



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Διπλωματική εργασία

*Ενεργειακά συστήματα συνδυασμένου κύκλου σε πλοία με έμφαση στον
Οργανικό κύκλο Rankine*

*Combined cycle power systems on ships with an emphasis on the Organic
Rankine cycle*

Συγγραφέας

Δημήτριος Νταναβάρας

A.M. 51113008

Επιβλέπων: Δημήτριος Κουμπογιάννης, Αναπλ. Καθηγητής ΠΑ.Δ.Α

Αιγάλεω, Ιούλιος 2021



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Διπλωματική εργασία

Ενεργειακά συστήματα συνδυασμένου κύκλου σε πλοία με έμφαση στον Οργανικό κύκλο Rankine

Συγγραφέας

Δημήτριος Νταναβάρας (Α.Μ. 51113008)

Ημερομηνία εξέτασης

22/07/2021

Εξεταστική επιτροπή

Δημήτριος Κουμπογιάννης
Αναπληρωτής Καθηγ. ΠΑ.Δ.Α

Γεώργιος Λιβανός
Αναπληρωτής Καθηγ. ΠΑ.Δ.Α

Αντώνιος Χατζηαποστόλου
Αναπληρωτής Καθηγ. ΠΑ.Δ.Α

Δήλωση Συγγραφέα Διπλωματικής Εργασίας

Ο κάτωθι υπογεγραμμένος Νταναβάρας Δημήτριος του Βασιλείου, με αριθμό μητρώου 51113008, φοιτητής του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής της Σχολής Μηχανικών του Τμήματος Ναυπηγών Μηχανικών, δηλώνω υπεύθυνα ότι:

«Είμαι συγγραφέας αυτής της διπλωματικής εργασίας και ότι κάθε βοήθεια την οποία είχα για την προετοιμασία της είναι πλήρως αναγνωρισμένη και αναφέρεται στην εργασία. Επίσης, οι όποιες πηγές από τις οποίες έκανα χρήση δεδομένων, ιδεών ή λέξεων, είτε ακριβώς, είτε παραφρασμένες, αναφέρονται στο σύνολο τους, με πλήρη αναφορά στους συγγραφείς, τον εκδοτικό οίκο ή το περιοδικό, συμπεριλαμβανομένων και των πηγών που ενδεχομένως χρησιμοποιήθηκαν από το διαδίκτυο. Επίσης, βεβαιώνω ότι αυτή η εργασία έχει συγγραφεί αποκλειστικά από εμένα και αποτελεί προϊόν πνευματικής ιδιοκτησίας, τόσο δικής μου, όσο και του Ιδρύματος.

Παράβαση της ανωτέρω ακαδημαϊκής μου ευθύνης αποτελεί ουσιώδη λόγο για την ανάκληση του πτυχίου μου.»

Ο δηλών,



Δημήτριος Νταναβάρας

Ευχαριστίες

Η εκπόνηση της διπλωματικής αυτής εργασίας έγινε υπό την επίβλεψη και την βοήθεια του κυρίου Δημήτριου Κουμπογιάννη, τον οποίο ευχαριστώ θερμά για την πολύτιμη βοήθεια, τις συμβουλές και την καθοδήγηση του.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένεια μου και τα φιλικά μου πρόσωπα που με στήριξαν σε όλη τη διάρκεια των σπουδών μου.

Περίληψη

Στον τομέα της ναυτιλίας ισχυρό κίνητρο αποτελεί η μείωση των εξόδων για καύσιμα αλλά και τη συμμόρφωση με τους όλο και πιο αυστηρούς κανονισμούς για τις εκπομπές ρύπων. Η αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας που προέρχεται από τα πλοία, με δεδομένο ότι σχεδόν το 50% της προσδιδόμενης ενέργειας των ναυτικών κινητήρων Diesel καταλήγει στο περιβάλλον, καθιστά αναγκαία την ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας με χρήση WHR συστημάτων για την κάλυψη ενός μέρους των ενεργειακών απαιτήσεων του πλοίου. Η χρήση των κύκλων χαμηλής θερμοκρασίας (*bottoming power cycles*), ως σύστημα WHR και πιο συγκεκριμένα του ORC, αποτελεί μια από τις καλύτερες λύσεις για την ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας που προέρχεται από τους ναυτικούς κινητήρες Diesel των πλοίων. Στην παρούσα εργασία γίνεται παρουσίαση των τεχνολογιών WHR που μπορούν να εφαρμοστούν σε πλοία, προκειμένου να γίνει χρήση της απορριπτόμενης θερμότητας ενός κινητήρα Diesel. Η εργασία εστιάζει σε συστήματα συνδυασμένου κύκλου Diesel – ORC. Τέλος, παρουσιάζουμε μια θερμοδυναμική ανάλυση ενός συνδυασμένου κύκλου ναυτικού κινητήρα Diesel – ORC, για την μελέτη της επίδρασης στις επιδόσεις του συνολικού συστήματος της μέγιστης πίεσης λειτουργίας του ORC, της επιλογής του εργαζόμενου ρευστού και του μεγέθους ισχύος του ναυτικού κινητήρα.

Λέξεις κλειδιά:

Οργανικός κύκλος Rankine, οργανικά ρευστά, εργαζόμενα ρευστά, ναυτικός κινητήρας πετρελαίου, ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας, πλοίο

Abstract

Strong motivation exists within the marine sector to reduce fuel expenses and to comply with ever stricter emission regulations. Utilization of the waste heat that comes from ships, given that almost 50% of the energy supplied by marine Diesel engines end up in the environment, makes it necessary to recover the waste heat using WHR systems to meet part of the ship's energy demands. The use of low temperature cycles (bottoming power cycles), as a WHR system and more specifically the Organic Rankine cycle, is one of the best solutions for the recovery of heat that comes from marine Diesel engines. This paper presents WHR technologies that can be applied to ships to use the heat rejected by a Diesel engine. The study focuses on Diesel – ORC combined cycle systems. Finally, we present a thermodynamic analysis of a combined cycle to study the effect on the performance of the overall system due to the maximum operating pressure of the ORC, the selection of the working fluid and the net power of the marine Diesel engine.

Keywords:

Organic Rankine cycle, organic fluids, working fluids, marine Diesel engine, waste heat recovery, ship

Περιεχόμενα

1. Εισαγωγή	1
1.1 Σκοπός	1
1.2 Θερμικές Μηχανές	2
1.3 Συνδυασμένος Κύκλος Θερμικών Μηχανών – Bottoming Power Cycles	3
1.4 Ανάκτηση Απορριπτόμενης Θερμότητας (Waste Heat Recovery – WHR)	10
1.4.1 Τεχνολογίες WHR και εφαρμογές σε πλοία	15
2. Κύκλος Rankine	18
2.1 Συμβατικός κύκλος Rankine – Κύκλος Ατμού Rankine (Steam Rankine Cycle – SRC).....	18
2.2 Οργανικός Κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC)	20
2.2.1 Περιγραφή του ORC	20
2.2.2 Χαρακτηριστικά του ORC	21
2.2.3 Εφαρμογές του ORC	21
2.2.3.1 Βιομάζα	22
2.2.3.2 Συστήματα μετατροπής θερμικής ενέργειας από ωκεανούς	23
2.2.3.3 Γεωθερμία	24
2.2.3.4 Ηλιακή ενέργεια και συστήματα αφαλάτωσης.....	25
2.3 Επιλογή Εργαζόμενου Ρευστού	33
2.4 Επιδόσεις SRC – ORC	42
2.5 Σύγκριση SRC και ORC	46
3. Συνδυασμένος Κύκλος Diesel – Οργανικός Κύκλος Rankine (Diesel – OR Combined Cycle)	47
3.1 Συνδυασμένος Κύκλος Diesel – Συμβατικός Κύκλος Rankine (Diesel – RC Combined Cycle).....	50
3.2 Συνδυασμένος Κύκλος, Συστήματα WHR και εφαρμογές σε πλοία	51
3.3 Εφαρμογές ORC στη ναυτιλία	64
3.4 Σύγκριση συστημάτων WHR με εφαρμογές στη ναυτιλία	71
4. Περίπτωση μελέτης συνδυασμένου κύκλου Diesel – ORC σε πλοίο	73
4.1 Περιγραφή περίπτωσης μελέτης	73
4.2 Περιγραφή μεθοδολογίας	74
4.3 Κατάστρωση και επίλυση του προβλήματος	75
4.4 Επίδραση της μέγιστης πίεσης στις επιδόσεις του συστήματος	82
4.5 Επίδραση του οργανικού ρευστού στις επιδόσεις του συστήματος	87
4.6 Επίδραση της ισχύος της μηχανής στις επιδόσεις.....	94

5. Συμπεράσματα – Προτάσεις για μελλοντική έρευνα	97
5.1 Συμπεράσματα	97
5.2 Προτάσεις για μελλοντική έρευνα.....	99
Βιβλιογραφία.....	100

1. Εισαγωγή

1.1 Σκοπός

Με τις ναυτικές μηχανές Diesel των πλοίων να έχουν αποδόσεις κοντά στο 50%, ένα μεγάλο μέρος της παραγόμενης ενέργειας, που μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τις ενεργειακές ανάγκες του πλοίου, εν τέλει καταλήγει να απορρίπτεται στο περιβάλλον. Για το λόγο αυτό είναι απαραίτητη η εκμετάλλευση της απορριπτόμενης θερμότητας των ναυτικών μηχανών, που προέρχεται είτε από τα καυσαέρια, είτε από το νερό ψύξης των χιτωνίων, τον αέρα σαρώσεως και το λάδι λίπανσης, με σκοπό την μετατροπή του σε χρήσιμη μορφή ενέργειας. Η χρήση των κύκλων χαμηλής θερμοκρασίας, που αποτελεί ένα σύστημα WHR, είναι μια από τις υφιστάμενες τεχνολογίες για την εκμετάλλευση της απορριπτόμενης θερμότητας, όμως βρίσκεται σε αρχικά στάδια μελέτης. Πιο συγκεκριμένα, ο οργανικός κύκλος Rankine (ORC) δείχνει να έχει πολλές δυνατότητες και προοπτικές για χρήση σε πλοία.

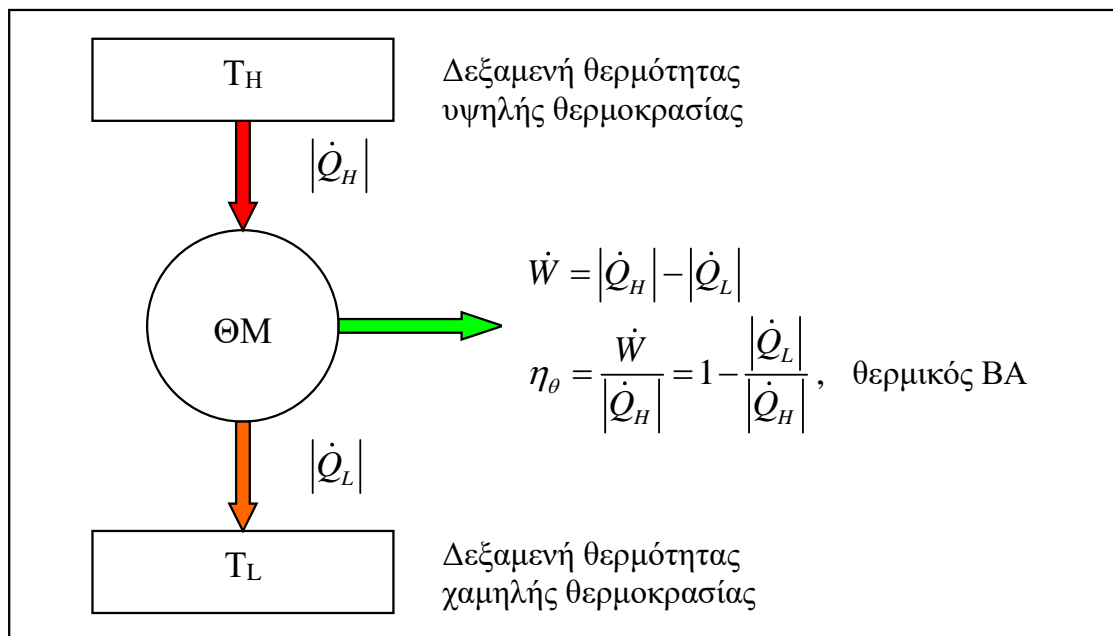
Στην παρούσα εργασία, αρχικά, παρουσιάζονται όλες οι διαθέσιμες τεχνολογίες WHR, που χρησιμοποιούνται για την ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας, δίνοντας μεγαλύτερη έμφαση στις τεχνολογίες WHR για τις οποίες υπάρχει η δυνατότητα εγκατάστασης και χρήσης σε πλοία. Στη συνέχεια, επικεντρωνόμαστε στους κύκλους χαμηλής θερμοκρασίας (*bottoming power cycles*) και κυρίως στον συμβατικό κύκλο Rankine (SRC) και στον οργανικό κύκλο Rankine (ORC). Επισημαίνονται, οι ομοιότητες και οι διαφορές που εμφανίζουν οι δύο κύκλοι. Έπειτα, γίνεται λεπτομερής παρουσίαση του ORC, ως προς τα χαρακτηριστικά του, τα εξαρτήματα που τον αποτελούν, των εναλλακτικών διατάξεων του και των εφαρμογών του. Παράλληλα, γίνεται αναφορά στα οργανικά ρευστά και στα κριτήρια επιλογής του κατάλληλου οργανικού ρευστού για τον ORC.

Επιπλέον, μέσα από βιβλιογραφική επισκόπηση γίνεται αναφορά σε αρκετές μελέτες σχετικά με τη χρήση του SRC και ORC σε πλοία, καθώς και ήδη υφιστάμενων λύσεων που παρέχονται για την ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας με τη χρήση του ORC.

Τέλος, ακολουθεί μια περίπτωση μελέτης του συνδυασμένου κύκλου ORC – Diesel, ενός υποκρίσιμου ORC, με εκμετάλλευση των καυσαερίων μια ναυτικής μηχανής Diesel. Για την παραμετρική μελέτη εξετάζεται ένας αριθμός επιλεγμένων οργανικών ρευστών και ναυτικών μηχανών, προκειμένου να διαπιστωθεί και να μελετηθεί μέσω αριθμητικής επίλυσης η επίδραση της μέγιστης πίεσης του κύκλου, η επίδραση της επιλογής του εργαζόμενου μέσου και τέλος, η επίδραση της ισχύος της ναυτικής μηχανής στη βελτίωση των επιδόσεων του συνδυασμένου κύκλου ORC – Diesel.

1.2 Θερμικές Μηχανές

Οι Θερμικές Μηχανές (ΘΜ) ή κινητήρες ή απλά μηχανές είναι διατάξεις στις οποίες παρέχεται θερμότητα και έχουν ως στόχο την παραγωγή ενέργειας. Η λειτουργία τους βασίζεται σε μια πραγματική κυκλική μεταβολή που αντιστοιχεί σε κάποιον συγκεκριμένο θερμοδυναμικό κύκλο και επαναλαμβάνεται για όσο διάστημα βρίσκονται σε λειτουργία. Στο **Σχήμα 1.1** παρουσιάζεται το μοντέλο μιας ΘΜ, στο οποίο η θερμότητα που παρέχεται στη ΘΜ, προέρχεται από μια δεξαμενή θερμότητας, υπό υψηλή θερμοκρασία T_H . Ένα μέρος της θερμότητας μετατρέπεται σε ωφέλιμο έργο και το ποσό της θερμότητας που περισσεύει καταλήγει σε μια άλλη δεξαμενή θερμότητας χαμηλότερης θερμοκρασίας T_L .



Σχήμα 1.1 Μοντέλο Θερμικής Μηχανής

Με τον όρο δεξαμενή θερμότητας ορίζουμε κάθε σύστημα που έχει μεγάλη μάζα και άπειρη θερμοχωρητικότητα. Σε κάθε δεξαμενή θερμότητας μας δίνεται η δυνατότητα να αντλούμε ή να απορρίπτουμε πεπερασμένα ποσά θερμότητας χωρίς να μεταβάλλεται η θερμοκρασία του συστήματος (παράδειγμα συστήματος είναι ο ωκεανός, η ατμόσφαιρα και άλλα). Η παραγόμενη ισχύς \dot{W} προκύπτει από τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο και ισούται με τη διαφορά των ρυθμών πρόσδοσης και απόρριψης θερμότητας. Αποτέλεσμα του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου είναι το γεγονός ότι, ενώ το έργο μετατρέπεται σε θερμότητα πλήρως (100%), η αντίστροφη μετατροπή, δηλαδή η θερμότητα να γίνει έργο πραγματοποιείται σε ένα ποσοστό μικρότερο του 100%. Το ποσοστό αυτό που προκύπτει από το λόγο του παραγόμενου έργου προς την

προσδιδόμενη θερμότητα αποτελεί τον ορισμό του θερμικού Βαθμού Απόδοσης της ΘΜ (η_{θ}). Η παραπάνω μετατροπή στην πράξη γίνεται μέσω των θερμοδυναμικών μεταβολών που υπόκειται το εργαζόμενο μέσο, καθώς αυτό διέρχεται μέσα από τις συνιστώσες που αποτελούν τη θερμική μηχανή.

Η αύξηση της πίεσης, η πρόσδοση θερμότητας και η εκτόνωση αποτελούν τις θερμοδυναμικές μεταβολές του εργαζόμενου μέσου και η υλοποίηση τους είναι το κύριο χαρακτηριστικό του θερμοδυναμικού κύκλου των ΘΜ.

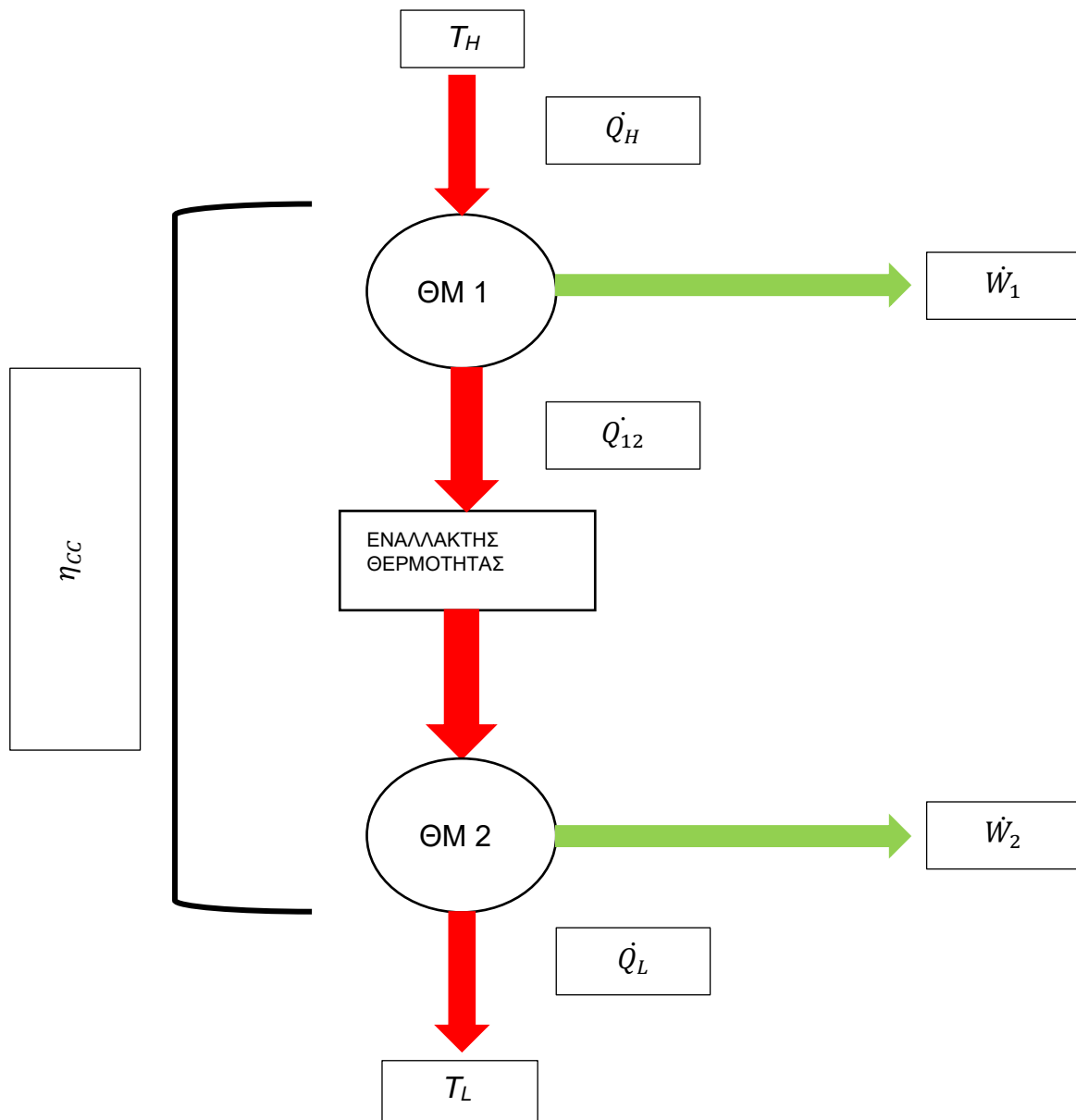
Οι θερμικές μηχανές ανάλογα με τον τρόπο που προσδίδουν θερμότητα στο εργαζόμενο μέσο διακρίνονται σε:

- Μηχανές Εσωτερική Καύσης (ΜΕΚ) όπου η θερμότητα στο εργαζόμενο μέσο παρέχεται από την καύση του καυσίμου. Η παροχή θερμότητας και η παραγόμενη ισχύς πραγματοποιούνται στην ίδια τη μηχανή. Παραδείγματα τέτοιων μηχανών είναι οι κινητήρες *Otto* και *Diesel*, καθώς και οι αεριοστρόβιλοι (κινητήρες *Brayton*).
- Μηχανές Εξωτερικής Καύσης όπου η παροχή της θερμότητας στο εργαζόμενο μέσο γίνεται σε μια συσκευή, όπως ένας λέβητας, ενώ η παραγωγή της ισχύος γίνεται σε μια άλλη συσκευή τον ατμοστρόβιλο. Μηχανές εξωτερικής καύσης είναι επίσης οι *Stirling* και *Ericsson*.

Επιπλέον, οι ΘΜ ανάλογα με το αν το εργαζόμενο μέσο επανέρχεται στην αρχική του κατάσταση, στο τέλος του κύκλου, μας οδηγεί στη διάκριση των κύκλων σε ανοιχτούς και κλειστούς. Οι κινητήρες *Otto* και *Diesel* αποτελούν παραδείγματα ανοιχτού κύκλου, αφού στο τέλος το εργαζόμενο μέσο (καυσαέρια) αποβάλλονται στην ατμόσφαιρα και δημιουργείται ένα νέο μίγμα αέρα-καυσίμου κάθε φορά.

1.3 Συνδυασμένος Κύκλος Θερμικών Μηχανών – Bottoming Power Cycles

Με τον όρο Συνδυασμένος Κύκλος (*Combined Cycle – CC*) εννοούμε τη σύνδεση θερμικών μηχανών, οι οποίες λειτουργούν παράλληλα και χρησιμοποιούν την ίδια πηγή θερμότητας, μετατρέποντας τη θερμότητα σε μηχανικό έργο. Η αρχή λειτουργίας ενός συνδυασμένου κύκλου είναι η εξής: το εργαζόμενο μέσο της πρώτης θερμικής μηχανής για παράδειγμα το καυσαέριο, όταν ολοκληρώσει τον κύκλο του στη θερμική μηχανή, έχει αρκετή θερμότητα ώστε μια δεύτερη θερμική μηχανή να μπορέσει να λειτουργήσει και να παραγάγει με τη σειρά της έργο. Είναι σύνηθες, η θερμότητα να εισέρχεται σε έναν εναλλάκτη θερμότητας, επιτρέποντας με αυτό τον τρόπο στις δύο θερμικές μηχανές να λειτουργούν χρησιμοποιώντας διαφορετικό εργαζόμενο μέσο. Στο **Σχήμα 1.2** παρουσιάζεται το μοντέλο του Συνδυασμένου Κύκλου.



Σχήμα 1.2 Μοντέλο Συνδυασμένου Κύκλου

Όπως και στη ΘΜ, έτσι και στον Συνδυασμένο Κύκλο τα διάφορα μεγέθη υπολογίζονται με τον ίδιο τρόπο. Διαφορά αποτελεί ο υπολογισμός του θερμικού Βαθμού Απόδοσης του Συνδυασμένου Κύκλου. Ο θερμικός ΒΑ προκύπτει από τις παρακάτω σχέσεις:

$$\eta_{cc} = \frac{W}{Q_H} = \frac{W_1 + W_2}{Q_H}$$

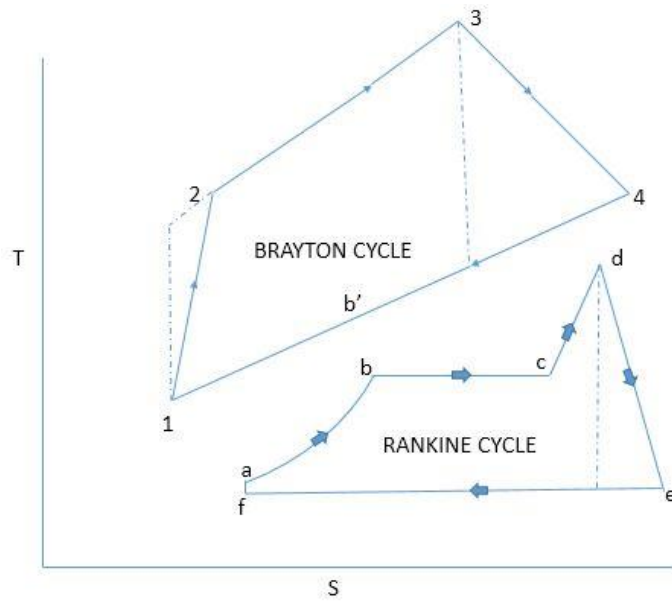
Ή,

$$\eta_{cc} = \eta_{\theta M 1} + \eta_{\theta M 2} - \eta_{\theta M 1}\eta_{\theta M 2}$$

Υπάρχουν αρκετές αναφορές σε παραδείγματα συνδυασμένων κύκλων που έχουν στεφθεί με επιτυχία στο παρελθόν. Με τη διάταξη τους να αποτελείται από έναν κύκλο υψηλής θερμοκρασίας (*topping power cycle*) και έναν κύκλο πιο χαμηλής θερμοκρασίας (*bottoming power cycle*). Ωστόσο, όπως επισημαίνεται ο κύκλος χαμηλής θερμοκρασίας είναι αρκετά δαπανηρός, εξαιτίας του μεγέθους του εξοπλισμού που χρειάζεται για τη διαχείριση της μεγάλης ροής μάζας και των μικρών θερμοκρασιακών διαφορών. Σε ψυχρά κλίματα, είναι συνηθισμένη η χρήση τέτοιων διατάξεων για τη θέρμανση νερού αλλά και χώρων, μια διαδικασία που ονομάζεται *Combined Heat and Power (CHP)*.

Στις μονάδες παραγωγής ενέργειας που συναντώνται τόσο στη στεριά, όσο και στην ναυτιλία, είναι διαδεδομένη η χρήση του συνδυασμένου κύκλου, που απαρτίζεται από έναν αεριοστρόβιλο που λειτουργεί με τον κύκλο *Brayton* και αποτελεί τον *topping power cycle* και τροφοδοτεί με τη θερμότητα των καυσαερίων του, τον *bottoming power cycle*, μια μονάδα ατμού που λειτουργεί με τον κύκλο *Rankine*. Η διάταξη αυτή ονομάζεται *Combined Cycle Gas Turbine (CCGT)*.

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως ο θερμοδυναμικός κύκλος του βασικού συνδυασμένου κύκλου αποτελείται από δύο θερμικές μηχανές, όπου η μια λειτουργεί με βάση τον κύκλο *Brayton* και η άλλη με βάση τον κύκλο *Rankine*. Στο **Σχήμα 1.3** απεικονίζονται οι δύο κύκλοι. Ο κύκλος 1 – 2 – 3 – 4 – 1 είναι ο κύκλος υψηλής θερμοκρασίας (*topping power cycle*), ο οποίος είναι ο αεριοστρόβιλος και μας δείχνει τη διαδικασία μεταφοράς θερμότητας και έργου στην περιοχή της υψηλής θερμοκρασίας. Ο κύκλος a – b – c – d – e – f – a είναι ο κύκλος ατμού Rankine που πραγματοποιείται σε χαμηλότερη θερμοκρασία, αποτελώντας τον *bottoming power cycle*. Η μεταφορά της θερμότητας από τα καυσαέρια υψηλής θερμοκρασίας στο νερό και τον ατμό, γίνεται με τη χρήση ενός λέβητα ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας στον κύκλο χαμηλής θερμοκρασίας. Στη φάση 4 - 1 της σταθερής πίεσης, τα καυσαέρια του αεριοστρόβιλου αποβάλλουν θερμότητα. Το τροφοδοτικό νερό, ο υγρός και ο υπέρθερμος ατμός απορροφούν μέρος της θερμότητας στις φάσεις a – b, b – c και c – d όπως φαίνεται στο **Σχήμα 1.3**.



Σχήμα 1.3 Διάγραμμα T-s Συνδυασμένου Κύκλου (Wikipedia.com)

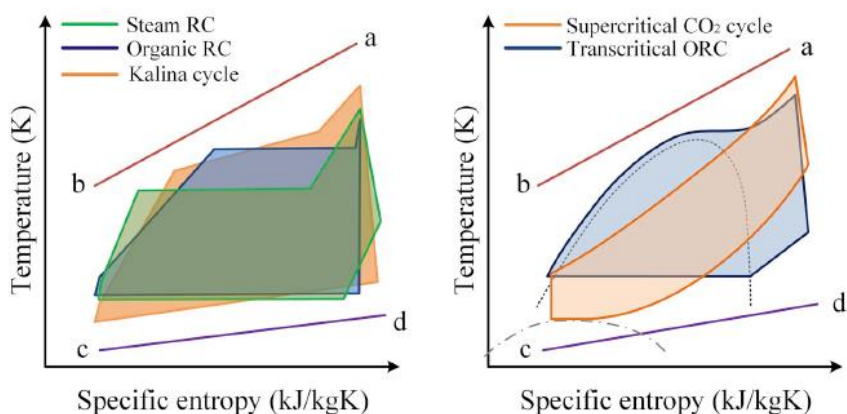
Στις περισσότερες περιπτώσεις ενός συνδυασμένου κύκλου, τη θέση του κύκλου χαμηλής θερμοκρασίας (*bottoming power cycle*) κατέχει ο συμβατικός κύκλος ατμού Rankine.

Εστιάζοντας στους κύκλους χαμηλής θερμοκρασίας, παρατηρούμε ότι έχουν αρχίσει να γίνονται ιδιαίτερα δημοφιλείς με όλο και περισσότερες μελέτες να εκπονούνται, σχετικά με τη χρήση τους πάνω σε πλοία.

Οι κύκλοι που χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο ως *bottoming power cycles* είναι: ο συμβατικός κύκλος Rankine, ο οργανικός κύκλος Rankine, ο κύκλος Kalina και οι κύκλοι με βάση το CO₂.

Οι διαφορές που εμφανίζονται μεταξύ των κύκλων βασίζονται κυρίως στη χρήση του εργαζόμενου μέσου. Ο συμβατικός κύκλος Rankine αποτελεί μια ώριμη τεχνολογία για την ανάκτηση θερμότητας από τα καυσαέρια στο πλοίο. Το εργαζόμενο μέσο του είναι το νερό, αλλά η υψηλή θερμοκρασία εξατμίσου τον καθιστά λιγότερο αποδοτικό. Με την μεγάλη ευελιξία στην επιλογή του εργαζόμενου μέσου, ο οργανικός κύκλος Rankine έχει την ικανότητα να ανακτήσει περισσότερη ενέργεια σε σχέση με τον συμβατικό κύκλο. Επιπλέον, με τη χρήση ζεοτροπικών οργανικών μιγμάτων ή με την συμπίεση απευθείας στην υπερκρίσιμη πίεση μας επιτρέπει, την καλύτερη αντιστοιχία ανάμεσα στη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας και του αποδέκτη. Παρόμοια με τον ζεοτροπικό οργανικό κύκλο Rankine, λειτουργεί και ο κύκλος Kalina που χρησιμοποιεί μίγμα αμμωνίας – νερού, επιτυγχάνοντας έτσι τη μείωση της εσωτερικής μη αναστρεψιμότητας στον εξατμιστήρα, με την εκμετάλλευση της ολοένα και αυξανόμενης θερμοκρασίας βρασμού. Εξαιτίας της μέσης κρίσιμης πίεσης και της ευστάθειας κάτω από συνθήκες υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης, οι υπερκρίσιμοι κύκλοι με βάση το CO₂, δείχνουν να είναι πιο

αποδοτικοί σε σχέση με τους άλλους κύκλους χαμηλής θερμοκρασίας. Στο παρακάτω **Σχήμα 1.4** παρουσιάζονται οι κύκλοι που αναφέρθηκαν και χρησιμοποιούν διαφορετικό εργαζόμενο μέσο.



Σχήμα 1.4 Διαγράμματα T-s διαφορετικών bottoming power cycles (Zhu et al., 2019)

Εκτός της απλής διάταξης του κύκλου, έχουν προταθεί και άλλες διατάξεις όπως με αναγέννηση, πολλαπλής πίεσης και άλλοι. Όπως, αναφέρεται (Zhu et al., 2019) οι διατάξεις του συστήματος με λέβητες σε σειρά, παράλληλα και σε δύο μεμονωμένα κυκλώματα μπορούν να έχουν αποτελέσματα σε διαφορετικές χρήσεις στην ναυτιλία. Επιπρόσθετα, εκτός των καυσαερίων, ο συλλεγμένος αέρας και το ψυκτικό της μηχανής μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου ή να αποτελέσουν μια πηγή θερμότητας ώστε να τροφοδοτήσουν έναν ακόμη κύκλο χαμηλής θερμοκρασίας. Αν και οι διατάξεις αυτές, παρουσιάζουν υψηλότερη θερμική απόδοση, υπάρχουν και πλεονεκτήματα που σχετίζονται με την πολυπλοκότητα της κατασκευής αλλά και με το κόστος.

Παρακάτω θα ακολουθήσει μια περιγραφή των κύκλων χαμηλής θερμοκρασίας (*bottoming power cycles*) που αναφέρθηκαν σε προηγούμενη παράγραφο. Μια πιο αναλυτική περιγραφή θα γίνει για τους κύκλους Kalina και τους κύκλους με βάση το CO₂. Εκτενέστερη περιγραφή του συμβατικού και του οργανικού κύκλου Rankine, της αρχής λειτουργίας τους, των διαφόρων διατάξεων και των επιδόσεων θα γίνει στο επόμενο κεφάλαιο.

- Συμβατικός κύκλος Rankine

Σύμφωνα με την ανασκόπηση (Zhu et al., 2019) έχουν αναφερθεί δύο τύποι του συμβατικού κύκλου Rankine με διαφορετικά επίπεδα πίεσης εξάτμισης, ως κύκλοι χαμηλής θερμοκρασίας. Ο πρώτος τύπος είναι ο απλής πίεσης συμβατικός κύκλος Rankine (*single-pressure steam RC*) και ο άλλος τύπος είναι ο διπλής πίεσης συμβατικός κύκλος Rankine (*dual-pressure steam RC*). Στην ίδια ανασκόπηση αναφέρονται οι διαφορές των δύο διατάξεων και η απόδοσή τους. Επίσης, γίνεται αναφορά σε μελέτες που εκπονήθηκαν σε

σχέση με τη βελτίωση τους τόσο στην απόδοση και χρήση της απορριπτόμενης θερμότητας, αλλά και στη μείωση του κόστους.

- Οργανικός κύκλος Rankine

Για τη χρήση του οργανικού κύκλου Rankine (ORC) στην ναυτιλία σημαντικό κομμάτι αποτελεί η επιλογή του κατάλληλου εργαζόμενου μέσου ή ζεοτροπικών μιγμάτων. Η επιλογή του κατάλληλου εργαζόμενου μέσου πρέπει να πληροί αρκετές προϋποθέσεις σχετικές με τους θερμοδυναμικούς παράγοντες αλλά και τους περιβαλλοντολογικούς. Υπάρχουν αρκετές διατάξεις του ORC που συναντάμε στην ναυτιλία, έρευνες έχουν γίνει αρκετές ως προς την επιλογή του εργαζόμενου μέσου, της αρχιτεκτονικής του κύκλου, του τύπου των πλοίων και της μηχανής τους (Zhu et al.,2019).

- Κύκλος Kalina

Ο κύκλος Kalina (KC), προτάθηκε από το *Dr. Alexander Kalina* στα τέλη του 1970 και παρουσιάζει παρόμοια διάταξη συστήματος με αυτή του συμβατικού κύκλου Rankine, αφού αποτελεί μια τροποποιημένη μορφή του. Ο KC βελτιώνει την αντιστοίχιση των τιμών θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας με τις τιμές θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου, κάτι που οφείλεται στη μη-ισόθερμη αλλαγή φάσης των χαρακτηριστικών του μίγματος αμμωνίας – νερού που είναι το εργαζόμενο μέσο του κύκλου. Πλεονέκτημα του KC είναι ότι λόγω της μειωμένης θερμοκρασίας ψύξης του μίγματος αμμωνίας – νερού, ο κύκλος είναι ιδανικός για χρήση σε πλοία που ταξιδεύουν σε αρκτικές περιοχές, αφού έχει χαμηλή θερμοκρασία συμπύκνωσης. Μειονεκτήματα του KC είναι η ασφάλεια, η χημική σταθερότητα και η διάβρωση. Έχοντας δοκιμαστεί στη στεριά, ο κύκλος Kalina μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για ναυτική χρήση, λόγω του μικρού τους μεγέθους και κόστους, συγκριτικά με τους άλλους κύκλους.

Χρήσεις του KC αναφέρονται στη γεωθερμία, στη βιομηχανία και στην ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας. Έχουν γίνει συγκριτικές έρευνες μεταξύ του KC και του RC, όπως και μεταξύ του KC του ORC, δίνοντας μας αποτελέσματα που μας δείχνουν την καλύτερη απόδοση και το μικρότερο κόστος του KC έναντι των άλλων ως προς την χρήση της απορριπτόμενης θερμότητας στον τομέα της γεωθερμίας. Μελέτες έχουν γίνει και στον συνδυασμό του κύκλου Kalina με μηχανές πλοίων (Zhu et al.,2019).

- Κύκλοι με βάση το CO₂

Το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂) χρησιμοποιείται ευρέως στη ψύξη, σε αντλίες θερμότητας και συστήματα κλιματισμού. Ωστόσο, η χρήση του σε κύκλους χαμηλής θερμοκρασίας είναι σχετικά πρόσφατη. Σε σχέση με άλλα οργανικά εργαζόμενα ρευστά, το CO₂ ως εργαζόμενο μέσο προσφέρει καλύτερη αξιοποίηση κατά την ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας και δεν εμφανίζει περιορισμούς στη θερμοκρασία θερμικής αποσύνθεσης.

Η μέτρια τιμή της κρίσιμης πίεσης του CO₂, η μη-τοξικότητα του, το χαμηλό κόστος αποτελούν κάποια από τα πλεονεκτήματα που εμφανίζει, προσφέροντας έτσι τη δυνατότητα για τον πειραματισμό και την εύρεση εφαρμογών του σε μηχανές πλοίων.

Οι κύκλοι που βασίζονται στη χρήση διοξειδίου του άνθρακα διακρίνονται σε δύο κατηγορίες: α) τον υπερκρίσιμο κύκλο CO₂ (supercritical CO₂ power cycle) με τις διαδικασίες της πρόσδοσης και της απόρριψης θερμότητας να πραγματοποιούνται στην υπερκρίσιμη ζώνη, β) τον transcritical CO₂ power cycle με τη διαδικασία της πρόσδοσης θερμότητας να γίνεται στην υπερκρίσιμη ζώνη. Ο transcritical CO₂ power cycle σε κάποιες μελέτες αναφέρεται και ως *supercritical CO₂ Rankine cycle*.

Οι εφαρμογές του συναντώνται σε πολλούς τομείς της ενέργειας, όπως η πυρηνική ενέργεια, η ηλιακή ενέργεια και τα συστήματα ανάκτησης θερμότητας από αεριοστρόβιλους. Μικρό πλήθος εργασιών που δημοσιεύθηκαν, έχουν αξιολογήσει τη χρήση του σε μηχανές εσωτερικής καύσης για την ανάκτηση θερμότητας στη ναυτιλία.

Στην ανασκόπηση (Zhu et al., 2019) αναφέρονται οι διαφορές μεταξύ των κύκλων χαμηλής θερμοκρασίας, ο καθένας με τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματά του. Στον **Πίνακα 1.1** βλέπουμε τη σύγκριση μεταξύ των κύκλων χαμηλής θερμοκρασίας για χρήση σε ναυτικές μηχανές.

Πίνακας 1.1 Σύγκριση διαφορετικών bottoming power cycles για ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας από ναυτικές μηχανές (Zhu et al., 2019)

	Χαρακτηριστικό Ρευστού	Διάταξη Κύκλου	Παράμετροι Λειτουργίας	Μέγεθος	Κόστος	Μέγιστη Δυνατότητα	Μέγεθος Μηχανής	Κατασκευαστές	Παρατηρήσεις
PT	Καυσαέρια υψηλής θερμοκρασίας	Παράλληλα με τον στρόβιλο του υπερπληρωτή	Ποσοστό παράκαμψης 10%	Πολύ μικρό	Πολύ Χαμηλό	3-5%	<15MW	ABB, MAN, WARTSILA	Λειτουργεί >50% SMCR
SRC	Μη-τοξικό, μη-εύφλεκτο, χαμηλό ιξώδες	Μονής ή διπλής πίεσης ατμού σύστημα RC	Πίεση εξάτμισης 4-12 bar	Μεγάλο	Μεσαίο	4-8%	<25MW	ABB, MAN, MITSUBISHI, WARTSILA	Λειτουργεί >40% SMCR
SRC +PT	Καυσαέρια και υπέρθερμος ατμός	-	-	Μεγάλο	Υψηλό	8-11%	>25MW	MAN, WARTSILA, MITSUBISHI	Ώριμη Τεχνολογία
ORC	Χαμηλά σημεία βρασμού, ευφλεκτότητα και περιβαλλοντικά προβλήματα	Αναγεννητικός, υποκρίσιμος, dual loop ή cascaded	Πίεση εξάτμισης εξαρτάται πηγή και οργανικό ρευστό	Μεσαίο	Υψηλό	5-15%	>250kW	OPCON, TURBODEN, CALNETIX	Ολοκληρωτική ή μερική ανάκτηση θερμότητας
Kalina Cycle	Χημική σταθερότητα, διάβρωση και τοξικότητα	Basic ή Split	Πίεση εξάτμισης μέχρι 100 bar	Μεγάλο	Υψηλό	5-8%	-	Εφαρμογές Στη Στεριά	Εμπόδιο η Τοξικότητα της Αμμωνίας
CO ₂ based	Φθινό, μη-διαβρωτικό, μη-εκρηκτικό	Υποκρίσιμος ή υπερκρίσιμος	Πολύ υψηλή πίεση εξάτμισης	Μικρό	Μεσαίο	8-11%	>5MW	GE MARINE, ECHOGEN	Λειτουργεί αποδοτικά σε θερμοκρασίες Από 240-600 °C

1.4 Ανάκτηση Απορριπτόμενης Θερμότητας (Waste Heat Recovery – WHR)

Με την αυξανόμενη ανησυχία γύρω από περιβαλλοντικά θέματα και με τους υπάρχοντες και μελλοντικούς κανονισμούς για την εκπομπή ρύπων, εμφανίζεται η ανάγκη για μείωση των εκπομπών που προέρχονται από τα πλοία. Σύμφωνα με τη μελέτη του IMO (*Third International Maritime Organization (IMO) Greenhouse Gas Study*), που πραγματοποιήθηκε το 2014, αναφέρεται ότι οι εκπομπές CO₂ από τα πλοία είναι υπεύθυνες για το 3% των εκπομπών CO₂ κατά μέσο όρο σε παγκόσμιο επίπεδο, από το 2007 έως το 2012 και προβλέπεται αύξηση του ποσοστού από 50% - 250% στο διάστημα από το 2012 μέχρι το 2050, κάτι που εξαρτάται από τις μελλοντικές κοινωνικές και οικονομικές συνθήκες που θα επικρατούν. Μαζί με το ποσοστό της εκπομπής διοξειδίου του άνθρακα, προστίθενται και οι εκπομπές ρύπων σε παγκόσμια κλίμακα όπως τα οξειδία αζώτου (NO_x) και τα οξειδία θείου (SO_x), με ποσοστό 13% και 15%, αντίστοιχα, προερχόμενα από ανθρωπογενής δραστηριότητες.

