



Παραμετρική μελέτη και  
σχεδιασμός μονάδας  
ηλεκτροπαραγωγής, μέσω  
αξιοποίησης ωκεάνιας θερμικής  
ενέργειας (OTEC)

Τομέας: Θερμότητας

Επιβλέπων: κος Σωτήριος Καρέλλας, Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα 2023

--- κενή σελίδα ---

## Ευχαριστίες

Θα ήθελα, αρχικά, να ευχαριστήσω τους ανθρώπους, οι οποίοι συνέβαλαν με άμεσο τρόπο στην ολοκλήρωση της διπλωματικής μου εργασίας. Ένα μεγάλο ευχαριστώ στον **κύριο Σωτήριο Καρέλλα** για την διδασκαλία του και την εμπιστοσύνη του να αναλάβω την διεκπεραίωση διπλωματικού θέματος του **Εργαστηρίου Ατμοκινητήρων και Λεβήτων ΕΜΠ** και στον **κύριο Αντώνη Χαραλαμπίδη** για την πολύτιμή του βοήθεια και προθυμία, όποτε παρουσιάστηκε κάποιο τεχνικό ή γνωστικό κώλυμα.

Δεν γίνεται να παραλείψω τους φίλους μου, με ιδιαίτερη αναφορά στον καλό μου φίλο και συμφοιτητή Αντώνη, με τον οποίο καθ' όλη την φοιτητική μας πορεία μοιραζόμασταν τα άγχη και τις ανησυχίες μας για τη σχολή.

Τέλος, το κίνητρό μου για την ολοκλήρωση των σπουδών μου και κάθε άλλης μου πράξης συμπυκνώνεται στην επόμενη πρόταση.

**Αφιερωμένο στον αδερφό μου Ανδρέα -και πάνω από όλα - στους γονείς μου  
Γιώργο και Φωτεινή και σ' όσους κουβαλούν στις καρδιές τους.**

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.

Νικόλαος Σαραντόπουλος

## Περιεχόμενα

1.	Εισαγωγή .....	11
1.1	Σκοπός, ερωτήματα και στόχοι .....	11
1.2	Οριοθέτηση.....	12
2.	Αρχή λειτουργίας μιας μονάδας OTEC.....	13
2.1	Τύποι μονάδων OTEC .....	14
2.1.1	Μονάδες OTEC κλειστού κύκλου (Closed-cycle OTEC) .....	14
2.1.2	Μονάδες OTEC ανοιχτού κύκλου (Open-cycle OTEC) .....	15
2.1.3	Μονάδες OTEC υβριδικού κύκλου (Hybrid-cycle OTEC) .....	16
2.2	Σημεία εγκατάστασης μονάδων OTEC .....	17
2.3	Παραπροϊόντα της τεχνολογίας OTEC.....	18
2.3.1	Παραγωγή φρέσκου νερού .....	18
2.3.2	Συστήματα κλιματισμού θαλασσινού νερού (Seawater Air-Conditioning) 18	
2.3.3	Παραγωγή υδρογόνου .....	18
2.3.4	Επικουρία υδατοκαλλιεργειών και αγροκαλλιεργειών .....	19
3.	Ιστορική αναδρομή και εξέλιξη της τεχνολογίας OTEC .....	21
4.	Τεχνική ετοιμότητα συνιστωσών μιας μονάδας OTEC .....	25
4.1	Πλατφόρμες υπεράκτιων μονάδων OTEC (Offshore OTEC Plants).....	25
4.1.1	Ημι-υποβρύχιες πλατφόρμες .....	26
4.1.2	Πλατφόρμες τύπου spar.....	27
4.1.3	Πλοία – πλατφόρμες .....	27
4.2	Αγωγός ψυχρού θαλασσινού νερού (Cold Seawater Pipe).....	28
4.2.1	Κατάλληλα υλικά κατασκευής.....	29
4.2.2	Μέθοδοι εγκατάστασης/εναπόθεσης των αγωγών .....	30
4.3	Χαρακτηριστικά εναλλακτών θερμότητας για τις μονάδες παραγωγής ισχύος τύπου OTEC .....	36
4.3.1	Πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας (Plate Heat Exchanger) ή εναλλάκτες θερμότητας αυλών κελύφους (Shell & Tube Heat Exchanger) .....	36
4.3.2	Υλικά κατασκευής εναλλακτών θερμότητας.....	39
5.	Μελέτη δυναμικού εφαρμογής μιας μονάδας OTEC στην Ελλάδα και στην Ευρώπη 43	
5.1	Οριζόντιες και κάθετες διαστρωματώσεις των ωκεανών.....	43
5.2	Γεωγραφικό πλάτος και θερμοκρασία .....	45
5.3	Ευρώπη, Ελλάδα και τεχνολογία OTEC .....	49
6.	Εκλογή υποψήφιων εργαζόμενων μέσων για τον Οργανικό Κύκλο Rankine της μονάδας OTEC-ORC.....	54
6.1	Χημική Κατηγοριοποίηση οργανικών ρευστών .....	54
6.2	Θερμοδυναμική κατηγοριοποίηση οργανικών εργαζόμενων μέσων ...	55
6.3	Κριτήρια εκλογής των υποψήφιων εργαζόμενων μέσων για την μονάδα OTEC-ORC 57	
6.3.1	Κρίσιμες θερμοδυναμικές ιδιότητες .....	58
6.3.1	Περιβαλλοντικοί δείκτες και νομοθετικά όρια .....	59
6.3.2	Κλάσεις και παράγοντες ασφάλειας .....	60

7. Παραμετρική ανάλυση μονάδας OTEC θερμικής ισχύς εισόδου 1MW και επιλογή βέλτιστων συνθηκών λειτουργίας .....	64
7.1 Περιγραφή της μονάδας OTEC-ORC θερμικής ισχύος εισόδου 1MW και των φυσικών διεργασιών της .....	64
7.2 Περιγραφή διαδικασίας υπολογισμών .....	70
7.2.1 Επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης και συμπύκνωσης στην αποδοτικότητα του συστήματος της μονάδας OTEC-ORC .....	76
7.2.2 Επίδραση της υπερθέρμανσης και σύγκριση βαθμών απόδοσης Μοντέλου Α και Μοντέλου Β .....	84
7.3 Αξιοπιστία και εγκυρότητα αποτελεσμάτων .....	88
7.4 Συγκεντρωτικά αποτελέσματα για την μονάδα OTEC-ORC (Μοντέλο Α) θερμικής ισχύς εισόδου 1 MW, υπό συνθήκες μέγιστης αποδοτικότητας .....	90
8. Πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας και εμπειρικές σχέσεις .....	93
8.1 Κρίσιμα γεωμετρικά χαρακτηριστικά ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας	94
8.2 Εμπειρικές σχέσεις για τον υπολογισμό της αποδοτικότητας του εναλλάκτη θερμότητας .....	96
8.2.1 Εμπειρικές σχέσεις μεταφοράς θερμότητας.....	98
8.2.2 Εμπειρικές σχέσεις πτώσης πίεσης.....	104
8.3 Μελέτη και επιλογή πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας για την μονάδα OTEC-ORC θερμικής ισχύς εισόδου 1MW.....	110
8.3.1 Περιγραφή της διαδικασίας μελέτης των υποψήφιων εναλλακτών θερμότητας	114
8.3.2 Ατμοποιητής μονάδας OTEC θερμικής ισχύς εισόδου 1 MW (εργαζόμενο μέσο R1234yf).....	117
8.3.3 Συμπυκνωτής μονάδας OTEC θερμικής ισχύς εισόδου (εργαζόμενο μέσο R1234yf).....	119
8.3.4 Ατμοποιητής μονάδας OTEC θερμικής ισχύος 1MW (εργαζόμενο μέσο R717/NH <sub>3</sub> ) .....	123
8.3.5 Συμπυκνωτής μονάδας OTEC θερμικής ισχύος 1MW (εργαζόμενο μέσο R717/NH <sub>3</sub> ) .....	125
8.3.6 Βέλτιστο σενάριο/συνδυασμός εναλλακτών θερμότητας για την μονάδα OTEC θερμικής ισχύς εισόδου 1MW.....	128
9. Συμπεράσματα .....	134
10. Αναφορές.....	141
11. Παραρτήματα .....	146

## Περίληψη

Στην παρούσα διπλωματική εργασία εξετάστηκε πολύπλευρα η τεχνολογία **Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)**, η οποία ουσιαστικά αξιοποιεί την θερμοκρασιακή διαφορά (**τουλάχιστον 20 °C**) των θαλάσσιων στρωμάτων των ωκεανών, για την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος. Η μελέτη της **προϊστορίας** των μονάδων OTEC, έφερε στην επιφάνεια τις τεχνικές τους δυσκολίες, τα παραγόμενα παραπροϊόντα τους καθώς και τις αρχές λειτουργίας τους. Ο χαμηλός βαθμός απόδοσης (3%-4%) των μονάδων OTEC, ανεξαρτήτου κλίμακας, μας γέννησε ένα γιατί.

Για αυτό, μελετήθηκε μονάδα OTEC **θερμικής ισχύς εισόδου 1MW**, η οποία υπακούει στις φυσικές διεργασίες του **Οργανικού Κύκλου Rankine**. Επιπλέον, μελετήθηκε το δυναμικό εφαρμογής μιας τέτοιας τεχνολογίας **στην Ελλάδα** και γενικότερα **στην Ευρώπη**. Αποδείχθηκε, λόγω μη-ικανοποίησης βασικών κριτηρίων, ότι κάτι τέτοιο καθίσταται ανέφικτο με μηδαμινές τις πιθανότητες άνθισης της τεχνολογίας στα ευρωπαϊκά ύδατα.

Βασιζόμενοι στον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο και σε συγκεκριμένο μαθηματικό μοντέλο ,για κάθε συνιστώσα του, εξετάστηκε η συμπεριφορά **επτά (7)** εργαζόμενων μέσων, όπως εκείνα επιλέχθηκαν βάσει ποιοτικών κριτηρίων. Το **R1234yf**, αποδείχθηκε και στο **Μοντέλο A** και στο **Μοντέλο B** το **αποδοτικότερο** εργαζόμενο μέσο. Συνάμα έγινε σαφής η αλληλεξάρτηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης, της θερμοκρασίας συμπύκνωσης και της υπερθέρμανσης (**Μοντέλο B**) στην αποδοτικότητα της εξεταζόμενης μονάδας OTEC.

Στη συνέχεια για τα εργαζόμενα μέσα **R1234yf** και **R717** σε συνθήκες μέγιστης αποδοτικότητας αναζητήθηκαν και μελετήθηκαν πραγματικοί εναλλάκτες θερμότητας της κατασκευαστικής εταιρείας **Alfa Laval**. Για την συγκεκριμένη υπολογιστική διαδικασία θεωρήθηκαν πραγματικές συνθήκες λειτουργίας και αναδείχθηκαν οι τιμές κρίσιμων παραμέτρων των εναλλακτών θερμότητας (όπως αριθμός πλακών, πτώσεις πιέσεων). Το **Σενάριο 1**, έχοντας εργαζόμενο μέσο το **R1234yf**, ατμοποιητή τον εναλλάκτη **Alfa Laval T21 DN200** και συμπυκνωτή τον **Alfa Laval T15 DN150** αναδείχθηκε η βέλτιστη επιλογή.

## Abstract

In this thesis, the technology of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) is thoroughly examined. OTEC essentially harnesses the temperature difference (at least 20°C) between ocean layers to generate electrical power. The study of OTEC units has brought to light their technical difficulties, the byproducts they produce, as well as their operational principles. The low efficiency level (3%-4%) of OTEC units, regardless of scale, has raised questions.

To address this, a **1MW thermal input power OTEC unit** was studied, following the natural processes of the **Organic Rankine Cycle**. Additionally, the potential application of such technology in **Greece** and **Europe** was explored. Due to the absence of fundamental criteria, the chances of this technology flourishing in European waters were found to be minimal.

Based on the first law of thermodynamics and a specific mathematical model for each component, the behavior of seven working fluids was examined. The **R1234yf** proved to be the most efficient working fluid in both **Model A** and **Model B**. The interdependence of **vaporization** temperature, **condensation** temperature, and **superheating** (Model B) on the efficiency of the OTEC unit became apparent.

Subsequently, real heat exchangers manufactured by **Alfa Laval** were sought and studied for the working fluids **R1234yf** and **R717**, considering maximum efficiency conditions. The computational process considered actual operating conditions and identified critical parameters of the heat exchangers (such as plate number, pressure drops). **Scenario 1**, employing **R1234yf** as the working fluid, **Alfa Laval T21 DN200** as the evaporator, and **Alfa Laval T15DN150** as the condenser, emerged as the optimal choice.



## Κατάλογος συμβόλων

$\alpha_{conv,cold}$	Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας συναγωγής για ψυχρό ρευστό
$\alpha_{conv,warm}$	Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας συναγωγής για θερμό ρευστό
$\alpha_{fouling}$	Αντίσταση ρύπανσης
$\alpha_{cond}$	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας συμπύκνωσης (διφασική ροή)
$\alpha_{evap}$	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ατμοποίησης (διφασική ροή)
$\alpha_{sp}$	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μονοφασικής ροής
$A_0$	Εμβαδόν επιφάνειας μεταφοράς πλάκας εναλλάκτη
$A_{pro}$	Εμβαδόν προβαλλόμενης επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας πλάκας εναλλάκτη
$A_{tot}$	Συνολικό εμβαδόν επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας εναλλάκτη
$Bo$	Αριθμός βρασμού
$Bd$	Αριθμός βρασμού Bond
$C_{p,ws}$	Ειδική θερμοχωρητικότητα θερμού θαλασσινού νερού
$C_{p,cs}$	Ειδική θερμοχωρητικότητα ψυχρού θαλασσινού νερού
$D_h$	Υδραυλική διάμετρος
$D_{eq}$	Ισοδύναμη διάμετρος
$d_{cs,sp}$	Διάμετρος αγωγού αντλίας P2 ψυχρού θαλασσινού νερού
$d_{ws,sp}$	Διάμετρος αγωγού αντλίας P1 ψυχρού θαλασσινού νερού
$\Delta P_{acc}$	Όρος πτώσης πίεσης επιτάχυνσης
$\Delta P_{ele}$	Όρος πτώσης πίεσης ανύψωσης
$\Delta P_{fric}$	Όρος πτώσης πίεσης γραμμικών απωλειών
$\Delta P_{man}$	Όρος πτώσης πίεσης εντοπισμένων απωλειών
$\Delta P_{total}$	Ολική πτώση πίεσης εντός εναλλακτών θερμότητας
$\Delta H_{cs,ML}$	Εντοπισμένες απώλειες αγωγού αντλίας P2 ψυχρού θαλασσινού νερού
$\Delta H_{cs,den}$	Απώλειες μεταβολής πυκνότητας αγωγού αντλίας P2 ψυχρού θαλασσινού νερού
$\Delta H_{ws(cs),FL}$	Γραμμικές απώλειες αγωγού αντλίας P2 ψυχρού θαλασσινού νερού
$\Delta T_{lm}$	Μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά
$\Delta T_{pp}$	Σημείο pinch point σε εναλλάκτη και συμπυκνωτή
$f$	Παράγοντας τριβής (fanning factor)
$h_{1,2,3..}$	Ενθαλπία κάθε κατάστασης
$h_{lv}$	Λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης
$G$	Ροή μάζας εντός εναλλάκτη ανά εμβαδόν επιφάνειας
$G_{eq}$	Ισοδύναμη ροή μάζας εντός εναλλάκτη ανά εμβαδόν επιφάνειας
$L_{ws}$	Μήκος αγωγού αντλίας P1 θερμού θαλασσινού νερού
$L_p$	Ενεργό μήκος πλάκας
$m_{cs}$	Παροχή μάζας ψυχρού θαλασσινού νερού
$m_{ws}$	Παροχή μάζας θερμού θαλασσινού νερού
$m_{wf}$	Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου
$n_{P1,\eta/\mu}$	Βαθμός απόδοσης αντλίας P1
$n_{P2,\eta/\mu}$	Βαθμός απόδοσης αντλίας P2
$n_{P3,is}$	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αντλίας P3

$n_{t,is}$	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου
$n_{cycle}$	Βαθμός απόδοσης Οργανικού Κύκλου Rankine
$n_{system}$	Βαθμός απόδοσης μονάδας/συστήματος OTEC-ORC
$Nu$	Αριθμός Nusselt
$p_{1,2,3..}$	Πίεση κάθε κατάστασης στον Οργανικό Κύκλο Rankine
$Q_{in}$	Θερμικής ισχύς εισόδου ατμοποιητή
$Q_{out}$	Απορριπτόμενο ποσό θερμότητας της μονάδας OTEC-ORC
$Q_{dot,eff}$	Πραγματική θερμική ισχύς εναλλάκτη θερμότητας
$Q_{dot,max}$	Μέγιστη δυνατή θερμική ισχύς εναλλάκτη θερμότητας
$q''$	Μέση ροή θερμότητας πλάκας εναλλάκτη
$q$	Ποιότητα ατμού
$Re$	Αριθμός Reynolds
$Re_{eq}$	Ισοδύναμος αριθμός Reynolds
$T_1, T_2, T_3...$	Θερμοκρασία κάθε κατάστασης στον Οργανικό Κύκλο Rankine
$T_{cs,in}/T_{csi}$	Θερμοκρασία εισόδου ψυχρού θαλασσινού νερού στο συμπυκνωτή
$T_{cs,out}/T_{cso}$	Θερμοκρασία εξόδου ψυχρού θαλασσινού νερού στο συμπυκνωτή
$T_{ws,in}/T_{wsi}$	Θερμοκρασία εισόδου θερμού θαλασσινού νερού στο συμπυκνωτή
$T_{ws,out}/T_{wso}$	Θερμοκρασία εξόδου θερμού θαλασσινού νερού στον ατμοποιητή
$U$	Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας εναλλάκτη
$V_{sw}$	Ταχύτητα ροής θαλασσινού νερού εντός των αγωγών αντλίας P1 και P2
$W_{cycle}$	Παραγόμενο έργο Οργανικό Κύκλο Rankine
$W_{net,system}$	Καθαρό παραγόμενο έργο μονάδας OTEC-ORC
$W_t$	Παραγόμενο έργο στροβίλου
$W_{ch}$	Ενεργό πλάτος πλάκας εναλλάκτη
$W$	Πλάτος πλάκας εναλλάκτη
$We$	Αριθμός Weber
$a_{co}$	Βάθος αυλάκωσης
$\Delta$	Βήμα αυλάκωσης
$\lambda_{plate}$	Θερμική αγωγιμότητα πλάκας εναλλάκτη
$\lambda$	Θερμική αγωγιμότητα ρευστού εναλλάκτη
$\rho_l$	Πυκνότητα ρευστού υγρής φάσης
$\rho_v$	Πυκνότητα ρευστού αέριας φάσης
$\xi$	Παράγοντας τριβής
$\Phi$	Παράγοντας μεγέθυνσης επιφάνειας
$X$	Αδιάστατη παράμετρος πλάκας εναλλάκτη
$\sigma$	Επιφανειακή τάση

## 1. Εισαγωγή

Η επιβαρυσμένη κατάσταση του περιβάλλοντος, η σύγχρονη ενεργειακή κρίση με τις συνεχείς και υψηλές ανατιμήσεις καυσίμων, επιτάσσουν την υιοθέτηση και καθιέρωση εναλλακτικών μεθόδων παραγωγής ενέργειας. Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, όπως η ηλιακή και η αιολική, δεν φημίζονται για την σταθερότητά τους, μιας και αξιοποιούν φυσικά φαινόμενα με μεταβλητό χαρακτήρα. Ωστόσο, η τεχνολογία μετατροπής της θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ των στρωμάτων των θαλάσσιων υδάτων (**Ocean Thermal Energy Conversion, OTEC**), είναι ικανή να λειτουργήσει, ως μια σταθερή και συνεπή πηγή ενέργειας [1], ειδικά για περιοχές πλησίον του Ισημερινού. Ουσιαστικά, χρησιμοποιείται ως θερμή δεξαμενή το θαλασσινό νερό της επιφάνειας του ωκεανού και ως ψυχρή δεξαμενή το ψυχρό θαλασσινό νερό (**θερμοκρασίας 4°C**), όπως αυτό αντλείται από βάθος **1000m**. Στις τροπικές περιοχές η θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα σε αυτές τις δύο δεξαμενές αγγίζει τουλάχιστον τους **20°C** και είναι διαθέσιμη **24 ώρες την ημέρα, 365 μέρες το χρόνο** με ελάχιστες μεταβολές στην τιμή της [2]. Επιπλέον, μια μονάδα OTEC με την κατάλληλη διαμόρφωση κύκλου, μπορεί να παράξει, εκτός της ηλεκτρικής ενέργειας, πολλά ακόμα παραπροϊόντα. Βέβαια, η τεχνολογία OTEC αν και μελετάται περίπου 100 χρόνια, δεν έχει καταφέρει να καθιερωθεί ακόμα, στην βιομηχανία των ανανεώσιμων και συμβατικών πηγών ενέργειας. Οι κυριότεροι λόγοι, είναι ο μικρός βαθμός απόδοσης των μονάδων παραγωγής ισχύος - κυμαίνεται μεταξύ **3%-4%** - και ορισμένες τεχνικές προκλήσεις, κατά τον σχεδιασμό και την κατασκευή συνιστωσών (π.χ. εναλλάκτες θερμότητας, αγωγός κρύου νερού) μιας μονάδας OTEC.

### 1.1 Σκοπός, ερωτήματα και στόχοι

Ο σκοπός της παρούσας εργασίας, είναι η ανάλυση μιας μονάδας OTEC θερμικής ισχύος εισόδου **1MW** για συγκεκριμένα εργαζόμενα μέσα. Συγκεκριμένα επιδιώχθηκε η ανάλυση της συμπεριφοράς μια μονάδας OTEC συναρτήσει του εκάστοτε εργαζόμενο μέσου καθώς και των θερμοκρασιών ατμοποίησης και συμπύκνωσης. Η μονάδα OTEC υπακούει στις θερμικές διεργασίες του **Οργανικού Κύκλου Rankine (ORC)**, με το **Μοντέλο Β** να περιλαμβάνει και την ύπαρξη **υπερθέρμανσης**. Να σημειώσουμε, ότι το Μοντέλο Β, μελετάται, γιατί δεν συναντήσαμε βιβλιογραφικές αναφορές, οι οποίες επιχειρούν τροποποιήσεις στις φυσικές διεργασίες του Οργανικού Κύκλου Rankine και εξετάζουν τον βαθμό επίδρασης στην αποδοτικότητα του συστήματος OTEC. Βεβαίως αναλύεται και η συμπεριφορά του **Μοντέλου Α**, το οποίο υπακούει στις **4 βασικές** θερμικές διεργασίες του κύκλου Rankine. Από τα επιλεγμένα, βάσει ποιοτικών κριτηρίων διαλογής, εργαζόμενα μέσα σκοπός ήταν να αναδειχθούν τα αποδοτικότερα και για ορισμένα εξ' αυτών να επιλεγθούν **δύο πραγματικοί εναλλάκτες θερμότητας** (1 ατμοποιητής και 1 συμπυκνωτής) για την μελετηθείσα μονάδα OTEC. Πρόκειται για το σημείο, το οποίο κάνει ξεχωριστή και ενδιαφέρουσα την παρούσα εργασία, αφού για μια σημαντική συνιστώσα, μιας μονάδας OTEC, προτείνονται δυο πραγματικοί εναλλάκτες θερμότητας της αγοράς, οι οποίοι εξυπηρετούν τις επιθυμητές συνθήκες λειτουργίας της μονάδας OTEC-ORC. Ουσιαστικά σε αυτό το χωρίο δόθηκε ξεκάθαρη

απάντηση, εάν στην αγορά κυκλοφορούν εναλλάκτες, ικανοί να ανταποκριθούν σε μονάδες OTEC παραπλήσιας κλίμακας με εκείνη που πραγματεύεται η παρούσα διπλωματική εργασία.

Επιπλέον, η απουσία των Ευρωπαϊκών χωρών από τον παγκόσμιο χάρτη της τεχνολογίας OTEC, γεννά ερωτηματικά και απορίες, τα οποία οδήγησαν στην εξέταση και στην μελέτη του δυναμικού εφαρμογής της τεχνολογίας OTEC, είτε στην χώρα μας την Ελλάδα, είτε σε κάποια άλλη Ευρωπαϊκή χώρα.

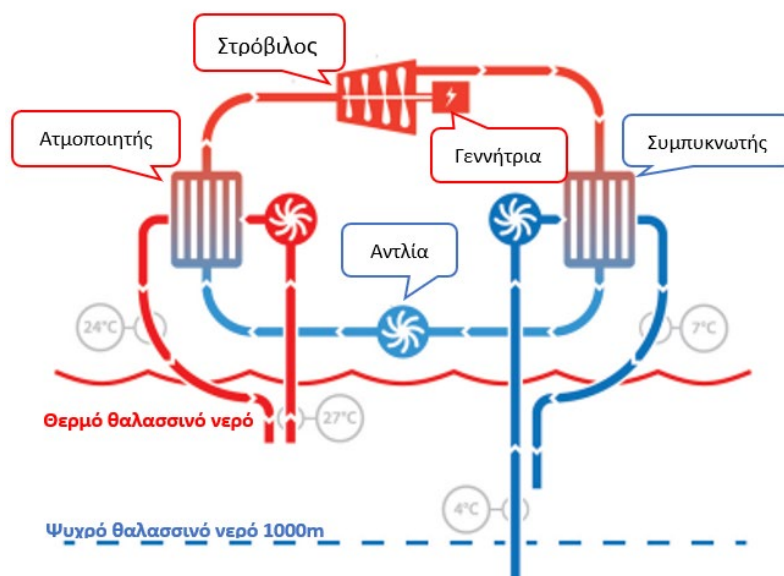
## 1.2 Οριοθέτηση

---

Κρίνεται σκόπιμο να ξεκαθαριστεί, ότι η παρούσα εργασία, μελέτησε την μονάδα παραγωγής ισχύος OTEC καθαρά υπό **θερμική σκοπιά**. Δηλαδή η μεθοδολογία και η ανάλυσή στόχευσε στον υπολογισμό του καθαρού **θερμικού** παραγόμενου έργου και του θερμικού βαθμού απόδοσης της μονάδας OTEC, χωρίς να ελήφθη υπόψιν πόσο από αυτό το έργο είναι εφικτό να μετατραπεί σε ηλεκτρική ενέργεια. Για αυτόν τον λόγο, **δεν** ορίστηκε για την γεννήτρια και τον στρόβιλο της μονάδας OTEC κάποιος **ηλεκτρικός** και **μηχανικός**, αντίστοιχα, βαθμός απόδοσης. Επίσης, αν και για την επιλογή των εναλλακτών θερμότητας, κρίνεται απαραίτητος ο υπολογισμός του δείκτη  $\gamma$ , η παρούσα εργασία δεν σκοπεύει να εισχωρήσει σε οικονομική αξιολόγηση ούτε της μονάδας OTEC, ούτε γενικότερα της τεχνολογίας.

## 2. Αρχή λειτουργίας μιας μονάδας ΟΤΕC

Η λειτουργία μιας μονάδας ΟΤΕC βασίζεται στις διεργασίες του θερμοδυναμικού **Οργανικού Κύκλου Rankine (Εικόνα 1)** [1]. Ένα εργαζόμενο μέσο, συνήθως με χαμηλό σημείο βρασμού (π.χ. αμμωνία), διέρχεται από έναν ατμοποιητή, στον οποίο συναλλάσσει θερμότητα με το θερμό θαλασσινό νερό. Ο ατμός υψηλής πίεσης και ενθαλπίας εισέρχεται σε ένα στρόβιλο, τον κινεί και παράγεται ηλεκτρική ενέργεια, μέσω μιας γεννήτριας. Ο εξερχόμενος ατμός, από το στρόβιλο, συμπυκνώνεται καθώς συναλλάσσει θερμότητα με το ψυχρό θαλασσινό νερό, όπως αυτό αντλείται από βάθος 1000m, από τον αντίστοιχο αγωγό. Έπειτα, το εργαζόμενο μέσο, σε υγρή πλέον φάση, οδηγείται μέσω της αντλίας του, στον ατμοποιητή και έτσι δημιουργείται ένας επαναλαμβανόμενος κλειστός θερμοδυναμικός κύκλος. Αυτή η θερμοκρασιακή διαφορά εντοπίζεται σε περιοχές κοντά στον Ισημερινό και στις περισσότερες τροπικές παράκτιες περιοχές, όπου παρατηρούνται διαφορές μέχρι και της τάξεως των **27 °C-29 °C** βαθμών κελσίου. Συλλογιζόμενοι το γεγονός, ότι μετά το ένα χιλιόμετρο βάθους (1000m) τα επίπεδα θερμοκρασίας παραμένουν σταθερά στους 4° C, για την εγκατάσταση ενός συστήματος ΟΤΕC επιθυμείται θερμοκρασία επιφάνειας γύρω στους **25° C**.



Εικόνα 1 Αρχή λειτουργίας μονάδας ΟΤΕC κλειστού κύκλου

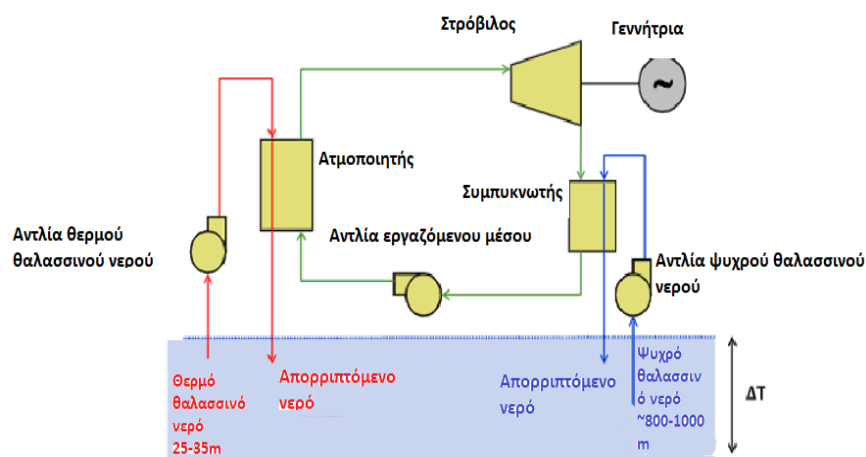
## 2.1 Τύποι μονάδων OTEC

Από την στιγμή της παρουσίασης της ιδέας, από τον **D'Arsonval** μέχρι σήμερα έχουν εξεταστεί και ερευνηθεί διάφοροι τύποι συστημάτων OTEC, μεταξύ των οποίων οι 3 βασικότεροι είναι:

- OTEC κλειστού κύκλου (Closed cycle OTEC)
- OTEC ανοιχτού κύκλου (Open cycle OTEC)
- OTEC υβριδικού κύκλου (Hybrid cycle OTEC)

### 2.1.1 Μονάδες OTEC κλειστού κύκλου (Closed-cycle OTEC)

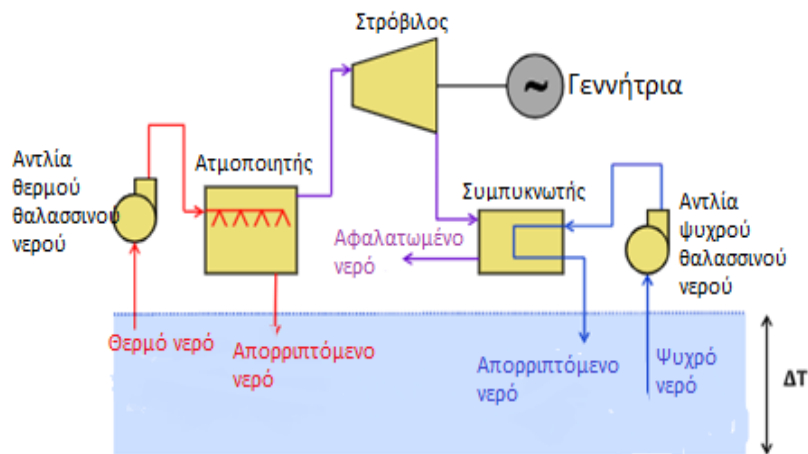
Στο σύστημα του κλειστού κύκλου (**Εικόνα 2**) το εργαζόμενο μέσο, ακολουθεί ένα κλειστό πεδίο ροής [1]. Το εκάστοτε εργαζόμενο μέσο ατμοποιείται, χάρη στη θερμότητα του θερμού νερού του ωκεανού, το οποίο διέρχεται, μέσω του αντίστοιχου αγωγού, από τον ατμοποιητή του συστήματος. Αφού το εργαζόμενο μέσο είναι πλέον σε κατάσταση ατμού, οδηγείται στο στρόβιλο της εγκατάστασης. Εκεί η πτώση πίεσης και ενθαλπίας μετατρέπεται σε μηχανικό έργο, το οποίο θέτει σε λειτουργία την γεννήτρια με στόχο την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Μετά την έξοδο του στροβίλου, το εργαζόμενο μέσο συμπυκνώνεται χάρη στο συμπυκνωτή, αφού συναλλάξει θερμότητα με το ψυχρό νερό του ωκεανού, όπως αντλείται από την αντίστοιχη αντλία σε βάθος 900+ μέτρα.



Εικόνα 2 Σκαριφηματική απεικόνιση μιας μονάδας OTEC κλειστού κύκλου [72]

### 2.1.2 Μονάδες OTEC ανοιχτού κύκλου (Open-cycle OTEC)

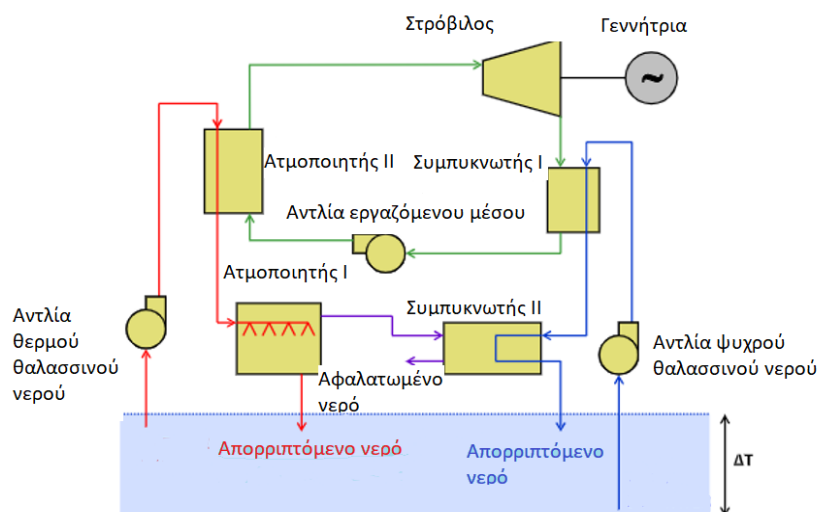
Τα συστήματα **OTEC ανοιχτού κύκλου**, σαν κι αυτό στην **Εικόνα 3** παρουσιάζουν παρόμοια μορφή λειτουργίας με την διαμόρφωση του κλειστού κύκλου, μόνο που στον ανοιχτό κύκλο το **θαλασσινό νερό αποτελεί και το εργαζόμενο μέσο**, με αποτέλεσμα να μην απαιτείται ο ίδιος αριθμός εναλλακτών θερμότητας. Θερμό θαλασσινό νερό, όπως εντοπίζεται στα ανώτερα στρώματα του ωκεανού, παραλαμβάνεται σε ένα **δοχείο κενού αέρος (vacuum vessel)** με χαμηλή πίεση, η οποία προκαλεί και την ατμοποίησή του. Ο παραγόμενος ατμός, αφού εισέλθει στον στρόβιλο χαμηλής πίεσης και ύστερα στη γεννήτρια, εξέρχεται του στρόβιλου και συμπυκνώνεται, χρησιμοποιώντας το ψυχρό θαλασσινό νερό που αντλούμε μέσω της αντίστοιχης αντλίας [1]. Ο ανοιχτός κύκλος παρουσιάζει δύο πλεονεκτήματα έναντι του κλειστού, αφού απαιτεί **λιγότερους εναλλάκτες** και παράγει **άμεσα φρέσκο νερό**. Και αυτό, διότι το συμπυκνωμένο θαλασσινό νερό είναι καθαρό από άλατα, επομένως εκτός από την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, δύναται να παραχθεί και να αξιοποιηθεί το αφαλατωμένο φρέσκο νερό ανάλογα με τις ανάγκες της περιοχής εγκατάστασης. Επιπρόσθετα το αντλούμενο ψυχρό θαλασσινό νερό, αφού ολοκληρωθεί η διαδικασία της συμπύκνωσης μπορεί να επαναχρησιμοποιηθεί ακόμα και για τις ανάγκες ενός συστήματος **κλιματισμού αέρα**. Τα παραπροϊόντα της διαδικασίας του ανοιχτού κύκλου φανερώνουν την πολυχρηστικότητά του. Ωστόσο, στην διαμόρφωση μιας μονάδας OTEC ανοιχτού κύκλου χρειαζόμαστε εγκατάσταση **στρόβιλου** σχεδόν **απαγορευτικών διαστάσεων**. Και αυτό, διότι η **διαφορά ενθαλπίας** που μπορεί να επιτευχθεί από το θαλασσινό νερό είναι αρκετά **χαμηλή**, συνεπώς θα πρέπει να εξοπλίσουμε το σύστημα OTEC, είτε με περισσότερους από ένα στρόβιλο, είτε με στρόβιλο μεγαλύτερης γεωμετρίας (π.χ. διάμετρο) για την επίτευξη παρόμοιας παραγωγής ισχύος με ένα αντίστοιχο σύστημα OTEC κλειστού κύκλου.



Εικόνα 3 Σκαριφηματική απεικόνιση ανοιχτού κυκλώματος OTEC

### 2.1.3 Μονάδες OTEC υβριδικού κύκλου (Hybrid-cycle OTEC)

Υπάρχει επίσης, ένα τρίτο μοντέλο λειτουργίας μονάδας OTEC, το οποίο αποτελεί έναν συνδυασμό κλειστού και ανοιχτού κύκλου (**Εικόνα 4**). Το κύριο πλεονέκτημα του υβριδικού κύκλου είναι, ότι μπορεί να παράξει ηλεκτρική ενέργεια στον κλειστό κύκλο και φρέσκο νερό στον ανοιχτό. Σε ένα τέτοιο κύκλωμα συνδυάζονται το θαλασινό νερό και το εργαζόμενο μέσο του κλειστού κύκλου. Το δοχείο κενού (**vacuum vessel**) εξυπηρετεί τόσο στην αποτόνωση και ατμοποίηση του θαλασινού νερού, ώστε να παραχθεί αφαλατωμένο νερό, όσο και στην ατμοποίηση του δεύτερου εργαζόμενου μέσου μέσω της εναλλαγής θερμότητας με το θερμό νερό του ωκεανού. Το δεύτερο ρευστό αναμειγνύεται φυσικά με το θαλασινό νερό, δημιουργώντας ένα διφασικό μείγμα. Το ατμοποιημένο εργαζόμενο μέσο του κλειστού κύκλου διαχωρίζεται και επανασυμπυκνώνεται στο σύστημα κλειστού κύκλου. Ένα σημαντικό πλεονέκτημα του υβριδικού κύκλου σε σχέση με ένα σύστημα OTEC αποκλειστικά ανοιχτού κύκλου είναι, πως **δεν** χρειάζεται ο στρόβιλος χαμηλής πίεσης να είναι πια **μεγάλων διαστάσεων**, αφού πλέον μπορεί να χρησιμοποιηθεί ένας κοινός συμβατικός στρόβιλος.



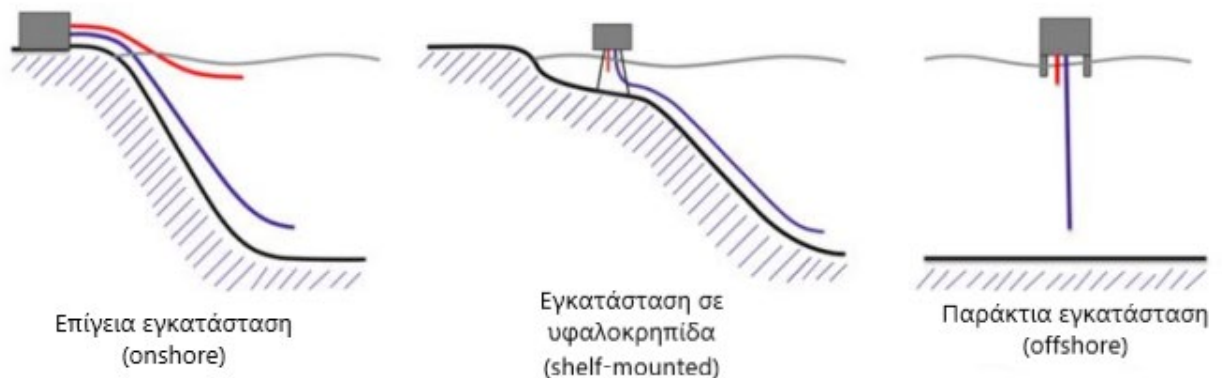
Εικόνα 4 Σκαριφηματική απεικόνιση υβριδικού κύκλου OTEC



## 2.2 Σημεία εγκατάστασης μονάδων ΟΤΕC

Οι εγκαταστάσεις μονάδων ΟΤΕC μπορούν να ανήκουν σε μία από τις τρεις επόμενες κατηγορίες της **Εικόνας 5**, όπως αυτές ορίζονται, ανάλογα με το σημείο τοποθεσίας τους [2].

- Πλωτή / Υπεράκτια εγκατάσταση (Offshore Plant)  
 Η τοποθέτηση και εγκατάσταση του συστήματος ΟΤΕC βρίσκεται, είτε πάνω σε κάποια παράκτια πλατφόρμα, είτε ακόμα και σε πλοίο. Σε αυτές τις περιπτώσεις οι αγωγοί θαλασσινού νερού είναι τοποθετημένοι κάθετα.
- Επίγεια εγκατάσταση (Onshore Plant)  
 Πρόκειται για εγκατάσταση, η οποία βρίσκεται κοντά σε κάποια ακτογραμμή και οι αγωγοί θαλασσινού εκτείνονται κατά μήκος του εδάφους και φτάνουν στα επιθυμητά επίπεδα βάθους ανάλογα, εάν αντλούν θερμό ή ψυχρό θαλασσινό νερό.
- Εγκαταστάσεις σε υφαλοκρηπίδες (Shelf-mounted)  
 Σε εγκαταστάσεις τέτοιου τύπου το μήκος των αγωγών μειώνεται σημαντικά, αφού η πρόσβαση στα επιθυμητά βάθη είναι πιο άμεση. Ωστόσο, πρόκειται για εγκαταστάσεις με υψηλές τεχνικές δυσκολίες σε θέματα συντήρησης και τοποθέτησης.



Εικόνα 5 Τύποι εγκαταστάσεων μονάδας ΟΤΕC [69]

## 2.3 Παραπροϊόντα της τεχνολογίας OTEC

Λαμβάνοντας υπόψιν την ανάλυση του χωρίου 2.1, γίνεται αντιληπτό ότι μια μονάδα OTEC, εκτός της παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, μπορεί να αποτελέσει πηγή για πολλά ακόμα παραπροϊόντα. Μερικά εκ των οποίων είναι:

### 2.3.1 Παραγωγή φρέσκου νερού

Στους τύπους OTEC ανοιχτού και υβριδικού κύκλου παρατηρήθηκε, πως το απορριπτόμενο θαλασσινό νερό αξιοποιείται για τη παραγωγή φρέσκου νερού. Συγκεκριμένα σε ένα σύστημα OTEC ανοιχτού κύκλου το ατμοποιημένο θερμό θαλασσινό νερό στην έξοδο του από το στρόβιλο είναι πλήρως αφαλατωμένο, οπότε μπορεί να συγκεντρωθεί σε κάποια δεξαμενή [3]. Το ίδιο συμβαίνει και σε μια μονάδα OTEC υβριδικού κύκλου, μόνο που τώρα αποθηκεύεται το αφαλατωμένο θαλασσινό νερό, το οποίο απαιτήθηκε κατά την διαδικασία της συμπύκνωσης. Σύμφωνα με τον R.Magesh [4], μια μονάδα OTEC υβριδικού κύκλου είναι ικανή, για κάθε **1 MW** ισχύος, να παράγει μέχρι και **2.28 εκατομμύρια λίτρα** φρέσκου νερού ανά ημέρα. Όπως γίνεται εύκολα αντιληπτό, ο συνδυασμός παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και φρέσκου νερού, καθιστά την τεχνολογία OTEC, από μηχανή θεό, για απομακρυσμένα τροπικά νησιά και περιοχές. Για παράδειγμα, βάσει μελέτης στις Μπαχάμες, Muralidharan (2012) [2], υπολογίστηκε πως μια μονάδα OTEC είναι ικανή να παράξει φρέσκο νερό με κόστος **0.89 USD/k gallon**, μια τιμή που απέχει πολύ από εκείνη των συστημάτων αφαλάτωσης μεγάλης κλίμακας (**2.6 USD/k gallon – 4.0 USD/k gallon**).

### 2.3.2 Συστήματα κλιματισμού θαλασσινού νερού (Seawater Air-Conditioning)

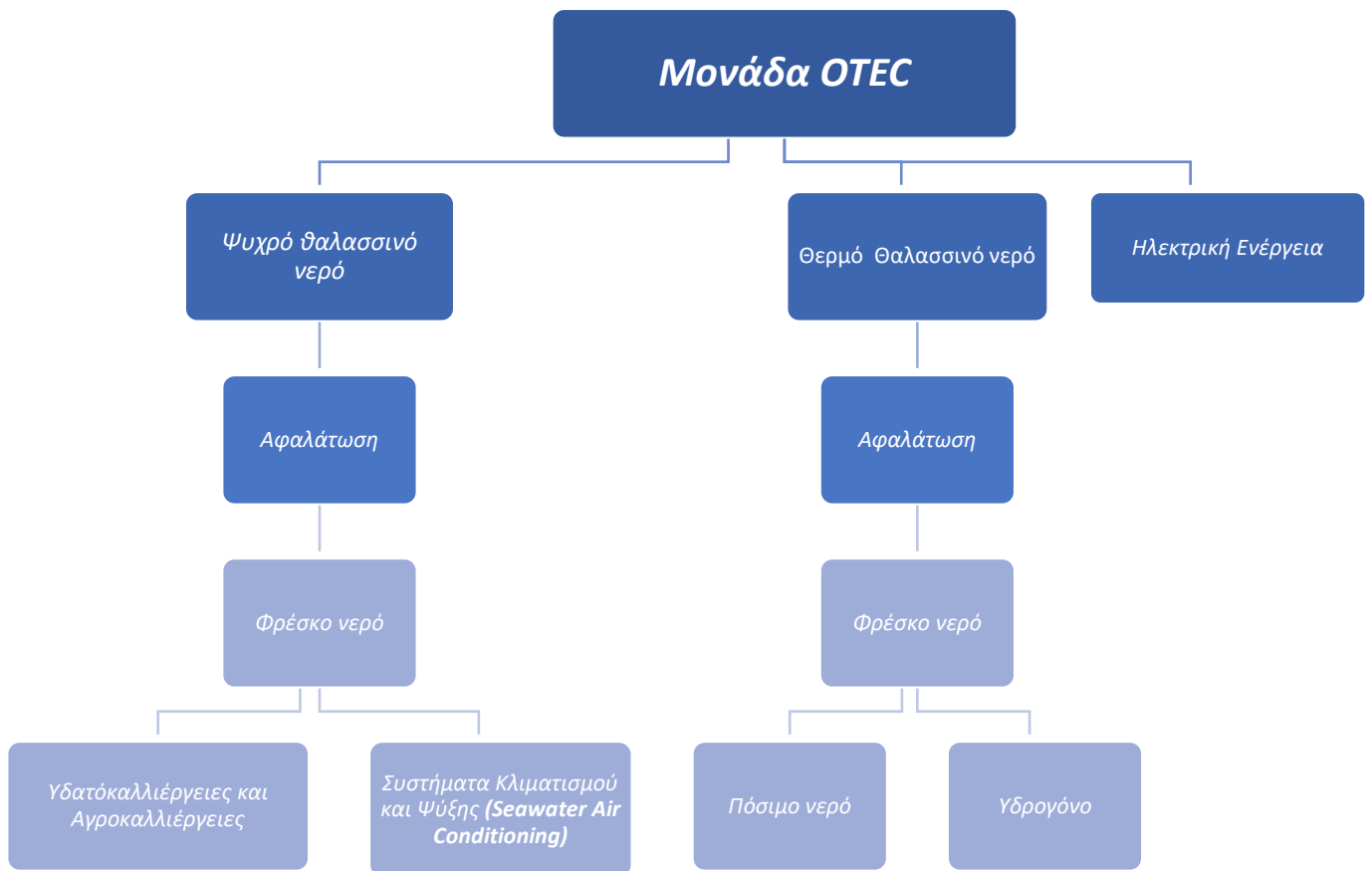
O Koto [5] και άλλοι εξήγησαν, ότι το ψυχρό θαλασσινό νερό ενός συστήματος OTEC, με τις κατάλληλες τροποποιήσεις των συστημάτων κλιματισμού μπορεί να συμβάλει ακόμα και στον κλιματισμό κτιρίων και υποδομών. Αυτός ο εναλλακτικός τρόπος ψύξης μπορεί να λειτουργήσει επικουρικά σε χώρες-νήσους παραθερισμού, όπου υπάρχει πληθώρα ξενοδοχειακών μονάδων. Με αυτό τον τρόπο, η μονάδα μπορεί να συμβάλει και στην αποφόρτιση της συνολικής απαιτούμενης ηλεκτρικής ισχύος.

### 2.3.3 Παραγωγή υδρογόνου

Ακόμα ένα εν δυνάμει παραπροϊόν μιας μονάδας OTEC είναι το υδρογόνο. Το υδρογόνο αποτελεί καύσιμο του μέλλοντος και στην προκειμένη περίπτωση, αξιοποιώντας την παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια του συστήματος OTEC, μπορούμε να το παράγουμε μέσω της ηλεκτρόλυσης.

#### 2.3.4 Επικουρία υδατοκαλλιεργειών και αγροκαλλιεργειών

Το θαλασσινό νερό μετά τα **700-800 m** βάθος είναι πλούσιο σε **θρεπτικά συστατικά**, όπως **άζωτο, φώσφορο (φωσφορικό αλάτι)** συστατικά ζωτικής σημασίας για την ευδοκίμηση του θαλάσσιου οικοσυστήματος (φυτά και ζώα). Στα ανώτερα στρώματα των ωκεανών, όπου και ζουν οι περισσότεροι οργανισμοί, τέτοια θρεπτικά συστατικά απουσιάζουν. Έτσι εκμεταλλευόμενοι την πρόσβαση, μέσω του αγωγού ψυχρού θαλασσινού νερού σε αυτά τα βάθη, δύναται να δημιουργηθούν τεχνητά ρεύματα νερού παρόμοια με τα φυσικά ενισχύοντας την ευδοκίμηση του βιότοπου. Για παράδειγμα, η εκτροφή **μη γηγενών ψαριών**, όπως ο σολομός, ο αστακός, στρείδια, πέστροφα κ.α. μπορεί να συμβεί σε πισίνες με νερό παρεχόμενο, από τις αντλίες θαλασσινού νερού της μονάδας OTEC. Επίσης, η σωστή ανάμιξη του ψυχρού θαλασσινού νερού με εκείνου της θερμής επιφάνειας της θάλασσας, μπορεί να ωφελήσει την παραγωγή **φυτοπλαγκτόν (microalgae)** και να αυξήσει κατά πολύ τους ρυθμούς παραγωγής του. Χαρακτηριστικό παράδειγμα αποτελεί ο όμιλος Cyanotech Corporation, ο οποίος καλλιεργεί σπιρουλίνα με αυτό τον τρόπο [6]. Επιπλέον στην περίπτωση επίγειων μονάδων OTEC, το νερό μπορεί να αξιοποιηθεί για την άνθιση των **αγροκαλλιεργειών** της γύρω περιοχής. Συγκεκριμένα ο **Dr. John Craven**, ιδρυτής του **Φυσικού Εργαστηρίου Ενέργειας της Χαβάης (NELH)**, σε παρακείμενο κήπο κατάφερε με χρήση του ψυχρού θαλασσινού νερού, να καλλιεργήσει 80 διαφορετικά είδη λαχανικών κρατώντας τις ρίζες τους σε χαμηλές θερμοκρασίες [6]. Ακόμα και είδη, όπως φράουλες, μαρούλια, που κατά κόρον ευδοκιμούν σε εύκρατα κλίματα, μπορούν να αναπτυχθούν ακολουθώντας την παραπάνω μέθοδο. Από όσα περιεγράφηκαν είναι εμφανές, ότι μια μονάδα OTEC μπορεί να επηρεάσει ευεργετικά πολλές δραστηριότητες των κατοίκων της εκάστοτε περιοχής. Στην **Εικόνα 6** παρουσιάζονται συνοπτικά τα προαναφερθέντα παρα-προϊόντα και οι πηγές προέλευσής τους.



Εικόνα 6 Δένδρο διαδικασιών και παραπροϊόντων μιας μονάδας ΟΤΕC

### 3. Ιστορική αναδρομή και εξέλιξη της τεχνολογίας OTEC

Όλα ξεκινούν το **1881**, όταν ο ακαδημαϊκός **D' Arsonval** διατυπώνει επίσημα ένα πρωτόλειο μοντέλο βασιζόμενο στην θερμοκρασιακή διαφορά των θαλασσών για την παραγωγή ηλεκτρισμού, εν ονόματι OTEC [4]. Όσον αφορά τα θερμοδυναμικά δεδομένα αυτής της επί χάρτου ακόμα ιδέας ο **D' Arsonval** επιλέγει τον θερμοδυναμικό κύκλο Rankine, διαμόρφωση κλειστού τύπου (closed-cycle) και ορίζει εργαζόμενο μέσο την αμμωνία. Το **1928** ο **George- Claude**, Γάλλος μηχανικός και πρώην μαθητής του D'Arsonval, παρουσιάζει τον βαθμό επιτευξιμότητας της παραπάνω ιδέας, χρησιμοποιώντας για τον ατμοποιητή ζεστό νερό θερμοκρασίας 30° C από ένα σταθμό σιδήρου και κρύο νερό στους 10° C, από τον ποταμό Meuse, για την συμπύκνωση. Η παραπάνω εγκατάσταση καταφέρνει και παράγει ταχύτητες στροβίλου της τάξεως των **5000 rpm** και ισχύ **50 kW**. Η επιτυχία της πρώτης αυτής δοκιμής βοήθησε τον Claude να του χορηγηθεί οικονομική βοήθεια το **1930** για να παρουσιάσει την λειτουργία ενός συστήματος OTEC στην ακτή **Mantanzas**, στη Κούβα. Αυτή η πρωτόλεια μονάδα OTEC παρέμεινε λειτουργική για μόλις **11 μέρες**, αφού η αντλία κρύου νερού καταστράφηκε, λόγω μιας ισχυρής καταιγίδας. Ο Claude συνεχίζει τις προσπάθειες και το **1940** προτείνει στην γαλλική κυβέρνηση την εγκατάσταση μιας μονάδας OTEC 40 MW στο **Abijdan** της Ιβηρικής ακτής. Ωστόσο, ούτε αυτή η προσπάθεια καρποφορεί, αφού προτιμάται η κατασκευή ενός μεγάλου και οικονομικότερου υδροηλεκτρικού σταθμού [1]. Για 30 χρόνια παύει κάθε ενέργεια και δραστηριότητα που αφορά την τεχνολογία OTEC, ώσπου τα τέλη της δεκαετίας του **1970** η εμφάνιση ενεργειακής κρίσης κινητοποιεί την πολιτεία της Χαβάης για την κατασκευή της μονάδας **Mini-OTEC**. Έτσι το **1979** ένα σύστημα OTEC μικρής κλίμακας ξεκινάει την λειτουργία του, παράγοντας καθαρή ισχύ **18kW**. Το επόμενο επίτευγμα έρχεται το **1980-81** με τη δοκιμαστική μονάδα **OTEC-1** στη τοποθεσία **Kalua-Kona, Χαβάη**, όπου ως επιπλέον πλατφόρμα χρησιμοποιείται ένα τροποποιημένο T-2 tanker [1]. Εκτός της παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος σκοπός ήταν και η δοκιμή και η μελέτη των μηχανικών μερών και εξαρτημάτων ενός συστήματος OTEC, μεταξύ αυτών η πλατφόρμα, η αντλία κρύου νερού, τα συστήματα αγκυροβόλησης, οι εναλλάκτες θερμότητας κ.α. Παρά το μικρό διάστημα λειτουργίας του OTEC-1 συντελούνται επιτεύγματα- ορόσημα :

- Επιτυχή τοποθέτηση/εγκατάσταση αντλίας κρύου νερού μήκους 670m
- Σύστημα αγκυροβόλησης, τα οποία έφταναν τα 1370m
- Εύρυθμη λειτουργία και ανεκτικότητα της αντλίας κρύου νερού σε έντονα καιρικά φαινόμενα ( άνεμοι, κύματα )
- Λειτουργία εναλλάκτη θερμότητας αυλού κελύφους σε κλειστό κύκλο αμμωνίας με θερμικές ανάγκες 80 MW
- Έλεγχος και περιορισμός της ανεπιθύμητης βιορύπανσης (biofouling), σε κρίσιμα μηχανολογικά μέρη της εγκατάστασης, με εκχύσεις μικρών ποσοτήτων χλωρίνης.

Μαζί με το OTEC-1 το **πανεπιστήμιο Saga** της Ιαπωνίας κατασκευάζει το 1981 μια επίγεια μονάδα OTEC κλειστού κύκλου στην ακτή της νήσου **Nauru**. Σαν εργαζόμενο μέσο επιλέχθηκε το R22 και για διάστημα 3 μηνών παράχθηκε καθαρή ηλεκτρική ισχύ 100kWe. Για τις δεκαετίες 80 και 90, λόγω έλλειψης χρηματοδότησης δεν γίνεται κάποια περαιτέρω μελέτη ή εγκατάσταση πιλοτικής μονάδας. Το αμέσως επόμενο επίτευγμα της τεχνολογίας OTEC, άξιο αναφοράς, εντοπίζεται στην Ιαπωνία και στο νησί **Kumejima**, όπου από το **2013 έως και σήμερα** λειτουργεί μονάδα OTEC παραγωγής ισχύος **50kWe**. Την σκυτάλη παίρνει και πάλι η Χαβάη, όπου η συνεργασία των οργανισμών Makai Ocean Engineering και Lockheed Martin οδηγεί στην διασύνδεση της μονάδας OTEC στο ηλεκτρικό δίκτυο των ΗΠΑ. Ο **Πίνακας 1** περιγράφει συνοπτικά κάθε μονάδα OTEC, που είτε είναι εν λειτουργία, είτε λειτούργησε για ορισμένο διάστημα, είτε μελετήθηκε ο σχεδιασμός της [7].

