



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Διατμηματικό Πρόγραμμα Μεταπτυχιακών Σπουδών

«Παραγωγή και Διαχείριση Ενέργειας»

ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

*«Τεχνο-οικονομική
συμπαραγωγικής μονάδας
κλίμακας με καύση βιομάζας»*

*αξιολόγηση
ORC μεσαίας*

Του Μεταπτυχιακού Φοιτητή

Δημητρίου Μάριου-Αλκίνοου

Επιβλέπων

Καρέλλας Σωτήριος, Καθηγητής

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Ιούνιος 2021

Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα της παρούσας μεταπτυχιακής εργασίας και Καθηγητή κ. Σωτήριο Καρέλλα για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε με την ανάθεση αυτού του θέματος.

Θα ήθελα επιπλέον να ευχαριστήσω τον διδάκτορα Κωνσταντίνο Μπραϊμάκη για την διαρκή υποστήριξη και καθοδήγηση, που ήταν κομβικής σημασίας στην εκπόνηση της παρούσας εργασίας. Οφείλω επίσης να ευχαριστήσω τον υποψήφιο διδάκτορα Αντώνη Χαραλαμπίδη για την πολύτιμη συνεργασία του και βοήθεια.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους όσους στάθηκαν δίπλα μου στην ολοκλήρωση αυτού του μεταπτυχιακού προγράμματος και ειδικά την οικογένεια μου για την διαρκή υποστήριξη.

Περίληψη

Η παρούσα εργασία εξετάζει από τεχνο-οικονομική σκοπιά την εγκατάσταση σταθμού βιομάζας μικρής κλίμακας (θερμική είσοδος $1000 \text{ kW}_{\text{th}}$) με τεχνολογία Οργανικού Κύκλου Rankine (ORC) για συμπαραγωγή ηλεκτρικής ισχύος και θερμότητας (ΣΗΘ), συνδεδεμένου με δίκτυο τηλεθέρμανσης. Ο Οργανικός Κύκλος Rankine σχεδιάζεται έτσι ώστε να επιτυγχάνεται μεγιστοποίηση της ονομαστικής παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος, εξετάζοντας διάφορα φυσικά ψυκτικά ρευστά και το R1233zd. Αναπτύσσεται μοντέλο μερικού φορτίου για την διερεύνηση της λειτουργίας του σταθμού όταν καλείται να καλύψει τις θερμικές ανάγκες οικιακών φορτίων από κοινότητες σε Αθήνα, Βερολίνο και Ελσίνκι, σε ετήσια βάση. Τα οικιακά φορτία που εξετάζονται αντιπροσωπεύουν κοινότητες διαφορετικών μεγεθών, για 100, 200, 400 και 800 κτήρια (30 κάτοικοι ανά κτήριο) και από αυτά, το φορτίο αιχμής μπορεί να φτάσει μέχρι περίπου $10,000 \text{ kW}_{\text{th}}$. Πραγματοποιείται μια σειρά από αναλύσεις για τις διάφορες παραμέτρους λειτουργίας του συστήματος με σκοπό να διερευνηθεί η οικονομική αποδοτικότητα του σταθμού υπό διαφορετικές παραδοχές. Αναδεικνύεται πως η οικονομική απόδοση του σταθμού είναι αρκετά χαμηλή καθώς απαιτείται η παράλληλη ικανοποίηση αρκετών παραμέτρων, όπως υψηλές τιμές πώλησης ηλεκτρισμού και θερμότητας και χαμηλό κόστος αγοράς βιομάζας σε συνδυασμό με πολλές ετήσιες ώρες λειτουργίας του σταθμού προκειμένου να επιτευχθεί μειωμένη περίοδος αποπληρωμής επένδυσης έως 5-7 έτη. Οι παράγοντες που συνιστούν την μη ικανοποιητική οικονομικά λειτουργία του σταθμού είναι το υψηλό ειδικό κόστος, οι μειωμένες ετήσιες ώρες λειτουργίας και η μειωμένη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος που οφείλεται στον περιορισμό της μέγιστης θερμότητας λειτουργίας των κοχλιωτών εκτονωτών στην υπό εξέταση τάξη ισχύος.

Abstract

The scope of the present thesis is the techno-economic assessment of a small-scale biomass-fired (1000 kW_{th} thermal input) Organic Rankine Cycle (ORC) power plant for combined heat and power generation (CHP) coupled with a district heating network (DHN). The ORC is designed so as to maximize nominal power output, by examining several different natural refrigerants and R1233zd. In order to accurately estimate the economic performance of the plant, a part load model is developed to determine the annual heating and electrical outputs of the plant while different heating demands are met. The modelling occurs for the cities of Athens, Berlin and Helsinki for housing communities in the sizes of 100, 200, 400 and 800 buildings (each housing 30 residents) with annual peak load up to 10,000 kW_{th}. A series of parametric analyses are carried out to investigate the cost-effectiveness of the plant under different assumptions. It is shown that the economic performance of the plant is very low, as it is crucial for different parameters to occur simultaneously (high electricity and heating prices, low biomass cost) along with elongated operating hours to result discount payback periods in the range of 5-7 years. The main factors that cause the substandard economic performance are the high specific investment costs, the reduced annual operating hours and the reduced electricity output, which is rooted in the maximum temperature restriction of screw expanders in the examined scale.

Περιεχόμενα

Κατάλογος πινάκων	8
Κατάλογος Σχημάτων	9
Κατάλογος Συμβόλων.....	12
1. Εισαγωγή	16
1.1. Γενικά.....	16
1.2. Συμπαραγωγή.....	18
1.2.1. Συμπαραγωγή από Βιομάζα.....	20
1.3. Ο κύκλος ORC.....	21
1.3.1. Γενικά.....	21
1.3.2. Σύγκριση ORC και κύκλου νερού-ατμού Clausius-Rankine.....	24
1.3.3. Μονάδες ORC από βιομάζα. Βασικές αρχές και εφαρμογές.....	26
1.3.3.1. Σύστημα ελέγχου του σταθμού	27
1.3.3.2. Βασικά συστατικά σταθμού βιομάζας-ORC	28
1.3.3.3. Εμπορική κατάσταση μονάδων	35
1.4. Συνοπτική παρουσίαση στόχων της εργασίας	40
2. Μεθοδολογία ανάλυσης.....	42
2.1. Γενικό μοντέλο μονάδας.....	42
2.2. ORC	46
2.2.1. Εκτονωτής.....	47
2.2.2. Παράμετροι σχεδιασμού και μοντελοποίησης.....	50

2.3.	Τηλεθέρμανση και υπολογισμός φορτίων	51
2.4.	Μοντελοποίηση λειτουργίας μερικού φορτίου	55
2.5.	Οικονομική ανάλυση	59
2.5.1.	Κόστη.....	59
2.5.1.1.	Κόστος λέβητα βιομάζας.....	59
2.5.1.2.	Κόστος ORC.....	61
2.5.1.3.	Συνολικό κόστος επένδυσης (TCI).....	69
2.5.2.	Οικονομικές παραδοχές και δείκτες απόδοσης.....	70
3.1.	Θερμοδυναμική βελτιστοποίηση	72
3.2.	Τεχνοοικονομική ανάλυση	74
3.2.1.	Αποτελέσματα βασικού σεναρίου	74
3.2.2.	Ανάλυση ευαισθησίας.....	79
4.	Συμπεράσματα και προοπτικές μελλοντικής εργασίας.....	84
4.1.	Συμπεράσματα Μελέτης	84
4.2.	Προοπτικές για μελλοντική έρευνα	85
	Βιβλιογραφία	86

Κατάλογος πινάκων

Πίνακας 1 Περιβαλλοντικοί στόχοι ΕΕ για έτη 2020, 2030, 2050 [3]	16
Πίνακας 2 Κύριοι άξονες ΕΣΕΚ [5]	17
Πίνακας 3 Σύγκριση ιδιοτήτων νερού - οργανικών ρευστών [14], [20], [21]	26
Πίνακας 4 Οι βασικοί κατασκευαστές μονάδων ORC, με εύρος ισχύος και αξιοποιούμενη πηγή θερμότητας στις εγκαταστάσεις τους [26]	36
Πίνακας 5 Σταθμοί βιομάζας-ORC για τηλεθέρμανση (στοιχεία από κατασκευαστές Turboden, Adoratek, GMK, Exergy, Triogen) 2017 [10]	39
Πίνακας 6 Σύσταση και θερμογόνος ικανότητα καυσίμου βιομάζας [41]	42
Πίνακας 7 Βασικές ιδιότητες οργανικών ρευστών [49]	46
Πίνακας 8 Παράμετροι σχεδιασμού και μοντελοποίησης	50
Πίνακας 9 Γενικές παραδοχές μοντέλου υπολογισμών [73]	51
Πίνακας 10 Βασικά χαρακτηριστικά λέβητα βιομάζας [73]	51
Πίνακας 11 Γεωμετρία κτηρίου αναφοράς για την ανάλυση θερμικών φορτίων	52
Πίνακας 12 Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας U (W/m^2K) και συντελεστής ηλιακού κέρδους σε κάθετη πρόσπτωση ηλιακής ακτινοβολίας g των παραθύρων για το κτήριο αναφοράς [74]–[76]	52
Πίνακας 13 Μεταβλητές χρήσης των διαμερισμάτων για τις κατηγορίες κατοίκων	52
Πίνακας 14 Μέσο φορτίο και αιχμής των υπό εξέταση σεναρίων	53
Πίνακας 15 Συντελεστές μεταφοράς θερμότητας [63]	62
Πίνακας 16 Τιμές οικονομικού δείκτη CEPCI για την παρούσα μελέτη [90],[91]	63
Πίνακας 17 Συντελεστές μεθοδολογίας Turton για υπολογισμό κόστους αντλίας [90]	64
Πίνακας 18 Συντελεστές μεθοδολογίας Turton για υπολογισμό κόστους εναλλακτών αυλών-κελύφους [90]	66
Πίνακας 19 Συντελεστές μεθοδολογίας Turton για υπολογισμό κόστους γεννήτριας [90]	68

Πίνακας 20 Κόστη εργαζόμενων ρευστών που εξετάζονται [101]	68
Πίνακας 21 Ανάλυση κόστους από πρόσθετα έξοδα εγκατάστασης συστήματος ORC [90], [103], [104].....	69
Πίνακας 22 Ενδεικτικές τιμές βιομάζας (υπολείμματα ξυλείας) στην βιβλιογραφία.....	70
Πίνακας 23 Οικονομικές παραδοχές.....	71
Πίνακας 24 Βέλτιστος θερμοδυναμικός σχεδιασμός για τα εξεταζόμενα εργαζόμενα ρευστά ...	72
Πίνακας 25 Παράμετροι σεναρίου βάσης.....	79

Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 1 Μονογραμμικό διάγραμμα και διάγραμμα T-s κύκλου νερού-ατμού Clausius-Rankine	22
Σχήμα 2 Μονογραμμικό διάγραμμα απλού Οργανικού κύκλου Rankine	23
Σχήμα 3 Μονογραμμικό διάγραμμα ORC με ανακομιστή θερμότητας	24
Σχήμα 4 Διάγραμμα T-s ρευστών ανάλογα με την κλίση καμπύλης κορεσμένου ατμού	25
Σχήμα 5 Καμπύλες κορεσμού των υπό εξέταση ρευστών σε διάγραμμα T-s	25
Σχήμα 6 Γενικό σχέδιο σταθμού βιομάζας με ORC (Turboden) [10]	27
Σχήμα 7 Μοντέλο ORC ισχύος 4 MW_{th} και 1 MW_{e} (Turboden) [10].....	27
Σχήμα 8 Σχεδιάγραμμα στοιχείων σταθμού βιομάζας – ORC δυναμικής 4 MW_{th} & 1 MW_{e} (ITI Engineering) [10]	29
Σχήμα 9 Αποθήκη κινούμενου δαπέδου (ITI Engineering) [10]	30
Σχήμα 10 Ιμάντας τροφοδοσίας βιομάζας (ITI Engineering) [10]	30
Σχήμα 11 Χοάνη τροφοδοσίας βιομάζας (ITI Engineering) [10].....	30
Σχήμα 12 Θάλαμος καύσης (ITI Engineering) [10]	31
Σχήμα 13 Εσχάρα ώσης (ITI Engineering) [10]	32
Σχήμα 14 Σύστημα ανατροφοδοσίας καυσίμου και αγωγοί καυσαερίων (ITI Engineering) [10]	33

Σχήμα 15 Λέβητας ενδιάμεσου θερμικού ελαίου (ITI Engineering) [10]	34
Σχήμα 16 Όψη καπνοδόχου και σακκόφιλτρου (ITI Engineering) [10].....	35
Σχήμα 17 Εξέλιξη συνολικής εγκατεστημένης ισχύος (MW), ανά κατασκευαστή [24].....	36
Σχήμα 18 Εξέλιξη ετήσιας εγκατεστημένης ισχύος (MW/έτος), ανά κατασκευαστή [24]	37
Σχήμα 19 Εξέλιξη εγκατεστημένης ισχύος σταθμών βιομάζας με ORC (η επιχρωματισμένη περιοχή υποδεικνύει την ελάχιστη και μέγιστη καταγεγραμμένη ισχύ μονάδας και η γραμμή τον μέσο όρο ισχύος των μονάδων) [24].....	38
Σχήμα 20 Αναφορές σε σταθμούς βιομάζας-ORC ανά εφαρμογή [10]	38
Σχήμα 21 Διάγραμμα συστήματος συμπαραγωγής με ORC	44
Σχήμα 22 Αρχή λειτουργίας κοχλιωτού εκτονωτή	48
Σχήμα 23 Εξέλιξη των προφίλ από το συμμετρικό του Lysholm στο σήμερα [71].....	49
Σχήμα 24 Ονομαστικός ισηντροπικός βαθμός απόδοσης του κοχλιωτού εκτονωτή ως συνάρτηση του VFR και της παροχής όγκου στην έξοδο του εκτονωτή [73].....	50
Σχήμα 25 Γραμμές φορτίου (συνεχείς) και οι αντίστοιχη μέση τιμή φορτίου (διακαιομένη) για 100 κτήρια σε Αθήνα, Βερολίνο και Ελσίνκι	54
Σχήμα 26 Κατανομή ζήτησης θέρμανσης σε ένα έτος, για 100 κτήρια σε (α) Αθήνα, (β) Βερολίνο, (γ) Ελσίνκι και (δ) συγκριτικά	55
Σχήμα 27 Σχεδιάγραμμα της μεθοδολογίας μερικού φορτίου.....	56
Σχήμα 28 Βαθμός απόδοσης λέβητα βιομάζας ως συνάρτηση φορτίου (προσαρμογή από πειραματικά δεδομένα [83])	58
Σχήμα 29 Ειδικό κόστος επένδυσης λέβητα βιομάζας ως συνάρτηση της θερμικής ισχύος καυσίμου σύμφωνα με επικοινωνία με εμπορικό κατασκευαστή	60
Σχήμα 30 Τιμές οικονομικού δείκτη εγκαταστάσεων χημικής βιομηχανίας για το διάστημα 1996-2019 [90].....	63
Σχήμα 31 Σχηματική αναπαράσταση τυπικού ανακομηστή και η θέση του κατάντη στροβίλου [97]	67