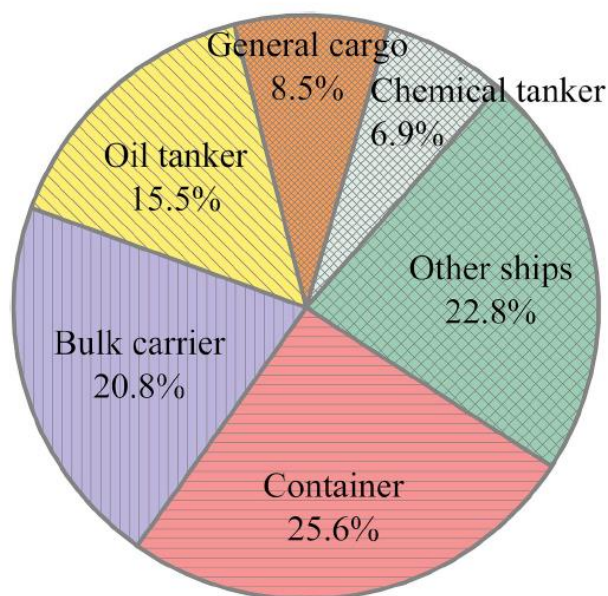
Οι περισσότερες εκπομπές ρύπων στα πλοία, είναι αποτέλεσμα της κατανάλωσης ορυκτών καυσίμων πάνω στο πλοίο, για την παραγωγή ενέργειας για την πρόωση του αλλά και βοηθητικές υπηρεσίες. Στον παγκόσμιο στόλο των πλοίων κυριαρχούν τρεις βασικοί τύποι πλοίων, τα πλοία μεταφοράς χύδην φορτίου, τα δεξαμενόπλοια και τα πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων, αντιστοιχώντας περίπου στο 84% της συνολικής μεταφορικής ικανότητας. Τα πλοία αυτά συνεισφέρουν τα μέγιστα, όσον αφορά την κατανάλωση καυσίμου, αφού οι μηχανές τους αποτελούν τον κυρίαρχο καταναλωτή καυσίμου. Στον **Πίνακα 1.2** παρουσιάζεται η συνεισφορά του στόλου σε μεταφορική ικανότητα και η κατανάλωση καυσίμων των κυριότερων τύπων πλοίων.

Πίνακας 1.2 Συνεισφορά στόλου και κατανάλωση καυσίμου των κυριότερων τύπων πλοίων (Singh et al., 2016)

Τύπος πλοίου	Χωρητικότητα (εκατομμύρια DWT)	Ποσοστό συνολικής χωρητικότητας (%)	Αριθμός πλοίων	Κατανάλωση καυσίμων (M tons/Year)
Φορηγά πλοία	726	42,9	10018	53,4
Δεξαμενόπλοια	482	28,5	9317	39,7
Πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων	216	12,8	5077	66

Όπως είναι αναμενόμενο με βάση τον αριθμό του στόλου και την κατανάλωση καυσίμων, τα πλοία αυτά είναι υπεύθυνα για τις εκπομπές CO₂ στην ατμόσφαιρα. Στο **Διάγραμμα 1.1** βλέπουμε το ποσοστό που κατέχουν οι τύποι

των πλοίων στην εκπομπή του CO₂. Τα πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων συνεισφέρουν το μεγαλύτερο ποσοστό με τις εκπομπές του CO₂ να φτάνουν μέχρι 25,6%, ακολουθούν τα πλοία μεταφοράς χύδην φορτίου με 20,8% και τα πετρελαιοφόρα με 15,5%. Οι υπόλοιποι τύποι πλοίων συνολικά συνεισφέρουν κοντά στο 38,1% της συνολικής παραγωγής CO₂.



Διάγραμμα 1.1 Ποσοστό εκπομπών CO₂ ανά τύπο πλοίου (Zhu et al., 2019)

Ο εμπορικός στόλος αντιπροσωπεύει σχεδόν το 80% όλων των πλοίων που παραγγέλνονται κάθε χρόνο. Ανάμεσα τους, το 85% κινείται με μηχανές *Diesel*. Οι μηχανές *Diesel* είναι η πιο διαδεδομένη επιλογή για την παραγωγή ενέργειας στα πλοία και λόγω της έλλειψης εναλλακτικών μέσων πρόωσης με την ίδια πυκνότητα ισχύος, αλλά και ως προς το κόστος και την αποδοτικότητα των καυσίμων, η χρήση των μηχανών *Diesel* θα συνεχιστεί για αρκετά χρόνια ακόμα. Στα περισσότερα πλοία συναντάμε είτε τετράχρονες, είτε δίχρονες μηχανές. Με τις τελευταίες να έχουν οικονομικά και λειτουργικά οφέλη σε σύγκριση με τις τετράχρονες. Ειδικά οι βραδύστροφες δίχρονες μηχανές, παρουσιάζουν μεγαλύτερη θερμική αποδοτικότητα, με τις τιμές να είναι κοντά στις θεωρητικές τιμές του κύκλου Carnot, συμπεριλαμβανομένων των περιορισμών που υπάρχουν στην σχεδίαση τους. Επιπλέον, λόγω της χαμηλής ταχύτητας περιστροφής, έχουμε μικρότερη τριβή και η πιο υψηλή αποδοτικότητα είναι εφικτή.

Πολλές τεχνολογίες και στρατηγικές λειτουργίας έχουν προταθεί και υιοθετηθεί για την μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου που προέρχονται από τα πλοία. Αλλαγές ως προς το σχεδιασμό και τη βελτιστοποίηση της γάστρας και της προπέλας καθώς και άλλες βελτιώσεις έχουν πραγματοποιηθεί, προκειμένου τα πλοία να έχουν καλύτερη αποδοτικότητα στην πρόωση. Επίσης, με την επιλογή άλλων καυσίμων με χαμηλή περιεκτικότητα σε άνθρακα όπως το υγραέριο (*LPG*) και το υγροποιημένο φυσικό αέριο (*LNG*),

αποδεικνύεται ότι οι εκπομπές CO₂ μειώνονται κατά 20% σε σχέση με το μαζούτ (*Heavy Fuel Oil – HFO*).

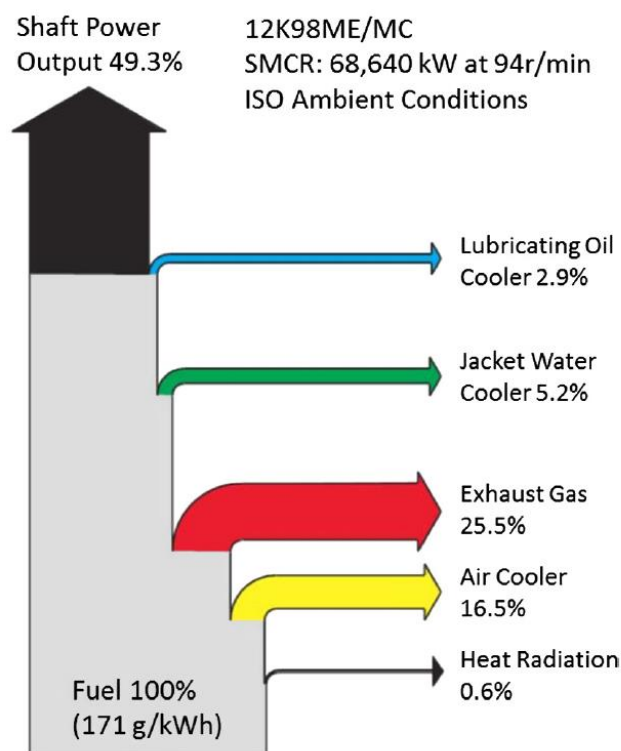
Κατά την πλεύση των πλοίων, οι μηχανές *Diesel* εμφανίζουν απόδοση με ποσοστό που κυμαίνεται από 48% – 51%, το υπόλοιπο ποσοστό της προσδιδόμενης ενέργειας απορρίπτεται στην ατμόσφαιρα με τη μορφή καυσαερίων, αλλά και με τα υδροχιτώνια. Προς το παρόν η έρευνα κινείται γύρω από την βελτιστοποίηση της διάταξης των μηχανών, προκειμένου να κατορθώσουν καλύτερη κατανάλωση καυσίμου. Την προσοχή έχουν κεντρίσει και οι προχωρημένες τεχνολογίες καύσης με σκοπό τους να επιτύχουν μια υψηλότερη συνολική απόδοση. Οι παραπάνω τεχνολογίες που αναφέρθηκαν, έχουν φτάσει σε ένα ώριμο στάδιο, όμως γίνεται όλο και πιο δύσκολο να έχουμε περαιτέρω βελτίωση από τη χρήση αυτών των τεχνολογιών.

Μια εναλλακτική προσέγγιση για τη βελτίωση της συνολικής ενεργειακής απόδοσης, είναι η συλλογή και η αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας. Ένα σύστημα ανάκτησης της απορριπτόμενης θερμότητας (*Waste Heat Recovery System – WHRS*) αποτελεί μια από τις καλύτερες μεθόδους για εξοικονόμηση ενέργειας, ώστε να έχουμε μια πιο αποτελεσματική χρήση των καυσίμων και να επιτύχουμε περιβαλλοντική βελτίωση. Το σύστημα WHR μπορεί να χρησιμοποιήσει την εναπομένουσα απορριπτόμενη θερμότητα για την παραγωγή μηχανικής/ηλεκτρικής ενέργειας, τροφοδοτώντας και καλύπτοντας με τον τρόπο αυτό τις απαιτήσεις της πρόωσης και των βοηθητικών διαδικασιών χωρίς κόστος καυσίμου και με μηδενικές εκπομπές CO₂.

Η ενέργεια που αξιοποιείται από την μηχανή εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από το μέγεθος της κύριας μηχανής και την εμπορική δραστηριότητα του πλοίου. Θα πρέπει να λαμβάνονται υπόψιν το μέγεθος της μηχανής, τα δρομολόγια, οι συνθήκες φόρτωσης και το περιβάλλον πριν την επιλογή ενός συστήματος WHR. Πριν την έρευνα για την ανάκτηση θερμότητας από μηχανή *Diesel*, είναι απαραίτητη η ανάλυση της ενεργειακής ισορροπίας που θα μας δείξει τις δυνατότητες του συστήματος WHR.

Η απορριπτόμενη θερμότητα ενός πλοίου είναι κυρίως η ενέργεια του καυσίμου που χάνεται στο περιβάλλον από πολλές διαδικασίες που βρίσκονται σε εξέλιξη κατά τη λειτουργία του πλοίου. Για το πλοίο ο κινητήρας *Diesel* αποτελεί τη μεγαλύτερη πηγή απορριπτόμενης θερμότητας. Σε έρευνα που πραγματοποιήθηκε σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα *Diesel* (*MAN 12K98 ME/MC*), λειτουργώντας στο 100% του καθορισμένου μέγιστου ρυθμού λειτουργίας (*specified maximum continuous rating – SMCR*), προέκυψε ότι παραπάνω από το 50% της συνολικής ενέργειας καυσίμου αποβάλλεται στο χώρο μέσω διαφόρων ροών χωρίς καμία χρησιμότητα. Συγκεκριμένα, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 1.5** παρατηρούμε πως το 25,5% της ενέργειας που απορρίπτεται προέρχεται από τα καυσαέρια αποτελώντας το μισό της συνολικής απορριπτόμενης θερμότητας. Στη συνέχεια, ακολουθούν ο αέρας σαρώσεως (*Scavenge Air Cooling - SAC*) με 16,5%, το νερό ψύξης των χιτωνίων (*Jacket*

Cooling Water – JCW) με 5,6%, το λάδι λίπανσης με 2,9%, τέλος ένα ποσοστό 0,6% από ακτινοβολία.



Σχήμα 1.5 Θερμικό ισοζύγιο δίχρονου ναυτικού κινητήρα που λειτουργεί στο 100% SMCR (Singh et al.,2016)

Κάθε απορριπτόμενη ροή θερμότητα εξετάζεται ως προς την ποσότητα (*quantity*), την ποιότητα (*quality*), τις τεχνολογίες ανάκτησης και τα εμπόδια στην ανάκτηση της θερμότητας. Γενικά, σε κάθε περίπτωση πρέπει να είναι γνωστή η ποσότητα της ανακτημένης θερμότητας και πως μπορεί να χρησιμοποιηθεί.

Η χρησιμότητα ή αλλιώς ποιότητα (*quality*) της απορριπτόμενης θερμότητας, καθορίζεται από τη θερμοκρασία που είναι διαθέσιμη. Η θερμική ενέργεια κατηγοριοποιείται σε χαμηλή (*low*), μέση (*medium*) και υψηλή (*high*) ανάλογα με τη θερμοκρασία της απορριπτόμενης θερμότητας, όπως φαίνεται στον **Πίνακα 1.3**.

Πίνακας 1.3 Κατηγοριοποίηση της ποιότητας της θερμικής ενέργειας ανάλογα με το εύρος της θερμοκρασίας (Singh et al., 2016)

Ποιότητα	Εύρος θερμοκρασίας (°C)
Υψηλή	650 και υψηλότερη
Μεσαία	232-649
Χαμηλή	232 και χαμηλότερη

Στα πλοία οι τιμές αυτές βρίσκονται μεταξύ της χαμηλής και μέσης ποιότητας. Ο **Πίνακας 1.4** παρουσιάζει τις τιμές θερμοκρασίας των κυριότερων πηγών απορριπτόμενης θερμότητας.

Πίνακας 1.4 Εύρος θερμοκρασιακών τιμών των κυριότερων πηγών απορριπτόμενης θερμότητας (Singh et al., 2016)

Source	Temperature range (°C)
Waste incinerator	850 – 1200 °C
Engine exhaust gas	200 – 500 °C
Scavenge air (compressor outlet)	100 – 160 °C
Engine cooling water	70 – 125 °C

Το θερμοκρασιακό εύρος τιμών μεταξύ των δίχρονων και τετράχρονων ναυτικών μηχανών διαφέρει σε μεγάλο βαθμό, με τις τετράχρονες μηχανές να έχουν υψηλότερες τιμές καυσαερίων. Ενώ οι τιμές καυσαερίου ποικίλουν αναλόγως το φορτίο και τις συνθήκες περιβάλλοντος, σε ονομαστικά φορτία το εύρος κυμαίνεται μεταξύ 325 – 345 °C για τους δίχρονους κινητήρες και 400 - 500 °C για τους τετράχρονους.

Μεταξύ των πηγών απορριπτόμενης θερμότητας την καλύτερη ποιότητα παρουσιάζουν τα καυσαέρια που προέρχονται από τον αποτεφρωτήρα, αποτελώντας μια επιλογή με πολλές δυνατότητες για χρήση από ένα WHRS. Ωστόσο, η λειτουργία του αποτεφρωτήρα δεν είναι συνεχόμενη και η ποσότητα των καυσαερίων είναι μικρή σε σχέση με τις υπόλοιπες ροές.

Από άποψη ποιότητας και ποσότητας η καλύτερη επιλογή είναι τα καυσαέρια της μηχανής, αφού έχουν υψηλή θερμοκρασία και υψηλό βαθμό ροής μάζας. Η χρήση τους όμως εξαρτάται από τη χαμηλότερη θερμοκρασία που θα μπορέσει να ψυχθεί, σε έναν εναλλάκτη θερμότητας. Μεγάλη προσοχή απαιτείται όμως στα πλοία που χρησιμοποιούν καύσιμα (μαζούτ), διότι υπάρχει ο κίνδυνος διάβρωσης εξαιτίας της συγκέντρωσης θειικού οξέος στο κανάλι των καυσαερίων. Επομένως, για ένα WHRS που θα χρησιμοποιήσει τα καυσαέρια της μηχανής θα πρέπει να εξασφαλίσουμε ότι τα καυσαέρια δε θα ψυχθούν κάτω από το σημείο δρόσου του οξέος. Λύση αποτελεί η χρήση καθαρότερων καυσίμων που θα μειώσει τον κίνδυνο συγκέντρωσης οξέων σε χαμηλότερες θερμοκρασίες και να οδηγήσει στην αύξηση της ενέργειας που ανακτάται από τα καυσαέρια.

Ο αέρας ψύξης της μηχανής και το νερό ψύξης των χιτωνίων αποτελούν τις άλλες εναλλακτικές επιλογές, που τις καθιστούν ιδιαίτερα σημαντικές για χρήση σε συστήματα WHR. Το πρώτο κυρίως της θερμοκρασίας του, παρουσιάζει καλή ποιότητα, ενώ το νερό ψύξης λόγω της ποσότητας του. Επιπλέον, στις δύο αυτές πηγές η τροφοδοσία είναι συνεχόμενη όσο λειτουργεί ο κινητήρας.

1.4.1 Τεχνολογίες WHR και εφαρμογές σε πλοία

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, η διαθέσιμη απορριπτόμενη θερμότητα στα πλοία κυμαίνεται μεταξύ χαμηλής και μέσης ποιότητας της θερμικής ενέργειας. Η παρουσία ικανών και αποδεδειγμένων συστημάτων και τεχνολογιών που μπορούν να αξιοποιήσουν τη θερμότητα χαμηλής ποιότητας, αποτελούν επιλογές για χρήση σε συστήματα WHR. Τέτοιες επιλογές βρίσκονται σε χρήση και ανάπτυξη ήδη στα βιομηχανικά συστήματα WHR. Στα πλοία όμως ένα σύστημα WHR πρέπει να έχει τα εξής χαρακτηριστικά (Singh et al., 2016):

- Υψηλή αποδοτικότητα στην αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας
- Μεγάλη πυκνότητα ισχύος για την κάλυψη των ενεργειακών απαιτήσεων
- Ικανότητα στη διαχείριση της παροδικής πηγής θερμότητας και των ιδιοτήτων της δεξαμενής θερμότητας
- Ευπροσάρμοστο στο εκάστοτε προφίλ λειτουργίας του πλοίου
- Εύκολη ενσωμάτωση μαζί με άλλα ενεργειακά συστήματα πάνω στο πλοίο
- Αξιοπιστία στη λειτουργία
- Μικρότερο αποτύπωμα εξαιτίας των περιορισμών ως προς το χώρο και το βάρος
- Ασφαλές στη λειτουργία και στη χρήση εντός πλοίου

Η επιλογή του κατάλληλου συστήματος WHR για χρήση στη ναυτιλία, εμφανίζει πρόσθετες προκλήσεις, έναντι των συστημάτων WHR χαμηλής και μέσης πηγής θερμότητας που χρησιμοποιούνται στη βιομηχανία και παρουσιάζουν ικανοποιητικά αποτελέσματα. Εξαιτίας, λοιπόν του προφίλ λειτουργίας του πλοίου, η ποιότητα και η ποσότητα της απορριπτόμενης θερμότητας του ναυτικού κινητήρα ποικίλουν, το ίδιο συμβαίνει και με τις περιβαλλοντικές συνθήκες (π.χ. η θερμοκρασία του θαλασσινού νερού αλλάζει ανάλογα με την τοποθεσία του πλοίου καθώς και με τις εποχιακές αλλαγές). Με τα δυναμικά όρια λειτουργίας ενός συστήματος WHR, το σύστημα καλείται να προσαρμοστεί στις εξωτερικές αλλαγές με σκοπό να προσφέρει τη βέλτιστη απόδοση. Η εγκατάσταση ενός WHRS είναι προτιμότερη σε νεότευκτα πλοία. Ενώ η εγκατάσταση ενός συστήματος σε παλαιότερα πλοία με όσο το δυνατό λιγότερη παρέμβαση χρειάζεται επιπλέον έρευνα, ώστε τα συστήματα WHR να έχουν μεγαλύτερες αποδόσεις. Τα συστήματα WHR πρέπει να είναι οικονομικά βιώσιμα και τεχνικά εφικτά.

Προς το παρόν, μικρός αριθμός πλοίων χρησιμοποιεί συστήματα WHR, για άμεση θερμική χρήση χρησιμοποιώντας μικρό ποσοστό της απορριπτόμενης θερμότητας. Λαμβάνοντας υπόψιν τις απαιτήσεις του πλοίου σε θερμότητα και ενέργεια, η χρήση ενός συστήματος WHR αποδεικνύεται ιδιαίτερα σημαντική. Μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη θέρμανση νερού και των χώρων ενδιαίτησης, την παραγωγή γλυκού νερού για καθημερινή χρήση, τη ψύξη και την παραγωγή

ηλεκτρικής ενέργειας. Για να καλυφθεί ένας μέρος αυτών των ενεργειακών απαιτήσεων στο πλοίο, μπορούμε να διακρίνουμε τρεις τυπικές κατηγορίες:

- Κύκλοι χαμηλής θερμοκρασίας (*bottoming power cycles*)
- Σύνθεση με στρόβιλο (*turbo compounding*)
- Θερμοηλεκτρική γεννήτρια (*thermoelectric generator – TEG*)

Αναφορικά, οι κύκλοι χαμηλής θερμότητας (*bottoming power cycles*), όπως παρουσιάστηκαν στην προηγούμενη ενότητα και χρησιμοποιούνται σε σύστημα WHR είναι (Zhu et al., 2019):

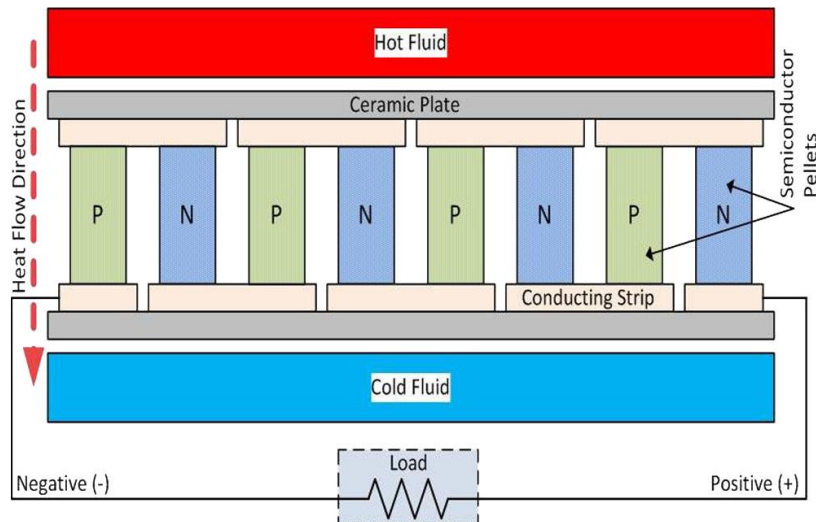
- Κύκλος Rankine (RC)
 - Συμβατικός Κύκλος Rankine (SRC)
 - Οργανικός Κύκλος Rankine (ORC)
- Κύκλος Kalina (KC)
- Κύκλοι με βάση το CO₂ (CO₂ – based power cycles)

Με την έννοια του *turbo compounding* εννοούμε την ταυτόχρονη λειτουργία ενός στροβιλοσυμπιεστή (*turbocharger* – όταν ο στρόβιλος χρησιμοποιείται για να τροφοδοτήσει έναν συμπιεστή) και ενός στροβίλου ισχύος (*power turbine* – όταν ο στρόβιλος χρησιμοποιείται για να τροφοδοτήσει μια γεννήτρια ή σε συνδυασμό με μια συσκευή ισχύος). Σύμφωνα με τις ανασκοπήσεις (Shu et al., 2012 και Singh et al., 2016) διακρίνονται τα παρακάτω συστήματα *turbo compounding*:

- Exhaust gas turbine system
 - Hybrid turbocharger
 - Mechanical turbo compound system
 - Hydraulic turbo compound system
 - Electrical turbo compound system

Στη βιβλιογραφία γίνεται αναφορά στα συγκεκριμένα συστήματα, σχετικά με τη λειτουργία τους, τη δυνατότητα εφαρμογής και την οικονομική βιωσιμότητα. Επιπλέον, παρατίθενται αρκετές μελέτες.

Στην τελευταία κατηγορία συναντάμε τις θερμοηλεκτρικές γεννήτριες (TEG) που βασίζονται στο «*Seebeck Effect*». Η αρχή λειτουργίας τους βασίζεται στη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ δύο ανόμοιων αγωγών ή ημιαγωγών που βρίσκονται σε επαφή παράγοντας διαφορά δυναμικού μεταξύ των δύο υλικών. Οι θερμοηλεκτρικές μονάδες, είναι ενιαίες κατασκευές που μετατρέπουν τη θερμική ενέργεια σε ηλεκτρική (Singh et al., 2016).



Σχήμα 1.6 Απλή θερμοηλεκτρική μονάδα TEG (Singh et al., 2016)

Στον **Πίνακα 1.5** ακολουθεί η σύγκριση μεταξύ των τεχνολογιών που χρησιμοποιούνται για ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας.

Πίνακας 1.5 Σύγκριση τεχνολογιών WHR (Zhu, et al., 2019)

	Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα	Πιθανή εξοικονόμηση καυσίμων
Θερμοηλεκτρική γεννήτρια	Αθόρυβη λειτουργία, δεν απαιτείται συντήρηση και ελαφριά	Οικονομικά μη συμφέρουσα, και χαμηλή απόδοση	Συνήθως μικρότερη από 2,5%
Σύνθεση με στρόβιλο	Μικρό μέγεθος, χαμηλό κόστος και απλότητα	Μειωμένη απόδοση κινητήρα και θερμικού φορτίου	3-5% σε φορτία μεγαλύτερα από 50%
Κύκλοι χαμηλής θερμοκρασίας	Υψηλή απόδοση, ευέλικτη επιλογή ρευστού	Υψηλό κόστος, μεγάλη κλίμακα, σύνθετη δομή συστήματος	4-15% εξαρτάται από το σύστημα σχεδιασμού

2. Κύκλος Rankine

2.1 Συμβατικός κύκλος Rankine – Κύκλος Ατμού Rankine (Steam Rankine Cycle – SRC)

Ο κύκλος Rankine είναι ένας κύκλος νερού – ατμού και αποτέλεσε εναλλακτική λύση για τον κύκλο Carnot λόγω των τεχνικών δυσκολιών που εμφανίστηκαν στη χρήση του. Αποτελεί έναν εκ των πολλών κύκλων που έχουν αναπτυχθεί για την παραγωγή ενέργειας. Ο *William John Macquorn Rankine*, μαζί με τους *Rudolph Clausius* και *William Thomson* ανέπτυξαν το επιστημονικό υπόβαθρο του συγκεκριμένου κύκλου.

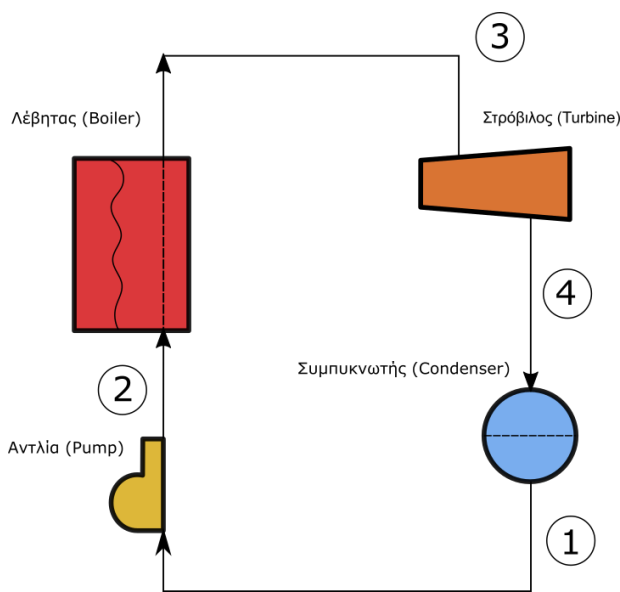
Ο Συμβατικός Κύκλος Rankine – SRC είναι ένας κύκλος ατμού, ένας θερμοδυναμικός κύκλος που μετατρέπει τη θερμική ενέργεια σε μηχανική ή ηλεκτρική. Ως εργαζόμενο μέσο του κύκλου χρησιμοποιείται το νερό, το οποίο ακολουθεί την ίδια κυκλική διαδρομή στο σύστημα, ενώ συνεχόμενα εξατμίζεται και συμπυκνώνεται. Ένα απλό σύστημα SRC αποτελείται από τέσσερα βασικά εξαρτήματα όπως μια τροφοδοτική αντλία (*pump*), έναν λέβητα (*boiler*), έναν ατμοστρόβιλο (*turbine*) και έναν συμπυκνωτή (*condenser*). Συγκεκριμένα η διαδικασία έχει ως εξής:

1. Τροφοδοτική Αντλία (*Pump*): Αναρρόφηση του κορεσμένου υγρού (εργαζόμενου μέσου) από τον συμπυκνωτή και αύξηση της πίεσης, πριν την τροφοδότηση του στο λέβητα για την παραγωγή ατμού.
2. Λέβητας (*Boiler*): Είσοδος του εργαζόμενου μέσου και πρόσδοση ποσού θερμότητας που προέρχεται από την καύση ενός συμβατικού καυσίμου στερεού, υγρού, αερίου ή από αέρια καύσης. Το κορεσμένο υγρό, υπό υψηλή πίεση μετατρέπεται σε ξηρό κορεσμένο ή υπέρθερμο ατμό και καταλήγει στον στρόβιλο. Στην περίπτωση αυτή συναντάται και η χρήση του συστήματος/μονάδας HRSG (Γεννήτρια ανάκτησης θερμότητας και παραγωγής ατμού - Heat Recovery Steam Generator) που είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας πολλαπλών σταδίων και αποτελείται από τα παρακάτω:
 - Προθερμαντήρας (*Economizer*): Αύξηση της θερμοκρασίας του υγρού
 - Εξατμιστήρας (*Evaporator*): Ατμοποίηση του υγρού που βρίσκεται σε θερμοκρασία κορεσμού
 - Υπερθερμαντήρας (*Superheater*): Επιπλέον αύξηση της θερμοκρασίας του ατμού
3. Στρόβιλος (*Turbine*): Ισεντροπική εκτόνωση του υπέρθερμου ατμού που προέρχεται από το λέβητα και παραγωγή έργου μέσω της περιστροφής του άξονα μιας ηλεκτρογεννήτριας ή του άξονα μιας έλικας πλοίου.
4. Συμπυκνωτής (*Condenser*): Είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας, όπου ο ατμός από τον στρόβιλο, διέρχεται υπό χαμηλή πίεση από τον

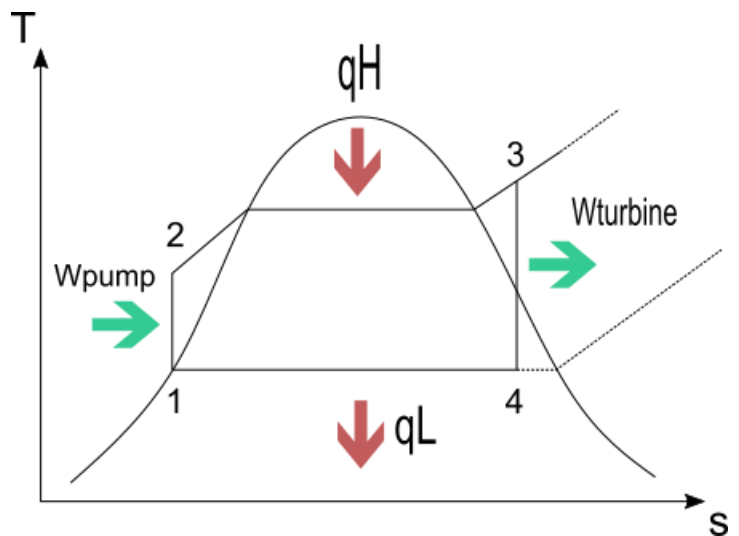
συμπυκνωτή (ή ψυγείο) απορρίπτοντας θερμότητα σε ένα ψυκτικό μέσο (π.χ. ατμόσφαιρα). Ο ατμός συμπυκνώνεται και ως κορεσμένο υγρό, καταλήγει στην τροφοδοτική αντλία.

Ο ιδανικός κύκλος Rankine περιλαμβάνει τις ακόλουθες τέσσερις αντιστρεπτές μεταβολές:

- 1 → 2 Ισεντροπική (αδιαβατική) αύξηση πίεσης (συμπύεση) σε αντλία.
- 2 → 3 Ισόθλιπτη πρόσδοση θερμότητας στο λέβητα.
- 3 → 4 Ισεντροπική (αδιαβατική) εκτόνωση στον στρόβιλο.
- 4 → 1 Ισόθλιπτη απόρριψη θερμότητας στο συμπυκνωτή (ή ψυγείο).



Σχήμα 2.1 Σύστημα απλού Rankine



Σχήμα 2.2 Απλός ιδανικός κύκλος Rankine

2.2 Οργανικός Κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC)

Σε μια ανθρώπινη κοινωνία που ολοένα και μεγαλώνει και είναι άμεσα συνδεδεμένη με την ενέργεια, κυρίως την ηλεκτρική ενέργεια, παρατηρείται μια ανησυχία που συνεχίζει να αυξάνεται. Η ανησυχία οφείλεται στην εξάντληση των αποθεμάτων ορυκτών καυσίμων και των άλλων ενεργειακών πόρων που δεν είναι ανεξάντλητοι. Οι επιπτώσεις από την παραγωγή ενέργειας μέσω της καύσης των συμβατικών μας πόρων, ασκεί πίεση στο περιβάλλον που σταδιακά θα προκαλέσει την καταστροφή του. Για το λόγο αυτό, η διαχείριση και η αξιοποίηση των διαθέσιμων πόρων, πρέπει να είναι αποτελεσματική και αποδοτική. Σε αυτό το σημείο, εμφανίζεται ο Οργανικός Κύκλος Rankine, αφού αποτελεί βιώσιμη τεχνολογία που μετατρέπει τη χαμηλής θερμοκρασίας θερμότητα σε ηλεκτρική ενέργεια.

Ο κύκλος ORC αποτελεί μια τροποποίηση του απλού κύκλου SRC, με τη διαφορά ότι το εργαζόμενο μέσο από νερό/ατμός αλλάζει και στη θέση του χρησιμοποιείται ένα οργανικό ρευστό, όπως αέρια υδρογονανθράκων, ψυκτικά όπως υδροχλωροφθοράνθρακες και άλλα.

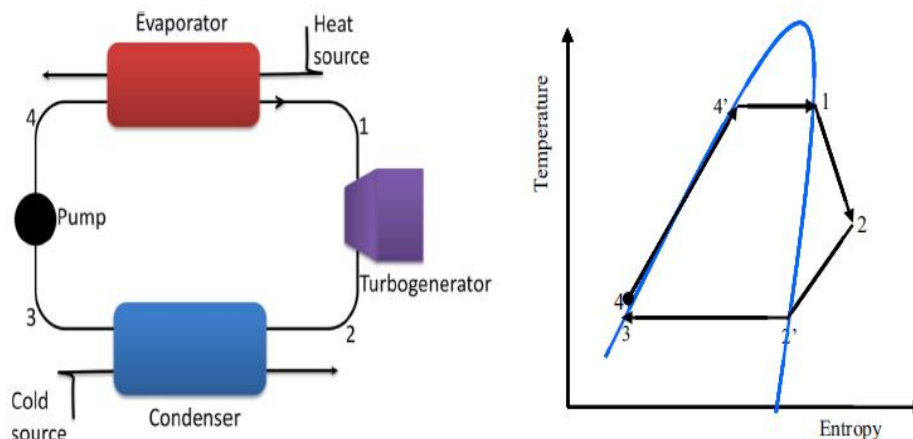
2.2.1 Περιγραφή του ORC

Η χρήση ενός ORC για την μετατροπή ηλεκτρικής ενέργειας από χαμηλής θερμοκρασίας θερμότητα, καθιστά ιδανικά τα οργανικά ρευστά έναντι του νερού, που αποτελεί το συνηθισμένο εργαζόμενο μέσο. Αυτό συμβαίνει διότι τα οργανικά ρευστά παρουσιάζουν καλύτερη συμπεριφορά σε χαμηλές (<150°C) και μέτριες (150 - 300 °C) θερμοκρασίες. Θερμοκρασίες που το νερό αποτυγχάνει για τεχνικούς και οικονομικούς λόγους.

Όπως και στον ιδεατό κύκλο Rankine, έτσι και ο οργανικός κύκλος Rankine αποτελείται από τέσσερις μεταβολές, οι οποίες είναι:

- 1 → 2: Ισεντροπική εκτόνωση στον στρόβιλο
- 2 → 3: Ισοβαρής απόρριψη θερμότητας στον συμπυκνωτή
- 3 → 4: Ισεντροπική συμπίεση από την τροφοδοτική αντλία
- 4 → 1: Ισοβαρής πρόσδοση θερμότητας στο λέβητα

Όσο για τα επιμέρους εξαρτήματα του κύκλου, αυτά είναι η τροφοδοτική αντλία (*Pump*), ο συμπυκνωτής (*Condenser*), ο εξατμιστής/λέβητας (*Evaporator*) και τέλος ο στρόβιλος για την παραγωγή ενέργειας (*Turbogenerator*).



Σχήμα 2.3 Διάταξη Οργανικού Κύκλου Rankine (Tchanche et al., 2014)

2.2.2 Χαρακτηριστικά του ORC

Ο κύκλος ORC παρουσιάζει τα ακόλουθα χαρακτηριστικά που τον καθιστούν μια εφικτή και βιώσιμη επιλογή (Tchanche et al., 2014):

- Προσαρμογή σε ποικίλες πηγές θερμότητας
- Αποδεδειγμένη τεχνολογία με καλή ανάπτυξη
- Λιγότερη πολυπλοκότητα και συντήρηση
- Δυνατότητα εγκαταστάσεων μικρής κλίμακας
- Κατανεμημένο σύστημα παραγωγής
- Χαμηλό κόστος επένδυσης και συντήρησης
- Καλή διαθεσιμότητα στην αγορά και γνωστοί κατασκευαστές

2.2.3 Εφαρμογές του ORC

Η ενέργεια από τον ήλιο, τη βιομάζα και τη γεωθερμία θεωρούνται ανανεώσιμες και καθαρές πηγές ενέργειας, ενώ η βιομηχανική απορριπτόμενη θερμότητα θα μπορούσε να καλύψει την παγκόσμια ανάγκη σε ηλεκτρισμό. Όμως, οι συμβατικές τεχνικές παραγωγής ενέργειας αδυνατούν να μετατρέψουν αποτελεσματικά τη χαμηλής θερμοκρασίας θερμότητα των πηγών αυτών σε ηλεκτρική ενέργεια. Ως εκ τούτου, μεγάλα ποσά χαμηλής θερμοκρασίας θερμότητας καταλήγουν να απορρίπτονται ή να μένουν ανεκμετάλλευτα (Tchanche et al., 2014).

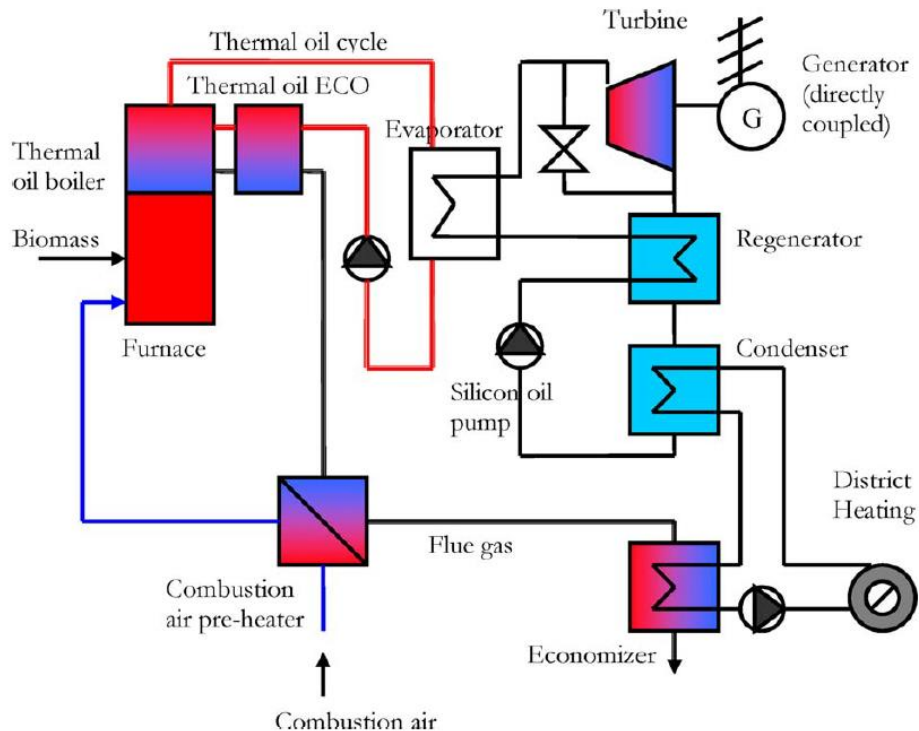
2.2.3.1 Βιομάζα

Ο όρος βιομάζα αναφέρεται σε όλη την οργανική ύλη που προέρχεται από τα φυτά αλλά και από τα ζώα. Η βιομάζα θεωρείται ως ανανεώσιμη πηγή ενέργειας και σε αυτή περιλαμβάνονται το ξύλο και τα υπολείμματα ξυλείας, οι σοδειές και τα υποπροϊόντα τους, τα στερεά αστικά απόβλητα, τα απορρίμματα που προκύπτουν από την επεξεργασία τροφίμων, θαλάσσια φυτά και άλγη. Το μεγαλύτερο μέρος της βιοενέργειας παράγεται από το ξύλο και τα υπολείμματα του, ακολουθούν τα αστικά λύματα, τα γεωργικά απόβλητα και τέλος τα αέρια από χώρους υγειονομικής ταφής (Tchanche et al., 2014).

Η βιομάζα είναι η τέταρτη μεγαλύτερη πηγή ενέργειας, συνεισφέροντας κοντά στο 10% της παγκόσμιας ζήτησης ενέργειας. Στις αναπτυσσόμενες χώρες, η συνεισφορά της βιομάζας στην εθνική πρωτογενή ζήτηση ενέργειας είναι μεγαλύτερη, φτάνοντας μέχρι 70-90% σε κάποιες χώρες και συνήθως χρησιμοποιείται με μη βιώσιμο τρόπο. Η άφθονη αυτή πηγή ενέργειας μπορεί να μετατραπεί σε ηλεκτρική και θερμική σε μονάδες συνδυασμένου κύκλου (CHP) όταν κριθεί απαραίτητο (Tchanche et al., 2011).

Η δυαδική τεχνολογία βιομάζας του ORC λαμβάνει αυξανόμενη προσοχή στις εγκαταστάσεις μικρής κλίμακας παραγωγής ενέργειας. Μια τυπική εγκατάσταση αποτελείται από ένα λέβητα που τροφοδοτείται από βιομάζα και μια μονάδα ORC, που ενώνονται μέσω ενός κλειστού κυκλώματος θερμικού ελαίου. Η καύση της βιομάζας γίνεται με τρόπο παρόμοιο με εκείνο που συναντάμε σε έναν συμβατικό ατμολέβητα. Το θερμικό έλαιο που χρησιμοποιείται ως μέσο μεταφοράς της θερμότητας μας παρέχει χαμηλή πίεση στο λέβητα, μεγάλη αδράνεια και λιγότερη ευαισθησία σε αλλαγές φορτίου. Επιπλέον, μας προσφέρει απλό και ασφαλή χειρισμό και λειτουργία. Η θερμότητα που μεταφέρεται από το θερμικό λάδι καταλήγει στον οργανικό κύκλο Rankine και μετατρέπεται σε ηλεκτρισμό. Η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας (κάτω από 350°C), διασφαλίζει τη διάρκεια ζωής του θερμικού ελαίου. Μια σωστή επιλογή οργανικού ρευστού όπως OMTS (octamethyltrisiloxanes) και αλκυβενζόλια μας εξασφαλίζει τη βέλτιστη λειτουργία του κύκλου σύμφωνα με τη μελέτη του Drescher κ.α. (Drescher, 2007). Τα κατάλληλα προϊόντα βιομάζας για τα συστήματα βιομάζας οργανικού κύκλου Rankine είναι τα στερεά καύσιμα όπως κούτσουρα, πριονίδια, πέλλετ και γεωργικά υπολείμματα.

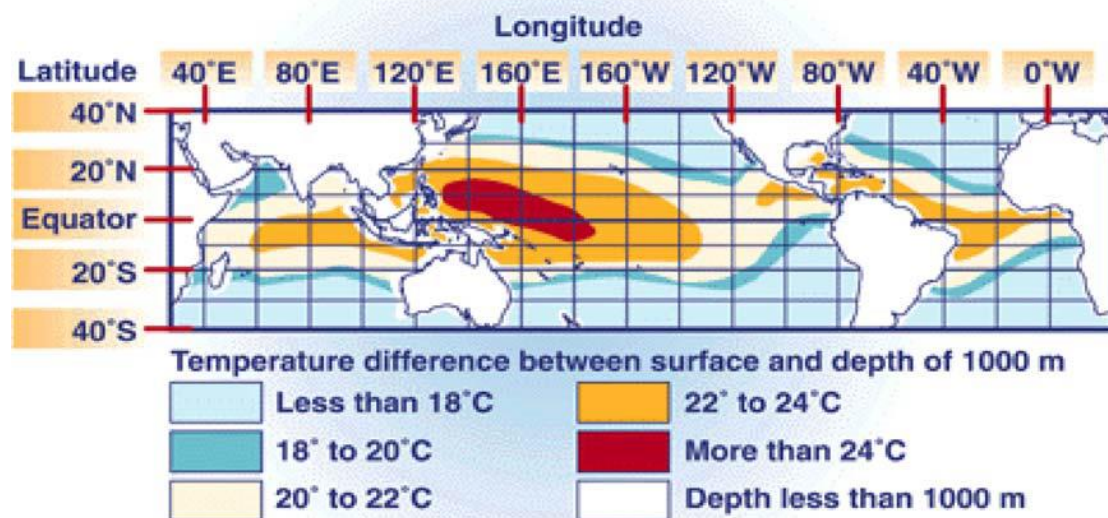
Μονάδες βιομάζας ORC CHP μεσαίας κλίμακας (100 - 1500 kW) έχουν λειτουργήσει με μεγάλη επιτυχία και είναι πλέον εμπορικά διαθέσιμες. Ενώ οι μονάδες μικρότερης κλίμακας, δηλαδή λίγων kW είναι υπό ανάπτυξη.



