



Τεχνοοικονομική Αξιολόγηση
Συστήματος Εκμετάλλευσης
Απορριπτόμενης Θερμότητας από
τα Χιτώνια Ψύξεως Ναυτικού
Κινητήρα Diesel με χρήση του
Οργανικού Κύκλου Rankine (ORC)
σε Πλοίο

Τομέας: Θερμότητας

Επιβλέπων: Καρέλλας Σωτήριος, Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα 2022

--- κενή σελίδα ---



Technoeconomic Assessment of
a Waste Heat Recovery System
from Marine Diesel Engine Cooling
Jackets Using Organic Rankine
Cycle (ORC) in a Ship

Sector: Thermal Energy

Supervisor: Karellas Sotirios, NTUA Professor

Athens 2022

--- κενή σελίδα ---

Ευχαριστίες:

Θα ήθελα να ευχαριστώ τον κ. Σ. Καρέλλα, για την ευκαιρία που μου έδωσε, δείχνοντας μου εμπιστοσύνη και αναθέτοντας μου την εκπόνηση αυτής της εργασίας. Επιπλέον, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τους κ. Κ. Μπραϊμάκη και κ. Π. Πάλλη για την βοήθεια και την καθοδήγηση που μου προσέφεραν καθ' όλη την διάρκεια συγγραφής της εργασίας. Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερα τους συναδέλφους μου από το πολεμικό ναυτικό κ. Σ. Τσελώνη και κ. Π. Αλεξέα για την στήριξη που μου παρείχαν σε όλη την διάρκεια των σπουδών μου στη σχολή.

Υπεύθυνη δήλωση για λογοκλοπή και για κλοπή πνευματικής ιδιοκτησίας:

Έχω διαβάσει και κατανοήσει τους κανόνες για τη λογοκλοπή και τον τρόπο σωστής αναφοράς των πηγών που περιέχονται στον οδηγό συγγραφής Διπλωματικών Εργασιών. Δηλώνω ότι, από όσα γνωρίζω, το περιεχόμενο της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας είναι προϊόν δικής μου εργασίας και υπάρχουν αναφορές σε όλες τις πηγές που χρησιμοποίησα.

Οι απόψεις και τα συμπεράσματα που περιέχονται σε αυτή τη Διπλωματική εργασία είναι του συγγραφέα και δεν πρέπει να ερμηνευθεί ότι αντιπροσωπεύουν τις επίσημες θέσεις της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ή του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

Ονοματεπώνυμο:

Καπράλος Ευάγγελος

Περιεχόμενα:

1.	Εισαγωγή	15
1.1	Απορριπτόμενη Θερμότητα στα Πλοία και τρόποι αξιοποίησης της	15
1.2	Σκοπός-Περιγραφή της Εργασίας.....	19
2.	Ο Οργανικός Κύκλος Rankine	21
2.1	Εισαγωγή	21
2.2	Ο Θερμοδυναμικός Κύκλος Clausius-Rankine.....	21
2.3	Θερμοδυναμική Ανάλυση του ORC.....	24
2.4	Οι Εναλλάκτες Θερμότητας και ο Εκτονωτής στον ORC	27
2.4.1	Οι Εναλλάκτες Θερμότητας στον ORC.....	27
2.4.2	Οι Εκτονωτές στον ORC	30
2.5	Τα Οργανικά Ρευστά.....	32
2.5.1	Κατηγορίες Οργανικών Ρευστών.....	32
2.5.2	Κριτήρια Επιλογής Οργανικών Ρευστών	34
2.5.3	Νομοθεσία-Κανονισμοί σχετικά με τα Οργανικά Ρευστά.....	39
2.6	Περιορισμός Εκπομπής Ρυπαντών από τον IMO	42
3.	Επιλογή Συστήματος- Μοντελοποίηση	45
3.1	Μέρος 1 ^ο : Το Πλοίο	45
3.1.1	Εισαγωγή	45
3.1.2	Το Σύστημα Ναυτικής Πρόωσης.....	45
3.1.3	Το Ναυτικό Σύστημα Παραγωγής Ηλεκτρικής Ενέργειας	47
3.1.4	Το Καύσιμο F-76	54
3.2	Μέρος 2 ^ο : Μοντελοποίηση Συστήματος ORC	56
3.2.1	Δεδομένα-Παραδοχές Μοντελοποίησης	56
3.2.2	Μοντελοποίηση Συστήματος	59
3.2.3	Θερμοδυναμική Ανάλυση Συστήματος.....	62
3.3	Μέρος 3 ^ο : Τεχνικοοικονομική Ανάλυση.....	64
3.3.1	Εισαγωγή	64
3.3.2	Βασικές Οικονομικές Έννοιες	64
3.3.3	Οικονομικές Παραδοχές και Δεδομένα	69
4.	Αποτελέσματα Θερμοδυναμικής Ανάλυσης	74
4.1	Σύγκριση των Διαφορετικών Σεναρίων.....	74
4.2	Βέλτιστο Σενάριο Λειτουργίας	83
4.3	Μείωση Εκπομπών Ρύπων-Εξοικονόμηση Καυσίμου.....	87
5.	Αποτελέσματα Οικονομικής Ανάλυσης.....	90
5.1	Οικονομικά Αποτελέσματα-Συμπεράσματα	90
5.2	Ανάλυση Ευαισθησίας.....	91
5.2.1	Ανάλυση Ευαισθησίας Επιτοκίου Προεξόφλησης	91
5.2.2	Ανάλυση Ευαισθησίας Αρχικού Κόστους Επένδυσης	96
5.2.3	Ανάλυση Ευαισθησίας Κόστους Καυσίμου	101
5.2.4	Ανάλυση Ευαισθησίας Ωρών Λειτουργίας-Επιτοκίου Προεξόφλησης.....	106

6.	Συμπεράσματα-Προτάσεις για Συνέχιση της Εργασίας	112
6.1	Συμπεράσματα	112
6.2	Προτάσεις για Συνέχιση της Εργασίας	112
7.	Παράρτημα	114
7.1	Κατάλογος Σχημάτων	114
7.2	Κατάλογος Πινάκων.....	116
	Βιβλιογραφία	118

Σύνοψη:

Εξαιτίας της συνεχόμενης αύξησης της ενεργειακής ζήτησης παγκοσμίως, της ανάγκης μείωσης του κόστους παραγόμενης ενέργειας αλλά και της επιτακτικής ανάγκης εξάλειψης φαινομένων όπως η παγκόσμια υπερθέρμανση και η τρύπα του όζοντος, οδήγησαν του ερευνητές στην αξιοποίηση νέων πηγών ενέργειας. Μια εξ' αυτών αποτελεί η απορριπτόμενη θερμότητα από μηχανές εσωτερικής καύσης και ένας από του πιο ευρέως διαδεδομένους τρόπους αξιοποίησης της ο Οργανικός Κύκλος Rankine.

Στην σύγχρονη ναυτιλία, χρησιμοποιούνται ευρέως κινητήρες diesel, τόσο για ανάγκες πρόωσης, όσο και παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Σημαντικό ποσοστό της χημικής ενέργειας που παράγεται από την καύση του καυσίμου απορρίπτεται στο περιβάλλον μέσω της θερμικής ενέργειας των καυσαερίων και των κυκλωμάτων ψύξης της μηχανής. Έτσι, η ανακομιδή μέρους της απορριπτόμενης θερμότητας είναι μια τεχνική, που μπορεί να συνεισφέρει σε ουσιώδη βελτίωση της εκμετάλλευσης της ενέργειας του καυσίμου.

Ο κύριος σκοπός αυτής της διπλωματικής εργασίας είναι τεχνοοικονομική αξιολόγηση ενός συστήματος παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας μέσω του Οργανικού Κύκλου Rankine, το οποίο εκμεταλλεύεται την ενέργεια που αποβάλλει ένας ναυτικός κινητήρας μέσω του νερού ψύξεως των χιτωνίων ψύξεως των κυλίνδρων του.

Ως μοντέλο για την υλοποίηση του συστήματος επιλέχθηκε ένας ναυτικός κινητήρας diesel πλοίου, ο οποίος χρησιμοποιείται για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας του πλοίου. Αρχικά, επιλέγονται το πλέον κατάλληλο εργαζόμενο μέσο και διαμόρφωση συστήματος ORC μέσω θερμοδυναμικής ανάλυσης, η οποία πραγματοποιήθηκε με την βοήθεια του προγράμματος AspenPlus™, και στην συνέχεια επιλέγεται το βέλτιστο σημείο λειτουργίας (σημείο σχεδίασης) του συστήματος για αυτό το εργαζόμενο μέσο. Ακολουθεί η τεχνικοοικονομική ανάλυση του συστήματος ως επένδυση, όπου εξετάζεται η οικονομική αποδοτικότητα και η βιωσιμότητα της.

Με το σύστημα αυτό επιτυγχάνεται παραγωγή καθαρής ηλεκτρικής ενέργειας ποσού $15,64 \text{ kW}_{el}$, με ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης 3,53%. Επιτυγχάνεται επιπλέον εξοικονόμηση καυσίμου 4,24%. Έτσι, με την παραγωγή της ηλεκτρικής ενέργειας από το σύστημα, επιτυγχάνεται λειτουργία της γεννήτριας του ηλεκτροπαραγωγού ζεύγους σε χαμηλότερο ηλεκτρικό φορτίο, συνεπώς επιτυγχάνεται ένας συνδυασμός λιγότερης κατανάλωσης καυσίμου και μείωσης των εκπομπών ρυπαντών στο περιβάλλον.

Abstract:

Due to continuous increasing in energy demand globally, need of reduction of energy production cost and also imperative need of elimination of phenomena such as global warming and ozone's hole, researchers led in exploiting new energy sources. Waste heat from internal combustion engines makes up one of them and one of the most widely widespread ways to recover this heat is Organic Rankine Cycle.

In modern shipping, marine diesel engines are used widely, not only as propulsion engines, but also for electrical energy production. A significant percentage of the chemical energy produced by the combustion of fuel is wasted in environment through the thermal energy of exhaust gases and cooling systems of the engine. Thus, recovering a part of this wasted heat is a technique, that can contribute in essential improvement of exploiting fuel's energy.

The main purpose of this diploma thesis is technoeconomic assessment of an electrical power production system using Organic Rankine Cycle, which recovers energy ejected by a marine diesel engine through jacket cooling water of its cylinders.

A marine diesel engine of a Hellenic navy ship is used as a model for concretisation of the system. This engine is used for electrical power generation of the ship. Initially, the most appropriate working fluid and ORC system configuration are selected through thermodynamic analysis, which accomplished by using the AspenPlus™ software, and then system's optimum design point is selected for this working fluid. Then, a technoeconomic analysis of the system as an investment carried out and the economic efficiency and sustainability are being investigated.

With this system a production of an amount of 15,64 kW_{el} of net electrical power achieved, with electrical efficiency 3,53%. Furthermore, fuel saving 4,24% is achieved. Thus, with electrical power generated by the system, an operation of electromechanical system's generator in lower electrical load is achieved, therefore a combination of lower fuel consumption and lower pollutants emissions at the environment also achieved.

Πίνακας Συμβόλων:

Αγγλικά Σύμβολα	
B	Έσοδο [€]
BCR	Λόγος Εσόδων-Έξοδα (Benefit to Cost Ratio)
C	Αξία Χρηματοροής ή Κόστος [€]
c_p	Ειδική Θερμοχωρητικότητα υπό Σταθερή Πίεση [J/kgK]
CEPCI	Chemical Engineering Plant Cost Index
DPB	Περίοδος Αποπληρωμής με Έκπτωση [years]
EF	Συντελεστής Εκπομπής (Emission Factor)
f	Ετήσια Αύξηση Τιμής [%]
\dot{F}	Ροή Μορίων [mol/s]
h	Ειδική Ενθαλπία [J/kg]
i	Επιτόκιο [%]
IRR	Εσωτερικός Συντελεστής Απόδοσης (Internal Rate of Return) [%]
LCOE	Σταθμισμένο Κόστος Ενέργειας (Levelized Cost of Energy) [$€/MWh_e$]
LFV	Κατώτερο Όριο Ευφλεκτότητας (Lower Flammability Limit) [kg/m^3]
LMTD	Μέση Λογαριθμική Θερμοκρασιακή Διαφορά (Logarithmic Mean Temperature Difference) [$^{\circ}K$ ή $^{\circ}C$]
\dot{m}	Παροχή Μάζας [kg/s]
M	Μοριακό Βάρος [kg/mol]
n	Χρονικός Ορίζοντας Επένδυσης [years]
NPV	Καθαρή Παρούσα Αξία (Net Present Value) [€]
P	Ισχύς [W]
P	Ολική Πίεση [bar]
\dot{Q}	Θερμική Ισχύς [W]
s	Ειδική Εντροπία [$J/kg K$]
SFC	Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου (Specific Fuel Consumption) [kg/kWh]
SIC	Ειδικό Κόστος Επένδυσης (Specific Investment Cost) [$€/kW_e$]
SPB	Περίοδος Αποπληρωμής [years]
t	Χρονική Περίοδος [years]
T	Θερμοκρασία [$^{\circ}K$ ή $^{\circ}C$]
UA	Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας [W/K]
\dot{V}	Παροχή Όγκου [m^3/s]
w	Ειδικό Έργο [J/kg]

Ελληνικά Σύμβολα	
δ	Με δ εκφράζονται οι μεταβολές μεγεθών
η	Βαθμός Απόδοσης [%]
r_p	Λόγος Πίεσης
ρ	Πυκνότητα [m^3/kg]

Πίνακας Δεικτών:

ann	Ετήσιος (Annual)
cond	Συμπυκνωτής (Condenser)
cw	Νερό Ψύξης (Cooling Water)
el	Ηλεκτρικός (Electrical)
evap	Ατμοποιητής (Evaporator)
exp	Εκτονωτής (Expander)
f	Καύσιμο (Fuel)
gross	Μικτός (Gross)
G	Γεννήτρια (Generator)
h	Υψηλός (High)
hs	Πηγή Θερμότητας (Heat Source)
in	Είσοδος (Input)
is	Ισεντροπικός (Isentropic)
L	Χαμηλός (Low)
max	Μέγιστος (Maximum)
net	Καθαρός (Net)
OM	Λειτουργία-Συντήρηση (Operation-Maintenance)
out	Έξοδος (Output)
p	Αντλία (Pump)
rec	Ανακομιστής (Recuperator)
sw	Θαλασσινό Νερό (Sea Water)
total	Συνολικός (Total)
wf	Εργαζόμενο Μέσο (Working Fluid)
0	Αρχική Τιμή

Πίνακας Συντομογραφιών:

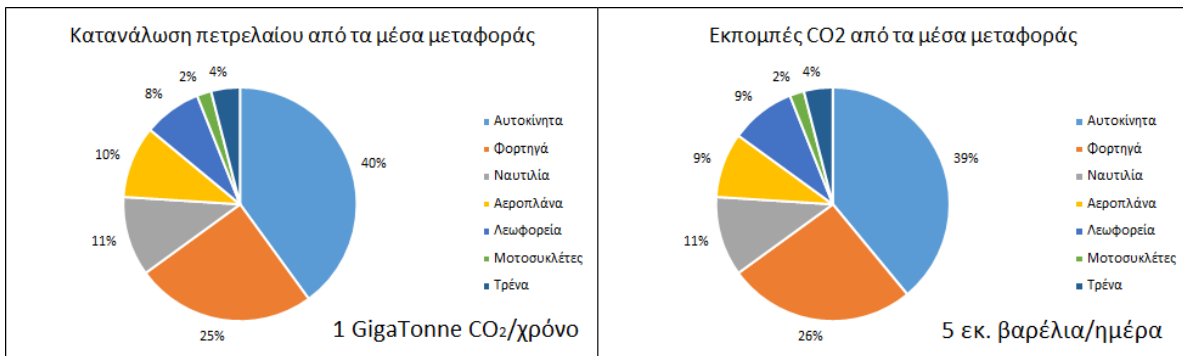
Αγγλικές Συντομογραφίες	
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (Αμερικανική Εταιρία Μηχανικών Θέρμανσης, Ψύξης και Κλιματισμού)
CFCs	Chlorofluorocarbons (Χλωροφθοράνθρακες)
COGOG	Combined Gas or Gas (Συνδυασμός Αεροστροβίλου ή Αεροστροβίλου)
CPP	Controllable Pitch Propeller (Προπέλα Μεταβλητού Βήματος)
ECA	Emission Control Areas
F-Gases	Fluorinated Greenhouse Gases (Φθοριούχα Αέρια του Θερμοκηπίου)
FPP	Fixed Pitch Propeller (Προπέλα Σταθερού Βήματος)
GWP	Global Warming Potential
HCs	Hydrocarbons (Υδρογονάνθρακες)
HCFCs	Chlorofluorocarbons (Υδροχλωροφθοράνθρακες)
HFCs	Hydrofluorocarbons (Υδροφθοράνθρακες)
HFES	Hydrofluoroethers (Υδροφθοραιθέρες ή Φθοριούχοι Αιθέρες)
HFO	Heavy Fuel Oil (Βαρύ Πετρέλαιο)
IMO	International Maritime Organization (Διεθνής Οργανισμός Ναυτιλίας)
MGO	Marine Gas Oil (Ναυτιλιακό Πετρέλαιο)
ODP	Ozone Depleting Potential
ODS	Ozone Depleting Substances (Ουσίες που Καταστρέφουν το Όζον)
ORC	Organic Rankine Cycle (Οργανικός Κύκλος Rankine)
PFCs	Perfluorocarbons (Υπερφθοράνθρακες)
SRC	Steam Rankine Cycle (Κύκλος Ατμού Rankine)
SP	Size Parameter (Παράμετρος Μεγέθους)
VCC	Vapor Compression Cycle (Κύκλος Συμπίεσης Ατμού)
VFR	Volumetric Flow Ratio (Λόγος Ογκομετρικής Παροχής)
WHR	Waste Heat Recovery (Ανάκτηση Απορριπτόμενης Θερμότητας)
Ελληνικές Συντομογραφίες	
A/Σ	Αεροστρόβιλος
H/Z	Ηλεκτροπαραγωγό Ζεύγος
MEK	Μηχανή Εσωτερικής Καύσεως
Υ.Π.	Υψηλή Πίεση
Χ.Π.	Χαμηλή Πίεση

1. Εισαγωγή

1.1 Απορριπτόμενη Θερμότητα στα Πλοία και τρόποι αξιοποίησης της

Στην σύγχρονη εποχή, η αύξηση στην ενεργειακή ζήτηση παγκοσμίως και η ανάγκη για μείωση του κόστους ενέργειας οδήγησαν στην μελέτη συστημάτων μετατροπής ενέργειας η οποία επικεντρώνεται γύρω από την μείωση των απωλειών θερμότητας του συστήματος και την αποφυγή ταυτόχρονα των βλαβερών και ανεπανόρθωτων επιπτώσεων στο περιβάλλον, όπως η συμβολή στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και στην κλιματική αλλαγή. Πολλοί ερευνητές επισημαίνουν ότι η υπερκατανάλωση ορυκτών καύσιμων οδήγησε την κοινωνία σε αυτά τα προβλήματα. Για το λόγο αυτό η άμεση μετάβαση από τα ορυκτά καύσιμα στις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας όπως η ηλιακή, η γεωθερμική, η αιολική κτλ. καθίσταται αναγκαία. Οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας μπορούν να αυξήσουν την απόδοση ενός συστήματος όταν συνδυάζονται σε συστήματα συμπαραγωγής, πέραν από τα πλεονεκτήματα που εμφανίζει η χρήση τους στις επιπτώσεις στο περιβάλλον.

Στην ναυτιλία, χρησιμοποιούνται ευρέως ναυτικοί κινητήρες Diesel στα εμπορικά πλοία ως σύστημα προώσεως ή παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Επηρεάζουν σοβαρά το περιβάλλον και θεωρούνται ως μια από τις μεγαλύτερες πηγές μόλυνσης του ατμοσφαιρικού αέρα καθώς συνεισφέρουν σημαντικά στην παραγωγή αερίων του θερμοκηπίου GHG, όπως το CO_2 , αλλά και άλλων ρυπαντών όπως το NO_x , SO_x και αιωρούμενων σωματιδίων (PM). Ο International Maritime Organization (IMO) εκτιμά πως οι συνολικές εκπομπές CO_2 στην ναυτιλία για το 2012 ήταν 938.000.000 ton με προοπτική αύξησης έως 250% μέχρι το 2050 [1]. Οι ρυπαντές από τις εκπομπές καυσαερίων ενός πλοίου μπορεί να συνεχίσουν να μεταφέρονται για αρκετές εκατοντάδες χιλιόμετρα, με αποτέλεσμα να συνεισφέρουν στα προβλήματα ποιότητας του αέρα στην ξηρά. Στο Σχήμα 1 παρουσιάζεται η κατανάλωση καυσίμου και η αντίστοιχη παραγωγή καυσαερίων από τα διάφορα μέσα μεταφοράς, το 2010. Παρατηρείται ότι τα πλοία οφείλονται σε ένα ποσοστό 11% για την εκπομπή καυσαερίων και κατανάλωση πετρελαίου παγκοσμίως από τα μέσα μεταφοράς. Ο IMO θέτει αυστηρά όρια στις εκπομπές NO_x και SO_x που προέρχονται από τα καυσαέρια πλοίων και απαγορεύει τις σκόπιμες εκπομπές ουσιών που καταστρέφουν το όζον στην ατμόσφαιρα από τα πλοία.



Σχήμα 1. Κατανάλωση καυσίμου και εκπομπή ρύπων για διαφορετικά μέσα μεταφοράς (2010) [2]

Η απορριπτόμενη θερμότητα από αυτούς τους κινητήρες αποτελεί ένα από τα σημαντικότερα μειονεκτήματα ενός τέτοιου συστήματος. Σε αναζήτηση τρόπων εξοικονόμησης καυσίμου στα πλοία, καθώς και μείωσης των εκπομπών ρύπων, αφιερώθηκαν πολλές μελέτες από ερευνητές στους τρόπους ανάκτησης της απορριπτόμενης θερμότητας (Waste Heat Recovery-WHR) από τους κινητήρες αυτούς. Έναν από τους πλέον διαδεδομένους τρόπους ανάκτησης αυτής της απορριπτόμενης θερμότητας αποτελεί ο οργανικός κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle-ORC), μέσω του οποίου η θερμότητα δύναται να μετατραπεί σε μηχανική ενέργεια και κατ' επέκταση και σε ηλεκτρική. Ο ORC αποτελεί ουσιαστικά μια παραλλαγή του συμβατικού κύκλου Clausius-Rankine (Rankine Steam Cycle-SRC), με βασική διαφορά την χρήση ενός οργανικού ρευστού ως εργαζόμενο μέσο, το οποίο διαφέρει ανάλογα την εφαρμογή, σε αντίθεση με τον SRC, όπου το εργαζόμενο μέσο είναι νερό-ατμός. Η χρήση ενός τέτοιου ρευστού, το οποίο παρουσιάζει χαμηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία και πίεση, επιτρέπει στα συστήματα που βασίζονται στον ORC την χρήση πηγής θερμότητας χαμηλότερης θερμοκρασίας σε σχέση με το SRC. Και τα δύο συστήματα αποτελούν συστήματα κλειστού βρόγχου. Το εργαζόμενο μέσο ανακυκλώνεται πλήρως διερχόμενο από τα διάφορα επιμέρους στοιχεία του κάθε συστήματος. Τα συστήματα ORC είναι σχεδιασμένα για να λειτουργούν κατά κύριο λόγο αυτόνομα και μη επανδρωμένα με ελάχιστες απαιτήσεις συντήρησης.

Μέχρι τώρα, η εφαρμογή του ORC στην ναυτιλία είναι ιδιαίτερα περιορισμένη. Η εφαρμογή ενός συστήματος ORC σε ναυτικό κινητήρα αποσκοπεί στην ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας από τετράχρονους κινητήρες εσωτερικής καύσης και εκμετάλλευσής της για τον σχεδιασμό ενός συστήματος παραγωγής ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας, ενώ λίγες μόνο δημοσιεύσεις αναφέρονται σε δίχρονες μηχανές ναυτικής πρόωσης. Για παράδειγμα, ένα μοντέλο με 2 παράλληλα συστήματα ORC, συνολικής ηλεκτρικής ισχύος 200 kW αναπτύχθηκε σε συνεργασία με την Mitsubishi Heavy Industries στο εμπορικό πλοίο WADI SAFAGA, το οποίο εκμεταλλεύεται την απορριπτόμενη θερμότητα των θερμών καυσαερίων ναυτικών κινητήρων diesel [3]. Μια ακόμα διαφορετική εφαρμογή που χρησιμοποιεί την απορριπτόμενη θερμότητα από τους ναυτικούς κινητήρες, αποτελεί η εφαρμογή του ORC

με σκοπό την λειτουργία του συμπιεστή σε ψυκτικό κύκλο συμπίεσεως ατμού VCC για παραγωγή ψύξης [4].

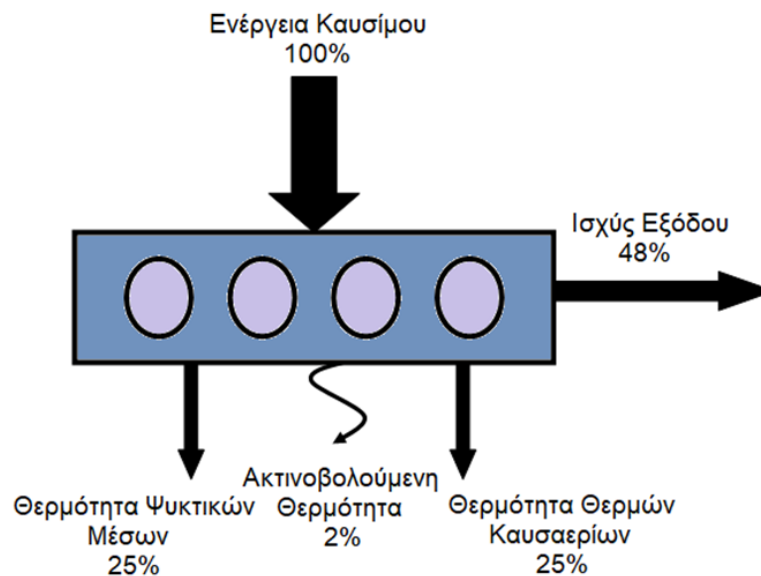
Η πρώτη εγκατάσταση συστήματος ORC σε πλοίο χρησιμοποιήθηκε για WHR από τις μηχανές ενός πλοίου μεταφοράς αυτοκινήτων-φορτηγών, το οποίο χρησιμοποιούσε μια μονάδα OPCON/Powerbox, με εργαζόμενο μέσο το R236fa. Ως πηγή θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας χρησιμοποιούσε την απορριπτόμενη θερμότητα από το νερό ψύξεως των χιτώνιων των μηχανών. Η εξοικονόμηση καυσίμου από την χρήση του είχε εκτιμηθεί στο 4 με 6% [5].

Στις εφαρμογές που αφορούν WHR στην ναυτιλία, χρησιμοποιούνται διάφορες τεχνικές, μερικές εκ των οποίων είναι η υπερπλήρωση, η turbo-compounding, η χρήση του κύκλου Brayton, η χρήση του κύκλου Rankine και οι θερμοηλεκτρικές γεννήτριες (Thermoelectric Generators). Με αυτές τις τεχνικές έχει επιτευχθεί αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης ναυτικών κινητήρων από 2% έως 20%, εξαρτώμενος από τον σχεδιασμό του συστήματος, την ποιότητα της ανάκτησης ενέργειας και την απόδοση των στοιχείων του συστήματος [1].

Οι κινητήρες diesel στην ναυτιλία, έχουν αρκετές πηγές απορριπτόμενης θερμότητας, η οποία μπορεί να αξιοποιηθεί στις περισσότερες περιπτώσεις και να χρησιμοποιηθεί ξανά με αποτέλεσμα την αύξηση της απόδοσης της μηχανής ακόμα και περισσότερο του 45%. Παρά την εξαιρετική ανάπτυξη των σύγχρονων ναυτικών κινητήρων, μόνο ένα μέρος της ενέργειας που περιέχεται στο καύσιμο μετατρέπεται σε ισχύς εξόδου. Η μέγιστη απόδοση της μηχανής παραμένει σε επίπεδο της τάξης του 45%. Η απορριπτόμενη θερμότητα από έναν ναυτικό κινητήρα diesel, βρίσκεται σε μεγαλύτερο ποσοστό στα θερμά καυσαέρια (200-600 °C), σε ποσοστό περίπου 25%. Ένα σημαντικό ποσοστό, περίπου 14% της ενέργειας του καυσίμου χάνεται στο ψυγείο του αέρα σαρώσεως (100-200 °C) ως απορριπτόμενη θερμότητα. Εξαιτίας της αδιαβατικής συμπίεσης του αέρα σαρώσεως στο τούρμπο, προκύπτει μια αύξηση της θερμοκρασίας αυτού. Έτσι, για την αύξηση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης της μηχανής, απαιτείται ψύξη του αέρα σαρώσεως. Η μείωση της θερμοκρασίας του επιτυγχάνεται μέσω του ψυγείου αέρα σαρώσεως. Έτσι, έναν άλλο πολλά υποσχόμενο παράγοντα για εφαρμογές WHR εκτός από τα θερμά καυσαέρια αποτελεί η θερμότητα του αέρα σαρώσεως, η οποία δύναται να χρησιμοποιηθεί σε σύστημα ORC. Ο αέρας σαρώσεως παρέχει περίπου την ίδια μάζα με τα θερμά καυσαέρια αλλά σχετικά χαμηλότερη θερμοκρασία σε σχέση με αυτά. Επιπλέον, τα θερμά καυσαέρια έχουν μια ελάχιστη θερμοκρασία που πρέπει να αποφεύγεται. Η ελάχιστη αυτή θερμοκρασία είναι το σημείο δρόσου των καυσαερίων που προκαλείται από την υψηλή περιεκτικότητα σε θείο του καυσίμου HFO. Στον αέρα σαρώσεως δεν παρουσιάζεται αυτό το τεχνικό πρόβλημα, έτσι η θερμοκρασία του μπορεί να μειωθεί χωρίς να επηρεάζεται η απόδοση της μηχανής και έτσι δύναται να εκμεταλλευτεί πλήρως η θερμότητα από αυτόν. Η υπόλοιπη ενέργεια του καυσίμου αποδίδεται σε ένα ποσοστό 6-7% στα χιτώνια ψύξεως των κυλίνδρων της μηχανής (75-90 °C) και σε ένα ποσοστό 4-5% στο έλαιο λιπάνσεως της μηχανής (65-85 °C).

Έτσι, συνολικά η θερμότητα των ψυκτικών μέσων αποτελεί ένα ποσοστό περίπου 25% της ενέργειας του καυσίμου. Τέλος, ένα μικρό ποσοστό περίπου 2% αποδίδεται στην ακτινοβολούμενη θερμότητα που μεταφέρεται στο περιβάλλον [4, 5, 1, 6].

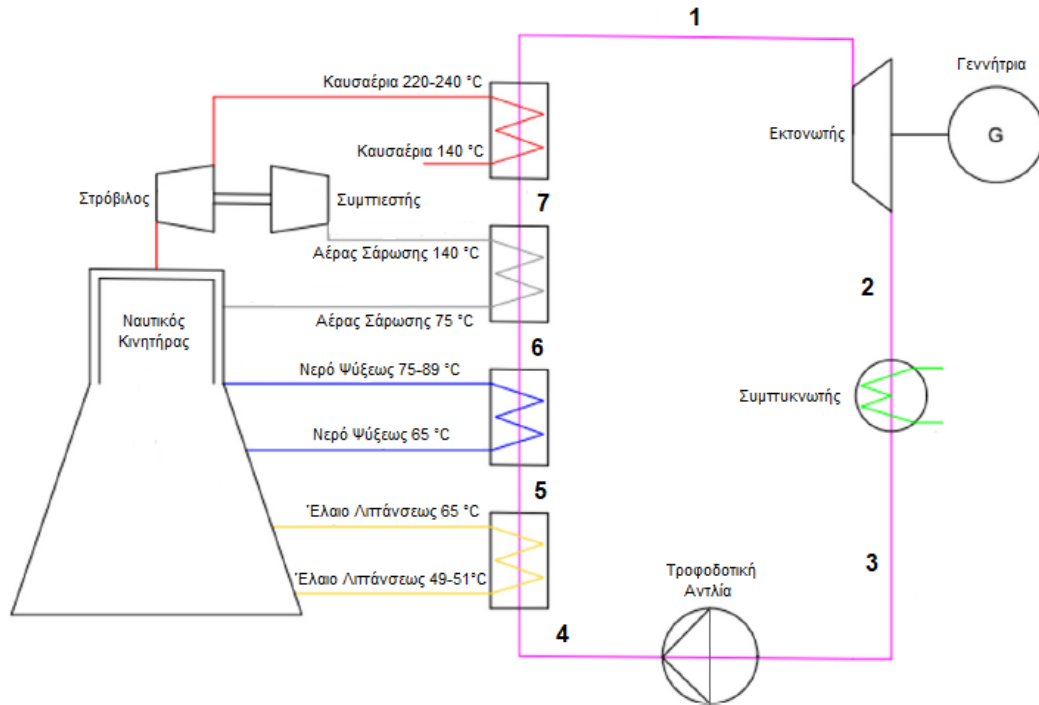
Τα θερμά καυσαέρια που εκπέμπονται από μία κύρια μηχανή αποτελούν την πιο ελκυστική από τις πηγές θερμότητας καθώς παρουσιάζουν υψηλή θερμοκρασία και παροχή μάζας. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την μείωση των εκπομπών CO_2 και της κατανάλωσης του καυσίμου. Τα πλεονεκτήματα της εφαρμογής συστημάτων WHR σε πλοία δεν περιορίζονται μόνο στα περιβαλλοντικά οφέλη, αλλά επιπλέον από οικονομικής άποψης οι ναυτιλιακές εταιρίες ταυτόχρονα μειώνουν το ετήσιο κόστος καυσίμου και τις εκπομπές NO_x και CO_2 . Στο Σχήμα 2 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά οι θερμικές απώλειες σε έναν ναυτικό κινητήρα diesel.



Σχήμα 2. Θερμικές απώλειες σε ναυτικό κινητήρα Diesel [4]

Στο Σχήμα 3 παρουσιάζεται η αρχιτεκτονική ενός υπερκρίσιμου συστήματος ORC με πολλαπλές βαθμίδες εκμετάλλευσης της απορριπτόμενης θερμότητας σε εναλλάκτες σε έναν ναυτικό κινητήρα. Στην πρώτη βαθμίδα της εγκατάστασης, το ρευστό εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας με το έλαιο λίπανσης για να θερμανθεί (διαδρομή 4-5). Στην δεύτερη βαθμίδα, διέρχεται από τον εναλλάκτη με το νερό ψύξεως των χιτωνίων της MEK όπου θερμαίνεται περισσότερο (διαδρομή 5-6). Στην τρίτη βαθμίδα, πραγματοποιείται η ατμοποίηση του στον εναλλάκτη θερμότητας με τον αέρα σαρώσεως (διαδρομή 6-7). Στην συνέχεια, στην τελευταία βαθμίδα θέρμανσης, διέρχεται από τον εναλλάκτη θερμότητας με τα θερμά καυσαέρια όπου ατμοποιείται σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία (διαδρομή 7-1) και στην συνέχεια εκτονώνεται στον στρόβιλο (διαδρομή 1-2) ώστε να περιστρέψει την ηλεκτρογεννήτρια για την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος. Έπειτα διέρχεται από τον συμπυκνωτή

όπου συμπυκνώνεται (διαδρομή 2-3) και μέσω της τροφοδοτικής αντλίας αυξάνεται η πίεσή του (διαδρομή 3-4) ώστε να διέλθει ξανά από τις βαθμίδες ατμοποίησης και να ολοκληρωθεί ο κύκλος.



Σχήμα 3. ORC με πολλαπλές βαθμίδες εκμετάλλευσης της απορριπτόμενης θερμότητας σε ναυτικό κινητήρα Diesel [3]

1.2 Σκοπός-Περιγραφή της Εργασίας

Στόχος της παρούσας εργασίας αποτελεί τεχνοοικονομική αξιολόγηση ενός συστήματος εκμετάλλευσης της θερμότητας που απορρίπτεται από τα χιτώνια ψύξεως ενός ναυτικού κινητήρα diesel, με τη χρήση του οργανικού κύκλου Rankine, ώστε να παραχθεί ηλεκτρική ενέργεια και να βελτιωθεί η συνολική απόδοση του συστήματος.

Το 1^ο κεφάλαιο αποτελεί μια εισαγωγή στην εργασία και παρουσιάζεται η απορριπτόμενη θερμότητα που μπορεί να εμφανιστεί σε ναυτικούς κινητήρες και στους τρόπους αξιοποίησής της. Γίνεται επιπλέον μια παρουσίαση του σκοπού της εργασίας και μια σύντομη περιγραφή των επιμέρους κεφαλαίων.

Στο 2^ο κεφάλαιο γίνεται μια σύντομη παρουσίαση του βασικού θερμοδυναμικού κύκλου Clausius-Rankine, ώστε στη συνέχεια να παρουσιαστεί ο Οργανικός Κύκλος Rankine.

Πραγματοποιείται θερμοδυναμική ανάλυση του κύκλου και παρουσιάζονται οι βασικές συνιστώσες του με τους ενεργειακούς ισολογισμούς σε αυτές και ορίζονται οι βαθμοί απόδοσης. Επιπλέον, γίνεται μια αναφορά στους εναλλάκτες θερμότητας και στους εκτονωτές που μπορούν να χρησιμοποιηθούν στον ORC. Στην συνέχεια παρουσιάζονται τα οργανικά ρευστά που μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως εργαζόμενα μέσα στον ORC, καθώς και η σχετική νομοθεσία που αναφέρεται σε αυτά.

Το 3^ο κεφάλαιο απαρτίζεται από 3 μέρη. Στο 1^ο μέρος του κεφαλαίου παρουσιάζεται αναλυτικά το μοντέλο του πλοίου που θα χρησιμοποιηθεί για τον σχεδιασμό του συστήματος. Παρουσιάζονται οι ναυτικοί κινητήρες που χρησιμοποιούνται για την πρόωση και την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και γενικότερα το σύστημα πρόωσης και παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας του πλοίου. Επιπλέον, παρουσιάζεται το καύσιμο που χρησιμοποιείται σε αυτούς τους κινητήρες. Στο 2^ο μέρος του κεφαλαίου, πραγματοποιείται η μοντελοποίηση του συστήματος και παρουσιάζονται τα 4 διαφορετικά σενάρια λειτουργίας. Καθορίζονται τα δεδομένα εισόδου και οι παραδοχές που χρησιμοποιούνται και παρουσιάζονται οι εξισώσεις που χρησιμοποιούνται για την θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος. Στο 3^ο μέρος του κεφαλαίου πραγματοποιείται η τεχνικοοικονομική ανάλυση του συστήματος. Ορίζονται οι βασικές οικονομικές έννοιες και καθορίζονται τα δεδομένα και οι παραδοχές που χρησιμοποιούνται στην οικονομική ανάλυση.

Στο 4^ο κεφάλαιο της εργασίας παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προκύπτουν από την θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος. Συγκρίνονται τα αποτελέσματα που προκύπτουν για τα 4 διαφορετικά σενάρια λειτουργίας. Καθορίζεται το βέλτιστο σενάριο λειτουργίας και το σημείο σχεδίασης του συστήματος για αυτό το σενάριο και παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για αυτό.

Στο 5^ο κεφάλαιο της εργασίας παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της τεχνικοοικονομικής ανάλυσης του συστήματος για το βέλτιστο σενάριο λειτουργίας στο σημείο σχεδίασης. Εξετάζεται η οικονομική βιωσιμότητα και αποδοτικότητα της επένδυσης. Τέλος, πραγματοποιείται ανάλυση ευαισθησίας των βασικών παραμέτρων της ανάλυσης ώστε να εξεταστεί η επένδυση σε περίπτωση μεταβολής των παραμέτρων αυτών.

2. Ο Οργανικός Κύκλος Rankine

2.1 Εισαγωγή

Η ιστορία της χρήσης του ORC ξεκινάει τον 19ο αιώνα και φτάνει μέχρι την σύγχρονη εποχή. Ο H. E. Willsie κατασκεύασε πρώτος 2 ηλιακά συστήματα ORC, ισχύος 4,5 kW και 11 kW, χρησιμοποιώντας διοξείδιο του θείου ως εργαζόμενο μέσο το 1904. Έπειτα, το 1940, ο Luigi D' Amelio σχεδίασε ένα γεωθερμικό σύστημα ORC χρησιμοποιώντας αιθυλένιο ως εργαζόμενο μέσο. Η μονάδα λειτούργησε έως το 1950. Σε ότι αφορά τις εμπορικές εγκαταστάσεις ORC, εταιρίες όπως η Ormat και η Turboden ηγούνται της βιομηχανίας και παρέχουν λύσεις για WHR ποικίλων βιομηχανικών εφαρμογών (πετρέλαιο και αέριο, βιομάζα, τσιμεντοβιομηχανίες, βιομηχανίες κατεργασίας γυαλιού κτλ.). Η Ormat έχει κατασκευάσει περισσότερες των 3.000 μονάδων έως 4 kW και περισσότερες των 500 από 1 έως 25 MW [7]. Τα πρώτα εμπορικά συστήματα ORC, τα οποία χρησιμοποιούσαν ηλιακές και γεωθερμικές πηγές ενέργειας, εμφανίστηκαν μεταξύ του 1970 και του 1980. Μεγάλος αριθμός εγκαταστάσεων ORC έχει εγκατασταθεί σε χώρες όπως οι ΗΠΑ, ο Καναδάς, η Ιταλία και η Γερμανία, αν και εφαρμογές του έχουν παρατηρηθεί σε χώρες όπως η Φινλανδία, το Βέλγιο, η Σουαζιλάνδη, η Αυστρία, η Ρωσία, η Ρουμανία, η Ινδία και το Μαρόκο [8].

2.2 Ο Θερμοδυναμικός Κύκλος Clausius-Rankine

Για να κατανοηθεί πλήρως ο Οργανικός Κύκλος Rankine, αρχικά γίνεται η ανάλυση του κλασσικού θερμοδυναμικού κύκλου Clausius-Rankine (SRC). Ο θερμοδυναμικός κύκλος αυτός πήρε το όνομά του από τον σκωτσέζο μηχανικό William John Macquorn Rankine, ο οποίος και τον επινόησε. Στον κύκλο αυτό συνήθως εργαζόμενο μέσο είναι το νερό-ατμός, το οποίο είναι καταλληλότερο για εφαρμογές όπου επικρατούν συνθήκες υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης. Τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα ενός συστήματος το οποίο χρησιμοποιεί το νερό ως εργαζόμενο μέσο παρουσιάζονται στον *Πίνακα 1*.

Πίνακας 1. Πλεονεκτήματα-μειονεκτήματα της χρήσης νερού ως εργαζόμενο μέσο [9]

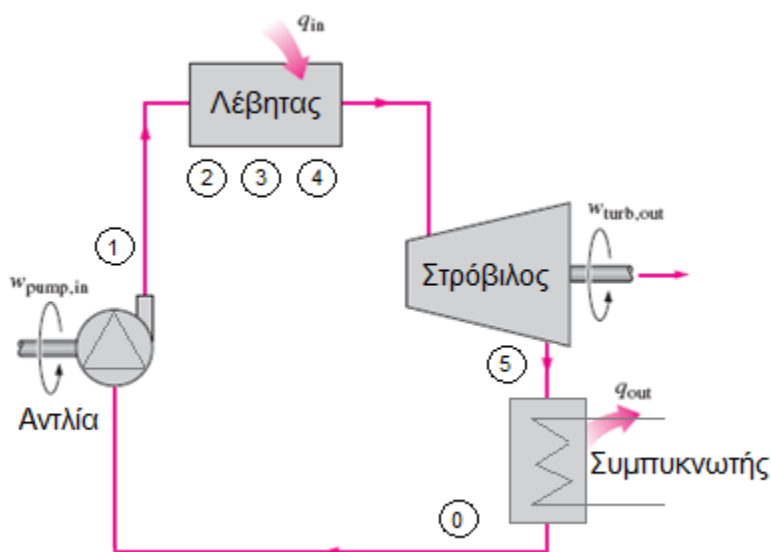
Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
Είναι φθινό και υπάρχει άφθονο στο περιβάλλον	Υφίσταται η ανάγκη για υπερθέρμανσή του, διότι με αυτόν τον τρόπο αποφεύγεται η δημιουργία συμπυκνωμάτων κατά την εκτόνωσή του στον στρόβιλο
Είναι μη τοξικό, δεν έχει επιπτώσεις στο περιβάλλον (οι δείκτες ODP και GWP είναι μηδενικοί) και είναι μη εύφλεκτο	Υφίσταται κίνδυνος διάβρωσης των πτερυγίων του στρόβιλου

Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
Έχει ιδιαίτερα χαμηλό ιξώδες, με αποτέλεσμα τις μικρότερες ενεργειακές απαιτήσεις κατά την άντλησή του	Παρουσιάζει υψηλή πίεση εξάτμισης
Παρουσιάζει μεγάλη χημική και θερμική σταθερότητα (δεν υπάρχει ο κίνδυνος της αποσύνθεσής του)	Απαιτείται η χρήση πολύπλοκων στροβίλων (στροβίλων με περισσότερες βαθμίδες εκτόνωσης), κάτι το οποίο συνεπάγεται και υψηλότερος κόστος στροβίλου
Απαιτεί μικρότερη κατανάλωση ενέργειας από την τροφοδοτική αντλία καθόσον παρουσιάζει μεγαλύτερη ενθαλπία ατμοποίησης από τα οργανικά ρευστά και ως εκ τούτου απαιτείται να διακινηθεί μικρότερη παροχή μάζας	

Η απλούστερη μορφή του θερμοδυναμικού κύκλου Clausius-Rankine παρουσιάζεται στο Σχήμα 4. Τα στοιχεία του συστήματος το οποίο βασίζεται στην απλούστερη μορφή του κύκλου είναι τα ακόλουθα:

1. Ατμοπαραγωγός-Λέβητας (Boiler): Είναι η συσκευή μέσω της οποίας προσδίδεται θερμότητα από την πηγή ενέργειας στο εργαζόμενο μέσο και αποτελεί την δεξαμενή θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας του κύκλου. Η πρόσδοση θερμότητας σε αυτόν τον κύκλο πραγματοποιείται περίπου ισόθλιπτα. Μετατρέπει ουσιαστικά το υπόψυκτο υγρό σε υπέρθερμο ατμό. Συνήθως, ένας ατμοπαραγωγός αποτελείται από τα παρακάτω τρία βασικά μέρη, τα οποία είναι εναλλάκτες θερμότητας.
 - i. Οικονομητήρας-Προθερμαντήρας (Economizer): Το ρευστό διέρχεται από τον προθερμαντήρα και πραγματοποιείται αύξηση της θερμοκρασίας του ώστε να επέλθει σε κατάσταση κορεσμού. Συνεπώς, το ρευστό από υπόψυκτο υγρό μετατρέπεται σε κορεσμένο υγρό.
 - ii. Εξατμιστής-Ατμοποιητής (Evaporator): Το ρευστό διέρχεται από τον εξατμιστή ενώ βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου υγρού με αποτέλεσμα να ξεκινήσει η μετατροπή του σε κορεσμένο ατμό.
 - iii. Υπερθερμαντήρας (Superheater): Το ρευστό πλέον διέρχεται από τον υπερθερμαντήρα σε κατάσταση κορεσμένου ατμού και πραγματοποιείται περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας του, με αποτέλεσμα την μετατροπή του σε υπέρθερμο ατμό.