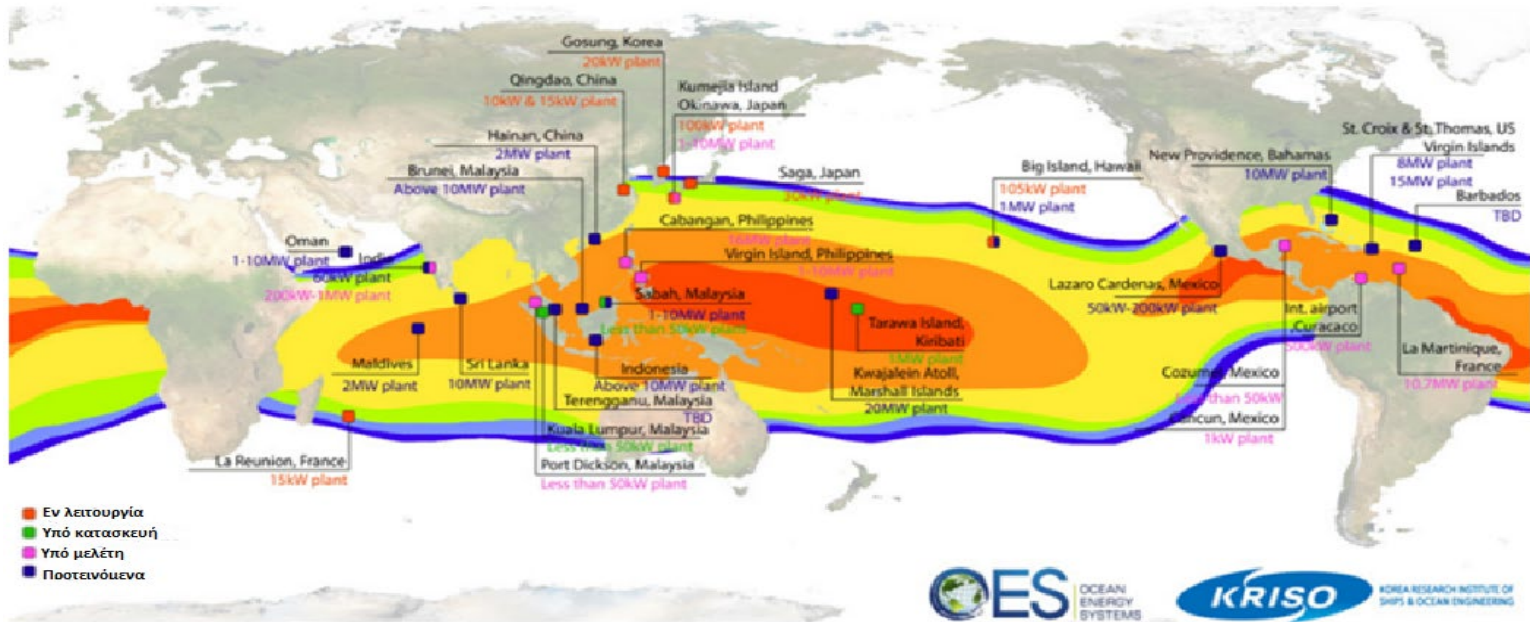
**Πίνακας 1 Περιγραφή λειτουργικών , υπό μελέτη και υπό σχεδιασμό μονάδων OTEC μέχρι σήμερα [9]**

Τοποθεσία/Χώρα	Ονομαστική παραγόμενη ισχύς	Περιγραφή	Φορέας/ Εταιρία
Χαβάη	103 kW	Κλειστού Κύκλου, αποτελεί μια από τις πρώτες εγκατεστημένες μονάδες OTEC το 1979	NELHA Εργαστήριο Φυσικής Ενέργειας Χαβάης
Χαβάη	1MW	Ανοιχτού Κύκλου, λειτούργησε μεταξύ του 1993- 1998. Επίγεια μονάδα OTEC, χρήση νερού για ιχθυοκαλλιέργειες	NELHA Εργαστήριο Φυσικής Ενέργειας Χαβάης
Χαβάη	10MW	Κλειστού Κύκλου, παράκτια πλατφόρμα. Αναμενόταν να λειτουργήσει το 2013 , αλλά δεν ευδοκίμησε το συγκεκριμένο σχέδιο. Χρηματοδοτήθηκε με 4.4 εκατομμύρια δολάρια από τη Ναυτική Μονάδα Μηχανικής Διοίκησης Lockheed Martin.	Lockheed Martin Naval Facility Engineering Command
Ιαπωνία / Ναούρου	120 kW	Μονάδα Κλειστού κύκλου, λειτούργησε το 1982-1983 για ερευνητικούς σκοπούς. Το 90% της παραγόμενης ισχύος χρησιμοποιήθηκε για τις λειτουργικές και αντλητικές ανάγκες της μονάδας	Ιαπωνικό Ινστιτούτο Έρευνας Ωκεάνιας Ενέργειας
Ιαπωνία/ Ιμάρι	30 kW	Μονάδα επίδειξης, έτος <b>2013</b> , αρκετές ανάλογες μονάδες έχουν λειτουργήσει από το Πανεπιστήμιο Saga	Πανεπιστήμιο Saga

<b>Ιαπωνία/ Οκινάουα</b>	50 kW	Ολοκληρώθηκε την 16 <sup>η</sup> Ιουνίου <b>2013</b> – ερευνητική, πειραματική μονάδα ,εγκατεστημένη κοντά στο Νησί Kumejima. Σκοπός η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και λοιπών παραπροϊόντων : ψύξη, ιχθυοκαλλιέργειες, αγροκαλλιέργειες	Xenesys Incorporated, IHI, and Yokogawa
<b>Ινδία – Τουτικοριν , Βόρεια Ινδία</b>	1 MW	Υπεράκτια μονάδα (πλατφόρμα) κλειστού κύκλου αμμωνίας, άρχισε το <b>2000</b> , δεν ολοκληρώθηκε λόγω προβλημάτων με τους αγωγούς άντλησης θαλασσινού νερού.	Ινδική Κυβέρνηση/ Ινδικό Ινστιτούτο Τεχνολογίας
<b>Βορειότερη Κίνα</b>	10 MW	Οι φορείς Beijing Based Reignwood Group και Lockheed Martin, την 13 <sup>η</sup> Απριλίου <b>2013</b> συμφώνησαν την ανάπτυξη ενός επίγειου συστήματος OTEC στην Βορειότερη Ακτή της Κίνας	Lockheed Martin, Reignwood Group
<b>Μαρτινίκα,Μπελοφονταίν</b>	10 MW	Ο όμιλος DCNS ανακοίνωσε το 2014 την χρηματοδότηση του πρότζεκτ NEMO. Στόχευε για λειτουργία της μονάδας το 2016 αλλά δεν επετεύχθη ο στόχος	Γαλλικός Όμιλος DCNS
<b>Χαβάη</b>	105 kW	Η συνεργασία των φορέων Makai Ocean Engineering και Lockheed Martin, εν έτη <b>2015</b> , οδήγησε στην κατασκευή της πρώτης πλήρως λειτουργικής μονάδας OTEC, κλειστού κύκλου, στη Χαβάη. Είναι συνδεδεμένη στο ηλεκτρικό δίκτυο των ΗΠΑ. Έχει τη δυνατότητα να παράξει 105 kW παρέχοντας ισχύ για περίπου 120 σπίτια	Makai Ocean Engineering, Lockheed Martin

Το Κορεάτικο Ινστιτούτο έρευνας Πλοίων και Ωκεάνιας Μηχανικής **KRISO**, το 2019 διερεύνησε εκτεταμένα και σε παγκόσμια κλίμακα τα υπάρχοντα λειτουργικά συστήματα OTEC καθώς και την κατάσταση, στην οποία βρίσκονται αντίστοιχα μελλοντικά project της τεχνολογίας OTEC [8]. Η μελέτη και έρευνα αφορά εγκαταστάσεις OTEC καθαρής ισχύος της τάξεως των 15kW με 20 MW. Ο χάρτης μας δίνει μια καλή εικόνα για το πως διαμορφώνεται γεωγραφικά η αγορά των συστημάτων OTEC. Με **κόκκινες** κουκίδες εμφανίζονται οι υπάρχουσες λειτουργικές εγκαταστάσεις OTEC, με **πράσινο** χρώμα οι εγκαταστάσεις υπό κατασκευή, τέλος με **ροζ** και **μπλε**

χρώμα διακρίνουμε τις μελλοντικές και τις προταθείσες αντίστοιχα περιοχές για λειτουργία μονάδων OTEC.



Εικόνα 7 Παγκόσμιος χάρτης με τις μονάδες OTEC [8]

Όπως διακρίνει κανείς και από την παραπάνω ιστορική αναδρομή και από την **Εικόνα 7** οι χώρες που μελετούν και ερευνούν την τεχνολογία OTEC, με αρκετές να έχουν επιτύχει σημαντικά επιτεύγματα, είναι η Νότια Κορέα, η Ιαπωνία, η Ινδία, η Κίνα, η Μαλαισία και οι Ηνωμένες Πολιτείες της Αμερικής. Δηλαδή χώρες κοντά στο γεωγραφικό πλάτος του Ισημερινού, ενώ εντύπωση προκαλεί, η απουσία κάποιας ευρωπαϊκής χώρας από το χάρτη. Οι λόγοι αναφέρονται λεπτομερέστερα στο **χωρίο 5.3**, όπου εξετάζεται το δυναμικό εφαρμογής της ανανεώσιμης πηγής ενέργειας OTEC στην Ελλάδα, αλλά και στα ευρωπαϊκά ύδατα.



## 4. Τεχνική ετοιμότητα συνιστωσών μιας μονάδας OTEC

Κατά την ιστορική εξέλιξη της τεχνολογίας OTEC, οι ανάλογοι και αρμόδιοι φορείς συνάντησαν αρκετές τεχνικές δυσκολίες στην εγκατάσταση τέτοιων συστημάτων, μερικές εξ' αυτών εξακολουθούν να υφίστανται μέχρι και σήμερα. Η στασιμότητα που παρατηρήθηκε στην ανάπτυξη και στην εμπορευματοποίηση των συστημάτων OTEC, δημιούργησε την ανάγκη να αναγνωριστούν τα κρίσιμα μέρη μιας μονάδας OTEC. Μια τέτοια πρωτοβουλία ανέλαβαν ο όμιλος **NOAA** Διαχείρισης Πόρων Ακτής και Ωκεανών (NOAA's Office Of Ocean and Coastal Resource Management), με την συνδρομή του Παράκτιου Κέντρου Έρευνας (Coastal Response Research Center). Συνεργάστηκαν στην συλλογή χρήσιμων πληροφοριών, με τη βοήθεια των εκάστοτε ειδικών, για την αξιολόγηση της τεχνικής ετοιμότητας των επιμέρους μερών της τεχνολογίας OTEC και τα περιθώρια βελτίωσης τους [9]. Το απόσταγμα της προσπάθειας αυτής ήταν η αναγνώριση και ο εντοπισμός **7 κρίσιμων συνιστωσών** μιας εγκατάστασης OTEC, όπως:

1. Πλατφόρμα ( Περίπτωση υπεράκτιου συστήματος OTEC)
  1. Συστήματα Αγκυροβόλησης Πλατφόρμας
  2. Εναλλάκτες θερμότητας
  3. Καλώδια Ισχύος
  4. Αντλίες και τουρμπίνες (στρόβιλοι)
  5. Αγωγός ψυχρού θαλασσινού νερού.
  6. Διασύνδεση αγωγών – πλατφόρμας OTEC

### 4.1 Πλατφόρμες υπεράκτιων μονάδων OTEC (Offshore OTEC Plants)

Αποτελούν ένα αναπόσπαστο κομμάτι μιας υπεράκτιας εγκατάστασης OTEC. Συγκεκριμένα χρησιμοποιούνται είδη πλατφόρμων, οι οποίες έχουν δοκιμαστεί και καθιερωθεί σε διάφορες ωκεάνιες εφαρμογές, όπως είναι η συλλογή μετεωρολογικών και ωκεανογραφικών δεδομένων, η βιομηχανία εξόρυξης πετρελαίου, τα παράκτια αιολικά πάρκα, εκμετάλλευση ενέργειας κυμάτων κλπ. Έτσι, καταλήγουμε μια πλωτή μονάδα OTEC να εγκαθίσταται σε 3 κύρια είδη πλατφόρμων [9]:

1. οι **ημι-υποβρύχιες πλατφόρμες** (Semi-submersible platforms) ,
2. **spar platforms** και
3. **πλοία**

#### 4.1.1 Ημι-υποβρύχιες πλατφόρμες

Πρόκειται για πλατφόρμες, οι οποίες χρησιμοποιούνται ευρέως στην βιομηχανία εξόρυξης ορυκτών καυσίμων και με τις απαραίτητες μετατροπές μπορούν να εγγραθούν την ευστάθεια και την βιωσιμότητα μιας πλωτής μονάδας ΟΤΕC. Από τα βασικότερα πλεονεκτήματά τους είναι η μεγάλη χωρητικότητα του καταστρώματός τους. Έτσι, μπορούμε να αποφύγουμε πιθανά χωροταξικά θέματα κατά την εγκατάσταση των τμημάτων της μονάδας ΟΤΕC, όπως είναι ο στρόβιλος, οι εναλλάκτες θερμότητας και η γεννήτρια [10]. Επιπλέον, χάρη στα «πόδια»/«ποντόνια», που διαθέτουν, εξασφαλίζουν μεγάλη ευστάθεια και αντοχή στα φαινόμενα του ευμετάβλητου θαλάσσιου περιβάλλοντος (π.χ. κύματα, ρεύματα). Αυτό το χαρακτηριστικό μας δίνει τη δυνατότητα για κατασκευή του αγωγού κρούς νερού, που αποτελεί και το πιο δύσκολο τεχνικό ζήτημα ενός ΟΤΕC, επί τόπου (on-site).

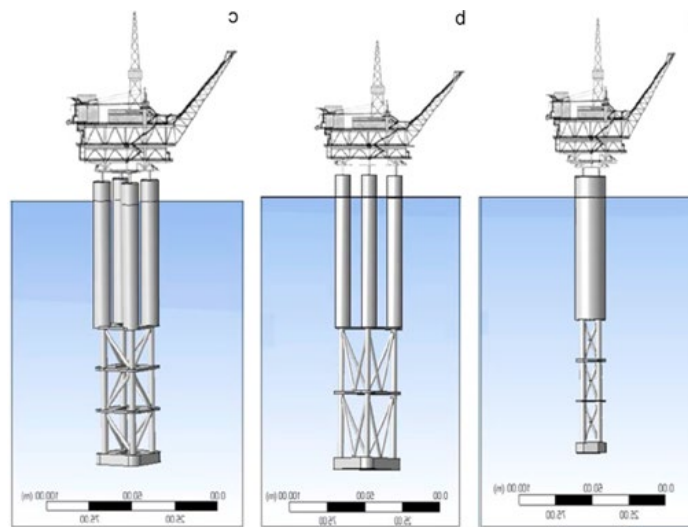


Εικόνα 8 Ημι-υποβρύχιες πλατφόρμες

Ακόμη ένα αξιόλογο χαρακτηριστικό τους είναι, πως πρόκειται για μετακινούμενες πλατφόρμες, οπότε με τις κατάλληλες τροποποιήσεις θα μπορούσαμε να έχουμε μια πλωτή μονάδα ΟΤΕC ικανή να μετακινείται σε σημεία των ωκεανών με την ιδανικότερη διαφορά θερμοκρασίας. Βεβαίως φέρουν και ορισμένα μειονεκτήματα, που έχουν να κάνουν με το υψηλό κόστος κατασκευής τους και μεταφοράς. Τέλος, εκτός από κοστοβόρες κατασκευές είναι και αρκετά χρονοβόρες, γεγονός, που οφείλεται στις τεχνικές δυσκολίες κατασκευής και εγκατάστασής τους.

#### 4.1.2 Πλατφόρμες τύπου spar

Από τα αναφερθέντα είδη πλατφόρμων οι συγκεκριμένες (**Εικόνα 9**) παρουσιάζουν τις περισσότερες προκλήσεις, όσον αφορά την εγκατάσταση και την λειτουργία τους, μιας και προϋποθέτουν αρκετή υποθαλάσσια προεργασία. Συνεπώς, η ενδεχόμενη επιλογή τους σε μια εγκατάσταση ΟΤΕC αυξάνει κατακόρυφα το κόστος, την επικινδυνότητα και την πολυπλοκότητα της μονάδας. Παρόλα αυτά, μοιάζουν ιδανικές πλατφόρμες για την εγκατάσταση του αγωγού κρύου νερού (cold water pipe), διότι παρουσιάζουν λιγότερες δονήσεις – ταλαντώσεις στο σημείο σύνδεσης του αγωγού με την πλατφόρμα (σημείο joint) [10].



Εικόνα 9 Τυπική διαμόρφωση πλατφόρμας τύπου Spar

#### 4.1.3 Πλοία – πλατφόρμες

Όταν μιλάμε για επιπλέουσες κατασκευές δεν γίνεται να παραλείψουμε τα πλοία και στη συγκεκριμένη περίπτωση, μάς αφορούν κατηγορίες πλοίων [11]όπως:

- Tanker
- Εμπορικά πλοία μεταφορών , πιο συγκεκριμένα, Multi- Purpose Vessels
- Μπαλκ κάρριερ ( bulk carrier)
- Πλοία – κοντέινερ

Τα προαναφερθέντα αποτελούν τα βασικότερα είδη μεταφορικών πλοίων του εμπορίου. Όπως είναι εύκολα αντιληπτό, η εγκατάσταση μιας μονάδας ΟΤΕC σε ένα πλοίο απαιτεί αρκετές τροποποιήσεις του καταστρώματος και λοιπών τμημάτων του, οι οποίες είναι παράταιρο να αναφερθούν στη συγκεκριμένη διπλωματική εργασία.

Τα πλεονεκτήματα που παρουσιάζει η περίπτωση του πλοίου έχουν να κάνουν κυρίως με το χαμηλό κόστος κατασκευής τους και εγκατάστασης τους στο σημείο ενδιαφέροντος, συγκριτικά με τις υπόλοιπες πλατφόρμες, χωρίς να παραλείπεται και η ικανότητα μετακίνησής τους στον θαλάσσιο χώρο. Επειδή η τεχνολογία OTEC βρίσκεται σε ένα πρώιμο και κυρίως μη εμπορικό στάδιο, δεν έχει κατασκευαστεί κάποιο πλοίο - OTEC, παρά μόνο έχει σχεδιαστεί επί χάρτου, όπως εκείνο στην **Εικόνα 10**.



**Εικόνα 10** Ενδεικτική αναπαράσταση μιας μονάδας OTEC τοποθετημένη σε πλοίο.

#### **4.2 Αγωγός ψυχρού θαλασσινού νερού (Cold Seawater Pipe)**

Ο αγωγός του ψυχρού θαλασσινού νερού αποτελεί, από τα πρώτα βήματα της τεχνολογίας OTEC μέχρι και σήμερα το πιο απαιτητικό κομμάτι, αφού παρουσιάζει αρκετές τεχνικές προκλήσεις, οι οποίες αφορούν τον τρόπο κατασκευής και εναπόθεσής του στο απαιτούμενο βάθος του ωκεανού. Η πρώτη προσπάθεια εγκατάστασης αγωγού ψυχρού θαλασσινού νερού έγινε από τον George Claude, στην Κούβα το 1930. Ο αγωγός άντεξε για **11 μέρες** μιας και καταστράφηκε κατά τη διάρκεια μιας καταιγίδας [12]. Τα βήματα προόδου της ωκεάνιας μηχανικής με την πάροδο του χρόνου έφεραν ως αποτέλεσμα την κατασκευή και εγκατάσταση δύο εκ των μεγαλύτερων αγωγών ψυχρού θαλασσινού νερού, οι οποίοι είναι πλήρως λειτουργικοί μέχρι και σήμερα και αξιοποιούνται από το Εργαστήριο Φυσικής Ενέργειας της Χαβάης (NELH) για ερευνητικούς σκοπούς στο πεδίο της τεχνολογίας OTEC και σε εκείνο του κλιματισμού μέσω θαλασσινού νερού (seawater air conditioning).

#### 4.2.1 Κατάλληλα υλικά κατασκευής

Η επιλογή του κατάλληλου υλικού κατασκευής για τον αγωγό ψυχρού θαλασσινού νερού αποτελεί σημαντικό παράγοντα και βασίζεται σε οικονομοτεχνικά κριτήρια. Ο αγωγός θα πρέπει να λειτουργεί σε ένα θαλάσσιο περιβάλλον, στο οποίο εμφανίζονται δυναμικής κλίμακας φυσικά φαινόμενα όπως καταιγίδες, ρεύματα, κύματα κλπ. Παρακάτω αναλύονται, ποιες ιδιότητες (φυσικές και τεχνικές) πρέπει να φέρει το υλικό κατασκευής ενός θαλάσσιου αγωγού [13].

1. **Πυκνότητα:** Για την εύρυθμη λειτουργία του αγωγού κρύου νερού επιδιώκουμε να επιτύχουμε τον σχεδιασμό του με υλικό πυκνότητας, παρόμοιας με εκείνη του θαλασσινού νερού. Η πυκνότητα του υλικού επηρεάζει μεταξύ άλλων, ακόμα και τον τύπο και το κόστος της μεθόδου εγκατάστασης του αγωγού κρύου νερού.
2. **Ελαστικότητα:** Η ελαστικότητα του υλικού υπακούει άμεσα στη σχέση ελαστικότητας  $E$  του Young, όπου  $E = \frac{F/A_0}{\Delta l/l_0}$ . Πρόκειται για το λόγο καταπόνησης προς παραμόρφωση. Γενικότερα, προτιμούμε υλικά με **μικρό** μέτρο ελαστικότητας, ώστε παρά τις υψηλές παραμορφώσεις οι τάσεις να παραμένουν σε χαμηλές τιμές.
3. **Θερμικός βαθμός απόδοσης:** Επιθυμούμε υλικά με χαμηλή θερμική αγωγιμότητα, ώστε το διερχόμενο νερό από το CWP να παραμένει σε χαμηλή θερμοκρασία και να μην επηρεάζεται κατά την επαφή του με τα τοιχώματα του αγωγού.
4. **Μεγάλη τιμή της τάσης διαρροής ( $\sigma_T$ ):** Πρόκειται για το σημείο που πλέον έχουμε ξεπεράσει την ελαστική περιοχή και βρισκόμαστε στην πλαστική παραμόρφωση. Όπως είναι κατανοητό, η πλαστική παραμόρφωση είναι ανεπιθύμητη να προκύψει κατά την εγκατάσταση της CWP.
5. **Διάρκεια ζωής:** Θέλουμε υλικά με υψηλή αντίσταση σε φαινόμενα διάβρωσης και τα οποία μπορούν να ανταπεξέλθουν στα χαρακτηριστικά του θαλάσσιου περιβάλλον (αλατότητα, ρεύματα).
6. **Συγκολλησιμότητα:** Η παράμετρος αυτή αναφέρεται στην συμπεριφορά του υλικού στις κατεργασίες συγκόλλησης, γιατί πολλές φορές, προκειμένου να δημιουργηθεί το απαραίτητο μήκος αγωγού χρειάζεται η ένωση υπό-τμημάτων αγωγών.
7. **Κατεργασιμότητα:** Αποδεικνύει πόσο εύκολα μπορεί να μετατραπεί ένα υλικό και να πάρει την κυλινδρική μορφή του αγωγού. Προτιμώνται υλικά που μπορούν να μορφοποιηθούν μέσω εκβολής.
8. **Κόστος αγοράς:** Όσο χαμηλότερη τιμή αγοράς τόσο το καλύτερο.

Οι **Keesmaat** και **Van Nauta Lemke** [2] βασιζόμενοι σε μια πολύ-παραγοντική ανάλυση κατέληξαν, πως τα καταλληλότερα υλικά για έναν αγωγό ψυχρού θαλασσινού νερού είναι ο **χάλυβας** (ατσάλι), το **σκυρόδεμα** και το **υψηλής πυκνότητας πολυαιθυλένιο (HDPE)**. Τα κύρια μειονεκτήματα και πλεονεκτήματα των τριών αυτών υλικών παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

**Πίνακας 2 Συγκριτικός πίνακας υλικών κατασκευής του αγωγού ψυχρού θαλασσινού νερού της μονάδας ΟΤΕC**

Υλικό	Κύριο Πλεονέκτημα	Κύριο μειονέκτημα
Χάλυβας	Προγενέστερη εμπειρία	Χαμηλή αντοχή σε διάβρωση
Σκυρόδεμα	Χαμηλό κόστος αγοράς	Ικανό για κατασκευή μόνο μικρών τμημάτων αγωγού
Υψηλής πυκνότητας πολυαιθυλένιο	Ικανό για κατασκευή τμημάτων αγωγών μεγάλου μήκους	Απαιτεί επιπρόσθετα ballast weights (έρμα)
Ενισχυμένο πλαστικό	Αντιδιαβρωτικός χαρακτήρας	Ακριβό κόστος αγοράς

#### 4.2.2 Μέθοδοι εγκατάστασης\εναπόθεσης των αγωγών

Η τοποθέτηση ενός αγωγού σε θαλάσσιο περιβάλλον και μάλιστα σε αρκετά μέτρα βάθος και πολλές φορές σε μεγάλη απόσταση από το πυθμένα της θάλασσας, κάνει το έργο της εγκατάστασης της CWP πραγματικά μια δύσκολη διαδικασία [14]. Σε αυτό το χωρίο θα αναφέρουμε περιληπτικά τις κυριότερες μεθόδους εγκατάστασης ενός αγωγού κρύο νερού και οι οποίες είναι:

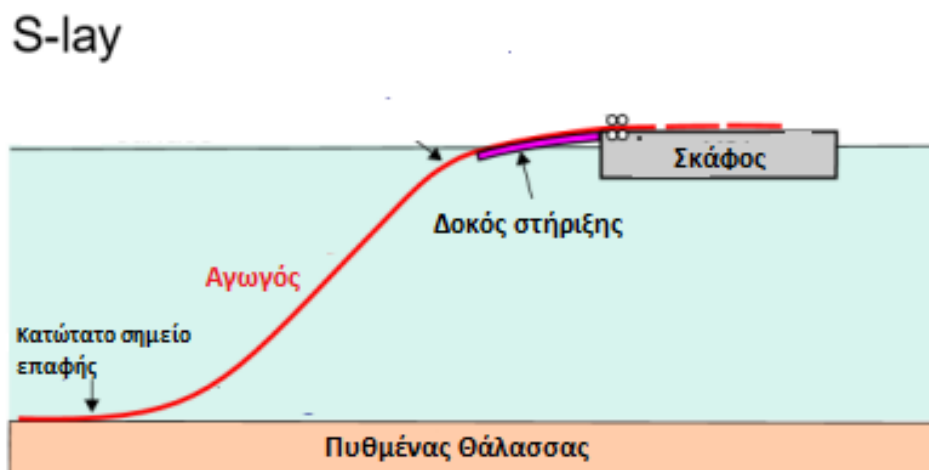
- S-Lay
- J-Lay
- Reel-Lay

Ενώ, εναλλακτικές μέθοδοι αποτελούν:

- Two Method
- Modular Installation
- Float and Sink Method

#### 4.2.2.1 Μέθοδος S lay

Στην εγκατάσταση **τύπου S-lay**, ο αγωγός αποκτά ένα σχήμα S (**Εικόνα 11**), εξού και η προέλευση της ονομασίας της. Πιο συγκεκριμένα, κάθε άρθρωση του αγωγού είναι συγκολλημένη στο κατάστρωμα ενός σκάφους και στηρίζεται, μέσω της τοποθέτησης μιας δοκού, έως 100m μήκος, (**stringer**) στη πρύμνη του πλοίου. Έτσι, περιορίζεται η καταπόνηση, που προκαλείται από τον λυγισμό του αγωγού. Το πλοίο κινείται μέχρις ότου ο αγωγός ακουμπήσει το πυθμένα της θάλασσας και το σημείο αυτό το καλείται **Σημείο Επαφής (Touch Down Point)**. Αυτός ο τύπος εγκατάστασης μπορεί να εφαρμοστεί μέχρι και για βάθη, που αγγίζουν τα **2000 m** και για αγωγούς που έχουν



**Εικόνα 11** Προσεγγιστική απεικόνιση της διαδικασίας εγκατάστασης του αγωγού με τη μέθοδο S-lay

διαμέτρους έως και **2m**. Ο τελευταίος περιορισμός σίγουρα, αποτελεί μειονέκτημα για εγκαταστάσεις OTEC μεγάλης κλίμακας, όπου απαιτούνται υψηλές παροχές νερού και οι διαμέτροι των αγωγών αγγίζουν τα 2.5-5m. Βέβαια μπορεί να αντιμετωπιστεί με συστοιχία αγωγών μικρότερης διαμέτρου.

Οι μέθοδοι **J lay** και **Reel lay** δεν θα περιγραφούν, επειδή δεν είναι οι ιδανικές για την τοποθέτηση ενός αγωγού κρύου νερού σε μια μονάδα OTEC η καθεμιά για τους δικούς της λόγους. Παραδείγματος χάριν, η μέθοδος J lay αφορά αγωγούς με διάμετρο το πολύ **0.8 m** μέτρα. Το ίδιο ισχύει και για την μέθοδο Reel lay, αν και η τελευταία έχει τον υψηλότερο ρυθμό παραγωγής.

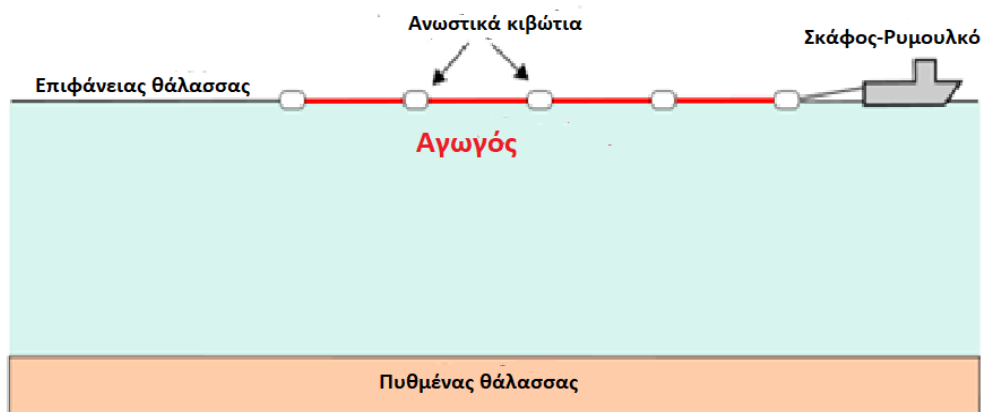
#### 4.2.2.2 Μέθοδος Ρυμούλκησης (Tow Method)

Ο αγωγός στην εγκατάσταση, μέσω ρυμούλκησης, αφήνεται αρχικά να επιπλεύσει με την βοήθεια ανωστικών κιβωτίων και μια βάρκα ρυμουλκεί τον αγωγό ψυχρού θαλασσινού νερού στο κατάλληλο σημείο. Εφόσον βρεθεί στο επιθυμητό σημείο τα «σωσίβια» είτε αφαιρούνται, είτε πλημμυρίζονται με νερό και έτσι αρχίζει η κατάδυση του αγωγού.

Συναντώνται 2 είδη ρυμούλκησης (Tow Method):

1. **Ρυμούλκηση επιφάνειας:** Ρυμουλκό φέρει τον αγωγό στη κατάλληλη θέση με τη βοήθεια ανωστικών κιβωτίων [14].
2. Η λεγόμενη **ρυμούλκηση Catenary**, στην οποία η ταχύτητα της βάρκας-ρυμουλκού και τα βαρίδια/αλυσίδες που είναι προσαρτημένα στον αγωγό κρατάνε τον αγωγό σε μέσο βάθος. Μόλις σταματήσει η κίνηση των ρυμουλκών – σκαφών ο αγωγός εναποτίθεται στο πυθμένα της θάλασσας.

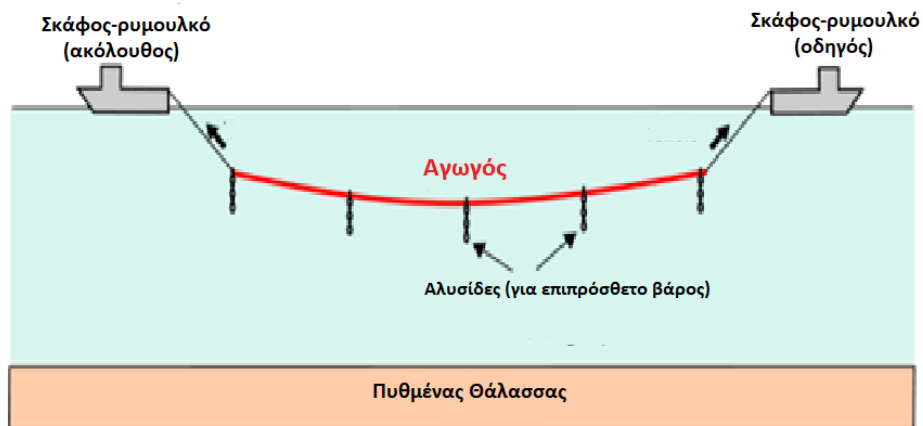
##### Ρυμούλκηση επιφάνειας



Εικόνα 12 Προσεγγιστική απεικόνιση της εγκατάστασης του αγωγού με ρυμούλκηση επιφάνειας [74]



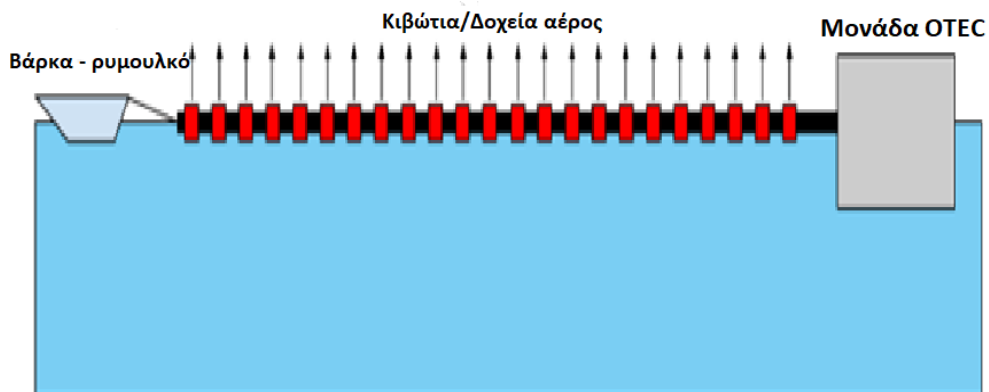
Ρυμούλκηση τύπου Catenary



Εικόνα 13 Προσεγγιστική απεικόνιση της εγκατάστασης αγωγού με ρυμούλκηση τύπου Catenary [74]

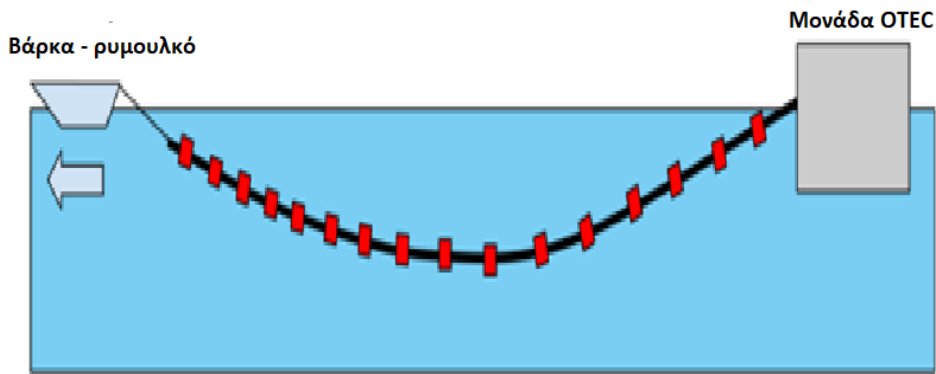
4.2.2.3 Μέθοδος Float and Sink

Κατά την εγκατάσταση του αγωγού μέσω της μεθόδου πλεύσης-βύθισης, αφού συναρμολογηθεί στη ξηρά, έπειτα φέρεται στην επιφάνεια της θάλασσας με την χρήση ενός ή περισσότερων ρυμουλκών και τελικά συνδέεται με την πλατφόρμα της μονάδας OTEC. Ακολουθεί απεικονιστική ανάλυση των βημάτων της εγκατάστασης μέσω της Float and Sink μεθόδου [2].



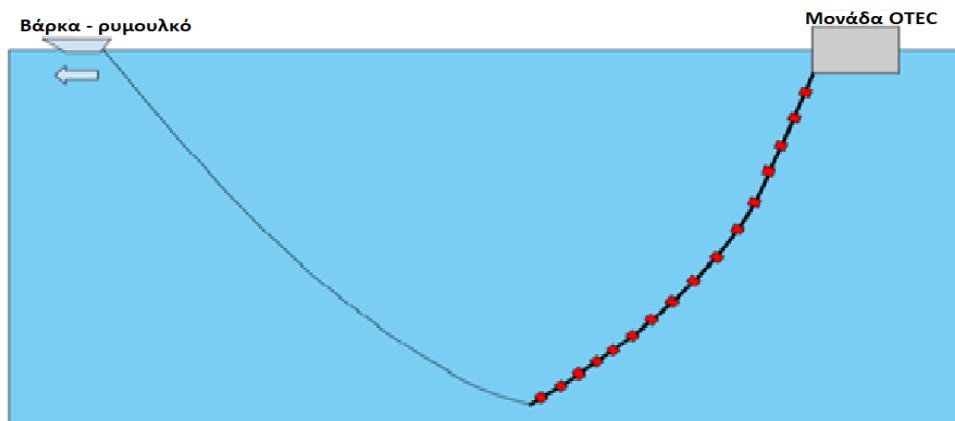
Εικόνα 14 Σύνδεση του αγωγού στη μονάδας OTEC

1. Αρχικά ο αγωγός, ο οποίος είναι γεμάτος από εγκλωβισμένο αέρα και ταυτόχρονα φέρει ανωστικά επιβοηθήματα, ρυμουλκείται και συνδέεται με τη μονάδα OTEC μέσω ενός βαρούλκου. Αφού συνδεθεί, αφαιρούνται τα ανωστικά κιβώτια.
2. Ο αγωγός κρύου νερού σταδιακά γεμίζει θαλασσινό νερό και η κατάβαση του CWP, όπως και η καμπυλότητα του πλέον ελέγχεται από την βάρκα ρυμουλκό.



Εικόνα 15 Αρχή της κατάδυσης

3. Όταν ο αγωγός βρεθεί σε σχεδόν κάθετη θέση, ως προς την επιφάνεια της θάλασσας, πλέον το φορτίο που ασκεί ο αγωγός μεταφέρεται από το ρυμουλκό στο βαρούλκο, που είναι προσαρτημένο στην μονάδα OTEC.



Εικόνα 16 Ελεγχόμενη κατάδυση του αγωγού



Εικόνα 17 Τελική θέση αγωγού

Από τις μεθόδους εγκατάστασης αγωγών, που αναφέρθηκαν, ένας συνδυασμός των μεθόδων ρυμούλκησης και της μεθόδου **Float and Sink**, πληροί όλες τις προϋποθέσεις για την τοποθέτηση ενός αγωγού κρύου νερού σε μια πλωτή μονάδα ΟΤΕC [13] και αυτό διότι :

- Επιτυγχάνουμε μικρότερο χρόνο εγκατάστασης του αγωγού, αφού αρκεί μια μόνο μια επιχείρηση.
- Δεν απαιτείται ακριβός και πολύπλοκος εξοπλισμός και ταυτόχρονα πρόκειται για δυο μεθόδους, που χρησιμοποιούνται κατά κόρον και σε άλλες βιομηχανικές εφαρμογές, όπως οι αγωγοί HDPE (Υψηλής πυκνότητας πολυαιθυλένιο), οπότε υπάρχει προγενέστερη εμπειρία.
- Βέβαια ελλοχεύουν και δύο σοβαροί κίνδυνοι ο ένας είναι ο ενδεχόμενος λυγισμός(buckling) του αγωγού και οι καταπονήσεις που ασκούνται σε αυτόν.

### 4.3 Χαρακτηριστικά εναλλακτών θερμότητας για τις μονάδες παραγωγής ισχύος τύπου OTEC

Το κεφάλαιο 4 συνεχίζεται με την περιγραφή μίας, από τις πιο κρίσιμες συνιστώσες της μονάδας OTEC και αναφερόμαστε στους **εναλλάκτες θερμότητας**. Η θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στο θερμό και ψυχρό θαλασσινό νερό αποτελεί μια συνθήκη, η οποία περιορίζει σε αρκετούς τεχνικούς τομείς τον σχεδιασμό, αλλά και την απόδοση μιας μονάδας OTEC. Η αποδοτικότητα των εναλλακτών θερμότητας - στην παρούσα εργασία συναντάμε μόνο ατμοποιητή και συμπυκνωτή - επηρεάζει σε σημαντικό βαθμό την τελική θερμική απόδοση του συστήματος OTEC. Όπως είναι φυσικό, για να επιτευχθούν οι επιθυμητές θερμοδυναμικές συνθήκες εργαζόμενου μέσου (θερμοκρασία ατμοποίησης, θερμοκρασία συμπύκνωσης, ποιότητα ατμού κλπ.) επιδιώκεται όσο το δυνατόν μεγαλύτερη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας ανάμεσα στα εκάστοτε ρευστά. Επιπλέον, εκτός της απόδοσης, οι εναλλάκτες θερμότητας μιας μονάδας OTEC, καθορίζουν σε μεγάλο βαθμό και το κόστος κατασκευής της, αφού στις περισσότερες των περιπτώσεων αγγίζουν το 25% του κεφαλαιακού κόστους [15]. Κατά τον σχεδιασμό ενός εναλλάκτη θερμότητας, εκτός των επιθυμητών θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών λαμβάνεται υπόψιν, ότι καλούνται να ανταπεξέλθουν σε ένα περιβάλλον με έντονο διαβρωτικό χαρακτήρα, όπως είναι εκείνο του θαλασσινού νερού. Για αυτό, η επιλογή των υλικών κατασκευής είναι κρίσιμης σημασίας για το προσδόκιμο λειτουργίας της μονάδας και είναι τέτοια ώστε να εξασφαλίζει έως και **30 χρόνια** εύρυθμης λειτουργίας, με όσο το δυνατόν λιγότερα κόστη συντήρησης.

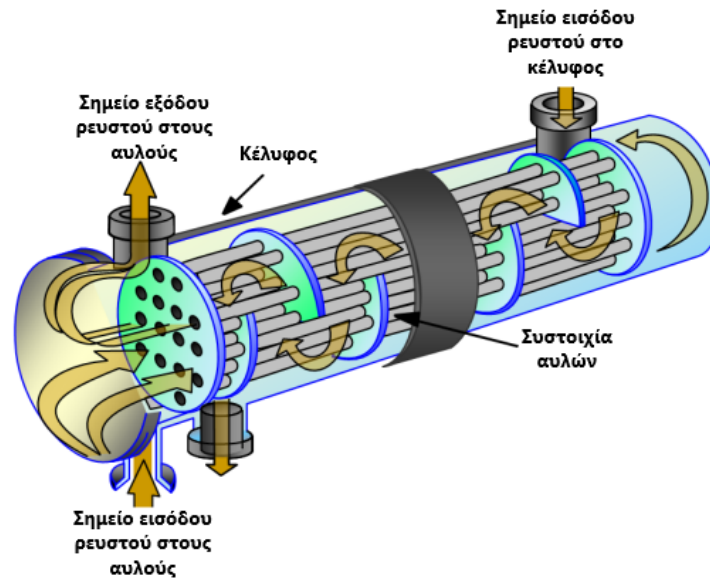
#### 4.3.1 Πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας (Plate Heat Exchanger) ή εναλλάκτες θερμότητας αυλών κελύφους (Shell & Tube Heat Exchanger)

Τα δύο πιο κοινά και βασικά είδη εναλλακτών θερμότητας είναι :

1. Οι εναλλάκτες θερμότητας **αυλών-κελύφους (Shell and Tube Heat Exchanger)**, σε αυτούς οι αυλοί ή αλλιώς αγωγοί αποτελούν την κύρια επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας των εκάστοτε ρευστών του εναλλάκτη [16].
2. Οι **πλακοειδείς** εναλλάκτες θερμότητας (**Plate Heat Exchanger**), σε αυτή την κατηγορία εναλλακτών την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας των δύο ρευστών αποτελούν οι πλάκες [17] .

Ποιο όμως από τα δύο είναι το καταλληλότερο για την τεχνολογία OTEC; Στην βιβλιογραφία υπάρχουν έρευνες και μελέτες και για τα δύο είδη ως εναλλάκτες θερμότητας σε μονάδες OTEC. Ωστόσο, οι πλακοειδείς εναλλάκτες δείχνουν να υπερτερούν. Ανήκουν στην οικογένεια εναλλακτών θερμότητας μη άμεσης επαφής και ορισμένα από τα πλεονεκτήματά τους έναντι των εναλλακτών αυλού- κελύφους είναι:

- Υψηλότεροι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας, λόγω της «φιλικής» γεωμετρίας προς τη δημιουργία δινών (π.χ. μικρές υδραυλικές διαμέτροι και αυξημένη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας λόγω των αυλακωμένων πλακών).
- Μικρότεροι λόγοι εμβαδού προς όγκου επιφάνειας.

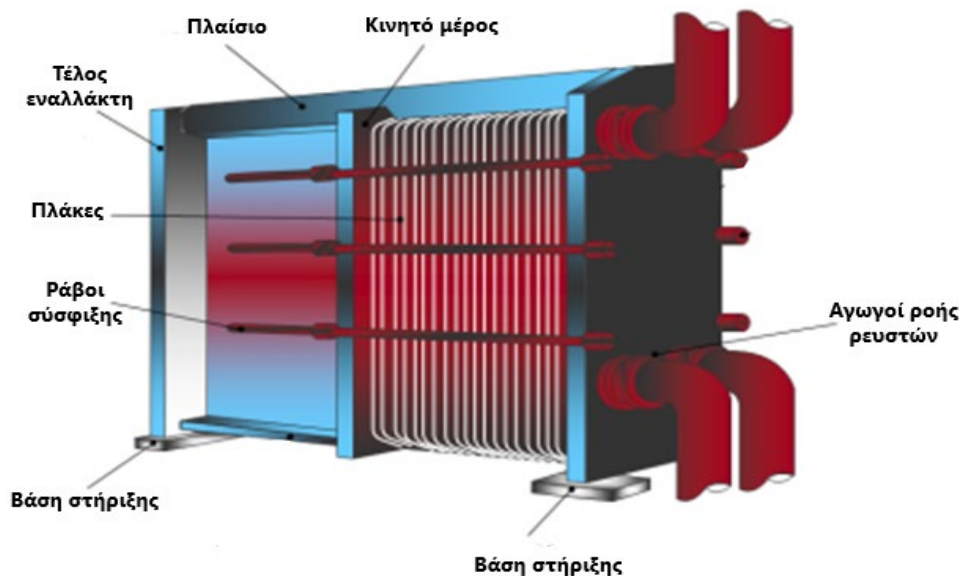


Εικόνα 18 Τυπική διαμόρφωση ενός εναλλάκτη αυλού-κελύφους (Shell and Tube Heat Exchanger)

- Είναι περισσότερο χωρονομικός τύπος εναλλάκτη. Εξαιτίας της ενισχυμένης θερμό-υδραυλικής απόδοσής τους οι πλακοειδείς εναλλάκτες είναι κατά 20-30% μικρότεροι σε μέγεθος συγκριτικά με έναν εναλλάκτη αυλού-κελύφους.
- Επίτευξη υψηλών βαθμών απόδοσης. Λόγω των υψηλών συντελεστών μεταφοράς θερμότητας και ενεργής επιφάνειας συναλλαγή θερμότητας είναι εφικτό να ανακτήσουν μέχρι και 90% της διαθέσιμης θερμότητας. Έτσι, αποτελούν τον ιδανικό τύπο εναλλάκτη για εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας χαμηλού βαθμού/ποιότητας.
- Φιλικοί εναλλάκτες θερμότητας για ρευστά υψηλής κινηματικής συνεκτικότητας, λόγω των γεωμετρικών χαρακτηριστικών τους.
- Παρουσιάζουν μεγαλύτερη ευελιξία, αφού μπορούν εύκολα να αποσυναρμολογηθούν και να επανασυναρμολογηθούν. Αυτό το χαρακτηριστικό μας δίνει την δυνατότητα να τροποποιούμε, όποτε κρίνεται σκόπιμο, το μέγεθος ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας, σύμφωνα με τις εκάστοτε θερμικές ανάγκες της μονάδας παραγωγής ισχύος.
- Διαθέτουν μικρά κανάλια ροής, δηλαδή οι αποστάσεις ανάμεσα στις πλάκες είναι μικρές. Αυτό οδηγεί και τα ρευστά να ρέουν σε μικρούς όγκους. Επομένως,

οι πλακοειδείς εναλλάκτες εμφανίζουν μεγαλύτερη προσαρμοστικότητα και ευμεταβλητότητα σε αλλαγές λειτουργίας.

- Μόνο οι άκρες των πλακών είναι εκτεθειμένες στην ατμόσφαιρα, με αποτέλεσμα οι θερμικές απώλειες να είναι αμελητέες και να μην απαιτείται συνήθως κάποια μόνωση.



Εικόνα 19 Τυπική διαμόρφωση πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας

Ο Journaud και λοιποί [18] το 2012 διαπίστωσαν, ότι ένας κάθετος πλακοειδής ατμοποιητής συναλλάσσει **περισσότερη θερμότητα ανά τετραγωνικό μέτρο** και το σύστημα παράγει περισσότερη ηλεκτρική ισχύ, από τον αντίστοιχο εναλλάκτη αυλού-κελύφους. Επιπλέον, το εργαστήριο OTEC του Πανεπιστημίου Saga της Ιαπωνίας εξετάζοντας θερμό-οικονομικά τα δύο είδη εναλλακτών κατέληξε, πως οι πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας ταιριάζουν καλύτερα στο προφίλ της τεχνολογίας OTEC. Ένα από τα βασικότερα μειονεκτήματα των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας είναι η σχέση αλληλεξάρτησης ανάμεσα στην ροή διατομής και την συνολική επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας, γεγονός που επηρεάζει την πτώση πίεσης και τους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας.

### 4.3.2 Υλικά κατασκευής εναλλακτών θερμότητας

Στους εναλλάκτες θερμότητας της τεχνολογίας ΟΤΕC ρέουν ρευστά με διαβρωτικό χαρακτήρα (θαλασσινό νερό, αμμωνία κλπ.) και ικανά να αναπτύσσουν στρώματα βρωμιάς (άλατα, άμμος) στις επιφάνειες συναλλαγής θερμότητας. Πρόκειται για το **φαινόμενο fouling**, το οποίο δυσχεραίνει τον ρυθμό συναλλαγής θερμότητας και μειώνει την απόδοση και την θερμική ικανότητα του εναλλάκτη. Αυτός είναι και ένας από τους λόγους, όπου οι εργασίες και τα κόστη συντήρησης των εναλλακτών σε μονάδες ΟΤΕC είναι συχνές και λαμβάνονται υπόψιν στον αρχικό προϋπολογισμό ενός αντίστοιχου συστήματος. Κατά την επιλογή των υλικών κατασκευής των εναλλακτών θερμότητας λαμβάνονται υπόψιν οι παραπάνω παράγοντες, με τις έρευνες να εστιάζουν στα κράματα **αλουμινίου**, κράματα **χαλκού-νικελίου**, κράματα **ανοξειδωτού χάλυβα** και στα κράματα **τιτάνιου** [15].

#### 4.3.2.1 Κράματα Αλουμινίου

Ο κύριος λόγος για τον οποίο το αλουμίνιο ανήκει στα υποψήφια υλικά αποτελεί το χαμηλό του κόστος, αφού η αντοχή του σε φαινόμενα διάβρωσης είναι ιδιαίτερα ασθενής και πιθανή επιλογή του συνδυάζεται με συχνές επιχειρήσεις συντήρησης ή ακόμα και αντικατάστασης μερών του εναλλάκτη. Ανάμεσα στα κράματα του αλουμινίου, ξεχωρίζουν κράματα όπως το **5050** (0.4Si-0.1Mg), **5052** (0.4Si-0.1Mg) και τα **Alclad 6061** (0.4 -0.8Si-0.15Mg), **6063** (0.2-0.6Si-0.1Mg). Η χαμηλή αντίσταση του αλουμινίου οφείλεται στην απουσία βιοκτόνων ικανοτήτων, όπως εκείνες του χαλκού, με αποτέλεσμα η διατήρηση των επιφανειών συναλλαγής θερμότητας σε καλή κατάσταση να εξαρτάται αποκλειστικά από τους μηχανικούς τρόπους καθαρισμού. Και αυτό, εκτός από κοστοβόρο, διότι η λειτουργία της μονάδας ΟΤΕC θα πρέπει να διακόπτεται, μπορεί στο τέλος να αποδειχθεί και καταστροφικό για τον εναλλάκτη. Διότι υπάρχει ο κίνδυνος καταστροφής, είτε των πλακών του, είτε των αυλών του. Βέβαια πειραματικά δεδομένα απέδειξαν, ότι τα **κράματα Alclad**, μετά την εξάμηνη έκθεσή τους σε βάθος **713m** στα νερά του Ειρηνικού Ωκεανού, εμφάνισαν πολύ καλή αντίσταση σε φαινόμενα τοπικής διάβρωσης (π.χ. τρυπήματα). Αντίθετα, το κράμα 5052 τις πρώτες 15 ημέρες εμφάνισε υψηλό βαθμό διάβρωσης, έπειτα από την έκθεση του στα νερά του Κόλπου του Μεξικού και της Χαβάης. Ένας τρόπος μείωσης των εξωτερικών εργασιών συντήρησης είναι η χρήση ανοδικών οξειδίων στις επιφάνειες αλουμινίου [19], ωστόσο η επίδραση τους στην διαδικασία μεταφοράς θερμότητας παραμένει αχαρτογράφητη. Όπως είναι αντιληπτό, τα κράματα αλουμινίου συνδυάζουν ένα χαμηλό κόστος κατασκευής με μια αβεβαιότητα για το προσδόκιμο εύρυθμης λειτουργίας των εναλλακτών τους, άρα και της μονάδας ΟΤΕC. Βάσει των μέχρι τώρα δεδομένων μια τέτοια μονάδα ΟΤΕC θα παρέμενε λειτουργική από 10 μέχρι 15 χρόνια.

#### 4.3.2.2 Κράματα χαλκού-νικελίου

Κράματα όπως το **CA 706**(Cu-10Ni-1.4Fe), **CA 722**(Cu-15Ni-0.5Cr) και **CA 715**(70Cu-30Ni) αποτελούν υποψήφια για τις μονάδες OTEC, με το πρώτο εξ' αυτών να έχει χρησιμοποιηθεί σε συμπυκνωτές ροής θαλασσινού νερού, πλοίων και παράκτιων μονάδων. Παρά την αποδεδειγμένη ανεκτικότητα του κράματος απέναντι στο θαλασσινό νερό, αγνοούμε τον βαθμό ανοχής έναντι της αμμωνίας, η οποία από τις αρχές της τεχνολογίας OTEC μέχρι και σήμερα επιλέγεται κατά κόρον ως εργαζόμενο μέσο. Τα πειράματα στον Κόλπο του Μεξικού [20] έδειξαν, πως το **CA 706** διατήρησε τους ρυθμούς μεταφοράς θερμότητας για μεγάλο διάστημα, εντός του αρχικού σχεδιασμού, χωρίς την ανάγκη μηχανικών μεθόδων συντήρησης και καθαρισμού, όπως συνέβη με άλλα κράματα. Η αντίστοιχη έρευνα στα νερά της Χαβάης δεν κατέληξε σε ξεκάθαρα συμπεράσματα για την καταλληλότητα των κραμάτων χαλκού-νικελίου ως υλικά κατασκευής εναλλακτών θερμότητας για μονάδες OTEC. Για αυτό δεν αποτέλεσε και επιλογή για την κατασκευή ενός εναλλάκτη μονάδας OTEC.

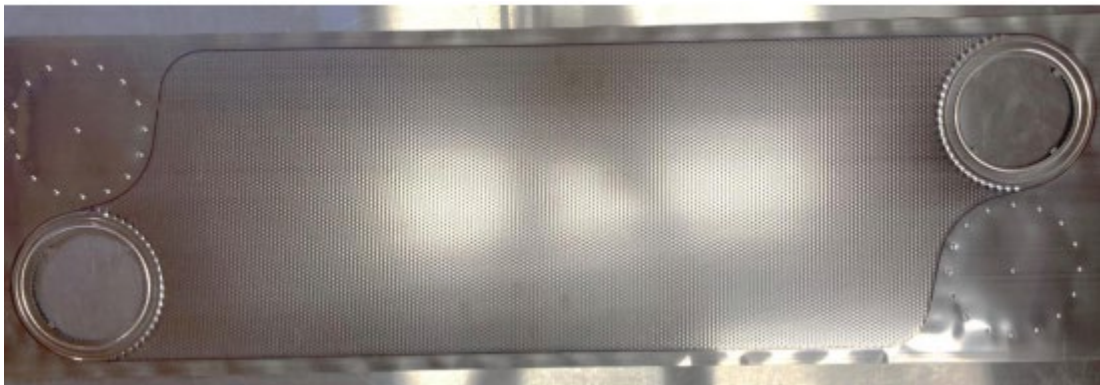
#### 4.3.2.3 Κράματα ανοξειδωτού χάλυβα

Αυτά τα κράματα παρουσιάζουν παρόμοια συμπεριφορά με εκείνα του τιτάνιου, ενώ φέρουν περίπου 20-40% χαμηλότερο κόστος κατασκευής, κάνοντας τα ιδιαίτερα ελκυστικά για έναν εναλλάκτη μονάδας OTEC. Στις μελέτες [21] [20], από την κατηγορία ωστενιτικών ανοξειδωτών χάλυβων γίνεται ειδική αναφορά στο **AL – 6X** και στο κράμα **316**. Και τα δύο κράματα παρουσίασαν εξαιρετική αντίσταση στις μηχανικές διαδικασίες καθαρισμού, παρά τη συχνή χρήση αυτών [22]. Ο ανοξειδωτός χάλυβας **316** αποδείχθηκε επιρρεπής στην ανάπτυξη **διάβρωσης ρωγμών** (crevice corrosion), με άμεση εξάρτησή της, από τα επίπεδα συγκέντρωσης χλωριδίου στο θαλασσινό νερό. Για το κράμα AL-6X, εκτός των παραπάνω μελετών έρχεται να προστεθεί και η προγενέστερη εμπειρία μιας και έχει αποτελέσει υλικό κατασκευής σε μονάδες ισχύος, όπου εκμεταλλεύονται το θαλασσινό νερό για λόγους ψύξης. Ταυτόχρονα οι μελέτες υλικών, για OTEC εναλλάκτες θερμότητας, στο κόλπο του Μεξικού και στο Keahole Point της Χαβάης [20] [21] διαπίστωσαν εξαιρετική αντιδιαβρωτική συμπεριφορά του AL-6X έναντι του θαλασσινού νερού, το οποίο διατήρησε τον υψηλότερο δείκτη αντίστασης από όλα τα εξεταζόμενα υλικά. Στο AL-6X, έρχεται να προστεθεί και ο φερριτικός ανοξειδωτός χάλυβας **29-4** (Fe-29Cr-4Mo). Βασικό πλεονέκτημα είναι το χαμηλότερο κόστος αγοράς έναντι του AL-6X εξαιτίας της μικρής περιεκτικότητας του 29-4 σε νικέλιο. Επιπλέον, τέτοια κράματα έχουν εξαιρετική αντοχή κατά της εμφάνισης διαβρώσεων υπό τη μορφή ρωγμών (crevice corrosion) και τρυπημάτων (pitting corrosion). Τα συγκεκριμένα κράματα, όντας **πιο ευγενή** από άλλα είναι ικανά να προκαλέσουν **γαλβανική διάβρωση**, όποτε θέλει προσοχή και έλεγχο της συμβατότητάς τους με άλλα υλικά.