Σχήμα 2.4 Αναπαράσταση εγκατάστασης μονάδας παραγωγής ενέργειας από βιομάζα (Tchanche et al., 2011)

2.2.3.2 Συστήματα μετατροπής θερμικής ενέργειας από ωκεανούς

Οι ωκεανοί καλύπτουν το 70% της γης. Η πηγή της θερμικής ενέργειας από ωκεανούς είναι ο ήλιος. Η θάλασσα λειτουργεί ως ένας τεράστιος φυσικός συλλέκτης θερμικής ενέργειας, που προέρχεται από την ηλιακή ακτινοβολία και λειτουργεί επίσης ως δεξαμενή θερμότητας. Απορροφάει και αποθηκεύει την ενέργεια που υπάρχει στα επιφανειακά στρώματα της θάλασσας σε βάθος 50-100m και σε θερμοκρασίες που κυμαίνονται από 26 - 31°C καθ' όλη τη διάρκεια του χρόνου. Η θερμοκρασία πέφτει σταδιακά καθώς απομακρυνόμαστε από τα θερμά στρώματα, αγγίζοντας θερμοκρασίες 2 - 7°C σε βάθος 800 - 1000m. Στον πυθμένα του ωκεανού, σε βάθος κοντά στα 4000m, παρατηρείται μια μικρή μείωση της θερμοκρασίας. Η φυσική θερμική διαστρωμάτωση που συμβαίνει στους ωκεανούς παράγει τεράστια ποσά ενέργειας που παραμένουν ανεκμετάλλευτα. Η κάθετη κατανομή της θερμοκρασίας στους ωκεανούς έχει υπολογιστεί, σε πολλές διαφορετικές περιοχές στον κόσμο. Για να εκμεταλλευτούμε τη θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στα ανώτερα ωκεάνια στρώματα και σε μεγαλύτερη βάθος, απαραίτητη προϋπόθεση είναι η διαφορά αυτή να κυμαίνεται από 22 - 27°C. Τέτοιες διαφορές στη θερμοκρασία παρατηρούνται κυρίως στους τροπικούς ωκεανούς κοντά στον Ισημερινό. Για την τοποθέτηση ενός συστήματος ΟΤΕC, πρέπει να πληρούνται ορισμένα κριτήρια: μεγάλη θερμοκρασιακή διαφορά, θαλάσσια ρεύματα μικρής ταχύτητας, όχι ύπαρξη καταιγίδων και εγγύτητα στην αγορά για παραγόμενα προϊόντα.



Εικόνα 2.1 Πιθανές τοποθεσίες για μονάδες OTEC (Tchanche et al., 2011)

Η αποθηκευμένη στους ωκεανούς ενέργεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί με τη βοήθεια της τεχνολογίας OTEC (*Ocean Thermal Energy Conversion*). Το πρώτο σύστημα OTEC προτάθηκε από τον Arsene d'Arsonval, το 1881. Η αρχή λειτουργίας ενός συστήματος OTEC είναι παρόμοια με την αρχή λειτουργίας του συμβατικού κύκλου Rankine (CRC).

Τα εξαρτήματα που το αποτελούν είναι: εξατμιστής (*evaporator*), στρόβιλος (*turbine*), αντλία για το εργαζόμενο μέσο (*working fluid pump*), συμπυκνωτής (*condenser*), αντλία θερμού θαλασσινού νερού (*warm seawater pump*) και μια αντλία κρύου νερού (*deep cold water pump*). Το νερό από τα ανώτερα ωκεάνια στρώματα ρέει στο εσωτερικό του εξατμιστή, μεταφέροντας την απαραίτητη θερμότητα στο εργαζόμενο μέσο, που έχει χαμηλό σημείο βρασμού περίπου -30°C (Προπάνιο, Αμμωνία κ.α.). Το εργαζόμενο μέσο εξατμίζεται και εκτονώνεται μέσα στον στρόβιλο και αυτός με τη σειρά του κινεί μέσω ενός άξονα μια ηλεκτρική γεννήτρια. Ο ψυχρός ατμός από τον στρόβιλο, υγροποιείται στον συμπυκνωτή, με τη χρήση κρύου νερού που προέρχεται από μεγαλύτερα βάθη. Το εργαζόμενο μέσο καταλήγει στην αντλία και η διαδικασία επαναλαμβάνεται. Εκτός του κλειστού κύκλου Rankine, οι κύκλοι Kalina και Uehara μπορούν να χρησιμοποιηθούν.

Το μέγεθος του κατά πόσο είναι τεχνικά εφικτή η τεχνολογία αυτή δεν έχει αξιολογηθεί εκτενώς.

2.2.3.3 Γεωθερμία

Η γεωθερμία ή γεωθερμική ενέργεια, είναι η θερμική ενέργεια που πηγάζει από το εσωτερικό της Γης. Η γεωθερμική θερμότητα συναντάται με τη μορφή ξερών λίθων, ατμού και πεπιεσμένου νερού. Η διάκριση γίνεται είτε με το επίπεδο της

θερμοκρασίας ή με τον τρόπο μεταφοράς της θερμότητας. Έτσι έχουμε τα συστήματα υψηλής θερμοκρασίας (>180°C) που σχετίζονται με πρόσφατες ηφαιστειακές δραστηριότητες και ανωμαλίες στον μανδύα της Γης. Στη συνέχεια, υπάρχουν τα συστήματα με μέτριες (100-180°C) και χαμηλές (<100°C) θερμοκρασίες που βρίσκονται στα ηπειρωτικά ρήγματα. Ανάλογα με τη μεταφορά της θερμότητας τα γεωθερμικά συστήματα διακρίνονται σε: *convection-dominated* (υγρό και ατμός), *conduction-dominated* (καυτά πετρώματα και μάγμα) και συνδυασμός συστημάτων.

Οι τεχνολογίες που χρησιμοποιούνται για την εκμετάλλευση της γεωθερμικής ενέργειας, περιλαμβάνουν αυτές για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας όπως για παράδειγμα ο κύκλος Kalina, ο δυαδικός ORC και άλλοι.

2.2.3.4 Ηλιακή ενέργεια και συστήματα αφαλάτωσης

Η ηλιακή ενέργεια είναι η πηγή ενέργεια που βρίσκεται σε μεγαλύτερη αφθονία στη Γη. Η αξιοποίηση της ως χρήσιμη μορφή ενέργεια γίνεται είτε άμεσα ή έμμεσα. Η μετατροπή της ηλιακής ενέργειας σε ηλεκτρισμό ή θερμότητα είναι εφικτή, αλλά εξαρτάται από παράγοντες όπως η τεχνολογία, το κόστος και η τοποθεσία εγκατάστασης για την καλύτερη αποδοτικότητα. Οι δυνατότητες της ηλιακής ενέργειας είναι τεράστιες συγκριτικά με τις πραγματικές απαιτήσεις σε ενέργεια, αλλά και με τις υπόλοιπες ανανεώσιμες πηγές. Οι τεχνολογίες για την αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας είναι αρκετές. Χαρακτηριστικά αναφέρονται οι εξής τρόποι:

- Φωτοβολταϊκά συστήματα μετατροπής ηλιακής ακτινοβολίας άμεσα σε ηλεκτρισμό
- Ηλιακοί συλλέκτες μετατροπής της ηλιακής ενέργειας σε θερμότητα
- Ηλιακοί συλλέκτες χαμηλής θερμοκρασίας (<80°C) που χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο για οικιακή χρήση (ζεστό νερό, θέρμανση)
- Ηλιακοί συλλέκτες μεσαίας θερμοκρασίας (80 - 300°C) ιδανικοί για θέρμανση. Για παραγωγή ενέργειας, για ηλιοστάστες, κούλα παραβολικά κάτοπτρα και γραμμικούς ανακλαστήρες Fresnel που λειτουργούν σε θερμοκρασίες άνω των 300°C, αυτοί οι ηλιακοί συλλέκτες, έχουν την δυνατότητα δημιουργίας υλικών υψηλής θερμοκρασίας. Τα υλικά αυτά είναι κατάλληλη για έναν κύκλο ατμού.

Η αφαλάτωση είναι η απομάκρυνση αλάτων και άλλων στερεών σωματιδίων από το θαλασσινό ή το υφάλμυρο νερό. Αυτό εξαρτάται από την συγκέντρωση αλάτων που το καθιστούν ιδανικό για πόση από τους ανθρώπους. Τα συστήματα αφαλάτωσης χωρίζονται σε δύο ομάδες ανάλογα με το μηχανισμό διαχώρισης. Έτσι έχουμε τις τεχνολογίες που βασίζονται στη θερμότητα και τις τεχνολογίες μεμβράνης.

2.2.4 Σχεδίαση και Επιλογή Απαιτούμενου Εξοπλισμού στον ORC

Η επιλογή των κατάλληλων εξαρτημάτων που απαρτίζουν τον Οργανικό Κύκλο Rankine είναι ιδιαίτερα σημαντική. Στην ενότητα αυτή θα παρουσιάσουμε τις οδηγίες για την επιλογή του εξοπλισμού όπως των εναλλακτών θερμότητας, των αντλιών και των εκτονωτών για ενεργειακά συστήματα ORC, εστιάζοντας συγκεκριμένα στις τεχνολογίες και τον εξοπλισμό συστημάτων ORC τροφοδοτούμενα από την απορριπτόμενη θερμότητα που προέρχεται από τα καυσαέρια και το νερό ψύξης των χιτωνίων.

Εναλλάκτης Θερμότητας (*Heat Exchanger*)

Για την βιωσιμότητα ενός ενεργειακού συστήματος ORC, η επιλογή ενός εναλλάκτη θερμότητας έχει μεγάλη σημασία, καθώς ο ρόλος του είναι καθοριστικός, τόσο στο συνολικό κόστος της εγκατάστασης, όσο και στην αποδοτικότητα της ανακτώμενης θερμότητας. Επιπλέον, κατέχει τον μεγαλύτερο όγκο στη συνολική εγκατάσταση, έχει λοιπόν μεγάλη επίδραση λόγω του περιορισμένου χώρου που υπάρχει στα πλοία.

Ο εξατμιστής ή λέβητας καυσαερίων σε μια μονάδα ORC είναι αδιαμφισβήτητα το πιο σημαντικό εξάρτημα, αφού πρέπει να είναι ανθεκτικός στην υψηλή θερμοκρασία και πίεση του εργαζόμενου ρευστού. Ωστόσο, προβλήματα προκύπτουν εξαιτίας της περιεκτικότητας των καυσίμων σε θείο, προκαλώντας διάβρωση, αν σχηματιστούν οξέα στην πλευρά των καυσαερίων. Πρέπει να λαμβάνεται υπόψη σε περίπτωση που δεν υπάρχει κάποιο ενδιάμεσο κύκλωμα όπως αυτό του θερμαντικού λαδιού, μεταξύ των καυσαερίων και του εξατμιστή του ORC, καθώς η χαμηλή θερμοκρασία στο τοίχωμα θα προκαλούσε συγκέντρωση των καυσαερίων στις σωληνώσεις. Στο σημείο αυτό, αξίζει να αναφερθούμε συνοπτικά στο δίκτυο θερμαντικού λαδιού, το οποίο χρησιμοποιείται για την μεταφορά της απορριπτόμενης θερμότητας στο εργαζόμενο ρευστό. Εξαιτίας της θερμοχημικής σταθερότητας που χαρακτηρίζει τα οργανικά ρευστά, υπάρχει η ανάγκη προστασίας τους από τη θερμική αποσύνθεση, κάτι που συμβαίνει όταν η θερμοκρασία της πηγής είναι μεγαλύτερη από εκείνη της αποσύνθεσης. Επίσης, το δίκτυο θερμαντικού λαδιού δεν προστατεύει μόνο τη διάρκεια λειτουργίας του εργαζόμενου ρευστού, αλλά βάσει νομοθεσιών της SOLAS που απαγορεύουν την παρουσία οργανικών ρευστών στο μηχανοστάσιο, αυξάνει έτσι την ασφάλεια με την απομάκρυνση της μονάδας ORC από το μηχανοστάσιο. Τέλος, επιτρέπουν μείωση στην ποσότητα των εργαζόμενων ρευστών και προσφέρουν καλύτερη διαχείριση του συστήματος κατά τη διάρκεια παροδικής λειτουργίας αποσβένοντας της κυμάνσεις θερμοκρασίας και ροϊκής μάζας από την πηγή θερμότητας.

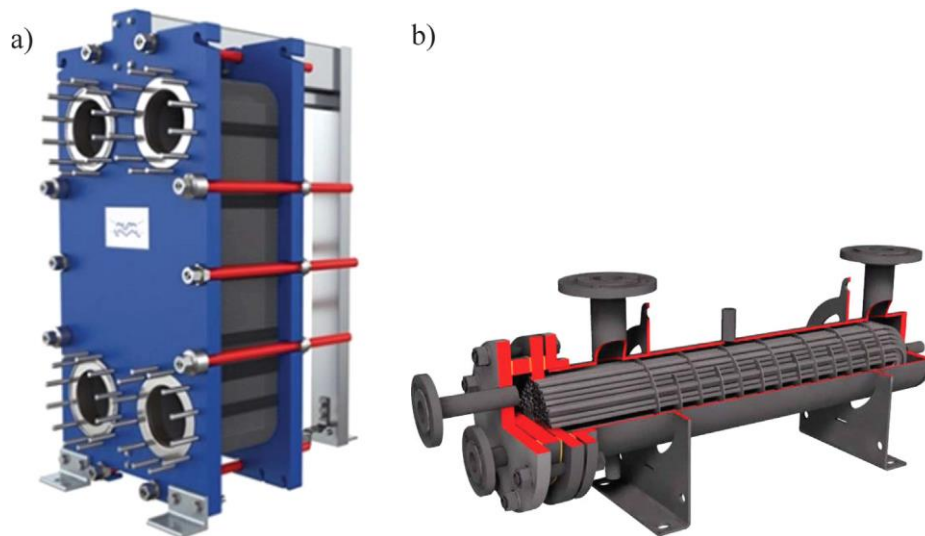
Ένας ακόμη παράγοντας που πρέπει να υπολογίζουμε είναι η περίπτωση επιπλοκών που μπορεί να προκύψουν από την κάπνα που εναποτίθεται στο λέβητα. Το παρόν θέμα έχει προκύψει σχετικά πρόσφατα λόγω της χαμηλής ποιότητας των καυσίμων, της χαμηλής θερμοκρασίας των καυσαερίων και της χαμηλής ταχύτητας των καυσαερίων που πηγάζει από τις βελτιώσεις στον τομέα σχεδίασης των μηχανών. Πέρα από τη μείωση της αποδοτικότητας κατά τη διαδικασία της μεταφοράς θερμότητας, οι εναποθέσεις κάπνας μπορεί να προκαλέσουν και ανάφλεξη. Τέτοια προβλήματα έχουν παρατηρηθεί όταν καυσαέρια ρέουν μέσα από σωλήνες και ειδικότερα ραβδωτούς σωλήνες ή σωλήνες με ακίδες. Επομένως, για την αποφυγή συγκέντρωσης της κάπνας, τα καυσαέρια πρέπει να παρακάμπτουν το λέβητα όταν η μηχανή λειτουργεί με φορτία μικρότερα του 30% ή ο λέβητας να έχει σχεδιαστεί για υψηλής ταχύτητας καυσαερίων, δημιουργώντας όμως μεγάλη πτώση της πίεσης.

Ο εξατμιστής μιας μονάδας ORC για ένα σύστημα WHR ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια μπορεί να είναι είτε *once-through* λέβητας (*once-through boiler*), είτε τύπου τυμπάνου (*drum-type boiler*). Ο *once-through* λέβητας, με το εργαζόμενο ρευστό στις σωληνώσεις του προσφέρει μεγαλύτερη πίεση στην πλευρά του εργαζόμενου ρευστού αντί της πλευράς των καυσαερίων.

Τα οργανικά ρευστά, σε αντίθεση με το νερό που ο ειδικός τους όγκος παρουσιάζει σημαντική διαφορά σε αέρια και υγρή φάση, έχουν μικρή διαφορά. Αυτό κάνει δυνατή την εξάτμιση όλου του εργαζόμενου ρευστού με τη χρήση ενός *once-through* λέβητα και όχι ενός *drum-type* λέβητα, προσφέροντας μεγάλο βαθμός ευελιξίας στις διακυμάνσεις λειτουργίας της μηχανής σε διάφορα φορτία. Ο λέβητας *once-through* προσφέρει γρηγορότερη εκκίνηση της μονάδας, μείωση του αποθέματος εργαζόμενου ρευστού και μείωση του συνολικού όγκου εγκατάστασης. Επιπρόσθετα, σημειώνεται ότι στα πλοία για την παραγωγή ατμού, συνήθως, συναντάμε *drum-type* λέβητες με ραβδωτούς σωλήνες που τροφοδοτούνται από τα καυσαέρια, με τον ατμό να ρέει στο εσωτερικό των σωλήνων, ενώ τα καυσαέρια έρχονται σε επαφή με τις ραβδώσεις του σωλήνα.

Εκτός των *once-through* και *drum-type* λεβήτων, υπάρχουν οι *shell and tube HEXs* και οι *plate HEXs* (*plate Heat Exchangers*) που περιλαμβάνουν τους *fin-plate HEXs* και *printed-circuit HEXs*.

Συμπερασματικά, ενώ οι *shell and tube HEXs* ή ο *once-through* (μονής διαδρομής) λέβητας είναι περισσότερο κατάλληλοι για ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας καυσαερίων από μια μονάδα ORC, η χρήση *plate HEXs*, στην απλούστερη ή πιο πολύπλοκη μορφή τους θα ήταν προτιμότερο να εφαρμοστούν για την ανάκτηση θερμότητας από το νερό ψύξης των χιτωνίων. Οι *plate HEXs* μπορούν να χρησιμοποιηθούν και ως συμπυκνωτές για μικρότερα πλοία (M.E. Mondejar et al.,2018).



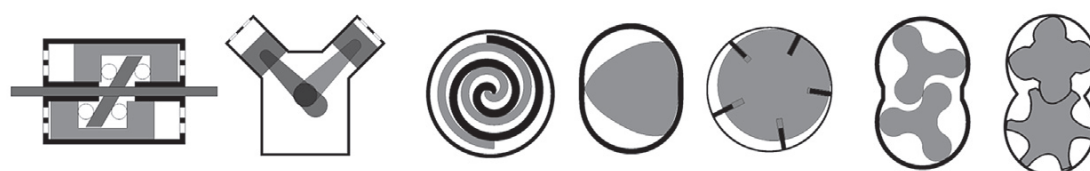
Εικόνα 2.3 Παραδείγματα εναλλακτών θερμότητας (a) εναλλάκτης θερμότητας με πλάκα με φλάντζα και πλαίσιο για χρήση σε ναυτικές και ψυκτικές εφαρμογές, (b) εναλλάκτης θερμότητας με κέλυφος και σωλήνα για εφαρμογές στη ναυτιλία (Alfa Laval)

Εκτονωτής (*Expander*)

Η επιλογή του εκτονωτή εξαρτάται από το μέγεθος της παραγόμενης ενέργειας του ORC, τις θερμοφυσικές ιδιότητες του εργαζόμενου ρευστού και από τα χαρακτηριστικά της πηγής και της δεξαμενής θερμότητας. Ο εκτονωτής αποτελεί σημαντικό κομμάτι του εξοπλισμού καθώς επηρεάζει το κόστος και την αποδοτικότητα του κύκλου χαμηλής θερμοκρασίας. Οι εκτονωτές διακρίνονται σε δύο κατηγορίες: στις συσκευές θετικού εκτοπίσματος και στους στροβίλους. Στους εκτονωτές θετικού εκτοπίσματος ανήκουν: οι *screw expanders*, οι *scroll expanders*, οι *piston expanders* και οι *rotary vane expanders*. Οι *turbine expanders* που βασίζονται στην ταχύτητα. Οι παραπάνω εκτονωτές χρησιμοποιούνται στην παραγωγή ενέργειας από απορριπτόμενη θερμότητα. Στον **Πίνακα 2.1** παρουσιάζονται οι ποικίλοι τύποι εκτονωτών και τα χαρακτηριστικά τους.

Πίνακας 2.1 Τύποι εκτονωτών και τα χαρακτηριστικά τους (Zhu et al., 2019)

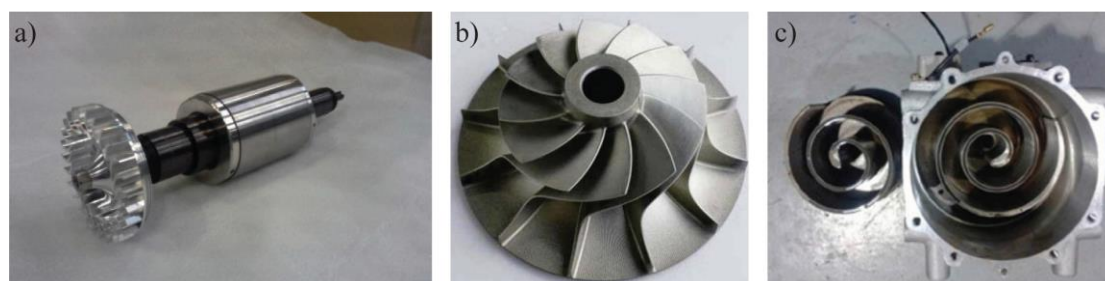
	Αναλογία πίεσης (Pressure ratio)	Ταχύτητα περιστροφής (Rotate speed)	Εκτόνωση δύο φάσεων (Two-phase expansion)	Μέγεθος ή βάρος (Size or Weight)	Κόστος (Cost)	Προτεινόμενη κλίμακα ενέργειας (Recommend power scale)
Turbine expander	Low	High	No	Small	High	>50 kW
Screw expander	Medium	Low	Tolerated	Medium	Medium	10 - 70 kW
Scroll expander	Medium	Low	Tolerated	Small	Low	1 - 25 kW
Piston expander	High	Low	Tolerated	Large	Medium	20 - 100 kW



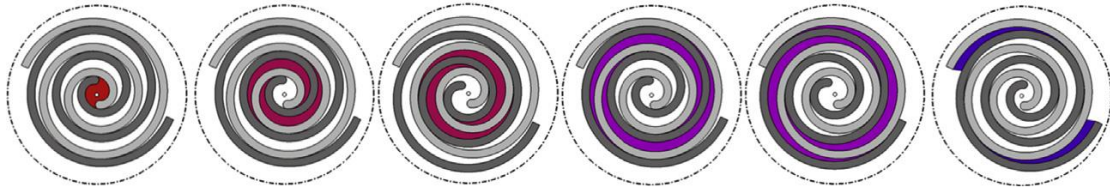
Εικόνα 2.3 Τύποι εκτονωτών (Lemort & Legros, 2017)

Γενικά, ένας εκτονωτής στροβίλου παρουσιάζει πλεονεκτήματα ως προς το μικρό μέγεθος της κατασκευής, έχει μικρό βάρος, υψηλή απόδοση και υπάρχει η τεχνογνωσία για την κατασκευή του. Από την άλλη, οι εκτονωτές θετικού εκτοπίσματος παρουσιάζουν λόγους υψηλής πίεσης, μικρές ταχύτητες λειτουργίας, ανοχή σε εκτόνωση δύο φάσεων, σχετικά μικρό κόστος, ενώ εμπόδια αποτελούν οι απώλειες από διαρροή, οι απαιτήσεις σε λίπανση και οι απώλειες τριβής (Zhu et al., 2019).

Οι στρόβιλοι έχουν αξονική, ακτινική (εισορής ή εκροής) ή συνδυασμένης ροής διάταξη, όπως φαίνεται στην **Εικόνα 2.3**.



Εικόνα 2.4 Παραδείγματα διαφόρων τύπων εκτονωτών για εφαρμογές ORC, (a) αξονικός ρότορας, (b) ακτινικός ρότορας εισροής, (c) ρότορας και στάτορας scroll (M.E. Mondejar et al., 2018)



Εικόνα 2.5 Αρχή λειτουργίας ενός scroll expander (Lemort & Legros, 2017)

Οι εκτονωτές θετικού εκτοπίσματος είναι κατάλληλοι για ενεργειακά συστήματα μικρής θερμοκρασίας και ικανότητας χωρητικότητας (1-100 kW), όπου οι αναλογίες εκτόνωσης και οι ρυθμοί όγκου ροής όγκου είναι μέτριοι. Ωστόσο, η ισεντροπική τους απόδοση είναι χαμηλότερη σε σχέση με τους στροβίλους. Αντιστρόφως, οι στρόβιλοι είναι προτιμότεροι για παραγωγή ενέργειας μεγαλύτερη των 100 kW ή όταν η θερμοκρασία του εργαζόμενου ρευστού κυμαίνεται ανάμεσα στους 120 και 350 °C, επιτυγχάνοντας στις περιπτώσεις αυτές το 90% της ισεντροπικής απόδοσης. Στον ORC οι στρόβιλοι είναι κυρίως αξονικοί ή ακτινικοί, με τους πρώτους να αποδίδουν καλύτερα σε υψηλές ειδικές ταχύτητες $\Omega_s = \Omega\sqrt{\dot{V}}/\Delta h^{3/4}$, υψηλούς ρυθμούς ογκομετρικής ροής \dot{V} και πτώση χαμηλής ενθαλπίας Δh . Αντιθέτως, οι ακτινικοί στρόβιλοι χρησιμοποιούνται κυρίως όταν ο ρυθμός ογκομετρικής ροής είναι χαμηλός σε σύγκριση με τη διαφορά ενθαλπίας. Οι ακτινικοί έχουν μικρότερες μηχανικές απώλειες για χαμηλές χωρητικότητες, εξαιτίας του μικρού αριθμού περιστρεφόμενων δίσκων, ενώ είναι πιο αποδοτικοί από οικονομική άποψη σε σχέση με τους αξονικούς, στους οποίους το κόστος αυξάνεται με τον αριθμό των σταδίων.

Για τις μονάδες ORC που παράγουν ενέργεια χρησιμοποιώντας την απορριπτόμενη θερμότητα των καυσαερίων, προτείνεται η χρήση είτε αξονικών, είτε ακτινικών στροβίλων. Όταν το σύστημα τροφοδοτείται από το νερό ψύξης των χιτωνίων τότε ένας *screw expander* ή ακτινικής ροής στρόβιλος θεωρούνται καλές επιλογές.

Αντλίες (Pumps)

Σε μια μονάδα ORC η δύναμη άντλησης αντιπροσωπεύει το 10% της παραγόμενης ενέργειας του εκτονωτή, πράγμα που σημαίνει πως η επιλογή της αντλίας είναι υψίστης σημασίας για την βελτιστοποίηση του κύκλου. Οι αντλίες κατηγοριοποιούνται σε δύο κατηγορίες: τις αντλίες θετικού εκτοπίσματος (*positive displacement pumps*) και τις φυγοκεντρικές αντλίες (*centrifugal pumps*). Συγκεκριμένα, στις αντλίες θετικού εκτοπίσματος ρυθμός ογκομετρικής ροής είναι ανάλογος της ταχύτητας περιστροφής και δεν εξαρτάται από την αναλογία πίεσης, κάτι που σημαίνει πως το εύρος λειτουργίας τους είναι ευρύ, ενώ η απόδοση του επηρεάζεται ελάχιστα από την αναλογία πίεσης. Όμως, η ογκομετρική ροή στις αντλίες αυτές περιορίζεται από το μέγεθος τους. Είναι προτιμότερες για μικρής κλίμακας (<50 kW) μονάδες ORC ή για μονάδες ORC που τροφοδοτούνται από την απορριπτόμενη θερμότητα του νερού ψύξης των χιτωνίων, καθώς σε αυτή την περίπτωση η

ροή μάζας του εργαζόμενου ρευστού αναμένεται να είναι μέτρια αφού η διαθέσιμη θερμότητα της πηγής είναι μικρότερη από εκείνη των καυσαερίων.

Στις φυγοκεντρικές αντλίες ο ρυθμός της ογκομετρικής ροής δεν εξαρτάται μόνο από την ταχύτητα περιστροφής αλλά και από την αναλογία πίεσης. Η απόδοση της φυγοκεντρικής αντλίας επηρεάζεται σε μεγάλο βαθμό από την αναλογία πίεσης και έχει καθοριστικό ρόλο στην περίπτωση πηγών θερμότητας που παρουσιάζουν μεγάλη μεταβλητότητα. Εξαιτίας της έλλειψης ογκομετρικών περιορισμών οι φυγοκεντρικές αντλίες επιλέγονται συνήθως για μεγάλης ενέργειας ικανότητες. Για το λόγο αυτό είναι καταλληλότερες για την ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια, όπου αναμένουμε μεγαλύτερους ρυθμούς ροής όγκου των εργαζόμενων ρευστών και υψηλότερες αναλογίες πίεσης.

Επομένως, η χρήση αντλιών θετικού εκτοπίσματος περιορίζεται σε χρήση στις μονάδες ORC χαμηλής θερμοκρασίας σε μικρά πλοία, ενώ οι φυγοκεντρικές αντλίες θα ήταν προτιμότερες για εφαρμογές από καυσαέρια και νερό ψύξης χιτωνίων.

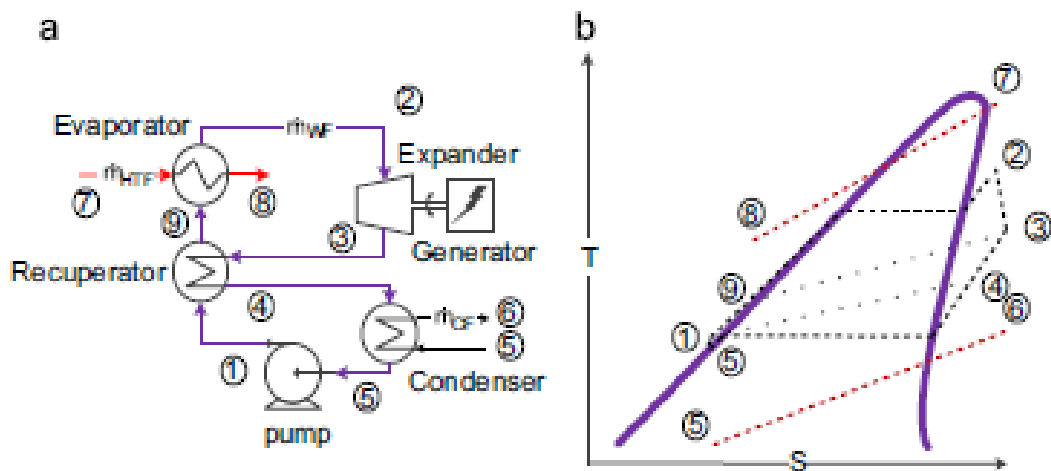
2.2.5 Διατάξεις Οργανικού Κύκλου Rankine (ORC Architectures)

Μια μονάδα ORC μπορεί να διαμορφώνεται σε πολλές διατάξεις για να πετύχει τη βέλτιστη απόδοση του κύκλου και να μειώσει τις απώλειες θερμότητας. Στην ενότητα αυτή θα παρουσιαστούν οι διάφορες διατάξεις του ORC.

Οργανικός Κύκλος Rankine με αναθέρμανση (RC) – ORC with recuperator

Η διάταξη με αναθέρμανση προτείνεται για την επαναχρησιμοποίηση της θερμότητας μετά τον εκτονωτή, προκειμένου να γίνει προθέρμανση του εργαζόμενου ρευστού. Η αναθέρμανση οδηγεί σε αύξηση της θερμικής απόδοσης, έτσι για μειωμένη είσοδο θερμότητας στον ORC, διατηρείται υψηλή ενέργεια στην έξοδο. Προκειμένου να γίνει αναθέρμανση, αναγκαία είναι η ύπαρξη υπέρθερμης φάσης μετά τον εκτονωτή. Στην περίπτωση ξηρών ρευστών, υπέρθερμος ατμός φεύγει από τον εκτονωτή, έχοντας ως αποτέλεσμα την αύξηση του φορτίου στον συμπυκνωτή. Αν δεν υπάρχει περιορισμός στη θερμοκρασία στην οποία τα καυσαέρια ψύχονται, η καθαρή ισχύς δε θα αυξηθεί, επομένως, δεν χρειάζεται αναθέρμανση. Για χρήση σε σύστημα WHR, ο εναλλάκτης μπορεί να είναι ωφέλιμος, αν υπάρχει ένα υψηλότερο όριο ψύξης του φορέα θερμότητας. Όταν τα καυσαέρια που περιέχουν νερό και τριοξείδιο του θείου ψύχονται κάτω από το σημείο δρόσου, τότε δημιουργείται συμπύκνωση ατμού θειικού οξέος. Με τα οξέα στη συνέχεια να προκαλούν διάβρωση και βλάβη στον εναλλάκτη θερμότητας και πρέπει να αποφεύγονται. Οι τιμές του σημείου δρόσου των οξέων ποικίλουν ανάλογα με

τη σύσταση των καυσαερίων και οι τιμές τους κυμαίνονται από 100 – 130 °C (Lecompte et al., 2015). Στο **Σχήμα 2.3** φαίνονται η διάταξη του ORC με τον εναλλάκτη, καθώς και το διάγραμμα T-s.



Σχήμα 2.3 (a) Διάταξη ORC με αναθέρμανση και (b) Διάγραμμα T-s ORC με αναθέρμανση (Lecompte et al., 2015)

Οργανικός Κύκλος Rankine με αναγεννητική προθέρμανση (RG) – *Regenerative ORC*

Ως αναγεννητικός ORC χαρακτηρίζεται ο Οργανικός Κύκλος Rankine με turbine bleeding, που συνδέεται άμεσα με τον εναλλάκτη επαφής. Στον κύκλο αυτό έχουμε πάλι προθέρμανση του εργαζόμενου ρευστού πριν εισέλθει στον εξατμιστή. Μελέτες που αναφέρονται στην ανασκόπηση του *Lecompte et al., 2015* καταλήγουν στο συμπέρασμα ότι ο ORC με αναγέννηση εμφανίζει μεγαλύτερη θερμική απόδοση και μικρότερη μη-αναστρεψιμότητα. Ενώ υπογραμμίζεται πως η αύξηση της θερμικής απόδοσης που παρατηρείται μεταξύ των κύκλων εξαρτάται άμεσα από το εργαζόμενο ρευστό. Επιπλέον, όπως αναφέρεται σε σύγκριση που έγινε μεταξύ του βασικού ORC, του ORC με αναθέρμανση και ORC με αναγεννητική προθέρμανση, δείχνουν την αύξηση της θερμικής απόδοσης ως προς τον βασικό ORC. Επίσης, αναφέρεται ότι για τα ισεντροπικά ρευστά ο αναγεννητικός κύκλος έχει μεγαλύτερη αποδοτικότητα σε σχέση με τους άλλους δύο, ενώ για τα ξηρά ρευστά ο κύκλος με αναθέρμανση έχει μεγαλύτερη θερμική απόδοση μεταξύ των κύκλων. Τέλος, αναφέρεται πως ο βασικός ORC είναι η καταλληλότερη διάταξη τόσο προς την οικονομική, όσο και προς τη θερμοδυναμική προοπτική. Ο κύκλος με αναγεννητική προθέρμανση δείχνει να έχει καλύτερες προοπτικές σε εφαρμογές συμπαραγωγής ενέργειας.

Εκτός από τις παραπάνω διατάξεις υπάρχουν και οι εξής:

- Organic Flash Cycle (OFC)
- Trilateral (triangular) Cycle (TLC)
- ORC με Ζεοτροπικά Μίγματα (ZM)
- Transcritical Cycle (TC)
- ORC with multiple evaporation pressures (MP)

2.2.6 Εργαζόμενο Ρευστό (*Working Fluid*)

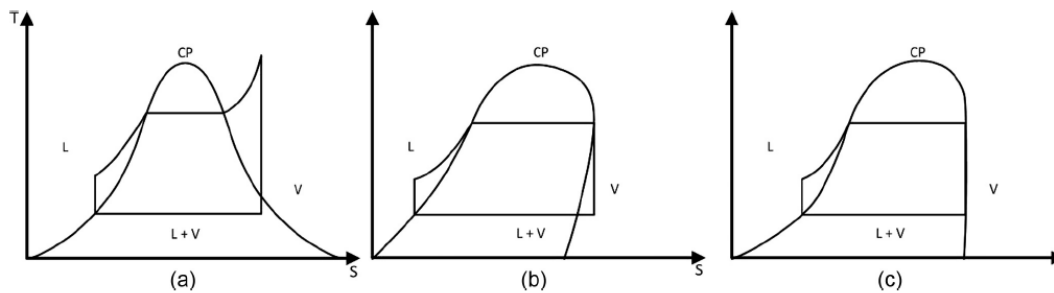
Οι θερμικές μηχανές, οι ψυκτικοί κύκλοι και οι αντλίες θερμότητας συνήθως χρησιμοποιούν κάποιο ρευστό από και προς το οποίο μεταφέρεται θερμότητα ενώ πραγματοποιεί ένα θερμοδυναμικό κύκλο. Το ρευστό αυτό ονομάζεται εργαζόμενο μέσο ή εργαζόμενο ρευστό.

Στην περίπτωση μας θα ασχοληθούμε με τις θερμικές μηχανές που χρησιμοποιούνται ως κύκλοι χαμηλότερης θερμοκρασίας σε ένα σύστημα ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας με εφαρμογή σε πλοία. Στη συνέχεια, θα παρουσιάσουμε τους κύκλους και τα εργαζόμενα ρευστά τους, ενώ θα αναλύσουμε τις διαδικασίες επιλογής του κατάλληλου εργαζόμενου ρευστού.

Όπως έχει αναφερθεί στο προηγούμενο κεφάλαιο ο Συνδυασμένος Κύκλος αποτελείται από δύο θερμικές μηχανές και δύο κύκλους υψηλής θερμοκρασίας (*topping power cycle*) και χαμηλής θερμοκρασίας (*bottoming power cycle*) αντίστοιχα. Στους κύκλους χαμηλής θερμοκρασίας που αποτελούν επιλογές ενός συστήματος WHR, συναντώνται ο Συμβατικός Κύκλος Rankine (SRC) και ο Οργανικός Κύκλος Rankine (ORC). Ωστόσο, οι κύκλοι αυτοί διαφέρουν ως προς το εργαζόμενο μέσο που χρησιμοποιούν.

2.3 Επιλογή Εργαζόμενου Ρευστού

Αρχικά, τα εργαζόμενα ρευστά διακρίνονται σε τρεις μεγάλες κατηγορίες, όπως φαίνονται στο **Διάγραμμα 2.1**, τα υγρά ρευστά (wet fluids), τα ξηρά ρευστά (dry fluids) και τα ισεντροπικά ρευστά (isentropic fluids). Η διάκριση τους εξαρτάται από τη κλίση της γραμμής του κορεσμένου ατμού στο διάγραμμα θερμοκρασίας – εντροπίας ($T - s$). Τα υγρά ρευστά παρουσιάζουν υψηλά σημεία βρασμού και μια αρνητική κλίση στη γραμμή κορεσμένου ατμού ($dT/ds < 0$). Τα ξηρά ρευστά εμφανίζουν θετική κλίση, ενώ τα ισεντροπικά ρευστά άπειρη κλίση.



Διάγραμμα 2.1 Είδη ρευστών: (a) υγρά ρευστά, (b) ξηρά ρευστά, (c) ισεντροπικά ρευστά (Singh et al., 2016)

Στην περίπτωση χρήσης ενός συστήματος WHR σε πλοίο, προτιμάται ο SRC που λειτουργεί με εργαζόμενο μέσο το νερό, το οποίο αποτελεί ένα υγρό ρευστό.

Οι λόγοι που έχουν οδηγήσει στη χρήση του νερού είναι ότι ο κύκλος εμφανίζει υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία και η μέγιστη λανθάνουσα θερμότητα εξατμίσου οποιασδήποτε ουσίας παρέχει μεγάλες τιμές ενέργειας σε υψηλότερες αποδόσεις. Επιπλέον, δεν υπάρχει χημική αποσύνθεση και σε υψηλότερες θερμοκρασίες δε θα υπάρξει συμπύκνωση ατμού στον εκτονωτή, εξαλείφοντας με τον τρόπο αυτό το πρόβλημα της διάβρωσης. Το νερό αν και είναι ένα ασφαλές εργαζόμενο ρευστό, ωστόσο εμφανίζονται κίνδυνοι με τους ατμούς υψηλής πίεσης.

Ως μια ώριμη πλέον τεχνολογία ο SRC, χρησιμοποιείται με μεγάλη επιτυχία σε συστήματα ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας, παρουσιάζοντας υψηλή απόδοση στην ανάκτηση θερμότητας μεσαίων θερμοκρασιών, αν και η μεγάλη θερμοκρασία εξατμίσου τον κάνει λιγότερο αποδοτικό.

Όμως, όπως αναφέρεται στο άρθρο του *Santiago Suárez de la Fuente et al., 2015*, ο δείκτης *Energy Efficiency Design Index (EEDI)* ωθεί στη μείωση εκπομπών CO₂ που προέρχονται από τα πλοία, δεδομένης της αυξανόμενης προτίμησης της ναυτιλιακής βιομηχανίας για παραγωγή ατμού χαμηλής ταχύτητας παράλληλα με την αύξηση της θερμικής απόδοσης των κινητήρων Diesel, αλλά και με τις τεχνολογίες μείωσης των αερίων του Θερμοκηπίου που χρησιμοποιούν μέρος της διαθέσιμης απορριπτόμενης θερμότητας, είναι αναμενόμενο ότι η ποιότητα της απορριπτόμενης θερμότητας θα μειωθεί. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα ο Συμβατικός Κύκλος Rankine να μην μπορεί να παρέχει υψηλά επίπεδα ηλεκτρικής ενέργειας με φυσιολογική θερμική αποδοτικότητα.

Συνεπώς, στην περίπτωση αυτή η λύση έρχεται από τα οργανικά ρευστά με χαμηλότερα σημεία βρασμού, αποτελώντας τους κατάλληλους υποψήφιους για την αντιμετώπιση κάποιων δυσκολιών που προκύπτουν από της χαμηλής θερμοκρασίας πηγές απορριπτόμενης θερμότητας. Με πολλές επιλογές οργανικών ρευστών είναι δυνατή η κατά παραγγελία σχεδίαση συστημάτων για οποιαδήποτε θερμική πηγή. Επιπλέον, με την επιλογή ξηρών ή ισεντροπικών ρευστών ως εργαζόμενο μέσο εξαλείφεται το πρόβλημα ύπαρξης σταγονιδίων

στον εκτονωτή. Ωστόσο, τα οργανικά ρευστά έχουν χαμηλότερη λανθάνουσα θερμοκρασία σε σύγκριση με το νερό, έχοντας έτσι μεγαλύτερους ρυθμούς μαζικής ροής, μεγαλύτερες απώλειες στην αντλία και ανάγκη για περισσότερο εξοπλισμό.

Ο Οργανικός Κύκλος Rankine είναι ικανός να ανακτήσει μεγαλύτερη ενέργεια από χαμηλότερης θερμοκρασίας πηγές απορριπτόμενης θερμότητας. Στον ORC για συστήματα WHR χαμηλών και μεσαίων θερμοκρασιών τα υγρά ρευστά ως εργαζόμενο μέσο δεν είναι επιθυμητά εξαιτίας της έλλειψης της ικανότητας υπερθέρμανσης της πηγής, αφού μπορεί να προκληθεί συμπύκνωση προκαλώντας διάβρωση του στροβίλου. Τα ξηρά, ισεντροπικά και τα ελαφρώς υγρά εργαζόμενα ρευστά αποτελούν ιδανικές επιλογές με αρκετές δυνατότητες, για χρήση από τον ORC.

