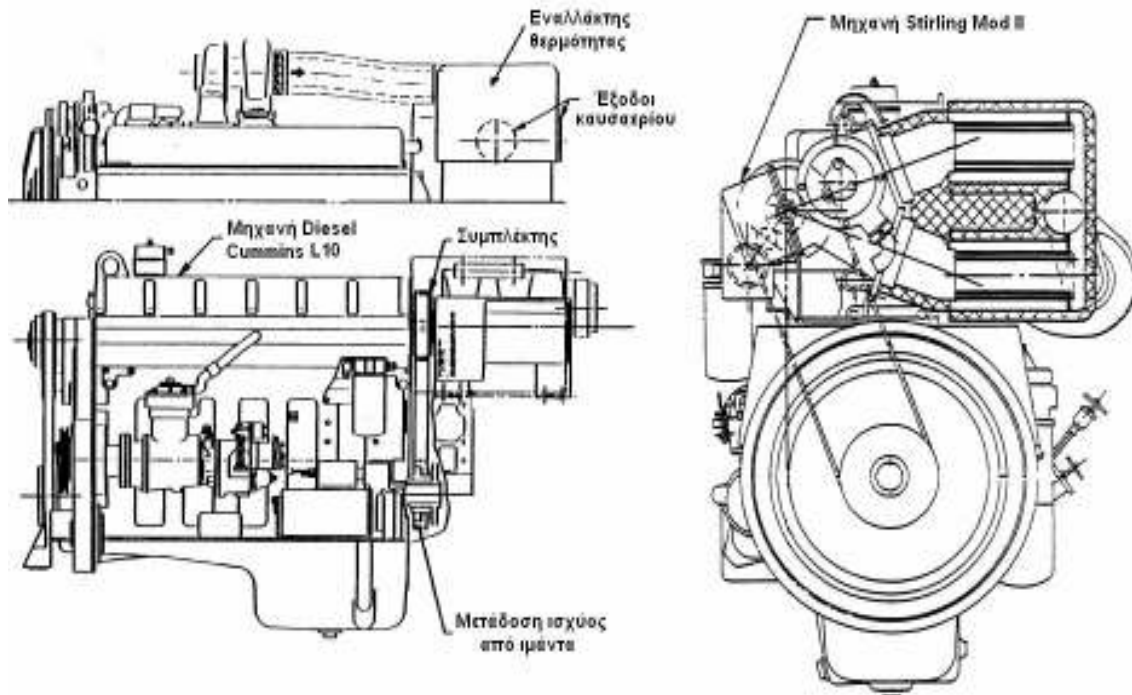
προβλήματος αυτού μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε μειωτήρα μεταβλητής σχέσης μετάδοσης ή ζεύγος ηλεκτρογεννήτριας-ηλεκτροκινητήρα για τη μεταφορά της ισχύος (σχήμα 2-3).



Σχήμα 2-3. Μηχανική και ηλεκτρική σύζευξη κινητήρα και στροβίλου.

2.2.3 Ανάκτηση θερμότητας καυσαερίων κινητήρα Diesel μέσω κύκλου Stirling ή Rankine

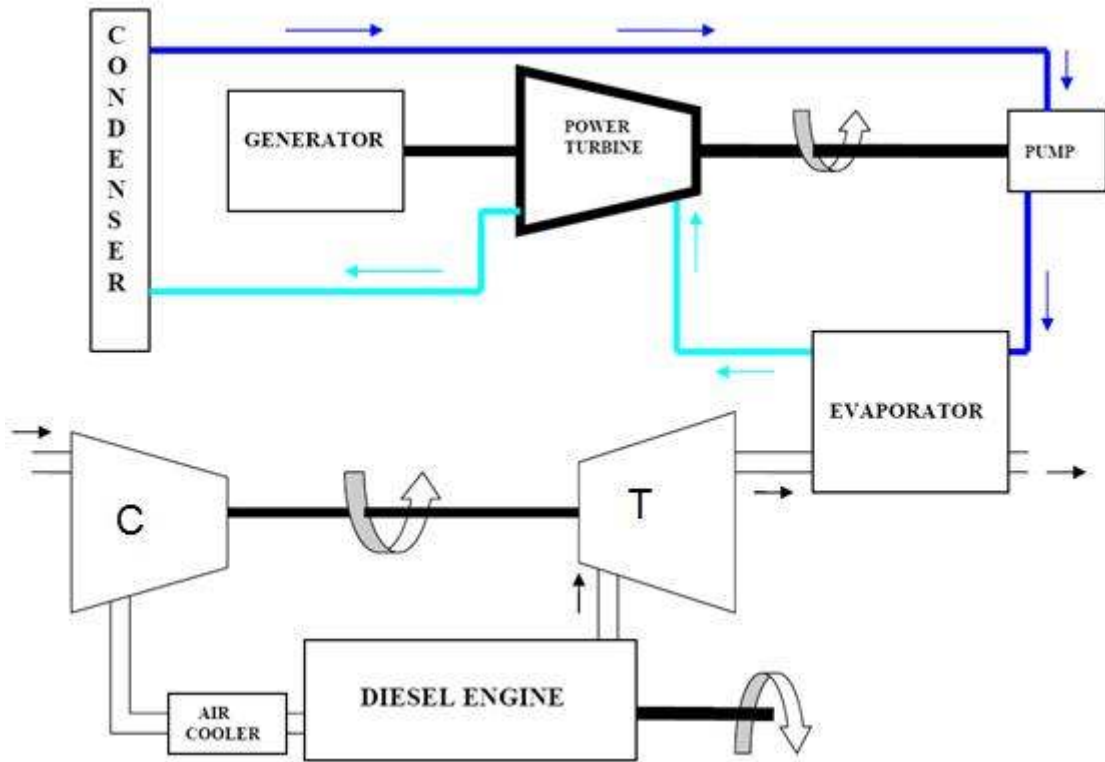
Θεωρητικά κάθε μηχανή εξωτερικής καύσης μπορεί να εργασθεί ως μηχανή δευτερεύοντος κύκλου. Μόνο δύο κύκλοι έχουν αποσπάσει τη προσοχή και αυτοί είναι ο κύκλος Stirling με ένα ελεύθερο έμβολο και ο κύκλος Rankine με το δεύτερο να έχει βρει τη μεγαλύτερη εφαρμογή.



Σχήμα 2-4. Κινητήρας Diesel με εγκατεστημένο σύστημα ανάκτηση θερμότητας καυσαερίων δευτερεύοντος κύκλου Stirling.

Ο κύκλος Stirling είναι ιδανικός ως δευτερεύων κύκλος σε εγκατάσταση συνδυασμένου κύκλου (σχήμα 2-4), 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 των κινητήρων 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 και 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.

Σε αντίθεση με την σύνθετη στρόβιλο-υπερπλήρωση με στρόβιλο ισχύος, στην περίπτωση χρήσης κύκλου Rankine το μεγαλύτερο ποσοστό της ενέργειας των καυσαερίων είναι διαθέσιμη και αξιοποιείται. Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα του συστήματος αυτού είναι η ικανότητα του να εκμεταλλεύεται χαμηλής ποιότητας ενέργεια καυσαερίων με ελάχιστη παρέμβαση στη λειτουργία της μηχανής. Από μελέτες έχει φανεί ότι τη μεγαλύτερη ποσοστιαία αύξηση στην οικονομία καυσίμου μπορεί να επιτευχθεί στο σημείο λειτουργίας της μηχανής στο οποίο η ισχύς είναι μέγιστη. Μειονεκτήματα του συστήματος αυτού αποτελούν η αργή απόκρισή του σε αλλαγές του φορτίου της μηχανής, η πολυπλοκότητα και το μέγεθός του με συνέπεια να καθιστούν εφικτή ίσως την εφαρμογή του μόνο σε οχήματα μεγάλου μήκους όπως π.χ. φορτηγά αυτοκίνητα.

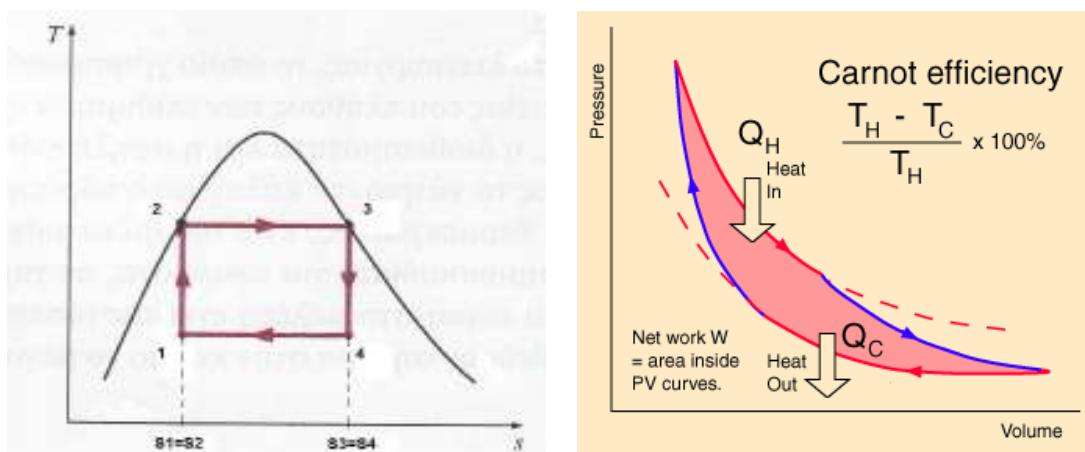


Σχήμα 2-5. Στρόβιλο-υπερπλήρωση σε συνδυασμό με δευτερεύοντα κύκλο Rankine.

3. ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ

3.1 ΚΥΚΛΟΣ CARNOT-ΚΥΚΛΟΣ ΑΝΑΦΟΡΑΣ

Ο κύκλος Carnot είναι ο ιδανικός κύκλος ο οποίος λειτουργεί μεταξύ δύο θερμοδοχείων σταθερών θερμοκρασιών και παρουσιάζει το μέγιστο δυνατό βαθμό απόδοσης. Το εργαζόμενο μέσο θερμαίνεται με αναστρέψιμο τρόπο και ισόθερμα σ' έναν ατμοποιητή (διεργασία 2-3), εκτονώνεται ισεντροπικά σ' ένα στρόβιλο (διεργασία 3-4), στη συνέχεια συμπυκνώνεται αντιστρεπτά και ισόθερμα σ' ένα συμπυκνωτή (διεργασία 4-1) και τέλος συμπιέζεται ισεντροπικά μέσα σ' ένα συμπιεστή ως την αρχική κατάσταση (διεργασία 1-2).



Σχήμα 3-1. Διάγραμμα T-s, P-V κύκλου Carnot

Λόγω της αναστρεψίμου λειτουργίας δεν παρατηρείται αύξηση της εντροπίας του συστήματος των θερμοδοχείων. Πράγματι κατά την αναστρέψιμη πρόσδοση του ποσού θερμότητας q_H , όπου $q_H = (s_2 - s_1) T_H$, η εντροπία του εργαζόμενου μέσου αυξάνει κατά $\Delta s_H = s_2 - s_1$ και συνεπώς η εντροπία του θερμοδοχείου υψηλής θερμοκρασίας ελαττώνεται κατά το αυτό ποσό. Κατά την απόρριψη υπό του εργαζόμενου μέσου του ποσού θερμότητας q_C , όπου $q_C = (s_4 - s_3) T_C$, η εντροπία του εργαζόμενου μέσου ελαττώνεται κατά $\Delta s_C = s_4 - s_3$ και συνεπώς η εντροπία του θερμοδοχείου χαμηλής θερμοκρασίας αυξάνεται κατά το αυτό ποσό.

Επειδή οι μεταβολές 12 και 34 είναι ισεντροπικές ισχύει ότι $s_2 - s_1 = s_4 - s_3$ και συνεπώς η εντροπία του συστήματος των δύο θερμοδοχείων παραμένει αμετάβλητη. Το γεγονός της αναστρεψιμότητας του κύκλου Carnot φαίνεται και στο διάγραμμα T-s. Το παραγόμενο έργο παρίσταται από την κλειστή επιφάνεια 12341.

Ο κύκλος αυτός δεν είναι πραγματοποιήσιμος για διάφορους λόγους. Μερικοί από αυτούς είναι οι ακόλουθοι:

i. Η ισόθερμη μεταφορά θερμότητας προς ή από το διφασικό σύστημα (διεργασίες 2-3 και 4-1) είναι δυνατό να προσεγγισθούν ικανοποιητικά πραγματοποιώντας διαδοχικές αναθερμάνσεις. Όμως περιορίζοντας τις διεργασίες μετάδοσης θερμότητας σε διφασικά συστήματα, περιορίζεται αυστηρά η μέγιστη θερμοκρασία που είναι δυνατόν να χρησιμοποιηθεί στον κύκλο (πρέπει να παραμείνει κάτω από την τιμή που αντιστοιχεί στο κρίσιμο σημείο, η οποία για το νερό είναι 374 °C).

ii. Η ισεντροπική εκτόνωση (διεργασία 3-4) πραγματοποιείται στην υγρή περιοχή με συνέπεια η ποιότητα του ατμού να μειώνεται. Έτσι ο στρόβιλος αναγκάζεται να λειτουργήσει με ατμούς υψηλού ποσοστού υγρασίας. Αυτό θα έχει σαν αποτέλεσμα η σύγκρουση των υγρών σταγονιδίων στα πτερύγια του στροβίλου να προκαλέσει διάβρωση, αποτελώντας σημαντική αιτία φθοράς τους.

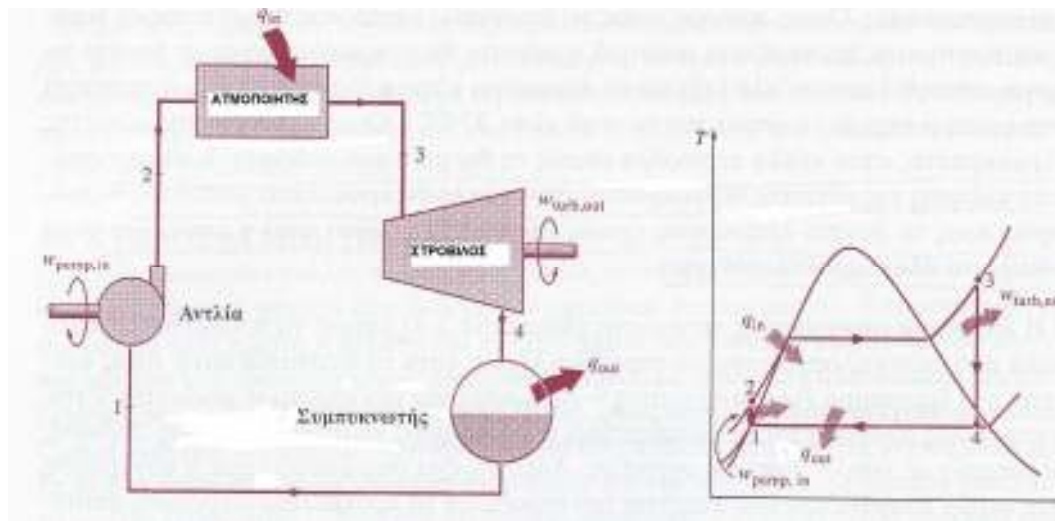
iii. Η διεργασία ισεντροπικής συμπίεσης (διεργασία 1-2) προκαλεί τη συμπίεση του μίγματος υγρού-ατμού στην κατάσταση του κορεσμένου υγρού. Σχετικά με αυτή τη διεργασία υπάρχουν δύο δυσκολίες. Πρώτον, δεν είναι εύκολο να ελεγχθεί με ακρίβεια η διεργασία συμπύκνωσης, ώστε να τελειώσει με την επιθυμητή ποιότητα στην κατάσταση 4. Δεύτερον, δεν είναι πρακτικός ο σχεδιασμός ενός συμπιεστή που θα διαχειριστεί δύο φάσεις.

Έτσι, συμπεραίνεται ότι ο κύκλος Carnot δεν αποτελεί κατάλληλο πρότυπο σύγκρισης για τους κύκλους παραγωγής ισχύος με ατμό, επειδή παρουσιάζει πρακτικές δυσκολίες. Αντίθετα, το πρότυπο για κύκλους παραγωγής ισχύος με ατμό είναι ο κύκλος Rankine, ο οποίος δεν εμφανίζει εσωτερικές αντιστρεπτότητες.

3.2 Ο ΚΥΚΛΟΣ RANKINE

Η λειτουργία πραγματικής μηχανής με κύκλο Carnot είναι ανέφικτη και η κύρια δυσκολία έγκειται τόσο στις δύο ισοθερμοκρασιακές μεταβολές όσο και στις ισεντροπικές. Παρόλαυτα χρησιμοποιείται ως αναφορά για συγκριτική αξιολόγηση. Με τον κύκλο Rankine είναι δυνατό να εξαιρεθούν πολλές από τις δυσκολίες που σχετίζονται με τον κύκλο Carnot. Αυτό πραγματοποιείται υπερθερμαίνοντας τον ατμό στον ατμοποιητή και συμπυκνώνοντάς τον πλήρως στο συμπυκνωτή όπως φαίνεται σχηματικά στο διάγραμμα T-s του σχήματος 3-2.

Η διάταξη του κύκλου Rankine αποτελείται από τον ατμοποιητή, το συμπυκνωτή, την τροφοδοτική αντλία και το στρόβιλο και αποτελεί το πρότυπο για κύκλους παραγωγής ισχύος με ατμό.



Σχήμα 3-2. Διάγραμμα T-s κύκλου Rankine και σχηματική διάταξη

3.2.1 Θερμοδυναμική ανάλυση του ιδανικού κύκλου Rankine

Ο ιδανικός κύκλος Rankine αποτελείται από τις ακόλουθες τέσσερις διεργασίες:

- 1-2 Ισεντροπική συμπίεση σε αντλία
- 2-3 Προσθήκη θερμότητας στον ατμοποιητή υπό σταθερή πίεση (P_H)
- 3-4 Ισεντροπική εκτόνωση σ' ένα στρόβιλο
- 4-1 Απόρριψη θερμότητας στο συμπυκνωτή υπό σταθερή πίεση (P_L)

Το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται στην αντλία στην κατάσταση 1 με τη μορφή κορεσμένου υγρού και συμπιέζεται ισεντροπικά στην υψηλή πίεση του κύκλου. Η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου, κατά τη διάρκεια αυτής της ισεντροπικής συμπίεσης αυξάνεται λίγο εξαιτίας της ελαφριάς μείωσης του ειδικού όγκου του εργαζόμενου μέσου.

Το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται στον ατμοποιητή στην κατάσταση 2 ως συμπιεσμένο υγρό και εξέρχεται στην κατάσταση 3 ως υπέρθερμος ατμός. Ο ατμοποιητής είναι βασικά ένας μεγάλος εναλλάκτης θερμότητας στον οποίο η θερμότητα μεταδίδεται στο εργαζόμενο μέσο ουσιαστικά υπό σταθερή πίεση.

Στην κατάσταση 3, ο υπέρθερμος ατμός εισέρχεται στο στρόβιλο στον οποίο εκτονώνεται ισεντροπικά και παράγει έργο. Κατά τη διεργασία αυτή, η πίεση και η θερμοκρασία των ατμών μειώνονται στις τιμές της κατάστασης 4 στην οποία οι ατμοί

εισέρχονται στο συμπυκνωτή. Ο ατμός συμπυκνώνεται σε σταθερή πίεση στο συμπυκνωτή, ο οποίος είναι βασικά ένας μεγάλος εναλλάκτης θερμότητας, απορρίπτοντας τη θερμότητα σ' ένα ψυκτικό μέσο. Ο ατμός αφήνει το συμπυκνωτή με τη μορφή κορεσμένου υγρού και εισέρχεται στην αντλία, ολοκληρώνοντας έτσι τον κύκλο

Η επιφάνεια κάτω από την καμπύλη διεργασίας σ' ένα διάγραμμα T-s παριστάνει τη θερμότητα που μεταφέρεται για εσωτερικά αντιστρεπτές διεργασίες. Η περιοχή κάτω από την καμπύλη της διεργασίας 2-3 παριστάνει τη θερμότητα που μεταφέρεται στο εργαζόμενο μέσο μέσα στον ατμοποιητή, ενώ η περιοχή κάτω από την καμπύλη της διεργασίας 4-1 παριστάνει τη θερμότητα που απορρίπτεται στο συμπυκνωτή. Η διαφορά μεταξύ αυτών των δύο (δηλαδή η περιοχή που περιβάλλεται από τον κύκλο) είναι το καθαρό έργο που παράγεται στη διάρκεια του κύκλου.

3.2.2 Ενεργειακή ανάλυση του ιδανικού κύκλου Rankine

Και οι τέσσερις συσκευές που εμπλέκονται στον κύκλο Rankine (η αντλία, ο ατμοποιητής, ο στρόβιλος και ο συμπυκνωτής) είναι συσκευές σταθεροποιημένης ροής και επομένως και οι τέσσερις διεργασίες που συνιστούν τον κύκλο Rankine είναι δυνατόν να αναλυθούν σαν διεργασίες μόνιμης ροής. Οι μεταβολές της κινητικής και της δυναμικής ενέργειας του ατμού είναι συνήθως μικρές σε σχέση με τους όρους του έργου και της θερμότητας που μεταφέρεται, με αποτέλεσμα να θεωρούνται συνήθως αμελητέες. Έτσι η εξίσωση ενέργειας της σταθεροποιημένης ροής ανά μονάδα μάζας ατμού απλοποιείται στην ακόλουθη σχέση:

$$(\dot{q}_{in} - \dot{q}_{out}) + (\dot{w}_{in} - \dot{w}_{out}) = h_e - h_i \quad \left(\frac{KJ}{Kg} \right) \quad (3-1)$$

Ο ατμοποιητής και ο συμπυκνωτής δεν παράγουν έργο, ενώ η αντλία και ο στρόβιλος υποτίθεται ότι λειτουργούν ισεντροπικά. Η διατήρηση της ενέργειας για κάθε συσκευή μπορεί να εκφρασθεί από τις ακόλουθες σχέσεις:

- Αντλία (q=0): $\dot{w}_{pump,in} = h_2 - h_1$ (3-2)

- ατμοποιητής (w=0): $\dot{q}_{in} = h_3 - h_2$ (3-3)

- Στρόβιλος (q=0): $\dot{w}_{turb,out} = h_3 - h_4$ (3-4)

- Συμπυκνωτής (w=0): $\dot{q}_{out} = h_4 - h_1$ (3-5)

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine ορίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\eta_{\text{RH}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{in}}} = 1 - \frac{Q_{\text{out}}}{Q_{\text{in}}} \quad (3-6)$$

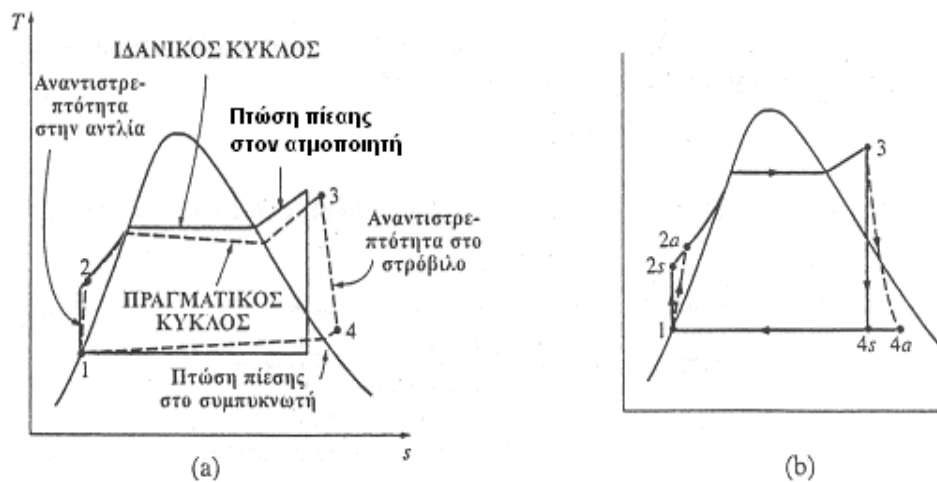
όπου:

$$W_{\text{net}} = Q_{\text{in}} - Q_{\text{out}} = W_{\text{turb,out}} - W_{\text{pump,in}} \quad (3-7)$$

Σ' ένα διάγραμμα T-s, ο βαθμός απόδοσης μπορεί επίσης να εκφρασθεί από το λόγο της επιφάνειας που περιβάλλεται από τον κύκλο προς την επιφάνεια κάτω από τη διεργασία προσθήκης θερμότητας.

3.2.3 Αποκλίσεις του πραγματικού κύκλου Rankine από τον αντίστοιχο ιδανικό

Η συμπεριφορά του πραγματικού κύκλου παραγωγής ισχύος με ατμό διαφέρει από αυτήν του ιδανικού κύκλου Rankine, όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 3-3, εξαιτίας των αναντιστρεπτοτήτων που εμφανίζονται στις διάφορες συσκευές του. Ιδιαίτερης σημασίας είναι οι αναντιστρεπτότητες που εμφανίζονται στην αντλία και στο στρόβιλο. Εξαιτίας των αναντιστρεπτοτήτων μια αντλία θα απαιτεί περισσότερο έργο εισόδου, ενώ ένας στρόβιλος θα παράγει λιγότερο έργο εξόδου. Σε ιδανικές συνθήκες η ροή διαμέσου αυτών των συσκευών είναι ισεντροπική.



Σχήμα 3-3. (a) Αποκλίσεις του πραγματικού κύκλου από τον ιδανικό κύκλο Rankine. (b) Η επίδραση των μη-αντιστρεπτών διεργασιών της αντλίας και του στρόβιλου στον ιδανικό και κύκλο Rankine [4].

Η τριβή του ρευστού και οι ανεπιθύμητες θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον είναι επίσης δύο συνηθισμένες αιτίες εμφάνισης αναντιστρεπτότητας.

Η τριβή του ρευστού προκαλεί πτώση πίεσης στον ατμοποιητή, στο συμπυκνωτή και στις σωληνώσεις σύνδεσης των διαφόρων συσκευών. Αυτό έχει ως

αποτέλεσμα ο ατμός να εξέρχεται από τον ατμοποιητή σε χαμηλότερη πίεση. Επίσης, η πίεση στην είσοδο του στροβίλου είναι λίγο πιο χαμηλή από εκείνη στην έξοδο του ατμοποιητή λόγω της πτώση πίεσης στους σωλήνες σύνδεσής τους. Η πτώση πίεσης στο συμπυκνωτή είναι συνήθως μικρή.

Για να αντισταθμιστούν αυτές οι πτώσεις πίεσης, το εργαζόμενο μέσο πρέπει να αντληθεί σε υψηλότερη πίεση από αυτή που προβλέπεται από τον ιδανικό κύκλο. Αυτό απαιτεί τη χρήση μιας μεγαλύτερης αντλίας και επομένως την κατανάλωση μεγαλύτερης ισχύος στην αντλία.

Η άλλη βασική πηγή εμφάνισης αναντιστρεπτοτήτων είναι οι απώλειες θερμότητας από τον ατμό προς το περιβάλλον, καθώς ρέει διαμέσου των διαφόρων συσκευών. Για να διατηρηθεί το καθαρό έργο εξόδου του κύκλου στο ίδιο επίπεδο, χρειάζεται να μεταφερθεί περισσότερη θερμότητα στον ατμό μέσα στον ατμοποιητή, ώστε να αντισταθμιστούν αυτές οι ανεπιθύμητες απώλειες. Αυτό θα έχει σαν αποτέλεσμα τη μείωση της απόδοσης του κύκλου.

Για την ανάλυση των πραγματικών κύκλων χρειάζεται να ληφθούν υπόψη και άλλοι παράγοντες. Στους πραγματικούς συμπυκνωτές το υγρό είναι συνήθως υπόψυκτο, ώστε να αποφεύγεται η δημιουργία σπηλαιώσεων, δηλαδή ραγδαίων εξατμίσεων και συμπυκνώσεων του ρευστού στην πλευρά χαμηλής πίεσης του πτερυγίου της αντλίας, που μπορούν τελικά να το καταστρέψουν. Ο ατμός που πιθανόν να διαρρέει κατά τη διάρκεια του κύκλου και ο αέρας που πιθανόν να εισρέει στο συμπυκνωτή αποτελούν δύο επιπλέον πηγές απωλειών. Τέλος, στον υπολογισμό της απόδοσης των πραγματικών εγκαταστάσεων παραγωγής ισχύος θα πρέπει να λαμβάνεται επίσης υπόψη η ισχύς που καταναλώνεται από το βοηθητικό εξοπλισμό.

3.2.4 Δυνατότητες αύξησης του βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine

Οι μονάδες παραγωγής ισχύος με χρήση κύκλου Rankine είναι υπεύθυνες για την παραγωγή μεγάλου μέρους ηλεκτρικής ισχύος παγκοσμίως. Ακόμη και μικρές αυξήσεις της θερμικής απόδοσης μπορεί να σημαίνουν μεγάλη εξοικονόμηση ενεργειακών και οικονομικών πόρων. Έτσι, γίνεται κάθε δυνατή προσπάθεια να βελτιωθεί η απόδοση του κύκλου σύμφωνα με τον οποίο λειτουργεί η κάθε μονάδα παραγωγής ισχύος με ατμό.

Πίσω από όλες τις τροποποιήσεις για αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου ισχύος, η βασική ιδέα είναι η ίδια:

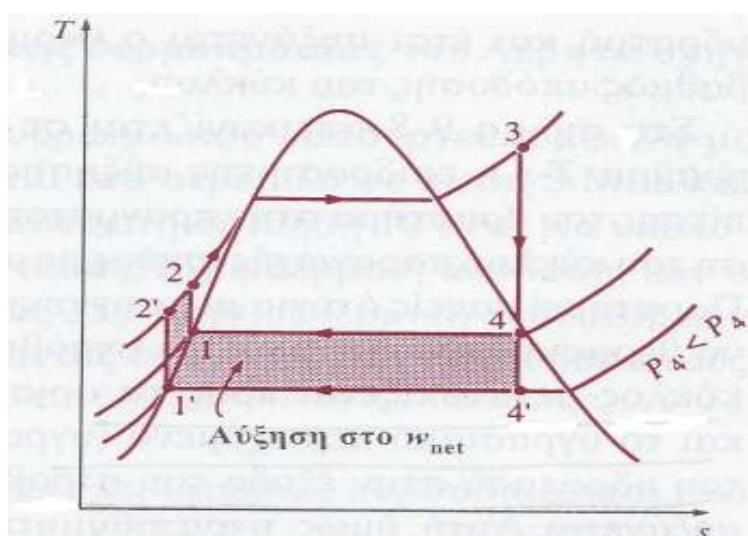
i. Αύξηση της μέσης θερμοκρασίας στην οποία η θερμότητα μεταφέρεται από τον ατμοποιητή στο εργαζόμενο μέσο.

ii. Μείωση της μέσης θερμοκρασίας στην οποία η θερμότητα απορρίπτεται από το εργαζόμενο μέσο μέσα στο συμπυκνωτή.

Αυτό σημαίνει ότι η μέση θερμοκρασία του ρευστού θα πρέπει να είναι όσο το δυνατόν υψηλότερη κατά τη διάρκεια προσθήκης θερμότητας και κατά το δυνατό χαμηλότερη κατά τη διάρκεια της απόρριψης θερμότητας. Στη συνέχεια αναφέρονται τρεις τρόποι σύμφωνα με τους οποίους είναι δυνατό να επιτευχθούν τα παραπάνω για τον απλό ιδανικό κύκλο Rankine [4].

3.2.4.1 Μείωση της πίεσης του συμπυκνωτή

Στη θερμοκρασία κορεσμού, που αντιστοιχεί στην πίεση που επικρατεί στο εσωτερικό του συμπυκνωτή, ο υγρός ατμός βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου μίγματος. Επομένως, μειώνοντας την πίεση λειτουργίας του συμπυκνωτή, αυτόματα μειώνεται η θερμοκρασία του υγρού ατμού και επομένως η θερμοκρασία στην οποία απορρίπτεται η θερμότητα.



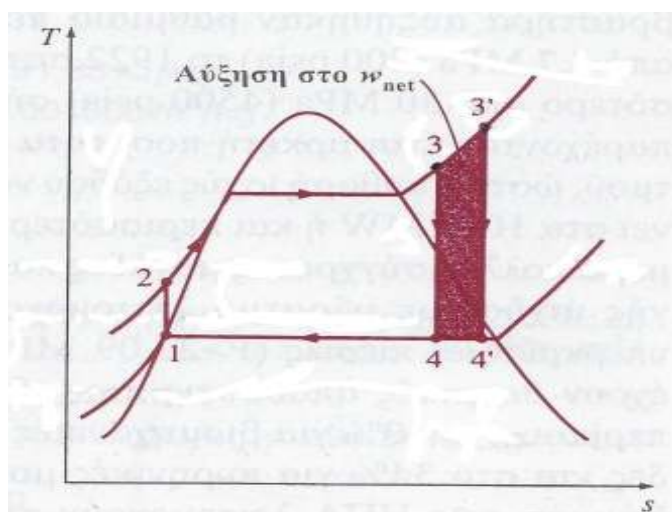
Σχήμα 3-4. Η επίδραση της μείωσης της πίεσης του συμπυκνωτή σ' έναν ιδανικό κύκλο Rankine.

Η επίδραση της μείωσης της πίεσης του συμπυκνωτή στο βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine παρουσιάζεται στο διάγραμμα T-s του σχήματος 3-4. Για λόγους σύγκρισης, η κατάσταση εισόδου στο στρόβιλο έχει διατηρηθεί η ίδια. Η σκιαγραφημένη περιοχή του διαγράμματος αυτού παριστά την αύξηση του καθαρού έργου εξόδου εξαιτίας της μείωσης της πίεσης του συμπυκνωτή από P_4 σε P'_4 .

Επίσης, αυξάνουν οι ανάγκες για προσθήκη θερμότητας (παριστάνονται από την περιοχή κάτω από την καμπύλη 2'-2), αλλά αυτή η αύξηση είναι πολύ μικρή. Έτσι, το συνολικό αποτέλεσμα της μείωσης της πίεσης του συμπυκνωτή είναι μια αύξηση της θερμικής απόδοσης του κύκλου.

3.2.4.2 Υπερθέρμανση του ατμού σε υψηλές θερμοκρασίες

Είναι δυνατόν να αυξηθεί η μέση θερμοκρασία στην οποία η θερμότητα προστίθεται στον ατμό. Αυτό πετυχαίνεται, υπερθερμαίνοντας τον ατμό σε υψηλές θερμοκρασίες χωρίς να αυξηθεί η πίεση του ατμοποιητή. Η επίδραση της υπερθέρμανσης στην εκτέλεση των κύκλων ισχύος με ατμό παρουσιάζεται στο διάγραμμα T-s του σχήματος 3-5. Η χρωματισμένη περιοχή παριστάνει την αύξηση του καθαρού έργου. Η συνολική περιοχή κάτω από την καμπύλη διεργασίας 3-3' παριστάνει την αύξηση της θερμότητας εισόδου. Έτσι, τόσο το καθαρό έργο όσο και η θερμότητα εισόδου αυξάνονται λόγω της υπερθέρμανσης του ατμού σε υψηλότερη θερμοκρασία. Η τελική επίδραση είναι η αύξηση του βαθμού απόδοσης, αφού αυξάνεται η μέση θερμοκρασία στην οποία προστίθεται θερμότητα.

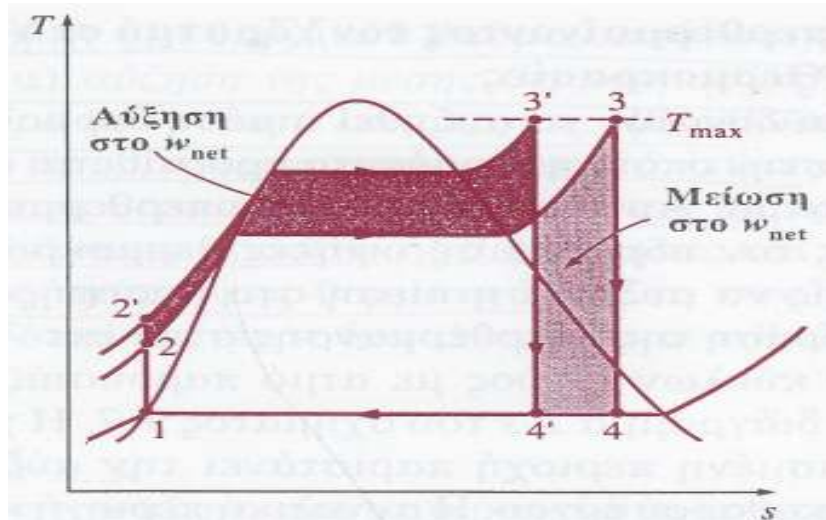


Σχήμα 3-5. Η επίδραση της υπερθέρμανσης του ατμού σε υψηλότερες θερμοκρασίες στον ιδανικό κύκλο Rankine.

Η υπερθέρμανση του ατμού σε υψηλότερες θερμοκρασίες έχει ένα άλλο επιθυμητό αποτέλεσμα: μειώνει το υγρασιακό περιεχόμενο του υγρού ατμού στην έξοδο του στροβίλου, όπως μπορεί κανείς να δει από το διάγραμμα T-s (η ποιότητα στην κατάσταση 4' είναι υψηλότερη από εκείνη της κατάστασης 4). Βέβαια, η θερμοκρασία στην οποία ο ατμός μπορεί να υπερθερμανθεί περιορίζεται και από κατασκευαστικούς παράγοντες.

3.2.4.3 Αύξηση της πίεσης του ατμοποιητή

Ένας άλλος τρόπος για να αυξηθεί η μέση θερμοκρασία κατά τη διάρκεια της διεργασίας προσθήκης θερμότητας είναι ν' αυξηθεί η πίεση λειτουργίας του ατμοποιητή, η οποία αυτόματα αυξάνει τη θερμοκρασία στην οποία διεξάγεται ο βρασμός. Αυτό, κατά συνέπεια, αυξάνει τη μέση θερμοκρασία στην οποία η θερμότητα προστίθεται στον ατμό και έτσι αυξάνεται ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου.



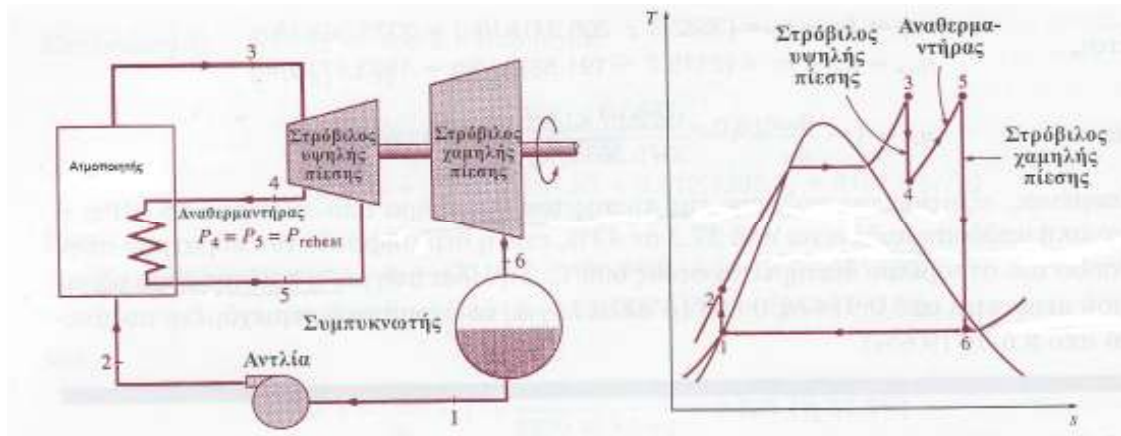
Σχήμα 3-6. Η επίδραση της αύξησης της πίεσης του ατμοποιητή στον ιδανικό κύκλο Rankine.

Στο σχήμα 3-6 απεικονίζεται σε διάγραμμα T-s η επίδραση της αύξησης της πίεσης του ατμοποιητή στην πραγματοποίηση του κύκλου παραγωγής ισχύος με ατμό. Παρατηρείται ότι για μια συγκεκριμένη θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο ο κύκλος μετατοπίζεται προς τα αριστερά και η υγρασία του ατμού στην έξοδο του στρόβιλου αυξάνεται. Αυτή, όμως, η ανεπιθύμητη παρενέργεια μπορεί να διορθωθεί αναθερμαίνοντας τον ατμό σύμφωνα με τα όσα αναφέρθηκαν παραπάνω.

3.2.5 Ο ιδανικός κύκλος Rankine με αναθέρμανση

Μια πρακτική λύση για ν' αυξηθεί ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου και ν' αποφευχθεί η υγρασία στο στρόβιλο είναι η εκτόνωση του ατμού στο στρόβιλο σε δύο στάδια με ενδιάμεση αναθέρμανση.

Το διάγραμμα T-s του ιδανικού κύκλου Rankine με αναθέρμανση και η σχηματική παράσταση της μονάδας απεικονίζονται στο σχ. 3-7.



Σχήμα 3-7. Ο ιδανικός κύκλος Rankine με αναθέρμανση.

Ο ιδανικός κύκλος Rankine με αναθέρμανση διαφέρει από τον απλό ιδανικό κύκλο Rankine στο ότι η διεργασία της εκτόνωσης πραγματοποιείται σε δύο στάδια. Στο πρώτο στάδιο (στο στρόβιλο υψηλής πίεσης), ο ατμός εκτονώνεται ισεντροπικά σε μια ενδιάμεση πίεση και στέλνεται ξανά στον ατμοποιητή όπου αναθερμαίνεται σε μια σταθερή πίεση, συνήθως στη θερμοκρασία εισόδου του πρώτου σταδίου του στρόβιλου. Στη συνέχεια, ο ατμός εκτονώνεται ισεντροπικά στο δεύτερο στάδιο (στο στρόβιλο χαμηλής πίεσης), στην πίεση του συμπυκνωτή. Έτσι, για ένα κύκλο με αναθέρμανση, η συνολική προσθήκη θερμότητας και το συνολικό έργο εξόδου των στρόβιλων γίνονται:

$$q_{in} = q_{primary} + q_{reheat} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \quad (3-8)$$

και:

$$w_{turb,out} = w_{turb,I} + w_{turb,II} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \quad (3-9)$$

Η ενσωμάτωση της απλής αναθέρμανσης σε μια σύγχρονη μονάδα παραγωγής ισχύος με ατμό βελτιώνει την απόδοση κύκλου κατά 4 έως 5%, με αύξηση της μέσης θερμοκρασίας στην οποία η θερμότητα προστίθεται στον ατμό.

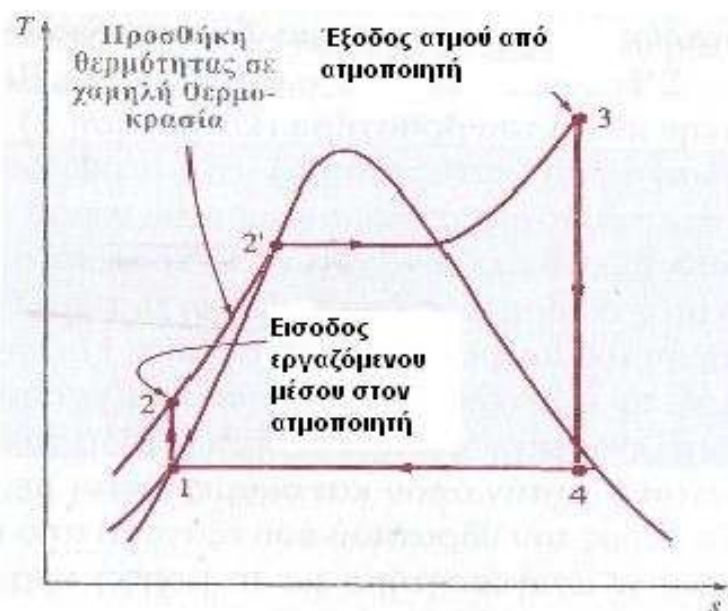
Υπενθυμίζεται ότι μοναδικός στόχος του κύκλου με αναθέρμανση είναι η μείωση του υγρασιακού περιεχομένου του ατμού στα τελικά στάδια της εκτόνωσης. Εάν υπήρχαν διαθέσιμα υλικά που θα μπορούσαν να ανταπεξέλθουν ικανοποιητικά σε υψηλές θερμοκρασίες, δε θα υπήρχε ανάγκη χρήσης του κύκλου αναθέρμανσης.

3.2.6 Ο ιδανικός κύκλος Rankine με αναγέννηση (προθέρμανση)

Από μια προσεκτική εξέταση των διαγραμμάτων T-s του κύκλου Rankine που παρατίθενται στο σχήμα 3-8, διαπιστώνεται ότι κατά τη διάρκεια της διεργασίας 2-2'

προστίθεται θερμότητα στο εργαζόμενο μέσο σε σχετικά χαμηλή θερμοκρασία. Αυτό προκαλεί τη μείωση της μέσης θερμοκρασίας στην οποία προστίθεται θερμότητα και κατά συνέπεια και του βαθμού απόδοσης του κύκλου.

Για να διορθωθεί αυτό το μειονέκτημα αναζητούνται τρόποι αύξησης της θερμοκρασίας του υγρού που εγκαταλείπει την αντλία (π.χ. νερού τροφοδοσίας) πριν εισέλθει στον ατμοποιητή. Μια πρακτική διεργασία αναγέννησης, σε μονάδες παραγωγής ισχύος με ατμό, επιτυγχάνεται αφαιρώντας ατμό από το στρόβιλο σε διαφορετικά σημεία. Ο ατμός αυτός, ο οποίος θα μπορούσε να παράγει επιπλέον έργο, εάν εκτονωνόταν στο στρόβιλο, χρησιμοποιείται για τη θέρμανση του εργαζόμενου μέσου τροφοδοσίας. Η συσκευή στην οποία πραγματοποιείται η θέρμανση αυτή με αναγέννηση ονομάζεται αναγεννητήρας ή θερμαντήρας του εργαζόμενου μέσου τροφοδοσίας.



Σχήμα 3-8. Το πρώτο τμήμα της διεργασίας προσθήκης θερμότητας στον ατμοποιητή πραγματοποιείται σε σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες.

Η αναγέννηση δε βελτιώνει μόνο την απόδοση του κύκλου, αλλά επιπλέον παρέχει μέσα εξαέρωσης του εργαζόμενου μέσου τροφοδοσίας (αφαιρώντας τον αέρα που εισρέει στο συμπυκνωτή) για να αποφευχθεί η διάβρωση στον ατμοποιητή. Επιπλέον, βοηθά στον έλεγχο της μεγάλης ογκομετρικής παροχής του υγρού ατμού στα τελικά στάδια (βαθμίδες) του στρόβιλου (εξαιτίας των υψηλών ειδικών όγκων στις χαμηλές πιέσεις). Έτσι η αναγέννηση χρησιμοποιείται σε όλες τις σύγχρονες μονάδες παραγωγής ισχύος με ατμό από τις αρχές τη δεκαετίας του '20, οπότε και πρωτοεμφανίστηκε. Ο θερμαντήρας εργαζόμενου μέσου τροφοδοσίας είναι βασικά

έναν εναλλάκτη θερμότητας με τη βοήθεια του οποίου η θερμότητα μεταφέρεται από τον ατμό στο εργαζόμενο μέσο τροφοδοσίας, είτε αναμιγνύοντας τα ρεύματα ροής των δύο ρευστών (ανοικτοί θερμοαντλήρες), είτε χωρίς ανάμιξή τους (κλειστοί θερμοαντλήρες).

4. ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE

4.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Ο κύκλος Rankine έχει υπάρξει ο στυλοβάτης της βιομηχανίας για περισσότερο από ένα αιώνα. Στις εφαρμογές Rankine το καύσιμο καίγεται σε ατμοποιητές με σκοπό την παραγωγή ατμού ο οποίος οδηγείται σε μια αρχική μηχανή με σκοπό την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ή να χρησιμοποιηθεί σε άλλες εργασίες. Από την άλλη οι μηχανές Diesel αποτελούν μηχανές εσωτερικής καύσης που παράγουν ισχύ από την απευθείας καύση εντός του εμβόλου και έχουν αναπτυχθεί για τις ανάγκες της αυτοκίνησης και της παραγωγής ισχύος.

Οι κυβερνήσεις και οι βιομηχανίες αντιδρώντας στη μείωση των αποθεμάτων πετρελαίου και στην αύξηση των τιμών αυτού τη δεκαετία του '70 ξεκίνησαν να μελετούν τρόπους ώστε να χρησιμοποιήσουν την ενέργεια που αποβάλλεται στο περιβάλλον και χάνεται για την παραγωγή επιπρόσθετης ισχύος. Έτσι προτάθηκε η χρήση του κύκλου Rankine ως δευτερεύοντος κύκλου που λειτουργεί παράλληλα με μηχανή Diesel. Είναι προφανές ότι η εφαρμογή του πλάνου αυτού δεν θα είναι ελκυστική εάν δεν υπάρξει μια σημαντική μείωση του κόστους και της πολυπλοκότητας της εγκατάστασης.

4.2 ΣΥΝΤΟΜΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL

Πριν προχωρήσουμε στην μελέτη του συστήματος ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων κινητήρων Diesel μέσω κύκλου Rankine θα ήταν πρόπον να κάνουμε μια ανάλυση για τον κινητήρα Diesel (πήρε το όνομά του από τον εφευρέτη του Rudolf Diesel) ο οποίος επιπλέον καλείται και κινητήρας έναυσης με συμπίεση (αυτανάφλεξη) διότι έχουμε πάντοτε αυτανάφλεξη, λόγω της κατάλληλης εισαγωγής του καυσίμου στον κύλινδρο τη στιγμή κατά την οποία το περιεχόμενό του έχει ήδη θερμανθεί σε επαρκώς υψηλή θερμοκρασία.

Ο κινητήρας Diesel [1] αναρροφά πάντα ατμοσφαιρικό αέρα και χρησιμοποιεί ως καύσιμα τα βαρύτερα της βενζίνης υγρά καύσιμα της κατηγορίας των πετρελαίων (που είναι λιγότερα πτητικά και φθηνότερα), όπως το αεριέλαιο (καύσιμο Diesel) ή ακόμη, στους μέσους και μεγάλων διαστάσεων κινητήρες, το ελαφρό ή βαρύ καύσιμο λεβήτων. Για το σχηματισμό του μείγματος το πετρέλαιο εισάγεται στο θάλαμο καύσης διασκορπιζόμενο στη μάζα του ήδη συμπιεσμένου αέρα, με τη βοήθεια

μηχανικής συμπίεσεως δηλαδή υπό την επίδραση της ισχυρής πίεσεως που δημιουργείται από το σύστημα αντλίας καυσίμου-εγχυτήρα. Έχουμε δηλαδή καύση ετερογενούς μείγματος αέρα καυσίμου (φλόγα διαχύσεως).

Η έναυση και ο ρυθμός καύσεως ελέγχονται από τη στιγμή της εγχύσεως και το ρυθμό εγχύσεως του καυσίμου, σε συνδυασμό κυρίως με το επίπεδο τύρβης του συμπιεσμένου αέρα, παρότι επηρεάζονται από την πίεση και τη θερμοκρασία. Επειδή ο διατιθέμενος χρόνος για το σχηματισμό του μείγματος είναι σχετικά μικρός, είναι πάντοτε αναγκαία μια περίσσεια αέρα (ελάχιστος λόγος μαζών αέρα-καυσίμου 18:1 έως 25:1) για την επίτευξη της τέλει καύσης, πράγμα όμως που οδηγεί σε μειωμένη συγκέντρωση ισχύος.

Η ρύθμιση της ισχύος του κινητήρα Diesel είναι ποιοτική δηλαδή η αυξομείωση της ισχύος επιτυγχάνεται δια της μεταβολής της ποιότητας του μείγματος (δηλαδή του λόγου καυσίμου-αέρα), προκαλούμενης πρωτογενώς δια της μεταβολής της ανά κύκλο εγχυομένης ποσότητας καυσίμου ενώ η ποσότητα του αναρροφώμενου αέρα παραμένει πρακτικώς ίδια, για όλα τα φορτία, εφόσον τηρείται σταθερή ταχύτητα περιστροφής. Το μέγιστο φορτίο στον κινητήρα Diesel τίθεται από την καύση (περίσσεια αέρα), δηλαδή αντιστοιχεί στο φορτίο πέραν του οποίου αρχίζουμε να έχουμε απαράδεκτο, πλέον του 'ελαφρού' καπνό (άκαυστος άνθρακας) στην εξαγωγή.

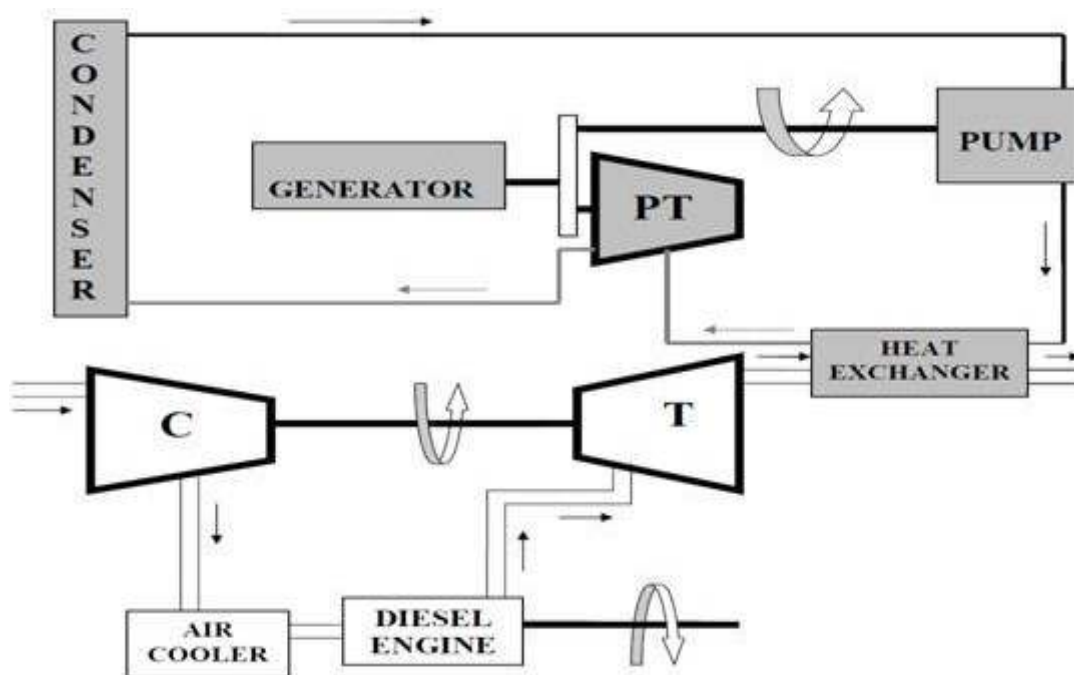
Η ικανοποιητική λειτουργία του κινητήρα Diesel εξαρτάται από τον κατάλληλο έλεγχο της εγχύσεως του καυσίμου και της κινήσεως του αέρα στον θάλαμο καύσεως. Ιδανικά είναι επιθυμητή μία καλή ποιότητα εγχύσεως του καυσίμου και ένα υψηλό επίπεδο κινήσεως του αέρα στον κύλινδρο, με σκοπό την καλή ανάμειξη καυσίμου με τον αέρα του θαλάμου καύσης.

4.3 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL ΜΕΣΩ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE

Η στρόβιλο-υπερπλήρωση σε συνδυασμό με δευτερεύοντα κύκλο Rankine (Rankine compounding) φαίνεται στο σχήμα 4-1. Το δευτερεύον αυτό κύκλωμα αποτελείται από:

- i. Το εργαζόμενο μέσο (Working fluid)
- ii. Τον εναλλάκτη θερμότητας (Heat Exchanger)
- iii. Τον εκτονωτή ή στρόβιλο ισχύος (Expander or Power Turbine)
- iv. Το συμπυκνωτή (Condenser)

v. Την τροφοδοτική αντλία (Pump)



Σχήμα 4-1. Στρόβιλο-υπερπλήρωση σε συνδυασμό με δευτερεύοντα κύκλο Rankine.

Το εργαζόμενο μέσο μορφοποιεί ένα ξεχωριστό κύκλωμα. Τα καυσαέρια εξερχόμενα από τον κινητήρα Diesel εκτονώνονται στον εκτονωτή, από τον οποίο εξέρχονται με υψηλή θερμοκρασία. Επομένως τα καυσαέρια αποτελούν πηγή θερμότητας, ανάκτηση της οποίας πραγματοποιείται με την τοποθέτηση δευτερεύοντος κύκλου Rankine. Για το λόγο αυτό οδηγούνται στον εναλλάκτη θερμότητας όπου πραγματοποιείται η συναλλαγή θερμότητας μεταξύ του ρεύματος αυτού (θερμό ρεύμα) και του εργαζόμενου μέσου του κύκλου Rankine (ψυχρό ρεύμα). Το εργαζόμενο μέσο προθερμαίνεται, ατμοποιείται και υπερθερμαίνεται στον εναλλάκτη για να εκτονωθεί τελικά στον εκτονωτή. Η παραγόμενη ισχύς μεταφέρεται μέσω ενός μειωτήρα στροφών στον στροφαλοφόρο άξονα.

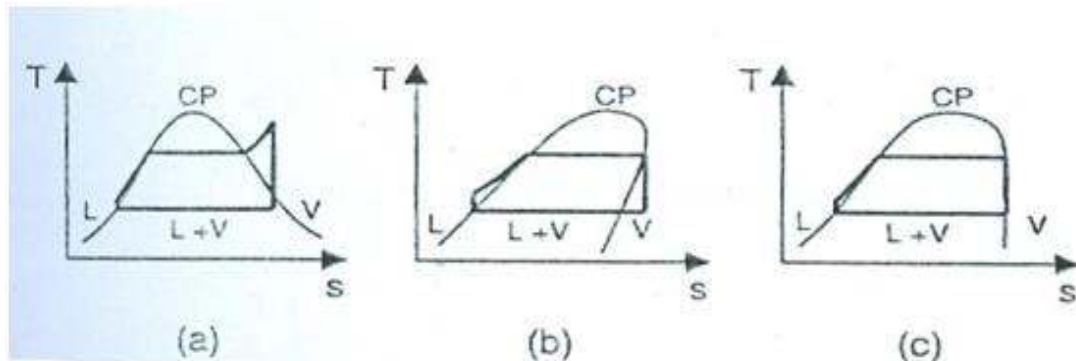
4.3.1 Επιλογή εργαζόμενου μέσου

Για την επιλογή του εργαζόμενου μέσου σε κύκλο Rankine λαμβάνονται υπόψη τα ακόλουθα:

- i. Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας.
- ii. Τοξικότητα.
- iii. Χημική σταθερότητα σε υψηλές θερμοκρασίες.
- iv. Αναφλεξιμότητα.

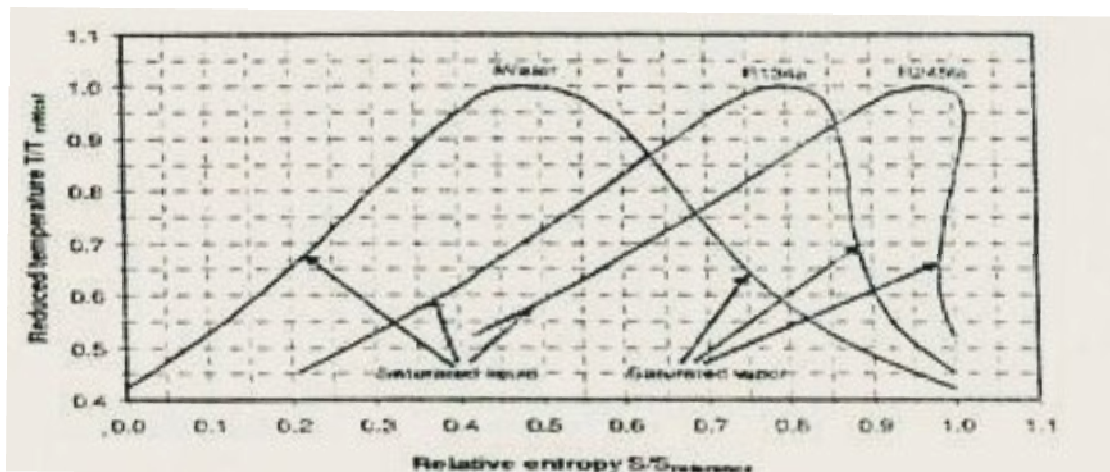
Επιπλέον στην επιλογή του εργαζόμενου μέσου πρέπει να συνυπολογίζονται το κόστος και η διαθεσιμότητά του. Τα ρευστά που έχουν εξετασθεί μπορούν ταξινομηθούν, ανάλογα με την κατάσταση του εργαζόμενου μέσου στο τέλος της εκτόνωσης, σε δύο είδη:

- i. Ανόργανα.
- ii. Οργανικά.



Σχήμα 4-2. Διάγραμμα T-s για υγρά, ξηρά και ισεντροπικά ρευστά [5].

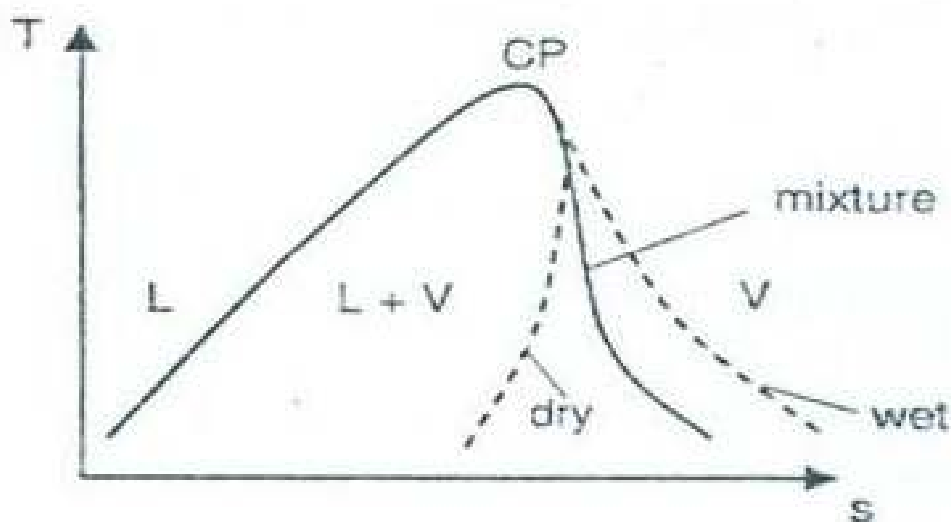
Τα ανόργανα ρευστά μετά το πέρας της εκτόνωσης βρίσκονται συνήθως σε διφασική μορφή (υγρή και αέρια φάση) όπως π.χ. το νερό, η αμμωνία κ.λ.π. Τα οργανικά ρευστά από την άλλη μετά το πέρας της εκτόνωσης βρίσκονται συνήθως σε κατάσταση υπέρθεμου ατμού (ξηρά ρευστά) είτε σε κατάσταση κορεσμού (ισεντροπικά ρευστά). Εξαίρεση αποτελούν οργανικά ρευστά μικρού μοριακού βάρους, όπως το μεθάνιο και το αιθάνιο, τα οποία μετά το πέρας της εκτόνωσης βρίσκονται σε διφασική μορφή [5]. Στο σχήμα 4-2 δίνεται το διάγραμμα ενθαλπίας-θερμοκρασίας για τρία είδη ρευστών.



Σχήμα 4-3. Διάγραμμα T-s για νερό, R134a, R245fa.

Το σχήμα 4-3 δείχνει τρία ρευστά (νερό, R134a, R245fa) τα οποία μπορούν να επιλεγούν ως εργαζόμενα μέσα σε κύκλο Rankine. Από το σχήμα παρατηρείται ότι στο νερό (ανόργανο ρευστό) η γραμμή κορεσμένου ατμού έχει αρνητική κλίση. Έτσι εάν ο βαθμός υπερθέρμανσης είναι περιορισμένος στο τέλος της εκτόνωσης το ρευστό θα βρίσκεται στη διφασική περιοχή. Στο R245fa (οργανικό ρευστό) η γραμμή κορεσμένου ατμού έχει θετική κλίση εάν η κατάσταση δεν είναι πολύ κοντά στο κρίσιμο σημείο. Η γραμμή κορεσμένου ατμού για τα ισεντροπικά ρευστά είναι σχεδόν κάθετη και έτσι σε μια αδιαβατική εκτόνωση το εργαζόμενο μέσο ίσως παραμένει κορεσμένος ατμός. Αυτό εξυπηρετεί την εκτόνωση διότι αυτή δεν πραγματοποιείται στην υγρή περιοχή που έχει αρνητική επίδραση στον εκτονωτή.

Εάν το εργαζόμενο μέσο είναι μείγμα ξηρού και υγρού ρευστού τότε το ρευστό που προκύπτει έχει χαρακτηριστικά και από τα δύο είδη ρευστών από τα οποία προέρχεται. Το σχήμα 4-4 δείχνει ένα διάγραμμα T-s για ένα τέτοιο ρευστό. Επειδή τα εργαζόμενα αυτά μέσα μπορούν να έχουν πολλά συστατικά σε οποιονδήποτε συνδυασμό, πιθανά εργαζόμενα μέσα για κύκλο Rankine με εργαζόμενο μέσο οργανικό ρευστό είναι αναρίθμητα.



Σχήμα 4-4. Διάγραμμα T-s για μείγμα υγρού και ξηρού ρευστού[5].

Υγρά ρευστά με υψηλή υγρότητα είναι γενικά μη επιθυμητά σε συστήματα ανάκτησης θερμότητας διότι είναι πιθανόν το επίπεδο της θερμοκρασίας να είναι τέτοιο ώστε να μην επιτυγχάνεται υψηλός βαθμός υπερθέρμανσης γεγονός που επηρεάζει αρνητικά την τελευταία βαθμίδα του στροβίλου ή του εκτονωτή.

Στην επιλογή του εργαζόμενου μέσου χρησιμοποιούνται τα ακόλουθα κριτήρια:

i. Το εργαζόμενο μέσο να είναι θερμο-χημικά σταθερό για τη λειτουργία του συστήματος σε πλήρες φορτίο και τούτο διότι κάποια συστατικά που αποσυντίθεται μπορεί να είναι βλαβερά ενώ το ίδιο το εργαζόμενο μέσο να είναι φιλικό προς το περιβάλλον.

ii. Όλα τα CFC και HCFC δεν πρέπει να χρησιμοποιούνται διότι δεν είναι φιλικά προς το περιβάλλον.

iii. Για ένα υποκρίσιμο ή υπερκρίσιμο κύκλο Rankine η μέγιστη θερμοκρασία υπερθέρμανσης πρέπει να είναι μικρότερη από αυτή της θερμοκίνης σταθερότητας του εργαζόμενου μέσου.

Χωρίς να είναι γνωστό το θερμοκρασιακό εύρος της απορριπτόμενης ενέργειας είναι δύσκολο να προταθεί εργαζόμενο μέσο. Εντούτοις, εάν η δημόσια ασφάλεια και οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις δεν αποτελούν θέμα προβληματισμού, σε μια γενική θεώρηση, ένα ιδανικό ρευστό θα έχει μια μέγιστη επιτρεπόμενη θερμοκρασία στην οποία θα εργάζεται πολύ κοντά σε αυτή της απορριπτόμενης θερμότητας. Ρευστά με ισχυρούς μοριακούς δεσμούς έχουν υψηλή θερμοκίνη σταθερότητα και τέτοια είναι το υδρογόνο, το νερό, η αμμωνία, η αλκοόλη.

Το νερό είναι ρευστό εύκολα διαθέσιμο χρησιμοποιείται ευρέως και ως ψυκτικό μέσο και ως εργαζόμενο μέσο σε κύκλο Rankine. Παρολαυτά ένας σημαντικός προβληματισμός για το νερό είναι ότι παγώνει τους 0°C. Στο ψυκτικό κύκλωμα των βαρέων οχημάτων χρησιμοποιείται συνήθως μείγμα που αποτελείται από 50% αιθυλική γλυκόλη και 50% νερό, ένα τέτοιο μείγμα αν χρησιμοποιηθεί σε κύκλο Rankine δημιουργεί προβλήματα λόγω της υψηλής θερμοκρασίας οξείδωσης και αποσύνθεσης των προϊόντων. Από τα οργανικά ρευστά το τολουένιο είναι το πιο κατάλληλο λόγω της διαθεσιμότητας του και του κόστους του. Στην παρούσα εργασία ως εργαζόμενο μέσο θεωρείται το νερό.

4.3.2 Εναλλάκτης θερμότητας (Heat Exchanger)

Ο εναλλάκτης θερμότητας αποτελείται από τρεις διακριτούς τομείς :

- i. Προθερμαντήρας
- ii. Ατμοποιητής
- iii. Υπερθερμαντής

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. Επειδή η πηγή θερμότητας είναι τα θερμά καυσαέρια της

μηχανής μπορεί να χρησιμοποιηθεί ένας εναλλάκτης σωληνωτός με πτερύγιο (tube-and-fin type) στον οποίο τα καυσαέρια θα διέρχονται πάνω από τα πτερύγια. Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του σωλήνα μπορεί να υπολογισθεί απλοϊκά από την εξίσωση 4-1:

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} \quad (4-1)$$

οπού:

Re=αριθμός Reynolds , Pr=αριθμός Prandtl , Nu=αριθμός Nusselt

Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας από την εσωτερική πλευρά του σωλήνα είναι δύο τάξεις μεγέθους μεγαλύτερος από ότι στην πλευρά των πτερυγίων, έτσι ο συνολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας περιορίζεται από αυτόν στην πλευρά του πτερυγίου.

Ένα άλλο θέμα προβληματισμού τόσο στον σχεδιασμό όσο και στην κατασκευή του εναλλάκτη είναι οι επικαθίσεις που συγκεντρώνονται στην πλευρά από την οποία διέρχεται το καυσαέριο. Μετρήσεις έχουν δείξει ότι η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη μειώνεται κατά 30% έως 50% μετά από 75h λειτουργίας. Αυτό είναι ένα κρίσιμο θέμα διότι η καθαρή βελτίωση στην κατανάλωση καυσίμου στο δευτερεύοντα κύκλο είναι μόνο 12%.

Ο εναλλάκτης θερμότητας 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 μπορεί να χρησιμοποιηθούν δύο μοντέλα:

- i. Το μοντέλο της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασίας UA-ΔT_m
- ii. Το μοντέλο του αριθμού μονάδων μεταφοράς ε- 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 εναλλάκτη θερμότητας συνολικά δεν ισχύει κάτι τέτοιο, λόγω της αλλαγής φάσης του ενός ρεύματος.

Στο μοντέλο UA- ΔT_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 ΔT_m είναι η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας των δύο ρευμάτων και δίνεται για εναλλάκτη αντιρροής από τον παρακάτω τύπο:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(U_2 * \Delta T_1 - U_1 * \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{U_2 * \Delta T_1}{U_1 * \Delta T_2}\right)} \quad (4-2)$$

όπου:

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co}$$

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci}$$

Ο ρυθμός συναλλαγής της θερμότητας δίνεται από τον τύπο:

$$Q = U * A * \Delta T_{lm} \quad (4-3)$$

Το μοντέλο ϵ -NTU διαφέρει από το προηγούμενο στο ότι υπεισέρχεται ο παράγοντας ϵ , 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 :

$$\dot{Q} = \epsilon * \dot{Q}_{\max} = \epsilon * C_{\min} * (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (4-4)$$

όπου:

$$C_{\min} = \min\left(\dot{m}_c C_{p,c}, \dot{m}_h C_{p,h}\right)$$

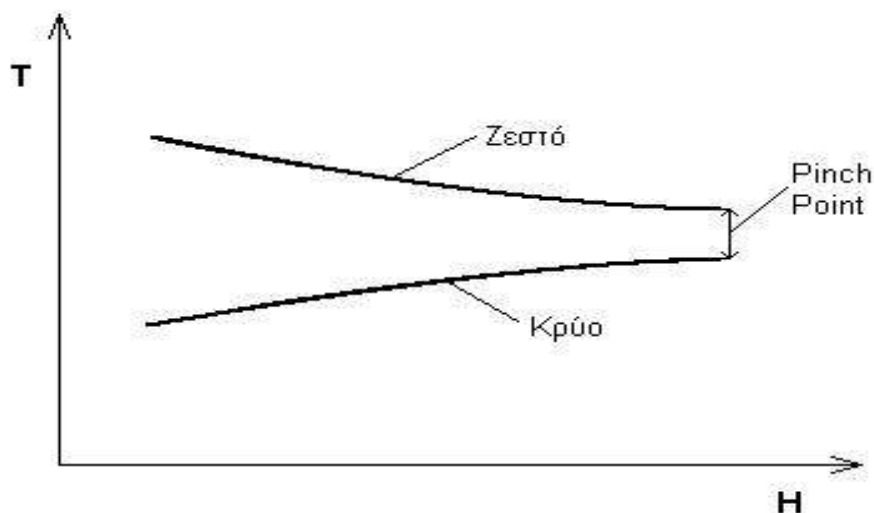
Για εναλλάκτη αντιρροής ο βαθμός εκμετάλλευσης δίνεται από τις πιο κάτω σχέσεις:

$$\epsilon = \begin{cases} \frac{NTU}{NTU + 1} & , C_c = 1 \\ \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_c)]}{1 - C_c * \exp[-NTU(1 - C_c)]} & , C_c \neq 1 \end{cases} \quad (4-5)$$

όπου: $C_c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$ και $NTU = \frac{UA}{C_{\min}}$

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 την επιλογή του εναλλάκτη είναι το κρίσιμο σημείου (pinch point). Εάν σε ένα διάγραμμα θερμοκρασίας-εenthalπίας σχεδιάσουμε την πορεία των δυο ρευμάτων μέσα στον εναλλάκτη, υπάρχει ένα σημείο που οι καμπύλες των δύο ρευμάτων έχουν την ελάχιστη απόσταση. Το σημείο αυτό είναι το κρίσιμο σημείο του εναλλάκτη (pinch point) όπως φαίνεται και στο σχήμα 4-5.



Σχήμα 4-5. 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, το συγκεκριμένο σημείο βρίσκεται στην είσοδο του ατμοποιητή, δηλαδή εκεί που το νερό εισέρχεται ως κορεσμένο υγρό.

4.3.3 Εκτόνωτής

Οι δύο κύριες συσκευές για την παραγωγή έργου από ένα κύκλο Rankine είναι ο στρόβιλος και ο εκτόνωτής θετικής-εκτόπισης. Οι στρόβιλοι είναι μια εφαρμοσμένη τεχνολογία, αρκεί η εκτόνωση να λαμβάνει χώρα πλήρως μέσα στην υπέρθερμη περιοχή. Η εκτόνωση μέσα στη διφασική περιοχή είναι μη επιθυμητή γιατί τα σταγονίδια νερού τείνουν να διαβρώσουν τα πτερύγια του στρόβιλου. Η δυσκολία με

το στρόβιλο έγκειται στο ότι αφενός μεν δεν μπορεί να συζευχθεί εύκολα με τη μηχανή Diesel αφετέρου απαιτεί μεγάλη παροχή όγκου εργαζόμενου μέσου. Επιπλέον απαιτείται η προσθήκη ενός μειωτήρα στροφών για να μειωθούν οι στροφές εξόδου του στρόβιλου σε αυτές της μηχανής Diesel. Από τους εκτονωτές θετικής-εκτόπισης, ο πιο ελπιδοφόρος για ενσωμάτωση στη μηχανή Diesel είναι ο εμβολοφόρος. Όλοι οι άλλοι τύποι εκτονωτών θετικής-εκτόπισης είναι λιγότερο ανεπτυγμένοι και δεν προσφέρονται για ενσωμάτωση στη μηχανή Diesel.

Πολλά ειδικά θέματα σχεδιασμού πρέπει να επιλυθούν όταν ένας εκτονωτής (του δευτερεύοντος κύκλου) πρόκειται να ενσωματωθεί σε μια μηχανή Diesel.. Γνωρίζοντας ότι ο εκτονωτής παράγει έργο σε κάθε περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα, πρέπει να υπολογιστεί η μετατόπιση του κυλίνδρου που απαιτείται για να εκτονωθεί η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου στην ελάχιστη πίεση.

Ο λόγος πίεσης που πρέπει να επιτευχθεί από τον εκτονωτή είναι της τάξης του 20-30 [6]. Ο μέγιστος λόγος πίεσης που μπορεί να επιτευχθεί από έναν μονοκύλινδρο εμβολοφόρο εκτονωτή για τον μέγιστο βαθμό απόδοσης είναι περίπου 5-6 [6]. Γι αυτό το λόγο είναι συνήθως απαραίτητη η διβάθμια εκτόνωση ώστε να έχουμε καλό βαθμό απόδοσης.

Ένας παραδοσιακός τρόπος για να επιτευχθεί μεγαλύτερος λόγος πίεσης είναι η χρησιμοποίηση κυλίνδρου ομορροής, ο οποίος έχει μια βαλβίδα εισόδου στο πάνω μέρος του κυλίνδρου και τη βαλβίδα εξόδου στο κάτω μέρος του κυλίνδρου (αντιθέτως με τον κύλινδρο αντιρροής που έχει τις βαλβίδες εισόδου και εξόδου στο πάνω μέρος του κυλίνδρου). Όταν χρησιμοποιείται κορεσμένος ατμός σ' έναν κύλινδρο αντιρροής, η θερμοκρασία της κεφαλής του κυλίνδρου είναι περίπου ο μέσος όρος της θερμοκρασίας του ατμού εισόδου και εξόδου και επομένως είναι μικρότερη αυτής που έχει ο ατμός εισόδου. Αυτό συνεπάγεται συμπύκνωση του ατμού εισόδου και σημαντική θερμική απώλεια. Όσο πιο μεγάλος είναι ο λόγος πίεσης τόσο μεγαλύτερη είναι η διαφορά των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου του ατμού. Ο σχεδιασμός ομορροής αποτρέπει τη συμπύκνωση με την τοποθέτηση της εξόδου όσο το δυνατόν πιο μακριά από την είσοδο. Για το λόγο αυτό ο κύλινδρος ομορροής δεν έχει κανένα πλεονέκτημα έναντι του κυλίνδρου αντιρροής. Έτσι, για απλοποίηση του σχεδιασμού της μηχανής συνίσταται η χρησιμοποίηση κυλίνδρου αντιρροής.

Η ενεργοποίηση των βαλβίδων είναι ένα ακόμη σημαντικό θέμα. Επειδή ο κύλινδρος παράγει έργο σε κάθε περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα απαιτούνται

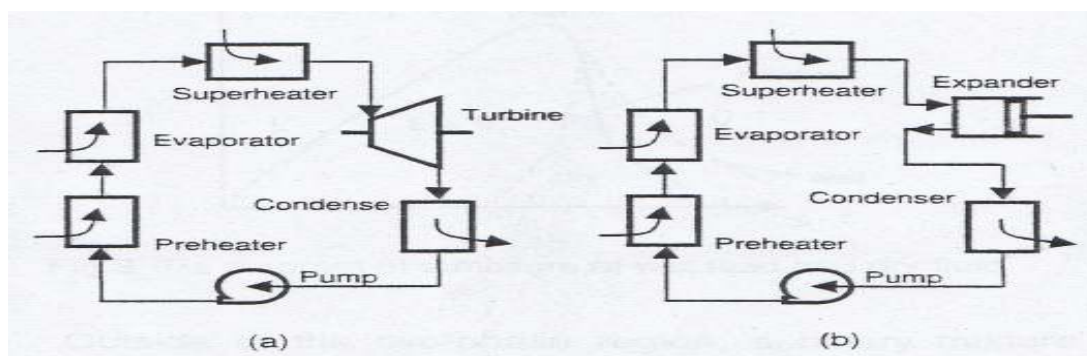
έκκεντρα διπλού λοβού στην περίπτωση που θα χρησιμοποιηθεί μονός εκκεντροφόρος άξονας. Ένα άλλο θέμα είναι το “σταμάτημα” των βαλβίδων, δηλαδή το σημείο στο οποίο θα πρέπει να σταματά η είσοδος του ατμού υψηλής πίεσης στον κύλινδρο. Το “σταμάτημα” είναι στενά συνδεδεμένο με το λόγο πίεσης. Για παράδειγμα, ένα “σταμάτημα” στο 20% της διαδρομής αντιστοιχεί σε λόγο πίεσης περίπου 5 όταν ένα σταμάτημα στο 5% της διαδρομής αντιστοιχεί σε λόγο πίεσης περίπου 20. Επιπλέον με τον λόγο πίεσης είναι άμεσα συνδεδεμένος και ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης..

Επομένως ο εκτονώτης του δευτερεύοντος κυκλώματος Rankine μπορεί να χρησιμοποιήσει έναν από τους έξι κυλίνδρους μιας μηχανής Diesel και θα είναι απλής εκτόνωσης και αντιρροής. Τα τμήματα των κύκλων Rankine και Diesel της μηχανής θα μοιράζονται ένα κοινό πλαίσιο της μηχανής, στροφαλοφόρο και εκκεντροφόρο άξονα.

4.3.3.1 Σύγκριση στρόβιλου εμβολοφόρου εκτονωτή

Στο σημείο αυτό θα μπορούσαμε να κάνουμε μια σύγκριση μεταξύ του στρόβιλου και του εμβολοφόρου εκτονωτή όσον αφορά τη λειτουργία και την απόδοσή τους σε κύκλο Rankine.

Για εφαρμογή σε οχήματα έχουν αναπτυχθεί τα τελευταία 30 χρόνια μηχανές που λειτουργούν με κύκλο Rankine και με εργαζόμενο μέσο είτε νερό είτε οργανικό ρευστό. Σε αυτές τις μηχανές η διάταξη στην οποία γίνεται η εκτόνωση είναι ένας εμβολοφόρος εκτονώτης στον οποίο το έμβολο κινείται γραμμικά και η εναλλαγή του εργαζόμενου μέσου είναι μια αντιστρεπτή διαδικασία σε σχέση με αυτή σε μια 2-X μηχανή εσωτερικής καύσης, για παράδειγμα οι θυρίδες εισαγωγής γίνονται θυρίδες εξαγωγής και οι βαλβίδες εξαγωγής χρησιμοποιούνται για τον έλεγχο της ροής που εισέρχεται.



Σχήμα 4-6. Δευτερεύων κύκλος Rankine (a) με στρόβιλο και (b) με εμβολοφόρο εκτονωτή [7].

Ο λόγος του έργου που παράγει ο στρόβιλος προς αυτό που παράγει ο εμβολοφόρος εκτονωτής ανά μονάδα μάζας εργαζόμενου μέσου μπορεί να υπολογιστεί από την παρακάτω σχέση:

$$\frac{w_T}{w_P} = \frac{(-\eta_T^* \int v^* dp)}{\eta_v^* \int p^* dv} = \frac{\eta_T^* \gamma}{\eta_v} \quad (4-6)$$

όπου w_T, w_P είναι το ειδικό έργο του στροβίλου και του εμβολοφόρου εκτονωτή αντίστοιχα, η_T είναι ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου και η_v είναι ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή, γ ο αδιαβατικός εκθέτης της εκτόνωσης, v ο ειδικός όγκος και p η πίεση του εργαζόμενου μέσου. Επειδή ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης για τον εκτονωτή δεν είναι τόσο υψηλός για τις μηχανές εσωτερικής καύσης ισχύει ότι $w_T > w_P$. Παρόλαυτα το έργο που τελικά παίρνουμε από τον στρόβιλο είναι μικρότερο λόγω των απωλειών τριβής. Αυτό γίνεται διότι η ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου είναι πολύ μεγαλύτερη από αυτή της μηχανής Diesel έτσι πρέπει να υπάρχει μειωτήρας στροφών. Αντίθετα η ταχύτητα περιστροφής του εμβολοφόρου εκτονωτή είναι πολύ κοντά σε αυτή μιας Diesel.

Σε αντίθεση με έναν στρόβιλο, ένας εμβολοφόρος εκτονωτής βρίσκει εφαρμογή σε συστήματα σταθερής ροής διότι όταν η πρόσθετη θερμότητα είναι μεταβαλλόμενη τότε η υγρότητα του ατμού στην τελευταία βαθμίδα του στροβίλου είναι μη ελεγχόμενη. Στην περίπτωση που η χαμένη θερμότητα είναι ανεπαρκής η υγρότητα του ατμού που ρέει διαμέσου του στροβίλου ίσως γίνει αρκετά υψηλή δημιουργώντας ανεπιθύμητες καταστάσεις στη λειτουργία του στροβίλου.

Επιπλέον η ογκομετρική παροχή του νερού στο δευτερεύον κύκλωμα είναι μικρή με αποτέλεσμα να απαιτείται πολύ μεγάλη ταχύτητα περιστροφής. Για τους παραπάνω λόγους χρησιμοποιούνται εμβολοφόροι εκτονωτές σε κύκλο Rankine που χρησιμοποιεί ανόργανο ρευστό ως εργαζόμενο μέσο ενώ οι στρόβιλοι βρίσκουν εφαρμογή σε κύκλο Rankine που χρησιμοποιεί οργανικά ρευστά.

4.3.4 Συμπυκνωτής

Χρησιμεύει για τη συμπύκνωση του ατμού που εξέρχεται από τον στρόβιλο δηλαδή είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας όπου ατμός υπό χαμηλή πίεση και θερμοκρασία συμπυκνώνεται με τη βοήθεια ψυκτικού μέσου που μπορεί να είναι αέρας ή νερό. Όσο χαμηλότερη είναι η πίεση ατμού στο συμπυκνωτή τόσο αυξάνει ο συνολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος αφού αυξάνει η διαθέσιμη ενθαλπική

πτώση στο στρόβιλο, επομένως ο συμπυκνωτής είναι βασικό τμήμα του συστήματος αλλά και ο φορέας μέγιστης θερμικής απώλειας.

Από ένα συμπυκνωτή έχουμε τις παρακάτω απαιτήσεις:

- i. Ο βαθμός καθαρότητας του ατμού πρέπει να διατηρείται και στο συμπύκνωμα.
- ii. Η θερμοκρασία του συμπυκνώματος δεν πρέπει να είναι μικρότερη της θερμοκρασίας κορεσμού που αντιστοιχεί στην πίεση του ατμού για να αποφύγουμε μία επιπλέον απώλεια και εμπλουτισμό του συμπυκνώματος σε οξυγόνο.
- iii. Το συμπύκνωμα πρέπει να περιέχει όσο το δυνατό λιγότερο οξυγόνο για να αποφεύγονται οι διαβρώσεις.
- iv. Αέρας που εισέρχεται στον συμπυκνωτή καθώς και αέρας που τυχόν περιέχεται στον ατμό πρέπει να απομακρύνεται.

Θεωρούμε ότι από το συμπυκνωτή το εργαζόμενο μέσο εξέρχεται ως κορεσμένο υγρό, ανεξάρτητα από την κατάσταση στην οποία εισέρχεται ενώ η πίεση συμπύκνωσης μπορεί να είναι μικρότερη από την ατμοσφαιρική. Στην περίπτωση αυτή υπεισέρχονται δύο παράγοντες:

- i. Μεγάλη υποπίεση προϋποθέτει καλή στεγανοποίηση, για να μην εισέλθει στο συμπυκνωτή του συστήματος αέρας από το περιβάλλον.
- ii. 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 υψηλότερη από την θερμοκρασία περιβάλλοντος. Να σημειωθεί ότι μείωση της πίεσης συμπύκνωσης είναι επιθυμητή από τη πλευρά του στρόβιλου διότι αυξάνεται ο λόγος πιέσεων, με αποτέλεσμα την αύξηση της ωφέλιμης ισχύος.

4.3.5 Τροφοδοτική αντλία

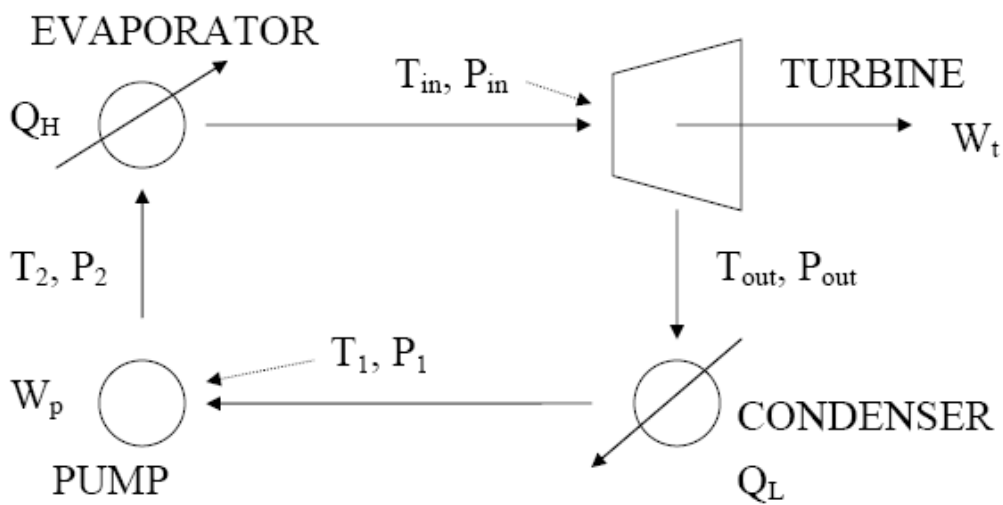
Είναι εκείνη που καταθλίβει το εργαζόμενο μέσο στον εναλλάκτη θερμότητας και ανυψώνει την πίεση στην υψηλή επιθυμητή. Οι αντλίες πρέπει να είναι σε θέση να παρέχουν τη μέγιστη παροχή εργαζόμενου μέσου στον εναλλάκτη. Στις τροφοδοτικές αντλίες συνήθως διαφέρουν το σημείο υπολογισμού από το σημείο βέλτιστου βαθμού απόδοσης ,δεδομένου ότι το περισσότερο χρονικό διάστημα η αντλία δουλεύει σε φορτίο μικρότερου του μεγίστου.

Από την τροφοδοτική αντλία έχουμε τις ακόλουθες απαιτήσεις:

- i. Να έχει όσο το δυνατόν καλύτερο βαθμό απόδοσης σε όσο το δυνατό ευρύτερη περιοχή φορτίου.
- ii. Γρήγορη εκκίνηση από ψυχρή σε θερμή κατάσταση
- iii. Όσο το δυνατόν μεγαλύτερη ασφάλεια λειτουργίας.

4.4 ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΩΝ ΕΠΙΜΕΡΟΥΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ

Στο σημείο αυτό γίνεται ενεργειακή ανάλυση των επιμέρους συστημάτων. Οι πιέσεις και θερμοκρασίες του εργαζόμενου μέσου κατά την είσοδο και έξοδο από αυτά φαίνεται στο σχήμα 4-7:



Σχήμα 4-7. Μονογραμμικό διάγραμμα δευτερεύοντος κύκλου Rankine.

4.4.1 Εναλλάκτης θερμότητας

Όπως προαναφέρθηκε ο εναλλάκτης θερμότητας αποτελείται από τρεις διακριτούς τομείς: τον προθερμαντήρα, τον ατμοποιητή και τον υπερθερμαντήρα. Σε πρώτη προσέγγιση η ενεργειακή ανάλυση που θα γίνει θεωρεί τον εναλλάκτη ως ενιαίο στοιχείο. Το ποσό της ενέργειας που αφαιρείται από τα καυσαέρια υπολογίζεται από την επόμενη σχέση:

$$Q_{exh} = \dot{m}_{exh} C_p (T_{exh,in} - T_{exh,out}) \quad (4-7)$$

όπου: Q_{exh} : ενέργεια που εξάγεται από τα καυσαέρια $\left(\frac{J}{kg} \right)$

\dot{m}_{exh} : παροχή καυσαερίων $\left(\frac{kg}{sec} \right)$

C_{pG} :ειδική θερμοχωρητικότητα $\left(\frac{J}{kg \cdot K} \right)$

T_{exh} :θερμοκρασία καυσαερίου (K)

Επιπλέον η θερμοκρασία του καυσαερίου μετά τον εναλλάκτη πρέπει να είναι συμβατή με το κρίσιμο σημείο του εναλλάκτη (pitch point). Σύμφωνα με αυτή την απαίτηση η θερμοκρασία των θερμών καυσαερίων μετά των εναλλάκτη πρέπει να είναι το λιγότερο 10°C υψηλότερη από την θερμοκρασία εισόδου του νερού στον εναλλάκτη δηλαδή:

$$T_{exh,out} \geq T_2 + 10 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4-8)$$

όπου T_2 είναι η θερμοκρασία εισόδου του νερού στον εναλλάκτη.

Προφανώς για να διασφαλιστεί η μεταφορά θερμότητας από την θερμή στη κρύα πλευρά του εναλλάκτη, η θερμοκρασία του θερμού ρευστού θα πρέπει να είναι υψηλότερη από αυτή του κρύου καθ'όλη τη διάρκεια της διαδικασίας. Στα μικρά φορτία του κινητήρα, όπου η θερμοκρασία του καυσαερίου είναι μικρή, η συναλλαγή θερμότητας διασφαλίζεται μειώνοντας την πίεση στην τροφοδοτική αντλία του δευτερεύοντος κυκλώματος επιτυγχάνοντας με αυτό τον τρόπο μικρότερη θερμοκρασία εργαζόμενου μέσου. Στον ατμοποιητή το υπόψυκτο νερό μετατρέπεται σε κορεσμένο ατμό και κατόπιν υπερθερμαίνεται για να εισέλθει στον εκτονωτή σε κατάσταση T_{in}, P_H . Ο ενεργειακός ισολογισμός έχει ως ακολούθως:

$$Q_H = \dot{m}_w (h_{in} - h_2) \quad (4-9)$$

όπου:

Q_H : ανακτηθείσα ενέργεια και ισούται με την ενέργεια που εξάγεται από τα καυσαέρια Q_{exh}

h_{in}, h_2 : ειδική ενθαλπία του νερού εισόδου και του ατμού αντίστοιχα $\left(\frac{J}{kg} \right)$

4.4.2 Εκτονωτής

Ο υπέρθερμος ατμός εκτονώνεται στον εμβολοφόρο εκτονωτή στη χαμηλότερη πίεση p_{out} και εξέρχεται από αυτόν με θερμοκρασία T_{out} . Η ισχύς που δίνει ο εκτονωτής $P_{eT,R}$ δίδεται από τη σχέση :

$$P_{eT,R} = \dot{m}_w (h_{in} - h_{out}) \eta_{isT} \eta_{mT,R} \quad (4-10)$$

όπου :

η_{isT} : ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή

$\eta_{mT,R}$: μηχανικός βαθμός απόδοσης

Για τον υπολογισμό της ενθαλπίας εξόδου του εκτονωτή ισχύει η σχέση, η οποία προέρχεται από τον ορισμό του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης:

$$h_{out} = h_{in} - \eta_{is,T} (h_{in} - h_{is,out}) \quad (4-11)$$

Όπου h_{in} , h_{out} είναι η ειδική ενθαλπία του ατμού στην είσοδο και στην έξοδο του εκτονωτή ενώ $h_{is,out}$ είναι η ειδική ενθαλπία του ατμού στην έξοδο του εκτονωτή εάν η μεταβολή ήταν ισεντροπική.

Ένας περιορισμός που εφαρμόζεται στην παρούσα ανάλυση είναι ότι κατά την αποτόνωσή του, το εργαζόμενο μέσο δεν πρέπει να εισέλθει στη διαφασική περιοχή. Συγκεκριμένα, σε στρόβιλο 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%.

4.4.3 Συμπυκνωτής

Ο υγρός ατμός απορρίπτει την λανθάνουσα θερμότητα στο περιβάλλον διαμέσου του αερόψυκτου συμπυκνωτή φτάνοντας σε κορεσμένη κατάσταση. Η συμπύκνωση του ατμού πραγματοποιείται κάτω από σταθερή πίεση. Η πίεση του εργαζόμενου μέσου εσωτερικά του συμπυκνωτή είναι ίση με τη χαμηλή πίεση του κύκλου Rankine και η θερμοκρασία του είναι ίση με την αντίστοιχη θερμοκρασία κορεσμού T_L . Το θερμικό φορτίο του συμπυκνωτή Q_{out} υπολογίζεται από τη σχέση:

$$Q_{out} = \dot{m}_w (h_{out} - h_1) \quad (4-12)$$

4.4.4 Τροφοδοτική αντλία

Η τροφοδοτική αντλία είναι ο κινητήριος μηχανισμός του συστήματος. Το εργαζόμενο μέσο (κορεσμένο νερό) στην έξοδο του συμπυκνωτή έχει πίεση ίση με p_1 (χαμηλή πίεση κύκλου Rankine) συμπιέζεται στην πίεση p_2 (υψηλή πίεση του κύκλου Rankine) και εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας. Η ισχύς που καταναλώνεται από την τροφοδοτική αντλία $P_{e,pump}$ για αύξηση της πίεσης από την χαμηλή p_1 στην υψηλή p_2 δίδεται από τη παρακάτω σχέση:

$$P_{e,pump} = \frac{(p_2 - p_1)^* \dot{m}_w}{\rho^* \eta_{pump}} \quad (4-13)$$

όπου ρ, η_{pump} είναι η πυκνότητα του εργαζόμενου μέσου (σε κατάσταση κορεσμού) και ο αδιαβατικός βαθμός απόδοσης της τροφοδοτικής αντλίας αντίστοιχα.

Η ειδική ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου στην έξοδο της τροφοδοτικής αντλίας h_2 υπολογίζεται: $h_2 = h_1 + \frac{P_{e,pump}}{\dot{m}_w}$ όπου h_1 είναι η ειδική ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου στην είσοδο της αντλίας.