#### 4.3.2.4 Κράματα τιτανίου

Το τιτάνιο και τα κράματά του αποτελούν την βέλτιστη επιλογή για τους εναλλάκτες θερμότητας των μονάδων ΟΤΕC, αφού συνδυάζουν εξαιρετική **αντοχή/αντίσταση** απέναντι σε διαβρωτικά φαινόμενα, **αξιοπιστία** και εξασφαλίζουν ένα ικανοποιητικό προσδόκιμο λειτουργίας της εκάστοτε μονάδας (μέχρι και 30 χρόνια). Σίγουρα πρόκειται για την πιο ακριβή επιλογή, έναντι των υπόλοιπων υλικών, αλλά το συνολικό κόστος αντισταθμίζεται, από τα λιγοστά κόστη εργασιών συντήρησης/καθαρισμού και αποκατάστασης. Στην περίπτωση των κραμάτων τιτανίου μιλάμε για σχεδόν καθαρό τιτάνιο σε ποσοστό **99-99.2%** Δεν είναι τυχαίο, ότι οι πρώτες επιτυχείς μονάδες ΟΤΕC και συγκεκριμένα η Mini-ΟΤΕC και ΟΤΕC-1 για την παραγωγή της επιθυμητής ισχύος ήταν εξοπλισμένες με επιφάνειες συναλλαγής από τιτάνιο [15]. Στην μονάδα **Mini-ΟΤΕC** συναντάμε πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας, αποτελούμενους από πλάκες τιτανίου με ελαστομερές περίβλημα για την εξασφάλιση στεγανότητας των υπόλοιπων μερών ,ενώ τιτάνιο συναντάται και στη μονάδα ΟΤΕC-1, μόνο που εδώ οι εναλλάκτες είναι τύπου αυλού-κελύφους. Ερχόμενοι στο σήμερα ο οργανισμός Makai Ocean Engineering, από το 2017 έως και σήμερα εργάζεται στο σχεδιασμό και την βελτιστοποίηση ενός εναλλακτικού τύπου πλακοειδούς εναλλάκτη ονόματι **Thin Foil Heat Exchanger** [23]. Ουσιαστικά, πρόκειται για πολύ λεπτά φύλλα μετάλλου τα οποία αποτελούν την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας των δύο ρευστών. Και σε αυτή την περίπτωση το τιτάνιο αποτελεί το υλικό κατασκευής, λόγω των εξαιρετικών αντιδιαβρωτικών ιδιοτήτων του. Στην **Εικόνα 20** απεικονίζεται το πρώτο λειτουργικό φύλλο εναλλάκτη με τις επιθυμητές γεωμετρικές διαστάσεις, όπως παραδόθηκε από τον κατασκευαστή στον φορέα Makai τον Φεβρουάριο του 2021.



Εικόνα 20 «Πλάκα» εναλλάκτη Thin Foil Heat Exchanger [23]

Όσες μελέτες εξέτασαν το τιτάνιο διαπίστωσαν πλήρη **απουσία φαινομένων διάβρωσης** στις εκτεθειμένες, στο θαλάσσιο περιβάλλον, επιφάνειες [20] [21] [24]. Δεν εντοπίστηκε κανένα είδος επιφανειακής διάβρωσης (π.χ. ρωγμές), ακόμα και σε θερμοκρασίες θαλασσινού νερού άνω των 260 °C. Επίσης, στην περίπτωση του τιτανίου, έχουμε περισσότερη ελευθερία στην επιλογή μεθόδων περιορισμού του φαινομένου fouling. Συγκεκριμένα οι πιο κοινές μέθοδοι είναι:

1. Μέσω του καθορισμού συγκριμένης ταχύτητα ροής ρευστών εντός του εναλλάκτη. Μελέτες πάνω στο **Ti-6Al-4V**, έδειξαν ότι ακόμα και για ταχύτητες θαλασσινού νερού 36 m/s δεν παρατηρήθηκε κάποια σημαντική τοπική αστοχία των επιφανειών συναλλαγής. Σκεφτείτε, πως ταχύτητες 1.2 m/s- 2.7 m/s είναι υπεραρκετές για την αντιμετώπιση του φαινομένου της ρύπανσης.
2. Ακόμα ένας συνηθισμένος τρόπος περιορισμός της ανάπτυξης στρωμάτων βρωμιάς είναι η έγχυση ποσοτήτων χλωρίνης, η οποία ούτε αυτή μπορεί να οδηγήσει στην ανάπτυξη διαβρωτικών φαινομένων στις επιφάνειες τιτανίου.
3. Τέλος, το τιτάνιο ακόμα και απέναντι σε μηχανικές μεθόδους συντήρησης διατηρεί τους ρυθμούς μεταφοράς θερμότητας σε πολύ ικανοποιητικά επίπεδα [24].

Συνοψίζοντας, τα κράματα ανοξειδωτου χάλυβα και τιτανίου είναι εκείνα, όπου παρουσιάζουν τα περισσότερα πλεονεκτήματα και μπορούν να εξασφαλίσουν μια συνεπή και μακροπρόθεσμη λειτουργία μιας μονάδας ΟΤΕC. Αντίθετα, τα κράματα αλουμινίου, αν και αποτελούν την οικονομικότερη επιλογή, είναι ικανά να ανταπεξέλθουν στις διαβρωτικές συνθήκες του θαλάσσιου οικοσυστήματος μόνο για μικρά χρονικά διαστήματα. Τέλος, όσες έρευνες μελέτησαν τα κράματα χρωμίου-νικελίου κατέληξαν σε αβέβαια αποτελέσματα σχετικά με την καταλληλότητά τους.

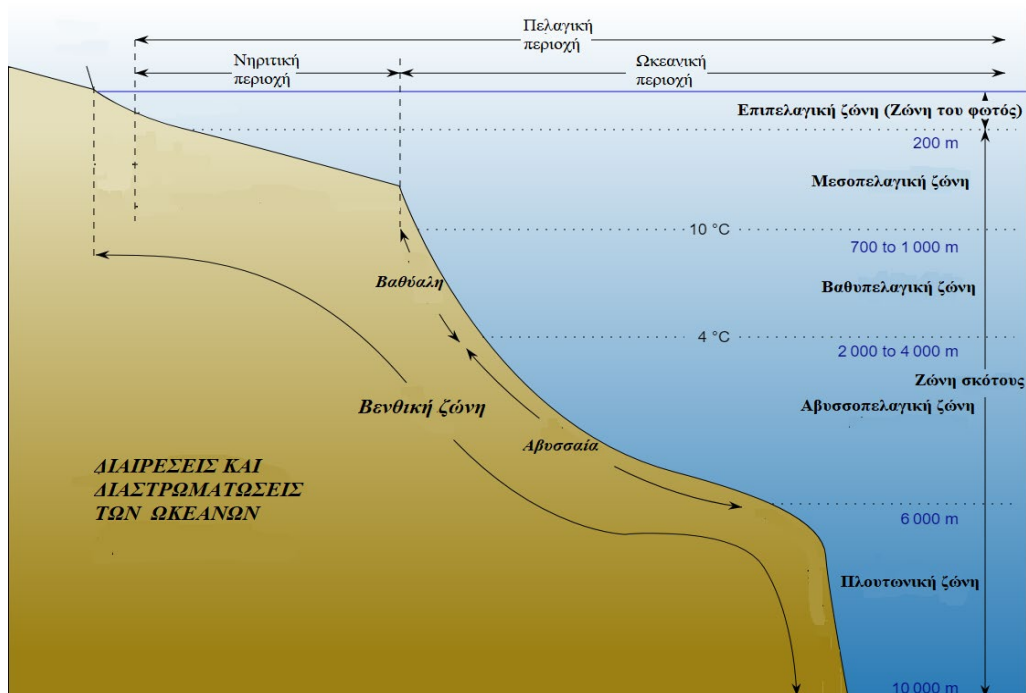
## 5. Μελέτη δυναμικού εφαρμογής μιας μονάδας ΟΤΕC στην Ελλάδα και στην Ευρώπη

Το σημείο κλειδί της βιωσιμότητας της ΟΤΕC τεχνολογίας, όπως εξηγήθηκε προηγουμένως, έγκειται στη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των ανώτερων θερμών στρωμάτων των ωκεανών και εκείνων των βαθύτερων και ψυχρότερων στρωμάτων. Οι ζώνες, που επιτυγχάνεται ή προσεγγίζεται η απαιτούμενη θερμοκρασιακή διαφορά των 20° C, βρίσκονται σε περιοχές με τροπικό κλίμα, κοντά στον Ισημερινό. Ουσιαστικά τα ύδατα αυτών των περιοχών χαμηλού γεωγραφικού πλάτους μένουν ανεπηρέαστα, από τις εποχικές θερμοκρασιακές μεταβολές, διατηρώντας σταθερές τιμές θερμοκρασίας στην επιφάνειά τους. Ακόμα και η επίτευξη αυτής της διαφοράς θερμοκρασίας, είναι ικανή να παράξει ηλεκτρική ενέργεια με ένα πραγματικά πολύ χαμηλό βαθμό απόδοσης που αγγίζει την καλύτερη των περιπτώσεων το εύρος των 3-5% . Ωστόσο, ανεξάρτητα τον μικρό αυτό βαθμό απόδοσης η θεωρητική ισχύς για την τεχνολογία ΟΤΕC έχει εκτιμηθεί στα **44,000 TWh/ έτος** [25]. Στο **Κεφάλαιο 5** εξετάστηκε η περίπτωση της Ελλάδας και γενικότερα των ευρωπαϊκών υδάτων ως ενδεχόμενη τοποθεσία εγκατάστασης μιας μονάδας ΟΤΕC. Η μελέτη βασίστηκε στην αξιολόγηση της θερμοκρασιακής κατανομής, τόσο κατά την επιφάνεια των υδάτων, όσο και συναρτήσει του βάθους τους (**διάγραμμα θερμοκλινούς**). Επίσης τα αποτελέσματα συγκρίθηκαν με τα αντίστοιχα περιοχών, όπου ήδη λειτουργούν πιλοτικές μονάδες ΟΤΕC ή αποτελούν «γόνιμα νερά». Στην απεικόνιση όλων των παραπάνω χρήσιμο εργαλείο αποδείχτηκε το προγραμματιστικό περιβάλλον **Global Marine Atlas** [26], μέσω του οποίου είχαμε πρόσβαση σε μια σημαντική βάση δεδομένων για διάφορες παραμέτρους των υδάτων των ωκεανών ( π.χ. θερμοκρασία , αλατότητα κλπ.) από το **2008 – Ιανουάριο 2021**. Για τους σκοπούς του χωρίου θα αναφερθούν ορισμένα χαρακτηριστικά των ωκεανών, που μας ενδιαφέρουν κατά την επιλογή μιας τοποθεσίας ΟΤΕC, αντλούμενοι πληροφορίες από την επιστήμη της ωκεανογραφίας.

### 5.1 Οριζόντιες και κάθετες διαστρωματώσεις των ωκεανών

Οι ωκεανοί αποτελούν μεγάλους υδάτινους όγκους και όπως είναι φυσικό για την ανάλυση τους χρησιμοποιούνται βασικά κριτήρια για την υποδιαίρεση τους σε οριζόντιο και κατακόρυφο επίπεδο. Στην περίπτωση της τεχνολογίας ΟΤΕC θα πρέπει προτού πραγματοποιηθεί περαιτέρω ανάλυση των θερμοκρασιών, να καταγραφούν οι διακριτές ζώνες με βάση τη θερμοκρασία (βυθομετρική διαίρεση, **Εικόνα 21**) [27].

1. **Επιπελαγική ζώνη**, ονομάζεται και **ζώνη του φωτός** (photic zone) και αποτελεί την περιοχή του ωκεανού, που εκτείνεται από την επιφάνεια της θάλασσας ως και τα 200 μέτρα βάθος. Σε αυτή τη ζώνη ζουν και οι περισσότεροι οργανισμοί μεταξύ των οποίων και οι φωτοσυνθετικοί οργανισμοί, που παρέχουν και σχεδόν όλη την ενέργεια στον υπόλοιπο θαλάσσιο ιστό. Βέβαια στη παρούσα εργασία δίνεται κύρια έμφαση στις θερμοκρασίες, που συναντώνται σε αυτή τη ζώνη, με αυτές να κυμαίνονται μεταξύ 40° C και κοντά στους πόλους να αγγίζουν τους 3° C.



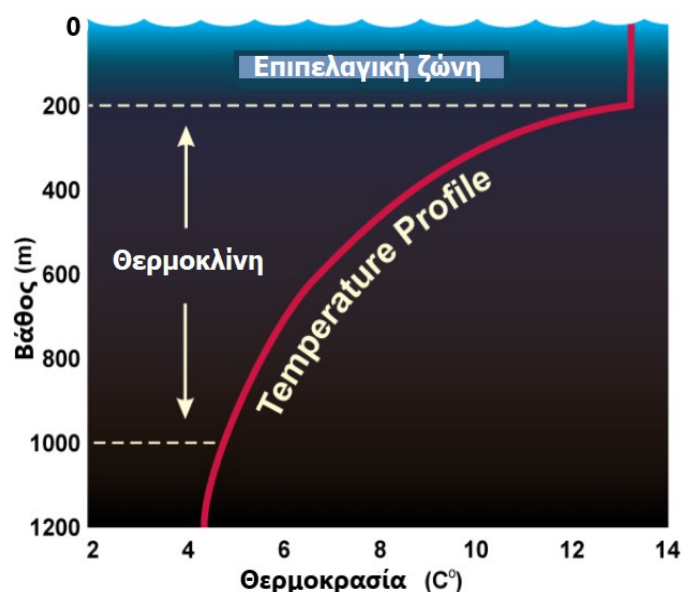
Εικόνα 21 Κάθετες και οριζόντιες διαιρέσεις και διαστρωματώσεις των υδάτων των ωκεανών

2. **Μεσοπελαγική ζώνη**, όταν ξεπερνάμε τα 200m τόσο λιγότερο φως διαπερνά τον ωκεανό μετατρέποντας την ζώνη αυτή σε ζώνη του λυκόφωτος. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να συναντάμε χαμηλές τιμές θερμοκρασίας. Το βάθος της ζώνης αυτής ξεκινά από τα 200 m και εκτείνεται μέχρι τα 1000m. Στο ανώτερο τμήμα της μεσοπελαγικής ζώνης οι θερμοκρασίες μπορούν να ποικίλουν ανά τοποθεσία, γιατί είμαστε κοντά στο καλά αναμειγμένο στρώμα της θάλασσας. Ωστόσο από τα 500 έως και τα 1000 m η θερμοκρασία των υδάτων παρουσιάζει μεγάλη πτώση. Το φαινόμενο αυτό ονομάζεται θερμοκλινές και ουσιαστικά είναι ένα ξεχωριστό στρώμα- ζώνη υδάτων που παρατηρείται έντονη πτώση της θερμοκρασίας με την αύξηση του βάθους.

Οι υπόλοιπες διαιρέσεις των υδάτων είναι :

3. **Βαθυπελαγική ζώνη**
4. **Αβυσσοπελαγική ζώνη**
5. **Η ζώνη του Πλούτωνα**

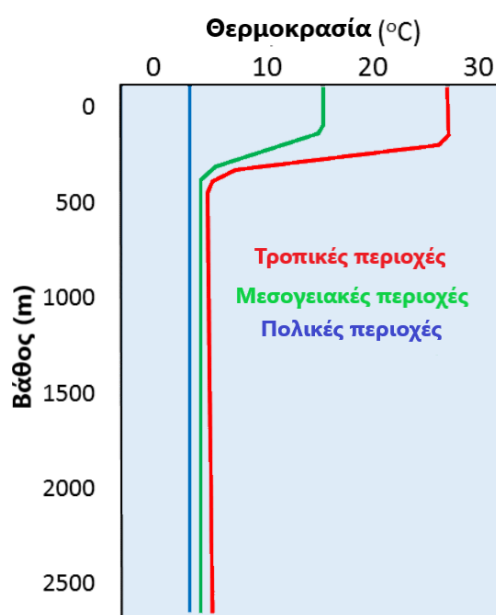
Δεν αναφέρεται κάτι παραπάνω για αυτές, αφού στην ανάλυση της ωκεάνιας τεχνολογίας ΟΤΕC δεν πρόκειται να απασχολήσουν βάθη που ξεπερνούν τα 1250 μέτρα.



Εικόνα 22 Ποιοτικό διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας-βάθους για τα ύδατα των ωκεανών

## 5.2 Γεωγραφικό πλάτος και θερμοκρασία

Το προφίλ της θερμοκρασίας βέβαια, **διαφέρει** όχι μόνο ανά βάθος αλλά και ανά **γεωγραφικό μήκος** και πλάτος. Συγκεκριμένα, η επιφάνεια του ωκεανού εμφανίζει υψηλότερες θερμοκρασίες κοντά στον Ισημερινό και χαμηλότερες στους πόλους. Σε τροπικές περιοχές με χαμηλό γεωγραφικό πλάτος τα νερά είναι αρκετά θερμότερα, με αποτέλεσμα να εμφανίζεται ένα απότομο θερμοκλινές. Επιπλέον σε αυτές τις περιοχές το θερμοκρασιακό προφίλ – βάθους δεν μεταβάλλεται, αφού η θερμοκρασία της επιφάνειας των νερών παραμένει σχεδόν αμετάβλητη με την αλλαγή των εποχών, δηλαδή **δεν υφίσταται εποχικό θερμοκλινές**. Αντίθετα, στις πολικές περιοχές η διαφορά θερμοκρασίας των ανώτερων και των κατώτερων στρωμάτων των υδάτων είναι σχεδόν μηδενική και παραμένει σταθερή, όσο το βάθος αυξάνεται. Για χώρες και μέρη που ανήκουν σε μέσο γεωγραφικό πλάτος με εύκρατο κλίμα, όπως δηλαδή η Ευρώπη, η θερμοκρασία της επιφάνειας των υδάτων παρουσιάζει εποχιακή μεταβολή. Για παράδειγμα από καλοκαίρι σε χειμώνα εντοπίζουμε διαφορές της τάξεως των 8° C έως και 15° C. Έτσι σε περιοχές με μεσογειακό κλίμα τους θερινούς μήνες παρουσιάζεται το λεγόμενο εποχικό θερμοκλινές, μιας και διαφέρει αρκετά από το αντίστοιχο θερμοκλινές των υπόλοιπων εποχών (π.χ. χειμώνα).

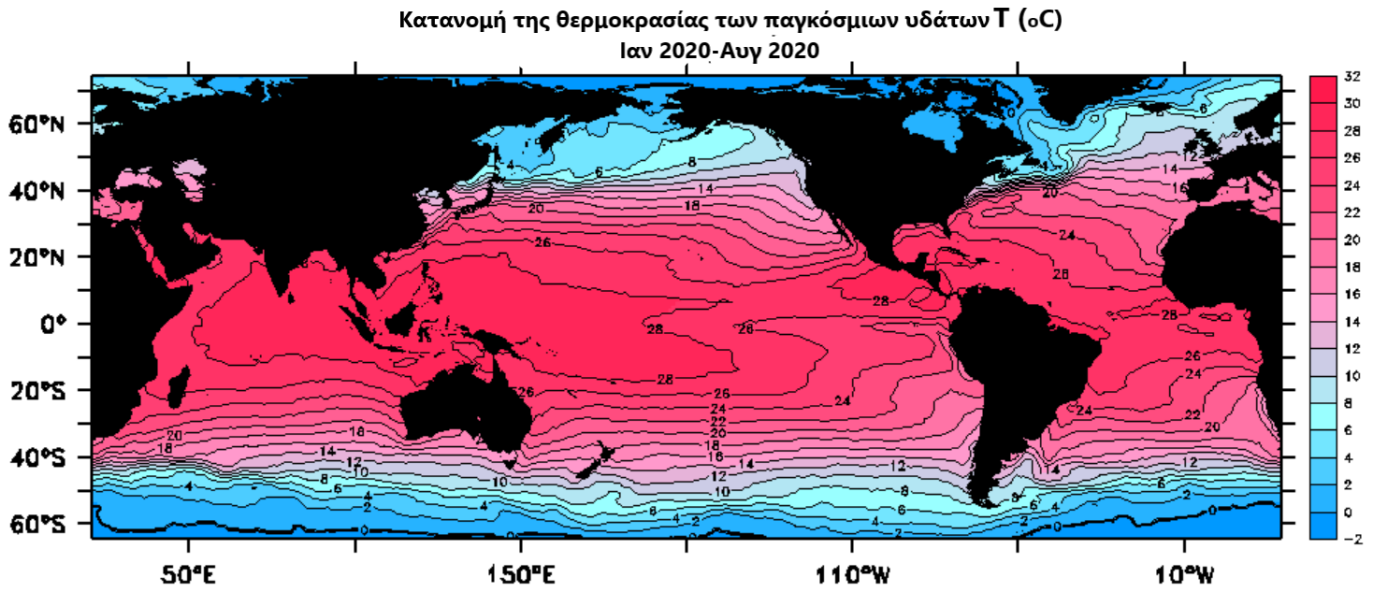


**Εικόνα 23 Ποιοτικά διαγράμματα θερμοκλιών για διάφορα γεωγραφικά πλάτη**

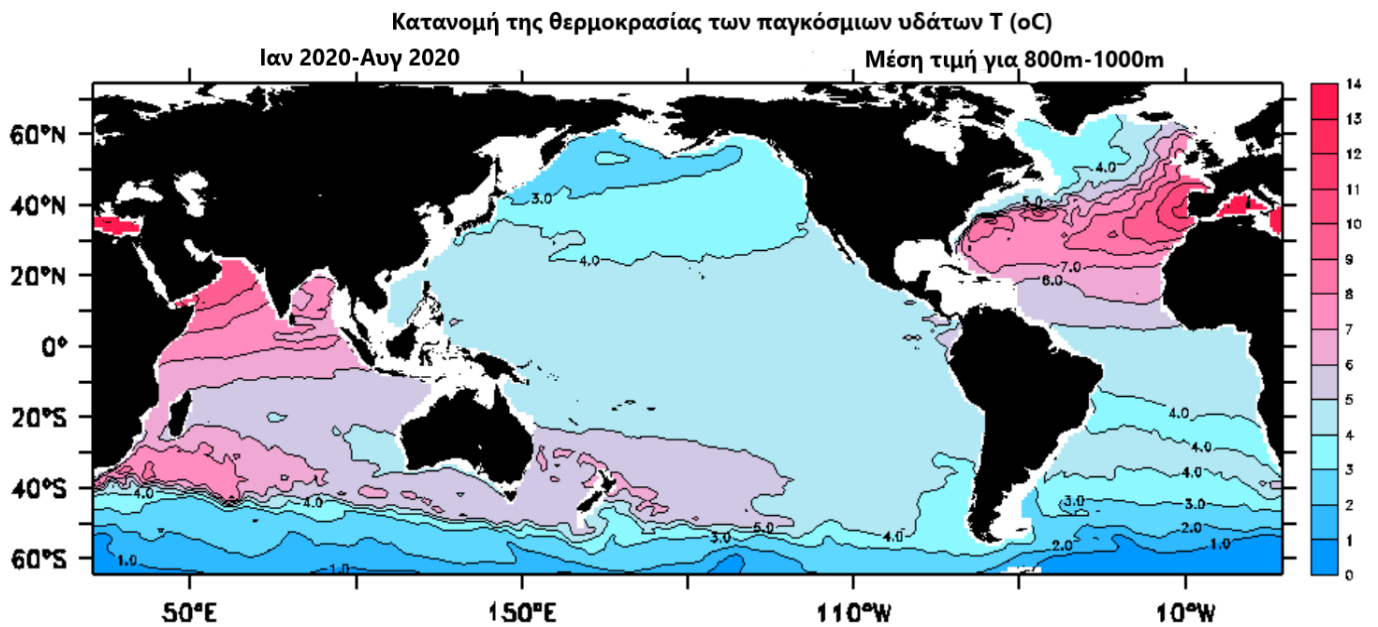
Η παραπάνω ποιοτική ανάλυση επιβεβαιώνεται από την βάση δεδομένων του Global Marine Atlas. Κατά την ανάλυση των **Εικόνων Εικόνα 24** και **Εικόνα 25** διακρίνουμε την μεταβολή της θερμοκρασίας ανά γεωγραφικό πλάτος. Οι καταλληλότερες περιοχές για την εγκατάσταση ενός συστήματος ΟΤΕC, σύμφωνα με τους χάρτες κατανομής θερμοκρασίας των υδάτων, εντοπίζονται :

- Στα ύδατα του Ισημερινού, όπου βρίσκονται μεταξύ του γεωγραφικού πλάτους **10° N (10 μοίρες βόρεια)** και **10° S (10 μοίρες νότια)**, και δεν περιλαμβάνουν τις δυτικές ακτές της Νότιας Αμερικής και της Νοτίου Αφρικής. Πρόκειται για περιοχές με θερμοκρασιακές ανακολουθίες κατά την διάρκεια του χρόνου ειδικότερα τους χειμερινούς μήνες.
- Σε τροπικές περιοχές, όπου έχουν αφητηρία το γεωγραφικό πλάτος του Ισημερινού και εκτείνονται κατά **20° N (βόρεια)** και **20° S (νότια)**. Και σε αυτή την γεωγραφική περιοχή εξαιρούνται περιοχές των Δυτικών ακτών της Νότιας Αμερικής, Νοτίου Αφρικής, το Κέρασ της Αφρικής και η Αραβική Χερσόνησος εξαιτίας της ευμεταβλητότητας των θερμοκρασιών των υδάτων τους.
- Σε χώρες κατά μήκος της ανατολικής ακτής της Αφρικής, σε νησιά της Κεντρικής και Λατινικής Αμερικής και του Ειρηνικού Ωκεανού.

Στην προσπάθεια να καταστεί πιο σαφής γεωγραφική περιοχή των εν δυνάμει τοποθεσιών για την τεχνολογία ΟΤΕC, παρουσιάζονται στον **Πίνακα 3** τις χώρες, οι οποίες μπορούν να φιλοξενήσουν μια μονάδα ΟΤΕC σε απόσταση, έως και 200 ναυτικών μιλίων εντός της Αποκλειστικής Οικονομικής τους Ζώνης [28].



Εικόνα 24 Κατανομή της μέσης θερμοκρασίας της επιφάνειας των παγκόσμιων υδάτων για την περίοδο Ιανουάριος 2020-Αύγουστος 2020



Εικόνα 25 Κατανομή της μέσης θερμοκρασίας των παγκόσμιων υδάτων για βάθη 800m-1000m για την περίοδο Ιανουάριος 2020-Αύγουστος 2020

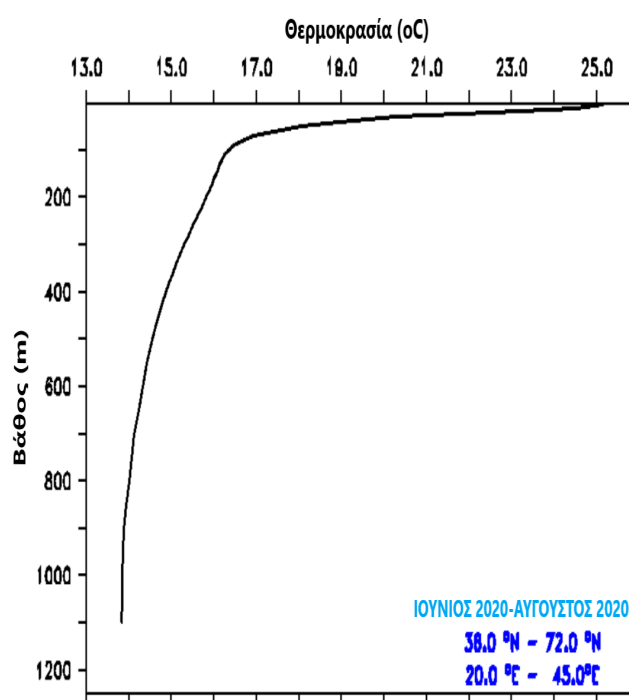
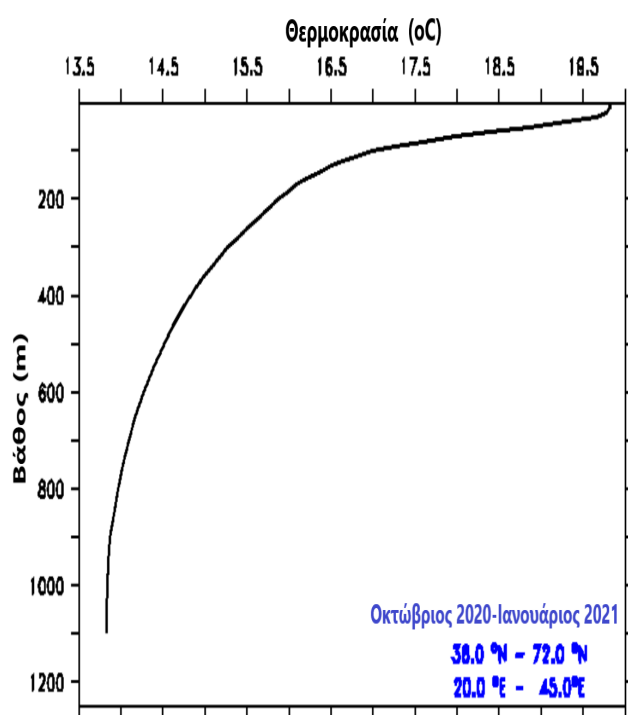
**Πίνακας 3 Γεωγραφικές χώρες ιδανικές για την εγκατάσταση μονάδας ΟΤΕC εντός της ΑΟΖ τους [28]**

Χώρα/Περιοχή	ΔΤ (°C)	Απόσταση D(km)
<i>Αφρική</i>		
Μπενίν	22-24	25
Γκαμπόν	20-22	15
Γκάνα	22-24	25
Κένυα	20-221	25
Μοζαμβίκη	18-21	25
Σάο Τόμε	22	1-10
Σομαλία	18-20	25
Τανζανία	20-22	25
<i>Λατινική Αμερική και Καραϊβική</i>		
Μπαχάμες	20-22	15
Μπαρμπέιντος	22	1-10
Κούβα	22-24	1
Ντομινικάνα	22	1-10
Δομινικανή Δημοκρατία	21-24	1
Γρενάδα	27	1-10
Αϊτή	21-24	1
Τζαμάικα	22	1-10
Αγία Λουίζα	22	1-10
Άγιος Βικέντιος	22	1-10
Τρινιδάδ και Τομπάγκο	22-24	10
Αμερικανικές Παρθένες Νήσοι	21-24	1
<i>Ινδικός και Ειρηνικός Ωκεανός</i>		
Κομόρες	20-25	1-10
Νήσοι Κουκ	21-22	1-10
Φίτζι	22-23	1-10
Γκουάμ	24	1
Κιριμπάτι	23-24	1-10
Μαλδίβες	22	1-10
Μαυρίκιος	20-21	1-10
Φιλιπίνες	22-24	1
Σαμόα	22-23	1-10
Σεϋχέλλες	21-22	1
Νησιά Σολομώντα	23-24	1-10
Βανουάτου	22-23	1-10



### 5.3 Ευρώπη, Ελλάδα και τεχνολογία ΟΤΕC

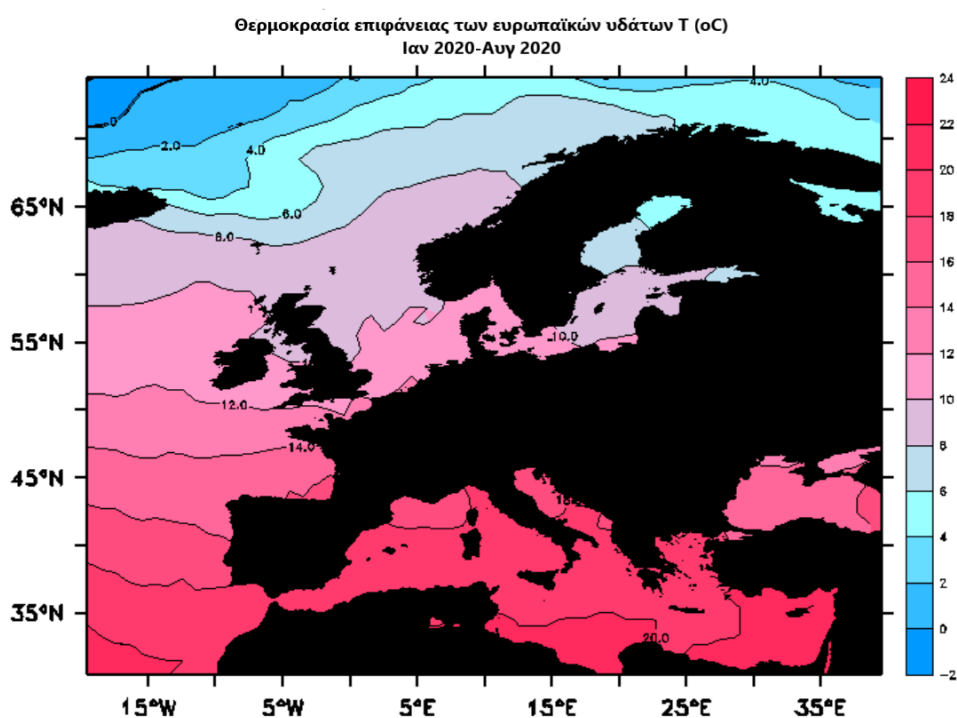
Η γεωγραφική θέση της Ευρώπης, όπου μεγάλο μέρος της βρέχεται από θάλασσα, την μετατρέπει αυτόματα σε μια περιοχή άξια ανάλυσης και μελέτης για διάφορες ωκεάνιες τεχνολογίες (παράκτια αιολικά πάρκα, κυματική ενέργεια κλπ.). Ισχύει το ίδιο όμως και για την τεχνολογία ΟΤΕC; Η **Ευρώπη** βρίσκεται σε ένα γεωγραφικό πλάτος που εκτείνεται, από **36° N έως 72° N**. Οι περισσότερες χώρες που βρίσκονται κοντά σε ύδατα, όπως της Μεσογείου Θάλασσας, φημίζονται για το μεσογειακό-εύκρατό τους κλίμα. Στην προηγούμενη ανάλυση, έγινε σαφές πως σε τέτοιες ζώνες δεν επιτυγχάνεται η επιθυμητή θερμοκρασιακή διαφορά των 20° C, ανεξαρτήτου της εποχής. Αυτό πλέον επιβεβαιώνεται και αναλυτικά, αξιοποιώντας το εργαλείο του **line drawing** του **Global Marine Atlas**, μέσω του οποίου χαράσσονται οι καμπύλες του θερμοκλινούς των Ευρωπαϊκών υδάτων για διαφορετικές εποχές.



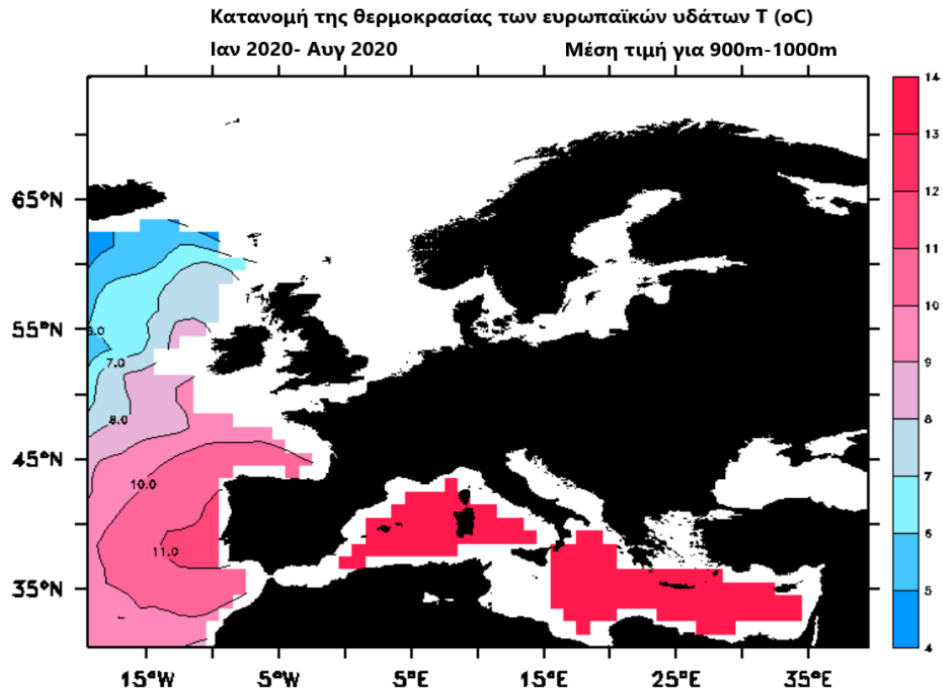
Εικόνα 26 Θερμοκρασιακό προφίλ των ευρωπαϊκών υδάτων για την περίοδο Οκτώβριος 2020-Ιανουάριος 2021

Εικόνα 27 Θερμοκρασιακό προφίλ των ευρωπαϊκών υδάτων για την περίοδο Ιούνιος 2020-Αύγουστος 2020

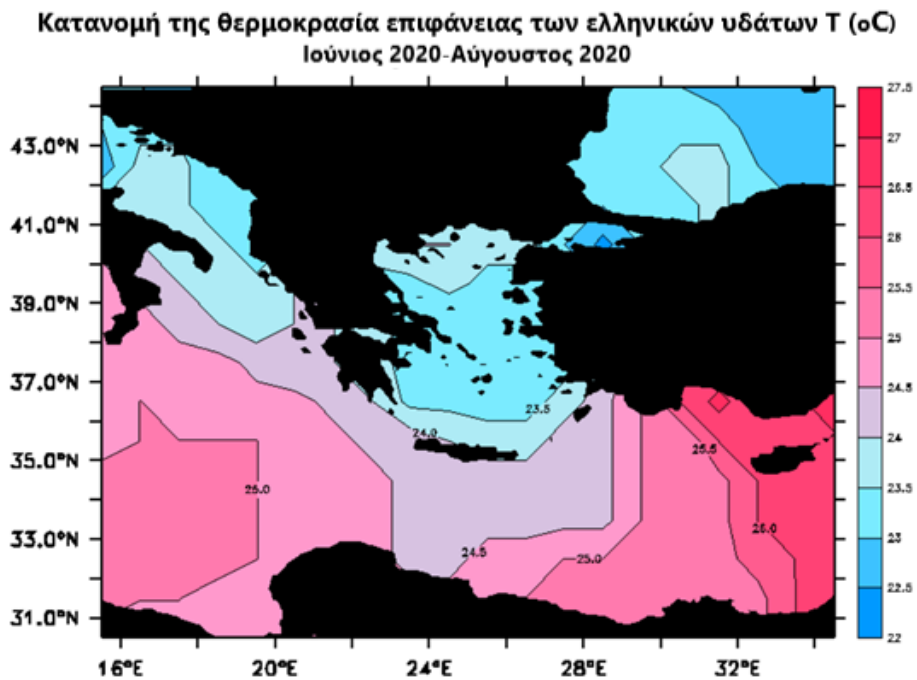
Στις παραπάνω εικόνες (Εικόνα 26 και Εικόνα 27) παρουσιάζονται οι θερμοκλίνες για την γεωγραφική περιοχή των Ευρωπαϊκών υδάτων ( $36^{\circ} \text{N}$ - $72^{\circ} \text{N}$ ,  $10^{\circ} \text{W}$ - $35^{\circ} \text{E}$ ) για δύο διαφορετικές περιόδους, για την θερινή περίοδο **Ιούνιος 2020-Αύγουστος 2020** και για την περίοδο **Οκτώβριος 2020-Ιανουάριος 2021**. Είναι ευκρινές και από τα δύο διαγράμματα, πως για καμία εποχή δεν επιτυγχάνεται η θερμοκρασιακή διαφορά των  $20^{\circ} \text{C}$ . Αντιθέτως, η μεγαλύτερη θερμοκρασιακή διαφορά συμβαίνει την καλοκαιρινή περίοδο και αγγίζει τους  $12^{\circ} \text{C}$ . Η συγκεκριμένη θερμοκρασιακή διαφορά επιτυγχάνεται, λόγω του εποχικού θερμοκλινούς μιας και για την περίοδο του Οκτωβρίου 2020 με Ιανουάριο 2021 η θερμοκρασία της θαλάσσιας επιφάνειας έχει μέση τιμή  $19.5^{\circ} \text{C}$  δημιουργώντας, ακόμα μικρότερη θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στις δύο «δεξαμενές» θαλασσινού νερού ίση περίπου με  $8^{\circ} \text{C}$ . Το πρόγραμμα Global Marine Atlas, έχοντας και βαθυμετρικά δεδομένα μας αποκλείει ύδατα αρκετών χωρών της Ευρώπης (**άσπρο χρώμα**), διότι σε αυτές τα βάθη είναι μικρότερα των 900m. Για τις χώρες λοιπόν που έχουν το απαραίτητο βάθος υδάτων, όπως είναι και η Ελλάδα (Εικόνα 30 και Εικόνα 31), το μεγάλο τροχοπέδη είναι, πως δεν τηρείται το βασικότερο κριτήριο για την εύρυθμη λειτουργία μιας μονάδας ΟΤΕC, εκείνο της θερμοκρασιακής διαφοράς των  $20^{\circ} \text{C}$ .



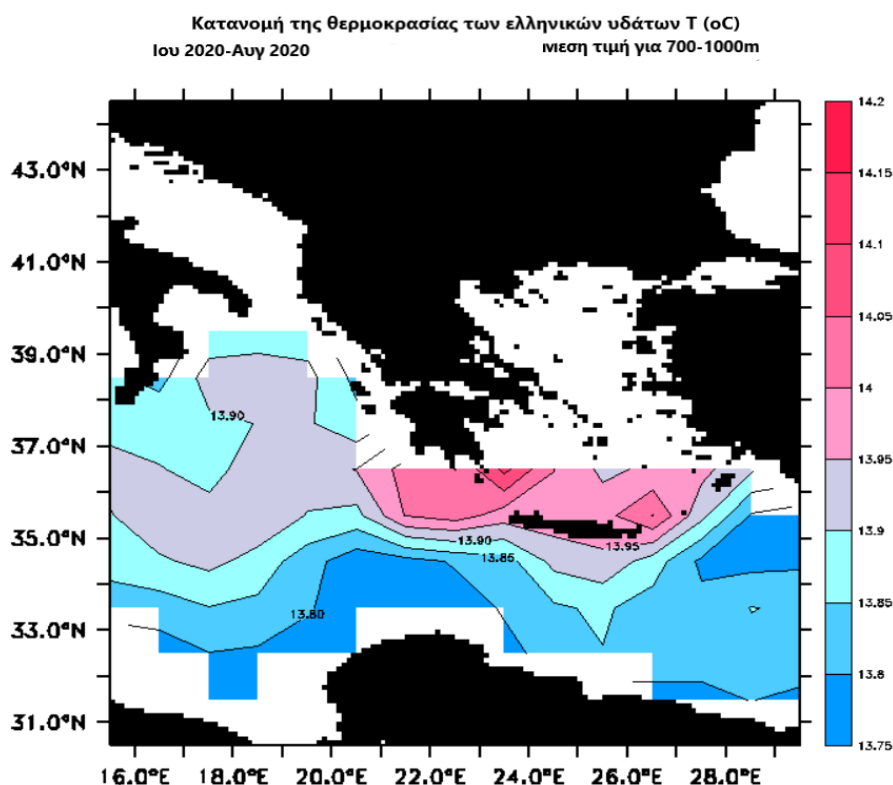
Εικόνα 28 Κατανομή της θερμοκρασίας της επιφάνειας των θαλασσινών νερών της Ευρώπης



Εικόνα 29 Κατανομή της μέσης θερμοκρασίας των θαλασινών νερών της Ευρώπης για βάθος 900-1000m



Εικόνα 30 Κατανομή θερμοκρασίας επιφάνειας των ελληνικών υδάτων



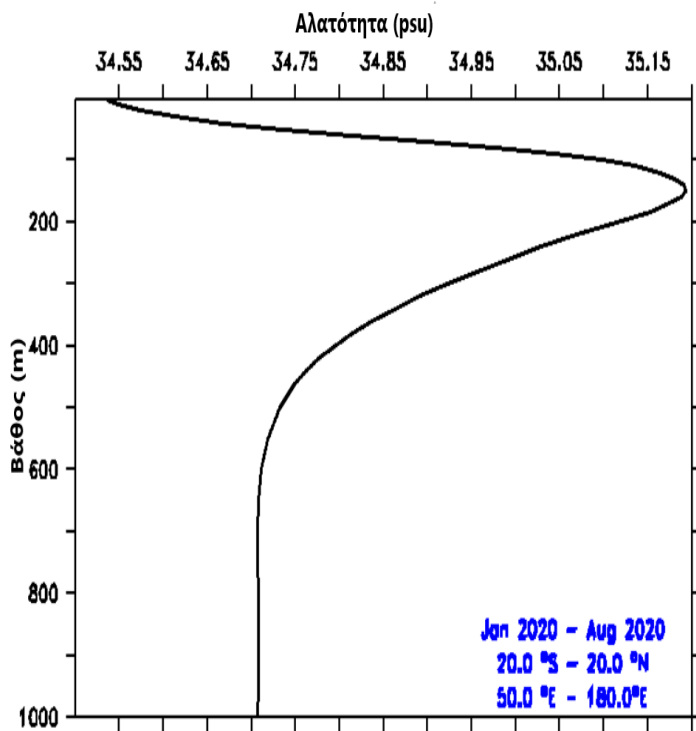
**Εικόνα 31** Κατανομή της θερμοκρασίας των ελληνικών υδάτων για βάθη 700-1000m

Άλλος ένα καθοριστικός παράγοντας για την αποδοτικότητα της συναλλαγής θερμότητας σε μια μονάδα ΟΤΕC αποτελεί και η αλατότητα του θαλασσινού νερού. Η αλατότητα του θαλασσινού νερού αποτελεί τεχνική πρόκληση, ειδικότερα κατά το σχεδιασμό των εναλλακτών θερμότητας (**χωρίο 4.3.2**). Εκτός του διαβρωτικού της χαρακτήρα η ανάπτυξη ενδεχόμενου φίλμ αλατιού στους εναλλάκτες θερμότητας (**φαινόμενο fouling**) μειώνει σημαντικά τον συντελεστή μετάδοσης θερμότητας ανάμεσα στο θαλασσινό νερό και στο εκάστοτε εργαζόμενο μέσο.

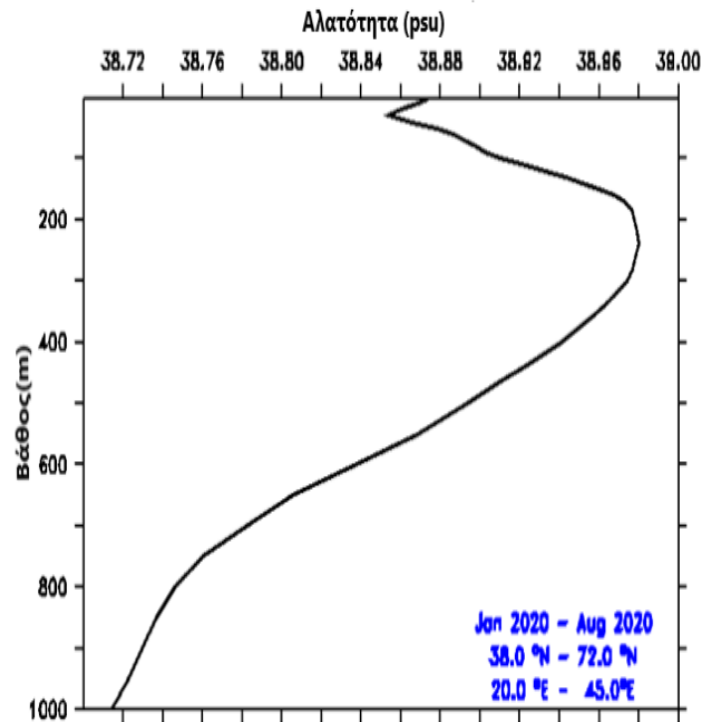
Για αυτό το λόγο στην **Εικόνα 32** και **Εικόνα 33** παρουσιάζονται τα διαγράμματα μέσης αλατότητας-βάθους (**Ιανουάριος 2020-Αύγουστο 2020**) για τα ευρωπαϊκά ύδατα (**Εικόνα 33**) και αντίστοιχα για τους τροπικούς ωκεανούς (**Εικόνα 32**). Και εδώ τα επίπεδα αλατότητας των ευρωπαϊκών θαλασσών είναι υψηλότερα αυξάνοντας τις δυσκολίες βιώσιμης λειτουργίας μιας μονάδας ΟΤΕC. Συμπεραίνεται λοιπόν, ότι δύο από τα βασικότερα κριτήρια επιλογής μιας περιοχής για την εγκατάσταση μιας μονάδας ΟΤΕC στην περίπτωση της Ελλάδας και της Ευρώπης δεν πληρούνται σε ικανοποιητικό βαθμό.

Οπότε χώρες, όπως η Ελλάδα, η Ιταλία, η Γαλλία, η Ισπανία κ.α δεν μπορούν να επιτύχουν, τον ήδη χαμηλό, βαθμό απόδοσης μιας μονάδας ΟΤΕC για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

Έτσι το σενάριο, η χώρα μας ή κάποια άλλη ευρωπαϊκή χώρα να πρωτοστατήσει στη συγκεκριμένη ωκεάνια τεχνολογία μοιάζει απίθανο, εφόσον ληφθούν υπόψιν και οι ήδη υπάρχουσες τεχνικές προκλήσεις της τεχνολογίας ΟΤΕC.



Εικόνα 32 Μεταβολή αλατότητας ανά βάθος για τροπικούς ωκεανούς (Περίοδος Ιανουάριος 2020-Αύγουστος 2020)



Εικόνα 33 Μεταβολή αλατότητας ανά βάθος για ευρωπαϊκά ύδατα (Περίοδος Ιανουάριος 2020-Αύγουστος 2020)

## 6. Εκλογή υποψήφιων εργαζόμενων μέσων για τον Οργανικό Κύκλο Rankine της μονάδας OTEC-ORC

Στο **Κεφάλαιο 6**, αφού αναφερθούν πρώτα οι κυριότερες κατηγορίες εργαζόμενων μέσων, θα παρουσιαστούν τα εργαζόμενα μέσα, στα οποία εκλέχθηκαν μέσω συγκεκριμένων κριτηρίων και αντίστοιχων βιβλιογραφικών αναφορών και τα οποία εν τέλει μελετήθηκαν για τα δύο μοντέλα της μονάδας OTEC-ORC.

### 6.1 Χημική Κατηγοριοποίηση οργανικών ρευστών

Τα οργανικά ρευστά συνηθίζεται να κατατάσσονται σε συγκεκριμένες κλάσεις και κατηγορίες βάσει της χημικής τους δομής [29] και βασικών θερμοδυναμικών ιδιοτήτων [30].

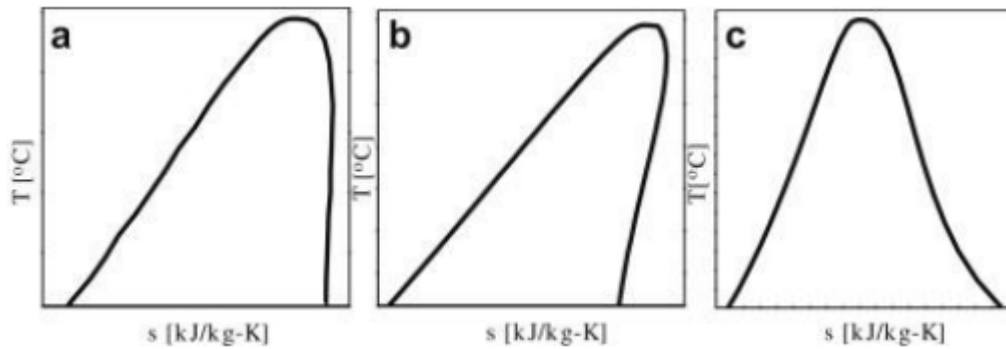
1. **Αλογονάνθρακες**, είναι οργανικές ενώσεις, στις οποίες τα άτομα άνθρακα είναι συνδεδεμένα με ένα ή περισσότερα άτομα αλογόνου. Στα αλογόνα ανήκουν τα χημικά στοιχεία όπως το φθόριο, το χλώριο, το βρώμιο ή το ιώδιο. Υποκατηγορίες των αλογονανθράκων αποτελούν οι:
  - i. **Χλωρο-φθορό-άνθρακες (CFCs)**: Είναι από τα πιο γνωστά ψυκτικά μέσα, για τα οποία όμως, λόγω του υψηλού δείκτη ODP (ODP μέχρι και 1) έχει απαγορευτεί η χρήση τους από το 2010.
  - ii. **Υδρο-χλωρό-φθορό-άνθρακες (HCFCs)**: Όταν πρωτοεμφανίστηκαν αποτέλεσαν την εναλλακτική λύση για τα CFCs, λόγω του μικρότερου δείκτη ODP, ο οποίος κυμαίνεται από 0.01 έως και 0.1. Ωστόσο, παρά τη μικρή τιμή ODP, παραμένουν ζημιογόνα για το περιβάλλον και μέχρι το 2030 θα έχουν απαγορευτεί και αυτά.
  - iii. **Υδρο-φθορο-άνθρακες (HFCs)** : Σε αυτή τη κατηγορία ανήκουν τα μισά από τα εξεταζόμενα εργαζόμενα μέσα για την μονάδα OTEC-ORC. Αποτελούν ενώσεις που έχουν μηδενικό δείκτη ODP, λόγω της απουσίας χλωρίου και βρωμίου. Οι θερμοδυναμικές τους ιδιότητες είναι πολύ καλές, αν και ορισμένα έχουν υψηλό δείκτη Παγκόσμιας Υπερθέρμανσης (GWP).
2. **Υδρογονάνθρακες (HCs)** είναι ενώσεις μεταξύ άνθρακα και υδρογόνου. Χαρακτηριστικά παραδείγματα αποτελούν το μεθάνιο, αιθάνιο, προπάνιο κλπ. Έχουν ιδανικές θερμοδυναμικές ιδιότητες, μηδενικό δείκτη ODP, τα περισσότερα φέρουν χαμηλή τοξικότητα και χαμηλό δείκτη GWP. Το βασικότερο μειονέκτημα είναι, πως η πλειοψηφία αυτών είναι εύφλεκτα [31].

3. Ακόμα μια ομάδα οργανικών ενώσεων είναι οι **αλκοόλες**, αλλά δεν θα συναντήσουμε κάποιο εργαζόμενο μέσο της οικογένειας των αλκοολών στη τρέχουσα εργασία .
4. Τέλος, παρόλο ότι είναι **ανόργανες ενώσεις**, εξετάζεται η συμπεριφορά ρευστών, όπως η **αμμωνία (R717)** και το διοξείδιο του άνθρακα (**R744**) στο θερμοδυναμικό κύκλο Rankine της μελετηθείσας μονάδας OTEC.

## 6.2 Θερμοδυναμική κατηγοριοποίηση οργανικών εργαζόμενων μέσων

Η συγκεκριμένη κατηγοριοποίηση, προκύπτει, από την κλίση της καμπύλης του κορεσμένου ατμού, όπως διαμορφώνεται στο διάγραμμα θερμοκρασία εντροπίας T-s για το εκάστοτε ρευστό. Οι τρεις κλάσεις είναι:

1. **Υγρά ρευστά** (wet fluids), τα οποία έχουν καμπύλη κορεσμένου ατμού με αρνητική κλίση ( $\frac{\partial T}{\partial s} < 0$ ). Το βασικό ζήτημα με τα υγρά ρευστά είναι, πως λίγο πριν την είσοδο τους στο στρόβιλο βρίσκονται στα όρια του ατμού, γεγονός επίφοβο για την ανάπτυξη σταγόνων και εμφάνιση φαινομένων σπηλαίωσης των πτερυγίων του στρόβιλου. Για την αποφυγή ανάπτυξης μια τέτοιας κατάστασης, συνήθως εφαρμόζεται υπερθέρμανση του εργαζόμενου μέσου. Χαρακτηριστικό υγρό ρευστό είναι το νερό, η αμμωνία (NH<sub>3</sub>) κλπ.
2. **Ξηρά ρευστά** (dry fluids), η καμπύλη κορεσμένου ατμού έχει θετική κλίση ( $\frac{\partial T}{\partial s} > 0$ ). Σε αυτή την κατηγορία ρευστών αποκλείεται η εμφάνιση σταγόνων, οπότε δεν χρειάζεται υπερθέρμανση. Στην πραγματικότητα, εάν ένα ρευστό είναι «αρκετά ξηρό», κατά την έξοδο του από το στρόβιλο, ίσως να βρίσκεται σε υπέρθερμη κατάσταση. Για να εκμεταλλευθεί αυτή η πλεονάζουσα ενέργεια και να αυξηθεί η ψυκτική ισχύς, συνηθίζεται να χρησιμοποιείται αναθερμαντήρας, έτσι αυξάνεται η αποδοτικότητα του εκάστοτε κύκλου, αλλά το σύστημα αποκτά μεγαλύτερη πολυπλοκότητα.
3. **Ισεντροπικά ρευστά**, στα οποία η καμπύλη του κορεσμένου ατμού έχει κλίση που τείνει στο άπειρο ( $\frac{\partial T}{\partial s} \rightarrow \infty$ ). Αυτά τα ρευστά παραμένουν σε κορεσμένη φάση κατά την εκτόνωση τους στον στρόβιλο, μηδενίζοντας την πιθανότητα υγροποίησης του ατμού κατά την διαδικασία της εκτόνωσης και τις ανάγκες για αναθέρμανση. Για αυτό και αποτελούν και ιδανικά εργαζόμενα μέσα. Χαρακτηριστικά ισεντροπικά ρευστά είναι R123, R11 η βενζίνη και άλλα.



**Εικόνα 34 Ποιοτικά διαγράμματα θερμοκρασίας-εντροπίας για (a) ισεντροπικά, (b) ξηρά, (c) υγρά ρευστά**

Εκτός της κλίσης της καμπύλης του κορεσμένου ατμού, ο Liu πρότεινε έναν αναλυτικό τρόπο προσδιορισμού της θερμοδυναμικής κλάσης του εκάστοτε ρευστού, μέσω της εξίσωσης:

$$K = \frac{\partial S}{\partial T} = \frac{C_p}{T_{ev}} = \frac{NT_{ev,red}}{1 - T_{ev,red}} \Delta h_{vap} \quad (\text{Εξ. 6-1})$$

, όπου  $C_p$  η ειδική θερμοχωρητικότητα του ρευστού [J/kg°C],  $T_{ev}$  η θερμοκρασία ατμοποίησης [°C],  $T_{ev,red} = \frac{T_{ev}}{T_{crit}}$  η μειωμένη θερμοκρασία ατμοποίησης,  $T_{crit}$  η κρίσιμη θερμοκρασία του ρευστού [°C],  $\Delta h_{vap}$  η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης του ρευστού [J/kg] και  $N = 0.375$  ή  $0.38$ , η σταθερά του Liu.

Για  $K < 0$  έχουμε υγρό ρευστό, για  $K = 0$  έχουμε ισεντροπικό ρευστό και για  $K > 0$  έχουμε ξηρό ρευστό.