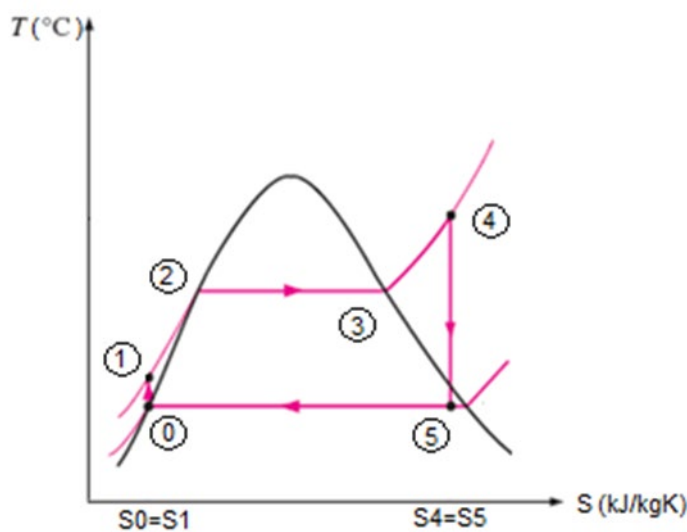
2. Ατμοστρόβιλος (Steam Turbine): Έπειτα από την έξοδο του εργαζόμενου μέσου σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού αυτό διέρχεται τον ατμοστρόβιλο όπου πραγματοποιείται η εκτόνωσή του. Ιδανικά η μεταβολή είναι ισεντροπική εκτόνωση. Η ενθαλπική πτώση στον στρόβιλο μετατρέπεται σε ωφέλιμο μηχανικό έργο. Ο ατμοστρόβιλος βρίσκεται συμπλεγμένος με κάποιο φορτίο, το οποίο μπορεί να είναι κάποια ηλεκτρογεννήτρια, η έλικα ενός πλοίου κτλ.
3. Συμπυκνωτής (Condenser): Ο συμπυκνωτής αποτελεί μια μορφή εναλλάκτη θερμότητας και αποτελεί την δεξαμενή θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας του κύκλου. Μετά την έξοδό του από τον ατμοστρόβιλο και κατά την διέλευσή του από τον συμπυκνωτή, ο ατμός αλλάζει κατάσταση και μετατρέπεται σε κορεσμένο νερό. Στο σημείο αυτό απορρίπτει ισόθλιπτα θερμότητα στο περιβάλλον.
4. Τροφοδοτική αντλία (Feedwater Pump): Η τροφοδοτική αντλία αναρροφάει το νερό από τον συμπυκνωτή και το καταθλίβει στον ατμοπαραγωγό αυξάνοντας την πίεση του, ολοκληρώνοντας έτσι τον θερμοδυναμικό κύκλο. Ιδανικά η μεταβολή είναι ισεντροπική συμπίεση.



Σχήμα 4. Ο θερμοδυναμικός κύκλος Clausius-Rankine [10]

Στην αρχή του θερμοδυναμικού κύκλου, το νερό μεταφέρεται μέσω μιας τροφοδοτικής αντλίας στον ατμοπαραγωγό της εγκατάστασης (διαδρομή 0-1). Κατά την διέλευσή του από τον ατμοπαραγωγό (διαδρομή 1-4), προθερμαίνεται στον οικονομητήρα έως την κατάσταση κορεσμένου υγρού (διαδρομή 1-2), εν συνεχεία στον ατμοποιητή από την κατάσταση κορεσμένου υγρού μεταβαίνει στην κατάσταση κορεσμένου ατμού (διαδρομή 2-3) και τέλος υπερθερμαίνεται στον υπερθερμαντήρα και από την κατάσταση κορεσμένου ατμού μεταβαίνει στην κατάσταση υπέρθερμου ατμού (διαδρομή 3-4). Η μετατροπή του νερού σε

υπέρθερμο ατμό (διαδρομή 1-4) πραγματοποιείται υπό περί-που σταθερή πίεση (ισόθλιπτη μεταβολή). Ο υπέρθερμος ατμός εκτονώνεται στον ατμοστρόβιλο (διαδρομή 4-5), όπου υπό ιδανικές συνθήκες αποτελεί ισεντροπική μεταβολή. Στον ατμοστρόβιλο παράγεται το ωφέλιμο μηχανικό έργο. Στην συνέχεια, στον συμπυκνωτή, το εργαζόμενο μέσο απορρίπτει θερμότητα υπό σταθερή πίεση και μετατρέπεται σε κορεσμένο υγρό όπου αναρροφάται από την τροφοδοτική αντλία (διαδρομή 5-0). Στο Σχήμα 5 παρουσιάζονται οι παραπάνω μεταβολές σε διάγραμμα θερμοκρασίας-ειδικής εντροπίας T-s.



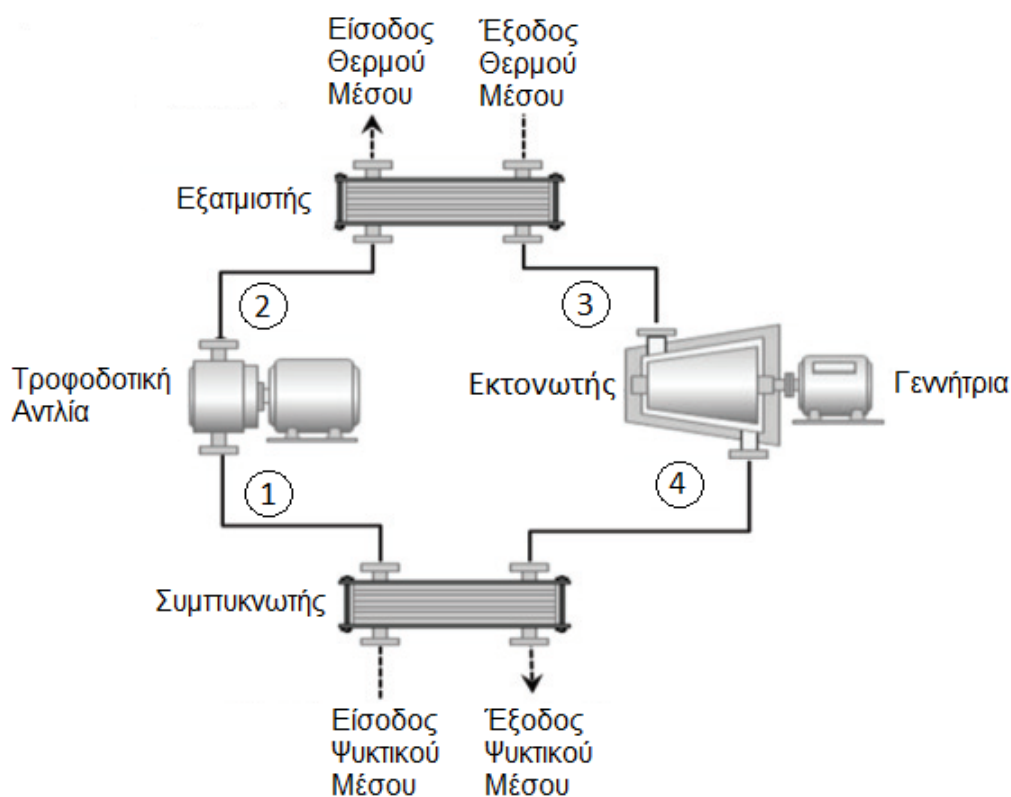
Σχήμα 5. Διάγραμμα T-s του θερμοδυναμικού κύκλου Clausius Rankine [10]

2.3 Θερμοδυναμική Ανάλυση του ORC

Η αρχή λειτουργίας του ORC είναι παρόμοια με του συμβατικού κύκλου Clausius-Rankine, με την βασική διαφορά να εμφανίζεται στο εργαζόμενο μέσο. Χρησιμοποιούνται μόνο οργανικά ρευστά, όπως τα ψυκτικά μέσα R11, R12, R134a, R113 κτλ., αντί του νερού και χρησιμοποιείται ένας εναλλάκτης θερμότητας όπου μπορεί να πραγματοποιήσει και τις τρεις λειτουργίες (προθέρμανση, ατμοποίηση και υπερθέρμανση). Ο ORC λειτουργεί σε χαμηλότερες πιέσεις και θερμοκρασίες συγκρινόμενος με τον SRC καθώς τα οργανικά ρευστά παρουσιάζουν χαμηλότερες θερμοκρασίες βρασμού από το νερό. Επιπλέον, δεν απαιτείται μονάδα διαχείρισης του νερού. Μπορούν να υιοθετηθούν και οι διάφορες παραλλαγές του συμβατικού κύκλου Clausius-Rankine για βελτίωση της συνολικής απόδοσης του ORC και να το καταστήσουν οικονομικά αποδοτικό, όπως η χρήση αναθέρμανσης ή η υπερκρίσιμη λειτουργία. Έτσι παρά το γεγονός ότι υπάρχουν αρκετές εγκαταστάσεις ORC για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας σε λειτουργία, πρόκληση προς τους ερευνητές παραμένει η συνεχής βελτίωση της θερμοδυναμικής απόδοσης του κύκλου.

Οι πηγές θερμότητας που μπορεί να εκμεταλλευτεί ένας ORC μπορούν να τοποθετηθούν σε δύο βασικές κατηγορίες. Η πρώτη κατηγορία αφορά τις πηγές θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών. Τέτοιες πηγές μπορεί να βασίζονται στην καύση βιομάζας, τη γεωθερμία ή και κάποιες εφαρμογές WHR από MEK, όπως του νερού ψύξεως των χιτωνίων των κυλίνδρων. Η δεύτερη κατηγορία αφορά τις πηγές υψηλών θερμοκρασιών. Τέτοιες πηγές βασίζονται για παράδειγμα στην ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια των μηχανών εσωτερικής καύσης. Η θερμότητα μεταφέρεται είτε άμεσα στον κύκλο, είτε έμμεσα μέσω ενός δευτερεύοντος κλειστού βρόγχου θερμικού ελαίου.

Από θερμοδυναμική σκοπιά, ο στόχος ενός συστήματος ORC είναι να μεγιστοποιήσει την ανάκτηση ισχύος από μια απορριπτόμενη ροή θερμότητας. Το σύστημα μετατρέπει της θερμότητα που αποδίδεται από μια πηγή θερμότητας σε μηχανική ισχύ και απορρίπτει θερμότητα σε ένα ψυκτικό μέσο. Στο Σχήμα 6 παρουσιάζεται η δομή του πιο απλού συστήματος ORC.



Σχήμα 6. Η διάταξη του απλούστερου συστήματος ORC [11]

Το ειδικό έργο που προσδίδει η τροφοδοτική αντλία στο ρευστό και το ειδικό έργο που καταναλώνεται από το ρευστό στον εκτονωτή, στην ιδανική περίπτωση χωρίς μηχανικές απώλειες, δίνονται από τις παρακάτω εξισώσεις αντίστοιχα.

$$w_p = h_2 - h_1$$

και

$$w_{exp} = h_3 - h_4$$

Αντίστοιχα, η ισχύς που αποδίδει η αντλία στο ρευστό και η ισχύς που καταναλώνεται στον εκτονωτή δίνονται αντίστοιχα:

$$P_p = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_1)$$

και

$$P_{exp} = \dot{m}_{wf}(h_3 - h_4)$$

Η καθαρή ισχύς που παράγεται από τον ORC είναι η καθαρή ισχύς που αποδίδει ο εκτονωτής μείον την ισχύς που καταναλώνει ο κινητήρας της γεννήτριας και δίνεται από την εξίσωση:

$$P_{net} = P_{exp} - P_p = \dot{m}_{wf}[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)]$$

Η ροή θερμότητας που αποδίδεται στον ORC από τον ατμοποιητή δίνεται από την εξίσωση:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{hs}c_{p,hs}(T_{hs,in} - T_{hs,out})$$

Αντίστοιχα η ροή θερμότητας που αποβάλλεται από το ρευστό στον συμπυκνωτή υπολογίζεται ως ακολούθως:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{wf}(h_4 - h_1) = \dot{m}_{cw}c_{p,cw}(T_{cw,out} - T_{cw,in})$$

Η μέγιστη απόδοση που μπορεί να επιτευχθεί με πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας, περιορίζεται από τον 2^ο θερμοδυναμικό νόμο και ορίζεται με τον βαθμό απόδοσης Carnot, ο οποίος ορίζεται ως ακολούθως:

$$\eta_{max} = \frac{T_H - T_L}{T_H}$$

Κατά την παραγωγή θερμικής ή/και ηλεκτρικής ενέργειας σε μια εγκατάσταση, ορίζονται διάφοροι βαθμοί απόδοσης, οι οποίοι χρησιμοποιούνται για την αξιολόγηση της ποιότητας και της αποδοτικότητας της εγκατάστασης. Σε ένα σύστημα στο οποίο παράγεται έργο και ηλεκτρική ενέργεια, ορίζεται ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης. Έτσι, προκύπτει ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης για τη μετατροπή της προσδιδόμενης θερμότητας \dot{Q}_{evap} σε καθαρό έργο στην εγκατάσταση:

$$\eta_{el,ORC} = \frac{P_{net}}{\dot{Q}_{evap}} = \frac{P_{exp} - P_p}{\dot{Q}_{evap}}$$

Επιπλέον, σε ένα σύστημα ORC, ορίζεται και ο θεωρητικός βαθμός απόδοσης του συστήματος ως ο λόγος της καθαρά παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας του κύκλου προς την μέγιστη θερμότητα που θα απέδιδε ο ατμοποιητής σε μια ιδανική κατάσταση, όπου το νερό ψύξεως των χιτωνίων της ΜΕΚ ψυχόταν σε θερμοκρασία περιβάλλοντος (15 °C) αντί στους 68 °C και μπορεί να υπολογιστεί από την εξίσωση:

$$\eta_{sys} = \frac{P_{el}}{Q_{evap,max}}$$

Σε ένα σύστημα ORC ο συμπυκνωτής μπορεί να είναι είτε υδρόψυκτος είτε αερόψυκτος. Οι υδρόψυκτοι συμπυκνωτές λειτουργούν σε χαμηλότερες θερμοκρασίες ψυκτικού μέσου (περίπου 22°C σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 15°C-συνθήκες ISO), ενώ οι αερόψυκτοι συμπυκνωτές λειτουργούν συνήθως σε υψηλότερες θερμοκρασίες ψυκτικού μέσου (περίπου 35°C σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 15°C). Αυτό έχει ως αποτέλεσμα οι υδρόψυκτοι συμπυκνωτές να μπορούν να επιτύχουν υψηλότερη απόδοση του κύκλου. Σε αυτούς όμως απαιτείται ένα δευτερεύων κύκλωμα για το νερό ψύξης που περιέχει αντλία και πύργο ψύξης. Η ενεργειακή απαίτηση της αντλίας και των ανεμιστήρων του πύργου ψύξης είναι πολύ μεγαλύτερη από αυτή των ανεμιστήρων των αερόψυκτων συμπυκνωτών [12].

2.4 Οι Εναλλάκτες Θερμότητας και ο Εκτονωτής στον ORC

2.4.1 Οι Εναλλάκτες Θερμότητας στον ORC

Οι εναλλάκτες θερμότητας ενός συστήματος ORC, δηλαδή ο ατμοποιητής και ο συμπυκνωτής, αποτελούν δύο από τα πιο βασικά στοιχεία του συστήματος και συμβάλλουν σημαντικά στην καταστροφή της εξέργειας (απώλειες εξέργειας) του συστήματος. Η βελτιστοποίηση και διαλογή του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή είναι ιδιαίτερα σημαντική στην επίτευξη της βέλτιστης απόδοσης από τον ORC. Έρευνες έχουν δείξει ότι οι απώλειες εξέργειας στον συμπυκνωτή και στον ατμοποιητή υπολογίζονται από 70% έως 90% της συνολικής απώλειας εξέργειας στον ORC καθώς και το κόστος επένδυσης κεφαλαίου σε αυτούς υπολογίζεται από 40% έως 90% του συνολικού κόστους επένδυσης του ORC [13]. Οι ORC που χρησιμοποιούν πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας επηρεάζονται περισσότερο από την πτώση πίεσης και την επιφάνεια συμπίκνωσης των εναλλακτών θερμότητας σε σχέση με αυτούς που χρησιμοποιούν πηγές θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας. Αυξάνοντας τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και/ή μειώνοντας την πτώση πίεσης, η απόδοση του ORC βελτιώνεται σημαντικά. Ως εκ τούτου, η επιλογή, ο σχεδιασμός και η βελτιστοποίηση των εναλλακτών θερμότητας είναι σημαντικοί στην αύξηση της απόδοσης του ORC.

Οι εναλλάκτες θερμότητας διαφορετικού τύπου, διαφέρουν στην διαμόρφωση, στο κόστος και στην λειτουργία. Ένα είδος εναλλάκτη υπερτερεί έναντι κάποιου άλλου σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας και υπό διαφορετικά κριτήρια αξιολόγησης. Ως εκ τούτου,

η εύρεση του κατάλληλου εναλλάκτη θερμότητας όπως και η εύρεση των βέλτιστων παραμέτρων λειτουργίας του υπό πολλαπλά κριτήρια είναι ιδιαίτερα σημαντικά για τη σχεδίαση του ORC.

Οι εναλλάκτες θερμότητας, ανάλογα με τη διαδικασία μεταφοράς θερμότητας, δύναται να διαχωριστούν σε άμεσης και έμμεσης επαφής. Στους άμεσης επαφής εναλλάκτες, δύο διαφορετικής φάσης ρευστά έρχονται σε άμεση επαφή, ανταλλάσσουν θερμότητα και διαχωρίζονται ξανά. Στους εναλλάκτες έμμεσης επαφής, τα δύο ρευστά παραμένουν χωρισμένα και η θερμότητα μεταφέρεται μέσω μιας διαχωριστικής επιφάνειας. Στην περίπτωση που η επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας έχει αρκετά μεγάλη θερμοχωρητικότητα έτσι ώστε να παίζει σημαντικό ρόλο στο φαινόμενο της μεταφοράς, οι έμμεσης επαφής εναλλάκτες ονομάζονται διαφορετικά και αναγεννητές (regenerators) [14]. Ανάλογα με το μηχανισμό μεταφοράς της θερμότητας οι εναλλάκτες χωρίζονται σε:

- Συναγωγής μίας φάσης και από τις δύο πλευρές
- Συναγωγής μίας φάσης από τη μια πλευρά και συναγωγής δύο φάσεων από την άλλη πλευρά
- Συναγωγής δύο φάσεων και από τις δύο πλευρές
- Συνδυασμένης συναγωγής και μεταφοράς θερμότητας με ακτινοβολία

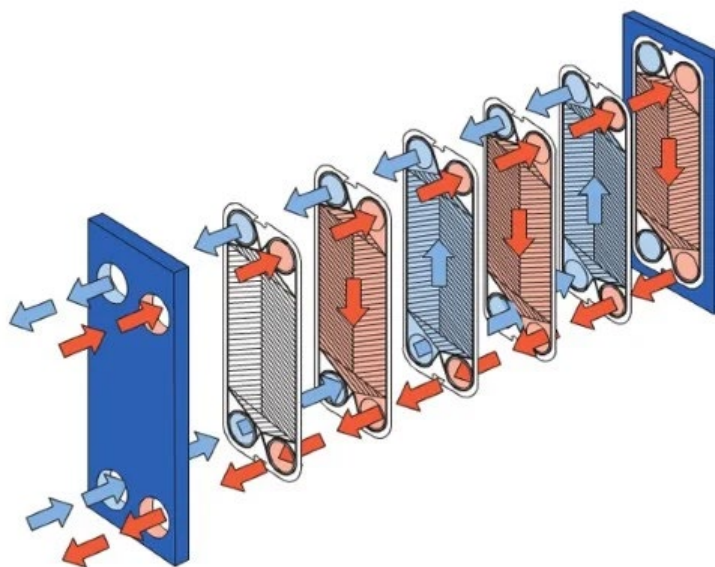
Επιπλέον, οι εναλλάκτες θερμότητας, ανάλογα με την κατασκευή τους, διακρίνονται στις παρακάτω κατηγορίες:

- Ομοκεντρικούς εναλλάκτες κυκλικής διατομής
- Εναλλάκτες κελύφους
- Πλακοειδείς εναλλάκτες
- Προεκτεταμένης επιφάνειας, με πτερύγια (τα πτερύγια αυξάνουν την επιφάνεια συναλλαγής από την πλευρά του αέρα και επομένως και το συντελεστή συναγωγής
- Εναλλάκτες αναγέννησης (αναγεννητές)

Ανάλογα με το είδος της ροής μέσα στους εναλλάκτες, αυτοί διακρίνονται σε:

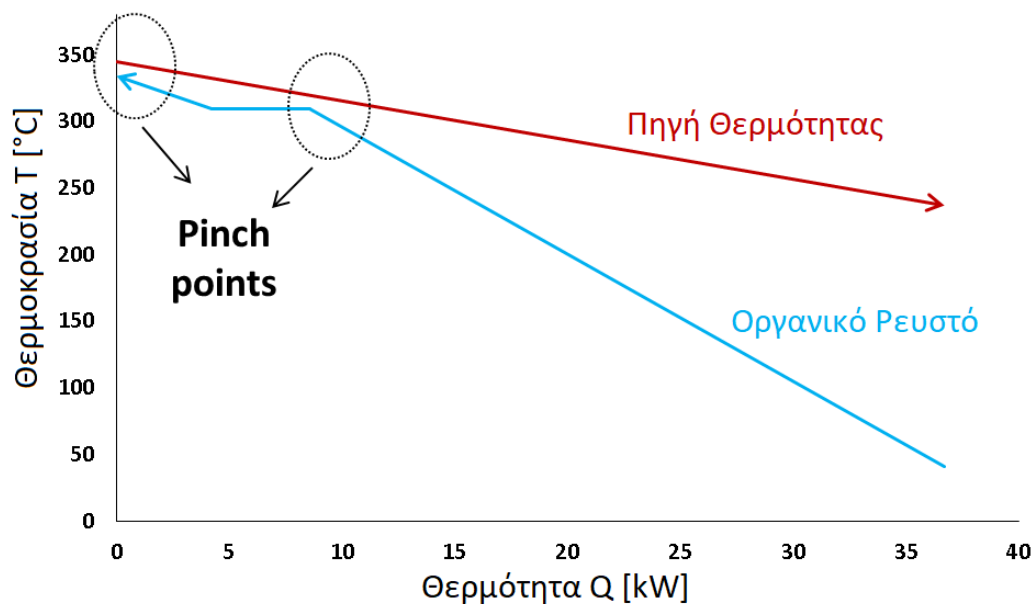
- Εναλλάκτες ομμοροής
- Εναλλάκτες αντιρροής
- Εναλλάκτες σταυροροής
- Σύνθετοι εναλλάκτες

Οι πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας (plate heat exchangers) αποτελούν τους πιο ευρέως χρησιμοποιούμενους εναλλάκτες θερμότητας σε συστήματα ORC εξαιτίας της υψηλής απόδοσης που παρουσιάζουν και της συμπαγής τους κατασκευής. Στο *Σχήμα 7* παρουσιάζεται ένας πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας αντιρροής με αυλάκωση τύπου ψαροκόκαλο (herringbone).



Σχήμα 7. Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας αντιρροής [15]

Ένα σημαντικό μέγεθος στα κυκλώματα ORC αποτελεί το pinch point που ορίζεται ως η ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ του μέσου που απορροφά και του μέσου που αποδίδει τη θερμότητα σε έναν εναλλάκτη. Για την ανάλυση του pinch point ιδιαίτερα σημαντικό εργαλείο αποτελεί το διάγραμμα Q-T. Στο Σχήμα 8 παρουσιάζεται το pinch point σε ένα τέτοιο διάγραμμα.



Σχήμα 8. Pinch point σε διάγραμμα Q-T [16]

Μικρές τιμές του pinch point έχουν ως αποτέλεσμα την μειωμένη απώλεια εξέργειας κατά τη διαδικασία μεταφοράς ενέργειας, καθόσον παρουσιάζονται μικρότερες θερμοκρασιακές διαφορές μεταξύ των δύο ρευστών. Η μείωση της διαφοράς θερμοκρασίας από θερμοδυναμικής άποψης έχει μεγάλο νόημα καθόσον αυξάνει τη διαθέσιμη θερμική ισχύ, αλλά οδηγεί σε μη οικονομικά βιώσιμες λύσεις, καθώς όσο μικρότερη είναι η διαφορά θερμοκρασίας, τόσο μεγαλύτερες πρέπει να είναι οι επιφάνειες συναλλαγής θερμότητας και κατά συνέπεια το κόστος της εγκατάστασης. Στις περισσότερες εγκαταστάσεις ORC, χρησιμοποιείται ένα ελάχιστο κατώτερο όριο για το pinch point οι 5°K [17].

2.4.2 Οι Εκτονωτές στον ORC

Ο εκτονωτής αποτελεί ένα ιδιαίτερα σημαντικό εξάρτημα του ORC, καθόσον επηρεάζει σημαντικά την απόδοση του κύκλου. Οι εκτονωτές γενικά χωρίζονται σε δύο κατηγορίες. Η πρώτη κατηγορία είναι η κατηγορία δυναμικής ροής (Turbo-Expanders) και σε αυτή ανήκουν εκτονωτές όπως οι αξονικοί στρόβιλοι (Axial Flow Turbines) και οι ακτινικοί στρόβιλοι (Radial Flow Turbines). Η δεύτερη κατηγορία είναι η κατηγορία θετικού εκτοπίσματος (Positive Displacement Expanders) και σε αυτή ανήκουν εκτονωτές όπως οι κοχλιωτοί ή ελικοειδείς (Screw Expanders), οι εμβολοφόροι (Reciprocating Piston Expanders) και οι σπειροειδείς (Scroll Expanders) [9, 18].

Κατά την διαδικασία επιλογής του εκτονωτή για ένα σύστημα ORC, λαμβάνονται υπόψη πολλές σημαντικές παράμετροι όπως ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης, ο λόγος πίεσης, η ισχύς εξόδου, οι απαιτήσεις λιπάνσεως, η πολυπλοκότητα της συσκευής, η ταχύτητα περιστροφής, η δυναμική ισορροπία, η αξιοπιστία και το κόστος. Επιπλέον, εκτός από τα παραπάνω κριτήρια, πρέπει να λαμβάνονται υπόψη και άλλες παράμετροι όπως οι θερμοκρασίες και οι πιέσεις λειτουργίας, οι διαρροές, ο θόρυβος και η ασφάλεια.

Στον Πίνακα 2 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα του κάθε διαφορετικού τύπου εκτονωτή που μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε ένα σύστημα ORC.

Πίνακας 2. Σύγκριση διαφορετικών τύπων εκτονωτών [9, 18]

Είδος Εκτονωτή	Ισχύς [kW]	Ταχύτητα [rpm]	Κόστος	Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
Ακτινικός Στρόβιλος	50-500	8.000-80.000	Υψηλό	Χαμηλό βάρος Υψηλή απόδοση	Υψηλό κόστος Χαμηλή απόδοση σε λειτουργία εκτός του σημείου σχεδιασμού Δεν επιτρέπεται η εκτόνωση στη διφασική περιοχή

Είδος Εκτονωτή	Ισχύς [kW]	Ταχύτητα [rpm]	Κόστος	Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
Σπειροειδής Εκτονωτής	1-10	<6.000	Χαμηλό	Υψηλή απόδοση Απλή κατασκευή Χαμηλό βάρος Χαμηλή ταχύτητα περιστροφής Δυνατότητα εκτόνωσης στη διφασική περιοχή	Χαμηλή ισχύς Απαιτήση λιπάνσεως Πολύπλοκη κατασκευή
Κοχλιωτός Εκτονωτής	15-200	<6.000	Μέσο	Δυνατότητα εκτόνωσης στη διφασική περιοχή Χαμηλή ταχύτητα περιστροφής Υψηλή απόδοση σε λειτουργία εκτός του σημείου σχεδίασης	Απαιτήση λιπάνσεως Δυσκολία στην κατασκευή και στην στεγανοποίηση
Εμβολοφόρος Εκτονωτής	20-100	-	Μέσο	Υψηλός λόγος πίεσης Προσαρμόσιμος σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας Δυνατότητα εκτόνωσης στη διφασική περιοχή	Πολλά κινούμενα μέρη Μεγάλο βάρος Υψηλές απαιτήσεις συντήρησης Απαιτούνται βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής
Εκτονωτής Περιστρεφόμενων Πτερυγίων	1-10	<6.000	Χαμηλό	Δυνατότητα εκτόνωσης στη διφασική περιοχή Σταθερή ροπή Απλή κατασκευή Χαμηλό κόστος Χαμηλός θόρυβος	Απαιτήση λιπάνσεως Χαμηλή ισχύς

Η ισεντροπική απόδοση ενός εκτονωτή, αμελώντας την επίδραση του αριθμού Reynolds, μπορεί να εκφραστεί ως συνάρτηση 2 μονάχα παραμέτρων [9, 17, 19]. Η πρώτη είναι η παράμετρος μεγέθους (Size Parameter-SP) και ορίζεται ως ακολούθως:

$$SP = \frac{\sqrt{\dot{V}_{out}}}{\sqrt[4]{\Delta h_{is}}} = \frac{\sqrt{\frac{\dot{m}_{out}}{\rho_{out}}}}{\sqrt[4]{\Delta h_{is}}} = \sqrt{\frac{\dot{F}_{out} M}{\rho_{out}}}$$

Η παράμετρος μεγέθους αντιπροσωπεύει τις πραγματικές διαστάσεις του στροβίλου. Μεγαλύτερη τιμή της SP οδηγεί σε μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης του στροβίλου αλλά και σε σρόβιλο μεγαλύτερων διαστάσεων. Παρατηρείται επιπλέον από τον ορισμό της SP, ότι για ρευστό με μεγαλύτερο μοριακό βάρος αυξάνεται ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου. Η τιμές της SP κυμαίνονται από 0,02 έως 1. Η δεύτερη παράμετρος είναι ο λόγος ογκομετρικής παροχής (Volumetric Flow Ratio-VFR) και ορίζεται ως ακολούθως:

$$VFR = \frac{\dot{V}_{out}}{\dot{V}_{in}} = \frac{\rho_{out}}{\rho_{in}}$$

Η παράμετρος αυτή ορίζεται ως η διακύμανση παροχής όγκου στον εκτονωτή σε ισεντροπική μεταβολή, η οποία εξηγεί την επίδραση της συμπιεστότητας κατά την εκτόνωση του ρευστού. Συνδέεται αντιστρόφως ανάλογα με την ισεντροπική απόδοση του εκτονωτή. Χαμηλότερες τιμές του VFR μεταφέρουν μεγαλύτερη αποδοτικότητα στον εκτονωτή. Για να επιτευχθεί μια αποδοτικότητα μεγαλύτερη του 80% στον εκτονωτή, ο VFR πρέπει να είναι μικρότερος του 50, δηλαδή η τιμή του λόγου της πυκνότητας εισόδου και εξόδου του ρευστού πρέπει να είναι μικρότερη του 50. Συνεπώς, ρευστά με μεγαλύτερες τιμές συμπιεστότητας στον εκτονωτή, δηλαδή μικρότερο VFR, επιλέγονται για υψηλότερο βαθμό απόδοσης εκτονωτή.

Σε έναν εκτονωτή, ορίζεται ο λόγος πίεσης ως ο λόγος της ολικής πίεσης στην είσοδο του τμήματος εκτόνωσης του προς την ολική πίεση στην έξοδο του και υπολογίζεται από την εξίσωση:

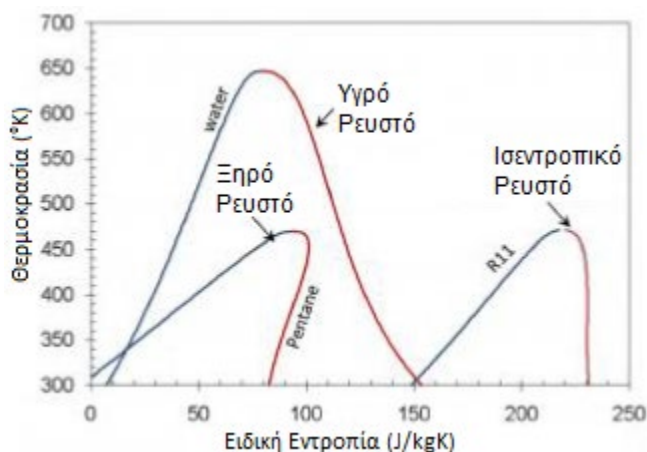
$$r_p = \frac{P_{in}}{P_{out}}$$

2.5 Τα Οργανικά Ρευστά

2.5.1 Κατηγορίες Οργανικών Ρευστών

Τα οργανικά ρευστά τα οποία δύναται να χρησιμοποιηθούν σε συστήματα ORC γενικά ταξινομούνται σε τρεις βασικές κατηγορίες με βάση την καμπύλη κορεσμένου ατμού που τα χαρακτηρίζει σε διάγραμμα θερμοκρασίας-ειδικής εντροπίας T-s. Η καμπύλη του κορεσμένου ατμού αποτελεί ένα από τα πιο κρίσιμα χαρακτηριστικά του εργαζόμενου μέσου,

καθόσον επηρεάζει σε σημαντικό βαθμό την απόδοση του θερμοδυναμικού κύκλου, την δυνατότητα εφαρμογής του ρευστού και την διάταξη του σχετικού εξοπλισμού σε ένα σύστημα παραγωγής ενέργειας ORC. Αυτές οι τρεις κατηγορίες είναι τα υγρά, τα ισεντροπικά και τα ξηρά ρευστά. Στο Σχήμα 9 παρουσιάζονται οι τρεις αυτές κατηγορίες οργανικών ρευστών σε διάγραμμα θερμοκρασίας-ειδικής εντροπίας T-s. Από το διάγραμμα είναι φανερό ότι τα υγρά ρευστά έχουν μεγαλύτερη κρίσιμη θερμοκρασία σε σχέση με τα ξηρά ρευστά.



Σχήμα 9. Διάγραμμα T-s υγρών, ισεντροπικών και ξηρών οργανικών ρευστών [20]

Τα ξηρά οργανικά ρευστά είναι ρευστά με μεγάλη μοριακή μάζα με πολύπλοκη μοριακή δομή, τα οποία παρουσιάζουν θετική κλίση στο διάγραμμα T-s. Τα υγρά οργανικά ρευστά είναι ρευστά με μικρή μοριακή μάζα και πιο απλή μοριακή δομή, τα οποία παρουσιάζουν αρνητικές κλίσεις στο διάγραμμα T-s. Τέλος, τα ισεντροπικά ρευστά, είναι γενικά ρευστά με μέση μοριακή μάζα και δομή, τα οποία παρουσιάζουν άπειρη ή σχεδόν κατακόρυφη κλίση στο διάγραμμα T-s [7].

Τα οργανικά ρευστά μπορούν επιπλέον να κατηγοριοποιηθούν με βάση τη μοριακή δομή τους και τον τύπο των ατόμων στα μόρια τους [9, 21]. Αυτές οι κατηγορίες είναι οι ακόλουθες:

- Υδρογονάνθρακες (HCs): Οι υδρογονάνθρακες όπως το πεντάνιο ή το τολουόλιο παρουσιάζουν επιθυμητές θερμοδυναμικές ιδιότητες αλλά παράλληλα χαρακτηρίζονται από υψηλή ευφλεκτότητα και είναι ιδιαίτερα τοξικοί. Ωστόσο, με τις κατάλληλες προφυλάξεις, αλκάνια χρησιμοποιήθηκαν σε συστήματα ORC χωρίς να βλάπτουν το περιβάλλον ή την ανθρώπινη υγεία.
- Υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs): Βρίσκονται σε μια διαδικασία απόσυρσης, η οποία έχει ξεκινήσει από το 1996 και πρόκειται να ολοκληρωθεί μέχρι το 2030.
- Χλωροφθοράνθρακες (CFCs): Παρουσιάζουν καλές θερμοδυναμικές ιδιότητες, είναι θερμικά σταθεροί, μη τοξικοί. Δυστυχώς, απελευθερώνουν ιόντα χλωρίου

στα υψηλότερα στρώματα της ατμόσφαιρας, με αποτέλεσμα την καταστροφή των μορίων του όζοντος. Έχουν αποσυρθεί πλήρως από το 2010 καθόσον το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ απαγορεύει την χρήση τους [22].

- Υδροφθοράνθρακες (HFCs): Παρουσιάζουν καλές θερμοδυναμικές ιδιότητες, παρόμοιες με τους CFCs με βασική διαφορά ότι επιτρέπεται η χρήση τους καθόσον δεν περιέχουν χλώριο. Οι υδροφθοράνθρακες αποτελούν τους κύριους αντικαταστάτες των HCFCs.
- Υπερφθοράνθρακες (PFCs): Αποτελούν εξαιρετικά σταθερά και αδρανή ρευστά με πολύπλοκη μοριακή δομή, τα οποία όμως παρουσιάζουν μη επιθυμητές θερμοδυναμικές ιδιότητες καθόσον αποτελούν διαβρωτικά, εύφλεκτα και τοξικά αέρια.
- Σιλοξάνες: Οι σιλοξάνες (έλαια πυριτίου) αποτελούν ρευστά που παρουσιάζουν ελκυστικές τόσο φυσικές όσο και θερμικές ιδιότητες. Χαρακτηρίζονται από χαμηλά επίπεδα ευφλεκτότητας και τοξικότητας και έχουν μικρές περιβαλλοντικές επιπτώσεις. Επιπλέον, παρουσιάζουν μεγάλη μοριακή μάζα. Κυρίως είναι διαθέσιμες σε μείγματα και όχι ως καθαρά ρευστά και χρησιμοποιούνται παρατεταμένα σε εφαρμογές μεταφοράς θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας. Η ισοβαρής συμπύκνωση και εξάτμισή τους δεν είναι ισόθερμες και παρουσιάζουν ορισμένη ολίσθηση.
- Αλκοόλες: Παρουσιάζουν υψηλή ευφλεκτότητα και είναι διαλυτά στο νερό ρευστά. Επίσης όμως παρουσιάζουν μη επιθυμητές θερμοδυναμικές ιδιότητες καθόσον αποτελούν διαβρωτικά, εύφλεκτα και τοξικά αέρια.
- Αιθέρες και Υδροφθοραιθέρες ή Φθοριούχοι Αιθέρες (HFEs): Παρουσιάζουν υψηλή ευφλεκτότητα και τοξικότητα. Επίσης παρουσιάζουν μη επιθυμητές θερμοδυναμικές ιδιότητες καθόσον αποτελούν διαβρωτικά, εύφλεκτα και τοξικά αέρια.
- Υγρά μείγματα (ζεοτροπικά και αζεοτροπικά): Βρίσκονται ακόμα υπό διερεύνηση. Αρκετά μείγματα παρουσιάζουν πολύ καλές θερμοδυναμικές ιδιότητες.

2.5.2 Κριτήρια Επιλογής Οργανικών Ρευστών

Η επιλογή του εργαζόμενου μέσου σε ένα ORC σύστημα είναι ιδιαίτερα πολύπλοκη διαδικασία εξαιτίας δυο κύριων παραγόντων. Πρώτον, οι συνθήκες λειτουργίας και οι πηγές θερμότητας των συστημάτων ORC διαφέρουν. Υπάρχουν συστήματα που λειτουργούν σε χαμηλών θερμοκρασιών πηγές ενέργειας της τάξης των 80 °C, όπως για παράδειγμα σε γεωθερμικές εφαρμογές ή σε ηλιακούς συλλέκτες και συστήματα που λειτουργούν σε υψηλές θερμοκρασίες της τάξης των 500 °C, όπως για παράδειγμα συστήματα καύσης βιομάζας. Δεύτερον, με εξαίρεση κάποια ρευστά των οποίων οι κρίσιμες θερμοκρασίες είναι είτε πολύ υψηλές είτε πολύ χαμηλές, πληθώρα άλλων ρευστών μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως υποψήφια οργανικά ρευστά.

Μια από τις μεγαλύτερες προκλήσεις των ερευνητών στην σχεδίαση ενός συστήματος ORC αποτελεί η επιλογή του κατάλληλου εργαζόμενου μέσου. Είναι ένας ιδιαίτερα σημαντικός παράγοντας στην απόδοση και την οικονομική βιωσιμότητα ενός συστήματος ORC, καθόσον επηρεάζει σημαντικά τον θερμικό βαθμό απόδοσης του θερμοδυναμικού κύκλου και το ποσοστό αξιοποίησης της διαθέσιμης θερμότητας από την πηγή, άρα και το συνολικό κόστος του συστήματος. Επιπλέον επηρεάζει το μέγεθος των επιμέρους στοιχείων του, το σχεδιασμό του εκτονωτή, γενικότερα την σταθερότητα και την ασφάλεια του συστήματος αλλά και την επίδρασή που αυτό έχει στο περιβάλλον.

Δεν υπάρχει κάποιο ιδανικό ρευστό για κάθε εφαρμογή του ORC και ως εκ τούτου έχουν μελετηθεί πολλά ζεοτροπικά μείγματα ή καθαρά οργανικά ρευστά από ερευνητές για την αποτελεσματικότερη χρήση του καθενός από αυτά σε διάφορες εφαρμογές και συνθήκες λειτουργίας. Η επιλογή του κατάλληλου οργανικού ρευστού στηρίζεται σε παράγοντες όπως η θερμοκρασία που αποδίδει η πηγή θερμότητας, η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου στον συμπυκνωτή, η απόδοση του ρευστού, το κόστος χρήσης του αλλά και οι επιπτώσεις που προκαλεί στο περιβάλλον.

Κριτήρια βάσει των Θερμοδυναμικών και Φυσικών Ιδιοτήτων: Οι θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου καθορίζουν την αποδιδόμενη ισχύ από τον ORC. Για να λειτουργεί αποδοτικότερα ένας ORC, το ρευστό πρέπει να έχει μεγάλη ενθαλπική διαφορά (Δh), μεγάλο συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μέσω συναγωγής και χαμηλό σημείο πήξης για να αποφεύγεται η στερεοποίησή του σε περιοχές χαμηλών θερμοκρασιών ($<50\text{ }^{\circ}\text{C}$). Η ειδική θερμοχωρητικότητα του ρευστού σε υγρή φάση πρέπει να έχει χαμηλή τιμή έτσι ώστε να μειώνεται η κατανάλωση ισχύος από την αντλία και έμμεσα να αυξάνεται το αποδιδόμενο έργο. Η πυκνότητα του ατμού του ρευστού είναι καθοριστικής σημασίας, καθόσον χαμηλή πυκνότητα οδηγεί σε μεγάλη ροή όγκου, η πτώση πίεσης στους εναλλάκτες θερμότητας μεγαλώνει και τελικά το μέγεθος του εκτονωτή πρέπει να αυξηθεί και ως συνέπεια και το κόστος του συστήματος. Απαιτείται υψηλή τιμή της αγωγιμότητας του ρευστού για να επιτευχθεί μεγάλος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες θερμότητας. Επιπλέον, απαιτείται χαμηλή τιμή του ιξώδους του ρευστού τόσο στην υγρή όσο και στην κατάσταση ατμού για να διατηρηθούν χαμηλές οι απώλειες λόγω τριβών στα τοιχώματα των αγωγών και στους εναλλάκτες θερμότητας. Η κρίσιμη θερμοκρασία και πίεση του ρευστού πρέπει να είναι συμβατές με το θερμοκρασιακό εύρος της πηγής θερμότητας. Η μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου πρέπει να είναι τουλάχιστον $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ χαμηλότερη από την κρίσιμη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου [7, 9].

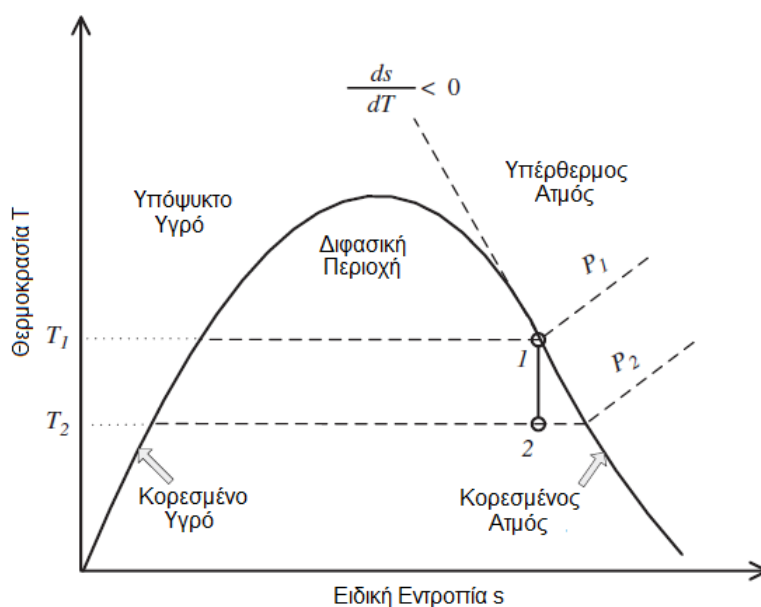
Περιβαλλοντικά Κριτήρια: Κατά την επιλογή του εργαζόμενου μέσου πρέπει να λαμβάνονται υπόψη κριτήρια που αφορούν την προστασία του περιβάλλοντος και την ασφάλεια. Τέτοια κριτήρια είναι η ευφλεκτότητα και η τοξικότητα ώστε να αποφεύγεται ο κίνδυνος πυρκαγιάς αλλά και οι παρενέργειες από την εισπνοή του όταν υπάρχει διαρροή από το

σύστημα. Το ρευστό πρέπει να παραμένει χημικά σταθερό και μη ραδιενεργό κατά τη διέλευσή του από τα επιμέρους στοιχεία του κύκλου. Επιπλέον, πρέπει να είναι μη διαβρωτικό.