Η επιλογή του κατάλληλου οργανικού ρευστού ως εργαζόμενο μέσο για τον ORC είναι ιδιαίτερα σημαντική, καθώς έχει αντίκτυπο στην αποδοτικότητα του κύκλου και στην σχεδίαση των εξαρτημάτων του, επίσης, πολλοί είναι και οι παράγοντες που πρέπει να λαμβάνονται υπόψιν. Αρχικά, οι θερμοδυναμικοί παράγοντες, όπως οι ιδιότητες εξάτμισης και συμπύκνωσης, που καθορίζουν την απόδοση του κύκλου και την παραγωγή ισχύος. Στη συνέχεια, οι θερμοφυσικές ιδιότητες του εργαζόμενου ρευστού (π.χ. υγρό ή ξηρό ρευστό, μοριακή μάζα, ιξώδες, πυκνότητα κ.α.). Επιπλέον, βασικές αρχές που πρέπει να πληρούνται για την επιλογή του κατάλληλου εργαζόμενου μέσου είναι οι εξής:

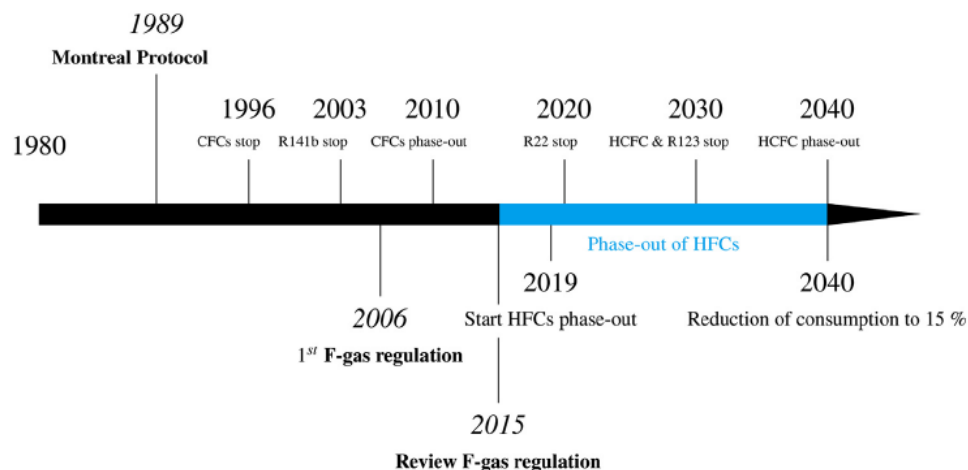
- Περιβαλλοντικά ορθό (χαμηλό δυναμικό καταστροφής όζοντος (*ODP – Ozone Depletion Potential*), χαμηλό δυναμικό αύξησης της θερμοκρασίας του πλανήτη (*GWP – Global Warming Potential*) και μικρή διάρκεια ζωής στην ατμόσφαιρα (*ALT – Atmospheric Life Time*)
- Χημική σταθερότητα στο επιθυμητό εύρος θερμοκρασίας λειτουργίας
- Συμβατό με υλικά και λάδι λίπανσης
- Μη-τοξικό, μη-εύφλεκτο, μη-ραδιενεργό, μη-εκρηκτικό, μη-διαβρωτικό και να είναι βιομηχανικά αποδεκτό
- Να υπάρχει διαθεσιμότητα και χαμηλό κόστος

Έτσι, η επιλογή του εργαζόμενου μέσου αποτελεί μια βελτιστοποιημένη διαδικασία για την εύρεση του καταλληλότερου υποψηφίου που θα πληροί τις παραπάνω προϋποθέσεις και στην πράξη. Εκτός από τα «καθαρά» εργαζόμενα ρευστά, οι παραπάνω απαιτήσεις ισχύουν και για τα μίγματα (αζεοτροπικά, ζεοτροπικά), στην περίπτωση αυτή κάθε ρευστό του μίγματος θα πρέπει κι αυτό με τη σειρά του να πληροί τις προϋποθέσεις.

Θέλοντας να εκμεταλλευθούμε την απορριπτόμενη θερμότητα, στις αρχές της δεκαετίας του 1980, υιοθετήθηκαν στην αρχή ως οργανικά ρευστά οι χλωροφθοράνθρακες (*chlorofluorocarbons – CFC*), στους οποίους

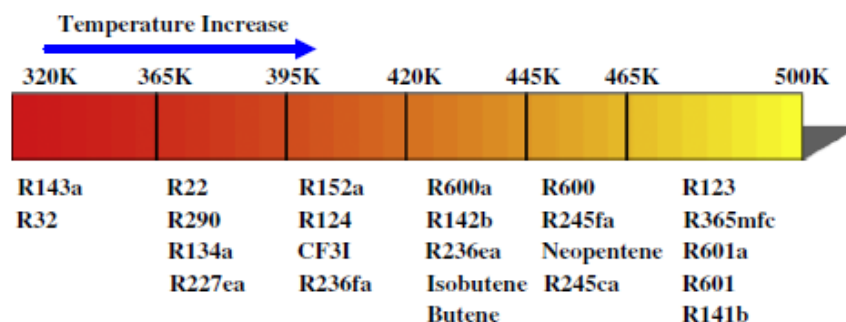
περιλαμβάνονται τα R11, R12, R502, R113 και R114, που σταδιακά οδηγήθηκαν σε κατάργηση από διεθνείς νομοθεσίες.

Πλέον, οι κυριότερες κατηγορίες οργανικών ρευστών που διατίθενται για χρήση στον ORC είναι οι υδράνθρακες (*hydrocarbons - HCs*), οι υδρογονάνθρακες (*hydrofluorocarbons - HFCs*), οι υδροφθοροαιθέρες (*hydrofluoroethers – HFEs*) και η αμμωνία κ.α. Επιπλέον, ορισμένες βιομηχανίες έχουν δημιουργήσει εναλλακτικές όπως οι υδρο-φθορο-ολεφίνες (*hydro-fluoro-olefins – HFO*), αναμένοντας τη σταδιακή κατάργηση των συμβατικών εργαζόμενων ρευστών στα επόμενα χρόνια.



Σχήμα 2.4 Χρονοδιάγραμμα σταδιακής κατάργησης όπως αναφέρθηκε στο Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ και στον κανονισμό F-gas (Mondejar et al., 2018)

Κάποια από τα προτεινόμενα εργαζόμενα ρευστά που χρησιμοποιούνται από ORC αποτελούν το βενζόλιο (*benzene*), το ισοεξάνιο ή 2 – μεθυλοπεντάνιο (*isohexane*), το κυκλοπεντάνιο (*cyclopentane*), το R245ca, το R236ea, το τολουόλιο (*toluene*), το R245ca και το R245fa.



Σχήμα 2.5 Οι βέλτιστες επιλογές οργανικών ρευστών ανάλογα με τη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας (Bao et al., 2013)

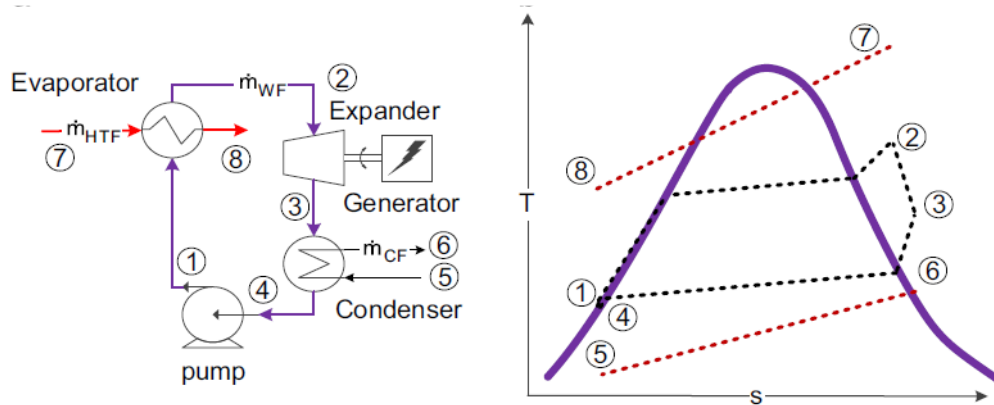
Η βιβλιογραφία που αφορά τα εργαζόμενα ρευστά είναι εκτενής με πλήθος μελετών να εξετάζουν τη συμπεριφορά τους καθώς οικονομικά όπως και

θερμοδυναμικά κριτήρια, χρησιμοποιώντας διαφορετικές πηγές απορριπτόμενης θερμότητας. Στην ανασκόπηση της *M.E. Mondejar et al.*, παρουσιάζονται τα εργαζόμενα ρευστά που έχουν χρησιμοποιηθεί για τις διαφορετικές πηγές θερμότητας όπως η θερμότητα των καυσαερίων, το νερό ψύξης των χιτωνίων, ο συλλεγόμενος αέρας ψύξης και το λάδι λίπανσης. Αναφέρεται ότι στην περίπτωση ανάκτησης της απορριπτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια οι ξηροί υδράνθρακες (*toluene, cyclohexane, benzene*) παρέχουν τη μεγαλύτερη αποδοτικότητα μετατροπής ενέργειας. Το R245fa αποτελεί την καταλληλότερη επιλογή ως προς τη μείωση του κινδύνου πυρκαγιάς, παρά την υψηλή του δυναμικότητα στην υπερθέρμανση του πλανήτη (GWP). Το συγκεκριμένο ενδείκνυται και για ανάκτηση από ναυτικές μηχανές. Λαμβάνοντας ως κριτήριο τη θερμική αποδοτικότητα το βενζόλιο (*benzene*) αποτελεί το καλύτερο εργαζόμενο ρευστό για ανάκτηση θερμότητας από καυσαέρια. Στη συνέχεια, αναφέρει ότι η χρήση κυκλοπεντάνιου, MM (εξαμεθυλδισιλοξάνη) ή το βενζόλιο αποφέρουν την βέλτιστη ανταλλαγή μεταξύ των εκπομπών NO_x της μηχανής και της κατανάλωσης καυσίμου. Τέλος, γίνεται αναφορά στα *R1234ze* και *R245fa*, με το πρώτο να προσφέρει τη μεγαλύτερη καθαρή ισχύ εξόδου και το δεύτερο να οδηγεί στη μείωση του χρόνου απόσβεσης. Η χρήση μιγμάτων είναι επίσης ένας αποτελεσματικός τρόπος μείωσης του χρόνου απόσβεσης.

Στην περίπτωση χρήσης της θερμότητας που προέρχεται από το νερό ψύξης των χιτωνίων σημειώνει ότι ως επί το πλείστον χρησιμοποιούνται αλογονώμενα ψυκτικά (*halogenated refrigerants*). Επιπλέον, αναφέρεται ότι μεταξύ των *R600a, R1234ze, R1234yf, R245fa, R245ca* και *R1233zd* ως προς το λόγο καθαρής ισχύος εξόδου προς τη συνολική επιφάνεια του εξοπλισμού της μεταφερόμενης θερμότητας το *R600a* ως εργαζόμενο ρευστό μας δίνει την καλύτερη αναλογία. Τα *R245fa* και *R236fa* είναι αξιόλογες επιλογές παρά την υψηλή δυναμικότητα τους στην υπερθέρμανση του πλανήτη. Άλλες μελέτες που αναφέρονται στην ανασκόπηση συγκρίνουν τις επιδόσεις των *R134a, R125, R236fa, R245ca, R245fa* και *R227ea* ως εργαζόμενα ρευστά σε έναν ORC που συλλέγει την απορριπτόμενη θερμότητα από όλες τις πηγές, αποδεικνύοντας πως το *R227ea* μας δίνει την υψηλότερη καθαρή ισχύ εξόδου.

Εκτός όμως της χρήσης καθαρών εργαζόμενων ρευστών ιδιαίτερα σημαντική αποδεικνύεται και η χρήση μιγμάτων. Η μεγαλύτερη αδυναμία που εμφανίζεται στα καθαρά εργαζόμενα ρευστά στην εφαρμογή τους, σε έναν ORC, οφείλεται στο γεγονός ότι οι διαδικασίες εξάτμισης και συμπύκνωσης πραγματοποιούνται ισόθερμα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τα κεκλιμένα προφίλ θερμοκρασίας της πηγής και της δεξαμενής θερμότητας, να μην πλησιάζουν τα θερμοκρασιακά προφίλ του εργαζόμενου ρευστού στα στάδια της εξάτμισης και της συμπύκνωσης, οδηγώντας σε μη-αναστρέψιμες καταστάσεις. Επομένως, η λύση σε αυτό το πρόβλημα με τη μείωση των μη-αναστρέψιμων καταστάσεων που σχετίζονται με τη μη-ισόθερμη πρόσδοση θερμότητας, παρέχεται με τη χρήση ζεοτροπικών μιγμάτων που αποτελούνται από κατάλληλα επιλεγμένα εργαζόμενα ρευστά. Τα ζεοτροπικά μίγματα χαρακτηρίζονται από μη-ισόθερμες αλλαγές φάσης σε σταθερή πίεση. Στο **Σχήμα 2.5** φαίνεται η μη-ισόθερμη

αλλαγή φάσης, που επιτρέπει την καλύτερη αντιστοίχιση των θερμοκρασιακών προφίλ στον εξατμιστή και στον συμπυκνωτή. Επιπλέον, η εκμετάλλευση των δυνατοτήτων των μιγμάτων και των μη-ισόθερμων αλλαγών φάσεων τους, πραγματοποιείται ήδη στην κρουονική ψύξη. Τέλος, με την μείωση των μη-αντιστρέψιμων καταστάσεων που προκαλούν, η χρήση των ζεοτροπικών μιγμάτων οδηγεί στην καλύτερη αποδοτικότητα του κύκλου.



Σχήμα 2.5 Διάταξη ORC με ζεοτροπικά μείγματα (Lecompte et al., 2015)

Το πλήθος των μελετών που έχουν διεξαχθεί είναι περιορισμένο και αφορά κυρίως συγκεκριμένες περιπτώσεις. Ωστόσο, στην ανασκόπηση *Lecompte et al.* παρουσιάζονται κάποιες μελέτες γύρω από τα ζεοτροπικά μίγματα. Στην αρχή αναφέρεται ότι με τη χρήση της βοήθειας υπολογιστικών μεθόδων, από τις αρχές της δεκαετίας του 1990 υπήρξε πρόοδος που ήταν καθοριστική για την πρόβλεψη των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων των μιγμάτων. Με τις υπολογιστικές μεθόδους δημιουργήθηκαν οι βάσεις και για περαιτέρω ανάλυση και προσομοίωση των ζεοτροπικών μιγμάτων στον Οργανικό Κύκλο Rankine. Στη συνέχεια της ανασκόπησης, η αναφορά που γίνεται στις μελέτες σχετίζεται με την αποδοτικότητα της εξέργειας, της θερμικής απόδοσης διαφορετικών συνδυασμών μιγμάτων συγκρίνοντας τα αποτελέσματα με τα αντίστοιχα των καθαρών εργαζόμενων ρευστών.

Εν κατακλείδι, η ανάγκη για εύρεση νέων εργαζόμενων ρευστών που θα μπορούν να ενσωματωθούν σε πλοία βρίσκεται σε εξέλιξη. Τα νέα εργαζόμενα ρευστά πληρώνοντας τους διεθνείς κανόνες και τις βασικές αρχές επιλογής τους καθώς και άλλα κριτήρια, μελετώνται προκειμένου να αποτελέσουν την καλύτερη δυνατή επιλογή για χρήση σε μια μονάδα ORC ενός συστήματος WHR.

Στον **Πίνακα 2.1** και **Πίνακα 2.2** που ακολουθούν παρουσιάζονται κάποια οργανικά ρευστά και μείγματα, με τα GWP και ODP.

Πίνακας 2.1 Προτεινόμενα οργανικά ρευστά και μίγματα (Lazaratou, 2015)

Όνομα	ODP	GWP	Μοριακή Μάζα (kg/kmol)	Κρίσιμη Θερμοκρασία (°C)
-------	-----	-----	------------------------	--------------------------

R50	0	21	16,04	-82,59
R744	0	1	44,01	30,98
R170	0	6	30,07	32,17
R41	0	97	34,03	44,13
R125	-	-	120,02	66,02
R410a	-	-	86,02	69,27
R218	0	8600	188,02	71,87
R143a	0	4300	84,04	72,71
R32	-	-	52,05	78,11
R421a	-	-	112,47	81,36
R407a	-	-	99,23	82,39
R407c	-	-	99,19	83,53
R417a	0	2346	108,92	85,26
R407d	-	-	97,23	92,60
R413a	-	-	108,45	94,57
R32-30%/R134-70%	-	-	87,03	95,00
R290	0	3,3	44,10	96,74
R134a	0	1430	102,30	101,06
R227ea	0	3220	170,03	101,75
R152a	0	124	66,05	113,26
RC318	0	10300	200,04	115,23
R124	0,022	620	136,48	122,28
R236fa	0	9810	152,04	124,92
R717	0	0	17,03	132,25
R600a	0	3	58,12	134,66
R236ea	0	1370	152,04	139,29
R245fa-65%/R152a-55%	-	-	110,25	139,75
R114	1	9800	170,92	145,68
R245fa-45%/R152a-10%	-	-	121,68	146,60
R245fa-90%/R152a-10%	-	-	127,25	149,94
R600 (βουτάνιο)	0	3,3	58,12	151,98
R245fa	0	794	134,05	154,01
R245fa-50%/Isopentane-50%	-	-	103,10	170,61
R245fa-50%/R365mfc-50%	-	-	141,70	171,92
R245ca	0	693	134,05	174,42
R245fa-50%/Pentane-50%	-	-	103,10	175,28
R245ca-50%/R365mfc-50%	-	-	141,06	180,64
R123	0,02	120	-	183,68
R601a (isopentane)	0	11	72,15	187,20
R601 (pentane)	0	10	72,15	196,55
R11	1	4600	-	197,96
R141b	0,11	700	116,95	204,35

R113	0,8	6000	187,38	214,06
Benzene (βενζόλιο)	0	-	78,11	288,90
Toluene (τολουόλιο)	0	2,7	92,14	318,60
R718 (νερό)	0	0	18,02	373,95

Όνομα	Κρίσιμη πυκνότητα (kg/m ³)	Λανθάνουσα θερμότητα (kJ/kg)	Θερμική αγωγιμότητα (W/m.k)x100	Θερμοχωρητικότητα (kJ/kgK)	Atm. BP (°C)	Ιξώδες (μPa/s)
R50	162,66	-	33,93	2,23	-161,64	11,07
R744	467,60	119,64	16,64	0,85	-78,62	14,93
R170	206,18	167,94	20,98	1,76	-88,82	9,35
R41	316,51	235,50	17,16	1,12	-78,55	10,96
R125	573,58	110,39	14,02	0,80	-48,36	12,96
R410a	500,57	-	13,46	0,81	-51,07	13,35
R218	627,98	76,01	12,54	0,80	-37,08	12,49
R143a	431,00	159,35	14,87	0,95	-47,52	11,09
R32	424,00	270,91	12,52	0,85	-51,91	12,61
R421a	552,82	-	13,76	0,82	-41,72	12,50
R407a	520,36	-	13,74	0,82	-43,63	12,51
R407c	519,40	-	13,74	0,83	-42,97	12,46
R417a	533,41	-	13,79	0,84	-40,05	12,30
R407d	506,91	-	13,65	0,84	-37,00	12,06
R413a	530,54	-	13,48	0,86	-35,42	12,03
R32-30%/R134-70%	475,41	-	13,68	0,85	-37,82	11,81
R290	220,48	335,74	18,31	1,68	-42,41	8,15
R134a	511,90	177,79	13,39	0,85	-26,36	11,82
R227ea	594,25	111,60	13,34	0,81	-16,65	11,59
R152a	368,00	279,36	14,16	1,05	-24,32	10,08
RC318	620,00	104,23	12,18	0,79	-6,29	11,50
R124	560,00	146,56	11,85	0,74	-12,28	11,59
R236fa	551,29	145,92	12,63	0,84	-1,75	10,96
R717	225,00	1165,76	24,93	2,16	-33,59	10,09
R600a	225,50	328,92	16,89	1,69	-12,08	7,50
R236ea	563,00	155,61	14,44	0,87	5,87	10,90
R245fa-65%/R152a-55%	475,93	-	13,50	0,94	-8,28	10,57
R114	579,97	128,07	10,21	0,70	3,25	10,81
R245fa-45%/R152a-10%	496,37	-	13,24	0,92	-0,23	10,50
R245fa-90%/R152a-10%	505,53	-	13,11	0,92	5,39	10,46
R600 (βουτάνιο)	228,00	361,48	16,56	1,73	-0,84	7,41
R245fa	516,08	190,32	12,91	0,92	14,81	10,30
R245fa-50%/Isopentane-50%	364,65	-	14,05	1,19	13,03	9,40
R245fa-50%/R365mfc-50%	491,13	-	-	-	23,02	-
R245ca	523,59	201,03	13,29	0,93	24,79	10,12
R245fa-50%/Pentane-50%	361,29	-	13,64	1,21	17,31	9,24
R245ca-50%/R365mfc-50%	496,24	-	85,72	1,36	29,12	446,01
R123	550,00	171,37	76,42	1,02	27,46	417,60
R601a (isopentane)	236,00	345,45	107,35	2,27	27,45	216,43
R601 (pentane)	232,00	366,29	111,40	2,32	35,68	217,90
R11	554,00	180,88	8,45	0,61	23,34	10,16

R141b	458,56	226,07	90,64	1,15	31,67	408,35
R113	560,00	151,34	68,27	0,92	47,19	653,61
Benzene (βενζόλιο)	309,00	432,94	-	1,70	79,66	-
Toluene (τολουόλιο)	291,99	412,85	-	1,70	110,13	-
R718 (νερό)	322,00	2441,68	607,19	4,18	99,61	890,08

2.4 Επιδόσεις SRC – ORC

Ο υπολογισμός των επιδόσεων του ιδεατού κύκλου Rankine είναι ο ίδιος και για τον συμβατικό κύκλο, όσο και για τον οργανικό κύκλο Rankine. Λαμβάνοντας υπόψιν το **Σχήμα 2.2** όπου παρουσιάζονται οι μεταβολές, παρακάτω θα ακολουθήσουν οι σχέσεις για κάθε μεταβολή και για τον υπολογισμό των επιδόσεων του κύκλου.

1 → 2:

Απαιτούμενη μηχανική ισχύς (με εφαρμογή του 1^{ου} Θερμοδυναμικού Νόμου)

$$\dot{W}_p = \dot{m}w_p = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

Ειδικό έργο (έργο ανά μονάδα μάζας διερχόμενου ρευστού)

$$w_p = \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = (h_2 - h_1)$$

2 → 3:

- Θερμική ισχύς που προσδίδεται στον λέβητα (με εφαρμογή του 1^{ου} Θερμοδυναμικού Νόμου)

$$\dot{Q}_H = \dot{m}q_H = \dot{m}(h_3 - h_2)$$

- Ειδική θερμότητα

$$q_H = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}} = (h_3 - h_2)$$

3 → 4:

- Παραγόμενη μηχανική ισχύς

$$\dot{W}_T = \dot{m}w_T = \dot{m}(h_3 - h_4)$$

- Ειδικό έργο

$$w_T = \frac{\dot{W}_T}{\dot{m}} = (h_3 - h_4)$$

4 → 1:

- Θερμικής ισχύς που αποβάλλεται από τον συμπυκνωτή

$$\dot{Q}_L = \dot{m}q_L = \dot{m}(h_4 - h_1)$$

- Ειδική θερμότητα

$$q_L = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{m}} = (h_4 - h_1)$$

- Καθαρό έργο/μηχανική ισχύς που αποδίδει ο κύκλος

$$\begin{aligned} \dot{W} &= \dot{W}_T - \dot{W}_P = \dot{m}(h_3 - h_4) - \dot{m}(h_2 - h_1) = \\ &= \dot{m}(h_3 - h_2) - \dot{m}(h_4 - h_1) = \\ &= \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \end{aligned}$$

- Ειδικό έργο του κύκλου

$$w = (h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)$$

- Καθαρή θερμική ισχύς του κύκλου

$$\dot{Q} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{m}(h_3 - h_2) - \dot{m}(h_4 - h_1)$$

- Ειδική θερμότητα του κύκλου

$$q = (h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)$$

- Ρυθμός παροχής θερμότητας στον λέβητα

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_B H_u$$

Όπου,

\dot{m}_B είναι η παροχή καυσίμου

H_u η κατώτερη θερμογόνος ικανότητα

- Ρυθμός παροχής θερμότητας στο εργαζόμενο μέσο

$$\dot{Q}_H = \eta_B \dot{Q}_B$$

Όπου,

η_B ο βαθμός απόδοσης του λέβητα

Οι επιδόσεις του ιδεατού κύκλου Rankine και των παραλλαγών του ορίζονται ως εξής:

- Καθαρό ειδικό έργο (kJ/kg)

$$w = q_H - q_L$$

Όπου $q_L = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{m}} = (h_4 - h_1)$ και $q_H = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}} = (h_3 - h_2)$ είναι ειδικές θερμότητες.

- Καθαρή παραγόμενη ισχύς (kW)

$$\dot{W} = \dot{m}w = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L$$

- Θερμικός Βαθμός Απόδοσης

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H} = \frac{w}{q_H} = \frac{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{q_L}{q_H}$$

- Ειδική κατανάλωση ατμού (kg/kJ)

$$m_{steam} = \frac{\dot{m}}{\dot{W}} = \frac{1}{w}$$

- Ειδική κατανάλωση θερμότητας

$$q_P = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}} = \frac{1}{\eta}$$

- Ειδική κατανάλωση καυσίμου (kg/kJ)

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{\dot{W}} = \frac{\dot{Q}_H / (\eta_B H_u)}{\dot{W}} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}} \frac{1}{\eta_B H_u} = \frac{q_P}{\eta_B H_u} = \frac{q_P}{\eta \eta_B H_u}$$

Όπου

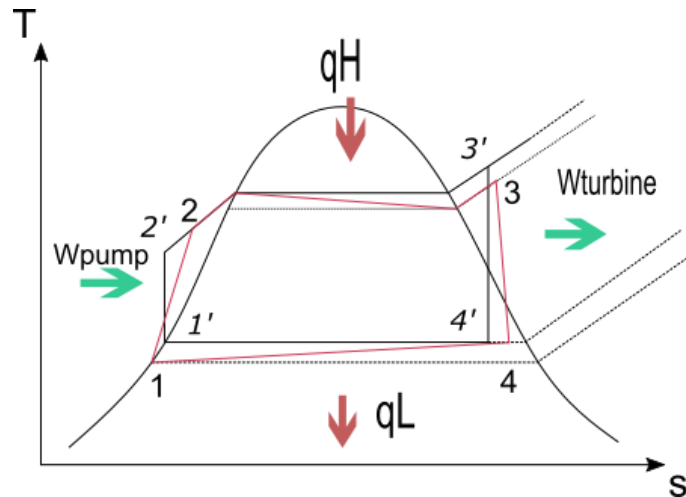
\dot{m}_B είναι η παροχή καυσίμου

η_B ο βαθμός απόδοσης του λέβητα

H_u η κατώτερη θερμογόνο ικανότητα

Ωστόσο, ο πραγματικός κύκλος ατμού Rankine εμφανίζει αποκλίσεις από τον αντίστοιχο ιδανικό κύκλο. Το **Σχήμα 2.5** απεικονίζει τις αποκλίσεις του πραγματικού από τον ιδανικό κύκλο Rankine. Πιο συγκεκριμένα:

- 1 → 2: Η συμπίεση δεν είναι ισεντροπική, αλλά χαρακτηρίζεται από ισεντροπικό ΒΑ η_P .
- 2 → 3: Η θέρμανση δεν είναι ισόθλιπτη, αλλά εμφανίζει πτώση πίεσης.
- 3 → 4: Η εκτόνωση δεν είναι ισεντροπική, αλλά χαρακτηρίζεται από ισεντροπικό ΒΑ η_T .
- 4 → 1: Η ψύξη δεν είναι ισόθλιπτη, αλλά εμφανίζει πτώση πίεσης.



Σχήμα 2.6 Κύκλος Rankine με απώλειες (1 – 2 – 3 – 4) και ιδεατός (1' – 2' – 3' – 4')

Επομένως ισχύουν οι παρακάτω σχέσεις:

$$q_H = q_B = h_3 - h_2$$

$$q_L = q_C = h_4 - h_1$$

$$w_P = h_2 - h_1$$

$$w_T = h_3 - h_4$$

$$w = w_T - w_P$$

$$\eta = \frac{w}{q_H}$$

Οι ειδικές ενθαλπίες εξόδου του στροβίλου και της αντλίας υπολογίζονται με βάση τους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης η_P και η_T .

$$\eta_P = \frac{w_{P, is}}{w_P} = \frac{v \Delta p}{w_P} \Rightarrow w_P = \frac{v \Delta p}{\eta_P} = (h_2 - h_1) \Rightarrow h_2 = h_1 + \frac{v \Delta p}{\eta_P}$$

$$\eta_{is, T} = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h'_4)} \Rightarrow h_4 = h_3 - \eta_{is, T}(h_3 - h'_4)$$

Τέλος, για τις απώλειες πίεσης για μια μεταβολή $A \rightarrow B$ υπολογίζονται είτε με τον άμεσο υπολογισμό της πτώσης της πίεσης ΔP_{AB} , είτε μέσω του συντελεστή απωλειών πίεσης K_{AB} . Έτσι έχουμε τις εξής σχέσεις:

$$P_B = P_A - \Delta P_{AB}$$

$$P_B = (1 - K_{AB})P_A$$

$$K_{AB} = \frac{\Delta P_{AB}}{P_A} = \frac{P_A - P_B}{P_A} = 1 - \frac{P_B}{P_A} \Rightarrow P_B = (1 - K_{AB})P_A$$

2.5 Σύγκριση SRC και ORC

Στην συγκεκριμένη ενότητα θα επισημανθούν οι κύριες διαφορές των δύο κύκλων ως προς την επιλογή του εργαζόμενου ρευστού, τον απαιτούμενο εξοπλισμό και τη θερμοδυναμική απόδοση τους.

Ο Συμβατικός Κύκλος Rankine αποτελεί μια καλά δοκιμασμένη τεχνολογία τόσο στη στεριά, όσο και στην ναυτιλία. Είναι καλά προσαρμόσιμος στα πλοία και προσφέρει ουσιαστική εξοικονόμηση από το σύστημα WHR για μεσαίες θερμοκρασιακές πηγές. Η χρήση νερού ως εργαζόμενο ρευστό τον καθιστά ασφαλή στη λειτουργία και οικονομικότερο λόγω της άμεσης διαθεσιμότητας των εξαρτημάτων του. Τα συστήματα ατμού δεν απαιτούν την παρουσία πληρώματος με εξειδικευμένη εκπαίδευση, καθώς οι περισσότεροι μηχανικοί είναι εξοικειωμένοι με τέτοια συστήματα. Ο SRC είναι μια αποδοτική επιλογή για ένα σύστημα WHR με πηγές θερμοκρασίας πάνω από 350 – 370 °C, ενώ σε χαμηλότερες θερμοκρασίες τα συστήματα ατμού γίνονται λιγότερο αποδοτικά, λιγότερο οικονομικά και απαιτούν πιο ογκώδη εξοπλισμό. Επιπλέον, λόγω των χαμηλότερων θερμοκρασιών που προέρχονται από την απορριπτόμενη θερμότητα, ο SRC δεν παρέχει την απαιτούμενη ενέργεια να υπερθερμάνει τον ατμό, καταλήγοντας στον σχηματισμό σταγονιδίων που θα προκαλέσει διάβρωση στον στρόβιλο.

Από την άλλη πλευρά, ο ORC αποτελεί μια μετατροπή του συμβατικού κύκλου όπου το εργαζόμενο ρευστό είναι πλέον οργανικά ρευστά αντί για νερό/ατμό. Ο ORC παρουσιάζει αρκετά πλεονεκτήματα έναντι του συμβατικού κύκλου για χαμηλής θερμοκρασίας πηγές θερμότητας. Τα οργανικά ρευστά έχουν μικρότερη ειδική θερμότητα εξάτμισης, απαιτώντας μικρότερη ποσότητα θερμότητα για εξάτμιση. Η εξάτμιση στον ORC πραγματοποιείται σε χαμηλότερες θερμοκρασίες και πιέσεις. Η εκτόνωση γίνεται στην περιοχή του ατμού και δεν χρειάζεται υπερθέρμανση, αποφεύγοντας με τον τρόπο αυτό τον κίνδυνο διάβρωση των πτερωτών του στρόβιλου. Η μικρή θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ εξάτμισης και συμπύκνωσης σημαίνει πως ο λόγος πτώσης πίεσης θα είναι πολύ μικρότερος οπότε στρόβιλοι ενός σταδίου μπορούν να χρησιμοποιηθούν. Ο ORC παρέχει τη δυνατότητα σε συστήματα WHR και βελτιώνει τη συνολική απόδοση της μονάδας. Επίσης, μέσα από τις διαφορετικές διατάξεις του επιτυγχάνει την καλύτερη απόδοση του κύκλου και λιγότερες θερμικές απώλειες. Ενώ μπορεί να σχεδιαστεί ώστε να γίνεται χρήση χαμηλών και μεσαίων θερμοκρασιών. Με τη βέλτιστη επιλογή του εργαζόμενου ρευστού που θα μας παρέχει την μεγαλύτερη απόδοση, θα είναι χημικά σταθερό και ασφαλές στον χειρισμό, ο ORC είναι μια λύση. Όμως, μια διαφορά μεταξύ των δύο κύκλων εμφανίζεται, εξαιτίας της θερμοχημικής σταθερότητας των οργανικών ρευστών, τα οποία απαιτούν την ύπαρξη ενός δικτύου θερμομαντικού λαδιού για την προστασία του εργαζόμενου ρευστού από θερμική αποσύνθεση.

Γενικά, οι δύο κύκλοι έχουν τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα τους ως προς την ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας για χρήση σε πλοία. Ο

ORC παρουσιάζοντας μια πιο απλή δομή, προσφέρει υψηλότερη θερμοδυναμική απόδοση, καθιστώντας τον προτιμότερο για χρήση σε μικρά πλοία. Ωστόσο, τα μειονεκτήματα του προέρχονται από τα οργανικά ρευστά τα οποία είναι ακριβά, εύφλεκτα, τοξικά και επικίνδυνα για το περιβάλλον, σε αντίθεση με το νερό.

Ως προς τον απαιτούμενο εξοπλισμό δεν παρατηρούνται διαφορές αλλά η επιλογή των κατάλληλων εκτονωτών, εναλλακτών θερμότητας και αντλιών παίζει καθοριστικό ρόλο στις επιδόσεις του συστήματος.

3. Συνδυασμένος Κύκλος Diesel – Οργανικός Κύκλος Rankine (Diesel – OR Combined Cycle)

Για τον συνδυασμένο κύκλο Diesel με οργανικό κύκλο Rankine έχουν πραγματοποιηθεί πολλές μελέτες, που διερευνούν την παραμετρική σχεδίαση και βελτιστοποίηση ενός ORC και την απόδοση του ως προς την ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας που προέρχεται από ναυτικές μηχανές.

Ο *Song et al. (2015)*, διεξήγαγε μια θερμοδυναμική ανάλυση και βελτιστοποίηση της απόδοσης ενός συστήματος ανάκτησης θερμότητας ORC για μια ναυτική μηχανή. Σκοπός της εργασίας είναι η μελέτη ανάκτησης θερμότητας μιας ναυτικής μηχανής που κατασκευάστηκε από την *Hudong Heavy Machinery Co., Ltd*. Στην συνέχεια, χρησιμοποιήθηκαν δύο ξεχωριστά συστήματα ORC για τη χρήση της απορριπτόμενης θερμότητας των καυσαερίων, αλλά και της θερμότητας του νερού ψύξης των χιτωνίων. Για το σύστημα που είχε ως πηγή θερμότητας το νερό ψύξης των χιτωνίων, μετά από προσομοιώσεις που έγιναν, ως εργαζόμενο ρευστό επιλέχθηκαν τα *R236fa* και *R245fa*, μέσα από μια λίστα πολλών υποψήφιων εργαζόμενων ρευστών. Η επιλογή των συγκεκριμένων, προέκυψε διότι η καθαρή παραγόμενη ενέργεια είχε μέγιστη τιμή και παρουσιάστηκε καλύτερη θερμική απόδοση. Η τελική επιλογή του εργαζόμενου ρευστού ήταν το *R245fa*, λόγω της χαμηλής τιμής GWP. Για το αντίστοιχο σύστημα ORC χρησιμοποιώντας ως πηγή θερμότητας τα καυσαέρια της μηχανής, το εργαζόμενο ρευστό που επιλέχθηκε ήταν το βενζόλιο. Η ύπαρξη δύο ξεχωριστών συστημάτων, όπως αναφέρεται αποτελεί μια σύνθετη κατασκευή και χρειάζεται αρκετό χώρο. Για το λόγο αυτό, κατέληξαν στη δημιουργία ενός συστήματος ORC που χρησιμοποιεί και τις δύο πηγές θερμότητας, χρησιμοποιώντας το νερό ψύξης των χιτωνίων λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας του και έναν εναλλάκτη θερμότητας για την προθέρμανση του εργαζόμενου ρευστού που είναι το κυκλοεξάνιο. Τα συμπεράσματα τα οποία προέκυψαν είναι ότι με τη χρήση δύο ξεχωριστών ORC η συνολική καθαρή ενέργεια έφτασε τα 101,1 kW, το οποίο είχε ως αποτέλεσμα σε αύξηση απόδοσης 10,2% για την ναυτική μηχανή. Ενώ, στην βελτιστοποιημένη διάταξη ORC το ποσό της καθαρής παραγόμενης ενέργειας έφτασε το 99,7%.

Ο *Grljušić et al. (2015)*, μελέτησε την πιθανότητα, μια μονάδα συμπαραγωγής θερμότητας και ηλεκτρικής ενέργειας (*Combined Heat and Power – CHP*) θα μπορούσε να καλύψει όλες τις απαιτήσεις σε θέρμανση και ηλεκτρική ενέργεια ενός δεξαμενόπλοιου τύπου *Suezmax*, κάνοντας χρήση της απορριπτόμενης θερμότητας που προέρχεται από τα καυσαέρια, το νερό ψύξης των χιτωνίων και του αέρα σαρώσεως, μιας δίχρονης ναυτικής μηχανής. Στην συνέχεια, ακολούθησε η επιλογή της μηχανής πρόωσης λειτουργώντας στο μέγιστο της απόδοσης της, σε συνδυασμό με έναν υπερκρίσιμο ORC, για να τροφοδοτήσει τη βοηθητική ισχύ και χρησιμοποιώντας ως οργανικά ρευστά το *R245fa* ή το *R123*.

Από την ανάλυση του συστήματος προέκυψε ότι μια τέτοια μονάδα μπορεί να ανταποκριθεί στην κάλυψη των απαιτήσεων σε θέρμανση και ηλεκτρική ενέργεια σε πλήρη λειτουργία, με τη συμπλήρωση μικρής ποσότητας καυσίμου στη γεννήτρια ανάκτησης θερμότητας και παραγωγής ατμού (*Heat Recovery Steam Generator - HRSG*), όταν η κύρια μηχανή λειτουργεί με μερικό φορτίο. Απέδειξαν ότι είναι εφικτή η αύξηση της συνολικής θερμικής απόδοσης της μονάδας ισχύος του πλοίου πάνω από 5% όταν η κύρια μηχανή λειτουργεί στο 65% ή παραπάνω του SMCR.

Οι *Kalikatzarakis et al. (2015)*, στη μελέτη τους ερεύνησαν την πιθανότητα εκμετάλλευσης της θερμικής ενέργειας χαμηλής θερμοκρασίας που προήλθε από μια ναυτική μηχανή πρόωσης με στροβιλοσυμπιεστή, με τη χρήση ενός ORC και να διαπιστώσουν τη βέλτιστη σχεδίαση ενός τέτοιου συστήματος για μια συγκεκριμένη μηχανή. Λήφθηκαν υπόψιν οι θερμοδυναμικές ιδιότητες ορισμένων οργανικών ρευστών, καθώς και οι περιβαλλοντικοί κανονισμοί. Εναλλακτικές διατάξεις του συστήματος με διαφορετικά οργανικά ρευστά αξιολογήθηκαν με πολυ-κριτηριακή προσέγγιση βασιζόμενη στους δείκτες απόδοσης. Η βέλτιστη διάταξη, σχεδίαση και λειτουργία καθορίστηκαν με τη μεγιστοποίηση του *Net Present Value* ως την αντικειμενική συνάρτηση. Ενώ, επίλυση του προβλήματος βελτιστοποίησης πραγματοποιήθηκε με τον συνδυασμό ενός Γενετικού Αλγόριθμου και του Αλγόριθμου Επαναληπτικού Τετραγωνικού Προγραμματισμού. Ενδιαφέρον είναι το γεγονός της αλλαγής της βέλτιστης διάταξης ανάλογα με τα προφίλ λειτουργίας της μηχανής.

Οι *Akman et al. (2018)*, στην εργασία τους μελέτησαν και έκαναν σύγκριση μεταξύ τεσσάρων διαφορετικών διατάξεων ενός ORC για την ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας μιας δίχρονης ναυτικής μηχανής (*MAN B&W 6G50ME*), που είναι εγκατεστημένη σε ένα δεξαμενόπλοιο τύπου *Handymax*. Οι πηγές θερμότητας που εξετάστηκαν ήταν η θερμότητα των καυσαερίων, του νερού ψύξης των χιτωνίων και του αέρα σαρώσεως, ενώ ως εργαζόμενο ρευστό επιλέχθηκε το *R245fa* για τα συστήματα παραγωγής ενέργειας του ORC. Η κάθε πηγή εξετάστηκε, αρχικά, χωριστά και ακολούθησε και ο συνδυασμός τους σε μια διάταξη ORC όπου το νερό ψύξης των χιτωνίων και ο αέρα σαρώσεως λειτούργησαν ως προθερμαντήρες για το εργαζόμενο ρευστό. Τα συμπεράσματα που αντλήθηκαν από την μελέτη τους, έδειξαν ότι η

συνολική θερμική απόδοση της μονάδας παραγωγής ενέργειας του πλοίου παρουσίασε αύξηση 6,7% κατά τη χρήση της διάταξης με τον συνδυασμό των πηγών, η συνδυασμένη διάταξη όπως αναφέρεται έχει την υψηλότερη καθαρή παραγόμενη ενέργεια και συνεισφορά στη θερμική απόδοση της μονάδας παραγωγής ενέργειας του πλοίου. Επίσης, με τη χρήση της παραπάνω διάταξης σημειώνεται οικονομία στα καύσιμα του πλοίου, άρα και λιγότερες εκπομπές ρύπων. Τέλος, η χρήση της συνδυασμένης διάταξης είναι ικανή να καλύψει τις ενεργειακές ανάγκες του πλοίου, χωρίς βοηθητική πηγή όταν η μηχανή λειτουργεί στο 82% MCR ή παραπάνω.

Οι *Yukseket al. (2015)*, μελέτησαν την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας προερχόμενη από πηγή χαμηλής θερμοκρασίας. Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας πραγματοποιήθηκε με τη χρήση ενός *Integrated Power Module (IPM)*, που αποτέλεσε μέρος της διάταξης του ORC. Η ναυτική μηχανή που επιλέχθηκε ήταν η δίχρονη *Wartsila 7RT – flex82T*. Το νερό ψύξης των χιτωνίων ήταν η πηγή θερμότητας για το σύστημα WHR, ενώ το εργαζόμενο ρευστό που επέλεξαν ήταν το *R245fa*. Πραγματοποιήθηκαν δοκιμές και έγινε σύγκριση μεταξύ των σχεδιαστικών και πειραματικών τιμών, των αποδόσεων της γεννήτριας παραγωγής ενέργειας και του ORC.

Οι *Lion et al. (2019)*, στη μελέτη τους δημιούργησαν ένα θερμοδυναμικό μοντέλο μιας δίχρονης ναυτικής μηχανής και εξέτασαν την ύπαρξη μιας διάταξης με ανακυκλοφορία καυσαερίων χαμηλής πίεσης (*Low Pressure Exhaust Gas Recirculation*) και διαφορετικών διατάξεων ORC για την ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας, καθώς και οργανικών ρευστών, με στόχο την εξασφάλιση της μέγιστης καθαρής παραγόμενης ενέργειας για όλα τα σημεία λειτουργίας που θεώρησαν. Το αποτέλεσμα της μελέτης τους, είναι ότι ο συνδυασμός του ORC με πρωτοποριακές στρατηγικές μείωσης των εκπομπών ρύπων, όπως το LP EGR, καθιστά εφικτή την κατασκευή ναυτικών μηχανών που παρουσιάζουν κατανάλωση καυσίμου συγκριτικά με το πρότυπο εκπομπών του IMO (Tier II).

Οι *Yfantis et al. (2015)*, θεώρησαν μια τετράχρονη ναυτική μηχανή εξοπλισμένη με αναγεννητικό οργανικό κύκλο Rankine (*Regenerative ORC*) για την ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια. Πρότειναν ένα θερμοδυναμικό μοντέλο για να μελετήσουν τα χαρακτηριστικά των επιδόσεων στα πλαίσια του πρώτου και δεύτερου Θερμοδυναμικού νόμου. Εξετάστηκαν διαφορετικά σημεία λειτουργίας με εργαζόμενα ρευστά τα *R245fa*, *R245ca*, *isobutane* και *R123*. Κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι ένας υποκρίσιμος αναγεννητικός κύκλος κορεσμένου ατμού έχει την καλύτερη επίδοση τόσο για τον πρώτο, όσο και για τον δεύτερο Θερμοδυναμικό νόμο.

Ο *Hountalas et al. (2012)*, πραγματοποίησαν μια θεωρητική μελέτη για ένα δίχρονο ναυτικό κινητήρα που είναι εξοπλισμένος με έναν Οργανικό κύκλο Rankine, με σκοπό να εκτιμήσουν πιθανά οφέλη για την κατανάλωση καυσίμου.

Έγινε προσομοίωση δύο μοντέλων του κύκλου Rankine, το ένα έχοντας ως εργαζόμενο ρευστό το νερό και το άλλο το $R245ca$, ενώ ως πηγές θερμότητας χρησιμοποιήθηκαν η θερμοκρασία των καυσαερίων και ο ψύκτης του αέρα τροφοδοσίας. Στη συνέχεια, ακολούθησε συγκριτική εκτίμηση μεταξύ των οργανικών ρευστών σχετικά με την αύξηση της συνολικής απόδοσης. Καταλήγει στο συμπέρασμα ότι η ειδική κατανάλωση καυσίμου βελτιώνεται για όλο το εύρος λειτουργίας της εγκατάστασης και αποτελεί μια πολλά υποσχόμενη μελλοντική λύση από οικονομική και περιβαλλοντική πλευρά.

