



Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών
Τομέας Μηχανολογικών Κατασκευών και Αυτομάτου Ελέγχου
Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών και Δυναμικής

«Σχεδιασμός και προσομοίωση σπειροειδούς εκτονωτή
θετικής μετατόπισης για την αύξηση του βαθμού απόδοσης
συστημάτων ΣΗΘ μικρής κλίμακας»

Διπλωματική Εργασία

της

Μίτα Ελλάδας

Επιβλέπων Καθηγητής: Βασίλειος Σπιτάς, Αναπληρωτής Καθηγητής ΕΜΠ

i Περίληψη

Το θέμα του χαμηλού βαθμού απόδοσης που χαρακτηρίζει τους οργανικούς κύκλους Rankine (ORC) λόγω των χαμηλών θερμοκρασιακών επιπέδων των πηγών, απασχολεί ιδιαίτερα τον τομέα της βιομηχανίας που ασχολείται με τη μικροσυμπαγωγή. Κατ' επέκταση οι ερευνητικές προσπάθειες επικεντρώνονται πάνω στην επιλογή του εργαζόμενου μέσου και την βελτιστοποίηση λειτουργικών χαρακτηριστικών των επιμέρους στοιχείων, των εγκαταστάσεων. Παράλληλα, οι εφαρμογές ORC μικρής ισχύος αντιμετωπίζουν επιπρόσθετες προκλήσεις. Κατάλληλοι εκτονωτές για εφαρμογές χαμηλών επιπέδων ισχύος είναι υπό ανάπτυξη και συνεπώς όχι ευρύτατα διαθέσιμοι. Στα πλαίσια αυτά, στην παρούσα διπλωματική γίνεται μια παραμετρική ανάλυση και μελέτη ενός σπειροειδούς εκτονωτή που επιλέγεται ως στοιχείο ενός συστήματος μικροσυμπαγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας με καύση βιομάζας.

ii Abstract

The issue of the low thermal efficiency of Organic Rankine Cycles (ORCs) due to the low temperature levels of the sources is of particular concern to the sector of the industry dealing with micro-cogeneration. By extension, the research efforts are focused on the selection of the working fluid and the optimization of functional characteristics of the individual elements. At the same time, low-power ORC applications face additional challenges. Suitable expanders for low power level applications are under development and therefore not widely available. In this context, this thesis focuses on a parametric analysis and the study of a scroll expander as an element of a micro-CHP ORC system with biomass combustion.

iii Ευχαριστίες

Φθάνοντας στο τέλος των σπουδών μου με την παρακάτω διπλωματική εργασία, θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους όσους συνέβαλαν, ο καθένας με τον δικό του τρόπο, στην ολοκλήρωσή τους.

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή της διπλωματικής μου κ. Β. Σπιτά για την ευκαιρία που μου έδωσε να εκπονήσω την διπλωματική μου εργασία στον Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών, όντας φοιτήτρια του Τομέα Ενέργειας. Επιπλέον, θα ήθελα να ευχαριστήσω όλα τα μέλη του εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών, αλλά ιδιαίτερα τον υποψήφιο διδάκτορα Ν. Ρόγκα για τη βοήθεια που μου προσέφερε σε πραγματικά τεχνικά προβλήματα και στην υπομονή του.

Παράλληλα, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους γονείς μου Αντρέα και Χριστίνα, που χωρίς αυτούς δεν θα είχα την ευκαιρία να πραγματοποιήσω τις σπουδές μου στην Αθήνα, αλλά και τα αδέρφια μου Αντιγόνη, Σεμέλη και Νικόλα που πίστευαν σε εμένα σε όλες τις δυσκολίες που με έφερε αντιμέτωπη η σχολή. Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους τους φίλους μου και ιδιαίτερα τις Κ.Σ., Π.Α., Ο.Ε., Ν.Ε., Χ.Κ και τους Π.Χ., Κ.Γ., Κ.Γ. για όλη την υποστήριξη που μου παρείχαν σε όλα τα φοιτητικά μου χρόνια.

Περιεχόμενα

i	Περίληψη	3
ii	Abstract	5
iii	Ευχαριστίες	7
1.	Εισαγωγή.....	11
1.1.	Πλαίσιο	11
1.2.	Σκοπός και στόχοι εργασίας	11
1.3.	Μέθοδος έρευνας/ Ανάπτυξη προϊόντος	11
2.	Συστήματα ΣΗΘ με καύση βιομάζας.....	14
2.1.	Ενεργειακό πρόβλημα και πλαίσιο	14
2.2.	Βιομάζα ως πηγή θερμότητας	15
2.3.	Σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας	17
2.3.1.	Γενικά.....	17
2.3.2.	Μικροσυμπαραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας (micro-CHP ORC).....	18
2.4.	Οργανικός κύκλος Rankine (ORC).....	20
2.4.1.	Στοιχεία εγκατάστασης ORC	20
2.4.2.	Σπειροειδής εκτονωτής ως στοιχείο του κύκλου ORC	24
2.4.3.	Οργανικά εργαζόμενα μέσα	29
3.	Τροποποιημένος κύκλος Rankine (PRC)	32
3.1.	Καινοτομία συστήματος	32
3.2.	Επεξήγηση ολόκληρου του συστήματος ΣΗΘ με καύση βιομάζας	35
4.	Προσομοίωση κύκλων στο EES(Engineering Equation Solver)	37
4.1.	Σύγκριση οργανικών εργαζόμενων μέσω	37
4.2.	Σύγκριση συστημάτων ORC και PRC.....	39

5.	Παραμετρική διερεύνηση εκτονωτή με εργαλεία CAE	44
5.1.	Αρχή λειτουργίας συστήματος τύπου scroll	44
5.2.	Σχεδιασμός και ανάπτυξη ζεύγους Στάτη-Δρομέα (Σύστημα scroll expander)	48
6.	Αποτελέσματα παραμετρικής μελέτης εκτονωτή με χρήση εργαλείων CAE	51
6.1.	Σύγκριση αναπτυσσόμενων πεδίων πιέσεων.....	51
6.2.	Θερμοκρασιακές κατανομές.....	53
6.3.	Κατανομές αναπτυσσόμενων τάσεων	54
7.	Συμπεράσματα και άλλες προτάσεις.....	57
8.	Βιβλιογραφία	61

1. Εισαγωγή

1.1. Πλαίσιο

Το θέμα του χαμηλού βαθμού απόδοσης που χαρακτηρίζει τους οργανικούς κύκλους Rankine (ORC) λόγω των χαμηλών θερμοκρασιακών επιπέδων των πηγών, απασχολεί ιδιαίτερα τον τομέα της βιομηχανίας που ασχολείται με τη μικροσυμπαγωγή. Κατ' επέκταση οι ερευνητικές προσπάθειες επικεντρώνονται πάνω στην επιλογή του εργαζόμενου μέσου και την βελτιστοποίηση λειτουργικών χαρακτηριστικών των επιμέρους στοιχείων, των εγκαταστάσεων. Παράλληλα, οι εφαρμογές ORC μικρής ισχύος αντιμετωπίζουν επιπρόσθετες προκλήσεις. Κατάλληλοι εκτονωτές για εφαρμογές χαμηλών επιπέδων ισχύος είναι υπό ανάπτυξη και συνεπώς όχι ευρύτατα διαθέσιμοι. Στα πλαίσια αυτά, στην παρούσα διπλωματική γίνεται μια παραμετρική ανάλυση και μελέτη ενός σπειροειδούς εκτονωτή που επιλέγεται ως στοιχείο ενός συστήματος μικροσυμπαγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας με καύση βιομάζας.

1.2. Σκοπός και στόχοι εργασίας

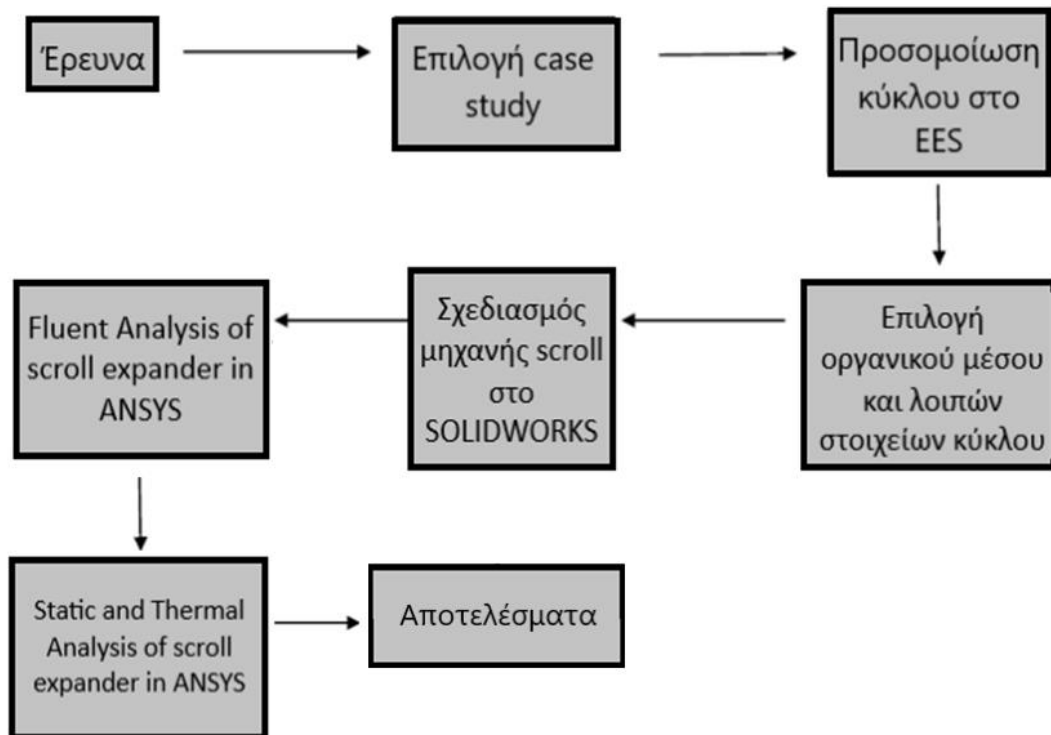
Σκοπός της παρούσας μελέτης είναι ο σχεδιασμός ενός σπειροειδή εκτονωτή και η μελέτη βελτιστοποίησής του. Με στόχο την αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης των συστημάτων ORC, όπου ανήκει σαν στοιχείο, αποφασίστηκε η παραμετρική μελέτη ορισμένων εκ των λειτουργικών και κατασκευαστικών χαρακτηριστικών του. Η μελέτη επικεντρώνεται στα εξής δύο χαρακτηριστικά:

- Το οργανικό εργαζόμενο μέσο, και
- Το πάχος της σπείρας του scroll expander.

Προτού όμως μελετηθούν εκτενέστερα τα παραπάνω, για την επιλογή των λοιπών στοιχείων και χαρακτηριστικών ολόκληρου του υπό μελέτη συστήματος, έγινε μια διεξοδική έρευνα βασισμένη στις ανάγκες του σήμερα, λαμβάνοντας φυσικά υπόψη την τεράστια τεχνολογική ανάπτυξη αλλά και τις σύγχρονες προκλήσεις.

1.3. Μέθοδος έρευνας/ Ανάπτυξη προϊόντος

Παρακάτω στο Σχήμα 1.1. παρουσιάζεται ένα διάγραμμα του τρόπου ανάπτυξης και μελέτης του σπειροειδούς εκτονωτή, δηλαδή των βημάτων που ακολουθήθηκαν, και έπειτα αναλύονται το καθένα από αυτά.



Σχήμα 1.1. Διάγραμμα ανάπτυξης και μελέτης μηχανής τύπου scroll.

Έρευνα: Λεπτομερής έρευνα σχετικά με τις εγκαταστάσεις οργανικών κύκλων Rankine μικροκλίμακας και της ιδέας να απουσιάζει από μια τέτοια εγκατάσταση η αντλία για σκοπούς αύξησης του βαθμού απόδοσης. Λεπτομερής έρευνα σχετικά με την αρχή λειτουργίας των μηχανών τύπου Scroll, τις μαθηματικές εξισώσεις που τις περιγράφουν (π.χ. Εξειλιγμένη κύκλου), προηγούμενες προσεγγίσεις υπολογισμού διαφόρων επιμέρους θεμάτων.

Ανάπτυξη κύκλου στο EES(κατάληξη σε ένα case study): Μετά την πλήρη κατανόηση του τρόπου λειτουργίας του οργανικού κύκλου Rankine με και χωρίς αντλία, έγινε η προσομοίωση του κάθε συστήματος στο λογισμικό EES(Engineering Equation Solver) που βοήθησε στον υπολογισμό παροχών, θερμοκρασιών, πιέσεων, και λοιπών μεγεθών του κύκλου απαραίτητα για τον σχεδιασμό και τη μελέτη εν τέλη της μηχανής τύπου Scroll. Χρησιμοποιώντας τις βιβλιοθήκες του λογισμικού EES έγινε επίσης και η σύγκριση οργανικών μέσων.

Ανάπτυξη αρχικών σχεδιαστικών μοντέλων: Προκειμένου να οπτικοποιηθεί ο εκτονωτής τύπου Scroll, να μελετηθεί, να αξιολογηθεί αλλά και να επιβεβαιωθούν μεγέθη και να γίνουν τελικά βελτιστοποιήσεις στην γεωμετρία του, σχεδιάστηκε ένα αρχικό μοντέλο της μηχανής με διαστάσεις αντίστοιχες μιας ήδη υπάρχουσας μηχανής που παράγει ισχύ ίδιας τάξης. Για τη σχεδίαση χρησιμοποιήθηκε το σχεδιαστικό πρόγραμμα SOLIDWORKS.

Fluent Analysis (ANSYS): Αρχικά ορίστηκαν οι συνθήκες εισόδου και εξόδου στον όγκο του ρευστού που περικλείεται εντός των σπειρών του εκτονωτή με απώτερο σκοπό να διεξαχθούν οι κατανομές πιέσεων ανάμεσα στις ποκέτες της μηχανής. Η διαδικασία αυτή έγινε και για τα τρία οργανικά μέσα που μελετώνται στην παρούσα διπλωματική.

Static & Thermal Analysis (ANSYS): Στη συνέχεια γίνεται σύνδεση των αποτελεσμάτων της ανάλυσης του ρευστού (Fluent analysis), μαζί με τα μοντέλα στατικής και θερμικής ανάλυσης του απλοποιημένου μοντέλου του εκτονωτή. Σε αυτό το κομμάτι οι αναλύσεις γίνονται για διαφορετικά πάχη σπείρας, με σκοπό τόσο τη σύγκριση των αναπτυσσόμενων καταπονήσεων όσο και τη μελέτη αντοχής της μηχανής στα μέγιστα μηχανικά και θερμικά φορτία που δέχεται.

Αποτελέσματα: Τέλος διεξαχθήκαν τα αποτελέσματα της μελέτης, πάρθηκαν τα απαραίτητα συμπεράσματα και έγιναν προτάσεις για περαιτέρω διερεύνηση.

Η όλη ανάπτυξη του σχεδιασμού βασίστηκε στις κεκτημένες από τη φοίτηση στη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του ΕΜΠ γνώσεις, την τεχνογνωσία του Εργαστηρίου Στοιχείων Μηχανών, την Έρευνα και διασταύρωση των πληροφοριών και, φυσικά, τη μαθηματικοποίηση του προβλήματος.

2. Συστήματα ΣΗΘ με καύση βιομάζας

2.1. Ενεργειακό πρόβλημα και πλαίσιο

Η τεχνολογική ανάπτυξη σε συνδυασμό με την οικονομική ευρωστία οδήγησαν στην ραγδαία αύξηση του ανθρώπινου πληθυσμού. Το γεγονός αυτό, οδηγεί με τη σειρά του σε μια διαρκή αύξηση των ενεργειακών απαιτήσεων σε παγκόσμιο επίπεδο. Από το 1971 στο 2018 η παραγωγή ενέργειας υπερδιπλασιάστηκε και ταυτόχρονα το μερίδιο συνεισφοράς των ορυκτών καυσίμων συνεχίζει να κυριαρχεί, σύμφωνα με την IEA (International Energy Agency) [12].

Η καύση ορυκτών καυσίμων πέρα από ρύπους, απελευθερώνει διοξείδιο του άνθρακα το οποίο αποτελεί το κυριότερο από τα αέρια του θερμοκηπίου που ευθύνονται για την κλιματική αλλαγή. Τα ορυκτά καύσιμα δεν ανήκουν στις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας αφού είναι το αποτέλεσμα της γεωλογικής ανθρακοποίησης (geological coalification), η οποία απαιτεί εκατομμύρια χρόνια[11].

Με τη θέσπιση ολοένα και πιο αυστηρών περιβαλλοντικών νομοθεσιών και την αυξανόμενη επείγουσα ανάγκη για την αντιμετώπιση της κλιματικής αλλαγής, γίνεται αμέσως κατανοητό ότι η χρήση ορυκτών καυσίμων είναι προβληματική. Η προστασία του περιβάλλοντος, η κάλυψη των μελλοντικών ενεργειακών αναγκών και η βιώσιμη ανάπτυξη (ανάπτυξη που πραγματοποιείται με την παράλληλη και ισότιμη προώθηση της οικονομίας, της κοινωνίας και του περιβάλλοντος) αποτελούν πλέον διαπιστωμένες αναγκαιότητες και προτεραιότητες της διεθνούς κοινότητας, με τις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας να διαδραματίζουν κυρίαρχο ρόλο στην αντικατάσταση των ορυκτών καυσίμων[12].

Η συμβατική παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας είναι από τη φύση της μη αποδοτική, αφού μετατρέπεται μόνο το ένα τρίτο της ενέργειας των καυσίμων σε ωφέλιμη ενέργεια. Η σημαντική αύξηση της αποδοτικότητας με συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας(ΣΗΘ) οδηγεί σε μικρότερη κατανάλωση καυσίμων και σε μειωμένες εκπομπές ρύπων σε σχέση με τη χωριστή παραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας. Τα συστήματα ΣΗΘ αποτελούν μια οικονομικά παραγωγική προσέγγιση για τη μείωση των ατμοσφαιρικών ρύπων μέσω της πρόληψης της ρύπανσης για αυτό και τα τελευταία χρόνια η μελέτη τους χρήζει ολοένα και πιο μεγάλο ενδιαφέρον[12].

Ιδιαίτερα απασχολεί τα τελευταία χρόνια η ανάγκη για αύξηση του βαθμού απόδοσης συστημάτων ΣΗΘ μικροκλίμακας μιας και οι εγκαταστάσεις τους ολοένα και αυξάνονται. Λόγω της ανάκτησης θερμότητας από χαμηλά επίπεδα, καταλληλότερη είναι η εφαρμογή οργανικών κύκλων Rankine (Organic Rankine Cycle, ORC) όπου σημαντική είναι και η σωστή επιλογή του οργανικού μέσου. Στα πλαίσια της ανάγκης για βελτίωση των συμβατικών ORC

και αύξηση του βαθμού απόδοσης, μελετώνται διάφορες εναλλακτικές της αρχιτεκτονικής του κύκλου, όπως και η σωστή επιλογή των επιμέρους στοιχείων του.

Στοιχείο ενός συστήματος ORC μικρής κλίμακας συχνά αποτελεί ο σπειροειδής εκτονωτής (scroll expander). Στην παρούσα διπλωματική η εγκατάσταση ORC επιλέγεται να είναι χωρίς αντλία, οπότε μελετάμε τρόπους βελτιστοποίησης του εκτονωτή.

2.2. Βιομάζα ως πηγή θερμότητας

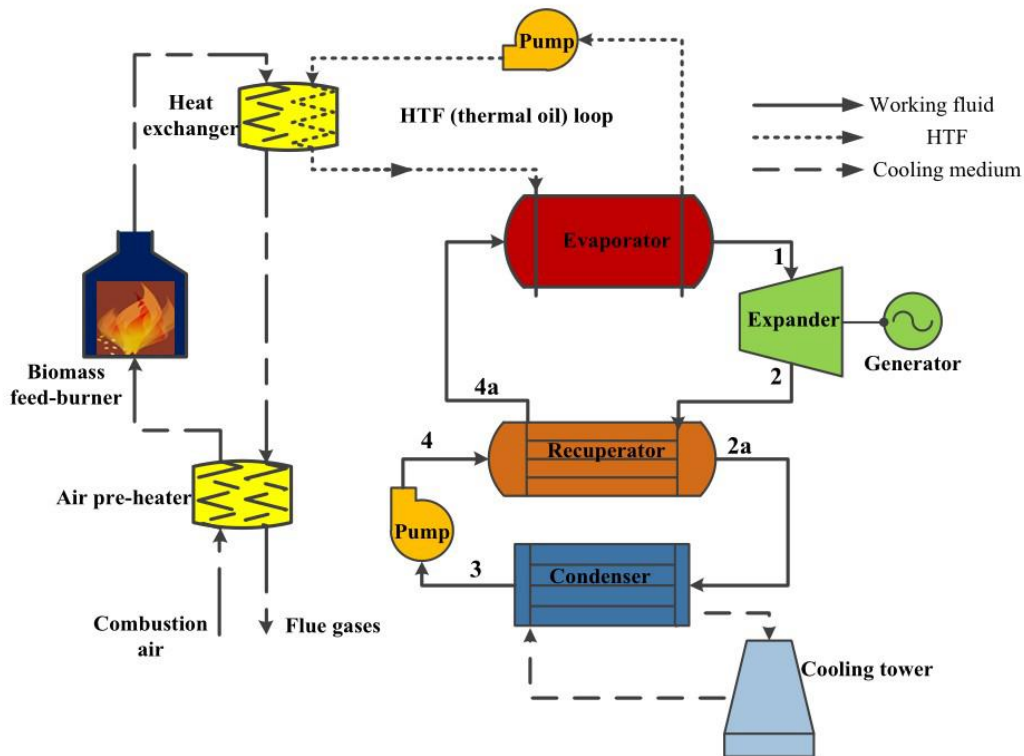
Η βιομάζα αφθονεί ενώ ταυτόχρονα είναι η μοναδική ανανεώσιμη πηγή ενέργειας που μπορεί να μετατραπεί σε οποιαδήποτε μορφή καυσίμου (στερεή, υγρή ή αέρια). Επιπρόσθετα, δε συμμετέχει στην αύξηση του διοξειδίου του άνθρακα στην ατμόσφαιρα αφού η κατανάλωσή της απελευθερώνει στην ατμόσφαιρα την ίδια ποσότητα άνθρακα που δεσμεύτηκε κατά την ανάπτυξη του φυτού μέσω της φωτοσύνθεσης [12].