Ένα σημαντικό κριτήριο επιλογής οργανικού ρευστού που αφορά την προστασία του περιβάλλοντος είναι ο δείκτης GWP (Global Warming Potential). Ο δείκτης GWP μετράει πόση θερμότητα από ένα αέριο του θερμοκηπίου μάζας 1 kg αιχμαλωτίζεται στην ατμόσφαιρα και συμβάλει στην παγκόσμια υπερθέρμανση για έναν συγκεκριμένο χρονικό ορίζοντα πχ σε βάθος χρόνου 100 ετών, σε σχέση με 1 kg διοξειδίου του άνθρακα CO_2 . Όταν χρησιμοποιούνται δείκτες GWP από διαφορετικές ουσίες είναι σημαντικό να εξεταστεί ότι οι τιμές μπορεί να διαφέρουν λόγω διαφορετικών υπολογιστικών μοντέλων. Το CO_2 έχει $GWP=1$ εξ' ορισμού, συνεπώς ένα ρευστό με $GWP=2$ έχει επίδραση στην παγκόσμια υπερθέρμανση δύο φορές μεγαλύτερη συγκρινόμενη με 1 kg του CO_2 . Διάφοροι HCFCs και HFCs έχουν δείκτη GWP από 93 έως 12.100. Το νερό έχει $GWP=0$ [23].

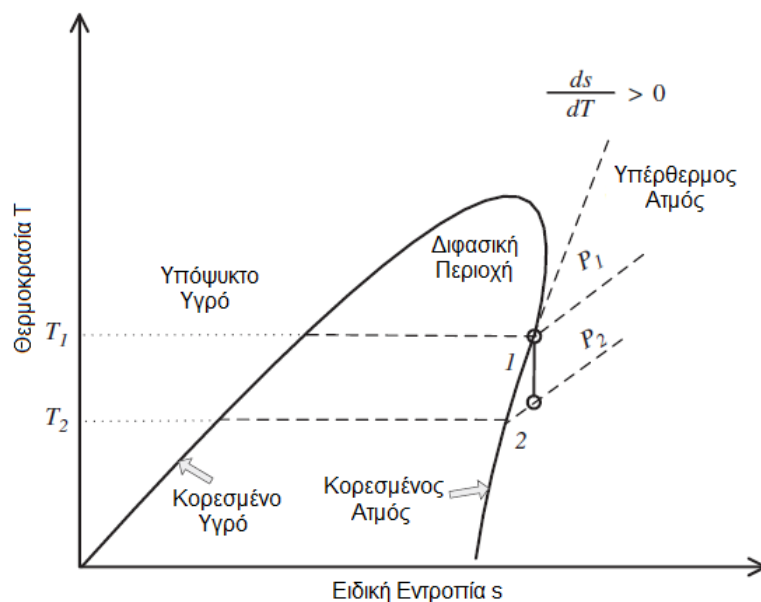
Ένας άλλος περιβαλλοντικός δείκτης είναι ο ODP (Ozone Depletion Potential) και αφορά την επίδραση του ρευστού στην χημική σύσταση του στρώματος όζοντος στην στρατόσφαιρα. Ένα ρευστό το οποίο περιέχει χλώριο ή βρώμιο, συμβάλει στην διάσπαση του στρώματος του όζοντος (ODS-Ozone Depleting Substances). Η χημική αντίδραση που περιγράφει αυτήν τη διάσπαση είναι $Cl + O_3 \rightarrow O_2 + ClO$. Ωστόσο, το μόριο του ClO είναι ασταθές. Διασπάται και αντιδρά με τα μόρια του όζοντος επανειλημμένα έως ότου δημιουργηθεί μια σταθερότερη ένωση. Ο δείκτης ODP είναι ο λόγος της επίδρασης στο όζον ενός χημικού συγκρινόμενο με την επίδραση μιας ίδιας μάζας R11. Ως εκ τούτου, ο δείκτης ODP του R11 είναι εξ' ορισμού ίσος με 1. Οι υπόλοιποι CFCs και HCFCs έχουν ODP σε ένα εύρος από 0,01 έως 1,0. Τα halon έχουν ODP έως 10. Οι HFCs έχουν $ODP=0$ εξαιτίας ότι δεν περιέχουν χλώριο. Ένα ρευστό με δείκτη ODP διάφορο του μηδενός δεν μπορεί να θεωρηθεί ικανό για χρήση σε συστήματα ORC, καθόσον επιβάλλονται απαγορεύσεις στην χρήση του συμφώνως του πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ για τις ουσίες που καταστρέφουν το στρώμα του όζοντος [22, 23].

Κριτήρια Επιλογής βάσει της Καμπύλης Κορεσμένου Ατμού: Με βάση όσα αναφέρθηκαν για τις κατηγορίες των ρευστών βάσει της καμπύλης κορεσμένου ατμού σε διάγραμμα T-s, τα υγρά οργανικά ρευστά, υπό φυσιολογικές συνθήκες, απαιτούν υπερθέρμανση πριν την είσοδό τους στον στρόβιλο, διότι κατά την εκτόνωσή τους ενδέχεται να διέλθουν από την διφασική περιοχή, με αποτέλεσμα να ξεπεράσουν το όριο επιτρεπόμενης υγρασίας στον στρόβιλο και να προκαλέσουν διαβρώσεις στα πτερύγιά του. Στο *Σχήμα 10* παρουσιάζεται μια τέτοια διαδικασία εκτόνωσης για υγρό οργανικό ρευστό (διαδρομή 1-2).



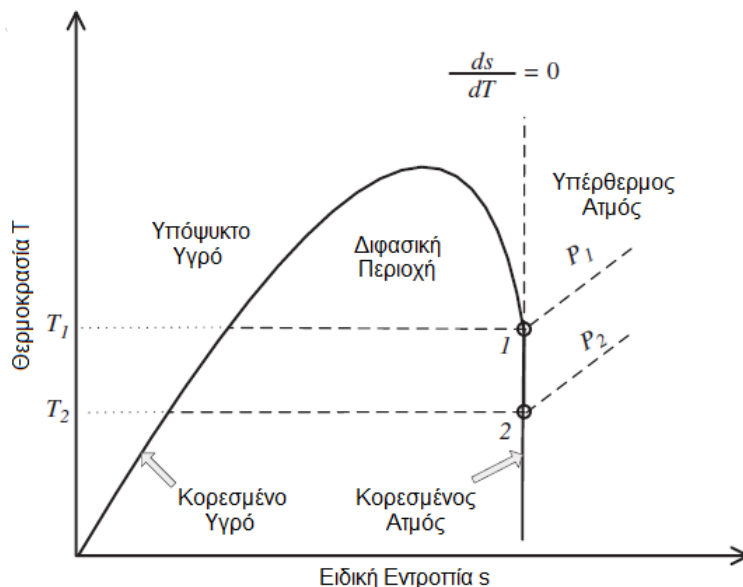
Σχήμα 10. Εκτόνωση υγρού οργανικού ρευστού [9]

Ένα ξηρό ρευστό μετά από την ισεντροπική εκτόνωση από κατάσταση κορεσμένου ατμού μετατρέπεται σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού. Η μεγαλύτερη απόδοση του κύκλου επιτυγχάνεται όταν το ρευστό διατηρείται σε κατάσταση κορεσμένου ατμού στην είσοδο του στροβίλου. Στο Σχήμα 11 παρουσιάζεται μια τέτοια διαδικασία εκτόνωσης για ξηρό οργανικό ρευστό.



Σχήμα 11. Εκτόνωση ξηρού οργανικού ρευστού [9]

Τα ισεντροπικά ρευστά καθόσον εκτονώνονται σε κατακόρυφη γραμμή στο διάγραμμα T-s, εισέρχονται σε κατάσταση κορεσμένου ατμού στον στρόβιλο και παραμένουν σε κατάσταση κορεσμού καθώς εκτονώνονται, χωρίς να δημιουργούνται συμπυκνώματα. Το φαινόμενο της απουσίας συμπυκνωμάτων κατά τη διάρκεια της συμπύκνωσης του ρευστού και το γεγονός ότι δεν απαιτείται η εγκατάσταση ανακομιστή καθιστά τα ισεντροπικά ρευστά ιδανικά εργαζόμενα μέσα για ORC. Στο Σχήμα 12 παρουσιάζεται μια τέτοια διαδικασία εκτόνωσης για ισεντροπικό οργανικό ρευστό.



Σχήμα 12. Εκτόνωση ισεντροπικού οργανικού ρευστού [9]

Εξαιτίας της αρνητικής κλίσης στην καμπύλη κορεσμού που εμφανίζουν τα υγρά ρευστά η μάζα που εξέρχεται από τον στρόβιλο περιέχει μεγάλη ποσότητα κορεσμένου υγρού. Η παρουσία του προκαλεί διάβρωση στα πτερύγια του στροβίλου και επιπλέον μειώνει τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του στροβίλου. Η ξηρότητα του ρευστού στην έξοδο του στροβίλου πρέπει να διατηρείται μεγαλύτερη του 85%. Για να επιτευχθεί αυτό, όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, τα υγρά ρευστά πρέπει να βρίσκονται σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού πριν την είσοδό τους στον στρόβιλο. Εξαιτίας όμως του μειωμένου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του ατμού, απαιτείται μεγάλη επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας και ως εκ τούτου το κόστος του υπερθερμαντήρα μεγαλώνει σημαντικά. Από την άλλη πλευρά τα ισεντροπικά και ξηρά ρευστά δεν απαιτούν υπερθέρμανση καθόσον δεν υπάρχει η ανησυχία εμφάνισης υγρών σταγονιδίων στα πτερύγια του στροβίλου και έτσι δεν απαιτείται η χρήση υπερθερμαντήρα. Οι παραπάνω λόγοι καθιστούν τα ξηρά και ισεντροπικά ρευστά καταλληλότερα για εφαρμογές σε ORC. Ωστόσο, εάν ρευστό είναι υπερβολικά ξηρό, δηλαδή η καμπύλη κορεσμένου ατμού του παραμορφώνεται απότομα προς τα μέσα, οι ατμοί του ρευστού θα εξέρχονται από τον στρόβιλο με σημαντικό βαθμό υπερθέρμανσης. Αυτή η

υπερθέρμανση προστίθεται άσκοπα στο φορτίο ψύξης του συμπυκνωτή, χωρίς να έχει σημαντική επίδραση στην ισχύς εξόδου του στροβίλου. Συνήθως ένας ανακομιστής χρησιμοποιείται με σκοπό την αξιοποίηση του εξερχόμενου αυτού ατμού, ο οποίος θερμαίνει το ρευστό πριν την είσοδό του στον λέβητα, και βελτιώνει με αυτόν τον τρόπο την συνολική απόδοση του κύκλου. Όμως η εγκατάσταση ενός ανακομιστής συνεπάγεται και επιπλέον αύξηση στην πολυπλοκότητα του συστήματος και στο κόστος της επένδυσης.

2.5.3 Νομοθεσία-Κανονισμοί σχετικά με τα Οργανικά Ρευστά

Ο κανονισμός EC 517/2014 της Ευρωπαϊκής Ένωσης για τα F-Gases: Τα φθοριούχα αέρια του θερμοκηπίου (F-Gases) αποτελούν μια ομάδα χημικών τα οποία περιέχουν φθόριο. Αυτά τα αέρια έχουν πληθώρα εφαρμογών, με κυριότερη την εφαρμογή ως ψυκτικά ρευστά. Τα περισσότερα f-gases έχουν σχετικά υψηλό δείκτη GWP και ως εκ τούτου συνεισφέρουν σημαντικά στην παγκόσμια υπερθέρμανση εάν απελευθερωθούν στην ατμόσφαιρα.

Η Ευρωπαϊκή Ένωση στοχεύει στην μείωση της περιβαλλοντικής επίδραση των φθοριούχων αερίων μέσω του κανονισμού EC 517/2014, που εστιάζει στην μείωση εκπομπών κυρίως αποτρέποντας τις διαρροές από συστήματα που τα χρησιμοποιούν και στην υπεύθυνη ανάκτηση και καταστροφή των αερίων στο τέλος του κύκλου ζωής τους [24]. Ο κανονισμός αυτός δεν συμπεριλαμβάνει εξοπλισμό που προορίζεται για χρήση στις ένοπλες δυνάμεις μιας χώρας ή για εφαρμογές που προορίζονται για ψύξη σε θερμοκρασίες χαμηλότερες των -50 °C. Επιπλέον, ανακυκλωμένα ψυκτικά μέσα μπορούν να χρησιμοποιηθούν μέχρι το 2030. Στον Πίνακα 3 παρουσιάζονται τα πιο συνηθισμένα ψυκτικά μέσα με δείκτη $GWP > 2.500$ και το επιτρεπόμενο όριο τους σε kg με βάση το όριο σε 40 ton ισοδύναμου CO_2 [23, 25, 26].

Πίνακας 3. Όριο σε kg συνηθέστερων ψυκτικών μέσων με δείκτη $GWP > 2.500$ [25, 26]

Ψυκτικό Μέσο	GWP	Επιτρεπόμενο Όριο [kg]
R23	14.800	2,72
R404A	3.922	10,20
R422D	2.729	14,66
R422A	3.143	12,73
R434A	3.245	12,33
R428A	3.607	11,09
R507A	3.985	10,04
R508B	13.396	2,99

Το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ για τις ουσίες που εξασθενούν το στρώμα του όζοντος στην ατμόσφαιρα: Η καταστροφή του στρώματος όζοντος που προστατεύει την Γη έχει προκαλέσει πρωτοφανή παγκόσμια ανησυχία. Το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ για τις ουσίες που εξασθενούν το στρώμα του όζοντος στην ατμόσφαιρα, αποτελεί μια διεθνής συμφωνία από το 1987, η οποία επικυρώνεται παγκοσμίως [22, 27].

Δημιουργήθηκε με σκοπό την διακοπή της παραγωγής και εισαγωγής ουσιών οι οποίες εξασθενούν την στρώση του όζοντος στην ατμόσφαιρα και τον περιορισμό της συγκέντρωσής τους στην ατμόσφαιρα ώστε να προστατευτεί το στρώμα του όζοντος. Θέτει δεσμευτικές υποχρεώσεις, στις αναπτυσσόμενες και ανεπτυγμένες χώρες, σταδιακής κατάργησης όλων των κύριων χημικών ουσιών που συμβάλλουν στην καταστροφή του όζοντος στην ατμόσφαιρα. Καθορίζει ένα υποχρεωτικό χρονοδιάγραμμα για την σταδιακή κατάργηση των ουσιών αυτών [28].

Τα πρότυπα ASHRAE 15 και 34 για ψυκτικά μέσα: Τα πρότυπα ASHRAE 15 και 34 αφορούν τα ψυκτικά μέσα και τις ψυκτικές εγκαταστάσεις γενικότερα. Με τα πρότυπα αυτά γίνεται παγκόσμια προσπάθεια να μειωθούν τα ψυκτικά μέσα που συμβάλλουν στην υπερθέρμανση του πλανήτη. Κάθε 3 χρόνια αναθεωρούνται.

Το πρότυπο ASHRAE 15-Safety Standard for Refrigeration Systems στοχεύει να καθιερώσει διαδικασίες για την λειτουργία εξοπλισμού και συστημάτων που χρησιμοποιούν ψυκτικά μέσα. Έτσι με αυτό καθορίζονται ο ασφαλής σχεδιασμός, η κατασκευή, η εγκατάσταση και η λειτουργία των ψυκτικών συστημάτων. Στοχεύει στην ασφάλεια ανθρώπων και μηχανημάτων εντός ή κοντά στα κτίρια όπου βρίσκονται οι ψυκτικές εγκαταστάσεις [29].

Το πρότυπο ASHRAE 34-Designation and Safety Classification of Refrigerants δημοσιεύτηκε πρώτη φορά το 1957 και με την ονομασία ASHRAE Standard 34 το 1978. Αντικατέστησε το πρότυπο ANSI B79.1-1968. Ορίζει την ονοματολογία των ψυκτικών μέσων και αποδίδει ταξινομήσεις ασφαλείας βάσει της τοξικότητας και της ευφλεκτότητας τους. Το πρότυπο προορίζεται να καθιερώσει έναν απλό τρόπο αναφοράς στα συχνά ψυκτικά μέσα αντί της χρήσης χημικής ονομασίας, χημικού τύπου ή εμπορικής ονομασίας. Καθορίζει επιπλέον ταξινομήσεις που αφορούν την ασφάλεια και βασίζονται στην τοξικότητα και την ευφλεκτότητα. Τέλος, θέτει το όριο συγκεντρώσεων για τα ψυκτικά μέσα, συμπεριλαμβανομένων και των μειγμάτων [29].

Η ονομασία των ψυκτικών μέσων ξεκινάει με το γράμμα R (Refrigerant) και ακολουθεί ένας αριθμός 2 ή 3 ψηφίων και σε μερικές περιπτώσεις και 1 ή 2 γράμματα. Η ονομασία Rxyz καθορίζεται από την χημική σύνθεση του μορίου ως ακολούθως [23]:

- Ομάδες μεθανίου, αιθανίου και προπάνιου: Σε αυτή την κατηγορία το x είναι ίσο με τον αριθμό των ατόμων του άνθρακα του χημικού τύπου μείον ένα. Άρα για την ομάδα του μεθανίου $x=0$, το οποίο παραλείπεται, πχ R12 και R22. Για την ομάδα του αιθανίου $x=1$, πχ R114, R124 και R134a. Για την ομάδα του προπάνιου

$x=2$, πχ R290. Σε αυτές τις ομάδες το y υποδηλώνει τον αριθμό των ατόμων υδρογόνου στο μόριο συν ένα και το z υποδηλώνει τα άτομα φθορίου στο μόριο.

- Ζεοτροπικά και αζεοτροπικά μείγματα: Εάν $x=4$, τότε η ονομασία αναφέρεται σε ζεοτροπικό μείγμα. Τα συστατικά του μείγματος έχουν διαφορετικά σημεία βρασμού και ως εκ τούτου το μείγμα παρουσιάζει θερμοκρασιακή ολίσθηση. Παράδειγμα τέτοιων ψυκτικών μέσων είναι τα R407A και R407C. Εάν $x=5$ τότε η ονομασία αναφέρεται σε αζεοτροπικό μείγμα. Αυτά συμπεριφέρονται ως ομογενείς ουσίες με ένα συγκεκριμένο σημείο βρασμού και δεν παρουσιάζουν θερμοκρασιακή ολίσθηση. Παράδειγμα τέτοιων μειγμάτων είναι τα R502 και R507. Σε αυτή την ομάδα τα y και z είναι αριθμητικά.
- Υψηλές οργανικές ενώσεις: Εάν $x=6$ τότε η ονομασία αναφέρεται σε οργανική ένωση, όπως για παράδειγμα το R600 (βουτάνιο) και το R600a (ισοβουτάνιο). Η ομάδα αυτή έχει αρκετές υποομάδες, όπως για παράδειγμα υδρογονάνθρακες, της ενώσεις οξυγόνου, τις θειικές ενώσεις και τις ενώσεις αζώτου. Τα y και z περιγράφουν την υποομάδα και την σειρά του στοιχείου σε αυτήν.
- Ανόργανες ενώσεις: Εάν $x=7$ τότε η ονομασία αναφέρεται σε ανόργανη ένωση, όπως για παράδειγμα την R717 (αμμωνία), R718 (νερό) και R744 (διοξείδιο του άνθρακα). Σε αυτήν την ομάδα τα y και z είναι η μοριακή μάζα.
- Ακόρεστες οργανικές ενώσεις: Εάν $x=11$ τότε η ονομασία αναφέρεται σε ακόρεστη ένωση του αιθανίου, όπως για παράδειγμα το R1150 (αιθυλένιο), ενώ εάν $x=12$ τότε η ονομασία αναφέρεται σε ακόρεστη ένωση του προπάνιου, όπως για παράδειγμα το R1270 (προπυλένιο). Τα y και z σε αυτή την ομάδα είναι τα ίδια με τις ομάδες του αιθανίου και του προπάνιου.

Το γράμμα στο τέλος της ονομασίας, εάν υπάρχει, αναφέρεται στα ακόλουθα:

- Τα πεζά γράμματα περιγράφουν την δομή του μορίου. Για παράδειγμα, το R600 είναι το βουτάνιο, ενώ το R600a είναι το ισοβουτάνιο. Αυτές οι δύο ενώσεις έχουν τον ίδιο χημικό τύπο αλλά διαφορετική χωρική διάταξη, και ως εκ τούτου έχουν ελαφρώς διαφορετικές ιδιότητες.
- Τα κεφαλαία γράμματα περιγράφουν συγκεκριμένες αναλογίες ανάμειξης διαφορετικών συστατικών. Για παράδειγμα, τα R407A έως E είναι μείγματα το ψυκτικών μέσων R32, R125 και R134a. Το R407A έχει τις ακόλουθες αναλογίες ανάμειξης: 20% R32, 40% R125 και 40% R134a, ενώ το R407C αποτελείται από 23% R32, 25% R125 και 52% R134a.

Η ταξινόμηση των ψυκτικών μέσων με βάση την υγιεινή και ασφάλεια χαρακτηρίζεται από 2 ή 3 γράμματα ή αριθμούς (πχ B1 ή A2L). Χρησιμοποιεί 2 κατηγορίες, την A και την B οι οποίες δείχνουν την τοξικότητα του ρευστού και αποτελούν το 1^ο γράμμα της ταξινόμησης και 3 ομάδες, τις 1,2 και 3 με ή χωρίς γράμμα να τις ακολουθεί, οι οποίες δείχνουν την ευφλεκτότητα του ρευστού και αποτελούν το 2^ο και 3^ο αριθμό ή γράμμα της ταξινόμησης [16]. Οι κατηγορίες και οι ομάδες παρουσιάζονται παρακάτω στον Πίνακα 4.

Πίνακας 4. Κατηγοριοποίηση ψυκτικών μέσων συμφώνως ASHRAE Standard 34 [23]

Κατηγορία ή Ομάδα	Περιγραφή
A	Η τοξικότητα της ουσίας δεν αναγνωρίζεται σε συγκεντρώσεις μικρότερες των 400 ppm κατ' όγκο
B	Αποδείξεις για την τοξικότητα της ουσίας εμφανίζονται σε συγκεντρώσεις μικρότερες των 400 ppm κατ' όγκο
1	Δεν υπάρχει διάδοση φλόγας στον αέρα όταν εξετάζονται στους 60 °C και 101,3 kPa. Αυτή η ομάδα έχει τους λιγότερο αυστηρούς περιορισμούς, αλλά το μέγιστο ποσό ψυκτικού μέσου στο σύστημα περιορίζεται. Ο σκοπός αυτού του περιορισμού είναι εάν υπάρξει μια φραγμένη σωλήνα, η συγκέντρωση του ψυκτικού να διατηρείται σε επίπεδο χαμηλού κινδύνου.
2	Υπάρχει διάδοση φλόγας στον αέρα όταν εξετάζονται στους 60 °C και 101,3 kPa, έχουν θερμότητα καύσης μικρότερη από 19.000 kJ/kg και έχουν κατώτερο όριο ευφλεκτότητας (LFV) μεγαλύτερο από 0,1 kg/m ³ . Έχουν χαμηλότερο όριο ευφλεκτότητας από την ομάδα 1, αλλά η τοξικότητά τους αποτελεί τον μεγαλύτερο κίνδυνο. Υπάρχει όριο στο ποσό του ψυκτικού μέσου στο σύστημα, εξαρτώμενο από την κατηγορία που ανήκει ο χώρος.
2L	Η ομάδα 2L αποτελεί μια υποομάδα της ομάδας 2. Τα ρευστά που ανήκουν στην υποκατηγορία 2L έχουν τα χαρακτηριστικά της ομάδας 2 και είναι αυτά που έχουν μέγιστη ταχύτητα καύσης 10 cm/s όταν εξετάζονται στους 60 °C και 101,3 kPa.
3	Υπάρχει διάδοση φλόγας στον αέρα όταν εξετάζονται στους 60 °C και 101,3 kPa και έχουν θερμότητα καύσης μεγαλύτερη ή ίση με 19.000 kJ/kg ή έχουν LFV μικρότερο ή ίσο από 0,1 kg/m ³ . Αυτή η ομάδα έχει τους περισσότερους αυστηρούς περιορισμούς. Εξαρτώμενο από την ποσότητα πλήρωσης, απαιτείται ειδικό μηχανοστάσιο και σε ορισμένες περιπτώσεις απαιτούνται ειδικές άδειες. Εάν ένα ψυκτικό μέσο δεν έχει κατηγοριοποιηθεί, θεωρείται απευθείας ομάδας 3 μέχρι την κατηγοριοποίησή του.

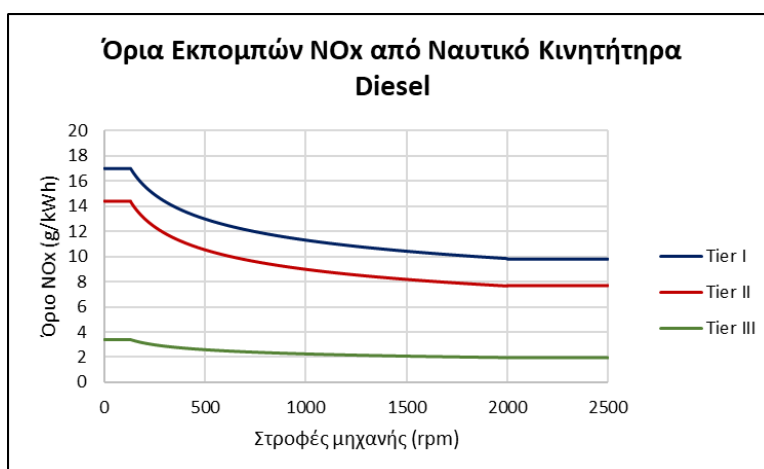
2.6 Περιορισμός Εκπομπής Ρυπαντών από τον IMO

Οι κανονισμοί του IMO για την μόλυνση του περιβάλλοντος από τα πλοία συμπεριλαμβάνονται στην 'International Convention on the Prevention of Pollution from Ships', γνωστή και ως MARPOL 73/78. Τον Σεπτέμβριο του 1997, η σύμβαση MARPOL τροποποιήθηκε από

το 'Πρωτόκολλο του 1997', το οποίο περιέχει το παράρτημα VI με τίτλο 'Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships'.

Στην συνέχεια παρουσιάζονται αναλυτικότερα οι κανονισμοί που θέτει το παράρτημα VI της MARPOL στα πλοία για τις εκπομπές NO_x , για την περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο και κατ' επέκταση τις εκπομπές SO_x , για τις εκπομπές GHG και για την χρήση ουσιών που καταστρέφουν το στρώμα του όζοντος στην ατμόσφαιρα (ODS) [30].

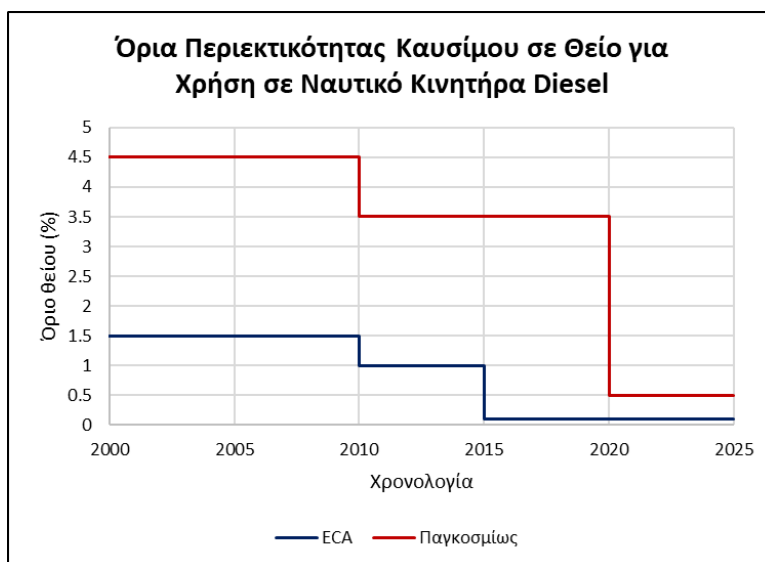
Τα πρότυπα εκπομπών NO_x : Τα όρια των εκπομπών NO_x της MARPOL εφαρμόζονται σε κάθε ναυτική μηχανή diesel εγκατεστημένη σε πλοίο, με ισχύς εξόδου μεγαλύτερη από 130 kW. Τα όρια εκπομπών NO_x από ναυτικούς κινητήρες diesel εξαρτώνται από τις μέγιστες στροφές λειτουργίας της μηχανής παρουσιάζονται στο *Σχήμα 13*. Τα όρια στα πρότυπα Tier I και II βρίσκουν εφαρμογή διεθνώς, ενώ τα όρια στο πρότυπο Tier III μόνο στις περιοχές ελέγχου εκπομπών ρύπων (Emission Control Areas-ECA).



Σχήμα 13. Όρια εκπομπών NO_x συμφώνως παραρτήματος VI της MARPOL

Περιεκτικότητα καυσίμου σε θείο: Οι κανονισμοί συμπεριλαμβάνουν περιορισμούς στην περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο ως έναν τρόπο να μετρηθούν οι εκπομπές SO_x και έμμεσα οι εκπομπές PM^1 . Υφίστανται ειδικά όρια εκπομπών SO_x για περιοχές ελέγχου εκπομπών SO_x (SO_x ECA ή SECA). Τα όρια της περιεκτικότητας του καυσίμου σε θείο και οι ημερομηνίες υλοποίησής τους παρουσιάζονται στο *Σχήμα 14*.

¹ Ο IMO δεν καθορίζει σαφή όρια στις εκπομπές PM από τους ναυτικούς κινητήρες diesel.



Σχήμα 14. Όρια περιεκτικότητας καυσίμου σε θείο συμφώνως του παραρτήματος VI της MARPOL

Εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου (GHG): Η MARPOL εισάγει δύο υποχρεωτικούς μηχανισμούς, που προορίζονται να εξασφαλίσουν ένα πρότυπο ενεργειακής απόδοσης για τα πλοία. Αυτοί οι μηχανισμοί είναι ο δείκτης Energy Efficiency Design Index (EEDI) για τα καινούργια πλοία και το Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP) για όλα τα πλοία. Ο δείκτης EEDI αποτελεί ένα μηχανισμό ο οποίος απαιτεί μια βέβαιη ελάχιστη ενεργειακή απόδοση για τα καινούργια πλοία. Οι σχεδιαστές και οι κατασκευαστές πλοίων είναι ελεύθεροι να επιλέξουν τις τεχνολογίες που απαιτούνται για να καλύψουν τις απαιτήσεις του EEDI κατά τον σχεδιασμό ενός συγκεκριμένου πλοίου. Το SEEMP καθιερώνει έναν μηχανισμό για τους επιχειρηματίες ώστε να βελτιώσουν την ενεργειακή απόδοση των πλοίων.

Ουσίες που καταστρέφουν το στρώμα του όζοντος στην ατμόσφαιρα (ODS): Η MARPOL απαγορεύει τις εσκεμμένες εκπομπές ουσιών που καταστρέφουν το στρώμα του όζοντος στην ατμόσφαιρα (ODS), στις οποίες συμπεριλαμβάνονται τα Hallon και οι CFCs. Απαγορεύεται η εγκατάσταση σε πλοία καινούριων συστημάτων που περιέχουν ODS. Η συμμόρφωση των πλοίων με τους κανονισμούς του παραρτήματος VI ελέγχεται με περιοδικές επιθεωρήσεις. Εφόσον ένα πλοίο περάσει την επιθεώρηση, εκδίδεται για το πλοίο αυτό ένα πιστοποιητικό 'Air Pollution Prevention Certificate', το οποίο είναι έγκυρο για έως 5 χρόνια

3. Επιλογή Συστήματος- Μοντελοποίηση

3.1 Μέρος 1^ο: Το Πλοίο

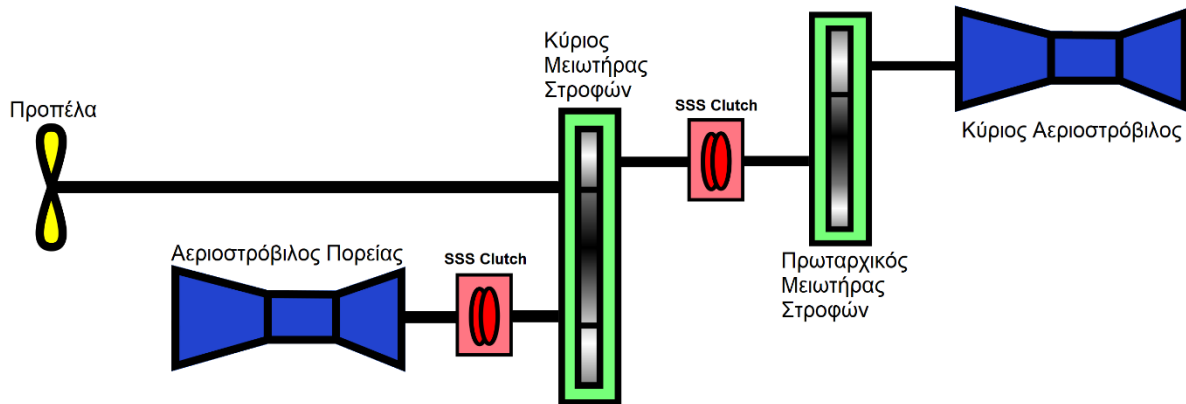
3.1.1 Εισαγωγή

Στο πρώτο μέρος αυτού του κεφαλαίου παρουσιάζεται το πλοίο στο οποίο θα γίνει η μελέτη. Η εργασία επικεντρώνεται γύρω από τον σχεδιασμό ενός συστήματος παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας σε έναν ναυτικό κινητήρα diesel, μέσω της εγκατάστασης ενός συστήματος ORC. Το σύστημα ORC εκμεταλλεύεται την θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας που απορρίπτεται από το νερό ψύξεως των χιτωνίων των κυλίνδρων του κινητήρα του H/Z. Με την εγκατάσταση αυτού του συστήματος επιτυγχάνεται λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλότερο φορτίο και συνεπώς εξοικονόμηση καυσίμου και μείωση ρίπων προς το περιβάλλον.

3.1.2 Το Σύστημα Ναυτικής Πρόωσης

Το σύστημα ναυτικής πρόωσης του υπό μελέτη πλοίου βρίσκεται σε διάταξη COGOG (Combined Gas or Gas). Οι αεροστρόβιλοι, σε αντίθεση με τους ατμοστροβίλους, δεν είναι ιδιαίτερα αποτελεσματικοί σε μερικά φορτία λειτουργίας. Έτσι απαιτήθηκε για κάθε ελικοφόρο άξονα να συνδέονται περισσότερες από μία μηχανές οι οποίες χαρακτηρίζονται από διαφορετικές λειτουργικές παραμέτρους. Η διάταξη πρόωσης COGOG αποτελείται αποκλειστικά από συνδυασμό ναυτικών αεροστροβίλων. Συνήθως σε αυτή την διάταξη συνδυάζονται αεροστρόβιλοι διαφορετικής ισχύος και ειδικής κατανάλωσης καυσίμου ώστε να ενισχύεται η συνολική απόδοση του συστήματος σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας [31].

Το προωστήριο σκεύος του πλοίου, αποτελείται από δύο αξονικά συστήματα, όπως κάθε ένα από αυτά παρουσιάζεται στο *Σχήμα 15*. Το κάθε αξονικό σύστημα αποτελείται από έναν ναυτικό αεροστρόβιλο Rolls-Royce Tyne RM1C, ο οποίος χρησιμοποιείται για πλεύση σε χαμηλές ταχύτητες (cruising gasturbine) και έναν ναυτικό αεροστρόβιλο Rolls-Royce Olympus TM3B, ο οποίος χρησιμοποιείται για πλεύση σε υψηλές ταχύτητες και ως επακόλουθο με αυτόν το προωστήριο σκεύος αποδίδει την μέγιστη δυνατή ισχύς (main gasturbine).



Σχήμα 15. Διάταξη συστήματος πρόωσης του πλοίου (COGOG)

Ο Α/Σ Rolls-Royce Type RM1C αποτελεί αεροστρόβιλο διπλού τυμπάνου (twin spool) και διπλής ατράκτου (twin shaft) και προέρχεται από τον αντίστοιχο αεροπορικό κινητήρα. Οι επιδόσεις της μηχανής και τα βασικά χαρακτηριστικά της παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.

Πίνακας 5. Παράμετροι λειτουργίας Α/Σ Rolls-Royce Type RM1C [31, 32]

Παράμετρος	Τιμή
Μέγιστη Συνεχής Ισχύς	4.000 kW
Μέγιστη Θερμοκρασία Εισόδου Καυσαερίων στον Στρόβιλο Ισχύος	700 °C
Μέγιστη Θερμοκρασία Εξόδου Καυσαερίων	475 °C
Μέγιστος Θερμικός Βαθμός Απόδοσης η_{th}	29,3%
Μέγιστος Λόγος Πίεσης r_p	12,5
Μήκος	2,59 m
Πλάτος	1,2 m
Βάρος	1.240 kg

Ο ναυτικός αεροστρόβιλος Rolls-Royce Olympus TM3B αποτελεί αεροστρόβιλο διπλού τυμπάνου (twin spool) και διπλής ατράκτου (twin shaft) και προέρχεται από τον αντίστοιχο αεροπορικό κινητήρα. Οι επιδόσεις της μηχανής και τα βασικά χαρακτηριστικά της παρουσιάζονται στον Πίνακα 6.

Πίνακας 6. Παράμετροι λειτουργίας Α/Σ Rolls-Royce Olympus TM3B [31, 33]

Παράμετρος	Τιμή
Μέγιστη Συνεχής Ισχύς	20.880 kW
Μέγιστη Θερμοκρασία Εισόδου Καυσαερίων στον Στρόβιλο Ισχύος	660 °C
Μέγιστος Θερμικός Βαθμός Απόδοσης η_{th}	28,7%
Μέγιστος Λόγος πίεσης r_p	11
Μήκος	3,6 m
Πλάτος	1,3 m
Βάρος	3.040 kg

Όπως γίνεται αντιληπτό από τους πίνακες με τα χαρακτηριστικά των Α/Σ (Πίνακας 5 και Πίνακας 6), η απορριπτόμενη θερμοκρασία στο περιβάλλον από τα θερμά καυσαέρια είναι ιδιαίτερα υψηλή. Εξαιτίας της ευφλεκτότητας και της θερμικής σταθερότητας κάποιων οργανικών ρευστών, καθώς και άλλων τεχνικοοικονομικών λόγων, οι περισσότερες εγκαταστάσεις ORC περιορίζονται σε θερμοκρασίες πηγών θερμότητας μικρότερες των 300 °C [17]. Για την εκμετάλλευση αυτής της θερμότητας μεγαλύτερων θερμοκρασιών μέσω ενός συστήματος ORC απαιτείται επιπλέον ενδιάμεσο κλειστό κύκλωμα θερμικού ελαίου. Αυτό καθιστά την εγκατάσταση ενός τέτοιου συστήματος στα πλοία δυσχερής και μη πρακτική, καθόσον παρουσιάζει ιδιαίτερη πολυπλοκότητα και θα ήταν δύσκολο να τοποθετηθεί στα μηχανοστάσια λόγω του χωρικού περιορισμού που παρουσιάζουν.

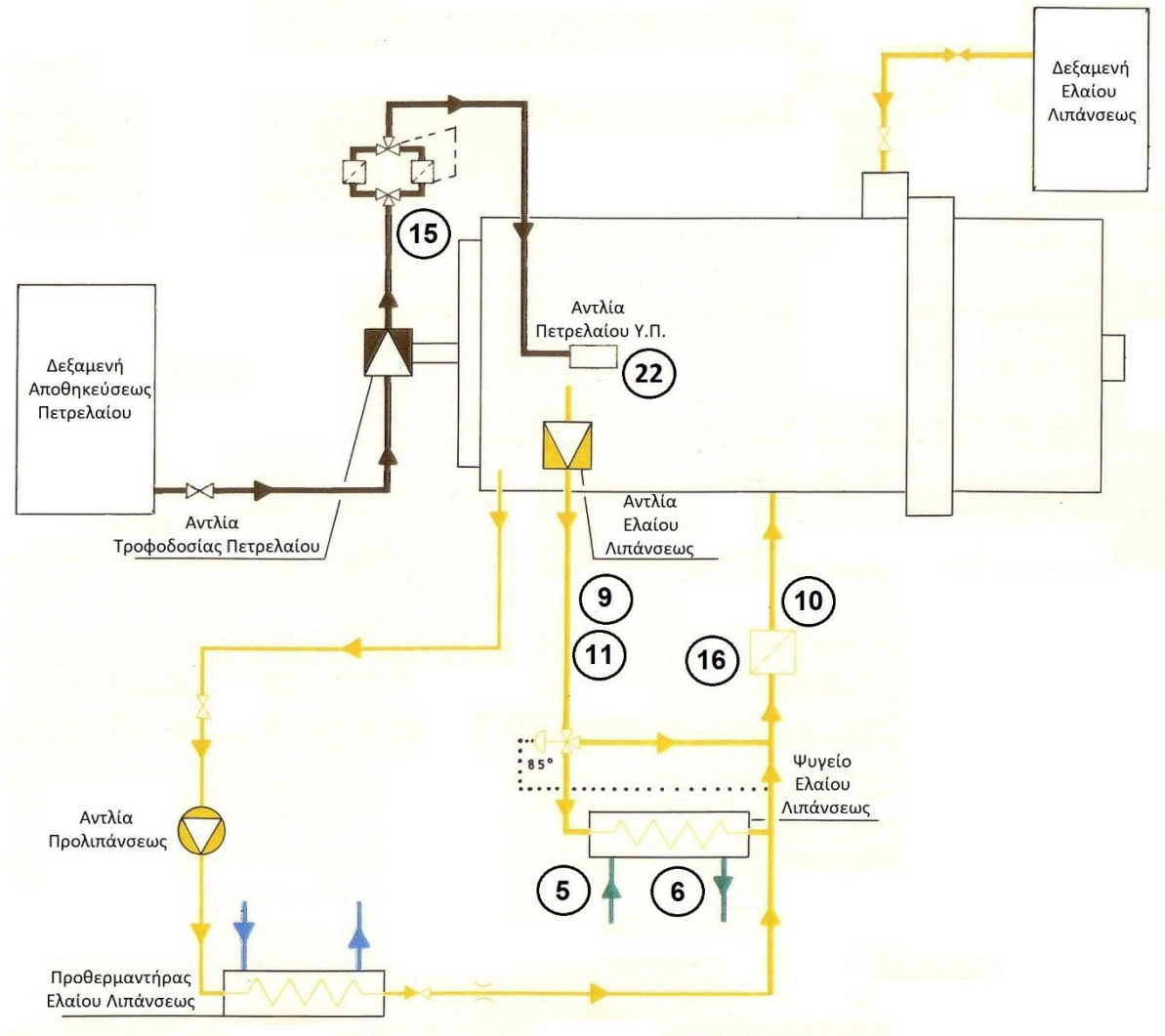
3.1.3 Το Ναυτικό Σύστημα Παραγωγής Ηλεκτρικής Ενέργειας

Οι κινητήρες diesel θεωρούνται θερμοδυναμικά αποδοτικές μηχανές για χρήση στη ναυτιλία, κυρίως για ναυτική πρόωση καθόσον παρουσιάζουν υψηλότερη απόδοση σε σχέση με άλλα συστήματα πρόωσης και ο βαθμός απόδοσής τους μπορεί να ξεπεράσει και το 50% [1]. Οποιοσδήποτε και να είναι ο σχεδιασμός τους (δίχρονες ή τετράχρονες) έχουν γίνει ο πιο συχνός εξοπλισμός για την παραγωγή ενέργειας σε πλοία και ενδέχεται να συνεχίσουν και τα επόμενα χρόνια. Τα τελευταία χρόνια χρησιμοποιούνται τετράχρονες μεσόστροφες ή ταχύστροφες εμβολοφόρες Diesel MEK για την πρόωση μικρών σκαφών, πολεμικών πλοίων αλλά και πλοίων ειδικών εφαρμογών όπως πλοία αναψυχής και οχηματαγωγά. Επιπλέον, χρησιμοποιούνται ως ηλεκτρομηχανές σε Η/Ζ για την κάλυψη των αναγκών σε ηλεκτρική ενέργεια των πλοίων. Κατασκευάζονται με διάταξη κυλίνδρων εν σειρά ή V και στην σύγχρονη μορφή τους είναι όλοι στροβιλουπερπληρωμένοι. Το μικρότερο μέγεθός τους σε σχέση με τις δίχρονες μηχανές επιτρέπει την κατασκευή μηχανοστασίου με μικρότερες διαστάσεις, έχοντας ως αποτέλεσμα την καλύτερη εκμετάλλευση του όγκου του

πλοίου. Αυτό τις καθιστά ιδανικές για εφαρμογές που οι διαστάσεις του μηχανοστασίου είναι περιορισμένες, όπως για παράδειγμα πλοία αναψυχής και πολεμικά πλοία. Η συνολική εγκατάσταση μιας τετράχρονης μηχανής (μαζί με τα παρελκόμενα και τους μειωτήρες στροφών) είναι περίπου 20 έως 30% ελαφρύτερη της αντίστοιχης δίχρονης ίδιας ισχύος. Παρουσιάζει όμως μεγαλύτερη πολυπλοκότητα, με περισσότερα κινούμενα μέρη και μεγαλύτερη πιθανότητα εμφάνισης βλάβης [34].

Στο πλοίο που μελετάται χρησιμοποιούνται 4 ναυτικές εμβολοφόρες diesel MEK SEMT Pielstick 8PA4 V200 VG σε συνδυασμό με μια ηλεκτρική γεννήτρια Smit Slikkerveer, ώστε να σχηματίζουν ηλεκτροπαραγωγό ζεύγος. Οι MEK είναι τετράχρονες, 8 κυλίνδρων σε διάταξη V 90°. Λειτουργούν με υπερπλήρωση αέρα και έχουν λόγο συμπίεσης 13,5:1. Λειτουργούν διατηρώντας σταθερή ταχύτητα περιστροφής 1.200 rpm (μεσόστροφη μηχανή) για την παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος τριών φάσεων, τάσεως 440 V και συχνότητας 60 Hz.

Δύο από τις τέσσερις ηλεκτρομηχανές είναι αρκετές να παράγουν επαρκής ηλεκτρική ισχύς, ώστε να καλυφθούν οι ανάγκες του πλοίου σε πλήρες επιχειρησιακό περιβάλλον, επιτρέποντας έτσι στην τρίτη μηχανή να είναι σε ετοιμότητα εκκίνησης και στην τέταρτη να βρίσκεται σε συντήρηση. Υπάρχει ανεξάρτητο από την μηχανή σύστημα προλίπανσης και προθέρμανσης για κάθε ηλεκτρομηχανή, όπου παρέχει την δυνατότητα εκκίνησης και φόρτωσης στο 100% του φορτίου άμεσα. Στο *Σχήμα 16* παρουσιάζονται τα δίκτυα προλίπανσεως (κίτρινο), νερού ψύξεως των χιτωνίων (μπλε) και θαλασσινού ύδατος (πράσινο), ενώ στο *Σχήμα 17* τα δίκτυα πετρελαίου (καφέ) και ελαίου λιπάνσεως (κίτρινο) της μηχανής.