Οι *Girgin et al. (2017)*, στη δημοσίευσή τους παρουσιάζουν τη θερμοδυναμική μοντελοποίηση ενός ORC που τροφοδοτείται από την απορριπτόμενη ενέργεια των καυσαερίων μιας γεννήτριας Diesel. Επιλέχθηκαν 7 διαφορετικά οργανικά ρευστά ως εργαζόμενα μέσα του κύκλου. Έπειτα, ακολούθησε η μελέτη της απόδοσης του κύκλου για κάθε ένα από τα εργαζόμενα ρευστά, ενώ έγινε σύγκριση με τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τη χρήση ενός ORC με αναγέννηση. Για υψηλότερες αποδόσεις προτάθηκε η χρήση ενός συνδυασμένου οργανικού κύκλου Rankine, με δύο διαφορετικά οργανικά ρευστά.

Οι *Yun et al. (2015)*, πρότειναν ένα διπλό παράλληλο ORC για τη βέλτιστη ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας σε ναυτικές εφαρμογές, που παρουσιάζουν διακυμάνσεις ανάλογα με τις συνθήκες πλεύσης. Προσομοιώσεις μεταξύ του απλού και του διπλού ORC πραγματοποιήθηκαν χρησιμοποιώντας μεγάλο εύρος θερμοκρασιών εισόδου και έγινε εκτίμηση των αποτελεσμάτων. Η ετήσια παραγόμενη ενέργεια υπολογίστηκε για την εκτίμηση της καταλληλότητας εφαρμογής του διπλού παράλληλου κύκλου στο ναυτικό κινητήρα με τη χρήση τεσσάρων μοντέλων κατανάλωσης καυσίμου που βασίζονται σε πραγματικά δεδομένα πλεύσης του πλοίου. Από τη μελέτη τους αποδείχθηκε η ικανότητα ενός διπλού ORC να παραγάγει μεγαλύτερη ποσά ενέργειας, έναντι του απλού ORC.

3.1 Συνδυασμένος Κύκλος Diesel – Συμβατικός Κύκλος Rankine (Diesel – RC Combined Cycle)

Οι *Theotokatos et al. (2012)*, στην τεchnο-οικονομική ανάλυση που πραγματοποίησαν, επικεντρώθηκαν γύρω από την έρευνα της απόδοσης ενός συστήματος WHR που τροφοδοτείται από τα καυσαέρια μιας ναυτικής μηχανής ενός πλοίου μεταφοράς χύδην φορτίου. Αναλύθηκαν δύο περιπτώσεις, με την πρώτη να είναι η χρήση μιας δίχρονης ναυτικής μηχανής και η δεύτερη να είναι μια τετράχρονη μηχανή. Επιλέχθηκαν δύο μηχανές για κάθε περίπτωση, τα μοντέλα *6S50-B8-TII* της *MAN Diesel* ή *6RT-flex50* της *Wärtsilä* για την πρώτη περίπτωση και τα μοντέλα *8L48/60* της *MAN Diesel* ή *9L46* της *Wärtsilä* για την άλλη περίπτωση. Το σύστημα που χρησιμοποιήθηκε για την ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας των καυσαερίων είναι ένα σύστημα μονής πίεσης

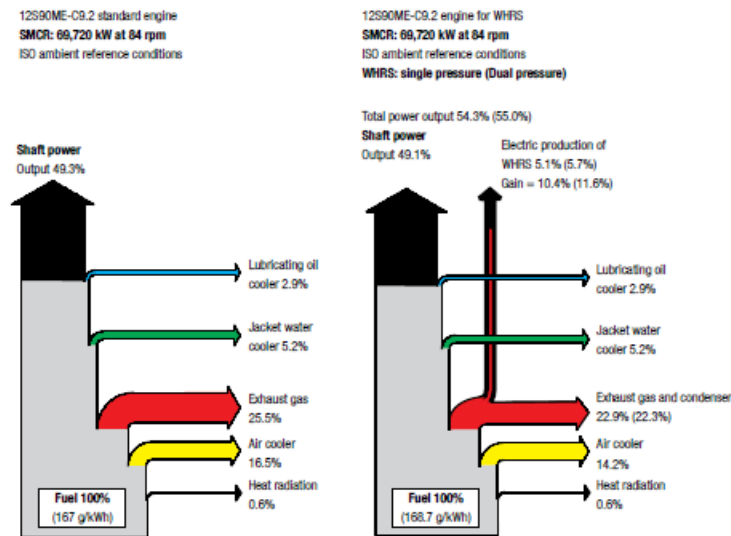
ατμού (*single steam pressure*), που περιλαμβάνει έναν εξωτερικό εναλλάκτη θερμότητας για τη θέρμανση του νερού τροφοδοσίας που εισάγεται στο τύμπανο του λέβητα (*drum boiler*). Τα συμπεράσματα που προέκυψαν είναι ότι οι δύο κινητήρες παρουσιάζουν παρόμοιες αποδόσεις, με το δίχρονο να αποτελεί την καλύτερη επιλογή για την εγκατάσταση πρόωσης που μελετήθηκε, εξαιτίας της χρήσης του συστήματος WHR και του κορεσμένου ατμού που παράγει, καλύπτοντας τις ανάγκες για θέρμανση στο πλοίο.

Οι *Mito et al. (2017)*, στη δημοσίευσή τους είχαν ως στόχο τη βελτίωση απόδοσης της παραγωγής ενέργειας συστημάτων WHR ναυτικών μηχανών. Παρουσιάζουν μια νέα τεχνική ενσωμάτωσης της απορριπτόμενης θερμότητας του αέρα σάρωσης και των καυσαερίων κατά τη λειτουργία ενός κύκλου παραγωγής ατμού μονής και διπλής πίεσης. Ακολούθησε θερμοδυναμική ανάλυση των τριών μοντέλων που προτάθηκαν με σκοπό να βρεθούν οι βέλτιστες λειτουργικές παράμετροι για την επίτευξη μιας συνολικής βελτίωσης της απόδοσης. Διενεργήθηκε ανάλυση της απόδοσης για την εκτίμηση της εφαρμοσιμότητας και της παραγόμενης ισχύος σε συνθήκες εκτός σχεδίου, ενώ πραγματοποίησαν οικονομικές και περιβαλλοντικές εκτιμήσεις για κάθε προτεινόμενο μοντέλο. Τα συμπεράσματα της εργασίας τους έδειξαν ότι ο προτεινόμενος κύκλος που επέλεξαν παρουσίασε αύξηση της συνολικής απόδοσης έναντι του συμβατικού συστήματος από 2.8% σε 5.1% συνοδευόμενη με παραγωγή ισχύος 1210 kW. Επίσης, στο μοντέλο που επέλεξαν η απόδοση της εξέργειας ήταν αυξημένη, ενώ παρατηρήθηκε και μείωση στην κατανάλωση καυσίμων, συνεπώς και των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα.

3.2 Συνδυασμένος Κύκλος, Συστήματα WHR και εφαρμογές σε πλοία

Η ναυτιλία αποτελεί το κυριότερο μεταφορικό μέσο για τη μετακίνηση αγαθών παγκοσμίως, αποτελώντας το 90% του παγκόσμιου εμπορίου, με τον όγκο των εμπορευμάτων που μεταφέρονται δια θαλάσσης να συνεχίζει να αυξάνεται, ακολουθώντας την αύξηση του πληθυσμού και της οικονομίας. Σύμφωνα, με εκτιμήσεις η ναυτιλία κατέχει το 2,4% των εκπομπών CO₂ σε παγκόσμιο επίπεδο, παρόλο που θεωρείται το πιο φιλικό προς το περιβάλλον, εμφανίζοντας τις λιγότερες εκπομπές ρύπων ανά μετρικό τόνο φορτίου και ανά χιλιόμετρο μεταφοράς. Με ποσοστό 90% του παγκόσμιου στόλου να χρησιμοποιούν ναυτικές μηχανές Diesel που λειτουργούν με HFO (*Heavy Fuel Oil*) ως καύσιμο, εμφανίστηκε η ανάγκη για ελάττωση της κατανάλωσης καυσίμου και των ρύπων, γνωρίζοντας ότι μεγάλο ποσοστό της ενέργειας των καυσίμων απορρίπτεται στο περιβάλλον. Ο IMO με τους κανονισμούς του θέλησε να οδηγήσει στη μείωση των εκπομπών ρύπων των πλοίων. Στους κανονισμούς του εμφανίζονται δείκτες αποδοτικότητας όπως ο EEDI (*Energy Efficiency Design Index*), με σκοπό να ενισχύσει την απόδοση μετατροπής ενέργειας στα πλοία. Επιπλέον, παρατηρείται αύξηση της τιμής των καυσίμων σε σχέση με τα προηγούμενα χρόνια, τα οποία κόστη αποτελούν ένα μεγάλο

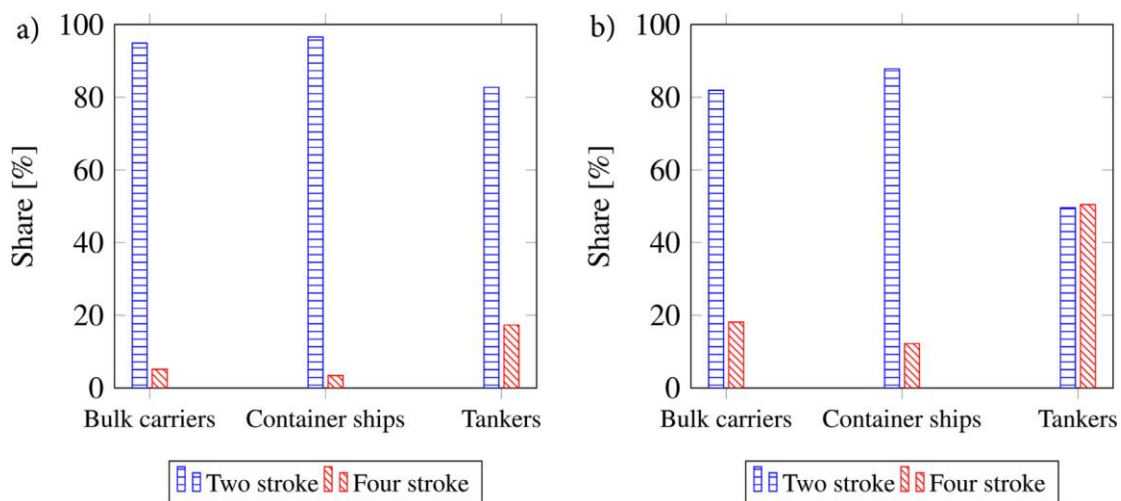
ποσοστό των λειτουργικών κοστών του κάθε πλοίου. Επομένως, εμφανίστηκε το κίνητρο για τη μείωση των εξόδων για καύσιμα αλλά και για συμμόρφωση με τους κανονισμούς. Η λύση λοιπόν προήλθε από την εκμετάλλευση της απορριπτόμενης θερμότητας των ναυτικών μηχανών, με τη χρήση των συστημάτων WHR.



Σχήμα 3.1 Θερμικό ισοζύγιο ναυτικών μηχανών χωρίς WHRS (αριστερά) και με WHRS (δεξιά) (MAN Diesel & Turbo)

Στην ενότητα αυτή θα παρουσιαστούν οι τεχνολογίες WHR που χρησιμοποιούνται στην ναυτιλία, εστιάζοντας στον SRC και ORC.

Αρχικά, αξίζει να αναφέρουμε τον τύπο των ναυτικών μηχανών που χρησιμοποιούνται σε διάφορους τύπους πλοίων. Στο **Σχήμα 3.2** απεικονίζεται ο αριθμός των μονάδων και η ισχύς πρόωσης που παρέχεται από τετράχρονες και δίχρονες ναυτικές μηχανές για πλοία μεταφοράς χύδην φορτίου, δεξαμενόπλοια και πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων.



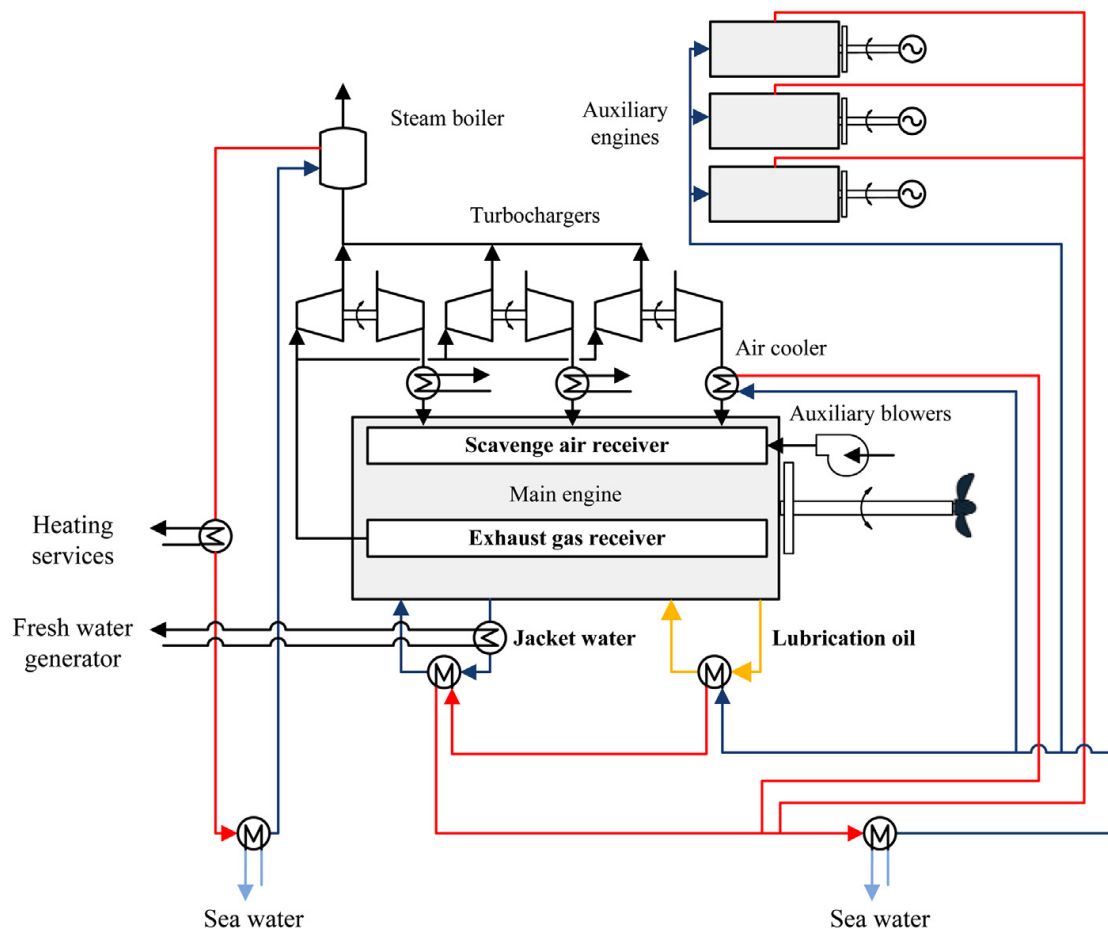
Σχήμα 3.2 Ισχύς κινητήρα και αριθμός πλοίων που είναι εξοπλισμένα με τετράχρονες ή δίχρονες ναυτικές μηχανές Diesel ανά τύπο πλοίου. a) Κύρια ισχύς κινητήρα, b) αριθμός μονάδων (Mondejar et al., 2018)

Είναι φανερό όπως απεικονίζεται στο παραπάνω σχήμα ότι οι δίχρονες ναυτικές μηχανές κυριαρχούν στην αγορά. Εκτός από την υψηλότερη απόδοση τα πλεονεκτήματα σε σύγκριση με τις αντίστοιχες τετράχρονες ναυτικές μηχανές είναι: α) υψηλή πυκνότητα ισχύος σε kW m^{-3} , β) άμεση σύζευξη με την προπέλα, αποφεύγοντας έτσι τις απώλειες που σχετίζονται με τη χρήση του κιβωτίου ταχυτήτων και, γ) η πιθανότητα σχεδίασης προπελών μεγάλης διαμέτρου, βελτιώνοντας τη μηχανική απόδοση. Αν και οι τετράχρονες ναυτικές μηχανές εμφανίζουν μεγαλύτερο ενδιαφέρον από την πλευρά του συστήματος WHR, καθώς όπως έχει αναφερθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο έχουν υψηλότερη θερμοκρασία καυσαερίων δηλαδή καλύτερης ποιότητας απορριπτόμενη θερμότητα λόγω της χαμηλότερης απόδοσης τους, όμως εξαιτίας του μικρότερου μεγέθους τους οι δίχρονες ναυτικές μηχανές καθιστούν πιο εφικτή τη χρήση συστημάτων WHR. Υπενθυμίζεται ότι οι θερμοκρασίες των καυσαερίων για τις δίχρονες ναυτικές μηχανές κυμαίνονται από $325 - 345 \text{ }^\circ\text{C}$ και $400 - 500 \text{ }^\circ\text{C}$ για τις τετράχρονες. Αυτή η σχετικά υψηλή θερμοκρασία καυσαερίων των τετράχρονων μηχανών επιτρέπει την εφαρμογή ενός συμβατικού κύκλου ατμού, ωστόσο οι κύκλοι ατμού έχουν προταθεί για εφαρμογή και σε δίχρονες μηχανές παρά τη χαμηλή θερμοκρασία των καυσαερίων. Συστήματα WHR που βασίζονται σε κύκλους ατμού είναι διαθέσιμα στο εμπόριο από εταιρείες, μεταξύ αυτών είναι η *MAN*, *Wärtsilä*, *Mitsubishi*, *Alfa Laval*, *ABB*.

Η χρήση συστημάτων WHR πάνω στο πλοίο παρουσιάζει διαφορές σε σχέση με τα αντίστοιχα συστήματα στη στεριά για τους εξής λόγους: α) τα καύσιμα που χρησιμοποιούνται για την πρόωση του πλοίου έχουν υψηλή περιεκτικότητα σε θείο περιορίζοντας το ποσό θερμότητας που μπορεί να απορροφήσει το σύστημα WHR από τα καυσαέρια εξαιτίας της διάβρωσης που οφείλεται στο θειικό οξύ, β) η εγκατάσταση ενός WHRS στο πλοίο καταλαμβάνει ζωτικό χώρο δημιουργώντας την ανάγκη συμπαγούς σχεδίασης, το οποίο επιβάλλει επιπλέον περιορισμούς στο μέγεθος και τον όγκο των εξαρτημάτων που χρησιμοποιούνται, γ) η μάζα του WHRS αυξάνει το εκτόπισμα του πλοίου, επομένως και την ισχύ που απαιτείται για να κινηθεί, δ) ο καιρός, το φορτίο που μεταφέρεται και ο προγραμματισμός είναι παράγοντες που επηρεάζουν το προφίλ λειτουργίας του πλοίου αλλά και τις ενεργειακές απαιτήσεις επηρεάζοντας με τον τρόπο αυτό τη διαθεσιμότητα της απορριπτόμενης θερμότητας από τις διάφορες πηγές του πλοίου, επίσης η θερμοκρασία της δεξαμενής θερμότητας ποικίλει, όταν το θαλασσινό νερό χρησιμοποιείται ως ψυκτικό μέσο ανάλογα με τον τόπο που ταξιδεύει το πλοίο.

Σε ένα πλοίο ο μηχανολογικός εξοπλισμός πρέπει να ικανοποιήσει τις ανάγκες για ισχύ πρόωσης, ηλεκτρική ενέργεια και θέρμανση. Στα μεγάλα πλοία, ο άξονας της προπέλας είναι άμεσα συνδεδεμένος σε μια αργόστροφη δίχρονη ναυτική μηχανή Diesel, που μας δίνει την απαραίτητη ισχύ πρόωσης. Οι ανάγκες σε ηλεκτρική ενέργεια για τις αντλίες, τη ψύξη, το φωτισμό κ.α. καλύπτονται από τις βοηθητικές τετράχρονες μηχανές ή με γεννήτριες που είναι τοποθετημένες στον άξονα της προπέλας. Η θέρμανση είναι σημαντική για τη θέρμανση των χώρων του πλοίου, τη προθέρμανση των καυσίμων και για την

παραγωγή φρέσκου νερού. Επιπλέον, στα μεγάλα πλοία οι ανάγκες θέρμανσης είναι χαμηλότερες από τη διαθέσιμη απορριπτόμενη θερμότητα της κύριας μηχανής. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τη χρήση της εναπομένουσας απορριπτόμενης θερμότητας για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με τη βοήθεια του κατάλληλου συστήματος WHR. Η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια μπορεί είτε να χρησιμοποιηθεί στο πλοίο ή για την πρόωση μέσω ενός κινητήρα τοποθετημένου στον άξονα της προπέλας, είτε να αντικαταστήσει την ενέργεια που παράγεται από τις βοηθητικές μηχανές ή την κύρια μηχανή. Με τον τρόπο αυτό οι εκπομπές ρύπων από τον μηχανολογικό εξοπλισμό και η κατανάλωση καυσίμων ελαχιστοποιούνται. Στο **Σχήμα 3.3** απεικονίζεται ένας μηχανολογικός εξοπλισμός τελευταίας τεχνολογίας για μεγάλα πλοία.



Σχήμα 3.3 Απλοποιημένη διάταξη μηχανολογικού εξοπλισμού τελευταίας τεχνολογίας για μεγάλα πλοία. Με κόκκινο χρώμα συμβολίζονται οι ροές νερού υψηλής θερμοκρασίας, ενώ με μπλε οι ροές νερού χαμηλής θερμοκρασίας. Οι κίτρινες γραμμές παρουσιάζουν το κύκλωμα του λαδιού λίπανσης και οι μαύρες τις ροές του αέρα και των καυσαερίων. Με έντονα γράμματα απεικονίζονται οι πιθανές πηγές θερμότητας (Mondejar et al., 2018)

Η τυπική λύση για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από ένα σύστημα WHR είναι η χρήση ενός στροβίλου ισχύος (*Power Turbine – PT*) και ενός συμβατικού κύκλου Rankine διπλής πίεσης (*dual pressure steam Rankine cycle*). Στην περίπτωση ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας, γίνεται ειδικός

συντονισμός στη δίχρονη ναυτική μηχανή όπου μια ποσότητα καυσαερίων παρακάμπτει τους υπερπληρωτές (*turbochargers*). Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση του ρυθμού ροής μάζας από τη μηχανή και αύξηση της θερμοκρασίας μετά τους υπερπληρωτές. Ο στρόβιλος ισχύος εγκαθίσταται στην παράκαμψη των καυσαερίων του υπερπληρωτή για τη δημιουργία ενέργειας. Η μονάδα του SRC εγκαθίσταται για τη χρήση της εναπομένουσας θερμότητας των καυσαερίων μετά τον υπερπληρωτή και ο στρόβιλος ισχύος για την εξάτμιση του ατμού και την υπερθέρμανση. Η θερμότητα από άλλες πηγές χρησιμοποιείται για την προθέρμανση.

Τέτοιες λύσεις συστημάτων WHR έχουν προταθεί από αρκετές εταιρείες που δραστηριοποιούνται στην κατασκευή ναυτικών μηχανών αλλά και μηχανολογικού εξοπλισμού.

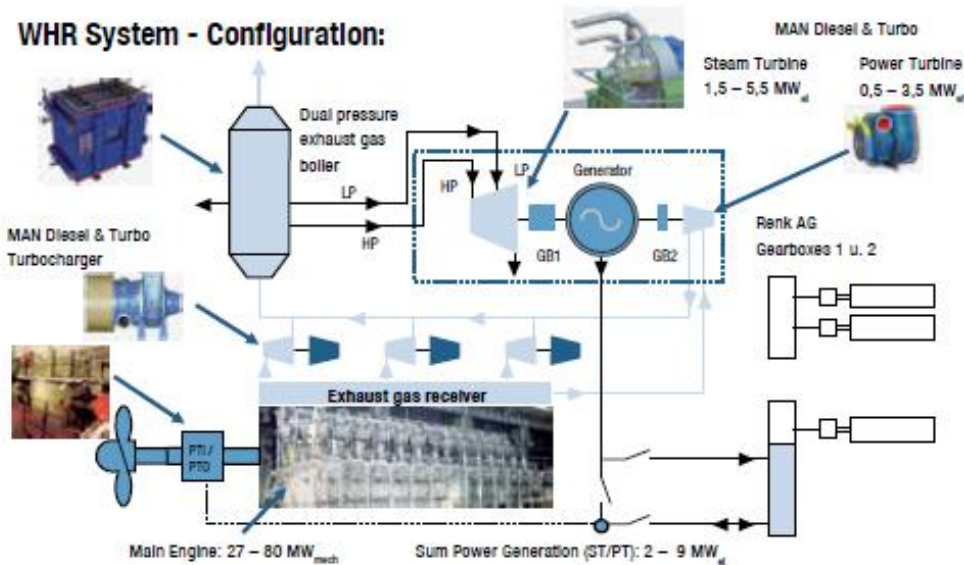
Για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από ένα σύστημα WHR, μια συνηθισμένη λύση με εφαρμογές στην ναυτιλία αποτελεί η χρήση στροβίλου ισχύος (*Power Turbine - PT*) με μια γεννήτρια (*Power Turbine Generator – PTG*) ή ενός SRC συνδεδεμένος με έναν αμοστρόβιλο για την παραγωγή ενέργειας (*Steam Turbine Generator – STG*), στην περίπτωση αυτή για καλύτερη απόδοση προτείνεται η χρήση ενός SRC διπλής πίεσης (*dual pressure Steam Rankine Cycle*).

Για την επιλογή του κατάλληλου συστήματος WHR, σύμφωνα με την MAN Diesel & Turbo γνώμονας αποτελεί το εξής:

- Ισχύς Κύριας Μηχανής > 25 MW → Συνδυασμός ST και PT
- Ισχύς Κύριας Μηχανής < 25 MW → PTG ή STG
- Ισχύς Κύριας Μηχανής < 15 MW → PTG ή ORC

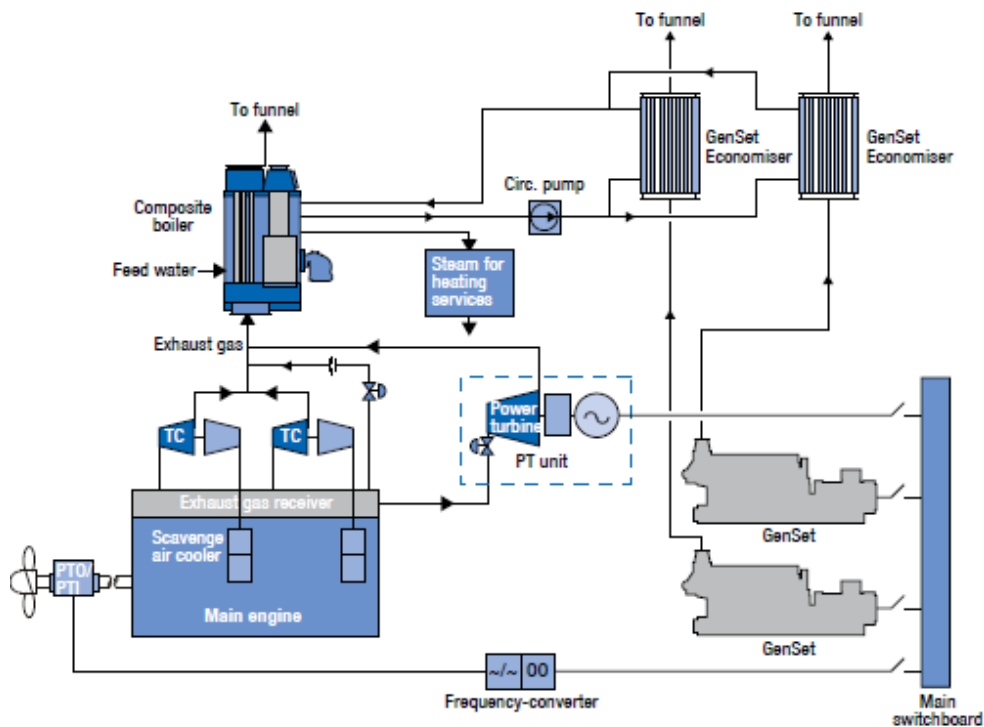
Η MAN Diesel & Turbo αναφέρει ότι πολλά διαφορετικά συστήματα WHR είναι διαθέσιμα και ανάλογα με το επίπεδο της πολυπλοκότητας που είναι δεκτό από τον πλοιοκτήτη και το ναυπηγείο καθώς και την πραγματική κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας στο πλοίο, προτείνει τα εξής συστήματα WHR:

- PTG (*Power Turbine Generator unit*)
- STG (*Steam Turbine Generator unit*)
- ST – PT (*Steam Turbine – Power Turbine generator unit*)



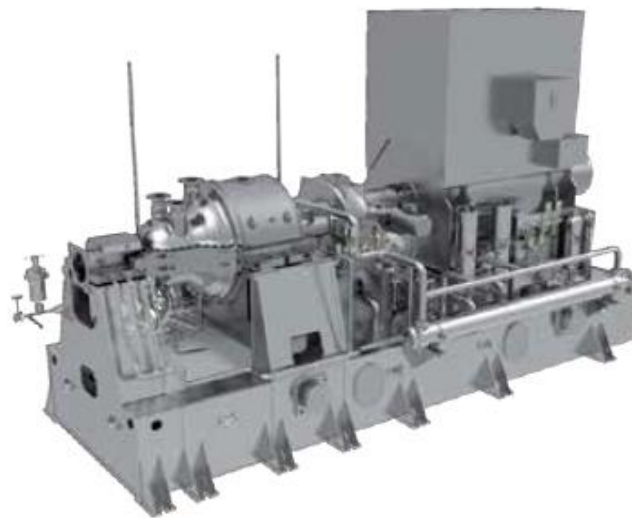
Σχήμα 3.4 Αρχές συστήματος για ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας (MAN Diesel & Turbo)

Η χρήση ενός PT αποτελεί την πιο απλή και οικονομική λύση για ένα σύστημα WHR και περιλαμβάνει έναν στρόβιλο ισχύος (στρόβιλος καυσαερίων) που εγκαθίσταται στην παράκαμψη των καυσαερίων και από μια γεννήτρια που μετατρέπει την ενέργεια του στρόβιλου ισχύος σε ηλεκτρική ενέργεια για τις ανάγκες του πλοίου. Ενώ επισημαίνεται ότι το παρόν σύστημα μπορεί να χρησιμοποιηθεί μόνο του ή και παράλληλα ως πηγή ηλεκτρικής ενέργειας για το πλοίο. Επιπλέον, η γεννήτρια αλλά και ο στρόβιλος ισχύος είναι τοποθετημένα στην ίδια πλάκα στήριξης.



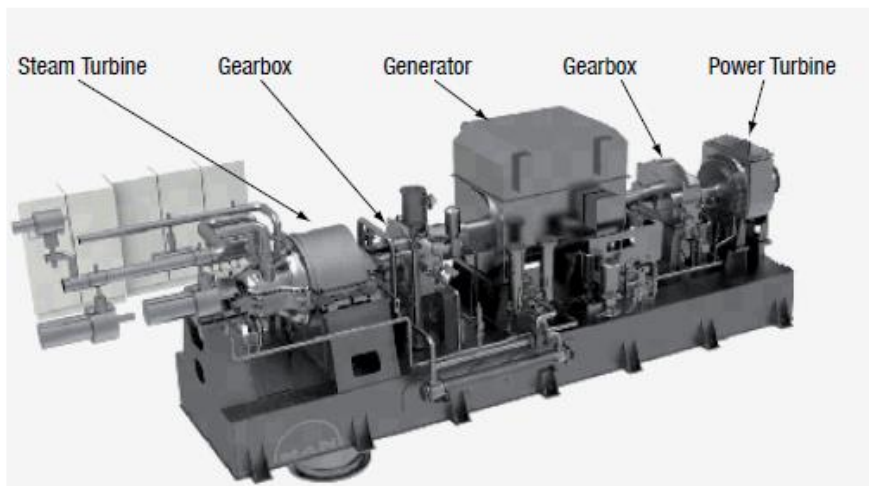
Σχήμα 3.5 Σχηματικό διάγραμμα ενός συστήματος WHR με PTG (MAN Diesel & Turbo)

Το σύστημα ST βασίζεται και αυτό στην παράκαμψη των καυσαερίων και αυξάνει τη θερμοκρασία των καυσαερίων πριν τον λέβητα χωρίς τη χρήση στροβίλου ισχύος. Μπορεί να χρησιμοποιηθεί μόνο όπως και το PTG μόνο του ή και παράλληλα για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας για το πλοίο. Η χρήση ενός τέτοιου συστήματος είναι δυνατό να ανακτήσει περίπου 5 – 8%, εξαρτώμενο πάντα από το μέγεθος της κύριας μηχανής, τις επιδόσεις της και τις περιβαλλοντικές συνθήκες.

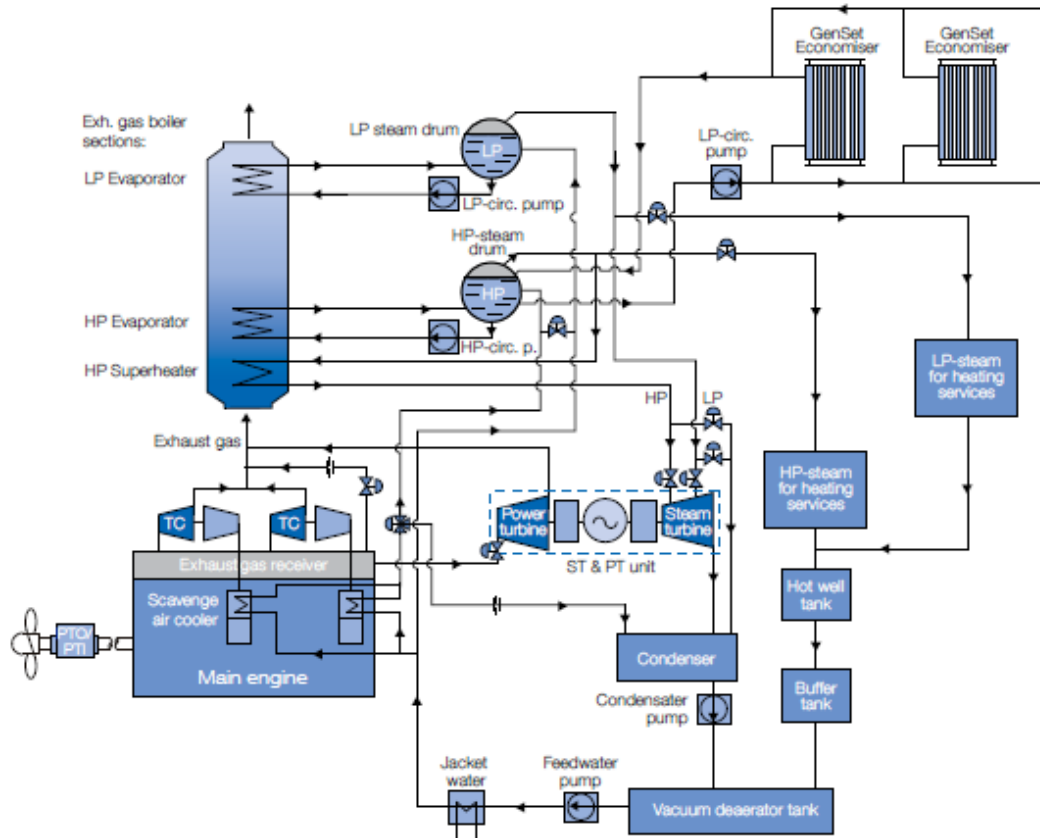


Εικόνα 3.1 Μονάδα STG για ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας (MAN Diesel & Turbo)

Στη συνέχεια, προτείνεται η χρήση του συστήματος ST – PT όταν οι απαιτήσεις σε ενέργεια είναι πολύ υψηλές π.χ. σε πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων. Στην περίπτωση αυτή ο στρόβιλος ισχύος και ο ατμοστρόβιλος μπορούν να κατασκευαστούν μαζί δημιουργώντας ένα συνδυασμένο σύστημα που βρίσκεται στην ίδια πλάκα στήριξης και μέσω μειωτήρων συνδέονται σε μια γεννήτρια. Το συνδυασμένο αυτό σύστημα οδηγεί σε αισθητά μειωμένη κατανάλωση καυσίμων αφού έχει τη δυνατότητα να παράγει τα αναγκαία ποσά ηλεκτρικής ενέργειας για την κάλυψη των αναγκών του πλοίου. Το 8 – 11% της ενέργειας μπορεί να ανακτηθεί εξαρτώμενο πάντα από το μέγεθος της κύριας μηχανής, τις επιδόσεις αλλά και τις περιβαλλοντικές συνθήκες.

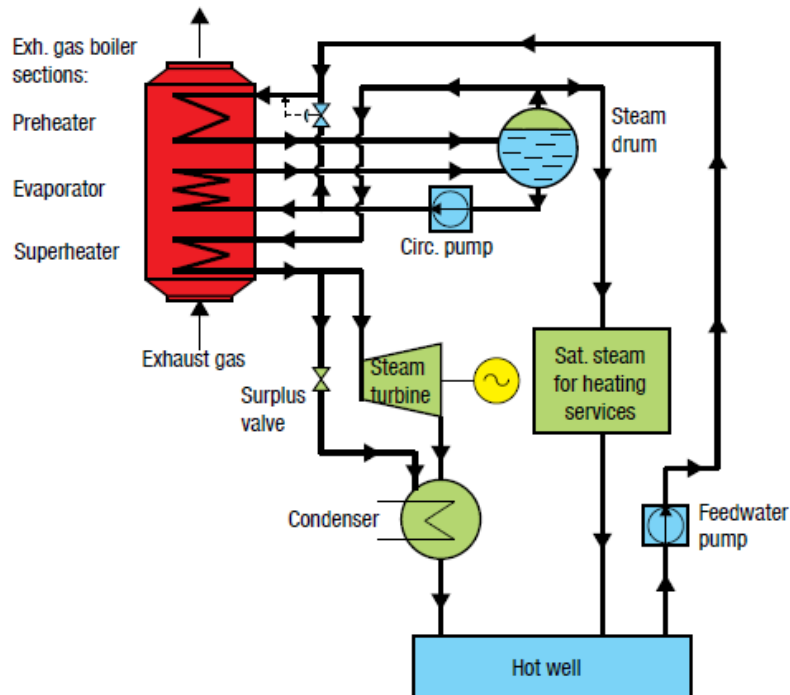


Εικόνα 3.2 Μονάδα ST – PT για την ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας (MAN Diesel & Turbo)



Σχήμα 3.6 Σχηματικό διάγραμμα ενός συστήματος WHR με ST – PT (MAN Diesel & Turbo)

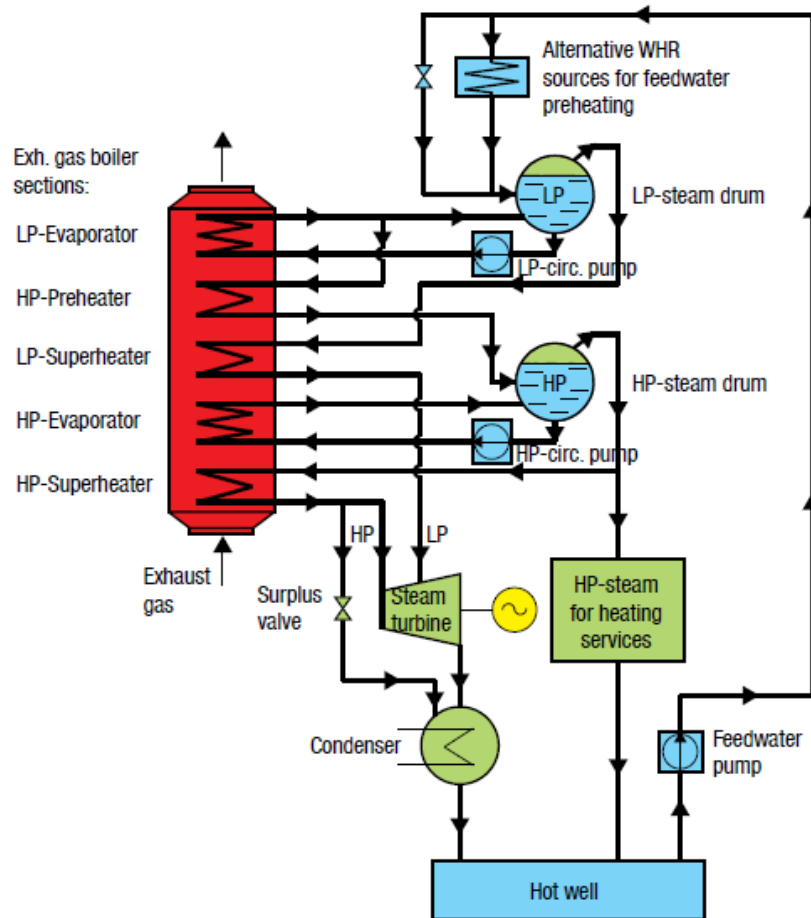
Τα συστήματα που περιλαμβάνουν λέβητα καυσαερίων και ατμοστρόβιλο, βασίζονται στα συστήματα μονής και διπλής πίεσης, τα οποία αποτελούν τις βασικές επιλογές. Το σύστημα μονής πίεσης χρησιμοποιούν μόνο τη θερμότητα των καυσαερίων και είναι μια λιγότερο πολύπλοκη σύνθεση, ευκολότερη στο χειρισμό αλλά η απόδοση του δικτύου ατμού θα είναι μικρότερη σε σχέση με το πιο διαδεδομένο σύστημα διπλής πίεσης.



Σχήμα 3.7 Σύστημα μονής πίεσης λέβητα καυσαερίων (MAN Diesel & Turbo)

Το σύστημα διπλής πίεσης είναι ένα πολυπλοκότερο σύστημα και απαιτεί συμπληρωματικές πηγές θερμότητας όπως τον αέρα σάρωσης και το νερό ψύξης των χιτωνίων για την προθέρμανση του τροφοδοτικού νερού, που θα αυξήσει τα ποσά ατμού, συνεπώς και την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Αν δεν υπάρχουν συμπληρωματικές πηγές τότε ο ατμός χαμηλής πίεσης (LP) μπορεί να προθερμάνει το τροφοδοτικό νερό, περιλαμβάνοντας μείωση 16% του συνολικού παραγόμενου ατμού, όμως ο διαθέσιμος υπέρθερμος ατμός που θα εισαχθεί στον αμοστρόβιλο θα είναι ίσος με τον πλεονάζων ατμό μετά την αφαίρεση του κορεσμένου ατμού που είναι αναγκαίος για τη θέρμανση. Η σχεδίαση του λέβητα καυσαερίων πρέπει να γίνει με τέτοιο τρόπο ώστε να μειωθεί ο κίνδυνος απόθεσης κάπνας και φωτιάς. Τέλος, το σύστημα διπλής πίεσης αποτελεί την καλύτερη επιλογή για WHR σε πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων.

Η μέγιστη ανακτημένη ηλεκτρική ενέργεια για το σύστημα μονής πίεσης εκτιμάται στο 4 – 7% και 5 - 8% για το σύστημα διπλής πίεσης.



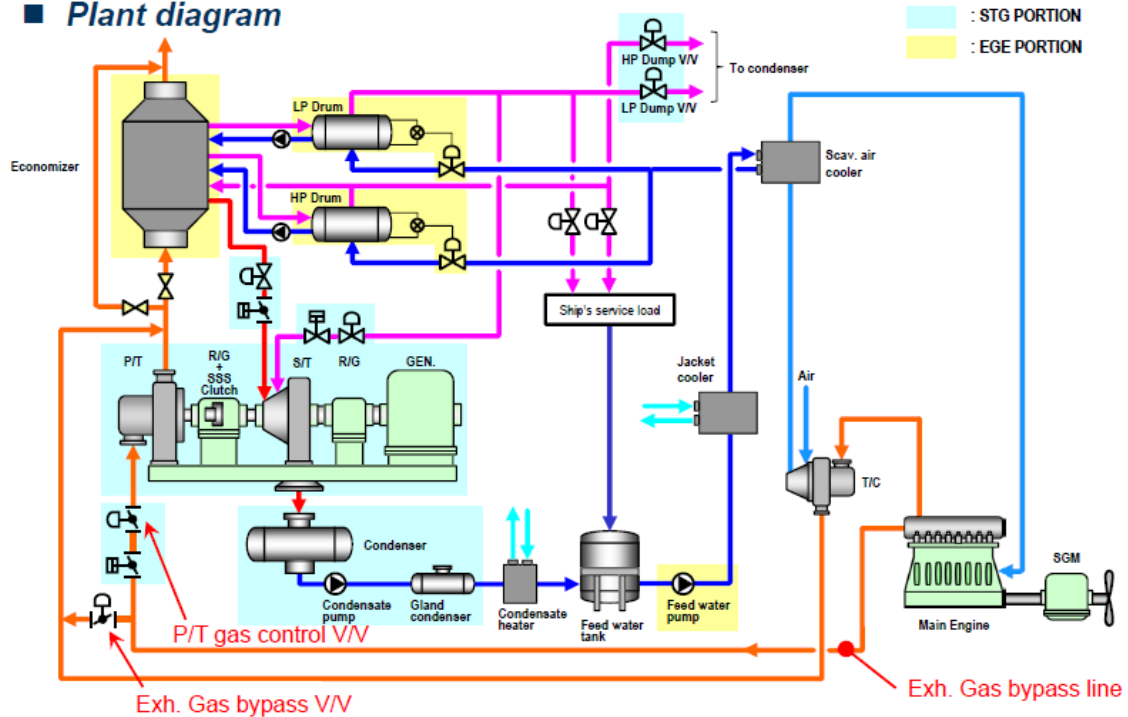
Σχήμα 3.8 Σύστημα διπλής πίεσης λέβητα καυσαερίων (MAN Diesel & Turbo)

Τα παραπάνω συστήματα που παρουσιάστηκαν συνοπτικά αποτελούν τις κυριότερες λύσεις για τη χρήση της απορριπτόμενης θερμότητας από ναυτικές μηχανές. Παρόμοιες λύσεις έχουν προτείνει και άλλοι κατασκευαστές.