Σύμφωνα με την EIA (U.S. Energy Information Administration), η βιομάζα είναι ανανεώσιμη οργανική ύλη, η οποία προέρχεται από φυτά ή ζώα. Είναι η ηλιακή ενέργεια που δεσμεύτηκε χημικά μέσω της φωτοσύνθεσης. Έτσι, ο ορισμός της βιομάζας περιλαμβάνει ξυλεία, γεωργικά προϊόντα, αστικά απόβλητα όπως επίσης και λιπάσματα. Επίσης, ακόμα και σήμερα συνεχίζει να αποτελεί σημαντική πηγή καυσίμου στις αναπτυσσόμενες χώρες [12].

Η αεριοποίηση και η καύση είναι οι δύο κυριότερες μέθοδοι εκμετάλλευσης της βιομάζας. Οι εφαρμογές βιομάζας αντιστοιχούν σε περισσότερο από το 10 % των συστημάτων οργανικών κύκλων Rankine (ORC) που θα μας απασχολήσουν στη παρούσα εργασία. Στο Σχήμα 2.1. απεικονίζεται ένα τυπικό σύστημα ORC που τροφοδοτείται με βιομάζα. Από την καύση της, παράγονται θερμά καυσαέρια με θερμοκρασίες που μπορούν να φτάσουν τους 1000 °C [12].

Η θερμότητά τους μεταφέρεται έμμεσα στον κύκλο ORC μέσω ενός ενδιάμεσου κύκλου θερμικού λαδιού, ο οποίος εξασφαλίζει τη θερμοχημική ευστάθεια του εργαζόμενου μέσου. Άλλα πλεονεκτήματα από την παρεμβολή θερμικού λαδιού για τη μεταφορά θερμότητας στο οργανικό μέσο είναι η χαμηλότερη πίεση λειτουργίας του ατμοποιητή (μικρότερη πίεση στο λέβητα), μεγαλύτερη θερμική αδράνεια απέναντι στις απότομες μεταβολές της θερμικής πηγής και πιο απλός και ασφαλής έλεγχος και λειτουργία. Επιπρόσθετα η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας (κάτω από 350 °C) διασφαλίζει τη διάρκεια ζωής του θερμικού ελαίου [5]. Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την απόδοση της καύσης και του ατμοποιητή. Οι τυπικές τιμές του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης είναι στην περιοχή 6 – 17 % [12].

Η θερμότητα λοιπόν από τη καύση βιομάζας μεταφέρεται μέσω του θερμικού ελαίου στο οργανικό μέσο του ORC και μετατρέπεται σε ηλεκτρική ενέργεια. Η σωστή επιλογή οργανικού μέσου διασφαλίζει την βέλτιστη λειτουργία του κύκλου, για αυτό θα αναλυθούν περαιτέρω σε επόμενο κεφάλαιο [5].



Σχήμα 2.1. Διάταξη συστήματος ORC που τροφοδοτείται με βιομάζα [12].

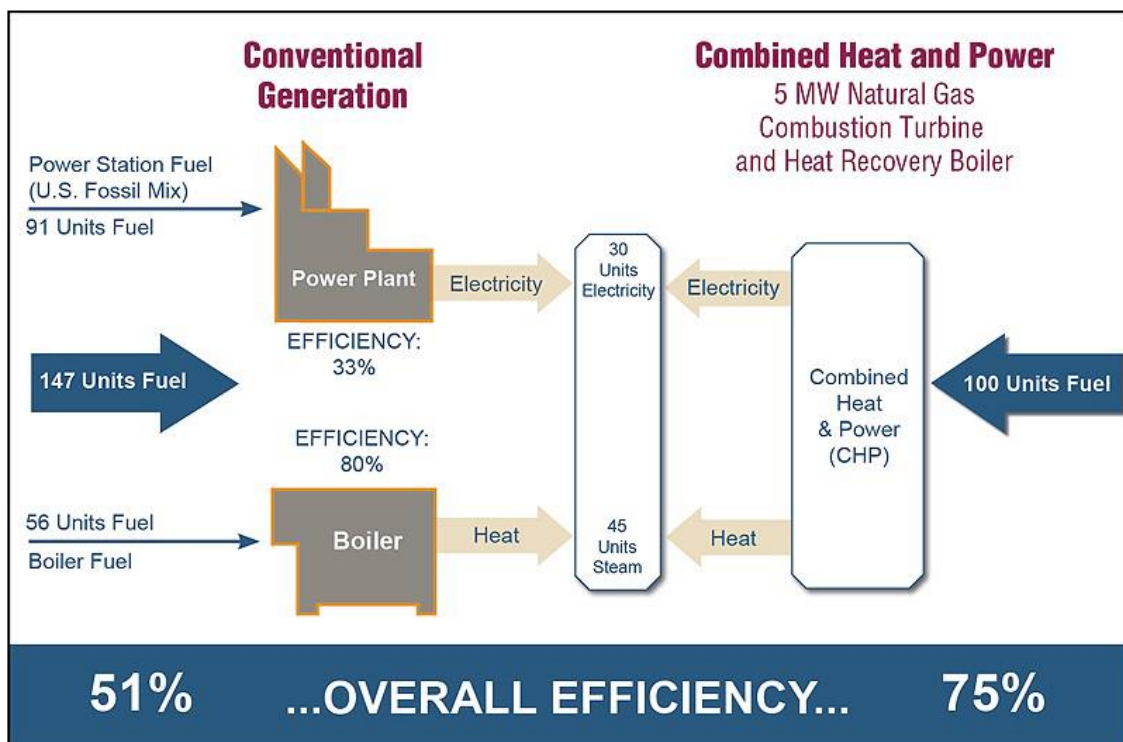
Τα συστήματα ORC βιομάζας μπορούν να χρησιμοποιηθούν και για τη συμπαραγωγή θερμότητας και ηλεκτρισμού. Η θερμότητα που αποβάλλει ο συμπυκνωτής μπορεί να αξιοποιηθεί για τη θέρμανση κτηρίων και την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης. Σε αυτήν την περίπτωση οι κατάλληλες θερμοκρασίες συμπύκνωσης είναι μεταξύ 80 και 120 °C [12].

Η σύγχρονη ερευνητική τάση είναι ο συνδυασμός των συστημάτων ORC με άλλες τεχνολογίες με σκοπό την ανάπτυξη υβριδικών συστημάτων με πολλαπλές πηγές ενέργειας. Συχνές επιλογές αποτελούν οι μηχανές Stirling, οι κυψέλες καυσίμου και τα ηλιακά θερμικά συστήματα. Καθώς η τεχνολογία ωριμάζει συνολικά, ο αριθμός των εγκαταστημένων συστημάτων αναμένεται να αυξηθεί [12].

2.3. Σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας

2.3.1. Γενικά

Η αντιμετώπιση της συνεχούς αύξησης των ενεργειακών απαιτήσεων και της κλιματικής αλλαγής, πέρα από την αύξηση της παραγόμενης ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές, προϋποθέτει και την βελτίωση της απόδοσης των συμβατικών τεχνολογιών παραγωγής ενέργειας. Ένας από τους πιο υποσχόμενους τρόπους είναι η συμπαραγωγή θερμότητας και ηλεκτρισμού (Combined Heat and Power, CHP). Η συμπαραγωγή θερμότητας και ηλεκτρισμού είναι η ταυτόχρονη παραγωγή θερμικής και ηλεκτρικής ενέργειας από το ίδιο καύσιμο. Η θερμότητα, που υπό άλλες συνθήκες απορρίπτεται στο περιβάλλον, ανακτάται και χρησιμοποιείται για να καλύψει θερμικές ανάγκες. Συγκριτικά με τις συμβατικές τεχνολογίες που παράγουν ξεχωριστά θερμότητα και ηλεκτρισμό, ένα σύστημα CHP παρουσιάζει υψηλό βαθμό απόδοσης που μπορεί να ξεπεράσει και το 90 % (Σχήμα 2.2). Επίσης, η συνδυαστική παραγωγή οδηγεί σε βελτιωμένη αξιοποίηση της ενεργειακής πηγής και κατ' επέκταση σε εξοικονόμηση καυσίμου και μειωμένες εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO_2). Προφανώς, σε ένα σύστημα CHP η ηλεκτρική και η θερμική ενέργεια είναι ανταγωνιστικά μεγέθη. Η αύξηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος οδηγεί σε μείωση της αντίστοιχης θερμικής και αντιστρόφως [12].



Σχήμα 2.2. Σύγκριση απόδοσης συστήματος CHP με την απόδοση συμβατικής παραγωγής θερμότητας και ηλεκτρισμού [12].

Τα συστήματα CHP μπορούν να ταξινομηθούν ανάλογα με τη διάταξη που χρησιμοποιούν για την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος (Prime Mover). Οι κυριότερες επιλογές είναι:

- Αεριοστρόβιλος (Gas Turbine, GT)
- Ατμοστρόβιλος (Steam Turbine, ST)
- Συνδυασμένος κύκλος αεριοστροβίλου (Combined Cycle Gas Turbine, CCGT)
- Μηχανή Εσωτερικής Καύσης (Internal Combustion Engine, ICE)
- Θερμοφωτοβολταϊκά συστήματα (Thermophotovoltaics, TPV)
- Μηχανή Stirling (Stirling Engine)
- Κυψέλη καυσίμου (Fuel Cell)
- Οργανικός Κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle, ORC)

Ανάλογα με το που δίνουν έμφαση, διακρίνονται σε:

- κύκλους κορυφής (topping cycle), όπου το κύριο προϊόν είναι η ηλεκτρική ισχύς
- κύκλους βάσης (bottoming cycle), όπου το κύριο προϊόν είναι η θερμότητα.

Σύμφωνα με την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ, τα συστήματα CHP διακρίνονται σε:

- **πολύ μικρής** συμπαραγωγής (micro-cogeneration), με ισχύ από $1 kW_{el}$ έως $50 kW_{el}$
- **μικρής** κλίμακας συμπαραγωγή (small-cogeneration), με ισχύ μεταξύ $50 kW_{el}$ και $1 MW_{el}$
- **μεσαίας** κλίμακας συμπαραγωγή (medium-cogeneration), με ισχύ από $1 MW_{el}$ έως $10 MW_{el}$
- **μεγάλης** κλίμακας συμπαραγωγή (large-cogeneration), με ισχύ μεγαλύτερη των $10 MW_{el}$

Σε ένα σύστημα συμπαραγωγής ψύξης, θερμότητας και ηλεκτρισμού (Combined Cooling, Heating and Power, CCHP) προστίθεται και η δυνατότητα ψύξης[12]. Τα συστήματα CCHP, γνωστά και σαν συστήματα τριπαραγωγής, ξεφεύγουν από τα πλαίσια της παρούσας εργασίας και δε θα μελετηθούν.

2.3.2. Μικροσυμπαραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας (micro-CHP ORC)

Στην παρούσα εργασία θα μας απασχολήσει η χρήση οργανικών κύκλων με καύση βιομάζας η οποία χρήζει όλο και περισσότερο ενδιαφέρον για μικρές μονάδες συμπαραγωγής

ηλεκτρισμού και θερμότητας (ΣΗΘ) (Combined Heat and Power -CHP). Σε γενικές γραμμές, η έννοια «ΣΗΘ μικρής κλίμακας» (small-scale CHP) σημαίνει συνδυασμένη παραγωγή θερμότητας και ηλεκτρικής ενέργειας συστήματος με ηλεκτρική ισχύ μικρότερη από $100 kW_{el}$. Η έννοια «Μικροκλίμακας ΣΗΘ» (micro-scale CHP) χρησιμοποιείται επίσης συχνά για να υποδηλώσει μικρής κλίμακας συστήματα CHP με ηλεκτρική χωρητικότητα μικρότερη από $15 kW_{el}$ ($1-15 kW_{el}$). Η συμπαραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας έχει θεωρηθεί παγκοσμίως ως η κύρια εναλλακτική των παραδοσιακών συστημάτων όσον αφορά την εξοικονόμηση ενέργειας και την προστασία περιβάλλοντος[3].

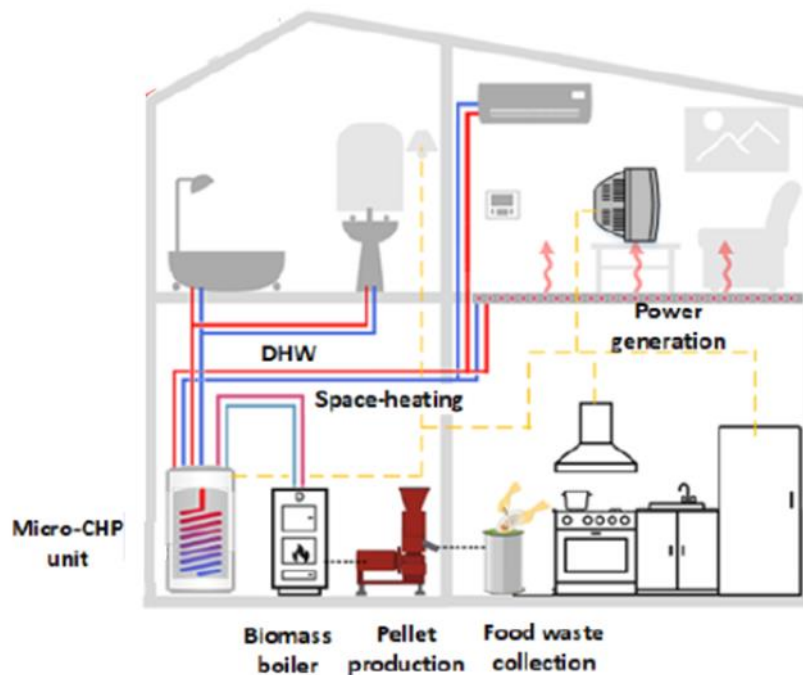
Τα μικροκλίμακας συστήματα ΣΗΘ είναι ιδιαίτερα κατάλληλα για εφαρμογές σε εμπορικά κτίρια, όπως νοσοκομεία, σχολεία, βιομηχανικές εγκαταστάσεις, οικοδομικά τετράγωνα γραφείων και οικιακά κτίρια μονοκατοικιών ή πολυκατοικιών. Στο Σχήμα 2.3. φαίνεται μια αναπαράσταση μιας κτηριακής εφαρμογής.

Μπορούν να βοηθήσουν στην κάλυψη μιας σειράς ενεργειακών στόχων και κοινωνικής πολιτικής, συμπεριλαμβανομένης της μείωσης των εκπομπών ρύπων του θερμοκηπίου, της βελτιωμένης ενεργειακής ασφάλειας, της εξοικονόμησης επενδύσεων από την παράλειψη δικτύου μεταφοράς και διανομής ηλεκτρικής ενέργειας και το δυνητικά μειωμένο ενεργειακό κόστος για τους καταναλωτές μιας και η τιμή της ενέργειας ολοένα και αυξάνεται. Ένα σύστημα ΣΗΘ μικρο-/μικρής κλίμακας είναι επίσης σε θέση να παρέχει υψηλότερο βαθμό αξιοπιστίας αφού το σύστημα μπορεί να λειτουργήσει ανεξάρτητα του πλέγματος εάν υπάρξει black out. Επί του παρόντος, τα μικροκλίμακας και τα μικρής κλίμακας συστήματα ΣΗΘ βρίσκονται υπό ταχεία ανάπτυξη, και αναδύονται στην αγορά με ελπιδοφόρες προοπτικές για το εγγύς μέλλον[3].

Τα συστήματα CHP θεωρούνται ως αποδοτική τεχνολογία για την παράλληλη παραγωγή θερμικής και ηλεκτρικής ενέργειας από την ίδια πηγή. Ωστόσο, σε αντιδιαστολή με την τεχνολογική ωριμότητα των συστημάτων συμπαραγωγής μεσαίας και μεγάλης ισχύος, οι εφαρμογές μικροπαραγωγής (κάτω από $50 kW_{el}$) δεν έχουν ξεπεράσει ακόμα το επίπεδο των δοκιμαστικών εφαρμογών. Εμπόδιο είναι το μεγάλο ειδικό επενδυτικό κόστος και η μειωμένη απόδοση των συστημάτων [12].

Ανάμεσα στις διαθέσιμες τεχνολογίες για τα συστήματα micro-CHP, ο ORC είναι η δημοφιλέστερη επιλογή. Η σημαντικότερη εφαρμογή των συστημάτων micro-CHP ORC είναι ο κτηριακός τομέας (συγκροτήματα γραφείων, σχολεία, νοσοκομεία, ατομικές κατοικίες κ.α.). Τα κτήρια ασκούν πολύ μεγάλη επίδραση στην κατανάλωση ενέργειας και στην παραγωγή εκπομπών [12]. Τα συστήματα microCHP-ORC είναι επίσης κατάλληλα για αποκεντρωμένες εφαρμογές όπου η σύνδεση με το ηλεκτρικό δίκτυο είναι είτε απαγορευτικά ακριβή είτε αδύνατη. Επίσης, ο συνδυασμός τους με ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (βιομάζα, ηλιακή και

γεωθερμική ενέργεια κτλ) αποτελεί εναλλακτική, καθαρή, ασφαλή και αξιόπιστη ενεργειακή λύση [12].



Σχήμα 2.3. Αναπαράσταση κτηριακής εφαρμογής συστήματος microCHP ORC [3].

2.4. Οργανικός κύκλος Rankine (ORC)

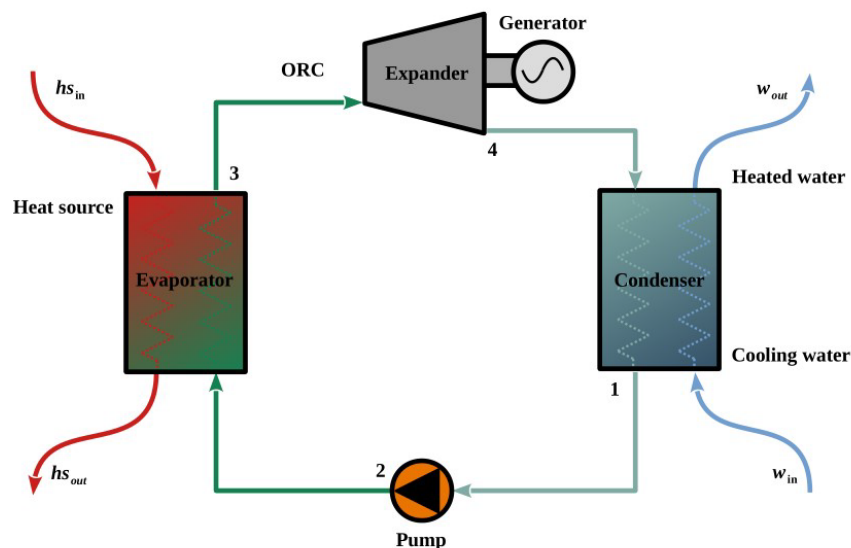
2.4.1. Στοιχεία εγκατάστασης ORC

Ανάμεσα στις διαθέσιμες τεχνολογίες για τα συστήματα micro-CHP, ο οργανικός κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle-ORC) είναι η δημοφιλέστερη επιλογή. Ο ORC αποτελεί μια αξιόπιστη τεχνολογία για την αποδοτική μετατροπή θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιακών επιπέδων σε ηλεκτρική ενέργεια. Οι συμβατικές τεχνολογίες είναι ακατάλληλες για αυτό το σκοπό, με τον κύκλο Kalina να αποτελεί τη μόνη άλλη βιώσιμη εναλλακτική λύση. Οι συνηθισμένες πηγές ενέργειας περιλαμβάνουν την ηλιακή και τη γεωθερμική ενέργεια, τη βιομάζα και την απορριπτόμενη θερμότητα [12].

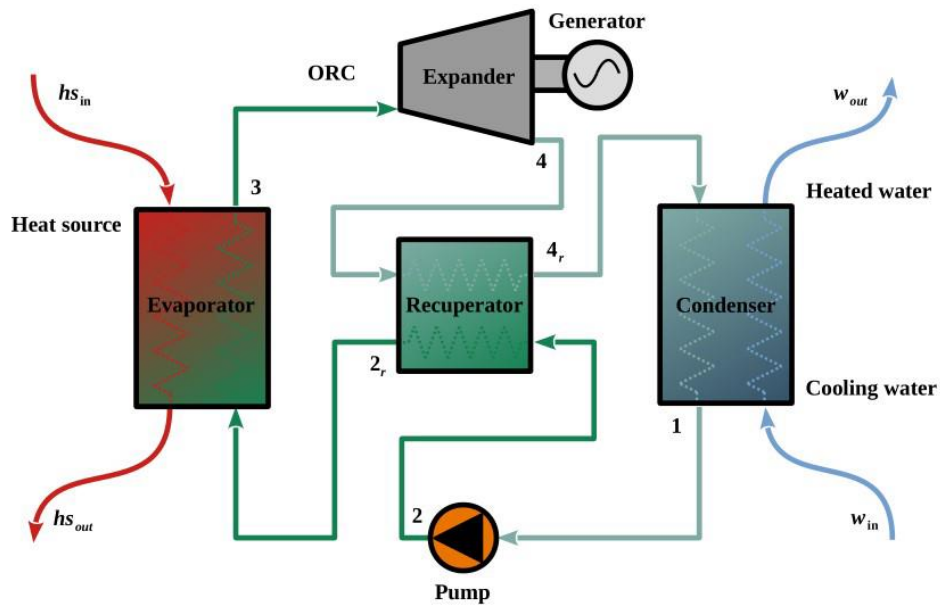
Η αρχή λειτουργίας ενός κύκλου ORC είναι παρόμοια με αυτήν του κύκλου Clausius-Rankine. Η διαφορά μεταξύ των δύο έγκειται στο εργαζόμενο μέσο του εκάστοτε συστήματος, καθότι στους ORC γίνεται χρήση κάποιου οργανικού ρευστού αντί για νερό-ατμό.

Τα συστήματα ORC κάνουν χρήση οργανικών εργαζόμενων μέσων με χαμηλότερα κανονικά σημεία βρασμού και υψηλότερα μοριακά βάρη, συγκριτικά με το νερό που χρησιμοποιείται στους συμβατικούς κύκλους Rankine. Επίσης τα συστήματα ORC απαιτούν λιγότερη συντήρηση, κάτι που μειώνει το λειτουργικό κόστος και είναι κατάλληλα για την εκμετάλλευση θερμικών πηγών με θερμοκρασίες μέχρι 300 °C. Σε υψηλότερες θερμοκρασίες ο Rankine νερού-ατμού είναι αποδοτικότερος. Ο κύκλος ORC θεωρείται μια αποδεδειγμένα βιώσιμη τεχνολογία για αποκεντρωμένες εφαρμογές και για την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος από μερικά kW_{el} μέχρι 1 MW_{el} [12].