4.4.5 Συνολικός ενεργειακός ισολογισμός κύκλου Rankine

Η απαιτούμενη ισχύς για τη λειτουργία της τροφοδοτικής αντλίας προέρχεται από αυτή του εκτονωτή. Έτσι η καθαρή ισχύς εξόδου P_{eRC} του δευτερεύοντος συστήματος με κύκλο Rankine δίδεται από τη σχέση:

$$P_{eRC} = P_{eT,R} * \eta_{GT,R} - \frac{P_{e,pump}}{\eta_{m,p}} \quad (4-14)$$

όπου $\eta_{m,p}$ και $\eta_{GT,R}$ ο βαθμός απόδοσης της αντλίας και της γεννήτριας παραγωγής ηλεκτρικού ρεύματος αντίστοιχα που είναι συζευγμένες με τον εκτονωτή. Οι τιμές των βαθμών αυτών απόδοσης είναι περίπου σταθερές και ίση με 92% και 96% αντίστοιχα.

5. ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΤΩΝ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΣΕ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΩ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE

5.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στο κεφάλαιο αυτό εκτιμάται η επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην παραγόμενη ισχύ του συστήματος κινητήρα Diesel - κύκλου Rankine και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα. Η υψηλή πίεση του κύκλου Rankine μεταβάλλεται από 2 bar έως 50 bar αφενός για να εκτιμηθεί η επίδρασή της στην ισχύ και το βαθμό απόδοσης του κύκλου, αφετέρου για να προσδιορισθεί το βέλτιστο σημείο λειτουργίας του συστήματος κινητήρα Diesel - κύκλου Rankine. Τα παραπάνω εξετάζονται για τις περιπτώσεις όπου η θερμότητα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων αξιοποιείται ή όχι από τον κύκλο Rankine. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιήθηκε υπολογιστικό πρόγραμμα προσομοίωσης που αναπτύχθηκε στο εργαστήριο των Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π. στα πλαίσια διδακτορικής διατριβής.

5.2 ΣΥΝΤΟΜΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟΥ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ

Πρόκειται για ένα μοντέλο το οποίο προβλέπει τη λειτουργία του κύκλου Rankine και των λειτουργικών του παραμέτρων. Περιλαμβάνει επίσης τη δυνατότητα εκμετάλλευσης της θερμότητας των καυσαερίων (Exhaust Gas Reheat) που ανακυκλοφορούν. Η θερμότητα που ανακτάται από τον EGR μπορεί να καλύψει εξ' ολοκλήρου τη φάση υπερθέρμανσης του εργαζόμενου μέσου και τμηματικά ένα μέρος της φάσης ατμοποίησής του. Ο χρήστης του μοντέλου έχει τη δυνατότητα να καθορίσει αν ο κύκλος θα είναι υποκρίσιμος ή υπερκρίσιμος για συγκεκριμένα σημεία λειτουργίας της μηχανής. Το μοντέλο είναι χωρισμένο σε πέντε τμήματα :

i. Εισαγωγή των δεδομένων εισόδου στο μοντέλο προσομοίωσης. Στο τμήμα αυτό, το μοντέλο διαβάζει δεδομένα που αφορούν τα χαρακτηριστικά του κινητήρα, του καυσαερίου, του εναλλάκτη, του εκτονωτή, της τροφοδοτικής αντλίας, τα ποσά θερμότητας της μηχανής και του εργαζόμενου μέσου.

ii. Εκτίμηση των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων και των ιδιοτήτων μεταφοράς θερμότητας του εργαζόμενου μέσου και καθορισμός των σημείων λειτουργίας του κύκλου Rankine για διάφορες τιμές της υψηλής πίεσης (PH) του κύκλου.

iii. Εκτίμηση του μεγέθους του εναλλάκτη θερμότητας (όγκος, μήκος) και του βάρους του.

iv. Επιλογή των βέλτιστων σημείων λειτουργίας του κύκλου Rankine (υψηλή πίεση και θερμοκρασία υπέρθερμου ατμού).

v. Αποθήκευση των παραγόμενων αποτελεσμάτων.

Στο πρόγραμμα αυτό τα χαρακτηριστικά του κινητήρα Diesel όπως η ταχύτητα περιστροφής, το φορτίο, η ισχύς, η παροχή και η θερμοκρασία των καυσαερίων και ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου λ θεωρούνται δεδομένα. Τα δεδομένα του κινητήρα που χρησιμοποιήθηκαν δίνονται στον ακόλουθο πίνακα 5-1. Τα χαρακτηριστικά λειτουργίας του κινητήρα που χρειάζονται είναι η παροχή μάζας και η θερμοκρασία των καυσαερίων, διότι δίνουν το μέγεθος της διαθέσιμης θερμότητας προς αξιοποίηση.

ΦΟΡΤΙΟ (%)	ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ (RPM)	ΙΣΧΥΣ (KW)	ΠΑΡΟΧΗ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ (Kg/sec)	λ	ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ($^{\circ}$ C)
100	1300	361.8	0.4337	1.4024	430.9
75	1300	277.8	0.3351	1.416	416.1
50	1300	190.8	0.2327	1.3794	385.3
25	1300	93	0.1418	1.5532	315.7
100	1700	366.6	0.4945	1.5404	397.8
75	1700	277.8	0.4058	1.641	354.3
50	1700	183.6	0.2993	1.693	306.6
25	1700	90	0.1784	1.7781	285.3
100	2100	251.4	0.4635	1.9256	337.8
75	2100	193.8	0.4007	2.0407	314.9
50	2100	126.6	0.3074	2.1021	278.7
25	2100	61.2	0.1897	2.1632	263.2

Πίνακας 5-1. Δεδομένα λειτουργίας του κινητήρα Diesel.

Για το δευτερεύον σύστημα του κύκλου Rankine, ισχύουν οι ακόλουθοι περιορισμοί:

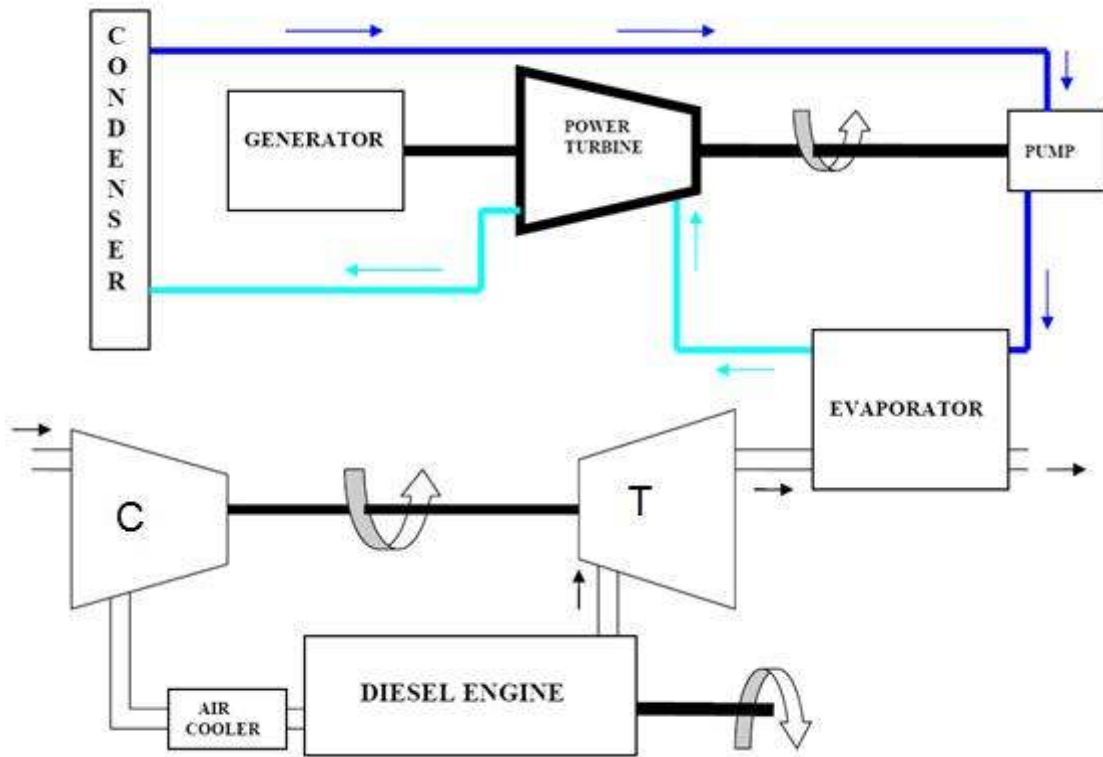
i. Η πίεση εισόδου στον εκτονωτή περιορίζεται από την ικανότητα της τροφοδοτικής αντλίας και τη συνολική σχεδίαση των διαφόρων συνιστωσών.

ii. Η ξηρότητα του ατμού στην έξοδο του εκτονωτή πρέπει να είναι τέτοια ώστε να εξασφαλίζεται η ομαλή λειτουργία του.

iii. Το κρίσιμο σημείο του εναλλάκτη (pinch point).

5.3 ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΤΩΝ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ.

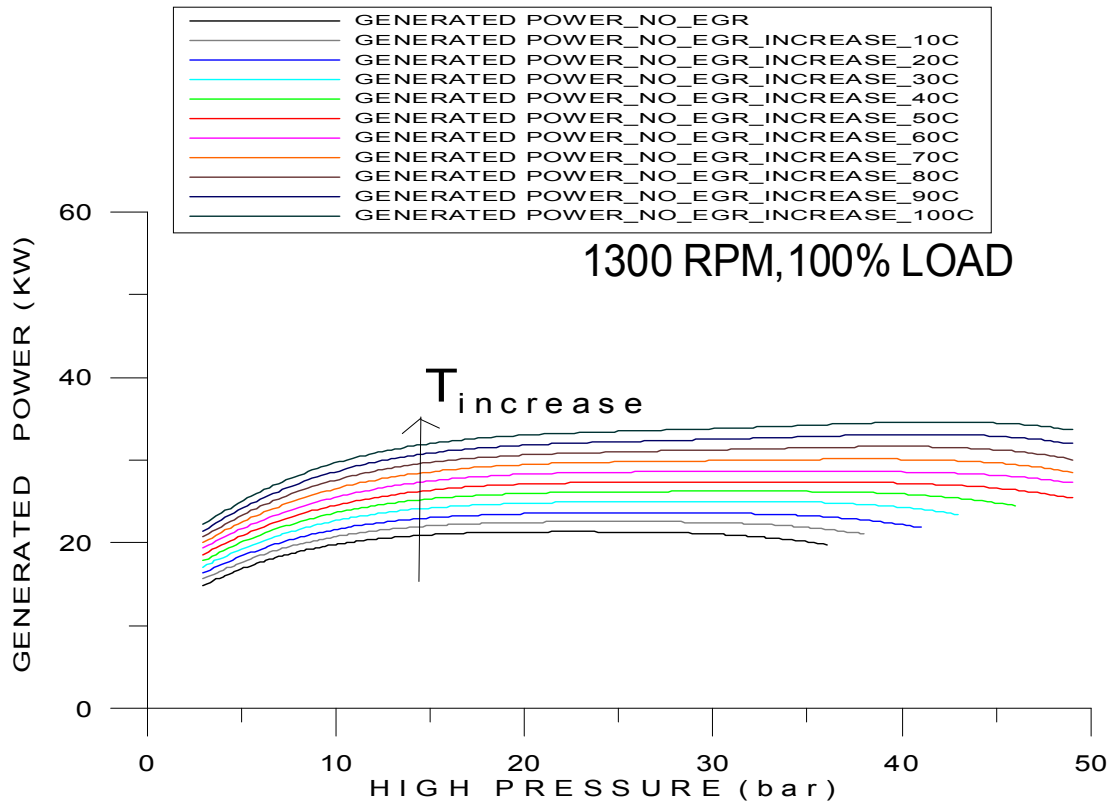
Για τη διερεύνηση της συμπεριφοράς του συστήματος ανάκτησης θερμότητας και της ευαισθησίας του στη θερμοκρασία των καυσαερίων έγινε παραμετρική ανάλυση μεταβάλλοντας τη θερμοκρασία των καυσαερίων του κινητήρα με βήματα των 10°C . Με χρήση του προγράμματος που προαναφέρθηκε γίνεται σάρωση των πιέσεων κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας σε διάφορα σημεία λειτουργίας του κινητήρα. Στην περίπτωση που εξετάζεται δεν αξιοποιείται η θερμότητα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων του κινητήρα από τον κύκλο Rankine.



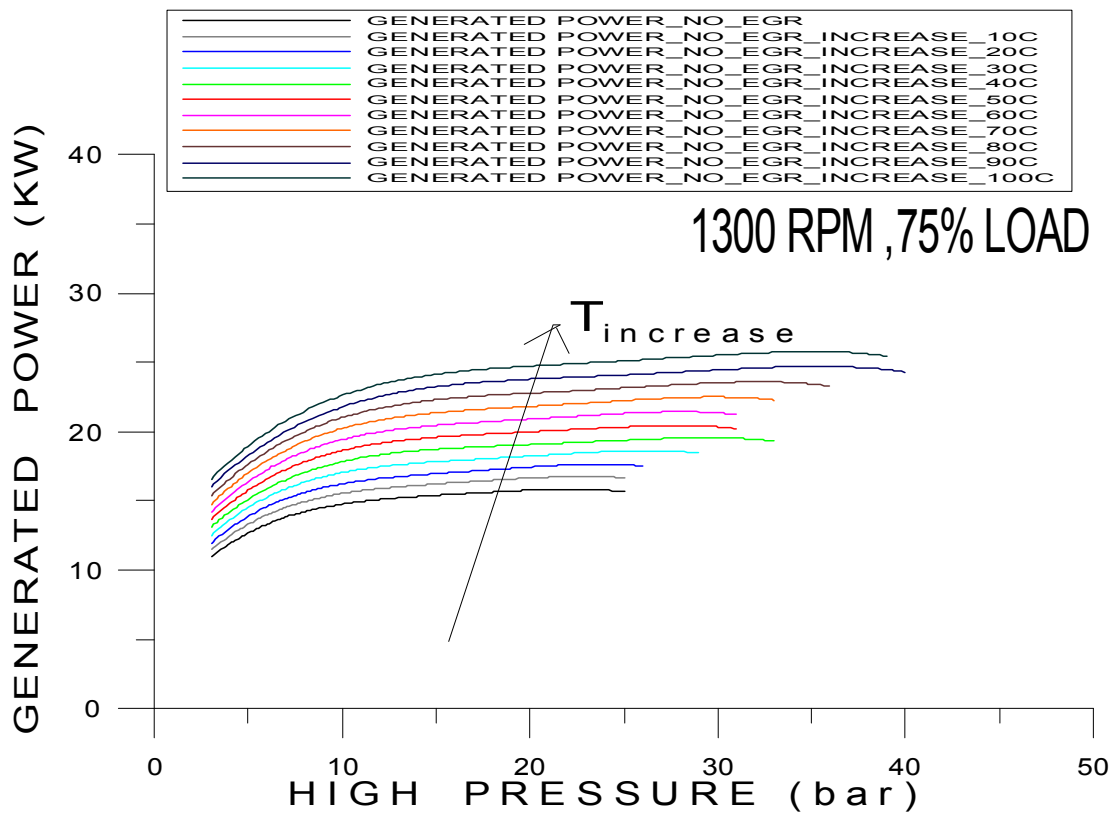
Σχήμα 5-1. Στρόβιλο-υπερπλήρωση σε συνδυασμό με δευτερεύοντα κύκλο Rankine χωρίς αξιοποίηση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων από τον κύκλο Rankine.

5.3.1 Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην παραγόμενη ισχύ του κύκλου Rankine

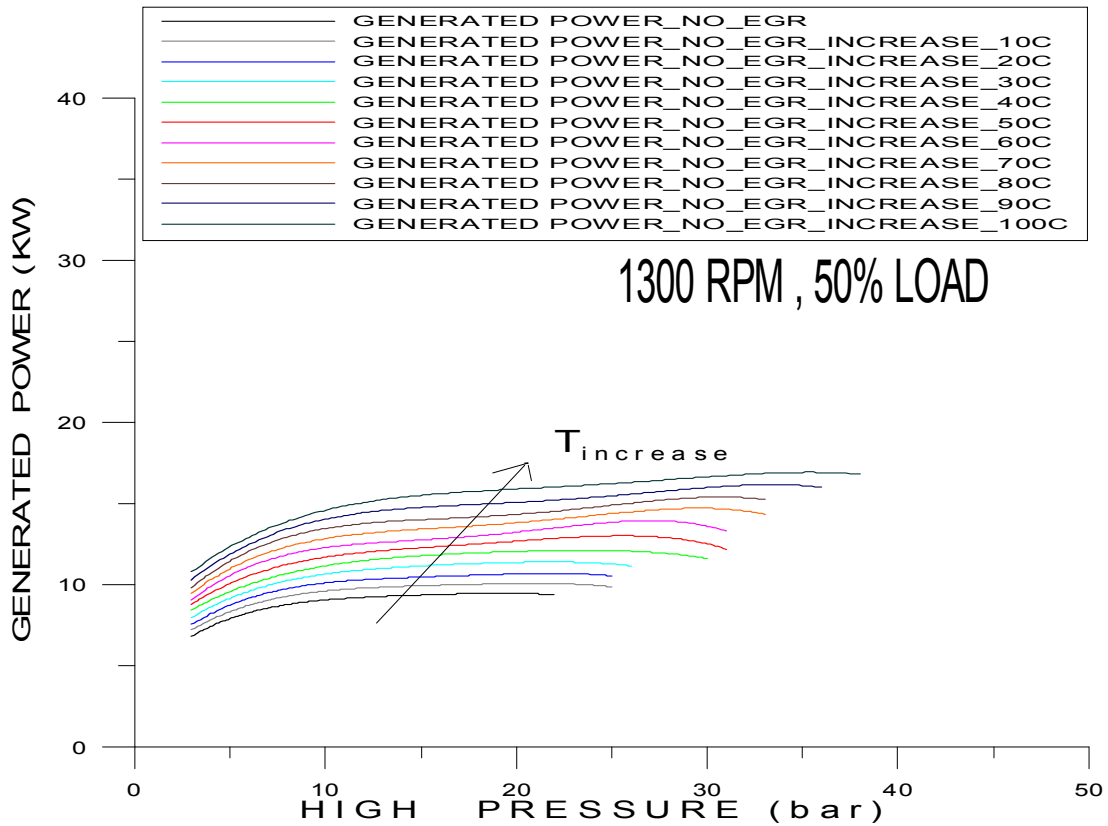
Από τα σχήματα 5-2 έως 5-13 φαίνεται ότι εξετάζεται η μεταβολή της παραγόμενης ισχύος από τον κύκλο Rankine με την υψηλή πίεση συναρτήσει της θερμοκρασίας των καυσαερίων για όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα στην περίπτωση που δεν χρησιμοποιείται η θερμότητα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων από τον κύκλο Rankine.



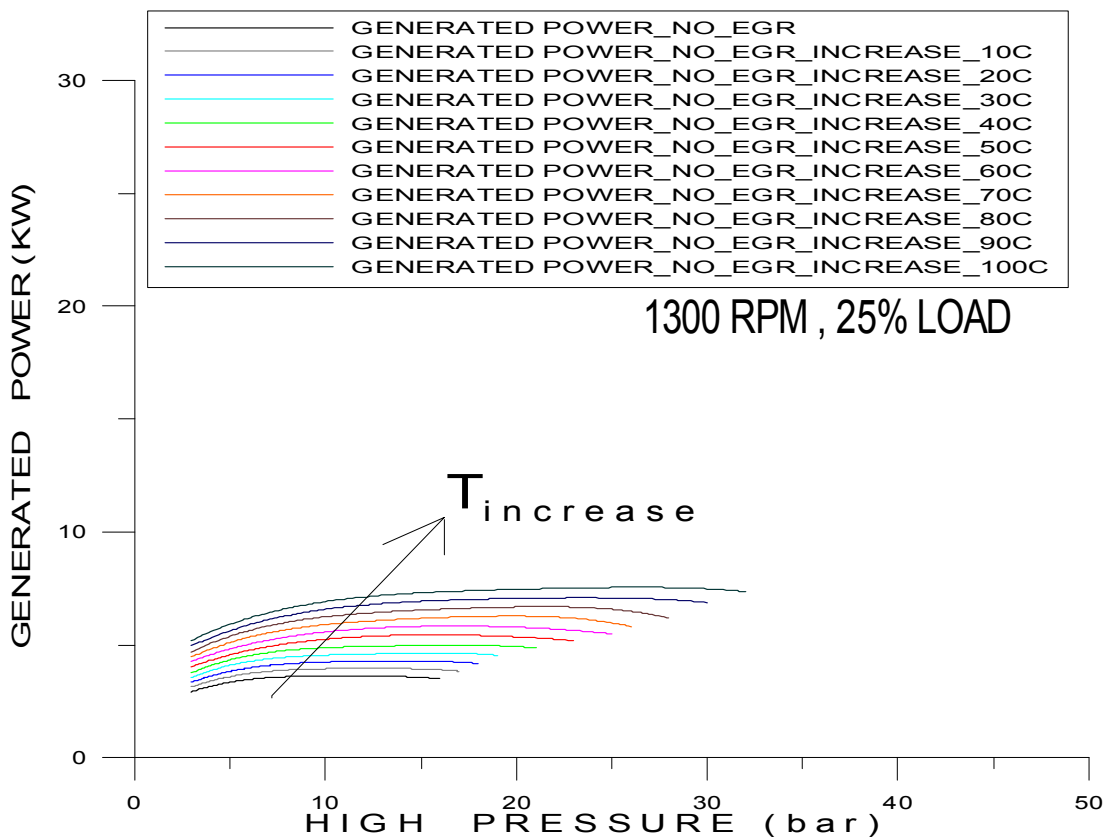
Σχήμα 5-2. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 100% LOAD.



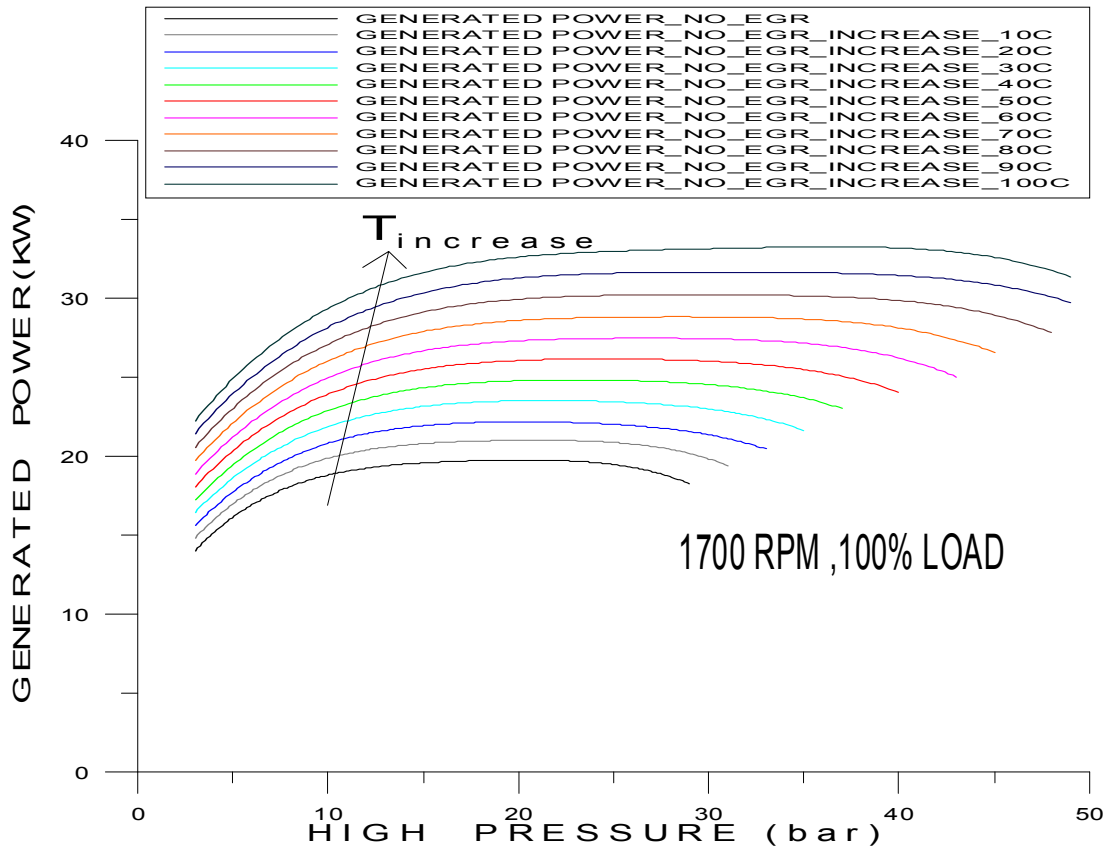
Σχήμα 5-3. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 75% LOAD.



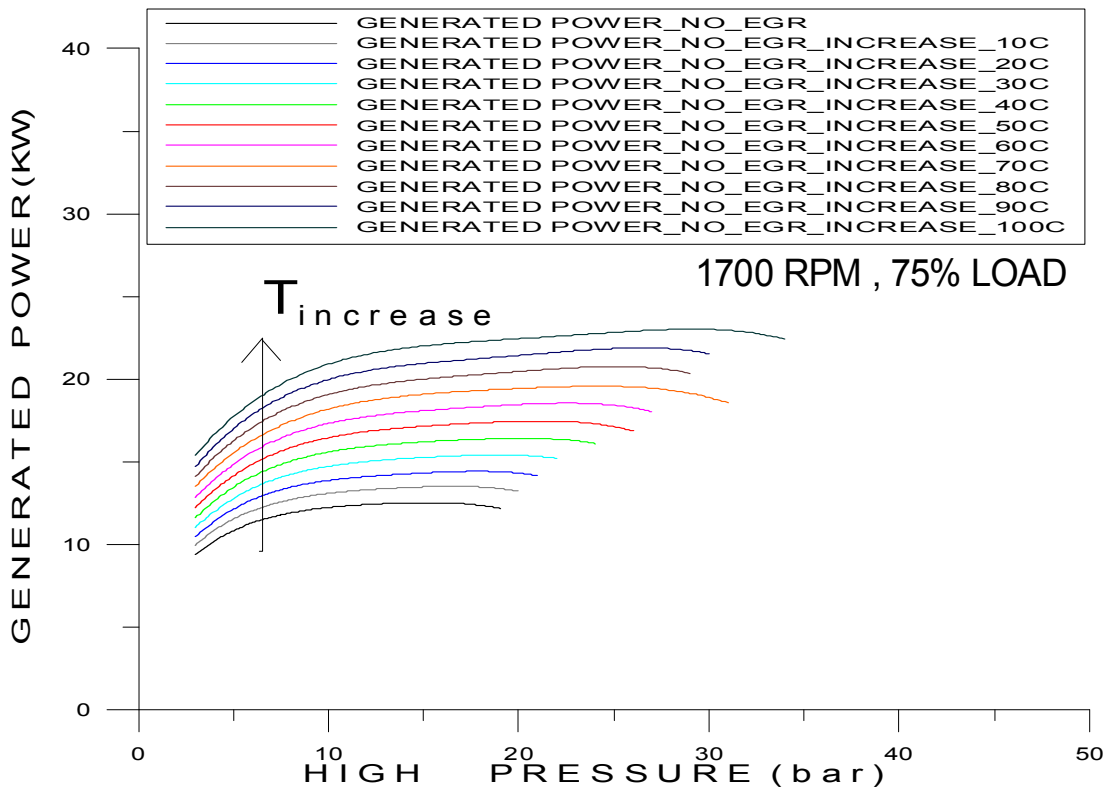
Σχήμα 5-4. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 50% LOAD.



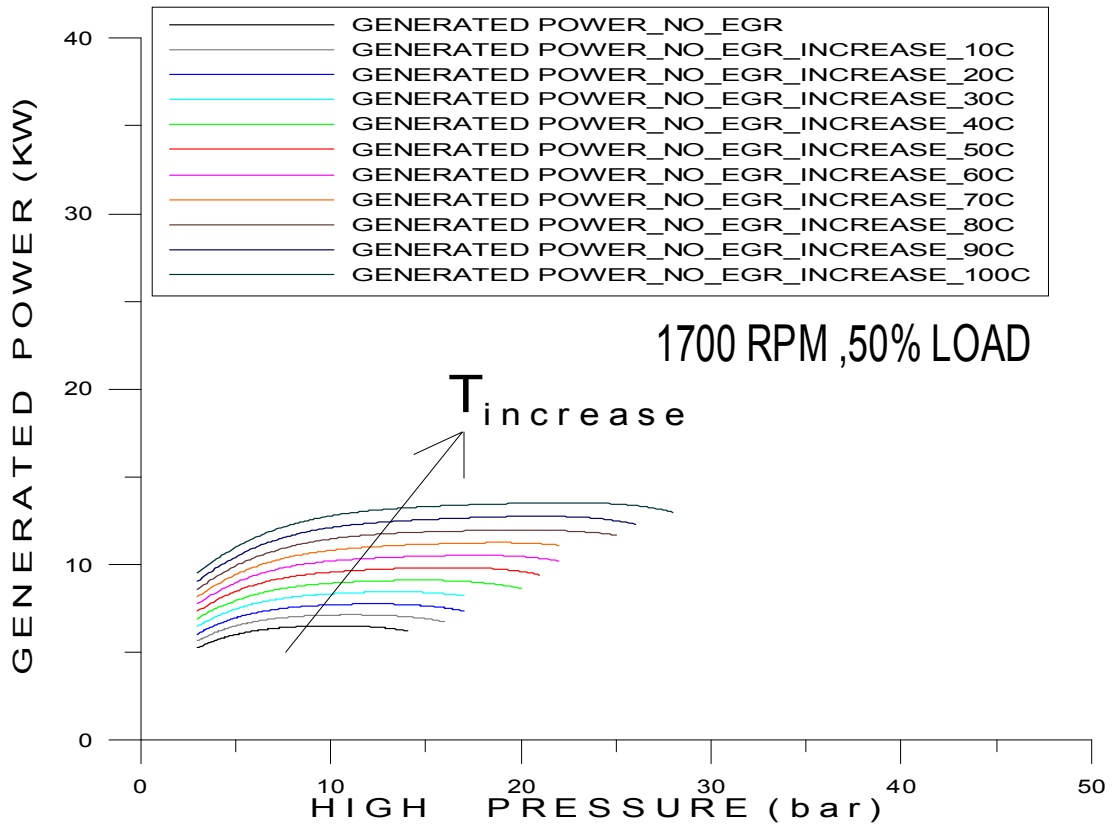
Σχήμα 5-5. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 25% LOAD.



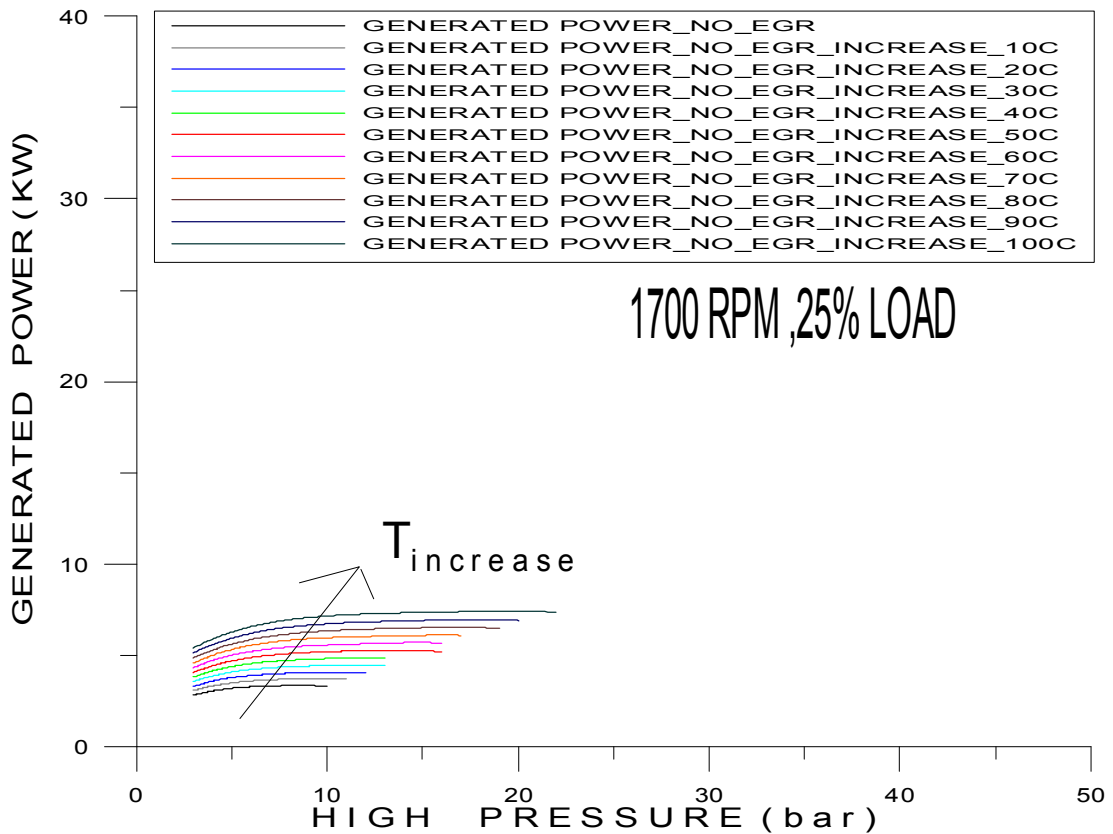
Σχήμα 5-6. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 100% LOAD.



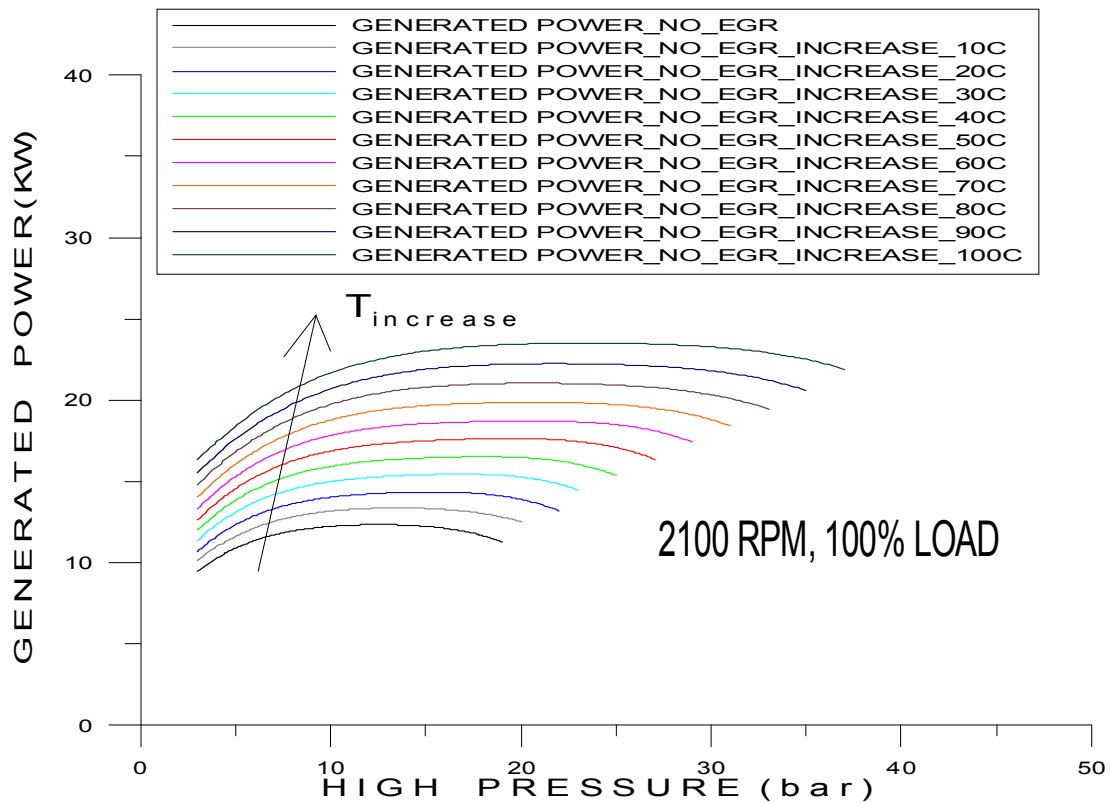
Σχήμα 5-7. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 75% LOAD.



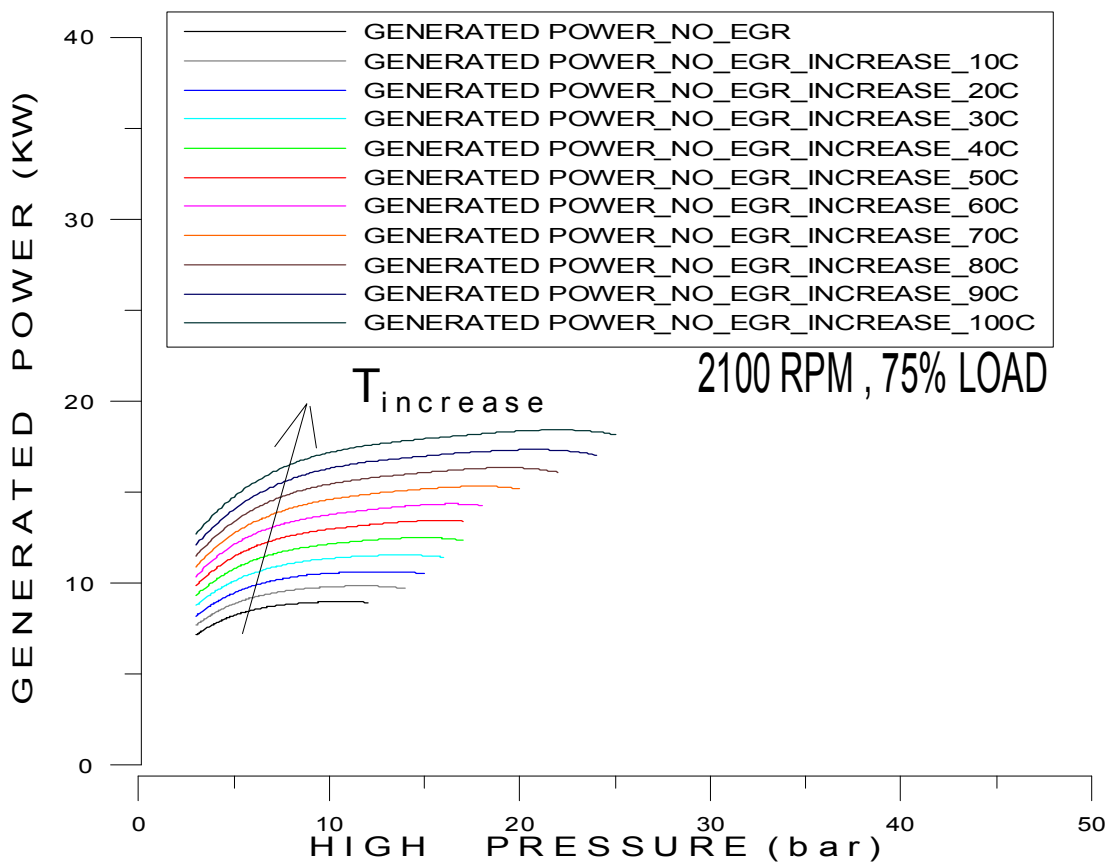
Σχήμα 5-8. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 50% LOAD.



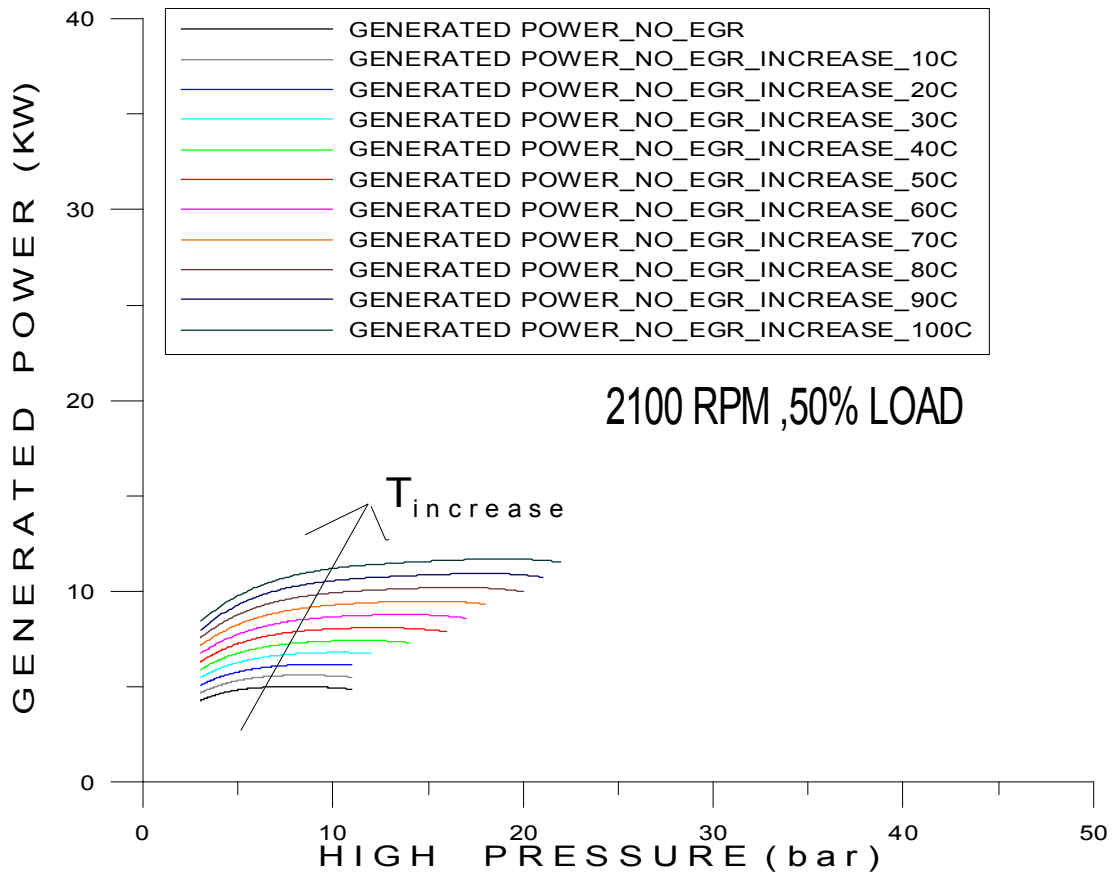
Σχήμα 5-9. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 25% LOAD.



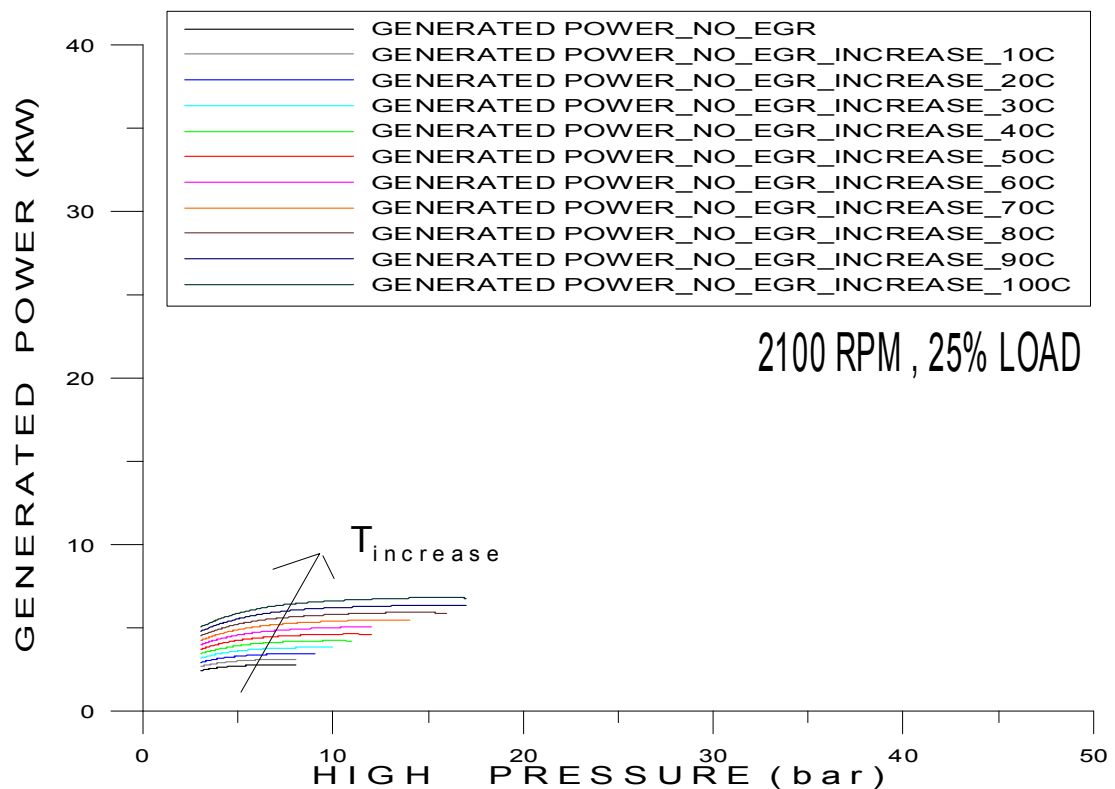
Σχήμα 5-10. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 100% LOAD.



Σχήμα 5-11. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 75% LOAD.



Σχήμα 5-12. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 50% LOAD.

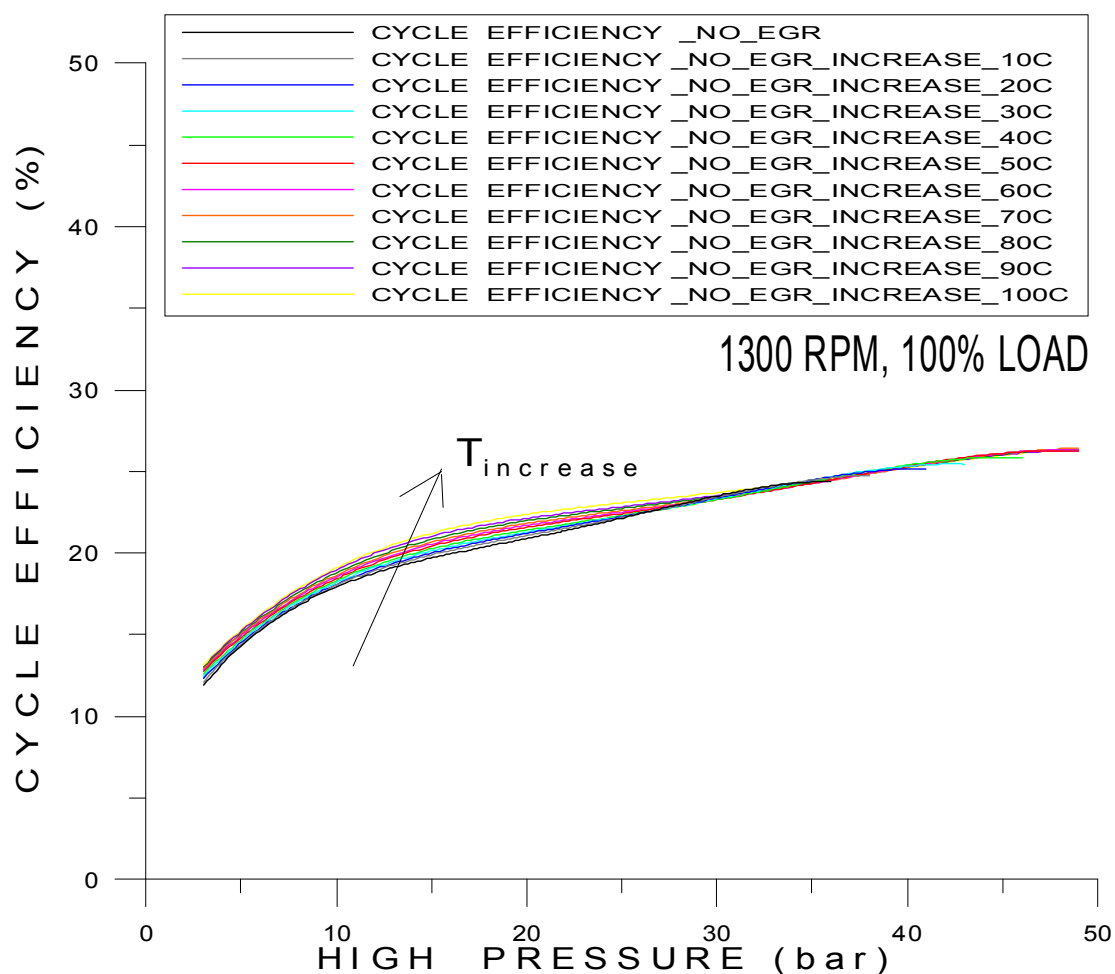


Σχήμα 5-13. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 25% LOAD.