### 6.3 Κριτήρια εκλογής των υποψήφιων εργαζόμενων μέσων για την μονάδα OTEC-ORC

Πριν υιοθετηθούν τα τελικά κριτήρια διαλογής των εργαζόμενων μέσων, για την παρούσα διπλωματική εργασία, μελετήθηκε στην βιβλιογραφία με σκοπό να εντοπιστούν κριτήρια αντίστοιχων **μεθοδολογιών διαλογής/εκλογής** (screening methodologies). Οι περισσότερες από αυτές, έχουν ως βασικό κριτήριο τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του εκάστοτε εργαζόμενου μέσου με την πιο γνωστή, την προσέγγιση του **αριθμού Ja**. Πρόκειται για μια απλή αλλά ασφαλής και μεγάλης ακρίβειας μεθοδολογία, κατά την οποία συσχετίζονται οι φυσικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου και η λειτουργική απόδοση του Οργανικού Κύκλου Rankine. Αντίστοιχη μεθοδολογία με θερμοδυναμικό υπόβαθρο αποτελεί η **active reverse design** [32] [33], στην οποία τα εργαζόμενα μέσα επιλέγονται λαμβάνοντας υπόψιν την θερμοκρασία της θερμής πηγής.

Ωστόσο, στις παραπάνω μεθοδολογίες διαλογής τα εργαζόμενα μέσα εξετάζονται αποκλειστικά και μόνο υπό την θερμοδυναμική τους σκοπιά, χωρίς να λαμβάνονται υπόψιν σημαντικές παράμετροι, που καταδεικνύουν την ασφάλεια και τα περιβαλλοντικά χαρακτηριστικά τους. Στην ανάγκη, λοιπόν, για πιο σύνθετες και πολυπαραγοντικές μεθόδους διαλογής εργαζόμενων μέσων εμφανίζεται η **μέθοδος Computer-Aided Molecular Design (CAMD)**. Πρώτο βήμα της συγκεκριμένης μεθοδολογίας είναι η ομαδοποίηση των εργαζόμενων μέσων ανάλογα με τις φυσικές τους ιδιότητες. Στη συνέχεια λαμβάνοντας υπόψιν **δείκτες λειτουργίας** του οργανικού κύκλου Rankine (όπως πίεση, θερμοκρασία κλπ.) το **CAMD** επιλέγει τα καταλληλότερα εργαζόμενα μέσα. Αυτά κατατάσσονται κατά σειρά προτεραιότητας βάσει τις τιμές των **ODP** και **GWP**. Στο μοντέλο CAMD εισάγεται και ο δείκτης απόδοσης διαδικασίας (Process Performance Index) **PPI**, βάσει του οποίου εκτιμάται η συνολική απόδοση του εργαζόμενου μέσου [34].

Λαμβάνοντας υπόψιν τα παραπάνω για τον δικό μας κύκλο OTEC-ORC, ορίστηκαν τα συγκεκριμένα ποιοτικά κριτήρια διαλογής εργαζόμενων μέσων:

1. **Φυσικές και θερμοδυναμικές** ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου, εστιάζοντας στις τιμές της **κρίσιμης πίεσης** και **θερμοκρασίας**, **σημείο βρασμού**, μοριακού βάρους κ.α. Τιμές καθοριστικές για τον βαθμό απόδοσης και την καθαρή ισχύ του συστήματος.
2. **Περιβαλλοντικά και νομοθετικά κριτήρια**, όπως διάφοροι περιβαλλοντικοί δείκτες προστασίας και πιο συγκεκριμένα επιθυμούμε χαμηλές τιμές **ODP** (Ozone Depletion Potential), **Global Warming Potential (GWP<sub>100</sub>)** και **ALT** (Atmospheric Lifetime).
3. Κριτήρια ασφάλειας, στα οποία ελέγχεται **τοξικότητα, αναφλεξιμότητα** κλπ.

### 6.3.1 Κρίσιμες θερμοδυναμικές ιδιότητες

Θα περιγραφούν συνοπτικά οι κύριες θερμοδυναμικές παραμέτρους, που λαμβάνονται υπόψιν κατά την επιλογή ενός εργαζόμενου μέσου για τον οργανικό κύκλο Rankine [35]

1. **Λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης:** Ένα ρευστό με υψηλή λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης σημαίνει, πως η μεταφορά θερμότητας- ανάμεσα στα δύο ρευστά του εναλλάκτη- θα συμβεί υπό σταθερή θερμοκρασία, με αποτέλεσμα οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του ατμοποιητή να είναι κοντινές. Ωστόσο, σε εφαρμογές θερμότητας χαμηλού βαθμού, όπως είναι και η τεχνολογία OTEC, κύριος στόχος είναι η βελτιστοποίηση κυρίως του βαθμού απόδοσης του συστήματος και όχι τόσο του εκάστοτε κύκλου.
2. **Θερμική αγωγιμότητα:** Επιθυμούμε εργαζόμενα μέσα με υψηλή θερμική αγωγιμότητα  $\lambda$  [W/m°C], ώστε να αυξηθεί η μεταφορά θερμότητας και να μειωθεί ο βαθμός αντιστρεψιμότητας των θερμικών διεργασιών.
3. **Ειδική θερμοχωρητικότητα  $C_p$  (υπό σταθερή πίεση):** Όσο υψηλότερη είναι η τιμή της ειδικής θερμοχωρητικότητας του ρευστού, τόσο περισσότερη εξωτερική θερμότητα απαιτείται, ώστε να μεταβληθεί η θερμοκρασία μιας συγκεκριμένης ποσότητας του. Ο Hiw [35] διαπίστωσε, πως ρευστά με μικρή ειδική θερμοχωρητικότητα  $C_p$  [kJ/kg°C], μειώνουν τις θερμικές ανάγκες του συμπυκνωτή.
4. **Κρίσιμη θερμοκρασία:** Κρίσιμη θερμοκρασία  $T_{crit}$ , είναι η μέγιστη θερμοκρασία στην οποία μια ουσία μπορεί να βρίσκεται σε υγρή φάση. Εφόσον ξεπεραστεί η κρίσιμη θερμοκρασία, το ρευστό θα μετατραπεί σε ατμό και δεν θα μπορεί να υγροποιηθεί, όσο υψηλή και να είναι η τιμή της πίεσης.
5. **Πυκνότητα:** Η τιμή της πυκνότητας είναι καθοριστική για το μέγεθος του συστήματος, αφού υψηλή πυκνότητα εργαζόμενου μέσου μεταφράζεται σε συστήματα οικονομικότερα και μικρότερου μεγέθους. Ένας αδιάστατος αριθμός, όπου αποτελεί συνάρτηση της πυκνότητας του εκάστοτε εργαζόμενου μέσου και συσχετίζεται με το στρόβιλο, είναι ο ισεντροπικός λόγος όγκου (VFR). Ορίζεται ως:

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

Χαμηλές τιμές του VFR σημαίνουν μικρότερους, απλούστερους γεωμετρικά στρόβιλους, αλλά με μεγαλύτερο ισεντροπικό βαθμό απόδοσης. Συγκεκριμένα, εφόσον επιθυμούμε ο στρόβιλος να φέρει ισεντροπικό βαθμό απόδοσης μεγαλύτερο του 80% , η τιμή του VFR, πρέπει να είναι μικρότερη του 50.

6. **Δυναμική συνεκτικότητα:** Αρέσκονται ρευστά με χαμηλή τιμή δυναμικής συνεκτικότητας, ώστε να ελαχιστοποιήσουμε τριβή και πτώση πίεσης στους εναλλάκτες θερμότητας.
7. **Χημική σταθερότητα:** Το εξεταζόμενο εργαζόμενο μέσο πρέπει να είναι χημικά ευσταθές μέσα στα θερμοκρασιακά όρια του κύκλου.

### 6.3.1 Περιβαλλοντικοί δείκτες και νομοθετικά όρια

Θα περιγραφούν περιεκτικά οι κυριότεροι δείκτες, οι οποίοι καταδεικνύουν, είτε τον φιλικό, είτε τον ζημιογόνο περιβαλλοντικό «χαρακτήρα» ενός εξεταζόμενου μέσου:

1. **Δείκτης Πλανητικής Υπερθέρμανσης (Global Warming Potential, **GWP**):** Ο δείκτης GWP μιας ουσίας, είναι ο λόγος του ποσού της θερμότητας που εγκλωβίζει στην ατμόσφαιρα, προς το ποσό θερμότητας που εγκλωβίζεται, από CO<sub>2</sub> ίδιας ποσότητας. Συγκεκριμένα ανάλογα σε τι βάθος χρόνου μελετάται ο αντίκτυπος του εκάστοτε ρευστού (20,50 ή 100 χρόνια) ο δείκτης GWP διαφέρει. Στην παρούσα εργασία καλώντας τη βάση δεδομένων του CoolProp λαμβάναμε την τιμή για 100 χρόνια **GWP<sub>100</sub>**. Στο χωρίο της θερμοδυναμικής κατηγοριοποίησης των εργαζόμενων μέσων αναφέρθηκε, πως τα μισά από τα εξεταζόμενα εργαζόμενα μέσα ανήκουν στην οικογένεια των **HFOs**. Σε αυτή την επιλογή μας οδήγησε, εκτός της θερμοδυναμικής τους συμπεριφοράς, και η **Νομοθεσία 517** της Ευρωπαϊκής Ένωσης (2014) [36]. Σύμφωνα με την οποία εφαρμόζονται περιορισμοί και όρια στην χρήση, ανάκτηση και καταστροφή των αερίων υψηλού δείκτη GWP και του εκάστοτε εξοπλισμού τους.
2. **Δείκτης Καταστροφής του Όζοντος (Ozone Depletion Potential, **ODP**):** Ο δείκτης ODP μιας ουσίας, ουσιαστικά είναι ο λόγος της επίδρασής της στο όζον προς την επίδραση ίσης ποσότητας της ουσίας CFC-11 (τριχλωροφθορομέθανιο). Ουσίες με τιμές του δείκτη ODP κοντά ή άνω του 1 έχουν πλέον αποσυρθεί, ενώ το ίδιο δρόμο ακολουθούν ρευστά με ODP με τιμές 0.01. Η πρώτη κύρια νομοθεσία περί την μείωση του όζοντος αποτέλεσε το **Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ** του 1987. Σε αυτή έρχεται να προστεθεί η **Διεθνής Σύμβαση για την Πρόληψη της Ρύπανσης** από τα Πλοία, **MARPOL 73/78**, Παράρτημα VI, Κανονισμός 12 [37], όπου απαγορεύει τις εγκαταστάσεις που περιέχουν ουσίες υψηλού ODP, εκτός από τις HCFCs σε πλοία που κατασκευάστηκαν μετά την 19η Μαΐου 2005 και τις εγκαταστάσεις που περιέχουν HCFCs σε πλοία που κατασκευάστηκαν μετά την 1η Ιανουαρίου 2020. Ο παραπάνω κανονισμός αφορά εξοπλισμούς ψύξης μεγαλύτερων συστημάτων, όπως συμπιεστές και συμπυκνωτές. Μπορεί στην παρούσα εργασία να μην προσδιορίζεται το είδος της μονάδας OTEC -παράκτια ή υπεράκτια- ωστόσο στην περίπτωση μιας υπεράκτιας μονάδας OTEC τα όρια της παραπάνω νομοθεσίας, πρέπει να ληφθούν υπόψιν κατά την επιλογή του εκάστοτε εργαζόμενου μέσου.
3. **Παγκόσμια Ατμοσφαιρική Διάρκεια Ζωής (Atmospheric Lifetime, **ALT**):** Πρόκειται για δείκτη(έτη), ο οποίος χαρακτηρίζει τον χρόνο που απαιτείται για να εξισορροπηθεί η παγκόσμια ατμοσφαιρική επιβάρυνση. Ορίζεται ως η στιγμιαία επιβάρυνση (Tg) διαιρούμενη με το μέσο παγκόσμιο στραγγιστικό ρυθμό (Tg/yr) ενός αερίου σε μόνιμη κατάσταση (δηλαδή με αμετάβλητη επιβάρυνση). Ο δείκτης ALT, πρωτοαναφέρθηκε στην αξιολόγηση του IPCC άλλοτε ως «διάρκεια ζωής» και άλλοτε ως «χρόνος ανανέωσης» (**Bolin και Rodhe,1973**).

### 6.3.2 Κλάσεις και παράγοντες ασφάλειας

Για ευνόητους λόγους, οι οποίοι σχετίζονται με την ασφάλεια των εργαζομένων, αλλά και της μονάδας παραγωγής ισχύος, τα υποψήφια εργαζόμενα μέσα πρέπει να έχουν χαμηλή **τοξικότητα** και χαμηλό βαθμό **αναφλεξιμότητας**. Για τον διαχωρισμό των εργαζόμενων ρευστών κατά κλάσεις ασφάλειας ακολουθήθηκε η κατηγοριοποίηση κατά **ASHRAE** [38] (**American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers, 2017**) (Εικόνα 35)

<b>ΑΥΞΟΥΣΑ ΑΝΑΦΛΕΞΙΜΟΤΗΤΑ</b>	Υψηλή Αναφλεξιμότητα	A3	B3
	Αναφλέξιμο	A2	B2
	Χαμηλή Αναφλεξιμότητα	A2L	B2L
	Μη Εξάπλωση Φλόγας	A1	B1
		Χαμηλή Τοξικότητα	Υψηλότερη Τοξικότητα
	<b>ΑΥΞΟΥΣΑ ΤΟΞΙΚΟΤΗΤΑ</b>		

Εικόνα 35 Κατηγοριοποίηση εργαζόμενων μέσων σε ομάδες ασφάλειας κατά ASHRAE

Πιο συγκεκριμένα, ο πρώτος δείκτης (τα πρώτα κεφαλαία γράμματα Α, Β κλπ.) δείχνει το επίπεδο τοξικότητας του εργαζόμενου μέσου. Εργαζόμενα μέσα, που ανήκουν στην **Κλάση Α** δεν είναι τοξικά για συγκεντρώσεις, έως και **400 ppm**, σε αντίθεση με τα εργαζόμενα μέσα της **Κλάσης Β**. Ο δεύτερος δείκτης (ο αριθμός 1,2,3 ,1L) καταδεικνύει ουσιαστικά την θέση του εργαζόμενου μέσου σύμφωνα με την αναφλεξιμότητα. Τα εργαζόμενα μέσα της **Κλάσης 1** δεν παρουσιάζουν φλόγα διάδοσης υπό ατμοσφαιρικές συνθήκες, ενώ τα ρευστά της **Κλάσης 2**, σε ατμοσφαιρικές συνθήκες φέρουν ένα χαμηλότερο όριο αναφλεξιμότητας άνω ή ίσο του **0.1 kg/m<sup>3</sup>**. Τέλος, αυτά της **Κλάσης 3** είναι ιδιαίτερα εύφλεκτα, έχοντας κατώτερο όριο ευφλεκτότητας χαμηλότερο ή ίσο του **0.1 kg/m<sup>3</sup>**, σε συνθήκες περιβάλλοντος και απαιτούμενη θερμότητα καύσης μεγαλύτερη ή ίση με **19 kJ/kg**. Αρχικά «γεμίσαμε» την δεξαμενή διαλογής εργαζόμενων μέσων, ανατρέχοντας σε εργαζόμενα μέσα, τα οποία έχουν εξεταστεί και ερευνηθεί πρωτύτερα για την τεχνολογία OTEC. Ακολουθεί πίνακας με συγκεκριμένα δεδομένα, όπως αυτά προέκυψαν από το δωρεάν λογισμικό **CoolProp**, το **IPCC AR5** (Intergovernmental Panel on Climate Change, 2013) και το **ASHRAE** (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) [38]

**Πίνακας 4 Περιβαλλοντικοί, θερμοδυναμικοί δείκτες και κλάσεις ασφάλειας εργαζόμενων μέσων, που έχουν μελετηθεί για την τεχνολογία ΟΤΕC**

Ε.Μ (Εργαζόμενο μέσο)	ODP	GWP	Tc[°C]	P <sub>c</sub> [MPa]	Μοριακή Μάζα (g/mol)	ASHRAE Κλάση ασφάλειας	ASHRAE αναφλεξιμότητα	ASHRAE τοξικότητα	ALT (χρόνος)
<b>R290</b>	0	3	206.1	4.25	44.1	A3	Υψηλή αναφλεξιμότητα	Μη τοξικό	0.032
<b>R32</b>	0	677	78.1	5.78	52.02	A2I	Χαμηλή αναφλεξιμότητα	Μη τοξικό	4.9
R125 (πενταφθοροαιθάνιο)	0	3170	66	3.62	120.02	A1	Μη εύφλεκτο	Μη τοξικό	28.2
R218	0	5700	71.87	2.64	188.02	A1	Μη εύφλεκτο	Μη τοξικό	2600
R134a	0	1300	101.1	4.06	102.03	A1	Μη εύφλεκτο	Μη τοξικό	13.4
R143a	0	4800	72.7	3.76	84.04	A1L	Μη εύφλεκτο	Μη τοξικό	47.1
<b>R717 (NH<sub>3</sub>)</b>	0	-	132.3	11.33	17.03	B2	Αναφλέξιμο	Χαμηλή τοξικότητα	0.0191
<b>R744 (CO<sub>2</sub>)</b>	0	1	31.1	7.38	44.01	A1	Μη εύφλεκτο	Μη τοξικό	-

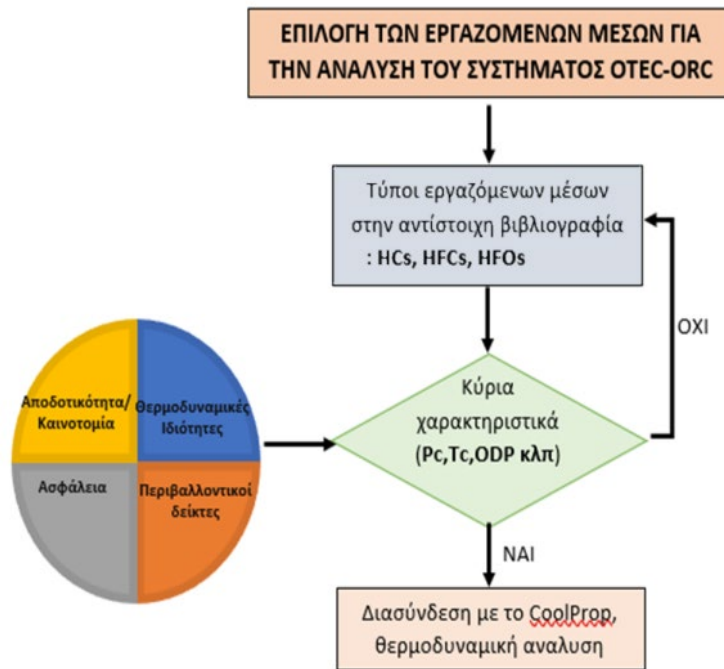
Από τον **Πίνακα 4**, ο οποίος στην πλειοψηφία του περιέχει συμβατικά εργαζόμενα μέσα, επιλέξαμε να εξετάσουμε το **R290 (προπάνιο)**, **R717 (NH<sub>3</sub>)**, το **R32** και το **R744 (CO<sub>2</sub>)**. Στο χωρίο **6.3.1** κατέστη σαφές, ότι τόσο η ρύπανση του περιβάλλοντος, όσο και συγκεκριμένα νομοθετικά πλαίσια οδηγούν στην μετάβαση σε εργαζόμενα μέσα φιλικότερα προς το περιβάλλον. Κινούμενοι προς αυτή την κατεύθυνση, εστίασαμε στη συμπεριφορά και στα χαρακτηριστικά των **HFOs**, τα οποία περιλαμβάνουν ένα μεγάλο εύρος ακόρεστων **υδροφθοροανθράκων** (hydrofluorocarbons HFCs), με καλές θερμοδυναμικές ιδιότητες, μηδενικό δείκτη **ODP**, πολύ χαμηλές τιμές **GWP** και με υψηλά επίπεδα ασφάλειας [34].

Με αρκετά από τα HFOs να έχουν αντικαταστήσει επαρκώς τα εργαζόμενα μέσα υψηλού GWP, σε εφαρμογές όπως ο Οργανικός κύκλος Rankine (ORC), αντλίες θερμότητας και κύκλους ψύξης η παρούσα εργασία κινήθηκε στην ίδια κατεύθυνση. Ανατρέχοντας λοιπόν, στις προαναφερθείσες βάσεις δεδομένων, αντλήθηκαν οι επιθυμητοί δείκτες για τα εργαζόμενα μέσα του **Πίνακα 5**.

Πίνακας 5 Περιβαλλοντικοί, θερμοδυναμικοί δείκτες και κλάσεις ασφάλειας (HFOs), με προγενέστερη μελέτη σε εφαρμογές Οργανικού Κύκλου Rankine

Ε.Μ (Εργαζόμενο μέσο)	ODP	GWP	Tc[°C]	P <sub>c</sub> [MPa]	Μοριακή μάζα ( g/mol)	ASHRAE Κλάση ασφάλειας	ASHRAE αναφλεξιμότητα	ASHRAE τοξικότητα	ALT (χρόνος)
<b>R-1234yf</b>	0	<1	124.7	3.38	114.04	A2L	Χαμηλή αναφλεξιμότητα	Μη τοξικό	0.029
<b>R-1243zf</b>	0	1	103.78	3.52	96.05	A2L	Χαμηλή αναφλεξιμότητα	Μη Τοξικό	-
R-1336mzz(Z)	0	2	171.35	2.90	164.06	A1	Μη αναφλέξιμο	Μη τοξικό	-
<b>R-1233zd(E)</b>	0	7	166.45	3.62	130.5	A1	Καθόλου αναφλέξιμο	Μη τοξικό	0.0712
R-1234ze (Z)	0	6	150.1	3.53	114	A2L	Χαμηλή αναφλεξιμότητα	Μη τοξικό	-
R-1234ze (E)	0	7	109.4	3.632	114	A2L	Χαμηλή αναφλεξιμότητα	Μη Τοξικό	-
R-1224yd(Z)	0	0.88	155.5	3.34	148.5	A1	Μη Αναφλέξιμο	Μη τοξικό	-

Από τον παραπάνω πίνακα τα επιλεγμένα εργαζόμενα μέσα είναι **R-1234yf**, **R-1243zf**, **R-1233zdE**. Να ξεκαθαριστεί, πως πολλά από τα εργαζόμενα μέσα του Πίνακα 5 δεν ήταν εγγεγραμμένα στην βιβλιοθήκη του CoolProp, δημιουργώντας μερικές αντικειμενικές δυσκολίες στη χάραξη των διαγραμμάτων θερμοκρασίας-εντροπίας (Διάγραμμα T-s). Θέλοντας η συγκεκριμένη εργασία να έχει λογική και συνοχή έπρεπε να αποκλειστούν ορισμένα από τα εργαζόμενα μέσα του **Πίνακα 4** και **Πίνακα 5** και να αντικατασταθούν με κοινά εργαζόμενα μέσα (π.χ. R32). Για την διαλογή των εργαζόμενων μέσων δεν ακολουθήθηκε πιστά κάποια συγκεκριμένη αναλυτική μεθοδολογία, αλλά η διαδρομή του λογικού διαγράμματος (**Εικόνα 36**) βασίζεται σε κριτήρια, ορθά και ποιοτικού χαρακτήρα.



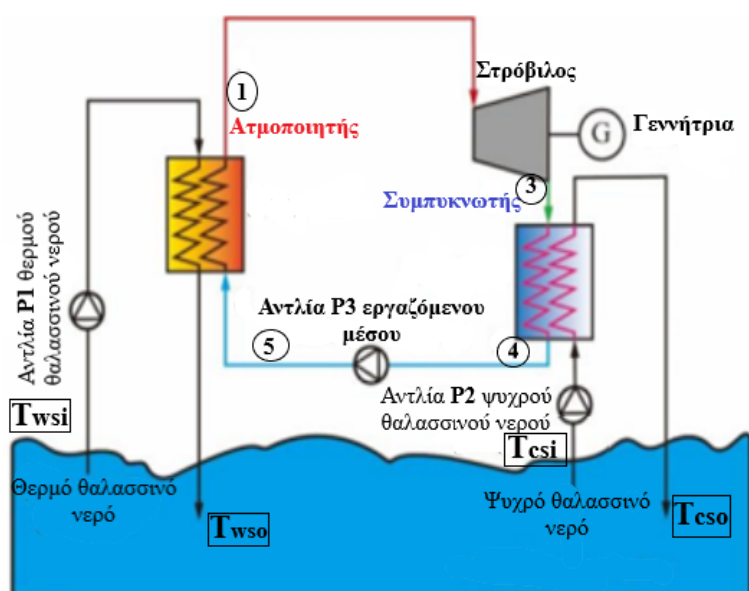
Εικόνα 36 Λογικό διάγραμμα διαλογής εργαζόμενων μέσων για τον κύκλο Rankine της μονάδας ΟΤΕC

## 7. Παραμετρική ανάλυση μονάδας OTEC θερμικής ισχύς εισόδου 1MW και επιλογή βέλτιστων συνθηκών λειτουργίας

### 7.1 Περιγραφή της μονάδας OTEC-ORC θερμικής ισχύς εισόδου 1MW και των φυσικών διεργασιών της

Το μοντέλο **OTEC-ORC**, το οποίο εξετάστηκε είναι **κλειστού κύκλου (closed-cycle OTEC)**, το εργαζόμενο μέσο υπακούει στον **Οργανικό Κύκλο Rankine** και η μονάδα OTEC αποτελείται από τις εξής συνιστώσες [39] [40]:

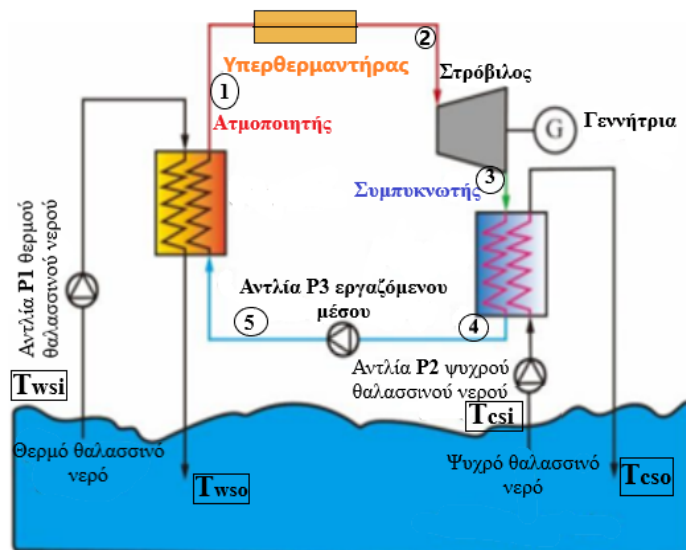
- **Ατμοποιητή**, ρόλος του οποίου είναι να ατμοποιήσει το υγρό εργαζόμενο μέσο απορροφώντας θερμότητα από το θερμό θαλασσινό νερό, το οποίο είναι η θερμή δεξαμενή της εγκατάστασής μας. Στο **Μοντέλο Α** εμφανίζεται **κορεσμένος ατμός** στην έξοδο του ατμοποιητή.
- **Υπερθερμαντήρα**, ουσιαστικά στο Μοντέλο Β (**Εικόνα 38**) το εργαζόμενο μέσο υπερθερμαίνεται και πλέον εισάγεται στο στρόβιλο ως υπέρθερμος ατμός.
- **Στρόβιλο**, ο οποίος παραλαμβάνει το ατμοποιημένο εργαζόμενο μέσο και μετατρέπει την θερμική ενέργεια του ατμού σε μηχανικό έργο.
- **Συμπυκνωτής**, όπου το εργαζόμενο μέσο εξερχόμενο του στροβίλου συναλλάσσει θερμότητα με τη ψυχρή δεξαμενή της εγκατάστασης, δηλαδή με το ψυχρό θαλασσινό νερό.



Εικόνα 37 Μοντέλο Α Σκαριφηματική απεικόνιση μονάδας OTEC κλειστού κύκλου



- **Αντλία εργαζόμενου μέσου P3**, η οποία είναι υπεύθυνη για την μεταφορά του κορεσμένου υγρού και την συμπίεση του στη πίεση ατμοποίησης.
- **Αντλίες θαλασσινού νερού**, οι αντλίες **P1** και **P2** είναι υπεύθυνες για την εξασφάλιση της απαιτούμενης παροχής θερμού (αντλία P1) και ψυχρού (αντλία P2) θαλασσινού νερού
- **Γεννήτρια**, η οποία μετατρέπει την μηχανική ενέργεια, που παράγεται στο στρόβιλο, σε ηλεκτρική.



**Εικόνα 38 Μοντέλο Β:** Σκαριφηματική απεικόνιση του συστήματος OTEC κλειστού κύκλου με υπερθέρμανση

Αρχικά, εξετάστηκε η λειτουργία του **Μοντέλου Α (Εικόνα 37)** για τα εργαζόμενα μέσα του **Κεφαλαίου 6** και επαναλήφθηκε η διαδικασία για το **Μοντέλο Β (Εικόνα 38)**. Για τα συγκεκριμένα εργαζόμενα μέσα διαπιστώθηκαν και κρίθηκε η επίδραση, που είχε η υπερθέρμανση στο βαθμό απόδοσης του συστήματος και του κύκλου Rankine.

Στο εξεταζόμενο σύστημα OTEC το εργαζόμενο μέσο υπακούει τον Οργανικό Κύκλο Rankine (ORC), για αυτό χρησιμοποιείται η έκφραση **OTEC-ORC**. Γενικά ένας Οργανικός Κύκλος Rankine αποτελείται από 4 κύριες θερμικές διεργασίες [39] [40]. Σε πρώτη φάση το υψηλής πίεσης εργαζόμενο μέσο, υπό μορφή ατμού, εισέρχεται στο στρόβιλο, όπου και εκτονώνεται σε ατμό χαμηλής πίεσης (**Διεργασία 1-3 στο Μοντέλο Α/ Διεργασία 2-3 στο Μοντέλο Β**). Στον στρόβιλο η πτώση πίεσης συνοδεύεται και από πτώση ενθαλπίας, η οποία αξιοποιείται για την παραγωγή μηχανικού έργου, το οποίο παραλαμβάνεται από την γεννήτρια και παράγεται τελικώς ηλεκτρική ενέργεια.

Στη συνέχεια το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται στο συμπυκνωτή, συναλλάσσει θερμότητα με το ψυχρό θαλασσινό νερό και μετατρέπεται σε κορεσμένο υγρό (**Διεργασία 3-4**). Έπειτα το εργαζόμενο μέσο, σε κορεσμένη υγρή φάση, συμπιέζεται μέσω της αντλίας

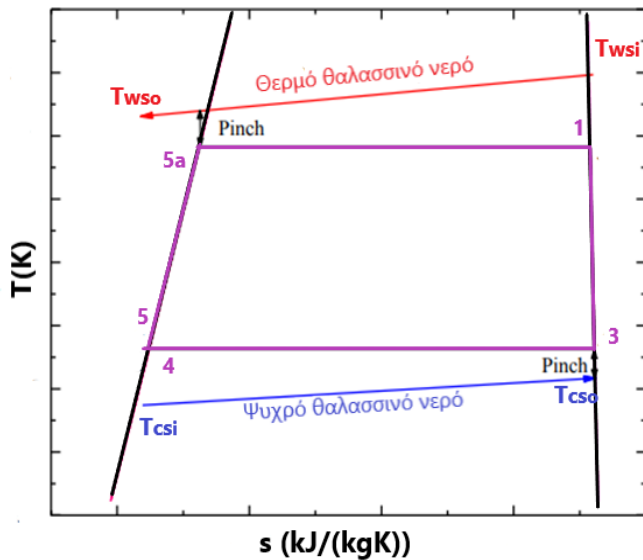
P3 στην πίεση ατμοποίησης (**Διεργασία 4-5**) και οδηγείται στην είσοδο του ατμοποιητή, ώστε ερχόμενο σε επαφή με το θερμό θαλασσινό νερό να ατμοποιηθεί ξανά (**Διεργασία 5-1**). Έτσι ένας πλήρης θερμοδυναμικός κύκλος ολοκληρώνεται και επαναλαμβάνεται διαρκώς για την παραγωγή ισχύος.

**Πίνακας 6 Φυσικές διεργασίες στον Οργανικό Κύκλο Rankine για τα Μοντέλα A και B της παρούσας εργασίας**

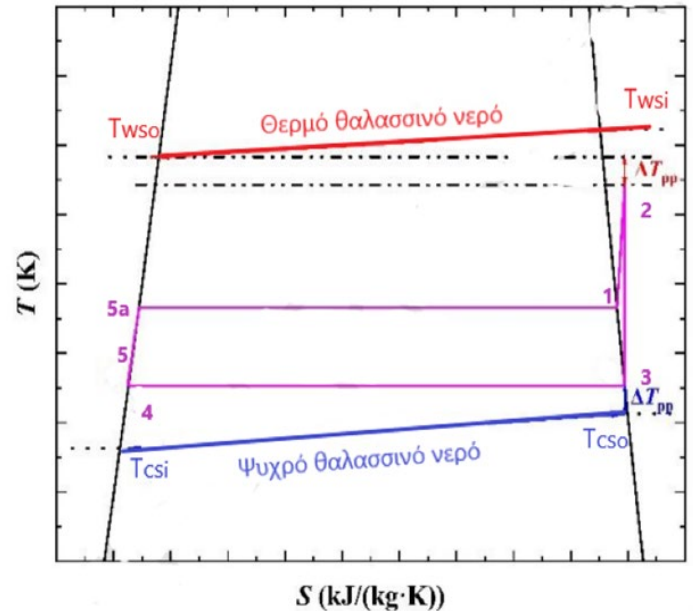
Συνιστώσα ΟΤΕC	Σύμβολο	Διεργασία	Περιγραφή διεργασίας
Αντλία P3 εργαζόμενου μέσου	$W_{p3}$	4-5	Πρόσδοση έργου από την αντλία του εργαζόμενου μέσου
Ατμοποιητής	$Q_{in}$	5-5a	Προθέρμανση εργαζόμενου μέσου
		5a-1	Αλλαγή φάσης εργαζόμενου μέσου (Μοντέλο A)
		5a-5b	Αλλαγή φάσης εργαζόμενου μέσου (Μοντέλο B)
		1-2	Υπερθέρμανση του εργαζόμενου μέσου (Μοντέλο B)
Στρόβιλος	$W_t$	1-3	Εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου και παραγωγή ισχύος (Μοντέλο A)
		2-3	Εκτόνωση του εργαζόμενου μέσου και παραγωγή ισχύος (Μοντέλο B)
Συμπυκνωτής	$Q_{out}$	3-4	Συμπύκνωση του εργαζόμενου μέσου, έως ότου γίνει κορεσμένο υγρό

Το **Μοντέλο B** εξετάστηκε, όχι μόνο για να εκτιμηθεί ο βαθμό επίδρασης στην αποδοτικότητα της μονάδας ΟΤΕC, αλλά και για να εξασφαλιστεί, εφόσον χρειάζεται, η ασφάλεια του στροβίλου και ακολούθως ολόκληρης της μονάδας ΟΤΕC.

Πριν την είσοδο στο στρόβιλο το εργαζόμενο μέσο μπορεί να είναι είτε **κορεσμένος** ατμός (**Μοντέλο A**), είτε **υπέρθερμος** (**Μοντέλο B**). Συγκρίνοντας τις δύο αυτές καταστάσεις είναι εξ' αρχής γνωστό, ότι ο κορεσμένος ατμός έχει υψηλότερη πίεση ατμού στην είσοδο του στροβίλου και μεγαλύτερο λόγο πίεσης, το οποίο είναι ευεργετικό για τη θερμική απόδοση του κύκλου. Ωστόσο, η κλίση της ευθείας του κορεσμένου ατμού ορισμένων εργαζόμενων μέσων είναι αρνητική (π.χ. **R717**, **R290**), γεγονός που φανερώνει ένα εργαζόμενο μέσο υγρού χαρακτήρα (wet working fluid). Εάν λοιπόν το εργαζόμενο μέσο, μόλις πριν την είσοδο στο στρόβιλο έχει μετατραπεί σε κορεσμένο ατμό, υπάρχει πιθανότητα υγροποίησης εντός του στροβίλου, προκαλώντας την ανάπτυξη σταγόνων. Κάτι τέτοιο δύναται να προκαλέσει φθορά και διάβρωση στην επιφάνεια των πτερυγίων του στροβίλου [41] και σαν φυσικό επόμενο την μείωση του ισηντροπικού βαθμού απόδοσης και της διάρκειας ζωής του στροβίλου.



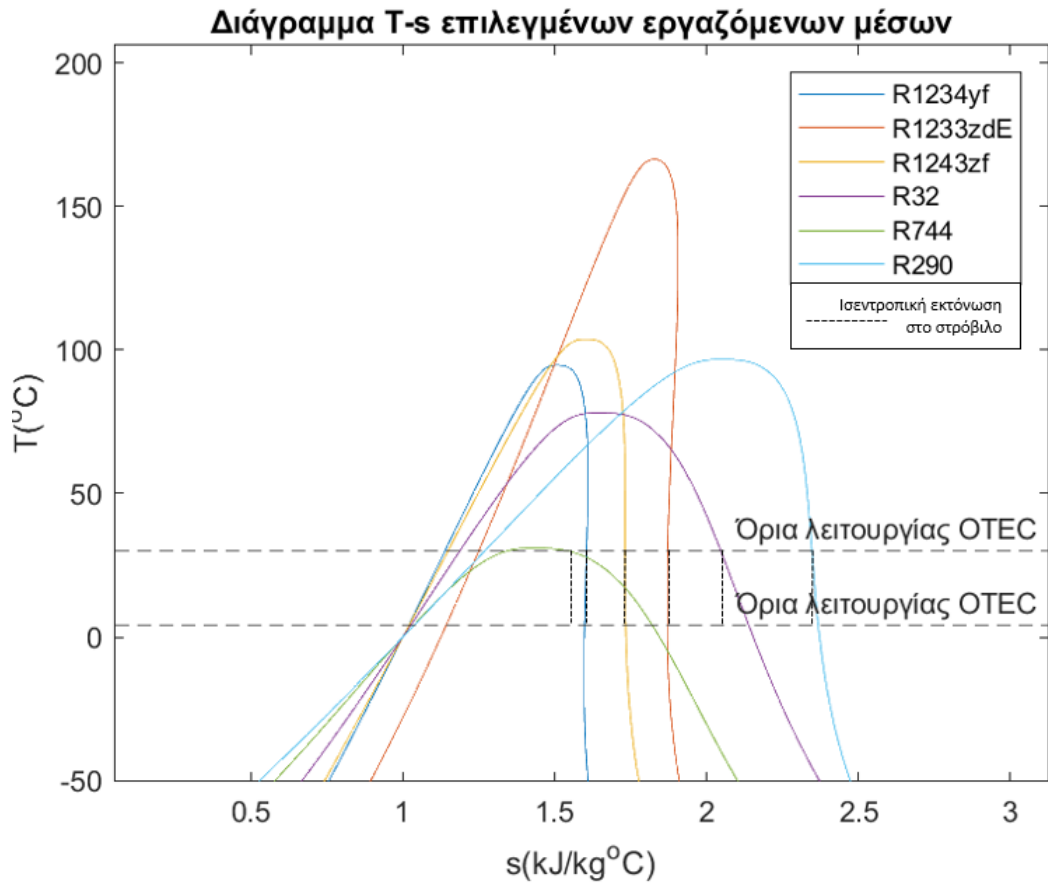
Εικόνα 39 Ποιοτικό διάγραμμα T-s οργανικού κύκλου Rankine του Μοντέλου A για καθαρό εργαζόμενο μέσο



Εικόνα 40 Ποιοτικό διάγραμμα T-s οργανικού κύκλου Rankine του Μοντέλου B για καθαρό εργαζόμενο μέσο

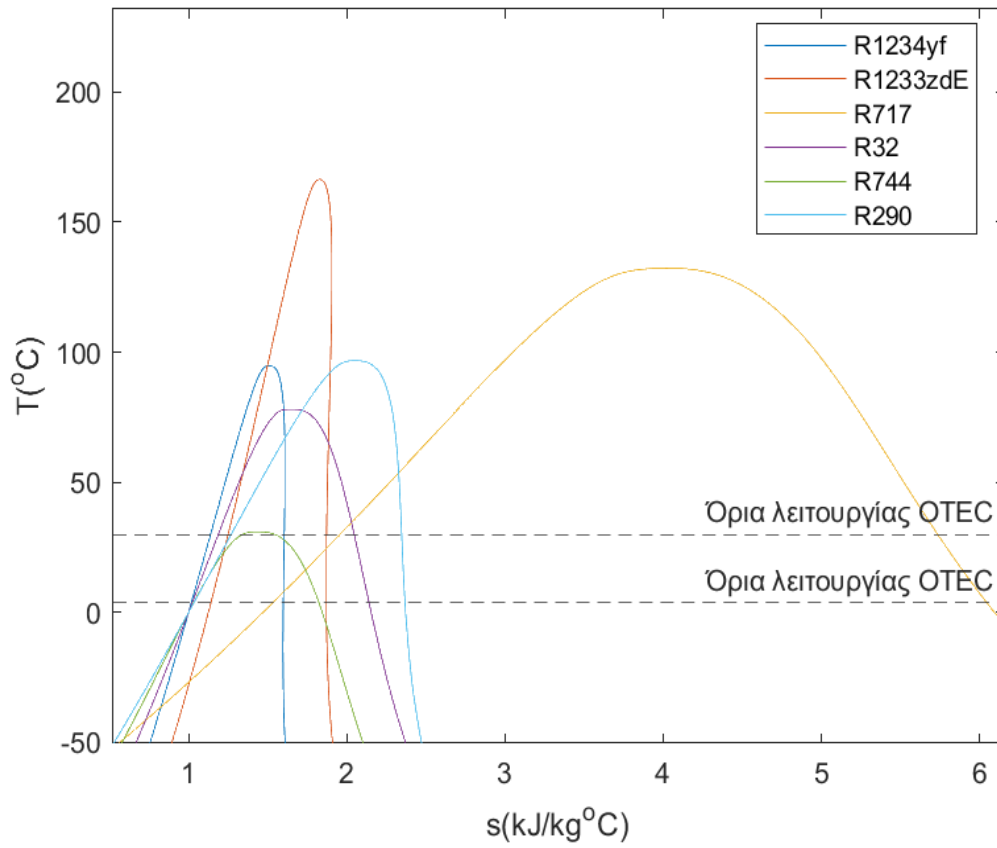
Στο συγκεντρωτικό **Διάγραμμα 1** T-s διακρίνονται τα 3 εργαζόμενα μέσα της οικογένειας των HFOs και 3 συμβατικά εργαζόμενα μέσα. Παρατηρώντας λοιπόν, το Διάγραμμα 1 διαπιστώνεται, πως στην περιοχή λειτουργίας OTEC, τα εργαζόμενα μέσα, της οικογένειας των HFOs (**R1234yf**, **R1233zdE**, **R1243zf**) προσεγγίζουν σχεδόν τέλεια την ισεντροπική εκτόνωση στο στρόβιλο μιμούμενα την συμπεριφορά ενός ισεντροπικού εργαζόμενου μέσου.

Αυτό αποτελεί μεγάλο πλεονέκτημα για την εύρυθμη και αποδοτική λειτουργία του στρόβιλου, αφού αποφεύγεται η υγροποίηση του εργαζόμενου μέσου, κατά την εκτόνωση του σε αυτόν και συνεπώς εκμηδενίζεται ο κίνδυνος σχηματισμού σταγόνων. Επιπλέον, σχεδόν όλα τα εργαζόμενα μέσα, εκτός του **R744 (CO<sub>2</sub>)**, έχουν κρίσιμες τιμές θερμοκρασιών αρκετά μεγαλύτερες από την θερμοκρασία λειτουργίας της μονάδας OTEC. Επίσης και πάλι σε όλες τις καμπύλες, εκτός εκείνης του R744 η περιοχή λειτουργίας OTEC βρίσκεται σε **εμβαδόν με υψηλή λανθάνουσα θερμότητα**, οπότε τόσο η ατμοποίηση όσο και η συμπύκνωση συμβαίνουν στην μεγάλη περιοχή υγρού ατμού. Λόγω ζητήματος με την βιβλιοθήκη του CoolProp δεν κατέστη εφικτό να παρουσιαστεί ένα συγκεντρωτικό διάγραμμα T-s, για αυτό παρατίθεται το βοηθητικό **Διάγραμμα 2**.



**Διάγραμμα 1** Διάγραμμα θερμοκρασίας εντροπίας T-s για τα επιλεχθέντα εργαζόμενα μέσα

Μια ακόμα παρατήρηση είναι, πως η **αμμωνία (R717)** παρουσιάζει πολύ μεγαλύτερες τιμές ειδικής εντροπίας συγκριτικά με τα υπόλοιπα εργαζόμενα μέσα, οπότε αναμένεται για την παραγωγή παραπλήσιου έργου να απαιτούνται μικρότερες παροχές μάζας.



**Διάγραμμα 2 Επιβοηθητικό διάγραμμα για τα εργαζόμενα μέσα**

## 7.2 Περιγραφή διαδικασίας υπολογισμών

Στη συγκεκριμένη εργασία οι τιμές των παραμέτρων και των μεταβλητών, οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν στην προσομοίωση του εξεταζόμενου μοντέλου ΟΤΕC παρουσιάζονται συνοπτικά στον **Πίνακα 7**. Κατά την προσομοίωση της μονάδας ΟΤΕC θεωρήθηκε για τον οργανικό κύκλο Rankine **σταθερή** θερμική **ισχύ εισόδου 1 MW**. Επίσης παράμετροι, όπως το μήκος των αγωγών θαλασσινού νερού, οι ισηντροπικοί βαθμοί απόδοσης κάθε μέρους της μονάδας ΟΤΕC θεωρήθηκαν σταθερές. Για τα όρια των θερμοκρασιών ατμοποίησης και συμπύκνωσης έγινε έρευνα σε αντίστοιχες βιβλιογραφίες [42] και τελικώς για αυτές τις παραμέτρους ισχύουν οι εξής ανισοτικές σχέσεις:

$$T_{wsi} - 7 \leq T_{evap} \leq T_{wsi} - 3 \quad (\text{Εξ. 7-1})$$

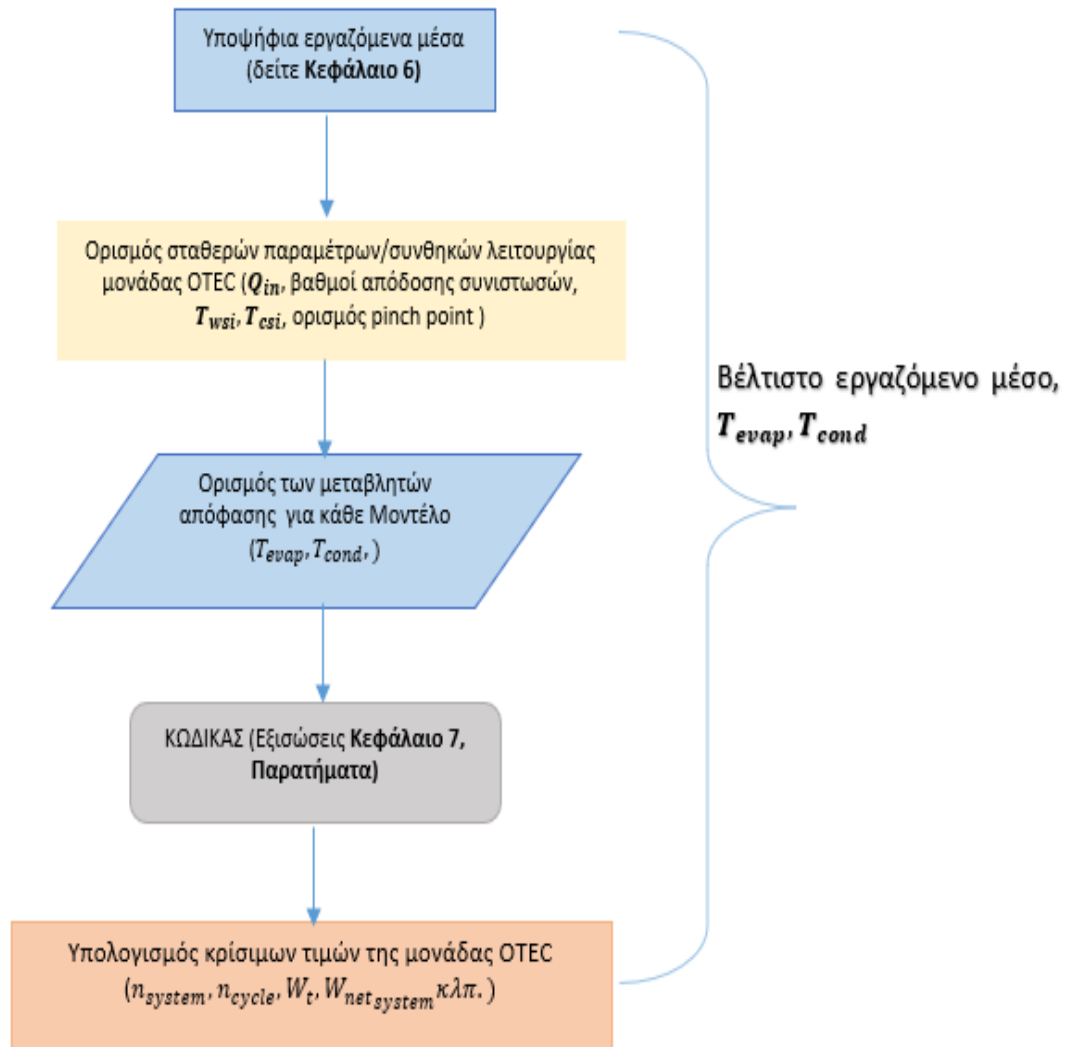
$$T_{csi} + 3 \leq T_{cond} \leq T_{csi} + 7 \quad (\text{Εξ. 7-2})$$

, όπου  $T_{wsi}$  θερμοκρασία εισόδου του θερμού θαλασσινού νερού στον ατμοποιητή και  $T_{csi}$  η θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού θαλασσινού νερού στον συμπυκνωτή. Για το παρόν κεφάλαιο οι εναλλάκτες θερμότητας και κυρίως οι γεωμετρικές τους διαστάσεις δεν θα ληφθούν υπόψιν στην υπολογιστική διαδικασία. Ουσιαστικά αντιμετωπίζονται, ως μαύρα κουτιά, ικανά να επιτύχουν το ζητούμενο pinch point  $\Delta T_{pp}$  των 2<sup>o</sup>C [41].

$$T_{evap} = T_{wso} - \Delta T_{pp} \quad (\text{Εξ. 7-3})$$

$$T_{cond} = T_{cso} + \Delta T_{pp} \quad (\text{Εξ. 7-4})$$

Όπου  $T_{evap}$  και  $T_{cond}$  οι θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης στο εκάστοτε μοντέλο και  $T_{wso}, T_{cso}$  οι θερμοκρασίες εξόδου του θερμού και ψυχρού θαλασσινού νερού στην έξοδο του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή αντίστοιχα. Εντός των ορίων των μεταβλητών απόφασης του μοντέλου μας (θερμοκρασία ατμοποίησης, συμπύκνωσης), όπως προστάζουν οι ανισοτικές σχέσεις, υπολογίστηκαν οι κρίσιμες παράμετροι. Όπως είναι ο βαθμό απόδοσης του Οργανικού Κύκλου Rankine, το παραγόμενο έργο στο στρόβιλο, ο βαθμό απόδοσης του συστήματος ΟΤΕC-ORC και θα υπολογιστεί για ποιες τιμές επιτυγχάνεται η μέγιστη αποδοτικότητα της μονάδας.



**Εικόνα 41** Λογικό διάγραμμα ροής του Κεφαλαίου 7

Η σκαριφηματική απεικόνιση της μεθοδολογίας του παρόντος κεφαλαίου, αποτυπώνεται στο λογικό διάγραμμα της **Εικόνας 41**.

**Πίνακας 7 Τιμές παραμέτρων της εξεταζόμενης μονάδας OTEC-ORC**

Παράμετρος μονάδας OTEC	Τιμή παραμέτρου
Θερμική ισχύς εισόδου στο OTEC-ORC, $Q_{in}$ [MW]	1
Είσοδος θερμού θαλασσινού νερού, $T_{wsi}$ [°C]	28
Είσοδος ψυχρού θαλασσινού νερού, $T_{csi}$ [°C]	4
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου, $n_{t,is}$	85%
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αντλίας P3 (αντλία εργαζόμενου μέσου), $n_{P3,is}$	80%
Βαθμός απόδοσης αντλίας θερμού θαλασσινού νερού, $n_{P1,\eta/\mu}$	80%
Βαθμός απόδοσης αντλίας θερμού θαλασσινού νερού, $n_{P2,\eta/\mu}$	80%
Μήκος αγωγού P1 (θερμού θαλασσινού νερού), $L_{ws,sp}$ [m]	200
Μήκος αγωγού P2 (ψυχρού θαλασσινού νερού), $L_{cs,sp}$ [m]	1000
Μέση ταχύτητα θαλασσινού νερού στον αγωγό, $V_{sw}$ [m/s]	1
Pinch Point ατμοποιητή και συμπυκνωτή, $\Delta T_{pp}$ [°C]	2

Πριν γίνει αναφορά στη κατάστροψη και διατύπωση των εξισώσεων, στις οποίες υπακούει το προτεινόμενο σύστημα OTEC παρατίθενται οι παραδοχές της ενεργειακής ανάλυσης του **Κεφαλαίου 7**. Συγκεκριμένα:

1. Η εναλλαγή θερμότητας με το περιβάλλον θεωρείται αμελητέα, δηλαδή δεν παρατηρείται απώλεια θερμότητας στο θερμό ρευστό, ούτε κέρδος θερμότητας στο ψυχρό ρευστό.
2. Το εργαζόμενο μέσο θα θεωρηθεί ως τέλειο αέριο και η σύστασή του παραμένει αμετάβλητη.
3. Πιθανές διαρροές του εργαζόμενου μέσου θεωρούνται αμελητέες.
4. Το εργαζόμενο μέσο εξερχόμενο του συμπυκνωτή θεωρούμε πως βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου υγρού.
5. Στο **Μοντέλο A** στην έξοδο του ατμοποιητή έχουμε **κορεσμένο** ατμό και στο **Μοντέλο B** **υπέρθερμο**.
6. Οι απώλειες πιέσεων εντός των εναλλακτών θερμότητας, **προς στιγμήν** αμελούνται.



7. Οι βαθμοί απόδοσης των αντλιών και του στροβίλου θεωρούνται σταθεροί.
8. Όλα τα ρευστά θεωρούνται ασυμπίεστα.
9. Θεωρήθηκε ομαλή και σταθερή ταχύτητα ρευστού.

Λαμβάνοντας υπόψιν τις παραπάνω παραδοχές, ακολουθήθηκε η ενεργειακή ανάλυση του συστήματος ΟΤΕC. Βασιζόμενοι στο πρώτο νόμο της θερμοδυναμικής καταστρώθηκαν οι σχέσεις, που διέπουν το προτεινόμενο μοντέλο ΟΤΕC.

Για τον ατμοποιητή θα ισχύει :

$$Q_{in} = m_{ws}C_{p,ws}(T_{ws,in} - T_{ws,out}) = m_{wf}(h_1 - h_5) \quad (\text{Εξ. 7-5})$$

όπου  $Q_{in}$  το ποσό θερμότητας που εισάγεται στο σύστημα [W],  $m_{ws}$  η παροχή μάζας του θερμού θαλασσινού νερού [kg/s],  $C_{p,ws}$  η ειδική θερμοχωρητικότητα του θερμού θαλασσινού νερού [J/kg°C],  $T_{ws,in}$  η θερμοκρασία εισόδου του θερμού θαλασσινού νερού [ °C ],  $T_{ws,out}$  η θερμοκρασία εξόδου του θαλασσινού νερού [°C],  $m_{wf}$  η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου [kg/s] και  $h_1$  ,  $h_5$  η ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου στη κατάσταση 1 και 5 αντίστοιχα [J/kg] .

Αντιστοίχως για τον **συμπυκνωτή** ισχύει:

$$Q_{out} = m_{cs}C_{p,cs}(T_{cs,out} - T_{cs,in}) = m_{wf}(h_3 - h_4) \quad (\text{Εξ. 7-6})$$

όπου  $Q_{out}$  το ποσό θερμότητας που εξέρχεται του συστήματος[W],  $m_{cs}$  η παροχή μάζας του ψυχρού θαλασσινού νερού [kg/s],  $C_{p,cs}$  η ειδική θερμοχωρητικότητα του ψυχρού θαλασσινού νερού [J/kg°C],  $T_{cs,in}$  η θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού θαλασσινού νερού στο συμπυκνωτή [ °C ],  $T_{cs,out}$  η θερμοκρασία εξόδου του θαλασσινού νερού[°C ] και  $h_3$  ,  $h_4$  οι ενθαλπίες του εργαζόμενου μέσου στις θέσεις 3 και 4 αντίστοιχως [J/kg].

Για την εύρεση του παραγόμενου έργου **στρόβιλο** έχουμε:

$$W_t = m_{wf}(h_1 - h_3) \quad (\text{Εξ. 7-7})$$

$$n_{t,is} = \frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_{3is}} \quad (\text{Εξ. 7-8})$$

όπου  $W_t$  το παραγόμενο έργο στο στρόβιλο [W],  $n_{t,is}$  να είναι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου [%], ο οποίος χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της μεταβολής ενθαλπίας του εργαζόμενου μέσου.

Για την **αντλία P3 του εργαζόμενου μέσου**:

$$W_{P3} = m_{wf}(h_5 - h_4) \quad (\text{Εξ. 7-9})$$

όπου  $h_5$  και  $h_4$  οι ενθαλπίες του εργαζόμενου μέσου στη κατάσταση 4 και 5 αντίστοιχα.

Ο **ισεντροπικός βαθμός απόδοσης** της αντλίας P3 του εργαζόμενου μέσου ορίζεται ως:

$$n_{P3,is} = \frac{h_{5is} - h_4}{h_5 - h_4} \quad (\text{Εξ. 7-10})$$

και χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της μεταβολής της ενθαλπίας της εξίσωσης **(Εξ. 7-9)**.

Το καθαρό παραγόμενο έργο και βαθμός απόδοσης του κύκλου Οργανικού Κύκλου Rankine υπολογίζονται σύμφωνα με τις σχέσεις:

$$W_{cycle} = W_t - W_{P3} \quad (\text{Εξ. 7-11})$$

$$n_{cycle} = \frac{W_{cycle}}{Q_{in}} \quad (\text{Εξ. 7-12})$$

Ο υπολογισμός των απαιτούμενων αντλητικών αναγκών των αντλιών θερμού και ψυχρού θαλασσινού νερού, κρίνεται σημαντικός για μια μονάδα ΟΤΕC. Αφού σε μονάδες μεγάλης κλίμακας η αντλητική ισχύς απαιτεί ακόμα και το 1/3 της συνολικής παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας του συστήματος [43]. Για τις **αντλίες του θερμού και ψυχρού θαλασσινού νερού** με αντίστοιχο συμβολισμό P1 και P2 κλήθηκαν οι παρακάτω σχέσεις [41]:

$$W_{p,sw} = W_{P1} + W_{P2} \quad (\text{Εξ. 7-13})$$

$$W_{P1(2)} = \frac{9804.139432 \cdot m_{ws(cs)} \cdot \Delta H_{ws(cs)} g}{n_{p,ws(cs)} \cdot n_{mot}} \quad (\text{Εξ. 7-14})$$

$$\Delta H_{ws} = \Delta H_{ws,FL} + \Delta H_{ws,ML} \quad (\text{Εξ. 7-15})$$

όπου  $W_{p,sw}$  το συνολικό έργο, που καταναλώνεται από τις αντλίες του θαλασσινού νερού [W].  $W_{p1}$  και  $W_{p2}$  είναι η κατανάλωση ισχύος από τις αντλίες του θερμού και ψυχρού θαλασσινού νερού αντίστοιχα.