Τα τέσσερα βασικά εξαρτήματα του κύκλου είναι: η αντλία (pump), ο ατμοποιητής (evaporator), ο εκτονωτής (expander) και ο συμπυκνωτής (condenser). Σε περιπτώσεις, όπου η θερμοκρασία στην έξοδο του εκτονωτή είναι επαρκώς υψηλή, ένας εσωτερικός εναλλάκτης θερμότητας (Internal Heat Exchanger, IHE), γνωστός και σαν ανακομιστής (recuperator), μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την προθέρμανση του εργαζομένου μέσου πριν την είσοδο του στον ατμοποιητή. Αυτό οδηγεί σε αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης επειδή απαιτείται λιγότερη θερμότητα για την ίδια παραγόμενη ισχύ. Λαμβάνοντας υπόψη ότι η εφαρμογή ενός εσωτερικού εναλλάκτη αυξάνει την πολυπλοκότητα και ταυτόχρονα το κόστος της εγκατάστασης, θα πρέπει η προσφορά του να εκτιμάται κάθε φορά. Με βάση το αν υπάρχει ανακομιστής, οι κύκλοι ORC διακρίνονται σε συμβατικούς κύκλους (conventional cycle) και κύκλους με εσωτερικό εναλλάκτη (recuperative cycle). Οι δύο διατάξεις απεικονίζονται στο Σχήμα 2.4.



(α)



(β)

Σχήμα 2.4. Τυπικές διατάξεις συστήματος ORC χωρίς (α) και με ανακομιστή (β)[12].

Μέσω της τροφοδοτικής αντλίας γίνεται η άντληση του εργαζόμενου μέσου από τον συμπυκνωτή και η τροφοδότησή του στον λέβητα. Ο λέβητας, ο οποίος με τη σειρά του προσδίδει θερμότητα στο εργαζόμενο μέσο, με τη βοήθεια κλειστού κυκλώματος θερμικού ελαίου, συνήθως αποτελείται από τους εξής εναλλάκτες θερμότητας: τον προθερμαντήρα που αυξάνει την θερμοκρασία του ρευστού, τον εξατμιστή όπου πραγματοποιείται η ατμοποίηση του ρευστού και τον υπερθερμαντήρα όπου γίνεται η περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας του ατμού. Στη συνέχεια ο ατμός κατευθύνεται στον στρόβιλο, όπου εκτονώνεται, με αποτέλεσμα η ενθαλπική πτώση να μετατρέπεται σε μηχανική ενέργεια. Ο στρόβιλος κινεί το φορτίο (π.χ. γεννήτρια) και παράγεται ηλεκτρισμός. Έπειτα από τον στρόβιλο, ο ατμός περνάει μέσω του συμπυκνωτή, έναν εναλλάκτη επιφάνειας δηλαδή, στον οποίο συλλέγεται και απορρίπτοντας θερμότητα συμπυκνώνεται και γυρίζει ξανά στην υγρή του κατάσταση. Το υγρό ρευστό στη συνέχεια αντλείται στον εξατμιστή και ο κύκλος επαναλαμβάνεται[1][2]. Η πρόσδοση θερμότητας στον οργανικό κύκλο Rankine γίνεται με τη βοήθεια ειδικού θερμικού ελαίου, όταν οι θερμοκρασίες είναι σχετικά υψηλές, προς αποφυγή τοπικής υπερθέρμανσης του οργανικού ρευστού και εξασφάλιση της λειτουργίας του εναλλάκτη θερμότητας σε ατμοσφαιρική πίεση.

Σε έναν ιδανικό κύκλο Rankine δεν υπάρχουν απώλειες πίεσης στον ατμοποιητή, τον συμπυκνωτή και στις σωληνώσεις. Επίσης, η συμπίεση και η εκτόνωση θεωρούνται ισεντροπικές μεταβολές. Τέλος, δεν υπάρχει ανταλλαγή θερμότητας μεταξύ των λειτουργικών στοιχείων και του περιβάλλοντος.

Συνοψίζοντας, στον κύκλο ORC το εργαζόμενο μέσο υφίσταται τις παρακάτω διεργασίες:

Διεργασία 1-2 (αντλία): Ισεντροπική συμπίεση από την πίεση του συμπυκνωτή στην πίεση του ατμοποιητή. Το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται στην περιοχή του συμπιεσμένου/υπόψυκτου υγρού.

Διεργασία 2-3 (ατμοποιητής): Ισόθλιπτη θέρμανση στον ατμοποιητή. Ανάλογα με το είδος του κύκλου, το εργαζόμενο μέσο γίνεται κορεσμένος ατμός, υπέρθερμος ατμός ή εισέρχεται στην υπερκρίσιμη κατάσταση.

Διεργασία 3-4 (εκτονωτής): Ισεντροπική εκτόνωση από την πίεση του ατμοποιητή στην πίεση του συμπυκνωτή. Το εργαζόμενο μέσο μπορεί να βρίσκεται σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού ή στην διφασική περιοχή υγρού-ατμού.

Διεργασία 4-1 (συμπυκνωτής): Ισόθλιπτη ψύξη στον συμπυκνωτή. Το εργαζόμενο μέσο φθάνει την αρχική κατάσταση του κορεσμένου υγρού [12].

Με βάση την κατάσταση του εργαζομένου μέσου στην είσοδο του εκτονωτή, οι κύκλοι ORC κατηγοριοποιούνται σε υποκρίσιμους και υπερκρίσιμους.

Σε έναν υποκρίσιμο ORC το εργαζόμενο μέσο στην έξοδο του ατμοποιητή βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου ή υπέρθερμου ατμού. Στην δεύτερη περίπτωση, το μέσο έχει υποστεί κάποιο βαθμό υπερθέρμανσης. Ανάλογα με το εργαζόμενο μέσο και τις συνθήκες λειτουργίας, η υπερθέρμανση μπορεί να οδηγήσει σε υψηλότερους θερμοκινητικούς βαθμούς απόδοσης. Οι επιτρεπόμενοι βαθμοί υπερθέρμανσης, ωστόσο, είναι λίγοι λόγω της μείωσης των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας στην αέρια φάση. Υψηλά επίπεδα υπερθέρμανσης είναι συνώνυμο μεγαλύτερων και ακριβότερων εναλλακτών. Ο βασικός λόγος για την υπερθέρμανση είναι η αποφυγή την διφασικής περιοχής υγρού-ατμού κατά την εκτόνωση. Η παρουσία σταγονιδίων ευθύνεται για την διάβρωση των πτερυγίων αλλά και για τη μείωση της αποδόσης του στροβίλου. Η υπερθέρμανση είναι προαιρετική στους ORC, καθώς η εκτόνωση ολοκληρώνεται στην περιοχή του υπέρθερμου ατμού για τα περισσότερα εργαζόμενα μέσα [12].

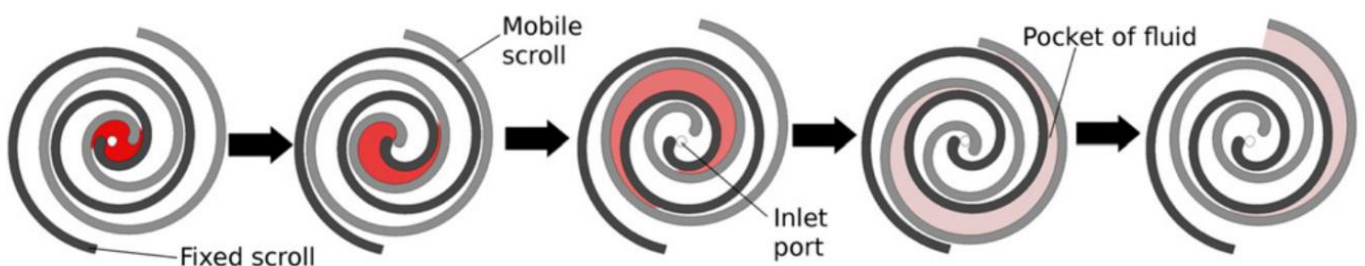
Στην περίπτωση του υπερκρίσιμου κύκλου, το εργαζόμενο μέσο ατμοποιείται από την κατάσταση του συμπιεσμένου υγρού απευθείας στην υπερκρίσιμη κατάσταση. Με άλλα λόγια το μέσο δεν υποβάλλεται σε αλλαγή φάσης. Στον υπερκρίσιμο κύκλο η μέση

θερμοκρασία εισόδου είναι υψηλότερη, γεγονός που οδηγεί σε αυξημένους θερμικούς βαθμούς απόδοσης. Εκτός αυτού, παρατηρείται βελτίωση της μεταφοράς θερμότητας μεταξύ θερμικής πηγής και εργαζόμενου μέσου στον εναλλάκτη. Ταυτόχρονα, ωστόσο, η υπερκρίσιμη λειτουργία αυξάνει την πολυπλοκότητα και το κόστος εγκατάστασης λόγω των υψηλών λειτουργικών πιέσεων [12].

Παρά τα πλεονεκτήματα, ο ORC χαρακτηρίζεται από χαμηλούς βαθμούς απόδοσης, λόγω των χαμηλών θερμοκρασιακών επιπέδων των πηγών. Κατ' επέκταση οι ερευνητικές προσπάθειες επικεντρώνονται πάνω στην επιλογή του εργαζόμενου μέσου και την βελτιστοποίηση των συνθηκών λειτουργίας. Η συνηθέστερη μέθοδος είναι η διαλογή (screening method). Σύμφωνα με τη προσέγγιση αυτή, αναπτύσσεται ένα θερμοδυναμικό μοντέλο σταθερής κατάστασης και τα επιλεγμένα εργαζόμενα μέσα εξετάζονται κάτω από συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας. Ο θερμικός βαθμός απόδοσης και η καθαρή ισχύς εξόδου χρησιμοποιούνται ως δείκτες επιδόσεων. Παράλληλα, οι εφαρμογές ORC μικρής ισχύος αντιμετωπίζουν επιπρόσθετες προκλήσεις. Κατάλληλοι εκτονωτές για εφαρμογές χαμηλών επιπέδων ισχύος είναι υπό ανάπτυξη και συνεπώς όχι ευρύτατα διαθέσιμοι. Οι εφαρμογές χαμηλής ισχύος χαρακτηρίζονται από υψηλό ειδικό κόστος επένδυσης (κόστος ανά μονάδα παραγόμενης ισχύος), γεγονός που εμποδίζει την εκτεταμένη χρήση τους [12].

2.4.2. Σπειροειδής εκτονωτής ως στοιχείο του κύκλου ORC

Ο σπειροειδής εκτονωτής είναι ουσιαστικά ένας σπειροειδής συμπιεστής (scroll compressor) τροποποιημένος ώστε να λειτουργεί αντίστροφα. Τέτοιοι συμπιεστές χρησιμοποιούνται συχνά για κλιματισμό. Αποτελείται από δύο όμοιες σπείρες (coils), εκ των οποίων η μία είναι σταθερή, ο λεγόμενος στάτης ή στάτορας, και η άλλη περιστρέφεται, δρομέας ή ρότορας, με διαφορά φάσης 180 °C. Μεταξύ τους σχηματίζονται θάλαμοι, ή αλλιώς ποκέτες, των οποίων ο όγκος αυξάνεται με την αύξηση της γωνίας περιστροφής. Η διεργασία της εκτόνωσης απεικονίζεται στο Σχήμα 2.5. Το εργαζόμενο μέσο εισάγεται στο κέντρο και σταδιακά εκτονώνεται ταξιδεύοντας από το κέντρο στην περιφέρεια, όπου τελικά αποβάλλεται, δηλαδή εκτονώνεται [12].



Σχήμα 2.5. Αρχή λειτουργίας του σπειροειδούς εκτονωτή [7].

Ανάμεσα στις μηχανές θετικής εκτόπισης, ο σπειροειδής εκτονωτής έχει την πολυπλοκότερη γεωμετρία. Είναι σχετικά φθηνή και διαθέσιμη μηχανή, λόγω της εκτεταμένης χρήσης στον κλιματισμό. Παρουσιάζει καλή απόκριση στα μερικά φορτία. Ο μικρός αριθμός κινητών μερών οδηγεί σε λιγότερο θόρυβο και δονήσεις και σε υψηλή αντοχή. Επίσης, θετικό είναι ότι δεν απαιτούνται βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής, γεγονός που επεκτείνει τη διάρκεια ζωής του [12].

Χρησιμοποιείται σε εφαρμογές 1 – 10 kW και παρουσιάζει ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης της τάξεως του 70 %, παρά τη χαμηλή παραγόμενη ισχύ [12].

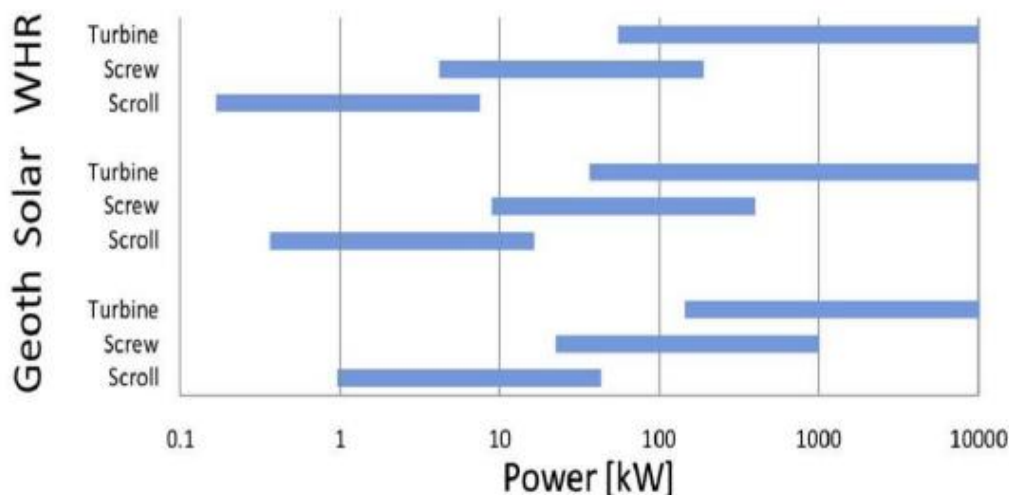
Καθώς η περιστροφή συνεχίζεται, το παγιδευμένο ρευστό εκτονώνεται με ταυτόχρονη μείωση της πίεσης και της θερμοκρασίας του (expansion).

Η επιλογή του εκτονωτή επηρεάζεται από μια πληθώρα παραγόντων. Τα οικονομικά κριτήρια είναι το κόστος, η διαθεσιμότητα, η αξιοπιστία και η συντήρηση. Ανάμεσα στα σημαντικότερα τεχνικά κριτήρια είναι ο βαθμός απόδοσης, η παραγόμενη ισχύς, η περιστροφική ταχύτητα, η απαίτηση λίπανσης, το εργαζόμενο μέσο και οι συνθήκες λειτουργίας (θερμοκρασία, πίεση και λόγος πίεσης) [12].

Στον Πίνακα 5.1 συνοψίζονται τα βασικά χαρακτηριστικά των εκτονωτικών μηχανών που χρησιμοποιούνται στις εγκαταστάσεις ORC. Στην πράξη, οι μηχανές που χρησιμοποιούνται εκτενέστερα στις εφαρμογές ORC είναι ο ακτινικός στρόβιλος, ο σπειροειδής εκτονωτής και ο ελικοειδής εκτονωτής. Η βιβλιογραφία και οι περισσότερες εμπορικές εφαρμογές επικεντρώνονται γύρω από αυτές τις τεχνολογίες. Στο Σχήμα 2.6 παρουσιάζεται χαρακτηριστικό διάγραμμα επιλογής εκτονωτή με βάση την παραγόμενη ισχύ και την εφαρμογή. Ο στρόβιλος προορίζεται για εφαρμογές υψηλότερης ισχύος (άνω των 50 kW). Στις εφαρμογές πολύ χαμηλής ισχύος (κάτω των 10 kW) χρησιμοποιείται ο σπειροειδής εκτονωτής και για τις υπόλοιπες ο ελικοειδής [12].

Πίνακας 5.1. Σύγκριση των διαφόρων εκτονωτικών μηχανών που είναι κατάλληλες για εφαρμογές ORC[12].

Τύπος εκτονωτή	Ισχύς [kW]	Βαθμός απόδοσης [%]	Περιστροφική ταχύτητα [rpm]
Ακτινικός στρόβιλος	50-500	78-90	8000 - 80000
Σπειροειδής εκτονωτής	1-15	70	< 6000
Ελικοειδής εκτονωτής	10-200	50	< 6000
Εμβολοφόρος εκτονωτής	20-100	70	-
Εκτονωτής με περιστροφή	1-10	30-40	> 6000

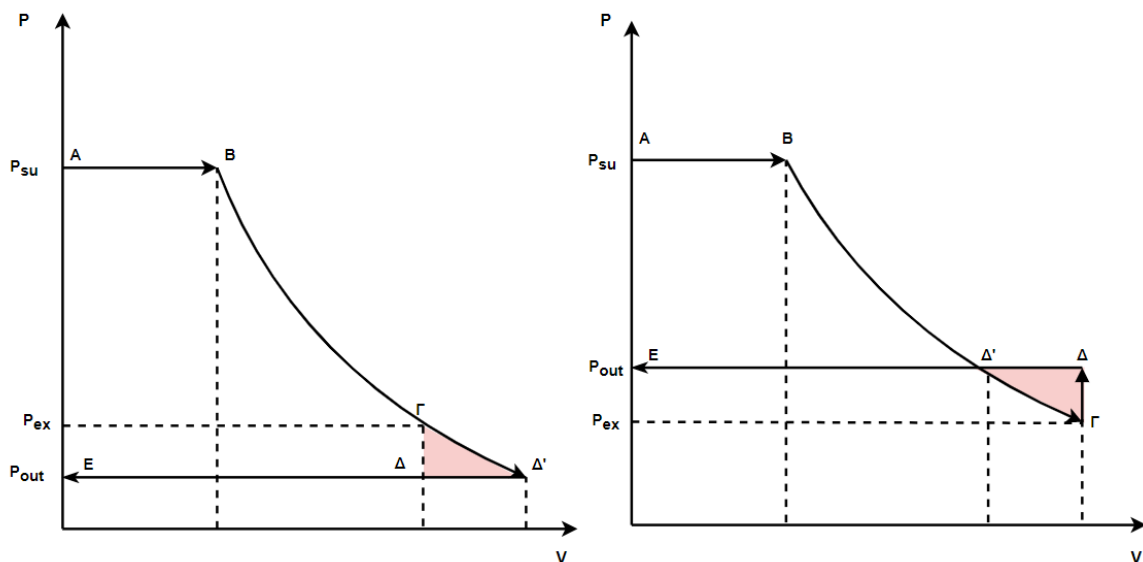


Σχήμα 2.6. Διάγραμμα επιλογής κατάλληλου εκτονωτή με βάση την εφαρμογή και το εύρος της παραγόμενης ισχύος [12].

Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας θα επιλεγθεί η λύση του σπειροειδής εκτονωτή αφού κρίνετε ο καταλληλότερος για συστήματα μικροσυμπαγωγής. Εκτός από εμπορικά διαθέσιμοι στην ισχύ ενδιαφέροντος, προσφέρουν υψηλή απόδοση και ευελιξία στο λόγο πίεσης και στη θερμοκρασία εισόδου. Η απόδοση των μηχανών θετικής εκτόπισης στην πράξη διαφέρει σημαντικά από τη μέγιστη θεωρητική. Τέλος, μπορούν να λειτουργήσουν ουσιαστικά κάτω από ένα συγκεκριμένο λόγο εκτόνωσης. Απόκλιση από τον κατασκευαστικό λόγο εκτόνωσης οδηγεί σε σημαντική μείωση της απόδοσης [12].

Οι εκτονωτές τύπου scroll κατηγοριοποιούνται σε δύο είδη βάσει της απαίτησής τους σε λίπανση: Τους εκτονωτές τύπου “compliant” και “kinematically constrained”. Η λίπανση είναι απαραίτητη στους πρώτους, διαφορετικά ο εκτονωτής υπόκειται σε σημαντική φθορά. Αξίζει να σημειωθεί ότι το λάδι λίπανσης εισχωρεί στα διάκενα μεταξύ των θαλάμων του εκτονωτή και μειώνει τις απώλειες ροής. Όπως έχει προαναφερθεί, οι σπειροειδείς μηχανές εκτόνωσης προκύπτουν συνήθως από τους σπειροειδείς συμπιεστές που χρησιμοποιούνται σε μικρά κυκλώματα ψύξης μηχανικής συμπίεσης και διακρίνονται σε δύο βασικές κατηγορίες βάσει το είδος στεγανοποίησής τους. Αυτές είναι οι κλειστού (hermetic, semi-hermetic type) και ανοιχτού τύπου (open-type) μηχανές συμπίεσης. Στις μηχανές κλειστού τύπου, ο εκτονωτής ή ο συμπιεστής βρίσκονται στο ίδιο κέλυφος με τη γεννήτρια ή τον κινητήρα, αντίστοιχα. Οι μηχανές αυτές περιέχονται σε κέλυφος που είτε μπορεί να ανοιχθεί (semi-hermetic) είτε όχι (hermetic). Αντιθέτως, οι μηχανές ανοικτού τύπου δεν εμπεριέχονται στο ίδιο κέλυφος με τον κινητήρα ή τη γεννήτρια του συστήματος[13].

Μία σημαντική παράμετρος λειτουργίας ενός σπειροειδή εκτονωτή είναι ο κατασκευαστικός λόγος εκτόνωσης (built-in volume ratio), η οποία ισούται με τον λόγο μεταξύ του όγκου του θαλάμου εκτόνωσης στην αρχή και στο τέλος της φάσης εκτόνωσης. Αυτή η παράμετρος παίζει σημαντικό ρόλο στην λειτουργία του εκτονωτή αφού η τιμή της πρέπει να βρίσκεται σε συμφωνία με τον λόγο πίεσης λειτουργίας του έτσι ώστε να αποφευχθούν απώλειες λόγω υπέρ-εκτόνωσης ή υπο-εκτόνωσης. Το φαινόμενο αυτό απεικονίζεται στην παρακάτω εικόνα (Σχήμα 2.7). Το τμήμα A-B αναπαριστά τη φάση αναρρόφησης, το τμήμα B-Γ τη φάση εκτόνωσης, και το Γ-Δ-Ε τη διαδικασία εκρόφησης του ρευστού από τον εκτονωτή. Οι πιέσεις P_{su} , P_{ex} και P_{out} απεικονίζουν την πίεση στην είσοδο, την πίεση στο τέλος της εκτόνωσης και την πίεση εξόδου από την μηχανή, αντίστοιχα. Όταν υπάρχουν απώλειες υπό-εκτόνωσης ο λόγος πίεσης της μηχανής είναι μεγαλύτερος από τον λόγο πίεσης σχεδιασμού και αντιθέτως όταν λαμβάνουν χώρα οι απώλειες υπέρ-εκτόνωσης[13].