Σχήμα 32 Σύγκριση υπολογισμένου ειδικού κόστους επένδυσης συμπαραγωγικού ORC με στοιχεία Turboden [63], [113] (πάνω καμπύλη) και Świerzewski και Kalina [33] (κάτω καμπύλη)	73
Σχήμα 33 Κατανομή κόστους εξοπλισμού ORC (%) ανά εργαζόμενο μέσο	74
Σχήμα 34 Αποτελέσματα βασικού σεναρίου για κυκλοπεντάνιο (cyclopentane)	77
Σχήμα 35 Αποτελέσματα βασικού σεναρίου για R1233zd.....	78
Σχήμα 36 Επίδραση του ειδικού κόστους επένδυσης, του κόστους βιομάζας, της τιμής πώλησης ηλεκτρισμού και θερμότητας ως συνάρτηση της ετήσιας ωριαίας λειτουργίας της μονάδας (σενάριο βάσης)	80
Σχήμα 37 Ανάλυση ευαισθησίας για κόστος βιομάζας, τιμές πώλησης ηλεκτρισμού και θερμότητας υπό σταθερό ειδικό κόστος επένδυσης (20,000 €/kW _e) και 4000 ετήσιες ώρες λειτουργίας.....	82
Σχήμα 38 Ανάλυση ευαισθησίας για κόστος βιομάζας, τιμές πώλησης ηλεκτρισμού και θερμότητας υπό σταθερό ειδικό κόστος επένδυσης (15,000 €/kW _e) και 4000 ετήσιες ώρες λειτουργίας.....	83

Κατάλογος Συμβόλων

Μεταβλητές

A	επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας (m^2)
C	κόστος (2019 €)
c_p	ισοβαρής θερμική ικανότητα (kJ/kgK)
E	ενέργεια (kWh)
h	ενθαλπία (kJ/kg)
i	επιτόκιο (%)
M	μάζα (kg)
\dot{m}	παροχή μάζας (kg/s)
n	διάρκεια ζωής σταθμού (έτη)
P	ισχύς (kW)
p	πίεση (bar)
Q	ροή θερμότητας (kW)
T	θερμοκρασία ($^{\circ}C$)
U	γενικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας (kW/m^2K)
V	παροχή όγκου (m^3/s)

Χαρακτήρες στα ελληνικά

α	θερμότητα ή ψυχρή πλευρά συντελεστή μεταφοράς θερμότητας (kW/m^2K)
Δ	διαφορά
η	απόδοση

Δείκτες

1φ	μονοφασική ροή
bio	βιομάζα (biomass)
boil	λέβητας (boiler)
cond	συμπυκνωτής ORC (condenser)
crit	κρίσιμο μέγεθος
dsh	αφυπερθερμαντής (desuperheater)
e	ηλεκτρικός, ηλεκτρισμός
evap	ατμοποιητής ORC (evaporator)
exp	εκτονωτής ORC (expander)
fg	καυσαέρια (flue gas)
G	γεννήτρια (generator)
h	θέρμανση (heating)
hex	εναλλάκτης θερμότητας (heat exchanger)
in	είσοδος (inlet)
is	ισεντροπικός (isentropic)
m	μηχανικός, συντήρηση (mechanical, maintenance)
M	κινητήρας αντλίας (pump motor)
ncf	καθαρή ταμειακή ροή (net cash flow)
net	καθαρή ισχύς, καθαρή ηλεκτρική ενέργεια (net power, net electrical energy)
nom	ονομαστικό μέγεθος (nominal)
oh	θερμαντήρας ελαίου (oil heater)
oil	έλαιο μεταφοράς θερμότητας
out	έξοδος (outlet)

plant	σταθμός (plant)
pre	προθερμαντήρας (preheater)
pump	αντλία ORC (pump)
rev	τροφοδοτικό δοχείο (receiver)
rec	ανακομιστής ORC (recuperator)
req	απαιτούμενη επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας (required heat exchanger area)
sc	υποψύκτης (subcooler)
sh	υπερθερμαντής (superheater)
st	εναλλάκτες θερμότητας αυλών κελύφους (shell and tube)
t	συνολικό μέγεθος (total)
wf	οργανικό εργαζόμενο ρευστό (working fluid)

Συντμήσεις

ΑΠΕ	ανανεώσιμες πηγές ενέργειας
CEPCI	δείκτης κόστους (Chemical Engineering Plant Cost Index)
CHP/ΣΗΘ	συμπαραγωγή ηλεκτρισμού θερμότητας (combined heat and power)
DH	τηλεθέρμανση (district heating)
DHN	δίκτυο τηλεθέρμανσης (district heating network)
DPP	μειωμένη περίοδος αποπληρωμής (discount payback period)
FCI	σταθερό κόστος επένδυσης κεφαλαίου (fixed capital investment cost)
GHG/ΑτΘ	αέριο του θερμοκηπίου (greenhouse gas)
GWP	δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη (global warming potential)
HHV	ανώτερη θερμογόνος ικανότητα (high heating value)
HTO	έλαιο μεταφοράς θερμότητας (heat transfer oil)

IRR	εσωτερικός βαθμός απόδοσης (internal rate of return)
LCOE	σταθμισμένο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας (levelized cost of electricity)
LMTD	μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας (logarithmic mean temperature difference)
NPV	καθαρή παρούσα αξία (net present value)
ODP	δυναμικό εξάντλησης της στοιβάδας του όζοντος (ozone depletion potential)
ORC	οργανικός κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle)
PEC	κόστος αγοράς εξοπλισμού (purchased equipment cost)
PP	ελάχιστη θερμοκρασιακή διαφορά ρευμάτων αντιρροής σε εναλλάκτη θερμότητας (pinch point) (K)
SIC	ειδικό κόστος επένδυσης (specific investment cost)
SPP	απλή περίοδος αποπληρωμής (simple payback period)
TCI	συνολικό κόστος επένδυσης κεφαλαίου (total capital investment cost)
VFR	λόγος παροχής εκτονωτή (volume flow ratio)

1. Εισαγωγή

1.1.Γενικά

Η σύγχρονη δραστηριότητα των ανθρώπων οδηγεί συνεχώς σε αυξανόμενες ενεργειακές ανάγκες τόσο στον οικιακό, όσο και στον βιομηχανικό και αγροτικό τομέα. Παράλληλα, στο πλαίσιο της αντιμετώπισης του φαινομένου της κλιματικής αλλαγής, οι τεχνολογίες παραγωγής ενέργειας μέσω ορυκτών καυσίμων σταδιακά αντικαθίστανται από τεχνολογίες ανανεώσιμων πηγών ενέργειας (ΑΠΕ).

Πράγματι, βάσει των στόχων που έχουν τεθεί, η ΕΕ σκοπεύει να επιτευχθεί μείωση στις εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου (ΑτΘ) κατά 40% και να αυξηθεί το μερίδιο των ΑΠΕ κατά 32% με ταυτόχρονη αύξηση της απόδοσης της παραγωγής κατά 32.5% μέχρι το 2030. Οι στόχοι αυτοί επιβάλλουν:

1. Την ευρύτερη διείσδυση των ανανεώσιμων πηγών στα μοντέλα παραγωγής και
2. Την αύξηση του βαθμού απόδοσης ενεργειακής μετατροπής με υλοποίηση τεχνολογιών υψηλής ενεργειακής απόδοσης και συμπαραγωγής θερμότητας ηλεκτρισμού ή τριπαραγωγής θερμότητας, ηλεκτρισμού και ψύξης [1], [2]

Ενδεικτικοί αυτού του εγχειρήματος είναι οι στόχοι που τέθηκαν από την ΕΕ με ορίζοντες τα έτη 2020, 2030 και 2050 οι οποίοι και φαίνονται στον Πίνακα 1 [3].

Πίνακας 1 Περιβαλλοντικοί στόχοι ΕΕ για έτη 2020, 2030, 2050 [3]

Στόχοι	Έτος		
	2020	2030	2050
Μείωση εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου σε σχέση με το 1990 (%)	20	40	Καθαρές μηδενικές εκπομπές
Ενέργεια από ΑΠΕ (%)	20	32	-
Αύξηση απόδοσης παραγόμενης ενέργειας (%)	20	32.5	-

Η ΕΕ έχει επιπλέον προβλέψει οικονομική στήριξη για τις περιοχές που πλήττονται περισσότερο από την μετάβαση στην πράσινη οικονομία, τόσο σε πολίτες όσο και σε επιχειρήσεις. Στο πλαίσιο αυτό έχει τεθεί ο Μηχανισμός Δίκαιης Μετάβασης και το Ταμείο Δίκαιης Μετάβασης που η χρηματοδοτική του ικανότητα δύναται να φτάσει τα 107 δις € [4]. Σε συμφωνία με τις ευρωπαϊκές προβλέψεις, η Ελλάδα έχει υποβάλει το Εθνικό Σχέδιο για την Ενέργεια και το Κλίμα (ΕΣΕΚ) από το 2019 με σκοπό την θεσμοθέτηση εθνικού οδηγού για την συμβολή της χώρας στην επίτευξη

των στόχων για το 2030 [5]. Οι κύριοι άξονες του σχεδίου καταγράφονται συνοπτικά στον Πίνακα 2.

Πίνακας 2 Κύριοι άξονες ΕΣΕΚ [5]

ΕΣΕΚ	Στόχοι ΕΕ 2030	Συσχετισμός ΕΣΕΚ και στόχων ΕΕ
Μερίδιο ΑΠΕ στην Ακαθόριστη Τελική Κατανάλωση Ενέργειας	35%	Αυξημένη φιλοδοξία, σε σχέση με 32% στόχο ΕΕ
Μερίδιο ΑΠΕ στην Ακαθόριστη Τελική Κατανάλωση Ηλεκτρικής Ενέργειας	61-64%	
Τελική Κατανάλωση Ενέργειας (ΤΚΕ)	16.1-16.5 Mtoe	Αυξημένη φιλοδοξία σε σχέση με 32.5% ΕΕ
Μερίδιο Λιγνίτη στην Ηλεκτροπαραγωγή	0%	
Μείωση ΑτΘ	42% σε σχέση με 1990 55% σε σχέση με 2005	Σε ταύτιση

Οι παραπάνω 2 στόχοι σε συνδυασμό με την παλαιότητα των περισσότερων ατμοηλεκτρικών μονάδων συμβάλουν σημαντικά στην μεταποίηση του μοντέλου παραγωγής ενέργειας. Στην ΕΕ παρατηρείται ήδη τάση απόσυρσης των ηλεκτροπαραγωγικών μονάδων με ορυκτά καύσιμα ενώ εναλλακτικές τεχνολογίες, όπως η συμπαραγωγή από βιομάζα ανακτούν ολοένα και μεγαλύτερο μερίδιο της παραγωγής.

Πράγματι, η άμεση καύση της βιομάζας αποτελεί συνήθης εφαρμογή εξαιτίας της ιδιότητας της να είναι σχεδόν ανθρακικά ουδέτερη, σε αφθονία χάρη στον αγροτικό τομέα και έχει χαμηλό κόστος ως πρώτη ύλη. Στην ΕΕ, η πρωτογενής ζήτηση ενέργειας εκτιμάται περί τα 1.8 Btoe για το έτος 2020 και σύμφωνα με προβλέψεις της Ευρωπαϊκής Επιτροπής η βιομάζα θα καλύπτει το 13% αυτής, ή 235 Mtoe. Σημειώνεται ότι το 2003 η βιομάζα κάλυπτε 69 Mtoe της πρωτογενούς ζήτησης ενέργειας.

Βάσει όσων προαναφέρθηκαν, ο στόχος της παρούσας εργασίας είναι η τεχνο-οικονομική αξιολόγηση μιας καινοτόμου τεχνολογίας συμπαραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας τηλεθέρμανσης από βιομάζα, μέσω της τεχνολογίας Οργανικού Κύκλου Rankine (ORC) σε μικρή κλίμακα. Στις επόμενες ενότητες αναλύονται οι βασικές έννοιες που διέπουν το υπό μελέτη σύστημα και γίνεται μια συνοπτική παρουσίαση των τεχνολογικών αρχών λειτουργίας τους. Εν τέλει, παρουσιάζεται με περισσότερη λεπτομέρεια η καινοτομία της παρούσας εργασίας σε σχέση με την τρέχουσα ερευνητική δραστηριότητα.

1.2. Συμπαραγωγή

Η συμπαραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας νοείται η ταυτόχρονη εξυπηρέτηση θερμικών και ηλεκτρικών φορτίων από μια κοινή πηγή αξιοποιήσιμης θερμότητας, με μια διεργασία. Κάνει την εμφάνισή της σε εφαρμογές σε Ευρώπη και ΗΠΑ μετά την δεκαετία του '70 και αναγνωρίζεται πλέον ως μια από τις πιο αποδοτικές τεχνολογίες αξιοποίησης ενέργειας.

Τεχνολογίες συμπαραγωγής συναντάμε συχνά σε μεγάλες κτηριακές εγκαταστάσεις (γραφεία, νοσοκομεία, εμπορικά κέντρα, εκπαιδευτικά ιδρύματα κ.λπ.), σε πόλεις που χρησιμοποιούν συστήματα τηλεθέρμανσης (Κοζάνη, Πτολεμαΐδα, Αμύνταιο, Σέρρες) με την απορριπτόμενη θερμότητα των λιγνιτικών σταθμών για θέρμανση κτηρίων αλλά και σε βιομηχανίες που έχουν υψηλές ενεργειακές ανάγκες και η επιπλέον αξιοποίηση θερμότητας πέραν του ηλεκτρισμού μπορεί να οδηγεί σε σημαντική εξοικονόμηση καυσίμων (τσιμεντοβιομηχανία, βιομηχανία αλουμινίου, τροφίμων κ.λπ.).

Χαρακτηριστικό πλεονέκτημα της συμπαραγωγής αποτελεί ο εξαιρετικά υψηλός βαθμός αξιοποίησης του καυσίμου (ή συμπαραγωγικός βαθμός απόδοσης) που συχνά ξεπερνά το 80%. Αυτό από μόνο του αναδεικνύει την συμπαραγωγή πιο επικερδή επένδυση από την ξεχωριστή παραγωγή ηλεκτρισμού ή θερμότητας, τόσο ενεργειακά όσο και οικονομικά.

Οι τεχνολογίες συμπαραγωγής που συναντάμε σε σύγχρονες εγκαταστάσεις χαρακτηρίζονται από τον λόγο ηλεκτρικής προς θερμική ενέργεια [6]. Παρακάτω παρουσιάζονται μερικές από τις βασικότερες αυτών :

- Συστήματα Ατμοστροβίλου [500kW-100MW | 60-80%]
 - Συστήματα με Ατμοστρόβιλο αντίθλιψης [85%]
 - Συστήματα Ατμοστροβίλου Συμπύκνωσης με Απομάστευση [80%]
 - Συστήματα Ατμοστροβίλου και Αποσύμπλεξη Χαμηλής Πίεσης
- Συστήματα Αεριοστροβίλου Ανοιχτού & Κλειστού τύπου
 - Ανοιχτού τύπου [60-80%]
 - Έγχυση ατμού στον Θάλαμο Καύσης (STIG) – Cheng Cycle
 - Κλειστού τύπου (μέσω εναλλάκτη)
- Συστήματα Εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης (>6MW) [80%]
- Συστήματα Συνδυασμένου Κύκλου Αεριοστροβίλου-Ατμοστροβίλου
- Μικροστροβίλοι
- Οργανικός Κύκλος Rankine
- Εμβολοφόροι ή Κοχλιωτές ατμομηχανές

- Συστήματα Κυψελών Καυσίμου
- Μηχανές Stirling

Προκειμένου να γίνουν καλύτερα αντιληπτή η τεχνολογία της ΣΗΘ από μακροοικονομική άποψη, χρειάζεται να γίνουν κατανοητά τα πλεονεκτήματα της τεχνολογίας. Τα πλεονεκτήματα αυτά μπορούν να κατηγοριοποιηθούν σε δύο βασικούς άξονες: σε αυτά που προσφέρονται στους εγκαταστάτες τέτοιων σταθμών παραγωγής και σε αυτά που προκύπτουν σε επίπεδο κοινωνίας.