Σχήμα 17. Κύκλωμα ελαίου λιπάνσεως και πετρελαίου του κινητήρα SEMT Pielstick 8PA4 V200 VG

Η ονομαστική ηλεκτρική ισχύς που αποδίδει η ηλεκτρική γεννήτρια είναι $750 kW_{el}$. Στον Πίνακα 7 παρουσιάζονται τα όρια των βασικών παραμέτρων λειτουργίας μια μηχανής MEK SEMT Pielstick 8PA4 V200 VG καθώς και οι τιμές στην συνήθη λειτουργία τους (33,33% του μέγιστου φορτίου, δηλαδή περίπου $250 kW_{el}$). Στο Σχήμα 16 και Σχήμα 17 παρουσιάζεται η θέση τους στο κύκλωμα.

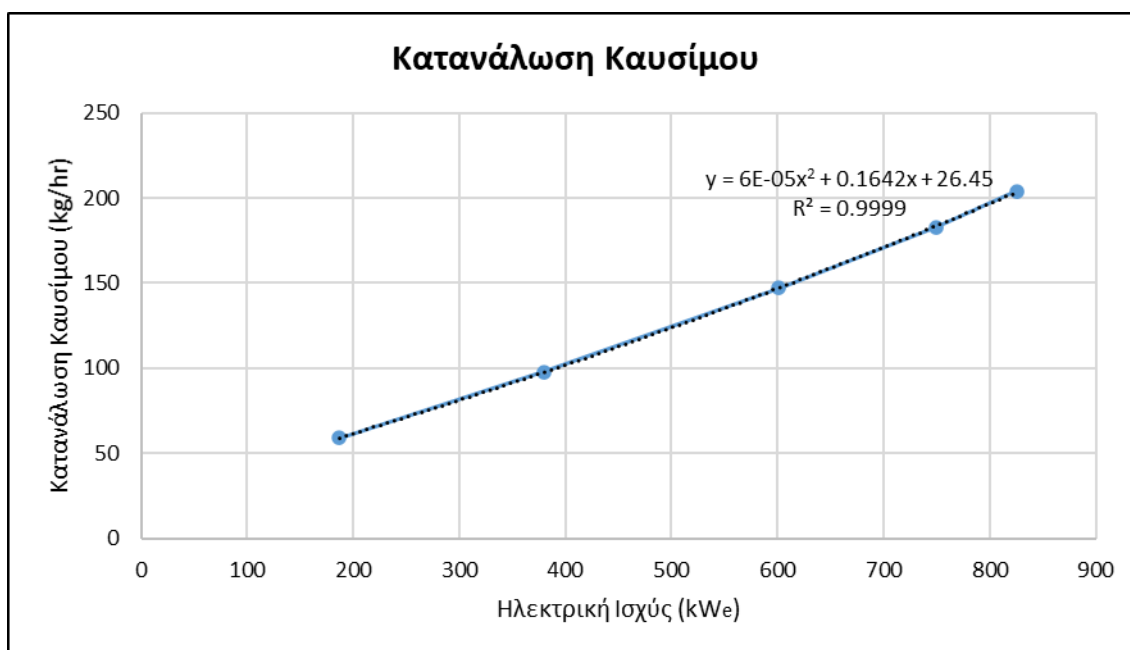
Πίνακας 7. Παράμετροι λειτουργίας ηλεκτρομηχανών SEMT Pielstick 8PA4 V200 VG

A/A	Παράμετρος	Όρια Λειτουργίας	Συνήθης Λειτουργία
1	Φορτίο	675 kW	250 kW (33,33%)
2	Στροφές Μηχανής	1.200 rpm	1.200 rpm
3	Θερμοκρασία εισαγωγής θαλασσινού ύδατος στο ψυγείο γλυκού ύδατος	20-40°C	28°C
4	Θερμοκρασία εξαγωγής θαλασσινού ύδατος στο ψυγείο γλυκού ύδατος	30-40°C	37°C
5	Θερμοκρασία εισαγωγής θαλασσινού ύδατος στο ψυγείο ελαίου λιπάνσεως	20-40°C	28°C
6	Θερμοκρασία εξαγωγής θαλασσινού ύδατος στο ψυγείο ελαίου λιπάνσεως	20-50°C	30°C
7	Θερμοκρασία εξαγωγής θαλασσινού ύδατος στο ψυγείο γεννήτριας	20-40°C	34°C
8	Πίεση δικτύου θαλασσινού ύδατος	Min 2 Bar	2,4 Bar
9	Θερμοκρασία εξαγωγής ελαίου λιπάνσεως από τη μηχανή	Max 90°C	80°C
10	Θερμοκρασία εισαγωγής ελαίου λιπάνσεως στη μηχανή	Max 85°C	78°C
11	Πίεση δικτύου ελαίου λιπάνσεως	3,5 Bar	4,4 Bar
12	Θερμοκρασία εξαγωγής ύδατος από το ψυγείο νερού	Max 75°C	68°C
13	Θερμοκρασία εισαγωγής ύδατος στο ψυγείο νερού	Max 95°C	77°C
14	Πίεση δικτύου γλυκού ύδατος	Min 1,4 Bar	2 Bar
15	Πίεση δικτύου πετρελαίου	Min 0,5 Bar	1,5 Bar
16	Διαφορική πίεση λαδιού στο φίλτρο ελαίου	Max 1,2 Bar	0,5 Bar
17	Παροχή θαλασσινού ύδατος	40 $\frac{m^3}{hr}$	40 $\frac{m^3}{hr}$
18	Παροχή ελαίου λιπάνσεως	21,3 $\frac{m^3}{hr}$	21,3 $\frac{m^3}{hr}$

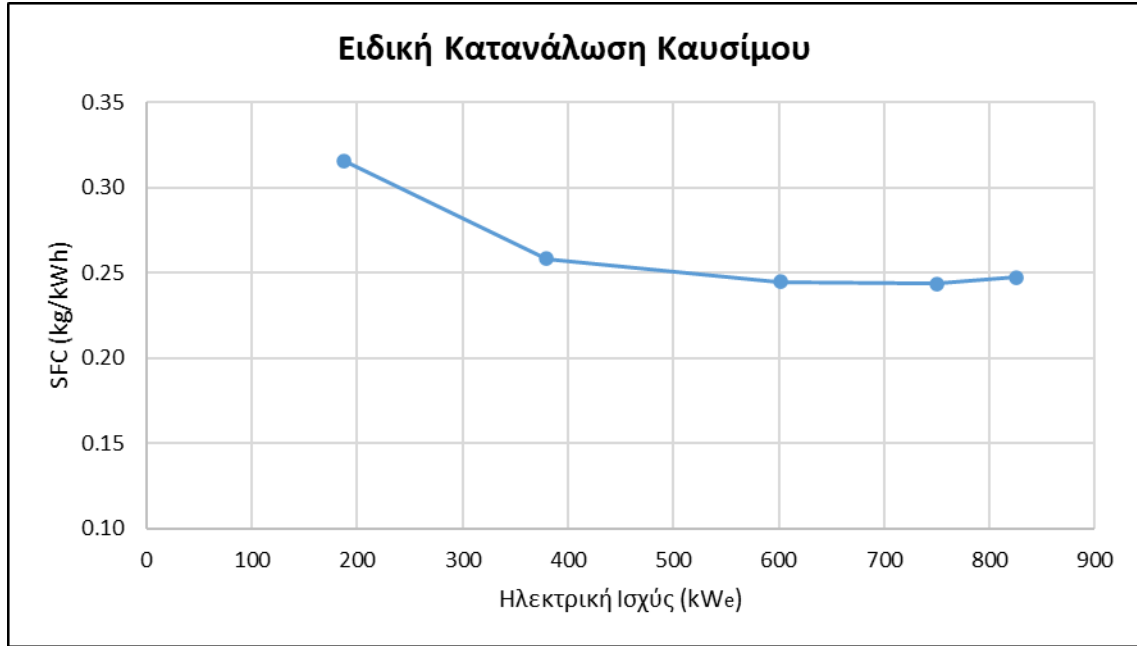
A/A	Παράμετρος	Όρια Λειτουργίας	Συνήθης Λειτουργία
19	Παροχή γλυκού ύδατος	$40 \frac{m^3}{hr}$	$40 \frac{m^3}{hr}$
20	Παροχή πετρελαίου	$0,83 \frac{m^3}{hr}$	$0,83 \frac{m^3}{hr}$
21	Θερμοκρασία καυσαερίων κυλίνδρων	Max 480°C	440°C
22	Πίεση πετρελαίου στους καυστήρες	245-250 Bar	250 Bar
23	Κατανάλωση καυσίμου	$164,62 \frac{m^3}{hr}$	$71,25 \frac{kg}{hr}$

Παρακάτω, παρουσιάζονται η κατανάλωση καυσίμου (Σχήμα 18), η ειδική κατανάλωση καυσίμου (Σχήμα 19) και η θερμοκρασία των θερμών καυσαερίων καθώς αυτά εξέρχονται από το turbo (Σχήμα 20), ως συνάρτηση της καθαρά παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος από την ηλεκτρομηχανή SEMT Pielstick 8PA4 V200 VG. Η κατανάλωση καυσίμου της μηχανής μπορεί να προσεγγισθεί με ικανοποιητική ακρίβεια ($R^2 = 0.9999$) από την εξίσωση:

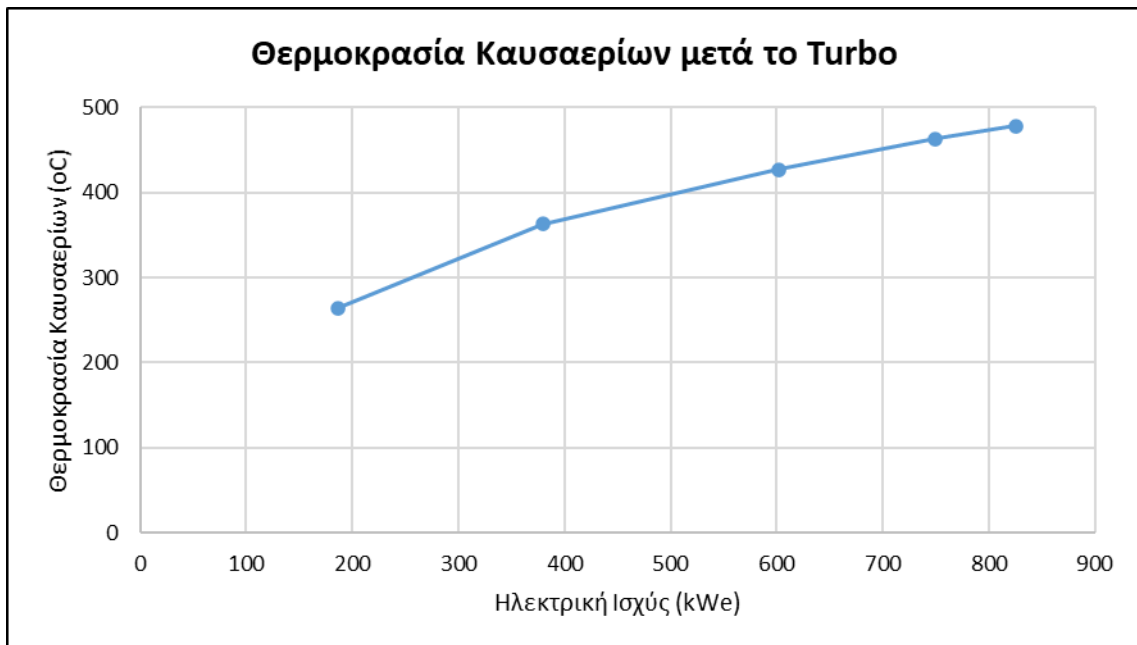
$$Fuel\ Consumption = 0,00006P_{el}^2 + 0,1642P_{el} + 26,45$$



Σχήμα 18. Κατανάλωση καυσίμου σε συνάρτηση της παραγόμενης ηλ. ισχύος του κινητήρα SEMT Pielstick 8PA4 V200 VG



Σχήμα 19. Ειδική κατανάλωση καυσίμου σε συνάρτηση της παραγόμενης ηλ. ισχύος του κινητήρα SEMT Pielstick 8PA4 V200 VG



Σχήμα 20. Θερμοκρασία καυσαερίων μετά το turbo σε συνάρτηση της παραγόμενης ηλ. ισχύος του κινητήρα SEMT Pielstick 8PA4 V200 VG

Αντίστοιχα με όσα αναφέρθηκαν στην παράγραφο 3.1.2 για τους ναυτικούς αεροστροβίλους, η εκμετάλλευση της θερμότητας που απορρίπτεται από τα θερμά καυσαέρια των κινητήρων diesel είναι δυσχερής καθόσον παρουσιάζεται το χωροταξικό πρόβλημα στα μηχανοστάσια του πλοίου.

3.1.4 Το Καύσιμο F-76

Το καύσιμο που χρησιμοποιείται στο πλοίο, είναι πετρέλαιο ναυτιλίας (Marine Gas Oil-MGO). Οι προδιαγραφές που πρέπει να πληρούν οι ιδιότητες του καυσίμου περιγράφονται στον Πίνακα 8.

Πίνακας 8. Προδιαγραφές καυσίμου [35]

Ιδιότητα	Τιμή	Μέθοδος Ελέγχου
Εμφάνιση	Καθαρό και διαυγές, χωρίς ακαθαρσίες και νερό σε θερμοκρασίες μεταξύ 10 και 25 °C	Οπτικός έλεγχος ή ASTM D4176
Πυκνότητα στους 15 °C	800-880 kg/m ³	ISO 3675
Χρώμα	3,5 (max)	ISO 2049
Περιεκτικότητα σε τέφρα	0,01% m/m	ISO 6245
Διάβρωση από τον χαλκό (3hr στους 100 °C)	1 class (max)	ISO 2160
Σημείο Θόλωσης (Cloud Point)	-1 °C (max)	ISO 3015
Σημείο Ροής	-6 °C (max)	ISO 3016
Σημείο Ανάφλεξης (Flash Point)	60 °C (min)	ISO 2719
Ποιότητα Ανάφλεξης ² : Αριθμός Κετανίου Δείκτης Κετανίου	40 (min) 43 (min)	ISO 5165 ASTM D976
Περιεκτικότητα σε θείο	1% m/m	ISO 8754 ISO 14596 ASTM D4294

² Τα όρια στην ποιότητα ανάφλεξης αναφέρονται σε καύσιμο F-76 το οποίο δεν περιέχει βελτιωτικά κετανίου.

Ιδιότητα	Τιμή	Μέθοδος Ελέγχου
		ASTM D5453 ³
Απόσταξη: Ανάκτηση 10% Ανάκτηση 50% Ανάκτηση 90% Τελικό Σημείο Βρασμού Υπολείμματα συν απώλειες στο Τελικό Σημείο Βρασμού	Αναφορά Αναφορά 357 °C (max) 385 °C (max) 3% v/v (max)	ISO 3405
Κινηματικό Ιξώδες στους 40 °C	1,7-4,3 mm ² /s	ISO 3104
Ουδετεροποίηση: Αριθμός Οξέος Ανόργανη Οξύτητα Ουδετερότητα	Max 0.5 mg KOH/g 0 mg KOH/g Ουδέτερο mg KOH/g	ISO 6618 IP 182 ASTM D1093
Νερό και καθιζήματα από φυγοκέντριση	0,05% v/v (max)	ISO 3734
Διαχωρισμός από νερό: Απογαλακτωματοποίηση Ή Αντίδραση με το νερό	10 min (max) 2,0 (max)	ISO 6614 Def. Stan. 91-4/8 Annex A
Δοκιμή στην μόλυνση από σωματίδια Δοκιμή στην τάση να φράσει τα φίλτρα	15 mg/l (max) 150 ml (min)	ASTM D6217 ASTM D5452 IP 387 procedure A ASTM D2068

³ Η μέθοδος ISO 14596 προτείνεται για περιεκτικότητα σε θείο χαμηλότερη από 0,2% wt, η ISO 8754 από 0,2 έως 1% wt, η ASTM D4294 από 0,015 έως 1% wt και η ASTM D5453 από 0,0001 έως 0,015% wt. Επιπλέον, δύναται να χρησιμοποιηθεί και η μέθοδος ASTM D1552, ανάλογα με το εύρος της περιεκτικότητας του καυσίμου σε θείο.

3.2 Μέρος 2^ο: Μοντελοποίηση Συστήματος ORC

3.2.1 Δεδομένα-Παραδοχές Μοντελοποίησης

Σε αυτό το σημείο της εργασίας πραγματοποιείται η μοντελοποίηση του συστήματος ORC που θα χρησιμοποιηθεί για την ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας της εγκατάστασης. Η μοντελοποίηση, η διαστασιολόγηση και θερμοδυναμική ανάλυση της εγκατάστασης πραγματοποιήθηκε με τη βοήθεια του λογισμικού AspenPlus™.

Ως δεδομένα εισόδου στο πρόγραμμα ορίζονται η θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του νερού ψύξεως (heat source) των χιτωνίων των κυλίνδρων στον εναλλάκτη θερμότητας, οι οποίες κατά προσέγγιση μπορούν να θεωρηθούν σταθερές, καθώς και η διακινούμενη παροχή μάζας από την αντλία γλυκού ύδατος του Η/Ζ. Η ψύξη του νερού ψύξεως δεν δύναται να πραγματοποιηθεί σε χαμηλότερη θερμοκρασία από τους 68°C. Αυτό οφείλεται στον σχεδιασμό των μηχανολογικών συστημάτων του πλοίου. Επιπλέον, η ψύξη του οργανικού ρευστού πραγματοποιείται με τη χρήση του θαλασσινού ύδατος (cooling water) που χρησιμοποιείται στον εναλλάκτη θερμότητας γλυκού ύδατος του Η/Ζ, όπου και εδώ οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου από τον συμπυκνωτή μπορούν να θεωρηθούν κατά προσέγγιση σταθερές. Τα δεδομένα αυτά παρουσιάζονται συνοπτικά στον Πίνακα 9.

Πίνακας 9. Δεδομένα εισόδου στο λογισμικό AspenPlus™

Παράμετρος	Τιμή
Παροχή μάζας γλυκού ύδατος \dot{m}_{hs}	40 m^3/h
Θερμοκρασία εξαγωγής ύδατος από τον ατμοποιητή $T_{hs,out}$	68°C
Θερμοκρασία εισαγωγής ύδατος στον ατμοποιητή $T_{hs,in}$	77°C
Παροχή μάζας θαλασσινού ύδατος \dot{m}_{cw}	40 m^3/h
Θερμοκρασία εξαγωγής θαλασσινού ύδατος από το συμπυκνωτή $T_{cw,out}$	37°C
Θερμοκρασία εισαγωγής θαλασσινού ύδατος στο συμπυκνωτή $T_{cw,in}$	28°C

Το ψυγείο γλυκού ύδατος θα αντικατασταθεί από τον ατμοποιητή του συστήματος ORC, απ' όπου θα διέρχεται το γλυκό νερό και αντίστοιχα το θαλασσινό νερό θα διέρχεται από τον συμπυκνωτή του συστήματος. Η νέα διάταξη του κινητήρα με την εγκατάσταση του συστήματος ORC παρουσιάζεται στο Σχήμα 21.

να έχει επικίνδυνες επιπτώσεις στην ανθρώπινη υγεία καθώς και να παρουσιαζόταν ο αυξημένος κίνδυνος πυρκαγιάς σε έναν τέτοιο χώρο.

Πίνακας 10. Ιδιότητες ψυκτικών μέσων R1234ze και R1234yf [37, 38]

Ιδιότητα	R1234ze	R1234yf
Κατηγορία κατά ASHRAE	A2L	A2L
Χημική Ένωση	$C_3H_2F_4$	$C_3H_2F_4$
Μοριακή Μάζα	$114,04 \frac{g}{mol}$	$114,04 \frac{g}{mol}$
Σημείο Βρασμού σε ατμοσφαιρική πίεση	-19°C	-29,4°C
Πυκνότητα στους 21,1°C	$1.170 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$1.170 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$
Κρίσιμη Πίεση	36,36 bar	33,81 bar
Κρίσιμη Θερμοκρασία	109,4°C	94,7°C
GWP	7	4
ODP	0	0

Ο θερμοδυναμικός κύκλος και στα 4 σενάρια λειτουργεί σε υπερθέρμανση 5°K και υπόψυξη επίσης 5°K. Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή θεωρήθηκε ίσος με 0,7. Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή θεωρείται 0,95 και της τροφοδοτικής αντλίας 0,85. Ο υπολογισμός έγινε για 7 διαφορετικές πιέσεις ατμοποίησης, διαφορετικές για κάθε ψυκτικό μέσο. Όλες οι θερμικές απώλειες στους εναλλάκτες θερμότητας και τις σωληνώσεις θεωρούνται αμελητέες. Η πίεση του συστήματος παραμένει συνεχώς μεγαλύτερη από 1 atm, έτσι ώστε να αποφευχθεί πιθανή εισροή αέρα στο σύστημα. Το pinch point του συμπυκνωτή θεωρείται 5°K, ενώ του ανακομιστή, όπου αυτός υφίσταται, θεωρείται 10°K. Περιορισμό στην αύξηση της πίεσης ατμοποίησης θέτει το pinch point του ατμοποιητή που πρέπει να βρίσκεται συνεχώς >5°K. Επιπλέον περιορισμό θέτει ο λόγος ογκομετρικής παροχής του εκτονωτή, οποίος πρέπει να είναι <10. Έτσι, σε κάθε περίπτωση, επιλέγεται το βέλτιστο σημείο λειτουργίας, με βάση τα παραπάνω κριτήρια. Οι παραδοχές που χρησιμοποιήθηκαν στο πρόγραμμα AspenPlus™ παρουσιάζονται παρακάτω στον Πίνακα 11.

Πίνακας 11. Παραδοχές για την μοντελοποίηση της εγκατάστασης

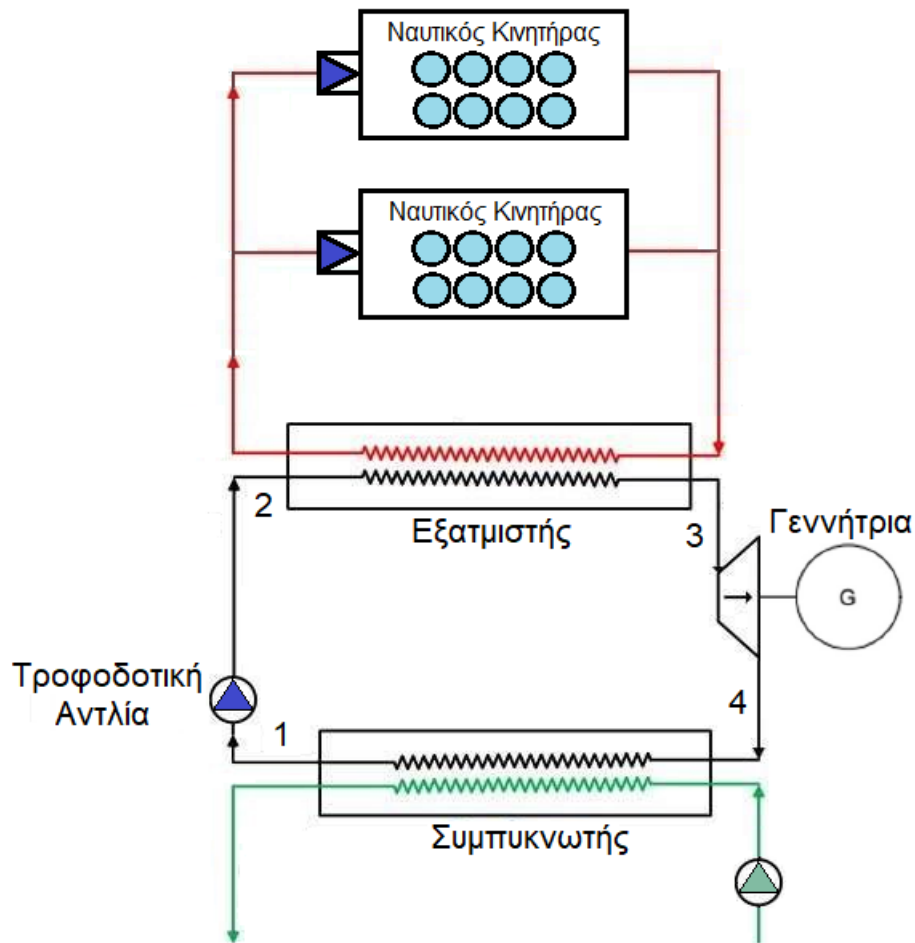
Παράμετρος	Τιμή
Ισεντροπικός Βαθμός Απόδοσης Εκτονωτή	0,7

Παράμετρος	Τιμή
Μηχανικός Βαθμός Απόδοσης Εκτονωτή	0,95
Μηχανικός Βαθμός Απόδοσης Τροφοδοτικής Αντλίας	0,85
Υπερθέρμανση Ψυκτικού Μέσου	5°K
Υπόψυξη Ψυκτικού Μέσου	5°K
Pinch Point Ανακομιστή	10°K
Pinch Point Συμπυκνωτή	5°K
Pinch Point Ατμοποιητή	min 5°K
VFR Εκτονωτή	Max 10

3.2.2 Μοντελοποίηση Συστήματος

Στο 1^ο και στο 3^ο σενάριο εξετάζονται τα R1234yf και R1234ze ως ψυκτικά μέσα αντίστοιχα. Το κύκλωμα δεν διαθέτει ανακομιστή σε αυτές τις περιπτώσεις. Το σύστημα ORC θα εγκατασταθεί σε 2 ναυτικούς κινητήρες diesel, με τον έναν από τους 2 να βρίσκεται σε λειτουργία κάθε φορά.

Η μοντελοποίηση του συστήματος παρουσιάζεται παρακάτω στο *Σχήμα 22*. Σε αυτά τα σενάρια το νερό ψύξεως των χιτωνίων των κυλίνδρων των MEK εξέρχεται από τα χιτώνια και αντί να διέλθει από τον εναλλάκτη διέρχεται από τον εξατμιστή του συστήματος ORC (κόκκινη γραμμή). Το εργαζόμενο μέσο του ORC (μαύρη γραμμή), κυκλοφορεί μέσω της τροφοδοτικής αντλίας (διαδρομή 1-2) και διέρχεται από τον εξατμιστή (διαδρομή 2-3). Στην συνέχεια, εκτονώνεται στο εκτονωτή (διαδρομή 3-4), όπου βρίσκεται συνδεδεμένη και η γεννήτρια ηλεκτρικού ρεύματος. Τέλος, διέρχεται από τον συμπυκνωτή (διαδρομή 4-5), όπου ψύχεται από θαλασσινό νερό (πράσινη γραμμή) και καταλήγει ξανά στην τροφοδοτική αντλία.

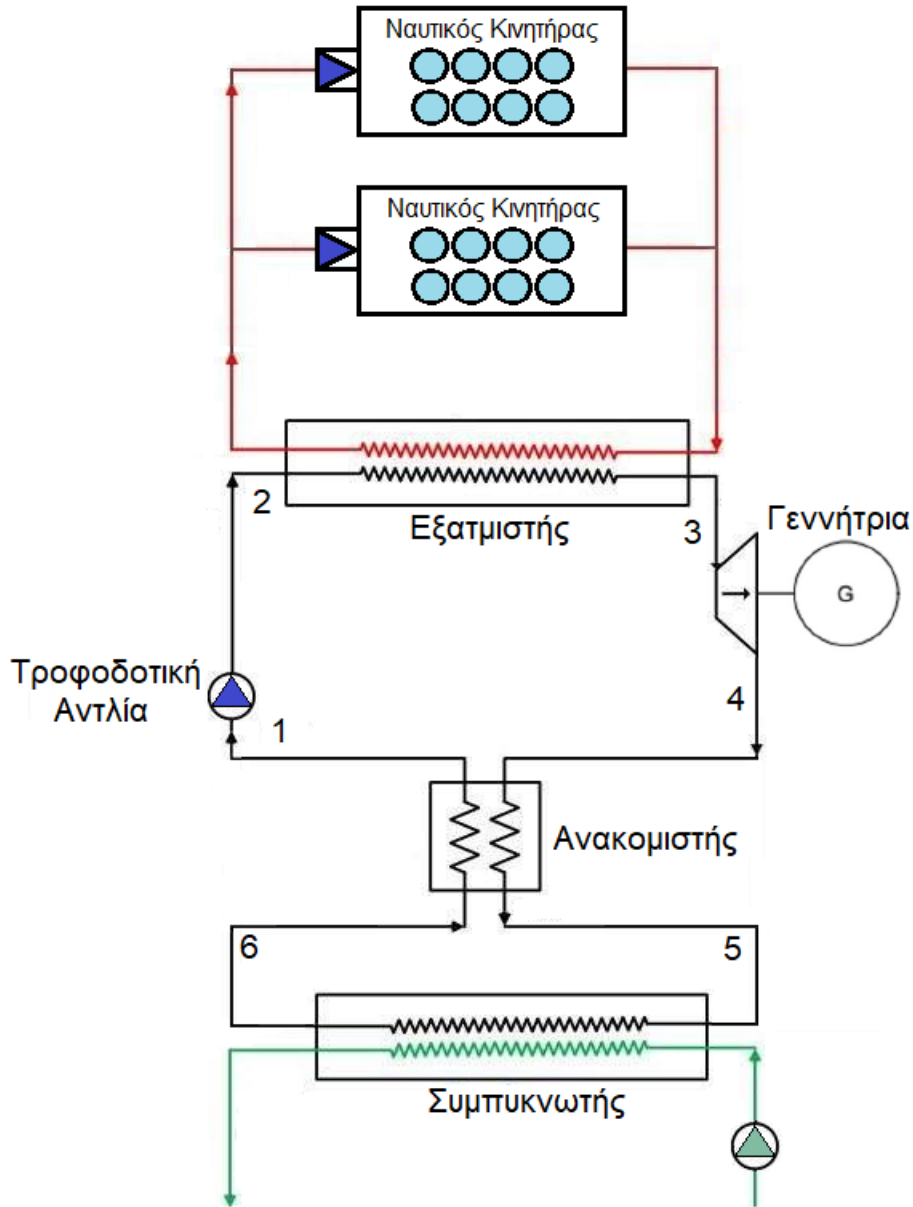


Σχήμα 22. Διάταξη ORC χωρίς ανακομιστή (1^ο και 3^ο σενάριο)

Στο 2ο και στο 4ο σενάριο εξετάζονται τα R1234yf και R1234ze ως ψυκτικά μέσα αντίστοιχα. Το κύκλωμα διαθέτει ανακομιστή σε αυτές τις περιπτώσεις, για περαιτέρω αύξηση της απόδοσης του. Το σύστημα ORC θα εγκατασταθεί σε 2 ναυτικούς κινητήρες diesel και σε αυτά τα σενάρια, με τον έναν από τους 2 να βρίσκεται σε λειτουργία κάθε φορά.

Η μοντελοποίηση του συστήματος παρουσιάζεται παρακάτω στο Σχήμα 23. Σε αυτά τα σενάρια το νερό ψύξεως των χιτωνίων των κυλίνδρων των MEK εξέρχεται από τα χιτώνια και αντί να διέλθει από τον εναλλάκτη διέρχεται από τον εξατμιστή του συστήματος ORC (κόκκινη γραμμή). Το εργαζόμενο μέσο του ORC (μαύρη γραμμή), κυκλοφορεί μέσω της τροφοδοτικής αντλίας (διαδρομή 1-2) και διέρχεται από τον εξατμιστή (διαδρομή 2-3). Στην συνέχεια, εκτονώνεται στον εκτονωτή (διαδρομή 3-4), όπου βρίσκεται συνδεδεμένη και η γεννήτρια ηλεκτρικού ρεύματος. Μετά από τον εκτονωτή διέρχεται από τον ανακομιστή (διαδρομή 4-5) για προθέρμανση του ρευστού πριν αυτό διέλθει από τον ατμοποιητή. Στο

τέλος του κύκλου, διέρχεται από τον συμπυκνωτή (διαδρομή 5-6), όπου ψύχεται από θαλασσινό νερό (πράσινη γραμμή) και αφού προθερμαθεί στον ανακομιστή (διαδρομή 6-1) καταλήγει ξανά στην τροφοδοτική αντλία.



Σχήμα 23. Διάταξη ORC με ανακομιστή (2ο και 4ο σενάριο)

3.2.3 Θερμοδυναμική Ανάλυση Συστήματος

Σε αυτό το σημείο πραγματοποιείται η θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος. Παρουσιάζονται οι ενεργειακοί ισολογισμοί στα επιμέρους στοιχεία που απαρτίζουν το σύστημα και ορίζονται οι βαθμοί απόδοσης του.

1^ο και 3^ο Σενάριο: Η μοντελοποίηση των 2 σεναρίων είναι η ίδια. Εργαζόμενο μέσο στο 1^ο σενάριο είναι το R1234yf, ενώ στο 2^ο το R1234ze. Δεν χρησιμοποιείται ανακομιστής και στις 2 αυτές περιπτώσεις. Τα σενάρια παρουσιάζονται στο Σχήμα 22.

Από τον ενεργειακό ισολογισμό στον συμπυκνωτή, αμελώντας τις απώλειες θερμότητας του εναλλάκτη, προκύπτει η εξίσωση που περιγράφει την θερμότητα που απορρίπτει το οργανικό ρευστό στο θαλασσινό νερό:

$$\dot{m}_{wf}(h_4 - h_1) = \dot{m}_{sw}c_{p,sw}(T_{sw,out} - T_{sw,in}) = Q_{cond}$$

Αντίστοιχα, από τον ενεργειακό ισολογισμό στον ατμοποιητή, αμελώντας τις απώλειες θερμότητας του εναλλάκτη, προκύπτει η εξίσωση που περιγράφει την θερμότητα που αποδίδει το γλυκό νερό στο οργανικό ρευστό:

$$\dot{m}_{wf}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{hs}c_{p,hs}(T_{hs,in} - T_{hs,out}) = Q_{evap}$$

Το ειδικό έργο και η ισχύς που αποδίδει στο ρευστό η αντλία περιγράφονται από τις παρακάτω εξισώσεις αντίστοιχα:

$$w_p = \eta_p(h_2 - h_1)$$

και

$$P_p = \eta_p \dot{m}_{wf}(h_2 - h_1)$$

Αντίστοιχα, το έργο και η ισχύς που καταναλώνονται από το ρευστό στον εκτονωτή περιγράφονται από τις παρακάτω εξισώσεις αντίστοιχα:

$$w_{exp} = \eta_{exp}(h_3 - h_4)$$

και

$$P_{exp} = \eta_{exp} \dot{m}_{wf}(h_3 - h_4)$$

Η καθαρή ισχύς που παράγει ο ORC υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$P_{ORC} = P_{exp} - P_p = \dot{m}_{wf}[\eta_t(h_3 - h_4) - \eta_p(h_2 - h_1)]$$

Η καθαρή ηλεκτρική ισχύς που παράγεται από την γεννήτρια υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$P_{el} = \eta_G P_{ORC} = \eta_G \dot{m}_{wf}[\eta_{exp}(h_3 - h_4) - \eta_p(h_2 - h_1)]$$

2^ο και 4^ο Σενάριο: Η μοντελοποίηση των 2 σεναρίων είναι η ίδια. Εργαζόμενο μέσο στο 2^ο σενάριο είναι το R1234yf, ενώ στο 4^ο το R1234ze. Χρησιμοποιείται ανακομιστής και στις 2 αυτές περιπτώσεις. Τα σενάρια παρουσιάζονται στο *Σχήμα 23*.

Από τον ενεργειακό ισολογισμό στον συμπυκνωτή, αμελώντας τις απώλειες θερμότητας του εναλλάκτη, προκύπτει η εξίσωση που περιγράφει την θερμότητα που απορρίπτει το οργανικό ρευστό στο θαλασσινό νερό:

$$\dot{m}_{wf}(h_5 - h_6) = \dot{m}_{sw}c_{p,sw}(T_{sw,out} - T_{sw,in}) = Q_{cond}$$

Αντίστοιχα, από τον ενεργειακό ισολογισμό στον ατμοποιητή, αμελώντας τις απώλειες θερμότητας του εναλλάκτη, προκύπτει η εξίσωση που περιγράφει την θερμότητα που αποδίδει το γλυκό νερό στο οργανικό ρευστό:

$$\dot{m}_{wf}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{hs}c_{p,hs}(T_{hs,in} - T_{hs,out}) = Q_{evap}$$

Σε αυτή την περίπτωση υπάρχει ανακομιστής. Από τον ενεργειακό ισολογισμό στον ανακομιστή, καθόσον εισέρχεται η ίδια παροχή μάζας οργανικού ρευστού στο θερμό και το ψυχρό μέρος, προκύπτει η εξίσωση για τις ειδικές ενθαλπίες:

$$h_1 - h_6 = h_4 - h_5 = Q_{rec}$$

Το έργο και η ισχύς που αποδίδει στο ρευστό η αντλία περιγράφονται από τις παρακάτω εξισώσεις αντίστοιχα:

$$w_p = \eta_p(h_2 - h_1)$$

και

$$P_p = \eta_p \dot{m}_{wf}(h_2 - h_1)$$

Αντίστοιχα, το έργο και η ισχύς που καταναλώνονται από το ρευστό στον εκτονωτή περιγράφονται από τις παρακάτω εξισώσεις αντίστοιχα:

$$w_{exp} = \eta_{exp}(h_3 - h_4)$$

και

$$P_{exp} = \eta_{exp} \dot{m}_{wf}(h_3 - h_4)$$

Η καθαρή ισχύς που παράγει ο ORC υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$P_{ORC} = P_{exp} - P_p = \dot{m}_{wf}[\eta_{exp}(h_3 - h_4) - \eta_p(h_2 - h_1)]$$

Η καθαρή ηλεκτρική ισχύς που παράγεται από την γεννήτρια υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$P_{el} = \eta_G P_{ORC} = \eta_G \dot{m}_{wf}[\eta_{exp}(h_3 - h_4) - \eta_p(h_2 - h_1)]$$

Και για τα 4 σενάρια ορίζεται ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του ORC ως ο λόγος της καθαρά παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας από τον κύκλο προς την θερμότητα που αποδίδεται από το εργαζόμενο μέσο στον ατμοποιητή και υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{Q_{evap}}$$

Ο μέγιστος βαθμός απόδοσης που θα μπορούσε να επιτευχθεί (βαθμός απόδοσης Carnot) υπολογίζεται:

$$\eta_{max} = 1 - \frac{T_H}{T_L}$$

Επιπλέον, ορίζεται και ο θεωρητικός βαθμός απόδοσης του συστήματος ως ο λόγος της καθαρά παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας του κύκλου προς την μέγιστη θερμότητα που θα απέδιδε θεωρητικά ο ατμοποιητής εάν το νερό ψύξεως των χιτωνίων της MEK ψυχόταν στους 15 °C αντί στους 68 °C και υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\eta_{sys} = \frac{P_{el}}{Q_{evap,max}}$$

3.3 Μέρος 3^ο: Τεχνικοοικονομική Ανάλυση

3.3.1 Εισαγωγή

Στο σημείο αυτό της εργασίας, μελετάται η οικονομική απόδοση και η βιωσιμότητα του συστήματος ORC, ως οικονομική επένδυση. Η εγκατάσταση και η εκμετάλλευση ενός συστήματος ORC για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας αποτελεί μια επένδυση. Μια επένδυση αποτελεί μια πολυσύνθετη δραστηριότητα, μέσω της οποίας δεσμεύονται οικονομικοί πόροι σε μια δραστηριότητα, με την προσδοκία δημιουργίας κέρδους στο μέλλον. Οι επενδύσεις σε συστήματα ORC απορριπτόμενης θερμότητας για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας χαρακτηρίζονται από σημαντικό αρχικό κόστος επένδυσης, χαμηλό κόστος λειτουργίας και τα οφέλη τους προκύπτουν από την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

3.3.2 Βασικές Οικονομικές Έννοιες

Στην συνέχεια παρουσιάζονται οι βασικές οικονομικές έννοιες που θα χρησιμοποιηθούν στην τεχνικοοικονομική ανάλυση του συστήματος [39, 40, 2, 41, 42, 43].

Χρηματοροή ή Ταμειακή Ροή (Cash Flow): Είναι το χρηματικό ποσό που εισέρχεται ή εξέρχεται σε μια δεδομένη χρονική στιγμή από την επιχείρηση που θα επενδύσει στο σύστημα.

Θετικές χρηματοροές (ταμειακές εισροές) θεωρούνται όλες οι εισροές μετρητών από τους χρηματοδοτικούς πόρους (ιδία κεφάλαια, δανεισμός, πιστώσεις) και τα έσοδα πωλήσεων της μονάδας (εισπράξεις). Αρνητικές χρηματοροές (ταμειακές εκροές) θεωρούνται οι συνολικές επενδύσεις και εγκαταστάσεις, το λειτουργικό κόστος, η εξυπηρέτηση των δανείων, οι πληρωμές των φόρων. Η διαφορά των δύο (εισροές μείον εκροές) δίνει την καθαρή χρηματοροή (πλεόνασμα ή έλλειμα).

Χρονική Αξία Χρήματος (Time Value of Money-TMV): Εκφράζει τη διαπίστωση ότι ένα χρηματικό ποσό που είναι διαθέσιμο σήμερα είναι περισσότερο χρήσιμο από ένα ίσο που διατίθεται κάποια χρονική στιγμή στο μέλλον. Ποσοτικοποιείται με ένα επιτόκιο (interest rate), το οποίο ονομάζεται επιτόκιο αναγωγής, εκφράζει την αμοιβή δανειζόμενου κεφαλαίου και υπολογίζεται σε ετήσια βάση συνήθως ως ποσοστό του κεφαλαίου αυτού. Το επιτόκιο των τραπεζικών καταθέσεων αποδίδει με τον απλούστερο τρόπο την έννοια αυτής της αμοιβής.

Ένα επενδυτικό σχέδιο χαρακτηρίζεται από μια σειρά χρηματοροών που κάθε μια από αυτές πραγματοποιείται σε διαφορετική χρονική στιγμή. Επομένως, εξαιτίας της χρονικής αξίας του χρήματος, αυτές δεν είναι ομοιογενείς και συγκρίσιμες. Η αναγκαία ομοιογένεια για την οικονομική αξιολόγηση του σχεδίου επένδυσης, επιτυγχάνεται με την αναγωγή όλων των χρηματοροών σε κοινή χρονική βάση.

Για αυτή την αναγωγή χρησιμοποιούνται οι τεχνικές του ανατοκισμού και της προεξόφλησης. Με τον ανατοκισμό, οι σημερινές αξίες μετατρέπονται σε ισοδύναμες μελλοντικές, με βάση ένα ορισμένο επιτόκιο i , το οποίο εκφράζει τη χρονική αξία του χρήματος και ονομάζεται επιτόκιο ανατοκισμού. Έτσι αν C_0 η αξία μιας χρηματοροής σήμερα ή ένα αρχικό ποσό χρημάτων (π.χ. αρχική επένδυση), t ο αριθμός των ετών (χρονική περίοδος) και C_t η μελλοντική αξία της αξίας C_0 μετά την περίοδο t ισχύει η σχέση:

$$C_t = C_0(1 + i)^t$$

Στην περίπτωση της προεξόφλησης, αξίες οι οποίες αναφέρονται σε κάποια χρονική στιγμή στο μέλλον, ανάγονται σε σημερινές τιμές. Το επιτόκιο αναγωγής στην προεξόφληση, αναφέρεται και ως επιτόκιο προεξόφλησης. Έστω C_t η αξία μιας χρηματοροής ή το κόστος μιας επένδυσης που θα πραγματοποιηθεί μετά από t έτη και C_0 η παρούσα αξία της χρηματοροής C_0 , τότε ισχύει:

$$C_0 = C_t(1 + i)^{-t}$$

Καθαρή Παρούσα Αξία (Net Present Value-NPV): Αυτό το κριτήριο αποτελεί ένα ευρύτατα εφαρμοζόμενο μέτρο οικονομικής αποδοτικότητας μιας επένδυσης. Εκφράζει την αξία σε χρηματικές μονάδες, που προκύπτει έπειτα από την προεξόφληση στο παρόν όλων των καθαρών χρηματοροών κάθε έτους (διαφορά των μελλοντικών ταμειακών εισροών ή εσόδων και εκροών ή εξόδων) για ολόκληρο το χρονικό ορίζοντα του σχεδίου επένδυσης. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$NPV = -C_0 + \sum_{t=0}^n \left[\frac{C_f(1+f_f)^{t-1} - C_{OM}(1+f)^{t-1}}{(1+i)^t} \right]$$

Όπου: i το επιτόκιο προεξόφλησης ή το ποσοστό έκπτωσης

t η περίοδος προεξόφλησης

n η εκτιμώμενη περίοδος της επένδυσης (σύνολο χρονοσειρών ή ροών)

f η ετήσια αύξηση σε δαπάνες λειτουργίας και συντήρησης

f_f η ετήσια αύξηση στην τιμή του καυσίμου

C_0 το αρχικό κόστος κεφαλαίου της επένδυσης όπου συμπεριλαμβάνει όλες τις αντίστοιχες εργασίες, επιμέρους στοιχεία και επιπλέον κόστη σχετικά με την εγκατάσταση της μονάδας ORC

C_f το ετήσιο κόστος αποφυγής καυσίμου (εξοικονόμηση ενέργειας)

C_{OM} το ετήσιο κόστος συντήρησης και λειτουργίας της μονάδας

Το επιτόκιο προεξόφλησης επιλέγεται με βάση τις τρέχουσες συνθήκες τις τραπεζικής αγοράς, εφόσον αυτή λειτουργεί ομαλά και αντανακλά τις πραγματικές συνθήκες προσφοράς και ζήτησης κεφαλαίων. Συνήθως, στο τραπεζικό επιτόκιο προστίθεται ένα επιπλέον ποσοστό, το περιθώριο κινδύνου, με το οποίο αντισταθμίζεται το ρίσκο του εγχειρήματος. Το περιθώριο κινδύνου κυμαίνεται μεταξύ 1% και 4% ανάλογα με τον βαθμό αβεβαιότητας του σχεδίου της επιχείρησης.