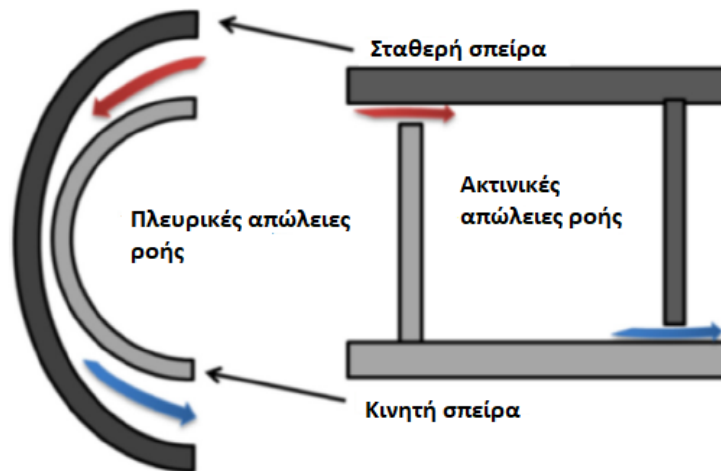


Σχήμα 2.7. Απώλειες υπο-εκτόνωσης (α) και υπέρ-εκτόνωσης (β) στον εκτονωτή.

Αξίζει να σημειωθεί ότι οι απώλειες ροής εντός του εκτονωτή παίζουν επίσης σημαντικό ρόλο στην απόδοσή του. Υπάρχουν δύο είδη εσωτερικών απωλειών ροής: οι πλευρικές και οι ακτινικές. Οι ακτινικές απώλειες ροής υπάρχουν λόγω των διακένων που σχηματίζονται μεταξύ των σπειρών του εκτονωτή, του πάνω και του κάτω μέρους των τοιχωμάτων του εκτονωτή(Σχήμα 2.8). Η διατομή των διακένων αυτών παραμένει σταθερή κατά τη λειτουργία του. Οι πλευρικές απώλειες ροής λαμβάνουν χώρα στο διάκενο μεταξύ των πλευρών των σπειρών του εκτονωτή[13].

Σε έναν σπειροειδή εκτονωτή λαμβάνουν χώρα τα παρακάτω είδη απωλειών[13]:

- Πτώση πίεσης κατά την είσοδο του ρευστού στον θάλαμο αναρρόφησης
- Απώλειες θερμότητας κατά την είσοδο και έξοδο του ρευστού από την μηχανή
- Εσωτερικές απώλειες ροής εντός του εκτονωτή
- Απώλειες κατά την εκτόνωση



Σήμα 2.8. Εσωτερικές απώλειες ροής στον σπειροειδή εκτονωτή [13].

Σε μονάδες ORC μικρής κλίμακας, η χρήση scroll expander είναι πιο κατάλληλη σε σύγκριση με άλλες τεχνολογίες στροβίλων λόγω του μικρού αριθμού κινούμενων μερών, της διαθεσιμότητας, της αξιοπιστίας, της υψηλότερης ισεντροπικής απόδοσης και των χαμηλότερων επιπέδων θορύβου και κραδασμών. Συγκρινόμενη με έναν εμβολοφόρο εκτονωτή, ο σπειροειδής εκτονωτής εμφανίζει επίσης το πλεονέκτημα του να μην έχει βαλβίδες εισαγωγής (που εν μέρει δουλεύουν τέλεια σε κατάσταση συμπίεσης σαν βαλβίδες ελέγχου, αλλά απ' την άλλη χρειάζεται να συγχρονίζονται σε κατάσταση εκτόνωσης, όπως σε μία μηχανή εσωτερικής καύσεως)[6]. Στις περισσότερες μελέτες και εφαρμογές, η γεωμετρική σχεδίαση του σπειροειδή εκτονωτή προέρχεται από την καμπύλη περιέλιξης ενός κύκλου με σταθερό πάχος τοιχώματος.

Ένα σημαντικό μειονέκτημα του scroll expander είναι ότι μια αύξηση του λόγου γεωμετρικής διαστολής θα οδηγούσε σε σημαντική αύξηση των διαστάσεων του εκτονωτή. Επιπλέον, τα φαινόμενα της ροπής και των διακυμάνσεων της μάζας επηρεάζουν τη λειτουργία του scroll expander κατά τη διάρκεια του περιοδικού κύκλου, μειώνοντας την απόδοση της ηλεκτρικής γεννήτριας. Επιπλέον, η αρχή λειτουργίας της συσκευής προκύπτει από φαινόμενα που σχετίζονται με τη ροή, όπως απώλειες διαρροής, απώλειες πτώσης πίεσης και εσωτερικά φαινόμενα μεταφοράς θερμότητας που μειώνουν την ισεντροπική απόδοση. Επίσης, τα δυναμικά φαινόμενα που προκαλούνται από τη φθορά μεταξύ των συνεργαζόμενων

τμημάτων του scroll expander επηρεάζουν σημαντικά την ισεντροπική του απόδοση και θα πρέπει να μελετηθούν ως μηχανισμοί αστοχίας[3].

Αυτή η ιδέα βασίζεται σε μια προηγούμενη μαθηματική μέθοδο που προτάθηκε από την ερευνητική ομάδα του ΕΜΠ σύμφωνα με την οποία κάθε καμπύλη μπορεί να κατασκευαστεί χρησιμοποιώντας παραμέτρους involute (εισόδου) και επομένως μπορεί να βελτιστοποιηθεί ως προς αυτές. Μετά τον προσδιορισμό της γεωμετρίας του σπειροειδούς στάτορα, η γεωμετρία του ρότορα θα εξαχθεί χρησιμοποιώντας το νόμο του γριναζιού. Μόλις περιγραφεί η γεωμετρία του ρότορα, οι ογκομετρικές αλλαγές μπορούν να υπολογιστούν ως συνάρτηση του χρόνου απευθείας από την κινηματική του. Προκειμένου να επιτευχθεί η βελτιστοποιημένη γεωμετρία, θα διερευνηθούν διάφορες σπειροειδείς γεωμετρίες λαμβάνοντας υπόψη τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του εργαζόμενου ρευστού (λόγος ειδικής θερμότητας (specific heat ratio), αγωγιμότητα, ιξώδες κ.λπ.) και τη μεταφορά θερμότητας μεταξύ του εργαζόμενου ρευστού και του υλικού του σπειροειδούς εκτονωτή. Η μοντελοποίηση των παροδικών φαινομένων κατά τη λειτουργία του σπειροειδούς εκτονωτή είναι πολύ σημαντική λόγω της επίδρασης της μη ομοιόμορφης κατανομής πίεσης, θερμοκρασίας και ταχύτητας του εργαζόμενου μέσου στο επίπεδο θορύβου και κραδασμών που είναι πολύ σημαντικοί παράγοντες, καθώς η μονάδα ORC είναι για οικιακή εφαρμογή. Επιπλέον, θα διερευνηθούν δυναμικά φαινόμενα όπως φθορά μεταξύ των συνεργαζόμενων μερών (λόγω θερμικών τάσεων και πίεσης ρευστού εργασίας), κόπωση και η επίδρασή τους στην απόδοση του scroll expander με την πάροδο του χρόνου[3].

2.4.3. Οργανικά εργαζόμενα μέσα

Η επιλογή του εργαζόμενου μέσου αποτελεί μια από τις κρίσιμότερες πτυχές της σχεδίασης μιας μονάδας Οργανικού Κύκλου Rankine. Το εργαζόμενο μέσο επηρεάζει την απόδοση, τις συνθήκες λειτουργίας, το μέγεθος των εξαρτημάτων και την οικονομική βιωσιμότητα του συστήματος. Τα κριτήρια επιλογής περιλαμβάνουν τόσο τις θερμοδυναμικές ιδιότητες όσο και τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις τους[12].

Ο κύκλος ORC μπορεί να λειτουργήσει με ένα ευρύ φάσμα εργαζόμενων μέσων: υδρογονάνθρακες (hydrocarbons, HCs), υπερφθοριομένοι υδρογονάνθρακες (perfluorocarbons, PFCs), χλωροφθοράνθρακες (chlorofluorocarbons, CFCs), χλωροφθοράνθρακες (hydrofluorocarbons, HFCs), υδροφθοροολεφίνες (hydrofluoroolefins HFOs), υδροχλωροφθοράνθρακες (hydrochlorofluorocarbons, HCFCs), σιλοξάνια (siloxanes), αλκοόλες (alcohols), φθοριωμένοι αιθέρες (fluorinated ethers), αιθέρες (ethers) and ανόργανες ενώσεις (inorganics). Λόγω της πληθώρας των διαθέσιμων μέσων και των των ιδιοτήτων τους, έχουν γίνει προσπάθειες για την ανάπτυξη μεθοδολογιών που απλοποιούν την διαδικασία επιλογής. Οι G. Gyorko, A. Groniewski και A. R. Imre επινόησαν μέθοδο

επιλογής, η οποία στηρίζεται σε μια μόνο παράμετρο, την ειδική μοριακή θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο του κορεσμένου ατμού. Στη θερμοδυναμική και οικονομική ανάλυση που πραγματοποιήθηκε από τους Z. Han et al., δόθηκε ιδιαίτερη βαρύτητα στο λόγο όγκου ροής (Volume Flow Ratio, VFR), έναν παράγοντα που έχει σημαντική επιρροή στην απόδοση, τη σχεδίαση και την κατασκευή των στροβιλομηχανών. Οι N. A. Lai, M. Wendland και J. Fischer προχώρησαν στη μελέτη εργαζόμενων μέσων, τα οποία είναι κατάλληλα για εφαρμογές ORC υψηλών θερμοκρασιών. Ανέπτυξαν μέθοδο αξιολόγησης (ranking system), η οποία λαμβάνει υπόψη το θερμικό βαθμό απόδοσης, τα ρεύματα θερμότητας και τις ογκομετρικές παροχές στην είσοδο και την έξοδο του εκτονωτή. Οι D. Mikielewicz και J. Mikielewicz πραγματοποίησαν την αξιολόγηση 20 εργαζόμενων με τη χρήση μια αδιάστατης θερμοδυναμικής παραμέτρου. Η παράμετρος αυτή είναι συνάρτηση του λόγου της αισθητής θερμότητας προς τη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης στον εκτονωτή. Οι S. Quoilin et al. επικεντρώθηκαν στη σχέση μεταξύ εκτονωτικής μηχανής και εργαζόμενου μέσου. Σύμφωνα με την προτεινόμενη μεθοδολογία, θέτοντας όρια σε κρίσιμες σχεδιαστικές παραμέτρους και στο μέγεθος των εκτονωτών προκύπτουν χάρτες αποδεκτών συνθηκών λειτουργίας (operating maps). Με αυτήν την προσέγγιση αποκλείονται μέσα τα οποία υπό άλλες συνθήκες θεωρούνται αποδεκτά. Μετά από τη μελέτη 57 ρευστών, οι J. Xu and C. Yu κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι εργαζόμενα μέσα με κρίσιμες θερμοκρασίες εντός ενός εύρους από τη θερμοκρασία της πηγής αναμένεται να παρουσιάσουν υψηλότερους βαθμούς απόδοσης [12].

Ιδιαίτερη σημασία στην επιλογή έχει και ο περιβαλλοντικός αντίκτυπος του εργαζόμενου μέσου. Πολλά εργαζόμενα μέσα είναι επιζήμια για το περιβάλλον και επομένως είναι αυστηρά ελεγχόμενες ουσίες. Ο έλεγχος λαμβάνει χώρα τόσο σε εθνικό όσο και σε διεθνές επίπεδο. Δύο ορόσημα προς αυτή την κατεύθυνση είναι τα πρωτόκολλα Μοντρεάλ και Κιότο (Montreal and Kyoto protocol). Το πρωτόκολλο Μοντρεάλ του 1987 στοχεύει στην εξαφάνιση των ουσιών του βλάπτουν το όζον, ενώ το πρωτόκολλο Κιότο, που συντάχθηκε μια δεκαετία αργότερα, επικεντρώνεται στην μείωση των αερίων του θερμοκηπίου. Οι δείκτες ODP (Ozone Depletion Potential) και GWP (Global Warming Potential) χρησιμοποιούνται για τη σύγκριση ουσιών σε όρους περιβαλλοντικών επιπτώσεων. Ο δείκτης ODP δείχνει το πόσο επιζήμια για το όζον είναι μια ουσία συγκριτικά με το πλέον απαγορευμένο R11. Ο δείκτης GWP φανερώνει τη συμμετοχή μιας ουσίας στην παγκόσμια υπερθέρμανση [12]. Στην παρούσα εργασία αποδεκτά μέσα είναι μόνο καθαρές ουσίες με $ODP < 0.05$ και $GWP < 1000$.

Μια επιθυμητή ιδιότητα των οργανικών μέσων είναι η υψηλή πυκνότητα, τόσο της υγρής όσο και της αέριας φάσης. Η υψηλή πυκνότητα ατμού οδηγεί σε χαμηλότερες ογκομετρικές παροχές και, κατά συνέπεια, σε εκτονωτή μικρότερων διαστάσεων. Η καταναλισκόμενη ισχύς της αντλίας είναι μειωμένη για ρευστά υψηλότερης πυκνότητας [12].

Τα κατάλληλα ρευστά έχουν χαμηλό ιξώδες και καλά χαρακτηριστικά μεταφοράς θερμότητας. Το χαμηλό ιξώδες είναι απαραίτητο για τη μείωση των απωλειών λόγω τριβών στις σωληνώσεις και στους εναλλάκτες. Η επιλογή μέσου με καλά χαρακτηριστικά μεταφοράς θερμότητας, μειώνει τη συνολική επιφάνεια των εναλλακτών και το κόστος του συστήματος [12].

Για την αποφυγή διαρροής ατμοσφαιρικού αέρα στον κλειστό θερμοδυναμικό κύκλο, η πίεση συμπύκνωσης θα πρέπει να είναι μεγαλύτερη από την ατμοσφαιρική [12]. Στην παρούσα εργασία η ελάχιστη θερμοκρασία συμπύκνωσης είναι 45 °C, οπότε το κανονικό σημείο βρασμού (Normal Boiling Point, NBP) ενός μέσου θα πρέπει να είναι μικρότερο από τους 45 °C.

Η θερμοκρασία του τριπλού σημείου του ρευστού θα πρέπει να είναι χαμηλότερη από την ελάχιστη θερμοκρασία του περιβάλλοντος, έτσι ώστε να μη στερεοποιείται σε περιόδους αδράνειας (βλάβη, συντήρηση κ.τ.λ.). Για τις ανάγκες τις παρούσας εργασίας, η ελάχιστη περιβαλλοντική θερμοκρασία υποτίθεται ίση με 0 °C. Επίσης, για λόγους ασφαλείας, η θερμοκρασία αυτανάφλεξης θα πρέπει να είναι σημαντικά μεγαλύτερη της μέγιστης θερμοκρασίας του κύκλου, η οποία στην παρούσα εργασία είναι 300 °C [12].

Πρόσθετοι παράγοντες που θα πρέπει να ληφθούν υπόψη είναι η διαθεσιμότητα, το κόστος και η συμβατότητα. Ψυκτικά και μέσα της χημικής βιομηχανίας είναι κατά κανόνα φθηνότερα και άμεσα διαθέσιμα. Επίσης, ένα εργαζόμενο μέσο θα πρέπει να είναι μη-τοξικό, μη-διαβρωτικό και μη-εύφλεκτο [12]. Στον Πίνακα 2.2 συνοψίζονται τα κριτήρια επιλογής εργαζομένων μέσων.

Πίνακας 2.2. Κριτήρια επιλογής εργαζομένων μέσων.

Κριτήριο	Τιμή
Τύπος εργαζόμενου μέσου	Ξηρό ή ισηντροπικό
Κρίσιμη θερμοκρασία	$T_{cr} > 100 \text{ }^\circ\text{C}$
ODP	$ODP \leq 0.05$
GWP	$GWP \leq 1000$
Κανονικό σημείο βρασμού	$NBP \leq 45 \text{ }^\circ\text{C}$
τριπλό σημείο	$T_{cr} < 0 \text{ }^\circ\text{C}$
Θερμοκρασία αυτανάφλεξης	$T_{ign} > 300 \text{ }^\circ\text{C}$

Οι ιδιότητες των εργαζομένων μέσων υπολογίστηκαν με το CoolProp. Ως κατάσταση αναφοράς (reference state) χρησιμοποιήθηκε η NBP ($h = 0 \text{ kJ/kg}$, $s = 0 \text{ kJ/kgK}$ για κορεσμένο υγρό υπό πίεση 1 atm). Με βάση τα κριτήρια επιλογής, από τα διαθέσιμα εργαζόμενα μέσα με κρίσιμη θερμοκρασία μεγαλύτερη των $100 \text{ }^\circ\text{C}$ επιλέχθηκαν τα εξής τρία: **R1234ze(E)**, **R1233zd(e)** και **R245fa**. Στον Πίνακα 2.3 συνοψίζονται οι βασικές τους ιδιότητες κατά σειρά αύξουσας κρίσιμης θερμοκρασίας[12].

Πίνακας 2.3. Ιδιότητες επιλεγμένων εργαζόμενων μέσων. Κατάταξη κατά σειρά αύξουσας κρίσιμης θερμοκρασίας.

Working fluid	Chemical formula	Chemical class	Fluid type	$T_{cr}[^\circ\text{C}]$	$p_{cr}[\text{MPa}]$	$NBP[^\circ\text{C}]$	$T_{ign}[^\circ\text{C}]$	$ODP[-]$	$GWP[-]$
R1234ze(E)	$\text{C}_3\text{F}_4\text{H}_2$	Tetrafluoro-propene	dry	109	3.64	-1215	368	0	6
R245fa	$\text{C}_3\text{F}_5\text{H}_3$	Hydrofluoro-carbons (HFC)	dry	154	3.65	15.05	-	0	882
R1233zd(e)	$\text{C}_3\text{ClF}_3\text{H}_2$	Hydro-fluoro-olefin(HFO)	dry	166	3.62	18.31	-	0.0005	7

Στο υπό μελέτη σύστημα microCHP-ORC με βιομάζα, εκτός από το εργαζόμενο μέσο του κύκλου ORC συμμετέχει το νερό του συμπυκνωτή και το θερμικό λάδι του ενδιάμεσου κύκλου. Ως θερμικό λάδι επιλέχθηκε το Dowtherm Q με θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας μεταξύ $-35 \text{ }^\circ\text{C}$ και $330 \text{ }^\circ\text{C}$.

3. Τροποποιημένος κύκλος Rankine (PRC)

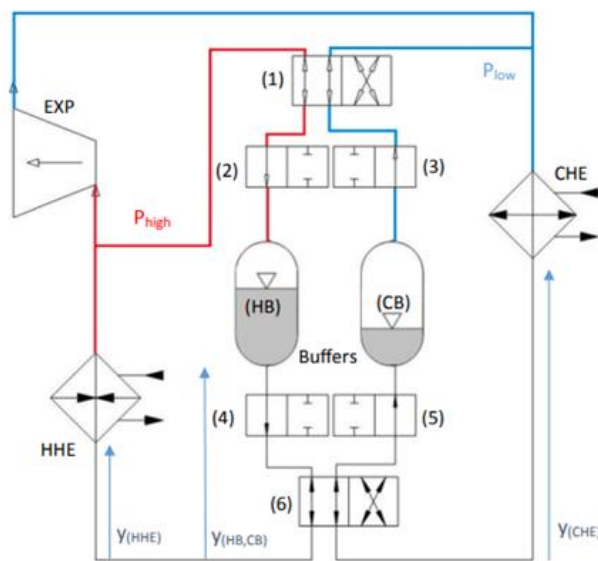
3.1. Καινοτομία συστήματος

Η χαμηλή θερμική απόδοση έχει περιορίσει την εφαρμογή της τεχνολογίας ORC σε βιομηχανική κλίμακα. Με στόχο να συνδυαστούν αυξημένη θερμική απόδοση και μειωμένη πολυπλοκότητα κατασκευής, έχουν προταθεί αρκετές καινοτόμες ιδέες σχετικά με τις αρχές λειτουργίας του κύκλου. Πρόσφατα, η ερευνητική ομάδα των Li et al. πρότεινε έναν ORC που οδηγείται από τη βαρύτητα, που εκμεταλλεύεται τη διαφορά πίεσης σε ένα κύκλωμα φυσικής κυκλοφορίας χωρίς αντλία. Οι Zotter et al. ανέλυσαν ένα νέο απορροφητικό σύστημα άντλησης θερμότητας για εφαρμογές μικρής κλίμακας, ενώ οι Bao et al. πραγματοποίησαν μοντελοποίηση μιας χημικής απορρόφησης για την εφαρμογή μονάδας συμπαραγωγής μικρής κλίμακας[7].

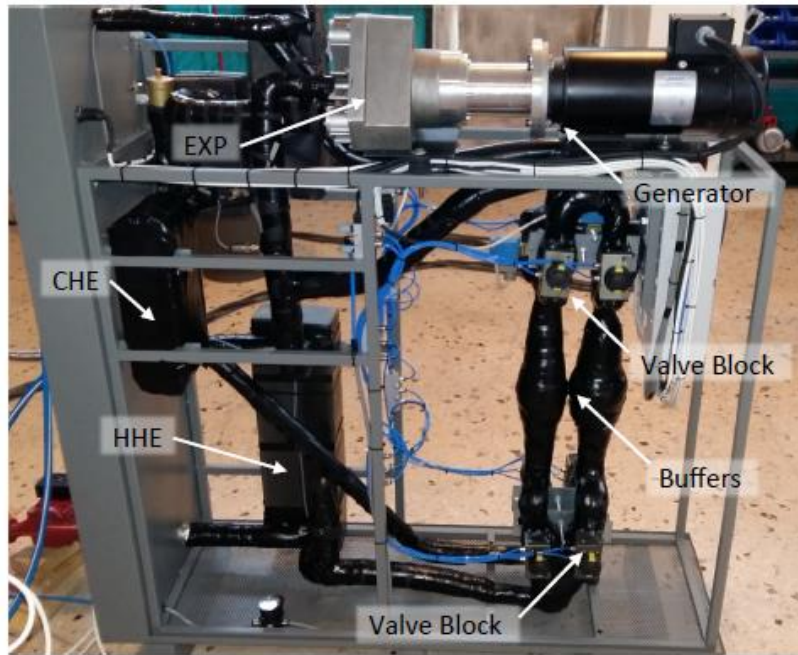
Γενικά, οι προσπάθειες κατευθύνονται προς την αντικατάσταση της αντλίας, με καινοτόμα σχέδια παθητικής συμπίεσης. Αυτή η έννοια του ORC χωρίς αντλία, δηλαδή του PRC (Pumpless Rankine Cycle) έχει το εγγενές πλεονέκτημα της παθητικής συμπίεσης χωρίς την

ανάγκη αντλίας και άρα την απαλλαγή από τις αντίστοιχες απώλειες. Πέραν των θεωρητικών πλεονεκτημάτων ενός τέτοιου συστήματος, αξίζει να σημειωθεί και η απεμπλοκή του από τη συντήρηση που σχετίζεται με την αντλία και τα έξοδα επισκευής[7]. Η ανάπτυξη μιας νέας μονάδας ORC χωρίς αντλία που ενσωματώνει την έννοια της υπερσύγχρονης τεχνολογίας θερμικής συμπίεσης αντί της συμβατικής μηχανικής συμπίεσης με χρήση αντλίας, εισήχθη για πρώτη φορά σε μια πειραματική μελέτη που διεξήχθη από το ΕΜΠ, λόγω της ανάγκης βελτίωσης της απόδοσης ενός τέτοιου κύκλου όπου επιτεύχθηκε συνολική απόδοση ~10% για λειτουργία με θερμικούς πόρους χαμηλής θερμοκρασίας, που χαρακτηρίζουν τις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Για αυτό τον λόγο επιλέχθηκε η χρήση αυτής της αρχιτεκτονικής και στην παρούσα εργασία.