Οι εγκαταστάτες σταθμών παραγωγής ενέργειας λαμβάνουν υπόψιν την εξοικονόμηση κόστους λειτουργίας και την αξιοπιστία πώλησης ηλεκτρισμού στην διαδικασία αξιολόγησης της εγκατάστασης συστημάτων ΣΗΘ. Γενικά τα οφέλη της εγκατάστασης συστήματος ΣΗΘ περιλαμβάνουν:

- **Μειωμένο κόστος λειτουργίας:** Το συνολικό κόστος λειτουργίας ενός συστήματος συμπαραγωγής, συμπεριλαμβανομένου του κόστους καυσίμου, συντήρησης και κεφαλαίου είναι λιγότερο από το κόστος αγοράς καυσίμου και ισχύος και αυτή η εξοικονόμηση επαρκεί για να γίνει επένδυση κεφαλαίου στην κατασκευή της μονάδας.
- **Αυξημένη αξιοπιστία ισχύος:** Οι μονάδες ΣΗΘ υψηλής αποδοτικότητας (ΣΗΘΥΑ), από το 2006 έχουν καθορισμένη τιμολόγηση ηλεκτρικής ενέργειας με σκοπό την απεξάρτηση από τα τιμολόγια της ΔΕΗ και την διασφάλιση των επενδύσεων, ενώ από το 2016 έχει παρουσιαστεί λεπτομερώς ο τύπος και το περιεχόμενο σύμβασης λειτουργικής ενίσχυσης με σταθερή τιμή στους σταθμούς αυτούς, στο Δίκτυο της χώρας με εγκατεστημένη ισχύ μικρότερη των 500kW_e [6].
- **Μείωση ζήτησης αιχμής ηλεκτρισμού:** Οι μονάδες ΣΗΘ γενικά δεν ενδείκνυται για μονάδες αιχμής, καθώς προτιμάται η το δυνατόν πιο μόνιμη λειτουργία τους. Έχουν έτσι την δυνατότητα να συμβάλουν στην μείωση της ζήτησης για τις μονάδες αιχμής και επομένως να συμβάλουν στην οικονομικότερη λειτουργία του συστήματος.
- **Αντιστάθμιση κόστους κεφαλαίου:** Τα συστήματα ΣΗΘ μπορούν να συμβάλουν στην αντιστάθμιση του κόστους κεφαλαίου αγοράς και εγκατάστασης συγκεκριμένων στοιχείων μιας κτηριακής μονάδας (πχ νοσοκομείο, εμπορικό κέντρο κλπ.) όπως συστήματα θέρμανσης και ψύξης. Επιπλέον, η εγκατάσταση συστημάτων ΣΗΘ με δυνατότητα εφεδρικής ισχύος επιτρέπει σε μια τοπική αρχή να αποφύγει την αγορά μιας συμβατικής εφεδρικής γεννήτριας.

Κοινωνικά πλεονεκτήματα ΣΗΘ

- **Μειωμένοι αέριοι ρύποι:** Οι σταθμοί ΣΗΘ συνδέονται γενικά με μείωση σε εκπομπές αέριων ρύπων και αερίων του θερμοκηπίου όπως CO₂, NO_x και SO_x σε σύγκριση με την χωριστή παραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας.
- **Ενεργειακή απόδοση:** Η αυξημένη αποδοτικότητα στην παραγωγή ωφέλιμης ισχύος μπορεί να αποτελέσει πλεονέκτημα τόσο για τον εγκαταστάτη σταθμού ΣΗΘ, όσο και για την κοινωνία. Πρακτικά αποτελεί μια πολύ αποδοτική αξιοποίηση πρωτογενούς καυσίμου και έτσι πέρα από τα οικονομικά οφέλη, μπορεί να συμβάλει σε σημαντικά περιβαλλοντικά πλεονεκτήματα.

- **Βελτιωμένη ασφάλεια παροχής:** Στις περιπτώσεις σταθμών ΣΗΘ αποκεντρωμένης παραγωγής μειώνεται αισθητά η πιθανότητα να μείνουν οι καταναλωτές χωρίς ηλεκτρική ή/και θερμική ενέργεια, αυξάνοντας την ευελιξία του συστήματος μεταφοράς και αποφεύγοντας παράλληλα τις απώλειες μεταφοράς.
- **Μείωση ανάγκης πρωτογενούς καυσίμου:** Με την παράλληλη εξυπηρέτηση θερμικών και ηλεκτρικών φορτίων από μια καύση εξοικονομείται αισθητά περισσότερο καύσιμο, γεγονός που μπορεί να συμβάλει αισθητά στην μείωση της εθνικής εξάρτησης από τα ορυκτά καύσιμα. Κατά αυτόν τον τρόπο μειώνεται η εξάρτηση στις εισαγωγές καυσίμων.

1.2.1. Συμπαραγωγή από Βιομάζα

Η βιομάζα αποτελεί ανανεώσιμη πηγή ενέργειας (υπό συνθήκες) και μπορεί να συμβάλει στην μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου (ΑτΘ) στην διαδικασία παραγωγής ωφέλιμης θερμότητας και ηλεκτρισμού, γεγονός που υποστηρίζεται από τις προσπάθειες της ΕΕ να απομακρυνθεί από την εξάρτηση των ορυκτών.

Σήμερα, η βιομάζα συγκεντρώνει μεγάλο ενδιαφέρον για ηλεκτροπαραγωγή χάρη στην προσφορά της στην μείωση των εκπομπών CO₂ και της βιωσιμότητας που χαρακτηρίζει σταθμούς παραγωγής ενέργειας μικρής και μεσαίας κλίμακας με καύσιμο βιομάζας [7]. Η εφαρμογές συμπαραγωγής (ΣΗΘ) και τριπαραγωγής (συμπαραγωγής ηλεκτρισμού, θερμότητας και ψύξης) ξεχωρίζουν επίσης για εφαρμογές σε κτηριακές εγκαταστάσεις [8].

Δυο διαφορετικές τεχνολογίες εφαρμόζονται συχνότερα για παραγωγή ισχύος από βιομάζα: αεριοποίηση και καύση, με τις τεχνολογίες ΣΗΘ με καύση βιομάζας είναι μια εκτενώς δοκιμασμένη εφαρμογή. Η βασική τεχνολογία ηλεκτροπαραγωγής από καύση βιομάζας βασίζεται στον θερμοδυναμικό κύκλο Rankine. Ανάλογα με το εύρος ισχύος, η τεχνολογία κύκλου Rankine μπορεί να βρει εφαρμογή είτε ως κύκλος νερού-ατμού, όπως συμβαίνει στους μεγάλους θερμοηλεκτρικούς λιγνιτικούς σταθμούς, είτε ως Οργανικός Κύκλος Rankine (ORC), ειδικά σε εφαρμογές ORC με εύρος λειτουργίας 200-2000 kW_e [9].

Ο συμβατικός κύκλος νερού-ατμού Rankine διακρίνονται για την καλή του απόδοση και αξιοπιστία λειτουργίας αλλά η χρήση του περιορίζεται για ονομαστική ισχύ μονάδας κάτω από 2 MW_e. Αυτό οφείλεται κατά βάση στην μειωμένη απόδοση της μονάδας, το υψηλό ειδικό κόστος επένδυσης και τα εξίσου υψηλά ειδικά κόστη λειτουργίας και συντήρησης του σταθμού. Οι παραπάνω λόγοι οφείλονται και για το γεγονός ότι η βιομάζα είθιστα να χρησιμοποιείται κατά βάση ως καύσιμο για λέβητες βιομάζας με σκοπό την αποκλειστική παραγωγή θερμότητας ή ακόμα να απορρίπτεται [10]. Τα τελευταία 20 περίπου έτη, παρατηρείται έντονη ανάπτυξη στην τεχνολογία ηλεκτροπαραγωγικών σταθμών βιομάζας με χρήση Οργανικού Κύκλου Rankine (ORC) στην Ευρώπη. Η δυνατότητα που προσφέρει ο ORC σε σύγκριση με τον κύκλο νερού-ατμού είναι η χρήση κατάλληλων εργαζόμενων οργανικών ρευστών ώστε να είναι εφικτή η αξιοποίηση των υψηλών θερμοκρασιών της καύσης βιομάζας. Είναι εφικτό να διατηρείται υψηλός ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης παρά την σχετικά υψηλή θερμοκρασία που παρατηρείται στον συμπυκνωτή (80-120°C).

Οι σταθμοί ORC-βιομάζας εμφανίζουν μεγάλο ενδιαφέρον καθώς χαρακτηρίζονται από υψηλό ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης (15-18%), υψηλό συνολικό βαθμό απόδοσης (80-98%), υψηλή διαθεσιμότητα (πάνω από 98% κατά μέσο όρο για τον ORC και 98% για τον λέβητα βιομάζας με αθροιστική διαθεσιμότητα έως και 8400 ώρες λειτουργίας το έτος) και σχετικά χαμηλές απαιτήσεις συντήρησης. Οι πολύ θετικές επιδόσεις λειτουργίας των πρώτων σταθμών στην Αυστρία την περίοδο 2000-2002, προκάλεσαν θετικές εντυπώσεις για τις εγκαταστάσεις συμπαραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας Οργανικών Κύκλων Rankine με βιομάζα και με την συμβολή εξειδικευμένων εταιρειών μηχανολογικών ερευνών, η τεχνολογία άρχισε να εμφανίζεται στην υπόλοιπη Ευρώπη [10].

Η λειτουργία του ORC σε σταθμό βιομάζας προσφέρει πολλά οφέλη σε σχέση με την λειτουργία συμβατικού κύκλου νερού-ατμού Rankine. Το βασικότερο αυτών αποτελεί το χαμηλότερο ειδικό κόστος επένδυσης για σταθμούς μικρής κλίμακας όπου οι μονάδες νερού-ατμού δεν προσφέρονται λόγω πολυπλοκότητας εγκατάστασης. Επίσης, εξαιτίας των ηπιότερων συνθηκών ατμοποίησης που χαρακτηρίζουν τα οργανικά ρευστά σε σχέση με το νερό, δεν παρατηρείται αλλαγή φάσης ή επίπεδα υψηλής πίεσης στο έλαιο μεταφοράς θερμότητας. Για τον ίδιο λόγο, δεν απαιτείται παρουσία εξειδικευμένου χειριστή, καθώς σε πολλές χώρες είναι απαραίτητη η παρουσία εξειδικευμένου προσωπικού όταν υπάρχει αλλαγή φάσης στον λέβητα. Επίσης, είναι ξεκάθαρα διαχωρισμένες οι θερμική με την θερμοδυναμική διεργασία, γεγονός που επιτρέπει στην ελεύθερη επιλογή στα εξαρτήματα (λέβητας βιομάζας – ORC) [10].

Στην συνέχεια παρουσιάζονται οι θεωρητικές αρχές της τεχνολογίας ORC καθώς και των μονάδων ORC που τροφοδοτούνται από βιομάζα.

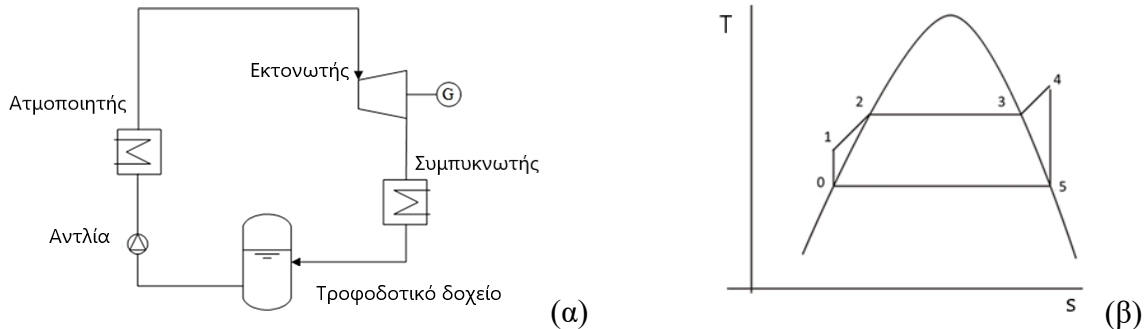
1.3.Ο κύκλος ORC

1.3.1. Γενικά

Ο οργανικός κύκλος Rankine, που αποτελεί το αντικείμενο μελέτης της παρούσας εργασίας, πρόκειται για μια παραλλαγή του του κύκλου νερού-ατμού Clausius-Rankine που συναντάμε στους ατμοηλεκτρικούς σταθμούς παραγωγής. Παρακάτω στο Σχήμα 1, απεικονίζεται μια απλουστευμένη εκδοχή του απλού θερμοδυναμικού κύκλου Clausius-Rankine, οι βασικές διατάξεις του (αριστερά) και οι θερμοδυναμικές μεταβολές που λαμβάνουν χώρα σε διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (δεξιά). Οι βασικές θερμοδυναμικές μεταβολές που πραγματοποιούνται στον ιδανικό κύκλο νερού-ατμού είναι :

- Ισεντροπική συμπίεση του νερού από το τροφοδοτικό δοχείο στην αντλία (0-1).
- Προθέρμανση του νερού μέχρι την κατάσταση κορεσμένου υγρού (1-2), ατμοποίηση (2-3) και υπερθέρμανση (3-4) υπό σταθερή πίεση.
- Εκτόνωση υπέρθερμου ατμού στον αμοστρόβιλο (4-5).
- Συμπύκνωση του μείγματος νερού-ατμού με αποβολή θερμότητας (5-0).

Σε πραγματικές συνθήκες, η αύξηση της πίεσης του νερού στην αντλία και η αποτόνωση του ατμού δεν είναι ισεντροπικές μεταβολές, επομένως δαπανάται περισσότερο έργο κατά τις διεργασίες και λαμβάνεται αντίστοιχα, λιγότερο έργο από τον κύκλο [11].



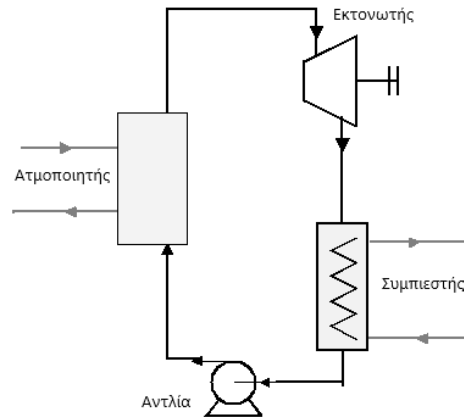
Σχήμα 1 Μονογραμμικό διάγραμμα και διάγραμμα T-s κύκλου νερού-ατμού Clausius-Rankine

Ο τυπικός κύκλος Clausius-Rankine συναντάται συνήθως με εργαζόμενο μέσο νερό-ατμό. Το νερό ατμοποιείται σε υψηλή, σχετικά με τα οργανικά ρευστά, πίεση και θερμοκρασία (~100 °C σε πίεση 1 bar) [12]. Στον κύκλο νερού-ατμού, είναι απαραίτητη η υπερθέρμανση πριν την εκτόνωση (μεταβολή 3-4, Σχήμα 1.β) προκειμένου να αποφύγουμε βλάβες από διφασική ροή στον στρόβιλο. Χαρακτηριστικά, το παραπάνω αναγνωρίζεται στην αρνητική κλίση της γραμμής κορεσμένου ατμού στο διάγραμμα T-s [13].

Βασικός δείκτης για την απόδοση του κύκλου αποτελεί ο θερμικός βαθμός απόδοσης, που ορίζεται ως ο λόγος της ωφέλιμης ηλεκτρικής ισχύος προς της προσδιδόμενη θερμική ισχύ από την καύση του καυσίμου. Στις πιο εξελιγμένες εφαρμογές ατμοηλεκτρικών σταθμών ο βαθμός αυτός φτάνει μέχρι και το 45%, ενώ σε παλαιότερες εν λειτουργία εφαρμογές κυμαίνεται σε 30-35% [11]. Προκειμένου να αυξηθεί ο βαθμός απόδοσης, οι βασικές παραλλαγές που συναντάμε στον κλασσικό κύκλο είναι η αναγεννητική προθέρμανση του τροφοδοτικού νερού με απομάστευση ατμού, η αναθέρμανση του ατμού κατά την εκτόνωση ή ο συνδυασμός με άλλους θερμοδυναμικούς κύκλους.