Γενικά, η NPV αποτελεί μια αξιόπιστη μέθοδος αξιολόγησης καθόσον μετατρέπει τις μελλοντικές ροές αξιών του σχεδίου επένδυσης σε παρούσες αξίες, δηλαδή σε αυτές που ισχύουν την στιγμή που παίρνεται η απόφαση. Η τιμή της NPV δεν έχει κάποια συγκεκριμένη σημασία. Σημασία έχει εάν είναι θετική ή αρνητική. Θετική NPV συνεπάγεται αποδοτικότητα μεγαλύτερη από το επιτόκιο προεξόφλησης και άρα ένα αποδεκτό σχέδιο και επένδυση οικονομικά βιώσιμη. Από την άλλη, αρνητική NPV συνεπάγεται μικρότερη αποδοτικότητα από το επιτόκιο προεξόφλησης και το σχέδιο απορρίπτεται. Μηδενική τιμή της NPV έχει ως επακόλουθο οριακή αποδοτικότητα. Ο δείκτης αυτός είναι χρήσιμος για την κατάταξη διαφόρων εναλλακτικών λύσεων κατά σειρά οικονομικής βιωσιμότητας. Το πλέον αποδοτικό σχέδιο είναι αυτό με την υψηλότερη τιμή της NPV.

Εσωτερικός Συντελεστής Απόδοσης (Internal Rate of Return-IRR): Είναι το υπολογιζόμενο επιτόκιο (εσωτερική αποδοτικότητα) με το οποίο η παρούσα αξία των ταμειακών εισροών είναι ίση με την παρούσα αξία των ταμειακών εκροών. Δηλαδή η άθροιση των καθαρών χρηματοροών όλου του χρονικού ορίζοντα του σχεδίου επένδυσης είναι μηδέν. Το κριτήριο αυτό διατυπώνεται με την ακόλουθη σχέση:

$$NPV = -C_0 + \sum_{t=0}^n \left[\frac{C_f(1+f_f)^{t-1} - C_{OM}(1+f_f)^{t-1}}{(1+IRR)^t} \right] = 0$$

Αποτελεί το μοναδικό επιτόκιο που μηδενίζει την τιμή της NPV και είναι ένας δείκτης εκτίμησης της απόδοσης μιας επένδυσης. Δεδομένου ότι η τιμή του επιτοκίου i με το οποίο

γίνονται οι αναγωγές στην παρούσα αξία είναι ένα μέγεθος μακροοικονομικό και ενδέχεται να μεταβληθεί κατά τη διάρκεια ζωής της επένδυσης, ο IRR εκφράζει το πόσο κινδυνεύει να ανατραπεί η οικονομική βιωσιμότητα της επένδυσης λόγω μεταβολής των επιτοκίων. Συγκρίνοντας την IRR με το επίσημο επιτόκιο της αγοράς i προκύπτει ότι είναι αποδοτικό το σχέδιο εάν $IRR > i$ και μη αποδοτικό εάν $IRR < i$. Σε περίπτωση διαφορετικών σχεδίων επιλέγεται εκείνο που έχει μεγαλύτερο IRR.

Περίοδος Αποπληρωμής (Payback Period): Ορίζονται 2 ειδών περίοδοι αποπληρωμής στην οικονομική ανάλυση των επενδύσεων. Η πρώτη ονομάζεται Απλή Περίοδος Αποπληρωμής (Simple Payback Period-SPB) και η δεύτερη Περίοδος Αποπληρωμής με Έκπτωση (Discounted Payback Period-DPB). Και οι δύο εκφράζουν τον χρόνο που απαιτείται για να ανακτηθεί το αρχικό κεφάλαιο της επένδυσης.

Η DPB αποτελεί την προτιμώμενη μέθοδο υπολογισμού του χρόνου αποπληρωμής μια επένδυσης, καθόσον απαιτεί οι χρηματοροές που πραγματοποιούνται κάθε χρόνο να υπολογίζονται με βάση την NPV τους. Από την άλλη πλευρά, η SPB χρησιμοποιείται πιο συχνά και δεν απαιτεί την παρούσα αξία των χρηματοροών που εισέρχονται ή εξέρχονται κάθε χρόνο για τον υπολογισμό της.

Η SPB έχει γενικά μικρότερη τιμή από την DPB. Εάν η τιμή της περιόδου αποπληρωμής που μελετάται είναι μικρότερη από τον χρονικό ορίζοντα της επένδυσης, τότε αυτή κρίνεται οικονομικά αποδοτική. Για τον υπολογισμό της DPB χρησιμοποιείται η παρακάτω εξίσωση:

$$DPB = y + \frac{|n|}{p}$$

Όπου: y ο χρόνος όπου το άθροισμα των χρηματοροών γίνεται θετικό
 p η αξία με έκπτωση του αθροίσματος των χρηματοροών τον χρόνο που αυτό γίνεται θετικό πρώτη φορά
 n η αξία με έκπτωση του αθροίσματος των χρηματοροών τον χρόνο y

Η SPB υπολογίζεται απλούστερα με βάσει την εξίσωση:

$$SPB = \frac{C_0}{C_f - C_{OM}}$$

Ειδικό Κόστος Επένδυσης (Specific Investment Cost-SIC): Υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$SIC = \frac{C_0}{P_{net}}$$

Σταθμισμένο Κόστος Ενέργειας (Levelized Cost of Energy-LCOE): Υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$LCOE = \frac{C_{total}}{E_{total}} = \frac{C_0 + \sum_{t=0}^n \left[\frac{C_{OM}(1+f)^{t-1}}{(1+i)^t} \right]}{\sum_{t=0}^n E_{ann}}$$

Στην παραπάνω εξίσωση με C_{total} εκφράζονται τα συνολικά έξοδα στην διάρκεια ζωής της επένδυσης και με E_{total} η συνολική παραγόμενη ενέργεια από τον ORC στην διάρκεια ζωής της επένδυσης.

Λόγος Εσόδων προς Έξοδα (Benefit to Cost Ratio-BCR): Ο λόγος εσόδων προς τα έξοδα εκφράζει το πηλίκο του αθροίσματος B_{total} των εσόδων σε όλο το χρονικό ορίζοντα της επένδυσης (ανοιγμένα σε παρούσα αξία), προς το άθροισμα των εξόδων C_{total} (ανοιγμένα σε παρούσα αξία). Ισχύει η σχέση:

$$BCR = \frac{B_{total}}{C_{total}} = \frac{\sum_{t=0}^n \frac{B_t}{(1+i)^t}}{\sum_{t=0}^n \frac{C_t}{(1+i)^t}}$$

Για να είναι μια επένδυση οικονομικά βιώσιμη πρέπει ο λόγος BCR να είναι μεγαλύτερος της μονάδας. Μια επένδυση με την υψηλότερη τιμή του BCR δεν αντιστοιχεί σε μεγαλύτερο όφελος, δεδομένου ότι ο BCR δεν αποδίδει την τάξη των μεγεθών (καθόσον αποτελεί λόγο μεγεθών) και έτσι η χρήση του θα πρέπει να συνοδεύεται με την τιμή του αριθμητή.

Πληθωρισμός: Ο προσδιορισμός της αξίας μιας χρηματοροής δεν εξαρτάται μόνο από την χρονική αξία του χρήματος. Το φαινόμενο του πληθωρισμού αποτελεί μια άλλη ανεξάρτητη παράμετρο διαχρονικής μείωσης της αξίας του χρήματος. Σε συνθήκες πληθωρισμού με την πάροδο του χρόνου, με το ίδιο χρηματικό ποσό αγοράζονται όλο και λιγότερα αγαθά και υπηρεσίες. Αποτελεί το φαινόμενο αύξησης (θετικός πληθωρισμός) ή μείωσης (αρνητικός πληθωρισμός) των τιμών των αγαθών και των υπηρεσιών με το πέρασμα του χρόνου, κατά τρόπο μη ομοιόμορφο για κάθε ένα από αυτά. Έτσι με τη χρήση ενός δείκτη που εκφράζει την ετήσια ποσοστιαία μεταβολή τους ποσοτικοποιείται το φαινόμενο του πληθωρισμού. Σε περιπτώσεις που παρουσιάζονται ιδιαίτερα έντονα πληθωριστικά φαινόμενα, η αξιολόγηση της οικονομικότητας ενός σχεδίου επένδυσης μεταβάλλεται ανάλογα με την επίδραση του πληθωρισμού στις αξίες των χρηματοροών. Πρόκειται για μακροοικονομικό μέγεθος που εξαρτάται τόσο από την κατάσταση της εθνικής οικονομίας όσο και από τις διεθνείς εξελίξεις.

Δύο μέθοδοι εφαρμόζονται στην αντιμετώπιση του πληθωρισμού κατά τη διαδικασία αξιολόγησης ενός σχεδίου επένδυσης. Η πρώτη είναι η μέθοδος σταθερών τιμών, η οποία αγνοεί τελείως τον πληθωρισμό, θεωρώντας είτε ότι δεν επηρεάζει αισθητά τις τιμές των χρηματοροών της επένδυσης, είτε ότι επηρεάζει στο ίδιο ποσοστό το κόστος και το όφελος της (τις αρνητικές και τις θετικές χρηματοροές). Η δεύτερη είναι η μέθοδος των πληθωρι-

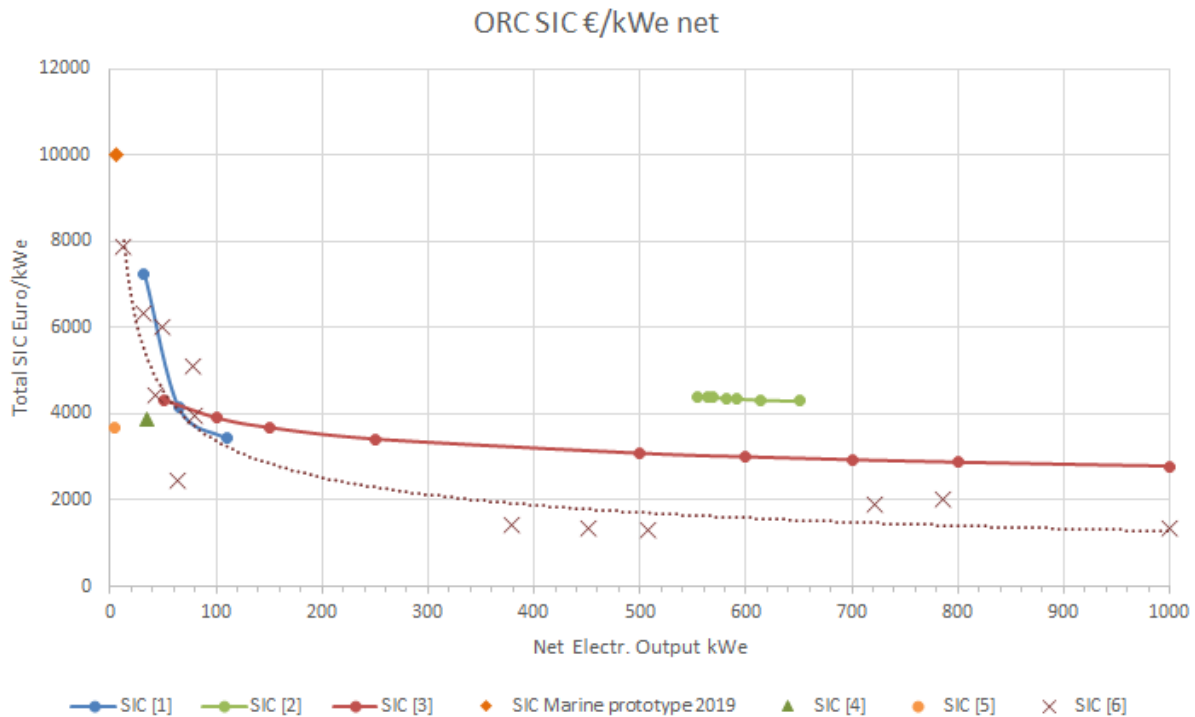
στικά μεταβαλλόμενων χρηματοροών, όπου εφαρμόζονται διαφορετικοί ρυθμοί πληθωρισμού (τρέχουσες τιμές) στα επί μέρους μεγέθη που υπόκεινται πληθωριστικές μεταβολές κατά την περίοδο της κατασκευής και λειτουργίας του σχεδίου επένδυσης.

Κόστος Χρηματοδότησης: Ένα τμήμα του απαιτούμενου κόστους για την πραγματοποίηση ενός σχεδίου επένδυσης συχνά καλύπτεται από δανεικά κεφάλαια. Κάθε δάνειο χαρακτηρίζεται από το ποσό του δανείου, το χρόνο λήψης του, την περίοδο χάριτος (εάν αυτή υφίσταται), το επιτόκιο με το οποίο υπολογίζονται οι τόκοι του δανείου (επιτόκιο δανεισμού), τη συμφωνία ή όχι των τόκων κατά την περίοδο χάριτος και τον τρόπο αποπληρωμής του δανείου. Η αποπληρωμή δύναται να εκτελεστεί με τοκοχρεολυτικές δόσεις που περιλαμβάνουν το χρεολύσιο, δηλαδή την επιστροφή του δανείου και τον τόκο για το υπόλοιπο κεφάλαιο.

3.3.3 Οικονομικές Παραδοχές και Δεδομένα

Στο σημείο αυτό γίνεται μια παρουσίαση όλων των παραδοχών που χρησιμοποιήθηκαν για την οικονομική ανάλυση της επένδυσης καθώς και των διαθέσιμων δεδομένων.

Τα διαθέσιμα δεδομένα σχετικά με το ειδικό κόστος επένδυσης SIC στον τομέα της ναυτιλίας είναι περιορισμένα, καθόσον οι κατασκευάστριες εταιρίες αποφεύγουν να τα παρέχουν δεδομένα. Στο Σχήμα 24 παρουσιάζονται πληροφορίες σχετικά με το SIC από διάφορες πηγές. Στις περισσότερες από αυτές τις περιπτώσεις τα δεδομένα αφορούν βιομηχανικές εφαρμογές.



Σχήμα 24. Ειδικό Κόστος Επένδυσης (SIC) για διάφορες περιπτώσεις WHR ORC [2]

Παρατηρείται ότι η τιμή του SIC μεταβάλλεται απότομα με το μέγεθος της εγκατάστασης για μικρές και μεσαίου μεγέθους εγκαταστάσεις ($< 100kW_{el}$), συνεπώς το SIC εξαρτάται άμεσα από το μέγεθος της εγκατάστασης. Αυτό το φαινόμενο ονομάζεται 'Οικονομία της Κλίμακας'.

Το SIC σε αυτές τις περιπτώσεις έχει υπολογιστεί σε διαφορετικό έτος αναφοράς, συνεπώς απαιτείται μια αναγωγή στο τρέχον έτος. Για την αναγωγή αυτή χρησιμοποιείται η ακόλουθη εξίσωση, όπου για την αναγωγή χρησιμοποιείται ο δείκτης CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index) του τρέχοντος έτους και ο δείκτης CEPCI του έτους αναφοράς.

$$SIC_{2019} = SIC_t \frac{CEPCI_{2019}}{CEPCI_t}$$

Στον Πίνακα 12 παρουσιάζονται οι τιμές του CEPCI για την χρονική περίοδο μεταξύ των ετών 2008 και 2019 (Δεκέμβριος). Οι τιμές είναι σε Δολάρια Η.Π.Α., οπότε για την μετατροπή σε Ευρώ, χρησιμοποιήθηκε ένας συντελεστής 0,8929, ο οποίος ήταν η μέση ισοτιμία συναλλάγματος για το έτος 2019.

Πίνακας 12. Μέση ετήσια τιμή του CEPCI για την χρονική περίοδο 2008-2019 [2]

Έτος	CEPCI (U.S. Dollars)	Έτος	CEPCI (U.S. Dollars)	Έτος
2008	575,4	2014	576,1	2008
2009	521,9	2015	556,8	2009
2010	550,8	2016	541,7	2010
2011	585,7	2017	567,5	2011
2012	584,6	2018	603,1	2012
2013	567,3	2019 (Δεκέμβριος)	591,9	2013

Για την εκτίμηση του SIC θα χρησιμοποιηθεί η ακόλουθη μέθοδος, η οποία χρησιμοποιεί μια εξίσωση η οποία σχετίζει το ειδικό κόστος μιας μονάδας ORC σε €/kW με την καθαρή ηλεκτρική ενέργεια που αποδίδει η εγκατάσταση [2]. Η συσχέτιση αυτή, βασίζεται σε έναν συνδυασμό προσφορών από εταιρίες και βιβλιογραφικών πηγών. Ο SIC που υπολογίζεται αφορά μόνο το κόστος της μονάδας και όχι άλλα επιπλέον κόστη που αφορούν την επένδυση (άμεσα ή έμμεσα), όπως κόστος μεταφοράς, κόστος ανάθεσης κτλ. Για τον υπολογισμό του συνολικού κόστους της επένδυσης χρησιμοποιείται ένας εμπειρικός συντελεστής

ίσος με 1,47, ο οποίος ονομάζεται συντελεστής εγκατάστασης. Έτσι, το κόστος της μονάδας υπολογίζεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$C_{ORC,module} = 5.000P_{el}^{-0,174}$$

Για την αναγωγή στο έτος 2019 από το έτος αναφοράς (2013) χρησιμοποιούνται οι CEPCI και έτσι η εκτίμηση για το κόστος της μονάδας ORC προκύπτει:

$$C_{ORC,module,2019} = \frac{CEPCI_{2019}}{CEPCI_{2013}} 5.000P_{el}^{-0,174} = 5.216,82P_{el}^{-0,174}$$

Χρησιμοποιώντας τον εμπειρικό συντελεστή εγκατάστασης, προκύπτει τελικά η εκτίμηση για το συνολικό (άμεσο και έμμεσο) SIC της εγκατάστασης WHR ORC από την παρακάτω εξίσωση.

$$C_{WHR ORC,2019} = 1,47 * 5.216,82P_{el}^{-0,174} = 7.668,72P_{el}^{-0,174}$$

Μια εναλλακτική προσέγγιση θα μπορούσε να ήταν η οικονομική ανάλυση του ORC η οποία βασίζεται στην τεχνική κοστολόγησης της μονάδας (Module Costing Technique-MCT). Η τεχνική αυτή χρησιμοποιείται για την προκαταρκτική εκτίμηση του κόστους κυρίως μεγαλύτερων εγκαταστάσεων ($> 500kW_{el}$). Στην συγκεκριμένη περίπτωση, η καθαρή ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται δεν ξεπερνάει τα $100kW_{el}$, οπότε η προσέγγιση που χρησιμοποιήθηκε αποδίδει μια ικανοποιητική εκτίμηση του συνολικού SIC της εγκατάστασης.

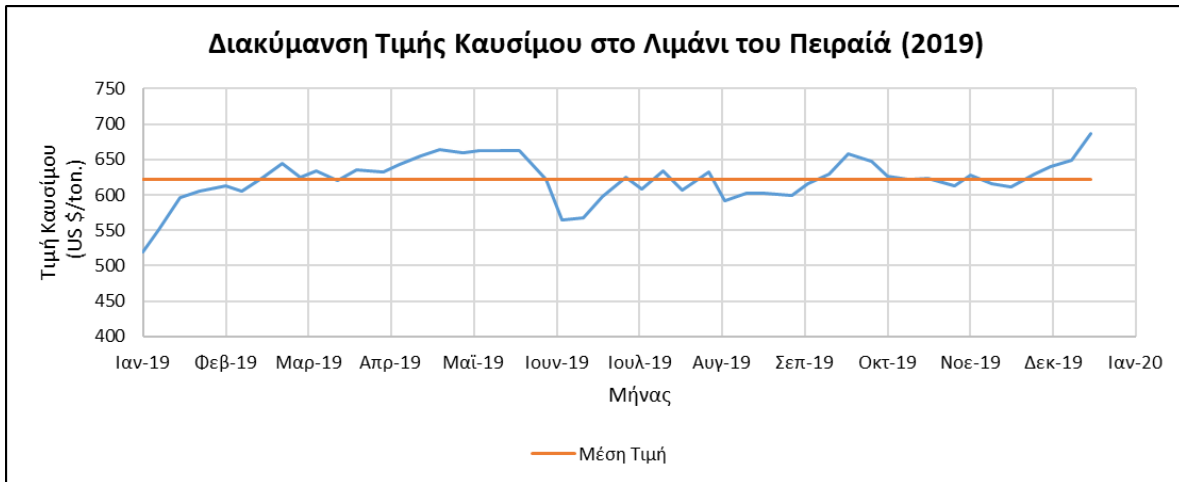
Με βάση τις παραπάνω εξισώσεις, προκύπτουν οι εκτιμήσεις για το ειδικό κόστος της μονάδας ORC 3.233,13 €/kW, για το συνολικό ειδικό κόστος για την εγκατάσταση WHR ORC 4.752,71 €/kW, για το συνολικό αρχικό κόστος της επένδυσης 74.317,20 € και για το αρχικό κόστος συντήρησης και λειτουργίας της μονάδας 1.486,34 € (2% του συνολικού αρχικού κόστους της επένδυσης).

Για την οικονομική αξιολόγηση της επένδυσης, χρησιμοποιήθηκαν κάποιες παραδοχές, οι οποίες παρουσιάζονται παρακάτω στον Πίνακα 13. Επιπλέον, στο Σχήμα 25, παρουσιάζεται η διακύμανση της τιμής του ναυτιλιακού πετρελαίου σε δολάρια U.S. ανά τόνο καυσίμου στο λιμάνι του Πειραιά για το έτος 2019 καθώς και η μέση τιμή του καυσίμου για τη χρονιά αυτή [44].

Πίνακας 13. Παραδοχές για την οικονομική αξιολόγηση της εγκατάστασης

Παράμετρος	Τιμή
Χρόνος Ζωής Εγκατάστασης n	20 Years
Επιτόκιο Προεξόφλησης i	8 %
Ετήσιες Δαπάνες Λειτουργίας και Συντήρησης C_{OM}	1.486,34 € (2% του αρχικού κόστους επένδυσης C_0)

Παράμετρος	Τιμή
Ετήσια Εξοικονόμηση Καυσίμου C_f	8.529,29 €
Ετήσια αύξηση σε δαπάνες λειτουργίας και συντήρησης f	3 %/Year
Ετήσια αύξηση στην τιμή του καυσίμου f_f	4 %/Year
Ιδία Κεφάλαια	100 %
Δάνειο	0 %
Επιδότηση	0 %
Ώρες Λειτουργίας	5.040 hr/year
SIC Μονάδας ORC	3.233,13 €/kW
SIC Εγκατάστασης WHR ORC	4.752,71 €/kW
Συνολικό Αρχικό Κόστος Επένδυσης C_0	74.317,20 €
Μέσο Κόστος Καυσίμου MGO C_f (2019)	622,11 U.S. \$/tn [44]
Κατανάλωση Καυσίμου (33,33% φορτίου χωρίς WHR ORC)	71,25 kg/h
Κατανάλωση Καυσίμου (33,33% φορτίου με WHR ORC)	68.23 kg/h
Μέση Ισοτιμία Συναλλάγματος (2019)	1 U.S. \$ = 0,89 € [45]



Σχήμα 25. Διακύμανση τιμής ναυτιλιακού πετρελαίου στο λιμάνι του Πειραιά για το 2019

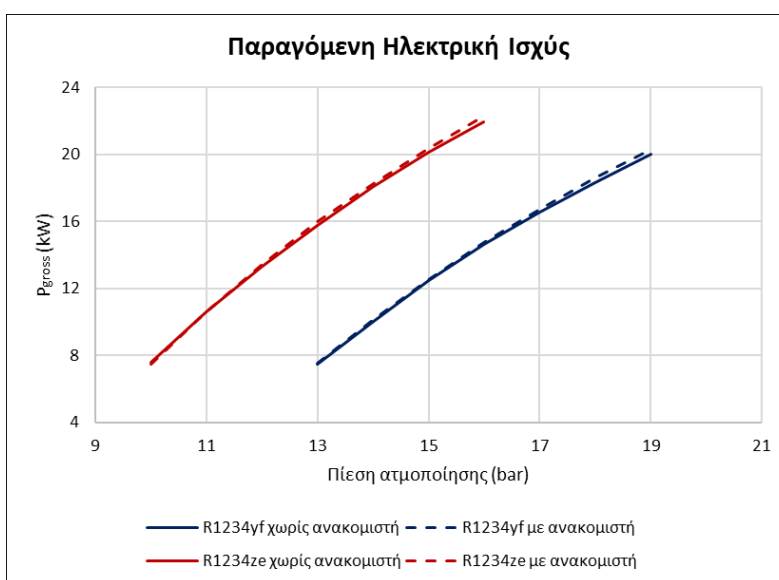
4. Αποτελέσματα Θερμοδυναμικής Ανάλυσης

4.1 Σύγκριση των Διαφορετικών Σεναρίων

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της θερμοδυναμικής ανάλυσης που πραγματοποιήθηκε με το πρόγραμμα AspenPlus™ και παρουσιάζεται στην παράγραφο 3.2.3. Σύμφωνα με τους περιορισμούς και τις παραδοχές που τέθηκαν, για το ψυκτικό μέσο R1234yf το σημείο λειτουργίας είναι τα 18 bar, ενώ για το R1234ze τα 14 bar.

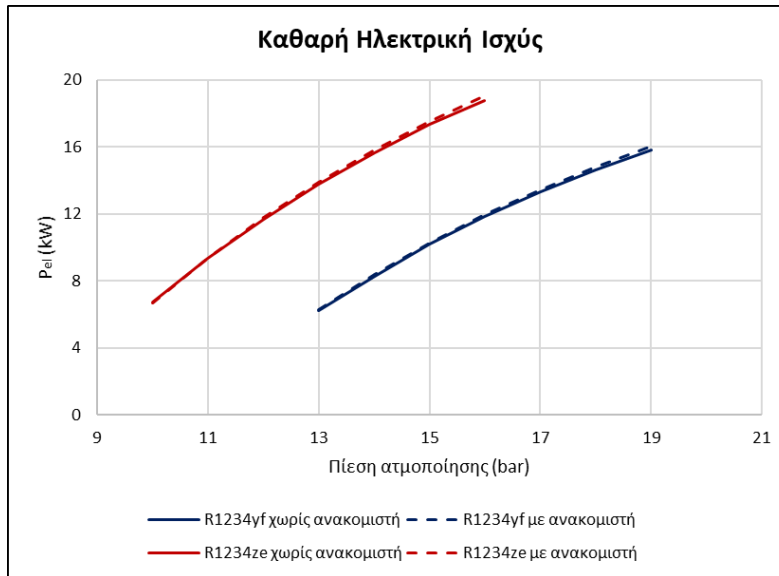
Σε όλα τα σενάρια, η θερμότητα που αποδίδει ο ατμοποιητής στο οργανικό ρευστό παραμένει σταθερή καθόσον το νερό ψύξης των χιτωνίων της MEK εισέρχεται και εξέρχεται από τον ατμοποιητή με σταθερή κατά προσέγγιση θερμοκρασία και σταθερή παροχή.

Στο Σχήμα 26 παρουσιάζεται η μεταβολή της μικτής παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος που παράγεται από το σύστημα για τα 4 διαφορετικά σενάρια. Παρατηρείται σε όλες τις περιπτώσεις ότι καθώς αυξάνεται η πίεση ατμοποίησης του ORC υπάρχει και αύξηση της ηλεκτρικής ισχύος που παράγεται από το σύστημα. Η εγκατάσταση ανακομιστή και για τα 2 οργανικά ρευστά προκαλεί αμελητέα αύξηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος. Το R1234yf παράγει ελάχιστα περισσότερη ηλεκτρική ισχύς στο σημείο λειτουργίας του σε σχέση με το R1234ze. Το εύρος της παραγόμενης ισχύος σε όλες τις περιπτώσεις είναι 7-23 kW. Αυτό το εύρος ισχύος καλύπτεται από σπειροειδείς εκτονωτές (Scroll Expanders) που καλύπτουν ένα εύρος ισχύος 1-10 kW και από μικρούς κοχλιωτούς εκτονωτές (Screw Expanders) που καλύπτουν αντίστοιχα 15-200 kW (Πίνακας 2).



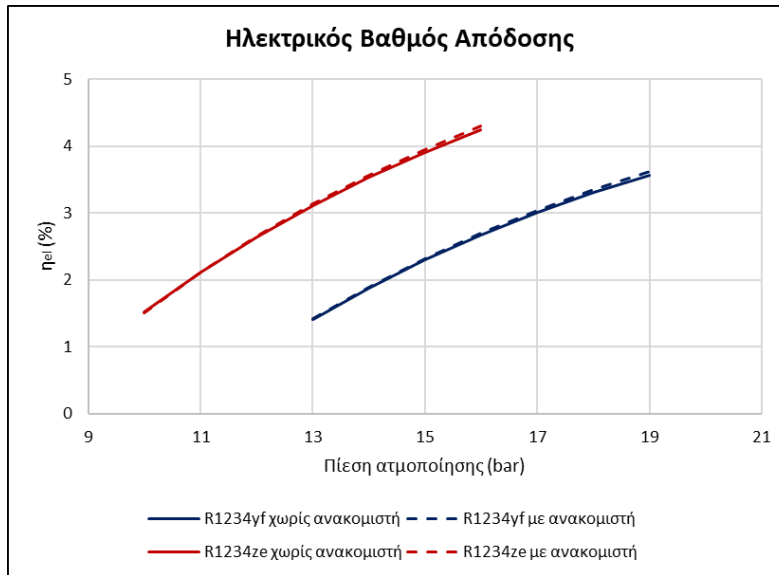
Σχήμα 26. Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς από το σύστημα

Στο Σχήμα 27 παρουσιάζεται η μεταβολή της καθαρής παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος που αποδίδεται από το σύστημα για τα 4 διαφορετικά σενάρια. Παρατηρείται σε όλες τις περιπτώσεις ότι καθώς αυξάνεται η πίεση ατμοποίησης του ORC υπάρχει και αύξηση της ηλεκτρικής ισχύος που παράγεται από το σύστημα. Η εγκατάσταση ανακομιστή και για τα 2 οργανικά ρευστά προκαλεί αμελητέα αύξηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος. Το R1234ze παράγει περισσότερη καθαρή ηλεκτρική ισχύς στο σημείο λειτουργίας του σε σχέση με το R1234yf.



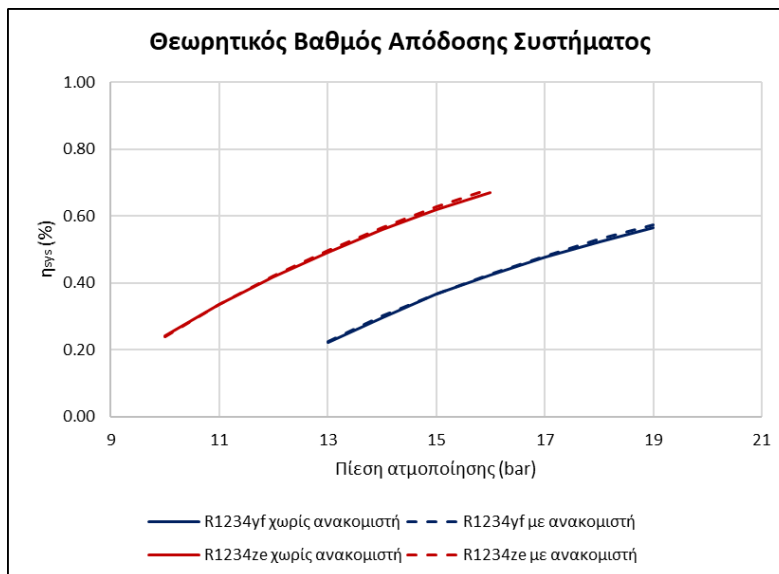
Σχήμα 27. Καθαρή ηλεκτρική ισχύς που αποδίδεται από το σύστημα

Στο Σχήμα 28 παρουσιάζεται η μεταβολή του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης του συστήματος για τα 4 διαφορετικά σενάρια. Παρατηρείται σε όλες τις περιπτώσεις ότι καθώς αυξάνεται η πίεση ατμοποίησης του ORC υπάρχει και αύξηση του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης του συστήματος. Η εγκατάσταση ανακομιστή και για τα 2 οργανικά ρευστά επηρεάζει ελάχιστα τον ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης, καθώς προκαλεί αμελητέα αύξηση του. Το R1234ze παρουσιάζει υψηλότερο ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης στο σημείο λειτουργίας του σε σχέση με το R1234yf.



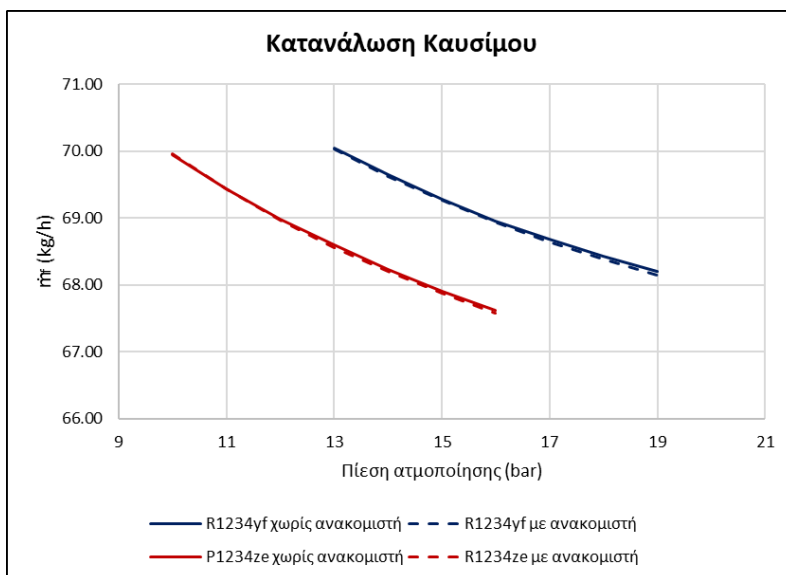
Σχήμα 28. Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης συστήματος

Στο Σχήμα 29 παρουσιάζεται η μεταβολή του θεωρητικού βαθμού απόδοσης του συστήματος για τα 4 διαφορετικά σενάρια. Παρατηρείται σε όλες τις περιπτώσεις ότι καθώς αυξάνεται η πίεση ατμοποίησης του ORC υπάρχει και αύξηση του θεωρητικού βαθμού απόδοσης του συστήματος. Η εγκατάσταση ανακομιστή και για τα 2 οργανικά ρευστά επηρεάζει ελάχιστα τον θεωρητικό βαθμό απόδοσης, καθώς προκαλεί αμελητέα αύξηση του. Το R1234ze παρουσιάζει υψηλότερο θεωρητικό βαθμό απόδοσης στο σημείο λειτουργίας του σε σχέση με το R1234yf.



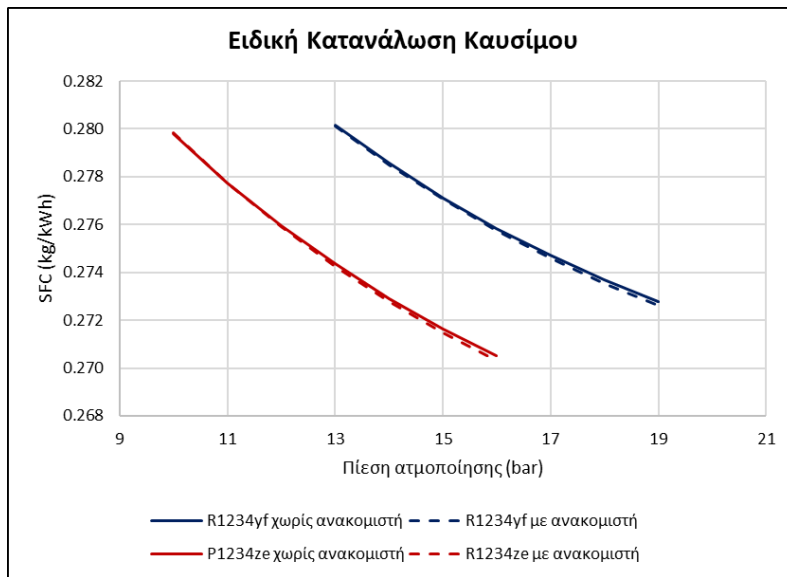
Σχήμα 29. Θεωρητικός βαθμός απόδοσης συστήματος

Στο Σχήμα 30 παρουσιάζεται η μεταβολή της κατανάλωσης του καυσίμου του κινητήρα για τα 4 διαφορετικά σενάρια. Παρατηρείται σε όλες τις περιπτώσεις ότι καθώς αυξάνεται η πίεση ατμοποίησης του ORC υπάρχει και μείωση του καυσίμου που καταναλώνεται από την μηχανή. Η εγκατάσταση ανακομιστή και για τα 2 οργανικά ρευστά προκαλεί αμελητέα μείωση της κατανάλωσης του καυσίμου. Με το R1234ze παρουσιάζεται μικρότερη κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα στο σημείο λειτουργίας του σε σχέση με το R1234yf.



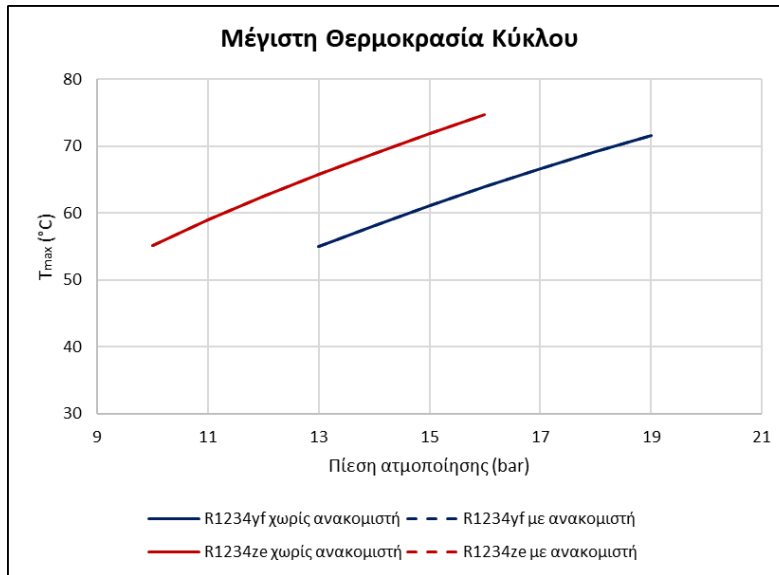
Σχήμα 30. Κατανάλωση καυσίμου κινητήρα

Στο Σχήμα 31 παρουσιάζεται η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης του καυσίμου του κινητήρα για τα 4 διαφορετικά σενάρια. Παρατηρείται σε όλες τις περιπτώσεις ότι καθώς αυξάνεται η πίεση ατμοποίησης του ORC υπάρχει και μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου της μηχανής. Η εγκατάσταση ανακομιστή και για τα 2 οργανικά ρευστά προκαλεί αμελητέα μείωση της ειδικής κατανάλωσης του καυσίμου. Με το R1234ze παρουσιάζεται μικρότερη ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα στο σημείο λειτουργίας του σε σχέση με το R1234yf.



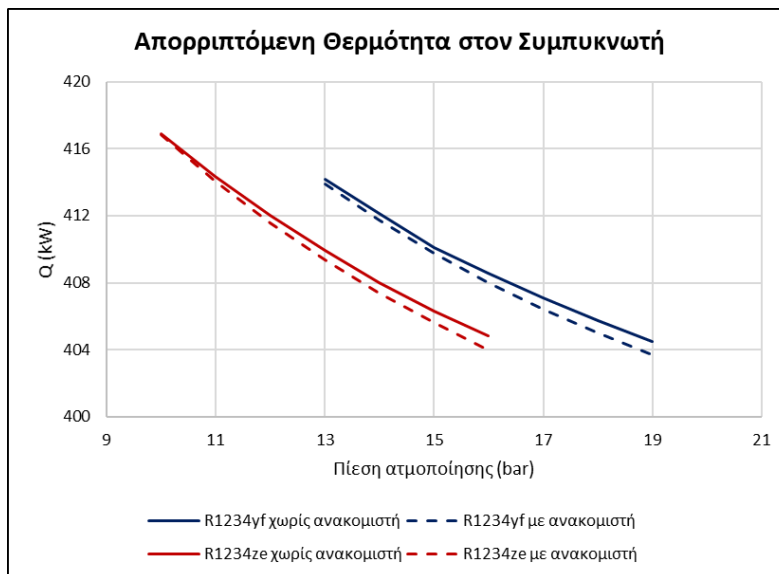
Σχήμα 31. Ειδική κατανάλωση καυσίμου συστήματος

Στο Σχήμα 32 παρουσιάζεται η μεταβολή της μέγιστης θερμοκρασίας του κύκλου που εμφανίζει το εργαζόμενο μέσο τα 4 διαφορετικά σενάρια. Η θερμοκρασία αυτή παρουσιάζεται πριν την είσοδο του ψυκτικού μέσου στον εκτονωτή. Παρατηρείται σε όλες τις περιπτώσεις ότι καθώς αυξάνεται η πίεση ατμοποίησης του ORC υπάρχει και αύξηση της μέγιστης θερμοκρασίας που εμφανίζεται στο σύστημα. Η εγκατάσταση ανακομιστή και για τα 2 οργανικά ρευστά δεν επηρεάζει την μέγιστη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου. Το R1234ze παρουσιάζει ελάχιστα μικρότερη μέγιστη θερμοκρασία στο σημείο λειτουργίας του σε σχέση με το R1234yf.



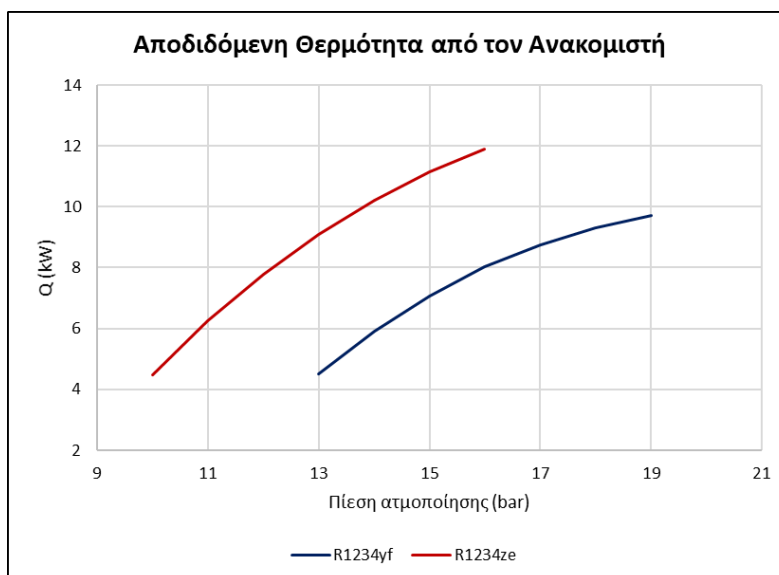
Σχήμα 32. Μέγιστη θερμοκρασία κύκλου

Στο Σχήμα 33 παρουσιάζεται η μεταβολή της απορριπτόμενης από το οργανικό ρευστό θερμότητας στον συμπυκνωτή για τα 4 διαφορετικά σενάρια. Παρατηρείται ότι σε όλα τα σενάρια η θερμότητα που απορρίπτεται μειώνεται καθώς αυξάνεται η πίεση ατμοποίησης του ρευστού. Η εγκατάσταση ανακομιστή και στις 2 περιπτώσεις μειώνει ελάχιστα την απορριπτόμενη θερμότητα, κυρίως σε μεγαλύτερες πιέσεις ατμοποίησης. Το R1234ze απορρίπτει μεγαλύτερο ποσό θερμότητας στον συμπυκνωτή στο σημείο λειτουργίας του σε σχέση με το R1234yf.



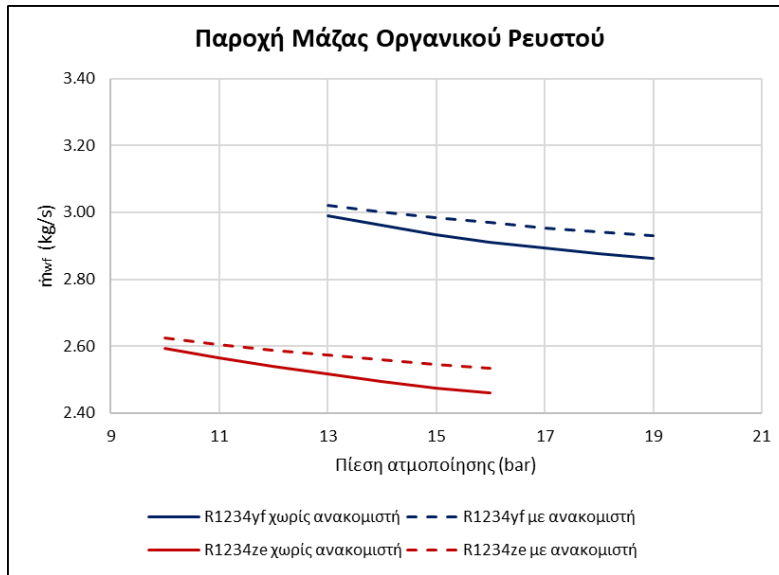
Σχήμα 33. Απορριπτόμενη θερμότητα από το οργανικό ρευστό στον συμπυκνωτή

Στο Σχήμα 34 παρουσιάζεται η μεταβολή της αποδιδόμενης στο οργανικό ρευστό θερμότητας από τον ανακομιστή για τα 2 σενάρια που περιέχουν ανακομιστή. Παρατηρείται ότι σε όλα τα σενάρια η θερμότητα που αποδίδεται αυξάνεται καθώς αυξάνεται η πίεση ατμοποίησης του ρευστού. Ο ανακομιστής αποδίδει μεγαλύτερο ποσό θερμότητας στο R1234ze στο σημείο λειτουργίας του σε σχέση με αυτή που αποδίδει στο R1234yf.



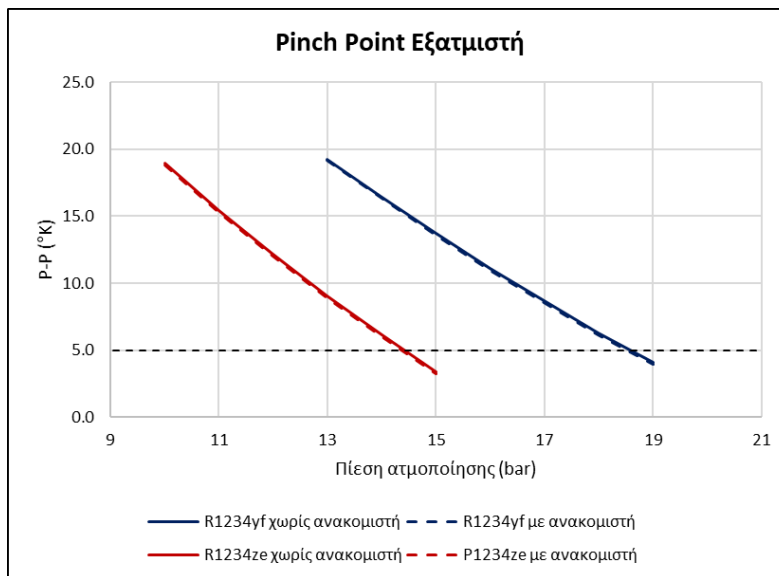
Σχήμα 34. Αποδιδόμενη θερμότητα από τον ανακομιστή

Στο Σχήμα 35 παρουσιάζεται η μεταβολή της απαιτούμενης παροχής μάζας οργανικού ρευστού για την λειτουργία του συστήματος στα 4 διαφορετικά σενάρια. Παρατηρείται ότι σε όλα τα σενάρια η παροχή μάζας που απαιτείται μειώνεται με την αύξηση της πίεσης ατμοποίησης του ρευστού. Η εγκατάσταση ανακομιστή και στις 2 περιπτώσεις αυξάνει ελάχιστα την απαιτούμενη παροχή, κυρίως σε μεγαλύτερες πιέσεις ατμοποίησης. Για την λειτουργία του συστήματος με ψυκτικό μέσο το R1234ze στο σημείο λειτουργίας του, απαιτείται λιγότερη παροχή μάζας σε σχέση με το R1234yf.