Συγκεκριμένα, ο προτεινόμενος κύκλος PRC που τίθεται υπό μελέτη αποτελείται από ένα ζεστό κύκλωμα υψηλής πίεσης(HC) και ένα κρύο κύκλωμα χαμηλής πίεσης(CC), τα οποία διαχωρίζονται από τον εκτονωτή (EXP)(Σχήμα 3.1.). Και τα δυο κυκλώματα αποτελούνται από μια δεξαμενή αποθήκευσης και έναν πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας(εξατμιστής ΗΗΕ/συμπυκνωτής CHE) που συνδέονται μεταξύ τους με βαλβίδες.



Σχήμα 3.1. Σχηματική αναπαράσταση του κύκλου PRC όπου οι βαλβίδες 1 έως 6 δίνουν τη δυνατότητα εναλλαγής των δεξαμενών[7].



Σχήμα 3.2. Φωτογραφία πειραματικής διάταξης της εν λόγω αρχιτεκτονικής PRC [7].

Το κύκλωμα υψηλής πίεσης αποτελείται από μια δεξαμενή υψηλής πίεσης(HB) η οποία είναι αρχικά γεμάτη με υγρό. Λόγω διαφοράς ύψους το υγρό κινείται προς τον εξατμιστή και μέσω της πηγής θερμότητας(καύση βιομάζας) αυτό θερμαίνεται, γίνεται ατμός και οδηγείται στην είσοδο του εκτονωτή (expander). Η πίεση στη συνέχεια μειώνεται λόγω της αδράνειας του εκτονωτή (scroll expander). Ο όγκος του HC είναι σταθερός, και λόγω της φυσικής κυκλοφορίας έχουμε συνέχεια παραγωγή ατμού. Επομένως η υψηλή πίεση αλλάζει ανάλογα με τη συσσώρευση μάζας στο κύκλωμα υψηλής πίεσης(HC). Αντίστοιχα, το κρύο κύκλωμα χαμηλής πίεσης(CB) αποτελείται από μια άδεια δεξαμενή στο ίδιο ύψος με την αρχικά γεμάτη δεξαμενή υψηλής πίεσης.

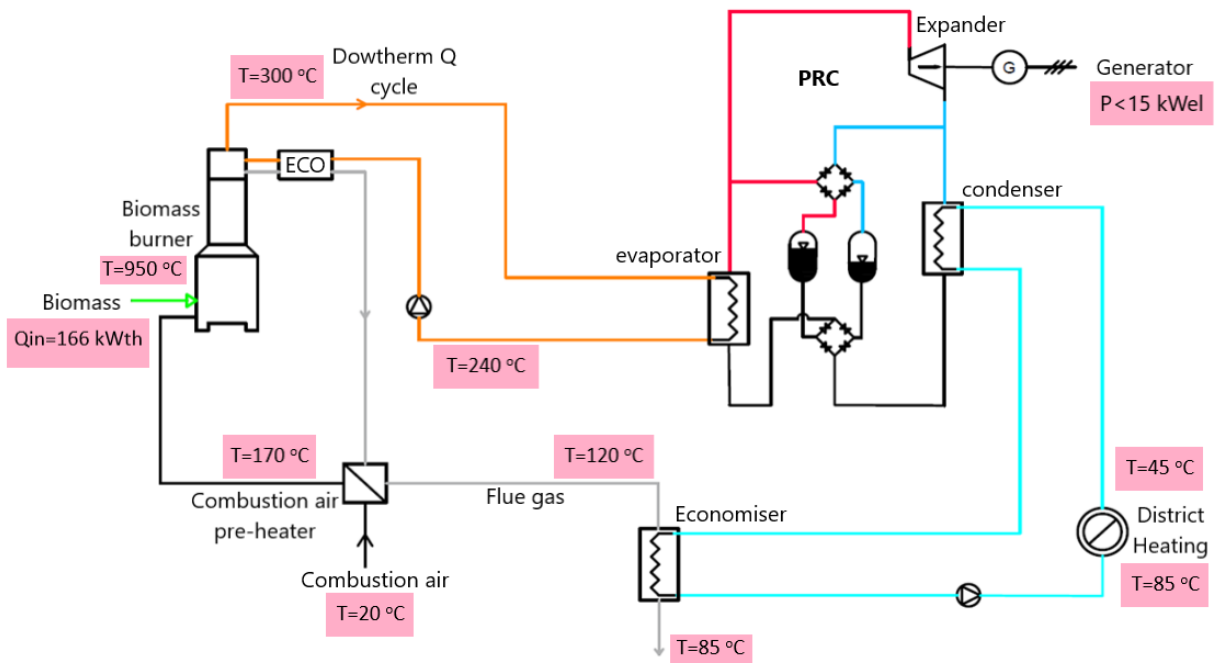
Βγαίνοντας από τον εκτονωτή, το ατμοποιημένο πλέον μέσο πάει στον συμπυκνωτή όπου και συμπυκνώνεται και γίνεται υγρό. Λόγω της φυσικής κυκλοφορίας πάλι το υγρό οδηγείται στη συνέχεια στην δεξαμενή χαμηλής πίεσης(CB). Κατά την διάρκεια του κύκλου οι ατμοί συνεχώς οδηγούνται στον εκτονωτή και παράγεται ενέργεια.

Σταδιακά η αρχικά γεμάτη δεξαμενή υψηλής αδειάζει, ενώ η άλλη γεμίζει, οπότε ανοιγοκλείνοντας με την απαραίτητη σειρά οι βαλβίδες, οι δυο δεξαμενές αλλάζουν θέση, παίρνει η μια τον αρχικό ρόλο της άλλης δηλαδή, και ο κύκλος επαναλαμβάνεται.

Ουσιαστικά εκμεταλλευόμαστε την φυσική κυκλοφορία και έχουμε συνέχεια παραγωγή ατμού, και η αύξηση στην πίεση γίνεται μέσω της ατμοποίησης στον εναλλάκτη [7].

3.2. Επεξήγηση ολόκληρου του συστήματος ΣΗΘ με καύση βιομάζας

Παρακάτω φαίνεται μια σχηματική διάταξη ενός συστήματος μικροσυμπαγωγής με καύση βιομάζας και παραγωγή ενέργειας μέσω PRC (Pumpless Rankine Cycle), με το οποίο θα ασχοληθούμε στην παρούσα εργασία(Σχήμα 3.3).



Σχήμα 3.3. Σχηματική διάταξη μονάδας PRC με καύση βιομάζας.

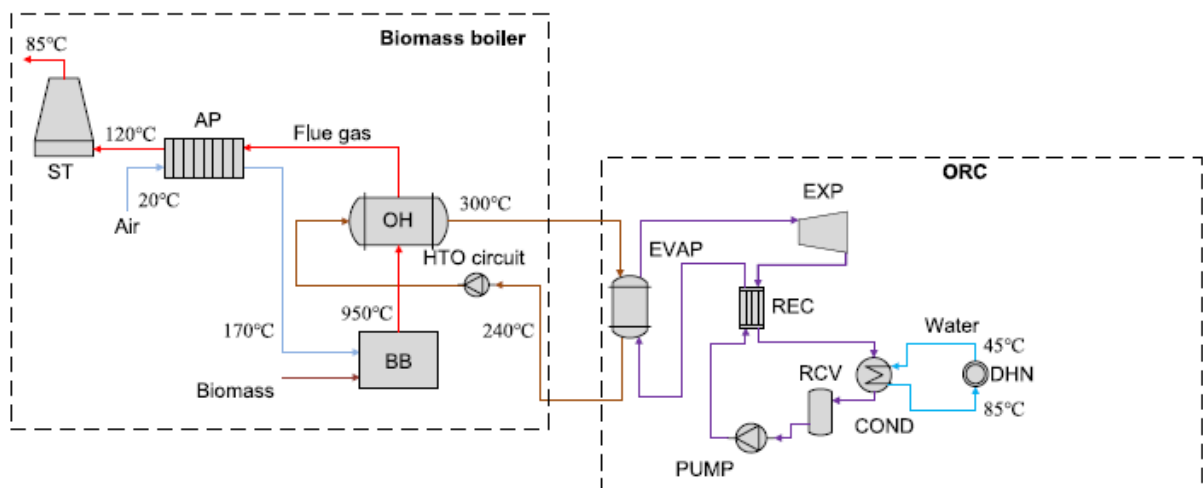
Η κύρια καινοτομία του συστήματος είναι η εισαγωγή μιας μονάδας ORC χωρίς αντλία (Pumpless Rankine Cycle - PRC), που τροφοδοτείται από λέβητα βιομάζας που χρησιμοποιεί πελλέτες που παράγονται από την επεξεργασία οικιακών ζυμώσιμων απορριμμάτων (HFW-household fermentable waste).

Το ανεπτυγμένο σύστημα ισχύος που προτείνεται, θα ενσωματώσει πολλαπλές καινοτόμες διαμορφώσεις: (i) μια μονάδα ORC χωρίς αντλία, (ii) ένα σύστημα παραγωγής και αποθήκευσης πελλετών από υπολειμμάτων τροφίμων δηλαδή βιομάζα (FORBI-food residue biomass), (iii) έναν λέβητα βιομάζας χαμηλών εκπομπών και (iv) ένα δίκτυο παροχής ζεστού νερού[3].

Για λόγους αμεσότητας, επιλέξαμε να λάβουμε τις τιμές των επιμέρους μεγεθών από ένα σύστημα ίδιας τεχνολογίας και κλίμακας που μελετήθηκε πρόσφατα από το Εργαστήριο Θερμικών Διεργασιών, στο τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών του ΕΜΠ το οποίο φαίνεται παρακάτω(Σχήμα 3.4).

Η πρωτογενής παραγωγή θερμότητας πραγματοποιείται σε λέβητα βιομάζας, επιτρέποντας ροή θερμότητας $\sim 140\text{ }^\circ\text{C}$ στον εναλλάκτη θερμότητας του εξατμιστή του ORC μέσω θερμικού ελαίου[3]. Το θερμικό λάδι που χρησιμοποιείται είναι το Dowtherm Q, το οποίο είναι ένα συνθετικό οργανικό υγρό κατάλληλο για θερμοκρασίες λειτουργίας μεταξύ $-35\text{ }^\circ\text{C}$ και $330\text{ }^\circ\text{C}$. Το λάδι θερμαίνεται από τα καυσαέρια του λέβητα βιομάζας σε τελική θερμοκρασία $300\text{ }^\circ\text{C}$. Η πίεση του λαδιού μέσα στο κύκλωμα θερμικού ελαίου είναι 4 bar αφού η πίεση κορεσμού του στους $320\text{ }^\circ\text{C}$ είναι περίπου 2,61 bar. Η ονομαστική θερμοκρασία λαδιού στην είσοδο του θερμαντήρα λαδιού (δηλ. η θερμοκρασία επιστροφής από τον εξατμιστή του ORC) είναι $240\text{ }^\circ\text{C}$ [9].

Θεωρώντας ότι η εγκατάσταση μας έχει τον ίδιο βαθμό απόδοσης με την εγκατάσταση που φαίνεται στο Σχήμα 3.4[9] όπου η προσδιδόμενη θερμότητα στον ORC είναι 830 kW_{th} για παραγωγή 50 kW_{el} , τότε αναλογικά προκύπτει ότι για παραγωγή περίπου 10 kW_{th} , η απαιτούμενη θερμική ισχύς εισόδου είναι $Q_{in} = Q_{th} = 166\text{ kW}_{th}$.



Σχήμα 3.4. Σχηματική διάταξη του εν λόγω συστήματος micro-CHP με καύση βιομάζας[9].

Άρα, το οργανικό εργαζόμενο μέσο που χρησιμοποιείται στον ORC, λαμβάνει θερμότητα από τον λέβητα βιομάζας 166 kW_{th} (Q_{in}) η οποία προκύπτει από τις ανάγκες του νοικοκυριού με το οποίο ασχολούμαστε. Η υπό μελέτη διάταξη ORC (Σχήμα 3.3) περιλαμβάνει το σύστημα παθητικής συμπίεσης που προαναφέραμε, αποφεύγοντας την ανάγκη της αντλίας για τη συμπίεση του εργαζόμενου ρευστού από τη χαμηλή πίεση στην έξοδο του συμπυκνωτή (8 bar (p_1/p_4)), στην υψηλή πίεση στην είσοδο του εξατμιστή (22 bar (p_2/p_3))[3]. Η φυσική κυκλοφορία του ρευστού εργασίας επιτυγχάνεται λόγω των διαφορετικών επιπέδων ύψους του συμπυκνωτή, του εξατμιστή και των δύο δεξαμενών αποθήκευσης που αλλάζουν ρόλους στο τέλος κάθε περιόδου κύκλου[3].

Επιπλέον, η περιγραφόμενη τοπολογία χρησιμοποιεί έναν σπειροειδή εκτονωτή (scroll expander) ως στρόβιλο με βελτιστοποιημένη σχεδίαση, σχετικά με την ελαχιστοποίηση της διακύμανσης της ροπής, της φθοράς, του θορύβου κ.λπ.[3]. Ο σπειροειδής εκτονωτής συνδέεται με μια γεννήτρια για την παραγωγή ισχύος ($<15 \text{ kW}_{el}$). Ένας πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας στην έξοδο του στροβίλου απορρίπτει τη θερμότητα στο κύκλωμα διανομής ζεστού νερού, αποδίδοντας νερό περίπου $50 \text{ }^\circ\text{C}$ για να καλύψει τις ανάγκες θέρμανσης χώρου αλλά και τις ανάγκες ζεστού νερού χρήσης του προβλεπόμενου νοικοκυριού. Όσον αφορά την ενεργειακή απόδοση, η καινοτόμος προτεινόμενη προσέγγιση εκτιμάται ότι έχει συνολική απόδοση $\sim 10\%$, ενώ η απόδοση ενός συμβατικού κύκλου ORC κυμαίνεται στο 3-4% για τις ίδιες συνθήκες εργασίας[3].

4. Προσομοίωση κύκλων στο EES(Engineering Equation Solver)

4.1. Σύγκριση οργανικών εργαζόμενων μέσων

Για τη διεξαγωγή των επιμέρους θερμοκρασιών, πιέσεων, παροχών και λοιπών μεγεθών που χαρακτηρίζουν τη λειτουργία του κύκλου, αλλά και για την επιλογή του καταλληλότερου οργανικού μέσου για το υπό μελέτη σύστημα, έγινε χρήση του υπολογιστικού προγράμματος EES(Engineering Equation Solver). Το EES παρέχει πολλές ενσωματωμένες συναρτήσεις μαθηματικών και θερμοφυσικών ιδιοτήτων χρήσιμες για μηχανικούς υπολογισμούς. Ουσιαστικά, το EES έχει ήδη καταχωρημένους πίνακες ιδιοτήτων όπως και αλγεβρικές εξισώσεις θερμοδυναμικής και μεταφοράς θερμότητας που είναι απαραίτητες για την επίλυση θερμοφυσικών προβλημάτων που ένας μηχανικός καλείται να επιλύσει. Έτσι με τη βοήθεια του EES μπορούμε να βγάλουμε διαγράμματα και αποτελέσματα όπως πιέσεις, θερμοκρασίες, παροχές, βαθμούς απόδοσης κ.λπ., πολύ πιο γρήγορα και άμεσα.

Για το σχεδιασμό και τη μελέτη ευστάθειας του σπειροειδής εκτονωτή που θα μας απασχολήσει στη παρούσα εργασία, είναι απαραίτητο να γνωρίζουμε μεγέθη όπως η παροχή, το οργανικό μέσο, θερμοκρασίες εισόδου-εξόδου, τις αντίστοιχες πιέσεις, και φυσικά την παραγόμενη ισχύ που απαιτεί το σύστημα στο οποίο ανήκει. Όλα αυτά μπορούν να υπολογιστούν αυτόματα μέσω του EES.

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, η επιλογή του εργαζόμενου μέσου θα γίνει με τη μέθοδο της διαλογής (screening method)[12]. Έτσι αναπτύσσουμε ένα θερμοδυναμικό μοντέλο σταθερής κατάστασης (steady-state) που να είναι συμβατό με τις ανάγκες του υπό μελέτη συστήματος για αρχή και το προσομοιάζουμε στο EES. Αφού γίνει η προσομοίωση, εξετάζουμε τα επιλεγμένα εργαζόμενα μέσα σε όρους συγκεκριμένων δεικτών. Ως δείκτες επιδόσεων επιλέγονται ο θερμικός βαθμός απόδοσης και η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς.

Δείκτες επιδόσεων:

- Θερμικός βαθμός απόδοσης ($\eta_{th} = \sim 10\%$)
- Παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς ($P_{gen} < 15 kW_{el}$)

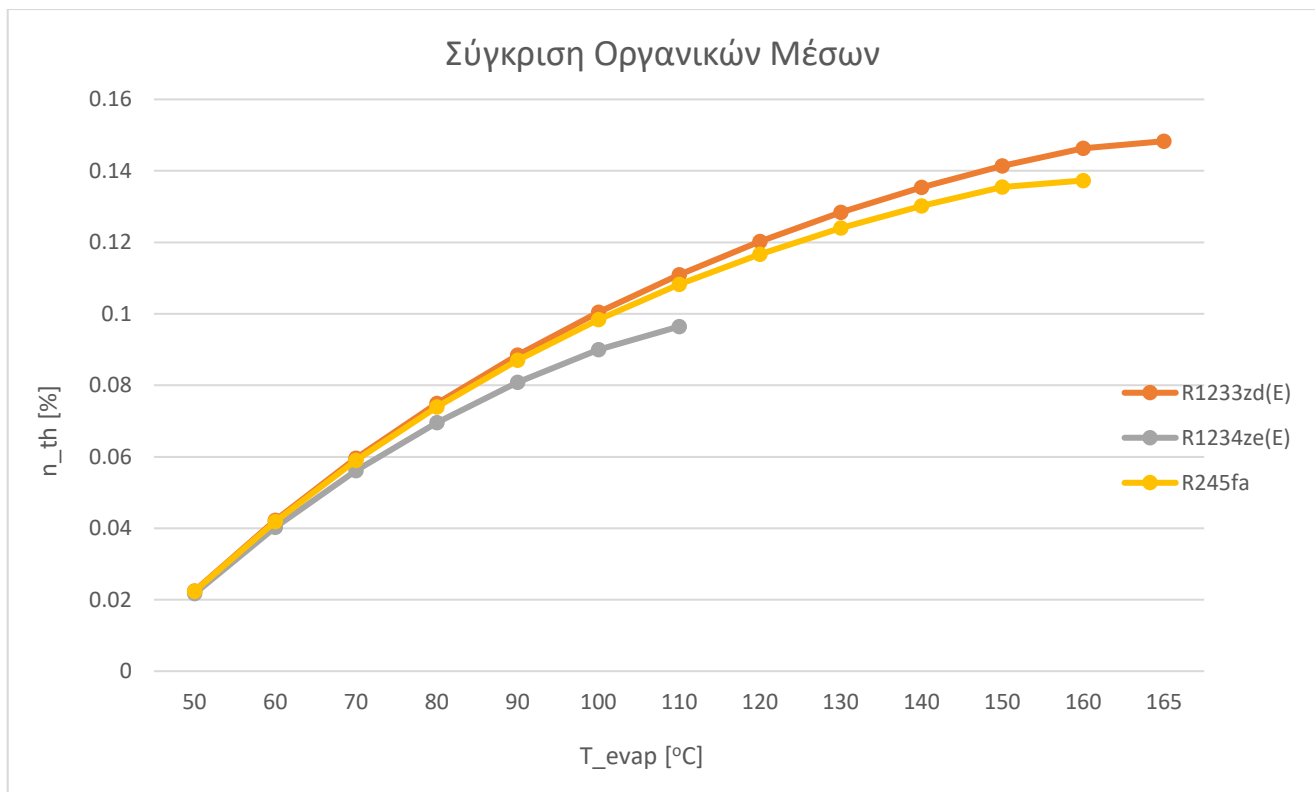
Λαμβάνοντας υπόψη μας τα κριτήρια επιλογής που αναγράφονται στον Πίνακα 2.1. και με ανασκόπηση σε παρόμοια υπό μελέτη συστήματα, επιλέγουμε να συγκρίνουμε τα εξής τρία οργανικά μέσα: **R1233zd(e)**, **R1234ze(e)**, **R245fa** των οποίων οι ιδιότητες αναγράφονται στον Πίνακα 2.2. και τα οποία φαίνεται να επιλέγονται συνηθέστερα στις τελευταίες μελέτες κύκλων ORC σε συστήματα ΣΗΘ με καύση βιομάζας.

Τα επιμέρους μεγέθη λειτουργίας του ORC μοντέλου σε σταθερή κατάσταση αναγράφονται στον Πίνακα 4.1.

Πίνακας 4.1. Μεγέθη steady-state ORC.

T_{evap}	90-145 °C
T_{cond}	75 °C
Q_{in}	150 kW
$\eta_{is,exp}$	0.8
$\eta_{is,pump}$	0.8
$\eta_{m,exp}$	0.95
$\eta_{m,pump}$	0.95

Στο Σχήμα 4.1. απεικονίζονται οι καμπύλες του βαθμού απόδοσης(η_{th}) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης(T_{evap}) για καθένα από τα οργανικά μέσα που συγκρίνουμε. Ο θερμικός β.α. είναι ανάλογος της θερμοκρασίας ατμοποίησης για αυτό και παρατηρούμε πως όσο αυτή αυξάνεται, τόσο αυξάνεται και ο β.α.