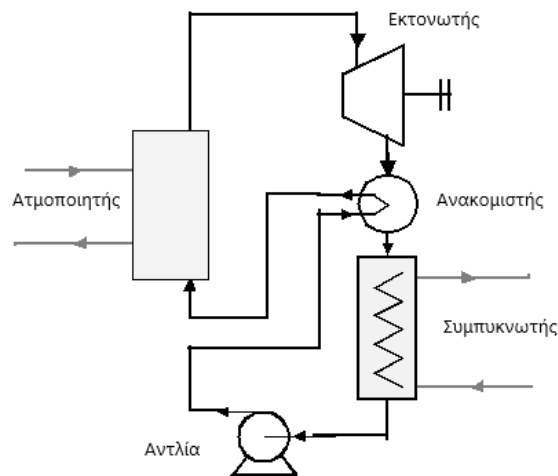
Ο οργανικός κύκλος Rankine αποτελεί κύκλο, πανομοιότυπο με τον απλό κύκλο Clausius-Rankine που όμως το εργαζόμενο μέσο είναι κάποιο οργανικό ρευστό αντί για νερό-ατμός. Η χρήση οργανικού ρευστού χαμηλής θερμοκρασίας ατμοποίησης ως εργαζόμενο μέσο επιτρέπει την λειτουργία του κύκλου σε πολύ χαμηλότερες θερμοκρασίες και πιέσεις από αυτόν του νερού-ατμού. Επιπλέον, τα οργανικά ρευστά επιτρέπουν την χρήση ενός μόνο εναλλάκτη θερμότητας καθώς η ατμοποίησή τους δεν γίνεται σταδιακά (προθέρμανση-ατμοποίηση-υπερθέρμανση) όπως έχουμε στο νερό, αλλά με μια διεργασία [14]. Το γεγονός αυτό καθιστά την τεχνολογία αυτή αρκετά ικανή να αξιοποιεί πηγές θερμότητας όπως :

- Ανάκτηση Απορριπτόμενης Θερμότητας (Waste Heat Recovery | WHR) από διεργασίες σε διάφορες βιομηχανίες (τσιμέντου, αλουμινίου, τροφίμων κ.α.)
- Ηλιακή ενέργεια, με χρήση ηλιακών συλλεκτών και συγκέντρωση ηλιακής ακτινοβολίας
- Γεωθερμικά πεδία υψηλής, μέσης ή και χαμηλής ενθαλπίας
- Καύση Βιομάζας



Σχήμα 2 Μονογραμμικό διάγραμμα απλού Οργανικού κύκλου Rankine

Η απόδοση του οργανικού κύκλου Rankine είναι σχετικά χαμηλή, γεγονός που οφείλεται κυρίως στις χαμηλές θερμοκρασίες λειτουργίας. Για αυτό τον λόγο πολλές διατάξεις έχουν προταθεί ούτως ώστε να αυξηθεί ο βαθμός απόδοσης του κύκλου, με κυριότερη την προσθήκη ανακομιστή θερμότητας (recuperator). Ο ανακομιστής λειτουργεί σαν εναλλάκτης θερμότητας ανάμεσα στην ροή του ατμού που εξέρχεται από τον εκτονωτή και την ψυχρότερη ροή του εργαζόμενου ρευστού πριν αυτό οδηγηθεί στον ατμοποιητή. Με αυτή την διαδικασία καταφέρνουμε να μειώσουμε την προσδιδόμενη θερμότητα στον κύκλο, επομένως να αυξηθεί και ο βαθμός απόδοσής του. Συνήθως η διάταξη αυτή έχει εφαρμογή σε περιπτώσεις που το εργαζόμενο μέσο έχει θετική κλίση στην καμπύλη κορεσμού (dry fluids) και υπάρχει μεγαλύτερο περιθώριο ανάκτησης θερμότητας [5-10]. Επιπλέον, σε περίπτωση που δεν έχουμε κάποιον περιορισμό στην θερμοκρασία εξόδου της ροής θερμότητας από τον ατμοποιητή, η διάταξη με ατμοποιητή μπορεί να οδηγήσει σε πτώση της παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης καθώς η απορροφόμενη από το σύστημα θερμότητα μειώνεται [15], [16], [20]. Άλλες διατάξεις που προτείνονται για την αύξηση της απόδοσης του οργανικού κύκλου Rankine είναι η αναγεννητική προθέρμανση (regenerative ORC), ο υπερκρίσιμος κύκλος, η εκτόνωση σε πολλαπλές βαθμίδες και τα ζεοτροπικά μείγματα ως εργαζόμενο μέσο [15].



Σχήμα 3 Μονογραμμικό διάγραμμα ORC με ανακομιστή θερμότητας

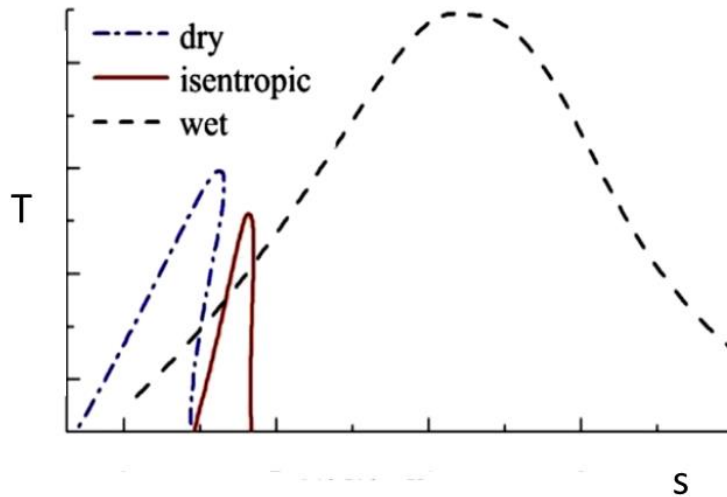
1.3.2. Σύγκριση ORC και κύκλου νερού-ατμού Clausius-Rankine

Όπως προαναφέρθηκε, η αρχή λειτουργίας των ORC είναι κοινή με αυτή των κύκλων νερού-ατμού Clausius-Rankine. Καλείται οργανικός κύκλος γιατί σαν εργαζόμενα μέσα συναντάμε οργανικά ρευστά όπως υδρογονάνθρακες (HC), υδροφθοράνθρακες (HFC), υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFC), αιθέρες, υδροφθοροαιθέρες (HFE), υδροφθοροολεφίνες (HFO) και σιλοξάνες [21].

Τα οργανικά ρευστά διαφέρουν σημαντικά από το νερό και δίνουν την δυνατότητα λειτουργίας σε πιο «ήπιες» συνθήκες, καθώς έχουν χαμηλότερα σημεία βρασμού, κρίσιμη πίεση και μικρότερη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης. Τα χαρακτηριστικά αυτά, δίνουν την δυνατότητα λειτουργίας του κύκλου ατμοποίησης-εκτόνωσης-συμπύκνωσης σε χαμηλότερες θερμοκρασίες από ότι θα μπορούσαν να λάβουν χώρα οι μεταβολές αυτές με νερό-ατμό.

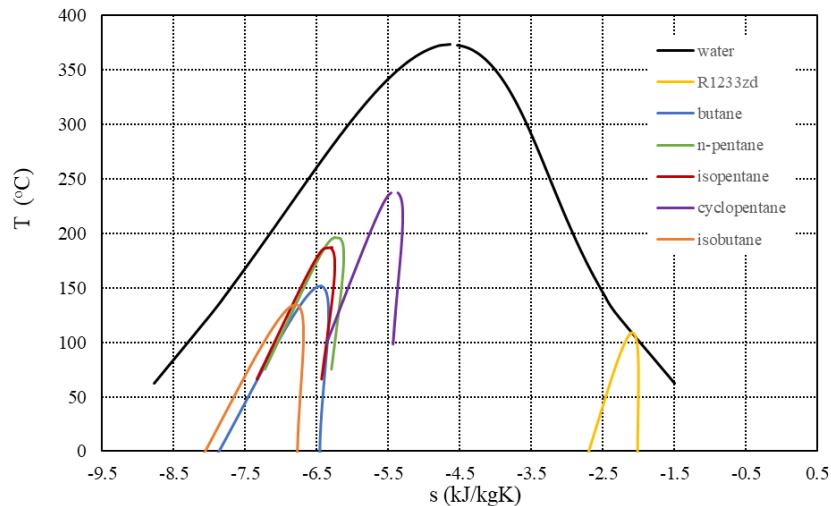
Επιπλέον, μερικά από τα οργανικά ρευστά έχουν θετική κλίση στην πλευρά του κορεσμένου ατμού στο διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας T-s και κατά την εκτόνωση της καταλήγουν σε περιοχή υπέρθερμου ατμού – τα λεγόμενα και ξηρά ρευστά (“dry” fluids). Επομένως η υπερθέρμανση του εργαζόμενου οργανικού μέσου συχνά δεν είναι απαραίτητη ενώ υπάρχει και μειωμένη πιθανότητα φθοράς του εκτονωτή από τον σχηματισμό σταγονιδίων [10,11]. Τα ρευστά μπορούν γενικά να ταξινομηθούν σε τρεις κατηγορίες, ανάλογα με την κλίση (dT/ds) της καμπύλης κορεσμένου ατμού στο διάγραμμα T-s:

- Τα υγρά (wet) ρευστά, όπως το νερό, που έχουν αρνητική κλίση καμπύλης
- Τα ισεντροπικά (isentropic) ρευστά, που η κλίση είναι σχεδόν παράλληλη στον άξονα της θερμοκρασίας.
- Τα ξηρά (dry) ρευστά, που η κλίση είναι θετική.



Σχήμα 4 Διάγραμμα T-s ρευστών ανάλογα με την κλίση καμπύλης κορεσμένου ατμού

Ο οργανικός κύκλος Rankine βρίσκει επίσης εφαρμογές σε μικρής και πολύ μικρής κλίμακας εγκαταστάσεις παραγωγής ενέργειας όπου υπάρχει μεγάλο εύρος επιλογής εκτονωτή, όπως οι κοχλιωτοί (screw) και σπειροειδής (scroll). Τα παραπάνω χαρακτηριστικά, έχουν συνδέσει τους ORC με χαμηλότερο κόστος επένδυσης και λειτουργίας, μικρότερο μέγεθος εγκατάστασης, προσαρμοστικότητα και απλότητα κατασκευής και λειτουργίας [4, 11, 12].



Σχήμα 5 Καμπύλες κορεσμού των υπό εξέταση ρευστών σε διάγραμμα T-s

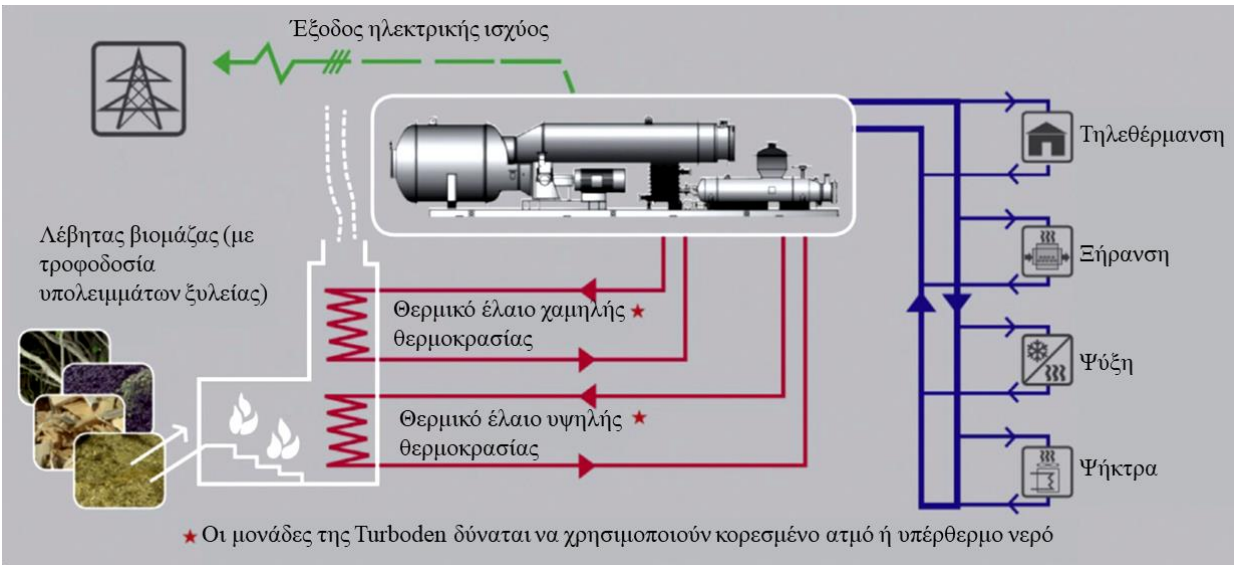
Από το Σχήμα 5 διακρίνονται οι βασικές διαφορές των οργανικών ρευστών με το νερό, όπως αναφέρθηκαν παραπάνω. Παρατηρείται η χαμηλότερη σε σχέση με το νερό κρίσιμη θερμοκρασία, η χαμηλότερη λανθάνουσα θερμότητα και η θετική κλίση καμπύλης κορεσμένου ατμού των υπό εξέταση οργανικών ρευστών σε σχέση με το νερό. Στον Πίνακα 3 παρατίθενται συνοπτικά οι διαφορές που συναντάμε στις ιδιότητες των οργανικών ρευστών σε σχέση με το νερό, για τους κύκλους νερού-ατμού και οργανικών ρευστών Rankine (SRC & ORC) [14], [20], [21].