Με  $\Delta H_{ws}$  [m] συμβολίζεται το συνολικό ύψος απωλειών της αντλίας θερμού θαλασσινού νερού, το οποίο είναι το άθροισμα των γραμμικών απωλειών λόγω τριβής  $\Delta H_{ws,FL}$  [m] και των εντοπισμένων απωλειών  $\Delta H_{ws,ML}$  [m].

$$\Delta H_{cs} = \Delta H_{cs,FL} + \Delta H_{cs,ML} + \Delta H_{cs,den} \quad (\text{Εξ. 7-16})$$

$$\Delta H_{ws(cs),FL} = 6.82 \cdot L_{ws(cs),sp} \cdot (V_{ws(cs)}/100)^{1.85} / d_{ws(cs),sp}^{1.17} \quad (\text{Εξ. 7-17})$$

$$\Delta H_{ws(cs),ML} = 60 \cdot V_{ws(cs)}^2 / 2g \quad (\text{Εξ. 7-18})$$

$$d_{ws(cs),sp} = \sqrt{4m_{ws(cs)} / \rho_{ws(cs)} \cdot \pi \cdot V_{ws(cs)}} \quad (\text{Εξ. 7-19})$$

$$\Delta H_{cs,den} = L_{cs,sp} - L_{cs,sp} \cdot (\rho_{ws(cs)} + \rho_{ws}) / 2\rho_{cs} \quad (\text{Εξ. 7-20})$$

Η διάμετρος της αντλίας  $d_{ws(cs),sp}$  [m] κάθε φορά υπολογιζόταν σύμφωνα με την Εξίσωση (Εξ. 7-19) και λάμβανε υπόψιν την παροχή του νερού  $m_{ws(cs)}$ . Τα ίδια ισχύουν και για τον υπολογισμό των απωλειών της αντλίας του ψυχρού θαλασσινού νερού (δείκτης cs). Βέβαια στην περίπτωση της αντλίας P2 προσμετρήθηκε και η πτώση πίεσης, η οποία προκύπτει λόγω της διαφοράς της πυκνότητας μεταξύ του νερού της επιφάνειας και εκείνου στο βάθος του ωκεανού. Με  $L_{ws(cs),sp}$  είναι το μήκος του αγωγού θερμού και ψυχρού θαλασσινού νερού αντίστοιχως [m], με  $V_{ws(cs)}$  [m/s] συμβολίζεται η εκάστοτε ταχύτητα ροής μέσα στον αγωγό του θερμού και ψυχρού θαλασσινού νερού και  $\rho_{ws(cs)}$  η πυκνότητα του [kg/m<sup>3</sup>].

Πλέον η καθαρά παραγόμενη θερμική ισχύς του συστήματος OTEC-ORC υπολογίζεται ως εξής:

$$W_{net,system} = W_t - W_{p3} - W_{p,sw} \quad (\text{Εξ. 7-21})$$

Και ο βαθμός απόδοσης του συστήματος OTEC είναι :

$$n_{system} = \frac{W_{net,system}}{Q_{in}} \quad (\text{Εξ. 7-22})$$

Πλέον στις εξισώσεις (Εξ. 7-21) και (Εξ. 7-22) συμπεριλαμβάνονται και οι καταναλώσεις ισχύος των αντλιών του θαλασσινού νερού και αξιολογείται ο ρυθμός παραγωγής καθαρού θερμικού έργου της μελετηθείσας μονάδας OTEC.

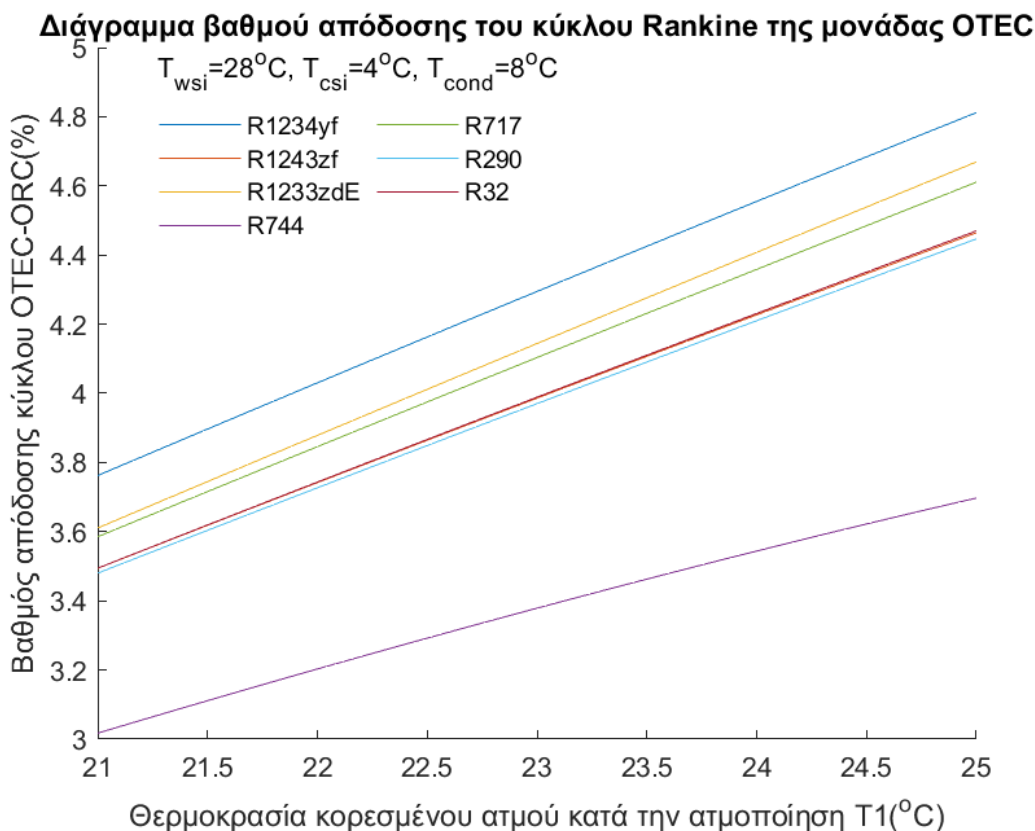
### 7.2.1 Επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης και συμπύκνωσης στην αποδοτικότητα του συστήματος της μονάδας OTEC-ORC

Σε αυτή τη παράγραφο, θα αναλυθεί η συμπεριφορά του συστήματος OTEC και του Οργανικού Κύκλου Rankine συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης στην διαδικασία της ατμοποίησης (**θερμοκρασία κατάστασης 1 στο μοντέλο A**) και της θερμοκρασίας συμπύκνωσης κατά την διαδικασία της συμπύκνωσης (**θερμοκρασία κατάστασης 4 στο Μοντέλο A και B**). Επιπλέον, εξετάστηκε η αποδοτικότητα του συστήματος OTEC, όταν στην έξοδο του ατμοποιητή το εργαζόμενο μέσο είναι σε υπέρθερμη κατάσταση ατμού (**Μοντέλο B,  $\Delta T_{v\theta} = 1 \text{ C}$** ). Σκοπός του χωρίου, να διαπιστωθεί πως μεταβάλλεται η θερμική αποδοτικότητα της μονάδας OTEC για το εκάστοτε εργαζόμενο μέσο και να βρεθεί ο βέλτιστος συνδυασμός **εργαζόμενου μέσου, θερμοκρασία ατμοποίησης και συμπύκνωσης**, κατά τις οποίες εμφανίζεται ο μέγιστος βαθμός απόδοσης της μονάδα OTEC με συνθήκες λειτουργίας εκείνες του **Πίνακα 7**.

#### 7.2.1.1 Θερμοκρασία ατμοποίησης

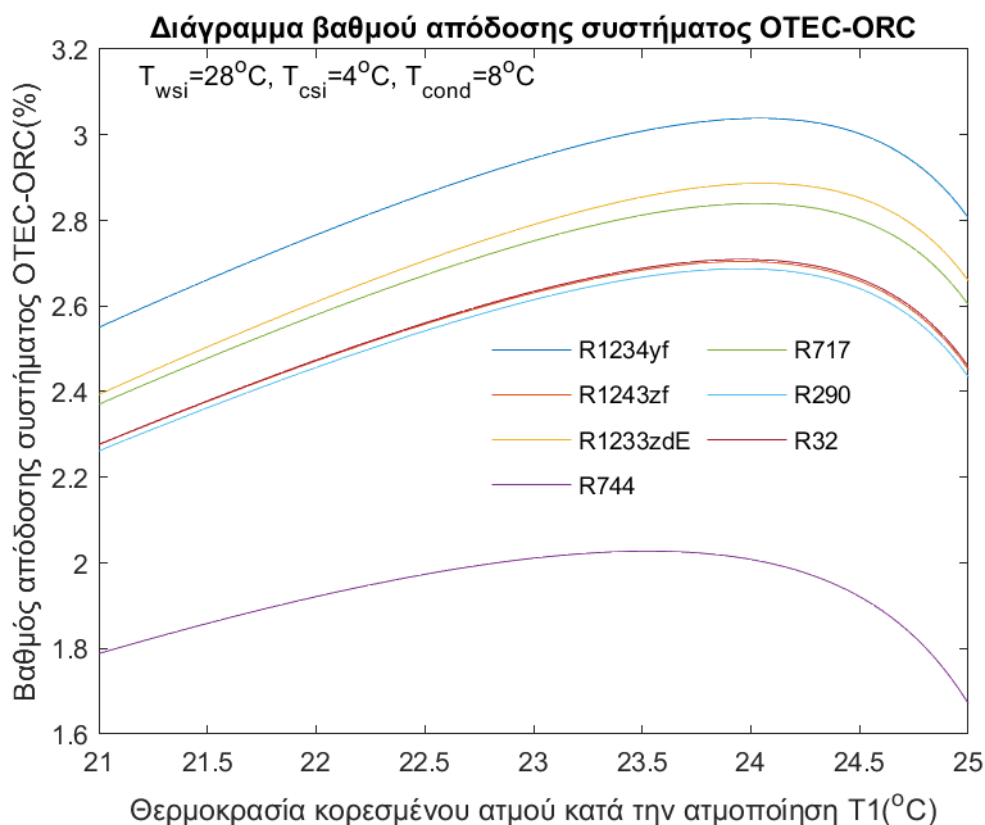
Το **Διάγραμμα 3** καταδεικνύει την συμπεριφορά του βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης T1, όπως έχει οριστεί για το Μοντέλο A. Θεωρώντας λοιπόν για τις θερμοκρασίες εισόδου του θερμού και ψυχρού θαλασσινού νερού τις τιμές του Πίνακα 7 και σταθερή θερμοκρασία συμπύκνωσης T3 στους 8° C, παρατηρείται η γραμμική εξάρτηση ανάμεσα στο βαθμό απόδοσης του κύκλου και στην θερμοκρασία ατμοποίησης. Πιο συγκεκριμένα, όσο αυξάνεται η τιμή της θερμοκρασίας **T1** (θερμοκρασία ατμοποίησης στο μοντέλο A) αυξάνεται γραμμικά και ο βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine. Αφού η θερμοκρασία εισόδου του θερμού θαλασσινού νερού θεωρήθηκε  **$T_{wsi}=28^\circ \text{ C}$** , βάσει των ανισοτικών σχέσεων η θερμοκρασία T1 κορεσμένου ατμού κυμαίνεται στο διάστημα [ **$21^\circ \text{ C}$** ,  **$25^\circ \text{ C}$** ]. Από τα εργαζόμενα μέσα το μέγιστο βαθμό απόδοσης  **$n_{cycle}$**  επιτυγχάνει το **R1234yf** αγγίζοντας

την τιμή **4.87%**, ενώ με μικρή διαφορά στη δεύτερη θέση βρίσκεται το **R1233zdE** με  $n_{cycle}=4.73\%$ . Αντίθετα για το **R744(CO2)** παρατηρείται ο χαμηλότερος βαθμός απόδοσης κύκλου με τιμή **3.75%**.



**Διάγραμμα 3** Μεταβολή του βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine συναρτήσει της θερμοκρασίας κορεσμένου ατμού T1

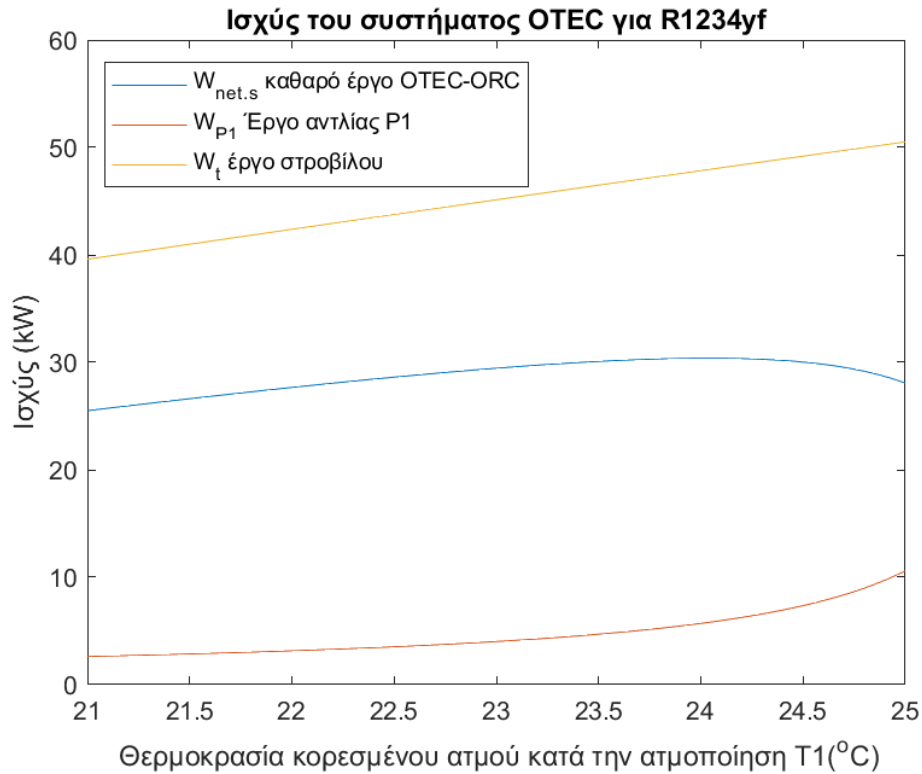
Στο **Διάγραμμα 4** απεικονίζεται η μεταβολή του βαθμού απόδοσης του συστήματος OTEC-ORC,  $n_{system}$ , δηλαδή πλέον λαμβάνονται υπόψιν και οι απώλειες ισχύος των αντλιών P1 και P2, του θερμού και ψυχρού θαλασσινού νερού αντίστοιχα. Οι αντλητικές ανάγκες των δύο αντλιών είναι αυτές που δημιουργούν αυτόν τον χαμηλό βαθμό απόδοσης στις μονάδες OTEC. Πλέον παύει να υπάρχει η γραμμικότητα μεταξύ του βαθμού απόδοσης  $n_{system}$  και της θερμοκρασίας ατμοποίησης T1. Σύμφωνα με το **Διάγραμμα 3** η αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης ωφελεί την απόδοση του κύκλου Rankine, άρα και το παραγόμενο έργο στο στρόβιλο της εγκατάστασης. Ο βαθμός απόδοσης του συστήματος σύμφωνα με το **Διάγραμμα 4** έχει ανοδική τάση, για όλα τα εργαζόμενα μέσα, μέχρι και για θερμοκρασίες ατμοποίησης 24 °C. Ωστόσο, για θερμοκρασίες μεγαλύτερες των 24 °C ο βαθμός απόδοσης του συστήματος OTEC αρχίζει και μειώνεται. Αυτό συμβαίνει, λόγω της αλληλεξάρτησης της θερμοκρασίας  $T_{evap}$ , (θερμοκρασία T1 στο Μοντέλο A) και θερμοκρασίας εξόδου θερμού θαλασσινού νερού  $T_{wso}$ .



**Διάγραμμα 4** Μεταβολή του βαθμού απόδοσης του συστήματος OTEC-ORC συναρτήσει της θερμοκρασίας κορεσμένου ατμού T1

Σύμφωνα με την εξίσωση (Εξ. 7-3) οποιαδήποτε αύξηση της  $T_1$  οδηγεί σε μείωση της διαφοράς ( $T_{ws,in} - T_{ws,out}$ ). Επομένως, υπό αυτές τις συνθήκες για να επιτευχθεί η θερμική ισχύς 1 MW του ατμοποιητή, όπως ορίζει η εξίσωση (Εξ. 7-5), απαιτείται μεγαλύτερη παροχή θαλασσινού νερού, η οποία μεταφράζεται άμεσα και σε μεγαλύτερο έργο της αντλίας P1. Το **Διάγραμμα 5** και έπειτα το **Διάγραμμα 7** επιβεβαιώνουν εποπτικά την προηγούμενη ανάλυση.

Αφού παρατηρείται, πως η μεταβολή του καθαρού παραγόμενου έργου της μονάδας OTEC-ORC αρχικά ακολουθεί την συμπεριφορά εκείνης του παραγόμενου έργου στο στρόβιλο, αλλά μόλις η θερμοκρασία  $T_1$  ξεπεράσει τους  $24^{\circ}\text{C}$ , μιμείται την συμπεριφορά της καμπύλης ισχύος της αντλίας του θερμού θαλασσινού νερού (αντλία P1). Να τονιστεί, πως στο συγκεκριμένο χωρίο η θερμοκρασία συμπύκνωσης διατηρείται σταθερή, επομένως ούτε και η θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού θαλασσινού νερού από το συμπυκνωτή μεταβάλλεται. Έτσι η αντλία P2 καταναλώνει σταθερή ισχύ και για αυτό δεν παρουσιάζεται.

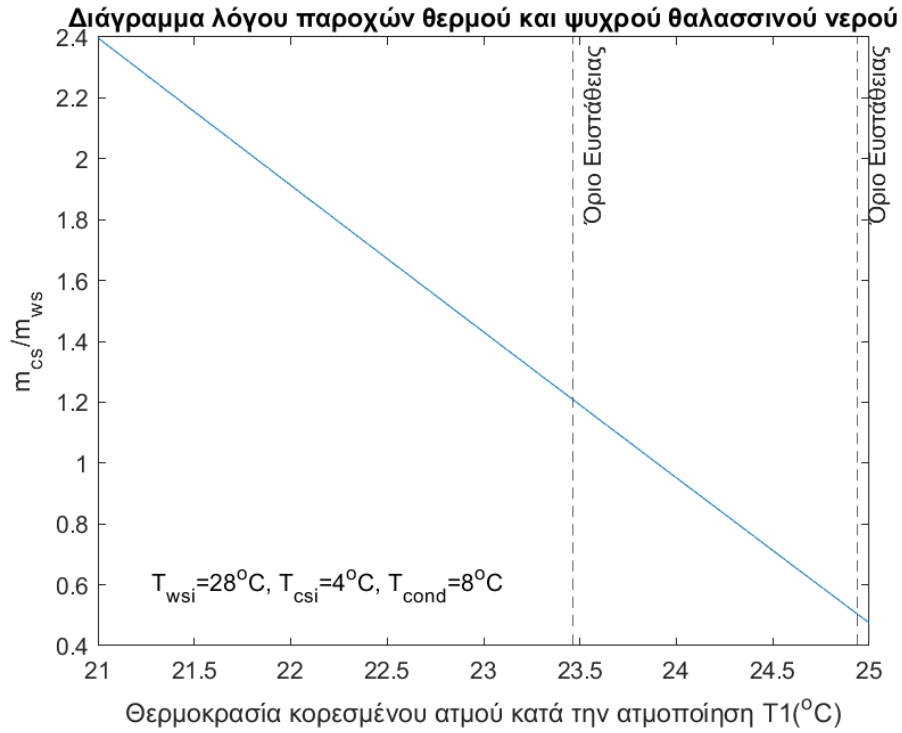


**Διάγραμμα 5** Διάγραμμα μεταβολής ισχύος μερών του συστήματος OTEC συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης T1

Επίσης, σύμφωνα με το Rong Hua κ.α. [44] για μια ευσταθή λειτουργία της μονάδας OTEC ανάμεσα στο λόγο παροχών μάζας ψυχρού θαλασσινού νερού προς θερμού θαλασσινού νερού είναι καλό να ισχύει η εξής ανισοτική σχέση

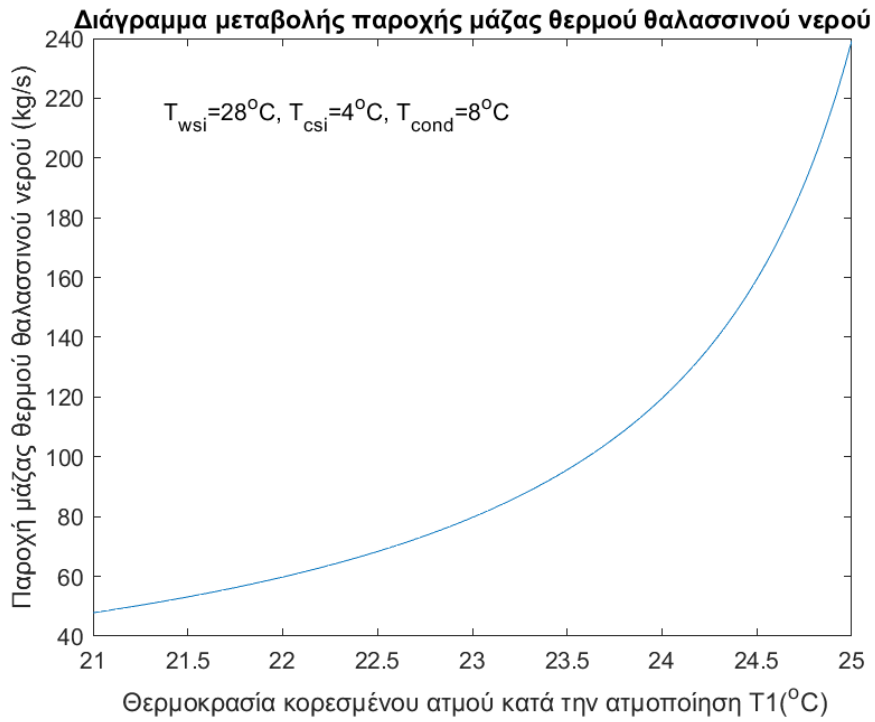
$$0.5 \leq \frac{\dot{m}_{cs}}{\dot{m}_{ws}} \leq 1.2 \quad (\text{Εξ. 7-23})$$

Στο **Διάγραμμα 6** για τις υπάρχουσες συνθήκες λειτουργίας διακρίνει κανείς την περιοχή των θερμοκρασιών ατμοποίησης στην οποία επιτυγχάνεται ο επιθυμητός λόγος.



**Διάγραμμα 6 Μεταβολή λόγου παροχών μάζας θερμού και ψυχρού θαλασσινού νερού, συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης  $T_1$**





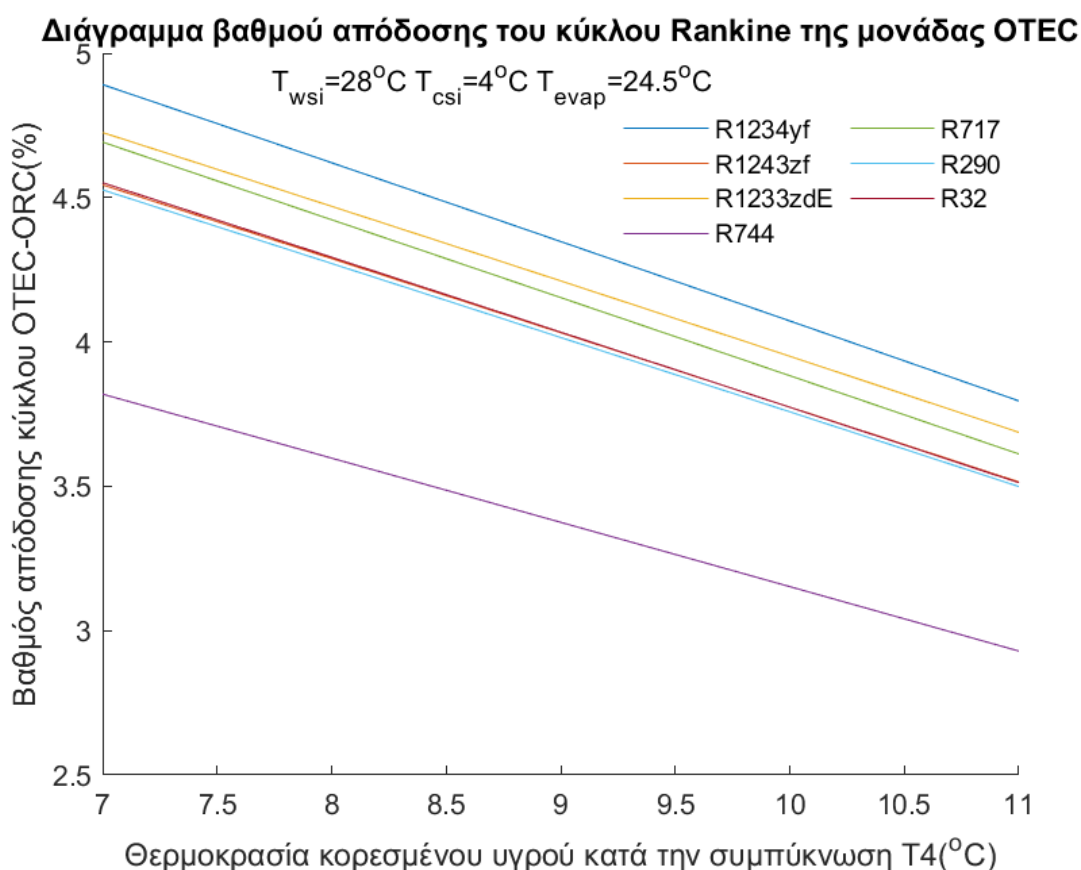
**Διάγραμμα 7** Διάγραμμα μεταβολής παροχής μάζας θερμού θαλασσινού νερού συναρτήσει της θερμοκρασίας  $T_1$

### 7.2.1.2 Θερμοκρασία συμπύκνωσης

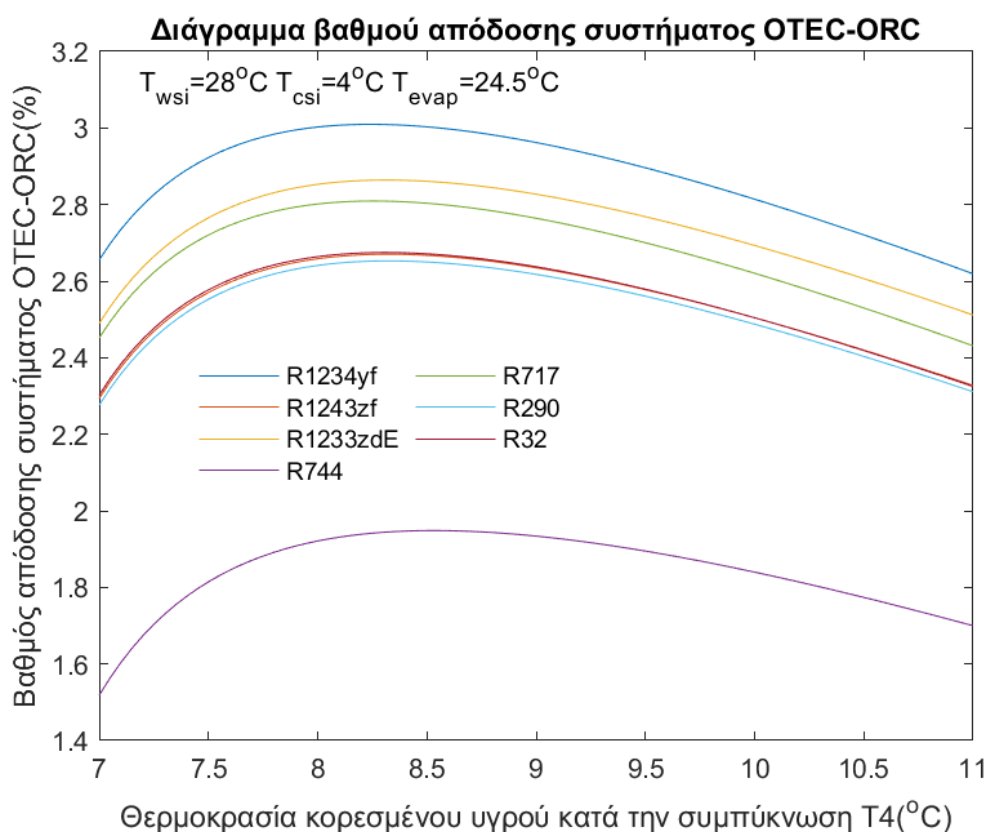
Για την επίδραση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης ακολουθήθηκε αντίστοιχα η μεθοδολογία του χωρίου 7.2.1.1, μόνο που αυτή την φορά ορίστηκε σταθερή θερμοκρασία ατμοποίησης ίση με 24.5 °C.

Στο **Διάγραμμα 8** παρατηρείται η συμπεριφορά του βαθμού απόδοσης του κύκλου OTEC-ORC συναρτήσει της μεταβολής της θερμοκρασίας συμπύκνωσης T3. Πάλι εμφανίζεται η **γραμμική μεταβολή** των δύο μεγεθών και συγκεκριμένα όσο η θερμοκρασία συμπύκνωσης **αυξάνεται**, τόσο **μειώνεται** και ο βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine.

Αυτό συμβαίνει, διότι διατηρώντας σταθερή την πίεση εισόδου στον στρόβιλο, όσο η θερμοκρασία συμπυκνώσεως αυξανόταν, η πίεση και η ενθαλπία εξόδου στον στρόβιλο (θέση 3) ακολουθούσαν το ίδιο μοτίβο. Έτσι, σύμφωνα με την εξίσωση (Εξ. 7-7) η διαφορά ενθαλπίας μεταξύ των καταστάσεων 1 και 3 μειώνεται, παρασύροντας ταυτόχρονα το έργο του στρόβιλου και τον βαθμό απόδοσης του οργανικού κύκλου Rankine.



**Διάγραμμα 8** Διάγραμμα μεταβολής βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine συναρτήσει της θερμοκρασίας κορεσμένου υγρού στη συμπύκνωση T4



**Διάγραμμα 9** Διάγραμμα μεταβολής του βαθμού απόδοσης του συστήματος OTEC-ORC συναρτήσει της θερμοκρασία κορεσμένου υγρού στη συμπύκνωση  $T_4$

Το **Διάγραμμα 9** δείχνει την μεταβολή του βαθμού απόδοσης του συστήματος OTEC-ORC, συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης. Ειδικότερα στο διάστημα των θερμοκρασιών  $[7^{\circ}\text{C}, 8.5^{\circ}\text{C}]$  η αύξηση της καμπύλης είναι ιδιαίτερα εμφανής για όλα τα εργαζόμενα μέσα. Όπως και στην περίπτωση του ατμοποιητή, έτσι και για τον συμπυκνωτή ορίστηκε σταθερό pinch point (**Εξ. 7-4**), με αποτέλεσμα οποιαδήποτε αύξηση της θερμοκρασίας συμπυκνώσεως να οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού θαλασσινού νερού. Έτσι θερμοκρασιακή διαφορά ( $T_{cs,out} - T_{cs,in}$ ) της εξίσωσης (**Εξ. 7-6**) αυξάνεται, όσο αυξάνεται η θερμοκρασία  $T_4$ .

Η αρχική λοιπόν αύξηση του βαθμού απόδοσης της μονάδας OTEC, οφείλεται **στην μείωση** της απαιτούμενης **παροχής** ψυχρού θαλασσινού νερού, το οποίο μεταφράζεται σε **λιγότερες αντλητικές ανάγκες** της **αντλίας P2** για την επίτευξη της ίδιας ψυκτικής ισχύς.

Περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης μειώνει ακόμα περισσότερο την καταναλισκόμενη ισχύ της αντλίας P2, ωστόσο ταυτόχρονα μειώνει ραγδαία (**Διάγραμμα 8**) και την αποδοτικότητα του κύκλου Rankine. Για αυτό λοιπόν, για θερμοκρασίες άνω των  $8.5^{\circ}\text{C}$  αρχίζει να ελαττώνεται ξανά ο βαθμός απόδοσης του συστήματος. Το αποδοτικότερο μέσο και στα δύο Διαγράμματα 8 και 9 είναι το **R1234yf** με αμέσως καλύτερο το **R1233zdE** και με τα δύο να ανήκουν στην οικογένεια των **HFOs**.

Ενώ το χειρότερο βαθμό απόδοσης κύκλου Rankine και βαθμό απόδοσης συστήματος OTEC-ORC παρουσιάζει το **R744 (CO<sub>2</sub>)**. Παρακάτω, θα παρουσιαστούν αναλυτικά οι τιμές κρίσιμων παραμέτρων (π.χ. βαθμός απόδοσης συστήματος OTEC, παραγόμενο έργο στροβίλου κλπ.), όπως αυτές προκύπτουν σε συνθήκες μέγιστης αποδοτικότητας.

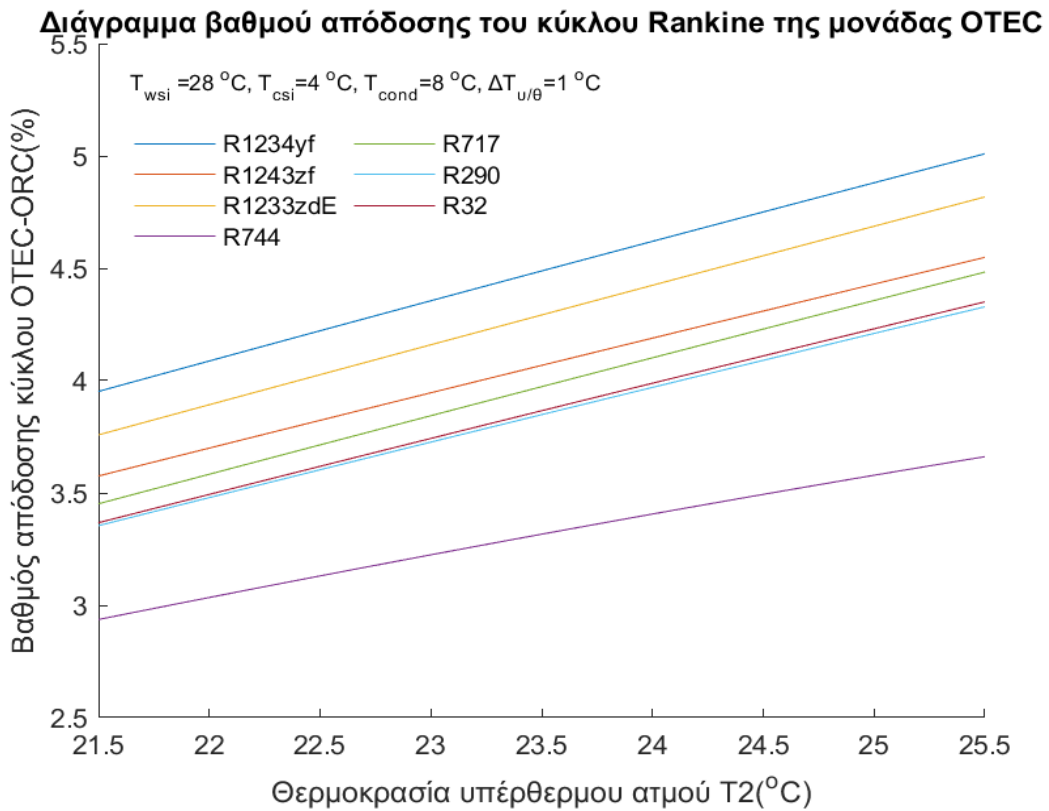
### 7.2.2 Επίδραση της υπερθέρμανσης και σύγκριση βαθμών απόδοσης Μοντέλου A και Μοντέλου B

Στο **χωρίο 7.1** κατά την περιγραφή των δύο εξεταζόμενων μοντέλων, αναφέρθηκε η ύπαρξη υπερθέρμανσης στο Μοντέλο B. Είναι γνωστό, πως η ύπαρξη υπέρθερμου ατμού λίγο πριν την είσοδο στο στρόβιλο εξασφαλίζει, όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, την εύρυθμη λειτουργία του. Όμως πόσο επίδραση έχει κάτι τέτοιο τελικά στην αποδοτικότητα της μονάδας OTEC;

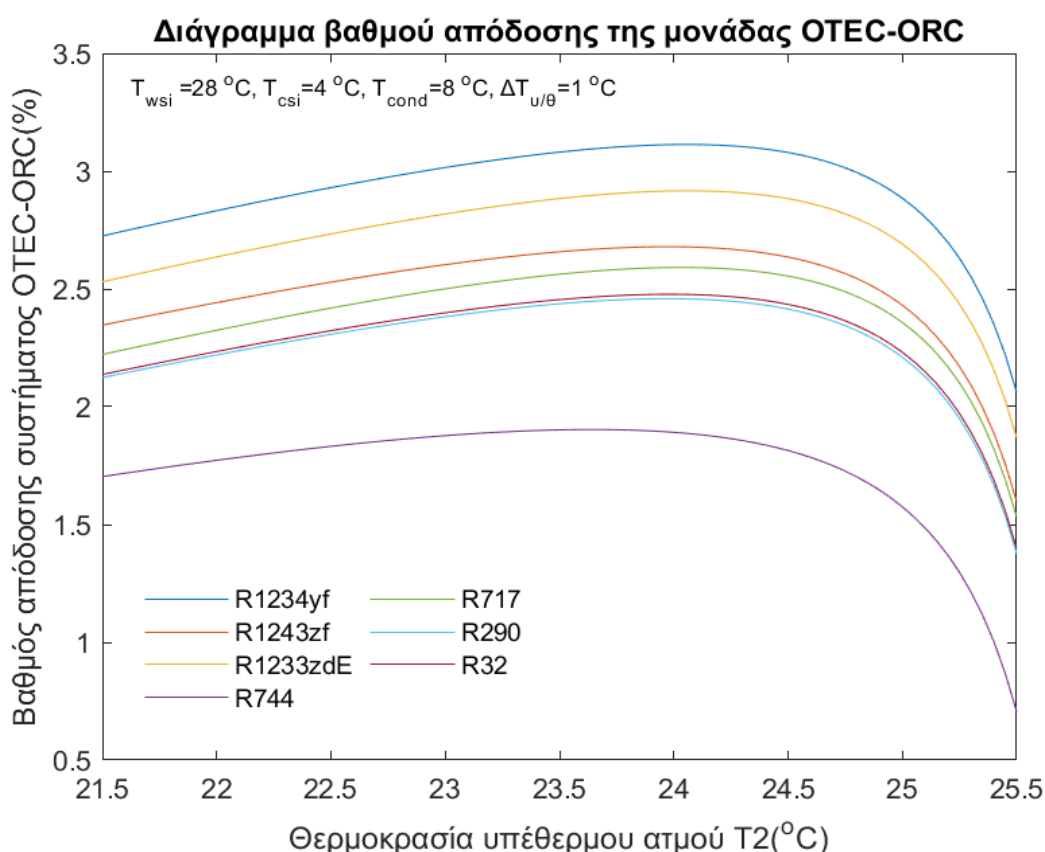
Θέλοντας λοιπόν να εξακριβωθεί ο βαθμό επίδρασης της υπερθέρμανσης 1° C διατηρήθηκαν παρόμοιες συνθήκες εισόδου (θερμοκρασία θερμού, ψυχρού θαλασσινού νερού  $T_{wsi} = 28^{\circ}\text{C}$ , όπως και σταθερή θερμοκρασία συμπύκνωσης ( $T_{cond} = 8^{\circ}\text{C}$ ) με το μοντέλο A και στο τέλος πραγματοποιήθηκε η σύγκριση των τελικών αποτελεσμάτων.

Η μικρή διαφορά ανάμεσα στις δύο δεξαμενές θερμού και ψυχρού θαλασσινού νερού, σε συνδυασμό με την ύπαρξη βαθμού υπερθέρμανσης επιφέρει ακόμα περισσότερη πολυπλοκότητα στην μονάδα OTEC. Όπως και στο Μοντέλο A, έτσι και εδώ η θερμική ισχύς εισόδου είναι 1MW. Στο **Διάγραμμα 10** παρουσιάζεται η μεταβολή του βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine, όσο η θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού στη θέση 2 αυξάνεται (έξοδος υπερθερμαντήρα).

Παρατηρείται λοιπόν, λαμβάνοντας υπόψιν και τις τιμές του, ότι η απόδοση του κύκλου Rankine **αυξάνεται** για τα εργαζόμενα μέσα **R1234yf, R1243zf, R1233zdE**, ενώ για υπόλοιπα μειώνεται αισθητά. Επίσης πλέον η αμμωνία (R717) παύει να είναι το τρίτο αποδοτικότερο μέσο. Από τα **Διαγράμματα 10** και **11** είναι ευδιάκριτο, πως πλέον τους τρεις καλύτερους βαθμούς απόδοσης παρουσιάζουν τα 3 εργαζόμενα μέσα τύπου HFO και ότι η επιβολή υπερθέρμανσης του μόλις 1 °C, έχει επιφέρει πιο απότομη πτώση του βαθμού απόδοσης του συστήματος συγκριτικά με το Μοντέλο A. Η μικρή θερμοκρασιακή διαφορά των 20-24°C ανάμεσα σε θερμό και ψυχρό θαλασσινό νερό περιορίζει σε σημαντικό βαθμό την θερμική ικανότητα ενός συστήματος OTEC. Έτσι, όπως και οι επιλογές στον ορισμό κατάλληλου pinch point είναι περιορισμένες, το ίδιο ισχύει και για τον βαθμό υπερθέρμανσης. Όπως και στο μοντέλο A, έτσι και στο μοντέλο B την μέγιστη απόδοση για τη μονάδα OTEC-ORC, παρουσιάζει το R1234yf, η οποία είναι κατά +0.2% μεγαλύτερη σε σχέση με την απόδοση του συστήματος OTEC χωρίς βαθμό υπερθέρμανσης.



**Διάγραμμα 10** Διάγραμμα μεταβολής του βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine συναρτήσει της θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού T2 (Μοντέλο Α)



**Διάγραμμα 11 Διάγραμμα μεταβολής του βαθμού απόδοσης του συστήματος OTEC συναρτήσει της θερμοκρασίας υπέρθερμου ατμού  $T_2$  (Μοντέλο Β)**

Βέβαια ο βαθμός απόδοσης κύκλου Rankine και συστήματος OTEC για τα εργαζόμενα μέσα **R290, R744, R32, R717** είναι μικρότερος συγκριτικά με το Μοντέλο Α. Τα συγκεκριμένα εργαζόμενα μέσα ανήκουν στην κατηγορία των υγρών ρευστών (wet fluids), και κατά την χρήση τους συνηθίζεται η ύπαρξη υπερθέρμανσης του ατμού πριν την είσοδο στο στρόβιλο.

Ωστόσο, αυτό έχει κόστος στην αποδοτικότητά τους. Για την εξήγηση του φαινομένου αρκεί να ανατρέξει κανείς στις τιμές του παραγόμενου έργου του στρόβιλου ( $W_t$ ) για τα Μοντέλα Α και Β. Είναι γεγονός λοιπόν, ότι στα συγκεκριμένα εργαζόμενα μέσα μπορεί η διαφορά ενθαλπίας μεταξύ εισόδου και εξόδου από το στρόβιλο να είναι μεγαλύτερη στο Μοντέλο Β, ωστόσο η παροχή μάζας είναι μικρότερη για αυτά τα εργαζόμενα μέσα. Αυτή πτώση της παροχής συμβαίνει με πιο γρήγορο ρυθμό απ' ότι η αύξηση της διαφοράς ενθαλπίας, με αποτέλεσμα το **παραγόμενο έργο στο στρόβιλο να μειώνεται** και ο αντίστοιχος βαθμός απόδοσης Rankine να εμφανίζει χαμηλότερες τιμές για τα συγκεκριμένα εργαζόμενα μέσα. Επιπλέον στο **μοντέλο Α**, ο έλεγχος της **ποιότητας του ατμού** στην έξοδο του στρόβιλου κυμαίνεται από **0.92-0.95**, συνεπώς ο κίνδυνος υγροποίησης των συγκεκριμένων εργαζόμενων μέσων κατά την διαδικασία εκτόνωσης δεν είναι ορατός.

Πίνακας 8 Σύγκριση των βαθμών απόδοσης κύκλου Rankine - συστήματος OTEC για τα μοντέλα A και B

Παράμετρος	Εργαζόμενο Μέσο	Μοντέλο A	Μοντέλο B	Μεταβολή (%)
<u>Βαθμός απόδοσης κύκλου , <math>n_{cycle}</math> (%)</u>	<i>R1234yf</i>	4.87	5.07	+0.2
	<i>R1243zf</i>	4.53	4.61	+0.08
	<i>R1233zdE</i>	4.73	4.88	+0.15
	<i>R744(CO<sub>2</sub>)</i>	3.75	3.72	-0.4
	<i>R717(NH<sub>3</sub>)</i>	4.67	4.55	-0.12
	<i>R290</i>	4.51	4.39	-0.12
	<i>R32</i>	4.53	4.42	-0.11
<u>Βαθμός απόδοσης συστήματος OTEC-ORC, <math>n_{system}</math>(%)</u>	<i>R1234yf</i>	3.03	3.1	+0.07
	<i>R1243zf</i>	2.7	2.66	-0.05
	<i>R1233zdE</i>	2.88	2.91	+0.03
	<i>R744(CO<sub>2</sub>)</i>	2.02	1.88	-0.14
	<i>R717(NH<sub>3</sub>)</i>	2.83	2.59	-0.24
	<i>R290</i>	2.68	2.45	-0.23
	<i>R32</i>	2.7	2.47	-0.23

Από τα αναφερθέντα και τα δεδομένα του Πίνακα 8 διαπιστώθηκε, πως η ύπαρξη υπερθέρμανσης στο Μοντέλο B μπορεί να βελτιώσει, για τα εργαζόμενα μέσα **R1234yf**, **R1243zf**, **R1233zdE** έως ένα σημείο τον βαθμό απόδοσης του κύκλου Rankine, αλλά αυτό δεν αντικατοπτρίζεται στον ίδιο βαθμό και στον βαθμό απόδοσης της μονάδας OTEC-ORC.

Αντίθετα, φαίνεται να προσθέτει πολυπλοκότητα χωρίς κάποιο εμφανές κέρδος. Ήδη οι περιορισμένες θερμικές συνθήκες, ο ορισμός μιας σταθερής θερμικής ισχύς εισόδου και σταθερού **pinch point** έχουν επιβάλει τους όρους τους. Για αυτό άλλωστε δεν εντοπίστηκε κάποια ιδιαίτερη μνεία σε βιβλιογραφικές αναφορές σχετικά με την τεχνολογία OTEC και την ύπαρξη υπερθέρμανσης εντός του οργανικού κύκλου Rankine. Όποιες προσπάθειες σημαίνουσας βελτίωσης του χαμηλού βαθμού απόδοσης του συστήματος επικεντρώνονται σε εξωτερικές παρεμβάσεις στη μονάδα OTEC. Για παράδειγμα στην αναφορά [45] γίνεται λόγος για προθέρμανση/υπερθέρμανση του θερμού θαλασσινού νερού, όπως αυτό αντλείται από την επιφάνεια του ωκεανού, με την εγκατάσταση ηλιακών συλλεκτών SOTEC (Solar Assisted Otec Plant) [45].

### 7.3 Αξιοπιστία και εγκυρότητα αποτελεσμάτων

Πριν την παράθεση των συγκεντρωτικών αποτελεσμάτων της μονάδας OTEC-ORC (**Μοντέλο Α**) είναι αναγκαία η επαλήθευση της εγκυρότητας και της αξιοπιστίας των αποτελεσμάτων της παρούσας εργασίας. Για το λόγο αυτό, έγινε εξονυχιστικός έλεγχος σε βιβλιογραφικές αναφορές με στόχο την εύρεση μιας παραπλήσιας υπολογιστικής μεθόδου με τη παρούσα. Επειδή, ο υπολογισμός της αποδοτικότητας ενός συστήματος OTEC, όπως και οι υπολογισμοί της ισχύος και των απωλειών των μηχανικών μερών της μονάδας OTEC απαιτούν την αρχικοποίηση αρκετών παραμέτρων, η εύρεση αντίστοιχων και παραπλήσιων δεδομένων ήταν δύσκολη.

Ωστόσο, εντοπίζοντας την βιβλιογραφική αναφορά [31] με παραπλήσια μεθοδολογία υπολογισμού, εντοπίστηκαν ορισμένα αποτελέσματα τα οποία αφορούν το εργαζόμενο μέσο **R717(NH<sub>3</sub>)**. Να διευκρινιστεί, πως η αριθμητική σύγκριση γίνεται, όπως ορίζει και η βιβλιογραφική έρευνα γίνεται σε συνθήκες μέγιστου βαθμού απόδοσης της μονάδας OTEC. Στην βιβλιογραφική αναφορά εξετάζεται και η επίδραση της θερμοκρασίας εισόδου του θερμού θαλασσινού νερού και σύμφωνα με αυτήν η σύγκριση γίνεται για  $T_{wsi} = 30^{\circ} \text{C}$ . Να τονιστεί, ότι δεν προσδιορίζεται ο τρόπος υπολογισμού της διαμέτρου των αγωγών θερμού και ψυχρού θαλασσινού νερού. Δηλαδή αν παραδείγματος χάριν διατηρείται σταθερή ή υπολογίζεται σύμφωνα με την εξίσωση (**Εξ. 7-19**), μια παράμετρος κρίσιμη για τον προσδιορισμό των αντλητικών αναγκών των αντλιών θαλασσινού νερού.

Ωστόσο, όπως και σε αυτή την εργασία, έτσι και οι **Chengyu Li και Lisheng Pan** [31] υπολογίζουν το καθαρά παραγόμενο έργο και τον βαθμό απόδοσης του συστήματος χωρίς να υπεισέρχονται στην τελικά καθαρή παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια της μονάδας OTEC, όπου απαιτείται ο προσδιορισμός μηχανικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου και ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης της γεννήτριας. Από τη στιγμή, που ο τρόπος υπολογισμού της αντλητικής ισχύος των αντλιών θαλασσινού νερού υπολογίζεται με διαφορετικό τρόπο δεν μπορεί να γίνει λόγος για την έννοια του σφάλματος κατά την σύγκριση των αποτελεσμάτων. Οι αποκλίσεις των τιμών, όπως φαίνονται και στον **Πίνακα 9**, για την περίπτωση της αμμωνίας είναι μικρές και ικανές να πείσουν, ότι η μεθοδολογία της παρούσας διπλωματικής οδηγεί σε ασφαλή και ακριβή αποτελέσματα.



Πίνακας 9 Σύγκριση των αποτελεσμάτων της παρούσας εργασίας με αυτά της βιβλιογραφικής αναφοράς, για το εργαζόμενο μέσο R717 (NH<sub>3</sub>)

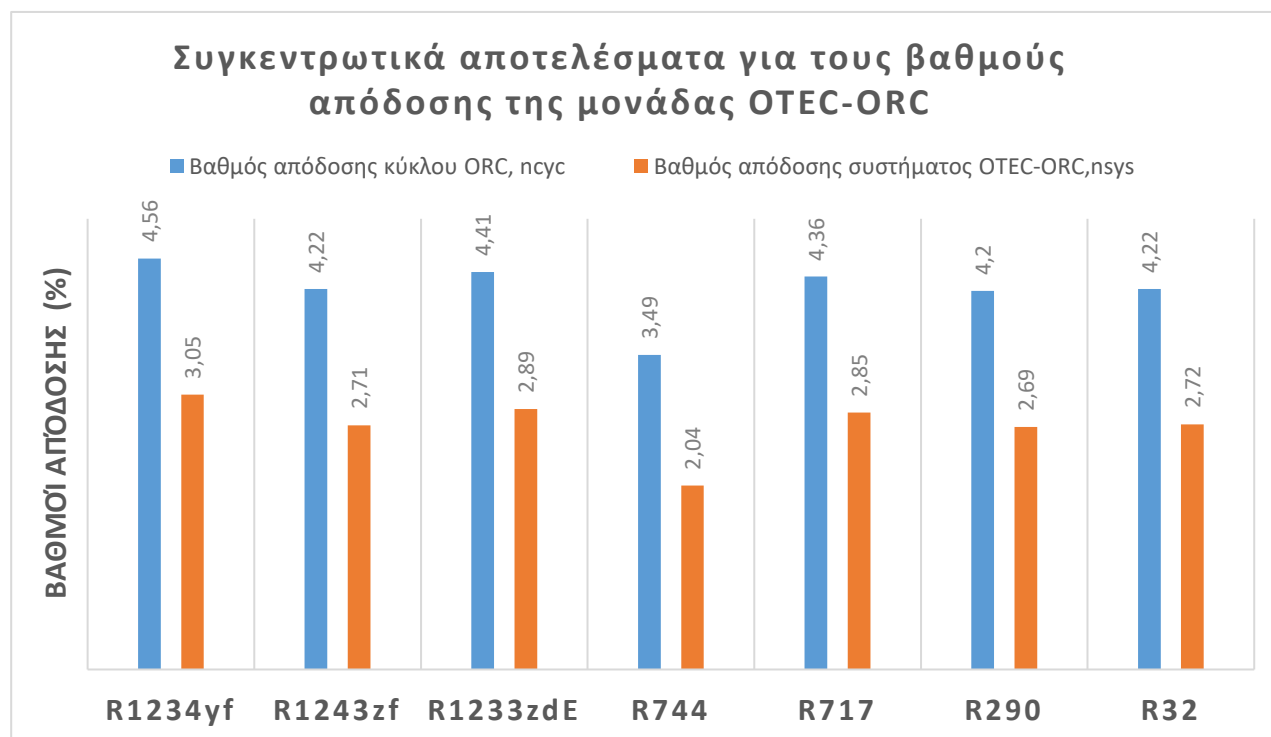
Παράμετρος/Μεταβλητή	Αποτελέσματα παρούσας εργασίας	Αποτελέσματα βιβλιογραφικής αναφοράς [31]	Απόκλιση
Θερμοκρασία εισόδου θερμού θαλασσινού νερού $T_{wsi}$ [°C]	30	30	-
Θερμοκρασία συμπύκνωσης T3 [°C]	9.5	9.5	0
Πίεση συμπύκνωσης $p_3$ [MPa]	0.67	0.67	-
Θερμοκρασία ατμοποίησης T1 [°C]	26	25.5	+0.5
Πίεση ατμοποίησης $p_1$ [MPa]	1.03	1.02	0
Παραγόμενη ισχύς στροβίλου [kW]	45.82	44.66	1.22
Ισχύς αντλίας εργαζόμενου μέσου P3 [kW]	0.68	0.67	0.1
Καθαρή ισχύς συστήματος OTEC-OTC, $W_{net.system}$ [kW]	32.7	33.2	1.5
Βαθμός απόδοσης συστήματος OTEC-ORC, $n_{sys}$ [%]	3.27	3.32	0.05

#### 7.4 Συγκεντρωτικά αποτελέσματα για την μονάδα OTEC-ORC (Μοντέλο A) θερμικής ισχύς εισόδου 1 MW, υπό συνθήκες μέγιστης αποδοτικότητας

Από τα εξεταζόμενα μοντέλα A και B προκρίθηκε το πρώτο για τους λόγους που εξηγήθηκαν στο **χωρίο 7.2.2**. Έτσι πλέον δύναται να παρουσιαστούν και να συγκριθούν τα αποτελέσματα κρίσιμων παραμέτρων της μονάδας OTEC (Μοντέλο A) για κάθε εργαζόμενο μέσο. Τα αποτελέσματα του **Πίνακα 10** αντιστοιχούν στις τιμές των παραμέτρων για κάθε ένα εργαζόμενο μέσο, όπως εκείνες διαμορφώνονται, υπό συνθήκες μέγιστου βαθμού απόδοσης του συστήματος. Ουσιαστικά οι θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης έλαβαν τις τιμές, υπό τις οποίες επιτεύχθηκε βέλτιστη απόδοση της μονάδας OTEC.