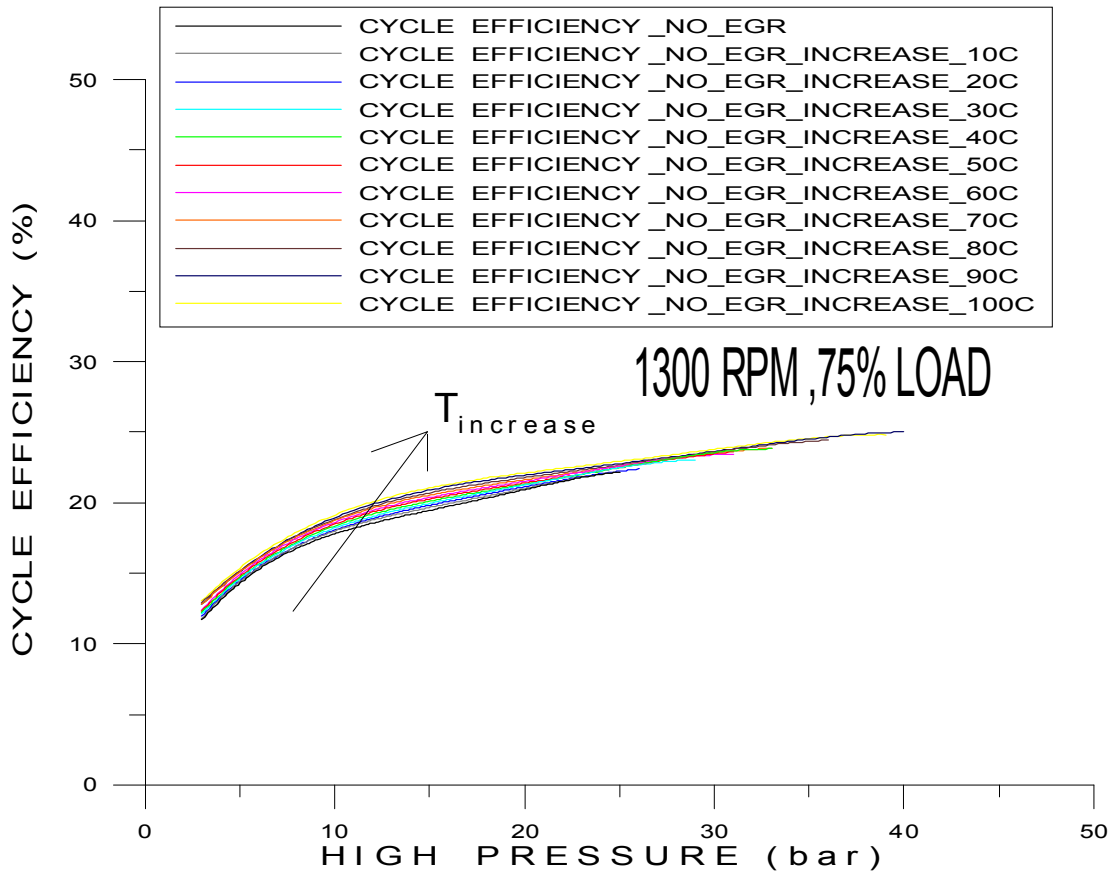
Από τα παραπάνω σχήματα παρατηρείται ότι με την αύξηση της πίεσης η παραγόμενη ισχύς από τον κύκλο Rankine αυξάνει έως μία τιμή και στη συνέχεια παραμένει περίπου σταθερή. Η αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα επηρεάζει θετικά την παραγόμενη από τον κύκλο ισχύ και επιπλέον αυξάνει την πίεση κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας στην οποία παρουσιάζεται η μέγιστη ισχύς.

5.3.2 Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στο βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine

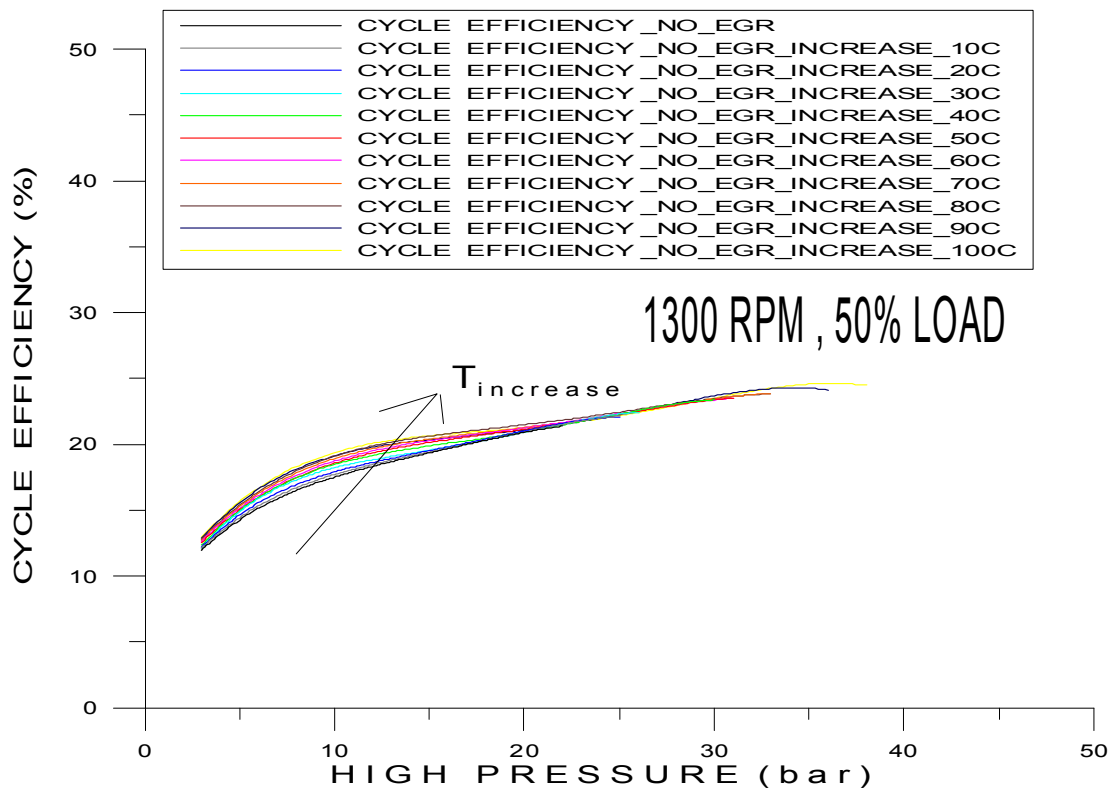
Από τα σχήματα 5-14 έως 5-25 φαίνεται ότι εξετάζεται η μεταβολή του βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine με την υψηλή πίεση του κύκλου συναρτήσει της θερμοκρασίας των καυσαερίων για όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα στην περίπτωση που δεν χρησιμοποιείται η θερμότητα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων από τον κύκλο Rankine.



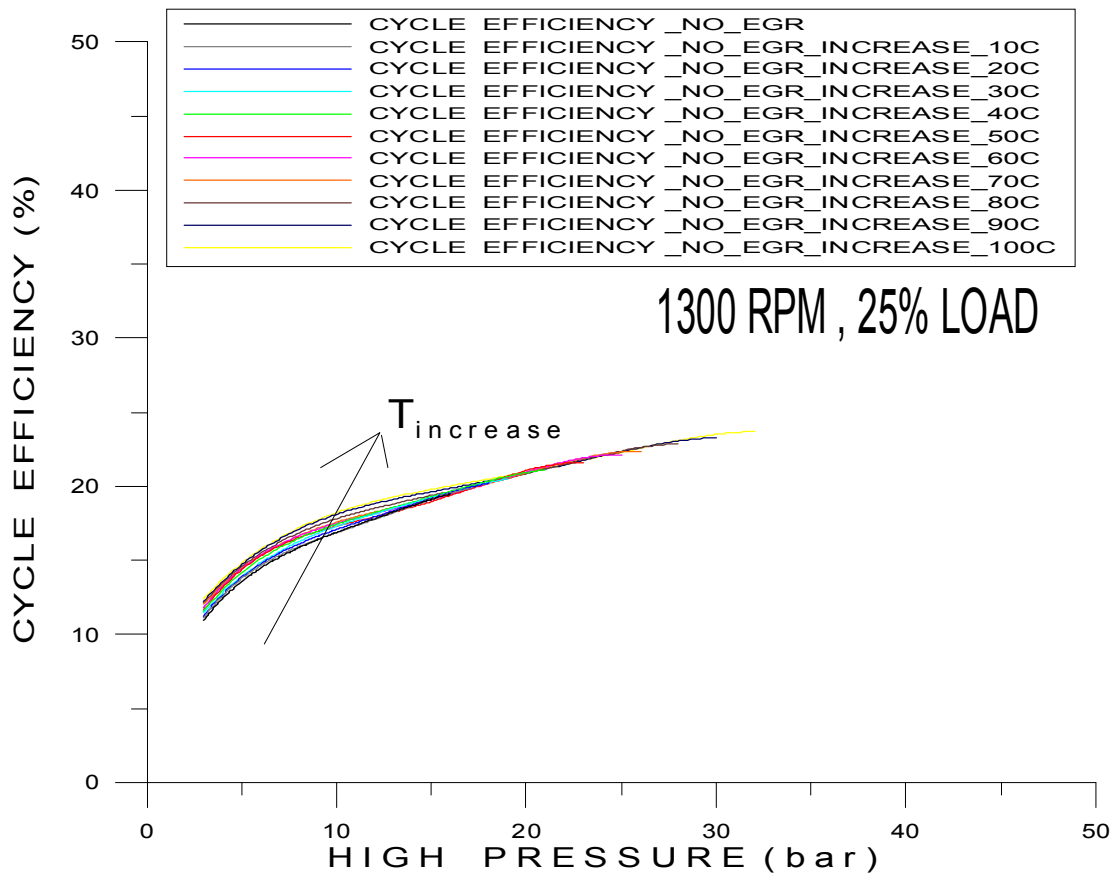
Σχήμα 5-14. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 100% LOAD.



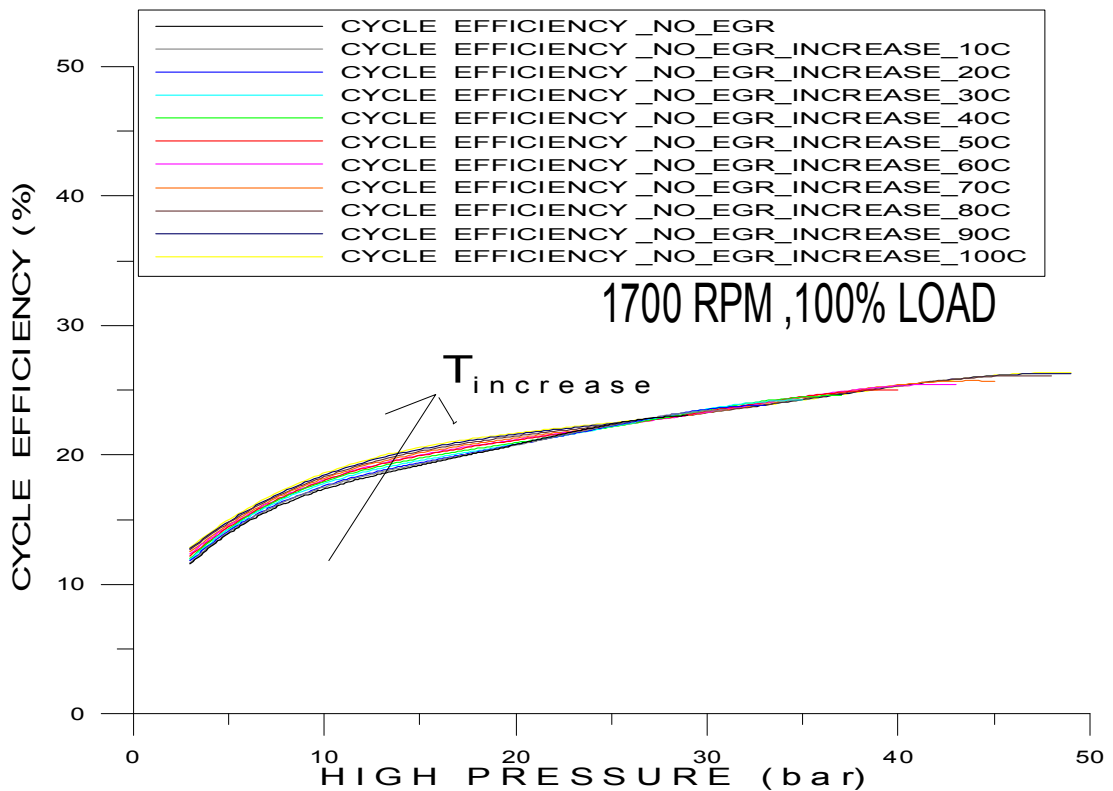
Σχήμα 5-15. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 75% LOAD.



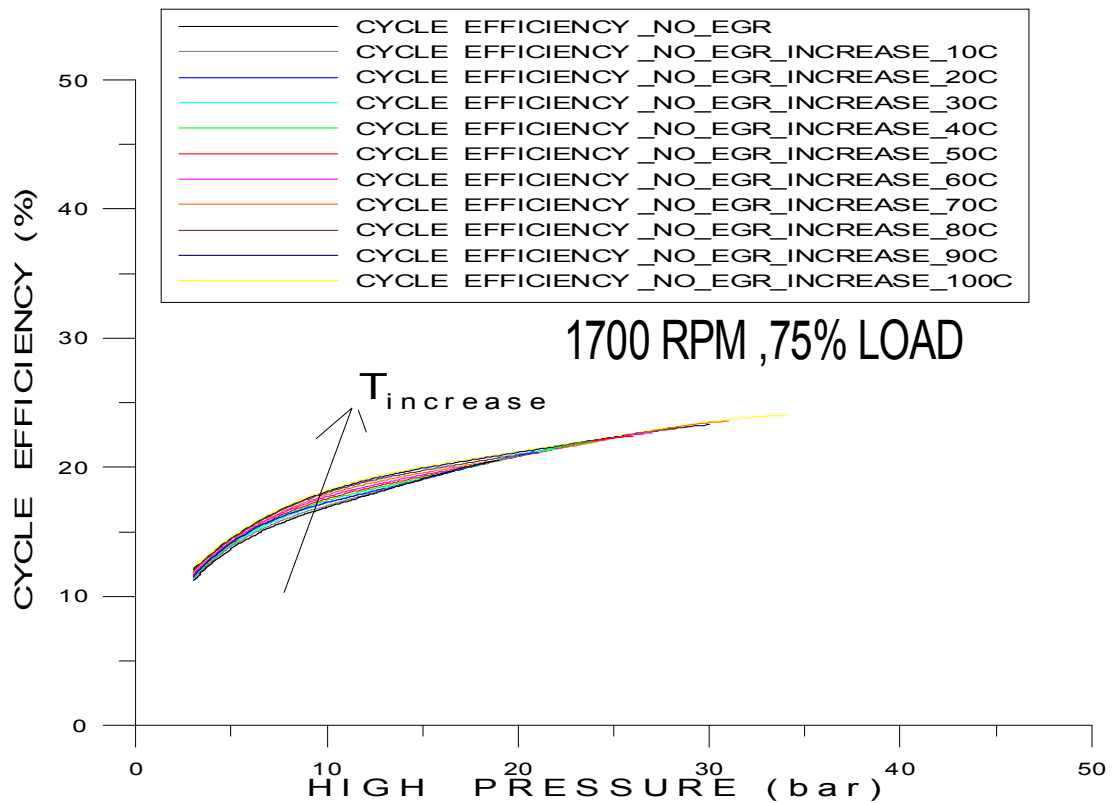
Σχήμα 5-16. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 50% LOAD.



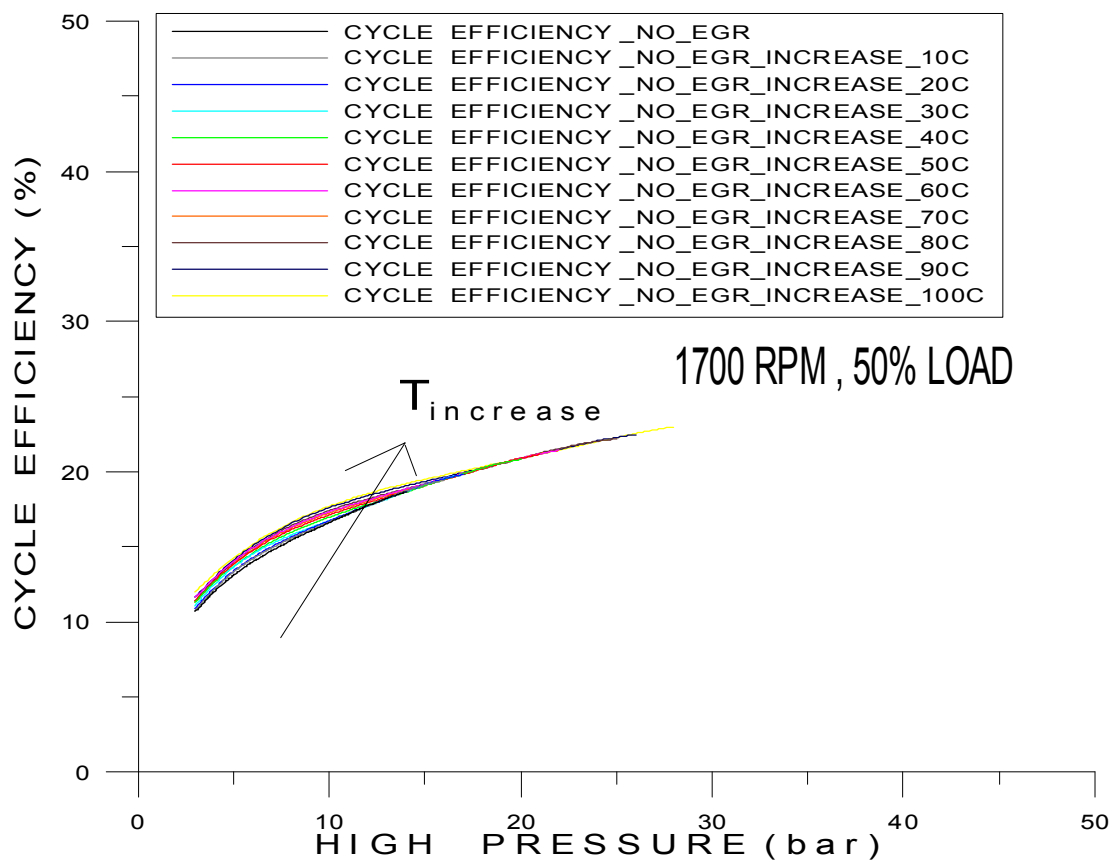
Σχήμα 5-17. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 25% LOAD.



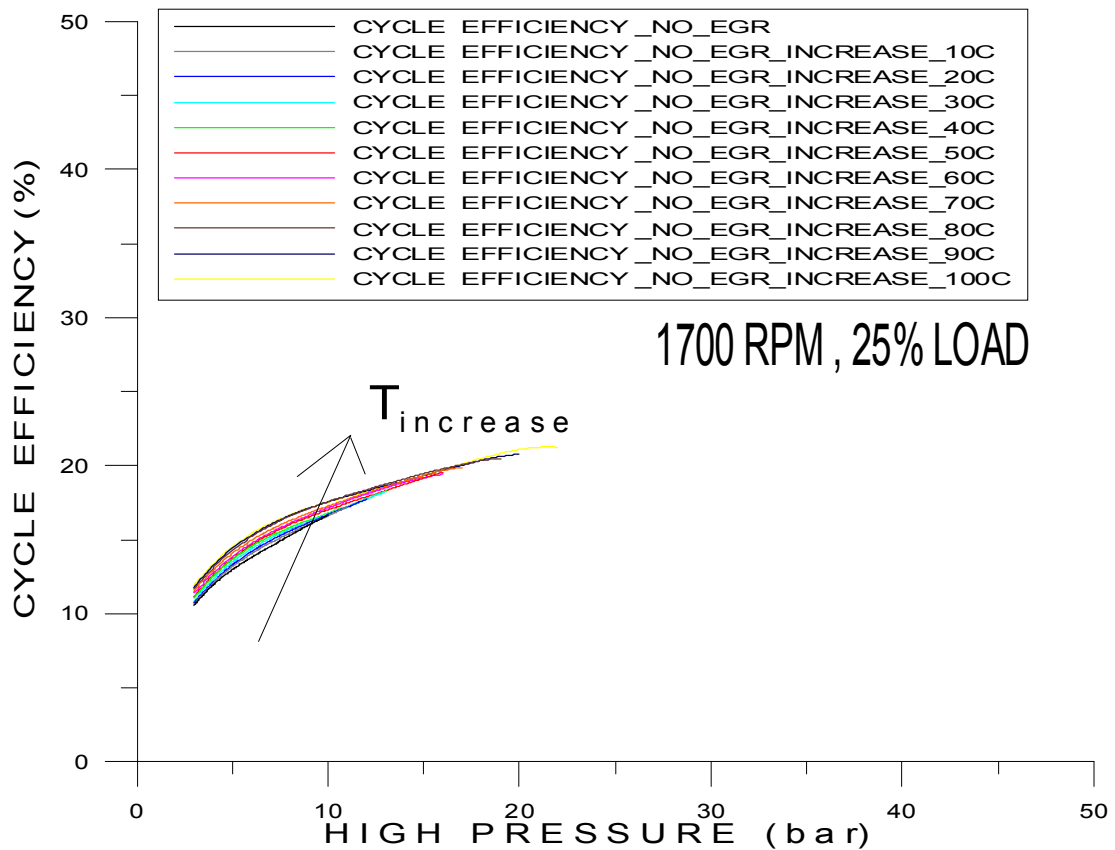
Σχήμα 5-18. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 100% LOAD.



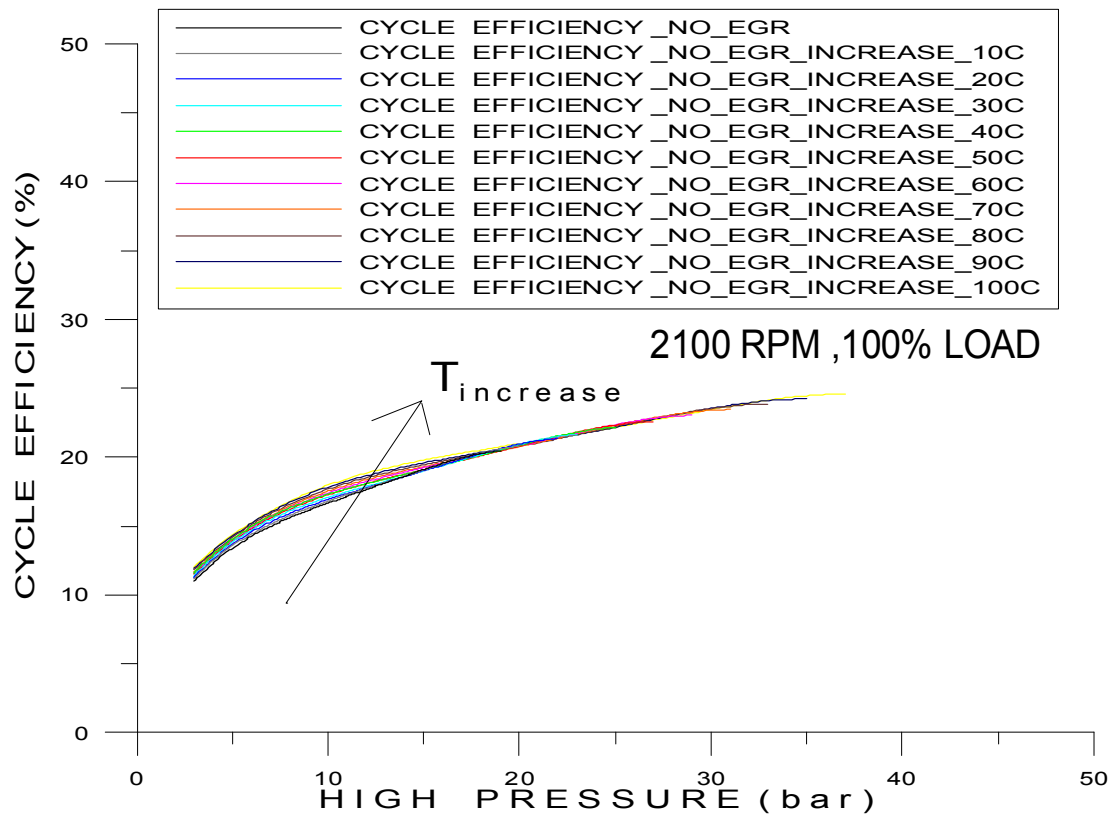
Σχήμα 5-19. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσασερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 75% LOAD.



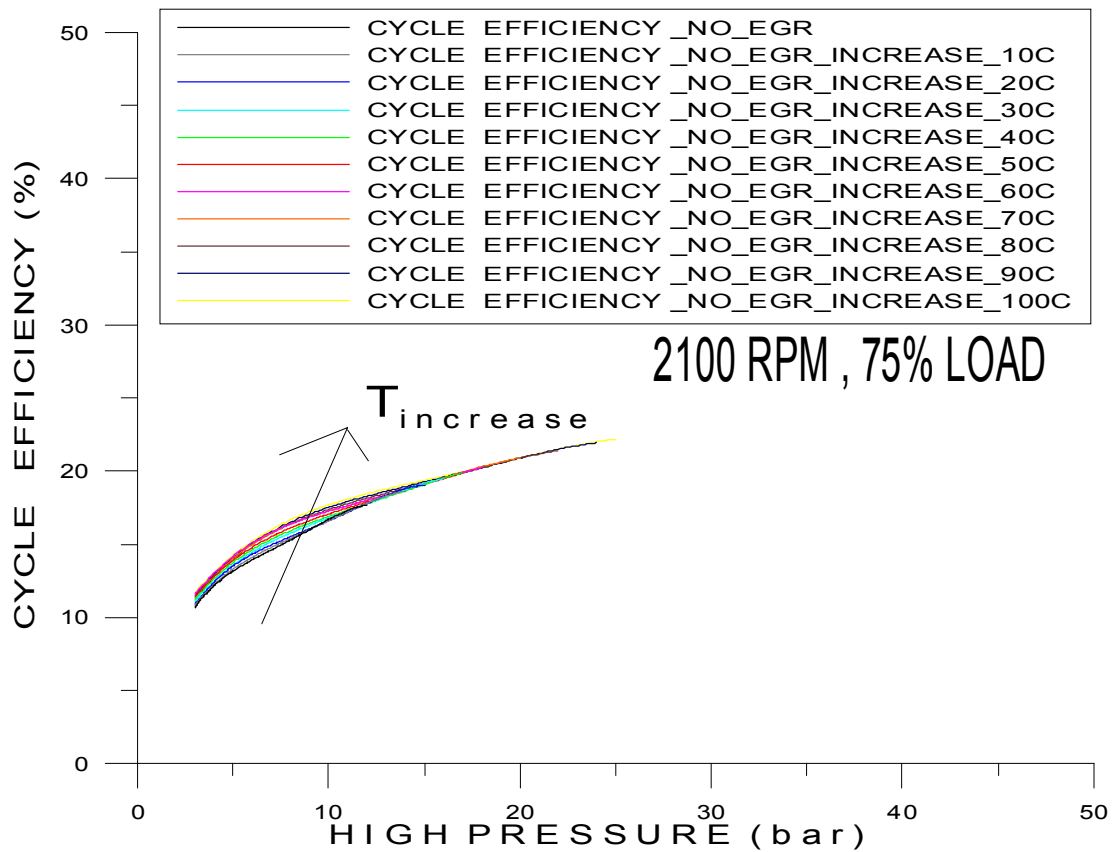
Σχήμα 5-20. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσασερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 50% LOAD.



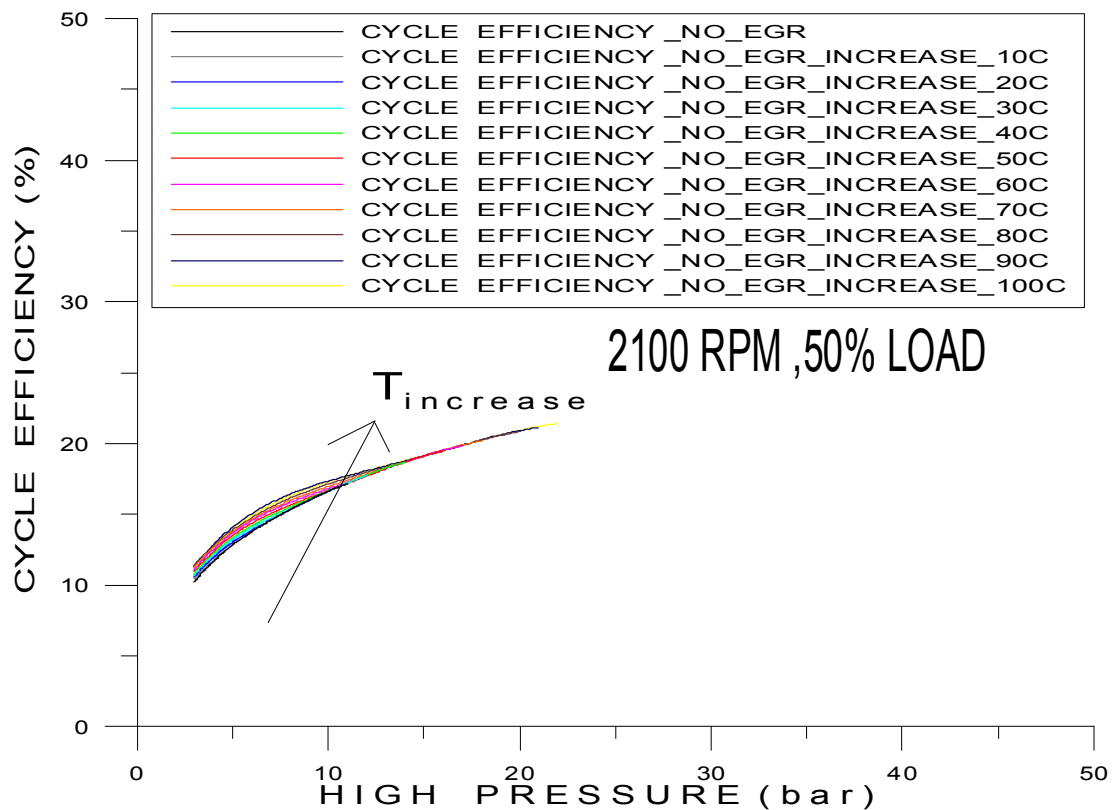
Σχήμα 5-21. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 25% LOAD.



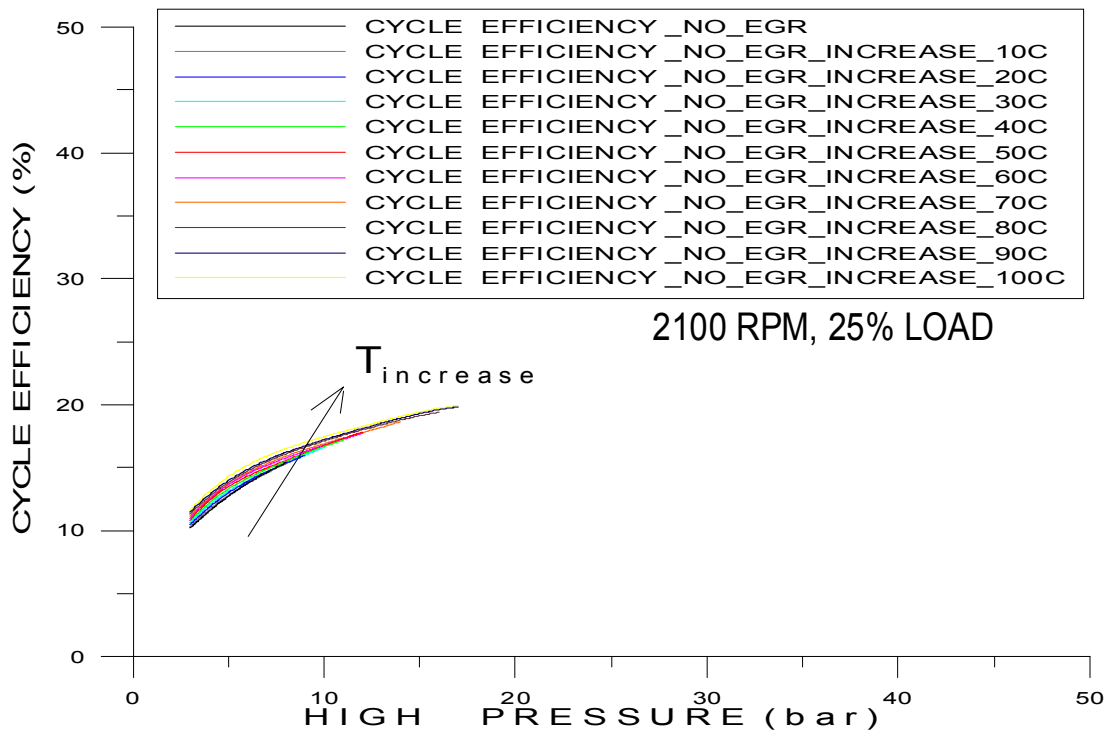
Σχήμα 5-22. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 100% LOAD.



Σχήμα 5-23. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 75% LOAD.



Σχήμα 5-24. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 50% LOAD.



Σχήμα 5-25. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 25% LOAD.

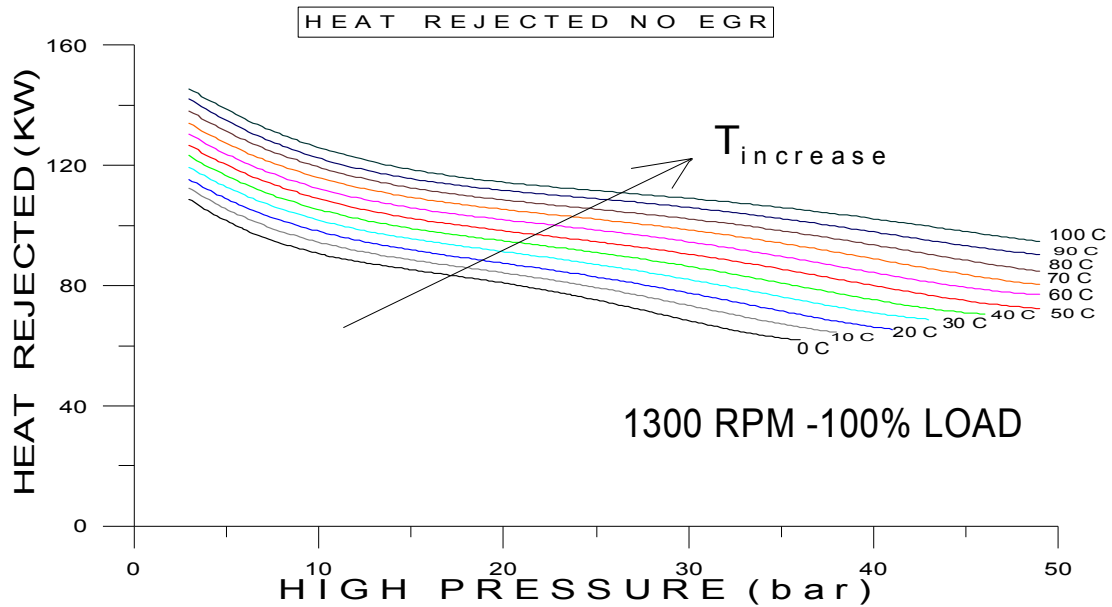
Από τα παραπάνω σχήματα παρατηρείται ότι η αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων έχει ως συνέπεια μικρή αύξηση του βαθμού απόδοσης του κύκλου. Η αύξηση αυτή είναι πιο έντονη στις χαμηλές πιέσεις κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας από ότι στις υψηλότερες. Τόσο στο υψηλό όσο και στα μερικά φορτία η αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων δεν μεταβάλλει (δηλαδή δεν αυξάνει) σημαντικά τον βαθμό απόδοσης, ενώ η αύξηση της πίεσης της τροφοδοτικής αντλίας αυξάνει σημαντικά τον βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine σε όλες τις θερμοκρασίες του καυσαερίου που εξετάζονται.

5.3.3 Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην απορριπτόμενη στο περιβάλλον θερμότητα.

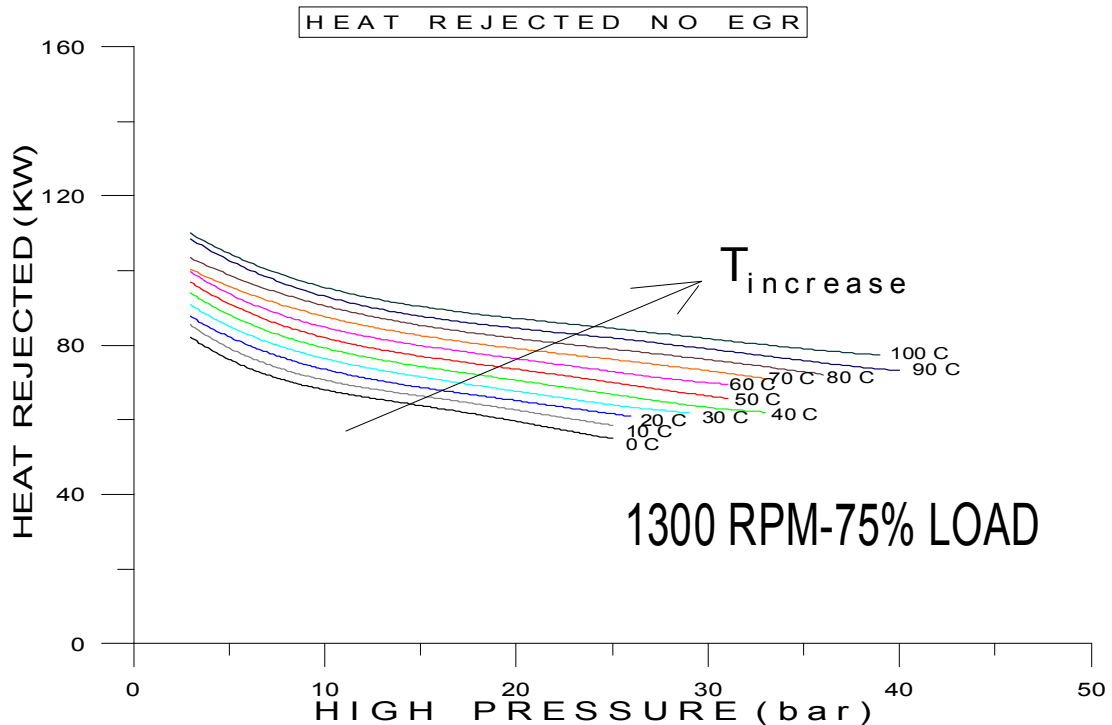
Από τα σχήματα 5-26 έως 5-37 φαίνεται ότι εξετάζεται η μεταβολή της απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας με την υψηλή πίεση του κύκλου Rankine συναρτήσει της θερμοκρασίας των καυσαερίων για όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα στην περίπτωση που δεν αξιοποιείται η θερμότητα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων από τον κύκλο Rankine.

Η μεταβολή του μεγέθους αυτού είναι σημαντική διότι μείωση της απορριπτόμενης θερμότητας συνεπάγεται χρήση μικρότερου σε μέγεθος εναλλάκτη θερμότητας ενώ επιβαρύνεται παράλληλα λιγότερο το ψυκτικό κύκλωμα του

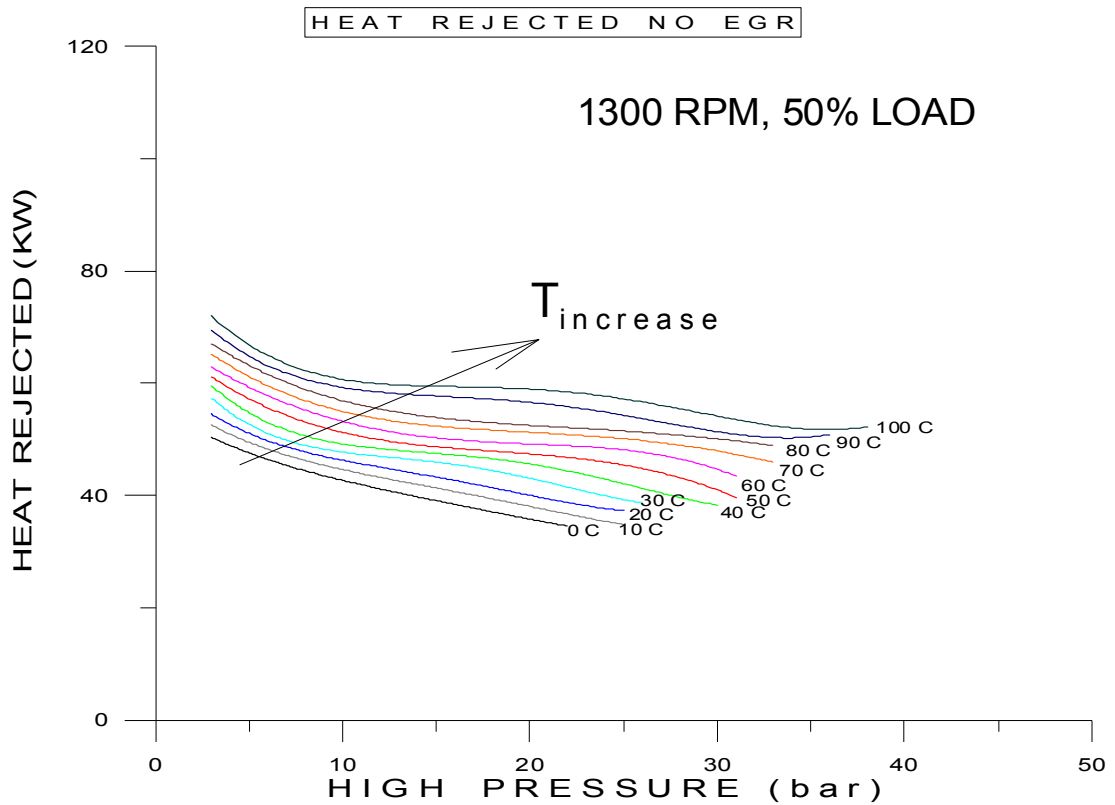
κινητήρα. Έτσι αποφεύγεται ο κίνδυνος να χαθεί σημαντικό μέρος της ισχύος που κερδήθηκε στον ανεμιστήρα για την αποβολή της πρόσθετης θερμότητας.



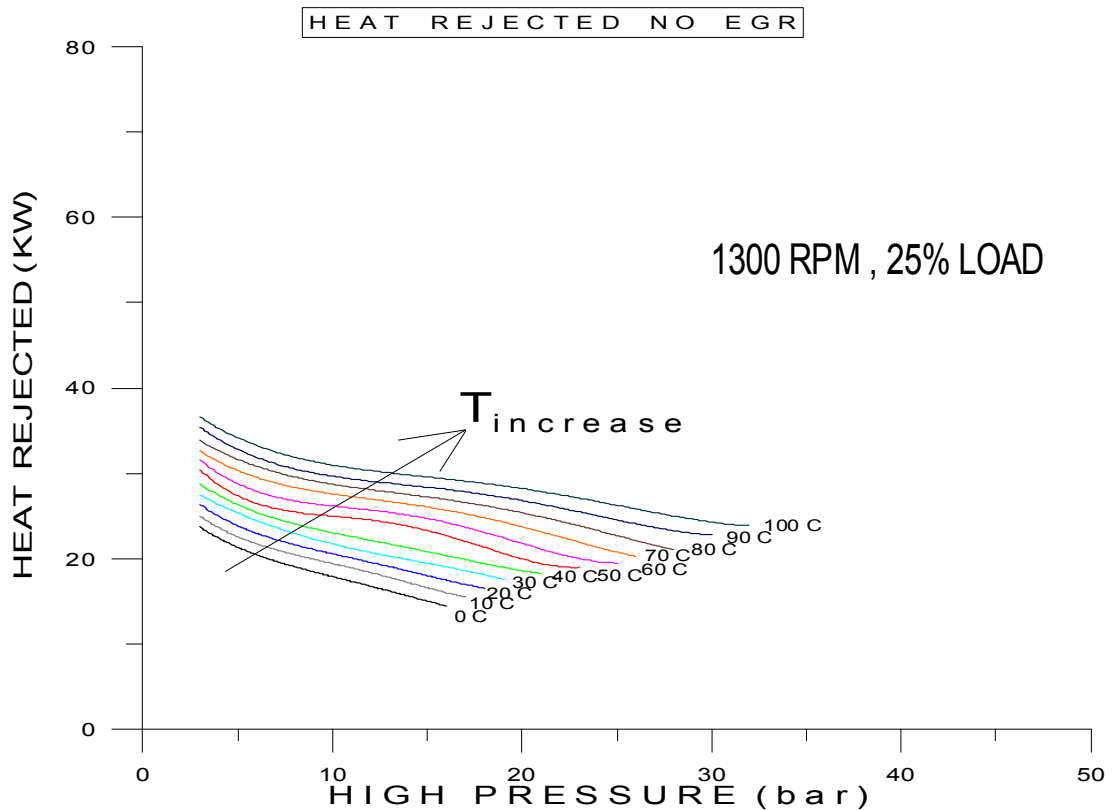
Σχήμα 5-26. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 100% LOAD.



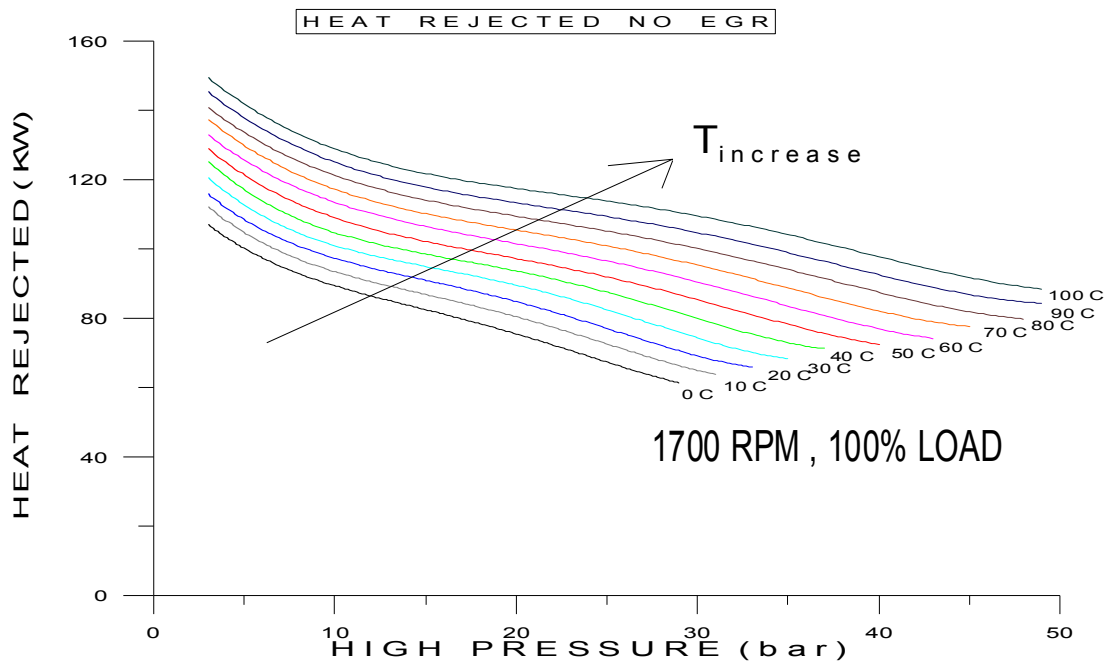
Σχήμα 5-27. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 75% LOAD.



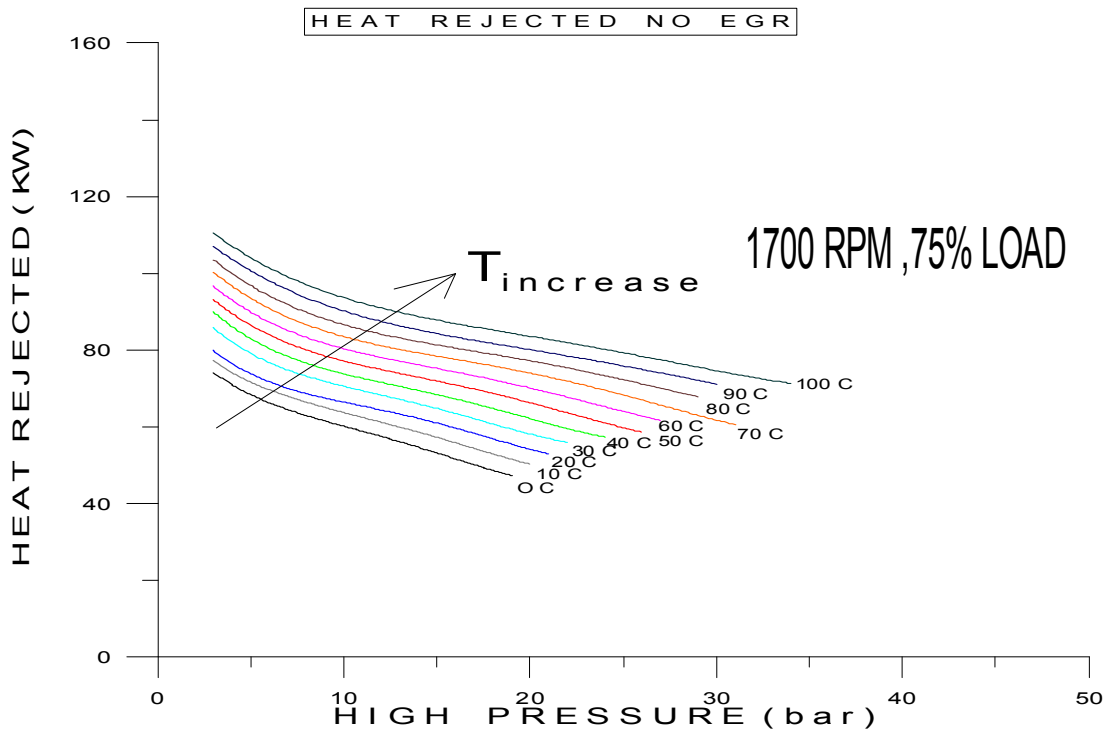
Σχήμα 5-28. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 50% LOAD.