Πίνακας 3 Σύγκριση ιδιοτήτων νερού - οργανικών ρευστών [14], [20], [21]

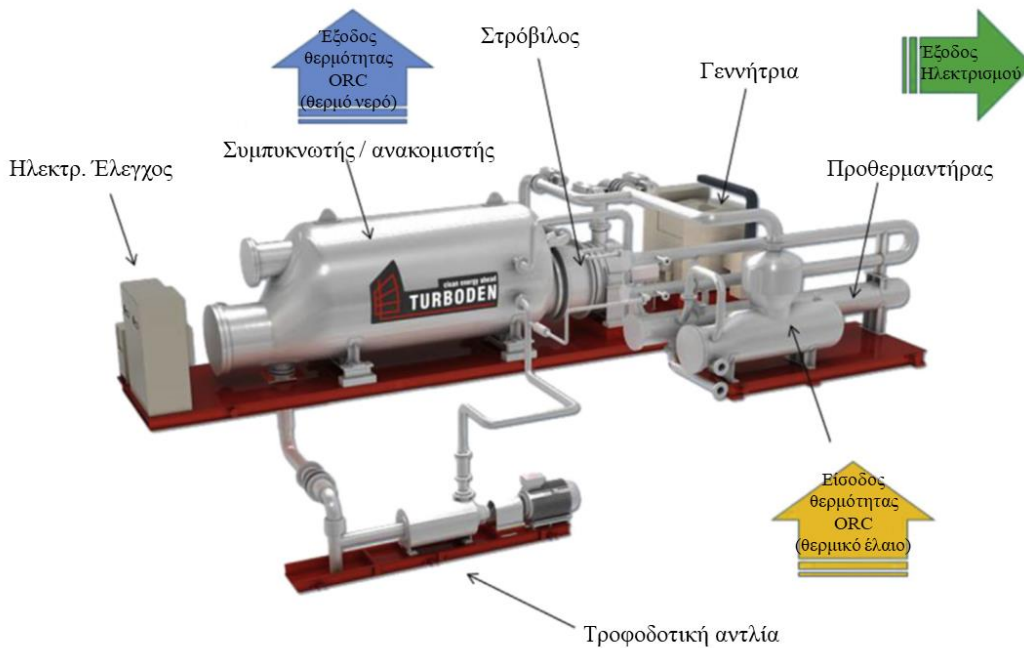
Ιδιότητα	Νερό	Οργανικά ρευστά
Κρίσιμη πίεση	Υψηλή (220.64 bar)	Χαμηλή (συνήθως κάτω των 50 bar)
Κρίσιμη θερμοκρασία	Υψηλή (373.95 °C)	Χαμηλή (συνήθως κάτω των 200 °C)
Σημείο βρασμού	Υψηλό (99.974 °C)	Χαμηλό
Ενεργειακή απόδοση	Υψηλή (>30 %)	Χαμηλή (< 24 %)
Πίεση ατμοποίησης	Υψηλή (60-70 bar)	Χαμηλή (< 40 bar για υποκρίσιμους κύκλους)
Υπερθέρμανση	Απαραίτητη	Όχι πάντα απαραίτητη
Έργο αντλίας	Χαμηλό	Υψηλό
Σύστημα απαερωτή και τροφοδοτικού δοχείου	Απαραίτητο	Όχι απαραίτητο
Θερμοκρασίες πηγής θερμότητας και εισόδου στον εκτονωτή	Υψηλές	Χαμηλές
Χημική σταθερότητα	Υψηλή	Χαμηλή, αναλόγως το ρευστό
Πυκνότητα μέσου / Μέγεθος εξοπλισμού	Χαμηλή / Αυξημένο	Υψηλή / Μειωμένο
Ειδική θερμοχωρητικότητα	Υψηλή (~4.19 kJ/kgK)	Χαμηλή
Λανθάνουσα θερμότητα	Υψηλή 2256.6 kJ/kg σε πίεση 1.013 bar	Χαμηλή
Ιξώδες	Χαμηλό	Σχετικά υψηλό (απώλειες πίεσης)
Αναφλεξιμότητα	Μη εύφλεκτο	Αναλόγως το ρευστό
Τοξικότητα	Μη τοξικό	Αναλόγως το ρευστό
Περιβαλλοντική επίπτωση	Καμία	Αναλόγως το ρευστό
Διαθεσιμότητα	Υψηλή	Αναλόγως το ρευστό
Κόστος ρευστού	Φθινό	Ακριβό

1.3.3. Μονάδες ORC από βιομάζα. Βασικές αρχές και εφαρμογές

Οι μονάδες ORC με λέβητα βιομάζας (Σχήμα 6, Σχήμα 7) συνήθως λειτουργούν σε δικό κύκλο, με την έννοια ότι το εργαζόμενο μέσο και το ρευστό μεταφοράς θερμότητας λειτουργούν σε ξεχωριστούς κύκλους. Στον λέβητα βιομάζας μεταφέρεται θερμότητα από τα καυσαέρια σε ένα ενδιάμεσο ρευστό, συνήθως κάποιο συνθετικό θερμικό έλαιο. Το έλαιο αυτό κυκλοφορεί σε κλειστό κύκλωμα και παρέχει στον ORC θερμότητα με εναλλάκτη, ψύχεται και επιστρέφει στον λέβητα βιομάζας. Η ροή στο κύκλωμα ρυθμίζεται με αντλία έτσι ώστε να διατηρείται συνεχή ροή του ελαίου. Με αυτή την διάταξη ο ORC λειτουργεί σε δικό του κλειστό κύκλωμα σε σχέση με τον υπόλοιπο σταθμό.



Σχήμα 6 Γενικό σχέδιο σταθμού βιομάζας με ORC (Turboden) [10]



Σχήμα 7 Μοντέλο ORC ισχύος 4 MW_{th} και 1 MW_{e} (Turboden) [10]

1.3.3.1. Σύστημα ελέγχου του σταθμού

Για την ρύθμιση λειτουργίας του σταθμού υπάρχουν δύο βασικοί τρόποι ελέγχου:

Ρύθμιση της παραγωγής από την ζήτηση σε θερμότητα

Ο έλεγχος βάσει θερμικής ζήτησης (καθαρή λειτουργία ΣΗΘ) αποτελεί και τον πιο αποδοτικό τρόπο εκμετάλλευσης της βιομάζας. Σε αυτή την λειτουργία, εξυπηρετείται κατά βάση το θερμικό φορτίο, ενώ η ηλεκτροπαραγωγή αποτελεί παραπροϊόν της μονάδας και πωλείται κατευθείαν στο δίκτυο. Έτσι, το καύσιμο βιομάζας ρυθμίζεται απευθείας από την ζήτηση και δεν καταχράται, επομένως ο συνολικός βαθμός απόδοσης του σταθμού μεγιστοποιείται. Ο έλεγχος αυτός επιτυγχάνεται απευθείας από το ενδιάμεσο θερμικό έλαιο με σκοπό να διατηρείται συγκεκριμένη θερμοκρασία στον συμπυκνωτή του ORC. Όταν επιτυγχάνεται η επιθυμητή θερμοκρασία εξόδου θερμού νερού, η ροή του θερμικού ελαίου μειώνεται και κατά συνέπεια αυξάνεται η θερμοκρασία εξόδου του από τον λέβητα βιομάζας. Συνεπώς, βάσει αυτής της μέτρησης, ο καυστήρας βιομάζας μπορεί να αυξομειώνει την ροή αέρα και καυσίμου ούτως ώστε να παραμένει σταθερή η θερμοκρασία εξόδου του ελαίου. Εν κατακλείδι, ο έλεγχος πραγματοποιείται βάσει δύο θερμοκρασιακών μετρήσεων: στην έξοδο νερού από τον συμπυκνωτή και στην έξοδο θερμικού ελαίου από τον καυστήρα.

Ρύθμιση της παραγωγής από την ζήτηση σε ηλεκτρισμό

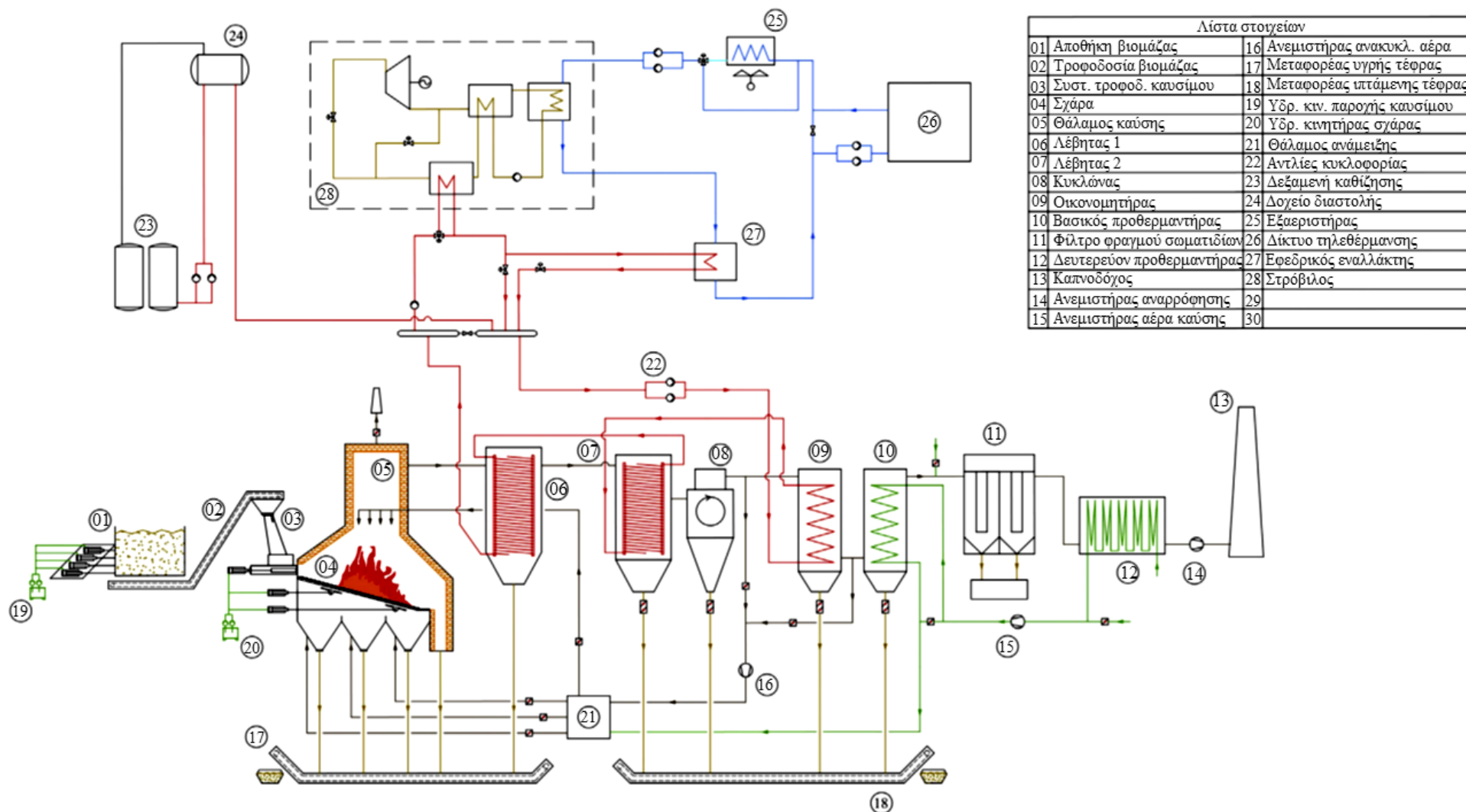
Σε σταθμούς που το κύριο προϊόν είναι η ηλεκτρική ισχύς η θερμότητα που παράγεται στον συμπυκνωτή διασπείρεται και δεν τροφοδοτείται σε θερμικό καταναλωτή. Οι μονάδες αυτές συνήθως λειτουργούν σε μέγιστο φορτίο για να μεγιστοποιήσουν το κέρδος από την πώληση ηλεκτρισμού, σύμφωνα με την διαθεσιμότητα της βιομάζας.

1.3.3.2. Βασικά συστατικά σταθμού βιομάζας-ORC

Στην αγορά των σταθμών βιομάζας – ORC υπάρχουν πολλές διαφορετικές προσεγγίσεις στην δομή και τα συστατικά της μονάδας, ανάλογα τον κατασκευαστή. Η μονάδα που περιγράφεται αποτελεί τυπική διάταξη (Σχήμα 8). Ακολουθεί συνοπτική περιγραφή των συστατικών της μονάδας.

Σύστημα αποθήκευσης και τροφοδοσίας καυσίμου

Η χωρητικότητα του συστήματος αποθήκευσης βιομάζας εξαρτάται από την διαθεσιμότητα βιομάζας στην περιοχή που βρίσκεται η μονάδα. Στις περιπτώσεις μονάδων τηλεθέρμανσης συχνά δεν είναι απαραίτητη η μόνιμη παρουσία προσωπικού, επομένως σχεδιάζονται με τουλάχιστον 48 ώρες αυτονομία καυσίμου κατά νου. Μπορεί να υπάρχει και αυτόνομο σύστημα τροφοδοσίας ανά περίπτωση, όπου σε αυτή την περίπτωση η αυτονομία του σταθμού μπορεί να φτάσει μερικές εβδομάδες. Για έναν σταθμό όπως στο Σχήμα 8, δυναμικής 4 MW_{th} και 1 MW_{e} η κατανάλωση βιομάζας είναι περίπου $8 \text{ m}^3/\text{h}$ [10]. Τυπικά χρησιμοποιείται αποθήκη κινούμενου δαπέδου (Σχήμα 9) με υδραυλικό κινητήρα. Περιλαμβάνει ιμάντα τροφοδοσίας (Σχήμα 10) που προωθεί το καύσιμο σε μηχανική χοάνη (Σχήμα 11) από όπου τροφοδοτείται στον θάλαμο καύσης.



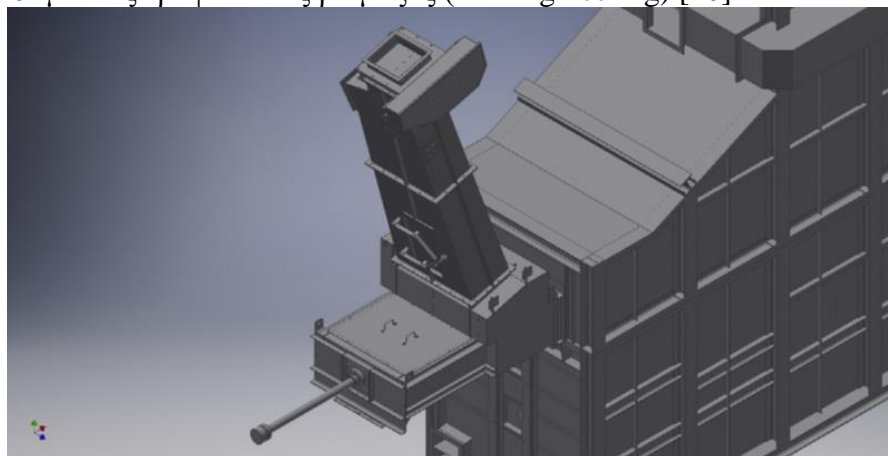
Σχήμα 8 Σχεδιάγραμμα στοιχείων σταθμού βιομάζας – ORC δυναμικής 4 MW_{th} & 1 MW_e (ITI Engineering) [10]



Σχήμα 9 Αποθήκη κινούμενου δαπέδου (ITI Engineering) [10]



Σχήμα 10 Ιμάντας τροφοδοσίας βιομάζας (ITI Engineering) [10]



Σχήμα 11 Χοάνη τροφοδοσίας βιομάζας (ITI Engineering) [10]

Καυστήρας Βιομάζας

Ο καυστήρας βιομάζας περιλαμβάνει τον θάλαμο καύσης, την εσχάρα ώσης, την εισαγωγή πρωτεύοντος και δευτερεύοντος αέρα καύσης, σύστημα ανατροφοδοσίας καυσαερίων και το σύστημα διαχείρισης της τέφρας.

Ο θάλαμος καύσης (Σχήμα 12) πρόκειται για έναν αδιαβατικό καυστήρα και διαστασιολογείται ούτως ώστε να βελτιστοποιηθεί η καύση της εκάστοτε βιομάζας. Συνήθως σχεδιάζεται με δύο τμήματα: τον πρωτεύον θάλαμο καύσης (καύση σε εσχάρα) και τον δευτερεύον θάλαμο καύσης (θάλαμος μετάκαυσης). Στον πρωτεύον θάλαμο καύσης, στο κάτω μέρος του θαλάμου βρίσκεται η εσχάρα και κάτω από αυτήν βρίσκεται το σύστημα τροφοδοσίας αέρα καύσης και το σύστημα απόρριψης της τέφρας. Η οροφή του θαλάμου είναι επικλινής έτσι ώστε να προωθούνται τα καυσαέρια εκτός του θαλάμου. Ο σκοπός του θαλάμου μετάκαυσης είναι να διασφαλίσει τις απαραίτητες θερμοκρασίες και τον απαιτούμενο χρόνο παραμονής της βιομάζας εντός του θαλάμου καύσης προκειμένου να επιτευχθεί πλήρης καύση όλων των αερίων προϊόντων καύσης.



Σχήμα 12 Θάλαμος καύσης (ITI Engineering) [10]

Η εσχάρα ώσης (Σχήμα 13) αποτελεί κατάλληλο σύστημα εστίας καύσης για καύσιμα με υψηλή περιεκτικότητα σε τέφρα και χαμηλή θερμογόνο ικανότητα όπως ο λιγνίτης με υψηλή περιεκτικότητα σε υγρασία, ο λιθάνθρακας με μεγάλη τάση δημιουργίας συσσωμάτων, απορρίμματα, ιλύ και βιομάζα [23]. Η εσχάρα αποτελείται από τρία τμήματα: την είσοδο της, όπου το καύσιμο βιομάζας χάνει την υγρασία του και ξεκινά η διεργασία της αεριοποίησης, το μέσο τμήμα της όπου πραγματοποιείται η καύση της βιομάζας και επιτυγχάνονται οι μέγιστες θερμοκρασίες και τελικά, το τμήμα που ολοκληρώνεται η καύση και απορρίπτεται η τέφρα. Κάθε δεύτερη σειρά δοκών της εσχάρας είναι σταθερή, ενώ οι ενδιάμεσες σειρές συνδέονται με

υδραυλικούς κινητήρες και πραγματοποιούν ωστική κίνηση. Οι αμοιβαίες κινήσεις της εσχάρας σπρώχνουν τα συσσωματώματα του καυσίμου, ενώ παράλληλα τα σκαλίζουν και τα σπάνε.