**Πίνακας 10 Τιμές κρίσιμων παραμέτρων της μονάδας OTEC-ORC ,υπό συνθήκες μέγιστου βαθμού απόδοσης του συστήματος OTEC, για κάθε εργαζόμενο μέσο**

Παράμετρος	R1234yf	R1243zf	R1233zdE	R744	R717	R290	R32
Θερμοκρασία Ατμοποίησης [°C]	24.00	23.96	24.00	23.64	24	23.96	23.96
Πίεση Ατμοποίησης [MPa]	0.64	0.57	0.125	6.24	0.97	0.93	1.64
Θερμοκρασία Συμπύκνωσης [°C]	8.25	8.25	8.25	8.25	8.25	8.25	8.25
Πίεση Συμπύκνωσης [MPa]	0.41	0.36	0.068	4.32	0.58	0.61	1.05
Παραγόμενο Έργο Στροβίλου [kW]	47.28	43.47	44.33	<b>50.64</b>	44.22	44.06	44.61
Ισχύς αντλίας P3 εργαζόμενου μέσου [kW]	1.63	1.29	<b>0.26</b>	15.72	0.63	2.05	2.39
Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου [kg/s]	5.98	4.89	4.75	5.71	<b>0.8</b>	2.64	3.32
Καθαρή θερμική ισχύ Οργανικού Κύκλου Rankine [kW]	45.65	42.17	44.08	34.86	43.59	42.00	42.22
Καθαρή Παραγόμενη Ισχύς μονάδας OTEC-ORC [kW]	<b>30.45</b>	27.15	28.97	20.46	28.47	26.98	27.19
Βαθμός απόδοσης κύκλου Rankine, $\eta_{cyc}$ [%]	<b>4.56</b>	4.22	4.41	3.49	4.36	4.2	4.22
Βαθμός απόδοσης συστήματος , $\eta_{sys}$ [%]	<b>3.05</b>	2.71	2.89	2.04	2.85	2.69	2.72



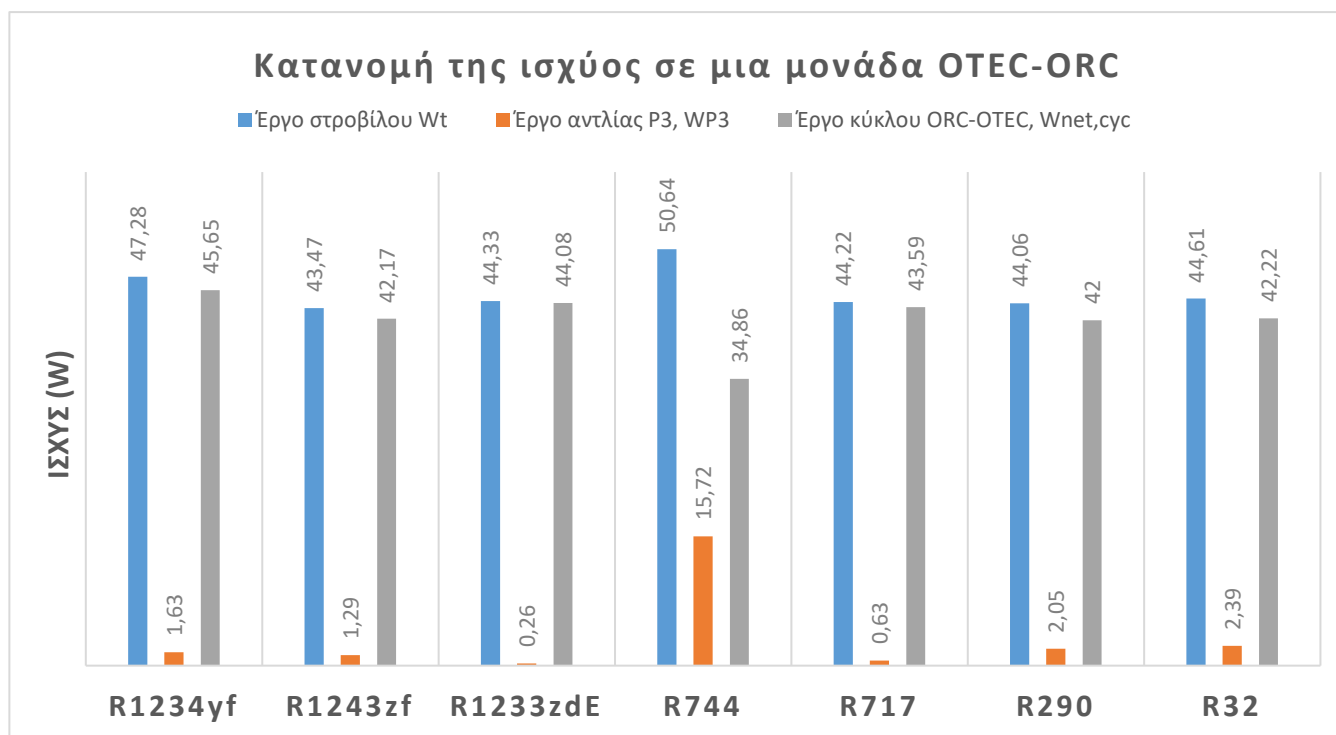
**Διάγραμμα 12** Βαθμοί απόδοσης της μονάδας OTEC-ORC, υπό συνθήκες μέγιστης αποδοτικότητας, για όλα τα εργαζόμενα μέσα

Από τα συγκεντρωτικά διαγράμματα (**Διάγραμμα 12** και **Διάγραμμα 13**) αξίζουν να σημειωθούν τα 3 καλύτερα εργαζόμενα μέσα, βάσει αποδοτικότητας. Πρώτο έρχεται το **R1234yf** με μέγιστους βαθμούς απόδοσης κύκλου και συστήματος ίσους με  $n_{cycle} = 4.56\%$  και  $n_{system} = 3.05\%$  αντίστοιχα. Ύστερα το **R1233zdE**, με βαθμό απόδοσης Rankine και συστήματος  $n_{cycle} = 4.41\%$  και  $n_{system} = 2.89\%$  και τρίτο το **R717** ή αλλιώς αμμωνία με  $n_{cycle} = 4.36\%$  και  $n_{system} = 2.85\%$  αντίστοιχα.

Η τελευταία, λόγω της μικρής απαιτούμενης παροχής, «αναγκάζει» την αντλία του εργαζόμενου μέσου να εμφανίζει μαζί με το **R1233zdE** τις μικρότερες αντλητικές ισχύς  $W_{p3}$ , αφού απαιτούνται μόλις **0.63 kW** και **0.26 kW** αντίστοιχα. Για την περίπτωση της αμμωνίας η αιτία είναι η χαμηλή παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου. Όπως είχαμε προαναφέρει ήταν κάτι αναμενόμενο, λόγω των υψηλών ειδικών εντροπιών της αμμωνίας σε σχέση με τα υπόλοιπα εργαζόμενα μέσα. Αυτός είναι και ένας από τους λόγους που σε μονάδες OTEC μεγαλύτερης κλίμακας η αμμωνία προτιμάται ως εργαζόμενο μέσο.

Όσον αφορά, την ακόμα μικρότερη ισχύ της αντλίας εργαζόμενου μέσου, την οποία παρουσιάζει το **R1233zdE**, αυτή οφείλεται στη πολύ μικρή μεταβολή της ενθαλπίας ανάμεσα στις καταστάσεις 4 και 5.

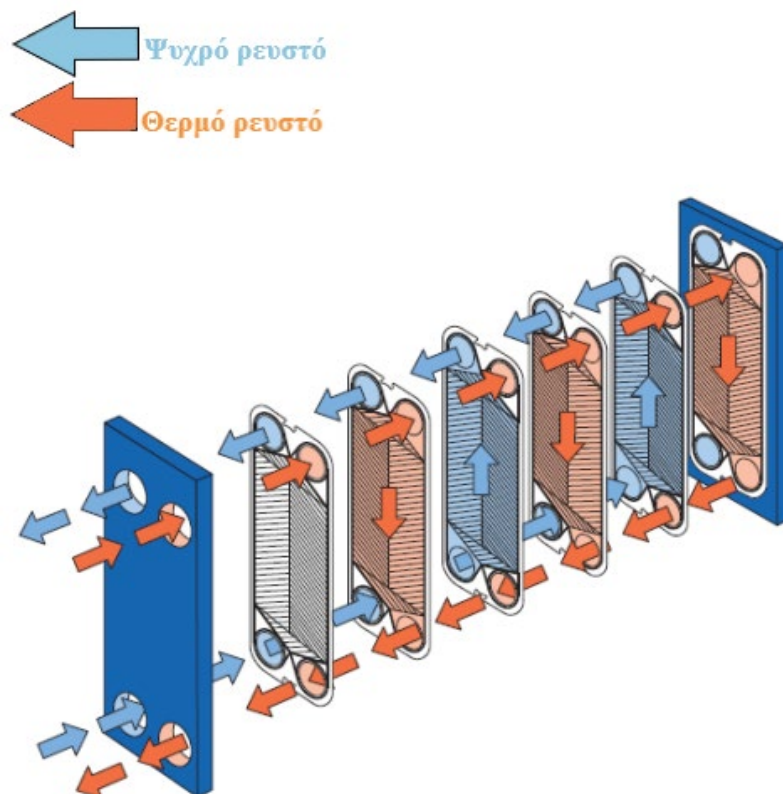
Άξιο αναφοράς είναι το γεγονός, πως το διοξείδιο του άνθρακα **R744 (CO<sub>2</sub>)** παράγει με διαφορά το **μεγαλύτερο έργο στροβίλου** ίσο με  $W_t = 50.64 \text{ kW}$ , αλλά παράλληλα η αντίστοιχη αντλία του καταναλώνει και την μεγαλύτερη ισχύ. Η τελευταία παρατήρηση αποτελεί ακόμα μια ποιοτική επαλήθευση της υπολογιστικής διαδικασίας μας, αφού το ίδιο αναφέρεται και στην βιβλιογραφική αναφορά [31]



**Διάγραμμα 13** Διάγραμμα κατανομής της ισχύος εντός του Οργανικού Κύκλου Rankine υπό συνθήκες μέγιστης αποδοτικότητας

## 8. Πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας και εμπειρικές σχέσεις

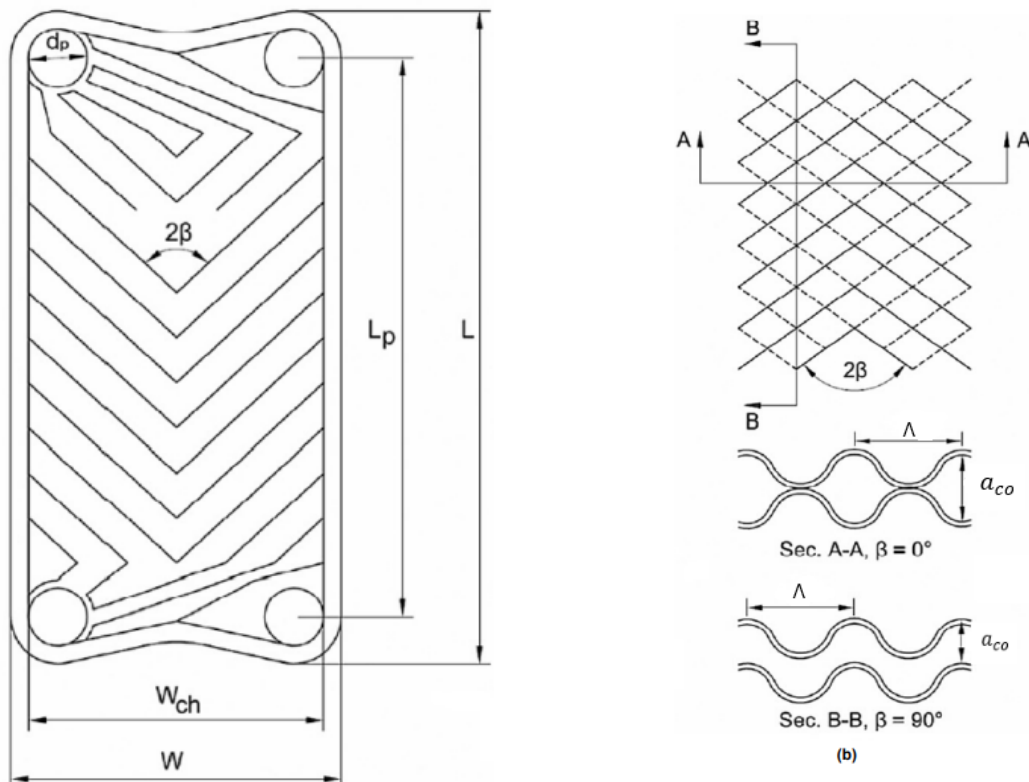
Από το **χωρίο 4.3.1**, έγιναν ξεκάθαροι οι λόγοι για τους οποίους οι πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας ταιριάζουν καλύτερα στις ιδιαίτερες και περιορισμένες θερμικές συνθήκες της τεχνολογίας ΟΤΕC. Έτσι κι στο παρόν κεφάλαιο, για την μελετηθείσα μονάδα ΟΤΕC θερμικής ισχύος 1MW επιλέχθηκε η χρήση πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας, με διαμόρφωση αντιρροής και με πλάκες τύπου Chevron για τη μέγιστη δυνατή μεταφοράς θερμότητας. Περαιτέρω θερμοδυναμικά, γεωμετρικά και λοιπά χαρακτηριστικά των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας παρουσιάζονται λεπτομερέστερα στα επόμενα χωρία [46].



Εικόνα 42 Διαμόρφωση ροής σε ένα τυπικό πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας αντιρροής

## 8.1 Κρίσιμα γεωμετρικά χαρακτηριστικά ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας

Στην **Εικόνα 42** φαίνεται η διαμόρφωση των ρευμάτων ροής του ψυχρού (μπλε χρώμα) και θερμού (πορτοκαλί χρώμα) ρευστού σε ένα πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας αντιρροής. Τα δύο ρευστά διαχωρίζονται παράλληλα ανάμεσα στις πλάκες και η μεταφορά θερμότητας πραγματοποιείται κατά μήκος της κάθε πλάκας. Οι πλάκες του εναλλάκτη θερμότητας είναι τύπου Chevron, δηλαδή παρουσιάζουν αυλακώσεις, οι οποίες μεγαλώνουν το εμβαδόν επιφάνειας κάθε πλάκας, με αποτέλεσμα η ροή να γίνεται περισσότερο τυρβώδης και να αυξάνεται ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας ανάμεσα στα δύο ρευστά. Η **γωνία Chevron  $\beta$**  αποτελεί κύρια γεωμετρική διάσταση της πλάκας και ορίζεται, ως η γωνία ανάμεσα στην ευθεία αυλάκωσης και τον κάθετο άξονα. Οι πλάκες τύπου Chevron έχουν σχεδόν ημιτονοειδές μοτίβο αυλακώσεων [47].



**Εικόνα 43** Βασικές διαστάσεις πλάκας τύπου Chevron (a) ποιοτικό σκαρίφημα πλάκας τύπου Chevron και (b) τομές της πλάκας Chevron με γωνία  $\beta=0^\circ$  και  $\beta=90^\circ$  αντίστοιχα.

Η επίδραση του μοτίβου αυλακώσεων μπορεί να εκφραστεί από δύο αδιάστατες παραμέτρους: το λόγο αυλάκωσης  $\varphi$  και τον παράγοντα μεγέθυνσης επιφάνειας  $\Phi$ . Οι σχέσεις υπολογισμού τους είναι:

$$\varphi = \frac{4a_{co}}{\Lambda} = \frac{2b}{\Lambda} \quad (\text{Εξ. 8-1})$$

$$\Phi = \frac{1}{6} (1 + \sqrt{X^2 + 1} + 4\sqrt{\left(\frac{X^2}{2} + 1\right)}) \quad (\text{Εξ. 8-2})$$

,όπου  $\Lambda$  είναι το βήμα αυλάκωσης [m],  $a_{co}$  είναι το βάθος της αυλάκωσης [m] και  $X = b\pi/\Lambda$ .

Κατά κανόνα αυξάνοντας κανείς την γωνία Chevron ( $\beta$ ), τον παράγοντα μεγέθυνσης επιφάνειας  $\Phi$  και το λόγο αυλάκωσης  $\varphi$ , αυξάνονται τόσο οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας, αλλά και η πτώση πίεσης στον εναλλάκτη θερμότητας.

Ακόμα δύο μεγέθη, που χρησιμοποιούνται σε μερικούς υπολογισμούς, όπως στον αριθμό Reynolds και σε πολλές εμπειρικές σχέσεις για τους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας είναι η ισοδύναμη  $D_{eq}$  και  $D_h$  η υδραυλική διάμετρος.

$$D_{eq} = 4a_{co} = 2b \quad (\text{Εξ. 8-3})$$

$$D_h = \frac{D_{eq}}{\Phi} = \frac{4a_{co}}{\Phi} = \frac{2b}{\Phi} \quad (\text{Εξ. 8-4})$$

,όπου  $b$  είναι η απόσταση μεταξύ δύο πλακών ( $b = 2a_{co}$ ) [m].

Για τον υπολογισμό της συνολικής επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας ενός πλακοειδούς εναλλάκτη πρέπει να γνωρίζει κανείς την προβαλλόμενη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας μιας πλάκας του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας όπου είναι με :

$$A_{pro} = L_p W_p \quad (\text{Εξ. 8-5})$$

Βάσει της Εξίσωσης (Εξ. 8-6) η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας  $A_0$  κάθε πλάκας του εναλλάκτη θερμότητας υπολογίζεται ως:

$$A_0 = \varphi A_{pro} = \varphi L_p W_{ch} \quad (\text{Εξ. 8-6})$$

και το εμβαδόν της συνολικής επιφάνειας μεταφοράς του εναλλάκτη θερμότητας ορίζεται:

$$A_{tot} = N_{eff} A_0 \quad (\text{Εξ. 8-7})$$

, όπου  $N_{eff} = N_t - 1$  ο αριθμός των ενεργών πλακών του εναλλάκτη θερμότητας και  $N_t$  ο συνολικός αριθμός των πλακών.

Εξίσου σημαντικός είναι και ο προσδιορισμός της διατομής ροής καναλιού  $A_f$  [m<sup>2</sup>].

$$A_f = b \cdot W_{ch} \quad (\text{Εξ. 8-8})$$

## 8.2 Εμπειρικές σχέσεις για τον υπολογισμό της αποδοτικότητας του εναλλάκτη θερμότητας

Σκοπός του πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας του συστήματος OTEC-ORC είναι η συναλλαγή θερμότητας από το θερμό θαλασσινό νερό στο εργαζόμενο μέσο, για την περίπτωση του ατμοποιητή και μεταξύ του ψυχρού θαλασσινού νερού και εργαζόμενου μέσου στην διαδικασία της συμπύκνωσης. Καθοριστικοί παράγοντες για το βαθμό απόδοσης ενός εναλλάκτη θερμότητας, είτε αυτός έχει το ρόλο ατμοποιητή, είτε το ρόλο συμπυκνωτή, είναι ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας και η πτώση πίεσης. Πρόκειται για δύο αλληλεξαρτώμενα μεγέθη, οι τιμές των οποίων επηρεάζονται και από άλλα λειτουργικά χαρακτηριστικά της διαδικασίας μεταφοράς θερμότητας. Το παρόν κεφάλαιο στο τέλος παρουσιάζει εναλλάκτες θερμότητας της αγοράς, οι οποίοι μελετήθηκαν για την καταλληλότητα και την αποδοτικότητά τους για τη δική μας μονάδα OTEC (**Μοντέλο Α**).

Προτού γίνει αυτό, είναι απαραίτητο να καταγραφούν ορισμένες εμπειρικές σχέσεις, όπως αντλήθηκαν από την βιβλιογραφία και οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν στην υπολογιστική διαδικασία του παρόντος Κεφαλαίου 8. Για την αξιολόγηση της απόδοσης ενός εναλλάκτη θερμότητας βασικό κριτήριο είναι ο **ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας U**. Στο μοντέλο OTEC-ORC μελετήθηκαν αποκλειστικά **εναλλάκτες αντιρροής** (counter-current flow). Η γενική εξίσωση μεταφοράς θερμότητας  $Q$  για μια επιφάνεια ορίζεται σύμφωνα με το Sinnott και Towler:

$$Q = UA\Delta T_{lm} \quad (\text{Εξ. 8-9})$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hot,in} - T_{cold,out}) - (T_{hot,out} - T_{cold,in})}{\ln \frac{T_{hot,in} - T_{cold,out}}{T_{hot,out} - T_{cold,in}}} \quad (\text{Εξ. 8-10})$$



Όπου  $Q$  είναι το ποσό μεταδιδόμενη θερμότητας [W],  $A$  το εμβαδόν της επιφάνειας μετάδοσης θερμότητας [ $m^2$ ],  $U$  ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας [ $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ] και  $\Delta T_{lm}$  η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά (LMTD) [ $^\circ C$ ].

Η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας καθορίζεται πλήρως από την γεωμετρία του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας και υπολογίζεται μέσω της εξίσωσης (Εξ. 8-7) .

Όσον αφορά τον υπολογισμό του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας  $U$  του εναλλάκτη θερμότητας χρησιμοποιείται η σχέση:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_{fouling}} + \frac{1}{\alpha_{conv,warm}} + \frac{1}{\alpha_{conv,cold}} + \frac{t}{\lambda_{plate}} \quad (\text{Εξ. 8-11})$$

, όπου  $\alpha_{fouling}$  είναι η αντίσταση ρύπανσης,  $\alpha_{conv,warm}$  και  $\alpha_{conv,cold}$  είναι οι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας μέσω συναγωγής για το εκάστοτε θερμό και ψυχρό ρευστό του εναλλάκτη θερμότητας αντίστοιχα [ $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ],  $t$  είναι το πάχος της πλάκας [m] και  $\lambda_{plate}$  η θερμική αγωγιμότητα του υλικού της πλάκας [ $W/m \cdot ^\circ C$ ]

Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας εκφράζεται μέσω του αδιάστατου αριθμού Nusselt  $Nu$  ως εξής:

$$\alpha_{conv} = Nu \frac{\lambda}{D_{eq}} \quad (\text{Εξ. 8-12})$$

, όπου  $\lambda$  είναι η θερμική αγωγιμότητα της υγρής φάσης του εργαζόμενου μέσου [ $W/m \cdot ^\circ C$ ] και  $D_{eq}$  η ισοδύναμη διάμετρος [m] (πολλές φορές αντί αυτής χρησιμοποιείται η υδραυλική  $D_h$ )

Οι παραπάνω τύποι εφαρμόστηκαν για τους εναλλάκτες αντιρροής, αφού πρωτίστως ορίστηκαν οι εξής παραδοχές:

- Ο παράγοντας  $U$  είναι σταθερός σε ολόκληρο τον εναλλάκτη.
- Το σύστημα παρουσιάζει αδιαβατική συμπεριφορά. Η μετάδοση θερμότητας γίνεται μόνο μεταξύ των 2 ρευστών, θεωρείται δηλαδή τέλεια μόνωση των εξωτερικών τοιχωμάτων του εναλλάκτη.
- Οι θερμοκρασίες και των δύο ρευστών παραμένουν σταθερές σε κάθε δεδομένη διατομή και αντιπροσωπεύονται από τις μέσες θερμοκρασίες των ρευστών.
- Οι ειδικές θερμοχωρητικότητες των ρευστών διατηρούνται επίσης σταθερές.
- Αμελητέα θερμική αγωγή κατά μήκος των σωλήνων και αμελητέες μεταβολές της δυναμικής και κινητικής ενέργειας.

- Όλα οι ροές των ρευστών του συστήματος (θερμό, ψυχρό θαλασσινό νερό και εργαζόμενο μέσο) θεωρούνται πλήρως αναπτυγμένες, τυρβώδεις και μη συνεκτικές.

### 8.2.1 Εμπειρικές σχέσεις μεταφοράς θερμότητας

Οι εμπειρικές σχέσεις για την μεταφορά θερμότητας διαχωρίζονται σε εκείνες, οι οποίες εφαρμόζονται για μονοφασική ροή και αυτές, οι οποίες προσεγγίζουν τις συνθήκες μιας διφασικής ροής. Για την τελευταία κατηγορία υπάρχουν δύο υποομάδες, η πρώτη αφορά την ατμοποίηση και η δεύτερη τη συμπύκνωση.

#### 8.2.1.1 Μονοφασική ροή

Όλες οι εμπειρικές σχέσεις για τους συντελεστές θερμότητας αποτελούν μια συνάρτηση των αδιάστατων αριθμών **Reynolds**, **Prandtl** και **Nusselt**. Ο τελευταίος είναι και εκείνος, ο οποίος εκφράζεται διαφορετικά ανά ερευνητή, όπως θα διαπιστώσει κανείς στους παρακάτω πίνακες.

$$Re = \frac{GL}{\mu} \quad (\text{Εξ. 8-13})$$

$$Nu = \frac{aL}{\lambda} \quad (\text{Εξ. 8-14})$$

Όπου  $G$  [kg/m<sup>2</sup>s] ο ρυθμός παροχής μάζας ανά κανάλι, η δυναμική συνεκτικότητα  $\mu$  [Pa·s],  $L$  το χαρακτηριστικό μήκος (στην περίπτωση μας είναι η υδραυλική  $D_h$  ή ισοδύναμη διάμετρος  $D_{eq}$ ) [m].

Για τον υπολογισμό του ρυθμού παροχής μάζας και του αριθμού Prandtl απαιτείται ο προσδιορισμός, της θερμικής χωρητικότητας  $C_p$  [J/kg°C] ρευστού,  $\lambda$  [W/m·°C] θερμικής αγωγιμότητας του ρευστού, της παροχής μάζας [kg/s], της διατομή ροής  $A_f$  [m<sup>2</sup>] και ο αριθμός των καναλιών  $N_{ch}$ .

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda} \quad (\text{Εξ. 8-15})$$

$$G = \frac{m}{A_f N_{ch}} \quad (\text{Εξ. 8-16})$$

Πίνακας 11 Εμπειρικές σχέσεις μεταφοράς θερμότητας για μονοφασική ροή

Ερευνητής	Εμπειρική σχέση	Κριτήριο Ισχύος
Dong	$a_{sp} = \frac{\lambda}{D_{eq}} 0.964 Pr^{1/3} Re^{0.671} \left(\frac{\varphi}{180}\right)^{1.022} \quad (\text{Εξ. 8-17})$	Re > 200
Donowski and Kandlikar [48]	$a_{sp} = \frac{\lambda}{D_{eq}} 0.2875 Re^{0.78} Pr^{1/3} \quad (\text{Εξ. 8-18})$	Re > 200
Thonon [49]	$a_{sp} = \frac{\lambda}{D_h} C Pr^{1/3} Re^m \quad (\text{Εξ. 8-19})$ <p> <i>C=0.1, m=0.687 για <math>\varphi = 15^\circ</math>  C=0.2267, m=0.631 για <math>\varphi = 30^\circ</math>  C=0.2998, m=0.645 για <math>\varphi = 45^\circ</math>  C=0.2946, m=0.700 για <math>\varphi = 60^\circ</math></i> </p>	Re > 200

### 8.2.1.2 Ατμοποίηση (Διφασική ροή)

Όπως και οι σχέσεις μεταφοράς θερμότητας της μονοφασικής ροής, έτσι κι αυτές αποτελούν εμπειρικές σχέσεις, οι οποίες προέκυψαν από τα αποτελέσματα πειραμάτων. Καθεμιά από τις παρακάτω σχέσεις λαμβάνει υπόψιν με διαφορετική βαρύτητα τις κρίσιμες συνθήκες της ατμοποίησης, όπως είναι η ποιότητα του ατμού, η θερμική ισχύς εισόδου, η παροχή του εργαζόμενου μέσου. Στις περισσότερες από αυτές εμφανίζεται ένας νέος αδιάστατος αριθμός, ο αριθμός βρασμού  $Bo$ , με τη σχέση ορισμού του να είναι:

$$Bo = \frac{q''}{G h_{lv}} \quad (\text{Εξ. 8-20})$$

, όπου  $q''$  είναι η μέση ροή θερμότητας πλάκας [ $\text{W}/\text{m}^2$ ],  $G$  η ροή μάζας ανά εμβαδόν επιφάνειας [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ] και  $h_{lv}$  η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης [ $\text{J}/\text{kg}$ ].

Σε ορισμένες από τις εμπειρικές σχέσεις εμφανίζεται ο αδιάστατος αριθμός Bond, που δηλώνει τον λόγο των βαρυτικών δυνάμεων προς των δυνάμεων επιφανειακής τάσης και ορίζεται:

$$Bo = \frac{g(\rho_l - \rho_v)d_h^2}{\sigma} \quad (\text{Εξ. 8-21})$$

, όπου  $\sigma$  συμβολίζεται η επιφανειακή τάση (surface tension) του εργαζόμενου μέσου [ $\text{N}/\text{m}$ ].

Τέλος στην έκφραση του Amalfi, συναντάται και ο αριθμός Weber, ο οποίος δηλώνει τον αδιάστατο λόγο της αδράνειας του ρευστού προς την επιφανειακή τάση.

$$We = \frac{GD_h^2}{\rho_l \sigma} \quad (\text{Εξ. 8-22})$$

Πίνακας 12 Εμπειρικές σχέσεις μεταφοράς θερμότητας για διαφασική ροή κατά την διαδικασία της ατμοποίησης

Ερευνητής	Εμπειρική Σχέση	Κριτήριο Ισχύος
Amalfi [50]	$a_{evap} = \frac{\lambda}{D_h} 982 \beta^{1.101} We_m^{0.315} Bo^{0.320} \rho^{*-0.224}$ (Εξ. 8-23)	$0 < Bd < 4$
	$a_{evap} = \frac{\lambda}{D_h} 18.9 \beta^{0.248} Re_v^{0.135} Re_{lo}^{0.351} Bd^{0.235} Bo^{0.198} \rho^{*-0.223} 45$ (Εξ. 8-24)	$Bd > 4$
Yan & Lin [51]	$a_{evap} = \frac{\lambda}{D_h} 1.926 Re_{eq} Re^{-0.5} Pr_l^{1/3} Bo_{eq}^{-0.3}$ (Εξ. 8-25)	$2000 \leq Re_{eq} \leq 10000$ $55 \leq G \leq 70$
Thonon & Bontemps [49]	$a_{evap} = \frac{\lambda}{D_h} 15640.347 Pr^{1/3} Re_{eq}^{-0.76} Re^{0.653}$ (Εξ. 8-26)	$Re > 200$
Han [52]	$a_{evap} = \frac{\lambda}{D_h} Ge_1 Re_{eq}^{Ge_2} Bo^{0.3} Pr_l^{0.4}$ (Εξ. 8-27)	
	$Ge_1 = 2.81 \left(\frac{P_c}{D_h}\right)^{-0.041} \left(\frac{\pi \beta}{180}\right)^{-2.83}$ (Εξ. 8-28)	
	$Ge_1 = 0.746 \left(\frac{P_c}{D_h}\right)^{-0.082} \left(\frac{\pi \beta}{180}\right)^{0.61}$ (Εξ. 8-29)	
Longo [53]	$a_{evap} = \frac{\lambda}{D_h} 0.277 Re_{eq}^{0.766} Pr_l^{1/3}$ (Εξ. 8-30)	$5.7 \leq G \leq 125$ Για convective ατμοποίηση
Khan [54]	$a_{evap} = \frac{\lambda}{D_h} \left( -173.52 \frac{\beta}{60} + 257.12 \right) (Bo_{eq} Re_{eq})^{-0.09 \frac{\beta}{60} + 0.0005} \left( \frac{p}{p_{crit}} \right)^{-0.624 \frac{\beta}{60} + 0.822}$ (Εξ. 8-31)	

### 8.2.1.3 Συμπύκνωση (Διφασική ροή)

Οι περισσότερες εμπειρικές σχέσεις μεταφοράς θερμότητας, που αφορούν την συμπύκνωση, αποτελούν συνάρτηση του ισοδύναμου αριθμού Reynolds  $Re_{eq}$

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_l} \quad (\text{Εξ. 8-32})$$

Όπου η ισοδύναμη παροχή μάζας ορίζεται ως:

$$G_{eq} = G \left[ 1 - q + q \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (\text{Εξ. 8-33})$$

Με  $q$  συμβολίζεται η ποιότητα του ατμού και  $\rho_l, \rho_v$  η πυκνότητα υγρής και αέριας φάσης.

**Πίνακας 13** Εμπειρικές σχέσεις υπολογισμού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στην διαδικασία της συμπύκνωσης

Ερευνητής	Εμπειρική Σχέση	Κριτήριο Ισχύος
Κυο [55]	$a_{cond} = a_l [0.25 Co^{-0.45} Fr_l^{0.25} + 75 Bo^{0.75}]$ <b>(Εξ. 8-34)</b>	$50 \leq G \leq 150$
	$a_l = 0.2092 \frac{\lambda}{D_h} Re_l^{0.78} Pr_l^{1/3} \left( \frac{k_m}{k_{wall}} \right)^{0.24}$ <b>(Εξ. 8-35)</b>	$5 \leq q \leq 20$
Longo [56]	$a_{cond} = 0.943 \Phi \left[ \frac{\lambda^2 \rho_l^2 g \Delta h_{lv}}{\mu_l \rho (T_{sat} - T_{wall})} \right]$ <b>(Εξ. 8-36)</b>	$Re_{eq} \leq 1600$
	$a_{cond} = a_{sat} + \left( \frac{T - T_{sat}}{T_{sat} - T_{wall}} \right) \left( a_l + \frac{C_p q}{\Delta h_{lv}} \right)$ <b>(Εξ. 8-37)</b>	$Re_{eq} \geq 1600$
	$a_{sat} = 1.875 \Phi \frac{\lambda}{D_h} Re_{eq}^{0.445} Pr_l^{1/3}$ <b>(Εξ. 8-38)</b>	
	$a_l = 0.2267 \frac{\lambda}{D_h} Re_l^{0.631} Pr_l^{1/3}$ <b>(Εξ. 8-39)</b>	

Thonon & Bontemps [57]	$a_{evap} = \frac{\lambda}{D_h} 1564 \cdot 0.347 Pr^{1/3} Re_{eq}^{-0.76} Re^{0.653}$ (Εξ. 8-40)	50 < Re < 2000
Yan [58]	$a_{cond} = \frac{\lambda}{D_h} 4.118 Re_{eq}^{0.4} Pr_l^{1/3}$ (Εξ. 8-41)	Re > 200
Zhang [59]	$a_{cond} = \frac{\lambda}{D_h} 4.3375 Re_{eq}^{0.5383} Bd^{-0.3872} Pr_l^{1/3}$ (Εξ. 8-42)	

### 8.2.2 Εμπειρικές σχέσεις πτώσης πίεσης

Ουσιαστικά στο **χωρίο 8.3** θα μελετηθούν συγκεκριμένοι εναλλάκτες θερμότητας, με συγκεκριμένα γεωμετρικά χαρακτηριστικά, αυτόματα εκείνοι θα εισάγουν στην μονάδα OTEC συγκεκριμένους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας και συγκεκριμένες πτώσεις πιέσεων των ρευστών. Ο υπολογισμός των τελευταίων πρέπει να γίνει με ικανοποιητική ακρίβεια, αφού είναι χαρακτηριστικό πως ένα σύστημα OTEC χαρακτηρίζεται για τις υψηλές αντλητικές απαιτήσεις του.

Η πτώση πίεσης για τους εναλλάκτες θερμότητας, όπως αναφέρει και ο Mancini [60] αποτελεί το άθροισμα της πτώσης πίεσης λόγω τριβών, της πτώσης πίεσης λόγω επιτάχυνσης, ανύψωσης και πτώση πίεσης στις οπές εισόδου και εξόδου του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας.

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{fric} + \Delta P_{acc} + \Delta P_{ele} + \Delta P_{man} \quad (\text{Εξ. 8-43})$$

Η πτώση πίεσης λόγω επιτάχυνσης ορίζεται ως:

$$\Delta P_{acc} = G^2 v_m \Delta q \quad (\text{Εξ. 8-44})$$

, όπου ο ειδικός όγκος του εργαζόμενου μέσου υπολογίζεται ως εξής  $v_m = [qv_g + (1 - q)v_l]$  και  $q$  η ποιότητα ατμού.

Η πτώση πίεσης λόγω ανύψωσης είναι:

$$\Delta P_{ele} = \frac{gL_p}{v_m} \quad (\text{Εξ. 8-45})$$

Η πτώση πίεσης στις οπές εισόδου και εξόδου ορίζεται:

$$\Delta P_{man} = 1.5 \left( \frac{u_m^2}{2v_m} \right) \quad (\text{Εξ. 8-46})$$

, όπου  $u_m = Gv_m$  [m/s] είναι η μέση ταχύτητα ροής.

Βέβαια από τους παραπάνω όρους πτώσης πίεσης δεν έχουν την ίδια βαρύτητα. Πιο συγκεκριμένα οι ερευνητές **Yan και Lin** [51], εκτελώντας πειράματα για την ατμοποίηση του R134a διαπίστωσαν, πως η πτώση πίεσης λόγω τριβής  $\Delta P_{fric}$  αγγίζει το **96%** έως και **99%** της συνολικής πτώσης πίεσης. Επομένως και εδώ, κατά την μελέτη του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας λαμβάνονται υπόψιν, μόνο οι πτώσεις πιέσεων εξαιτίας των τριβών, ακολουθώντας την μεθοδολογία των περισσότερων ερευνητών.



Ο όρος της πτώσης πίεσης λόγω τριβών (γραμμικές απώλειες) διατυπώνεται:

$$\Delta P_{fric} = \frac{\xi G^2 L_p}{2\rho d_h} = 2f \frac{G^2 L_p}{\rho D_h} \quad (\text{Εξ. 8-47})$$

Όπου  $L_p$  είναι το ενεργό μήκος των πλακών (απόσταση μεταξύ των δύο οπών)[m],  $\rho$  η πυκνότητα του ρευστού [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] και  $\xi$  είναι ο παράγοντας τριβής, που συναντάται στη βιβλιογραφία και ως παράγοντας τριβής Fanning  $f = \xi/4$ . Ο παράγοντας τριβής εξαρτάται από γεωμετρικά χαρακτηριστικά του εναλλάκτη, όπως δείχνουν και οι εμπειρικές σχέσεις του **Πίνακα 14**.

8.2.2.1 Μονοφασική ροή

Για τον προσδιορισμό της πτώσης πίεσης για μονοφασική ροή, έχουμε δυο κύριες εμπειρικές σχέσεις, στην μία εκ των οποίων (**VDI Heat Atlas**) λαμβάνεται υπόψιν και η γωνία chevron του εκάστοτε πλακοειδούς εναλλάκτη.

**Πίνακας 14** Εμπειρικές σχέσεις παράγοντα τριβής (Fanning factor) για μονοφασική ροή

Ερευνητής	Εμπειρική Σχέση	Κριτήριο Ισχύος
VDI Heat Atlas/Martin [61]	$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos(\beta)}{\sqrt{0.18 \tan(\beta) + 0.36 \sin(\beta) + \xi_0 \frac{Re_{VDI}}{\cos(\beta)}}}$ $+ \frac{1 - \cos(\beta)}{\sqrt{3.8\xi_1 Re_{VDI}}}$ $\xi_0 = \frac{64}{Re_{VDI}} \quad \text{(Εξ. 8-49)}$ $\xi_1 = \frac{597}{Re_{VDI}} + 3.85 \quad \text{(Εξ. 8-50)}$	$Re_{VDI} < 2000$
Thonon [49]	$f = 45.57 Re^{-0.670} \quad \text{(Εξ. 8-51)}$ $f = 0.370 Re^{-0.172} \quad \text{(Εξ. 8-52)}$	$Re < 160$ $Re > 160$

### 8.2.2.2 Διφασική ροή

Ανατρέχοντας στην αντίστοιχη βιβλιογραφία εντοπίστηκαν και παρουσιάζονται οι εμπειρικές σχέσεις υπολογισμού του παράγοντα τριβής στην περίπτωση διφασική ροής. Στις περισσότερες εξ αυτών αγνοείται η γωνία chevron του εναλλάκτη και ο παράγοντας τριβής αποτελεί συνάρτηση της ποιότητας του ατμού και του ισοδύναμου αριθμού Reynolds. Όλες οι εμπειρικές σχέσεις, του κώδικα για την πτώση πίεσης κατά την ατμοποίηση και τη συμπύκνωση συνοψίζονται στον Πίνακα 15 και Πίνακα 16 αντίστοιχα.

**Πίνακας 15** Εμπειρικές σχέσεις υπολογισμού παράγοντα τριβής (Fanning factor) για διφασική ροή κατά τη διαδικασία της ατμοποίησης

Ερευνητής	Εμπειρική Σχέση	Κριτήριο Ισχύος
Han et al. [52]	$f = Ge_3 Re_{eq}^{Ge_4} \quad \text{(Εξ. 8-53)}$	$250 < Re_{VDI} < 750$  $20^\circ < \beta < 45^\circ$
	$Ge_3 = 64170 \left(\frac{\Lambda}{D_h}\right)^{-5.27} \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{-3.03} \quad \text{(Εξ. 8-54)}$	
	$Ge_4 = -1.314 \left(\frac{\Lambda}{D_h}\right)^{-0.62} \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{-0.47} \quad \text{(Εξ. 8-55)}$	
Yan et al. [51]	$f = 94.75 Re_{eq}^{-0.0467} Re^{-0.4} Bo_{eq}^{0.5} \left(\frac{P_m}{P_c}\right)^{0.8} \quad \text{(Εξ. 8-56)}$	$Re > 200$
	$Bo_{eq} = \frac{q''}{G_{eq} h_{lv}} \quad \text{(Εξ. 8-57)}$	
Khan	$f = 212 Re_{eq}^{-0.5} \left(\frac{p_{sat}}{p_{cr}}\right)^{0.53} \quad \text{(Εξ. 8-58)}$	$1387 < Re_{eq} < 2200$
Kuo [55]	$f = 21.5 Re_{eq}^{-1.14} Bo^{-0.085} \quad \text{(Εξ. 8-59)}$	$Re > 200$

Tao [62]	$f = (4.207 - 2.673\varphi^{-0.46})(4200 - 5.41Bd^{1.2})Re_{eq}^{-0.95}\left(\frac{p_{sat}}{p_{cr}}\right)^{0.3}$	$2 \leq G \leq 150$ $0.003 \leq D_h \leq 0.006$ $25^\circ \leq \beta \leq 70^\circ$
Zhang [59]	$f = 0.0146 Re_{eq}^{0.9814} We^{-1.0064}$ $We = \frac{G^2}{\rho_{mean}\sigma}$	$Re > 200$

Πίνακας 16 Εμπειρικές σχέσεις υπολογισμού παράγοντα τριβής (Fanning Factor) κατά την διαδικασία της συμπύκνωσης

Ερευνητής	Εμπειρική Σχέση	Κριτήριο Ισχύος
Han et al. [63]	$f = Ge_3 Re_{eq}^{Ge_4} \quad \text{(Εξ. 8-63)}$ $Ge_3 = 3521.1 \left(\frac{pc_o}{D_h}\right)^{4.17} \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{-7.75} \quad \text{(Εξ. 8-64)}$ $Ge_4 = -1.024 \left(\frac{pc_o}{D_h}\right)^{0.0925} \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{-1.3} \quad \text{(Εξ. 8-65)}$	$250 < Re_{VDI} < 750$  $20^\circ < \beta < 45^\circ$
Yan & Lin [58]	$f = 6.947 \cdot 10^5 Re^{-0.5} Re_{eq}^{-1.109} \quad \text{(Εξ. 8-66)}$ $f = 31.21 Re^{-0.5} Re_{eq}^{0.04557} \quad \text{(Εξ. 8-67)}$	$Re_{eq} < 6000$ $Re_{eq} > 6000$
Zhang [59]	$f = 0.0672 Re^{-0.5} Re_{eq}^{0.7279} \quad \text{(Εξ. 8-68)}$ $f = 0.2090 Re^{-0.5} Re_{eq}^{0.6043} \quad \text{(Εξ. 8-69)}$	$Re_{eq} < 6000$ $Re_{eq} > 6000$
Hsieh and Lin [64]	$f = 23820 Re_{eq}^{-1.12} \quad \text{(Εξ. 8-70)}$	$2000 < Re < 12000$

### 8.3 Μελέτη και επιλογή πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας για την μονάδα OTEC-ORC θερμικής ισχύς εισόδου 1MW

Σκοπός αυτού του χωρίου είναι η πρόταση συγκεκριμένου μοντέλου εναλλάκτη θερμότητας, που κυκλοφορεί ήδη στην αγορά. Όσα μελετήθηκαν, θα παρουσιαστούν στο συγκεκριμένο χωρίο είναι εκείνα, που κάνουν ξεχωριστή την παρούσα διπλωματική εργασία για την τεχνολογία OTEC. Και αυτό, διότι ουσιαστικά προτείνεται ένας πραγματικός εναλλάκτης θερμότητας, που έχει δοκιμαστεί επί έτη, σε παραπλήσιες εφαρμογές και ο οποίος εξετάστηκε για μια τεχνολογία, της οποίας κύριο εμπόδιο αποτελεί η εμπορικοποίησή της. Να επισημανθεί, ότι η αξιολόγηση του κάθε μοντέλου εναλλάκτη βασίστηκε σε τρία βασικά κριτήρια:

1. Επιθυμητά θερμοδυναμικά/υδραυλικά χαρακτηριστικά
2. Υλικά κατασκευής πλακών
3. Βαθμός απόδοσης εναλλακτών θερμότητας και μονάδας OTEC

Οι κατασκευαστικές εταιρίες εναλλακτών θερμότητας είναι αρκετές, στην παρούσα εργασία ερευνήθηκαν εναλλάκτες θερμότητας της εταιρίας **Alfa Laval** και κυρίως όσα μοντέλα είναι προσβάσιμα ελεύθερα στον ιστότοπό της. Στο **Κεφάλαιο 7**, εξετάστηκε και αναλύθηκε η αποδοτικότητα κάθε μονάδας OTEC. Κατά την διαδικασία υπολογισμού του συγκεκριμένου κεφαλαίου οι πτώσεις πιέσεων εντός των εναλλακτών αγνοήθηκαν.

Πλέον, η παραδοχή αυτή **παύει** να ισχύει και στην διαδικασία επιλογής ενός πραγματικού εναλλάκτη λήφθηκαν υπόψιν και οι πτώσεις πιέσεων κάθε ρευστού, με αποτέλεσμα ό,τι υπολογίστηκε να αφορά πραγματικές συνθήκες λειτουργίας. Τα εργαζόμενα μέσα, που επιλέχθηκαν είναι το **R1234yf**, διότι παρουσίασε τον υψηλότερο βαθμό απόδοσης συστήματος OTEC (**Μοντέλο Α**) και το **R717** ή αλλιώς αμμωνία. Δυστυχώς, η βιβλιοθήκη του CoolProp **δεν** περιέχει το μοντέλο θερμικής αγωγιμότητας για το **R1233zdE**, οπότε δεν εξετάστηκε. Εκτός αυτού, η επιλογή της αμμωνίας έγινε διότι, από την υπολογιστική διαδικασία του **Κεφαλαίου 7** προέκυψε, ότι για την επίτευξη του τρίτου καλύτερου βαθμού απόδοσης αρκεί παροχή μάζας περίπου **0.78 kg/s**. Η μικρή τιμή παροχής μεταφράζεται σε χαμηλότερες αντλητικές ανάγκες της αντλίας P3 (αντλία εργαζόμενου μέσου), άρα και σε μικρότερο μέγεθος αντλία. Υπό αυτή την οπτική γωνία διαπιστώθηκε αν ισχύει το ίδιο και στην περίπτωση των εναλλακτών.

Στον ιστότοπο της **Alfa Laval** υπήρχαν διαθέσιμοι πλακοειδείς εναλλάκτες ποικίλων διαστάσεων και θερμικής ικανότητας. Στην βιβλιογραφική μελέτη [65], προτείνονται όρια για τις τιμές κρίσιμων γεωμετρικών διαστάσεων για έναν συμπυκνωτή, που καλείται να συναλλάξει ποσό θερμότητας **1.25MW**.

Στην παρούσα περίπτωση ορίστηκε θερμική ισχύ εισόδου στον ατμοποιητή ίση με **1MW**, οπότε τα γεωμετρικά όρια μπορούν να ληφθούν ως αξιόπιστο κριτήριο επιλογής διαστάσεων του επιθυμητού εναλλάκτη θερμότητας. Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά,

που πρέπει να φέρει ο εναλλάκτης θερμότητας της εξεταζόμενης μονάδας OTEC-ORC παρουσιάζονται στον **Πίνακα 17**.

**Πίνακας 17** Εύρη τιμών για κρίσιμες γεωμετρικές διαστάσεις πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας (ατμοποιητή) θερμικής ισχύος 1MW

Γεωμετρική παράμετρος	Εύρος τιμών	Μονάδες Μέτρησης
Ενεργό μήκος πλάκας εναλλάκτη, $L_p$	0.75-2.00	[m]
Πλάτος πλάκας εναλλάκτη θερμότητας, $W$	0.6-2.00	[m]
Αριθμός πλακών εναλλάκτη, $N_t$	70-250	-
Μήκος/Βήμα αυλακώσεων πλάκας, $\Lambda$	7-13	[mm]
Γωνία αυλακώσεων, $\beta$	30-60	Μοίρες °

Εκτός των ανωτέρων γεωμετρικών κριτηρίων, στην επιλογή του πλακοειδή εναλλάκτη λήφθηκε υπόψιν και το περιβάλλον λειτουργίας, το οποίο σε μια πλατφόρμα OTEC (ειδικότερα για υπεράκτια εγκατάσταση) είναι καθαρά θαλάσσιο. Έτσι προτιμήθηκε η κατηγορία **Marine Gasketed Plate Heat Exchanger** της Alfa Laval [66]. Πρόκειται για εναλλάκτες θερμότητας με ευρεία χρήση σε θαλάσσιες τεχνολογίες και μέσα (π.χ. πλοία LPG) εδώ και 80 χρόνια με τα κύρια έξι προϊόντα της συγκεκριμένης σειράς να κατηγοριοποιούνται στον **Πίνακα 18**.

**Πίνακας 18** Μοντέλα εναλλακτών θερμότητας της σειράς MGPHE

Παράμετρος	T6 DN 60	T10 DN 100	T15 DN 150	T21 DN200	T35 DN 250	T35 DN 350
H (mm) (ύψος εναλλάκτη)	890	1054	1833/1871	2082	2761	2875
W(mm)	320	470	610/650	755	913	1174
Μέγιστος ρυθμός παροχής (m <sup>3</sup> /h) / (kg/s)	60/16.67	160/44.44	370 /102.8	650/ 180.56	1000/ 277.78	1970/ 547.22
Θερμική Ικανότητα (kW)	800	3000	9000	18000	28000	35000

Ωστόσο, για να εξασφαλιστεί η αντοχή τους και ένας αποδεκτός προσδόκιμος χρόνος λειτουργίας έναντι του διαβρωτικού χαρακτήρα του θαλασσινού νερού, ελέγχθηκαν και τα υλικά κατασκευής των πλακών κάθε εναλλάκτη της σειράς Marine Gasketed Plate Heat Exchanger.

Σύμφωνα με τα κατασκευαστικά φυλλάδια της Alfa Laval τα διαθέσιμα υλικά πλακών είναι:

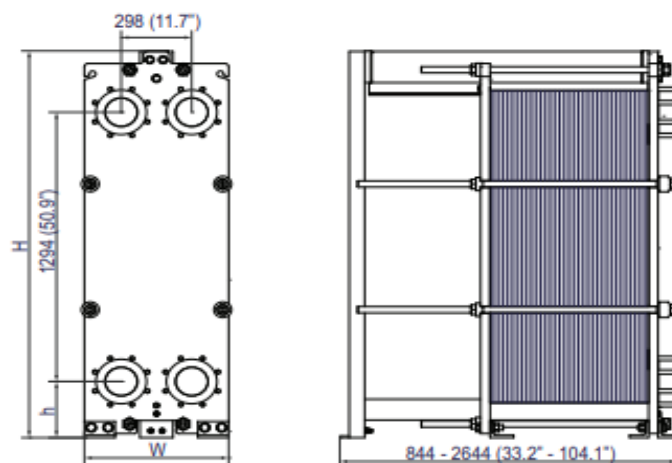
- Κράματα ανοξείδωτου χάλυβα 304,316,254
- Κράματα νικελίου-χρωμίου C276,C2000,G30
- Τιτάνιο

Βάσει όσων αναφέρθηκαν στο **χωρίο 4.3.2** ως κύριο υλικό για τους εναλλάκτες επιλέχθηκε το **τιτάνιο**. Περισσότερες πληροφορίες για τα υλικά της πλάκας και λοιπών εξαρτημάτων μπορεί να βρει κανείς στα τεχνικά φυλλάδια των τελικών εναλλακτών (ατμοποιητή και συμπυκνωτή) [67] [68] και στα φύλλα δεδομένων στο τέλος του **Κεφαλαίου 8 (Φύλλο Δεδομένων 1 και Φύλλο Δεδομένων 2)**. Αφού πρώτα επαληθεύτηκε, βάσει των ποιοτικών κριτηρίων η καταλληλότητα αυτών των μοντέλων, ύστερα ελέγχθηκε η ικανοποίηση των γεωμετρικών ορίων, όπως αυτά προκύπτουν από τον **Πίνακα 17**. Οι τελικοί εναλλάκτες, οι οποίοι μελετήθηκαν παρουσιάζονται στον **Πίνακα 19**.

**Πίνακας 19** Γεωμετρικές διαστάσεις πλάκας των επιλεγμένων εναλλακτών θερμότητας

Γεωμετρική διάσταση	Γεωμετρικά κριτήρια	Alfa Laval T15 DN150 [68]	Alfa Laval T21 DN200 [67]
Μήκος πλάκας [m]	-	1.871	2.0285
Ενεργό μήκος πλάκας $L_p$ [m]	0.7-2.00	1.294	1.478
Πλάτος πλάκας W [m]	0.6-2.00	0.65	0.755
Βήμα πλάκας, $\rho$ [mm]	-	2.42	2.8

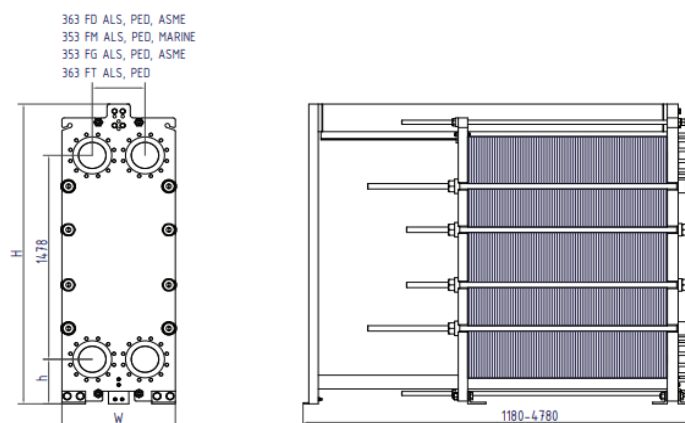
**Εικόνα 44** Διαστάσεις εναλλάκτη θερμότητας Alfa Laval T15 (πνευματική ιδιοκτησία Alfa Laval)



Frame type	H	W	h
FM, PED, ALS, Marine <sup>1</sup>	1833 (72.7")	610 (24.0")	270 (10.6")
FG, PED, ALS, Marine <sup>1</sup>	1871 (73.7")	650 (25.6")	284.5 (11.2")
FG, ASME	1856 (73.1")	650 (25.6")	270 (10.6")
FS, PED, ALS, ASME	1871 (73.7")	650 (25.6")	284.5 (11.2")
FD, ASME	1871 (73.7")	650 (25.6")	284.5 (11.2")



**Εικόνα 45 Διαστάσεις εναλλάκτη θερμότητας Alfa Laval T21 (πνευματική ιδιοκτησία Alfa Laval)**



Frame type	H	W	h
FM ALS, PED, Marine <sup>1</sup>	2082.5 (81.9")	755 (29.7")	280 (11.0")
FG ALS, PED, ASME	2135 (84.0")	780 (30.7")	285 (11.2")
FD ALS, PED, ASME	2173 (85.5")	780 (30.7")	323 (12.7")
FT ALS, PED	2173 (85.5")	780 (30.7")	323 (12.7")

Εκ πρώτης όψεως, οι θερμικές ανάγκες της προτεινόμενης μονάδας OTEC 1MW βρίσκονται ανάμεσα στα μοντέλα T6 DN 60 και το T10 DN 100. Ωστόσο, το πρώτο μοντέλο εκτός της χαμηλότερης θερμικής ικανότητας του δεν πληροί ούτε τα οριζόμενα γεωμετρικά κριτήρια. Για τη σειρά εναλλακτών θερμότητας T10 DN 100, επίσης δεν πληρείται το όριο μέγιστης παροχής, αφού και στον ατμοποιητή και στο συμπυκνωτή ο ρυθμός παροχής του νερού κυμαίνεται μεταξύ 330-460 m<sup>3</sup>/h. Με βάση τα παραπάνω, από την λίστα των εναλλακτών θερμότητας καταλήξαμε να ερευνήσουμε την απόδοση των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας **T15 DN150** και **T21 DN200** (Εικόνα 44, Εικόνα 45).

Η μελέτη της απόδοσης του κάθε εναλλάκτη πραγματοποιήθηκε, υπό τις συνθήκες στις οποίες εμφανίζεται ο μέγιστος βαθμός απόδοσης της μονάδας OTEC για κάθε εργαζόμενο μέσο. Και σε αυτό το χωρίο θα θεωρηθεί σταθερή θερμοκρασία εισόδου του θερμού θαλασσινού νερού  $T_{wsi} = 28^{\circ}\text{C}$  και αντίστοιχα για το ψυχρό θαλασσινό νερό  $T_{csi} = 4^{\circ}\text{C}$ .

### 8.3.1 Περιγραφή της διαδικασίας μελέτης των υποψήφιων εναλλακτών θερμότητας

Στο **χωρίο 8.2** και πιο συγκεκριμένα στο **Πίνακα 11** ως και **Πίνακα 16** καταχωρήθηκαν και κατηγοριοποιήθηκαν όλες οι εμπειρικές σχέσεις. Κατά την μελέτη των εναλλακτών θερμότητας **T15 DN150** και **T21 DN200**, χρησιμοποιήθηκε ο κώδικας-συνάρτηση **HEX\_simul\_v2**. Πρόκειται για έναν κώδικα, στον οποίο ο χρήστης εκχωρεί τις συνθήκες εισόδου (πίεση, θερμοκρασία ή ενθαλπία) ψυχρού και θερμού ρευστού, έπειτα ορίζει τις κρίσιμες γεωμετρικές διαστάσεις της πλάκας του εναλλάκτη, καθώς και τις εμπειρικές σχέσεις μεταφοράς θερμότητας και πτώσης πίεσης. Αφού η εκάστοτε διεργασία συναλλαγής θερμότητας διακριτοποιηθεί σε μικρότερους όγκους ελέγχου, π.χ. η ατμοποίηση σε 10 μικρότερες ατμοποιήσεις, υπολογίζονται οι συνθήκες εξόδου, οι πτώσεις πιέσεων των δύο ρευστών, η πραγματική θερμική ισχύς του εναλλάκτη και άλλες παράμετροι.

Προφανώς για την ικανοποίηση των κριτηρίων -λόγος για αυτά γίνεται στα επόμενα χωρία- χρειάστηκε η δόμηση μιας επαναληπτικής διαδικασίας, η οποία καλεί, για κάθε συνδυασμό των μεταβλητών απόφασης, την συνάρτηση **HEX\_simul\_v2**. Ως μεταβλητές απόφασης θεωρήθηκαν η **πίεση εισόδου** του εκάστοτε εργαζόμενου μέσου στον υπό μελέτη εναλλάκτη, οι **παροχές μάζας** των δύο ρευστών και ο **αριθμός πλακών  $N_t$** . Για την καλύτερη λογική ακολουθία της διπλωματικής εργασίας η περιγραφή της επιλογής των αρχικών τιμών και των ορίων των μεταβλητών απόφασης αναφέρεται στα αντίστοιχα χωρία μελέτης των εναλλακτών θερμότητας (**8.3.2, 8.3.3, 8.3.4, 8.3.5**).

Η παρούσα διπλωματική εργασία δεν βασίστηκε, ούτε «είχε στα χέρια της» δεδομένα, κάποιας πειραματικής ή πραγματικής μονάδας ΟΤΕC, οπότε δεν υπήρχε η δυνατότητα να εξακριβωθούν, ποιες εμπειρικές σχέσεις εκτιμούν σωστά και με την μικρότερη δυνατή απόκλιση την θερμό-υδραυλική απόδοση των μελετηθέντων εναλλακτών θερμότητας.

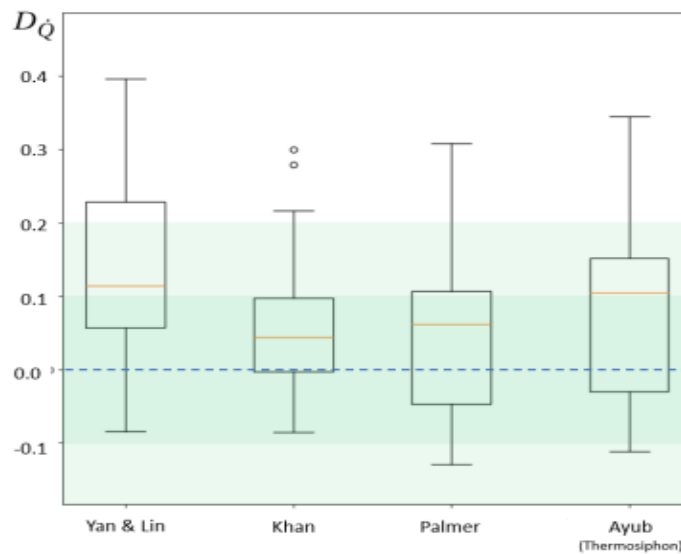
Ούτε όμως επιλέχθηκε άκριτα ο συνδυασμός των εμπειρικών σχέσεων. Έτσι ανατρέχοντας σε μελέτες μονάδων ΟΤΕC, όπου εξετάζονται πραγματικά δεδομένα, διαπιστώθηκε ποιες εμπειρικές σχέσεις επιλέγονται για την μεταφορά θερμότητας και την πτώση πίεσης των τριών ρευστών (θερμό θαλασσινό νερό, ψυχρό θαλασσινό νερό και εργαζόμενο μέσο). Επιπρόσθετα, λήφθηκαν υπόψιν και οι συνθήκες διεξαγωγής των πειραμάτων (π.χ. τύπος εργαζόμενου μέσου, γωνία chevron εναλλάκτη), τα οποία ουσιαστικά οδήγησαν τον κάθε ερευνητή στην διατύπωση της δικής του εμπειρικής σχέσης. Οι εμπειρικές σχέσεις παρουσιάζονται αναλυτικά στον **Πίνακα 20**.