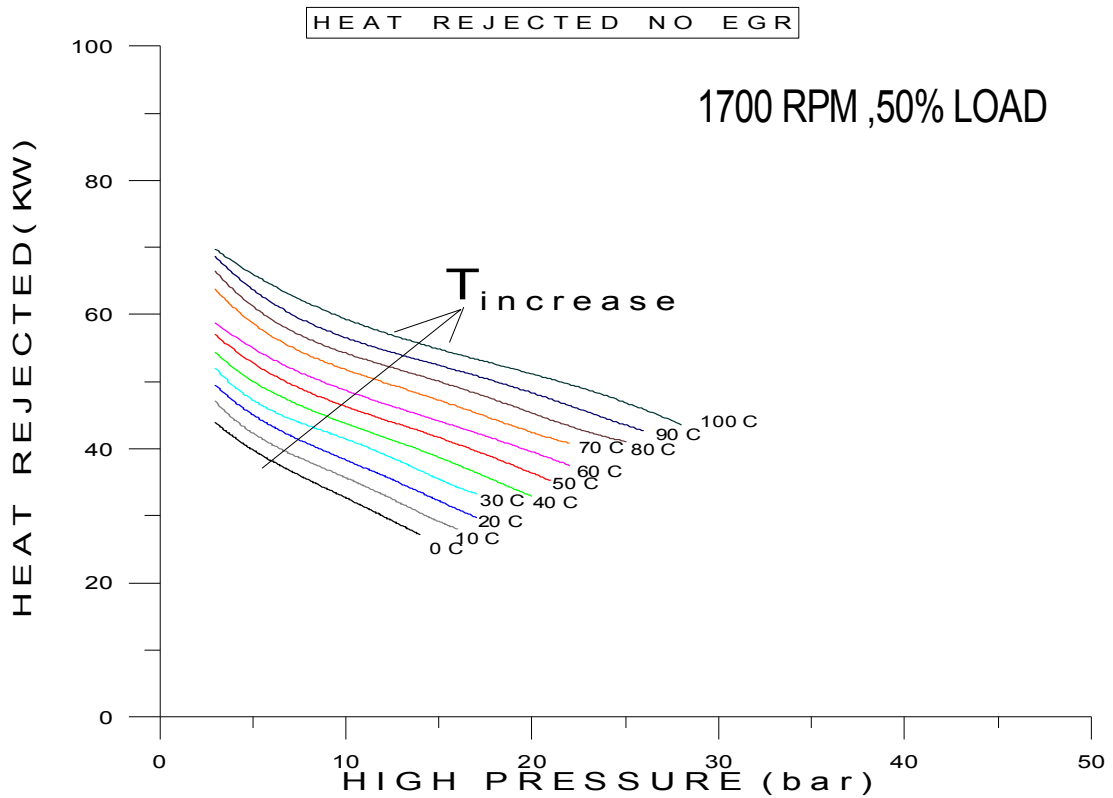
Σχήμα 5-29. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 25% LOAD.



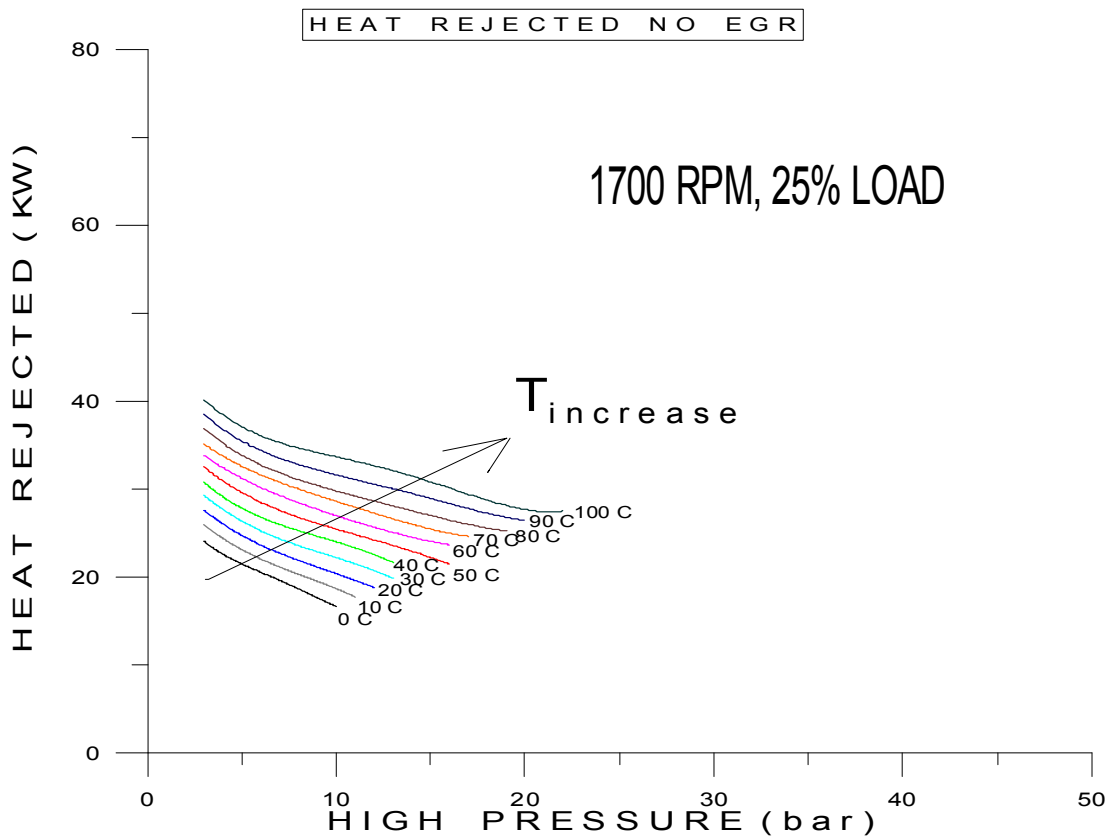
Σχήμα 5-30. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 100% LOAD.



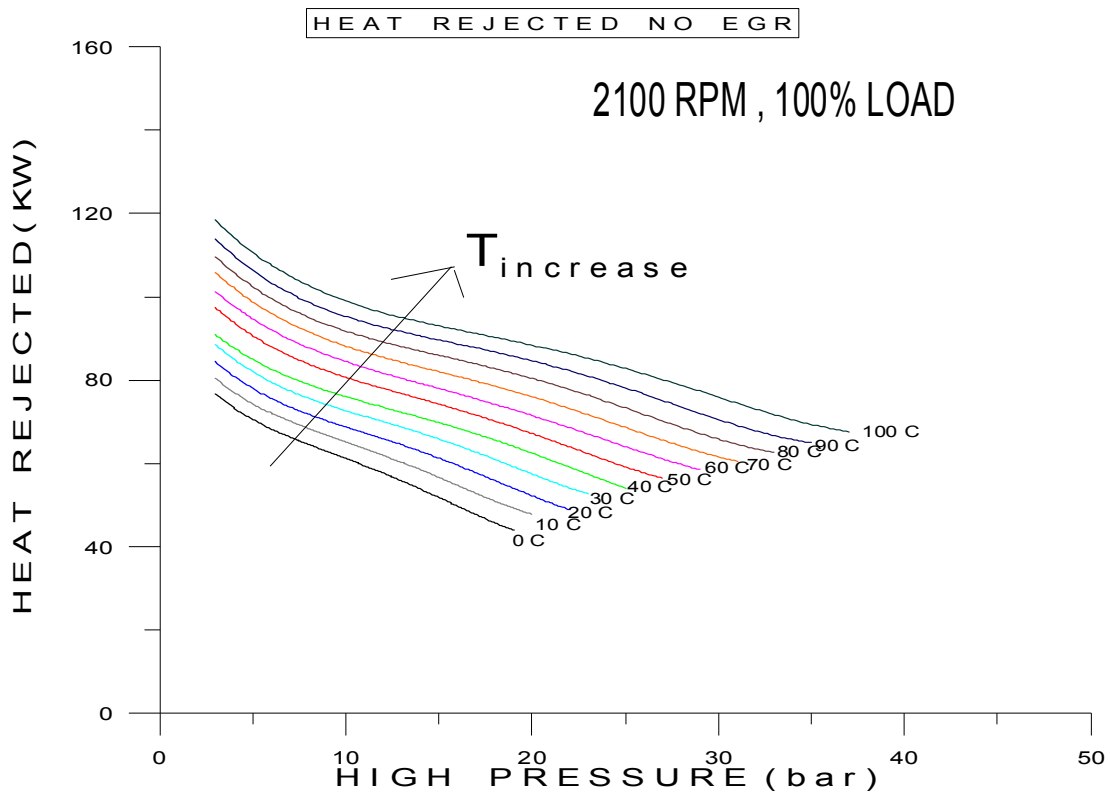
Σχήμα 5-31. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 75% LOAD.



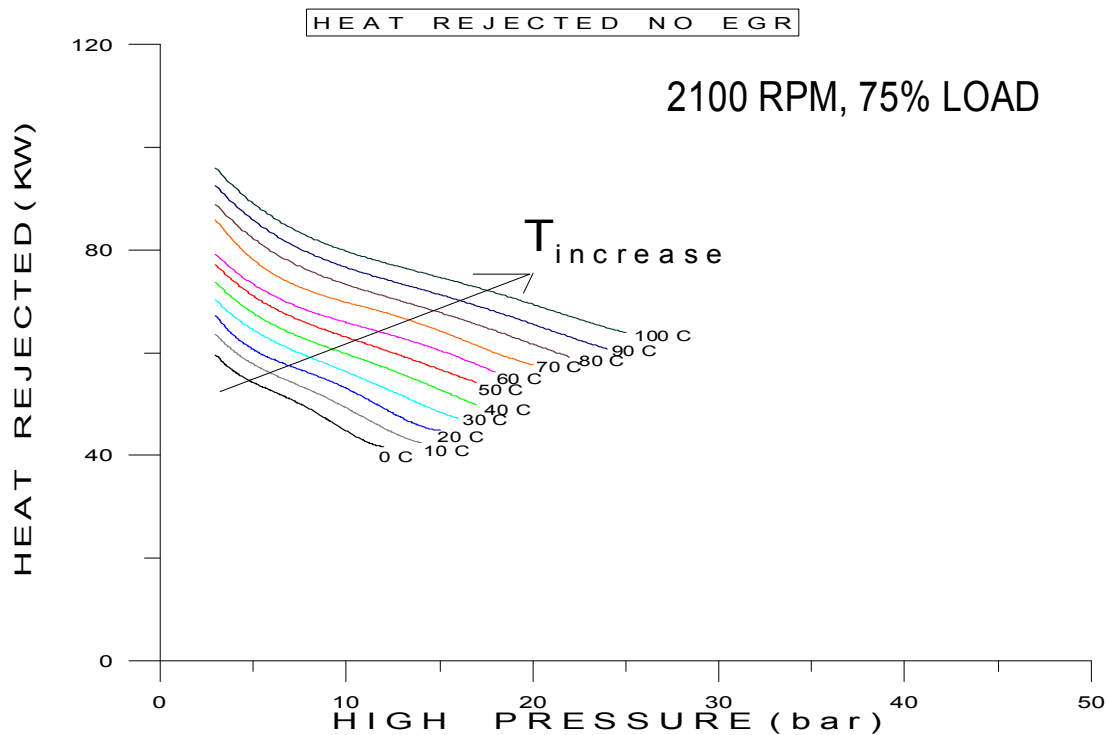
Σχήμα 5-32. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 50% LOAD.



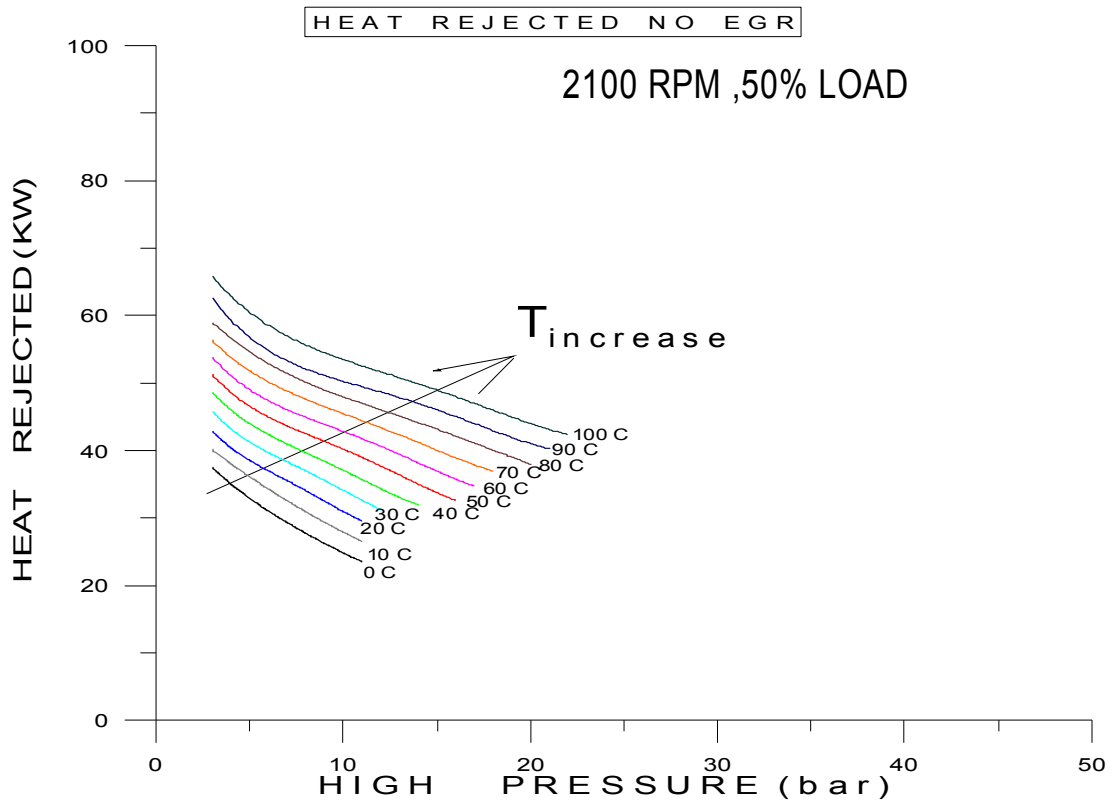
Σχήμα 5-33. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 25% LOAD.



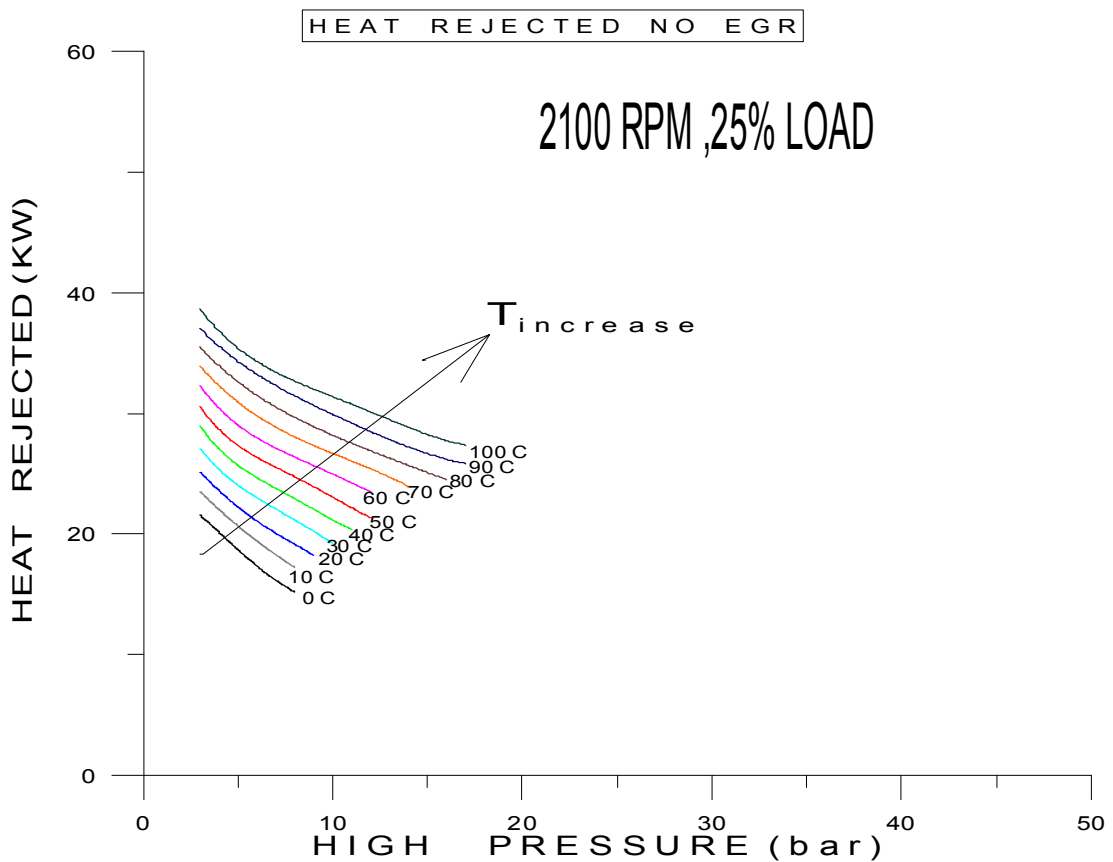
Σχήμα 5-34. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 100% LOAD.



Σχήμα 5-35. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 75% LOAD.



Σχήμα 5-36. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 50% LOAD.



Σχήμα 5-37. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 25% LOAD.

Από τα παραπάνω διαγράμματα (5-26 έως 5-37) παρατηρείται ότι η αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων έχει ως συνέπεια την αύξηση της απορριπτόμενης θερμότητας. Επίσης, παρατηρείται ότι η αύξηση της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας συνεπάγεται την μείωση της απορριπτόμενης θερμότητας. Η μείωση αυτή είναι πιο έντονη στις χαμηλές πιέσεις όπως παρατηρείται και από την κλίση των καμπύλων ενώ στις πιο υψηλές η κλίση είναι πιο ομαλή. Επιπλέον από τα σχήματα 5-2 έως 5-13 διαπιστώθηκε ότι η παραγόμενη ισχύς του κύκλου Rankine αφού γίνει μέγιστη παραμένει περίπου σταθερή με αύξηση της υψηλής πίεσης του κύκλου. Έτσι συμπεραίνεται ότι θα ήταν σωστό να αυξηθεί η πίεση πέραν αυτής που παρατηρείται η μέγιστη ισχύς διότι θα επιβαρυνθεί λιγότερο το ψυκτικό κύκλωμα και θα αποφευχθεί ο κίνδυνος να χαθεί σημαντικό μέρος της ισχύος που κερδήθηκε στον ανεμιστήρα.

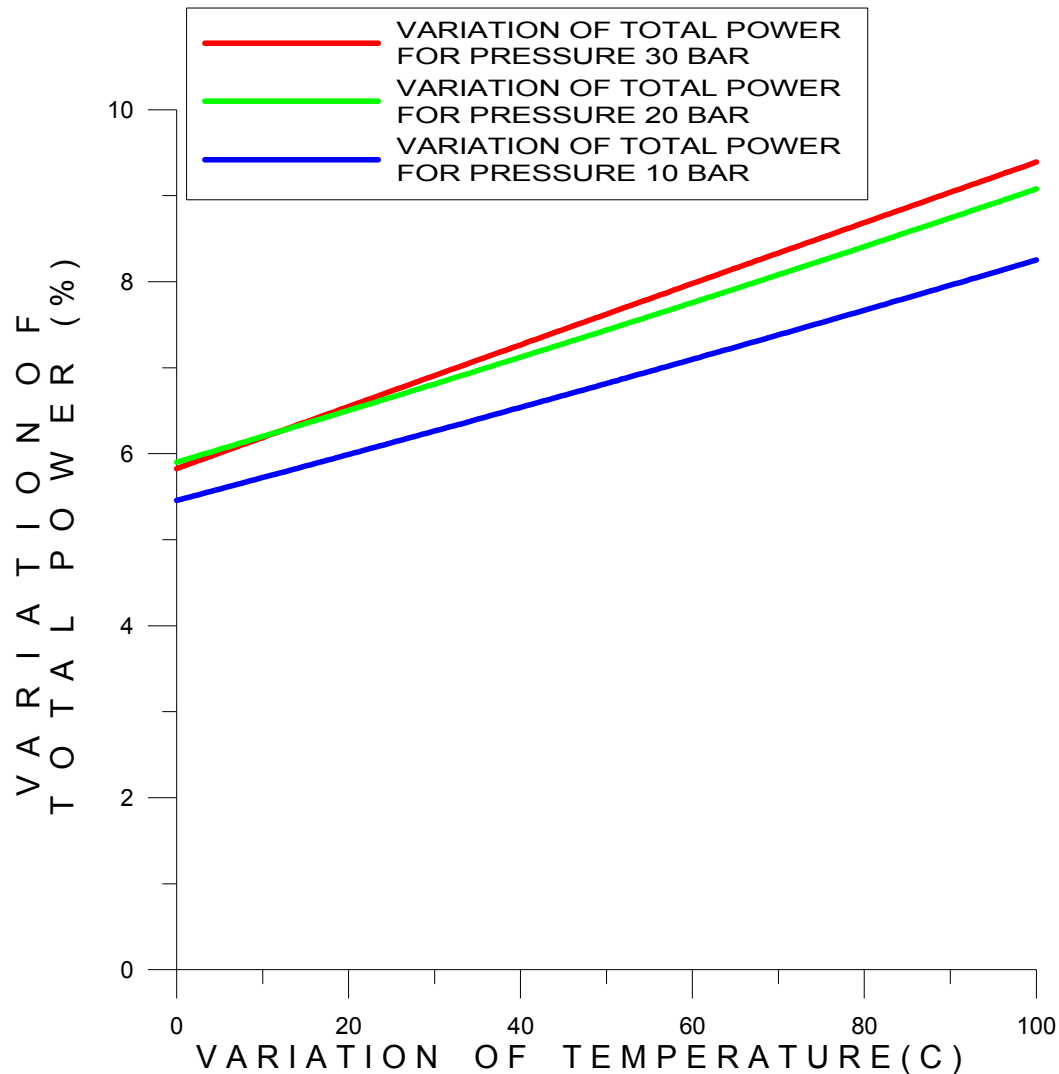
Παρατηρείται σε όλα τα διαγράμματα (5-2 έως 5-37) ότι η βέλτιστη υψηλή πίεση λειτουργίας του κύκλου Rankine είναι διαφορετική ανάλογα με το σημείο λειτουργίας του κινητήρα και τη θερμοκρασία των καυσαερίων του. Η παραπάνω διαπίστωση σχετίζεται με την συναλλαγή θερμότητας μεταξύ του ρεύματος των καυσαερίων και του ρεύματος του εργαζόμενου μέσου (νερό). Η θερμοκρασία των καυσαερίων σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα είναι διαφορετική ενώ παράλληλα διαφοροποιείται και η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου με την αύξηση της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας. Αυτό έχει ως συνέπεια να μειώνεται η θερμοκρασιακή διαφορά των δύο ρευμάτων μέχρι του σημείου που παραβιάζεται ο περιορισμός που έχει να κάνει με το κρίσιμο σημείο του εναλλάκτη και το οποίο τελικά είναι αυτό που καθορίζει το εύρος της πίεσης λειτουργίας κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας. Ειδικότερα με τη μείωση του φορτίου του κινητήρα μειώνεται η θερμοκρασία των καυσαερίων του και απαιτείται αναπροσαρμογή της υψηλής πίεσης του κύκλου Rankine ώστε η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου να μην είναι πολύ υψηλή γεγονός που παρεμποδίζει την αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη.

Για δεδομένη πίεση κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας και συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας του κινητήρα παρατηρούμε ότι η ισχύς και ο βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine καθώς και η απορριπτόμενη προς το περιβάλλον θερμότητα αυξάνονται με την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων. Η αύξηση της απορριπτόμενης προς το περιβάλλον θερμότητας είναι αναμενόμενη διότι αυξάνεται

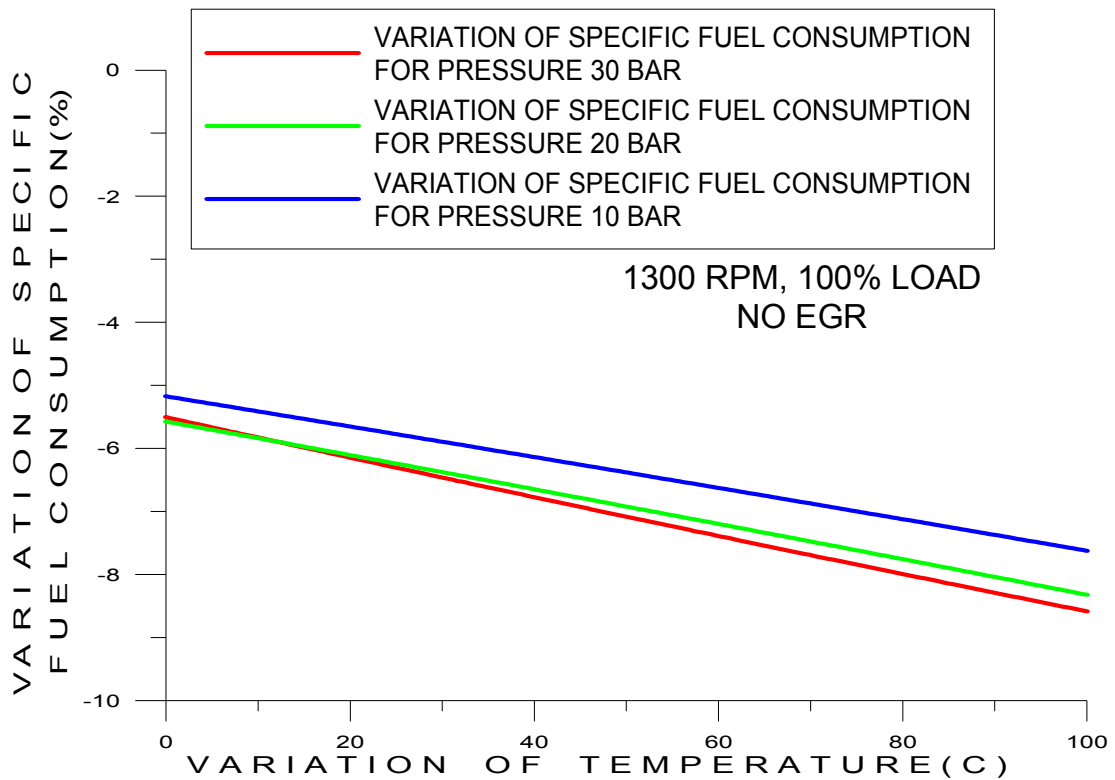
η θερμοκρασία των καυσαερίων ενώ η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας παραμένει σταθερή.

5.3.4 Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην συνολική ισχύ του συστήματος και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα.

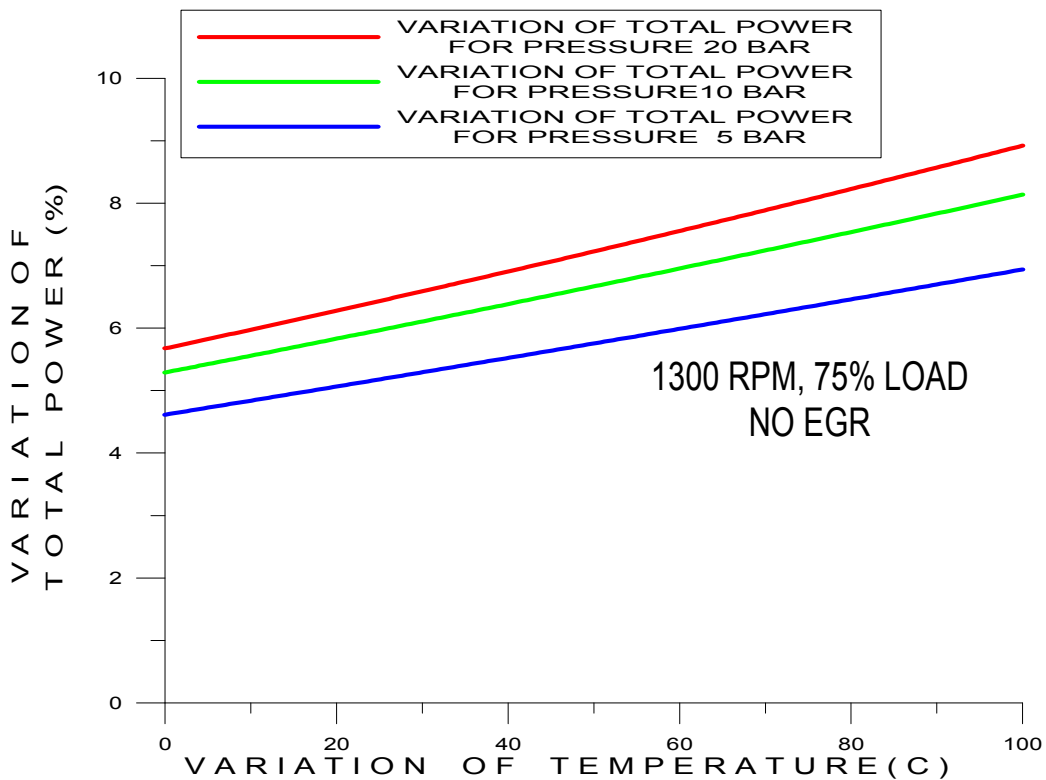
Όσον αφορά τη συνολική ισχύ του συστήματος και την ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα παρουσιάζεται βελτίωση και στις δύο αυτές παραμέτρους λειτουργίας σε σχέση με την λειτουργία του κινητήρα χωρίς το σύστημα ανάκτησης μέσω κύκλου Rankine. Τα σχήματα 5-38 έως 5-45 δείχνουν την μεταβολή της ισχύος του συστήματος και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για 1300 RPM, σε όλα τα φορτία του κινητήρα για πιέσεις κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας 5, 10, 15, 20 και 30 bar (οι πιέσεις είναι ενδεικτικές για να δειχθεί η επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στις διάφορες τιμές τους).



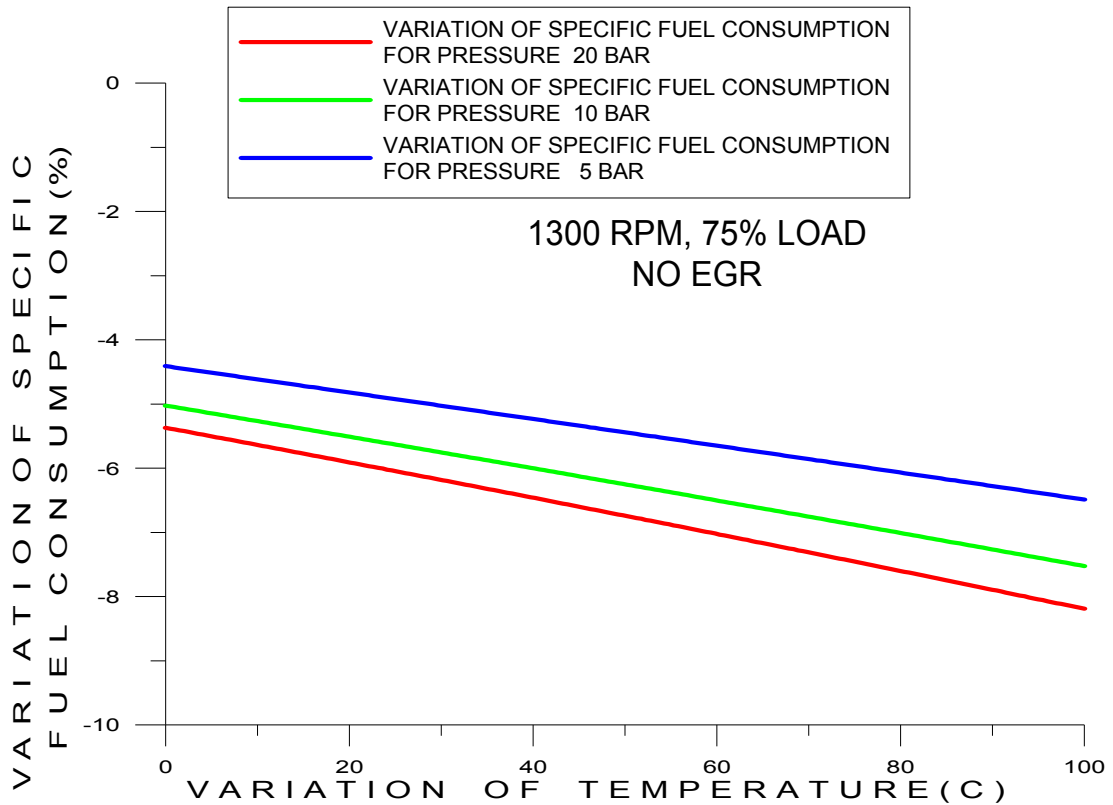
Σχήμα 5-38. Μεταβολή ισχύος του συστήματος κινητήρα Diesel-κύκλου Rankine συναρτήσεως της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα για 1300 RPM, 100%LOAD.



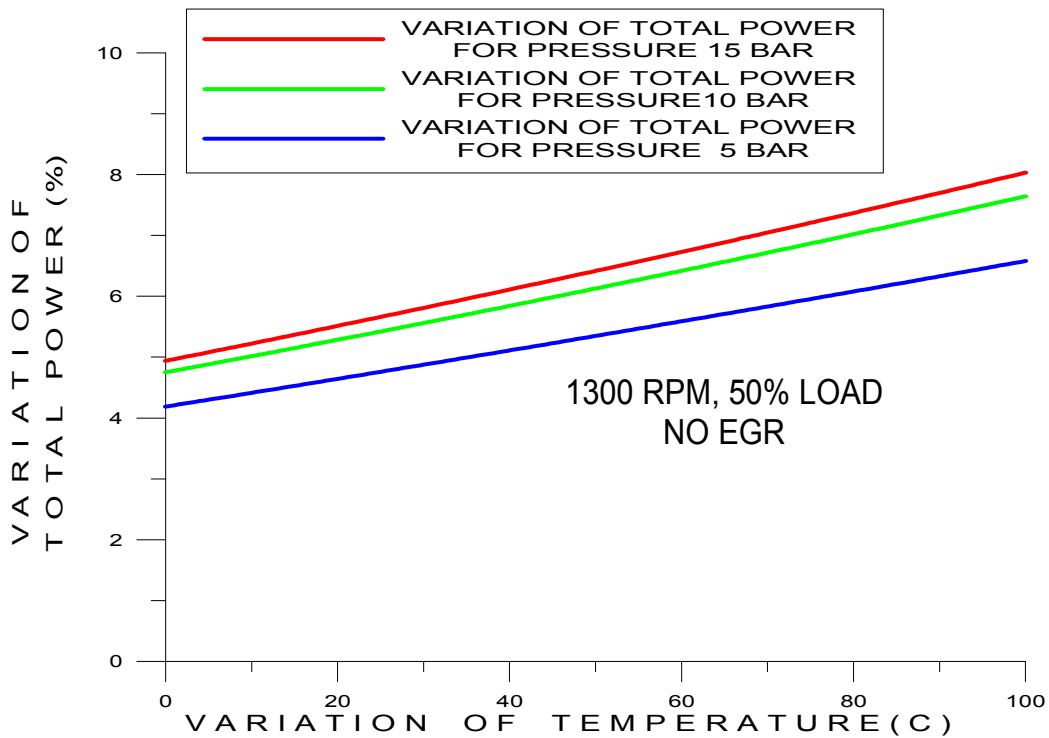
Σχήμα 5-39. Μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα Diesel συναρτήσει της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα για 1300 RPM, 100%LOAD.



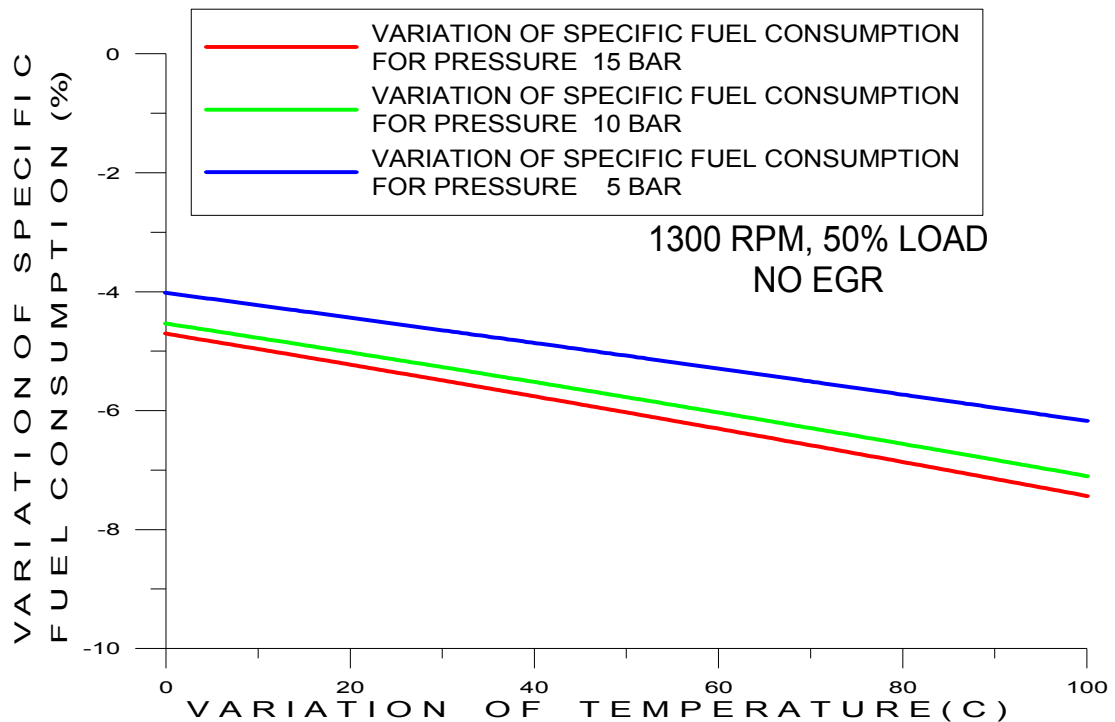
Σχήμα 5-40. Μεταβολή ισχύος του συστήματος κινητήρα Diesel-κύκλου Rankine συναρτήσει της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα για 1300 RPM, 75%LOAD.



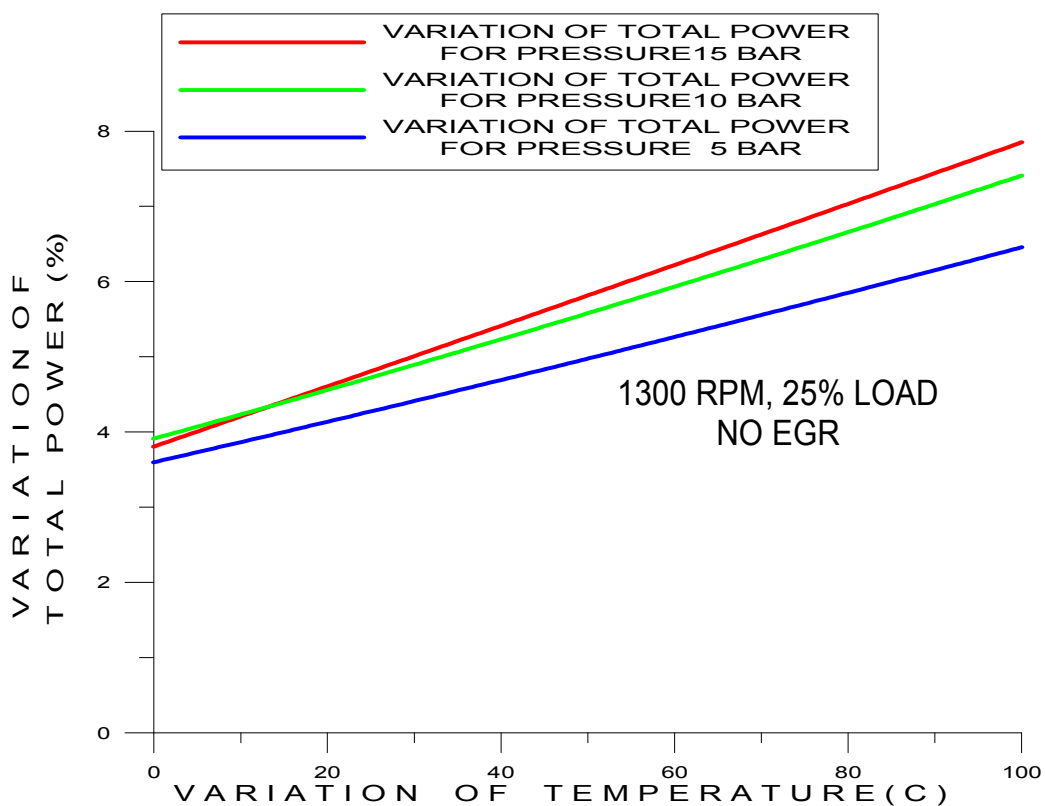
Σχήμα 5-41. Μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα Diesel συναρτήσει της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα για 1300 RPM, 75%LOAD.



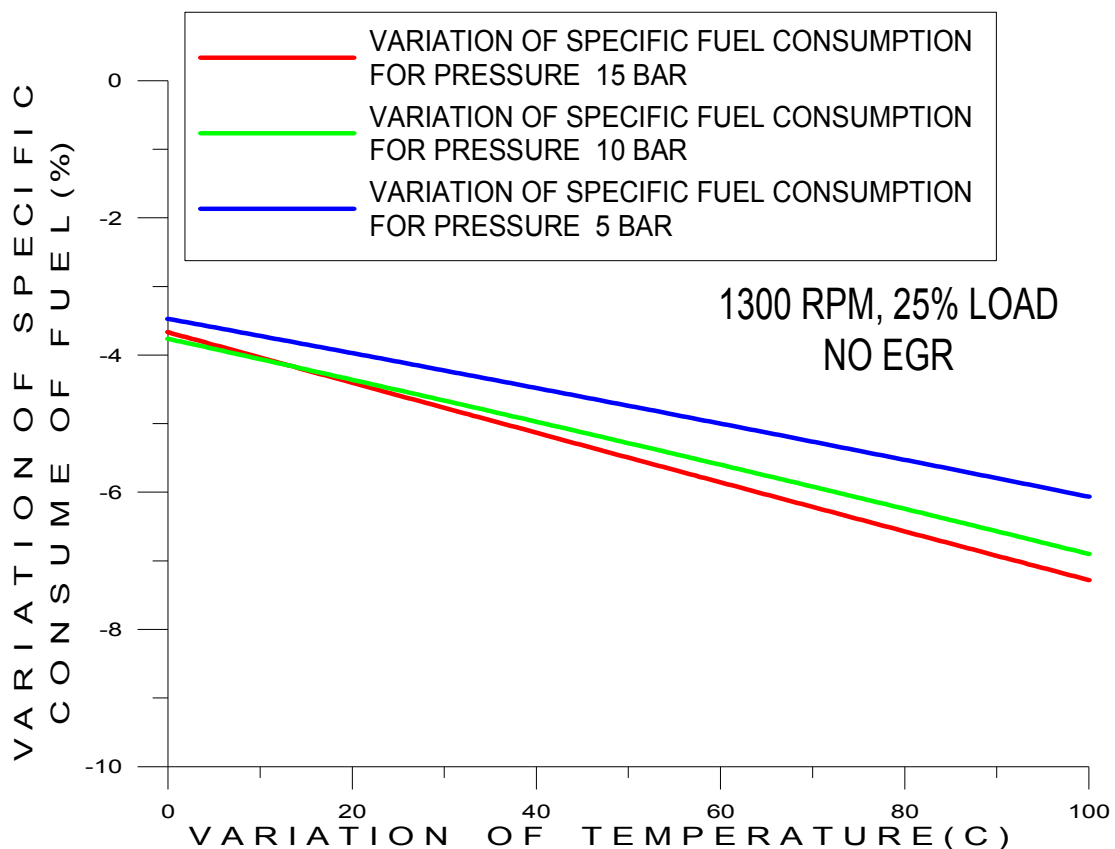
Σχήμα 5-42. Μεταβολή ισχύος του συστήματος κινητήρα Diesel-κύκλου Rankine συναρτήσει της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα για 1300 RPM, 50%LOAD.



Σχήμα 5-43. Μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα Diesel συναρτήσει της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα για 1300 RPM, 50%LOAD.



Σχήμα 5-44. Μεταβολή ισχύος του συστήματος κινητήρα Diesel-κύκλου Rankine συναρτήσει της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα για 1300 RPM, 25%LOAD.



Σχήμα 5-45. Μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα Diesel συναρτήσεως της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα για 1300 RPM, 25%LOAD.

Από τα παραπάνω διαγράμματα παρατηρείται ότι τόσο η συνολική ισχύς όσο και η ειδική κατανάλωση καυσίμου μεταβάλλονται περίπου γραμμικά με τη αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων. Συγκεκριμένα παρατηρείται γραμμική αύξηση της συνολικής ισχύος του συστήματος και γραμμική μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Επιπλέον, παρατηρείται ότι στα μερικά φορτία η επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων είναι πιο έντονη σε σχέση με το πλήρες φορτίο παρατήρηση που δικαιολογείται από την κλίση της ευθείας που είναι πιο μεγάλη (απότομη) στα μερικά φορτία. Έτσι προκύπτει ο ακόλουθος πίνακας στον οποίο φαίνονται οι μεταβολές στην ισχύ του συστήματος ανάκτησης θερμότητας των καυσαερίων του κινητήρα μέσω κύκλου Rankine και στην ειδική κατανάλωση του καυσίμου για 1300 RPM, σε όλα τα φορτία του κινητήρα και για πιέσεις κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας 5,10,15,20,30 bar στην περίπτωση όπου δεν αξιοποιείται η θερμότητα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων.

ΣΤΡΟΦΕΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ (RPM)	ΦΟΡΤΙΟ (%)	ΠΙΕΣΗ (bar)	ΑΥΞΗΣΗ ΙΣΧΥΟΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ (%)		ΜΕΙΩΣΗ ΕΙΔΙΚΗΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ (%)	
			ΔT=0°C	ΔT=100°C	ΔT=0°C	ΔT=100°C
1300	100	30	5.80	9.40	5.48	8.59
1300	100	20	5.91	8.74	5.58	8.32
1300	100	10	5.46	8.25	5.17	7.62
1300	75	20	5.67	8.92	5.36	8.19
1300	75	10	5.30	8.13	5.03	7.52
1300	75	5	4.61	6.94	4.41	6.49
1300	50	15	4.93	8.04	4.69	7.44
1300	50	10	4.75	7.64	4.53	7.10
1300	50	5	4.19	6.58	4.02	6.17
1300	25	15	3.82	7.94	3.68	7.27
1300	25	10	3.91	7.39	3.76	6.88
1300	25	5	3.60	6.46	3.47	6.06

Πίνακας 5-2. Μεταβολές της ισχύος του συστήματος και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα για 1300 RPM, σε όλα τα φορτία του κινητήρα και για πιέσεις κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας 5,10,15,20,30 bar.