Σχήμα 13 Εσχάρα ώσης (ITI Engineering) [10]

Το σύστημα εισαγωγής αέρα καύσης αποτελείται από την εισαγωγή πρωτεύοντος αέρα καύσης, που τροφοδοτείται κάτω από την εσχάρα και την εισαγωγή δευτερεύοντος αέρα καύσης για την λειτουργία του θαλάμου μετάκαυσης. Ο πρωτεύων αέρας καύσης θερμαίνεται στους 170°C από εναλλάκτη καυσαερίων πριν τροφοδοτηθεί στον θάλαμο καύσης, όπου και εισάγεται από ειδικούς αγωγούς επί της εσχάρας. Ο δευτερεύων αέρας καύσης τροφοδοτείται στο άνω μέρος του θαλάμου και παρέχει το απαραίτητο οξυγόνο για την διατήρηση των συνθηκών καύσης για το απαραίτητο χρονικό διάστημα.

Το σύστημα ανατροφοδότησης καυσαερίων (Σχήμα 14) συμβάλει στην διατήρηση της θερμοκρασίας στον θάλαμο καύσης στα επιθυμητά επίπεδα και στον έλεγχο σχηματισμού θερμικών οξειδίων του αζώτου (NOx).

Η τέφρα που προκύπτει από την καύση βιομάζας απορρίπτεται με δύο τρόπους. Είτε κατά τις ωστικές κινήσεις της εσχάρας, στην πορεία του καυσίμου, είτε κατά την έξοδο των στερεών υπολειμμάτων καύσης. Η τέφρα τελικά συγκεντρώνεται σε μάντα που την προωθεί προς απόρριψη.



Σχήμα 14 Σύστημα ανατροφοδοσίας καυσίμου και αγωγοί καυσαερίων (ITI Engineering) [10]

Λέβητας Ελαίου

Ο λέβητας ενδιάμεσου θερμικού ελαίου (Σχήμα 15) μεταφέρει την θερμότητα των καυσαερίων στο κύκλωμα ελαίου μεταφοράς θερμότητας. Η θερμοκρασία καυσαερίων στην είσοδο του λέβητα είναι 950°C και η θερμοκρασία εξόδου του ελαίου μπορεί να φτάσει μέχρι τους 320°C . Η γεωμετρία του λέβητα ποικίλει ανά περίπτωση αλλά μια τυπική διάταξη είναι σπειροειδή τυλίγματα γύρω από τον αγωγό καυσαερίων, από τα οποία διέρχεται το θερμικό έλαιο.

Σύστημα διαχείρισης καυσαερίων και έλεγχος εκπομπών

Οι βασικές εκπομπές των αερίων καύσης βιομάζας είναι τα οξείδια του αζώτου (NO_x), το μονοξείδιο του άνθρακα (CO), τα οξείδια του θείου (SO_x), ο συνολικός οργανικός άνθρακας (TOC) και οι σωματιδιακοί ρύποι (PM). Ο σχηματισμός των NO_x εξαρτάται από το άζωτο που υπάρχει ήδη διαθέσιμο στην σύσταση του καυσίμου και οξειδώνεται κατά την καύση, και το άζωτο που περιέχεται στον αέρα καύσης. Η βιομάζα σαν καύσιμο έχει υψηλή περιεκτικότητα σε άζωτο καθώς πρόκειται για οργανική ύλη και μπορεί να είναι απαραίτητο σύστημα De-NO_x (SCR , SNCR). Το CO σχηματίζεται κατά κύριο λόγο στην είσοδο της βιομάζας στον θάλαμο καύσης εξαιτίας της μερικής οξείδωσης του άνθρακα που περιέχεται στο καύσιμο. Με σωστό σχεδιασμό του θαλάμου καύσης και επαρκή παραμονή των αερίων στον θάλαμο καύσης μπορεί να μειωθεί η συγκέντρωση CO στα καυσαέρια. Ο σχηματισμός των SO_x εξαρτάται από την συγκέντρωση ενώσεων θείου στην βιομάζα. Συνήθως τα καύσιμα βιομάζας έχουν χαμηλή περιεκτικότητα σε θείο, όμως μπορεί να εγκατασταθεί σύστημα αποθείωσης (De-SO_x) στην αντίθετη περίπτωση (βιομάζα από αγροτικά απορρίμματα). Ο TOC είναι αποτέλεσμα ατελούς οξείδωσης οργανικών

μακρομορίων και στην περίπτωση βιομάζας από επεξεργασμένο ξύλο, μπορεί να υπάρχει ικανή συγκέντρωση μακρομορίων. Η μείωση του TOC στα καυσαέρια επιτυγχάνεται με αύξηση του χρόνου παραμονής στον θάλαμο καύσης και επίτευξη ομοιογενών συνθηκών καύσης. Τέλος, στην περίπτωση σωματιδιακών ρύπων, τα PM προέρχονται από τα υπολείμματα μη οργανικών ενώσεων στην τέφρα. Συνήθως εγκαθίσταται φίλτρα κατακράτησης σωματιδίων πριν την καπνοδόχο (Σχήμα 16). Τα συνηθέστερα φίλτρα για σταθμούς καύσης βιομάζας είναι κυκλώνες, σακκόφιλτρα και ηλεκτροστατικά φίλτρα (ESP) [10].



Σχήμα 15 Λέβητας ενδιάμεσου θερμικού ελαίου (ITI Engineering) [10]



Σχήμα 16 Όψη καπνοδόχου και σακκόφιλτρου (ITI Engineering) [10]

1.3.3.3. Εμπορική κατάσταση μονάδων

Το 2017 πραγματοποιήθηκε ενδεδειγμένη έρευνα από τους Tartiere και Astolfi [24] όπου κατέγραψαν και παρουσίασαν δεδομένα από τον παγκόσμιο χάρτη των εφαρμογών ORC [25]. Οι σταθμοί παραγωγής ORC κατηγοριοποιήθηκαν ανά κατασκευαστή, τάξη ισχύος, πηγή θερμότητας, γεωγραφική τοποθεσία και έτος έναρξης λειτουργίας. Η κατηγοριοποίηση αυτή, παρουσιάζεται παρακάτω.

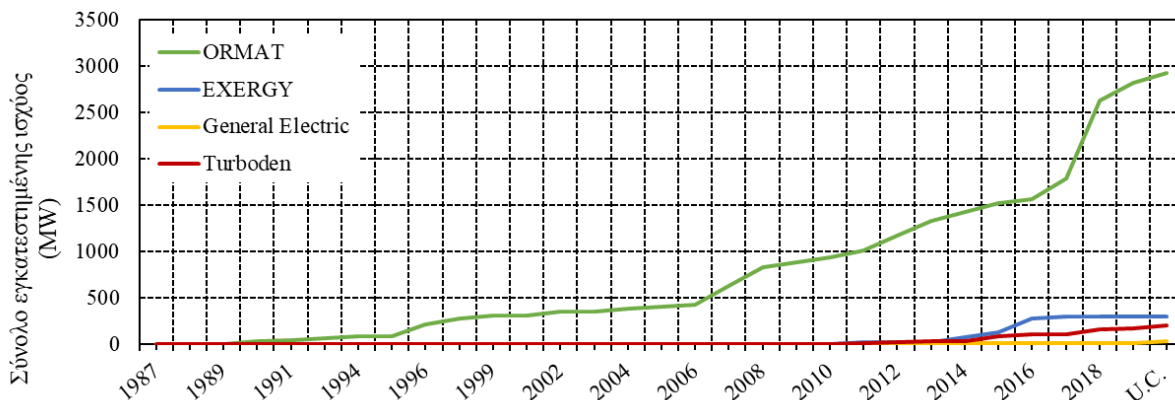
Μέχρι και τις 31 Δεκεμβρίου 2016, όπου σταματάει η ανάλυση, η συνολική εγκατεστημένη ισχύς από ORC βρίσκεται περίπου στα 2701 MW, από 705 εγκαταστάσεις και 1754 μονάδες ORC. Η βασικότερη πηγή θερμότητας των εφαρμογών ORC είναι τα γεωθερμικά πεδία με 74.8% των εγκαταστάσεων ενώ αμέσως επόμενη εφαρμογή εμφανίζεται η ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας με 13.9% [24].

Παρά το μεγάλο ποσοστό παραγόμενης ισχύος που οφείλεται σε γεωθερμία, παρατηρείται ιδιαίτερα χαμηλός αριθμός εγκατεστημένων μονάδων γεωθερμίας, 337 στο σύνολο. Αυτό

οφείλεται στο υψηλό κόστος εγκατάστασης μιας τέτοιας εφαρμογής που οδηγεί σε επενδύσεις σε σταθμούς της τάξης του MW προκειμένου να αποτελεί ελκυστική επιλογή. Η κυριότερη εταιρεία που δραστηριοποιείται σε αυτόν τον χώρο είναι η ORMAT, που έχει αναλάβει την εγκατάσταση του 75% των εφαρμογών γεωθερμίας-ORC και ακολουθούν οι Exergy (13%) και TAS (6%). Αξίζει να σημειωθεί ότι και η Turboden πλέον δραστηριοποιείται στον χώρο, με το 2% της εγκατεστημένης ισχύος [24].

Πλέον των παραπάνω, εφαρμογές με καύση βιομάζας για πηγή θερμότητας αποτελούν ελκυστικές επενδύσεις και αντιστοιχούν στο 11% της εγκατεστημένης ισχύος.

Συνολικά, στην αγορά η ORMAT (ΗΠΑ) αποτελεί την μεγαλύτερη εταιρεία με 62.9% της συνολικής εγκατεστημένης ισχύος, με την Turboden (Ιταλία) και την Exergy (Ιταλία) να ακολουθούν- 13.4% και 11.1% αντίστοιχα. Όσον αφορά στην πηγή της θερμότητας, η ORMAT παραμένει ο κυρίαρχος στις εφαρμογές γεωθερμίας ενώ οι General Electric και Turboden καταλαμβάνουν περισσότερο χώρο στις εφαρμογές ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας. Η Turboden αποτελεί και τον βασικότερο κατασκευαστή στον χώρο των ORC με καύση βιομάζας.

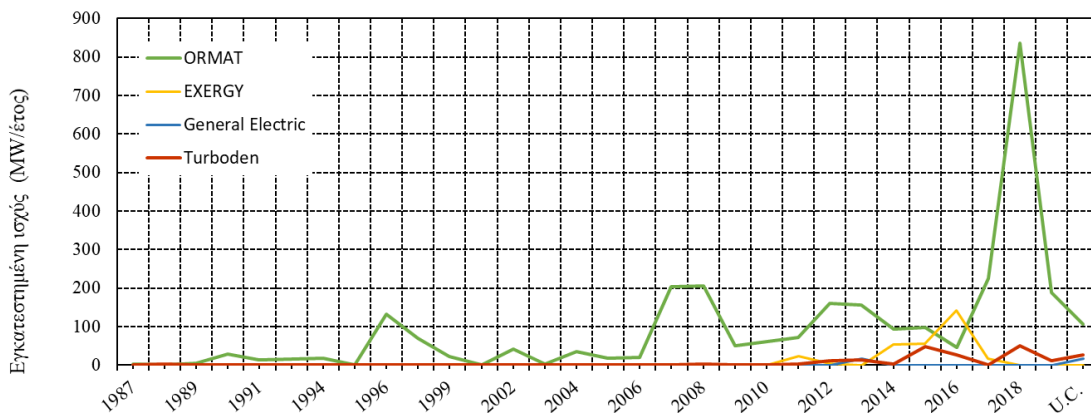


Σχήμα 17 Εξέλιξη συνολικής εγκατεστημένης ισχύος (MW), ανά κατασκευαστή [24]

Πίνακας 4 Οι βασικοί κατασκευαστές μονάδων ORC, με εύρος ισχύος και αξιοποιούμενη πηγή θερμότητας στις εγκαταστάσεις τους [26]

Εταιρία	Εύρος ισχύος (MW _{el})	Πηγή θερμότητας
Ormat	0.2-70.0	Γεωθερμία, Απορριπτόμενη, Ηλιακή
Turboden	0.2-15.0	Γεωθερμία, Απορριπτόμενη, Ηλιακή, Βιομάζα
Exergy	0.1-50.0	Γεωθερμία, Απορριπτόμενη, Ηλιακή, Βιομάζα
General Electric	6.9-16.0	Απορριπτόμενη
GMK	0.5-15.0	Γεωθερμία, Απορριπτόμενη, Βιομάζα
BNI	0.15-6	Γεωθερμία, Απορριπτόμενη
Cryostar	0.5-15	Γεωθερμία, Απορριπτόμενη, Ηλιακή

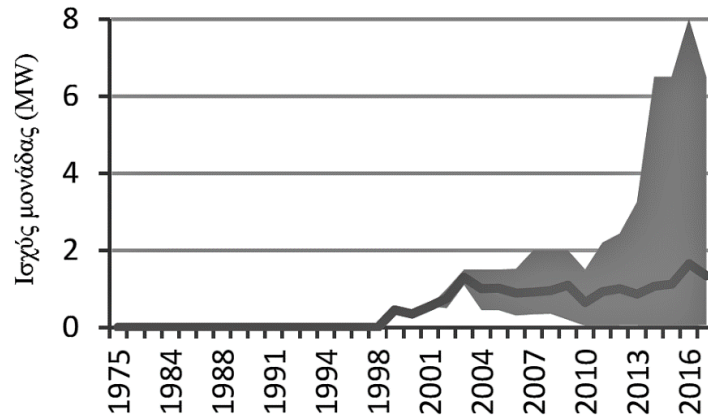
Από τις κατηγορίες πηγών θερμότητας, αυτές που συγκεντρώνουν την περισσότερη δραστηριότητα είναι η εκμετάλλευση γεωθερμίας, ηλιακής ακτινοβολίας, καύση βιομάζας και απορριπτόμενης θερμότητας από βιομηχανικές διεργασίες [27]. Εμφανίζεται πως το μεγαλύτερο μερίδιο της εγκατεστημένης ισχύος συγκεντρώνουν οι εφαρμογές αξιοποίησης γεωθερμικών πεδίων (75%) και ακολουθούν οι εφαρμογές απορριπτόμενης θερμότητας (14%) και βιομάζας (11%). Ανάλογα την πηγή θερμότητας, οι εφαρμογές διαφέρουν σε θερμοκρασιακό επίπεδο. Ενδεικτικά, στα γεωθερμικά πεδία η θερμοκρασία κυμαίνεται από τους 80°C για ζεστό νερό έως και 650°C υπό την μορφή σχιστόλιθου. Στα συστήματα εκμετάλλευσης ηλιακής ακτινοβολίας απαντώνται θερμοκρασίες κοντά στους 400°C ενώ στις περιπτώσεις καύσης βιομάζας η θερμοκρασία κυμαίνεται στους 300°C. Στην περίπτωση της εκμετάλλευσης απορριπτόμενης θερμότητας τα θερμοκρασιακά επίπεδα των εφαρμογών ποικίλουν ανάλογα με την βιομηχανία. Συνηθέστερες εφαρμογές συναντώνται σε βιομηχανίες όπως χαλυβουργία, τσιμεντοβιομηχανία και διυλιστήρια όπου και η θερμότητα που αξιοποιεί ο κύκλος έχει θερμοκρασίες της τάξης των 300-400°C. Η τεχνολογία βρίσκει εφαρμογή και σε περιπτώσεις σταθμών παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, όπου και το θερμοκρασιακό επίπεδο κυμαίνεται σε σαφώς μεγαλύτερο εύρος, 40-900°C.