Πίνακας 20 Επιλογή εμπειρικών σχέσεων για την ανάλυση της λειτουργίας των εναλλακτών θερμότητας

Τύπος εναλλάκτη θερμότητας	Τύπος εμπειρικής σχέσης	Ερευνητής (Εμπειρική σχέση)
Ατμοποιητής	<i>Μεταφορά θερμότητας</i>	
	Διφασική ροή (εργαζόμενο μέσο)	Khan
	Μονοφασική ροή (θαλασσινό νερό)	Martin
	<i>Πτώση πίεσης</i>	
	Διφασική ροή (εργαζόμενο μέσο)	Yan Lin
	Μονοφασική ροή (θαλασσινό νερό)	Thonon
Συμπυκνωτής	<i>Μεταφορά θερμότητας</i>	
	Διφασική ροή (εργαζόμενο μέσο)	Zhang
	Μονοφασική ροή (θαλασσινό νερό)	Martin
	<i>Πτώση πίεσης</i>	
	Διφασική ροή (εργαζόμενο μέσο)	Zhang
	Μονοφασική ροή (θαλασσινό νερό)	Thonon

Για την διαδικασία της ατμοποίησης επιλέχθηκε στην περίπτωση διφασικής ροής η εμπειρική σχέση του **Khan**, αφού στην έρευνα [64], είναι εκείνη που προσεγγίζει με την μεγαλύτερη ακρίβεια την θερμική ισχύ της ατμοποίησης με εργαζόμενο μέσο την αμμωνία. Στην **Εικόνα 46** αποτυπώνονται οι μέσες και τυπικές αποκλίσεις, σύμφωνα με τον **J.J Stelwagen**, κάθε εμπειρικής σχέσης, στον υπολογισμό της θερμικής ισχύος της ατμοποίησης. Τα εξεταζόμενα εργαζόμενα μέσα είναι το **R1234yf** και το **R717** και για τα δύο μέσα θα προτιμηθούν σχέσεις από τον ίδιο ερευνητή.

Όσον αφορά την επιλογή της εμπειρικής σχέσης για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης, τα πράγματα διαφέρουν κατά πολύ. Ορισμένες σχέσεις, όπως του **Khan**, οδήγησαν σε μηδενική πτώση πίεσης, ανεπιθύμητο για την υπολογιστική μεθοδολογία του παρόντος κεφαλαίου.



**Εικόνα 46** Διάγραμμα αποκλίσεων(μέση και τυπική) για τα πειραματικά δεδομένα της βιβλιογραφικής αναφοράς [62]

Γενικότερα για ποιότητες ατμού άνω του 50% όλες οι εμπειρικές σχέσεις υποεκτιμούν την πτώση πίεσης, με την καλύτερη προσέγγιση να εμφανίζει εκείνη του ερευνητή **Yan Lin**, η οποία αποτελεί και τη δική μας επιλογή [64]. Για την διαδικασία της συμπύκνωσης δεν εντοπίστηκε κάποια βιβλιογραφική έρευνα, η οποία καταλήγει σε κάποια εμπειρική σχέση. Παρά μόνο ο **V.Gudjónsdóttir** [69] συμπεραίνει, ότι η εμπειρική σχέση του **Tao δεν** προσομοιάζει τις συνθήκες της συμπύκνωσης ιδανικά και για αυτό την **απορρίψαμε**.

Στην παρούσα μεθοδολογία τόσο για τον υπολογισμό της μεταφοράς θερμότητας, όσο και της πτώσης πίεσης για την περίπτωση της συμπύκνωσης έγινε χρήση των εμπειρικών σχέσεων του **Zhang**. Τέλος θεωρήθηκε μονοφασική ροή για το θαλασσινό νερό, αφού υφίσταται μικρές θερμοκρασιακές μεταβολές, και για τον υπολογισμό της μεταφοράς θερμότητας και της πτώσης πίεσης χρησιμοποιήθηκαν οι σχέσεις **Martin** και **Thonon** αντίστοιχα.

Να τονιστεί, πως η αρχικοποίηση διαφορετικών εμπειρικών σχέσεων, οδηγεί σε μεγάλες αποκλίσεις, ανάμεσα στις τελικές παραμέτρους. Οπότε οποιοσδήποτε άλλος συνδυασμός μπορεί να οδηγήσει και σε διαφορετικά αποτελέσματα από αυτά των επόμενων χωρίων.

Πλέον, αφού καταγράφηκαν οι λόγοι και ποιες εμπειρικές σχέσεις χρησιμοποιήθηκαν, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της υπολογιστικής διαδικασίας του **Κεφαλαίου 8**.

### 8.3.2 Ατμοποιητής μονάδας ΟΤΕC θερμικής ισχύς εισόδου 1 MW (εργαζόμενο μέσο R1234yf)

Για την εύρεση του καταλληλότερου ατμοποιητή θεωρήθηκε, ψυχρό εργαζόμενο μέσο το **R1234yf**, για το οποίο το σύστημα ΟΤΕC εμφάνιζε τους υψηλότερους βαθμούς απόδοσης και προφανώς ως θερμό ρευστό το θαλασσινό νερό της αντλίας P1. Βασικό προαπαιτούμενο είναι η καταγραφή, των αρχικών συνθηκών εξόδου και εισόδου του εκάστοτε ρευστού για την διαδικασία ατμοποίησης, κατά την οποία επιδιώκεται πραγματική ισχύ ατμοποιητή 1MW.

**Πίνακας 21 Αρχικές συνθήκες λειτουργίας για τον απαιτούμενο ατμοποιητή με εργαζόμενο μέσο το R1234yf**

Παράμετρος	Θερμό ρευστό (Θαλασσινό νερό)	Ψυχρό ρευστό (R1234yf)
Παροχή μάζας [kg/s]/ [m <sup>3</sup> /h]	122.034 / 439.31	5.97/21.49
Θερμοκρασία εισόδου[°C]	28	8.41
Θερμοκρασία εξόδου[°C]	26	24.00
Ποιότητα ατμού στην έξοδο του ατμοποιητή	-	1
Πίεση εισόδου [Pa]	101325	6.632·10 <sup>5</sup>
Μέγιστη επιτρεπόμενη πτώση πίεσης [kPa]	20	20
Θερμική Ισχύς Εισόδου $Q_{in}$ [MW]	1	

Ο ρυθμός παροχής της απαιτούμενης μάζας του θαλασσινού νερού για την κάλυψη της θερμικής ισχύος της ατμοποίησης μας οδήγησε αναγκαστικά στο μοντέλο **T21 DN200**. Η περίπτωση του **T15 DN150** δεν εξετάστηκε ως ατμοποιητής, αφού έχει μέγιστη ογκομετρική παροχή μικρότερη από τα 122.034 kg/s, που απαιτούνται για την διαδικασία της ατμοποίησης. Ουσιαστικά ορίστηκε ένα εύρος για την παροχή και την πίεση εισόδου του εργαζόμενου μέσου με κεντρικές τιμές εκείνες του **Πίνακα 21**.

Σημαντική παράμετρος για την θερμική και υδραυλική απόδοση του εναλλάκτη αποτελεί το πλήθος των πλακών του. Τα όρια για τον αριθμό των πλακών τέθηκαν μεταξύ **150** έως και **250** σε κάθε σενάριο μελέτης. Και αυτό διότι αποτελεί το διάστημα, όπου οι πλακοειδείς εναλλάκτες φαίνεται να παρουσιάζουν την μέγιστη δυνατή αποδοτικότητα. Με βάση τα παραπάνω ο κώδικας (δείτε **Παράρτημα III, Εικόνα 49**) με μια αρχική υπόθεση των αριθμών των πλακών και της παροχής του ψυχρού ρευστού, εξέταζε, εάν συγκλίνουν τα οριζόμενα κριτήρια για το οριζόμενο εύρος πίεσης.

Για την σύγκλιση της επαναληπτικής διαδικασίας τέθηκαν τα κριτήρια:

$$|q_{εργ.μέσου} - 1| \leq 0.001 \quad (\text{Εξ. 8-71})$$

$$|Q_{dot,eff} - Q_{in}| \leq 10 \quad (\text{Εξ. 8-72})$$

, όπου  $q_{εργ.μέσου}$  είναι η ποιότητα του ατμού του εργαζόμενου μέσου στην έξοδο του ατμοποιητή και  $Q_{dot,eff}$  η πραγματική θερμική ισχύς που συναλλάσσεται μεταξύ των δύο ρευστών[W].

Και τα δύο κριτήρια εξασφάλισαν υπολογιστικό σφάλμα μικρότερο του 0.1%, μη σύγκλιση οδηγούσε στην ανατίμηση της παροχής τους μάζας του ψυχρού ρευστού και ύστερα σε εκείνη των πλακών κοκ. Οι τελικές πραγματικές συνθήκες λειτουργίας παρουσιάζονται στον **Πίνακα 22**.

**Πίνακας 22 Πραγματικές συνθήκες λειτουργίας του ατμοποιητή με εργαζόμενο μέσο το R1234yf**

Παράμετρος	Μοντέλο εναλλάκτη θερμότητας MGPHE
	Alfa Laval T21 DN 200
	Τιμές παραμέτρων
Πτώση πίεσης θερμού ρευστού [kPa]	7.06
Πτώση πίεσης ψυχρού ρευστού [kPa]	4.66
Πίεση εισόδου ψυχρού ρευστού[kPa]	663.7
Θερμοκρασία εξόδου θερμού ρευστού [°C]	26.00
Θερμοκρασία εξόδου ψυχρού ρευστού [°C]	24.00
Pinch Point εναλλάκτη [°C]	2
Παροχή μάζας θερμού ρευστού [kg/s]	120.3
Παροχή μάζας ψυχρού ρευστού [kg/s]	6.04
Πραγματική θερμική ισχύς εναλλάκτη ( $Q_{dot,eff}$ ) [W]	$1.000 \cdot 10^6$
Μέγιστη δυνατή θερμική ισχύς εναλλάκτη ( $Q_{dot,max}$ ) [W]	$1.0268 \cdot 10^6$
Αποδοτικότητα εναλλάκτη [%]	97.32
Αριθμός πλακών	164
Εμβαδόν συναλλαγής θερμότητας εναλλάκτη [m <sup>2</sup> ]	193.04

### 8.3.3 Συμπυκνωτής μονάδας ΟΤΕC θερμικής ισχύς εισόδου (εργαζόμενο μέσο R1234yf)

Έχοντας ορίσει εξ' αρχής σταθερή θερμική ισχύ εισόδου 1MW και μηδενικές απώλειες πιέσεων και θερμότητας, προκύπτει για κάθε εργαζόμενο μέσο ένα αντίστοιχο ποσό θερμότητας  $Q_{out}$ , το οποίο απορρίπτεται ή καλύτερα συναλλάσσεται με το ψυχρό θαλασσινό νερό. Έτσι για το συμπυκνωτή ισχύει:

$$Q_{cond} = Q_{out} \quad (\text{Εξ. 8-73})$$

Και εδώ η αποδοτικότητα του συμπυκνωτή εξετάστηκε, υπό τις συνθήκες εμφάνισης μέγιστου βαθμού απόδοσης της μονάδας ΟΤΕC. Οι αρχικές συνθήκες λειτουργίας της συμπύκνωσης παρουσιάζονται στον **Πίνακα 23**.

Πλέον το **θερμό ρευστό** του συμπυκνωτή είναι, ο **εξερχόμενος ατμός** χαμηλής πίεσης, από τον στρόβιλο. Ενώ το **ψυχρό ρευστό** του συμπυκνωτή αποτελεί το **θαλασσινό νερό των 4°C**, όπως αντλείται από τα 1000 m βάθος.

**Πίνακας 23 Αρχικές συνθήκες λειτουργίας του απαιτούμενου συμπυκνωτή με εργαζόμενο μέσο το R1234yf**

Παράμετρος	Θερμό ρευστό (R1234yf)	Ψυχρό ρευστό (Θαλασσινό νερό)
Παροχή μάζας [kg/s] / [m <sup>3</sup> /h]	5.97/ 21.49	100.88 / 363.17
Θερμοκρασία εισόδου [°C]	8.25	4
Ποιότητα ατμού στην έξοδο συμπυκνωτή	0	-
Μέγιστη επιτρεπόμενη πτώση πίεσης [kPa]	20	20
Θερμική Ισχύς Συμπυκνωτή [MW]	0.9544	

Παρατηρείται, πως η παροχή του ψυχρού θαλασσινού νερού βρίσκεται εντός των τεχνικών προδιαγραφών του μοντέλου **T15 DN200**, το οποίο δέχεται παροχές μέχρι και 102.8 kg/s. Πλέον ο εναλλάκτης **T21 DN200** δεν αποτελεί μονόδρομο, όπως συνέβη στην περίπτωση του ατμοποιητή.

Σε κάθε χωρίο μελέτης του συμπυκνωτή (**8.3.3,8.3.5**) εφαρμόστηκε, αρχικά ένας προκαταρκτικός έλεγχος για την καταλληλότητα του κάθε μοντέλου μέσω του κώδικα **HEX\_sizing\_v3**. Μία από τις παραμέτρους, που υπολογίστηκαν είναι το **ποσοστό υπερδιαστασιοποίησης** (oversize percent) του εκάστοτε συμπυκνωτή, το οποίο φανερώνει κατά πόσο ο εναλλάκτης είναι υποδιαστασιοποιημένος ή υπερδιαστασιοποιημένος για τις ανάγκες της μονάδας ΟΤΕC. Να τονιστεί, ότι στον κώδικα **HEX\_sizing\_v3** δεν ελέγχεται το όριο παροχής του εκάστοτε μοντέλου εναλλάκτη και ο βαθμός υπερδιαστασιοποίησης αναφέρεται στον μέγιστο δυνατό αριθμό πλακών του εναλλάκτη.

**Πίνακας 24 Ποσοστά υπερδιαστασιοποίησης(oversize percent) των μελετηθέντων μοντέλων εναλλάκτη για το μέγιστο αριθμό πλακών τους**

Μοντέλο εναλλάκτη θερμότητας	Αριθμός πλακών	Ποσοστό υπερδιαστασιοποίησης (%) (Oversize percent)
T15 DN200	249	42.95
T21 DN200	249	76.65

Σύμφωνα με την αρχή της συνέχειας, θα πρέπει η παροχή του εργαζόμενου μέσου να διατηρείται σταθερή κατά τις διεργασίες του κύκλου Rankine. Για αυτό λοιπόν, η **παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου** παύει να αποτελεί μεταβλητή απόφασης και διατηρείται σταθερή και ίση με **6.04 kg/s**. Πλέον πρέπει να αναθεωρηθεί η τιμή των πλακών, της παροχής του ψυχρού θαλασσινού νερού και της πίεσης εισόδου στο συμπυκνωτή, ώστε στην έξοδο του συμπυκνωτή να έχουμε κορεσμένο υγρό. Τα νέα κριτήρια σύγκλισης είναι:

$$|q_{εργ.μέσου} - 0| \leq 0.001 \quad (\text{Εξ. 8-74})$$

$$|Q_{dot,eff} - Q_{out}| \leq 10 \quad (\text{Εξ. 8-75})$$

, όπου  $Q_{out}$  το ποσό θερμότητας που συναλλάσσεται στο συμπυκνωτή [W]

Κρίνεται σκόπιμο να αναφερθεί, ότι για τα όρια της μεταβολής της παροχής μάζας του ψυχρού θαλασσινού νερού λήφθηκε υπόψιν η εξίσωση (Εξ. 7-23) και ειδικότερα για τον εναλλάκτη Alfa Laval **T15 DN150** το άνω όριο καθορίστηκε από την μέγιστη παροχή μάζας **102.8 kg/s** (370 m<sup>3</sup>/h).

Διαπιστώνεται, πως για την κάλυψη των θερμικών αναγκών συμπύκνωσης απαιτείται μεγαλύτερη παροχή θερμού θαλασσινού νερού, κατά 0.2 kg/s, από εκείνη του **Πίνακα 23**. Επίσης συμπεραίνεται, πως ο αυξημένος αριθμός πλακών αναμενόμενα οδηγεί και σε μικρότερες πτώσεις πιέσεων. Στην τεχνολογία OTEC, όπου ούτως ή άλλως τα κόστη άντλησης είναι ιδιαίτερα υψηλά, η πτώση της πίεσης είναι αποδεκτή, έως ένα βαθμό. Ωστόσο δεν γίνεται αναίμακτα, αφού οδηγεί σε κατασκευή μεγαλύτερων και ακριβότερων εναλλακτών.



**Πίνακας 25** Πραγματικές συνθήκες λειτουργίας του συμπυκνωτή με εργαζόμενο μέσο το R1234yf (Alfa Laval T15 DN150)

Παράμετρος	Μοντέλο εναλλάκτη θερμότητας MGPHE
	Alfa Laval T15 DN 150
	Τιμές παραμέτρων
Πτώση πίεσης θερμού ρευστού [kPa]	1.934
Πτώση πίεσης ψυχρού ρευστού [kPa]	1.912
Πίεση εισόδου θερμού ρευστού [kPa]	413.7
Θερμοκρασία εξόδου θερμού ρευστού [° C]	8.24
Θερμοκρασία εξόδου ψυχρού ρευστού [° C]	6.25
Pinch Point εναλλάκτη [° C]	2
Παροχή μάζας θερμού ρευστού [kg/s]	6.04
Παροχή μάζας ψυχρού ρευστού [kg/s]	101.09
Πραγματική θερμική ισχύς εναλλάκτη ( $Q_{dot,eff}$ ) [W]	$9.5448 \cdot 10^5$
Μέγιστη δυνατή ισχύς εναλλάκτη ( $Q_{dot,max}$ ) [W]	$9.8803 \cdot 10^5$
Αποδοτικότητα εναλλάκτη [%]	96.57
Αριθμός πλακών εναλλάκτη	226
Εμβαδόν επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας [m <sup>2</sup> ]	197.51

Μετά την ολοκλήρωση του ελέγχου του μοντέλου **T15 DN150**, επαναλήφθηκε η διαδικασία και για το μοντέλο **T21 DN 200**, θέλοντας να εξακριβωθούν οι διαφορές ανάμεσα στους δύο εναλλάκτες. Όπως ήταν αναμενόμενο, η εξασφάλιση ίδιας θερμικής ισχύος επιτυγχάνεται με λιγότερο πλήθος πλακών, αφού στην σειρά T21 DN 200 οι κρίσιμες διαστάσεις κάθε πλάκας είναι μεγαλύτερες (**Εικόνα 44** και **Εικόνα 45**).

Παρά τις μικρότερες απαιτήσεις σε ενεργό εμβαδόν συναλλαγής θερμότητας οι 164 πλάκες, σύμφωνα με τον **Πίνακα 26**, δημιουργούν φυσιολογικά και μεγαλύτερη πτώση πίεσης στα δύο ρεύματα των ρευστών συγκριτικά με τον εναλλάκτη T15.

**Πίνακας 26 Πραγματικές συνθήκες λειτουργίας του συμπυκνωτή με εργαζόμενο μέσο το R1234yf (Alfa Laval T21 DN200)**

Παράμετρος	Μοντέλο εναλλάκτη θερμότητας MGPHE
	Alfa Laval T21 DN 200
	Τιμές παραμέτρων
Πτώση πίεσης θερμού ρευστού [kPa]	4.567
Πτώση πίεσης ψυχρού ρευστού [kPa]	6.724
Πίεση εισόδου ψυχρού ρευστού [kPa]	413.8
Θερμοκρασία εξόδου θερμού ρευστού [° C]	8.25
Θερμοκρασία εξόδου ψυχρού ρευστού [° C]	6.25
Pinch Point εναλλάκτη [° C]	2.00
Παροχή μάζας θερμού ρευστού [kg/s]	6.04
Παροχή μάζας ψυχρού ρευστού [kg/s]	101.12
Πραγματική θερμική ισχύς εναλλάκτη ( $Q_{dot,eff}$ ) [W]	$9.5448 \cdot 10^5$
Μέγιστη δυνατή ισχύς εναλλάκτη ( $Q_{dot,max}$ ) [W]	$9.9449 \cdot 10^5$
Αποδοτικότητα εναλλάκτη [%]	95.97
Αριθμός πλακών εναλλάκτη	164
Εμβαδόν επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας [m <sup>2</sup> ]	193.04

Για την τελική επιλογή των εναλλακτών θερμότητας, υπολογίστηκε εκ νέου ο βαθμό απόδοσης του συστήματος OTEC, λαμβάνοντας υπόψιν αυτή τη φορά και τις πτώσεις πιέσεων εντός ατμοποιητή και συμπυκνωτή. Αν και η παρούσα εργασία δεν σκοπεύει να προχωρήσει και σε οικονομική αξιολόγηση της μονάδας OTEC, κρίθηκε ορθό να εισαχθεί στην υπολογιστική διαδικασία η παράμετρος/δείκτης  $\gamma$ .

Ουσιαστικά η παράμετρος  $\gamma$  [kW/m<sup>2</sup>] εκφράζει τον λόγο καθαρής θερμικής ισχύος του συστήματος OTEC προς το συνολικό απαιτούμενο εμβαδόν των εναλλακτών θερμότητας με μονάδες [kW/m<sup>2</sup>]. Ορίζεται ως:

$$\gamma = \frac{W_{net,system}}{A_{tot}} \quad (\text{Εξ. 8-76})$$

Για διευκόλυνση του αναγνώστη θα κατηγοριοποιηθούν οι μελετηθείσες περιπτώσεις σε σενάρια και θα πινακανοποιηθούν οι τιμές του δείκτη  $\gamma$  και του βαθμού απόδοσης της μονάδας OTEC (**Πίνακας 27** και **Πίνακας 28**).

**Πίνακας 27** Πιθανοί συνδυασμοί εναλλακτών θερμότητας με εργαζόμενο μέσο R1234yf

Εργαζόμενο μέσο	Σενάριο 1		Σενάριο 2	
	Ατμοποιητής	Συμπυκνωτής	Ατμοποιητής	Συμπυκνωτής
R1234yf	T21 DN200	T15 DN150	T21 DN200	T21 DN200

**Πίνακας 28** Τιμές βαθμού απόδοσης συστήματος και δείκτη  $\gamma$  για κάθε σενάριο με εργαζόμενο μέσο το R1234yf

Παράμετρος	Συνδυασμοί εναλλακτών θερμότητας	
	Σενάριο 1	Σενάριο 2
Βαθμός απόδοσης μονάδας OTEC, $n_{system}$ [%]	<b>2.90</b>	2.83
Δείκτης $\gamma$ [kW/m <sup>2</sup> ]	0.075	0.073

### 8.3.4 Ατμοποιητής μονάδας OTEC θερμικής ισχύος 1MW (εργαζόμενο μέσο R717/NH<sub>3</sub>)

Το εργαζόμενο μέσο R717 παρουσίασε τον τρίτο καλύτερο βαθμό απόδοσης ( $n_{system} = 2.84\%$ ), για το μοντέλο A, καθώς και την μικρότερη απαιτούμενη παροχή εργαζόμενου μέσου. Οι δύο αυτοί λόγοι ήταν αρκετοί, για να ερευνηθεί η συμπεριφορά του ατμοποιητή. Ειδικά, η χαμηλή παροχή μάζας της αμμωνίας, παρουσιάζει τεχνικό ενδιαφέρον, αφού χαμηλότερη παροχή μεταφράζεται σε μικρότερο μέγεθος της αντλίας P3, άρα και μικρότερο κόστος. **Ισχύει το ίδιο και για τον ατμοποιητή;** Οι απαιτούμενες συνθήκες της διαδικασίας της ατμοποίησης θερμικής ισχύος 1MW παρουσιάζονται στον **Πίνακα 29**.

**Πίνακας 29** Αρχικές συνθήκες λειτουργίας του απαιτούμενου ατμοποιητή με εργαζόμενο μέσο την αμμωνία (R717)

Παράμετρος	Θερμό ρευστό (Θαλασσινό νερό)	Ψυχρό ρευστό (R717)
Παροχή μάζας [kg/s]/ [m <sup>3</sup> /h]	119.6/430.56	0.79/2.84
Θερμοκρασία εισόδου [°C]	28	8.37
Πίεση εισόδου [Pa]	101325	$9.7215 \cdot 10^5$
Μέγιστη επιτρεπόμενη πτώση πίεσης [kPa]	20	20
Θερμική Ισχύς Ατμοποιητή [MW]	1	

Και σε αυτή τη περίπτωση οι υψηλές ανάγκες παροχής μάζας θερμού θαλασσινού νερού μας οδηγούν αναγκαστικά στην επιλογή του εναλλάκτη **T21 DN200** για τον ρόλο του ατμοποιητή της μονάδας ΟΤΕC.

Από τον **Πίνακα 22** και **Πίνακα 30** παρατηρείται, ότι με εργαζόμενο μέσο την αμμωνία το ίδιο μοντέλο ατμοποιητή T21 DN 200 **επιτυγχάνει την ίδια θερμική ισχύ** με εκείνη του εναλλάκτη στο σενάριο 1, απαιτώντας μικρότερο αριθμό πλακών. Συγκεκριμένα στην περίπτωση της αμμωνίας (R717) αρκούν **154 πλάκες, 10 λιγότερες** σε σχέση με τον ατμοποιητή του χωρίου **8.3.2**

**Πίνακας 30 Πραγματικές συνθήκες λειτουργίας του ατμοποιητή με εργαζόμενο μέσο την αμμωνία (R717)**

Παράμετρος	Μοντέλο εναλλάκτη θερμότητας MGRHE
	Alfa Laval T21 DN200
Τιμές παραμέτρων	
Πτώση πίεσης θερμού ρευστού [kPa]	8.97
Πτώση πίεσης ψυχρού ρευστού [kPa]	2.86
Πίεση εισόδου ψυχρού ρευστού [kPa]	972.45
Θερμοκρασία εξόδου θερμού ρευστού [°C]	26.00
Θερμοκρασία εξόδου ψυχρού ρευστού [°C]	24.00
Pinch Point εναλλάκτη [°C]	2.00
Παροχή μάζας θερμού ρευστού [kg/s]	120
Παροχή μάζας ψυχρού ρευστού [kg/s]	0.805
Πραγματική θερμική ισχύς εναλλάκτη ( $Q_{dot,eff}$ ) [W]	$1 \cdot 10^6$
Μέγιστη δυνατή θερμική ισχύς εναλλάκτη ( $Q_{dot,max}$ ) [W]	$1.0111 \cdot 10^6$
Αποδοτικότητα εναλλάκτη [%]	98.91
Ολικό εμβαδόν επιφάνειας εναλλάκτη [m <sup>2</sup> ]	181.269
Αριθμός πλακών	154

### 8.3.5 Συμπυκνωτής μονάδας ΟΤΕC θερμικής ισχύος 1MW (εργαζόμενο μέσο R717/NH<sub>3</sub>)

Όπως και στο χωρίο 8.3.3, έτσι και για την αμμωνία τα δύο μοντέλα εναλλακτών θερμότητας, τα οποία θα εξεταστούν ως συμπυκνωτές είναι το T15 DN 150 και το T21 DN 200. Εισάγοντας στον κώδικα HEX\_sizing\_v3 τις κρίσιμες διαστάσεις κάθε πλάκας για κάθε μοντέλο εναλλάκτη, λήφθηκε το ποσοστό υπερδιαστασιοποίησης του εκάστοτε συμπυκνωτή.

**Πίνακας 31 Ποσοστά υπερδιαστασιοποίησης (oversize percent) των μελετηθέντων μοντέλων εναλλάκτη για το μέγιστο αριθμό πλακών τους.**

Μοντέλο εναλλάκτη θερμότητας	Αριθμός πλακών	Ποσοστό υπερδιαστασιοποίησης (%) (Oversize percent)
T15 DN200	249	37.56
T21 DN200	249	76.65

Και στη περίπτωση της αμμωνίας ακολουθήθηκε η μεθοδολογία του χωρίου 8.3.3, αφού ισχύουν τα ίδια κριτήρια σύγκλισης απλώς μεταβάλλεται το απορριπτόμενο ποσό θερμότητας, όπως δείχνει και ο Πίνακας 32. Πλέον, εισάγονται οι αρχικές συνθήκες λειτουργίας της διαδικασίας συμπύκνωσης και επιτελείται η επαναληπτική διαδικασία του κώδικα, μέχρι να υπολογιστούν οι αναθεωρημένες τιμές της παροχής ψυχρού θαλασσινού νερού και του αριθμού πλακών, έως ότου επιτευχθεί σύγκλιση των κριτηρίων.

**Πίνακας 32 Αρχικές συνθήκες λειτουργίας του απαιτούμενου συμπυκνωτή με εργαζόμενο μέσο το R717 (αμμωνία)**

Παράμετρος	Θερμό ρευστό (R717)	Ψυχρό ρευστό (Ψυχρό θαλασσινό νερό)
Παροχή μάζας [kg/s]/ [m <sup>3</sup> /h]	0.79/ 2.84	101.08/ 363.89
Θερμοκρασία εισόδου(°C)	8.25	4
Πίεση εισόδου [Pa]	5.795·10 <sup>5</sup>	101325
Μέγιστη επιτρεπόμενη πτώση πίεσης [kPa]	20	20
Θερμική Ισχύς Συμπυκνωτή [MW]	0.9566	

Τα τελικά αποτελέσματα για κάθε μοντέλο παρουσιάζονται στο Πίνακα 33 (Μοντέλο T15 DN150), Πίνακα 34 (T21 DN200) και πλέον στα επόμενα χωρία παρουσιάζεται η τελική επιλογή συνδυασμού εναλλακτών θερμότητας για την υπό μελέτη μονάδα ΟΤΕC.

**Πίνακας 33** Πραγματικές συνθήκες λειτουργίας του συμπυκνωτή με εργαζόμενο μέσο το R717 (αμμωνία) (Alfa Laval T15 DN150)

Παράμετρος	<i>Μοντέλο εναλλάκτη θερμότητας MGRHE</i>
	<i>Alfa Laval T15 DN 150</i>
	Τιμές παραμέτρων
Πτώση πίεσης θερμού ρευστού [kPa]	1.58
Πτώση πίεσης ψυχρού ρευστού [kPa]	2.14
Πίεση εισόδου ψυχρού ρευστού [kPa]	578.6
Θερμοκρασία εξόδου θερμού ρευστού [°C]	8.25
Θερμοκρασία εξόδου ψυχρού ρευστού [°C]	6.25
Pinch Point εναλλάκτη [°C]	2.00
Παροχή μάζας θερμού ρευστού [kg/s]	102.6
Παροχή μάζας ψυχρού ρευστού [kg/s]	0.805
Πραγματική θερμική ισχύς εναλλάκτη ( $Q_{dot,eff}$ ) [W]	$9.5664 \cdot 10^5$
Μέγιστη δυνατή θερμική ισχύς εναλλάκτη ( $Q_{dot,max}$ ) [W]	$1.0174 \cdot 10^6$
Αποδοτικότητα εναλλάκτη [%]	92.5
Αριθμός πλακών εναλλάκτη	218
Ολικό εμβαδόν εναλλάκτη θερμότητας [m <sup>2</sup> ]	190.52

**Πίνακας 34** Πραγματικές συνθήκες λειτουργίας του συμπυκνωτή με εργαζόμενο μέσο το R717 (αμμωνία) (Alfa Laval T21 DN200)

Παράμετρος	Μοντέλο εναλλάκτη θερμότητας MGPHE
	Alfa Laval T21 DN 200
	Τιμές παραμέτρων
Πτώση πίεσης θερμού ρευστού [kPa]	3.76
Πτώση πίεσης ψυχρού ρευστού [kPa]	7.93
Πίεση εισόδου ψυχρού ρευστού [kPa]	578.6
Θερμοκρασία εξόδου θερμού ρευστού [°C]	8.25
Θερμοκρασία εξόδου ψυχρού ρευστού [°C]	6.25
Pinch Point εναλλάκτη [°C]	2.00
Παροχή μάζας θερμού ρευστού [kg/s]	104.4
Παροχή μάζας ψυχρού ρευστού [kg/s]	0.805
Πραγματική θερμική ισχύς εναλλάκτη ( $Q_{dot,eff}$ ) [W]	$9.5664 \cdot 10^5$
Μέγιστη δυνατή θερμική ισχύς εναλλάκτη ( $Q_{dot,max}$ ) [W]	$1.0074 \cdot 10^6$
Αποδοτικότητα εναλλάκτη [%]	94.9
Αριθμός πλακών εναλλάκτη	158
Ολικό εμβαδόν επιφάνειας εναλλάκτη [m <sup>2</sup> ]	185.97

**Πίνακας 35** Εφικτοί συνδυασμοί των μελετηθέντων εναλλακτών θερμότητας για την μονάδα OTEC θερμικής εισόδου 1 MW με εργαζόμενο μέσο R717

Εργαζόμενο μέσο	Σενάριο 3		Σενάριο 4	
	Ατμοποιητής	Συμπυκνωτής	Ατμοποιητής	Συμπυκνωτής
R717	T21 DN200	T15 DN150	T21 DN200	T21 DN200

Η παράθεση των τελικών βαθμών απόδοσης και της παραμέτρου  $\gamma$  για τα σενάρια 3 και 4 (Πίνακας 35), παρουσιάζεται στο χωρίο 8.3.6.

### 8.3.6 Βέλτιστο σενάριο/συνδυασμός εναλλακτών θερμότητας για την μονάδα OTEC θερμικής ισχύς εισόδου 1MW.

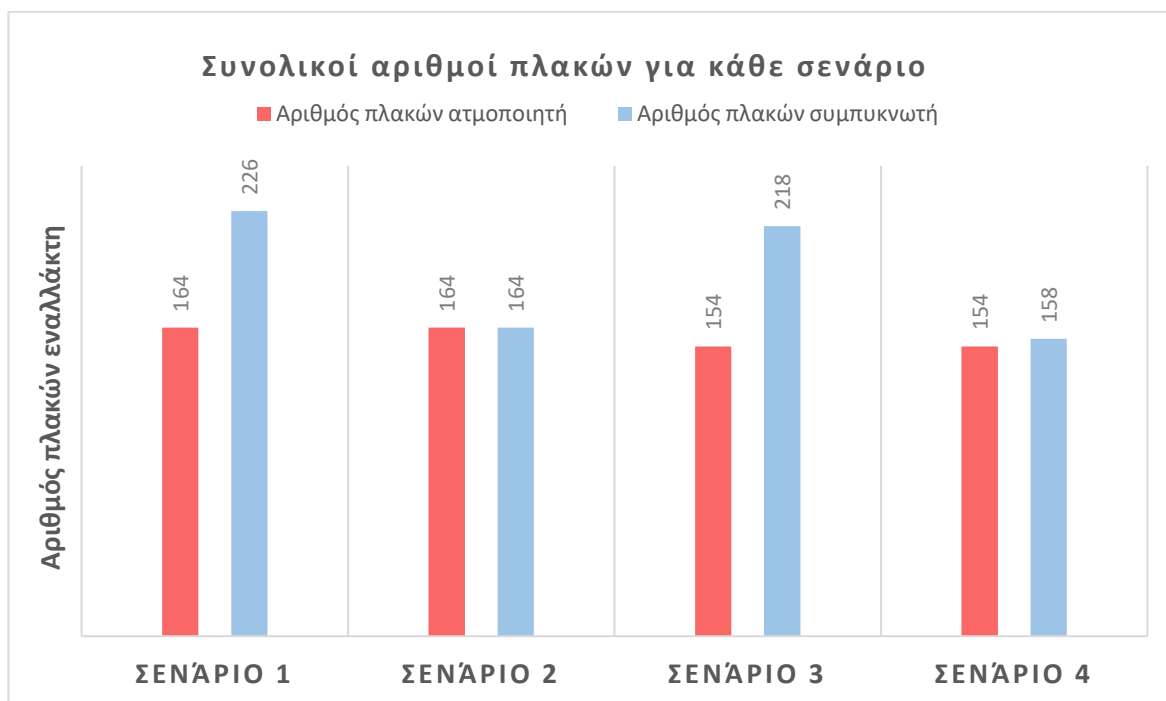
Αφού μελετήθηκε κάθε λειτουργικός συνδυασμός ανάμεσα στους εναλλάκτες **T15** και **T21** και για τα δύο εργαζόμενα μέσα, παρατίθενται στον **Πίνακα 36** ο βαθμός απόδοσης συστήματος OTEC και ο δείκτης  $\gamma$  κάθε σεναρίου. Επίσης, στα συγκεντρωτικά διαγράμματα παρουσιάζονται οι τιμές κρίσιμων παραμέτρων (π.χ. πτώση πίεσης ρευστών, αριθμός πλακών, συνολικό εμβαδόν) των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας, οι οποίες μας ενδιαφέρουν περισσότερο.

**Πίνακας 36 Τιμές κρίσιμων δεικτών λειτουργίας για κάθε σενάριο για συνθήκες εισόδου  $T_{wsi}=28^{\circ}\text{C}$  και  $T_{csi}=4^{\circ}\text{C}$**

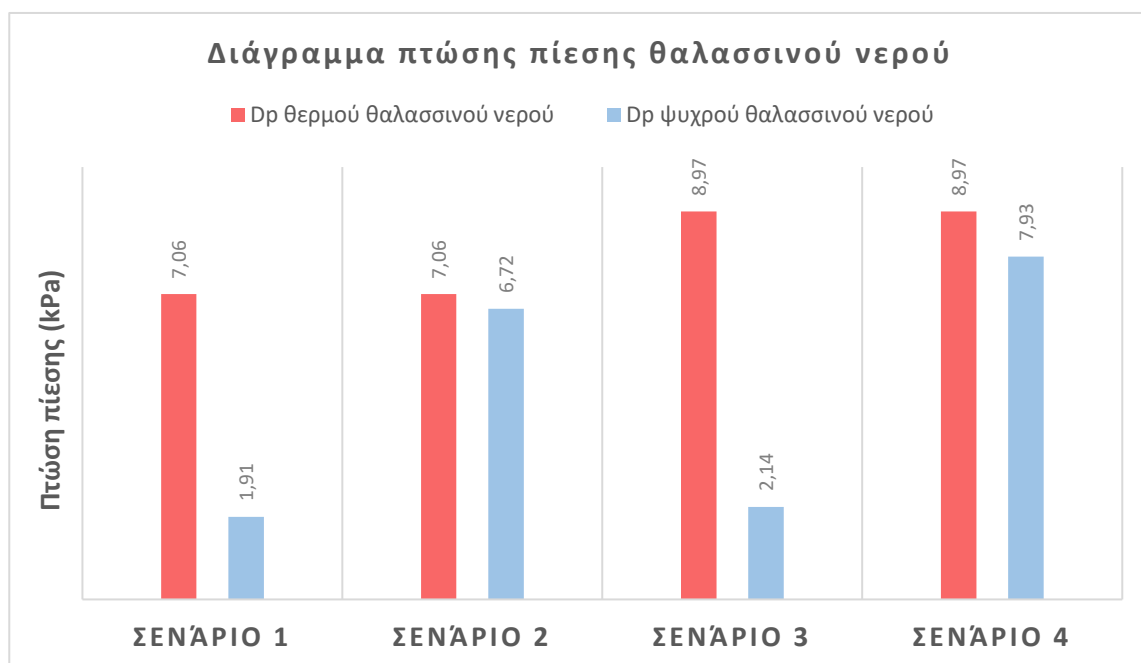
Παράμετρος	Συνδυασμοί εναλλακτών θερμότητας			
	Σενάριο 1	Σενάριο 2	Σενάριο 3	Σενάριο 4
Βαθμός απόδοσης μονάδας OTEC, $n_{system}$ [%]	<b>2.90</b>	2.83	2.65	2.58
Δείκτης $\gamma$ [ $\text{kW}/\text{m}^2$ ]	<b>0.075</b>	0.073	0.071	0.070

Το **Σενάριο 1**, δηλαδή ο εναλλάκτης **T21 DN 200** σε ρόλο ατμοποιητή και ο **εναλλάκτης T15 DN150** σε ρόλο συμπυκνωτή και με εργαζόμενο μέσο το **R1234yf** παρουσιάζει τον καλύτερο βαθμό απόδοσης και την καλύτερη τιμή του δείκτη  $\gamma$  με τιμές **2.90%** και **0.075  $\text{kW}/\text{m}^2$**  αντίστοιχα. Έτσι η μονάδα OTEC-ORC παράγει καθαρή θερμική ισχύ, όχι μόνο με τον πιο αποδοτικό ρυθμό, αλλά και με τον πιο οικονομικό. Στην περίπτωση της **αμμωνίας** σίγουρα ο βαθμός απόδοσης της μονάδας OTEC είναι χαμηλότερος συγκριτικά με τα σενάρια 1 και 2, αλλά και σε αυτή την περίπτωση το καθαρά παραγόμενο έργο προκύπτει με ένα σεβαστό οικονομικό ρυθμό. Το **Διάγραμμα 14** και **Διάγραμμα 15** επιβεβαιώνουν την αντιστρόφως ανάλογη σχέση ανάμεσα στον αριθμό των πλακών και την πτώση πίεσης εντός των εναλλακτών θερμότητας. Παρατηρείται, ότι για περισσότερες πλάκες εμφανίζεται μικρότερη πτώση πίεσης, το οποίο συνεπάγεται και μικρότερες αντλητικές ανάγκες. Βέβαια αυτό, ίσως οδηγούσε σε υπέρμετρο αριθμό πλακών και εμβαδόν συναλλαγής θερμότητας. Εδώ είναι, όπου η παράμετρος  $\gamma$  εξασφάλισε μια δίκαιη σύγκριση για κάθε σενάριο. Ο δείκτης  $\gamma$  αποδεικνύει, ότι για το σενάριο 1 έχει επιτευχθεί η κατάλληλη ισορροπία ανάμεσα στην πτώση πίεσης που συμβαίνει, εντός του ατμοποιητή **T21 DN 200**, συμπυκνωτή **T15 DN150** και στον απαιτούμενο αριθμό πλακών για την κάλυψη των θερμικών αναγκών ατμοποίησης συμπύκνωσης και ατμοποίησης.



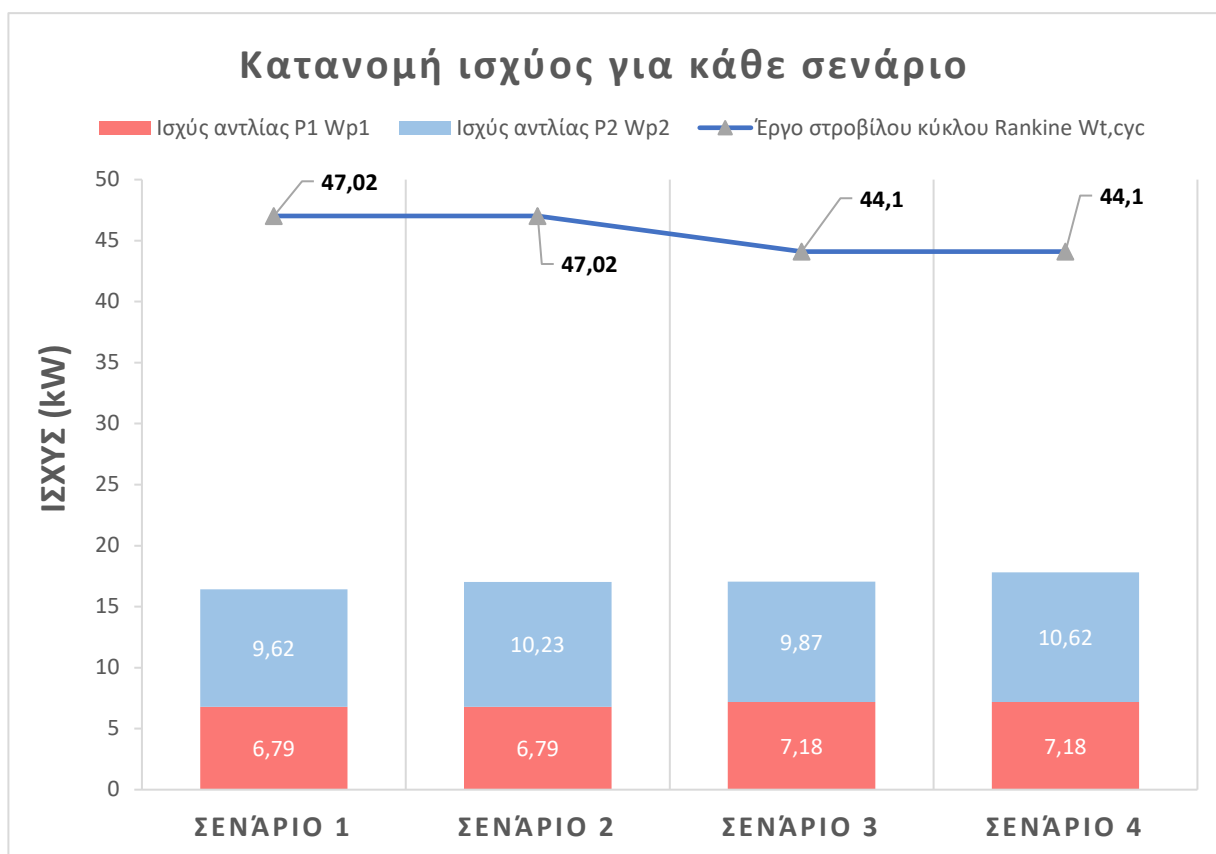


**Διάγραμμα 14** Αριθμός πλακών ατμοποιητή και συμπυκνωτή για κάθε σενάριο



**Διάγραμμα 15** Διαμόρφωση της πτώσης πίεσης θαλασσινού νερού σε ατμοποιητή και συμπυκνωτή κάθε σεναρίου

Λαμβάνοντας υπόψιν τα αποτελέσματα των παραπάνω διαγραμμάτων και του **Πίνακα 37** προέκυψε το **Διάγραμμα 16**, στο οποίο αντικατοπτρίζεται η κατανομή ισχύος της μονάδας ΟΤΕC για κάθε λειτουργικό σενάριο. Παρατηρείται, ότι το σενάριο 1 παρουσιάζει την μεγαλύτερη παραγωγή έργου στροβίλου του κύκλου Rankine και ταυτόχρονα τις χαμηλότερες ανάγκες ισχύος για τις αντλίες P1 και P2 κάθε σεναρίου. Είναι ξεκάθαρο ότι το **σενάριο 1** αποτελεί μονόδρομο. Η αμμωνία στα σενάρια 3 και 4, εκτός ότι παράγει χαμηλότερο έργο στροβίλου, απαιτεί για την επίτευξη των διαδικασιών ατμοποίησης, συμπύκνωσης και υψηλότερες καταναλώσεις ισχύος από τις αντλίες P1 και P2. Επίσης διαπιστώνεται, ότι στην διαδικασία της συμπύκνωσης απαιτείται μεγαλύτερη παροχή ψυχρού θαλασσινού νερού έναντι των σεναρίων 1 και 2. Και σε αυτή την περίπτωση γίνεται αντιληπτό, πως οι αντλίες θερμού και ψυχρού θαλασσινού καθόρισαν το βέλτιστο σενάριο/συνδυασμό εναλλακτών θερμότητας. Ένα γενικότερο σχόλιο, είναι πως η αντλητική ισχύς των αντλιών θαλασσινού νερού, είναι στα αναμενόμενα επίπεδα, αφού αγγίζει το 1/3 της μεικτής παραγόμενης ισχύς της μονάδας [70] [43]



**Διάγραμμα 16** Κατανομή ισχύος της μονάδας ΟΤΕC για κάθε σενάριο

**Πίνακας 37 Τιμές παραμέτρων της μονάδας ΟΤΕC (Μοντέλο Α) για κάθε σενάριο του Κεφαλαίου 8**

Παράμετρος	Σενάριο 1	Σενάριο 2	Σενάριο 3	Σενάριο 4
Παροχή θερμού θαλασσινού νερού, $m_{ws}$ [kg/s]	120.3	120.3	120	120
Παροχή ψυχρού θαλασσινού νερού, $m_{cs}$ [kg/s]	101.09	101.12	104.1	104.4
Ισχύς αντλίας $P_3$ εργαζόμενου μέσου, $W_{P_3}$ [kW]	1.62	1.64	0.63	0.63
Ισχύς αντλίας $P_1$ θαλασσινού νερού, $W_{P_1}$ [kW]	6.79	6.79	7.18	7.18
Ισχύς αντλίας $P_2$ θαλασσινού νερού, $W_{P_2}$ [kW]	9.62	10.23	9.87	10.62
Παραγόμενη ισχύς στροβίλου, $W_t$ [kW]	47.02	47.02	44.09	44.09
Καθαρή παραγόμενη ισχύς συστήματος, $W_{net.system}$ [kW]	28.97	28.34	26.54	25.77
Βαθμός απόδοσης κύκλου Rankine, $n_{cycle}$ [%]	4.53	4.53	4.34	4.34
Βαθμός απόδοσης κύκλου Rankine, $n_{system}$ [%]	2.90	2.83	2.65	2.58

Έχοντας πλέον καταλήξει, για την μονάδα ΟΤΕC (Μοντέλο Α), στην εγκατάσταση των εναλλακτών θερμότητας του **Σεναρίου 1**, το κεφάλαιο ολοκληρώνεται με την παρουσίαση των αντίστοιχων φύλλων δεδομένων (Data Sheets) του ατμοποιητή **Alfa Laval T21 DN200** και του συμπυκνωτή **Alfa Laval T15 DN150**, φέρνοντας το **Κεφάλαιο 8** ακόμα πιο κοντά στις πραγματικές συνθήκες αγοράς.

ΜΟΝΑΔΑ ΟΤΕC ΜΟΝΤΕΛΟ Α																			
ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ: Ατμοποιητής μονάδας ΟΤΕC																			
ΘΕΡΜΙΚΗ ΙΣΧΥΣ (Duty) : 1 MW																			
ΘΕΡΜΟ ΡΕΥΣΤΟ					ΨΥΧΡΟ ΡΕΥΣΤΟ														
ΤΥΠΟΣ ΡΕΥΣΤΟΥ ΘΑΛΑΣΣΙΝΟ ΝΕΡΟ					ΤΥΠΟΣ ΡΕΥΣΤΟΥ R1234yf														
Θερμοκρασία °C		Πίεση Pa		Παροχή kg/s		Θερμοκρασία °C		Πίεση Pa		Παροχή kg/s									
Συνθήκες Εισόδου		28		101325		120.3		8.41		663700		6.04							
Ποιότητα ατμού					Υπόψυκτο υγρό														
Θερμοκρασία °C		Πίεση Pa		Παροχή kg/s		Θερμοκρασία °C		Πίεση Pa		Παροχή kg/s									
Συνθήκες Εξόδου		26		-		120.3		24.00		-		6.04							
Ποιότητα ατμού					1														
Σχεδιαστικά Δεδομένα, Υλικά κατασκευής εναλλάκτη και εξαρτημάτων																			
ΘΕΡΜΟ ΡΕΥΣΤΟ					ΨΥΧΡΟ ΡΕΥΣΤΟ														
Μεγ. Σχεδ. Πίεση / Θερμοκρασία		1040000 Pa		100 °C		1040000 Pa		100 °C											
Μεγ.Πτώση Πίεση Επιτ./Υπολ. (Pa)		20000 Pa		7060 Pa		20000 Pa		4660 Pa											
Ελάχιστο Fouling					0.0007 m <sup>2</sup> · C · h/kcal														
Τύπος Εναλλάκτη					Πλακοειδής εναλλάκτης/Αντιρροής														
Τύπος Σκελετού (Frame)					FM Marine														
Κλάση ASME (σύνδεση φλαντζών)					B16.5 Class 150 NPS 8														
Τύπος Πλάκας		T21-P		Μήκος		2082.5 mm		Ενεργό μήκος		1478 mm		Πλάτος		755 mm		Βήμα Πλάκας		2.8 mm	
Υλικό Πλάκας		Τιτάνιο Ti		Υλικό Φλαντζών		Τιτάνιο Ti		Υλικό Σκελετού		Ανθρακοχάλυβας (εποξειδική βαφή)		Υλικό φλαντζών ροής		EPDM					

Φύλλο Δεδομένων 1 Ατμοποιητής Μονάδας ΟΤΕC (Μοντέλο Α) Alfa Laval T21 DN200

ΜΟΝΑΔΑ ΟΤΕC ΜΟΝΤΕΛΟ Α										
		ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ: Συμπυκνωτής μονάδας ΟΤΕC								
		ΘΕΡΜΙΚΗ ΙΣΧΥΣ (Duty) : 0.95448 MW								
		ΘΕΡΜΟ ΡΕΥΣΤΟ				ΨΥΧΡΟ ΡΕΥΣΤΟ				
		ΤΥΠΟΣ ΡΕΥΣΤΟΥ R1234yf				ΤΥΠΟΣ ΡΕΥΣΤΟΥ Θαλασσινό νερό				
		Θερμοκρασία °C	Πίεση Pa	Παροχή kg/s		Θερμοκρασία °C	Πίεση Pa	Παροχή kg/s		
Συνθήκες Εισόδου		8.25	413800	6.04		4	101325	101.9		
Ποιότητα ατμού		-				-				
		Θερμοκρασία °C	Πίεση Pa	Παροχή kg/s		Θερμοκρασία °C	Πίεση Pa	Παροχή kg/s		
Συνθήκες Εξόδου		8.25	-	6.04		6.25	-	101.9		
Ποιότητα ατμού		0				-				
Σχεδιαστικά Δεδομένα, Υλικά κατασκευής εναλλάκτη και εξαρτημάτων										
		ΘΕΡΜΟ ΡΕΥΣΤΟ				ΨΥΧΡΟ ΡΕΥΣΤΟ				
Μεγ. Σχεδ. Πίεση / Θερμοκρασία		1600000 Pa		180 °C		1600000 Pa		180 °C		
Μεγ. Πτώση Πίεση Επιτ./Υπολ. (Pa)		20000 Pa		1934 Pa		20000 Pa		1912 Pa		
Ελάχιστο Fouling		0.0007 m <sup>2</sup> · C · h/kcal				0.0007m <sup>2</sup> · C · h/kcal				
Τύπος Εναλλάκτη		Πλακοειδής εναλλάκτης/Αντιρροής				Μοντέλο		Alfa Laval T15 DN150		
Τύπος Σκελετού (Frame)		FG Marine				Κλάση ASME (σύνδεση φλαντζών)		B16.5 Class 150 NPS 6		
Τύπος Πλάκας	B	Μήκος	1871 mm	Ενεργό μήκος	1294 mm	Πλάτος	650 mm	Βήμα Πλάκας	2.42 mm	
Υλικό Πλάκας	Τιτάνιο Ti	Υλικό Φλαντζών	Τιτάνιο Ti	Υλικό Σκελετού	Ανθρακοχάλυβας (εποξειδική βαφή)	Υλικό φλαντζών ροής		EPDM		

Φύλλο Δεδομένων 2 Συμπυκνωτής Μονάδας ΟΤΕC (Μοντέλο Α) Alfa Laval T15 DN150

## 9. Συμπεράσματα

Αφού παρουσιάστηκαν τα αποτελέσματα κάθε κεφαλαίου, έφτασε η στιγμή για την καταγραφή του αποστάγματος της παρούσας διπλωματικής εργασίας. Η αρχική ανασκόπηση της προϊστορίας της τεχνολογίας OTEC και των μονάδων ισχύος της, αποδείχθηκε κατατοπιστικότερη και εκτός της ιστορικής εξέλιξης της τεχνολογίας, ανέδειξε επιτυχώς την πολυχρηστικότητα των μονάδων OTEC. Επίσης μέσα από αυτήν την αναδρομή, έγιναν ξεκάθαρες οι κυριότερες τεχνικές προκλήσεις κατά την εγκατάσταση ενός συστήματος OTEC, όπως παρουσιάζονται, από την αρχή εμφάνισης της τεχνολογίας μέχρι και σήμερα.

Επιπλέον, σταχυολογήθηκε με επιτυχία μια έγκυρη και σαφή μελέτη δυναμικού εφαρμογής της τεχνολογίας OTEC, στην **Ελλάδα** και γενικότερα στην **Ευρώπη**. Αυτό το αποτέλεσμα, οφείλεται σε μεγάλο ποσοστό στην ευρεία και αρκετά ενημερωμένη βάση ωκεάνιων δεδομένων του **Global Marine Atlas**. Με κύρια κριτήρια, τον υπολογισμό της θερμοκρασιακής διαφοράς και της αλατότητας των ελληνικών και των ευρωπαϊκών υδάτων, αντιληφθήκαμε πλήρως τον αφιλόξενο χαρακτήρα των συγκεκριμένων περιοχών.

Η παραμετρική ανάλυση της μονάδας OTEC **θερμικής ισχύς εισόδου 1MW**, κατάφερε να προσεγγίσει τις συνθήκες λειτουργίας της, με ικανοποιητική ακρίβεια **-δείτε χωρίο 7.3-** και να αναδείξει τον βαθμό επίδρασης του εκάστοτε εργαζόμενου μέσου, της θερμοκρασίας ατμοποίησης κορεσμένου ατμού (**Μοντέλο Α**), της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του κορεσμένου υγρού και της ύπαρξης υπερθέρμανσης **1°C (Μοντέλο Β)**. Παρατηρήθηκε, ότι όλοι οι παραπάνω παράμετροι είναι ικανοί να επηρεάσουν δραστικά τον βαθμό απόδοσης του Οργανικού Κύκλου Rankine,  $n_{cycle}$ , χωρίς αυτό να αντικατοπτρίζεται με το ίδιο ποσοστό στον βαθμό απόδοσης της μονάδας OTEC  $n_{system}$ .

Παραδείγματος χάριν, διαπιστώθηκε, ότι η αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης, αυξάνει την αποδοτικότητα της μονάδας, ωστόσο μόλις ξεπεραστεί τον θερμοκρασιακό όριο των 24°C, οι καταναλώσεις ισχύος των αντλιών θερμού και ψυχρού θαλασσινού νερού (**αντλία P1** και **αντλία P2**), γίνονται δυσβάσταχτες για το σύστημα OTEC-ORC. Την αντίθετη πορεία ακολούθησε η μεταβολή της θερμοκρασίας συμπύκνωσης, όπου παρά την αποσυμφόρηση των αντλητικών αναγκών  $W_{P1}$  και  $W_{P2}$ , η αιτία μείωσης του βαθμού απόδοσης της μονάδας είναι η ραγδαία μείωση του παραγόμενου έργου στο στρόβιλο. Είδαμε ότι σε όλες τις μελέτες υπόθεσης το **R1234yf**, ήταν και το αποδοτικότερο εργαζόμενο μέσο, ενώ το **R744** έφερε την χαμηλότερη αποδοτικότητα.

Το μεγαλύτερο επίτευγμα της παρούσας διπλωματικής εργασίας, είναι η μελέτη και η επιλογή ενός λειτουργικού/πραγματικού σεναρίου εναλλακτών θερμότητας για την μονάδα **OTEC-ORC 1MW** με εργαζόμενα μέσα το **R1234yf** και **R717**. Οι γνώσεις, όπου κατακτήθηκαν τόσα χρόνια στη Σχολή και από την μελέτη του αντικειμένου της τεχνολογίας OTEC, εφαρμόστηκαν στην πράξη και κατέληξαν στην επιλογή, για το Μοντέλο Α, του εναλλάκτη **Alfa Laval T21 DN200**, ως ατμοποιητή και του εναλλάκτη **Alfa Laval T15 DN150**, ως συμπυκνωτή. Εκτός αυτού, επιβεβαιώθηκε, πως στην αγορά

κυκλοφορούν διαθέσιμοι εναλλάκτες θερμότητας ικανοί να ανταποκριθούν σε μια μονάδα OTEC, παραπλήσιας κλίμακας με την δική μας.