Τα αποτελέσματα του πίνακα 5-2 προέκυψαν από τις ακόλουθες σχέσεις:

$$\Delta P = \frac{P_{RANKINE}}{P_{ENGINE}} * 100\% \quad (5-1)$$

όπου ΔP : η ποσοστιαία αύξηση της συνολικής ισχύος

$P_{RANKINE}$: η παραγόμενη ισχύς του κύκλου Rankine

και P_{ENGINE} : η ισχύς του κινητήρα Diesel

$$\Delta SFC = \frac{SFC_{SYSTEM} - SFC_{DIESEL}}{SFC_{DIESEL}} * 100\% \quad (5-2)$$

όπου ΔSFC : η ποσοστιαία μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα Diesel

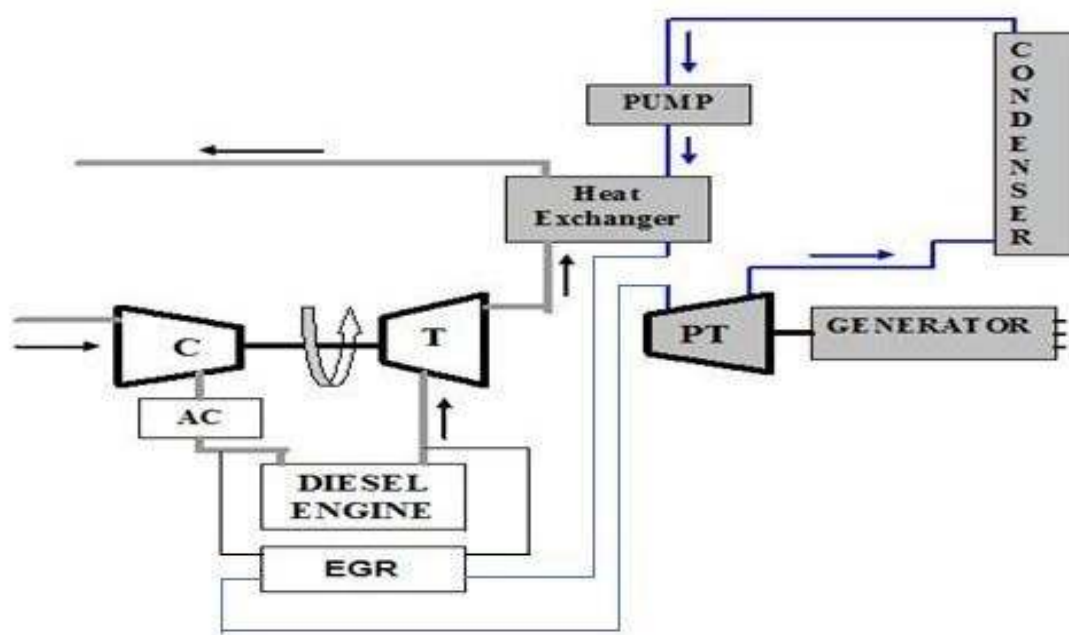
SFC_{SYSTEM} : η ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα Diesel όταν χρησιμοποιείται σύστημα ανάκτησης θερμότητας μέσω κύκλου Rankine

και SFC_{DIESEL} : η ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα Diesel

Παρατηρείται ότι για τις περιπτώσεις που εξετάστηκαν η βελτίωση στην συνολική ισχύ του συστήματος φτάνει έως 9.40%, σε σχέση με τη λειτουργία του κινητήρα χωρίς σύστημα ανάκτησης θερμότητας, ενώ η μείωση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου ανέρχεται στο 8.59%.

5.4 ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΤΩΝ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΤΩΝ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΥΝΤΩΝ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ.

Η ανακυκλοφορία των καυσαερίων γίνεται για τη μείωση των εκπομπών NOx. Τα καυσαέρια πρέπει συνήθως να ψυχθούν πριν εισέλθουν στο θάλαμο καύσης, έτσι εάν αυτό γίνει από τον κύκλο Rankine τότε λόγω της υψηλής θερμοκρασίας τους, καθώς απομαστεύονται πριν από τον στρόβιλο, προκαλούν υψηλότερη υπερθέρμανση του ατμού. Αυτό συνεπάγεται την αύξηση της θερμοκρασίας του υπέρθερμου ατμού και επομένως αύξηση της διαθέσιμης ενθαλπικής πτώσεως στον εκτονωτή. Στο σχήμα 5-46 φαίνεται το σύστημα στρόβιλο-υπερπλήρωση σε συνδυασμό με δευτερεύοντα κύκλο Rankine όταν ο κύκλος Rankine χρησιμοποιεί την θερμότητα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων. Τα χαρακτηριστικά του κινητήρα παραμένουν τα ίδια με αυτά χωρίς την εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων ενώ το καυσαέριο που απομαστεύεται είναι περίπου το 10% του συνολικού.

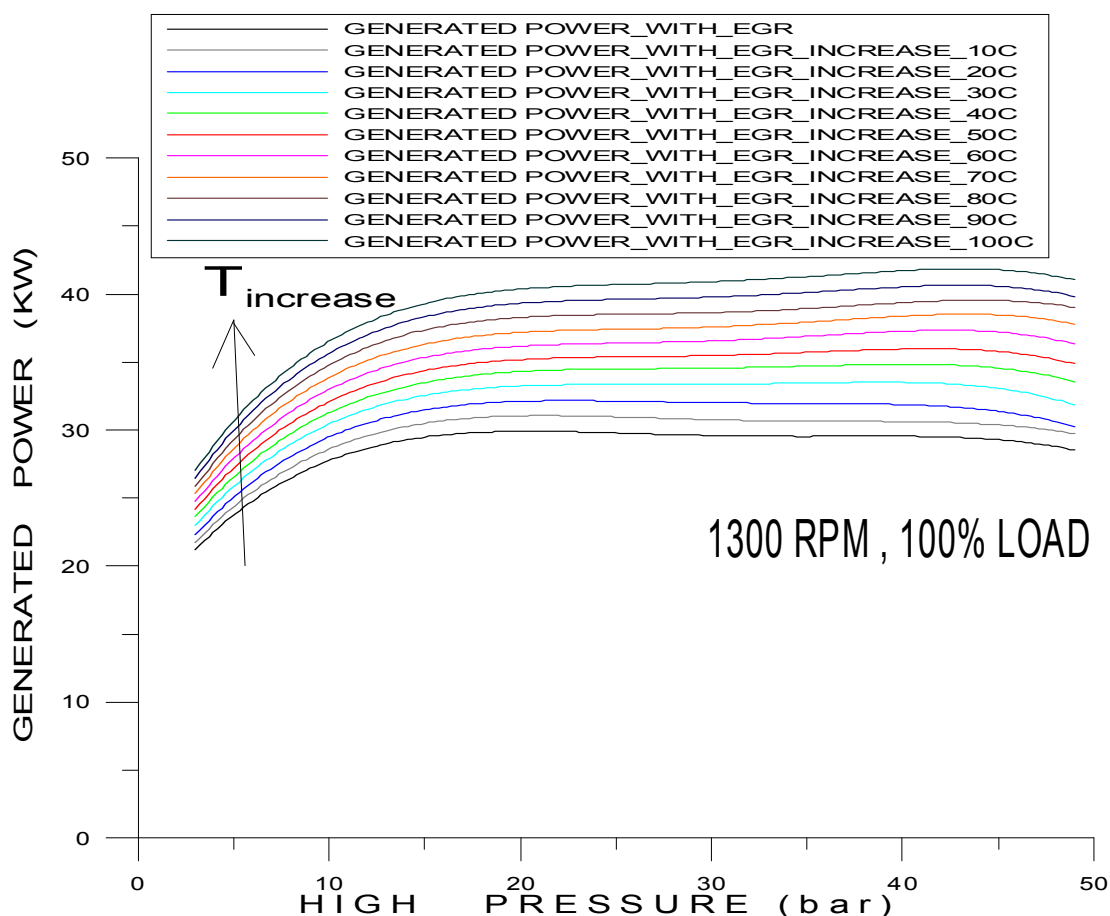


Σχήμα 5-46. Σύστημα στρόβιλο-υπερπλήρωσης σε συνδυασμό με δευτερεύοντα κύκλο Rankine με ανακυκλοφορία καυσαερίων.

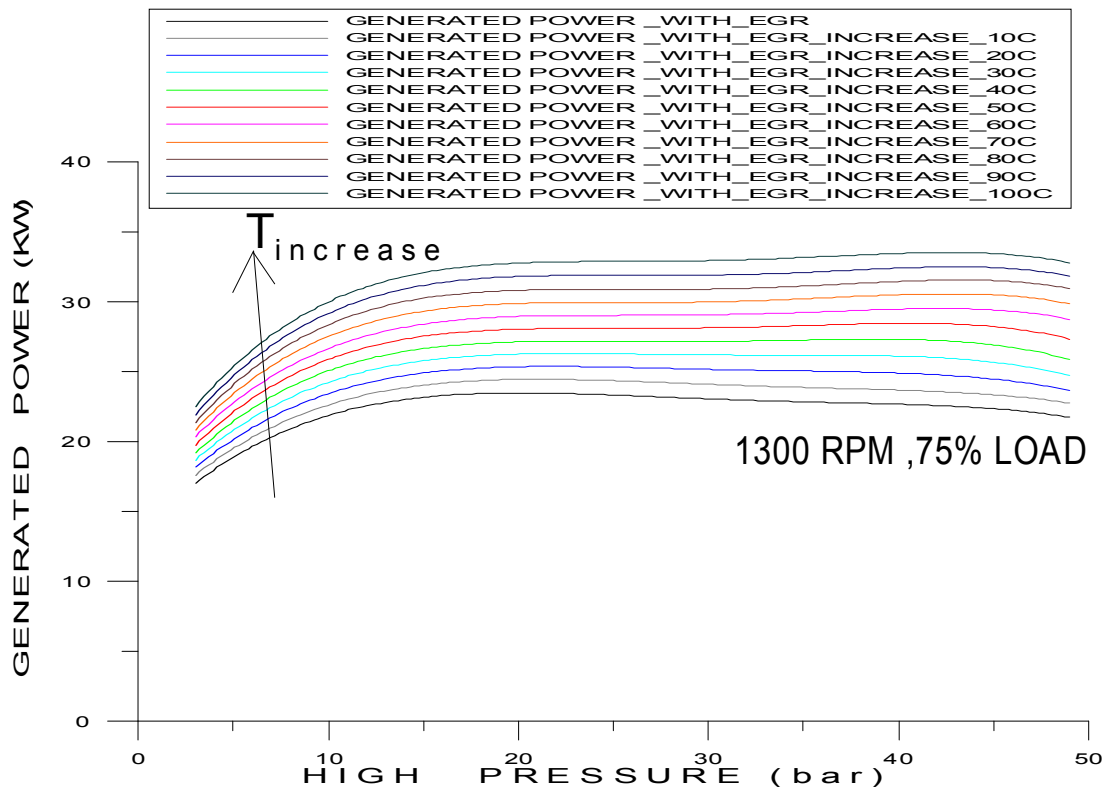
Η παραμετρική διερεύνηση του προβλήματος έχει ως σκοπό την μελέτη της επίδρασης της θερμοκρασίας του καυσαερίου στην περίπτωση που χρησιμοποιείται η θερμότητα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων από τον κύκλο Rankine. Στην παρούσα παραμετρική διερεύνηση αυξάνεται τόσο η θερμοκρασία του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου όσο και του κυρίως ρεύματος. Με χρήση του προγράμματος που προαναφέρθηκε γίνεται σάρωση των πιέσεων κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας σε όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα.

5.4.1 Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην παραγόμενη ισχύ του κύκλου Rankine

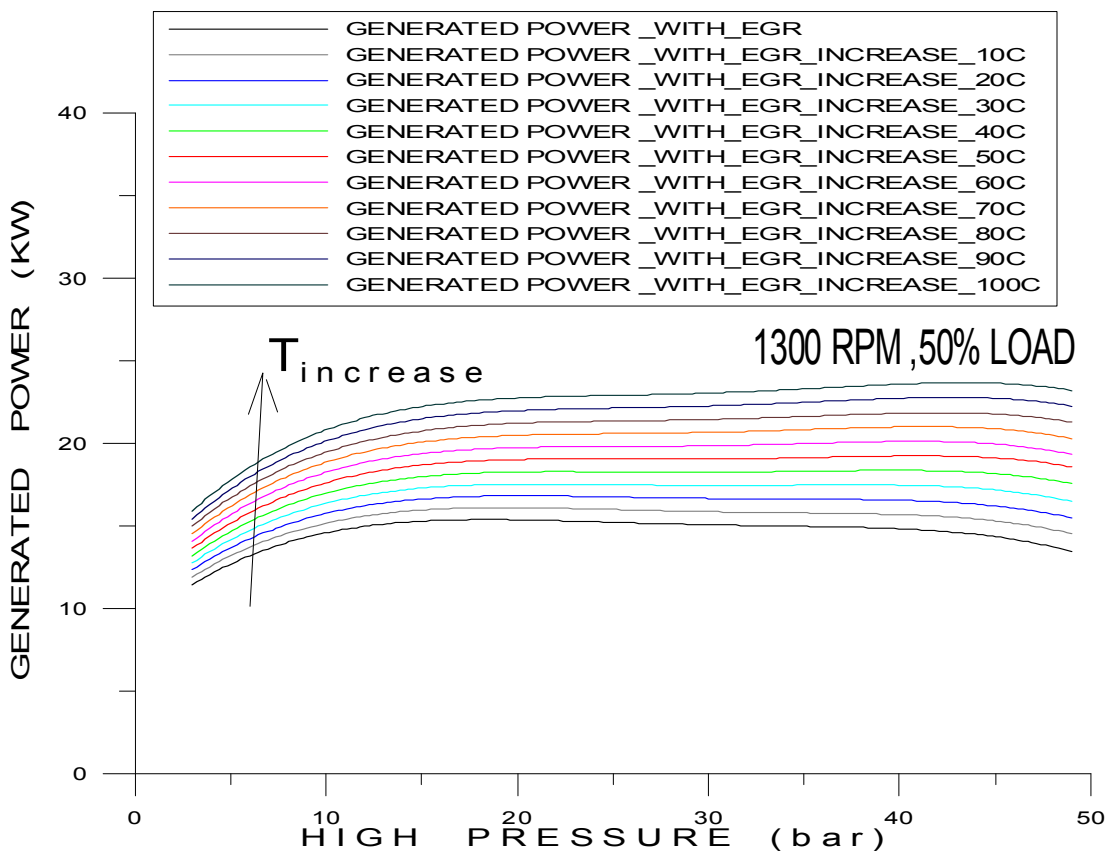
Από τα σχήματα 5-47 έως 5-58 φαίνεται ότι εξετάζεται η μεταβολή της παραγόμενης ισχύος από τον κύκλο Rankine με την υψηλή πίεση του κύκλου συναρτήσει της αύξησης της θερμοκρασίας των καυσαερίων για όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα στην περίπτωση που αξιοποιείται η θερμότητα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων από τον κύκλο Rankine.



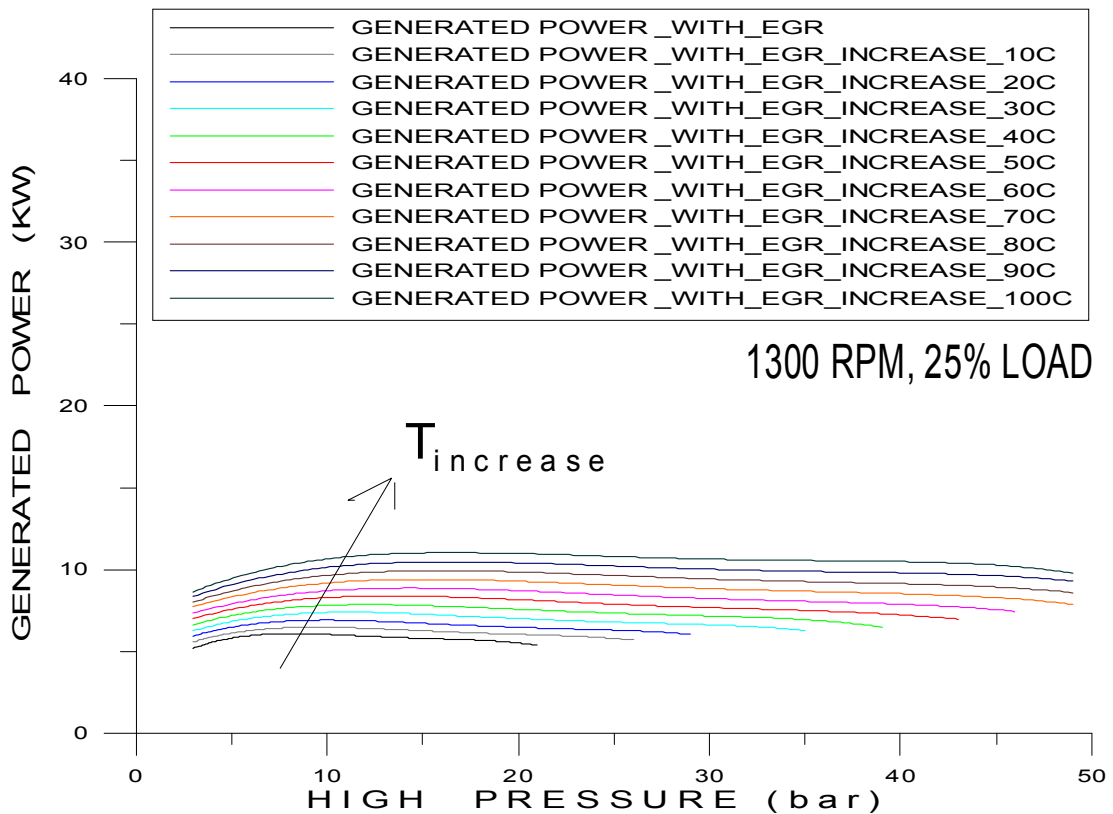
Σχήμα 5-47. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 100% LOAD.



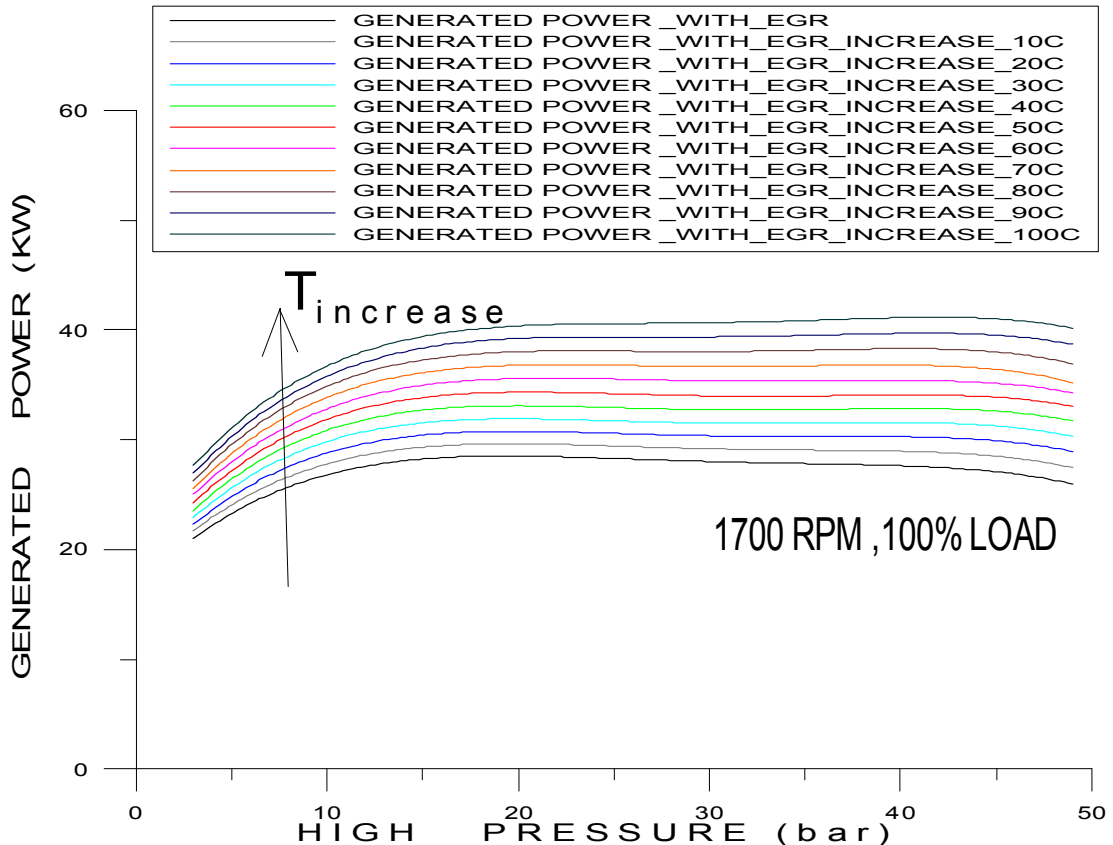
Σχήμα 5-48. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 75% LOAD.



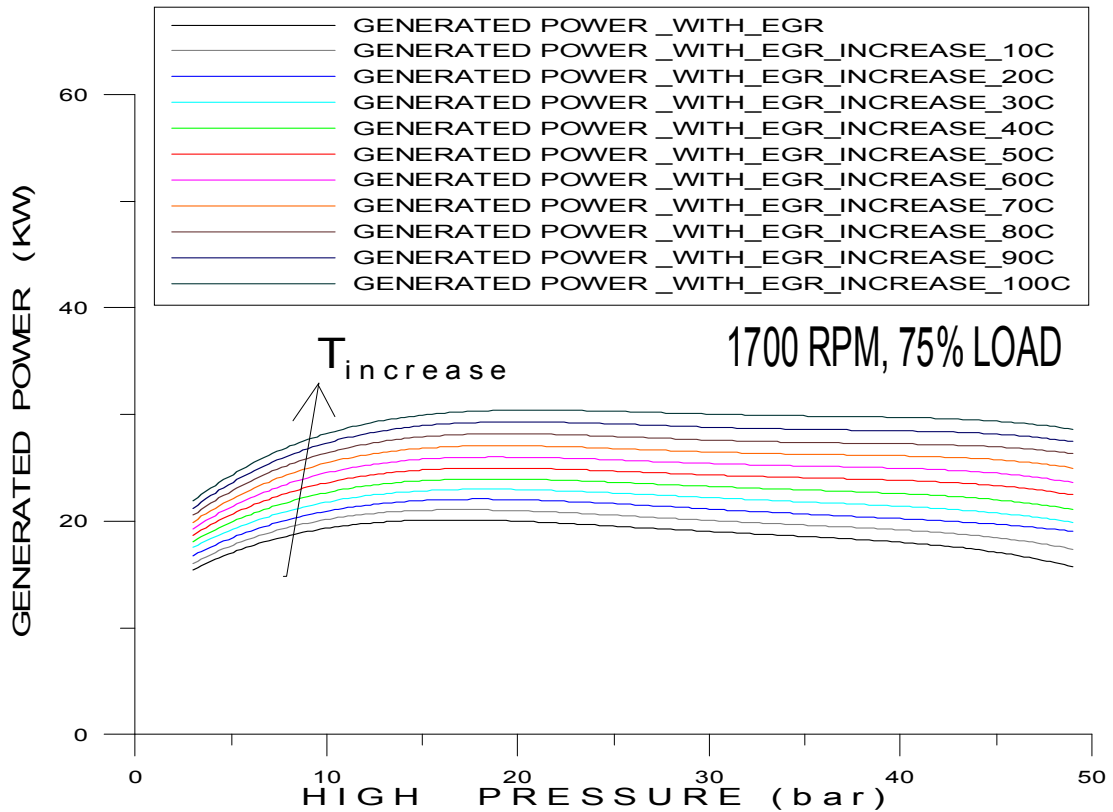
Σχήμα 5-49. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 50% LOAD.



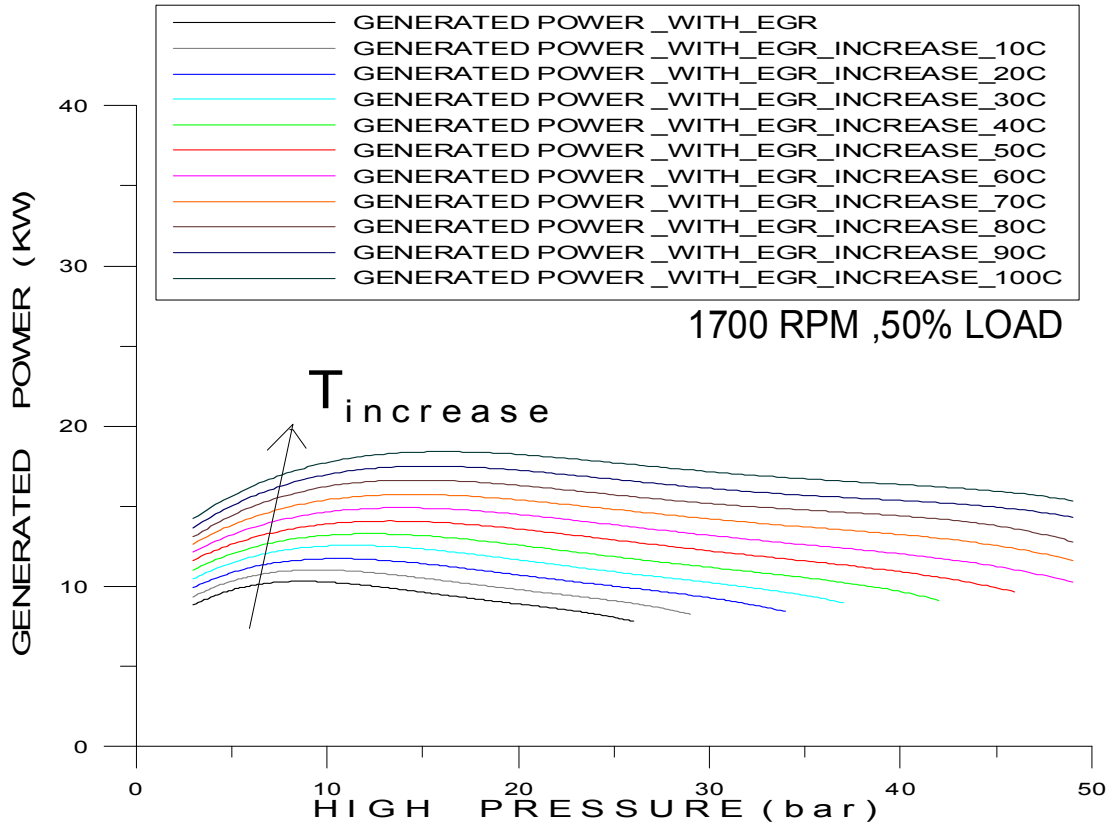
Σχήμα 5-50. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 25% LOAD.



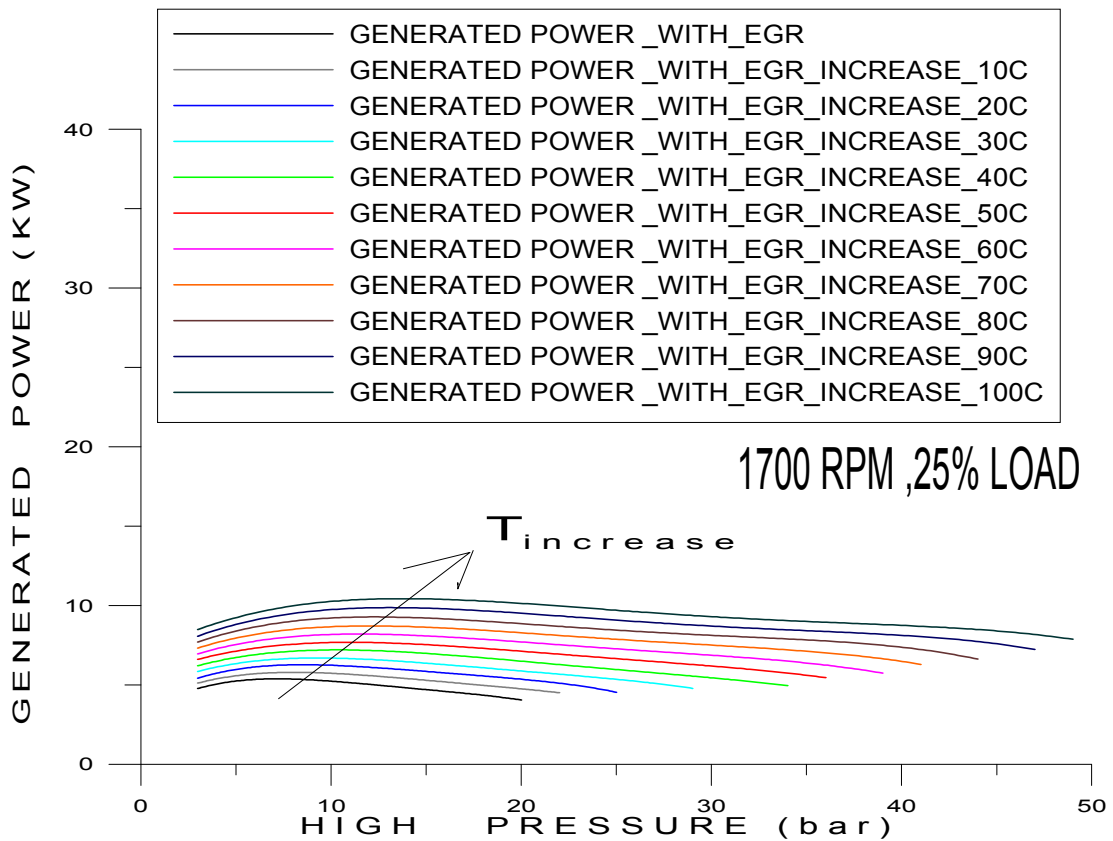
Σχήμα 5-51. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 100% LOAD.



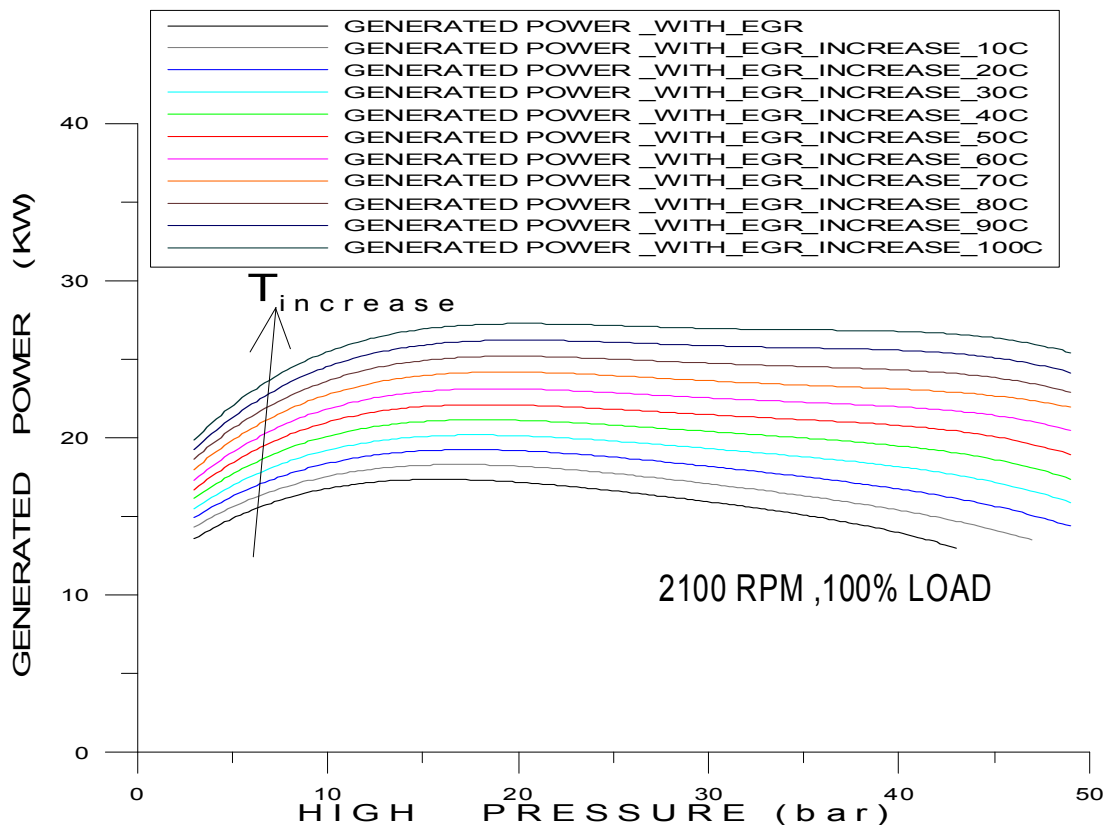
Σχήμα 5-52. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 75% LOAD.



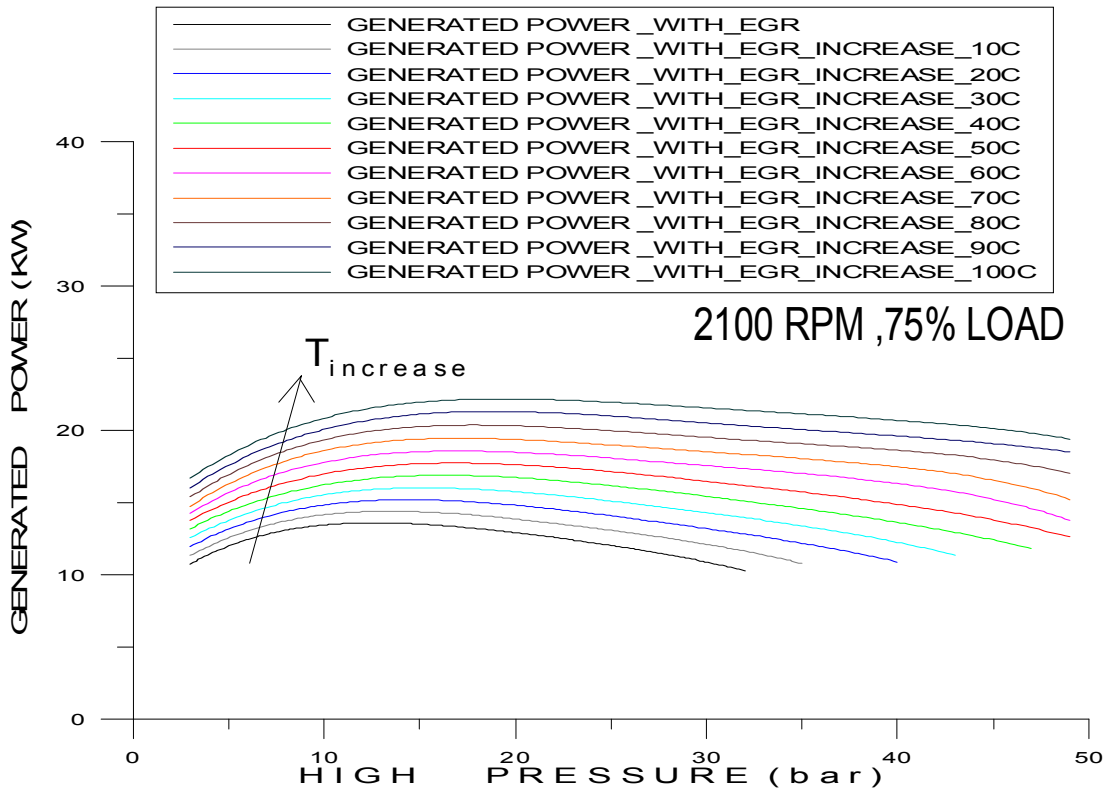
Σχήμα 5-53. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 50% LOAD.



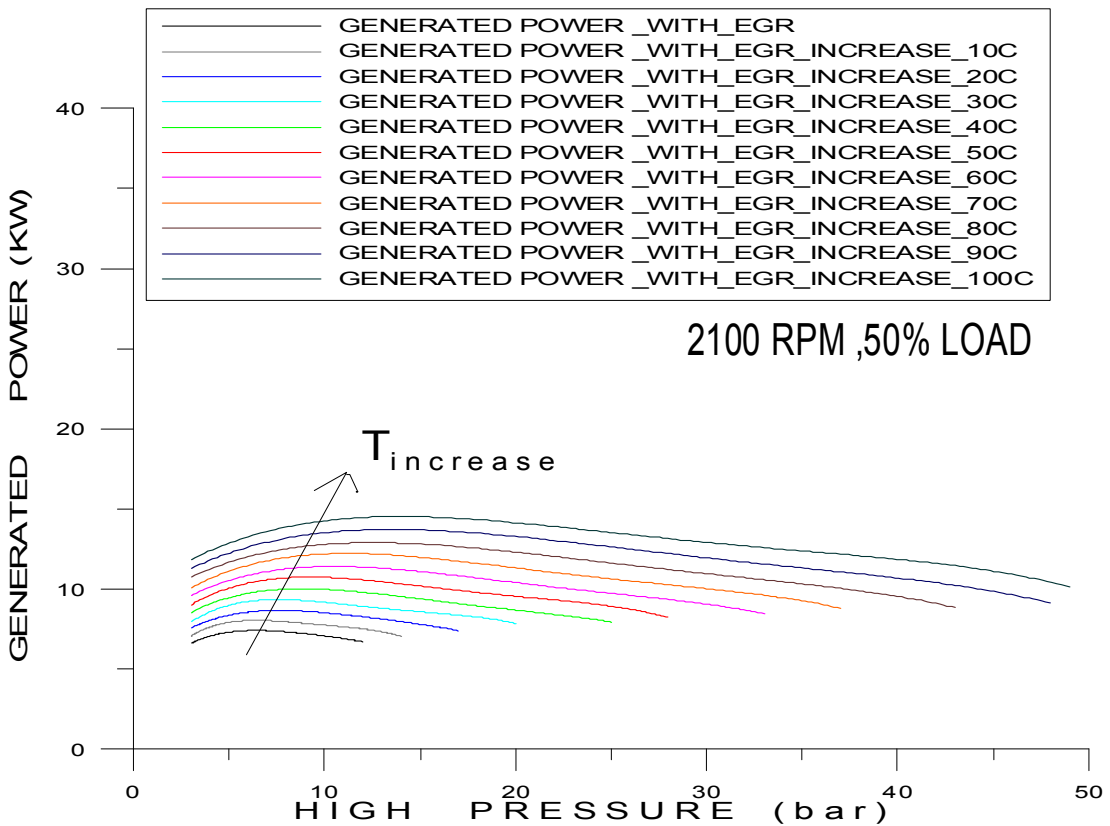
Σχήμα 5-54. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 25% LOAD.



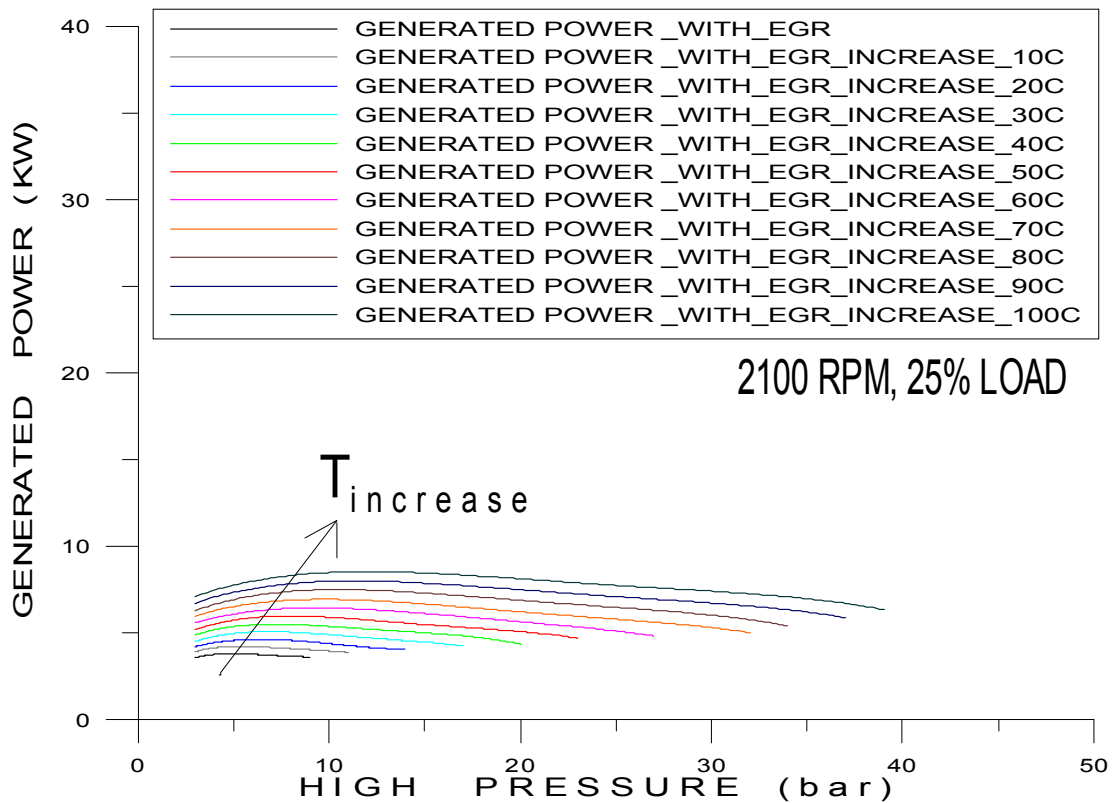
Σχήμα 5-55. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 100% LOAD.



Σχήμα 5-56. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 75% LOAD.



Σχήμα 5-57. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 50% LOAD.

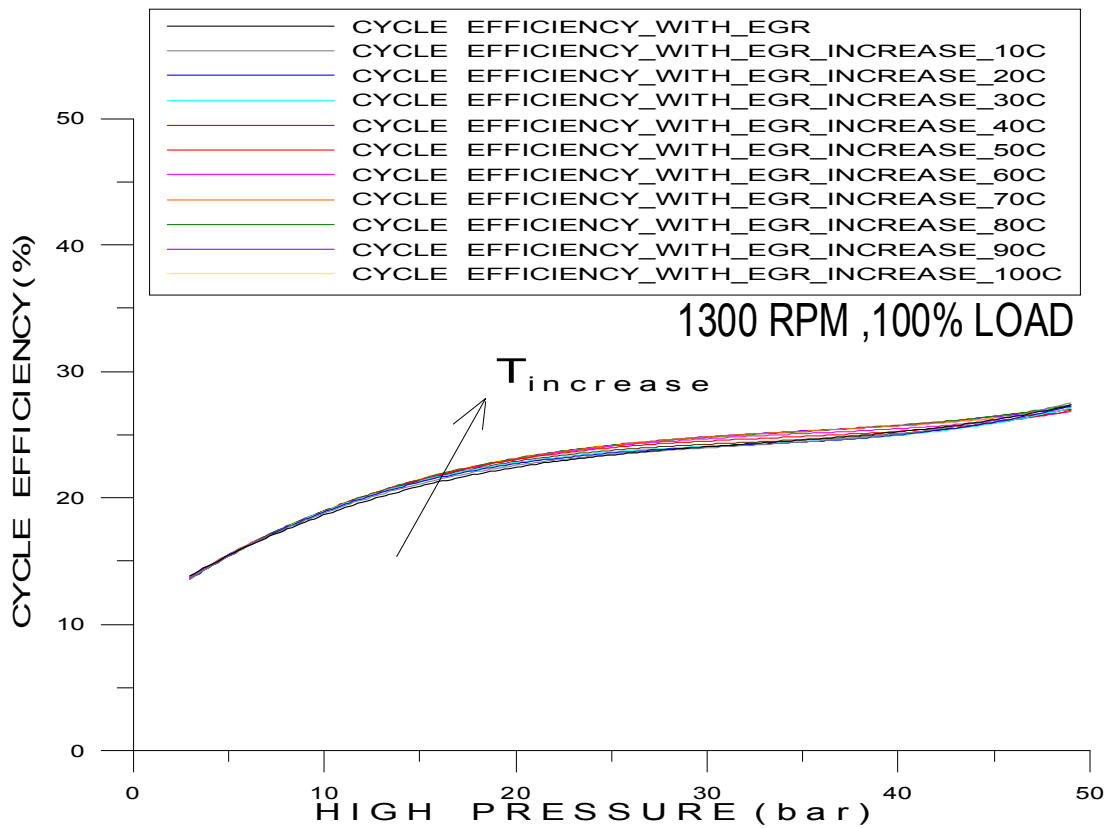


Σχήμα 5-58. Μεταβολή ισχύος δευτερεύοντος κύκλου συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 25% LOAD.

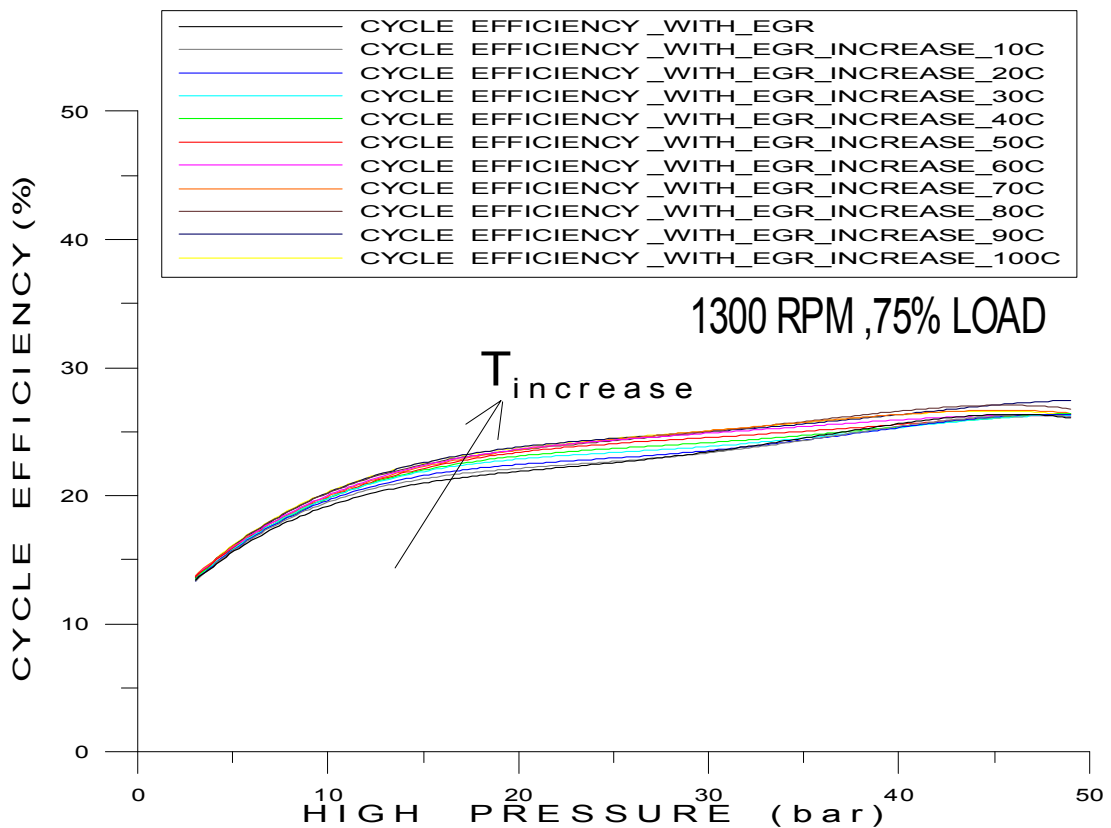
Από τα παραπάνω σχήματα παρατηρείται ότι με την αύξηση της πίεσης η παραγόμενη ισχύς από τον κύκλο Rankine αυξάνει έως μία τιμή και στη συνέχεια παραμένει περίπου σταθερή. Η αύξηση της παραγόμενης ισχύος οφείλεται στο γεγονός ότι με την εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων από τον κύκλο Rankine αυξάνει η θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού άρα και η διαθέσιμη ενθαλπική πτώση. Επιπλέον επειδή ο κύκλος Rankine αξιοποιεί τη θερμότητα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου η θερμοκρασία του οποίου είναι αρκετά υψηλή, η θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού είναι μεγαλύτερη σε σχέση με την περίπτωση που δεν αξιοποιείται το ποσό αυτό θερμότητας άρα αυξάνει η διαθέσιμη ενθαλπική πτώση άρα και η παραγόμενη ισχύς από τον κύκλο.

5.4.2 Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στο βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine

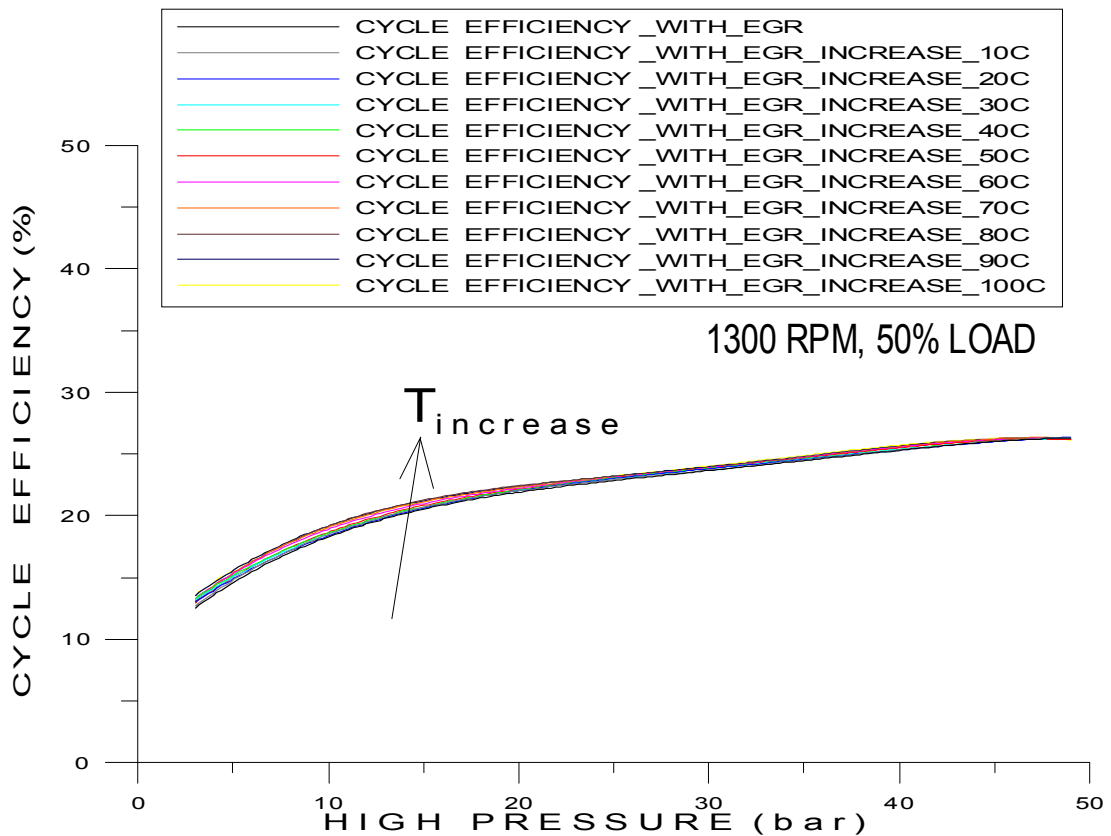
Από τα σχήματα 5-59 έως 5-70 φαίνεται ότι εξετάζεται η μεταβολή του βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine με την υψηλή πίεση του κύκλου συναρτήσεως της αύξησης της θερμοκρασίας των καυσαερίων για όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα στην περίπτωση που αξιοποιείται η θερμότητα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων από τον κύκλο Rankine.