Σχήμα 18 Εξέλιξη ετήσιας εγκατεστημένης ισχύος (MW/έτος), ανά κατασκευαστή [24]

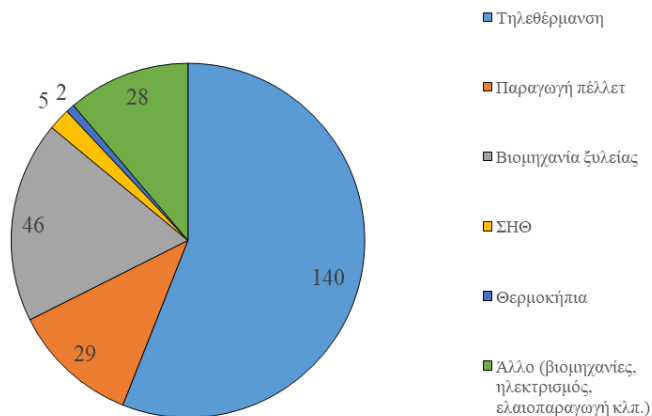
Οι σταθμοί συμπαραγωγής τυπικά σχεδιάζονται με εφαρμογή στις βιομηχανίες ξυλείας, παραγωγής πέλλετ ή για τηλεθέρμανση. Συχνά οι διαχειριστές των σταθμών δεν είναι εξειδικευμένοι στην παραγωγή ηλεκτρισμού και δείχνουν απροθυμία στην πρόσληψη ειδικού εκπαιδευμένου προσωπικού για την διαχείριση της μονάδας ΣΗΘ. Σε αυτή την περίπτωση, οι σταθμοί ORC-βιομάζας αποτελούν προτιμότερη εφαρμογή από τους κύκλους νερού-ατμού Rankine, αφού έχουν χαμηλές απαιτήσεις σε συντήρηση και σχετικά απλή λειτουργία που δεν απαιτεί παρουσία επιπλέον εξειδικευμένου προσωπικού και καταφέρνουν έτσι να προσελκύουν το ενδιαφέρον της αγοράς παρά τις χαμηλότερες οικονομικές αποδόσεις. Η διαφορά αυτή ανάμεσα

στους οργανικούς και τους συμβατικούς κύκλους Rankine σε σταθμούς βιομάζας είναι ακόμα πιο εμφανής σε απομακρυσμένες περιοχές (όπου είναι δύσκολη η εύρεση εκπαιδευμένου προσωπικού) και επιπλέον σε περιοχές με ιδιαίτερα χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος, όπου ο κύκλος νερού-ατμού θα εμφάνιζε προβλήματα λόγω πάγου.



Σχήμα 19 Εξέλιξη εγκατεστημένης ισχύος σταθμών βιομάζας με ORC (η επιχρωματισμένη περιοχή υποδεικνύει την ελάχιστη και μέγιστη καταγεγραμμένη ισχύ μονάδας και η γραμμή τον μέσο όρο ισχύος των μονάδων) [24]

Οι βασικοί χώροι εφαρμογής σταθμών βιομάζας με ORC είναι τα δίκτυα τηλεθέρμανσης, οι διεργασίες ξήρανσης στην βιομηχανία ξυλείας και η παραγωγή πέλλετ.



Σχήμα 20 Αναφορές σε σταθμούς βιομάζας-ORC ανά εφαρμογή [10]

Η πλειοψηφία των αναφορών σε σταθμούς βιομάζας με ORC στην βιβλιογραφία αποτελεί εφαρμογές ΣΗΘ (Σχήμα 20, Πίνακας 5). Η παραγωγή θερμότητας από λέβητες βιομάζας για σκοπούς τηλεθέρμανσης είναι μια τεχνολογία που έχει γνωρίσει μεγάλη εφαρμογή τις τελευταίες δεκαετίες. Ο Οργανικός Κύκλος Rankine επιτρέπει την εξέλιξη της τεχνολογίας με εφαρμογή συστημάτων ΣΗΘ, χωρίς να γίνουν απαραίτητα αλλαγές στον χώρο ή στο προσωπικό. Έχοντας κατά νου την πληθώρα σταθμών βιομάζας για θερμότητα, υπάρχει το έδαφος για συστήματα ΣΗΘ βιομάζας-ORC [10].

Πίνακας 5 Σταθμοί βιομάζας-ORC για τηλεθέρμανση (στοιχεία από κατασκευαστές Turboden, Adoratek, GMK, Exergy, Triogen) 2017 [10]

Χώρα	Μονάδες	Εγκατεστημένη ηλεκτρική ισχύς (MW)
Γερμανία	40	40.1
Ιταλία	37	32.7
Λετονία	11	11
Αυστρία	10	9.4
Ελβετία	6	4
Πολωνία	5	4.9
Λευκορωσία	4	8.9
Τσεχία	3	3.1
Εσθονία	2	3.2
Ρωσία	2	3.2
Φινλανδία	2	2
Σουηδία	1	2.2
Βουλγαρία	1	1.2
Ολλανδία	1	1.1
Δανία	1	0.7
Ελλάδα	1	0.3

Στο Σχήμα 19 [28] φαίνεται η αυξητική τάση σε επενδύσεις μονάδων ORC-βιομάζας τα τελευταία χρόνια. Από τις αρχές της δεκαετίας των 2000 παρατηρείται σημαντική αύξηση στην αγορά των ORC-βιομάζας.

Η βιομηχανία παραγωγής πέλλετ μετράει σχετικά λίγα χρόνια ανάπτυξης. Σύμφωνα με έρευνες το 2017 η παγκόσμια κατανάλωση πέλλετ ήταν σχεδόν 27 Mt/έτος ενώ το 2005 έφτανε οριακά τους 5 Mt/έτος [10]. Η παραγωγή πέλλετ απαιτεί θερμότητα για την ξήρανση της βιομάζας και ηλεκτρισμό για τις διεργασίες, σε αναλογία ενέργειας περίπου 4/1 – για την παραγωγή 1 ton πέλλετ χρειάζονται 4 MWh θερμικής ενέργειας και 1 MWh ηλεκτρικής ενέργειας – που αντιστοιχεί στον λόγο ηλεκτρικής-θερμικής ισχύος (PHR) των σταθμών βιομάζας ORC για τηλεθέρμανση [10]. Το γεγονός αυτό οδηγεί στο συμπέρασμα πως οι δύο αυτές εφαρμογές

(τηλεθέρμανση και παραγωγή πέλλετ) μπορούν να εξυπηρετηθούν από μονάδες βιομάζας-ORC με κοινές προδιαγραφές.

Η τηλεθέρμανση ορίζεται εξ ορισμού από την ζήτηση θερμότητας των καταναλωτών και επομένως ο σταθμός σχεδιάζεται έτσι ώστε να καλύπτει την ζήτηση αυτή. Όμως λόγω της εποχικότητας της ζήτησης ο σταθμός θα λειτουργεί σε ονομαστική ισχύ μόνο κάποιες ώρες τον χρόνο που θα μεγιστοποιείται η ζήτηση σε θερμότητα. Προκειμένου να βελτιωθεί ο συντελεστής εκμετάλλευσης του σταθμού, γεννιάται η ανάγκη αύξησης του θερμικού φορτίου κατά τους καλοκαιρινούς μήνες του χρόνου που δεν υπάρχει ανάγκη σε θέρμανση. Η τροφοδότηση πλεονάζουσας θερμότητας σε βιομηχανία πέλλετ θα μπορούσε να αποτελέσει λύση στο ζήτημα αυτό.

Τέλος, η βιομηχανία ξυλείας εμφανίζει εξίσου ενδιαφέρον για μονάδες ΣΗΘ βιομάζας με ORC. Τα πριονιστήρια προσφέρουν μεγάλη διαθεσιμότητα σε υπολείμματα ξυλείας ενώ έχουν και υψηλές ανάγκες σε ηλεκτρισμό. Το θερμικό φορτίο της βιομηχανίας προκύπτει από την ανάγκη ξήρανσης της πρώτης ύλης ξυλείας.

1.4.Συνοπτική παρουσίαση στόχων της εργασίας

Μέχρι σήμερα, συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-θερμότητας με ORC που αξιοποιούν βιομάζα διατίθενται εμπορικά σε εφαρμογές πάνω από 1000 kW_e, συνήθως ανάμεσα σε 500 kW_e και 2000 kW_e για εφαρμογές τηλεθέρμανσης, παραγωγής πέλλετ, πριονιστήρια και άλλες διεργασίες ξυλείας [10]. Οι εφαρμογές αυτές αντιστοιχούν σε περίπου το 11% των μονάδων ORC [24] με περίπου 300 εν λειτουργία ή υπό κατασκευή μονάδες από αυτές να λειτουργούν σε Ευρώπη, Βόρεια Αμερική και Ασία [10]. Υπό αυτό το πρίσμα, πολλές μελέτες έχουν εστιάσει τόσο στον θερμοδυναμικό σχεδιασμό μονάδων ORC-CHP όσο και στην τεχνοοικονομική τους βελτιστοποίηση, για το συγκεκριμένο εύρος λειτουργίας. Αναλυτικότερα, στην μελέτη των Huang et al. [29] πραγματοποιείται σύγκριση συμπαραγωγικού σταθμού βιομάζας με ORC με σύστημα αεριοποίησης βιομάζας με σκοπό την κάλυψη των αναγκών ενός εμπορικού κτηρίου. Οι συγγραφείς υπολόγισαν ότι το σύστημα που βασίζεται στον ORC είχε σημαντικά χαμηλότερη τιμή πώλησης ηλεκτρικού ρεύματος (περίπου 40,4-49,5 €/MWh_e), ενώ η αντίστοιχη τιμή του συστήματος αεριοποίησης ήταν αισθητά υψηλότερη (περίπου 87-96,3 €/MWh_e). Επιπρόσθετα, αρκετοί μελετητές διερευνούν την τεχνοοικονομική επίδοση της σύζευξης και σχεδιασμού συμπαραγωγικής μονάδας ORC βιομάζας με δίκτυα τηλεθέρμανσης. Σε έρευνα αντίστοιχου θέματος, οι Ρεντιζέλας et al. [9] εξέτασαν σύστημα βιομάζας-ORC των 390 kW_e σε σύγκριση με σύστημα αεριοποίησης βιομάζας των 931 kW_e για εφαρμογή τηλεθέρμανσης. Σε αυτή την περίπτωση, το σύστημα αεριοποίησης αναδεικνύεται ως πιο ωφέλιμη επένδυση, με περίοδο αποπληρωμής τα 7.8 έτη σε σύγκριση με το σύστημα ORC που έχει περίοδο αποπληρωμής τα 9.9 έτη. Στην μελέτη των Noussan et al. [30] έγινε οικονομική ανάλυση των συστημάτων ΣΗΘ βιομάζας – ORC για τηλεθέρμανση σε περιοχές της Ιταλίας και διερευνήθηκε η επίδραση παραμέτρων όπως η ονομαστική εγκατεστημένη ισχύς του σταθμού (400-1200 kW_e), η τιμή

πώλησης θερμότητας (60-120 €/MWh_{th}), η τιμή πώλησης ηλεκτρισμού (50-250 €/MWh_e) και το κόστος αγοράς της βιομάζας (0-40 €/MWh_{fuel}). Η έρευνα καταλήγει πως χωρίς οικονομικά κίνητρα, η περίοδος αποπληρωμής του συστήματος παραμένει πάνω από 8 έτη. Οι Uris et al. [31] στην έρευνά τους πραγματοποίησαν οικονομική ανάλυση για συστήματα ΣΗΘ βιομάζας-ORC και τριπαραγωγής (εξυπηρέτησης φορτίων ηλεκτρισμού, θερμότητας και ψύξης) για δίκτυο τηλεθέρμανσης στην Ισπανία και εύρος ισχύος μονάδων 500-4500 kW_e. Στην έρευνα καταγράφεται εσωτερικός βαθμός απόδοσης (internal rate of return – IRR) για τις μονάδες αυτές στο διάστημα 6-14% για την τριπαραγωγή και 3-15% για την συμπαραγωγή. Οι Pezzulo et al. [32] πραγματοποίησαν μελέτη για την οικονομική απόδοση μονάδας ΣΗΘ βιομάζας – ORC για λειτουργία ORC με διαφορετικά οργανικά ρευστά και αλκάνια ως εργαζόμενα μέσα. Από την έρευνα προκύπτει απλή περίοδος αποπληρωμής για μονάδα ισχύος 518-702 kW_e από 5.06 έως 5.44 έτη. Στην μελέτη που έγινε από τους Świerzewski και Kalina [33] μελετάται η βελτιστοποίηση μονάδας ΣΗΘ βιομάζας – ORC στην Πολωνία, για εφαρμογή τηλεθέρμανσης. Προκύπτει ότι ο ORC έχει βέλτιστη ισχύ εξόδου της τάξης των 1-2 MW_e για ζήτηση θερμότητας από το δίκτυο τηλεθέρμανσης περίπου 30 MW_{th}. Στην δημοσίευσή τους οι Zhu et al. [34] ασχολούνται με μονάδες ΣΗΘ βιομάζας – ORC με ενσωματωμένο σύστημα δέσμευσης CO₂ και ισχύ εξόδου 100-500 kW_e. Τα αποτελέσματα της έρευνας αυτής σημειώνουν αρκετά μικρές μειωμένες περιόδους αποπληρωμής (discounted payback periods – DPP) για όλα τα εξεταζόμενα εργαζόμενα ρευστά. Έχουν ωστόσο θεωρηθεί 8000 ετήσιες ώρες λειτουργίας.

Μια από τις σύγχρονες ερευνητικές τάσεις στον χώρο των σταθμών παραγωγής ηλεκτρισμού βιομάζας με ORC αποτελεί η διερεύνηση μονάδων μεγέθους μικρότερου από 500 kW_e, έως κλίμακα δεκάδων kW_e (μικρής κλίμακας) και μερικών kW_e (οικιακής κλίμακας). Αν και μερικές μελέτες έχουν ασχοληθεί με τις μονάδες οικιακής κλίμακας και τον τεχνοοικονομικό τους σχεδιασμό [1], [35], [36] δεν υπάρχουν μελέτες να διερευνούν με αντίστοιχο τρόπο τις μονάδες ΣΗΘ βιομάζας – ORC της τάξης των 50 kW_e.

Στην παρούσα διερεύνηση, η διάταξη διερευνάται για εργαζόμενα ρευστά με πολύ χαμηλό δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP), συμπεριλαμβανόμενων εύφλεκτων αλανιών που συναντώνται συχνά σε μεγαλύτερης κλίμακας εμπορικές εφαρμογές ORC και της μη εύφλεκτης υδροφθορολεφίνης R1233zd, με στόχο να αυξηθεί όσο γίνεται η καθαρή παραγωγή ηλεκτρισμού για πηγή θερμότητας λέβητα βιομάζας 1000 kW_{th}. Γίνεται μελέτη για την διαστασιολόγηση και την οικονομική απόδοση της μονάδας για τον καθορισμό των θερμικών προδιαγραφών λειτουργίας και το κόστος της μονάδας για κάθε περίπτωση εργαζόμενου μέσου, όπως επίσης και διερεύνηση της ετήσιας κατανάλωσης βιομάζας και της ετήσιας παραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας για ένα έτος, υπό συνθήκες μερικού φορτίου. Για την διερεύνηση των συνθηκών μερικού φορτίου εξετάζονται σενάρια διαφορετικού μεγέθους για τρεις πόλεις: Αθήνα, Βερολίνο και Ελσίνκι. Η εργασία περιλαμβάνει επίσης εκτενή ανάλυση ευαισθησίας για να εκτιμηθεί το τεχνοοικονομικό δυναμικό των μονάδων σε διάφορες συνθήκες.