Σχήμα 4.1. Διάγραμμα θερμικών βαθμών απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης.

Υψηλότερο βαθμό απόδοσης φαίνεται να αποδίδει η χρήση του R1233zd(e), και κατ' επέκταση η χρήση του θα επιφέρει την μέγιστη παραγόμενη ισχύ.

Επίσης το συγκεκριμένο εργαζόμενο μέσο έχει υψηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία, δηλαδή μπορεί να δουλέψει σε μεγαλύτερο θερμοκρασιακό εύρος, πράγμα επιθυμητό για την εγκατάστασή μας.

4.2. Σύγκριση συστημάτων ORC και PRC

Στη συνέχεια στήνουμε το μοντέλο ORC του δικού μας σεναρίου, με και χωρίς αντλία, ούτως ώστε να δούμε κατά πόσο η απουσία της αντλίας επηρεάζει την απόδοση του κύκλου Rankine.

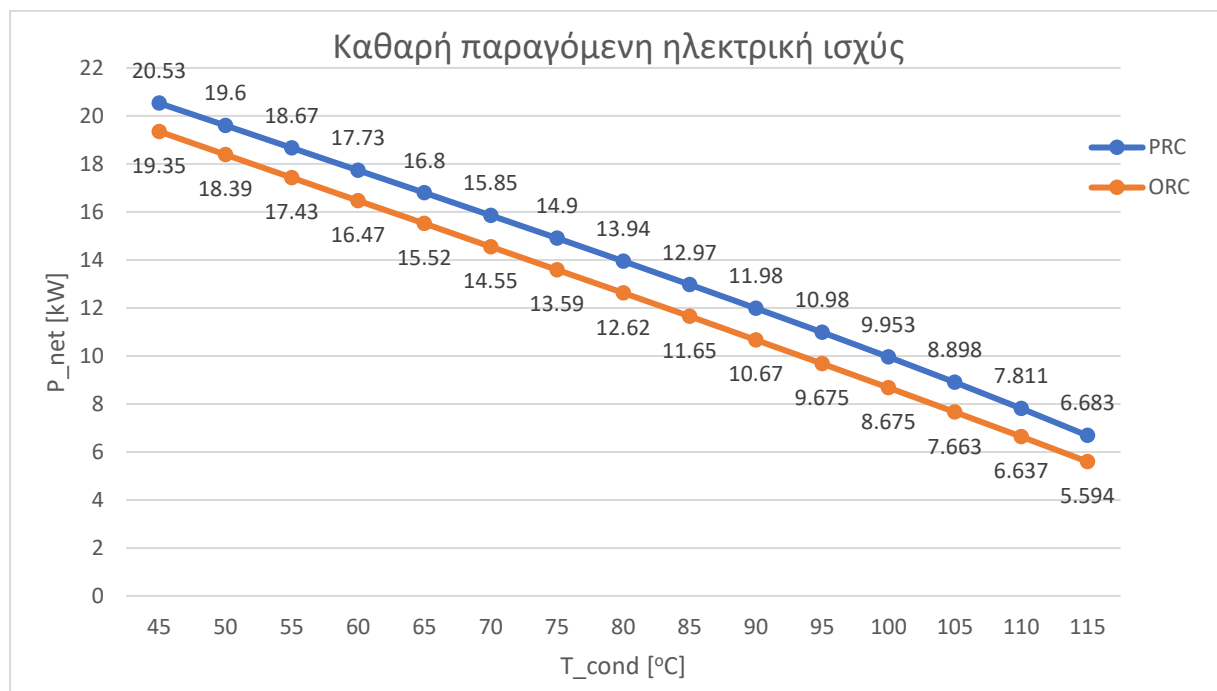
Οπότε, από τον Πίνακα 4.2, παίρνουμε τις πιέσεις κορεσμού του εργαζόμενου μέσου που επιλέχθηκε, δηλαδή του R1233zd(e), στην έξοδο του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή της εγκατάστασης του Σχήματος 3.4., άρα στην είσοδο και έξοδο του εκτονωτή αντίστοιχα.

- Πίεση στην έξοδο του ατμοποιητή/Είσοδος εκτονωτή (P_{evap}) = **22 bar**
- Πίεση στην είσοδο του συμπυκνωτή/ Έξοδος εκτονωτή (P_{cond}) = **8 bar**

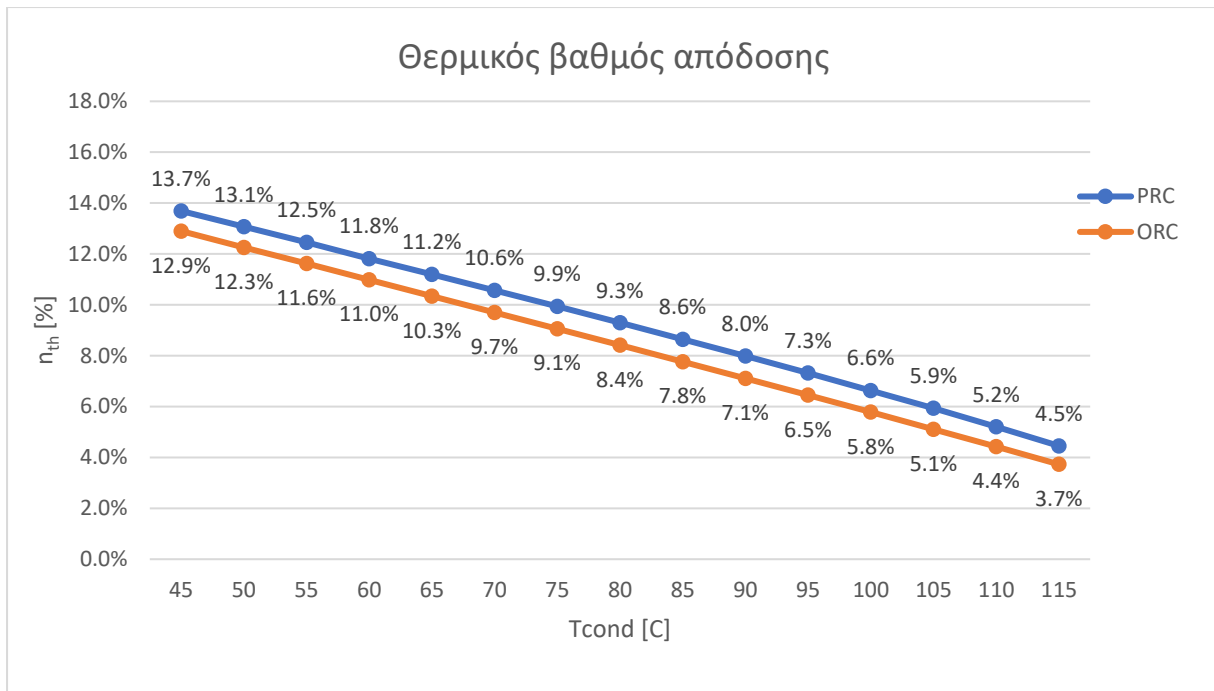
Πίνακας 4.2. Βέλτιστα στοιχεία θερμοδυναμικού κύκλου για ρευστά εργασίας, με μέγιστη θερμοκρασία κύκλου 150 °C [9].

	cyclopentane	n-pentane	isopentane	R1233zd	butane	isobutane
$P_{e,net,plant}$ (kW _e)	58.9	58.3	56.0	51.3	48.4	43.0
Q_{cond} (kW _{th})	759.4	759.5	762.0	766.9	769.2	775.1
SIC (boiler)(€/kW _e)	11,885	12,005	12,504	13,636	14,469	16,280
SIC (ORC) (€/kW _e)	3212	3217	3285	3374	3569	4222
SIC (plant) (€/kW _e)	19,914	20,049	20,717	22,070	23,391	26,835
TCl (k€)	1173	1169	1160	1133	1132	1154
η_e (%)	5.89	5.83	5.60	5.13	4.84	4.30
η_{CHP} (%)	81.83	81.78	81.80	81.82	81.76	81.81
m_{wf} (kg/s)	2.02	2.27	2.43	4.64	2.47	2.84
P_{evap} (bar)	9	13	15	22	31	33
P_{cond} (bar)	3.2	4.5	5.6	8.0	11.9	15.6
ΔT_{sh} (K)	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	20.0
A_{evap} (m ²)	11.7	11.8	11.6	11.4	11.4	11.3
A_{cond} (m ²)	72.0	84.8	88.9	88.7	102.0	117.0
A_{rec} (m ²)	5.4	9.8	10.5	5.6	7.1	12.6
VFR	2.89	3.18	3.05	3.18	3.24	2.49

Παρακάτω στο Σχήμα 4.3 και Σχήμα 4.4. φαίνονται τα διαγράμματα του βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης, και της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης, αντίστοιχα.



Σχήμα 4.2. Διάγραμμα παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης για τα συστήματα ORC και PRC.



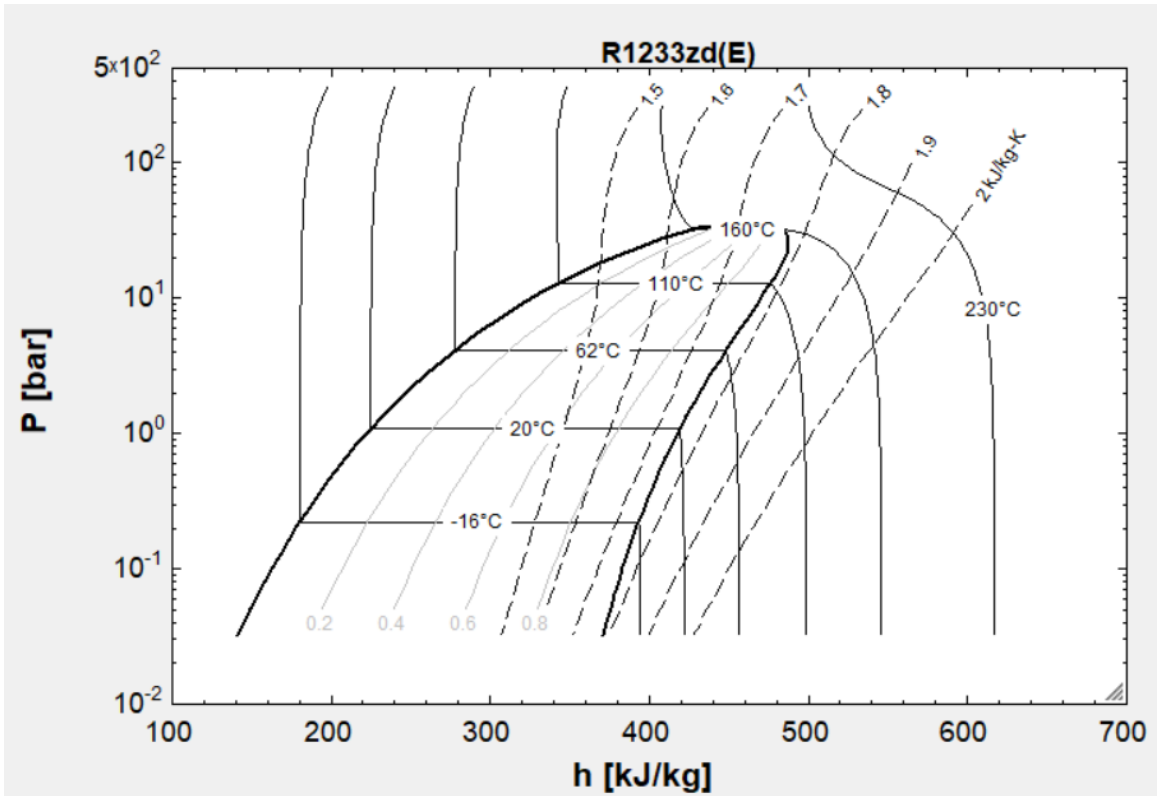
Σχήμα 4.3. Διάγραμμα θερμικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης για τα συστήματα ORC και PRC.

Στον Πίνακα 4.3. αναγράφονται τα αποτελέσματα της καθαρής ισχύς και οι θερμικοί βαθμοί απόδοσης για το κάθε σύστημα ΣΗΘ, έχοντας σταθερή την θερμοκρασία ατμοποίησης $T_{evap} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$ και μεταβάλλοντας την θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_{cond} = 45 - 115 \text{ }^\circ\text{C}$.

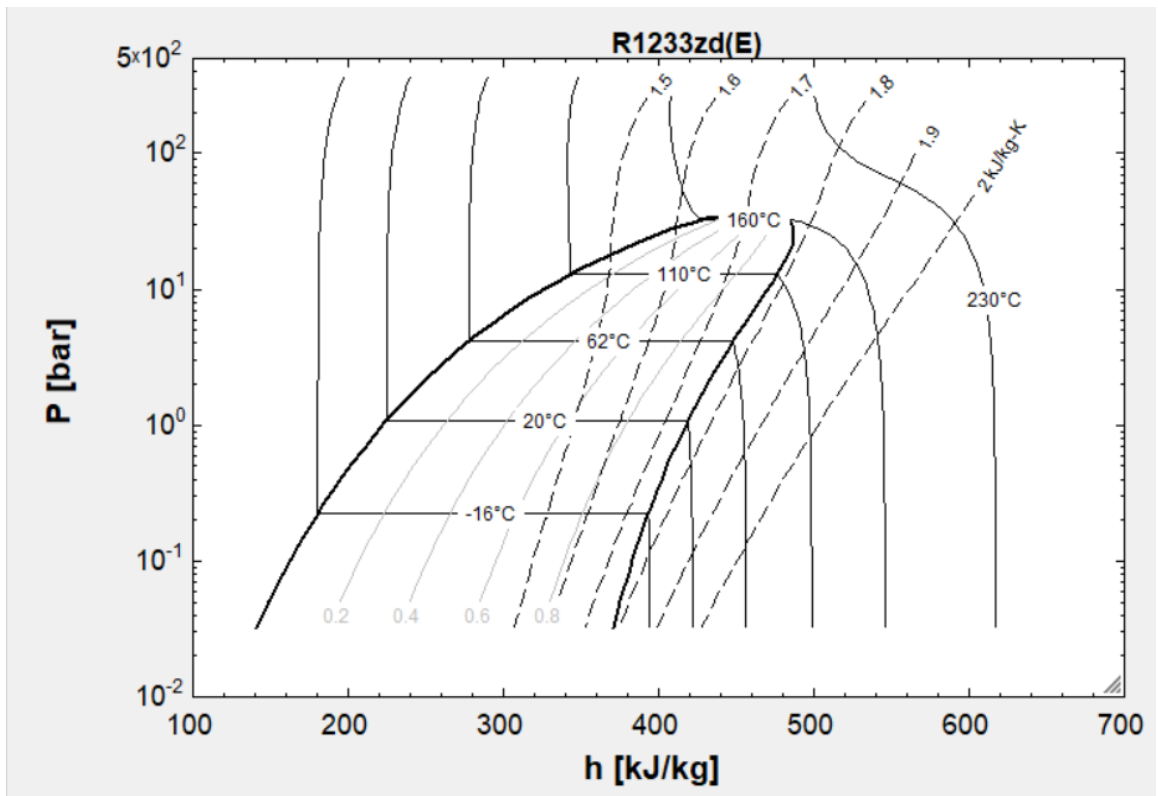
Πίνακας 4.3. Αποτελεσμάτων για καθένα από τα συστήματα ORC και PRC.

$T_{cond}[^{\circ}C]$	ORC		PRC	
	$P_{net}[kW]$	$\eta_{th}[\%]$	$P_{net}[kW]$	$\eta_{th}[\%]$
45	19.35	0.13	20.53	0.14
50	18.39	0.12	19.6	0.13
55	17.43	0.12	18.67	0.12
60	16.47	0.11	17.73	0.12
65	15.52	0.10	16.8	0.11
70	14.55	0.10	15.85	0.11
75	13.59	0.09	14.9	0.10
80	12.62	0.08	13.94	0.09
85	11.65	0.08	12.97	0.09
90	10.67	0.07	11.98	0.08
95	9.68	0.06	10.98	0.07
100	8.68	0.06	9.95	0.07
105	7.66	0.05	8.90	0.06
110	6.64	0.04	7.81	0.05
115	5.59	0.04	6.68	0.04

Παρακάτω στο Σχήμα 4.4 και 4.5 φαίνονται τα διαγράμματα πίεσης-ενθαλπίας για τα συστήματα PRC και ORC αντίστοιχα.



Σχήμα 4.4. Διάγραμμα P-h συστήματος PRC.



Σχήμα 4.5. Διάγραμμα P-h συστήματος ORC.

Οι κώδικες που χρησιμοποιήθηκαν σε κάθε περίπτωση, ORC(Κώδικας 1) και PRC(Κώδικας 2), παρατίθενται στο τέλος της εργασίας.

Στον Πίνακα 4.2. φαίνονται όλα τα στοιχεία του κύκλου PRC που προκύπτουν από το πρόγραμμα EES, τα οποία θα μας βοηθήσουν για την στατική και θερμική ανάλυση, που θα γίνει με εργαλεία CAE, του σπειροειδής εκτονωτή.

Πίνακας 4.2. Λειτουργικά μεγέθη του υπό μελέτη συστήματος PRC.

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$h_1 = 312.5$	$h_2 = 316.7$	$h_3 = 501.2$	$h_4 = 485.4$	$h_{4, is} = 481.4$
$m = 0.8799$	$n_{is, exp} = 0.8$	$n_{m, exp} = 0.95$	$n_{th} = 0.0796$	$p_1 = 8$
$p_2 = 22$	$p_3 = 22$	$p_4 = 8$	$P_{cond} = 8$	$P_{evap} = 22$
$P_{gen} = 13.21$	$P_{net} = 13.21$	$Q_{evap} = 162.4$	$Q_{in} = 166$	$Q_{out} = 152.1$
$Q_{th, comp} = 3.647$	RR\$ = 'R1233zd(E)'	$s_1 = 1.354$	$s_2 = 1.362$	$s_3 = 1.821$
$SH = 10$	$T_1 = 88.23$	$T_2 = 91.37$	$T_3 = 147.7$	$T_4 = 108.9$
$T_{cond} = 88.23$	$T_{evap} = 137.7$	$v_1 = 0.0009182$	$v_2 = 0.0009182$	

5. Παραμετρική διερεύνηση εκτονωτή με εργαλεία CAE

5.1. Αρχή λειτουργίας συστήματος τύπου scroll

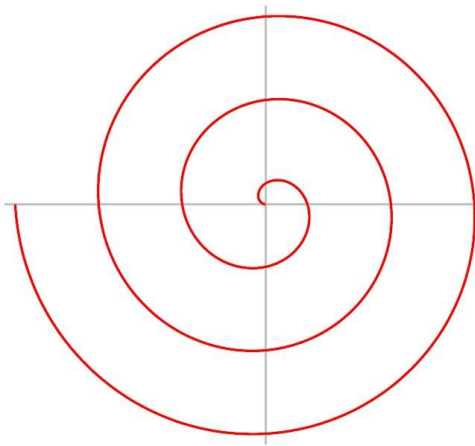
Η αρχή λειτουργίας των μηχανών τύπου Scroll που χρησιμοποιούνται ως εκτονωτές βασίζεται στη σταδιακή οδήγηση του εργαζόμενου μέσου σε μεγαλύτερο όγκο, με αποτέλεσμα τη μείωση της πίεσής του, δηλαδή το ρευστό εκτονώνεται. Αυτό επιτυγχάνεται μέσω της συνεργασίας δύο σπειρών, ίδιας γεωμετρίας, μίας κινητής(δρομέας) και μίας σταθερής(στάτης). Το ρευστό εισέρχεται από το θάλαμο εισόδου και εγκλωβίζεται. Καθώς περιστρέφεται ο δρομέας, αυτή η ποσότητα σταδιακά μεταφέρεται σε θαλάμους μεγαλύτερου όγκου, δηλαδή εκτονώνεται. Ταυτόχρονα εισέρχεται στο θάλαμο εισόδου νέα ποσότητα εργαζόμενου μέσου και ακολουθεί την ίδια διαδικασία. Ανάλογα με τη γωνία της εξειλιγμένης καμπύλης μπορούν να υπάρξουν περισσότεροι από έναν θάλαμοι εκτόνωσης (Εικόνα 2)[8]. Στη συνέχεια το εργαζόμενο μέσο εξέρχεται από τη μηχανή μέσω του θαλάμου εξόδου. Η κινητή και η ακίνητη σπείρα περιγράφονται από εξισώσεις της εξειλιγμένης του κύκλου (παραμετρικές)[10]:

$$x(t) = R_g \cdot (\cos(t) + t \cdot \sin(t))$$

$$y(t) = R_g \cdot (\sin(t) - t \cdot \cos(t))$$

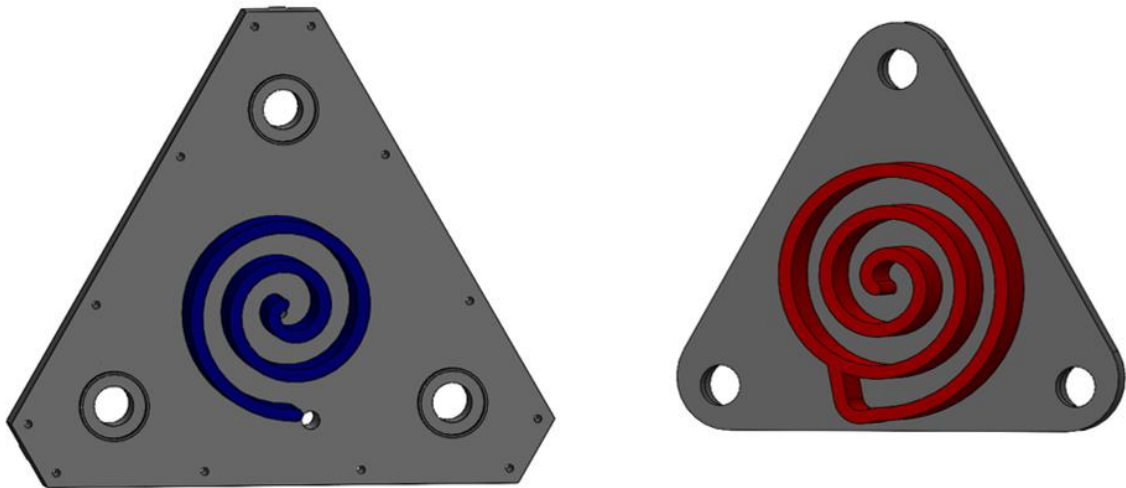
Όπου R_g η ακτίνα του βασικού κύκλου, t η παράμετρος που καθορίζει τα όρια ανάπτυξης της εξειλιγμένης.