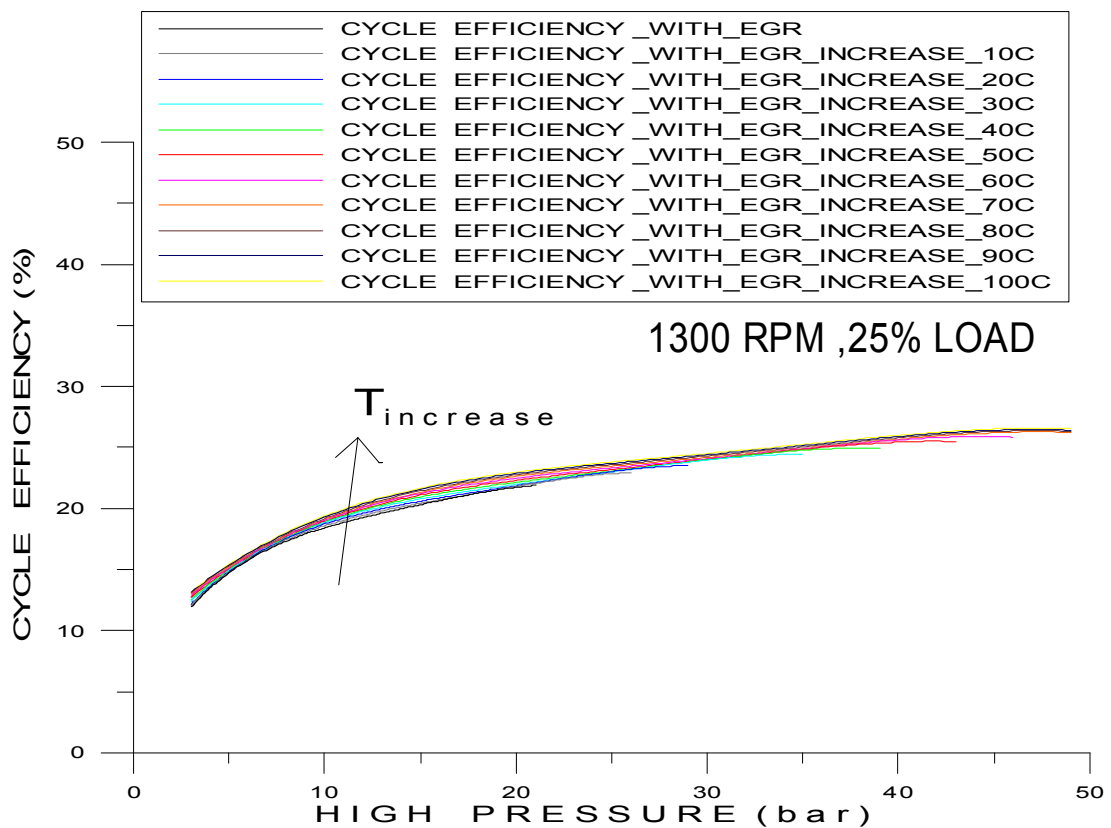
Σχήμα 5-59. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 100% LOAD.



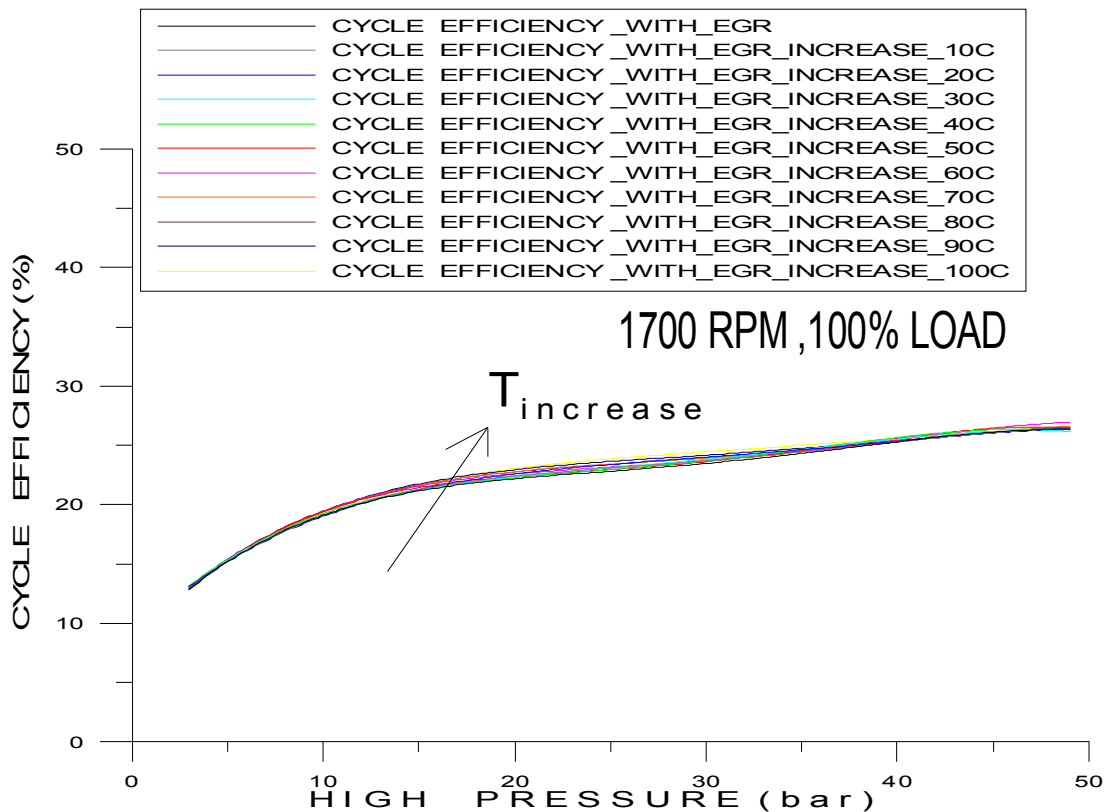
Σχήμα 5-60. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 75% LOAD.



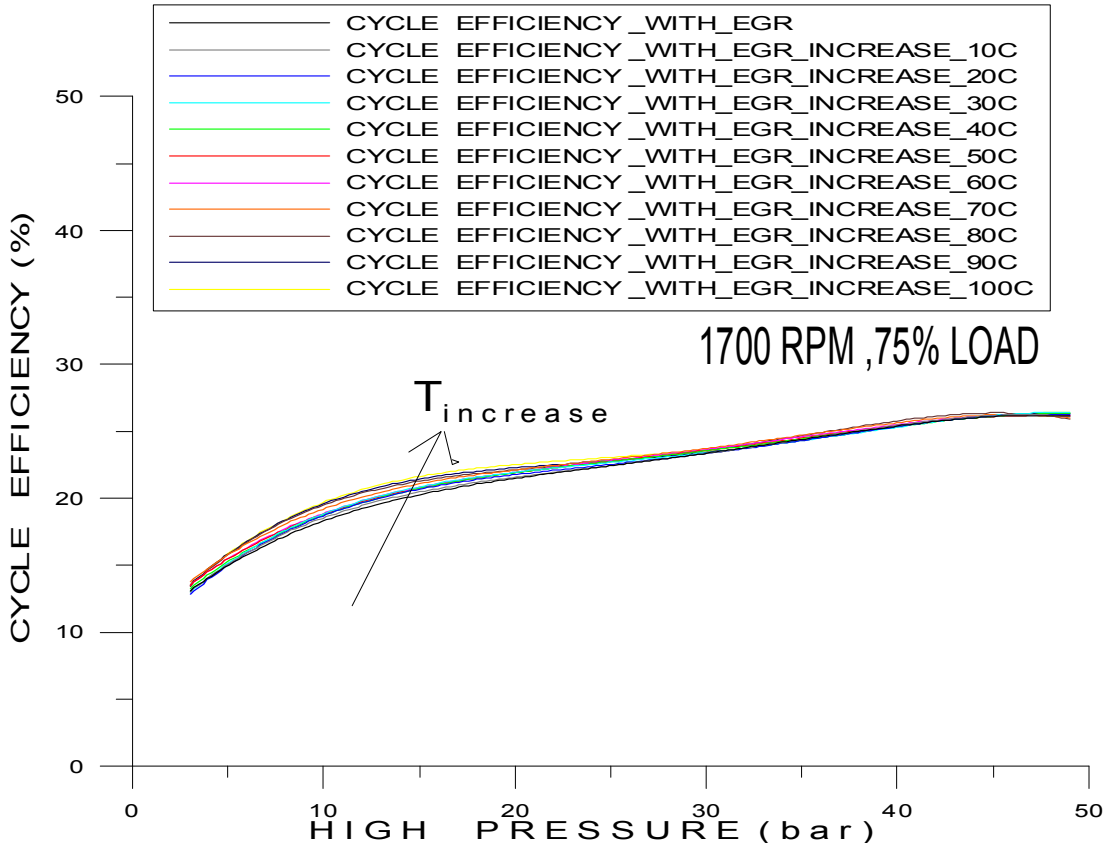
Σχήμα 5-61. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαιρίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 50% LOAD.



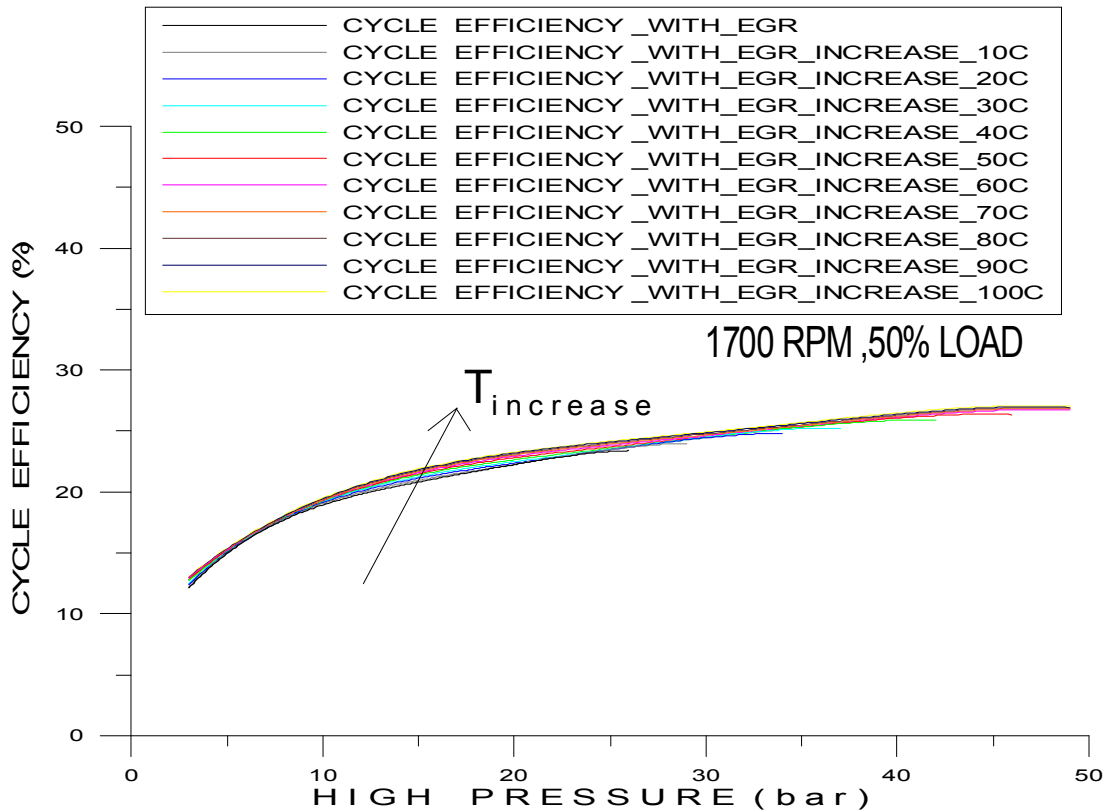
Σχήμα 5-62. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαιρίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 25% LOAD.



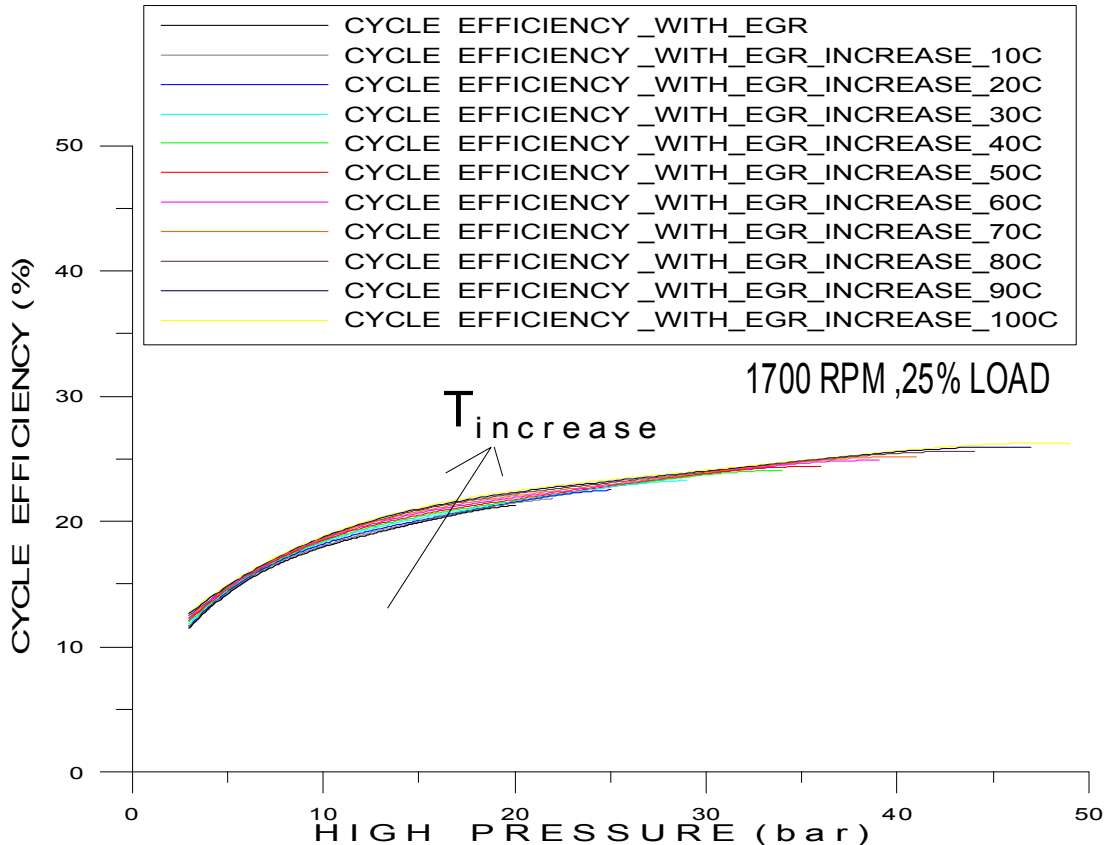
Σχήμα 5-63. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 100% LOAD.



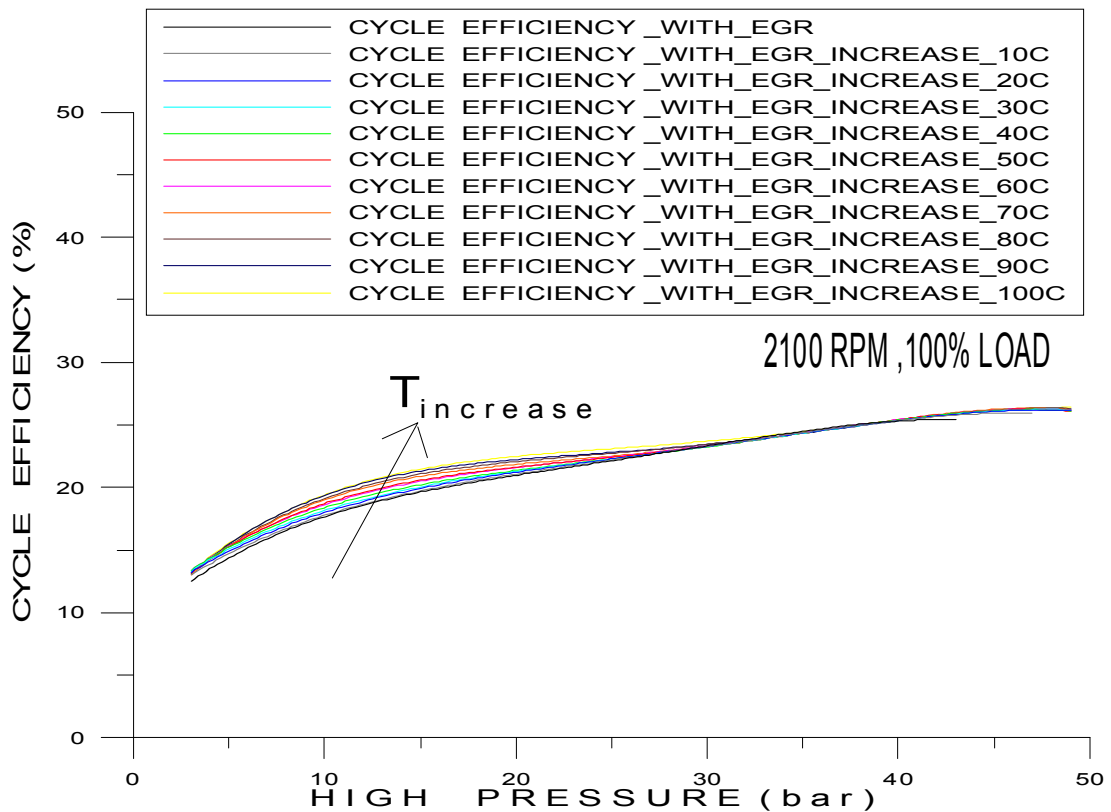
Σχήμα 5-64. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 75% LOAD.



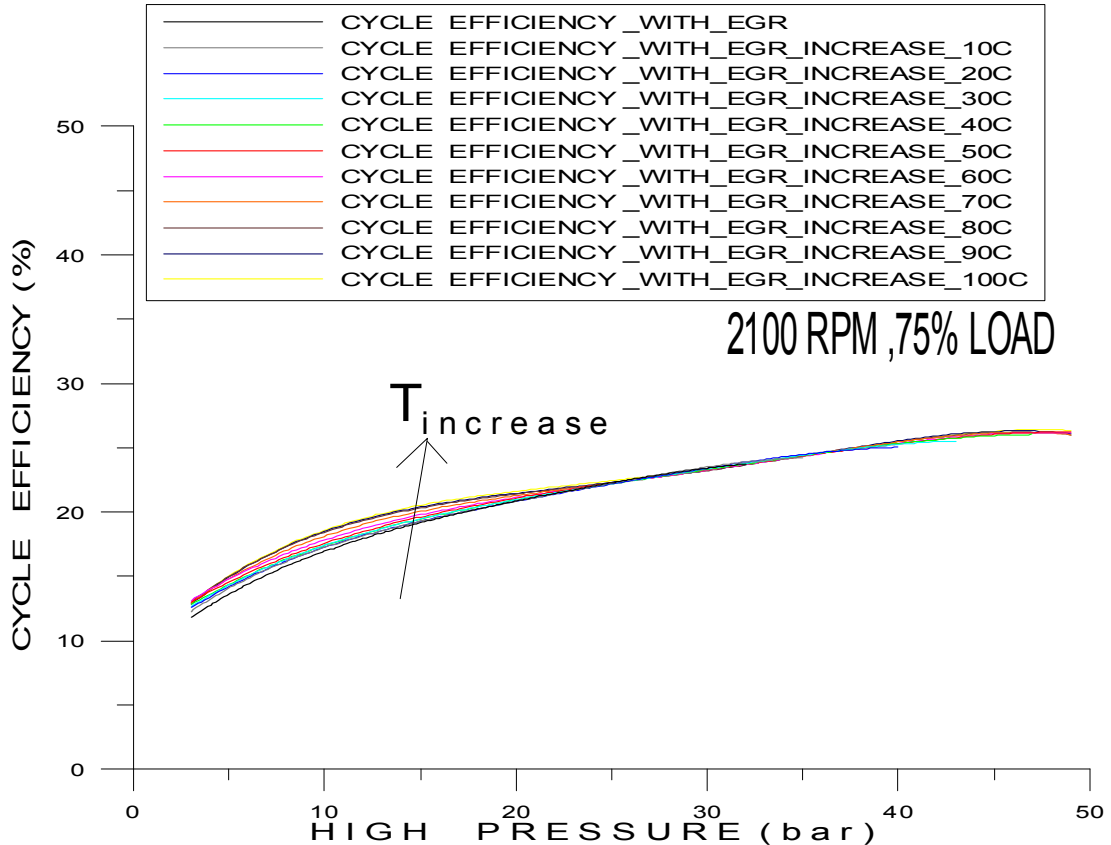
Σχήμα 5-65. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 50% LOAD.



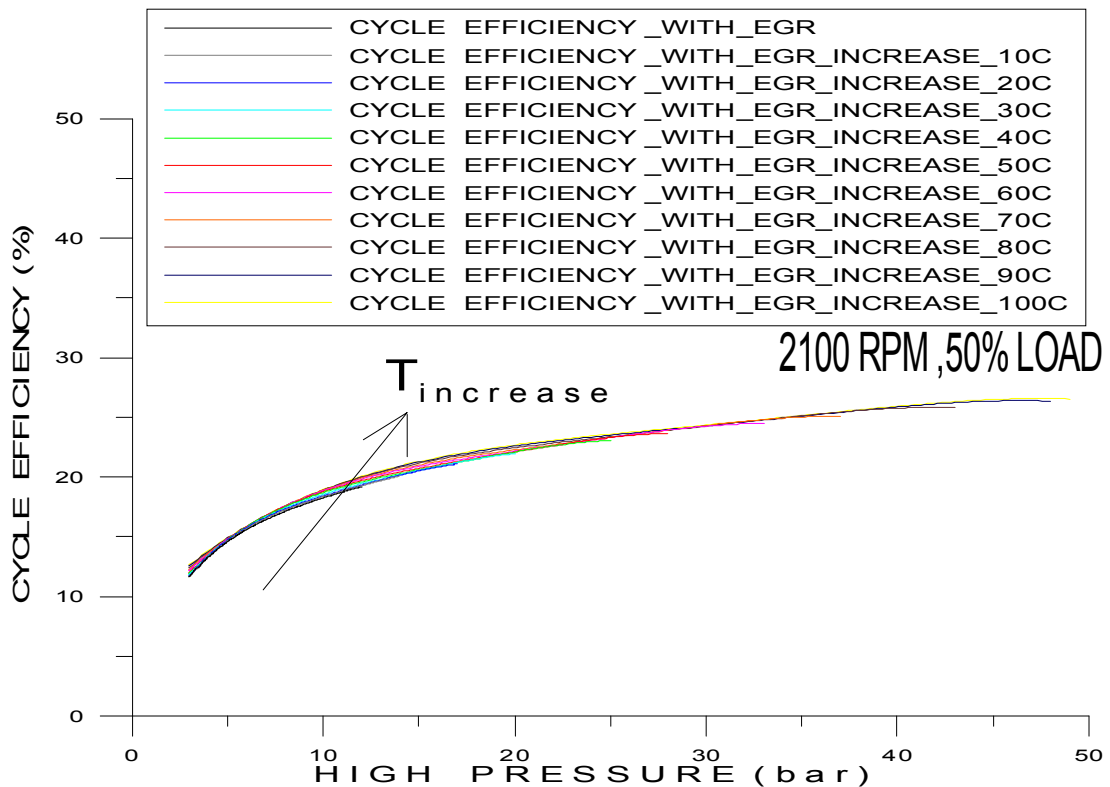
Σχήμα 5-66. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 25% LOAD.



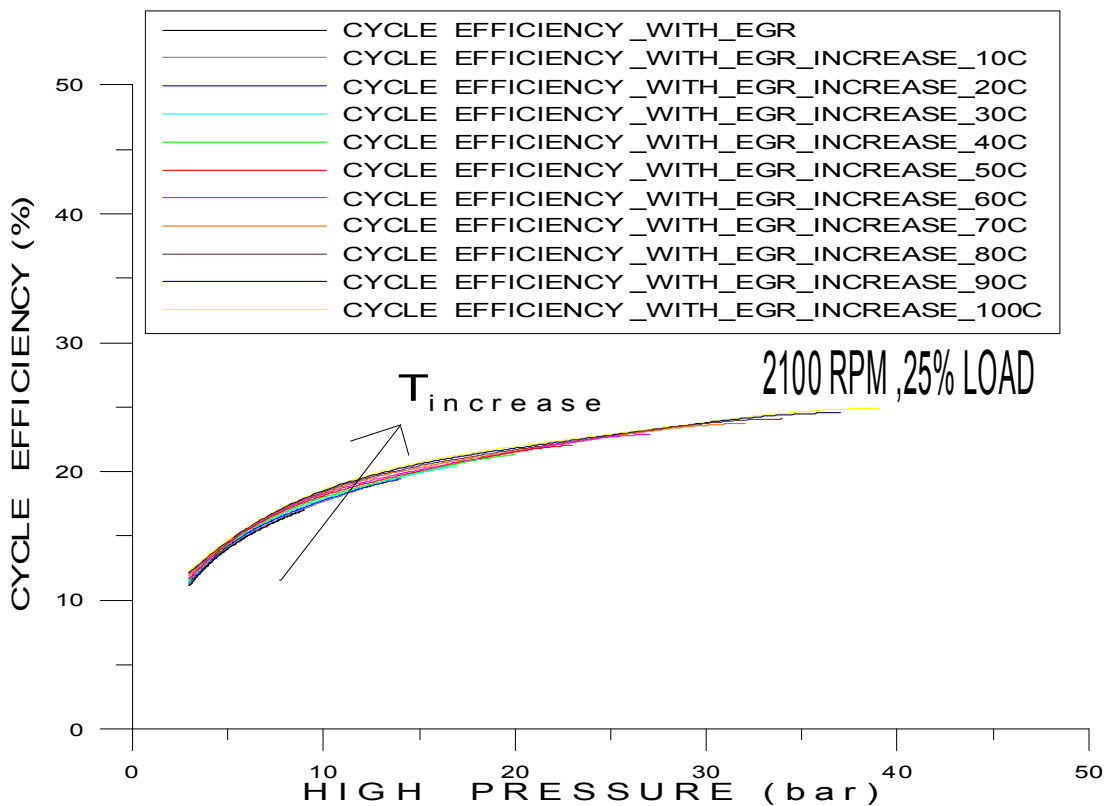
Σχήμα 5-67. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 100% LOAD.



Σχήμα 5-68. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 75% LOAD.



Σχήμα 5-69. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 50% LOAD.

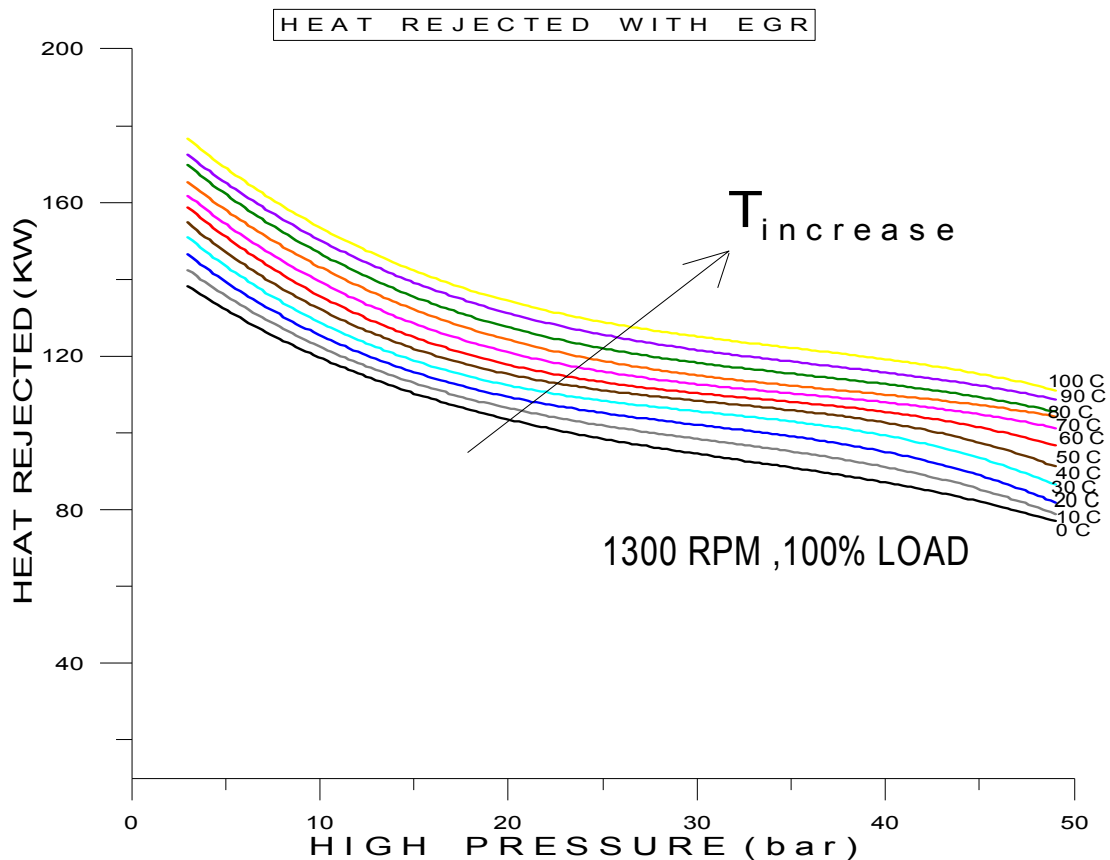


Σχήμα 5-70. Μεταβολή βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 25% LOAD.

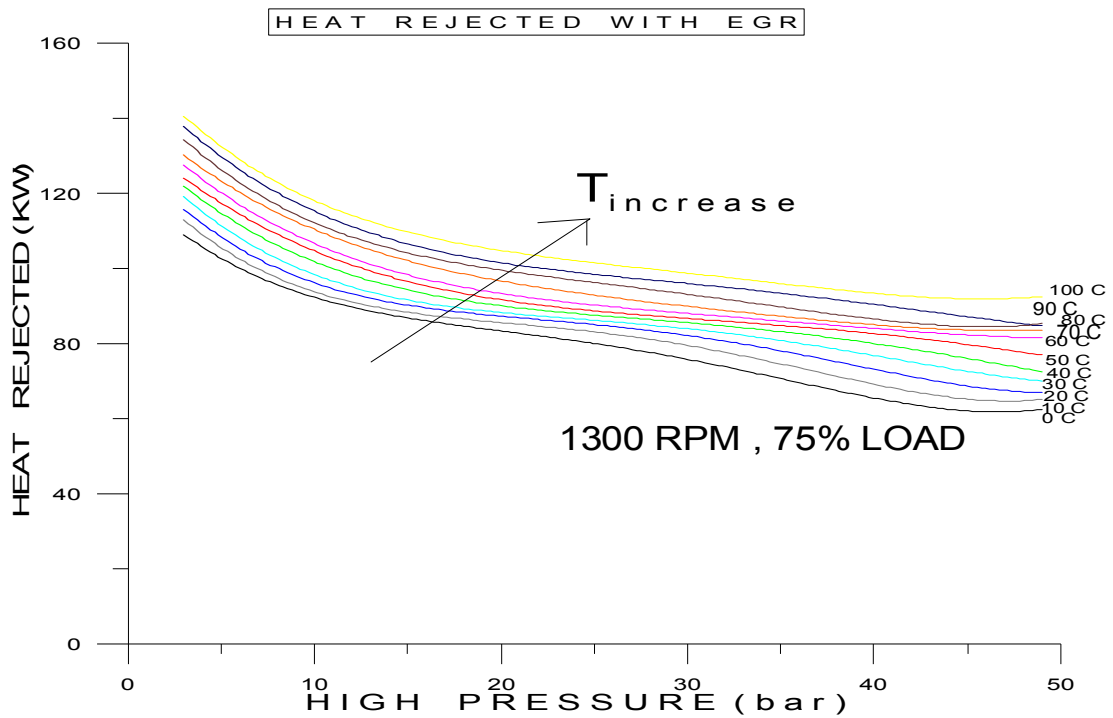
Στα παραπάνω σχήματα παρατηρείται ότι η αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων έχει σαν συνέπεια μικρή αύξηση του βαθμού απόδοσης του κύκλου. Αντίθετα η αύξηση της πίεσης της τροφοδοτικής αντλίας αυξάνει σημαντικά τον βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine. Τόσο στο υψηλό όσο και στα μερικά φορτία η αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων δεν αυξάνει σημαντικά τον βαθμό απόδοσης.

5.4.3 Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην απορριπτόμενη στον περιβάλλον θερμότητα.

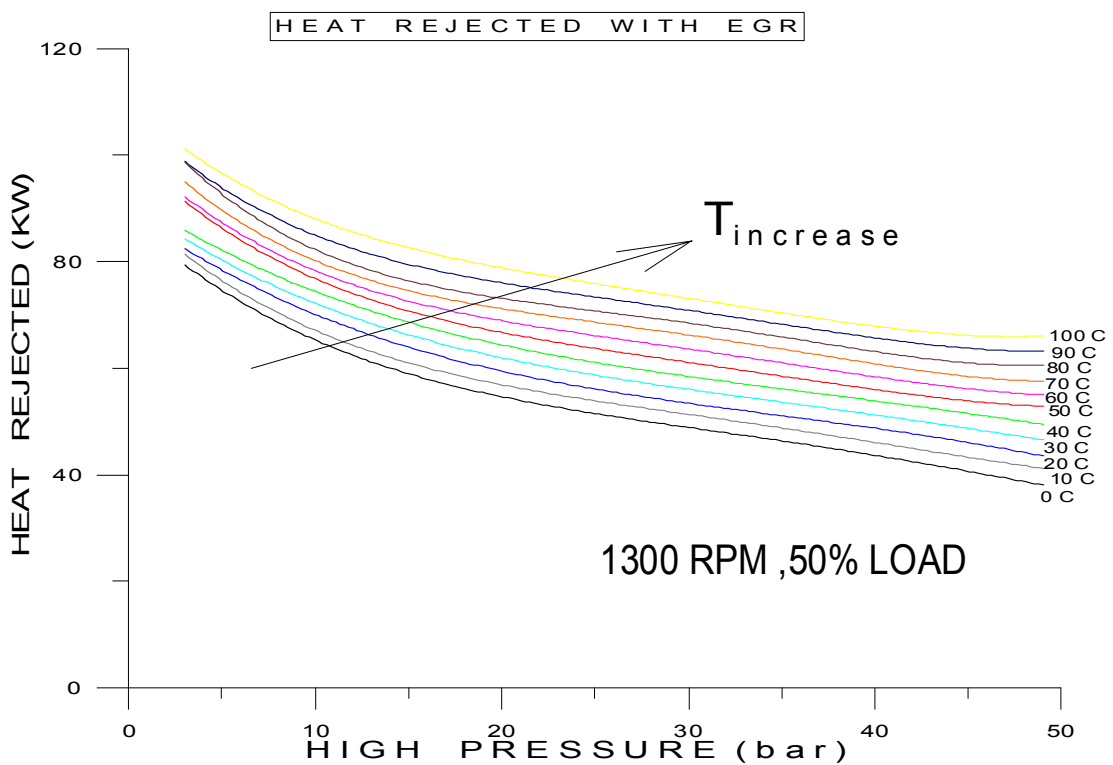
Από τα σχήματα 5-71 έως 5-82 φαίνεται ότι εξετάζεται η μεταβολή της απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας με την υψηλή πίεση του κύκλου συναρτήσει της αύξησης της θερμοκρασίας των καυσαερίων για όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα στην περίπτωση που αξιοποιείται η θερμότητα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων από τον κύκλο Rankine.



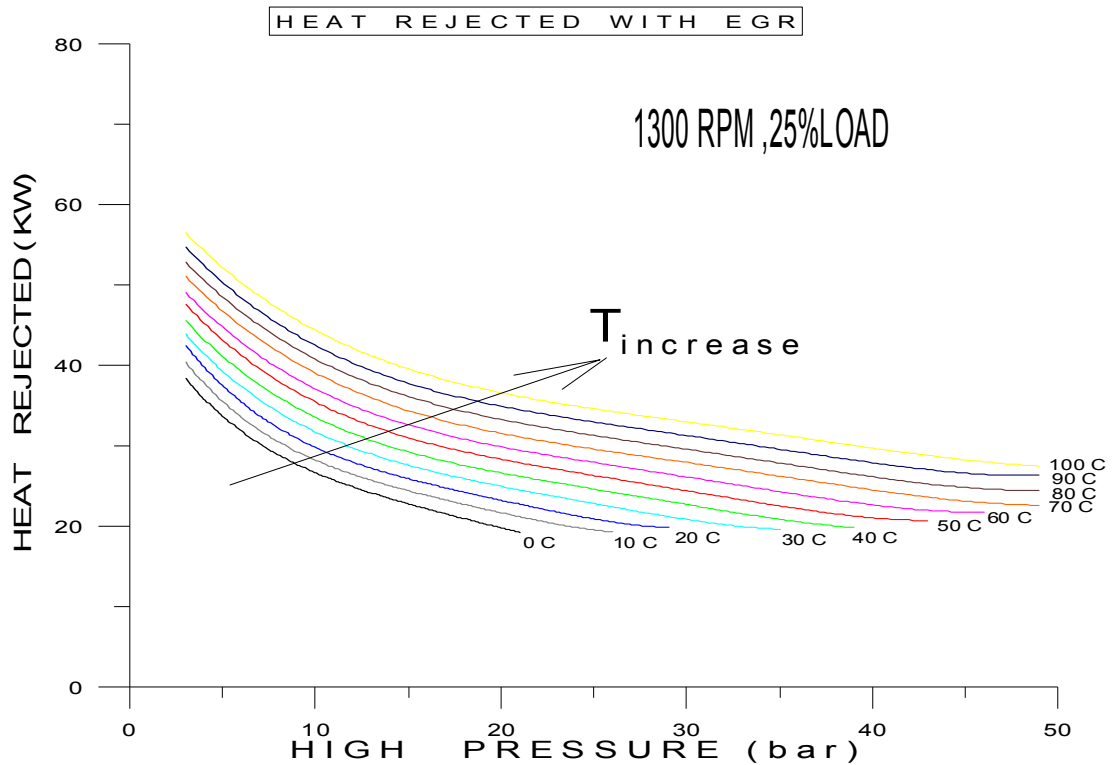
Σχήμα 5-71. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 100% LOAD.



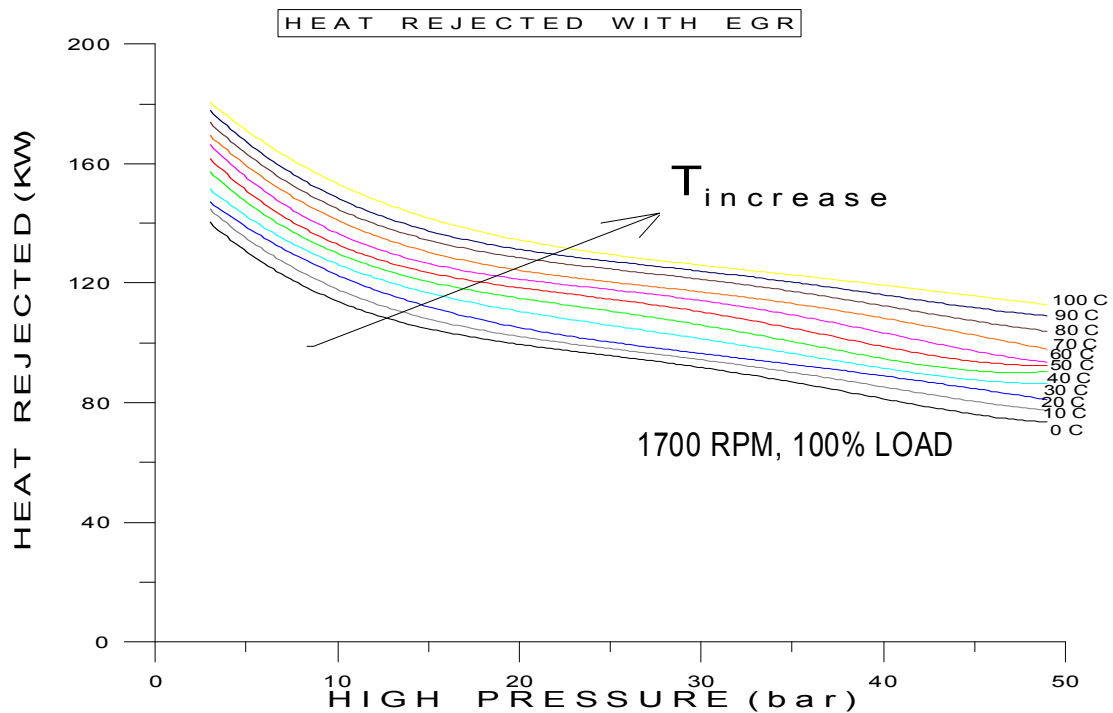
Σχήμα 5-72. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 75% LOAD.



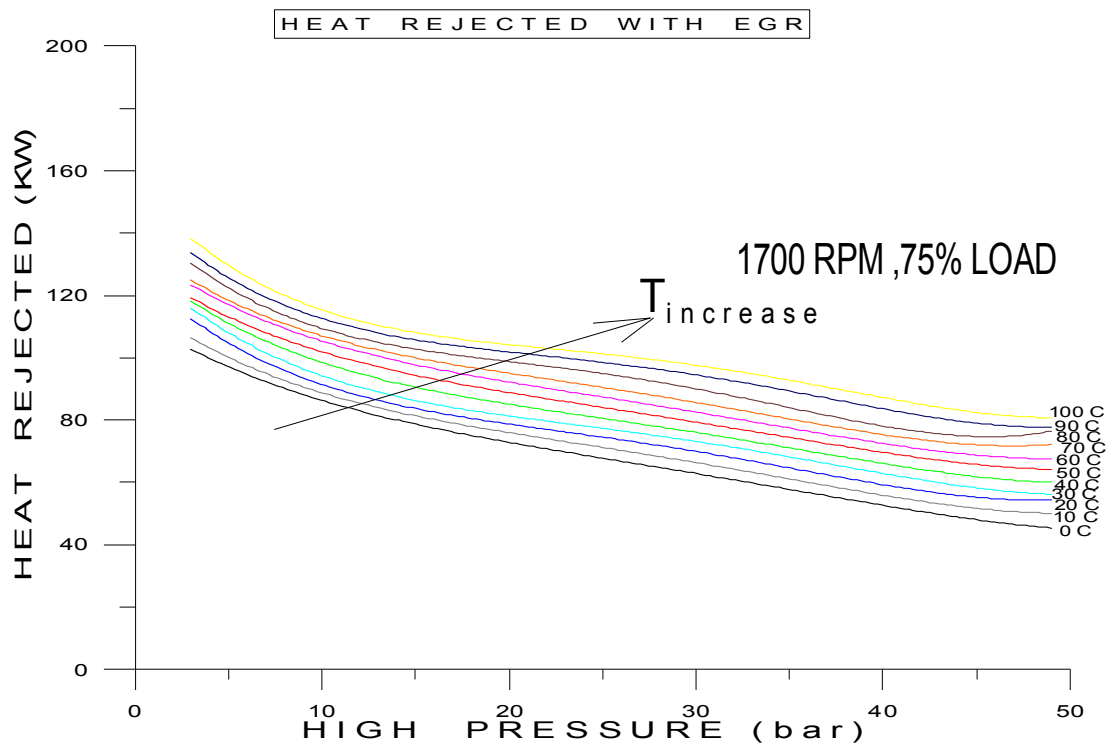
Σχήμα 5-73. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 50% LOAD.



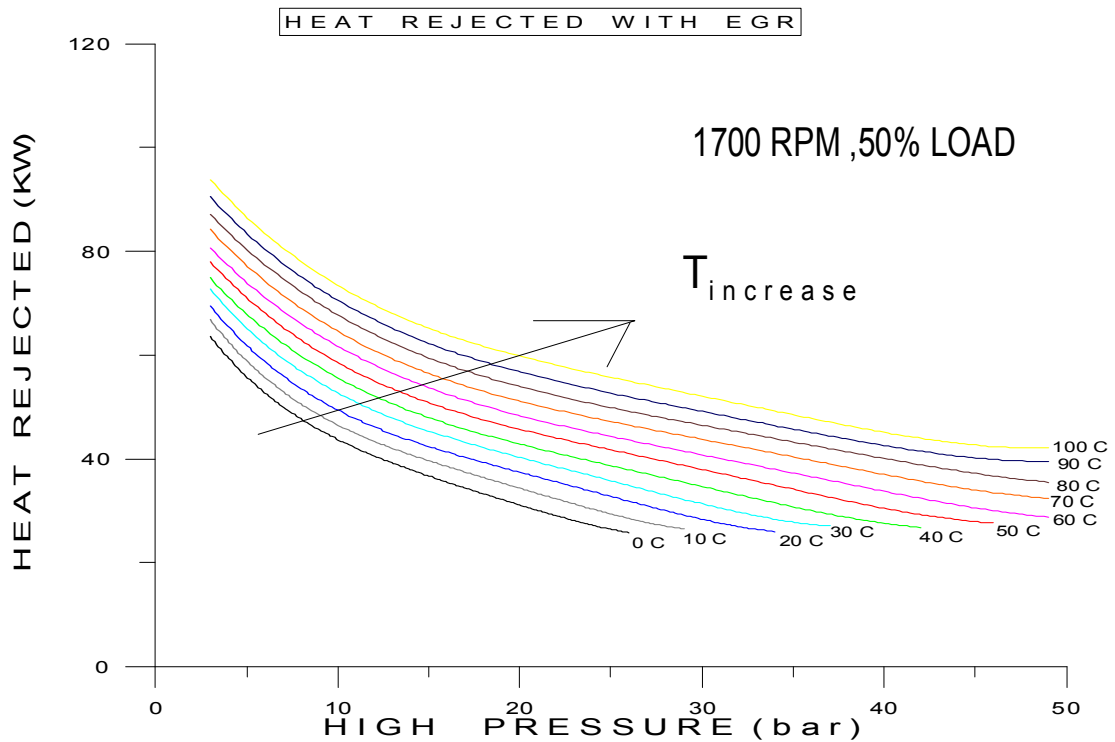
Σχήμα 5-74. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1300 RPM και 25% LOAD.