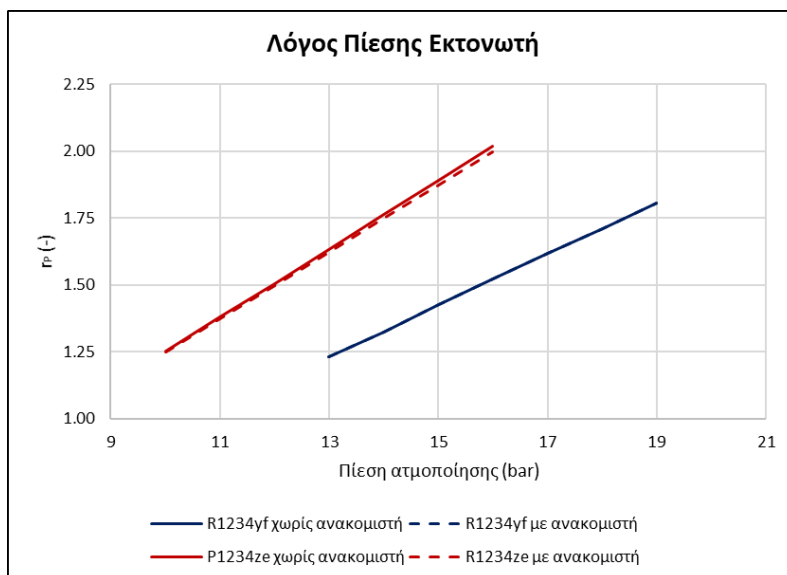
Σχήμα 35. Απαιτούμενη παροχή μάζας οργανικού ρευστού στο σύστημα

Στο Σχήμα 36 παρουσιάζεται η μεταβολή του pinch point του εξατμιστή για την λειτουργία του συστήματος στα 4 διαφορετικά σενάρια. Κατώτερο όριο έχουν τεθεί οι 5°K. Παρατηρείται ότι σε όλα τα σενάρια το pinch point του ατμοποιητή μειώνεται με την αύξηση της πίεση ατμοποίησης του ρευστού. Η εγκατάσταση ανακομιστή και στις 2 περιπτώσεις δεν επηρεάζει το pinch point. Για την λειτουργία του συστήματος με ψυκτικό μέσο το R1234ze στο σημείο λειτουργίας του, το pinch point του εξατμιστή είναι μικρότερο σε σχέση με το R1234yf.



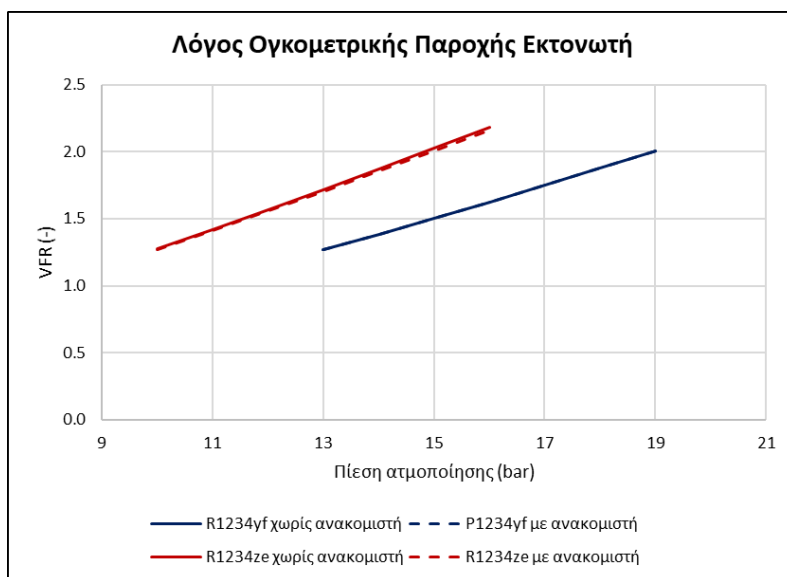
Σχήμα 36. Pinch Point του εξατμιστή του συστήματος

Στο Σχήμα 37 παρουσιάζεται η μεταβολή του λόγου πίεσης του εκτονωτή για την λειτουργία του συστήματος στα 4 διαφορετικά σενάρια. Παρατηρείται ότι σε όλα τα σενάρια ο λ_{Π} του εκτονωτή αυξάνεται με την αύξηση της πίεση ατμοποίησης του ρευστού. Η εγκατάσταση ανακομιστή επηρεάζει ελάχιστα τον λ_{Π} μόνο στην περίπτωση του R1234ze. Για την λειτουργία του συστήματος με ψυκτικό μέσο το R1234ze στο σημείο λειτουργίας του, ο λ_{Π} του εκτονωτή είναι μεγαλύτερος σε σχέση με το R1234yf.



Σχήμα 37. Λόγος πίεσης του εκτονωτή του συστήματος

Στο Σχήμα 38 παρουσιάζεται η μεταβολή του λόγου ογκομετρικής παροχής του εκτονωτή για την λειτουργία του συστήματος στα 4 διαφορετικά σενάρια. Ανώτερο όριο έχει τεθεί η τιμή 10. Παρατηρείται ότι σε όλα τα σενάρια ο VFR του εκτονωτή αυξάνεται με την αύξηση της πίεση ατμοποίησης του ρευστού. Η εγκατάσταση ανακομιστή και στις 2 περιπτώσεις δεν επηρεάζει τον VFR. Για την λειτουργία του συστήματος με ψυκτικό μέσο το R1234ze στο σημείο λειτουργίας του, ο VFR του εκτονωτή είναι ελάχιστα μικρότερος σε σχέση με το R1234yf. Το εύρος τιμών του VFR είναι ιδιαίτερα χαμηλό (1-2,5), κάτι το οποίο καθιστά κατάλληλους για χρήση τους σπειροειδείς και τους κοχλιωτούς εκτονωτές, οι οποίοι είναι κατάλληλοι για τιμές VFR<4 χωρίς να παρουσιάζουν μείωση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης τους.



Σχήμα 38. Λόγος ογκομετρικής παροχής του εκτονωτή του συστήματος

4.2 Βέλτιστο Σενάριο Λειτουργίας

Με βάση τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στην προηγούμενη παράγραφο 4.1, προκύπτει ως βέλτιστο εργαζόμενο μέσο το R1234ze. Χρησιμοποιώντας το R1234ze αντί του R1234yf, δύναται να παραχθεί μεγαλύτερο ποσό ηλεκτρικής ενέργειας, με μεγαλύτερο ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης. Η εγκατάσταση ανακομιστή στο σύστημα αποφέρει αμελητέα αύξηση της απόδοσης του συστήματος, ταυτόχρονα όμως αυξάνει σημαντικά το κόστος και την πολυπλοκότητα της εγκατάστασης, κάτι το οποίο επιφέρει σημαντικές επιπτώσεις στην περίπτωση πλοίου, όπου ο διαθέσιμος χώρος των μηχανοστασίων είναι ιδιαίτερα περιορισμένος. Έτσι, με βάση τα παραπάνω βέλτιστο σενάριο είναι το 3^ο σενάριο, η λειτουργία δηλαδή του συστήματος με ψυκτικό μέσο το R1234ze και χωρίς ανακομιστή. Το σημείο λειτουργίας έχει καθοριστεί σε πίεση ατμοποίησης 14 bar, καθώς σε αυτή την πίεση παρουσιάζεται η βέλτιστη απόδοση του ρευστού και καλύπτονται όλες οι απαιτήσεις που ορίστηκαν στην παράγραφο 3.2.1.

Η διάταξη του 3^{ου} σεναρίου παρουσιάζεται προηγουμένως στο Σχήμα 22. Τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του ORC στις διάφορες θέσεις του συστήματος παρουσιάζονται παρακάτω στον Πίνακα 14.

Πίνακας 14. Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά στο σημείο σχεδίασης

Θέση	Θερμοκρασία [°C]	Πίεση [bar]	Ειδική Ενθαλπία [$\frac{kJ}{kg}$]	Ειδική Εντροπία [$\frac{kJ}{kgK}$]	Πυκνότητα [$\frac{kg}{m^3}$]
1	36,34	7,95	249,75	1,17	1.125,25
2	36,92	14	250,58	1,17	1.127,06
3	68,90	14	428,13	1,70	74,63
4	50,79	7,95	420,51	1,71	39.91

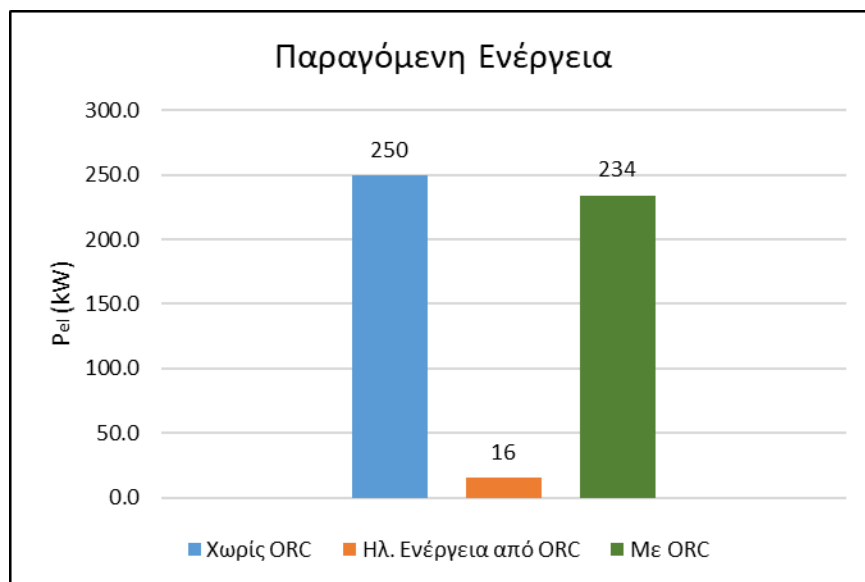
Στον Πίνακα 15 παρουσιάζονται οι παράμετροι θερμοδυναμικής απόδοσης του συστήματος στο σημείο σχεδίασης.

Πίνακας 15. Παράμετροι θερμοδυναμικής απόδοσης στο σημείο σχεδίασης

Παράμετρος	Τιμή
Παραγόμενη Ηλεκτρική Ισχύς	18,07 kW
Ηλεκτρικός Βαθμός Απόδοσης	3,53 %
Θεωρητικός Βαθμός Απόδοσης Συστήματος	0,55 %
Μέγιστος Βαθμός Απόδοσης (Βαθμός Απόδοσης Carnot)	11.32 %
Ηλεκτρική Κατανάλωση Αντλίας	2,43 kW
Καθαρά Παραγόμενη Ηλεκτρική Ισχύς Γεννήτριας	15,64 kW
Κατανάλωση Καυσίμου Κινητήρα	68,23 kg/h (-4,24 %)
Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου Συστήματος	0,2729 kg/kWh (-4,24 %)
Παροχή Μάζας R1234ze	2,49 kg/s

Με την εγκατάσταση του συστήματος ORC επιτυγχάνεται μια μείωση του φορτίου της μηχανής κατά 6,25%, δηλαδή η γεννήτρια από 250 kW απαιτείται να παράγει 234,36 kW, καθόσον ο ORC επιτυγχάνει παραγωγή καθαρής ηλεκτρικής ενέργειας 15,64 kW. Στο (Σχήμα

39) παρουσιάζονται η παραγόμενη ηλ. Ισχύς από την γεννήτρια με και χωρίς το σύστημα ORC.



Σχήμα 39. Παραγόμενη ηλ. ισχύς από τη γεννήτρια με και χωρίς ORC

Στον Πίνακα 16 παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή του συστήματος στο σημείο σχεδίασης.

Πίνακας 16. Χαρακτηριστικά εναλλακτών θερμότητας στο σημείο σχεδίασης

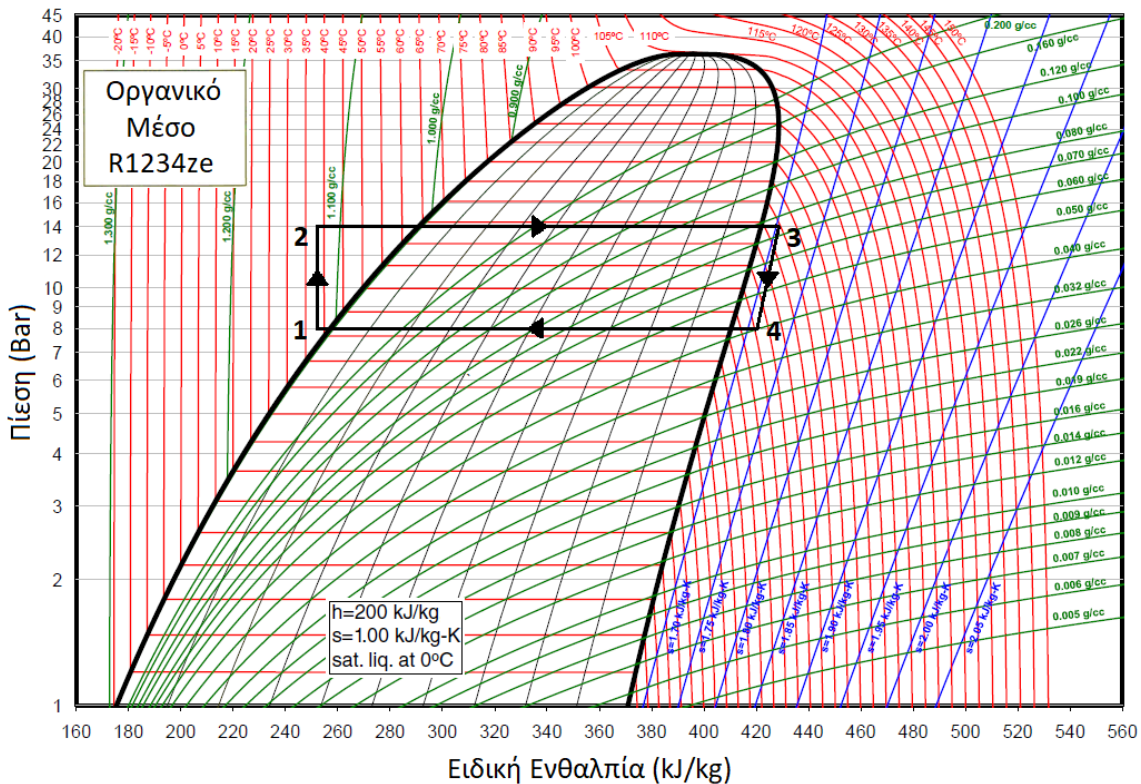
Παράμετρος	Τιμή
Αποδιδόμενη Θερμότητα Ατμοποιητή	442,89 kW
Αποδιδόμενη Θερμότητα Συμπυκνωτή	408,01 kW
Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας UA Ατμοποιητή	44,21 kW / K
Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας UA Συμπυκνωτή	48,38 kW / K
LMTD Ατμοποιητή	10,02 °K
LMTD Συμπυκνωτή	8,43 °K
Pinch Point Ατμοποιητή	6.15 °K
Pinch Point Συμπυκνωτή	5 °K

Στον Πίνακα 17 παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά του εκτονωτή του συστήματος στο σημείο σχεδίασης.

Πίνακας 17. Χαρακτηριστικά εκτονωτή στο σημείο σχεδίασης

Παράμετρος	Τιμή
Λόγος Πίεσης Εκτονωτή	1,76
Λόγος Ογκομετρικής Παροχής Εκτονωτή	1,87

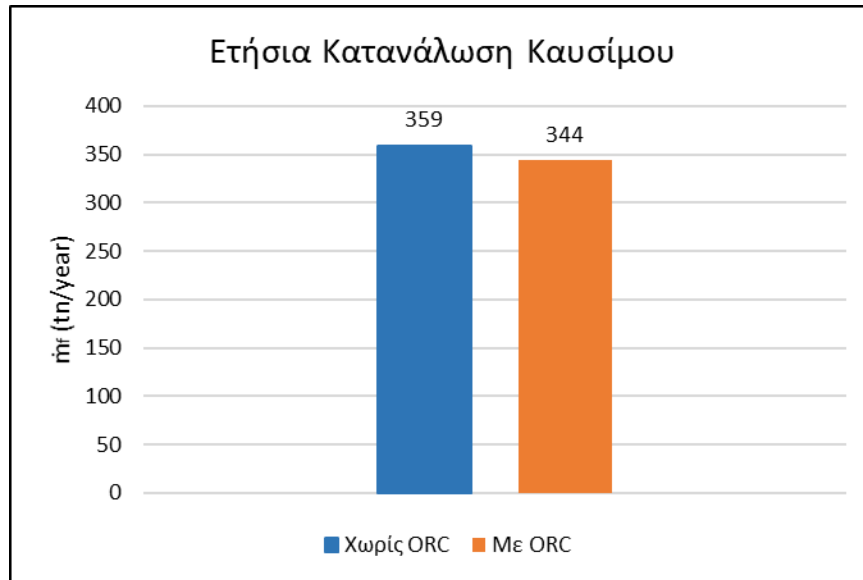
Στο Σχήμα 40 αποτυπώνεται ο θερμοδυναμικός κύκλος του συστήματος με το R1234ze ως ψυκτικό μέσο στο σημείο λειτουργίας του σε διάγραμμα πίεσης-ειδικής ενθαλπίας P-h.



Σχήμα 40. Ο ORC του συστήματος σε διάγραμμα P-h [37]

4.3 Μείωση Εκπομπών Ρύπων-Εξοικονόμηση Καυσίμου

Με την εγκατάσταση του συστήματος ORC στον ναυτικό κινητήρα diesel επιτυγχάνεται ταυτόχρονα μείωση της κατανάλωσης καυσίμου από τον κινητήρα και μείωση των εκπομπών ρύπων προς το περιβάλλον. Στο Σχήμα 41 παρουσιάζεται η ετήσια κατανάλωση καυσίμου από τον κινητήρα πριν και μετά την εγκατάσταση του συστήματος ORC. Επιτυγχάνεται ετήσια εξοικονόμηση 15,23 ton καυσίμου, δηλαδή μείωση σε ποσοστό 4,24 %.



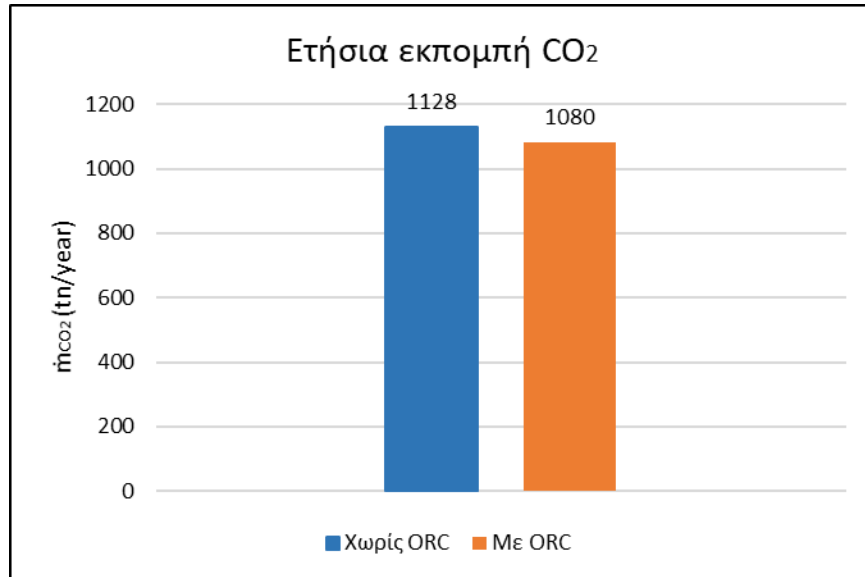
Σχήμα 41. Ετήσια κατανάλωση καυσίμου με και χωρίς ORC

Για τον υπολογισμό των ρυπαντών που εκπέμπονται από τον κινητήρα πριν και μετά την εγκατάσταση του συστήματος ORC, χρησιμοποιήθηκαν διάφοροι συντελεστές εκπομπών ρύπων [46, 47]. Έτσι, με βάσει αυτούς του συντελεστές οι ετήσιες εκπομπές υπολογίζονται για κάθε ρυπαντή σε ένα σύστημα με διαφορετικά καύσιμα και μηχανές ως ακολούθως.

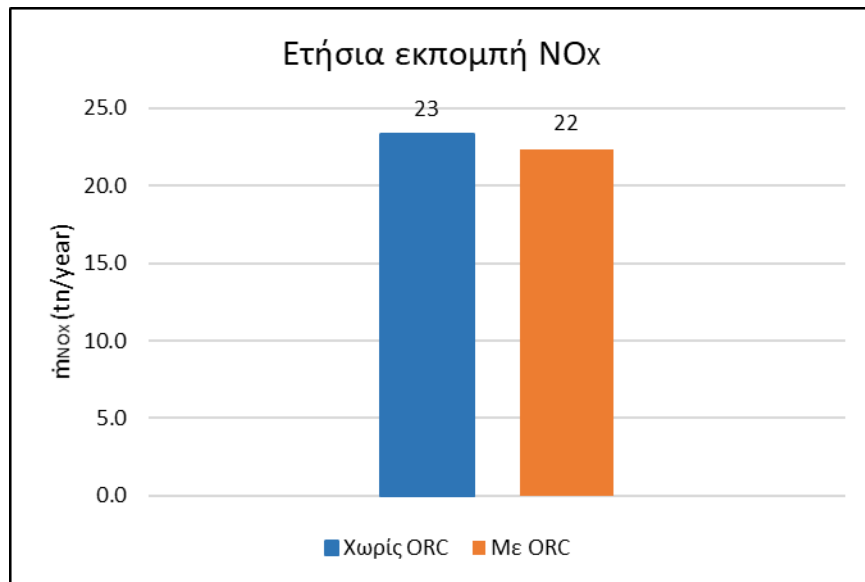
$$E_i = \sum_f \left(\sum_j FC_{f,j} x EM_{i,f,j} \right)$$

- Όπου: i ο ρυπαντής
 f το κάθε χρησιμοποιούμενο καύσιμο
 j ο κάθε κινητήρας που χρησιμοποιείται
 E η ετήσια εκπομπή του ρυπαντή i σε ton
 $FC_{f,j}$ η ετήσια κατανάλωση του καυσίμου f από τον κινητήρα j σε ton
 $EF_{i,f,j}$ ο συντελεστής εκπομπής του ρυπαντή i από κινητήρα j με καύσιμο f

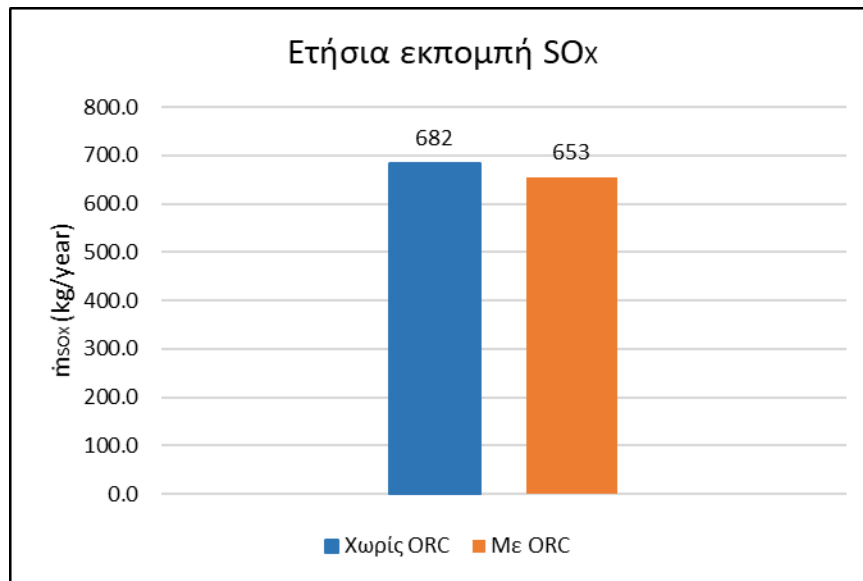
Με βάσει την παραπάνω εξίσωση προκύπτουν τα παρακάτω διαγράμματα που παρουσιάζουν την ετήσια εκπομπή CO_2 (Σχήμα 42), NO_x (Σχήμα 43), SO_x (Σχήμα 44) και $PM_{2.5}$ (Σχήμα 45).



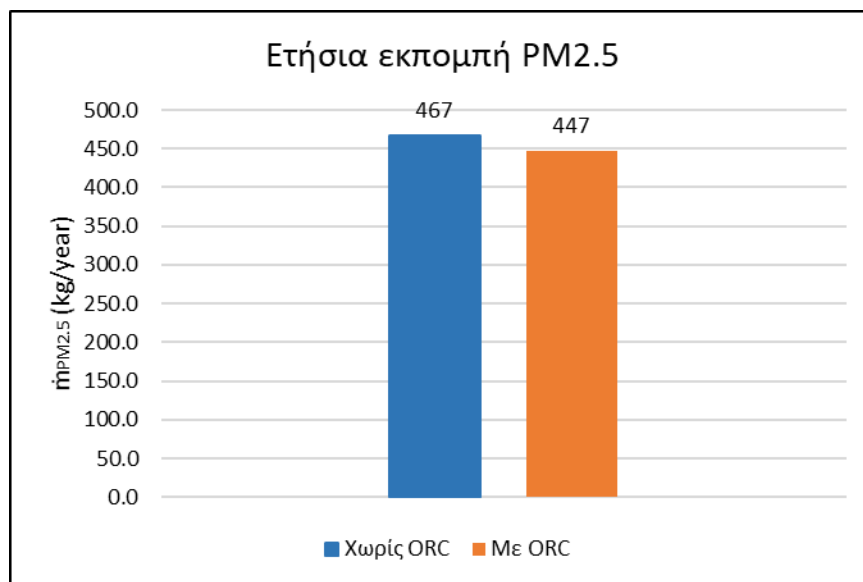
Σχήμα 42. Ετήσια εκπομπή CO_2 με και χωρίς ORC



Σχήμα 43. Ετήσια εκπομπή NO_x με και χωρίς ORC



Σχήμα 44. Ετήσια εκπομπή SO_x με και χωρίς ORC



Σχήμα 45. Ετήσια εκπομπή PM_{2.5} με και χωρίς ORC

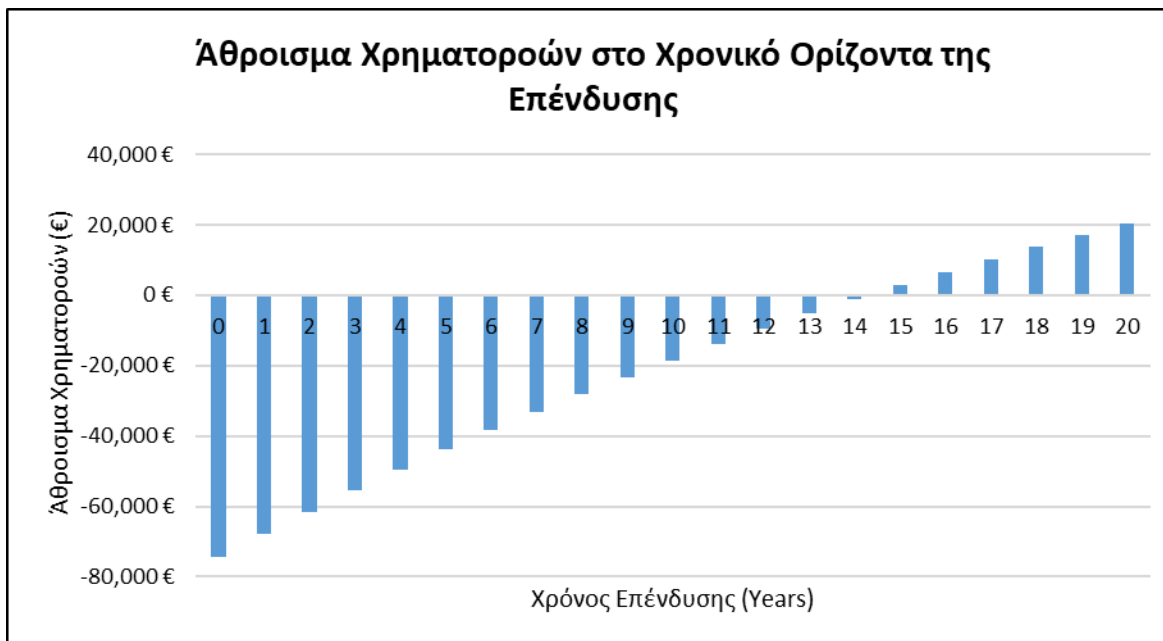
Παρατηρείται ότι η ετήσια εκπομπή όλων των ρυπαντών από τον κινητήρα μειώνεται κατά 4,24 % με την εγκατάσταση του συστήματος ORC. Η ετήσια εκπομπή CO₂ μειώνεται κατά 47,82 ton, η εκπομπή NO_x κατά 990.01 kg, η εκπομπή SO_x κατά 28,94 kg και η εκπομπή PM_{2.5} κατά 19,80 kg.

5. Αποτελέσματα Οικονομικής Ανάλυσης

5.1 Οικονομικά Αποτελέσματα-Συμπεράσματα

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα, όπως αυτά προέκυψαν από την οικονομική ανάλυση της επένδυσης.

Στο *Σχήμα 46* παρουσιάζεται κάθε χρονιά στο χρονικό ορίζοντα της επένδυσης το άθροισμα των καθαρών χρηματοροών εκείνης της χρονιάς ενώ στον *Πίνακα 18* παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της οικονομικής ανάλυσης της επένδυσης. Ο εσωτερικός συντελεστής απόδοσης IRR είναι μεγαλύτερος του επιτοκίου προεξόφλησης i ($IRR=9,80\% > i=8\%$), συνεπώς η επένδυση κρίνεται αποδοτική. Επιπλέον, ο λόγος BCR είναι μεγαλύτερος της μονάδας ($BCR=1,28 > 1$) και η NPV της επένδυσης είναι θετική ($NPV=20.466,45 \text{ €} > 0$), οπότε η επένδυση κρίνεται οικονομικά βιώσιμη.



Σχήμα 46. Άθροισμα χρηματοροών στο χρονικό ορίζοντα της επένδυσης

Πίνακας 18. Αποτελέσματα οικονομικής ανάλυσης επένδυσης

Δείκτης	Τιμή
Εσωτερικός Συντελεστής Απόδοσης IRR	11,00 %
NPV Αρχικού Κόστους Επένδυσης	74.317,20 €
NPV Κόστους Λειτουργίας και Συντήρησης	18.207,77 €
NPV Κόστους Εξοικονόμησης Ενέργειας	112.991,42 €

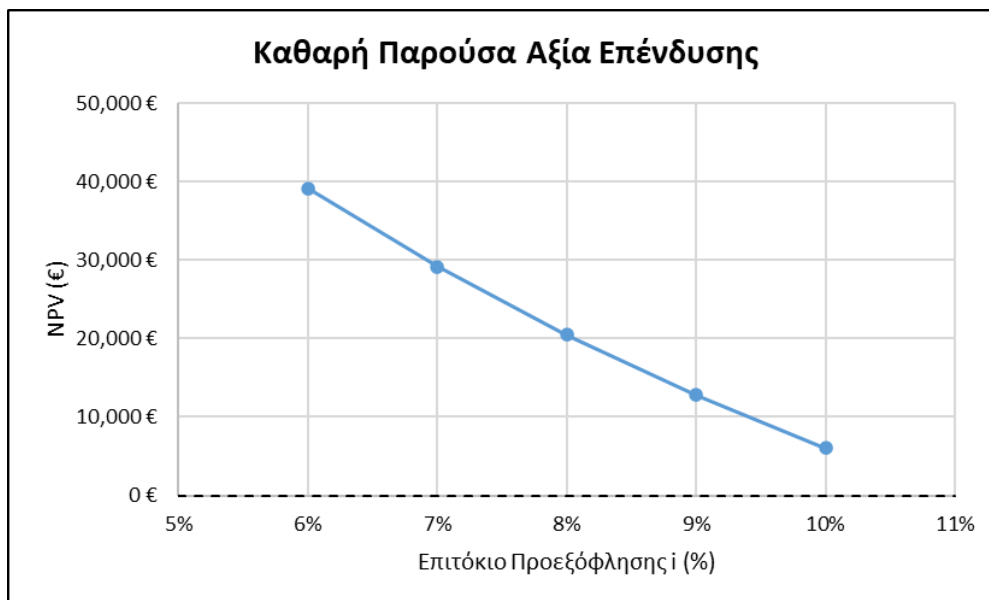
Δείκτης	Τιμή
NPV Καθαρού Οφέλους	94.783,64 €
NPV Επένδυσης	20.466,45 €
SPB	10,55 years
DPB	14,31 years
Σταθμισμένο Κόστος Παραγωγής Ηλεκτρικής Ενέργειας (LCOE)	121,49 €/MWh
Λόγος Κόστους-Καθαρού Οφέλους (BCR)	1,28
Καθαρά Παραγόμενη Ηλ. Ενέργεια	15,64 kW
Ετήσια Καθαρά Παραγόμενη Ηλ. Ενέργεια	78,81 MWh

5.2 Ανάλυση Ευαισθησίας

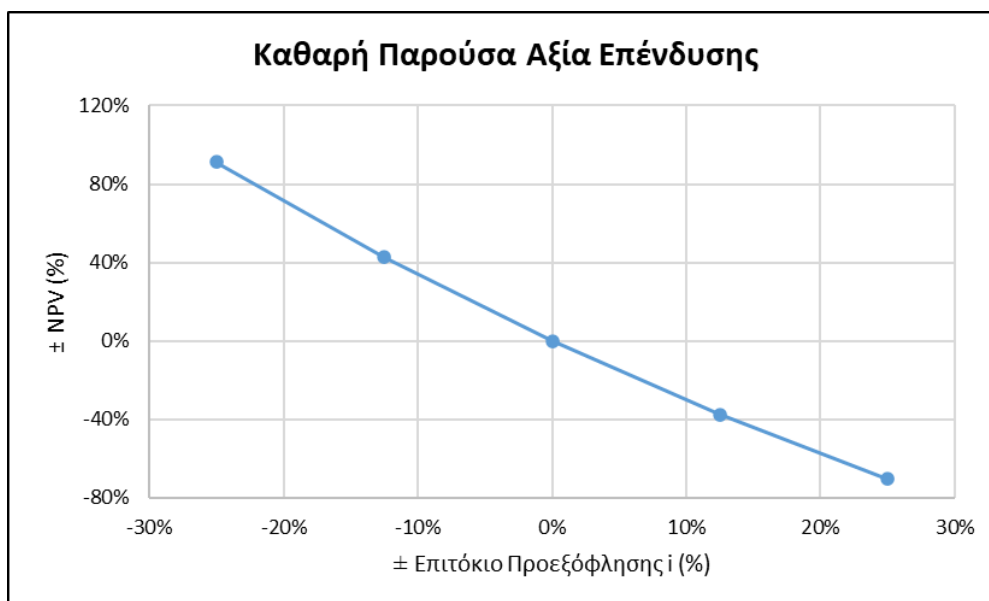
Γίνεται αντιληπτό ότι η οικονομική αποδοτικότητα μιας επένδυσης εξαρτάται από πολλές διαφορετικές παραμέτρους, ο προσδιορισμός των οποίων κρύβει μια αβεβαιότητα. Με σκοπό τον περιορισμό αυτής της αβεβαιότητας της εκτίμησης της οικονομικής αποδοτικότητας της επένδυσης, θα πραγματοποιηθεί ανάλυση ευαισθησίας των αποτελεσμάτων ως προς τις βασικές παραμέτρους. Αντικείμενο αυτής της ανάλυσης είναι να παρουσιαστεί η επίδραση που έχει η λανθασμένη εκτίμηση μιας παραμέτρου στους δείκτες αξιολόγησης.

5.2.1 Ανάλυση Ευαισθησίας Επιτοκίου Προεξόφλησης

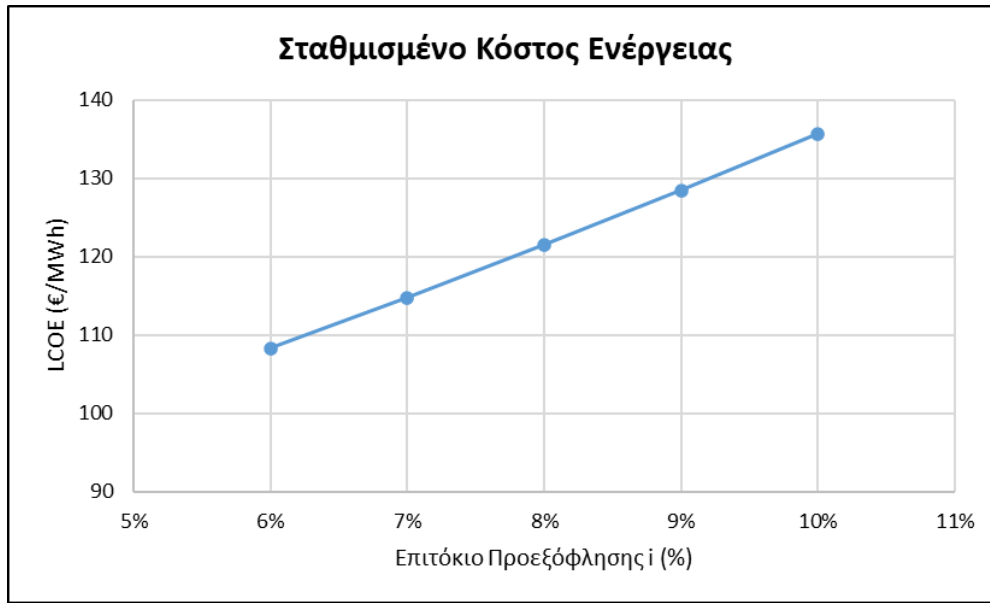
Στην αρχή, στα παρακάτω διαγράμματα, παρουσιάζονται οι μεταβολές των τιμών των δεικτών NPV (Σχήμα 47), LCOE (Σχήμα 49), DPB (Σχήμα 51) και BCR (Σχήμα 53) καθώς μεταβάλλεται η τιμή του επιτοκίου προεξόφλησης i από 6% έως 10%, ενώ στα Σχήμα 48 (NPV), Σχήμα 50 (LCOE), Σχήμα 52 (DPB) και Σχήμα 54 (BCR), παρουσιάζεται η ποσοστιαία μεταβολή των δεικτών αντίστοιχα.



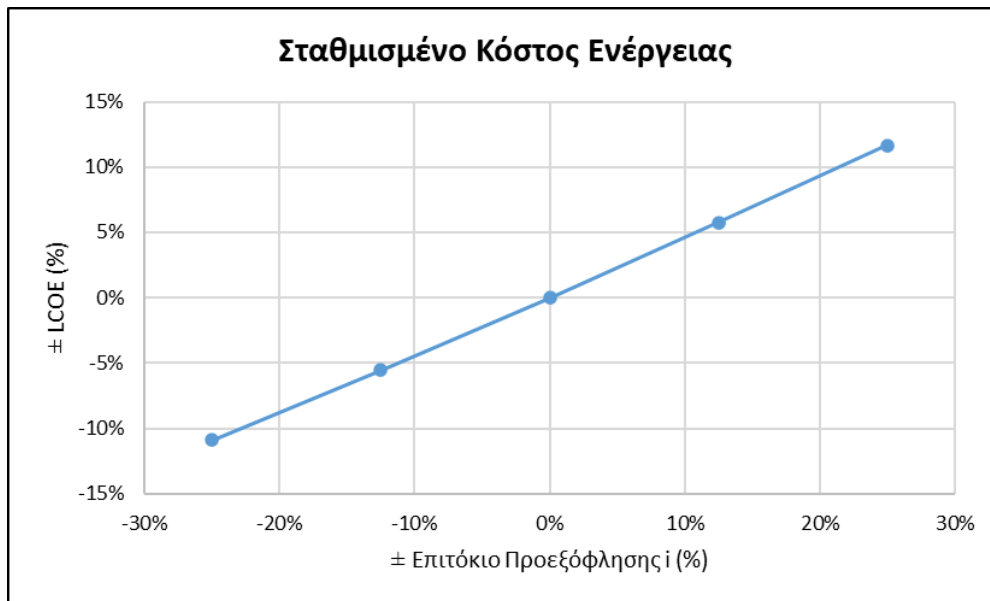
Σχήμα 47. Μεταβολή της NPV με το επιτόκιο προεξόφλησης



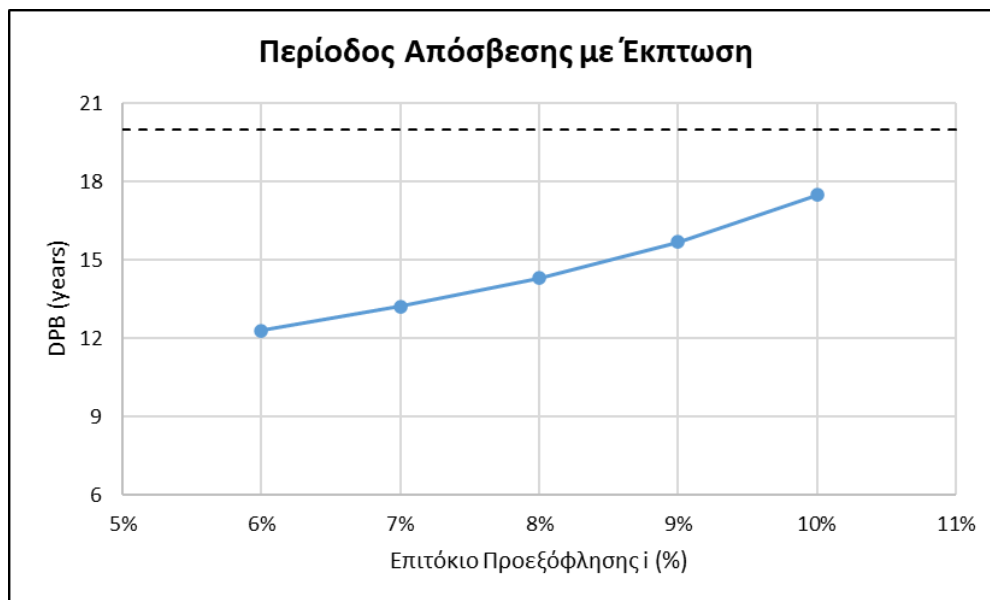
Σχήμα 48. Ποσοστιαία μεταβολή της NPV με το επιτόκιο προεξόφλησης



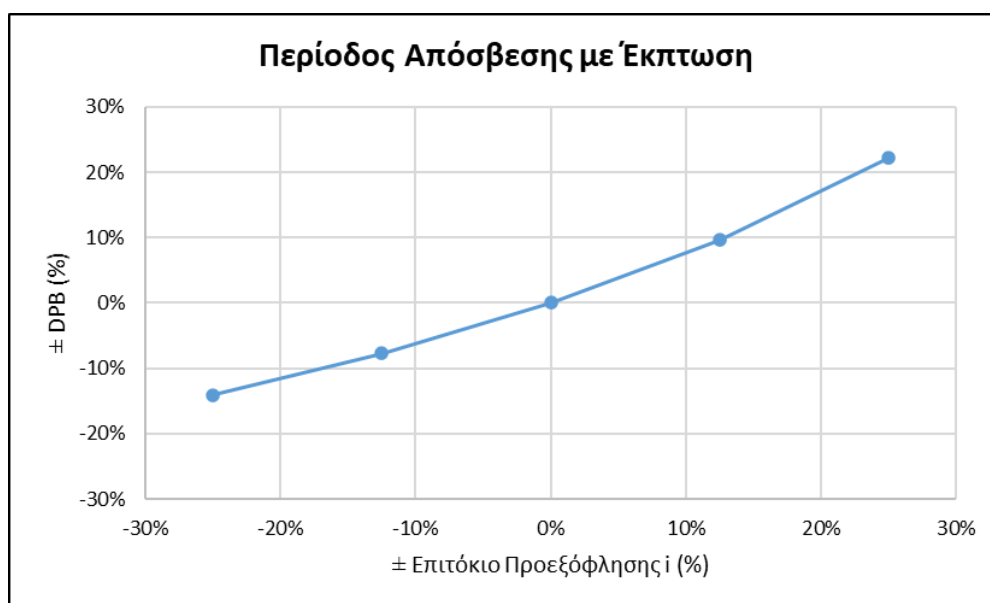
Σχήμα 49. Μεταβολή του LCOE με το επιτόκιο προεξόφλησης



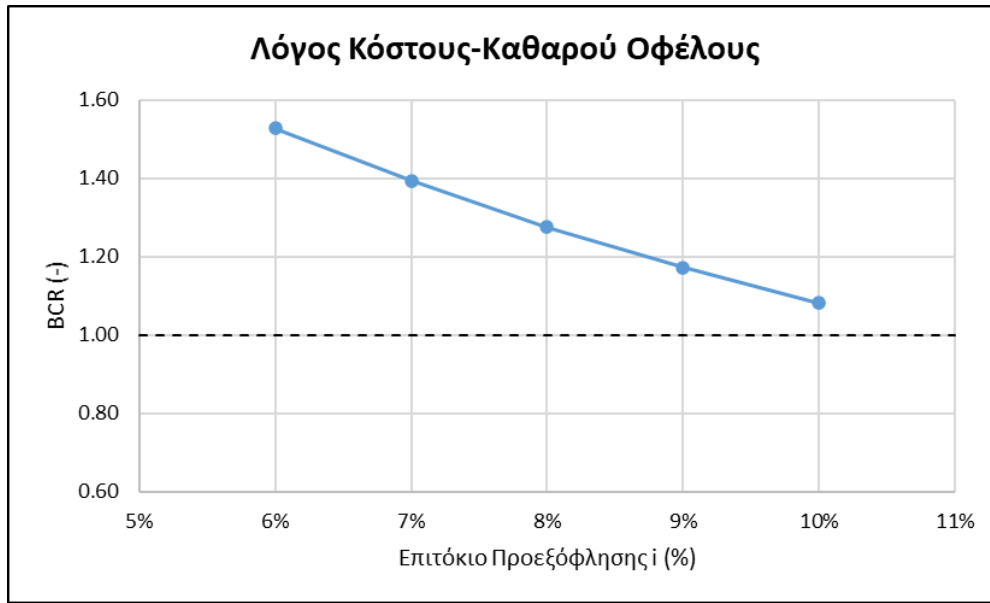
Σχήμα 50. Ποσοστιαία μεταβολή του LCOE με το επιτόκιο προεξόφλησης