Η *ABB* παρουσίασε ένα σύστημα WHR με διπλής πίεσης (HP – LP) λέβητα καυσαερίων και τη χρήση STG και PTG για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, ενώ εκτίμα πως είναι οικονομικά εφικτή η χρήση WHRS σε μεγάλα πλοία όπου η κύρια μηχανή πρόωσης έχει ισχύ ίση ή μεγαλύτερη των 20 MW.

Η *Mitsubishi Heavy Industries – Marine Machinery & Engine* έχει προτείνει με τη σειρά της ένα σύστημα WHR διπλής πίεσης λέβητα καυσαερίων με STG και PTG. Στο **Σχήμα 3.8** παρουσιάζεται η διάταξη του συστήματος WHR όπως προτάθηκε και στον **Πίνακα 3.1** αναφέρονται πλοία στα οποία έχει εγκατασταθεί το συγκεκριμένο σύστημα.

■ Plant diagram

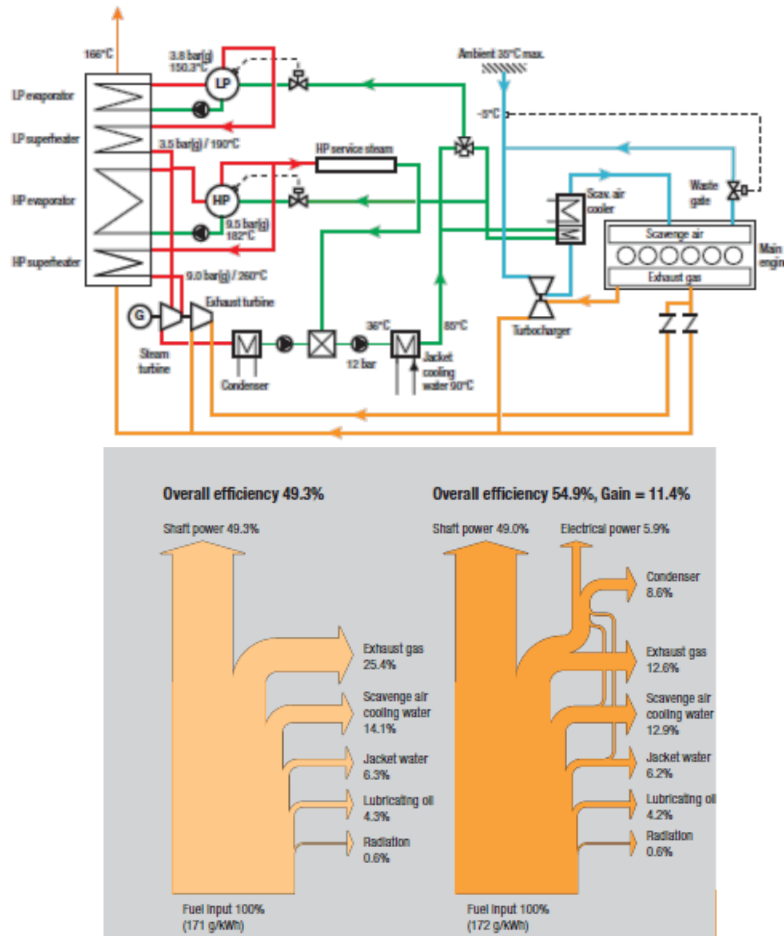


Σχήμα 3.9 Εγκατάσταση συστήματος WHR (MHI – MME, 2016)

Πίνακας 3.1 Εγκατάσταση WHRS της MHI σε πλοία μέχρι τα τέλη του 2016 (MHI – MME, 2016)

Kind of Ship	Capacity	Main Engine Type	Contract	Delivered	Gen. Output
Container	8,500 TEU	Wartsila 12RT-flex96C	12	12	6,000 kW
Container	4,500 TEU	MAN B&W 6S80ME-C9	22	22	3,100 kW
Container	7,450 TEU	MAN B&W 9S90ME-C Mk8	16	16	3,700 kW
Container	13,000 TEU	MAN B&W 12K98ME-7	9	9	7,000 kW
Container	18,000 TEU	MAN B&W 8S80ME-C9.2(x 2skegs)	20	20	6,000 kW
Ore Carrier	250,000 DWT	MAN B&W 7S80MC-C Mk7	1	1	1,700 kW
Container	15,000 TEU	MAN B&W 9S90ME-C10.2	11	11	2,700 kW
Container	18,800 TEU	MAN B&W 10S90ME-C10.2	6	6	3,000 kW
Container	19,630 TEU	MAN B&W 7G80ME-C9.5(x 2skegs)	11	0	4,600 kW
Total			108	97	

Η *Wärtsilä* ανέπτυξε ένα σύστημα SRC διπλής πίεσης και παρατηρήθηκε ότι η απόδοση της μηχανής μπορούσε να βελτιωθεί κατά 11,44%. Στο **Σχήμα 3.10** απεικονίζεται το παρόν σύστημα καθώς και η συνολική απόδοση του συστήματος.



Σχήμα 3.10 Σύστημα SRC διπλής πίεσης (Wartsila Waste Heat Recovery)

Επομένως, είναι εμφανές ότι υπάρχουν διαθέσιμα συστήματα WHR για την κάλυψη των αναγκών που είναι απαραίτητες για τα πλοία. Τα συστήματα παρουσιάζουν ομοιότητες ως προς τη διάταξη τους, ενώ συμπερασματικά προκύπτει ότι ο συνδυασμός STG που λειτουργεί με τον SRC και PTG έχει την καλύτερη απόδοση και συνεπώς μεγαλύτερη παραγωγή ενέργειας. Επιπλέον, παρατηρούμε ότι η χρήση των παραπάνω συστημάτων WHR, που αποτελούν πλέον δοκιμασμένες τεχνολογίες, έχουν εφαρμοστεί σε μεγάλο αριθμό πλοίων, κυρίως σε πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων. Επίσης, η χρήση των παραπάνω συστημάτων ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας αποτελεί την πιο οικονομική επιλογή για πλοία με κύρια μηχανή ισχύος από 20 MW και άνω, το οποίο καλύπτεται με τη χρήση μιας δίχρονης ναυτικής μηχανής.

3.3 Εφαρμογές ORC στη ναυτιλία

Εκτός των παραπάνω συστημάτων WHR που χρησιμοποιούνται ήδη και είναι εμπορικά διαθέσιμα, ο Οργανικός κύκλος Rankine έχει προταθεί για αρκετές εφαρμογές σε πλοία που διαθέτουν μηχανές μικρότερης ισχύος. Για μικρότερα πλοία ο ORC ίσως αποδειχθεί η καλύτερη επιλογή για την ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας, αφού η ισχύς της κύριας μηχανής είναι μικρότερη και τα προφίλ λειτουργίας της μεταβάλλονται περισσότερο.

Η εφαρμογή των μονάδων ORC είναι σχετικά πρόσφατη και αποκτά μεγαλύτερο ενδιαφέρον. Οι κύριοι λόγοι που οδήγησαν σε αυτό είναι οι υψηλές αποδόσεις μετατροπής σε συνδυασμό με την απλότητα της λειτουργίας του, το χαμηλό κόστος, τη δυνατότητα επέκτασης και την προσαρμοστικότητα του. Σημαντικό για τις παραπάνω ιδιότητες του ORC αποτελεί η χρήση εναλλακτικών εργαζόμενων ρευστών. Στη βιβλιογραφία πλήθος μελετητών έχουν ασχοληθεί με τον ORC, εξετάζοντας οργανικά ρευστά αλλά και αρκετές διατάξεις του κύκλου.

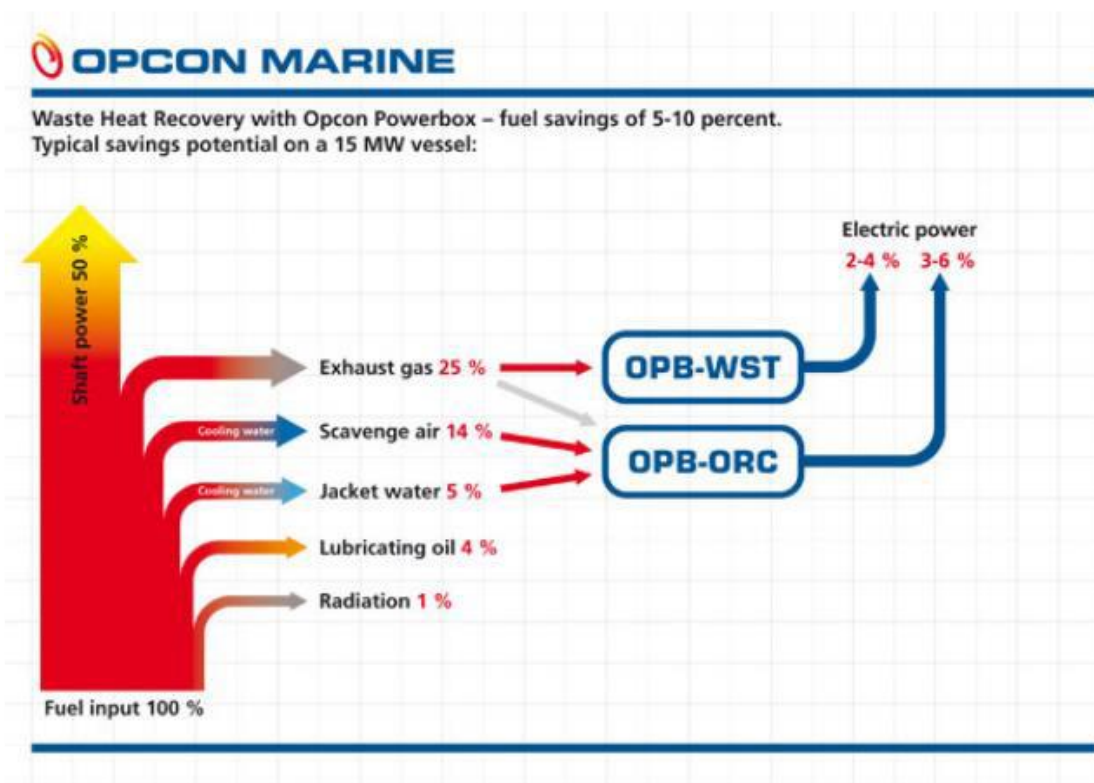
Σε τελευταία ανάλυση, ο πιο σημαντικός παράγοντας για την εγκατάσταση ενός ORC για την ανάκτηση θερμότητας είναι η αποδοχή της συγκεκριμένης λύσης από τους πλοιοκτήτες. Τα τελευταία χρόνια, όπως έχει αναφερθεί τουλάχιστον έξι πλοία έχουν προχωρήσει στην εγκατάσταση του ORC. Στον **Πίνακα 3** παρουσιάζεται η λίστα των καταγεγραμμένων πλοίων που χρησιμοποιούν ήδη μονάδες Οργανικού κύκλου Rankine.

Πίνακας 3.2 Λίστα καταγεγραμμένων μονάδων ORC σε πλοία

Όνομα Πλοίου (Χρονολογία)	<i>MV Figaro</i> (2012)	<i>Arnold Maersk</i> (2016)	<i>Viking Grace</i> (2015)	<i>Asahi Maru</i> (2017)	<i>Orizzonte</i> (2017)	<i>Panerai I & II</i> (2018)
Τύπος Πλοίου	Οχηματαγωγό	Container	Cruise Ferry	Bulk Carrier	Αλιευτικό	Fast Ferry
Κατασκευαστής ORC	Opcon	Calnetix	Climeon	Kobe Steel	Enogia	Orcan Energy
Απόδοση (kW)	500	125	150	125	200	154
Εξοικονόμηση Καυσίμου (%)	4 – 6	Έως 5	Έως 10 – 15	3	5	6 - 9
Νηογνώμονας	Lloyd's Register	ClassNK και Lloyd's Register	Lloyd's Register	ClassNK	-	-

Η πρώτη εγκατάσταση ORC σε πλοίο πραγματοποιήθηκε το 2012 στο οχηματαγωγό *MV Figaro* της Σουηδικής εταιρείας *Wallenius Lines AB*, ολικής χωρητικότητας 74258 GT, εφοδιασμένο με το δίχρονο ναυτικό κινητήρα της

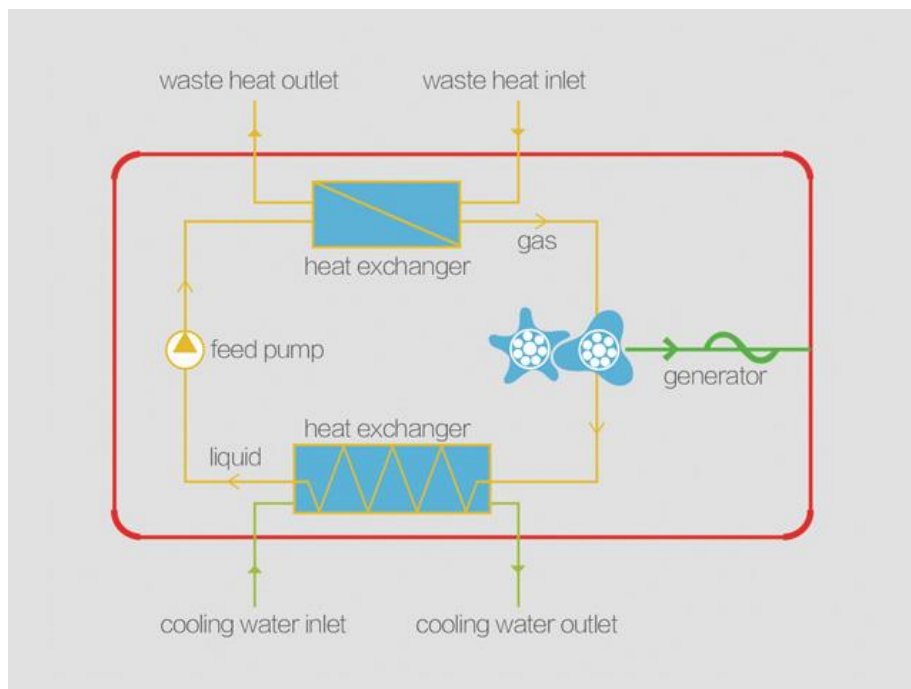
MAN B&W 8S60ME-C8 με ισχύ 19 MW. Το εγκατεστημένο σύστημα της Opcon, πλέον *Fujian Opcon Energy Technology Co., Ltd*, το *Opcon Powerbox ORC* χρησιμοποίησε το νερό ψύξης του κινητήρα για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας έως και 500 kW. Μαζί με το παρόν σύστημα χρησιμοποιήθηκε και ένας στρόβιλος υγρού ατμού, το *Opcon Powerbox Wet Steam Turbine*, σχεδιασμένος να αντέχει την υγρασία κατά τη διαδικασία της εκτόνωσης, εξαλείφοντας την ανάγκη για υπερθέρμανση, η εταιρεία ισχυρίστηκε πως η εξοικονόμηση ενέργειας είναι 4 – 6 %, ενώ, ανάλογα για κάθε πλοίο που μελετάται και το προφίλ λειτουργίας, άλλες εγκαταστάσεις θα μπορούσαν να έχουν εξοικονόμηση έως και 10%. Οι εγκαταστάσεις της *Opcon* είναι εφαρμόσιμες σε πλοία με εγκατεστημένη ισχύ άνω των 5 MW. Στο **Διάγραμμα 3** που αφορά πλοία με ναυτικές μηχανές ισχύος 15 MW, απεικονίζεται σύμφωνα με τον κατασκευαστή ότι η χρήση του συστήματος *Opcon Powerbox Wet Steam Turbine* για την ανάκτηση θερμότητας από καυσαέρια, ένα επιπλέον ποσοστό 2-4 % της καταναλωμένης ενέργειας καυσίμου μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Επιπρόσθετα, η χρήση του συστήματος *Opcon Powerbox ORC*, ένα πρόσθετο ποσοστό 3-6% μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.



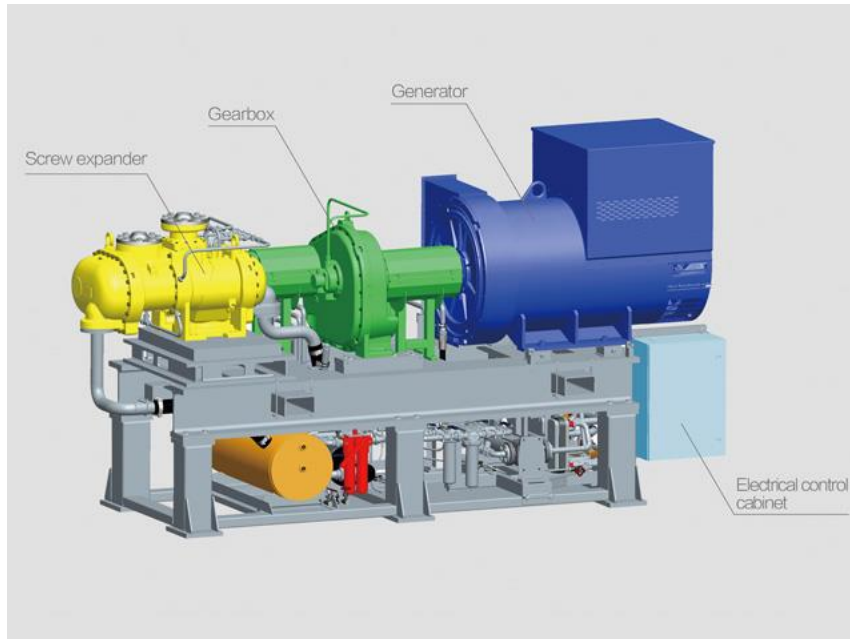
Διάγραμμα 3.1 Εξοικονόμηση με χρήση των συστημάτων WHR της Opcon (Lazaratou, 2015)



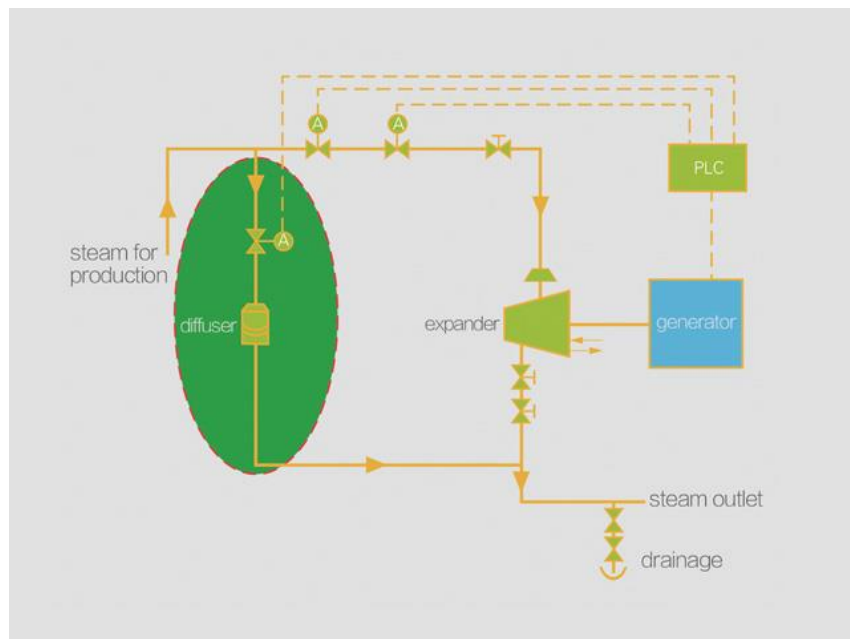
Εικόνα 3.3 Opcon Powerbox ORC (Fujian Opcon Energy Technology Co., Ltd.)



Εικόνα 3.3 Αρχή λειτουργίας του συστήματος WHR του Opcon Powerbox ORC (Fujian Opcon Energy Technology Co., Ltd.)



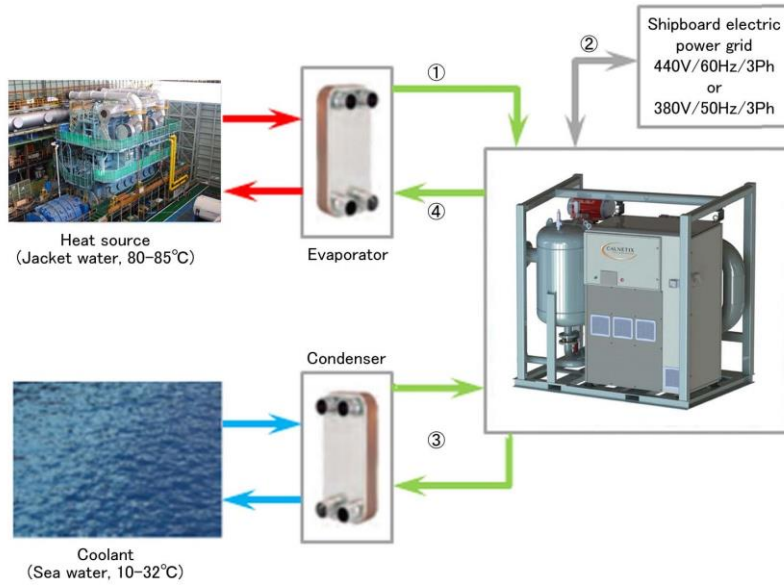
Εικόνα 3.4 Opcon Powerbox WST (Fujian Opcon Energy Technology Co., Ltd.)



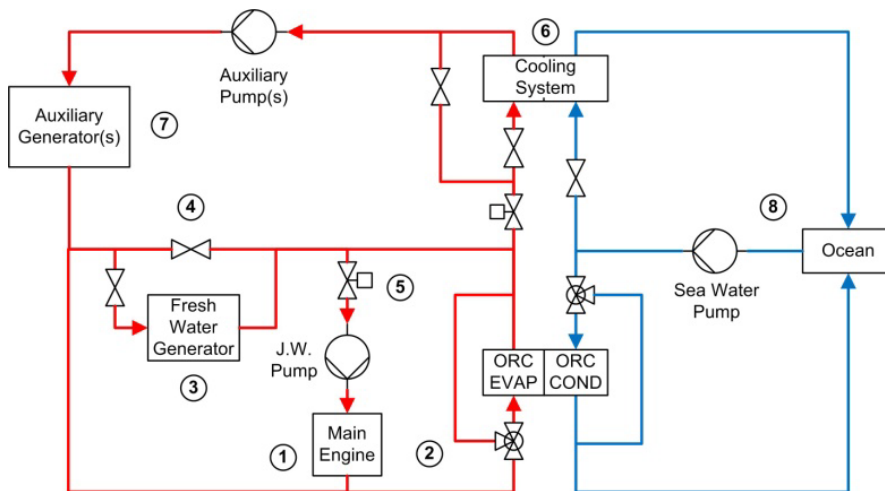
Εικόνα 3.5 Αρχή λειτουργίας Opcon Powerbox WST (Fujian Opcon Energy Technology Co., Ltd.)

Η *Calnetix Technologies* σε συνεργασία με την *Mitsubishi Heavy Industries – Marine Machinery and Engine*, ανέπτυξαν ένα σύστημα WHR, το *Hydrocurrent Organic Rankine Cycle Module 125EJW*, το οποίο εγκαταστάθηκε το 2016 στο *Arnold Maersk*. Το συγκεκριμένο σύστημα χρησιμοποιεί ως πηγή θερμότητας το νερό ψύξης των χιτωνίων της κύριας μηχανής, ενώ ως εργαζόμενο ρευστό χρησιμοποιείται το *R245fa*, για την παραγωγή υπέρθερμου ατμού, συνεπώς

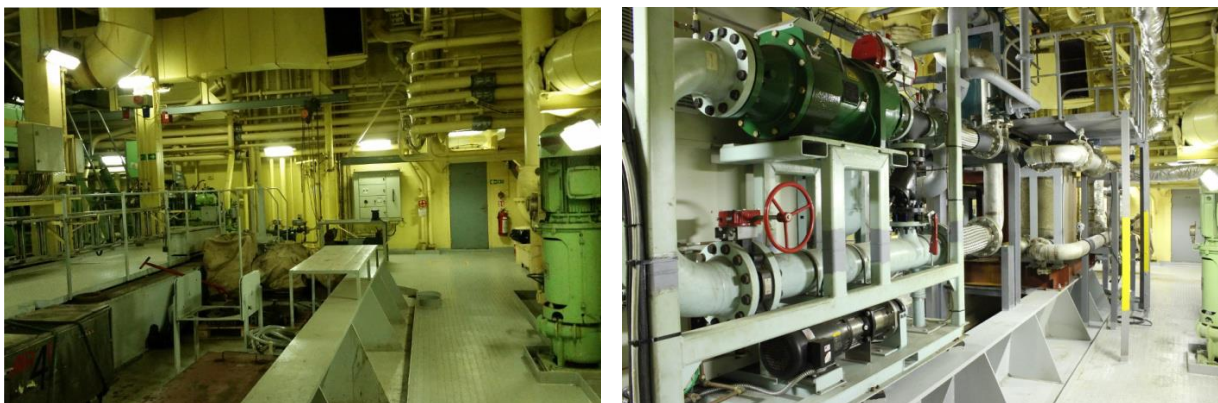
και ηλεκτρικής ενέργειας ισχύος 125 kW μέσω ενός IPM (*Integrated Power Module*).



Εικόνα 3.6 Διαδικασία ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας με το Hydrocurrent ORC 125EJW (ΜΗΙ-ΜΜΕ, 2015)



Εικόνα 3.7 Ενσωμάτωση συστήματος Hydrocurrent ORC 125EJW (Christopher Sellers, 2017)



Εικόνα 3.8 (Αριστερά) Τοποθεσία εγκατάστασης, (Δεξιά) Εγκατεστημένο σύστημα Hydrocurrent ORC 125EJW (Christopher Sellers, 2017)

Το 2015 η εταιρεία *Viking Lines*, προχώρησε στην εγκατάσταση του συστήματος WHR της *Climeon*, στο κρουαζιερόπλοιο *Viking Grace*, εξοπλισμένο με τέσσερις μηχανές διπλού καυσίμου *Wärtsilä 8L50DF* και συνολικής ισχύος 30400 kW. Το σύστημα της *Climeon* βασίζεται στον ORC και αποτελεί μια συμπαγή και συναρμολογούμενη μονάδα που αποτελείται από τρία κινούμενα μέρη: έναν στρόβιλο και δύο αντλίες, ως πηγή θερμότητας χρησιμοποιούνται τα καυσαέρια και το νερό ψύξης της μηχανής. Η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια της συγκεκριμένης μονάδας φτάνει τα 150 kW.



Εικόνα 3.9 Climeon HP 150 (climeon.com)

Στη συνέχεια, η *Kobe Steel* χρησιμοποίησε γεννήτριες παραγωγής ενέργειας διπλού κύκλου (*binary cycle power generators*), που εγκαταστάθηκαν το 2017 στο πλοίο *Asahi Maru*, της *Asahi Shipping Co.* Σύμφωνα, με την κατασκευάστρια εταιρεία το συγκεκριμένο σύστημα μπορεί να εφαρμοστεί σε πλοία με ναυτική μηχανή ισχύος 5 MW και άνω, ενώ η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια μπορεί να φτάσει μέχρι τα 100 kW και μπορεί να λειτουργεί σε ένα μεγάλο φάσμα συνθηκών, από υψηλά φορτία λειτουργίας μέχρι μικρότερα φορτία.



Εικόνα 3.10 Γεννήτριες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας διπλού κύκλου (KOBE STEEL, LTD)

Οι δύο επόμενες μονάδες WHR με ORC, της *Enogia* και της *Orcan International Energy Technology Co.*, που εφαρμόστηκαν το 2017 και 2018 αντίστοιχα, λειτουργούν με εργαζόμενο ρευστό το *R1233zd*, αντικαθιστώντας το *R123*. Το σύστημα της *Enogia* λειτουργεί με πηγές θερμότητας που κυμαίνονται από 70 - 120 °C με την παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια να φτάνει τα 180 kW. Από την άλλη πλευρά, το σύστημα της *Orcan* εφαρμόζεται σε μηχανές με ισχύ 500 kW και άνω, ανεξαρτήτως του τύπου καυσίμου. Η παραγόμενη ενέργεια είναι 154 kW και ως πηγές θερμότητας για τη μονάδα αποτελούν η θερμότητα των καυσαερίων και το νερό ψύξης των χιτωνίων για την προθέρμανση του εργαζόμενου ρευστού. Η εξοικονόμηση καυσίμων εκτιμάται από 6 – 9%, με σκοπό πάντα τη μείωση των ρύπων και την αύξηση του δείκτη EEDI.



Εικόνα 3.11 Μονάδα WHR της Orcan (Orcan International Energy Technology Co.)

3.4 Σύγκριση συστημάτων WHR με εφαρμογές στη ναυτιλία

Τα συστήματα WHR που παρουσιάστηκαν στις προηγούμενες ενότητες, αποτελούν τις πλέον διαδεδομένες τεχνολογίες για την ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας από ναυτικές μηχανές, κάνοντας χρήση των διαφορετικών πηγών θερμότητας για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και θέρμανσης, προκειμένου να καλυφθούν οι απαιτήσεις του πλοίου. Ωστόσο, τα συγκεκριμένα συστήματα εμφανίζουν πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα που σχετίζονται με τον τρόπο και το κόστος εγκατάστασης, τη συντήρησή τους, τις επιδόσεις τους.

Το σύστημα PTG παρουσιάζει τα εξής:

Πλεονεκτήματα

- Αποδοτικό (μπορεί να ανακτηθεί 3-5% του ισοδύναμου MCR στην ηλεκτρική ενέργεια)
- Συμπαγές (δεν χρειάζονται σωληνώσεις ατμού, συμπυκνωτής και λέβητας)
- Ενδεχόμενη μετασκευή (απαιτείται ενσωμάτωση του κινητήρα και του συστήματος των καυσαερίων για την εγκατάσταση της βαλβίδας παράκαμψης)
- Χαμηλότερη συντήρηση και πιο απλό από το σύστημα του ατμού
- Διαθέσιμο για φορτίο λειτουργίας κινητήρα πάνω από το 40% MCR

Μειονεκτήματα

- Περιορισμένη παραγωγή ενέργειας για πλοία με μεγαλύτερες απαιτήσεις

Το σύστημα STG μονής πίεσης εμφανίζει τα εξής:

Πλεονεκτήματα

- Αποδοτικό (μπορεί να ανακτηθεί μέχρι και 7% του ισοδύναμου MCR στην ηλεκτρική ενέργεια, φανερά μεγαλύτερη δυνατότητα ανάκτησης σε σχέση με το PTG)
- Διαθέσιμο για φορτία λειτουργίας του κινητήρα πάνω από 30% MCR

Μειονεκτήματα

- Τα συστήματα ατμού χρειάζονται πόρους για τη λειτουργία και τη συντήρησή τους με σκοπό τη συνεχόμενη λειτουργία τους
- Μεγάλος όγκος (τα συστήματα ατμού απαιτούν αρκετό όγκο για μεγάλους συμπυκνωτές, τύμπανα ατμού, μεγάλους και σύνθετους λέβητες κ.α.)
- Δυσκολία στην εγκατάσταση σε υπάρχοντα πλοία

Για το σύστημα STG διπλής πίεσης ισχύουν τα εξής:

Πλεονεκτήματα

- Αποδοτικό (μέχρι και 8% του ισοδύναμου MCR μπορεί να ανακτηθεί στην ηλεκτρική ενέργεια)
- Διαθέσιμο για φορτία λειτουργίας του κινητήρα πάνω από 30% MCR

Μειονεκτήματα

- Ελάχιστη αυξημένη ανάκτηση ενέργειας σε σχέση με το σύστημα μονής πίεσης
- Απαιτήση πόρων για τη λειτουργία και τη συντήρηση του συστήματος
- Μεγάλος όγκος εξοπλισμού
- Δυσκολία στην εγκατάσταση σε υπάρχοντα πλοία

Τα συνδυασμένα συστήματα ST – PT παρουσιάζουν τα εξής:

Πλεονεκτήματα

- Μεγαλύτερη απόδοση μέχρι και 11% του MCR σε ηλεκτρική ενέργεια, με την δυνατότητα ανάκτησης ενέργειας να είναι υψηλότερη σε σχέση με την μεμονωμένη χρήση των συστημάτων
- Διαθέσιμο για φορτία λειτουργίας του κινητήρα πάνω από 30% MCR

Μειονεκτήματα

- Απαιτήση πόρων για τη λειτουργία και τη συντήρηση του συστήματος
- Μεγάλος όγκος εξοπλισμού
- Ενδείκνυται για εγκατάσταση σε νέα πλοία εξαιτίας των απαιτήσεων σε χώρο και ενσωμάτωση του συστήματος

Η χρήση του ORC έχει τα παρακάτω πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα:

Πλεονεκτήματα

- Συμπαγή
- Μικρός όγκος σε σχέση με το STG
- Υψηλότερη απόδοση συγκριτικά με το PTG
- Ικανότητα παραγωγής ενέργειας σε χαμηλά φορτία λειτουργίας
- Πλήθος κατασκευαστών
- Δυνατότητα παραγωγής ενέργειας από πηγές θερμότητας χαμηλής ποιότητας

Μειονεκτήματα

- Υψηλό κόστος εγκατάστασης
- Απαιτείται προσοχή για διαρροές εξαιτίας των χημικών ουσιών που χρησιμοποιούνται ως εργαζόμενα ρευστά για τη λειτουργία του κύκλου

4. Περίπτωση μελέτης συνδυασμένου κύκλου Diesel – ORC σε πλοίο

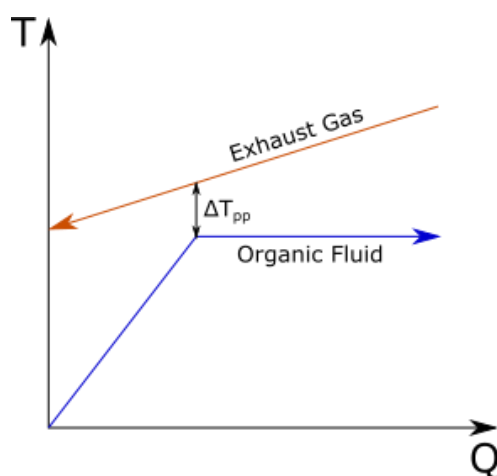
4.1 Περιγραφή περίπτωσης μελέτης

Σκοπός του συγκεκριμένου κεφαλαίου είναι η μελέτη της επίδρασης του Οργανικού Κύκλου *Rankine* (ORC) σε συνδυασμό με τον κύκλο *Diesel*, στην αποδοτικότητα του συνολικού συστήματος. Ειδικότερα, επιλέχθηκε ένας ναυτικός κινητήρας *Diesel*, του οποίου την απόβλητη θερμότητα θα εκμεταλλευτεί ο κύκλος ORC.

Για την υλοποίηση της μελέτης έγιναν κάποιες συγκεκριμένες επιλογές:

- Επιλέχθηκε συγκεκριμένος δίχρονος ναυτικός κινητήρας Diesel.
- Από τις πηγές απόβλητης θερμότητας του κινητήρα εξετάστηκε μόνο η χρήση των καυσαερίων του και όχι οι υπόλοιπες πηγές θερμότητας όπως ο αέρας σάρωσης (*Scavenge Air Cooling*) ή το νερό ψύξης των χιτωνίων (*Jacket Cooling Water*).
- Η μελέτη των επιδόσεων του ORC που πραγματοποιήθηκε αφορά μόνο στο ονομαστικό φορτίο λειτουργίας (100%) του ναυτικού κινητήρα.
- Χρησιμοποιήθηκε απλός κύκλος ORC ξηρού κορεσμένου ατμού.
- Εξετάστηκαν ξηρά (*dry*) και ισεντροπικά (*isentropic*) οργανικά ρευστά ως πιθανά εργαζόμενα μέσα του κύκλου ORC (επειδή δεν απαιτούν υπερθέρμανση, ο ORC εργάζεται με ξηρό κορεσμένο ατμό).

Η τελευταία παρατήρηση έχει ως συνέπεια, η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά ΔT_{PP} (*Pinch Point Temperature Difference - PPTD*), μεταξύ της ευθείας των καυσαερίων και του οργανικού ρευστού του κύκλου ORC, να εντοπίζεται πάντοτε στο σημείο καμπής της αντίστοιχης μεταβολής θερμοκρασίας του οργανικού ρευστού όπου λαμβάνει χώρα η ατμοποίησή του, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 4.1**.



Σχήμα 4.1 Σημείο Pinch Point

4.2 Περιγραφή μεθοδολογίας

Στην ενότητα αυτή περιγράφεται η μεθοδολογία υπολογισμού των επιδόσεων του κύκλου ORC και της επίδρασής του στη βελτίωση των επιδόσεων του συνολικού συστήματος. Οι υπολογισμοί έγιναν μέσω κώδικα υπολογισμού που προγραμματίστηκε σε *MATLAB R2020b*, με χρήση του ελεύθερου λογισμικού *CoolProp*. Το τελευταίο είναι βασισμένο στη γλώσσα προγραμματισμού *Python* και παρείχε όλες τις πληροφορίες για τις θερμοδυναμικές ιδιότητες των οργανικών ρευστών που εξετάστηκαν.

Επιλέχθηκε δίχρονος κινητήρας *Diesel*, λόγω του γεγονότος ότι το 80% του παγκόσμιου στόλου αποτελείται από εμπορικά πλοία και το 85% αυτών χρησιμοποιούν κινητήρες *Diesel*, όπου οι δίχρονες αργόστροφες μηχανές κυριαρχούν στην αγορά (*Mondejar et al, 2018*).

Ειδικότερα, ο κινητήρας που επιλέχθηκε είναι ο *MAN 6G60ME-C10.5 HL*, εξακύλινδρος κινητήρας ισχύος 17040 kW, σύμφωνος με τους κανονισμούς περί εκπομπών NO_x, Tier II του IMO, ως καύσιμο χρησιμοποιεί HFO, ενώ υπάρχει και η δυνατότητα μετασκευής του για εναλλακτικά καύσιμα όπως μεθάνολη, αιθάνιο, LNG και LPG.

Με τη χρήση του λογισμικού *CEAS (Computerized Engine Application System)* της MAN, έγιναν διαθέσιμες οι πληροφορίες που ήταν απαραίτητες για τους υπολογισμούς. Στον **Πίνακα 4.1** αναφέρονται οι τεχνικές παράμετροι του κινητήρα.

Πίνακας 4.1 Χαρακτηριστικά και τεχνικές παράμετροι κινητήρα

MAN 6G60ME-C10.5 HL Tier II	
Αριθμός κυλίνδρων	6
Φορτίο λειτουργίας (% SMCR)	100%
Ισχύς (kW)	17040
SFOC (g/kWh)	165
LCV (kJ/kg)	42700
Παροχή μάζας καυσαερίων (kg/s)	36,8
Θερμοκρασία καυσαερίων (°C)	235

Αξίζει να σημειωθεί ότι η ύπαρξη θείου στα καύσιμα, οδηγεί στη μετατροπή τους σε διοξείδιο του θείου κατά την καύση του στον κύλινδρο. Το διοξείδιο του θείου μετατρέπεται αργότερα σε τριοξείδιο του θείου μέσω οξείδωσης. Αν η θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδο είναι χαμηλότερη από το σημείο δρόσου του οξέος, το τριοξείδιο του θείου θα αναμιχθεί με τον ατμό και θα οδηγήσει στη δημιουργία θειικού οξέος, που ίσως προκαλέσει διάβρωση στη σωληνώσεις και τον εναλλάκτη θερμότητας του συστήματος ORC. Για τον παραπάνω λόγο, είναι επιθυμητό η τιμή της θερμοκρασίας καυσαερίων στην

έξοδο να είναι πάνω από 100 °C (373,15 K). Στην παρούσα μελέτη η τιμή αυτή ορίστηκε στους 120 °C (393,15 K), δηλαδή 20 °C μεγαλύτερη από το όριο ασφαλείας.

Η επιλογή του οργανικού ρευστού έχει μεγάλη επίδραση στη θερμική απόδοση του συστήματος ανάκτηση θερμότητας του ORC, κάτω από διαφορετικές πηγές θερμότητας. Στην παρούσα μελέτη μας τα υποψήφια οργανικά ρευστά επιλέχθηκαν με κριτήριο την υψηλή τους κρίσιμη θερμοκρασία, δεδομένου ότι και η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας είναι αρκετά υψηλή. Ελήφθησαν επίσης υπόψη και τα παρακάτω:

- κατάλληλες θερμικές ιδιότητες κατά τη λειτουργία του κύκλου
- χημική σταθερότητα
- χαμηλό αντίκτυπο στο περιβάλλον (χαμηλό GWP, χαμηλό ODP)
- ασφάλεια του κύκλου (τοξικότητα, ευφλεκτότητα)

Στον **Πίνακα 4.2** αναφέρονται τα οργανικά ρευστά που επιλέχθηκαν για το σύστημα ανάκτησης θερμότητας από τα καυσαέρια του ναυτικού κινητήρα της μελέτης.

Πίνακας 4.2 Στοιχεία για τα οργανικά ρευστά (Ξ: Ξηρό, Ι: Ισεντροπικό)

α/α	Εργαζόμενο ρευστό	Ομάδα	Τύπος	Κρίσιμη θερμ/σία T_{crit} (K)	Κρίσιμη πίεση P_{crit} (kPa)	ODP	GWP	ASHRAE 34	Ευφλεκτότητα	Τοξικότητα
1	Toluene	HC	Ξ	591,75	4126	0	2,7	-	Υψηλή	Υψηλή
2	Benzene	HC	Ξ	562,02	4894	0	Χαμηλή	B2	Υψηλή	Υψηλή
3	Cyclohexane	HC	Ξ	553,6	4082	0	Χαμηλή	A3	Υψηλή	Υψηλή
4	Cyclopentane	HC	Ξ	511,72	4571	0	Χαμηλή	-	Υψηλή	Χαμηλή
5	n-Hexane	HC	Ξ	507,82	3044	-	-	-	-	-
6	R113	CFC	Ξ	487,21	3392	0,9	6130	A1	Καθόλου	Χαμηλή
7	R141b	HCFC	Ι	477,5	4212	0,09	700	-	-	-
8	R601a (Isopentane)	HC	Ξ	460,35	3378	0	11	A3	Χαμηλή	Πολύ υψηλή
9	R123	HCFC	Ι	456,83	3672	0,02	77	B1	Καθόλου	Υψηλή
10	R245fa	HFC	Ι	427,01	3651	0	1030	B1	Καθόλου	Χαμηλή

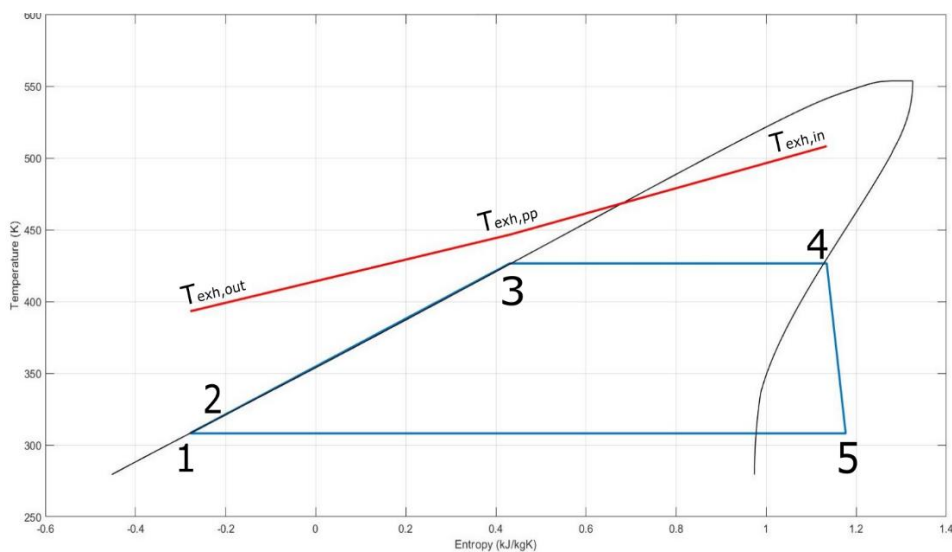
4.3 Κατάστρωση και επίλυση του προβλήματος

Στην ενότητα αυτή περιγράφεται η κατάστρωση και επίλυση του προβλήματος εύρεσης των επιδόσεων του κύκλου ORC, καθώς και του συνολικού συστήματος κινητήρα-ORC.