Οι παραπάνω εξισώσεις εκφράζουν μια απλή εξειλιγμένη καμπύλη (Σχήμα 5.1). Ο σχηματισμός της κάθε σπείρας, στάτη και δρομέα, γίνεται με τη βοήθεια του σχεδιαστικού προγράμματος SOLIDWORKS, όπου με κατάλληλα εργαλεία επιτυγχάνεται ο σχηματισμός του επιθυμητού πάχους των σπειρών, του ύψους και της λοιπής γεωμετρίας .



Σχήμα 5.1. Απλή εξειλιγμένη καμπύλη.

Το σώμα που φέρει τη σταθερή σπείρα καλείται **Στάτης** (ή Στάτορας), ενώ αυτό που φέρει την κινητή, καλείται **Δρομέας** (ή Ρότορας), φαίνονται στο Σχήμα 5.2. αριστερά και δεξιά αντίστοιχα.



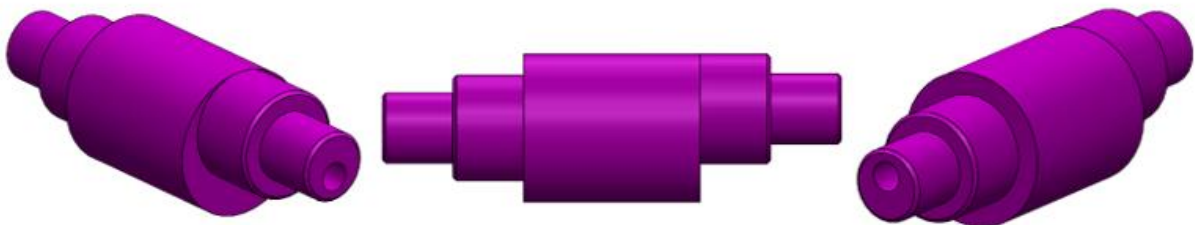
Σχήμα 5.2. (α) Στάτης και (β) Ρότορας

Η κίνηση του Δρομέα σε σχέση με το Στάτη είναι μια σύνθετη κίνηση: κάθε σημείο του σώματος του Δρομέα διαγράφει έναν κύκλο, ωστόσο ο προσανατολισμός του σώματος παραμένει σταθερός. Η εκκεντρότητα, που ισοδυναμεί με την ακτίνα του διαγραφόμενου κύκλου, είναι ένα καθοριστικό μέγεθος για την ορθή λειτουργία του συστήματος και είναι αποτέλεσμα των επιμέρους γεωμετριών. Δηλαδή, η εκκεντρότητα δεν ορίζεται από το σχεδιαστή, αλλά προκύπτει ως αποτέλεσμα διαφόρων μεγεθών και είναι ίση με:

$$Ecc = R_g \cdot \pi - l$$

όπου l το πάχος τοιχώματος της σπείρας και R_g η ακτίνα του βασικού κύκλου.

Τα δυο σώματα, Στάτη και Ρότορα, ενώνονται με έκκεντρα πηνία (Σχήμα 5.3), που συνδέονται αντίστοιχα με τα δύο σώματα με ρουλεμάν. Στη παρούσα εργασία δεν θα ασχοληθούμε με τον λεπτομερή σχεδιασμό όλων των επιμέρους εξαρτημάτων που απαιτεί η κατασκευή ενός σπειροειδή εκτονωτή.



Σχήμα 5.3. Eccentric pins (έκκεντρα πηνία)

Είναι εμφανές ότι η αύξηση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου είναι αποτέλεσμα καθαρά γεωμετρικό και μάλιστα περιγράφεται από το νόμο της αδιαβατικής μεταβολής:

$$p_1 \cdot V_1^\gamma = p_2 \cdot V_2^\gamma$$

Ο παραπάνω νόμος ισχύει τόσο από την αρχική στην τελική κατάσταση (Inlet – Outlet), όσο και από κάθε θέση στην επόμενη. Με βάση αυτό, γίνεται εύκολα αντιληπτό ότι ο αριθμός περιελίξεων των σπειρών παίζει άμεσο ρόλο στην τελική πίεση του αερίου. Γενικότερα, στον παρόντα σχεδιασμό επιλέγονται 3.5 και 4 περιελίξεις, διότι δεν επιθυμείτε η περαιτέρω μείωση της πίεσης. Επίσης, ο δεύτερος παράγοντας που μπορεί να ρυθμίσει (σε μικρότερο βαθμό βέβαια) την πίεση εξόδου του αερίου, είναι η διατομή της οπής εξόδου, καθώς με μεγαλύτερη διατομή, το αέριο θα «απελευθερωθεί» προς την έξοδο σε μικρότερη πίεση[10].

Με σκοπό να μελετήσουμε τα στατικά και θερμικά φορτία που ασκούνται στον σπειροειδή εκτονωτή και στη συνέχεια να προχωρήσουμε σε βελτιστοποιήσεις της εν λόγω μηχανής, χρειάστηκε να στηθεί μια απλοποιημένη μορφή της μηχανής τύπου scroll.

Ανατρέχοντας σε ήδη υπάρχοντα συστήματα μικροκλίμακας (<15 kW), στήσαμε μια μηχανή σπειροειδή εκτονωτή με τα χαρακτηριστικά μεγέθη που φαίνονται στον Πίνακα 5.1.

Πίνακας 5.1. Χαρακτηριστικά μεγέθη σπειροειδούς εκτονωτή.

Eccentricity [mm]	5.5
Scroll width [mm]	10
Scroll height [mm]	50
Machine material	Stainless Steel
Max speed [rpm]	2 600
Refrigerant	R1233zd(e)
Max Inlet Temp [°C]	150
Max Inlet Pressure [bar]	22
Outlet Temp [°C]	110
Outlet Pressure [bar]	8

5.2. Σχεδιασμός και ανάπτυξη ζεύγους Στάτη-Δρομέα (Σύστημα scroll expander)

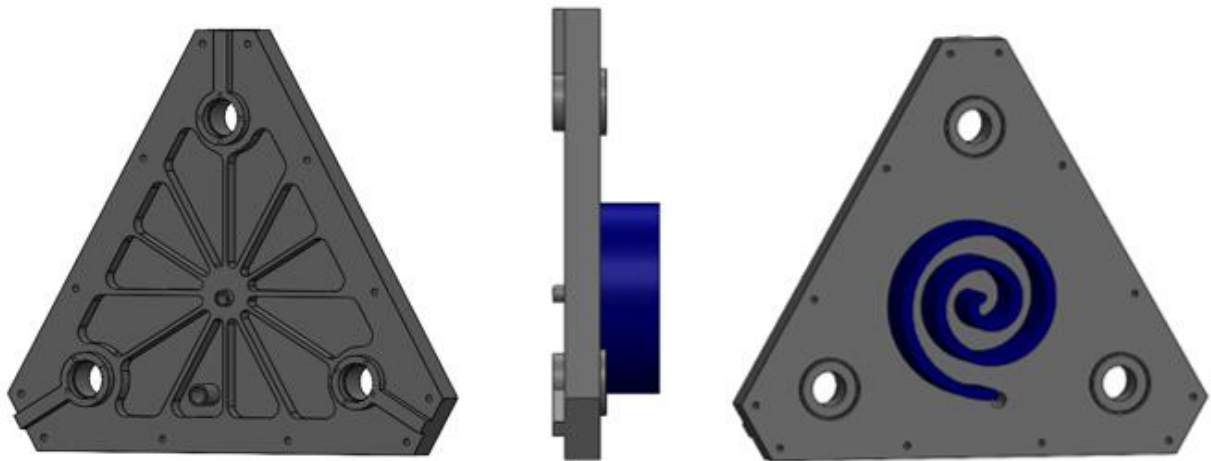
Για το παρόν σύστημα Scroll expander θα χρησιμοποιηθεί η περίπτωση όπου οι σπείρες Στάτη (Σχήμα 5.4) και Δρομέα (Σχήμα 5.5) είναι ταυτόσημες. Οπότε, ο σχεδιασμός των εξελιγμένων καμπυλών που περιγράφουν τις σπείρες Στάτη και Δρομέα είναι κοινός.

Οι εξισώσεις των καμπυλών των σπειρών, με R_g την ακτίνα του βασικού κύκλου, θ το σημείο εκκίνησης της εξελιγμένης επί του κύκλου (κατά τη γωνιακή έννοια) και t την παράμετρο που καθορίζει τα όρια ανάπτυξης της εξελιγμένης, έχουν ως εξής[14]:

Στάτης

$$\begin{aligned}x(t) &= R_g \cdot (\cos(t - \pi) + t \cdot \sin(t - \pi)) \\y(t) &= R_g \cdot (\sin(t - \pi) - t \cdot \cos(t - \pi)) - R_g \cdot \pi\end{aligned}$$

από $t_a=0$ μέχρι $t_f=5\pi$ ($t_b=2,5$ περιστροφές)



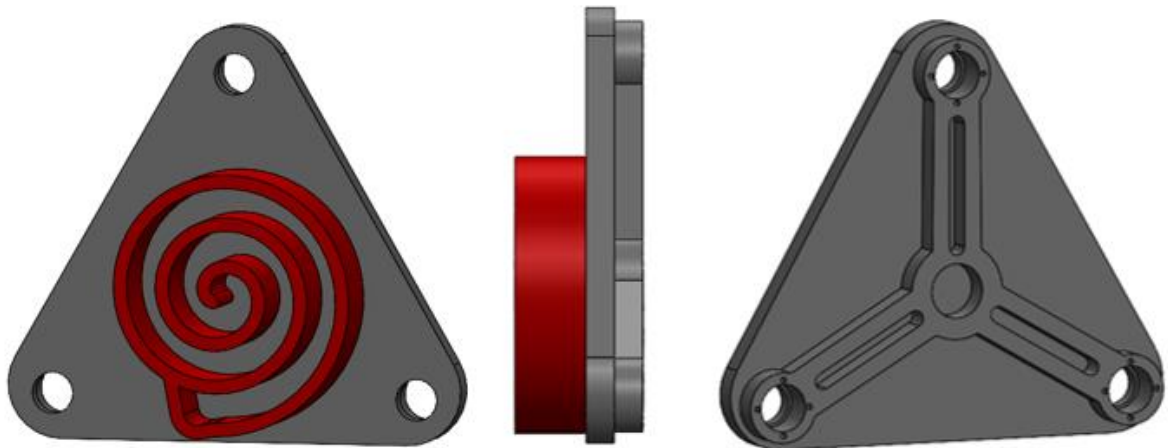
Σχήμα 5.4. Στάτορας (Stator)

Δρομέας

$$x(t) = R_g \cdot (\cos(t) + t \cdot \sin(t))$$

$$y(t) = R_g \cdot (\sin(t) - t \cdot \cos(t))$$

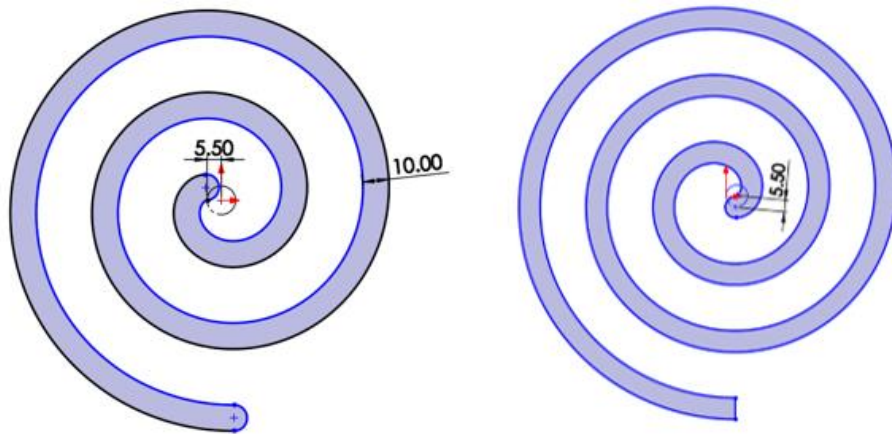
από $t_a=0$ μέχρι $t_f=6\pi$ ($t_b=3$ περιστροφές)



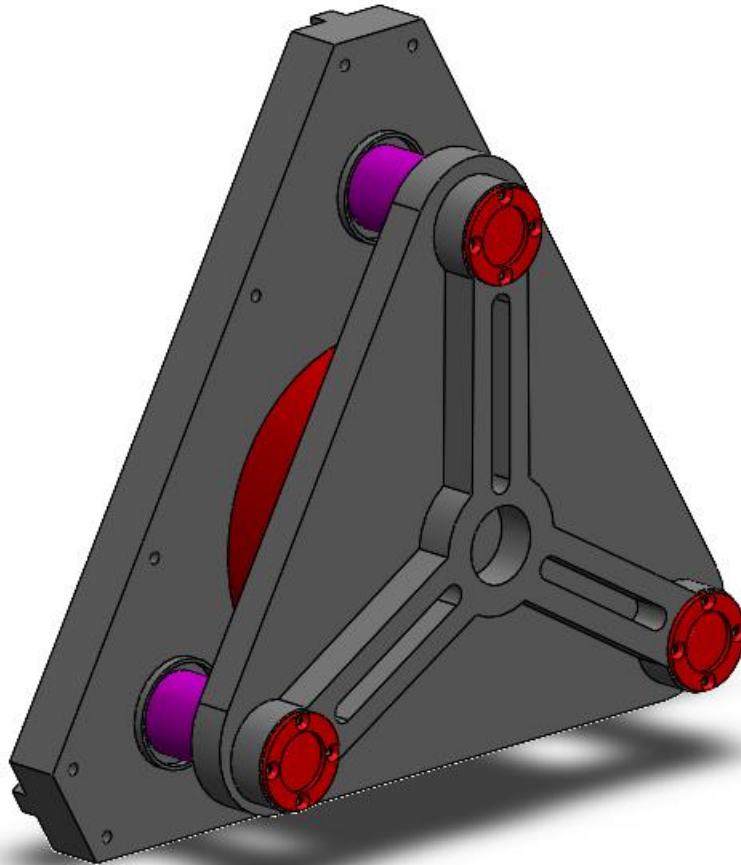
Σχήμα 5.5. Ρότορας (Rotor)

όπου στην προκειμένη περίπτωση η ακτίνα του βασικού κύκλου ορίστηκε $R_g = 5 \text{ mm}$ και η εκκεντρότητα $Ecc = 5.5 \text{ mm}$.

Εισάγοντας τις παραπάνω εξισώσεις στο σχεδιαστικό πρόγραμμα SOLIDWORKS εξάγεται η μορφή των σπειρών. Το πάχος των σπειρών σχηματίζεται με την εντολή *offset entities* (Σχήμα 5.6.) και τελικά με τα διάφορα εργαλεία του προγράμματος αναπτύσσεται ολόκληρο το μοντέλο του σπειροειδούς εκτονωτή που θα μελετηθεί (Σχήμα 5.7).



Σχήμα 5.6. Σπείρες Στάτορας και Ροτόρα σε αρχικό στάδιο ανάπτυξης.



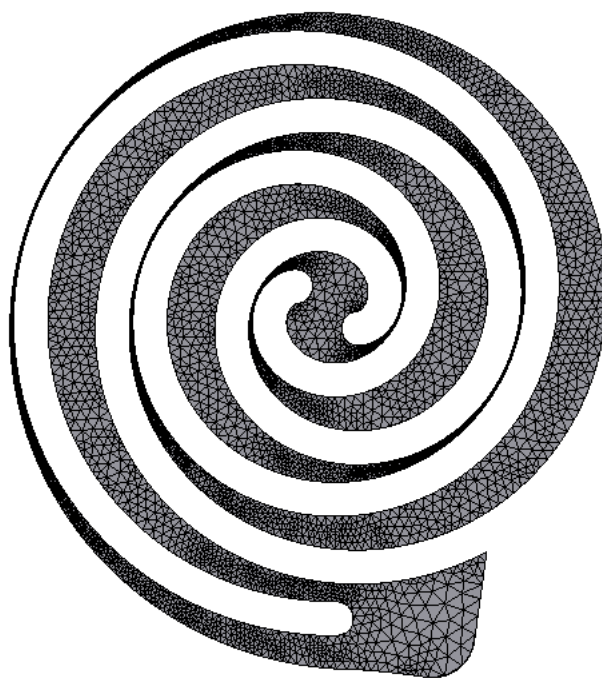
Σχήμα 5.7. Μοντέλο μηχανής σπειροειδούς εκτονωτή.

6. Αποτελέσματα παραμετρικής μελέτης εκτονωτή με χρήση εργαλείων CAE

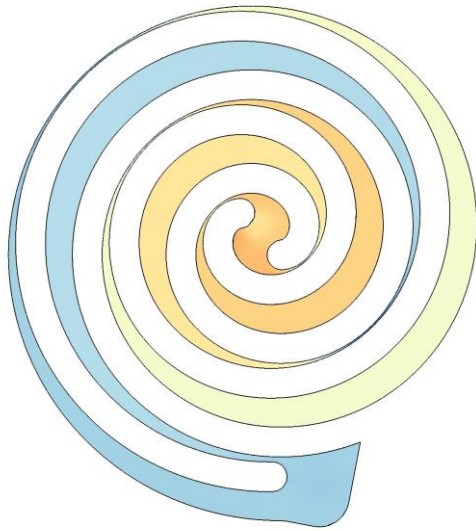
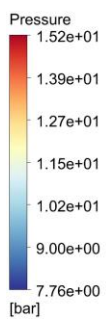
6.1. Σύγκριση αναπτυσσόμενων πεδίων πιέσεων

Για την τελική μελέτη του εκτονωτή, χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό πεπερασμένων στοιχείων ANSYS. Στήθηκε μια ανάλυση coupling που να δίνει τη δυνατότητα να μελέτης του εκτονωτή θερμοδυναμικά, σε στατική κατάσταση.

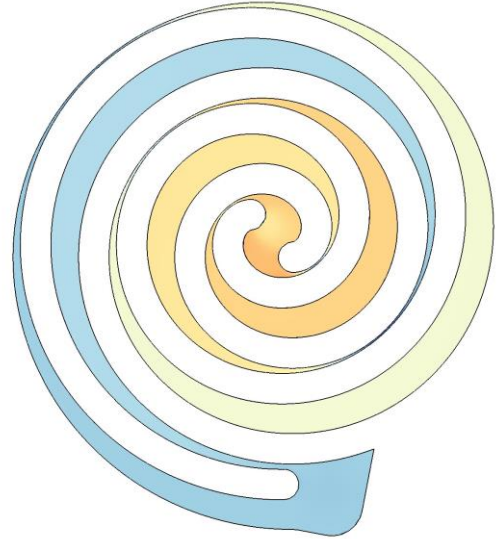
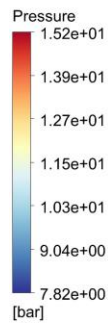
Αρχικά, για την διεξαγωγή των πεδίων πιέσεων του εκλυόμενου όγκου του ρευστού (Fluent Analysis), χρειάστηκε να γίνει η εξαγωγή του όγκου του. Με την κατάλληλη πλεγματοποίηση (Σχήμα 6.1) και ορίζοντας τις συνθήκες εισόδου και εξόδου που νωρίτερα διεξάχθηκαν μέσω του EES, στήσαμε την ανάλυση. Τα αποτελέσματα φαίνονται παρακάτω στο Σχήμα 6.2. για κάθε ένα από τα υπό μελέτη ρευστά.



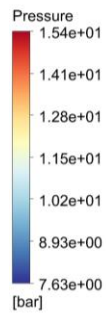
Σχήμα 6.1. Πλεγματοποίηση όγκου ρευστού.



(α) R1233zd(e)



(β) R245fa



(γ) R1234ze(e)

Σχήμα 6.2. Πεδία πιέσεων για τα υπό μελέτη ψυκτικά μέσα (α)R1233zd(e), (β)R245fa και (γ)R1234ze(e).