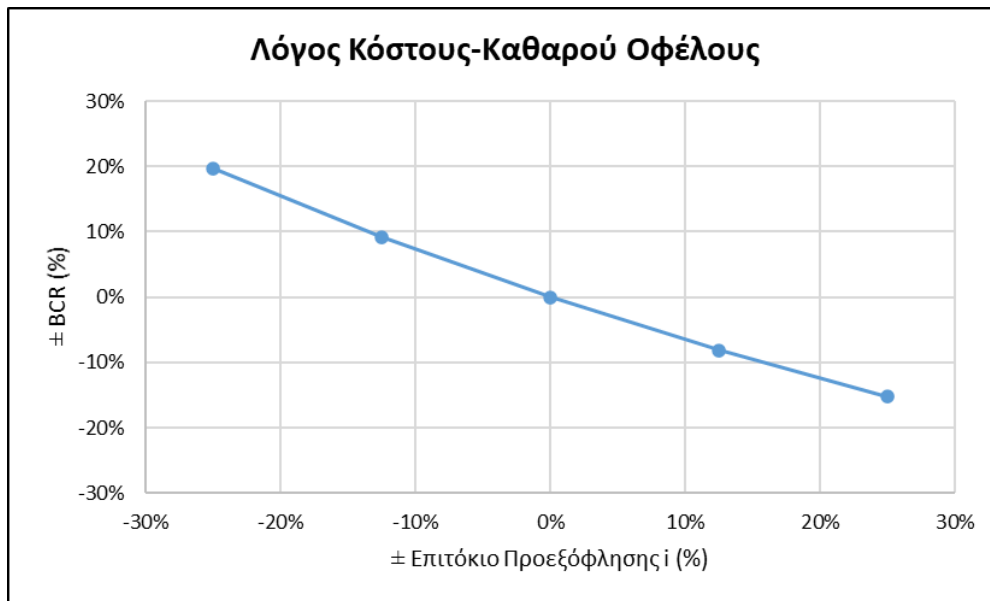
Σχήμα 51. Μεταβολή της DPB με το επιτόκιο προεξόφλησης



Σχήμα 52. Ποσοστιαία μεταβολή της DPB με το επιτόκιο προεξόφλησης



Σχήμα 53. Μεταβολή του BCR με το επιτόκιο προεξόφλησης



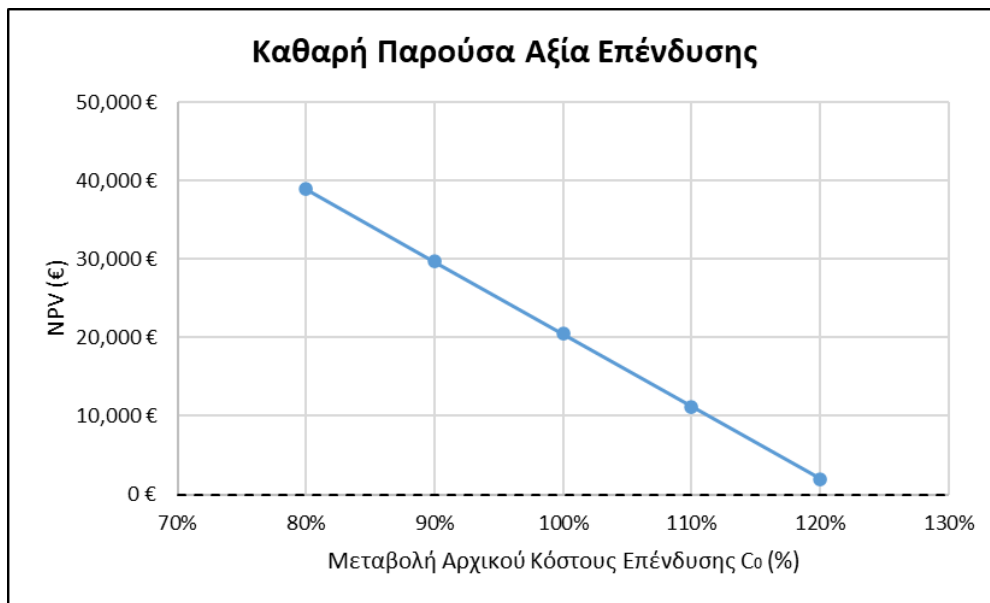
Σχήμα 54. Ποσοστιαία μεταβολή του BCR με το επιτόκιο προεξόφλησης

Όπως γίνεται αντιληπτό από τα παραπάνω διαγράμματα, μια αύξηση στο επιτόκιο προεξόφλησης i , συνεπάγεται και αύξηση στους δείκτες LCOE και DPB, ενώ παράλληλα οι δείκτες NPV και BCR μειώνονται και αντίστροφα. Ο δείκτης IRR παραμένει σταθερός παρά τις μεταβολές του επιτοκίου προεξόφλησης καθώς δεν εξαρτάται από αυτό. Παρατηρείται

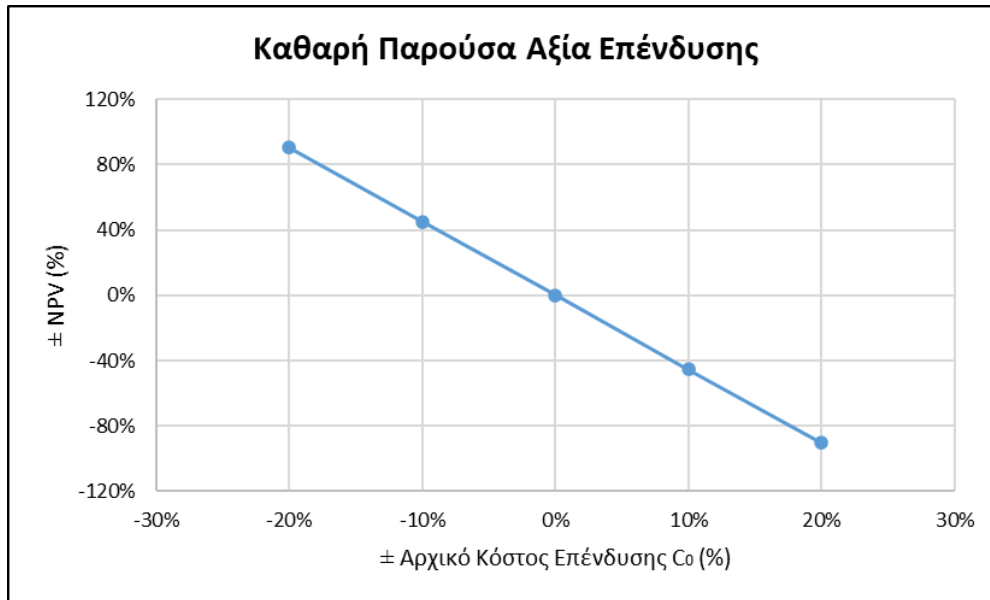
επιπλέον ότι ο δείκτης NPV παραμένει θετικός και ο δείκτης $BCR > 1$ παρά τις μεταβολές του i , οπότε η επένδυση παραμένει οικονομικά βιώσιμη σε όλες τις μεταβολές. Η μεταβολή του i έχει μεγαλύτερη επίδραση στην NPV, όπου για μικρές μεταβολές του i μεταβάλλεται σε μεγάλο βαθμό. Ο δείκτης IRR παραμένει πάντα μεγαλύτερος του i , οπότε η επένδυση παραμένει αποδοτική.

5.2.2 Ανάλυση Ευαισθησίας Αρχικού Κόστους Επένδυσης

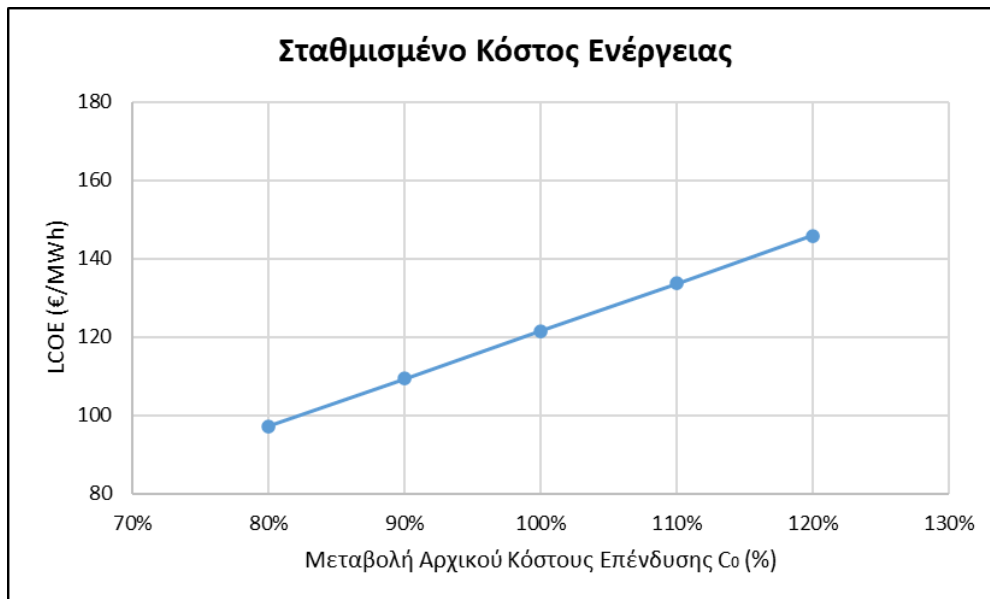
Στην συνέχεια, στα παρακάτω διαγράμματα, παρουσιάζονται οι μεταβολές των δεικτών NPV (Σχήμα 55), LCOE (Σχήμα 57), DPB (Σχήμα 59), BCR (Σχήμα 61) και IRR (Σχήμα 63), καθώς μεταβάλλεται το αρχικό κόστος της επένδυσης, ενώ στα Σχήμα 56 (NPV), Σχήμα 58 (LCOE), Σχήμα 60 (DPB), Σχήμα 62 (BCR) και Σχήμα 64 (IRR), παρουσιάζεται η ποσοστιαία μεταβολή των δεικτών αντίστοιχα.



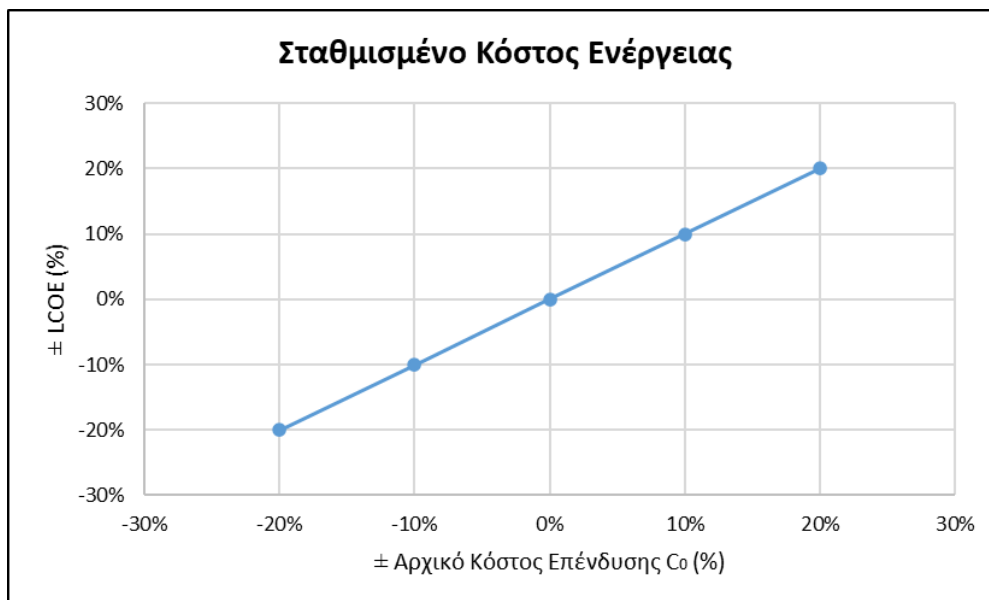
Σχήμα 55. Μεταβολή της NPV με το αρχικό κόστος της επένδυσης



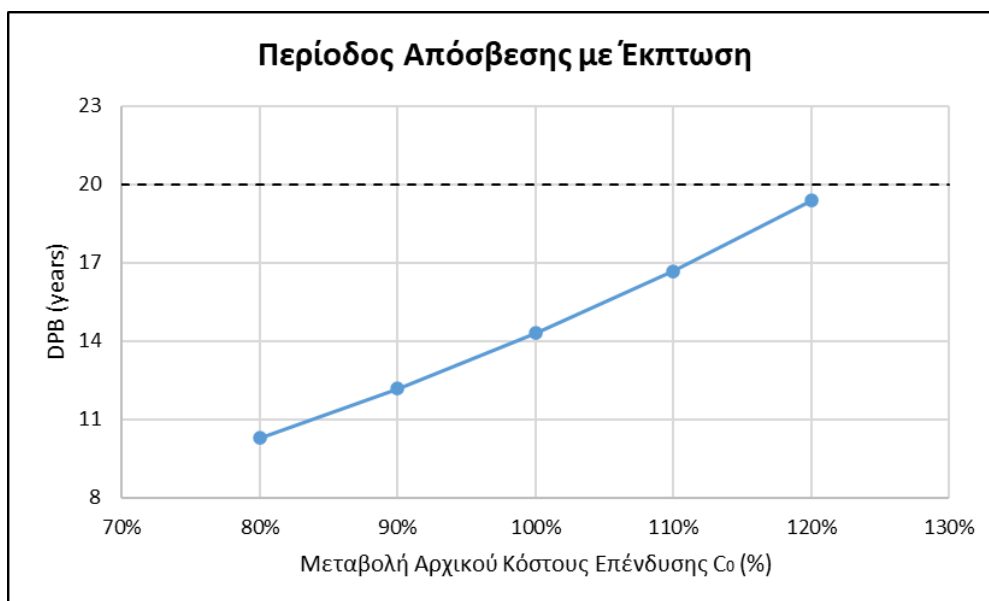
Σχήμα 56. Ποσοστιαία μεταβολή της NPV με το αρχικό κόστος της επένδυσης



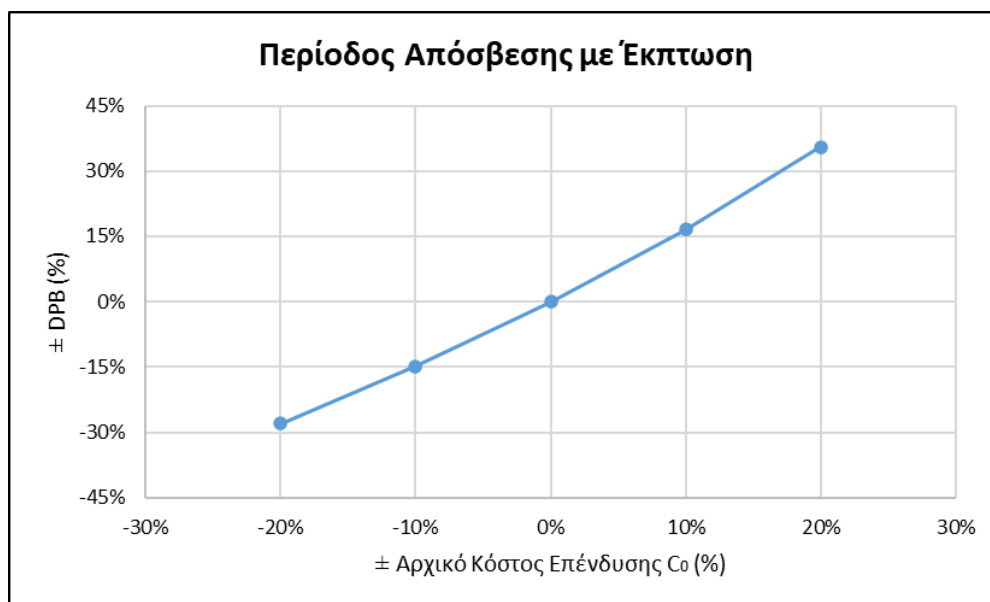
Σχήμα 57. Μεταβολή του LCOE με το αρχικό κόστος της επένδυσης



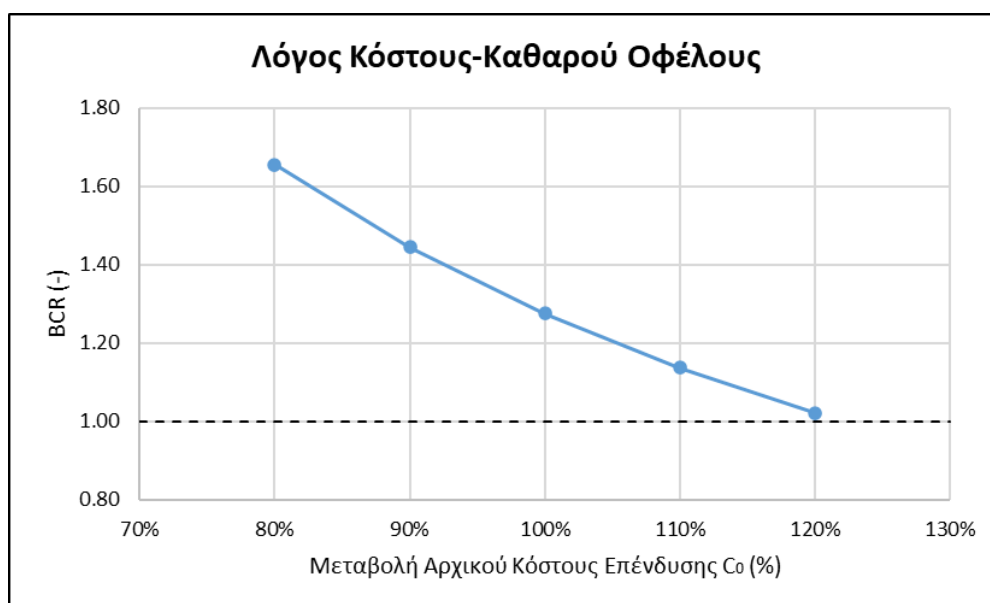
Σχήμα 58. Ποσοστιαία μεταβολή του LCOE με το αρχικό κόστος της επένδυσης



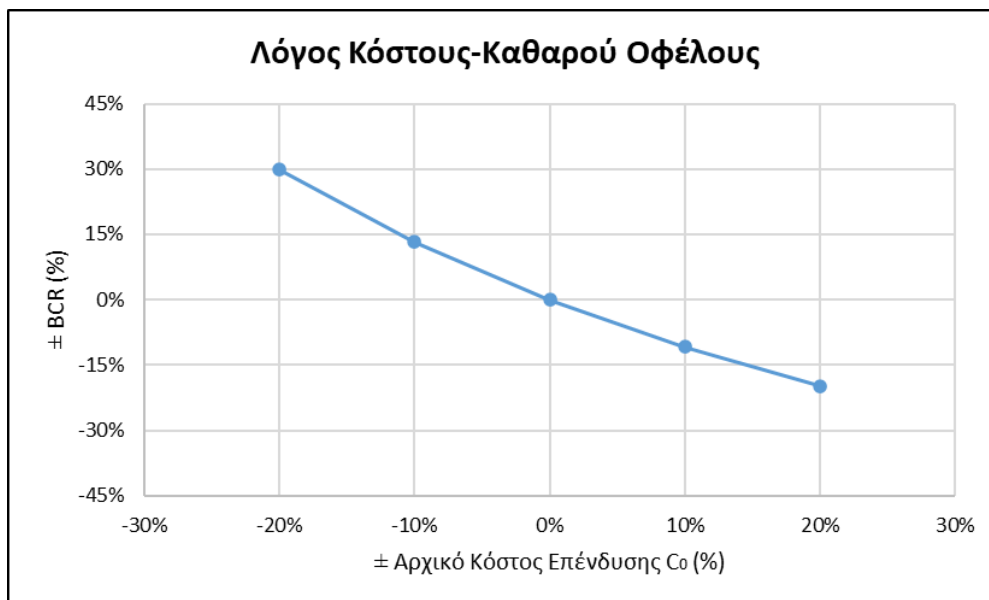
Σχήμα 59. Μεταβολή της DPB με το αρχικό κόστος της επένδυσης



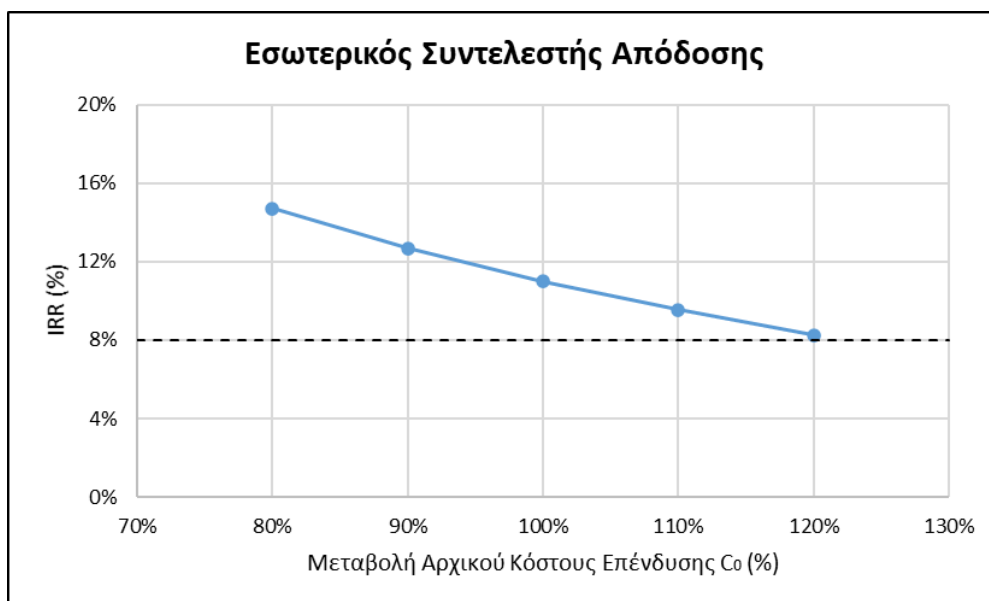
Σχήμα 60. Ποσοστιαία μεταβολή της DPB με το αρχικό κόστος της επένδυσης



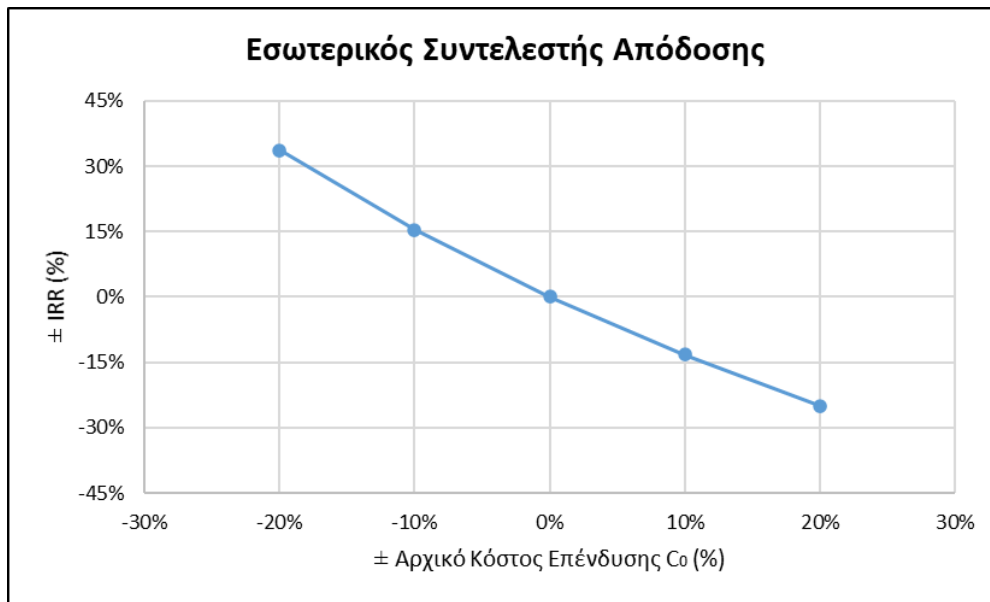
Σχήμα 61. Μεταβολή του BCR με το αρχικό κόστος της επένδυσης



Σχήμα 62. Ποσοστιαία μεταβολή του BCR με το αρχικό κόστος της επένδυσης



Σχήμα 63. Μεταβολή του IRR με το αρχικό κόστος της επένδυσης

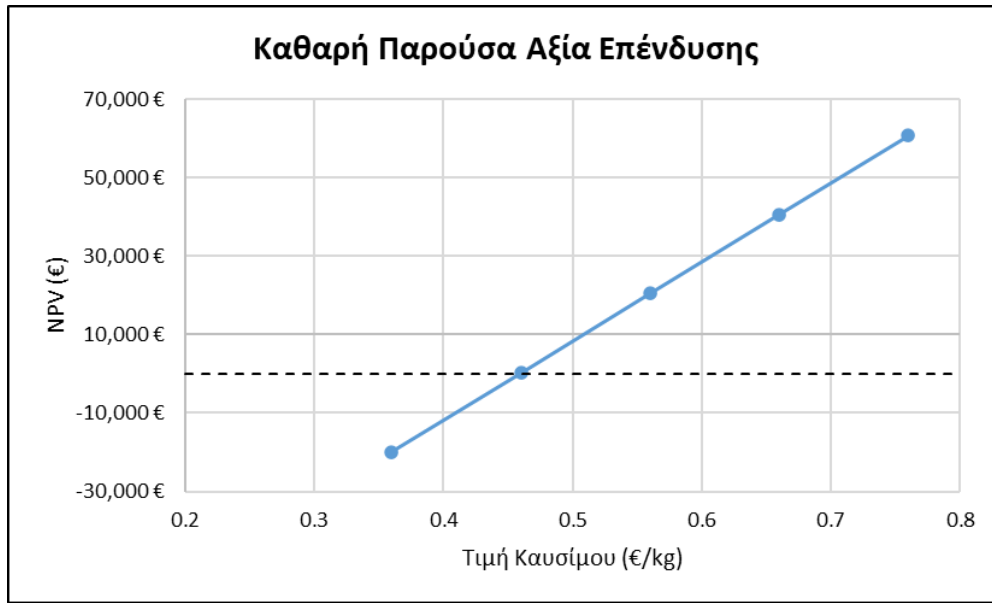


Σχήμα 64. Ποσοστιαία μεταβολή του IRR με το αρχικό κόστος της επένδυσης

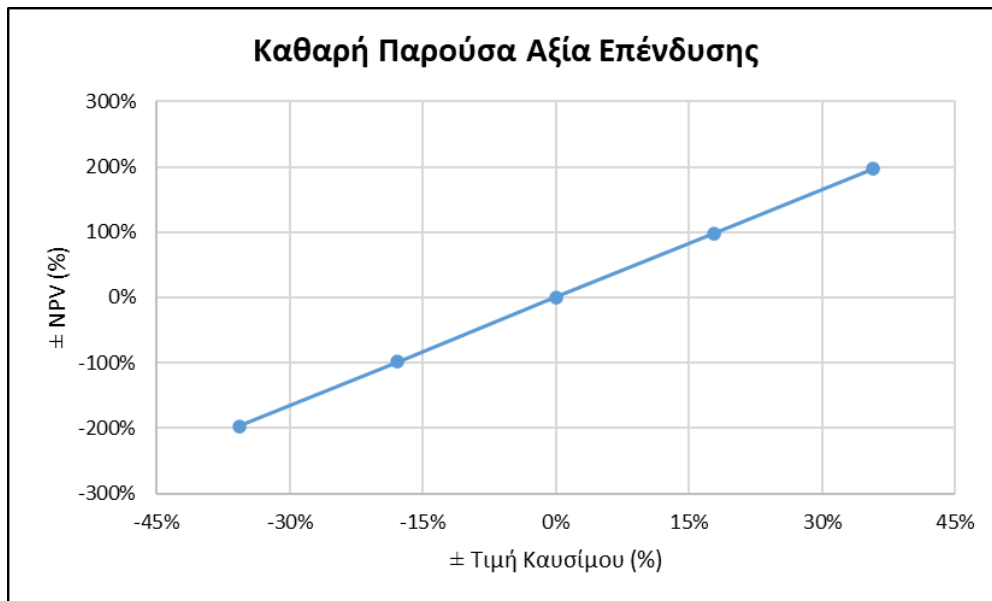
Όπως φαίνεται και από τα παραπάνω διαγράμματα, αύξηση στο αρχικό κόστος της επένδυσης, συνεπάγεται και αύξηση των δεικτών LCOE και DPB ενώ οι δείκτες NPV, BCR και IRR μειώνονται και αντίστροφα. Παρατηρείται επιπλέον ότι ο δείκτης NPV παραμένει θετικός και ο δείκτης $BCR > 1$ παρά τις μεταβολές του C_0 , οπότε η επένδυση παραμένει οικονομικά βιώσιμη σε όλες τις μεταβολές. Η μεταβολή του C_0 έχει μεγαλύτερη επίδραση στην NPV, όπου για μικρές μεταβολές του C_0 μεταβάλλεται σε μεγάλο βαθμό. Ο δείκτης IRR παραμένει πάντα μεγαλύτερος του i , οπότε η επένδυση παραμένει αποδοτική.

5.2.3 Ανάλυση Ευαισθησίας Κόστους Καυσίμου

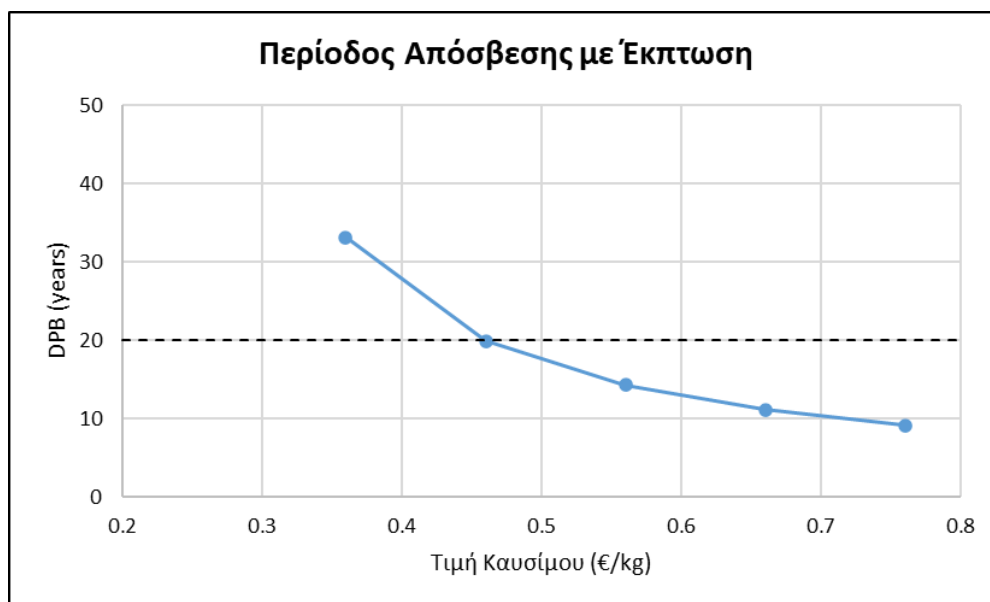
Στην συνέχεια, στα παρακάτω διαγράμματα, παρουσιάζονται οι μεταβολές των δεικτών NPV (Σχήμα 65), DPB (Σχήμα 67), BCR (Σχήμα 69) και IRR (Σχήμα 71), καθώς μεταβάλλεται η τιμή του καυσίμου, ενώ στα Σχήμα 66 (NPV), Σχήμα 68 (DPB), Σχήμα 70 (BCR) και Σχήμα 72 (IRR), παρουσιάζεται η ποσοστιαία μεταβολή των δεικτών αντίστοιχα.



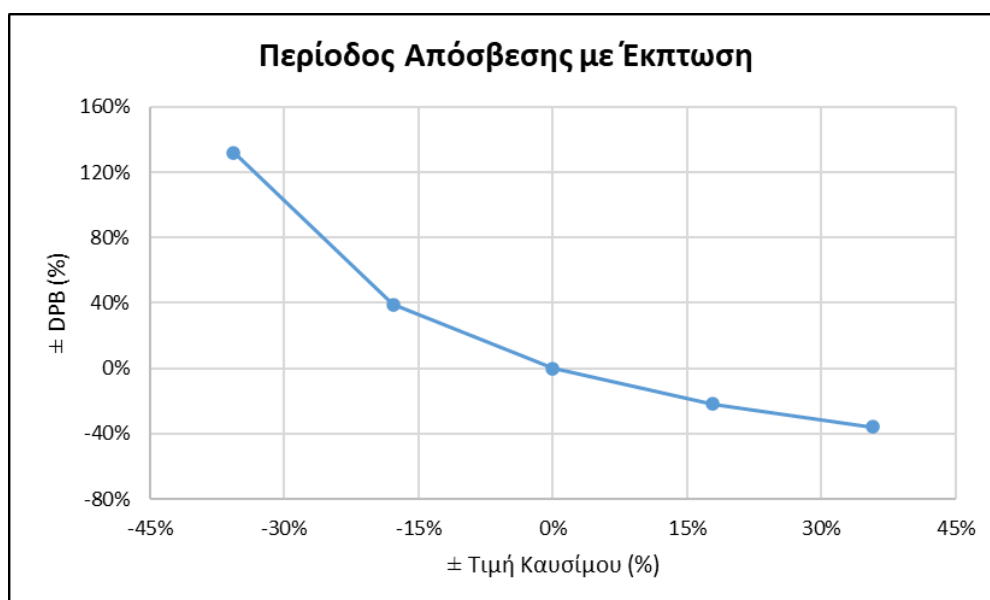
Σχήμα 65. Μεταβολή της NPV με το κόστος του καυσίμου



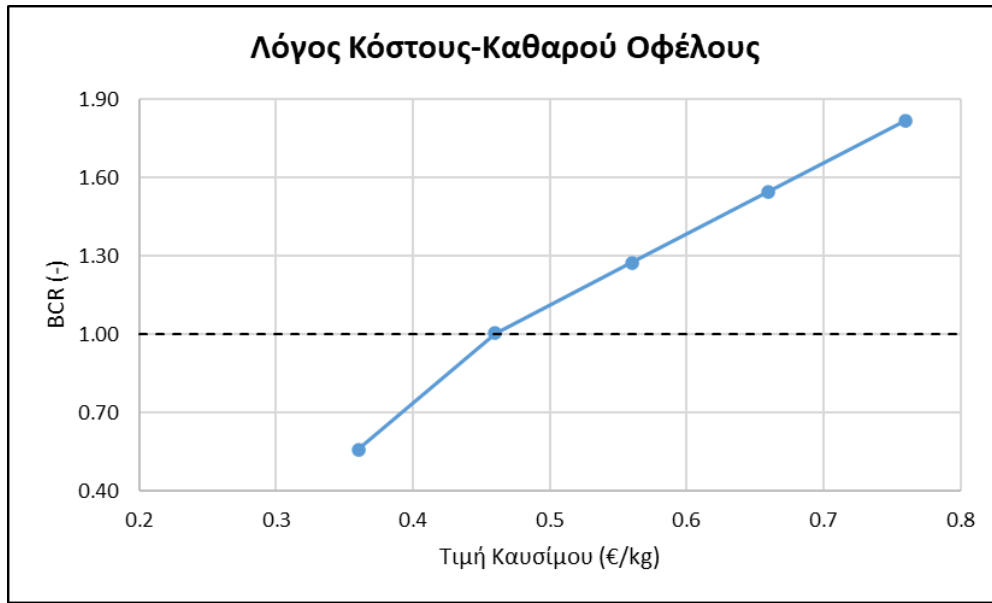
Σχήμα 66. Ποσοστιαία μεταβολή της NPV με το κόστος του καυσίμου



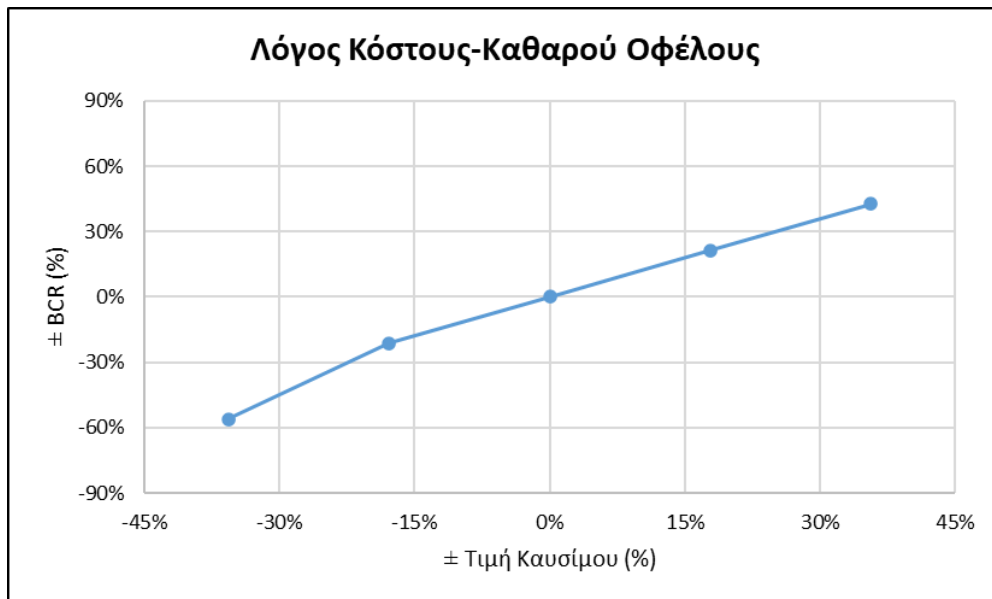
Σχήμα 67. Μεταβολή της DPB με το κόστος του καυσίμου



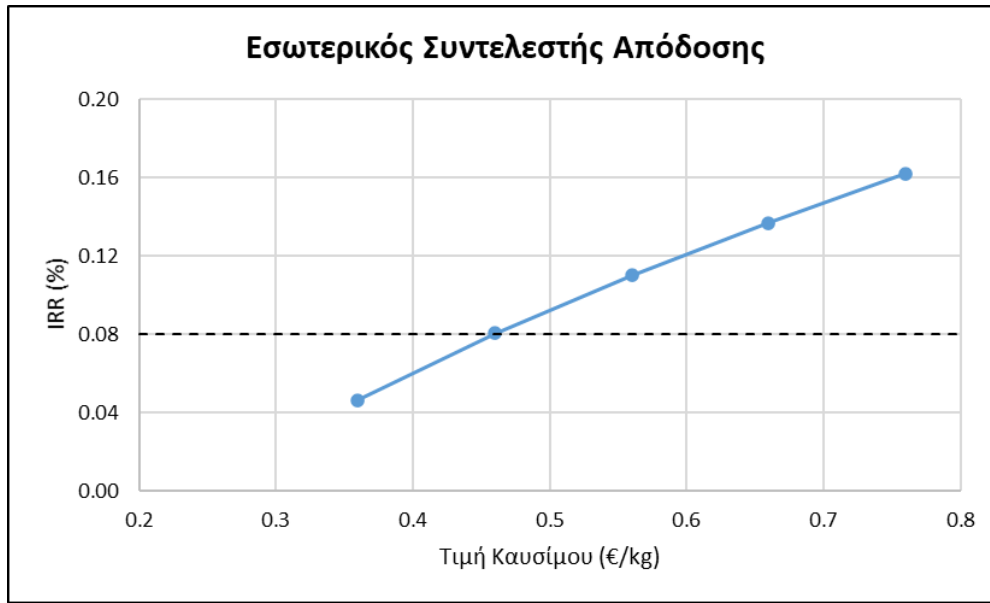
Σχήμα 68. Ποσοστιαία μεταβολή της DPB με το κόστος του καυσίμου



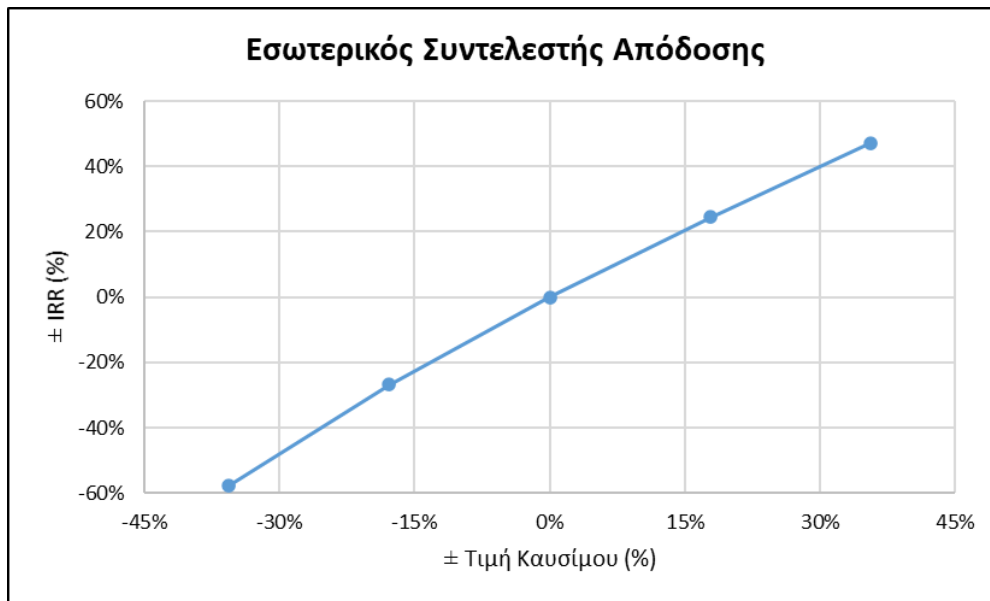
Σχήμα 69. Μεταβολή του BCR με το κόστος του καυσίμου



Σχήμα 70. Ποσοστιαία μεταβολή του BCR με το κόστος του καυσίμου



Σχήμα 71. Μεταβολή του IRR με το κόστος του καυσίμου



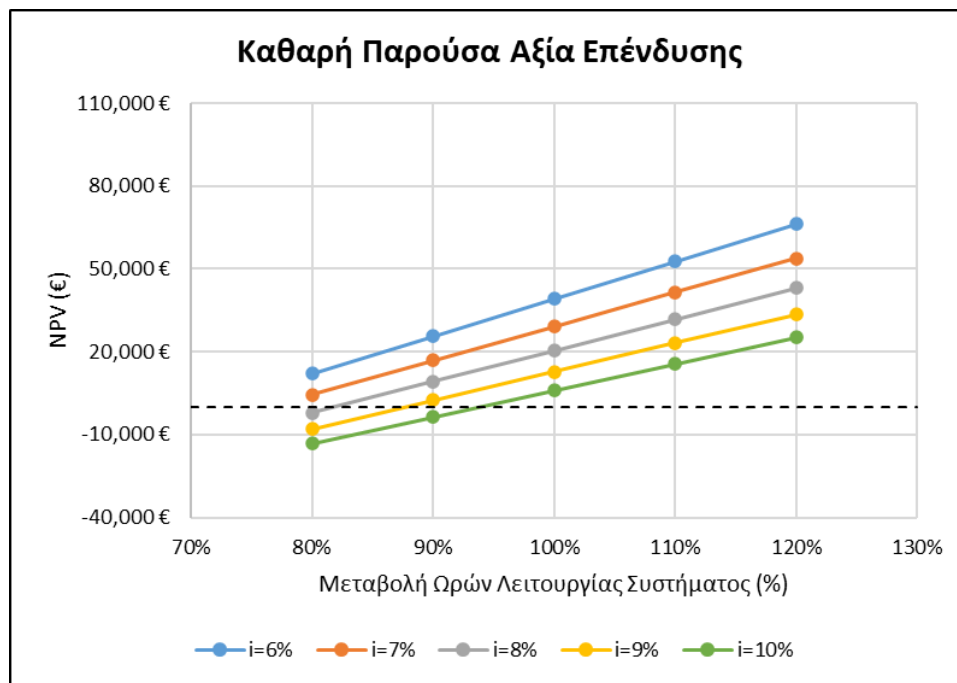
Σχήμα 72. Ποσοστιαία μεταβολή του IRR με το κόστος του καυσίμου

Όπως φαίνεται από τα παραπάνω διαγράμματα, η μεταβολή του κόστους του καυσίμου επηρεάζει σημαντικά την επένδυση. Αύξηση στην τιμή του καυσίμου συνεπάγεται και αύξηση στους δείκτες NPV, BCR και IRR, ενώ ο δείκτης DPB μειώνεται απότομα και αντί-

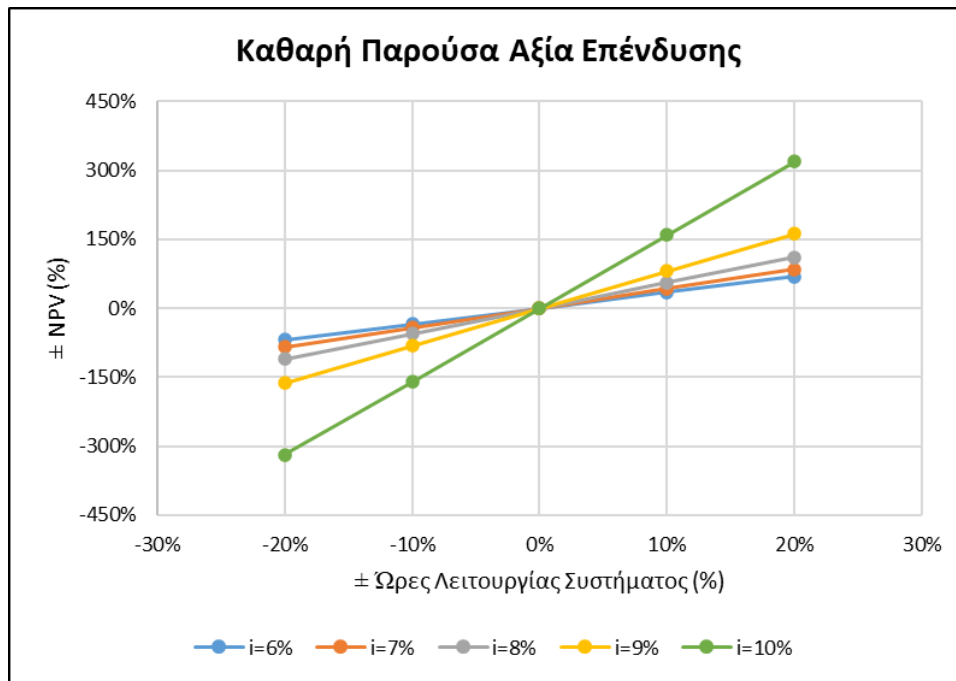
στροφα. Η μεταβολή του C_f έχει μεγαλύτερη επίδραση στην NPV, όπου για μικρές μεταβολές του C_f μεταβάλλεται σε μεγάλο βαθμό, όπως επίσης και στην DPB. Ο δείκτης LCOE παραμένει σταθερός καθόσον δεν εξαρτάται από την τιμή του καυσίμου. Μείωση της τιμής του καυσίμου της τάξης του 17 % οδηγεί σε μη αποδοτική και μη οικονομικά βιώσιμη επένδυση, καθόσον προκύπτει $NPV < 0$, $IRR < i$ και $BCR < 1$. Οπότε η τιμή του καυσίμου αποτελεί ιδιαίτερα σημαντική παράμετρο για την επένδυση καθώς μεγάλη μείωση της μπορεί να προκαλέσει την απόρριψη του σχεδίου.