Αρχικά, ορίστηκαν οι τιμές κάποιων παραμέτρων, οι οποίες θεωρήθηκαν σταθερές. Αυτές ήταν:

- η θερμοκρασία συμπύκνωσης (*condensation*) που επιβάλλεται από τη θερμοκρασία του θαλασσινού νερού $T_{cond} = T_1 = T_5 = 308.15 K$ και από την οποία βρέθηκε η πίεσης συμπύκνωσης (χαμηλή πίεση του κύκλου) από το CoolProp για την τιμή της θερμοκρασίας ($P_1 @ T_{cond}$),

- η παροχή μάζας των καυσαερίων του κινητήρα,
- η θερμοκρασία των καυσαερίων του κινητήρα, που θεωρήθηκε ως θερμοκρασία εισόδου στον εναλλάκτη ατμοποίησης του ORC,
- η ελάχιστη θερμοκρασία καυσαερίων, που θεωρήθηκε ως θερμοκρασία εξόδου από τον εναλλάκτη ατμοποίησης του ORC,
- η διαφορά θερμοκρασίας ΔT_{pp} στο σημείο αλλαγής φάσης του οργανικού ρευστού υπό σταθερή πίεση.



Μέσω επαναληπτικής διαδικασίας υπολογίζεται η μέγιστη πίεση P_3 , συνεπώς και τη μέγιστη θερμοκρασία T_3 λειτουργίας του κύκλου, για δεδομένη τιμή του ΔT_{pp} και δεδομένο οργανικό ρευστό.

Στη συνέχεια, γνωρίζοντας την θερμοκρασία των καυσαερίων $T_{exh,in}$, την ελάχιστη τιμή των καυσαερίων, δηλαδή τη θερμοκρασία στην έξοδο $T_{exh,out}$, την παροχή μάζας των καυσαερίων $\dot{m}_{exhaust}$ και τέλος την ελάχιστη διαφορά θερμοκρασίας ΔT_{pp} , πραγματοποιήσαμε ανάλυση για την εύρεση του σημείου pinch point, τη μέγιστη πίεση P_3 και την παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου \dot{m}_{wf} . Για τους υπολογισμούς τέθηκε το $C_{pg} = 1,16 \left(\frac{kJ}{kgK}\right)$.

Αρχικά, μέσω του *CoolProp* βρίσκουμε την ειδική ενθαλπία h_1 , την εντροπία s_1 , την πυκνότητα D_1 και το ειδικό όγκο SV_1 .

Ορίζουμε,

$$T_{exh,out} = T_{exh,min}$$

και

$$\Delta T_{exh} = (T_{exh,in} - T_{exh,out})$$

Σε διάγραμμα $T-\dot{H}$, η ευθεία της θερμοκρασίας των καυσαερίων έχει συντελεστή διεύθυνσης που δίνεται από τη σχέση

$$\lambda_g = \frac{\Delta T}{\Delta \dot{H}} = \frac{(T_{exh,in} - T_{exh,out})}{(\dot{H}_{exh,in} - \dot{H}_{exh,out})} = \frac{\Delta T_{exh}}{\dot{Q}_{exh}} = \frac{\Delta T_{exh}}{\dot{m}_{exhaust} C_{pg} \Delta T_{exh}} = \frac{1}{\dot{m}_{exhaust} C_{pg}} \quad (1)$$

Έτσι, η θερμοκρασία των καυσαερίων είναι ευθεία γραμμή με εξίσωση

$$\frac{\Delta T}{\Delta \dot{H}} = \lambda_g \Rightarrow \frac{(T_{exh,in} - T_{exh,out})}{(\dot{H}_{exh,in} - \dot{H}_{exh,out})} = \frac{1}{\dot{m}_{exhaust} C_{pg}} \quad (2)$$

όπου ο ισολογισμός ενέργειας μεταξύ της εισόδου των καυσαερίων και τη θέση όπου εμφανίζεται το *pinch point* είναι

$$(\dot{H}_{exh,in} - \dot{H}_{exh,p}) = \dot{m}_{exhaust} C_{pg} (T_{exh,in} - T_{exh,p}) = \dot{m}_{wf} h_{fg} \quad (3)$$

Κάνοντας χρήση των εξισώσεων (2) και (3) έχουμε

$$\frac{(T_{exh,in} - T_{exh,p})}{\dot{m}_{wf} h_{fg}} = \frac{1}{\dot{m}_{exhaust} C_{pg}} \Rightarrow T_{exh,p} = T_{exh,in} - \frac{\dot{m}_{wf} h_{fg}}{\dot{m}_{exhaust} C_{pg}} \quad (4)$$

Ο ισολογισμός ενέργειας μεταξύ της εισόδου και της εξόδου των καυσαερίων,

$$\dot{Q}_{exh} = \dot{m}_{exhaust} C_{pg} \Delta T_{exh} = \dot{m}_{wf} (h_4 - h_2) \Rightarrow \frac{\dot{m}_{wf}}{\dot{m}_{exhaust}} = \frac{\Delta T_{exh}}{(h_4 - h_2)} \quad (5)$$

Από τις εξισώσεις (4) και (5) προκύπτει,

$$\frac{(T_{exh,in} - T_{exh,p})}{\dot{m}_{wf} C_{pg}} = \frac{1}{\dot{m}_{exhaust} C_{pg}} \Rightarrow T_{exh,p} = T_{exh,in} - \frac{h_{fg}}{(h_4 - h_2)} \Delta T_{exh}$$

Θέτουμε, $T_{exh,p} = T_3 + \Delta T_{PP}$ και η παραπάνω εξίσωση γράφεται ως,

$$T_3 + \Delta T_{PP} = T_{exh,in} - \frac{h_{fg}}{(h_4 - h_2)} \Delta T_{exh} \Rightarrow$$

$$T_3 + \Delta T_{PP} - T_{exh,in} + \frac{h_{fg}}{(h_4 - h_2)} \Delta T_{exh} = 0 \Rightarrow$$

$$\frac{h_{fg}}{(h_4 - h_2)} \Delta T_{exh} + T_3 - (T_{exh,in} - \Delta T_{PP}) = 0$$

Θέτουμε, $\Delta T_{exh,pp} = (T_{exh,in} - \Delta T_{PP})$ και η εξίσωση ξαναγράφεται ως

$$\frac{h_{fg}}{(h_4 - h_2)} \Delta T_{exh} + T_3 - \Delta T_{exh,pp} = 0$$

Το αριστερό μέλος της εξίσωσης είναι πρακτικά μια συνάρτηση της πίεσης P_3 αφού

$$f(P_3) = \frac{h_{fg}(P_3)}{[h_g(P_3) - h_2]} \Delta T_{exh} + T_{sat}(P_3) - \Delta T_{exh,pp} = 0$$

Από τον ισολογισμό ενέργειας στην αντλία, έχουμε

$$h_2 = h_1 + \frac{SV_1}{\eta_P} (P_3 - P_1)$$

Ο παρονομαστής της εξίσωσης γίνεται,

$$[h_g(P_3) - h_2] = [h_g(P_3) - h_1] - \frac{SV_1}{\eta_P} (P_3 - P_1)$$

Επομένως, είναι φανερή η εξάρτηση της παράστασης $f(P_3)$ από την πίεση P_3 αν γραφεί ως

$$f(P_3) = \left\{ \frac{h_{fg}(P_3)}{[h_g(P_3) - h_1] - \frac{SV_1}{\eta_P} (P_3 - P_1)} \right\} \Delta T_{exh} + T_{sat}(P_3) - \Delta T_{exh,pp} = 0$$

Προγραμματίστηκε στο *MATLAB* μια επαναληπτική διαδικασία, κατά την οποία καλούνταν μια *function* η οποία είχε ως μεταβλητές εισόδου (*inputs*) τα εξής: P_1 , h_1 , SV_1 , η_P , ΔT_{exh} , $\Delta T_{exh,pp}$ και υπολόγιζε (μέσω του *CoolProp*) τα παρακάτω μεγέθη για την τιμή της P_3 στην τρέχουσα επανάληψη:

$$A = h_{fg}(P_3)$$

$$B = [h_g(P_3) - h_1]$$

$$C = \frac{SV_1}{\eta_P} (P_3 - P_1)$$

$$D(P_3) = \frac{A}{(B - C)}$$

$$f(P_3) = D(P_3) \cdot \Delta T_{exh} + T_{sat}(P_3) - \Delta T_{exh,pp}$$

στην έξοδο της *function* (*outputs*) παίρναμε τις τιμές της συνάρτησης $f(P_3)$, την τιμή της T_3 και το D . Η επαναληπτική διαδικασία είχε ως στόχο το μηδενισμό της συνάρτησης $f(P_3)$, κάτι που ισοδυναμεί με την εύρεση της βέλτιστης τιμής για τη μέγιστη πίεση του κύκλου ORC, για την οποία επιτυγχάνεται η ικανοποίηση της απόστασης ΔT_{pp} από την ευθεία των καυσαερίων.

Ως αρχική τιμή για την πίεση P_3 επιλέχθηκε η τιμή $P_1 + \Delta P$, όπου ΔP ένα δεδομένο βήμα για την αύξηση πίεσης. Σε κάθε επανάληψη η τιμή της P_3 γινόταν $P_3 + \Delta P$, δηλαδή αύξανε κατά ΔP . Οι τιμές της συνάρτησης έπαιρναν αρχικά αρνητικές τιμές (που αντιστοιχούσε στο γεγονός ότι η διαφορά ΔT_{pp} ήταν μικρότερη από τη δεδομένη τιμή) και με την αύξηση της πίεσης, για κάποια τιμή της γινόταν θετική (άλλαζε πρόσημο). Θετική τιμή σημαίνει ότι για την τρέχουσα τιμή της P_3 , η καμπύλη μεταβολής της θερμοκρασίας του οργανικού ρευστού βρίσκεται πάνω από την ευθεία των καυσαερίων στη θέση *pinch point*, ενώ αρνητική τιμή σημαίνει ότι η καμπύλη μεταβολής της θερμοκρασίας του οργανικού ρευστού βρίσκεται κάτω από την ευθεία των καυσαερίων στη θέση *pinch point*. Η ζητούμενη τιμή της P_3 όπου η συνάρτηση f μηδενίζεται βρίσκεται ανάμεσα στις δύο τιμές, μεταξύ των οποίων η f αλλάζει πρόσημο. Από τη στιγμή που βρίσκεται η πίεση για την οποία η συνάρτηση f αλλάζει πρόσημο, χρησιμοποιώντας τη μέθοδο της διχοτόμησης και κάνοντας τοπικά λίγες διχοτομήσεις, βρίσκεται τελικά η βέλτιστη τιμή της μέγιστης πίεσης P_3 του κύκλου ORC.

Μετά τον υπολογισμό της πίεσης P_3 , υπολογίζονται τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των υπολοίπων θέσεων του κύκλου ORC.

- Πραγματική τιμή που επιτυγχάνεται για το ΔT_{pp}

$$\Delta T_{pp,real} = f(P_3) + (T_{exh,in} - T_3 - D * \Delta T_{exh}) (K)$$

- Υπολογισμός θερμοκρασίας καυσαερίου στη θέση pinch point

$$T_{exh,pp} = T_3 + \Delta T_{PP,real} (K)$$
- Συνολικός ρυθμός αποβολής θερμότητας από το καυσαέριο

$$\dot{Q}_{exhaust} = \dot{m}_{exhaust} * C_{pg} * (T_{exh,in} - T_{exh,out}) (kW)$$
- Απαιτούμενη παροχή μάζας οργανικού ρευστού ($\dot{Q}_{exhaust} = \dot{Q}_{wf}$)

$$\dot{m}_{wf} = \left(\frac{\dot{Q}_{exhaust}}{h_4 - h_2} \right) \left(\frac{kg}{s} \right)$$
- Ρυθμός παραλαβής θερμότητας από το οργανικό ρευστό για την αλλαγή φάσης

$$\dot{Q}_{phase_change} = \dot{m}_{exhaust} * C_{pg} * (T_{exh,in} - T_{exh,pp}) (kW)$$
- Ρυθμός παραλαβής θερμότητας από το οργανικό ρευστό για την προθέρμανση πριν την αλλαγή φάσης

$$\dot{Q}_{heating} = \dot{Q}_{wf} - \dot{Q}_{phase_change} (kW)$$
- Ποσοστό ισχύος για την αλλαγή φάσης και για την προθέρμανση

$$A_{pc} = \left(\frac{\dot{Q}_{phase_change}}{\dot{Q}_{wf}} \right) * 100\%$$

$$A_h = \left(\frac{\dot{Q}_{heating}}{\dot{Q}_{wf}} \right) * 100\%$$
- Ειδική προσδιδόμενη θερμότητα ORC

$$q_{in} = (h_4 - h_2) \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$
- Ειδική αποβαλλόμενη θερμότητα ORC

$$q_{out} = (h_5 - h_1) \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$
- Ειδικό έργο αντλίας

$$w = (h_2 - h_1) (kW)$$
- Ειδικό έργο στροβίλου

$$w_{turbine} = (h_4 - h_5) (kW)$$

- Καθαρό ειδικό έργο
 $w = w_{turbine} - w_{pump} (kW)$

Υπολογισμοί των επιδόσεων του κύκλου ORC

- Καθαρή ισχύς ORC

$$W_{ORC} = \dot{m}_{wf} * w (kW)$$

- Βαθμός απόδοσης ORC

$$\eta_{ORC} = \left(\frac{W_{ORC}}{\dot{Q}_{exhaust}} \right) * 100\%$$

Υπολογισμοί των επιδόσεων συστήματος

Με βάση τα στοιχεία του ναυτικού κινητήρα, υπολογίζονται τα παρακάτω μεγέθη:

- Παροχή μάζας καυσίμου

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{SFOC * W_{engine}}{3600000} \left(\frac{kg}{s} \right)$$

- Θερμική ισχύς καυσίμου

$$\dot{Q}_{fuel} = \dot{m}_{fuel} * LCV (kW)$$

- Βαθμός απόδοσης κινητήρα

$$\eta_{engine} = \left(\frac{W_{engine}}{\dot{Q}_{fuel}} \right) * 100$$

- Συνολική ισχύς συστήματος

$$W_{overall} = W_{engine} + W_{ORC} (kW)$$

- Ποσοστό συνεισφοράς του ORC στη συνολική ισχύ του συστήματος

$$B_{ORC} = \left(\frac{W_{ORC}}{W_{overall}} \right) * 100\%$$

- Βαθμός απόδοσης συνολικού συστήματος

$$\eta_{overall} = \left(\frac{W_{overall}}{\dot{Q}_{fuel}} \right) * 100\%$$

- Ποσοστό βελτίωσης της απόδοσης

$$I = \left(\frac{\eta_{overall}}{\eta_{engine}} - 1 \right) * 100\%$$

4.4 Επίδραση της μέγιστης πίεσης στις επιδόσεις του συστήματος

Στην ενότητα αυτή γίνεται επίδειξη της εφαρμογής του υπολογιστικού κώδικα που κατασκευάστηκε για την αριθμητική επίλυση του προβλήματος εύρεσης της μέγιστης πίεσης του κύκλου ORC, για δεδομένο οργανικό ρευστό και δεδομένη τιμή της θερμοκρασιακής διαφοράς ΔT_{pp} .

Το σύστημα ORC που υιοθετήθηκε είναι ένας απλός υποκρίσιμος οργανικός κύκλος *Rankine (subcritical ORC)* που αποτελείται από την αντλία του εργαζόμενου ρευστού, τον ατμοποιητή, τον εκτονωτή και το συμπυκνωτή. Το οργανικό ρευστό σε υγρή μορφή από τον συμπυκνωτή αντλείται στον ατμοποιητή, όπου μετατρέπεται σε κορεσμένο ατμό. Στη συνέχεια, ο ατμός του οργανικού ρευστού εκτονώνεται στον εκτονωτή για να παραχθεί μηχανική ισχύς, η οποία στη συνέχεια μετατρέπεται σε ηλεκτρική από μια γεννήτρια. Εναλλακτικά, η μηχανική ισχύς μπορεί να προσδοθεί στον άξονα της προπέλας μέσω της χρήσης κατάλληλης διάταξης μειωτήρα στροφών. Μετά τον εκτονωτή το οργανικό ρευστό συμπυκνώνεται και μετατρέπεται σε υγρό για να αρχίσει ο κύκλος ORC από την αρχή.

Στον **Πίνακα 4.3** αναφέρονται τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν για την αριθμητική επίλυση.

Πίνακας 4.3 Παράμετροι αριθμητικής επίλυσης

Εργαζόμενο μέσο	Cyclohexane (Κυκλοεξάνιο)	
T_1 (K)	308,15	35 °C
P_1 (kPa)	20,085	0,20085 bar
W_{engine} (kW)	17040	
SFOC (g/kWh)	165	
\dot{m}_{fuel} (kg/s)	0,7810	
\dot{Q}_{fuel} (kW)	33349	
η_{engine} (%)	51,0964	
$T_{exh,in}$ (K)	508,15	235 °C
$T_{exh,out}$ (K)	393,15	120 °C
$\dot{m}_{exhaust}$ (kg/s)	36,8	
C_{pg} (kJ/kgK)	1,16	

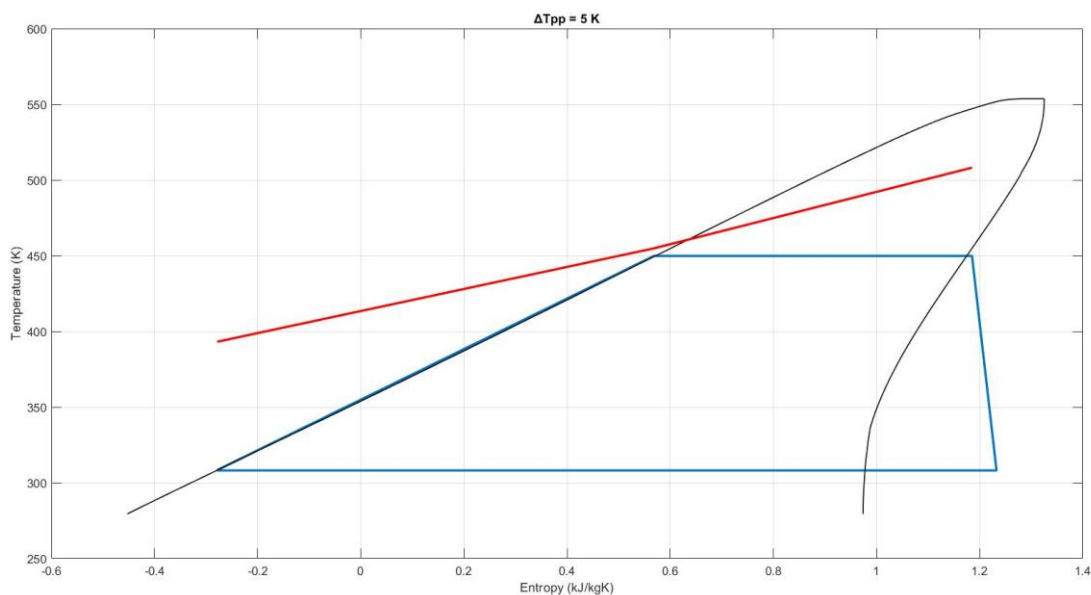
ΔT_{pp} (K)	5,10, 20, 30, 40, 50	
ΔT_{exh} (K)	115	
$\Delta T_{exh,pp}$ (K)	498,15	
$\eta_{is,pump}$	0,80	
$\eta_{is,turb}$	0,88	

Το πρόβλημα επιλύθηκε για διάφορες τιμές της θερμοκρασιακής διαφοράς ΔT_{pp} . Για κάθε τέτοια τιμή, εφαρμόστηκε η επαναληπτική διαδικασία εύρεσης της μέγιστης πίεσης του κύκλου που επιτυγχάνει την τιμή του ΔT_{pp} . Τέλος, υπολογίστηκαν οι υπόλοιπες καταστάσεις του κύκλου και προέκυψαν οι αντίστοιχες επιδόσεις.

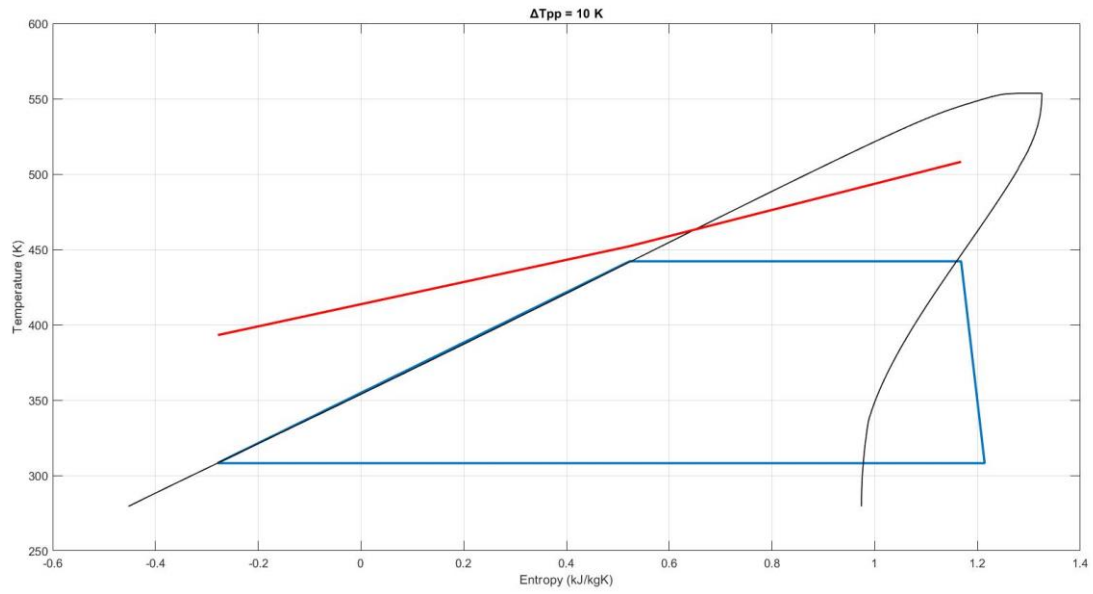
Για δεδομένο οργανικό ρευστό, η απαίτηση μικρότερης τιμής της θερμοκρασιακής διαφοράς ΔT_{pp} , σημαίνει να φτάσει πιο κοντά η θερμοκρασία κορεσμού στην ευθεία της θερμοκρασίας των καυσαερίων, δηλαδή ισοδυναμεί με την απαίτηση για υψηλότερη πίεση λειτουργίας. Έτσι, μέσω της μεταβολής της ΔT_{pp} , μελετάται ουσιαστικά η επίδραση της τιμής της μέγιστης πίεσης του κύκλου ORC στις επιδόσεις του συστήματος.

Τα παραπάνω φαίνονται και στα **Σχήματα 4.2-4.7** που απεικονίζουν σε διάγραμμα T-s για το οργανικό ρευστό *cyclohexane*, για κάθε τιμή της ελάχιστης διαφοράς θερμοκρασίας ΔT_{pp} , την ευθεία των καυσαερίων, την καμπάνα του οργανικού ρευστού και τη μεταβολή της θερμοκρασίας του στον ατμοποιητή.

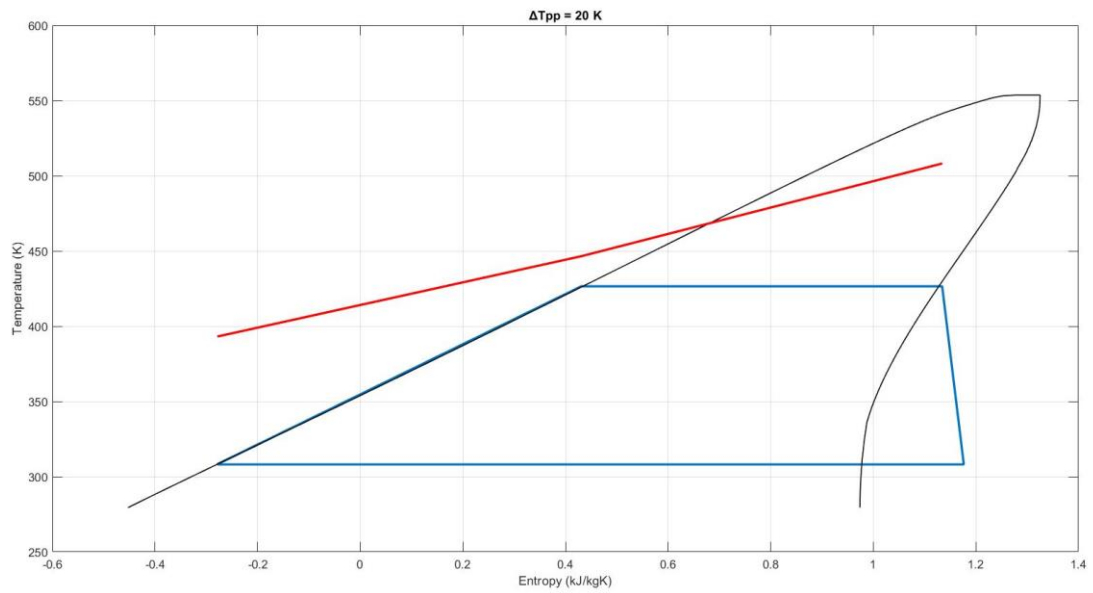
Τα αντίστοιχα αριθμητικά αποτελέσματα συγκεντρώνονται στον **Πίνακα 4.4**.



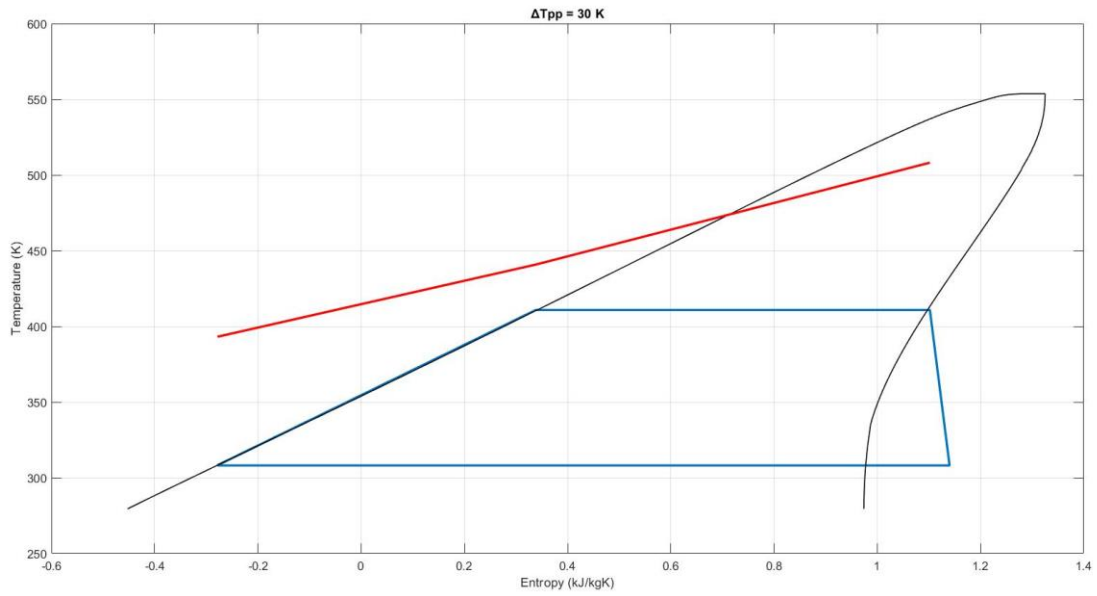
Σχήμα 4.2 Διάγραμμα T – s για $\Delta T_{pp} = 5$ K



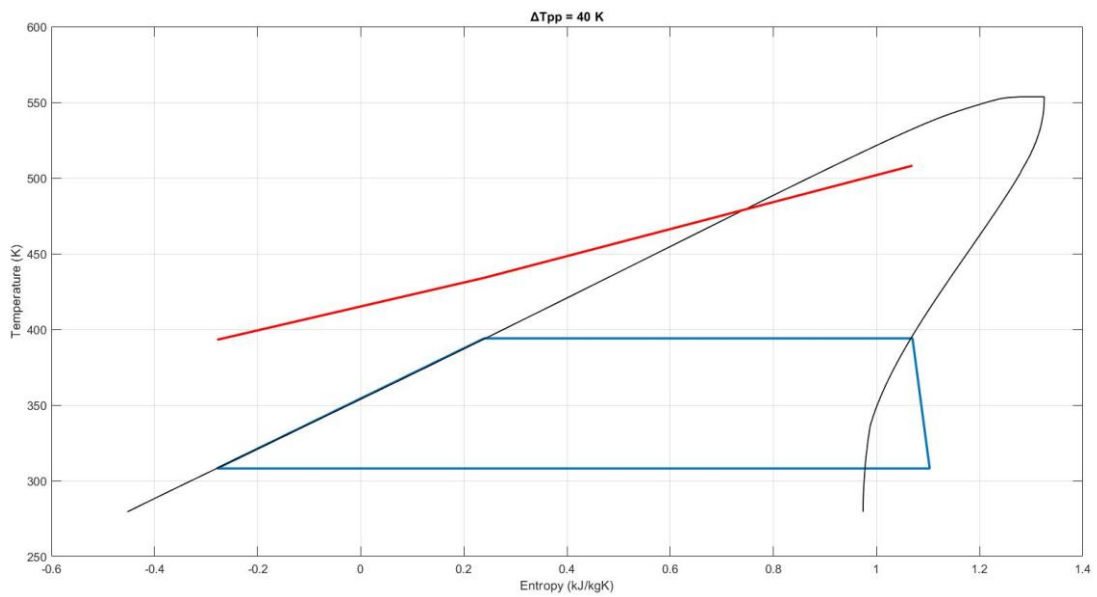
Σχήμα 4.3 Διάγραμμα T – s για $\Delta T_{pp} = 10 \text{ K}$



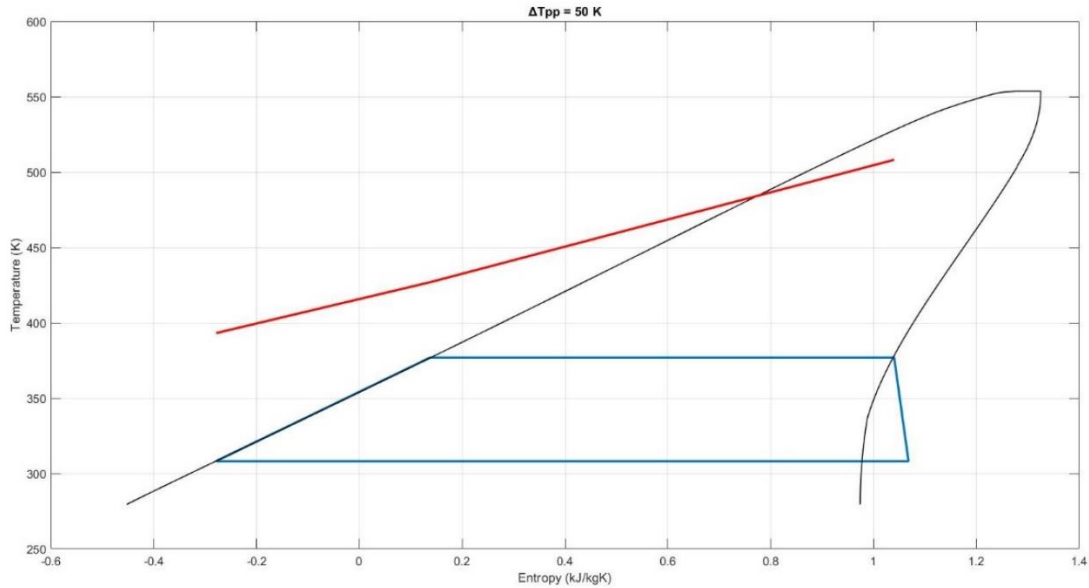
Σχήμα 4.4 Διάγραμμα T – s για $\Delta T_{pp} = 20 \text{ K}$



Σχήμα 4.5 Διάγραμμα T – s για $\Delta T_{pp} = 30 \text{ K}$



Σχήμα 4.6 Διάγραμμα T – s για $\Delta T_{pp} = 40 \text{ K}$



Σχήμα 4.7 Διάγραμμα T – s για $\Delta T_{pp} = 50 \text{ K}$

Πίνακας 4.4 Επιδόσεις ORC και συνδυασμένου κύκλου για μεταβαλλόμενη τιμή ΔT_{pp}

Cyclohexane ($T_{crit} = 553,6 \text{ K} / P_{crit} = 40,824 \text{ bar}$)											
ΔT_{PP} (K)	P_3 (bar)	$\pi = \frac{P_3}{P_1}$	$\frac{P_3}{P_{crit}}$ (%)	A_{pc} (%)	A_h (%)	η_{ORC} (%)	$\eta_{overall}$ (%)	I (%)	\dot{m}_{wf} (kg/s)	B_{ORC} (%)	W_{ORC} (kW)
5	9,13	45,44	22,36	46,33	53,66	20,8	54,16	6,002	8,212	5,66	1022,7
10	7,95	39,57	19,47	48,71	51,25	20,3	54,09	5,852	8,388	5,53	997,2
20	5,91	29,45	14,49	53,58	46,41	19,1	53,91	5,511	8,765	5,22	939,0
30	4,29	21,35	10,50	58,52	41,47	17,7	53,71	5,107	9,175	4,86	870,2
40	2,95	14,67	7,22	64,41	35,58	16,0	53,45	4,597	9,649	4,40	783,4
50	1,93	9,60	4,73	70,63	29,36	13,8	53,13	3,977	10,174	3,83	677,7

Με βάση τα αποτελέσματα του **Πίνακα 4.4**, μείωση της ελάχιστης θερμοκρασιακής διαφοράς, δηλαδή απαίτηση να πλησιάσει η θερμοκρασία του οργανικού ρευστού σε αυτή των καυσαερίων, συνοδεύεται από αύξηση της μέγιστης πίεσης του κύκλου και αυτή με τη σειρά της οδηγεί σε:

- αύξηση του ποσοστού θερμικής ισχύος του καυσαερίου που χρησιμοποιείται για προθέρμανση του οργανικού ρευστού (A_h) σε σχέση με αυτό που χρησιμοποιείται για την αλλαγή φάσης (A_{pc}) (σε μεγαλύτερες πιέσεις μειώνεται η λανθάνουσα ειδική θερμότητα ατμοποίησης),
- αύξηση του λόγου εκτόνωσης π του εκτονωτή (η υψηλή πίεση του ORC αυξάνει και η χαμηλή είναι σταθερή),
- αύξηση του παραγόμενης ισχύος W_{ORC} από τον ORC (υψηλότερος λόγος εκτόνωσης),

- αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης η_{ORC} του ORC (καλύτερη εκμετάλλευση της θερμικής ισχύος των καυσαερίων στον ατμοποιητή),
- μείωση της απαιτούμενης παροχής μάζας m_{wf} οργανικού ρευστού (ως αποτέλεσμα της βελτίωσης του βαθμού απόδοσης),
- αύξηση του ποσοστού επαύξησης B_{ORC} της ισχύος του κινητήρα (αυξάνει η ισχύς του ORC για δεδομένη ισχύ κινητήρα),
- αύξηση του συνολικού βαθμού απόδοσης $\eta_{overall}$ του συστήματος,
- αύξηση του κέρδους I στο συνολικό βαθμό απόδοσης από τη χρήση του ORC.

Τα παραπάνω αποτελέσματα επαληθεύουν μία λογική και αναμενόμενη συμπεριφορά, καθώς είναι γνωστό από τη Θερμοδυναμική, ότι οι επιδόσεις του κύκλου Rankine αυξάνουν με την αύξηση της μέγιστης πίεσης του κύκλου.

4.5 Επίδραση του οργανικού ρευστού στις επιδόσεις του συστήματος

Με σκοπό την εξέταση της επίδρασης του οργανικού ρευστού στις επιδόσεις του συστήματος, η διαδικασία που παρουσιάστηκε στην προηγούμενη ενότητα για το *cyclohexane*, εφαρμόστηκε για διαφορετικά οργανικά ρευστά και συγκεκριμένα αυτά που παρουσιάστηκαν στον **Πίνακα 4.2** και επαναλαμβάνονται στον **Πίνακα 4.3**.

Από τις προσομοιώσεις που πραγματοποιήθηκαν με τη χρήση του κώδικα που στο *MATLAB* προέκυψαν τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται γραφικά στα **Διαγράμματα 4.1-4.4**, με σκοπό τη σύγκρισή τους και την εξαγωγή συμπερασμάτων.

Στα διαγράμματα αυτά παρουσιάζονται οι μεταβολές της ισχύος του ORC, του ποσοστού συνεισφοράς του στη συνολική ισχύ του κινητήρα, του βαθμού απόδοσης του ORC και της ποσοστιαίας αύξησης του βαθμού απόδοσης του συνολικού συστήματος ως προς την αύξηση της υψηλής πίεσης του ORC.

Για το σκοπό αυτό, κατά τον υπολογισμό με κάθε διαφορετικό εργαζόμενο μέσο, μεταβαλλόταν η τιμή της διαφοράς ΔT_{PP} , λαμβάνοντας τιμές από το σύνολο {5, 10, 20, 30, 40, 50}. Ο **Πίνακας 4.5** παρουσιάζει τα οργανικά ρευστά που εξετάστηκαν, με τις κρίσιμες ιδιότητες του καθενός, τοποθετημένα κατά σειρά φθίνουσας θερμοκρασίας κρίσιμου σημείου. Επίσης, για κάθε ρευστό φαίνεται η ελάχιστη τιμή της διαφοράς ΔT_{PP} , για την οποία η μεθοδολογία αριθμητικής επίλυσης βρήκε λύση, δηλαδή τιμή υψηλής πίεσης P_3 του κύκλου που να ικανοποιεί την εν λόγω διαφορά.

Έτσι, για τα πρώτα 6 εργαζόμενα μέσα, η μεθοδολογία βρήκε λύση ακόμη και για τη μικρότερη διαφορά των 5K, για το 7^ο βρήκε λύση για τιμές από 20K και πάνω, για το 8^ο και το 9^ο από την τιμή 40K και κάτω και τέλος για το 10^ο βρήκε λύση μόνο για διαφορά 60K. Ο λόγος είναι ότι καθώς προχωρούμε τη λίστα των ρευστών προς τα κάτω, η κρίσιμη θερμοκρασία τους, δηλαδή η κορυφή της καμπάνας στον άξονα T, απομακρύνεται από την ευθεία των καυσαερίων (που είναι ίδια αφού εξαρτάται από τον κινητήρα, ο οποίος παραμένει ο ίδιος). Κατά

συνέπεια, η απαίτηση να την πλησιάσει η θερμοκρασία αλλαγής φάσης σε απόσταση π.χ. 20K δεν είναι εφικτή, με αποτέλεσμα να μην υπάρχει λύση και το οποίο είναι σωστό (δεν είναι δηλαδή αδυναμία της μεθοδολογίας, αλλά απόδειξη ότι δουλεύει σωστά). Λόγω του ότι το μέσο R245fa δεν έδωσε λύση στο ορισμένο εύρος μεταβολής του ΔT_{PP} , δεν συμπεριλήφθηκε στα **Διαγράμματα 4.1-4.4**.

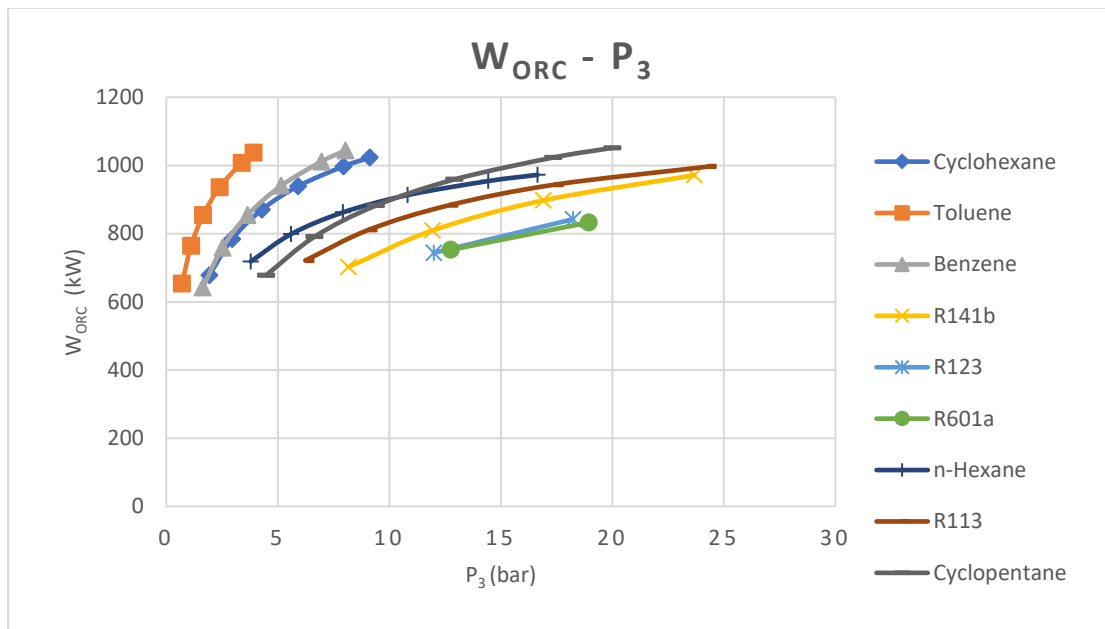
Πίνακας 4.5 Οργανικά ρευστά, κρίσιμο σημείο τους και ικανοποίηση απαίτησης για ΔT_{PP}

α/α	ΔT_{PP} (K)	Εργαζόμενο μέσο	T_{crit} (K)	P_{crit} (bar)
1	5	Toluene	591,75	41,26
2	5	Benzene	562,02	48,94
3	5	Cyclohexane	553,6	40,82
4	5	Cyclopentane	511,72	45,71
5	5	n-Hexane	507,82	30,44
6	5	R113	487,21	33,92
7	20	R141b	477,5	42,12
8	40	R601a	460,35	33,78
9	40	R123	456,831	36,72
10	60	R245fa	427,01	36,51

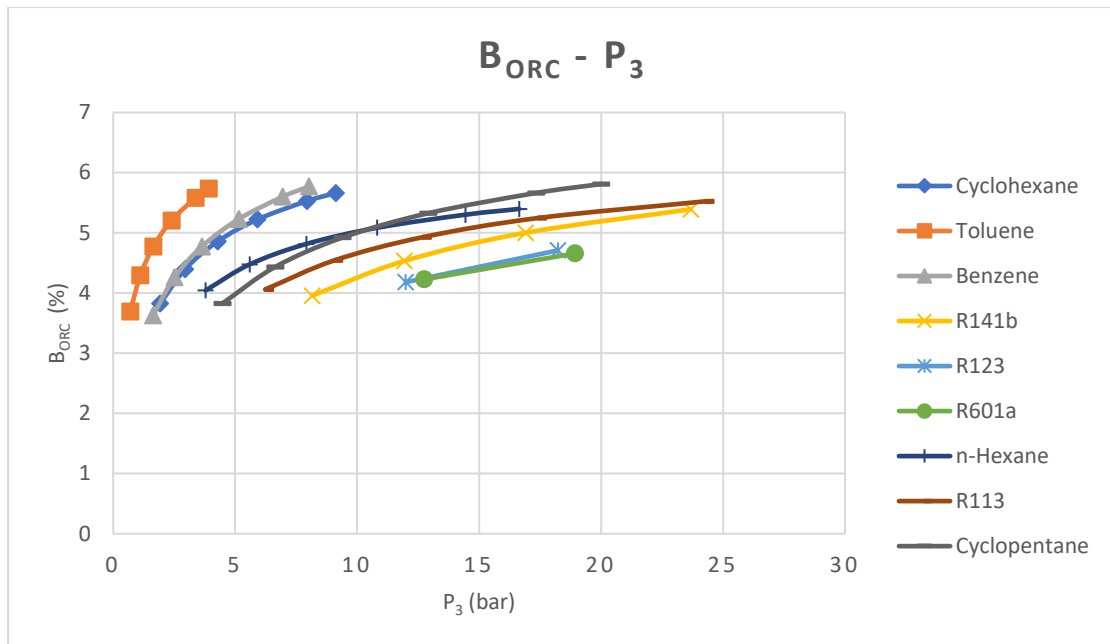
Από την παρατήρηση των **Διαγραμμάτων 4.1-4.4**, φαίνεται ότι η συμπεριφορά των καμπυλών είναι αντίστοιχη, τόσο για κάθε ρευστό όσο και συγκριτικά, ανεξάρτητα της εξεταζόμενης επίδοσης. Για το λόγο αυτό, αν επικεντρωθούμε σε ένα από αυτά, π.χ. στο **Διάγραμμα 4.1**, και σε συνδυασμό με τον **Πίνακα 4.5**, παρατηρούμε τα εξής:

- όσο πιο υψηλή είναι η κρίσιμη θερμοκρασία, τόσο είναι ευκολότερο να πλησιάσει η θερμοκρασία αλλαγής φάσης του εργαζόμενου μέσου την ευθεία καυσαερίων (αυτό που στην εδώ περίπτωση μοιάζει με μειονέκτημα, σε άλλη περίπτωση για πηγή θερμότητας χαμηλότερης θερμοκρασίας αποτελεί πλεονέκτημα, δηλαδή η επιλογή οργανικού ρευστού με χαμηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία θα είναι η λύση),
- για οποιοδήποτε εργαζόμενο μέσο, η υπό μελέτη επίδοση (στην περίπτωση αυτή η W_{ORC}) αυξάνει με την αύξηση της υψηλής πίεσης του κύκλου,
- οι καμπύλες $W_{ORC} - P_3$ για τα διάφορα ρευστά εμφανίζονται από αριστερά προς τα δεξιά καθώς η κρίσιμη θερμοκρασία τους ελαττώνεται (χρειάζεται όλο και υψηλότερη πίεση λειτουργίας, κοντά στην κορυφή της καμπάνας, καθώς η τελευταία απομακρύνεται από την ευθεία των καυσαερίων),
- όσο πιο αριστερά είναι μία καμπύλη (δηλαδή όσο πιο μεγάλη κρίσιμη θερμοκρασία έχει), τόσο υψηλότερη επίδοση επιτυγχάνει (αφού η καμπάνα της είναι κοντά στον ευθεία καυσαερίων, έχει τη δυνατότητα να την πλησιάσει, να εκμεταλλευτεί καλύτερα την προσδιδόμενη θερμική ισχύ τους και ο ORC να δουλέψει πιο αποδοτικά),

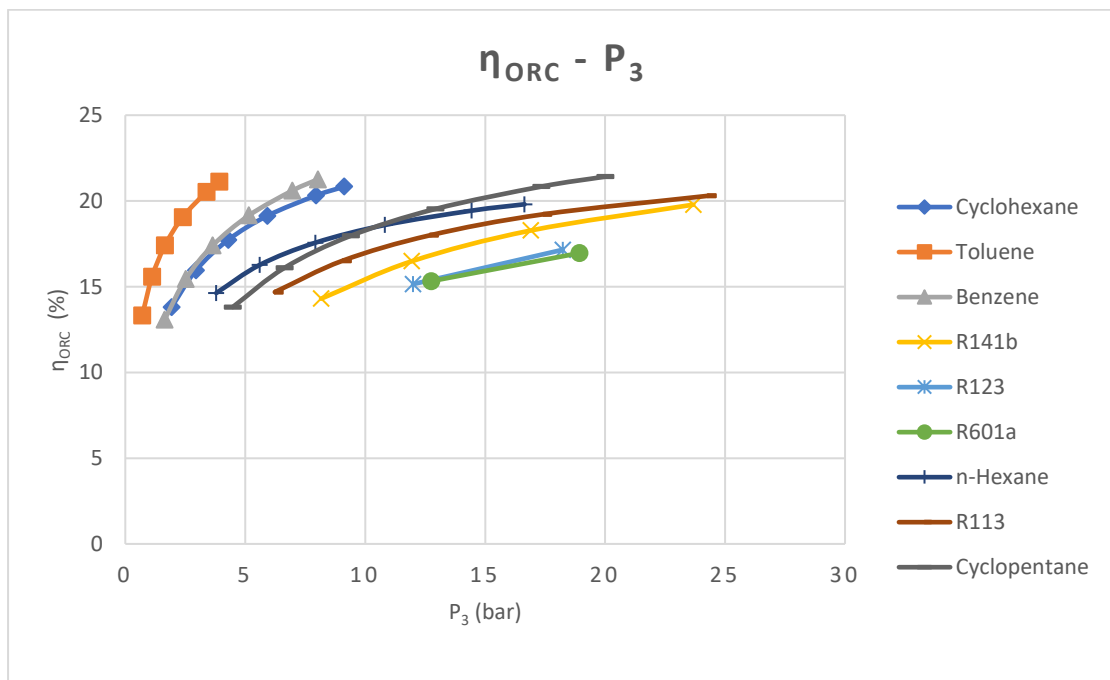
- μόνη εξαίρεση στην προηγούμενη παρατήρηση αποτελεί το κυκλοπεντάνιο (4^ο στη λίστα) που δείχνει να επιτυγχάνει την καλύτερη επίδοση από όλα τα ρευστά που εξετάστηκαν,
- ειδικότερα, από τα ρευστά που εξετάστηκαν, τα *cyclopentane*, *cyclohexane*, *benzene*, *toluene*, *n-Hexane* και *R113* παρουσιάζουν καλύτερες τιμές έναντι των *R141b*, *R123* και *R601a* (*isopentane*),
- τα ρευστά *toluene*, *benzene* και *cyclohexane* εμφανίζουν τις μέγιστες επιδόσεις τους σε χαμηλότερες πιέσεις, ενώ τα *R113*, *n-Hexane*, *cyclopentane*, *R123*, *R141b* και *R601a* χρειάζονται πιέσεις άνω των 10 bar για να προσφέρουν τις βέλτιστες επιδόσεις τους.