6.2. Θερμοκρασιακές κατανομές

C: Steady-State Thermal

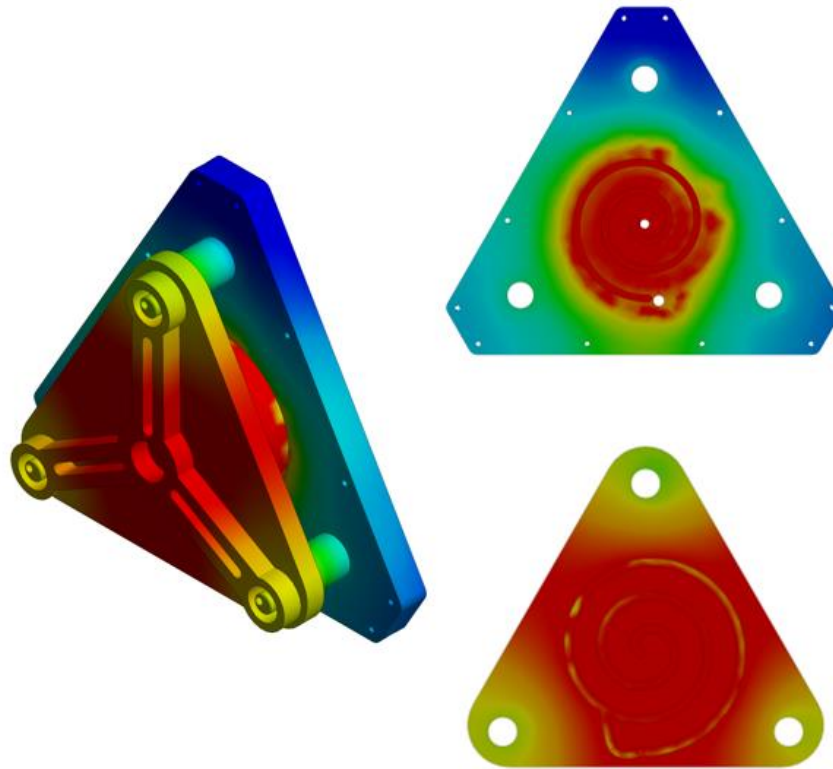
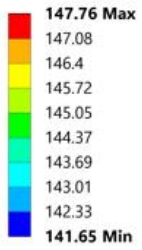
Temperature

Type: Temperature

Unit: °C

Time: 1 s

7/14/2023 5:14 PM



Σχήμα 6.3. Σπείρα 10 mm , R1234ze(e)

C: Steady-State Thermal

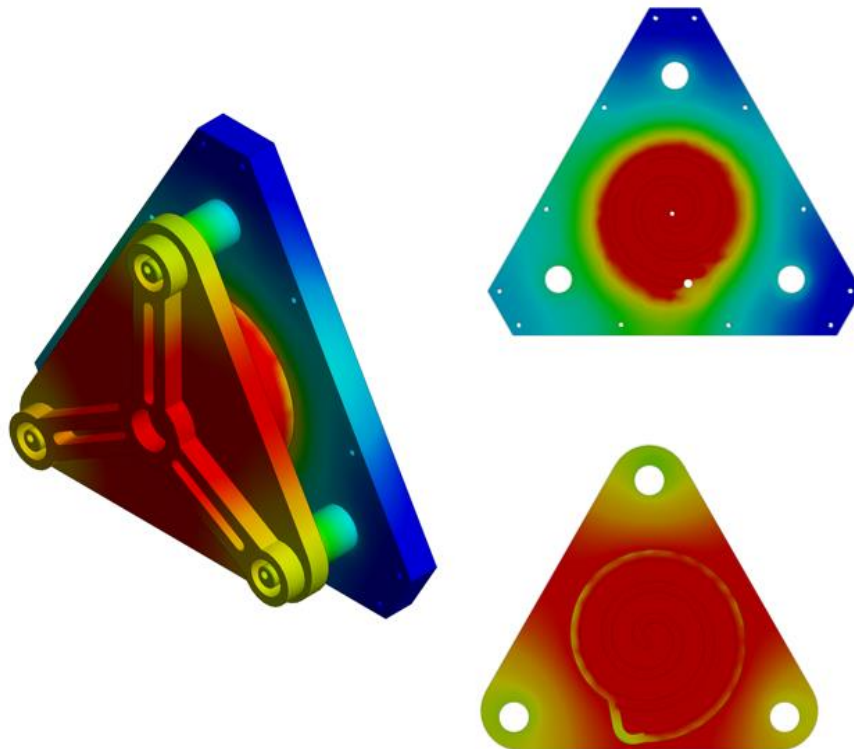
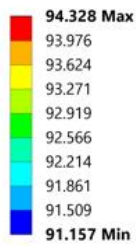
Temperature

Type: Temperature

Unit: °C

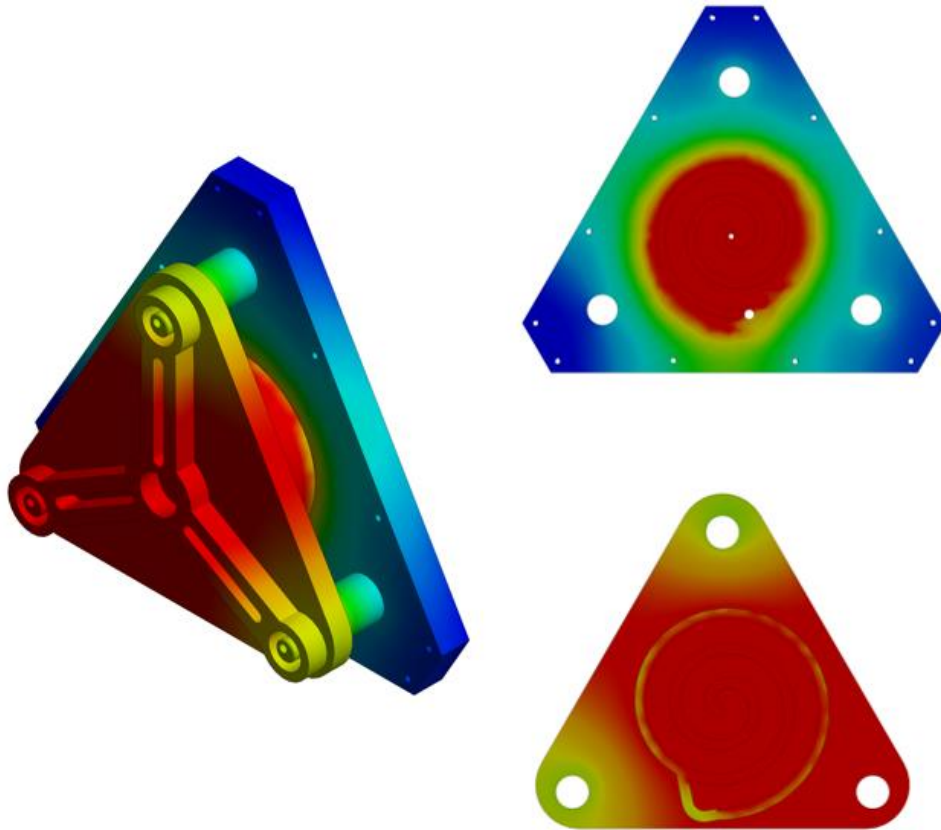
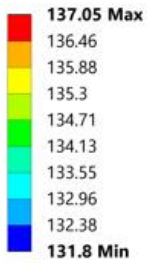
Time: 1 s

7/14/2023 5:25 PM



Σχήμα 6.4. Σπείρα 10 mm , R1234ze(e)

C: Steady-State Thermal
 Temperature
 Type: Temperature
 Unit: °C
 Time: 1 s
 7/14/2023 5:22 PM



Σχήμα 6.5. Σπείρα 10 mm , R245fa

6.3. Κατανομές αναπτυσσόμενων τάσεων

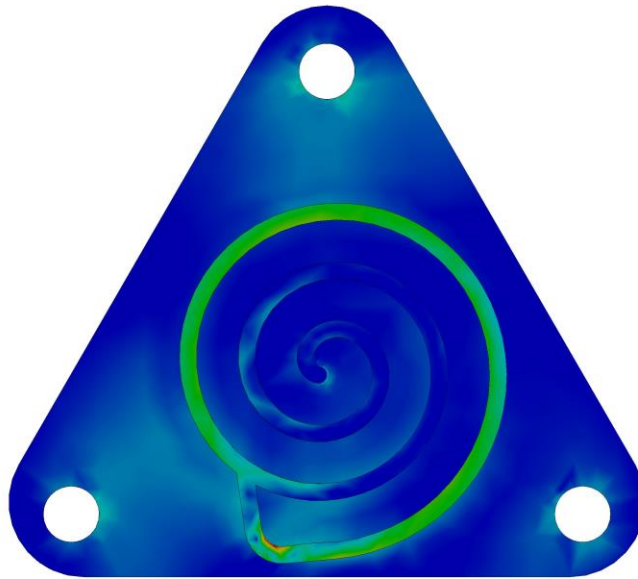
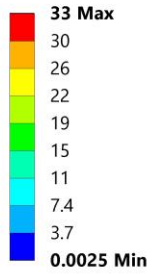
Στο Σχήμα 6.6 φαίνονται οι κατανομές τάσεων για διαφορετικά πάχη σπειρών, χρησιμοποιώντας σε όλες τις περιπτώσεις το οργανικό μέσο R1233zd(e) που επιλέχθηκε νωρίτερα ως αποδοτικότερο. Η ανάλυση έγινε για πάχη σπειρών (α)8 mm, (β) 9 mm και (γ)11 mm.

Στον Πίνακα 6.1. φαίνονται τα αποτελέσματα των μέγιστων διατμητικών τάσεων που αναπτύσσονται σε κάθε περίπτωση πάχους και στο Σχήμα 6.6 φαίνονται οι αντίστοιχες κατανομές. Τέλος, η προκύπτουσα καμπύλη αποτελεσμάτων φαίνεται στο Σχήμα 6.7.

- Yield Point of Structural Steel: $\sigma = 250 \text{ MPa}$
- Συντελεστής ασφαλείας: $\nu = \frac{\sigma_{\theta\rho}}{\sigma_{\epsilon\pi}} = \frac{460}{250} = 1,84$

D: Static Structural

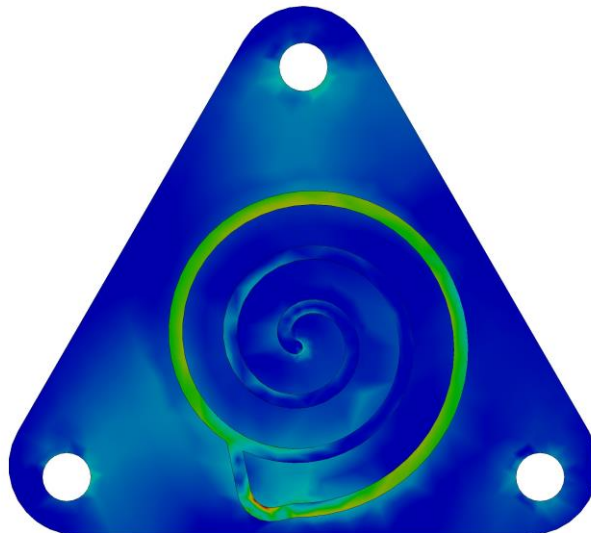
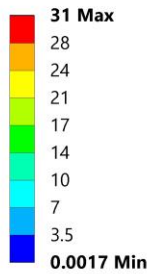
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
7/14/2023 4:53 PM



(α) Πάχος σπείρας 8mm

D: Static Structural

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
7/14/2023 4:54 PM



(β) Πάχος σπείρας 9mm

D: Static Structural

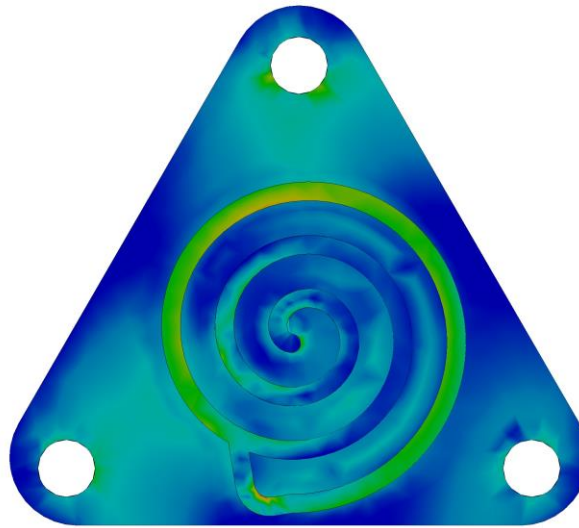
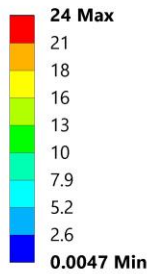
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1 s

7/14/2023 4:51 PM

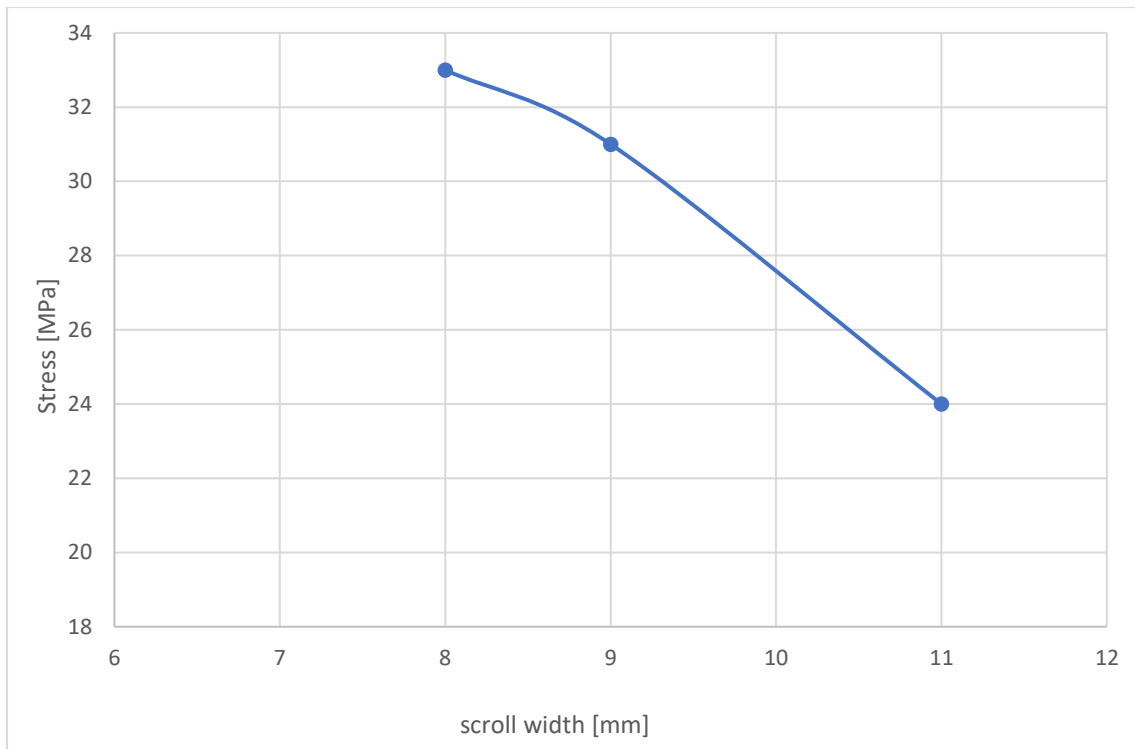


(γ) Πάχος σπείρας 11mm

Σχήμα 6.6. Κατανομές αναπτυσσόμενων τάσεων για πάχη σπειρών (α) 8mm, (β) 9 mm και (γ) 11 mm.

Πίνακας 6.1. Αναπτυσσόμενες τάσεις.

Scroll width [mm]	Max Equivalent Stress [MPa]	Max Equivalent Stress [MPa] X 1.84
8	33	60.7
9	31	57
11	24	44.2



Σχήμα 6.7. Καμπύλη μέγιστων τάσεων συναρτήσει πάχους σπείρας

7. Συμπεράσματα και άλλες προτάσεις

- Συμπεράσματα:

Όπως φαίνεται από τα αποτελέσματα, τα πεδία πιέσεων είναι σχεδόν πανομοιότυπα για κάθε περίπτωση εργαζόμενου μέσου, αφού τα χαρακτηριστικά των ψυκτικών μέσων που επιλέχθηκαν για σύγκριση είναι παρόμοια.

Η μεγαλύτερη αναπτυσσόμενη τάση φαίνεται να εμφανίζεται στην πιο λεπτή σπείρα, δηλαδή αυτήν με πάχος 8 mm. Παρόλα αυτά, πολλαπλασιάζοντας τις μέγιστες τάσεις με έναν συντελεστή ασφαλείας, που στην παρούσα περίπτωση προκύπτει ίσως με $n=1.84$, παρατηρείται ότι και οι τρεις περιπτώσεις πάχους είναι εντός των ορίων ($< 250 \text{ MPa}$) και άρα δεν διατρέχει κίνδυνος αστοχίας.

Γενικά προτιμάται η επιλογή όσο το δυνατόν πιο λεπτής σπείρας που να αντέχει φυσικά τα εκάστοτε φορτία. Αυτό συνεπάγεται με χρήση λιγότερου υλικού, μείωση του βάρους της μηχανής, δυνατότητα έκκλησης περισσότερης ποσότητας ρευστού και άρα κατ'επέκταση αύξηση της αποδιδόμενης ισχύος.

- Προτάσεις περαιτέρω μελέτης:

Στα πλαίσια μελέτης των σχεδιαστικών χαρακτηριστικών μιας μηχανής σπειροειδούς εκτονωτή, μπορούν να γίνουν αλλαγές που αφορούν κάθε επιμέρους στοιχείο της. Κάποιες ιδέες είναι η μεταβολή της γεωμετρίας εισόδου του ρευστού, με μη κυκλικές επιφάνειες εισόδου του ρευστού στον εκτονωτή και η αλλαγή της λοιπής γεωμετρίας όπως για παράδειγμα το πίσω μέρος του στάτορα που φέρει την επιφάνεια ψύξης. Επίσης, άξια μελέτης είναι η ανάπτυξη ζεύγους σπειρών με μη-συμμετρικούς όγκους ελέγχου και μη κυκλικές επιφάνειες εισόδου του ρευστού στον εκτονωτή.

ΚΩΔΙΚΑΣ 1 : ORC

```
RR$='R1233zd(E)'  
Tevap=140  
Tcond=75  
Qin=150  
nis_exp=0.8  
nis_pump=0.8  
nm_exp=0.95  
nm_pump=0.95  
SH=10
```

"Condenser"

```
Pcond=pressure(rr$,x=0,T=Tcond)  
p1=Pcond  
T1=Tcond  
h1=enthalpy(rr$,P=Pcond,x=0)  
s1=entropy(rr$,P=Pcond,x=0)
```

"Pump"

```
h2_is=enthalpy(rr$,P=Pevap,s=s1)  
nis_pump=(h2_is-h1)/(h2-h1)  
T2=temperature(rr$,P=Pevap,h=h2)  
s2=entropy(rr$,P=Pevap,T=T2)  
p2=Pevap
```

"Evaporator"

```
Pevap=pressure(rr$,x=1,T=Tevap)  
Qevap=Qin  
Qevap = m*(h3-h2)
```

"Expander"

```
T3=temperature(rr$,P=Pevap,x=1)+SH  
p3=Pevap  
h3=enthalpy(rr$,P=Pevap,T=T3)  
s3=entropy(rr$,P=Pevap,T=T3)  
h4_is=enthalpy(rr$,P=Pcond,s=s3)  
nis_exp=(h3-h4)/(h3-h4_is)  
T4=temperature(rr$,P=Pcond,h=h4)  
p4=Pcond
```

```
Wpump = m*(h2-h1) /nm_pump  
Pgen = m*(h3-h4)*nm_exp  
Qout = m*(h4-h1)  
Pnet = Pgen-Wpump  
nth = Pnet/Qin|
```

ΚΩΔΙΚΑΣ 2 : PRC

RR\$='R1233zd(E)'

Tevap=temperature(rr\$,P=Pevap,x=1)
Tcond=temperature(rr\$,P=Pcond,x=1)
Qin=166
nis_exp=0.8
nm_exp=0.95
SH=10

"Condenser"

Pcond=8
p1=Pcond
T1=Tcond
h1=enthalpy(rr\$,P=Pcond,x=0)
s1=entropy(rr\$,P=Pcond,x=0)

"Isochoric compression"

v1=volume(rr\$,P=Pcond,x=0)
v2=v1
h2=enthalpy(rr\$,P=Pevap,v=v2)
T2=temperature(rr\$,P=Pevap,h=h2)
s2=entropy(rr\$,P=Pevap,T=T2)
p2=Pevap
Qth_comp=m*(h2-h1)

"Evaporator"

Pevap=22
Qevap=Qin-Qth_comp
Qevap = m*(h3-h2)

"Expander"

T3=temperature(rr\$,P=Pevap,x=1)+SH
p3=Pevap
h3=enthalpy(rr\$,P=Pevap,T=T3)
s3=entropy(rr\$,P=Pevap,T=T3)
h4_is=enthalpy(rr\$,P=Pcond,s=s3)
nis_exp=(h3-h4)/(h3-h4_is)
T4=temperature(rr\$,P=Pcond,h=h4)
p4=Pcond

Pgen = m*(h3-h4)*nm_exp
Qout = m*(h4-h1)
Pnet = Pgen
nth = Pnet/Qin

8. Βιβλιογραφία

- [1] Σκαρμούτσος Μ. & Τζάβαλης Η., Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας, Διπλωματική Εργασία, Σχολή Μηχανικών Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Πάτρα (2021).
- [2] Καλικάτζαράκης Μ. , Εκμετάλλευση Απορριπτόμενης Θερμότητας Χαμηλών Θερμοκρασιών Ναυτικών Κινητήρων Diesel με χρήση Οργανικού Κύκλου Rankine, Διπλωματική Εργασία, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Τομέας Ναυτικής Μηχανικής ΕΜΠ (2013).
- [3] Πρόταση CHP4HOUSE
- [4] L. Dong, H. Liu, and S. Riffat, Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled CHP systems - A literature review, Appl. Therm. Eng., 29(11–12), 2119–2126, 2009.
- [5] Αλαμπρίτης Δημήτρης, Ανάλυση Οργανικού Κύκλου Rankine και Μελέτη Εργαζόμενων Μέσων για Μικρής Κλίμακας Συστήματα Ηλιακών Συλλεκτών, Διπλωματική Εργασία, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ, Αθήνα (2016).
- [6] Παπαϊωάννου Ιωάννης, Ανάλυση Διαφόρων Οργανικών Κύκλων Rankine για Ανάκτηση Θερμότητας από Καυσαέρια Κινητήρα Ντίζελ, Διπλωματική Εργασία , ΕΜΠ , Οκτώβριος (2011).
- [7] L. Gkimisis, N. Arapkoules, G. Vasileiou, A. Soldatosb, V. Spitas, «Modelling and numerical simulation of a novel Pumpless Rankine Cycle (PRC)» , NTUA
- [8] Μπίτση Ευστράτιου ,«ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΑΠΟ ΕΚΤΟΝΩΤΗ ΟΡΓΑΝΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE ΣΕ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ ΨΥΚΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ», Διπλωματική Εργασία, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ, Αθήνα(2015).
- [9] Konstantinos Braimakis, Antonios Charalampidis, Sotirios Karellas, Techno-economic assessment of a small-scale biomass ORC-CHP for district heating, Laboratory of Steam Boilers and Thermal Plants, National Technical University of Athens, Zografou, Greece , 2021
- [10] Ραφαήλ Γκιοβές, «Μοντελοποίηση και Σχεδιασμός συμπιεστή θετικής μετατόπισης τύπου scroll για τον αναπνευστήρα HEV του CERN», Διπλωματική Εργασία, Τομέας: Μηχανολογικών Κατασκευών & Αυτομάτου Ελέγχου ΕΜΠ, Αθήνα 2022.
- [11] Δελλής Γεώργιος, «Προοπτικές της συμπαραγωγής από βιομάζα, στην Ευρώπη», Μεταπτυχιακή Εργασία Ειδίκευσης, ΔΗΜΟΚΡΙΤΕΙΟ ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΡΑΚΗΣ ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ, ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ, Ξανθη 2023

[12] Κλαδίσιος Παναγιώτης, «Μοντελοποίηση συστήματος Οργανικού Κύκλου Rankine συμπαραγωγής θερμότητας και ηλεκτρισμού (CHP ORC) που τροφοδοτείται με επεξεργασμένη βιομάζα. Κύκλοι, εργαζόμενα μέσα, θερμικά φορτία.», Διδακτορική διατριβή, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Τομέας Θερμότητας, Εργαστήριο Θερμικών Διεργασιών, Αθήνα 2022

[13] Μονοκρούσου Ευρώπη, «Μοντελοποίηση διφασικής εκτόνωσης με χρήση του υπολογιστικού εργαλείου PDSim», Μεταπτυχιακή Εργασία, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Αθήνα, Οκτώβριος 2021

[14] Αδριανός - Ελευθέριος Αθανασιάδη – Φωτόπουλου, «Παραμετρικός Σχεδιασμός και Βελτιστοποίηση της Γεωμετρίας Εκτονωτή Θετικής Μετατόπισης τύπου Scroll για την Ελαχιστοποίηση του Παλμού Ροπής», Διπλωματική Εργασία, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Τομέας Μηχανολογικών Κατασκευών και Αυτομάτου Ελέγχου, Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών, Αθήνα, 2017