Βέβαια, δεν μπορούμε να είμαστε σίγουροι, ότι σε μια μονάδα OTEC μεγαλύτερης κλίμακας, δεν θα χρειαστεί κάποιος εξατομικευμένος σχεδιασμός ή ορισμένες τροποποιήσεις -κυρίως γεωμετρικές και υλικές- για τους τελικούς εναλλάκτες θερμότητας. Ακόμα δεν γίνεται να παραλειφθεί, ότι κατανοήθηκε ο τρόπος επίδρασης γεωμετρικών παραμέτρων (π.χ. αριθμός πλακών) στην μέγιστη δυνατή θερμότητα, την οποία δύναται να εμφανίσει ο εναλλάκτης, όσο και στις τελικές πτώσεις πιέσεων, που συμβαίνουν εντός του.

### ***Ιδέες για περαιτέρω μελέτη σε επόμενες διπλωματικές εργασίες***

Η παρούσα διπλωματική εργασία αποτέλεσε μια αξιολογή και αρχική προσπάθεια να ερευνησουμε την τεχνολογία OTEC. Παρά το πρωτόλειο στάδιο της τεχνολογίας OTEC πραγματοποιήθηκε μια έγκυρη και αναλυτική θερμοδυναμική ανάλυση καθώς και σχεδιασμός της εξεταζόμενης μονάδας, η οποία ολοκληρώθηκε με την επιλογή δύο πραγματικών εναλλακτών θερμότητας της αγοράς.

Είναι εμφανές, ότι το **Κεφάλαιο 4**, όπου παρουσιάστηκε η τεχνική ετοιμότητα των συνιστωσών μιας μονάδας OTEC, είναι ικανό να γεννήσει πολλές ακόμα διπλωματικές εργασίες. Μερικές εκ των οποίων, μπορούν να προχωρήσουν σε μια δυναμική ανάλυση (stress analysis) του **αγωγού ψυχρού θαλασσινού νερού μήκους ακόμα και άνω των 1000m**.

Επίσης θα μπορούσε να αποτελέσει αφορμή για την εκπλήρωση μιας διατμηματικής διπλωματικής ανάμεσα στη Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών και της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών για την μελέτη κατασκευής μιας υπεράκτιας εγκατάστασης OTEC (π.χ. Πλοίο), όπου θα είναι ενσωματωμένη, είτε η μονάδα OTEC της παρούσας διπλωματικής εργασίας, είτε κάποια άλλη. Τέλος αξίζει κανείς, να αξιοποιήσει την θερμική ανάλυση της μονάδας OTEC θερμικής ισχύος εισόδου 1MW και να προχωρήσει σε οικονομική αξιολόγηση της μονάδας.

## Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 1 Περιγραφή λειτουργικών , υπό μελέτη και υπό σχεδιασμό μονάδων ΟΤΕC μέχρι σήμερα.....	22
Πίνακας 2 Συγκριτικός πίνακας υλικών κατασκευής του αγωγού ψυχρού θαλασσινού νερού της μονάδας ΟΤΕC.....	30
Πίνακας 3 Γεωγραφικές χώρες ιδανικές για την εγκατάσταση μονάδας ΟΤΕC εντός της ΑΟΖ τους [28] .....	48
Πίνακας 4 Περιβαλλοντικοί, θερμοδυναμικοί δείκτες και κλάσεις ασφάλειας εργαζόμενων μέσων, που έχουν μελετηθεί για την τεχνολογία ΟΤΕC .....	61
Πίνακας 5 Περιβαλλοντικοί, θερμοδυναμικοί δείκτες και κλάσεις ασφάλειας (HFOs), με προγενέστερη μελέτη σε εφαρμογές Οργανικού Κύκλου Rankine.....	62
Πίνακας 6 Φυσικές διεργασίες στον Οργανικό Κύκλο Rankine για τα Μοντέλα Α και Β της παρούσας εργασίας.....	66
Πίνακας 7 Τιμές παραμέτρων της εξεταζόμενης μονάδας ΟΤΕC-ORC.....	72
Πίνακας 8 Σύγκριση των βαθμών απόδοσης κύκλου Rankine - συστήματος ΟΤΕC για τα μοντέλα Α και Β.....	87
Πίνακας 9 Σύγκριση των αποτελεσμάτων της παρούσας εργασίας με αυτά της βιβλιογραφικής αναφοράς, για το εργαζόμενο μέσο R717 (NH <sub>3</sub> ) .....	89
Πίνακας 10 Τιμές κρίσιμων παραμέτρων της μονάδας ΟΤΕC-ORC ,υπό συνθήκες μέγιστου βαθμού απόδοσης του συστήματος ΟΤΕC, για κάθε εργαζόμενο μέσο .....	90
Πίνακας 11 Εμπειρικές σχέσεις μεταφοράς θερμότητας για μονοφασική ροή.....	99
Πίνακας 12 Εμπειρικές σχέσεις μεταφοράς θερμότητας για διαφασική ροή κατά την διαδικασία της ατμοποίησης.....	101
Πίνακας 13 Εμπειρικές σχέσεις υπολογισμού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στην διαδικασία της συμπύκνωσης .....	102
Πίνακας 14 Εμπειρικές σχέσεις παράγοντα τριβής (Fanning factor) για μονοφασική ροή .....	106
Πίνακας 15 Εμπειρικές σχέσεις υπολογισμού παράγοντα τριβής (Fanning factor) για διαφασική ροή κατά την διαδικασία της ατμοποίησης .....	107
Πίνακας 16 Εμπειρικές σχέσεις υπολογισμού παράγοντα τριβής (Fanning Factor) κατά την διαδικασία της συμπύκνωσης.....	109
Πίνακας 17 Εύρη τιμών για κρίσιμες γεωμετρικές διαστάσεις πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας (ατμοποιητή) θερμικής ισχύος 1MW .....	111
Πίνακας 18 Μοντέλα εναλλακτών θερμότητας της σειράς MGPHE .....	111
Πίνακας 19 Γεωμετρικές διαστάσεις πλάκας των επιλεγμένων εναλλακτών θερμότητας .....	112
Πίνακας 20 Επιλογή εμπειρικών σχέσεων για την ανάλυση της λειτουργίας των εναλλακτών θερμότητας.....	115
Πίνακας 21 Αρχικές συνθήκες λειτουργίας για τον απαιτούμενο ατμοποιητή με εργαζόμενο μέσο το R1234yf.....	117
Πίνακας 22 Πραγματικές συνθήκες λειτουργίας του ατμοποιητή με εργαζόμενο μέσο το R1234yf.....	118
Πίνακας 23 Αρχικές συνθήκες λειτουργίας του απαιτούμενου συμπυκνωτή με εργαζόμενο μέσο το R1234yf.....	119



Πίνακας 24 Ποσοστά υπερδιαστασιοποίησης(oversize percent) των μελετηθέντων μοντέλων εναλλάκτη για το μέγιστο αριθμό πλακών τους.....	120
Πίνακας 25 Πραγματικές συνθήκες λειτουργίας του συμπυκνωτή με εργαζόμενο μέσο το R1234yf (Alfa Laval T15 DN150) .....	121
Πίνακας 26 Πραγματικές συνθήκες λειτουργίας του συμπυκνωτή με εργαζόμενο μέσο το R1234yf (Alfa Laval T21 DN200) .....	122
Πίνακας 27 Πιθανοί συνδυασμοί εναλλακτών θερμότητας με εργαζόμενο μέσο R1234yf .....	123
Πίνακας 28 Τιμές βαθμού απόδοσης συστήματος και δείκτη $\gamma$ για κάθε σενάριο με εργαζόμενο μέσο το R1234yf.....	123
Πίνακας 29 Αρχικές συνθήκες λειτουργίας του απαιτούμενου ατμοποιητή με εργαζόμενο μέσο την αμμωνία (R717).....	123
Πίνακας 30 Πραγματικές συνθήκες λειτουργίας του ατμοποιητή με εργαζόμενο μέσο την αμμωνία (R717).....	124
Πίνακας 31 Ποσοστά υπερδιαστασιοποίησης (oversize percent) των μελετηθέντων μοντέλων εναλλάκτη για το μέγιστο αριθμό πλακών τους.....	125
Πίνακας 32 Αρχικές συνθήκες λειτουργίας του απαιτούμενου συμπυκνωτή με εργαζόμενο μέσο το R717 (αμμωνία).....	125
Πίνακας 33 Πραγματικές συνθήκες λειτουργίας του συμπυκνωτή με εργαζόμενο μέσο το R717 (αμμωνία) (Alfa Laval T15 DN150) .....	126
Πίνακας 34 Πραγματικές συνθήκες λειτουργίας του συμπυκνωτή με εργαζόμενο μέσο το R717 (αμμωνία) (Alfa Laval T21 DN200) .....	127
Πίνακας 35 Εφικτοί συνδυασμοί των μελετηθέντων εναλλακτών θερμότητας για την μονάδα OTEC θερμικής εισόδου 1 MW με εργαζόμενο μέσο R717 .....	127
Πίνακας 36 Τιμές κρίσιμων δεικτών λειτουργίας για κάθε σενάριο για συνθήκες εισόδου $T_{wsi}=28^{\circ}\text{C}$ και $T_{csi}=4^{\circ}\text{C}$ .....	128
Πίνακας 37 Τιμές παραμέτρων της μονάδας OTEC (Μοντέλο A) για κάθε σενάριο του Κεφαλαίου 8.....	131

## Κατάλογος Διαγραμμάτων

Διάγραμμα 1 Διάγραμμα θερμοκρασίας εντροπίας T-s για τα επιλεχθέντα εργαζόμενα μέσα.....	68
Διάγραμμα 2 Επιβοηθητικό διάγραμμα για τα εργαζόμενα μέσα.....	69
Διάγραμμα 3 Μεταβολή του βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine συναρτήσει της θερμοκρασίας κορεσμένου ατμού T1 .....	77
Διάγραμμα 4 Μεταβολή του βαθμού απόδοσης του συστήματος OTEC-ORC συναρτήσει της θερμοκρασίας κορεσμένου ατμού T1 .....	78
Διάγραμμα 5 Διάγραμμα μεταβολής ισχύος μερών του συστήματος OTEC συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης T1.....	79
Διάγραμμα 6 Μεταβολή λόγου παροχών μάζας θερμού και ψυχρού θαλασσινού νερού, συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης T1.....	80
Διάγραμμα 7 Διάγραμμα μεταβολής παροχής μάζας θερμού θαλασσινού νερού συναρτήσει της θερμοκρασίας T1 .....	81
Διάγραμμα 8 Διάγραμμα μεταβολής βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine συναρτήσει της θερμοκρασίας κορεσμένου υγρού στη συμπύκνωση T4 .....	82
Διάγραμμα 9 Διάγραμμα μεταβολής του βαθμού απόδοσης του συστήματος OTEC-ORC συναρτήσει της θερμοκρασία κορεσμένου υγρού στη συμπύκνωση T4.....	83
Διάγραμμα 10 Διάγραμμα μεταβολής του βαθμού απόδοσης του κύκλου Rankine συναρτήσει της θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού T2 (Μοντέλο A) .....	85
Διάγραμμα 11 Διάγραμμα μεταβολής του βαθμού απόδοσης του συστήματος OTEC συναρτήσει της θερμοκρασίας υπέρθερμου ατμού T2 (Μοντέλο B) .....	86
Διάγραμμα 12 Βαθμοί απόδοσης της μονάδας OTEC-ORC, υπό συνθήκες μέγιστης αποδοτικότητας, για όλα τα εργαζόμενα μέσα.....	91
Διάγραμμα 13 Διάγραμμα κατανομής της ισχύος εντός του Οργανικού Κύκλου Rankine υπό συνθήκες μέγιστης αποδοτικότητας .....	92
Διάγραμμα 14 Αριθμός πλακών ατμοποιητή και συμπυκνωτή για κάθε σενάριο .....	129
Διάγραμμα 15 Διαμόρφωση της πτώσης πίεσης θαλασσινού νερού σε ατμοποιητή και συμπυκνωτή κάθε σεναρίου .....	129
Διάγραμμα 16 Κατανομή ισχύος της μονάδας OTEC για κάθε σενάριο .....	130

## Κατάλογος Εικόνων

Εικόνα 1 Αρχή λειτουργίας μονάδας OTEC κλειστού κύκλου.....	13
Εικόνα 2 Σκαριφηματική απεικόνιση μιας μονάδας OTEC κλειστού κύκλου [72] .....	14
Εικόνα 3 Σκαριφηματική απεικόνιση ανοιχτού κυκλώματος OTEC .....	15
Εικόνα 4 Σκαριφηματική απεικόνιση υβριδικού κύκλου OTEC.....	16
Εικόνα 5 Τύποι εγκαταστάσεων μονάδας OTEC [69] .....	17
Εικόνα 6 Δένδρο διαδικασιών και παραπροϊόντων μιας μονάδας OTEC .....	20
Εικόνα 7 Παγκόσμιος χάρτης με τις μονάδες OTEC [8] .....	24
Εικόνα 8 Ημι-υποβρύχιες πλατφόρμες.....	26
Εικόνα 9 Τυπική διαμόρφωση πλατφόρμας τύπου Spar.....	27
Εικόνα 10 Ενδεικτική αναπαράσταση μιας μονάδας OTEC τοποθετημένη σε πλοίο. ...	28
Εικόνα 11 Προσεγγιστική απεικόνιση της διαδικασίας εγκατάστασης του αγωγού με τη μέθοδο S-lay.....	31
Εικόνα 12 Προσεγγιστική απεικόνιση της εγκατάστασης του αγωγού με ρυμούλκηση επιφάνειας [74].....	32
Εικόνα 13 Προσεγγιστική απεικόνιση της εγκατάστασης αγωγού με ρυμούλκηση τύπου Catenary [74].....	33
Εικόνα 14 Σύνδεση του αγωγού στη μονάδα OTEC .....	33
Εικόνα 15 Αρχή της κατάδυσης.....	34
Εικόνα 16 Ελεγχόμενη κατάδυση του αγωγού .....	34
Εικόνα 17 Τελική θέση αγωγού.....	35
Εικόνα 18 Τυπική διαμόρφωση ενός εναλλάκτη αυλού-κελύφους (Shell and Tube Heat Exchanger).....	37
Εικόνα 19 Τυπική διαμόρφωση πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας .....	38
Εικόνα 20 «Πλάκα» εναλλάκτη Thin Foil Heat Exchanger [23].....	41
Εικόνα 21 Κάθετες και οριζόντιες διαιρέσεις και διαστρωματώσεις των υδάτων των ωκεανών.....	44
Εικόνα 22 Ποιοτικό διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας- βάθους για τα ύδατα των ωκεανών.....	45
Εικόνα 23 Ποιοτικά διαγράμματα θερμοκλιμών για διάφορα γεωγραφικά πλάτη.....	46
Εικόνα 24 Κατανομή της μέσης θερμοκρασίας της επιφάνειας των παγκόσμιων υδάτων για την περίοδο Ιανουάριος 2020-Αύγουστος 2020 .....	47
Εικόνα 25 Κατανομή της μέσης θερμοκρασίας των παγκόσμιων υδάτων για βάθη 800m-1000m για την περίοδο Ιανουάριος 2020-Αύγουστος 2020 .....	47
Εικόνα 26 Θερμοκρασιακό προφίλ των ευρωπαϊκών υδάτων για την περίοδο Οκτώβριος 2020-Ιανουάριος 2021 .....	49
Εικόνα 27 Θερμοκρασιακό προφίλ των ευρωπαϊκών υδάτων για την περίοδο Ιούνιος 2020-Αύγουστος 2020.....	<b>Σφάλμα! Δεν έχει οριστεί σελιδοδείκτης.</b>
Εικόνα 28 Κατανομή της θερμοκρασίας της επιφάνειας των θαλασσινών νερών της Ευρώπης.....	50
Εικόνα 29 Κατανομή της μέσης θερμοκρασίας των θαλασσινών νερών της Ευρώπης για βάθος 900-1000m .....	51
Εικόνα 30 Κατανομή θερμοκρασίας επιφάνειας των ελληνικών υδάτων .....	51
Εικόνα 31 Κατανομή της θερμοκρασίας των ελληνικών υδάτων για βάθη 700-1000m	52

Εικόνα 32	Μεταβολή αλατότητας ανά βάθος για τροπικούς ωκεανούς (Περίοδος Ιανουάριος 2020-Αύγουστος 2020) .....	53
Εικόνα 33	Μεταβολή αλατότητας ανά βάθος για ευρωπαϊκά ύδατα (Περίοδος Ιανουάριος 2020-Αύγουστος 2020) .....	53
Εικόνα 34	Ποιοτικά διαγράμματα θερμοκρασίας-εντροπίας για (a) ισημερινά , (b) ξηρά , (c) υγρά ρευστά .....	56
Εικόνα 35	Κατηγοριοποίηση εργαζόμενων μέσων σε ομάδες ασφάλειας κατά ASHRAE .....	60
Εικόνα 36	Λογικό διάγραμμα διαλογής εργαζόμενων μέσων για τον κύκλο Rankine της μονάδας OTEC .....	63
Εικόνα 37	Μοντέλο Α Σκαριφηματική απεικόνιση μονάδας OTEC κλειστού κύκλου ....	64
Εικόνα 38	Μοντέλο Β: Σκαριφηματική απεικόνιση του συστήματος OTEC κλειστού κύκλου με υπερθέρμανση .....	65
Εικόνα 39	Ποιοτικό διάγραμμα T-s οργανικού κύκλου Rankine του Μοντέλου Α για καθαρό εργαζόμενο μέσο .....	67
Εικόνα 40	Ποιοτικό διάγραμμα T-s οργανικού κύκλου Rankine του Μοντέλου Β για καθαρό εργαζόμενο μέσο .....	67
Εικόνα 41	Λογικό διάγραμμα ροής του Κεφαλαίου 7 .....	71
Εικόνα 42	Διαμόρφωση ροής σε ένα τυπικό πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας αντιρροής .....	93
Εικόνα 43	Βασικές διαστάσεις πλάκας τύπου Chevron (a) ποιοτικό σκαρίφημα πλάκας τύπου Chevron και (b) τομές της πλάκας Chevron με γωνία $\beta=0^\circ$ και $\beta=90^\circ$ αντίστοιχα. ....	94
Εικόνα 44	Διαστάσεις εναλλάκτη θερμότητας Alfa Laval T15 (πνευματική ιδιοκτησία Alfa Laval).....	112
Εικόνα 45	Διαστάσεις εναλλάκτη θερμότητας Alfa Laval T21 (πνευματική ιδιοκτησία Alfa Laval).....	113
Εικόνα 46	Διάγραμμα αποκλίσεων(μέση και τυπική) για τα πειραματικά δεδομένα της βιβλιογραφικής αναφοράς [62] .....	116
Εικόνα 47	Υπολογιστικό περιβάλλον Global Marine Atlas .....	153
Εικόνα 48	Τμήμα line-drawing του Global Marine Atlas .....	153
Εικόνα 49	Λογικό διάγραμμα ροής χωρίου 8.3 .....	154

## 10. Αναφορές

- [1] S. Muralidharan, «Assessment of Ocean Thermal Energy Conversion,» Massachusetts Institute of Technology, 2012.
- [2] K.Keesmaat, «Installation Limits of Large Diameter Cold Water Pipes in Deep Water For Land-Based OTEC Plants,» 2015.
- [3] S. M. V. L. Nihous GC, «Conceptual design of an open cycle OTEC plant for th production of electricity and fresh water in a Pacific Island,» *Proceedings of the First International Conference on Ocean Energy Recovery*, 1989.
- [4] R.Magesh, «OTEC Technology- A Worlf of Clean Energy and Water,» *Proceedings of the World Congress on Engineering* , June 2010.
- [5] J. Koto, «Potential of Ocean Thermal Energy Conversion in Indonesia,» *International Journal of Enviromental Research & Clean Energy*, 2016.
- [6] T. H. DANIEL, «The promise of OTEC and its by-products,» *MIE International Forum and Symposium*, 1994.
- [7] F. N. (. Ruud Kempener (IRENA), «OCEAN THERMAL ENERGY CONVERSION TECHNOLOGY BRIEF,» International Renewable Energy Agency.
- [8] K. R. I. o. S. a. O. Engineering. [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.kriso.re.kr/menu.es?mid=a20202010000>.
- [9] N. National Oceanic and Atmospheric Administration, «Technical Readiness of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC),» 2009.
- [10] Y. L. T. K. Y. W. Kai-Tung Ma, *Mooring System Engineering for Offshore Structures*, 2019.
- [11] T. G. Galán, «Concept Design of a 10MW Ship-Shaped OTEC Plant».
- [12] C. Combe, «Analysis of design and performace of polymer and steel plate heat exchanger for OTEC,» Delft University of Technology, 2021.
- [13] A. d. Sario, «Cold-Water Pipeline Deployment for Offshore OTEC Power Plants,» 2017.
- [14] M. FERNADEZ, «TOW TECHNIQUES FOR MARINE INSTALLATION,» 1981.
- [15] R. P.KAPRANOS, "Overview of metallic materials for heat exchangers for ocean thermal energy conversion systems," *JOURNAL OF MATERIALS SCIENCE*, 1987.
- [16] arveng, «S&T HEAT EXCHANGERS, Part I: Configuration, TEMA».

- [17] « Design method for plate evaporators and condensers. In BHR Group Conference Series».
- [18] A. S. F. a. L. F. Journoud, «Experimental Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) project on the Reunion Island,» 2012.
- [19] F. Laque, «Proceedings of the OTEC Biofouling, Corrosion and Materials Workshop,» *Argonne National Laboratory*, 1979.
- [20] B. L. e. al., «Materials Performance J,» 1981.
- [21] B. L. e. al., «Materials Performance J,» 1981.
- [22] H. E. DEVERELL and J. R. MAURER, «Proceedings of the OTEC Biofouling and Corrosion Symposium,» Washington, 1977.
- [23] Makai Ocean Engineering, «OTEC Heat Exchanger Development (2020-2021),» 2021.
- [24] B.Cox, «Titanium for Energy and Industrial Applications,» Pennsylvania, 1983.
- [25] R. J. H. Z. C. M. N. L. Meng Wang, «An innovative Organic Rankine Cycle (ORC) based Ocean Thermal Energy Conversion system with performance simulation and multi-objective optimization,» *Applied Thermal Engineering*, 2018.
- [26] M. . Scanderbeg, «Argo Global Marine Atlas,» , . [Ηλεκτρονικό]. Available: [http://www-argo.ucsd.edu/Marine\\_Atlas.html](http://www-argo.ucsd.edu/Marine_Atlas.html). [Πρόσβαση 1 6 2023].
- [27] N. O. a. A. Administration, «<https://www.noaa.gov/jetstream/ocean/layers-of-ocean>,» 2023. [Ηλεκτρονικό].
- [28] R. A. N. F. KEMPENER, «OCEAN THERMAL ENERGY CONVERSION:TECHNOLOGY BRIEF,» IRENA, 2014.
- [29] P. F. D. C. M. Dr. Ioannis Vlaskos, «Waste Heat Recovery in Marine Propulsion Systems,» 2014.
- [30] A. W. S. J. C. R. Kankeyan Thurairaja, «Working Fluid Selection and Performance Evaluation of ORC,» 2018.
- [31] L. P. Chengyu Li, «Thermodynamic optimization of Rankine cycle using CO<sub>2</sub>-based binary zeotropic mixture for ocean thermal energy conversion,» *Applied Thermal Engineering*, 2020.
- [32] O. F.-T. A. C.-m. G. Palma Flores, «Optimal molecular design of working fluids for sustainable low temperature energy recovery,» 2015.
- [33] M. S. ., P. L. Athanasios I. Papadopoulos, «On the systematic design and selection of optimum working fluids for Organic Rankine Cycles,» *Applied Thermal Engineering*, 2010.
- [34] F. P. A. K. Mohammad Bahrami, «Low global warming potential (GWP) working fluids (WFs) for Organic Rankine Cycle (ORC) applications,» *Energy Reports*, 2022.

- [35] E. G. J.WU, «ON THE SELECTION OF WORKING FLUIDS FOR OTEC PLANTS,» 1980.
- [36] M. G. e. al, «"8SM: Anthropogenic and Natural Radiative Forcing Supplementary Material,,» *Climate Change 2013: The Physical Science Basis*, 2013.
- [37] I. M. Organization, «Revised MARPOL Annex VI, Regulation 12-Ozone Depleting Substances, 2008».
- [38] M. A. Halverson, M. I. Rosenberg, J. L. Williamson, E. E. Richman και B. . Liu, «ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2010 Final Qualitative Determination,» , 2011. [Ηλεκτρονικό]. Available: [https://energycodes.gov/sites/default/files/documents/becp\\_finalqualitativeanalysisreport901-2010determination\\_oct2011\\_v00.pdf](https://energycodes.gov/sites/default/files/documents/becp_finalqualitativeanalysisreport901-2010determination_oct2011_v00.pdf). [Πρόσβαση 1 6 2023].
- [39] Σ. Κ. Ε.Κακαράς, Αποκεντρωμένα Θερμικά Συστήματα, 2015.
- [40] S. K. E. K. A. Schuster, «Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications,» *Applied Thermal Engineering*, 2009.
- [41] G. Z. H. J. M. O. F. X. L. H. W. S. W. C. T. R. Ma Q, «Thermodynamic analysis and turbine design of a 100kW OTEC-ORC with binary no azeotropic working fluid,» *Energy*, 2022.
- [42] F. T. Alireza Najafi. Shahab Rezaee, «Multi-Objective Optimization of Ocean Thermal Energy Conversion Power Plant via Genetic Algorithm,» *IEEE Electrical Power and Energy Conference*, 2011.
- [43] J. Y. H. L. a. H. K. Seungtaek Lim, «Performance Evaluation of Control Compatibility for an OTEC Pump Shutdown Condition,» *Marine Science and Engineering*, 2023.
- [44] R.-H. . Yeh, T.-Z. . Su και M.-S. . Yang, «Maximum output of an OTEC power plant,» *Ocean Engineering*, τόμ. 32, αρ. 5, pp. 685-700, 2005.
- [45] P. Z. N. M. Han Yuan, «Performance analysis of a solar-assisted OTEC cycle for power generation and fishery cold storage refrigeration,» *Applied Thermal Engineering*, 2015.
- [46] C. . Panchal και D. . Hillis, «OTEC performance tests of the Alfa-Laval plate heat exchanger as an ammonia evaporator,» , 1984. [Ηλεκτρονικό]. Available: <http://osti.gov/scitech/biblio/5844884>. [Πρόσβαση 1 6 2023].
- [47] T. . Morisaki και Y. . Ikegami, «Performance Evaluation of Heat Exchangers in OTEC Using Ammonia/Water Mixture as Working Fluid,» *Open Journal of Fluid Dynamics*, τόμ. 3, αρ. 04, pp. 302-310, 2013.
- [48] K. S. Donowski V, «Correlating evaporation heat transfer coefficient of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger,» Alaska, 2000.
- [49] M. Thonon, «Design Method for Plate Evaporators and Condensers,» *1st International Conference on Process Intensification for the Chemical Industry*, 1995.

- [50] F. V.-F. , J. R. T. Raffaele L. Amalfi, «Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 2: Comparison of literature methods to database and new prediction methods,» *international journal of refrigeration* 61 , 2016.
- [51] Y. a. L. T. Yan, «Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger,» *Transactions of the ASME* 121, 1999.
- [52] K.-J. L. Dong-Hyouck Han, «Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations,» *Applied Thermal Engineering*, July 2003.
- [53] A. G. Giovanni A. Longo, «HFC-410A vaporisation inside a commercial brazed plate heat exchanger,» University of Padova, Department of Management and Engineering, 2007.
- [54] T. S. K. M.-c. C. a. Z. H. A. M. S. Khan, «Evaporation heat transfer and pressure drop of ammonia in a mixed configuration chevron plate heat exchanger,» *International Journal of Refrigeration* 41,, 2014.
- [55] W. L. Y. H. Y. a. L. T. Kuo, «Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant r410a flow in a vertical plate heat exchanger». *International Journal of Heat and Mass Transfer*.
- [56] G. A. M. S. R. G. a. Z. C. Longo, «A new model for refrigerant boiling inside brazed plate heat exchangers (bphes),» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015.
- [57] B. a. B. A. Thonon, «Condensation of Pure and Mixture of Hydrocarbons in a Compact Heat Exchanger: Experiments and Modelling,» March 2015.
- [58] Y. L. H. a. L. T. Yan, «Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a heat exchanger,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999.
- [59] M. K. O. B. E. F. H. ]J. Zhang, «Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R134a, R1234ze(E), R245fa and R1233zd(E) in a plate heat exchanger,» *International Journal Heat Mass Transfer*, 2019.
- [60] J. K. J. W. B. M. a. B. E. R. . Mancini, «Comparison of Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Evaporation of Zeotropic Mixtures in Plate Heat Exchangers,» 2018.
- [61] V. -, «VDI - GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN,» 2nd ed. Springer, 2010.
- [62] C. A. Tao . and Infante Ferreira, «Heat transfer and frictional pressure drop during condensation in plate heat exchangers: : Assessment of correlations and a new method,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019.
- [63] U. K. H. L. H. H. J. a. L. H. Han, « Development and design optimization of novel polymer heat exchanger using the multi-objective genetic algorithm,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019.



- [64] J. J. Stelwagen, A study on the ORC for OTEC applications: Performance analysis for a changed configuration, 2019.
- [65] H. F. ., L. C. Y. G. Zhixiang Wu, «Performance Optimization of a Condenser in Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) System Based on Constructal Theory and a Multi-Objective Genetic Algorithm,» *Entropy*, 2020.
- [66] ALFA LAVAL, [Ηλεκτρονικό]. Available: <https://www.alfalaval.com/industries/marine-transportation/marine/heating-and-cooling/marine-gphe/>.
- [67] Alfa Laval , «Alfa Laval T21 Gasketed plate heat exchanger for a wide range of applications,» [Ηλεκτρονικό]. Available: [https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/gasketed-plate-and-frame-heat-exchangers/industrial/productleaflet\\_t21\\_en.pdf](https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/gasketed-plate-and-frame-heat-exchangers/industrial/productleaflet_t21_en.pdf).
- [68] Alfa Laval, «Alfa Laval T15 Gasketed plate heat exchanger for a wide range of applications,» [Ηλεκτρονικό]. Available: [https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/gasketed-plate-and-frame-heat-exchangers/industrial/t15\\_product-leaflet\\_en.pdf](https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/gasketed-plate-and-frame-heat-exchangers/industrial/t15_product-leaflet_en.pdf).
- [69] V.Gudjónsdóttir, «Analysis of External Influences on an OTEC cycle,» Delft University of Technology, 2015.
- [70] A. P. N. J. N. James Hurtt, «OTEC Power Efficiency Challenges,» *Offshore Technology Conference*, 2010.
- [71] M. S. K. M.-C. C. Z. H. A. Tariq S. Khan, *International journal of refrigeration* 35 , 2012.
- [72] J. V. R. Soto, «Thermal power plant efficiency enhancement with Ocean Thermal Energy Conversion,» *Applied Thermal Engineering*, 2014.
- [73] Alfa Laval, «Alfa Laval T6 Gasketed plate heat exchanger for a wide range of applications,» [Ηλεκτρονικό]. Available: [https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/gasketed-plate-and-frame-heat-exchangers/industrial/t6\\_product-leaflet\\_en.pdf](https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/gasketed-plate-and-frame-heat-exchangers/industrial/t6_product-leaflet_en.pdf).
- [74] DrillingFormulas.com, Pipeline Towing Method for Pipeline Installation, 2016.

## 11. Παραρτήματα

### ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Ι : Παράθεση των κωδικών υπολογισμού του Κεφαλαίου 7 και Κεφαλαίου 8

#### Κώδικας 1

```
%ΚΩΔΙΚΑΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΜΟΝΑΔΑΣ ΟΤΕC ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΙΣΧΥΟΣ ΕΙΣΟΔΟΥ 1MW%

fluids_all=["R1234yf","R1243zf","R1233zdE","R744","R717","R290","R32"]; %Λίστα
Εγγραζόμενων μέσων
for m=1:length(fluids_all)
fluids = fluids_all(m) %Επιλεγμένα εργαζόμενα μέσα
%ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΕΙΣΟΔΟΥ ΚΑΙ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ ΘΑΛΑΣΣΙΝΟΥ ΝΕΡΟΥ

Tws_i=273.15+28; %Θερμοκρασία εισόδου θερμού θαλασσινού νερού σε K
Tcsi=273.15+4; %Θερμοκρασία εισόδου ψυχρού θαλασσινού νερού σε K
Cpws=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('C','P',101325,'T',Tws_i,'water'); %Cp
θερμού θαλασσινού νερού
Cpcs=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('C','P',101325,'T',Tcsi,'water'); %Cp
ψυχρού θαλασσινού νερού
den1=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('D','T|liquid',Tws_i,'P',101325,'Water');
%Πυκνότητα θερμού θαλασσινού νερού
den2=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('D','T|liquid',Tcsi,'P',101325,'Water');
%Πυκνότητα ψυχρού θαλασσινού νερού
dyn_visc=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('V','P',101325,'T',28+273.15,'Water');
%Δυναμική συνεκτικότητα νερού

%___ Αρχικοποίηση συνθηκών οργανικού κύκλου Rankine___%

T1= Tws_i-[3:0.04:7]; %Θερμοκρασία ατμοποίησης θέσης 1
T3=8.25 +273.15; % Θερμοκρασία συμπύκνωσης θέσης 3
DTp=[2]; %Pinch point εναλλακτών θερμότητας (συμπυκνωτή και ατμοποιητή)
Tws_o=T1+DTp; %Θερμοκρασία εξόδου θερμού θαλασσινού νερού
Tcs_o=T3-DTp; %Θερμοκρασία εξόδου ψυχρού θαλασσινού νερού

%Preallocation
t=length(T1);
f=length(fluids);

Tws_i=zeros(f,t)+Tws_i;
Tws_o=zeros(f,t)+Tws_o;
Tcs_i=zeros(f,t)+Tcs_i;
Tcs_o=zeros(f,t)+Tcs_o;
T3=zeros(f,t) +T3;
T1=zeros(f,t) +T1;
T4=T3;

%Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης των τμημάτων του συστήματος ΟΤΕC
nt=0.85; % Β.α στροβίλου
np3=0.8; %Β.α αντλίας εργαζόμενου μέσου
np1=0.8; %Β.α αντλίας θερμού θαλασσινού νερού
np2=0.8; %Β.α αντλίας ψυχρού θαλασσινού νερού

%Προσδιορισμός πίεσης p[Pa] ενθαλπίας h[J/kg] και εντροπίας s[J/kgK] κάθε
κατάστασης%

for i=1:length(fluids)
for j=1:length(T1)
h_ws_in(i,j)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',101325,'T',Tws_i(i,j),'water')
; %Ενθαλπία εισόδου θερμού θαλ.νερού(ατμοποιητή)
```

```

h_ws_out(i,j)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',101325,'T',Tws0(i,j),'water')
); %Ενθαλπία εξόδου θερμού θαλ.νερού(ατμοποιητής)

h_cs_in(i,j)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',101325,'T',Tcsi(i,j),'water')
;
h_cs_out(i,j)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',101325,'T',Tcso(i,j),'water')
);

%ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ 1 Εργαζόμενο μέσου (έξοδος ατμοποιητή)
p1(i,j)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('P','T',T1(j),'Q',1,fluids(i)); %Πίεση
θέσης 1
h1(i,j)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','T',T1(j),'Q',1,fluids(i));
%Ενθαλπία θέσης 1
s1(i,j)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','T',T1(j),'Q',1,fluids(i));
%Εντροπία θέσης 1
den_1(i,j)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D','T',T1(j),'Q',1,fluids(i));
Vol_1(i,j)=1./den_1(i,j);

%Κατάσταση 4 Εργαζόμενο μέσου (έξοδος συμπυκνωτή)
p4(i,j)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('P','T',T4(j),'Q',0,fluids(i));
h4(i,j)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','T',T4(j),'Q',0,fluids(i));
s4(i,j)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','T',T4(j),'Q',0,fluids(i));

end
end

%ΔΙΑΤΥΠΩΣΗ GOVERNING EQUATIONS

for i=1:length(fluids)
    for j=1:length(T1)

%Στροβίλος/ Μεταβολή 1-3(MODEL A)/Μεταβολή 2-3 (MODEL B)
h3s(i,j)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','T',T3(j),'S',s1(i,j),
fluids(i)); %Ισεντροπική τιμή ενθαλπίας θέσης 3
h3(i,j)=h1(i,j)-(h1(i,j)-h3s(i,j))*nt; %Ενθαλπία θέσης 3
h_l(i,j)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','T',T3(i,j),'Q',0,fluids(i));
h_v(i,j)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','T',T3(i,j),'Q',1,fluids(i));
Q3(i,j)=(h3(i,j)-h_l(i,j))/(h_v(i,j)-h_l(i,j)); %Ποιότητα ατμού στην έξοδο του
στροβίλου

%Αντλία P3 εργαζόμενο μέσου/ Μεταβολή 4-5
h5s(i,j)= py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',p1(i,j),'S',s4(i,j),
fluids(i)); %Ισεντροπική τιμή ενθαλπίας θέσης 5
h5(i,j)=h4(i,j)+(1/np3)*(h5s(i,j)-h4(i,j)); %Ενθαλπία θέσης 5 είσοδος
ατμοποιητή
T5(i,j)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P',p1(i,j),'H',h5(i,j),fluids(i));

%Ατμοποιητής/Ισοβαρής μεταβολή 5-1
Qin(i,j)=1e6;
M1(i,j)=Qin(i,j)./(h_ws_in(i,j)-h_ws_out(i,j)); %Παροχή μάζας θερμού θαλασσινού
νερού,αντλία P1
M3(i,j)=Qin(i,j)./(h1(i,j)-h5(i,j)); %Παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου
DTlm(i,j)=(Tws0(i,j)-T1(i,j)-Tws0(i,j)+T5(i,j))./log((Tws0(i,j)-
T1(i,j))/(Tws0(i,j)-T5(i,j)));%LMTD για τον ατμοποιητή
UAevap(i,j)=Qin(i,j)/DTlm(i,j);
DTws(i,j)=Tws0(i,j)-Tws0(i,j);
%Υπολογισμός ισχύος/έργου μηχανικών μερών του συστήματος Otec

Wt(i,j)=M3(i,j).*(h1(i,j)-h3(i,j)); %Έργο στροβίλου[W]
Wp3(i,j)= M3(i,j).*(h5(i,j)-h4(i,j)); % Έργο αντλίας P3 εργαζόμενου μέσου [w]
Dtcs(i,j)=Tcso(i,j)-Tcsi(i,j);
Qc(i,j)=Qin(i,j)+Wp3(i,j)-Wt(i,j); %Ισχύς συμπύκνωσης [W]
M2(i,j)=Qc(i,j)./(h_cs_out(i,j)-h_cs_in(i,j)); %Παροχή μάζας ψυχρού θαλασσινού
νερού [kg/s]

```

```

MR(i,j)= (M2(i,j))./(M1(i,j)); %Λόγος παροχών ψυχρού προς θερμού θαλασσινού
νερού [-]

%Υπολογισμός έργου αντλιών θαλασσινού νερού P1 και P2
%%_____ANTΛΙΑ P1_____%%%

Lws=200; %Μήκος αγωγού θερμού θαλασσινού νερού [m]
V=1; %Ταχύτητα θαλασσινού νερού [m/s]
dp1(i,j)=sqrt(4*M1(i,j)/(den1*pi()*V)); %Διάμετρος αγωγού θερμού θαλασσινού
νερού [m]
Re(i,j)=den1*V*dp1(i,j)/dyn_visc; %Αριθμός Reynolds

%ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΑΝΤΛΙΑΣ P1 ΘΕΡΜΟΥ ΘΑΛΑΣΣΙΝΟΥ ΝΕΡΟΥ [m]

Dh1ws(i,j) =6.82*Lws*(V/100).^1.85./(dp1(i,j)).^1.17; %γραμμικές απώλειες του
αγωγού [mΣΥ]
Dh2ws(i,j) = 60*V^2/(2*9.81); %εντοπισμένες απώλειες του αγωγού [mΣΥ]
Dh1(i,j)=Dh1ws(i,j)+ Dh2ws(i,j);
Wp1(i,j)=9806.38*(M1(i,j).*Dh1(i,j))./(den1*np1); %Εργο αντλίας P1 [W]

%%_____ANTΛΙΑ P2_____%%%

Lcs=1000; %Μήκος αγωγού ψυχρού θαλασσινού νερού [m]
V=1; %Ταχύτητα θαλασσινού νερού [m/s]
dp2(i,j)= sqrt(4*M2(i,j)/(den2*pi()*V)); %Διάμετρος αγωγού θερμού θαλασσινού
νερού [m]
Dh1cs(i,j) =6.82*Lcs*(V/100).^1.85./((dp2(i,j)).^1.17); %mΣΥ
Dh2cs(i,j)= 60*V^2/(2*9.81); %mΣΥ
Dh2(i,j)=Dh1cs(i,j)+ Dh2cs(i,j); %mΣΥ
Wp2(i,j)=9806.38*(M2(i,j).*Dh2(i,j))./(den2*np2); %Εργο αντλίας P2 [W]
Wnet.c(i,j)= Wt(i,j)-Wp3(i,j); %Καθαρή ισχύς του θερμοδυναμικού κύκλου Rankine
[W]
Wnet.s(i,j)= Wt(i,j)-Wp1(i,j)-Wp2(i,j)-Wp3(i,j); %Καθαρή ισχύς της μονάδας
OTEC [W]
Wnet.spec(i,j)=Wnet.s(i,j)/M1(i,j); %Ειδική καθαρή ισχύς (J/kg)

%%ΒΑΘΜΟΙ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΟΡΓΑΝΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ Rankine ΚΑΙ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ OTEC%%
ncycle(i,j)= (Wnet.c(i,j)/Qin(i,j))*100;
nsystem(i,j)= (Wnet.s(i,j)/Qin(i,j))*100;
    end
end
output_DH1(m,:)= (h5-h4);
output_Wt(m,:)=Wt;
output_Wp1(m,:)=Wp1;
output_Wp2(m,:)=Wp2;
output_Wp3(m,:)=Wp3;
output_Wnet.s(m,:)=Wnet.s;
output_Wnet.c(m,:)=Wnet.c;
output_ncyc(m,:)=ncycle;
output_nsys(m,:)=nsystem;
Max_ncyc(m)=max(output_ncyc(m,:));
Max_nsys(m)=max(output_nsys(m,:));
output_p1(m,:)=p1;
output_p3(m,:)=p4;
output_Q3(m,:)=Q3;
output_T5(m,:)=T5;
output_Qc(m,:)=Qc;
output_M1(m,:)=M1;
output_M2(m,:)=M2;
output_M3(m,:)=M3;
end

```

## Κώδικας 2

```

i=1;
fluid_name1='R1234yf';
fluid_name2='R1233zdE';
fluid_name3='R1243zf';
fluid_name4='R32';
%fluid_name5='R717';
fluid_name6='R744';
fluid_name7='R290';
high1=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('Pcrit','T',0,'Q',0,fluid_name1);
low1=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('PMIN','T',0,'Q',0,fluid_name1);
step=100;
for p1=low1:step:high1 ;
    t1(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('T','P',p1,'Q',0,fluid_name1);
    s1(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('S','P',p1,'Q',0,fluid_name1)/1000 ;
    i=i+1;
end

for j=low1:step:high1;
    p1=high1-j+low1;
    t1(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('T','P',p1,'Q',1,fluid_name1);
    s1(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('S','P',p1,'Q',1,fluid_name1)/1000;
    i=i+1;
end

high2=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('Pcrit','T',0,'Q',0,fluid_name2);
low2=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('PMIN','T',0,'Q',0,fluid_name2);
for p2=low2:step:high2 ;
    t2(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('T','P',p2,'Q',0,fluid_name2);
    s2(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('S','P',p2,'Q',0,fluid_name2)/1000 ;
    i=i+1;
end

for j=low2:step:high2;
    p2=high2-j+low2;
    t2(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('T','P',p2,'Q',1,fluid_name2);
    s2(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('S','P',p2,'Q',1,fluid_name2)/1000;
    i=i+1;
end

high3=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('Pcrit','T',0,'Q',0,fluid_name3);
low3=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('PMIN','T',0,'Q',0,fluid_name3);
for p3=low3:step:high3 ;
    t3(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('T','P',p3,'Q',0,fluid_name3);
    s3(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('S','P',p3,'Q',0,fluid_name3)/1000 ;
    i=i+1;
end

for j=low3:step:high3;
    p3=high3-j+low3;
    t3(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('T','P',p3,'Q',1,fluid_name3);
    s3(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('S','P',p3,'Q',1,fluid_name3)/1000;
    i=i+1;
end

high4=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('Pcrit','T',0,'Q',0,fluid_name4);
low4=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('PMIN','T',0,'Q',0,fluid_name4);
for p4=low4:step:high4 ;
    t4(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('T','P',p4,'Q',0,fluid_name4);
    s4(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('S','P',p4,'Q',0,fluid_name4)/1000 ;
    i=i+1;
end

for j=low4:step:high4;
    p4=high4-j+low4;
    t4(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('T','P',p4,'Q',1,fluid_name4);
    s4(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('S','P',p4,'Q',1,fluid_name4)/1000;
    i=i+1;
end

```

```

end

%{
high5=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('Pcrit','T',0,'Q',0 ,fluid_name5);
low5=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ( 'PMIN', 'T',0,'Q',0 ,fluid_name5);
for p5=low5:step:high5 ;
    t5(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('T','P',p5,'Q',0,fluid_name5);
    s5(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',p5,'Q',0,fluid_name5)/1000 ;
    i=i+1;
end
for j=low5:step:high5;
    p5=high5-j+low5;
    t5(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P',p5,'Q',1,fluid_name5);
    s5(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',p5,'Q',1,fluid_name5)/1000;
    i=i+1;
end
%}

high6=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('Pcrit','T',0,'Q',0 ,fluid_name6);
low6=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ( 'PMIN', 'T',0,'Q',0 ,fluid_name6);
for p6=low6:step:high6 ;
    t6(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('T','P',p6,'Q',0,fluid_name6);
    s6(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',p6,'Q',0,fluid_name6)/1000 ;
    i=i+1;
end
for j=low6:step:high6;
    p6=high6-j+low6;
    t6(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P',p6,'Q',1,fluid_name6);
    s6(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',p6,'Q',1,fluid_name6)/1000;
    i=i+1;
end
high7=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('Pcrit','T',0,'Q',0 ,fluid_name7);
low7=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ( 'PMIN', 'T',0,'Q',0 ,fluid_name7);
for p7=low7:step:high7 ;
    t7(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI ('T','P',p7,'Q',0,fluid_name7);
    s7(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',p7,'Q',0,fluid_name7)/1000 ;
    i=i+1;
end
for j=low7:step:high7;
    p7=high7-j+low7;
    t7(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P',p7,'Q',1,fluid_name7);
    s7(i)=py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',p7,'Q',1,fluid_name7)/1000;
    i=i+1;
end

plot(s1,t1-273.15,s2,t2-273.15,s3,t3-273.15,s4,t4-273.15,s6,t6-273.15,s7,t7-
273.15)
yline([(30) (4)] , '--', {'Όρια λειτουργίας ΟΤΕC'});
legend(fluid_name1,fluid_name2,fluid_name3,fluid_name4,fluid_name6,fluid_name7)
title( "Διάγραμμα T-s επιλεγμένων εργαζόμενων μέσων" );
xlabel('s(kJ/kg^oC) ');
ylabel('T(^oC) ');

```

## ΚΩΔΙΚΑΣ 3

Μελέτη και επιλογή πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας για την μονάδα OTEC-ORC  
Θερμικής ισχύς εισόδου 1MW

```

%Επαναληπτική διαδικασία για την εύρεση του συνδυασμού πλακών, παροχών
%μάζας θερμού και ψυχρού ρευστού

PC_in=(6.636*1e5); %ΑΡΧΙΚΗ ΠΙΕΣΗ ΕΙΣΟΔΟΥ ΨΥΧΡΟΥ ΡΕΥΣΤΟΥ [Pa]
mh=[119];%Αρχική παροχή μάζας θερμού ρευστού [kg/s]

Pci_int=(PC_in-300):100:(PC_in+300)]; %ΟΡΙΑ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗΣ 1
m_dot_c=[5.99:0.05:6.2];%Παροχή μάζας ψυχρού ρευστού
m_dot_h=(mh+1):0.5:(mh+9)]%Παροχή μάζας θερμού ρευστού

Nt_i=164; % Αρχικός Αριθμός πλακών εναλλάκτη

for j=1:length(m_dot_h)
for i=1:length(m_dot_c)
    for k=1:length(Pci_int)
        Fluidc='R1234yf'; %Ψυχρό ρευστό
        Fluidh='Water'; %Θερμό ρευστό
        Pci=Pci_int(k)
        hcin=CoolProp.PropsSI('H','P',Pci,'T',8.41+273.15,Fluidc); %Ενθαλπία
εισόδου του ψυχρού ρευστού
        Phi=101325;
        hhin=CoolProp.PropsSI('H','P',Phi,'T',28+273.15,Fluidh); %Ενθαλπία εισόδου
του θερμού ρευστού
        mh=m_dot_h(j);
        mc=m_dot_c(i)
        Nt=Nt_i;
        big_side='hot';
        Nt=Nt;
        %_ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΕΣ ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ Alfa Laval T21 DN 200_%
        param_HEX.Dp=0.2; % port diameter [m]
        param_HEX.Lp=1.478; % vertical distance between ports [m]
        param_HEX.Bp=0.755; % horizontal plate length [m]
        param_HEX.Nt=Nt_i; % number of plates
        param_HEX.V_ch=0.75; % channel volume [l]
        param_HEX.pitch=2.8/1e3; % plate pitch [m]
        param_HEX.Np=1; % number of passes
        param_HEX.theta=pi/3; % chevron angle
        param_HEX.pitch_co=0.007; % corrugation pitch

        %_Επιλογή εμπειρικών σχέσεων υπολογισμού συντελεστών μεταφοράς
        %θερμότητας και πτώσης πίεσης

        param_HEX.HTC_SP='Martin'; %Thonon; %Martin;
        param_HEX.HTC_EVAP='Khan'; %Longo; %Cooper; %Khan;
        param_HEX.HTC_COND='Zhang'; %Longo; %Kuo; %Yan; %Zhang;
        param_HEX.DP_SP='Thonon'; %Thonon; %Martin
        param_HEX.DP_EVAP='Yan_Lin'; %Yan_Lin; %Zhang; %Hsieh
        param_HEX.DP_COND='Zhang'; %Kuo; %Amalfi; %Tao; %Zhang;
        PLOTS=0;

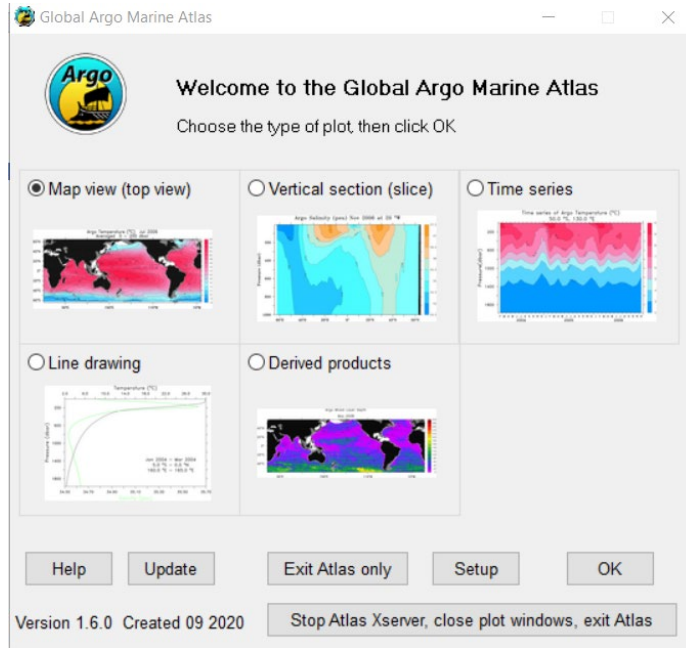
        out =
HEX_simul_v2(Fluidc,Fluidh,Phi,hhin,Pci,hcin,mc,mh,big_side,param_HEX,PLOTS)
%Function
Qdot_eff= getfield(out,'Q_dot_eff');%Πραγματική ισχύς εναλλάκτη
Quality= getfield(out,'x_c_vec')
sz=size(Quality);
Qco=Quality([3]);% Ποιότητα ατμού στην έξοδο του εναλλάκτη
Tco=getfield(out,'Tcout'); %Θερμοκρασία εξόδου ψυχρού ρευστού
Tho=getfield(out,'Thout'); %Θερμοκρασία εξόδου θερμού ρευστού

```

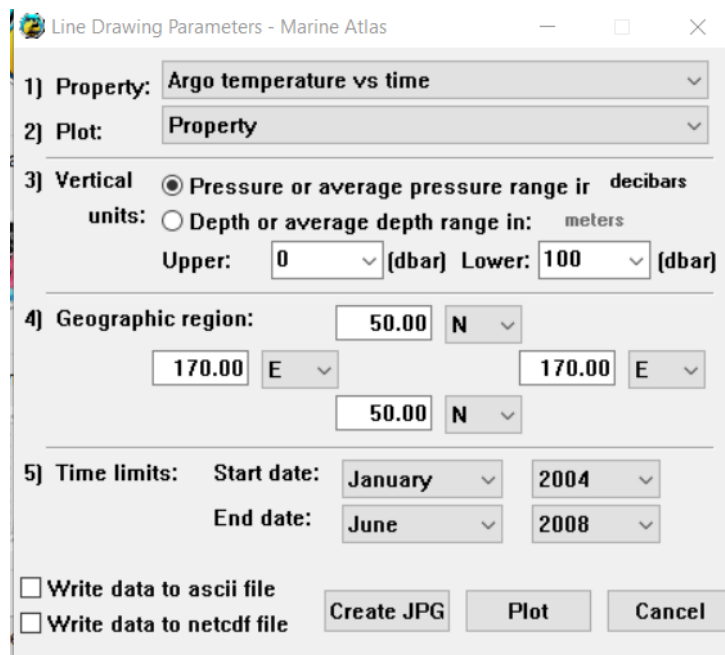
```
pp=Tho-Tco; %pinch point εναλλάκτη
    if (abs(Qdot_eff-1e6)<=1*1e2) && (abs(1-Qco)<=0.001) && (length(Quality)==3)
        break
    end
end
    if (abs(Qdot_eff-1e6)<=1*1e2) && (abs(1-Qco)<=0.001) &&
(length(Quality)==3)
        break
    end
end
    if (abs(Qdot_eff-1e6)<=1*1e2) && (abs(1-Qco)<=0.001) &&
(length(Quality)==3)
        break
    end
    output_mc(k,:)=mc;
    output_Nt(j,:)=Nt;
    output_Pci_int(i,:)=Pci;
end
```



Παράρτημα II : Λογισμικό περιβάλλον Global Marine Atlas

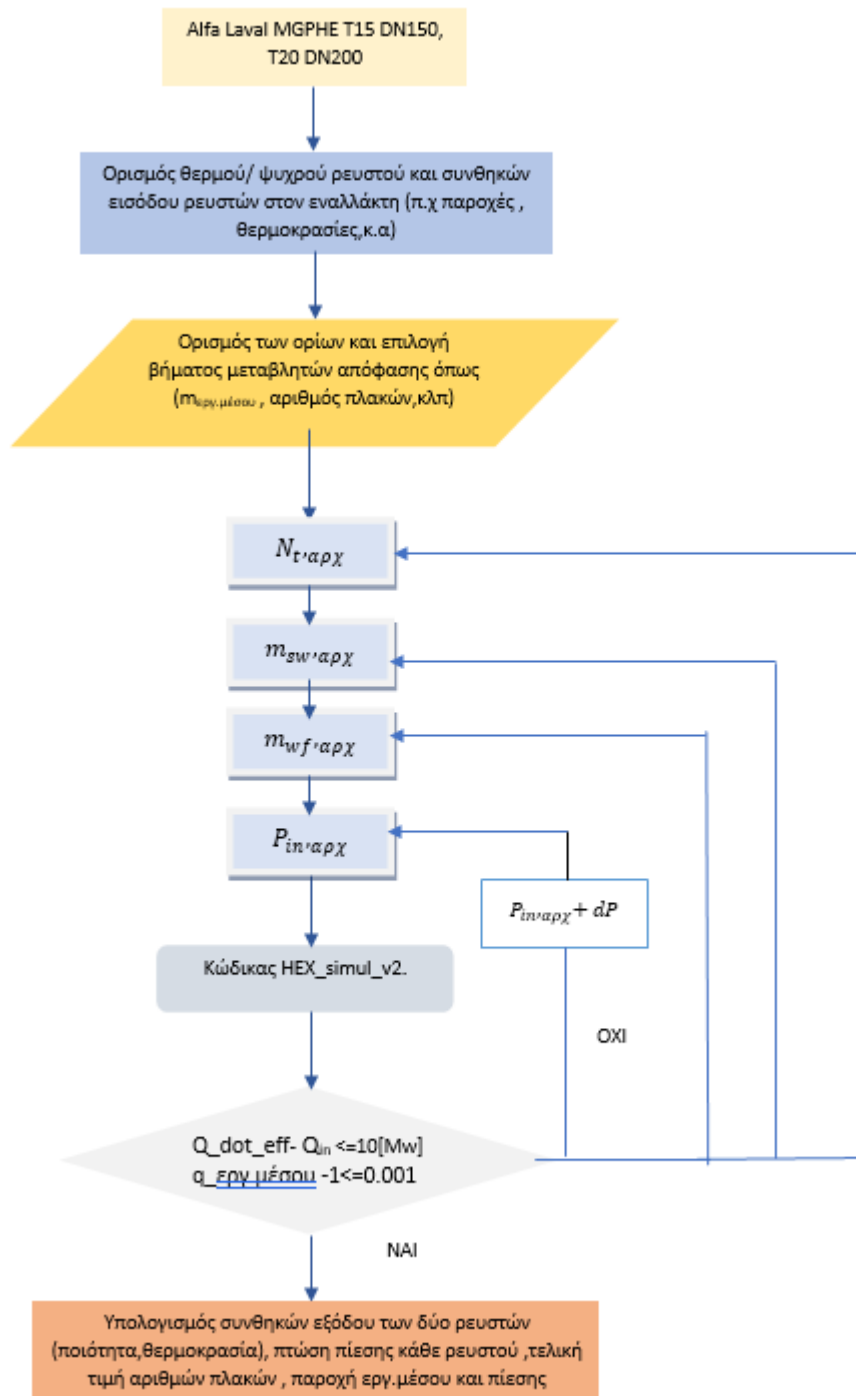


Εικόνα 47 Υπολογιστικό περιβάλλον Global Marine Atlas



Εικόνα 48 Τμήμα line-drawing του Global Marine Atlas

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ III: Λογικό διάγραμμα ροής για το χωρίο 8.3



Εικόνα 49 Λογικό διάγραμμα ροής χωρίου 8.3