Διάγραμμα 4.1 Καθαρή ισχύς ORC των οργανικών ρευστών σε συνάρτηση με τη μέγιστη πίεση P_3



Διάγραμμα 4.2 Ποσοστό συνεισφοράς της καθαρής ισχύος του ORC, στη συνολική ισχύ του συστήματος για κάθε οργανικό ρευστό συναρτήσει της μέγιστης πίεσης P_3



Διάγραμμα 4.3 Βαθμός απόδοσης ORC για κάθε οργανικό ρευστό σε συνάρτηση με τη μέγιστη πίεση P_3



Διάγραμμα 4.4 Ποσοστό βελτίωσης του συνολικού βαθμού απόδοσης του συστήματος ORC – Diesel, για κάθε οργανικό ρευστό συναρτήσει της μέγιστης πίεσης P_3

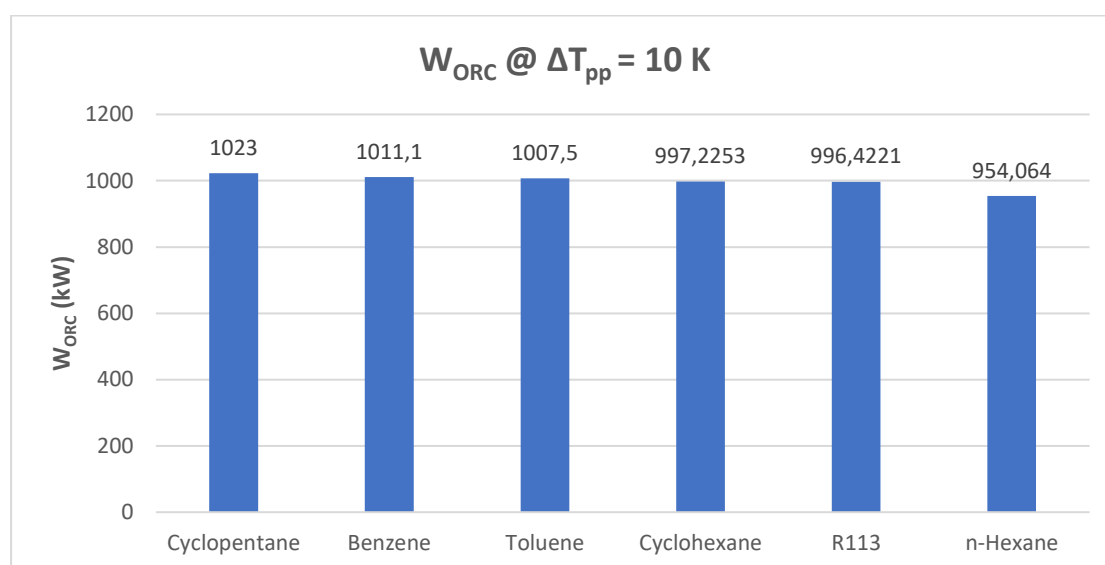
Σε συνέχεια των παραπάνω συγκρίσεων, έγινε ομαδοποίηση και σύγκριση των ρευστών που προσέφεραν τις καλύτερες επιδόσεις στο συνδυασμένο κύκλο ORC – Diesel. Για τη σύγκριση επιλέχθηκαν οι επιδόσεις που αντιστοιχούν σε $\Delta T_{pp} = 10$ K, διότι, διότι είναι τιμή με πρακτική αξία και αφού στην περίπτωση αυτή μπορούσαν να συγκριθούν τα περισσότερα από τα ρευστά για τα οποία βρέθηκε λύση. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στις πρώτες 6 γραμμές του **Πίνακα 4.6**. Για τα υπόλοιπα ρευστά, καταγράφονται στον ίδιο πίνακα οι επιδόσεις τους για την ελάχιστη τιμή ΔT_{pp} για την οποία για καθένα βρέθηκε λύση.

Το *cyclopentane*, δείχνει να προσφέρει στον ORC τις καλύτερες επιδόσεις με 1023 kW καθαρή ισχύ ORC, βαθμό απόδοσης 20,83%, ενώ η συνεισφορά του ORC και η βελτίωση στη συνολική ισχύ του συστήματος ORC – Diesel διαμορφώνεται στο 5,66% και 6%, αντίστοιχα. Στον **Πίνακα 4.5** παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την αριθμητική επίλυση.

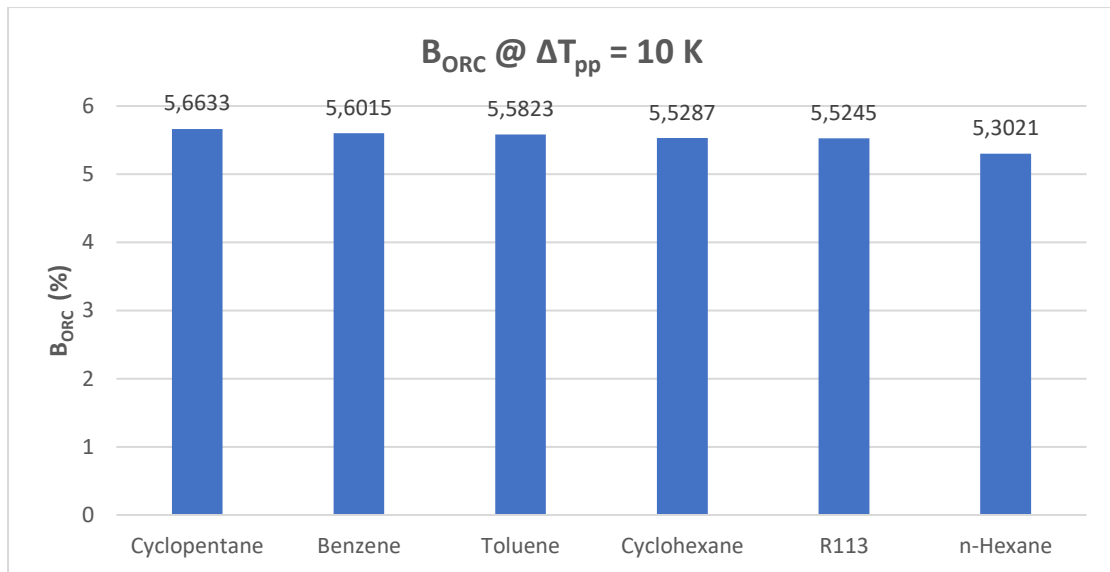
Σύγκριση κάποιων βασικών επιδόσεων, για τα πρώτα 6 ρευστά του **Πίνακα 4.5**, παρουσιάζονται και γραφικά στα **Διαγράμματα 4.5-4.8**. Σε όλα φαίνεται πως, με βάση τις επιδόσεις του, υπερτερεί το κυκλοπεντάνιο.

Πίνακας 4.6 Αποτελέσματα αριθμητικής επίλυσης για τα οργανικά ρευστά

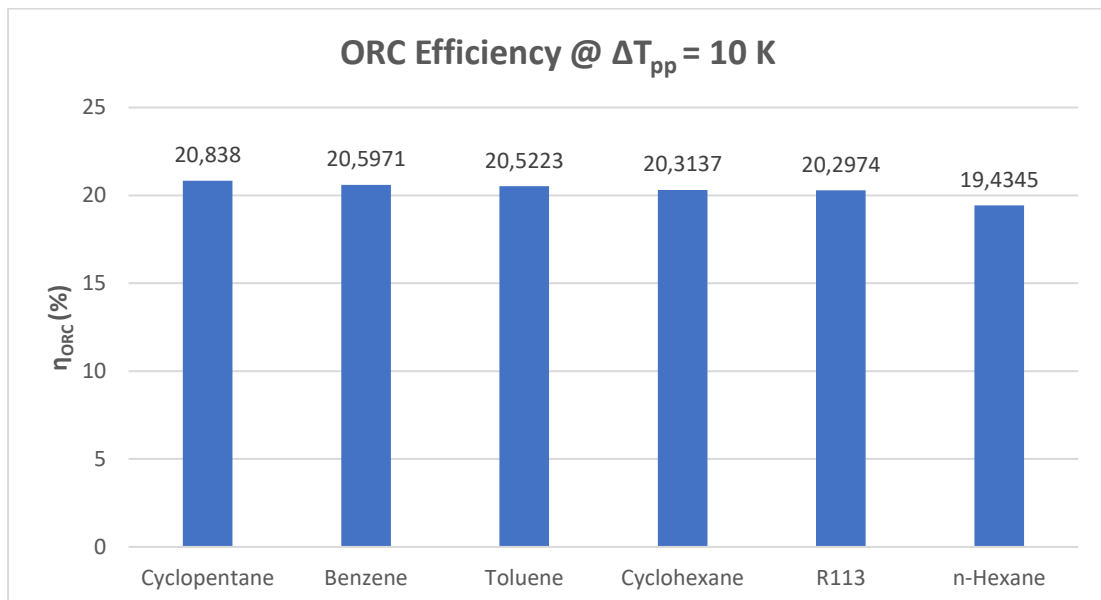
ΔT_{pp} (K)	Working Fluid	T_{crit} (K)	P_{crit} (bar)	P_3 (bar)	η_{ORC} (%)	$\eta_{overall}$ (%)	I (%)	\dot{m}_{wf} (kg/s)	B_{ORC} (%)	W_{ORC} (kW)
10	Toluene	591,75	41,26	3,382	20,5	54,1	5,9	8,63	5,6	1007,5
10	Benzene	562,02	48,94	6,955	20,6	54,1	5,9	8,59	5,6	1011,1
10	Cyclohexane	553,6	40,82	7,947	20,3	54,1	5,9	8,39	5,5	997,2
10	Cyclopentane	511,72	45,71	17,342	20,8	54,2	6,0	8,62	5,7	1023,0
10	n-Hexane	507,82	30,44	14,439	19,4	54,0	5,6	7,94	5,3	954,1
10	R113	487,21	33,92	24,281	20,3	54,1	5,8	21,34	5,5	996,4
20	R141b	477,5	42,12	23,673	19,8	54,0	5,7	16,50	5,4	971,2
40	R601a	460,35	33,78	18,933	17,0	53,6	4,9	9,68	4,7	832,6
40	R123	456,831	36,72	18,233	17,2	53,6	4,9	22,14	4,7	842,0
60	R245fa	427,01	36,51	20,347	14,6	53,2	4,2	20,58	4,0	716,4



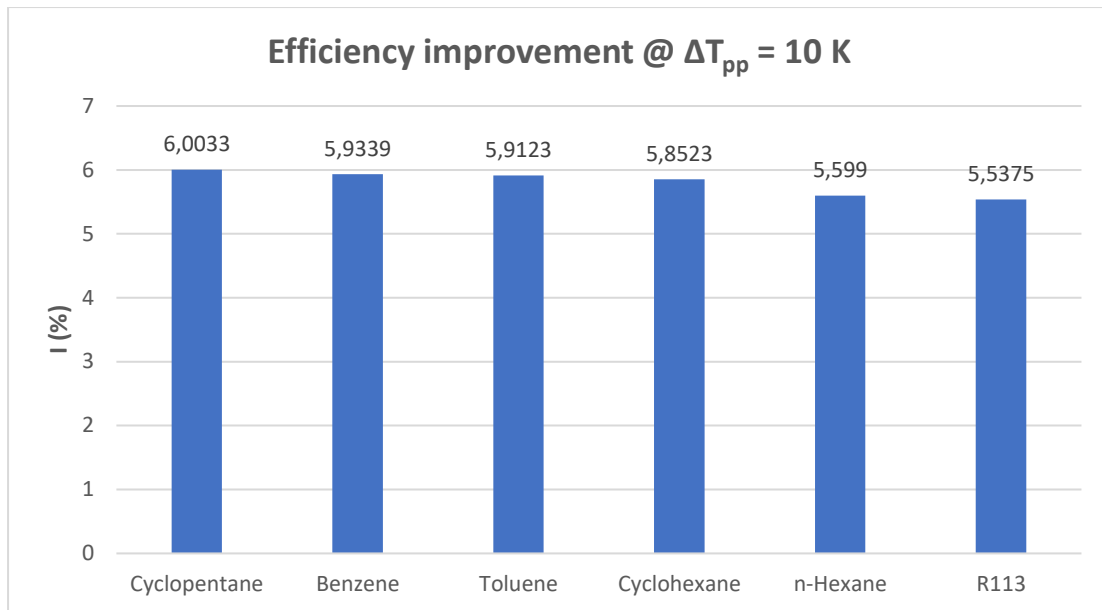
Διάγραμμα 4.5 Καθαρή ισχύς ORC



Διάγραμμα 4.6 Ποσοστό συνεισφοράς στη συνολική ισχύ του συστήματος ORC – Diesel



Διάγραμμα 4.7 Βαθμός απόδοσης ORC



Διάγραμμα 4.8 Ποσοστό βελτίωσης του συνολικού βαθμού απόδοσης του συστήματος

Όπως έχει ήδη αναφερθεί σε προηγούμενη ενότητα η επιλογή του εργαζόμενου ρευστού, είναι ιδιαίτερα σημαντική για τον ORC. Στην περίπτωση της παρούσας μελέτης, για τα οργανικά ρευστά που μπορούν να επιλεγούν για χρήση με τον υπό μελέτη κινητήρα Diesel, φάνηκε ότι είναι σημαντικό κριτήριο η τιμή της κρίσιμης θερμοκρασίας τους T_{crit} . Ένα άλλο κριτήριο όμως που λαμβάνεται υπόψη στην πράξη είναι η περιβαλλοντική επιβάρυνση των επιλεγμένων ρευστών και η επικινδυνότητά τους. Με μια ματιά στον **Πίνακα 4.2**, φαίνεται ότι η τελική επιλογή θα μπορούσε να αλλάξει λαμβάνοντας υπόψη και αυτά τα κριτήρια.

4.6 Επίδραση της ισχύος της μηχανής στις επιδόσεις

Προκειμένου να μελετηθεί η επίδραση της ισχύος της μηχανής στο συνδυασμένο κύκλο ORC – Diesel, εξετάστηκαν δύο ακόμα ναυτικές μηχανές, ίδιου τύπου με την παραπάνω (δίχρονες πετρελαίου), μία με μικρότερη και μία με μεγαλύτερη ισχύ.

Για τη μελέτη, το cyclopentane αποτέλεσε το εργαζόμενο μέσο του ORC, διότι είχε προσφέρει παραπάνω τις καλύτερες επιδόσεις, ενώ για τους υπολογισμούς ως ελάχιστη διαφορά θερμοκρασίας ορίστηκε $\Delta T_{pp} = 10$ K.

Στον **Πίνακα 4.7** συνοψίζονται τα χαρακτηριστικά των 3 μηχανών, που έγιναν διαθέσιμα με χρήση του λογισμικού CEAS της MAN.

Στον **Πίνακα 4.8** αναγράφονται τα αποτελέσματα της επίλυσης για τις 3 μηχανές.

Πίνακας 4.7 Χαρακτηριστικά και τεχνικές παράμετροι μηχανών

	6G50ME-C9.6	6G60ME-C10.5	12G95ME-C10.6
Αριθμός κυλίνδρων	6	6	12
Ισχύς (kW)	10320	17040	82440
LCV (kJ/kg)	42700		42700
Φορτίο λειτουργίας (%SMCR)	100	100	100
SFOC (g/kWh)	167	165	164,5
Παροχή μάζας καυσαερίων (kg/s)	22	36,8	176
Θερμοκρασία καυσαερίων (°C)	235	235	237

Πίνακας 4.8 Αποτελέσματα επίλυσης σε κινητήρες διαφορετικής ισχύος

Cyclopentane ($T_{crit} = 511,72 \text{ K} / P_{crit} = 4571200 \text{ Pa}$)											
Μοντέλο	ΔT_{PP} (K)	Power (kW)	$\dot{m}_{exhaust}$ (kg/s)	$T_{exh,in}$ (K)	P_3 (bar)	η_{ORC} (%)	$\eta_{overall}$ (%)	I (%)	\dot{m}_{wf} (kg/s)	B_{ORC} (%)	W_{ORC} (kW)
6G50ME-C9.6	10	10320	22	508,15	17,34	20,83	53,47	5,9	5,15	5,6	611,5
6G60ME-C10.5	10	17040	36,08	508,15	17,34	20,8	54,2	6,0	8,62	5,7	1023,0
12G95ME-C10.6	10	82440	176	510,15	17,92	20,97	54,36	6,0	41,77	5,7	5010,5

Με βάση τα αποτελέσματα του **Πίνακα 4.8**, διακρίνονται δύο κατηγορίες επιδόσεων, αυτές που πρακτικά μένουν σταθερές (όπως η πίεση λειτουργίας, ο βαθμός απόδοσης του κύκλου ORC, κτλ) και αυτές που μεταβάλλονται. Στις τελευταίες ανήκουν κυρίως η απαιτούμενη παροχή μάζας οργανικού ρευστού και η ισχύς του κύκλου ORC.

Από τον **Πίνακα 4.7** φαίνεται πως ουσιαστικά η αύξηση της ισχύος της μηχανής, σε σχέση με τα χρησιμοποιούμενα χαρακτηριστικά της στην παρούσα μελέτη, επηρεάζει μόνο την παροχή μάζας των καυσαερίων που αυξάνεται και όχι τη θερμοκρασία των καυσαερίων της $T_{exh,in}$. Επίσης, η ελάχιστη τιμή θερμοκρασίας μετά τον ατμοποιητή $T_{exh,out}$ έχει την ίδια τιμή όπως και παραπάνω.

Λόγω της σχέσης

$$\dot{Q}_{exhaust} = \dot{m}_{exhaust} c_{pg} (T_{exh,in} - T_{exh,out})$$

φαίνεται ότι όσο μεγαλύτερης ισχύος είναι η μηχανή, τόσο μεγαλύτερη παροχή καυσαερίων έχει και τόσο μεγαλύτερη είναι η διαθέσιμη θερμική ισχύς τους.

Από τη σχέση

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{Q}_{exhaust}}{h_4 - h_2} = \dot{m}_{exhaust} \frac{c_{pg} (T_{exh,in} - T_{exh,out})}{(h_4 - h_2)}$$

φαίνεται ότι η απαιτούμενη παροχή μάζας οργανικού ρευστού είναι ανάλογη της παροχής μάζας καυσαερίων, εφόσον η θερμοκρασία του καυσαερίου που παίζει ρόλο στη συναλλαγή θερμότητας δεν αλλάζει.

Με τον ίδιο τρόπο, λόγω της σχέσης

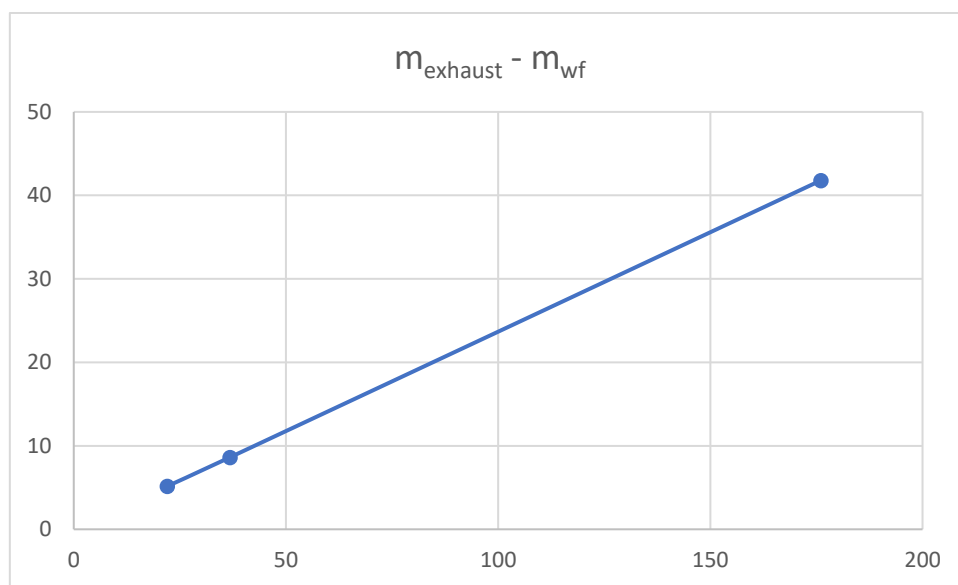
$$W_{ORC} = \dot{m}_{wf} * w$$

η καθαρή ισχύς του κύκλου ORC επίσης αυξάνει αναλογικά.

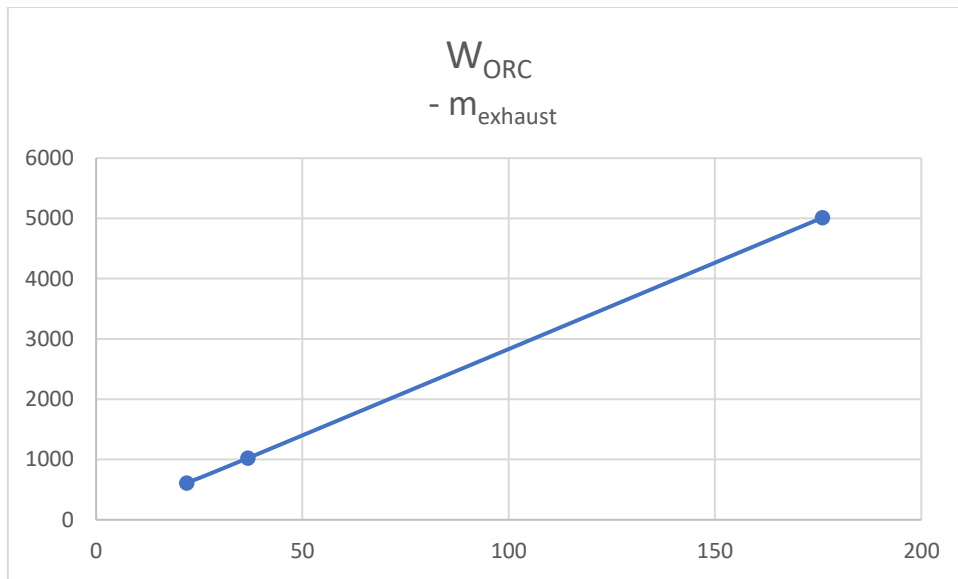
Στο **Διάγραμμα 4.10** απεικονίζεται η μεταβολή της παροχής του εργαζόμενου μέσου ως προς την παροχή μάζας καυσαερίων (δηλαδή για τους διάφορους κινητήρες), η οποία όπως εξηγήθηκε προηγουμένως είναι γραμμική.

Ομοίως στο **Διάγραμμα 4.11** απεικονίζεται η ισχύς του ORC ως προς την παροχή μάζας καυσαερίων, η οποία επίσης είναι γραμμική.

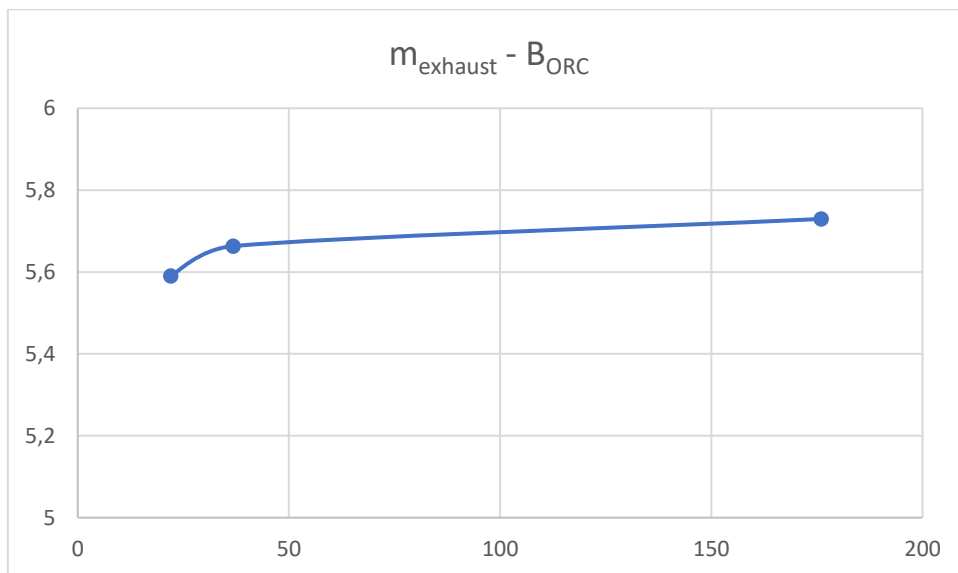
Τέλος, στο **Διάγραμμα 4.12** απεικονίζεται το ποσοστό συνεισφοράς του ORC στη συνολική ισχύ του συστήματος ως προς την παροχή μάζας καυσαερίων, η οποία πρακτικά εμφανίζει μικρή μεταβολή.



Διάγραμμα 4.10 Αύξηση \dot{m}_{wf} με $\dot{m}_{exhaust}$



Διάγραμμα 4.11 Αύξηση W_{ORC} με $m_{exhaust}$



Διάγραμμα 4.12 Αύξηση B_{ORC} με $m_{exhaust}$

5. Συμπεράσματα – Προτάσεις για μελλοντική έρευνα

5.1 Συμπεράσματα

Σημαντική είναι η σωστή επιλογή του εργαζόμενου μέσου – οργανικού ρευστού για τον ORC, λαμβάνοντας υπόψιν όλα τα κριτήρια που πρέπει να τηρούνται και καταλήγοντας στην πιο σωστή επιλογή. Μερικά εργαζόμενα μέσα έχουν καλές θερμοδυναμικές ιδιότητες, αλλά ταυτόχρονα έχουν ανεπιθύμητα

δεδομένα για το περιβάλλον και την ασφάλεια. Άλλα, εργαζόμενα μέσα έχουν καλά δεδομένα για το περιβάλλον και την ασφάλεια, όμως δεν είναι αποδοτικά θερμοδυναμικά. Δεν υπάρχει ρευστό που να πληροί όλα τα επιθυμητά κριτήρια, οπότε μπορούμε να πούμε ότι η διαδικασία επιλογής του εργαζόμενου μέσου αποτελεί μια ανταλλαγή ανάμεσα σε θερμοδυναμικές ιδιότητες, περιβάλλον και ασφάλεια.

Η δυνατότητα διαμόρφωσης της διάταξης του ORC, αποτελεί ένα πλεονέκτημα, αφού με την επιλογή της κατάλληλης διάταξης, οδηγούμαστε σε καλύτερες επιδόσεις στον ORC και μείωση των απωλειών θερμότητας και συνεπάγεται καλύτερες επιδόσεις για τον συνδυασμένο κύκλο ORC.

Όσο μεγαλύτερη είναι η κρίσιμη θερμοκρασία, τόσο ευκολότερο είναι να πλησιάσει η θερμοκρασία αλλαγής φάσης του εργαζόμενου μέσου την ευθεία των καυσαερίων και τόσο υψηλότερη επίδοση επιτυγχάνει αφού η καμπάνα της είναι κοντά στην ευθεία των καυσαερίων με αποτέλεσμα να εκμεταλλευτεί καλύτερα την προσδιδόμενη θερμότητα και τον ORC να λειτουργεί πιο αποδοτικά.

Η μεταβολή της ελάχιστης διαφοράς θερμοκρασίας ΔT_{pp} καθορίζει τη μέγιστη πίεση P_3 , συνεπώς και την μέγιστη θερμοκρασία T_3 λειτουργίας του κύκλου με το εργαζόμενο μέσο.

Για καυσαέριο δεδομένων χαρακτηριστικών, η αύξηση της μέγιστης πίεσης του κύκλου, οδηγεί σε βελτίωση των επιδόσεων, αφού μειώνεται το pinch point έχοντας με τον τρόπο αυτό καλύτερη εκμετάλλευση της θερμότητας.

Τα οργανικά ρευστά με τις μεγαλύτερες T_{crit} εμφάνισαν τις μέγιστες πιέσεις λειτουργίας του κύκλου στη μικρότερη δυνατή ελάχιστη διαφορά θερμοκρασίας ΔT_{pp} .

Στην περίπτωση μελέτης τα εξεταζόμενα οργανικά ρευστά, που ανήκαν στην κατηγορία των ξηρών ρευστών, προσέφεραν τις καλύτερες επιδόσεις στο σύστημα ORC – Diesel. Επομένως, τα ξηρά οργανικά ρευστά αποτελούν τα υποψήφια ρευστά προς μελέτη σε έναν ORC.

Οι τιμές της πηγής θερμότητας καθορίζουν την επιλογή του εργαζόμενου μέσου.

Τα ισεντροπικά ρευστά *R245fa*, *R123* και *R141b* κρίνονται ακατάλληλα για χρήση στη συγκεκριμένη περίπτωση μελέτης, διότι η τιμή θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας είναι υψηλή.

Από θερμοδυναμικής άποψης τα εργαζόμενα ρευστά που εξετάστηκαν και σύμφωνα με τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων τα καλύτερα οργανικά ρευστά για χρήση στον υποκρίσιμο ORC της περίπτωσης μελέτης είναι τα: *cyclopentane*, *benzene*, *toluene*, *cyclohexane*, *R113* και *n-Hexane*.

Από άποψη κριτηρίων ασφάλειας για χρήση στο πλοίο το *R113* είναι η επιθυμητή επιλογή, όμως δεν έχει τις καλύτερες θερμοδυναμικές επιδόσεις. Λαμβάνοντας υπόψιν, όμως και τα περιβαλλοντικά κριτήρια οι επιλογές μας

είναι οι εξής: *cyclopentane*, *cyclohexane* και *benzene*. Για το *n-Hexane* τα δεδομένα δεν ήταν διαθέσιμα.

Η αύξηση ή η μείωση της ισχύος του κινητήρα, επηρεάζει την παροχή μάζας των καυσαερίων και αναλογικά επηρεάζονται η παροχή μάζας του οργανικού ρευστού και οι επιδόσεις του κύκλου και του συστήματος.

5.2 Προτάσεις για μελλοντική έρευνα

Στη συνέχεια συνοψίζονται κάποιες προτάσεις που αφορούν κατευθύνσεις συνέχισης και επέκτασης της παρούσας εργασίας, μέσω κατάλληλων τροποποιήσεων στη μεθοδολογία και στον αντίστοιχο κώδικα υπολογισμού *MATLAB*:

- Κύκλος ORC που εργάζεται με υπέρθερμο ατμό.
- Μελέτη άλλου τύπου εργαζόμενου μέσου, όπως υγρά (*wet*) οργανικά ρευστά ή και μίγματα (π.χ. ζεοτροπικά), αντί καθαρών οργανικών ρευστών.
- Διερεύνηση της χρήσης άλλων πηγών απόβλητης θερμότητας, όπως το νερό ψύξης των χιτωνίων και ο αέρας σάρωσης.
- Μελέτη της χρήσης ORC σε μερικά φορτία λειτουργίας του ναυτικού κινητήρα (αντί μόνο του ονομαστικού σημείου λειτουργίας).
- Συγκριτική μελέτη για άλλο τύπο ναυτικού κινητήρα (τετράχρονος Diesel) ή διαφορετικού καυσίμου, όπως διπλού καυσίμου (*Dual Fuel*).
- Μελέτη της επίδρασης της τιμής της θερμοκρασίας συμπύκνωσης, μέσω ορισμού ελάχιστης διαφοράς θερμοκρασίας $\Delta T_{PP,cond}$ και για το συμπυκνωτή του κύκλου ORC.
- Εξεργειακή ανάλυση του συνδυασμένου κύκλου *ORC – Diesel*.
- Κατασκευή και χρήση μονοδιάστατου μοντέλου (που θα επιλύει εντός και κατά μήκος των εναλλακτών του ORC), αντί του θερμοδυναμικού μοντέλου συγκεντρωμένων ιδιοτήτων που χρησιμοποιήθηκε εδώ.

Βιβλιογραφία

Akman, M., & Ergin, S. (2019). An investigation of marine waste heat recovery system based on organic Rankine cycle under various engine operating conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 233(2), 586–601. <https://doi.org/10.1177/1475090218770947>

Bao, J., & Zhao, L. (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 325–342. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.040>

Chys, M., van den Broek, M., Vanslambrouck, B., & De Paepe, M. (2012). Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. *Energy*, 44(1), 623–632. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.05.030>

Sellers, C. (2017). Field operation of a 125kW ORC with ship engine jacket water. *Energy Procedia*, 129, 495–502. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.168>

F. Tchanche, B., Pétrissans, M., & Papadakis, G. (2014). Heat resources and organic Rankine cycle machines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 39, 1185–1199. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.139>

Girgin, I., & Ezgi, C. (2017). Design and thermodynamic and thermoeconomic analysis of an organic Rankine cycle for naval surface ship applications. *Energy Conversion and Management*, 148, 623–634. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.06.033>

Grljušić, M., Medica, V., & Radica, G. (2015). Calculation of Efficiencies of a Ship Power Plant Operating with Waste Heat Recovery through Combined Heat and Power Production. *Energies*, 8(5), 4273–4299. <https://doi.org/10.3390/en8054273>

Hountalas, D. T., Katsanos, C., & Mavropoulos, G. C. (2012). Efficiency Improvement of Large Scale 2-Stroke Diesel Engines Through the Recovery of Exhaust Gas Using a Rankine Cycle. *Procedia - Social and Behavioral Sciences*, 48, 1444–1453. <https://doi.org/10.1016/j.sbspro.2012.06.1120>

Hydrocurrent™ Organic Rankine Cycle Module 125EJW. (2015). *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 52 No. 4*. Ανακτήθηκε τον Μάρτιο του 2021. Διαθέσιμο στην ιστοσελίδα: <https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e524/e524053.pdf>

Bell, I. H., Wronski, J., Quoilin, S., & Lemort, V. (2014). Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53(6), 2498–2508. <https://doi.org/10.1021/ie4033999> (<http://coolprop.org/index.html>)

- Kalikatzarakis, M., & Frangopoulos, C. A. (2015). *Multi-criteria Selection and Thermo-economic Optimization of an Organic Rankine Cycle System for a Marine Application*. 9.
- Lazaratou, E., & Frangopoulos, C. (2015). *Waste Heat Recovery on a Liquefied Natural Gas Carrier with Tri-fuel Diesel Electric Propulsion using a Dual Loop Rankine Cycle*. 151.
- Lecompte, S., Huisseune, H., van den Broek, M., Vanslambrouck, B., & De Paepe, M. (2015a). Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47, 448–461. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.03.089>
- Lecompte, S., Huisseune, H., van den Broek, M., Vanslambrouck, B., & De Paepe, M. (2015b). Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47, 448–461. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.03.089>
- Lemort, V., & Legros, A. (2017). Positive displacement expanders for Organic Rankine Cycle systems. In *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems* (pp. 361–396). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100510-1.00012-0>
- Lion, S., Tacconi, R., Vlaskos, I., Scrocco, P., Vouvakos, X., & Kaiktsis, L. (2019). Thermodynamic analysis of waste heat recovery using Organic Rankine Cycle (ORC) for a two-stroke low speed marine Diesel engine in IMO Tier II and Tier III operation. *Energy*, 183, 48–60. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.06.123>
- Mito, M. T., Teamah, M. A., El-Maghlany, W. M., & Shehata, A. I. (2018). Utilizing the scavenge air cooling in improving the performance of marine diesel engine waste heat recovery systems. *Energy*, 142, 264–276. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.10.039>
- Mondejar, M. E., Andreasen, J. G., Pierobon, L., Larsen, U., Thern, M., & Haglind, F. (2018). A review of the use of organic Rankine cycle power systems for maritime applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 91, 126–151. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.074>
- Shu, G., Liang, Y., Wei, H., Tian, H., Zhao, J., & Liu, L. (2013). A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 19, 385–401. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.034>
- Singh, D. V., & Pedersen, E. (2016). A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management*, 111, 315–328. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.12.073>
- Song, J., Song, Y., & Gu, C. (2015). Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines. *Energy*, 82, 976–985. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.01.108>

Suárez de la Fuente, S., & Greig, A. R. (2015). Making shipping greener: Comparative study between organic fluids and water for Rankine cycle waste heat recovery. *Journal of Marine Engineering & Technology*, 14(2), 70–84. <https://doi.org/10.1080/20464177.2015.1077601>

Tchanche, B. F., Lambrinos, Gr., Frangoudakis, A., & Papadakis, G. (2011). Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), 3963–3979. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.024>

Theotokatos, G., & Livanos, G. (2013). Techno-economical analysis of single pressure exhaust gas waste heat recovery systems in marine propulsion plants. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 227(2), 83–97. <https://doi.org/10.1177/1475090212457894>

WARTSILA WASTE HEAT RECOVERY. (2005). Ανακτήθηκε τον Μάρτιο του 2021. Διαθέσιμο στην ιστοσελίδα: <http://www.123seminaronly.com/Seminar-Reports/2016-01/171875692-Wartsila-Dual-Fuel-Engine.pdf>

MAN Diesel & Turbo. *Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption and EEDI*. (2014). 32. Ανακτήθηκε τον Μάρτιο του 2021 Διαθέσιμο στην ιστοσελίδα: <https://mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/technical-papers/waste-heat-recovery-system.pdf>

MATLAB. (2020). *version 9.9.0.1467703 (R2020b)*. Natick, Massachusetts: The MathWorks Inc.

Virtasalo, M. (n.d.). *Achieving improved fuel efficiency with waste heat recovery*. 6. Διαθέσιμο στην ιστοσελίδα: <https://library.e.abb.com/public/5f7cac28e876a9cbc1257a8a003cc6dc/ABB%20Generations%20Achieving%20improved%20fuel%20efficiency%20with%20waste%20heat%20recovery.pdf>

Yfantis, E. A., Katsanis, I. S., Pariotis, E. G., Zannis, T. C., Papagiannakis, R. G., & Hatzibaroutis, V. (2015). *First-Law and Second-Law Waste Heat Recovery Analysis of a Four-Stroke Marine Diesel Engine Equipped with a Regenerative Organic Rankine Cycle System*. 12.

Yu, G., Shu, G., Tian, H., Wei, H., & Liu, L. (2013). Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of diesel engine (DE). *Energy*, 51, 281–290. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.10.054>

Yukse, E. L., & Mirmobin, P. (2015a). *WASTE HEAT UTILIZATION OF MAIN PROPULSION ENGINE JACKET WATER IN MARINE APPLICATION*. 10.

Yukse, E. L., & Mirmobin, P. (2015b). *Electricity Generation From Large Marine Vessel Engine Jacket Water Heat. Volume 2: Photovoltaics*;

Renewable-Non-Renewable Hybrid Power System; Smart Grid, Micro-Grid Concepts; Energy Storage; Solar Chemistry; Solar Heating and Cooling; Sustainable Cities and Communities, Transportation; Symposium on Integrated/Sustainable Building Equipment and Systems; Thermofluid Analysis of Energy Systems Including Exergy and Thermoeconomics; Wind Energy Systems and Technologies, V002T12A002.

<https://doi.org/10.1115/ES2015-49226>

Yun, E., Park, H., Yoon, S. Y., & Kim, K. C. (2015). Dual parallel organic Rankine cycle (ORC) system for high efficiency waste heat recovery in marine application. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29(6), 2509–2515. <https://doi.org/10.1007/s12206-015-0548-5>

Zhu, S., Zhang, K., & Deng, K. (2020). A review of waste heat recovery from the marine engine with highly efficient bottoming power cycles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 120, 109611.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.109611>

Mitsubishi Heavy Industries Marine Machinery & Engine Co., LTD. WHRS – STG. (2016). Ανακτήθηκε τον Μάρτιο του 2021. Διαθέσιμο στην ιστοσελίδα: https://www.mhi-mme.com/products/boilerturbine/WHRS_Presentation.pdf

Alfa Laval. Waste heat recovery. Ανακτήθηκε τον Μάρτιο του 2021. Διαθέσιμο στην ιστοσελίδα: <https://www.alfalaval.com/industries/marine-transportation/marine/waste-heat-recovery/>

Ιστοσελίδες

Orcan International Energy Technology Co. (n.d.). *Marine Applications*. Retrieved from Orcan: <http://www.orcan-cn.net/en/shipping.html>

Calnetix Technologies, LLC. (n.d.). *Electricity Generation from Large Marine Vessel Engine Jacket Water Heat*. Retrieved from Calnetix: <https://www.calnetix.com/resource/electric-motor-generators/electricity-generation-large-marine-vessel-engine-jacket-water>

MAN Energy Solutions. *CEAS (Computerized Engine Application System)*. Διαθέσιμο στην ιστοσελίδα: <https://www.man-es.com/marine/products/planning-tools-and-downloads/ceas-engine-calculations>

CLIMEON. (n.d.). *How It Works*. Retrieved from CLIMEON: <https://climeon.com/how-it-works/>

Enogia. (n.d.). *ORC*. Retrieved from Enogia: <https://enogia.com/en/orc-3/>

Fujian Opcon Energy Technolgy Co., Ltd. (n.d.). *WST Stand - alone Power Plant*. Retrieved from OPCON : <http://www.fj-opcon.com/en/Product/detail/id/5>

Fujian Opcon Energy Technology Co., Ltd. (n.d.). *ORC Stand - alone Power Plant*. Retrieved from OPCON: <http://www.fj-opcon.com/en/Product/detail/id/2>

Kobe Steel, Ltd. (n.d.). *Binary cycle power generation system for ships completes sea trials, Kobe Steel to begin sales of the new system in 2019*.

Retrieved from KOBELCO:

https://www.kobelco.co.jp/english/releases/1196609_15581.html

Wikipedia. (n.d.). *Combined Cycle Power Plant*. Retrieved from Wikipedia.com:

https://en.wikipedia.org/wiki/Combined_cycle_power_plant#Bottoming_cycles