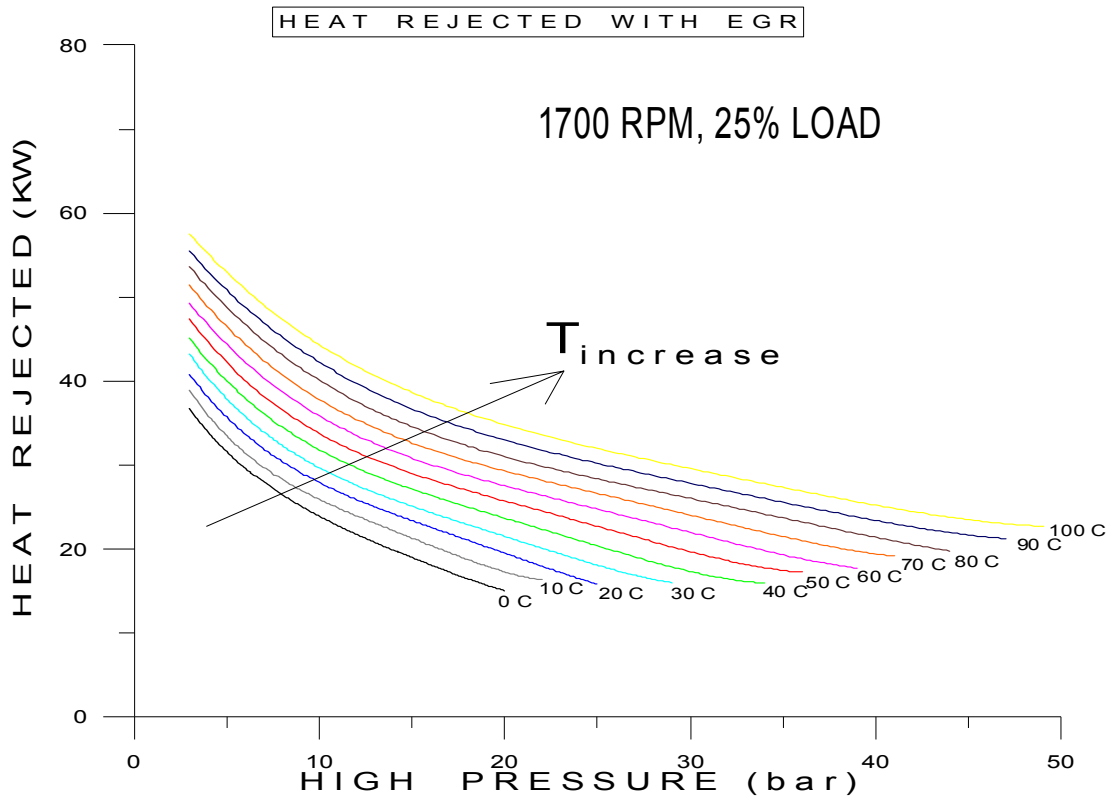
Σχήμα 5-75. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 100% LOAD.



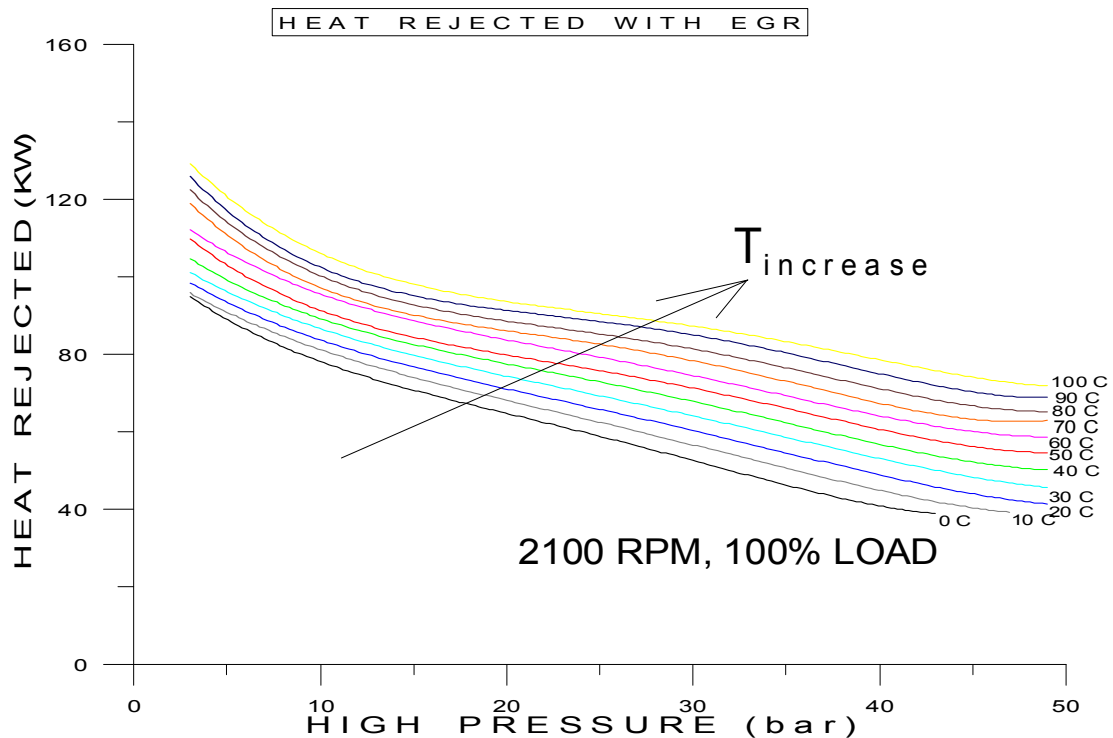
Σχήμα 5-76. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 75% LOAD.



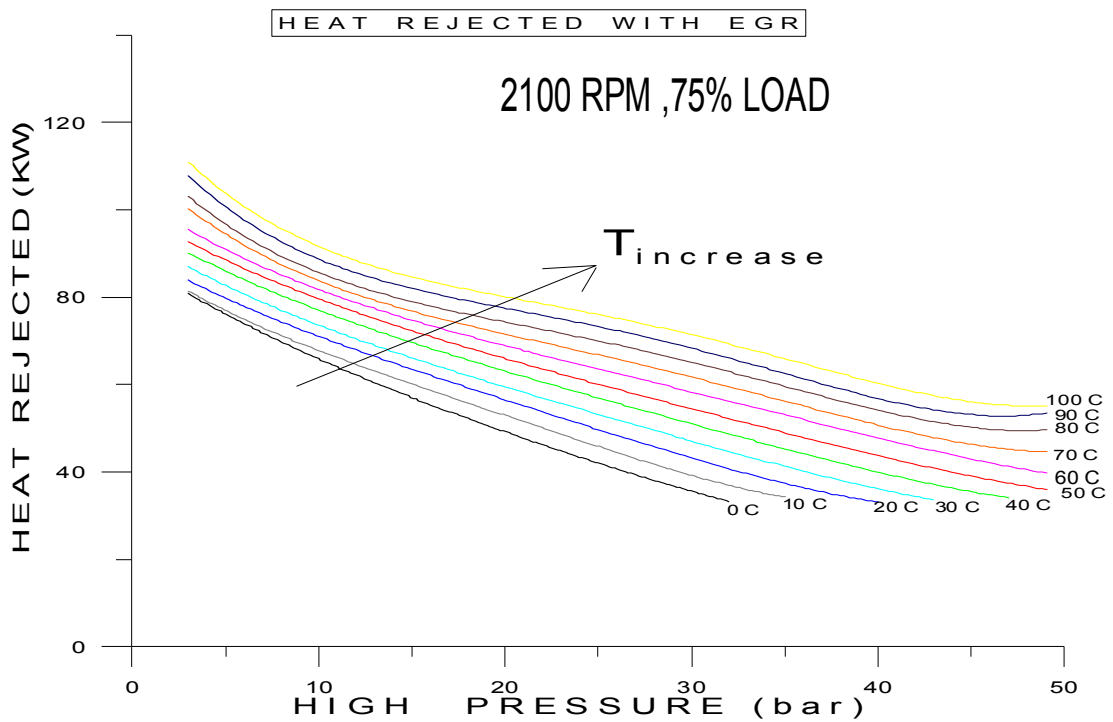
Σχήμα 5-77. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 50% LOAD.



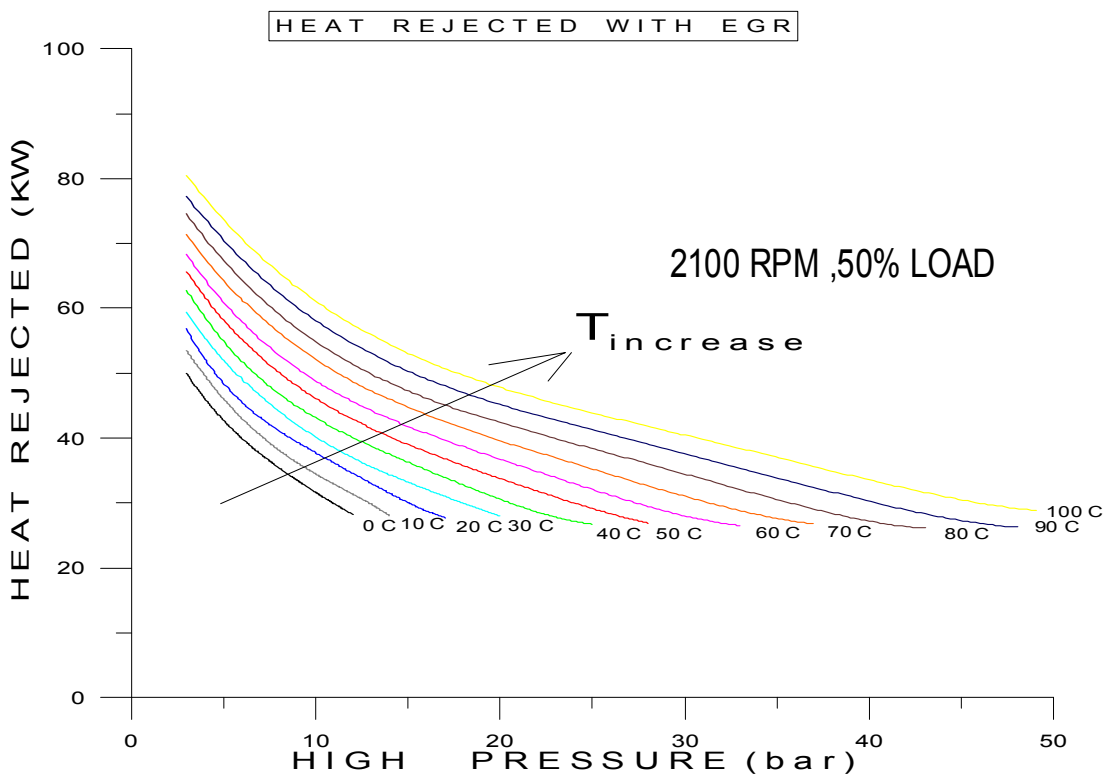
Σχήμα 5-78. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 1700 RPM και 25% LOAD.



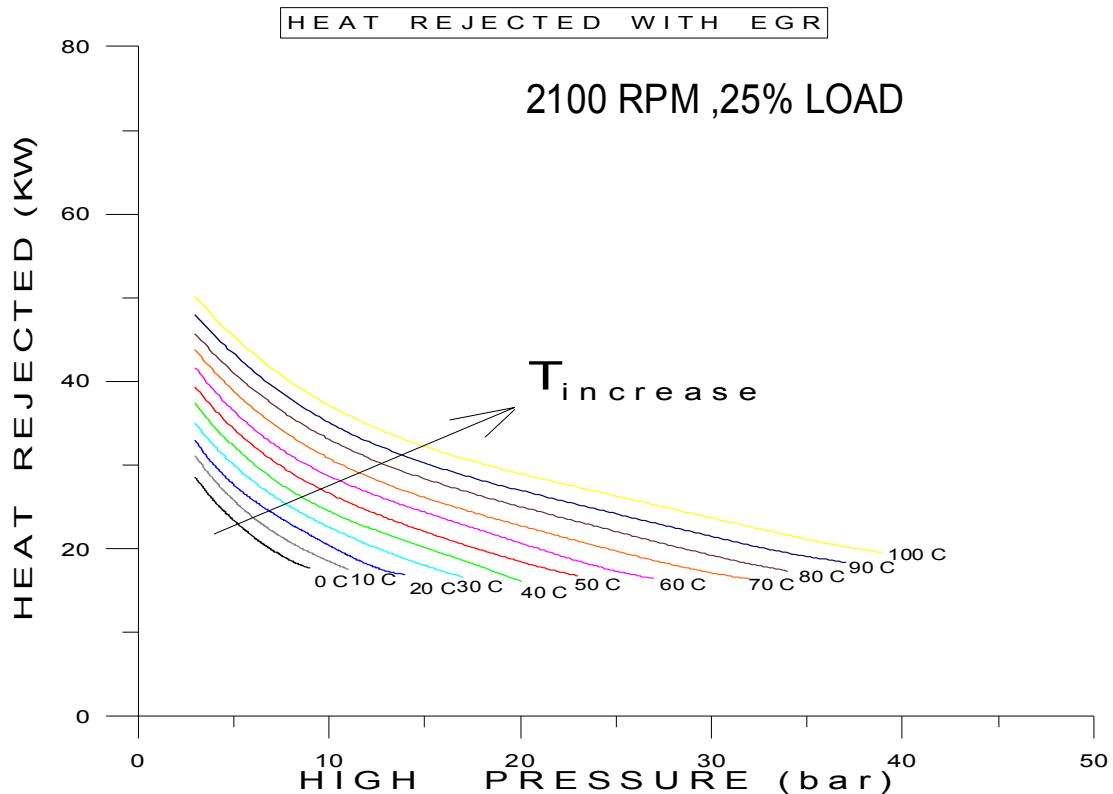
Σχήμα 5-79. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 100% LOAD.



Σχήμα 5-80. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 75% LOAD.



Σχήμα 5-81. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσεως της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 50% LOAD.



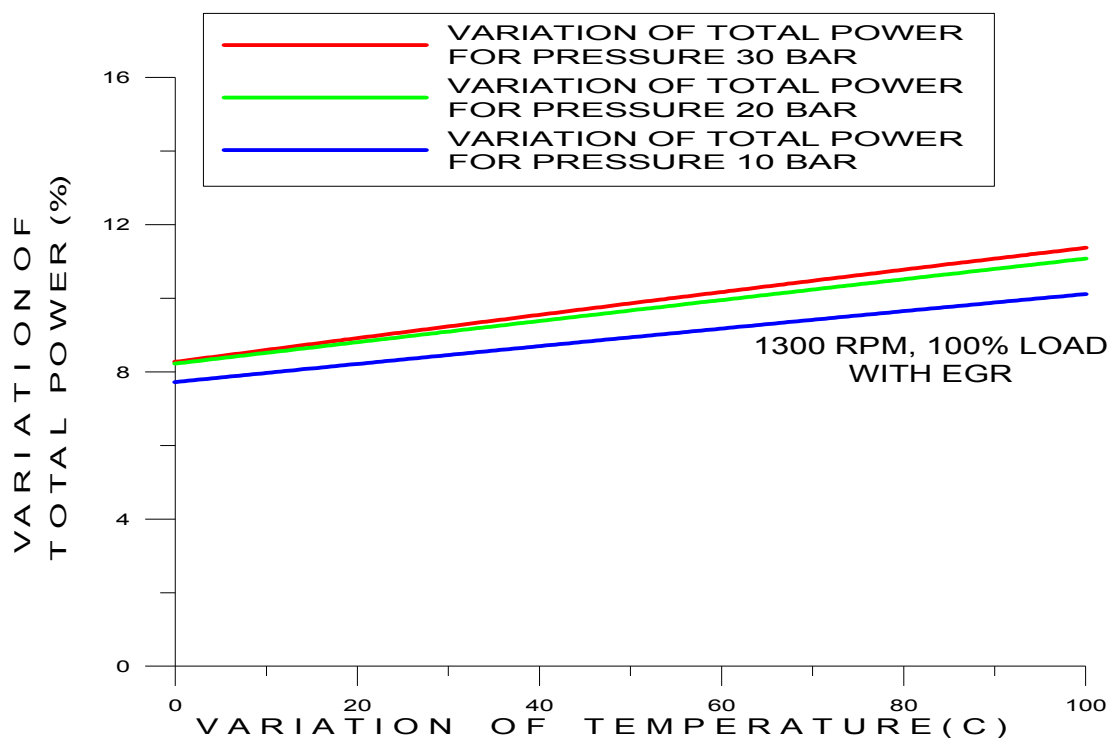
Σχήμα 5-82. Μεταβολή απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας συναρτήσει της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας για αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίων από 10°C έως 100°C για 2100 RPM και 25% LOAD.

Από τα παραπάνω διαγράμματα (5-71 έως 5-82) παρατηρείται ότι η αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων έχει ως συνέπεια την αύξηση της απορριπτόμενης θερμότητας. Επιπλέον παρατηρείται ότι η αύξηση της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας συνεπάγεται την μείωση της απορριπτόμενης θερμότητας. Από την κλίση των καμπύλων διαπιστώνεται ότι η μεταβολή αυτή είναι πιο έντονη στις χαμηλές πιέσεις κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας και στα μερικά φορτία του κινητήρα, ενώ όσο αυξάνεται η πίεση και στα υψηλά φορτία του κινητήρα η κλίση των καμπυλών μεταβάλλεται λιγότερο. Δεδομένου ότι η παραγόμενη ισχύς του κύκλου Rankine αφού γίνει μέγιστη παραμένει περίπου σταθερή συμπεραίνεται ότι θα ήταν σωστό να αυξηθεί η πίεση πέραν αυτής που παρατηρείται η μέγιστη ισχύς διότι έτσι θα επιβαρυνθεί λιγότερο το ψυκτικό κύκλωμα και αποφεύγεται ο κίνδυνος να χαθεί σημαντικό μέρος της ισχύος που κερδήθηκε στον ανεμιστήρα. Τέλος από την κλίση των καμπύλων συμπεραίνεται ότι για συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας του κινητήρα η επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων δεν επιδρά σημαντικά στο ρυθμό με τον οποίο γίνεται η μείωση της απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμότητας αφού οι καμπύλες είναι σχεδόν παράλληλες.

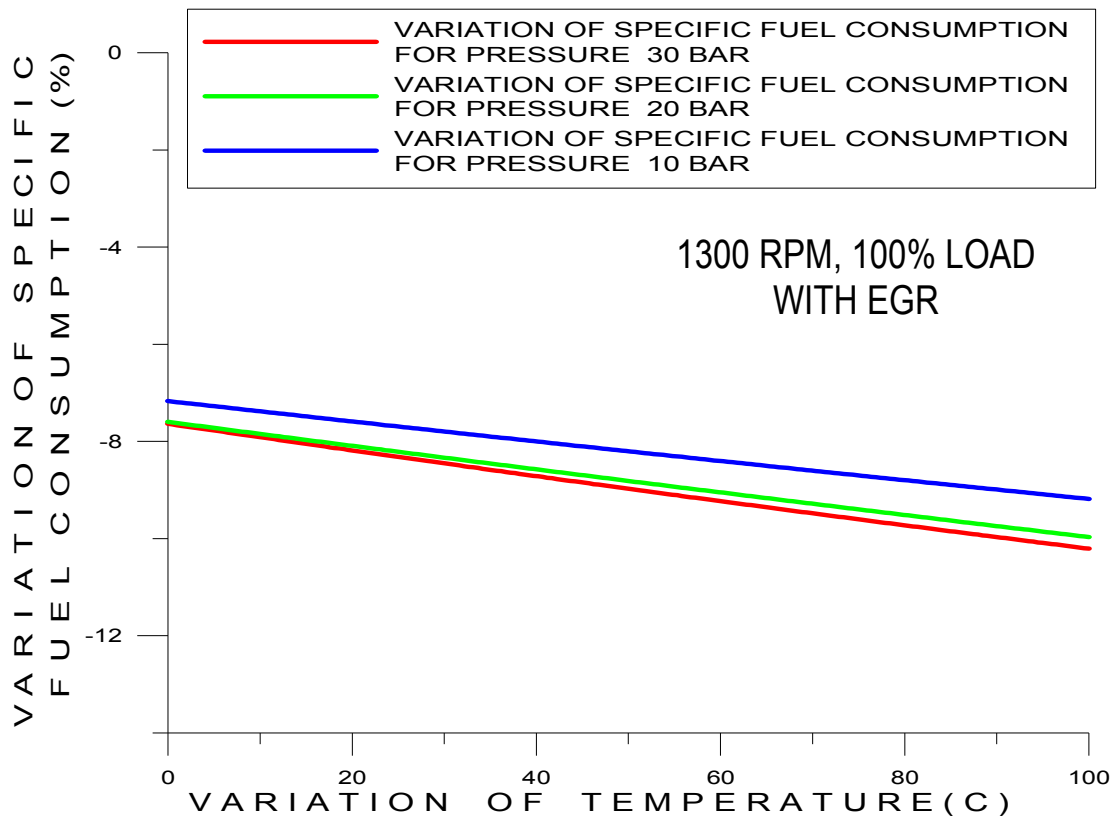
Η αύξηση της απορριπτόμενης προς το περιβάλλον θερμότητας είναι αναμενόμενη διότι αυξάνεται η θερμοκρασία των καυσαερίων ενώ η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας παραμένει σταθερή. Μια άλλη παρατήρηση έχει να κάνει με το γεγονός ότι αυξάνεται το εύρος πιέσεων που μπορεί να λειτουργήσει ο εναλλάκτης θερμότητας. Αυτό οφείλεται στο ότι με την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων και την εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων επιτυγχάνονται μεγαλύτερες θερμοκρασιακές διαφορές μεταξύ του θερμού ρεύματος των καυσαερίων και του ψυχρού ρεύματος του εργαζόμενου μέσου του δευτερεύοντος κύκλου γεγονός που αυξάνει το εύρος πιέσεων λειτουργίας της τροφοδοτικής αντλίας χωρίς να παραβιάζεται το κρίσιμο σημείο του εναλλάκτη.

5.4.4 Επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην συνολική ισχύ του συστήματος και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα.

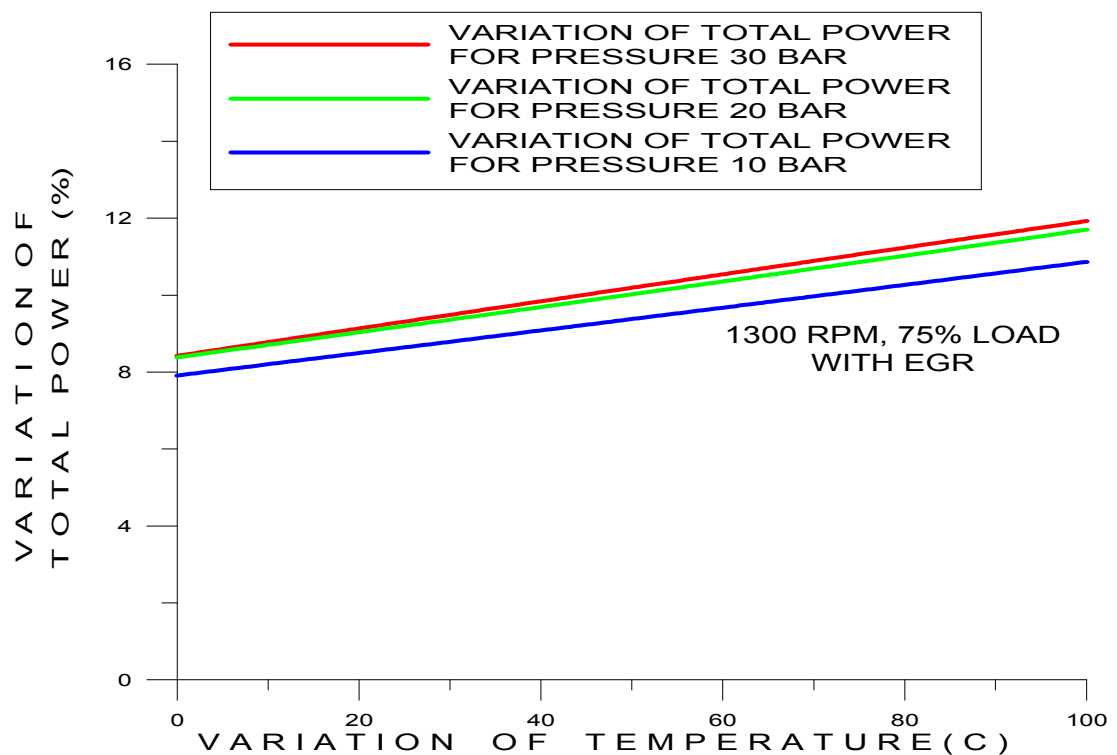
Όσον αφορά τη συνολική ισχύ του συστήματος και την ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα παρουσιάζεται βελτίωση και στις δύο αυτές παραμέτρους λειτουργίας σε σχέση με τη λειτουργία του κινητήρα χωρίς το σύστημα ανάκτησης μέσω κύκλου Rankine. Τα σχήματα 5-83 έως 5-90 δείχνουν την μεταβολή της ισχύος του συστήματος και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για 1300 RPM, σε όλα τα φορτία του κινητήρα και για πιέσεις κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας 5,10,20,30 bar.



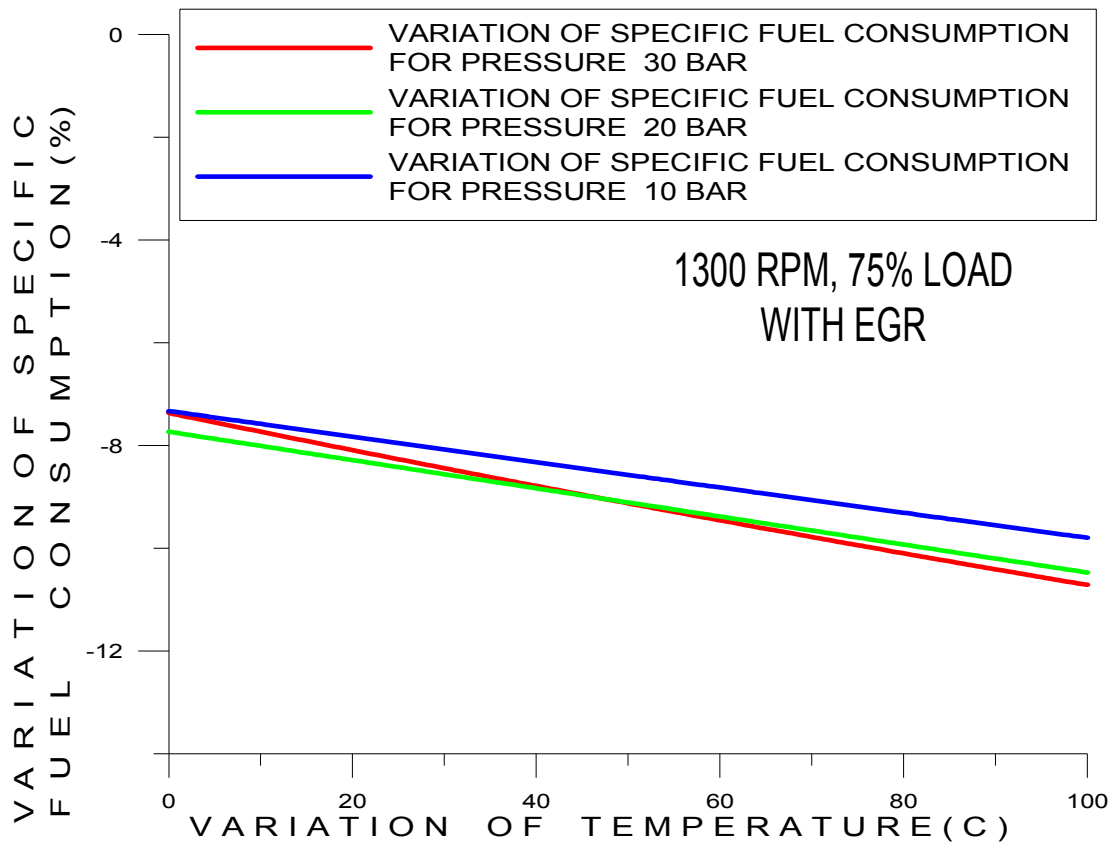
Σχήμα 5-83. Μεταβολή ισχύος του συστήματος κινητήρα Diesel-κύκλου Rankine συναρτήσει της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα για 1300 RPM, 100%LOAD.



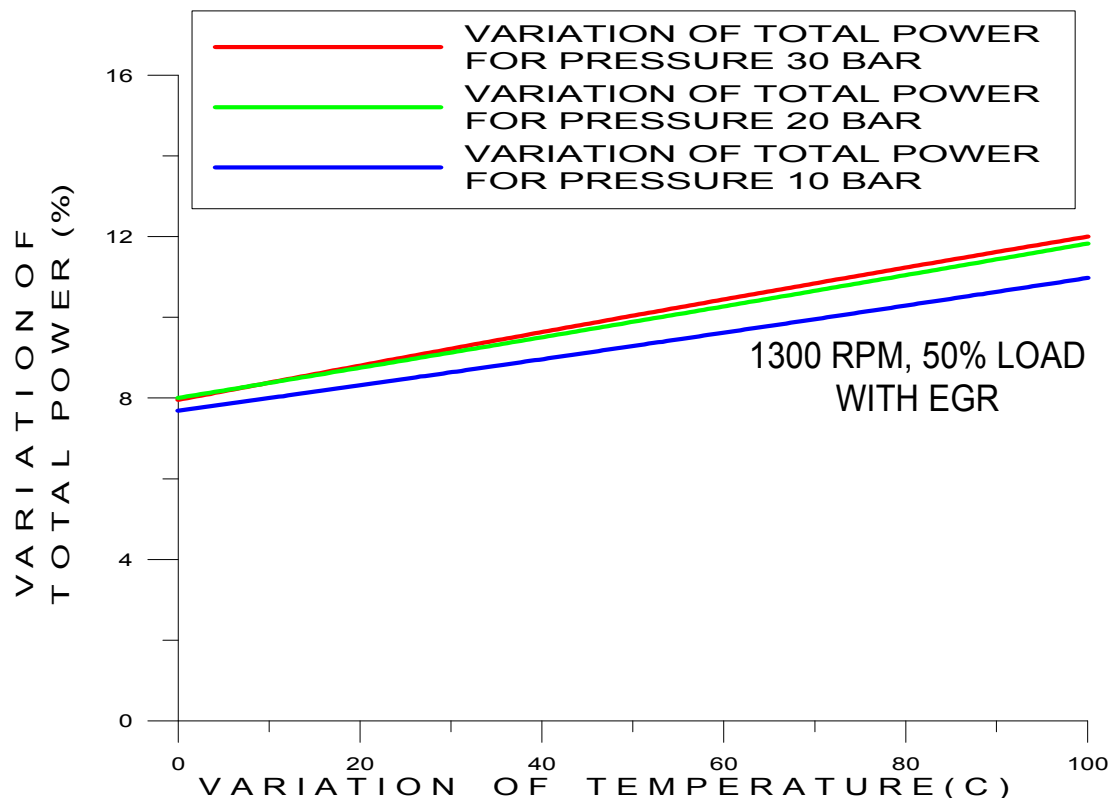
Σχήμα 5-84. Μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα Diesel συναρτήσει της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα για 1300 RPM, 100%LOAD.



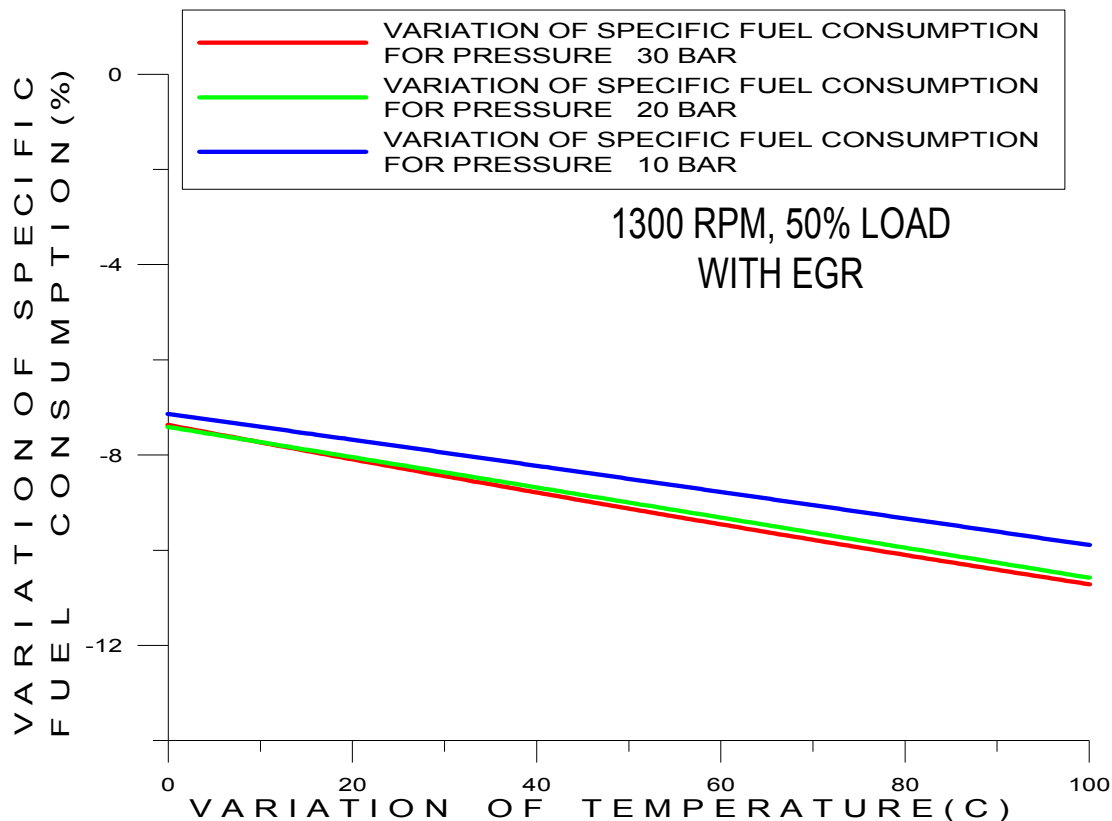
Σχήμα 5-85. Μεταβολή ισχύος του συστήματος κινητήρα Diesel-κύκλου Rankine συναρτήσει της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα για 1300 RPM, 75%LOAD.



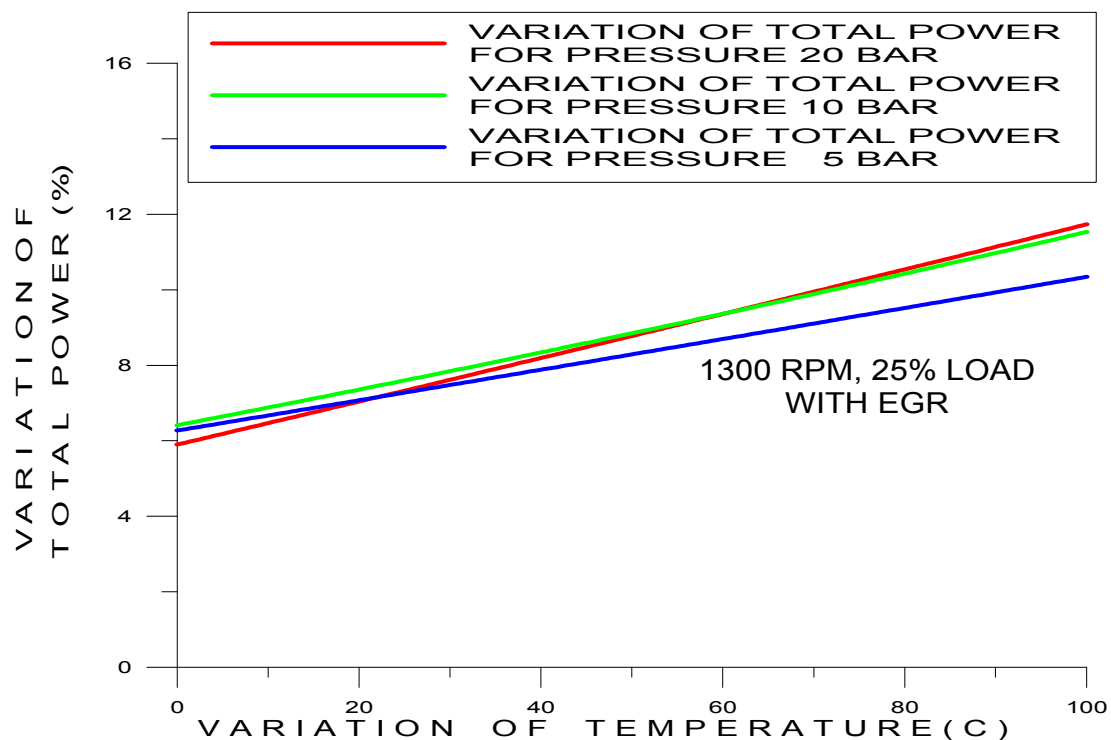
Σχήμα 5-86. Μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα Diesel συναρτήσει της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα για 1300 RPM, 75%LOAD.



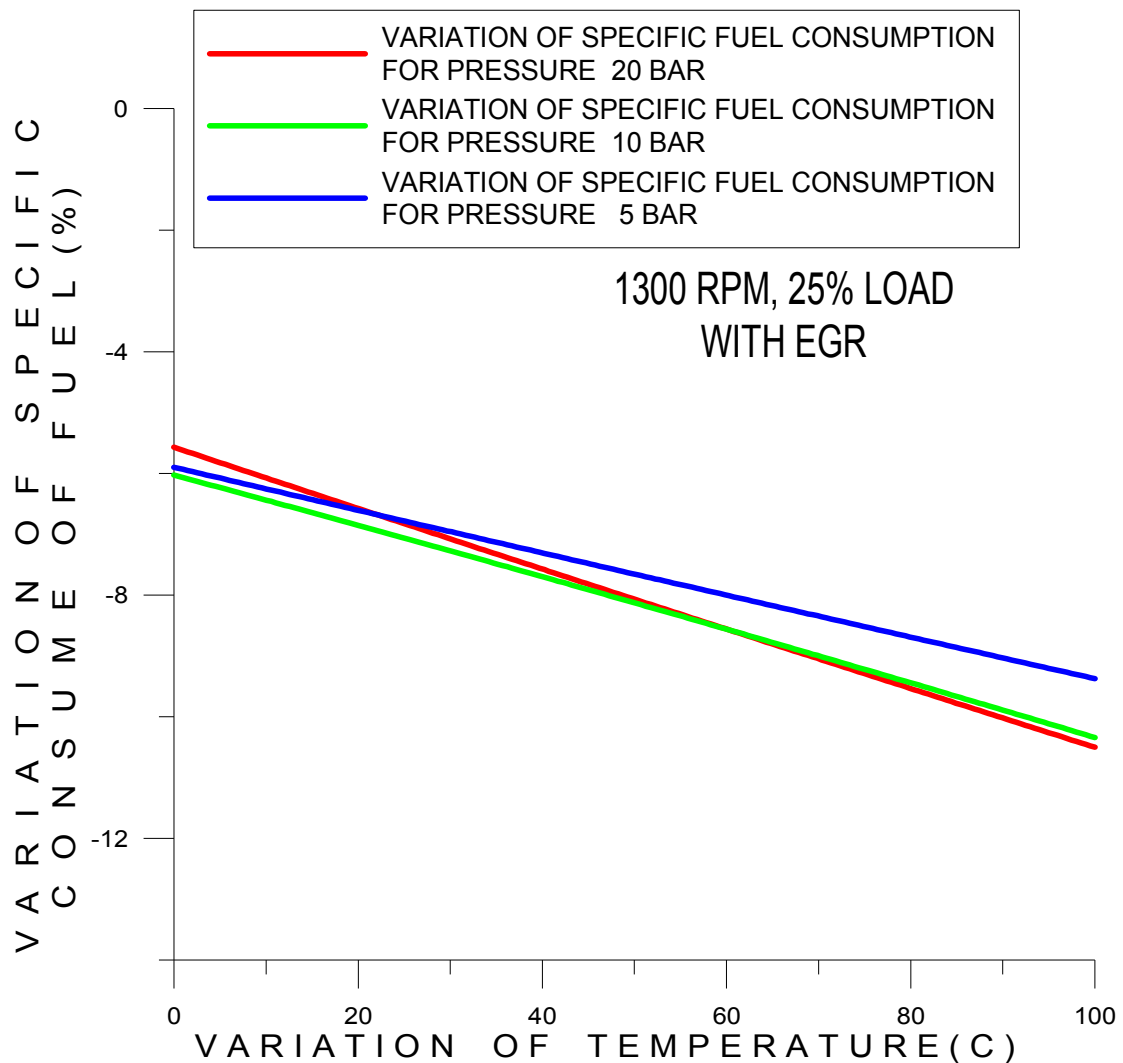
Σχήμα 5-87. Μεταβολή ισχύος του συστήματος κινητήρα Diesel-κύκλου Rankine συναρτήσει της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα για 1300 RPM, 50%LOAD.



Σχήμα 5-88. Μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα Diesel συναρτήσει της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα για 1300 RPM, 50%LOAD.



Σχήμα 5-89. Μεταβολή ισχύος του συστήματος κινητήρα Diesel-κύκλου Rankine συναρτήσει της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα για 1300 RPM, 25%LOAD.



Σχήμα 5-90. Μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα Diesel συναρτήσει της μεταβολής της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα για 1300 RPM, 25%LOAD.

Παρατηρείται ότι η συνολική ισχύς του συστήματος αυξάνεται γραμμικά με την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων ενώ η ειδική κατανάλωση καυσίμου μειώνεται γραμμικά. Οι παραπάνω μεταβολές είναι πιο έντονες στην περίπτωση που ο κινητήρας λειτουργεί στα μερικά φορτία όπως προκύπτει και από την κλίση των ευθειών των διαγραμμάτων.

Έτσι προκύπτει ο ακόλουθος πίνακας στον οποίο φαίνονται οι μεταβολές στην ισχύ του συστήματος ανάκτησης θερμότητας των καυσαερίων του κινητήρα μέσω κύκλου Rankine και στην ειδική κατανάλωση του καυσίμου για 1300 RPM, σε όλα τα φορτία του κινητήρα και για πιέσεις κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας 5, 10, 20 και 30 bar με αξιοποίηση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων.

ΣΤΡΟΦΕΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ (RPM)	ΦΟΡΤΙΟ (%)	ΠΙΕΣΗ (bar)	ΑΥΞΗΣΗ ΙΣΧΥΟΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ (%)		ΜΕΙΩΣΗ ΕΙΔΙΚΗΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ (%)	
			$\Delta T=0^{\circ}\text{C}$	$\Delta T=100^{\circ}\text{C}$	$\Delta T=0^{\circ}\text{C}$	$\Delta T=100^{\circ}\text{C}$
1300	100	30	8.27	11.38	7.64	10.22
1300	100	20	8.20	11.10	7.58	9.99
1300	100	10	7.75	10.05	7.20	9.16
1300	75	30	8.42	11.94	7.76	10.66
1300	75	20	8.37	11.72	7.72	10.49
1300	75	10	7.93	10.86	7.35	9.80
1300	50	30	7.95	12.19	7.37	10.86
1300	50	20	7.99	11.83	7.40	10.58
1300	50	10	7.68	10.98	7.13	9.89
1300	25	20	5.90	11.69	5.57	10.47
1300	25	10	6.43	11.52	6.04	10.33
1300	25	5	6.24	10.35	5.87	9.38

Πίνακας 5-3. Μεταβολές της ισχύος του συστήματος και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα για 1300 RPM, σε όλα τα φορτία του κινητήρα και για πιέσεις κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας 5, 10, 20 και 30 bar.

Τα αποτελέσματα του πίνακα 5-3 προέκυψαν από τις σχέσεις 5-1 και 5-2. Παρατηρείται λοιπόν, ότι για τις περιπτώσεις που εξετάστηκαν η βελτίωση στην συνολική ισχύ του συστήματος φτάνει έως στο 12.19%, σε σχέση με τη λειτουργία του κινητήρα χωρίς σύστημα ανάκτησης θερμότητας, ενώ η μείωση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου ανέρχεται στο 10.86%.

Παρατηρώντας τις κλίσεις των ευθειών των διαγραμμάτων 5-38 έως 5-45 που αφορούν την περίπτωση που δεν αξιοποιείται η θερμότητα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων και των διαγραμμάτων 5-83 έως 5-90 που αφορούν την εκμετάλλευση της θερμότητας αυτής συμπεραίνεται ότι η επίδραση της θερμοκρασίας είναι πιο έντονη στο πλήρες φορτίο όταν δεν αξιοποιείται η θερμότητα του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου ενώ στα μερικά φορτία είναι πιο αισθητή όταν χρησιμοποιείται η θερμότητα αυτή από τον κύκλο Rankine.

6. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Σκοπός της εργασίας αυτής ήταν να εκτιμήσει την επίδραση της μεταβολής (αύξησης) της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην παραγόμενη ισχύ του συστήματος κινητήρα Diesel - κύκλου Rankine και στην ολική ειδική κατανάλωση καυσίμου. Η διερεύνηση πραγματοποιήθηκε δύο φορές, σε σύστημα που δεν αξιοποιεί την θερμότητα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων και σε σύστημα που την αξιοποιεί..

Τα βασικά συμπεράσματα που προέκυψαν από την παραμετρική διερεύνηση στην περίπτωση χωρίς εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων είναι τα ακόλουθα:

i. Η ισχύς που παράγεται στον δευτερεύοντα κύκλο με αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων σε όλα τα σημεία λειτουργίας αυξάνεται. Αυτό οφείλεται στην αύξηση της θερμοκρασίας του υπέρθερμου ατμού άρα και στην αύξηση της διαθέσιμης ενθαλπικής πτώσης. Παρατηρείται επίσης ότι με την αύξηση της πίεσης κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας η παραγόμενη ισχύς φτάνει σε ένα μέγιστο, διαφορετικό για κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα, οπότε αρχίζει πέραν της πίεσης αυτής να μειώνεται. Η πίεση που παρατηρείται η μέγιστη παραγόμενη ισχύς από τον κύκλο αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων.

ii. Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine δεν μεταβάλλεται σημαντικά. με την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων και αυτό γιατί αυξάνουν ταυτόχρονα τόσο η παραγόμενη ισχύς όσο και η προσδιδόμενη θερμότητα.

iii. Η θερμότητα που απορρίπτεται στο περιβάλλον αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων..

iv. Η συνολική ισχύς που παράγει το σύστημα αυξάνει με συνέπεια τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα. Παρατηρείται με την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα γραμμική αύξηση της συνολικής ισχύος της τάξεως του 10% και γραμμική μείωση της ειδικής κατανάλωσης της τάξεως του 8,5%.

Η αξιοποίηση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων από τον κύκλο Rankine αυξάνει ποσοτικά τα μεγέθη που εξετάστηκαν στην περίπτωση χωρίς εκμετάλλευση του ποσού αυτού θερμότητας, ενώ επιπρόσθετα:

i. Το εύρος των πιέσεων κατάθλιψης της τροφοδοτικής αντλίας είναι μεγαλύτερο όταν αξιοποιείται η θερμότητα αυτή.

ii. Η συνολική ισχύς που παράγει το σύστημα αυξάνει με συνέπεια τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης. Παρατηρείται με την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων του κινητήρα. αύξηση της συνολικής ισχύος της τάξεως του 12% και μείωση της ειδικής κατανάλωσης της τάξεως του 10%

Συγκρίνοντας τις δύο αυτές περιπτώσεις (με και χωρίς εκμετάλλευση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων από τον κύκλο Rankine) παρατηρείται μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και βελτίωση της παραγόμενης ισχύος στην περίπτωση που έχω αξιοποίηση της θερμότητας αυτής. Λαμβάνοντας υπόψη τους παραπάνω αριθμούς με την αξιοποίηση της θερμότητας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων παρατηρείται αύξηση της τάξεως του 2% στην ολική ισχύ του συστήματος και μείωση της ειδικής κατανάλωσης της τάξεως του 1,5% σε σχέση με την περίπτωση που δεν αξιοποιείται το ποσό αυτό θερμότητας από τον κύκλο Rankine.

Η ανάπτυξη και εφαρμογή συστημάτων ανάκτησης θερμότητας αποκτά σήμερα σημαντικό ενδιαφέρον διότι:

i. Μπορεί να βοηθήσει στην προστασία του περιβάλλοντος, μειώνοντας την ειδική κατανάλωση καυσίμου και τα επίπεδα εκπομπής ρύπων (CO, NO_x, HC).

ii. Οι δυνατότητες για την βελτίωση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα έχουν φτάσει πλέον σε οριακό σημείο γεγονός που τα καθιστά ως τα πιθανότερα μέσα προς την κατεύθυνση αυτή δηλαδή της αξιολογής αύξησης του βαθμού απόδοσης.

iii. Η συνεχής αύξηση του κόστους καυσίμου ενισχύει την ανάπτυξη των συστημάτων αυτών, επειδή δημιουργεί την ανάγκη για οικονομικότερους κινητήρες.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Κωνστ. Δ. Ρακόπουλος: “Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. ”
- [2] Hideyo Oomori, Shigeru Ogino: “Waste heat recovery of passenger car using a combination of Rankine bottoming cycle and evaporative cooling system.”, Toyota Motor Corp.
- [3] C.J.Leising, G.P.Purohit, S.P.DeGrey and J.G.Finegold: “Waste Heat Recovery In Truck Engines”, Jan 2005
- [4] Yunus A. Cengel and Michael A. Boles : “Θερμοδυναμική για Μηχανικούς ”
- [5] Ho Teng, Gerhard Regner and Chris Cowland: “Waste Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines Part II”, Apr 2007
- [6] Raj Sekar, Roger L. Cole: “Integrated Rankine bottoming cycle for Diesel truck engines.”, Energy and environmental systems division center for transportation research, September 1987
- [7] Ho Teng, Gerhard Regner and Chris Cowland: “Waste Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines Part I”, Apr 2007
- [8] Sandra Hounsham and Richard Stobart: “Energy Recovery Systems for Engines”, Apr 2008
- [9] E. Hay, N. Hay: “Thermal Energy Retrieval (TER) system for road vehicles.”, Nisymco Inc, Canada