5.2.4 Ανάλυση Ευαισθησίας Ωρών Λειτουργίας-Επιτοκίου Προεξόφλησης

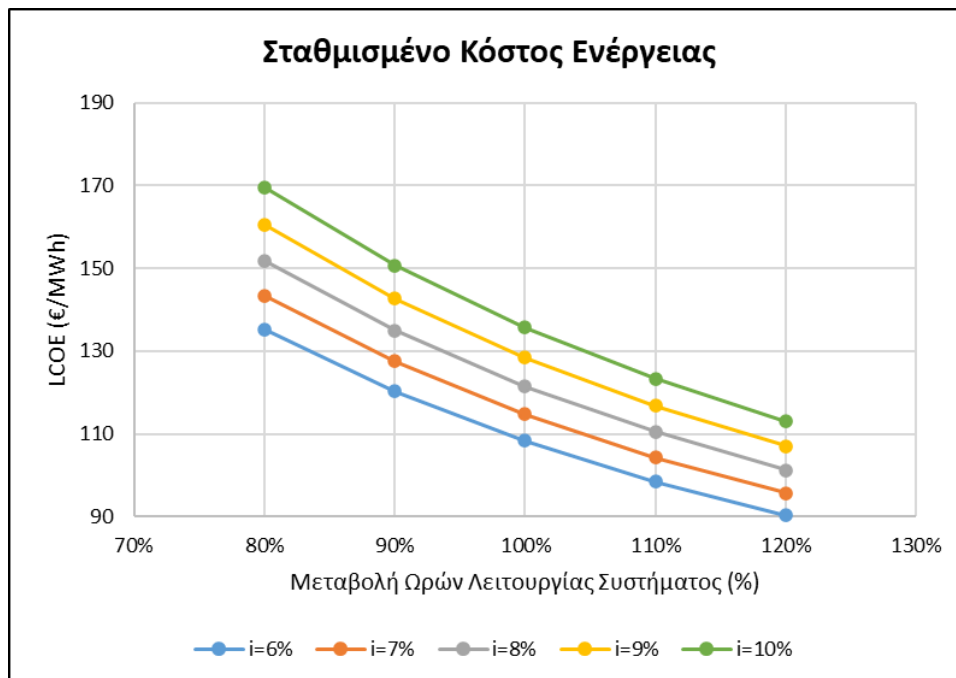
Στο τελευταίο μέρος της ανάλυσης ευαισθησίας, παρουσιάζονται στα παρακάτω διαγράμματα οι μεταβολές των δεικτών NPV (Σχήμα 73), LCOE (Σχήμα 75), DPB (Σχήμα 77), BCR (Σχήμα 79) και IRR (Σχήμα 81), καθώς μεταβάλλονται συνδυασμένα το επιτόκιο προεξόφλησης της επένδυσης και οι ώρες λειτουργίας του συστήματος WHR ORC, ενώ στα Σχήμα 74 (NPV), Σχήμα 76 (LCOE), Σχήμα 78 (DPB), Σχήμα 80 (BCR) και Σχήμα 82 (IRR), παρουσιάζεται η ποσοστιαία μεταβολή των δεικτών αντίστοιχα.



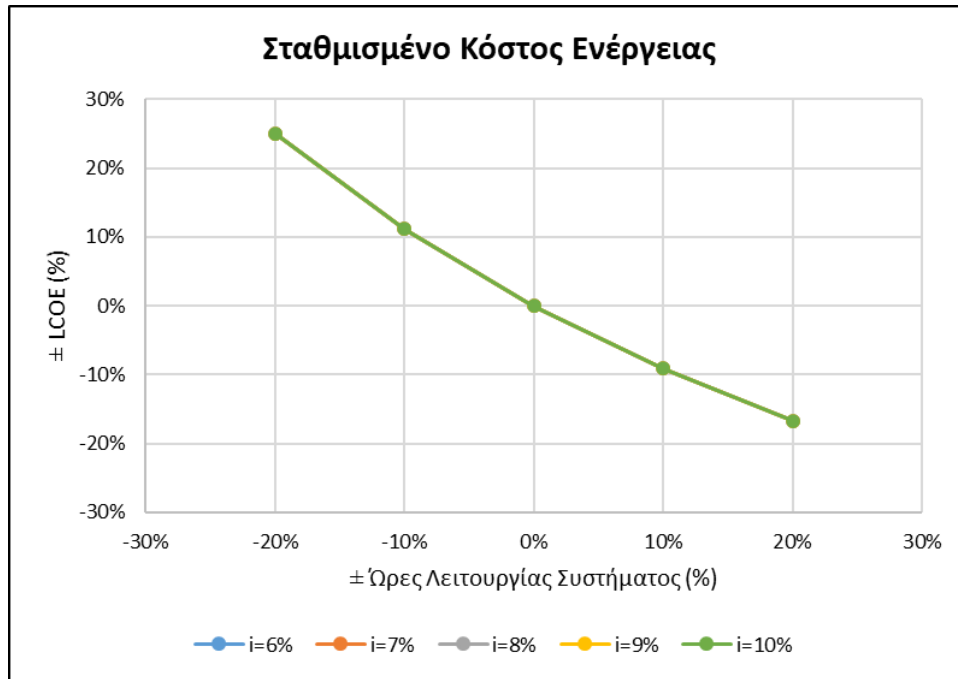
Σχήμα 73. Μεταβολή της NPV με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



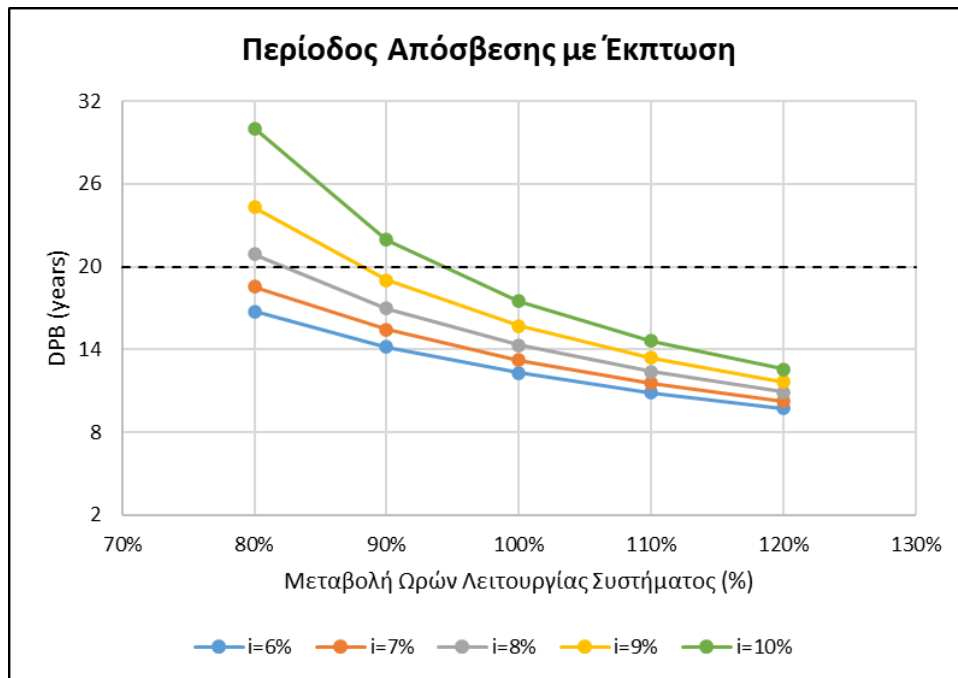
Σχήμα 74. Ποσοστιαία μεταβολή της NPV με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



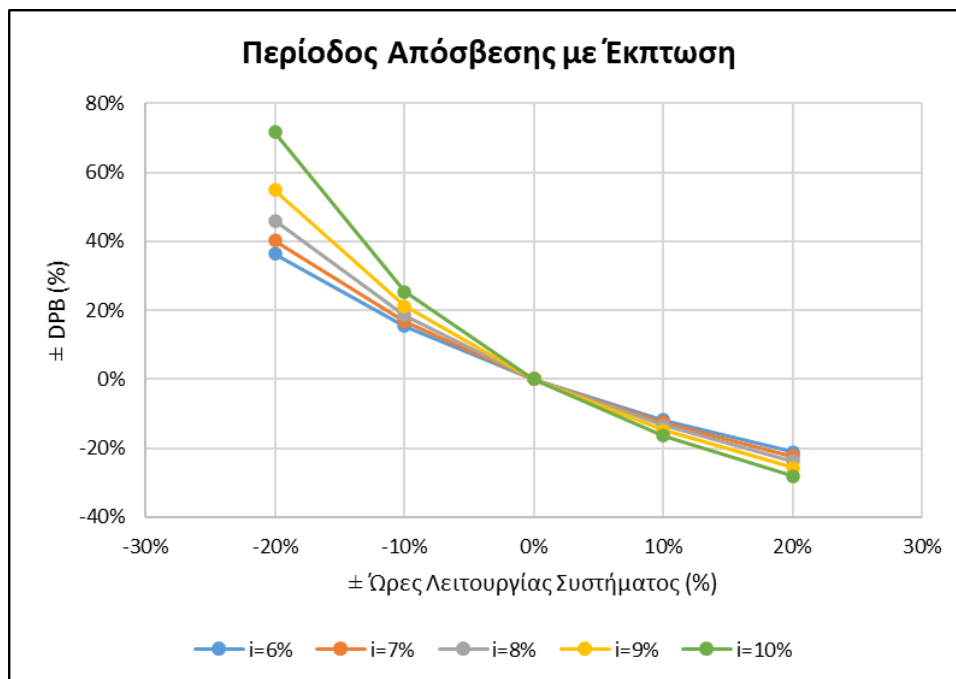
Σχήμα 75. Μεταβολή του LCOE με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



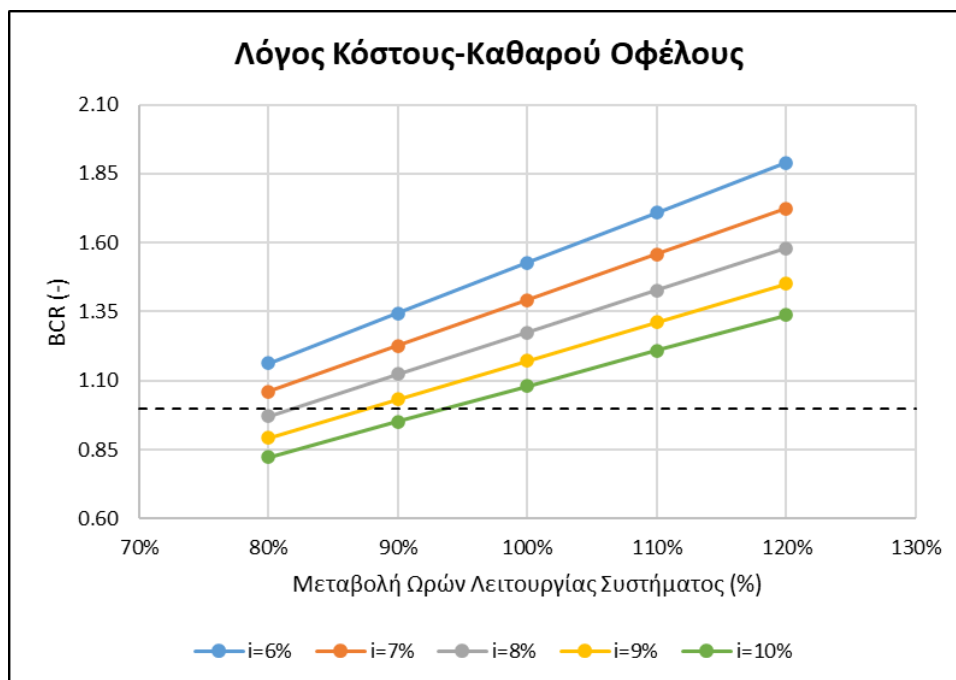
Σχήμα 76. Ποσοστιαία μεταβολή του LCOE με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



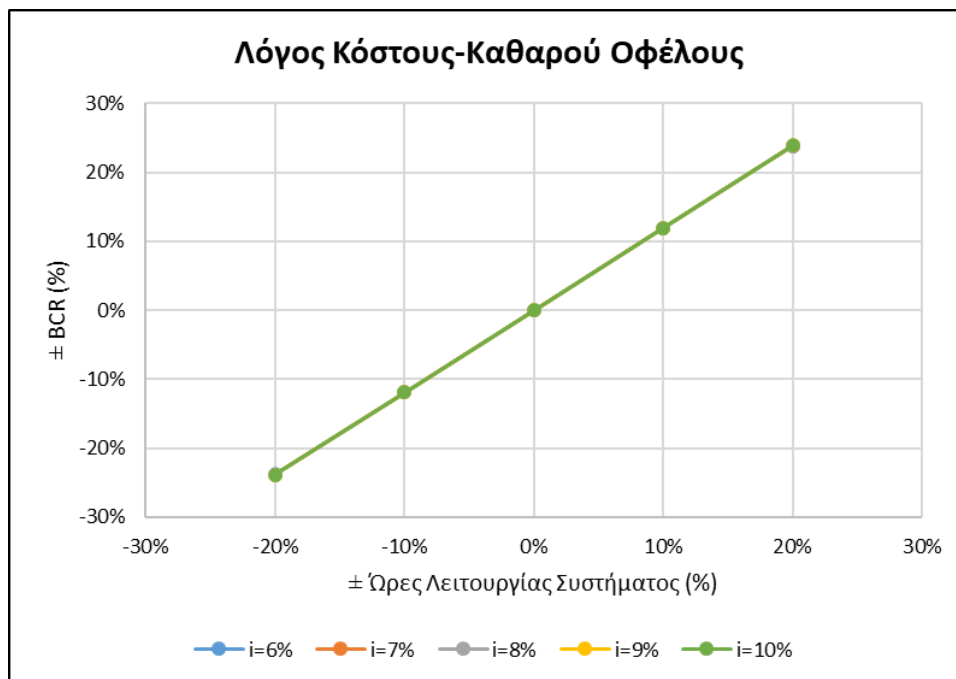
Σχήμα 77. Μεταβολή της DPB με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



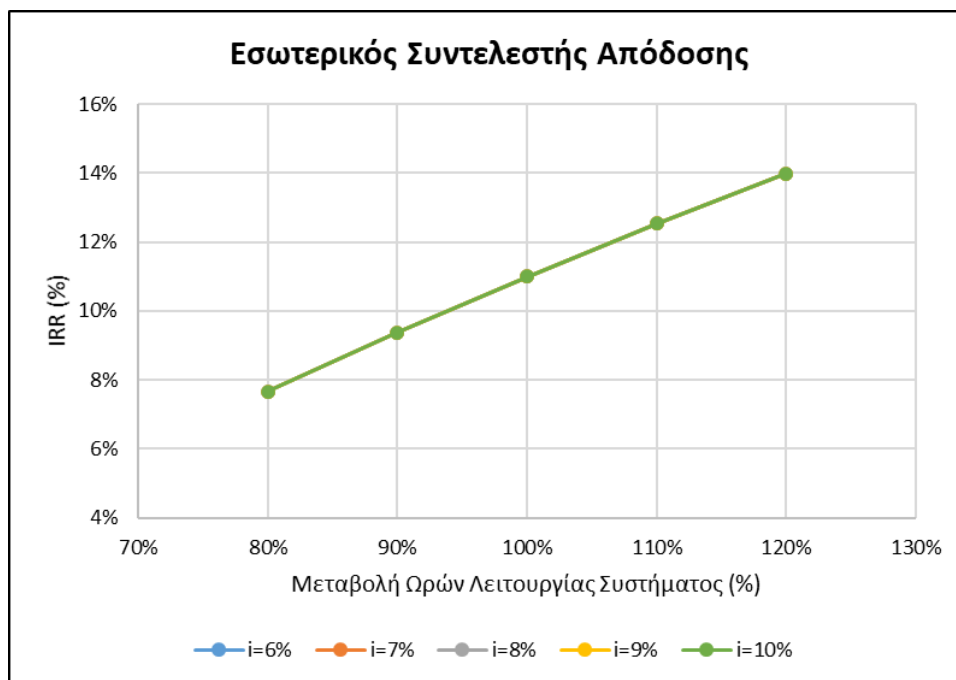
Σχήμα 78. Ποσοστιαία μεταβολή της DPB με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



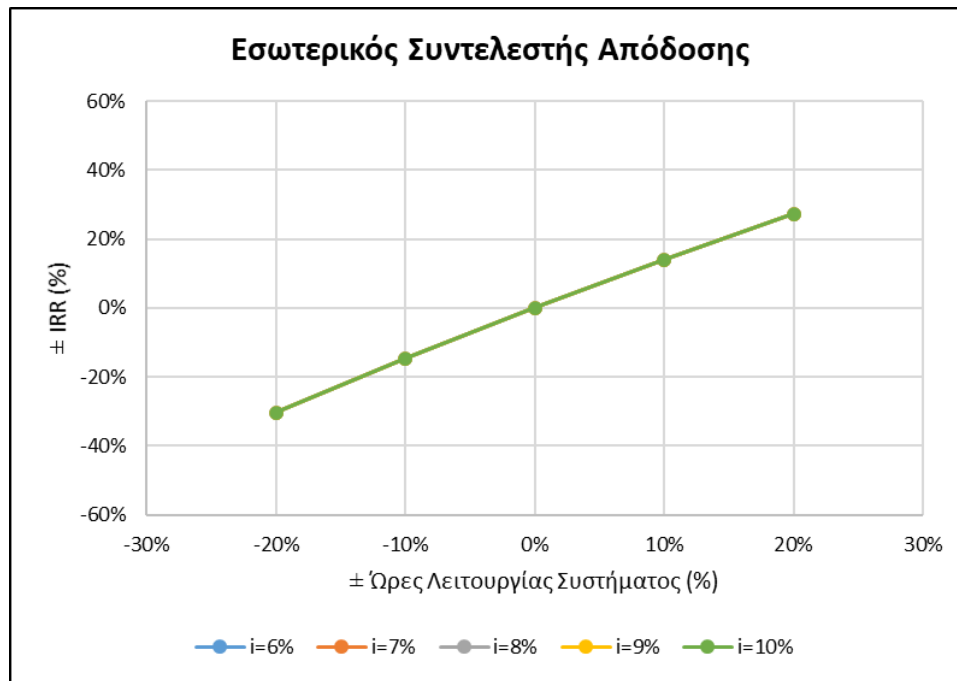
Σχήμα 79. Μεταβολή του BCR με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



Σχήμα 80. Ποσοστιαία μεταβολή του BCR με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



Σχήμα 81. Μεταβολή του IRR της επένδυσης με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης



Σχήμα 82. Ποσοστιαία μεταβολή του IRR της επένδυσης με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης

Όπως γίνεται αντιληπτό από τα παραπάνω διαγράμματα, η αύξηση των ωρών λειτουργίας του συστήματος WHR ORC σε συνδυασμό με την μείωση του επιτοκίου προεξόφλησης μεγιστοποιεί το οικονομικό κέρδος της επένδυσης, καθώς αυξάνει τους δείκτες NPV και BCR και ταυτόχρονα μειώνει τους δείκτες LCOE και DPB. Επιπλέον, αντίστροφα, παρατηρείται ότι ένας συνδυασμός λιγότερων ωρών λειτουργίας και μεγαλύτερου επιτοκίου προεξόφλησης απειλεί την βιωσιμότητα της επένδυσης και έτσι το σχέδιο από αποδεκτό μπορεί να απορριφθεί. Ο δείκτης IRR δεν εξαρτάται από τις ώρες λειτουργίας του συστήματος και συνεπώς μεταβάλλεται μόνο με την μεταβολή του επιτοκίου προεξόφλησης. Οι δείκτες LCOE, BCR και IRR παρουσιάζουν τις ίδιες ποσοστιαίες μεταβολές όταν μεταβάλλονται οι ώρες λειτουργίας για το κάθε διαφορετικό επιτόκιο i . Μεγαλύτερη ευαισθησία στις μεταβολές των ωρών λειτουργίας του συστήματος παρουσιάζει ο δείκτης NPV. Μείωση των ωρών λειτουργίας του συστήματος της τάξης του 5 % οδηγεί σε μη αποδοτική και μη οικονομικά βιώσιμη επένδυση, καθώς προκύπτει $NPV < 0$, $IRR < i$ και $BCR < 1$. Οπότε ώρες λειτουργίας του συστήματος αποτελούν την πιο σημαντική παράμετρο για την επένδυση καθώς μικρή μείωση της μπορεί να προκαλέσει την απόρριψη του σχεδίου.

6. Συμπεράσματα-Προτάσεις για Συνέχιση της Εργασίας

6.1 Συμπεράσματα

Ως γενικό συμπέρασμα της παρούσας μελέτης προκύπτει πως οι οργανικοί κύκλοι Rankine μπορούν να αποτελέσουν μια βιώσιμη τεχνολογία σε ναυτικές εγκαταστάσεις, λαμβάνοντας από τους ναυτικούς κινητήρες την απορριπτόμενη θερμότητα και μετατρέποντας την σε καθαρή ηλεκτρική ενέργεια προς κατανάλωση από το πλοίο. Επιπλέον, επιτυγχάνεται μείωση της κατανάλωσης του καυσίμου από τους ναυτικούς κινητήρες καθώς και μείωση των ρυπαντών προς το περιβάλλον.

Ειδικότερα, με την εφαρμογή του οργανικού κύκλου Rankine στο πλοίο επιτυγχάνεται παραγωγή καθαρής ηλεκτρικής ενέργειας 15,64 kW με ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης 3,53%, η οποία τροφοδοτεί το ηλεκτρικό δίκτυο του πλοίου με αποτέλεσμα ο κινητήρας του Η/Ζ να λειτουργεί υπό χαμηλότερο φορτίο. Αυτό συνεπάγεται μείωση της κατανάλωσης καυσίμου από αυτόν κατά 4,24% με αποτέλεσμα την ετήσια εξοικονόμηση 15.23 ton. καυσίμου. Ως εργαζόμενο μέσο στο σύστημα χρησιμοποιείται το R1234ze το οποίο έχει χαμηλό δείκτη GWP και ODP=0, με αποτέλεσμα να το καθιστά φιλικό προς το περιβάλλον. Επιπλέον έχει χαμηλή αναφλεξιμότητα και τοξικότητα.

Σε ότι αφορά τους παραγόμενους ρύπους από τον κινητήρα, παρατηρείται μια μείωση της τάξης του 4,24%. Συγκεκριμένα, οι ετήσιες εκπομπές του κινητήρα σε CO_2 μειώνονται κατά 47,82 ton, σε NO_x κατά 990.01 kg, σε SO_x κατά 28.94 kg και σε σωματίδια PM2.5 κατά 19.80 kg.

Η εγκατάσταση του συστήματος ORC αποφέρει NPV=20.466,45 € με IRR=11,00% σε χρονικό ορίζοντα επένδυσης τα 20 έτη και 5.040 ώρες λειτουργίας ανά έτος. Ο σχετικά μικρός αριθμός ωρών λειτουργίας του συστήματος επηρεάζει σημαντικά την περίοδο αποπληρωμής όπου υπολογίζεται DPB=14,31 έτη καθώς και την χαμηλή τιμή της NPV. Ετησίως επιτυγχάνεται παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος 78,81 MWh. Το αρχικό κόστος της επένδυσης εκτιμάται 74.317,20 €, με ετήσιο κόστος λειτουργίας και συντήρησης της μονάδας 1.486,34 € και ετήσια έσοδα από την εξοικονόμηση καυσίμου 8.529,29 €.

6.2 Προτάσεις για Συνέχιση της Εργασίας

Η διερεύνηση της εκμετάλλευσης της απορριπτόμενης θερμότητας των καυσαερίων των αεροστροβίλων αποτελεί μια πρόταση για συνέχιση της εργασίας. Πιο συγκεκριμένα, λαμβάνοντας υπ' όψιν την ελάχιστη επιτρεπτή θερμοκρασία των καυσαερίων κατά την απόρριψή τους στην ατμόσφαιρα, καθώς και τις απαιτούμενες θερμικές και ηλεκτρικές ανάγκες του πλοίου, είναι εφικτή η μελέτη της σκοπιμότητας και απόδοσης της εκμετάλλευσης της θερμότητας των καυσαερίων των αεροστροβίλων μέσω ενός συστήματος οργανικού

κύκλου Rankine για την παραγωγή επιπλέον ηλεκτρικής ενέργειας, με τελικό σκοπό την επιπλέον μείωση της κατανάλωσης του καυσίμου και των ρυπαντών προς το περιβάλλον από τα Η/Ζ του πλοίου.

Για την εγκατάσταση ενός τέτοιου συστήματος εκτός από την ελάχιστη θερμοκρασία ψύξεως των θερμών καυσαερίων, η οποία περιορίζεται από το σημείο δρόσου, πρέπει να ληφθεί υπόψη η ανάγκη εγκατάστασης ενός κλειστού κυκλώματος θερμικού ελαίου λόγω της υψηλής θερμοκρασίας αυτών. Αυτό συνεπάγεται αύξηση της χωρητικότητας και της πολυπλοκότητας του συστήματος. Έτσι, απαιτείται αναλυτική διαστασιολόγηση του συστήματος και χωροθέτηση εντός των μηχανοστασίων του πλοίου, δηλαδή ο μηχανολογικός σχεδιασμός όλης της εγκατάστασης.

Σε ότι αφορά τον ναυτικό κινητήρα diesel που μελετήθηκε, αντικείμενο για επιπλέον έρευνα θα μπορούσε να αποτελέσει και η θερμότητα που απορρίπτεται από το έλαιο λίπανσης της μηχανής, θερμοκρασίας 80 °C. Μπορεί να εξεταστεί η αντικατάσταση του ψυγείου ελαίου της μηχανής (Σχήμα 17) με έναν εναλλάκτη θερμότητας του συστήματος ORC, για περαιτέρω αύξηση της απόδοσης του συστήματος.

Επιπλέον μελέτη για συνέχιση της εργασίας αφορά η εγκατάσταση συστήματος αυτομάτου ελέγχου της μονάδας. Θα μελετηθούν όλες οι απαιτούμενες ενέργειες ώστε το σύστημα να μπορεί να λειτουργεί αυτόνομα στο μηχανοστάσιο, χωρίς ανθρώπινη παρουσία και να προσαρμόζεται στο θερμοκρασιακό προφίλ της απορριπτόμενης θερμότητας.

Η αντικατάσταση του οργανικού ρευστού με κάποιο άλλο το οποίο παρουσιάζει καλύτερα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά, θα μπορούσε να αποτελέσει αντικείμενο για συνέχιση της εργασίας. Η επιλογή νέου οργανικού μέσου θα είχε ως αποτέλεσμα την επαναξιολόγηση ολόκληρης της εγκατάστασης καθώς και εκ νέου μελέτη του σχεδίου της οικονομικής επένδυσης.

7. Παράρτημα

7.1 Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 1. Κατανάλωση καυσίμου και εκπομπή ρύπων για διαφορετικά μέσα μεταφοράς (2010)	16
Σχήμα 2. Θερμικές απώλειες σε ναυτικό κινητήρα Diesel	18
Σχήμα 3. ORC με πολλαπλές βαθμίδες εκμετάλλευσης της απορριπτόμενης θερμότητας σε ναυτικό κινητήρα Diesel.....	19
Σχήμα 4. Ο θερμοδυναμικός κύκλος Clausius-Rankine	23
Σχήμα 5. Διάγραμμα T-s του θερμοδυναμικού κύκλου Clausius Rankine.....	24
Σχήμα 6. Η διάταξη του απλούστερου συστήματος ORC.....	25
Σχήμα 7. Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας αντιρροής.....	29
Σχήμα 8. Pinch point σε διάγραμμα Q-T.....	29
Σχήμα 9. Διάγραμμα T-s υγρών, ισεντροπικών και ξηρών οργανικών ρευστών.....	33
Σχήμα 10. Εκτόνωση υγρού οργανικού ρευστού.....	37
Σχήμα 11. Εκτόνωση ξηρού οργανικού ρευστού	37
Σχήμα 12. Εκτόνωση ισεντροπικού οργανικού ρευστού.....	38
Σχήμα 13. Όρια εκπομπών <i>NOx</i> συμφώνως παραρτήματος VI της MARPOL	43
Σχήμα 14. Όρια περιεκτικότητας καυσίμου σε θείο συμφώνως του παραρτήματος VI της MARPOL.....	44
Σχήμα 15. Διάταξη συστήματος πρόωσης του πλοίου (COGOG)	46
Σχήμα 16. Κύκλωμα νερού ψύξεως, προλιπάνσεως και θαλασσινού ύδατος του κινητήρα SEMT Pielstick 8PA4 V200 VG	49
Σχήμα 17. Κύκλωμα ελαίου λιπάνσεως και πετρελαίου του κινητήρα SEMT Pielstick 8PA4 V200 VG.....	50
Σχήμα 18. Κατανάλωση καυσίμου σε συνάρτηση της παραγόμενης ηλ. ισχύος του κινητήρα SEMT Pielstick 8PA4 V200 VG.....	52
Σχήμα 19. Ειδική κατανάλωση καυσίμου σε συνάρτηση της παραγόμενης ηλ. ισχύος του κινητήρα SEMT Pielstick 8PA4 V200 VG.....	53
Σχήμα 20. Θερμοκρασία καυσαερίων μετά το turbo σε συνάρτηση της παραγόμενης ηλ. ισχύος του κινητήρα SEMT Pielstick 8PA4 V200 VG	53
Σχήμα 21. Εγκατάσταση ORC στον ναυτικό κινητήρα	57
Σχήμα 22. Διάταξη ORC χωρίς ανακομιστή (1 ^ο και 3 ^ο σενάριο)	60
Σχήμα 23. Διάταξη ORC με ανακομιστή (2ο και 4ο σενάριο).....	61
Σχήμα 24. Ειδικό Κόστος Επένδυσης (SIC) για διάφορες περιπτώσεις WHR ORC	69
Σχήμα 25. Διακύμανση τιμής ναυτιλιακού πετρελαίου στο λιμάνι του Πειραιά για το 2019.....	73
Σχήμα 26. Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς από το σύστημα.....	74
Σχήμα 27. Καθαρή ηλεκτρική ισχύς που αποδίδεται από το σύστημα.....	75

Σχήμα 28. Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης συστήματος.....	76
Σχήμα 29. Θεωρητικός βαθμός απόδοσης συστήματος.....	76
Σχήμα 30. Κατανάλωση καυσίμου κινητήρα	77
Σχήμα 31. Ειδική κατανάλωση καυσίμου συστήματος	78
Σχήμα 32. Μέγιστη θερμοκρασία κύκλου	79
Σχήμα 33. Απορριπτόμενη θερμότητα από το οργανικό ρευστό στον συμπυκνωτή.....	79
Σχήμα 34. Αποδιδόμενη θερμότητα από τον ανακομιστή	80
Σχήμα 35. Απαιτούμενη παροχή μάζας οργανικού ρευστού στο σύστημα	81
Σχήμα 36. Pinch Point του εξατμιστή του συστήματος	81
Σχήμα 37. Λόγος πίεσης του εκτονωτή του συστήματος	82
Σχήμα 38. Λόγος ογκομετρικής παροχής του εκτονωτή του συστήματος	83
Σχήμα 39. Παραγόμενη ηλ. ισχύς από τη γεννήτρια με και χωρίς ORC	85
Σχήμα 40. Ο ORC του συστήματος σε διάγραμμα P-h.....	86
Σχήμα 41. Ετήσια κατανάλωση καυσίμου με και χωρίς ORC	87
Σχήμα 42. Ετήσια εκπομπή CO₂ με και χωρίς ORC.....	88
Σχήμα 43. Ετήσια εκπομπή NO_x με και χωρίς ORC	88
Σχήμα 44. Ετήσια εκπομπή SO_x με και χωρίς ORC.....	89
Σχήμα 45. Ετήσια εκπομπή PM _{2.5} με και χωρίς ORC.....	89
Σχήμα 46. Άθροισμα χρηματοροών στο χρονικό ορίζοντα της επένδυσης.....	90
Σχήμα 47. Μεταβολή της NPV με το επιτόκιο προεξόφλησης	92
Σχήμα 48. Ποσοστιαία μεταβολή της NPV με το επιτόκιο προεξόφλησης	92
Σχήμα 49. Μεταβολή του LCOE με το επιτόκιο προεξόφλησης	93
Σχήμα 50. Ποσοστιαία μεταβολή του LCOE με το επιτόκιο προεξόφλησης	93
Σχήμα 51. Μεταβολή της DPB με το επιτόκιο προεξόφλησης	94
Σχήμα 52. Ποσοστιαία μεταβολή της DPB με το επιτόκιο προεξόφλησης.....	94
Σχήμα 53. Μεταβολή του BCR με το επιτόκιο προεξόφλησης	95
Σχήμα 54. Ποσοστιαία μεταβολή του BCR με το επιτόκιο προεξόφλησης	95
Σχήμα 55. Μεταβολή της NPV με το αρχικό κόστος της επένδυσης.....	96
Σχήμα 56. Ποσοστιαία μεταβολή της NPV με το αρχικό κόστος της επένδυσης	97
Σχήμα 57. Μεταβολή του LCOE με το αρχικό κόστος της επένδυσης	97
Σχήμα 58. Ποσοστιαία μεταβολή του LCOE με το αρχικό κόστος της επένδυσης	98
Σχήμα 59. Μεταβολή της DPB με το αρχικό κόστος της επένδυσης	98
Σχήμα 60. Ποσοστιαία μεταβολή της DPB με το αρχικό κόστος της επένδυσης	99
Σχήμα 61. Μεταβολή του BCR με το αρχικό κόστος της επένδυσης.....	99
Σχήμα 62. Ποσοστιαία μεταβολή του BCR με το αρχικό κόστος της επένδυσης	100
Σχήμα 63. Μεταβολή του IRR με το αρχικό κόστος της επένδυσης	100
Σχήμα 64. Ποσοστιαία μεταβολή του IRR με το αρχικό κόστος της επένδυσης	101
Σχήμα 65. Μεταβολή της NPV με το κόστος του καυσίμου	102
Σχήμα 66. Ποσοστιαία μεταβολή της NPV με το κόστος του καυσίμου	102
Σχήμα 67. Μεταβολή της DPB με το κόστος του καυσίμου.....	103
Σχήμα 68. Ποσοστιαία μεταβολή της DPB με το κόστος του καυσίμου.....	103

Σχήμα 69. Μεταβολή του BCR με το κόστος του καυσίμου	104
Σχήμα 70. Ποσοστιαία μεταβολή του BCR με το κόστος του καυσίμου	104
Σχήμα 71. Μεταβολή του IRR με το κόστος του καυσίμου	105
Σχήμα 72. Ποσοστιαία μεταβολή του IRR με το κόστος του καυσίμου.....	105
Σχήμα 73. Μεταβολή της NPV με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης.....	106
Σχήμα 74. Ποσοστιαία μεταβολή της NPV με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης	107
Σχήμα 75. Μεταβολή του LCOE με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης.....	107
Σχήμα 76. Ποσοστιαία μεταβολή του LCOE με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης	108
Σχήμα 77. Μεταβολή της DPB με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης.....	108
Σχήμα 78. Ποσοστιαία μεταβολή της DPB με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης	109
Σχήμα 79. Μεταβολή του BCR με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης.....	109
Σχήμα 80. Ποσοστιαία μεταβολή του BCR με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης	110
Σχήμα 81. Μεταβολή του IRR της επένδυσης με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης	110
Σχήμα 82. Ποσοστιαία μεταβολή του IRR της επένδυσης με τις ώρες λειτουργίας του συστήματος για διαφορετικά επιτόκια προεξόφλησης	111

7.2 Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 1. Πλεονεκτήματα-μειονεκτήματα της χρήσης νερού ως εργαζόμενο μέσο... 21	21
Πίνακας 2. Σύγκριση διαφορετικών τύπων εκτονωτών	30
Πίνακας 3. Όριο σε kg συνηθέστερων ψυκτικών μέσων με δείκτη GWP>2.500	39
Πίνακας 4. Κατηγοριοποίηση ψυκτικών μέσων συμφώνως ASHRAE Standard 34.....	42
Πίνακας 5. Παράμετροι λειτουργίας A/Σ Rolls-Royce Tyne RM1C.....	46
Πίνακας 6. Παράμετροι λειτουργίας A/Σ Rolls-Royce Olympus TM3B.....	47
Πίνακας 7. Παράμετροι λειτουργίας ηλεκτρομηχανών SEMT Pielstick 8PA4 V200 VG .	51
Πίνακας 8. Προδιαγραφές καυσίμου [35]	54
Πίνακας 9. Δεδομένα εισόδου στο λογισμικό AspenPlus™	56
Πίνακας 10. Ιδιότητες ψυκτικών μέσων R1234ze και R1234yf	58
Πίνακας 11. Παραδοχές για την μοντελοποίηση της εγκατάστασης	58
Πίνακας 12. Μέση ετήσια τιμή του CEPCI για την χρονική περίοδο 2008-2019.....	70
Πίνακας 13. Παραδοχές για την οικονομική αξιολόγηση της εγκατάστασης	71

Πίνακας 14. Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά στο σημείο σχεδίασης.....	84
Πίνακας 15. Παράμετροι θερμοδυναμικής απόδοσης στο σημείο σχεδίασης.....	84
Πίνακας 16. Χαρακτηριστικά εναλλακτών θερμότητας στο σημείο σχεδίασης.....	85
Πίνακας 17. Χαρακτηριστικά εκτονωτή στο σημείο σχεδίασης	86
Πίνακας 18. Αποτελέσματα οικονομικής ανάλυσης επένδυσης.....	90

Βιβλιογραφία

- [1] M. T. Mito, M. A. Teamah, W. M. El-Maghlany και A. I. Shehata, «Utilizing the Scavenge Air Cooling in Improving the Performance of Marine Diesel Engine Waste Heat Recovery Systems,» *Energy*, τόμ. 142, 2018.
- [2] P. Pallis, Experimental Investigation and Economic Assesment of a Fully Automated Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery from Marine Engine Jacket Cooling Water, National Technical University of Athens, 2020.
- [3] A. G. Mohammed, M. Mosleh, W. M. El-Maghlany και N. R. Ammar, «Performance Analysis of Supercritical ORC Utilizing Marine Diesel Engine Waste Heat Recovery,» *Alexandria Enginnering Journal*, τόμ. 59, 2020.
- [4] O. Bounefour και A. Ouadha, «Thermodynamic Analysis and Working Fluid Optimization of a Combined ORC-VCC System Using Waste Heat from a Marine Diesel Engine,» σε *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE2014)*, Montreal, Canada, 2014.
- [5] S. Lion, R. Tacconi, I. Vlaskos, P. Scrocco, X. Vouvakos και L. Kaiktsis, «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*, τόμ. 183, 2019.
- [6] E. Yun, H. Park, S. Y. Yoon και K. C. Kim, «Dual Parallel rganic Rankine cycle (ORC) System for High Efficiency Waste Heat Recovery in Marine Application,» *Journal of Mechanical Science and Technology*, τόμ. 29, 2015.
- [7] H. M. D. P. Herath, M. A. Wijewardane, R. A. C. P. Ranasinghe και J. G. A. S. Jayasekera, «Working Fluid Selection of Organic Rankine Cycles,» *Energy Report*, τόμ. 6, 2020.
- [8] K. Darvish, M. A. Ehyaei, F. Atabi και M. A. Rosen, «Selection of Optimum Working Fluid for Organic Rankine Cycles by Exergy and Exergy-Economic Analyses,» *Sustainability*, τόμ. 7, 2015.
- [9] J. Bao και L. Zhao, «A Review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, τόμ. 24, 2013.
- [10] Y. A. Cengel και M. A. Boles, «Chapter 10: Vapor and Combined Power Cycles,» σε *Thermodynamics: An Engineering Approach*, McGraw-Hill, 2008.

- [11] B. Tchanche, P. Loonis, M. Pétrissans και H. Ramenah, «Organic Rankine Cycle Systems: Principles, opportunities and challenges,» σε *IEEE International Conference on Microelectronics*, 2013.
- [12] L. J. Brasz και W. M. Bilbow, «Ranking of Working Fluids for Organic Rankine Cycle Applications,» σε *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2004.
- [13] J. Xu, X. Luo, Y. Chen και S. Mo, «Multi-Criteria Design Optimization and Screening of Heat Exchangers,» *Energy Procedia*, τόμ. 75, 2015.
- [14] Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας, «Οδηγός Εξοικονόμησης Ενέργειας με Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας».
- [15] www.alfalaval.com, «Gasketed Plate Heat Exchangers».
- [16] E. Bellos, C. Tzivanidis, L. Vellios και I.-C. Theodosiou, «Investigation of a Solar-Biomass Polygeneration System,» *Energy Conversion and Management*, 2018.
- [17] Braimakis Konstantinos, Multi-Scale Thermo-Economic Optimization and Thermodynamic Assessment of Energetic and Exergetic Efficiency Improvement Concepts of Organic Rankine Cycle, Athens: National Technical University of Athens, 2018.
- [18] A. Pesyridis, M. Usman και F. Alshammari, Expanders for Organic Rankine Cycle Technology, IntechOpen, 2018.
- [19] M. Z. Stijepovic, P. Linke, A. I. Papadopoulos και A. S. Grujic, «On the Role of Working Fluid Properties in Organic Rankine Cycle Performance,» *Applied Thermal Engineering*, τόμ. 36, 2012.
- [20] A. F. Babatunde και O. O. Sunday, «A Review of Working Fluids for Organic Rankine Cycle (ORC) Applications,» IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2018.
- [21] Μ. Καλικατζαράκης, Εκμετάλλευση Απορριπτόμενης Θερμότητας Χαμηλών Θερμοκρασιών Ναυτικών Κινητήρων Diesel με Χρήση Οργανικού Κύκλου Rankine, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, 2013.
- [22] United Nations Environment Programme, «Handbook for the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer,» 2020.
- [23] SWEP, «Refrigeration Handbook,» -.

- [24] European Union, «Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on Fluorinated Greenhouse Gases and Repealing Regulation (EC) No 842/2006,» 2014.
- [25] BOC, «Guide to Updated EU F-Gas Regulation (517/2014),» 2014.
- [26] Linde Gas, «Guide to Updated EU F-Gas Regulation (517/2014),» 2014.
- [27] Department of the Environment and Energy, Australian Government, «Montreal Protocol,» 2018.
- [28] Department of Agriculture, Water and Environment, Australian Government, «Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer,» -.
- [29] B. Olesen, «Standards for Low-Global Warming Potential: Prospects and Challenges-ASHRAE Update: Standard 15 and 34 for Refrigerants,» σε *ASHRAE President Elect, 2016-2017*.
- [30] www.dieselnet.com, «IMO Marine Engine Regulations».
- [31] Ι. Ρουμελιώτης, Θεωρία Αεροστροβίλων- Εφαρμογές Αεροστροβίλων με Έμφαση σε Ναυτικές Μηχανές-Ανάλυση Σημείου Σχεδίασης, Σχολή Ναυτικών Δοκίμων, -.
- [32] P. Downs, Marine Tyne Familiarisation and Maintenance, Rolls-Royce Power Engineering plc, 2006.
- [33] P. Downs, Marine Olympus Familiarisation and Maintenance, Rolls-Royce Power Engineering plc, 2006.
- [34] Θ. Ζάννης, Ναυτικοί Κινητήρες Diesel, Σχολή Ναυτικών Δοκίμων, 2014.
- [35] NATO, «AFLP-1385 Guide Specification (Minimum Quality Standards) for Naval Distillate Fuels (F-75 and F-76)AFLP-1385,» NATO Standardization Agency, 2014.
- [36] A. Borsukiewicz-Gozdur, «Pumping Work in the Organic Rankine Cycle,» *Applied Thermal Engineering*, τόμ. 51, 2013.
- [37] GasServei-Technical Data Sheets, «www.gas-servei.com».
- [38] Institute for Occupational Safety and Health of the German Social Accident Insurance (IFA), «GESTIS Substances Database».

- [39] Α. Ζερβός και Γ. Κάραλης, Σημειώσεις Αιολικής Ενέργειας, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, 2018.
- [40] Δ. Ε. Παπαντώνης, Μικρά Υδροηλεκτρικά Έργα, Εκδόσεις Τσότρας, 2016.
- [41] S. Fuller και S. Petersen, Life-Cycle Costing Manual for the Federal Energy Management Program, U. S. Department of Commerce, 1995.
- [42] www.project-management.info, «Discounted Payback Period: Definition, Formula, Example & Calculator».
- [43] P. Pallis, E. Varvagiannis, K. Braimakis, T. Roumpedakis, A. D. Leontaritis και S. Karellas, «Development, Experimental Testing and Techno-Economic Assessment of a Fully Automated Marine Organic Rankine Cycle Prototype for Jacket Cooling Water Heat Recovery,» *Energy*, τόμ. 228, 2021.
- [44] «www.shipandbunker.com».
- [45] «www.exchangerates.org.uk».
- [46] P. Jun, M. Gillenwater και W. Barbour, «CO₂, CH₄, and N₂O Emissions from Transportation-water-borne Navigation,» σε *Good Practice Guidance and Uncertainty Management in National Greenhouse Gas Inventories*, Institute for Global Environmental Strategies (IGES), 2002.
- [47] C. Trozzi και R. De Lauretis, EMEP/EEA Air Pollutant Emission Inventory Guidebook, European Environment Agency, 2016.
- [48] A. G. Vallis, T. C. Zannis, E. A. Yfantis, E. G. Pariotis, J. S. Katsanis και K. D. Asimakopoulou, «Thermo-Economic Study of a Regenerative Dual-Loop ORC System Coupled to the Main Diesel Engines of a General Support Vessel,» *Energies*, τόμ. 13, 2020.
- [49] E. L. Yuksek και P. Mirmobin, «Waste Heat Utilization of Main Propulsion Engine Jacket Water in Marine Application,» σε *3rd International Seminar on ORC Power Systems*, Brussels, 2015.