2. Μεθοδολογία ανάλυσης

2.1. Γενικό μοντέλο μονάδας

Στην παρούσα εργασία μελετάται η χρήση οργανικών κύκλων Rankine με καύση βιομάζας για ταυτόχρονη εξυπηρέτηση ηλεκτρικών και θερμικών φορτίων, σε μικρή κλίμακα. Για τις ανάγκες μοντελοποίησης του συστήματος επιλέχθηκε κοχλιωτός εκτονωτής και για θερμικός καταναλωτής θεωρήθηκε διάταξη τηλεθέρμανσης.

Το διάγραμμα του συστήματος συμπαραγωγής με βιομάζα παρουσιάζεται στο Σχήμα 21. Η μονάδα αποτελείται από δύο βασικά υποσυστήματα, τον λέβητα βιομάζας και τον οργανικό κύκλο Rankine. Ο λέβητας βιομάζας περιλαμβάνει τον καυστήρα βιομάζας (biomass burner – BB), τον προθερμαντήρα αέρα καύσης (air preheater – AP) και την καμινάδα (stack – ST). Ο οργανικός κύκλος Rankine περιλαμβάνει την αντλία (PUMP), τον ανακομιστή (recuperator – REC), τον ατμοποιητή (evaporator – EVAP), τον εκτονωτή (expander – EXP) και τον συμπυκνωτή (condenser – COND). Ο συμπυκνωτής του ORC είναι υδρόψυκτος και παρέχει θερμότητα στο δίκτυο τηλεθέρμανσης (district heating network – DHN).

Η μοντελοποίηση και οι θερμοδυναμικοί υπολογισμοί έγιναν στο περιβάλλον του λογισμικού Aspen Plus [37]. Οι ιδιότητες μη ψυκτικών ρευστών (βιομάζα, θερμικό έλαιο, νερό, αέρας, απαέρια) υπολογίζονται με την καταστατική εξίσωση των Peng-Robinson με την συνάρτηση ιδιοτήτων Boston-Mathias alpha [38], ενώ οι ιδιότητες των ψυκτικών εργαζόμενων ρευστών του ORC υπολογίζονται με τις ιδιότητες του REFPROP [39].

Το καύσιμο της μονάδας θεωρείται βιομάζα που προέρχεται από αποξηραμένα υπολείμματα δασικής ξυλείας, με την σύσταση που παρουσιάζεται στον Πίνακα 6. Η επί ξηρού ανώτερη θερμογόνος ικανότητα του καυσίμου υπολογίζεται βάσει της έρευνας που έχει πραγματοποιηθεί από τους Channiwala και Parikh [40].

Πίνακας 6 Σύσταση και θερμογόνος ικανότητα καυσίμου βιομάζας [41]

Σύσταση (επί ξηρού)	wt. %
Υγρασία	8.00
Τέφρα	5.40
C	48.62
H	5.77
O	39.64
N	0.47
S	0.09
Ανώτερη θερμογόνος ικανότητα (kJ/kg, επί ξηρού)	19,564

Τόσο οι απώλειες θερμότητας όσο και η πτώση πίεσης σε όλα τα στοιχεία του συστήματος θεωρούνται αμελητέες. Η παροχή βιομάζας (\dot{m}_{bio}) στον καυστήρα υπολογίζεται βάσει της ζητούμενης θερμότητας (\dot{Q}_{bio}) και την ανώτερη θερμογόνο ικανότητα της βιομάζας (HHV_{bio}):

$$\dot{m}_{\text{bio}} = \frac{\dot{Q}_{\text{bio}}}{\text{HHV}_{\text{bio}}} \quad \text{Εξίσωση 1}$$

Η ξηρή βιομάζα εισάγεται στον καυστήρα σε θερμοκρασία περιβάλλοντος (20°C). Παράλληλα, εισέρχεται ο αέρας στον προθερμαντήρα, επίσης σε συνθήκες περιβάλλοντος ($1.013 \text{ bar}/20^{\circ}\text{C}$) από όπου και εξέρχεται στους 170°C και εισέρχεται στον καυστήρα βιομάζας. Ο λόγος αέρα-καυσίμου στον θάλαμο καύσης ρυθμίζεται έτσι ώστε να επιτυγχάνεται μέγιστη θερμοκρασία καυσαερίων στους 950°C [10]. Τα καυσαέρια εξέρχονται από τον προθερμαντήρα αέρα στους 120°C για να αποφευχθεί ο σχηματισμός H_2SO_4 στο όξινο σημείο δρόσου και όλα τα φαινόμενα διάβρωσης και φθοράς που συνοδεύουν τον σχηματισμό οξειδίων του θείου [42]. Αυτή η θερμοκρασία εξόδου καυσαερίων αντιστοιχεί σε βαθμό απόδοσης λέβητα (η_{boil}) περίπου 83.7% , σε συμφωνία με τις τιμές που απαντώνται στην βιβλιογραφία [10]. Σύμφωνα με τις παραπάνω συνθήκες, η θερμοκρασία των καυσαερίων στην είσοδο του προθερμαντήρα αέρα καθορίζεται στους 257.5°C βάσει της αρχής διατήρησης ενέργειας στον εναλλάκτη. Επομένως, η θερμότητα που μεταφέρεται από τα καυσαέρια στο θερμικό έλαιο (\dot{Q}_{OH}) υπολογίζεται:

$$\dot{Q}_{\text{OH}} = \dot{m}_{\text{fg}}(h_{\text{fg,OH,in}} - h_{\text{fg,OH,out}}) \quad \text{Εξίσωση 2}$$

Όπου οι τιμές $h_{\text{fg,OH,in}}$ και $h_{\text{fg,OH,out}}$ αντιστοιχούν στην ενθαλπία των καυσαερίων στους 950°C και 257.5°C σε ατμοσφαιρική πίεση αντίστοιχα, ενώ ως \dot{m}_{fg} εκφράζεται η παροχή καυσαερίων.

Το θερμικό έλαιο που επιλέχθηκε για το υπό εξέταση σύστημα είναι το Dowtherm Q [43], το οποίο αποτελεί συνθετικό οργανικό ρευστό, κατάλληλο για θερμοκρασίες λειτουργίας -35°C έως 330°C . Τα καυσαέρια στον θερμαντήρα ελαίου θερμαίνουν το έλαιο έως και 300°C . Επειδή το σημείο κορεσμού του ελαίου στους 320°C είναι περίπου 2.61 bar , η πίεση στο κύκλωμα λαδιού ρυθμίζεται στα 4 bar . Η ονομαστική θερμοκρασία ελαίου στην είσοδο του θερμαντήρα ελαίου, που ταυτίζεται με την θερμοκρασία εξόδου του ελαίου από τον ατμοποιητή του ORC, καθορίζεται στους 240°C . Κατά αυτό τον τρόπο, η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των ρευμάτων αντιρροής (pinch point) στον εναλλάκτη είναι 17.5 K . Η παροχή μάζας του ελαίου (\dot{m}_{bio}) υπολογίζεται:

$$\dot{m}_{\text{oil}} = \frac{\dot{Q}_{\text{oil}}}{h_{\text{oil,OH,out}} - h_{\text{oil,OH,in}}} \quad \text{Εξίσωση 3}$$

Όπου οι τιμές $h_{\text{oil,OH,out}}$ και $h_{\text{oil,OH,in}}$ αντιστοιχούν στην ενθαλπία του λαδιού στους 320°C και 240°C αντίστοιχα, για πίεση 4 bar .

Τελικά, η θερμότητα που προσδίδεται στον ORC από το ενδιάμεσο έλαιο στον ατμοποιητή, ισοδυναμεί με την θερμότητα που μεταφέρεται από τα καυσαέρια στο ενδιάμεσο έλαιο (αμελητέες απώλειες σωληνώσεων):

$$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_{wf}(h_{wf,EVAP,out} - h_{wf,EVAP,in}) = \dot{Q}_{QH} \quad \text{Εξίσωση 4}$$

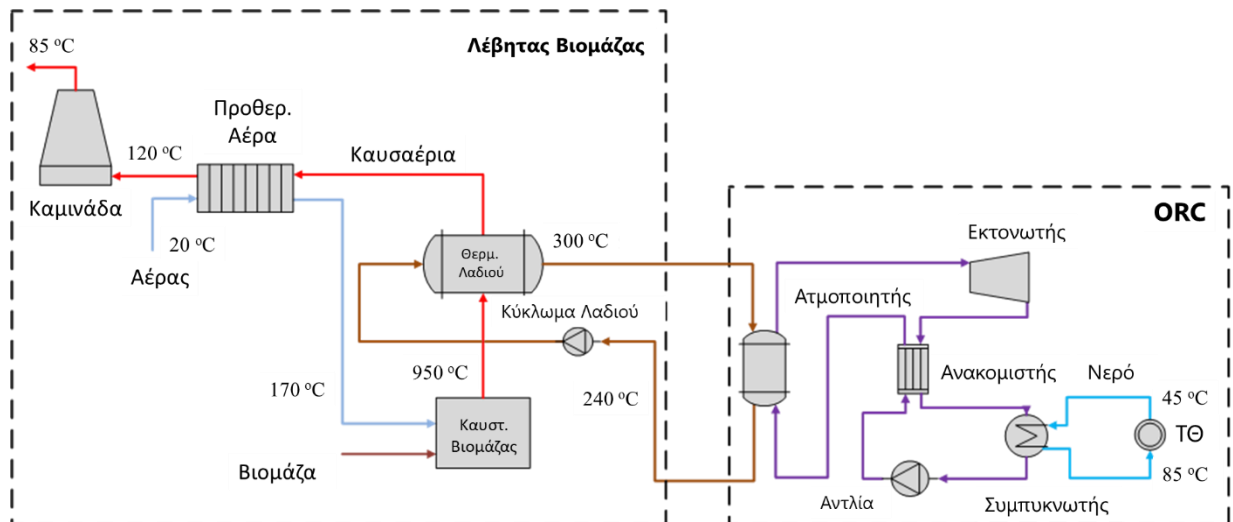
Όπου οι τιμές $h_{wf,EVAP,out}$ και $h_{wf,EVAP,in}$ αντιστοιχούν στην ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου (working fluid – wf) στην πίεση και θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του ατμοποιητή αντίστοιχα. Ως \dot{m}_{wf} συμβολίζεται η παροχή εργαζόμενου μέσου στον οργανικό κύκλο.

Αναφορικά στον συμπαραγωγικό κύκλο, εξετάζεται αναγεννητικός ORC. Το εργαζόμενο μέσο αποκτά την επιθυμητή πίεση στην αντλία και διέρχεται από τον ανακομιστή, όπου λαμβάνει αρχικά κάποια θερμότητα από το θερμό ρεύμα του εκτονωμένου οργανικού ρευστού που εξέρχεται του εκτονωτή. Στην συνέχεια οδηγείται στον ατμοποιητή από όπου εξέρχεται σε υπέρθερμη κατάσταση. Το υπέρθερμο ρευστό εκτονώνεται στον εκτονωτή και παράγει μηχανικό έργο. Κατόπιν εναλλάσσει θερμότητα με το ψυχρό ρεύμα εργαζόμενου μέσου στον ανακομιστή και οδηγείται στον συμπιεστή. Η συμπίεση γίνεται με ψυχρό ρεύμα νερού που, αφού αποκομίσει την θερμότητα του εργαζόμενου μέσου, οδηγείται στο δίκτυο τηλεθέρμανσης για να καλύψει τις ανάγκες σε θερμότητα προτού επιστρέψει στον συμπυκνωτή.

Η ηλεκτρική ισχύς που τροφοδοτείται στο δίκτυο από τον ORC ($P_{e,net,ORC}$) προκύπτει από την διαφορά της ηλεκτρικής ισχύος που αποδίδει ο εκτονωτής ($P_{e,gross,ORC}$) με την ιδιοκατανάλωση της αντλίας ($P_{e,pump,ORC}$) και υπολογίζεται:

$$P_{e,net,ORC} = P_{e,gross,ORC} - P_{e,pump,ORC} = \eta_m \eta_G P_{exp} - \frac{P_{pump}}{\eta_M} = \dot{m}_{wf} \left[\eta_m \eta_G \Delta h_{exp} - \frac{\Delta h_{pump}}{\eta_M} \right] \quad \text{Εξίσωση 5}$$

Όπου ως η_m και η_G εκφράζονται ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή και ο βαθμός απόδοσης της γεννήτριας, αντίστοιχα. Ο βαθμός απόδοσης η_M αντιστοιχεί στον κινητήρα της αντλίας.



Σχήμα 21 Διάγραμμα συστήματος συμπαραγωγής με ORC

Κάποιο ποσοστό της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας χρησιμοποιείται από την εγκατάσταση του σταθμού για την διαχείριση της βιομάζας, τις αντλίες που απαιτούνται για την ανακυκλοφορία του ενδιάμεσου ελαίου και τους ανεμιστήρες για την εισαγωγή αέρα στον θάλαμο καύσης και εξαγωγής καυσαερίων. Εκτιμάται ότι οι παραπάνω καταναλώσεις αντιστοιχούν σε περίπου 12% της παραγόμενης ισχύος [10] και έτσι, τελικά η καθαρή παραγόμενη ισχύς του σταθμού:

$$P_{e,net,plant} = (1 - c_{sf})P_{e,net,ORC} \quad \text{Εξίσωση 6}$$

Όπου ο όρος c_{sf} αποτελεί τον ηλεκτρισμό που ιδιοκαταναλώνεται από τον σταθμό, ως ποσοστό της καθαρής παραγόμενης ισχύος από τον ORC, που εδώ λαμβάνεται ίσος με 0.12.

Η απαιτούμενη από το δίκτυο τηλεθέρμανσης θερμότητα παράγεται στον συμπυκνωτή του κύκλου, επομένως υπολογίζεται:

$$\dot{Q}_{DHN} = \dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{wf}(h_{wf,COND,in} - h_{wf,COND,out}) \quad \text{Εξίσωση 7}$$

Όπου για το νερό του δικτύου τηλεθέρμανσης έχουν οριστεί οι θερμοκρασίες εξόδου-εισόδου από τον συμπυκνωτή σε 85°C και 45°C, αντίστοιχα. Οι όροι $h_{wf,COND,in}$ και $h_{wf,COND,out}$ αντιστοιχούν στην ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου στις θερμοκρασίες αυτές, για πίεση 2 bar [44]. Η παροχή μάζας του νερού τηλεθέρμανσης υπολογίζεται:

$$\dot{m}_{wat} = \frac{\dot{Q}_{DHN}}{h_{wat,COND,in} - h_{wat,COND,out}} \quad \text{Εξίσωση 8}$$

Θεωρείται σταθερός βαθμός απόδοσης δικτύου τηλεθέρμανσης, $\eta_{DHN} = 80\%$ [45], [46]. Και έτσι υπολογίζεται η θερμότητα που αποδίδεται στους καταναλωτές (\dot{Q}_{DHC}):

$$\dot{Q}_{DHC} = \eta_{DHN}\dot{Q}_{DHN} \quad \text{Εξίσωση 9}$$

Και τέλος, ο ηλεκτρικός και ο συμπαραγωγικός βαθμός απόδοσης της μονάδας ορίζονται:

$$\eta_e = \frac{P_{e,net,plant}}{\dot{Q}_{bio}} \quad \text{Εξίσωση 10}$$

$$\eta_{CHP} = \frac{P_{e,net,plant} + \dot{Q}_{DHC}}{\dot{Q}_{bio}} \quad \text{Εξίσωση 11}$$

Γίνεται η παραδοχή ότι ο σταθμός λειτουργεί μόνο για να καλύψει φορτία θερμότητας. Ως εκ τούτου, δεν εξετάζεται πύργος ψύξης.

Η τεχνοοικονομική ανάλυση πραγματοποιείται σε τρία στάδια. Αρχικά, καθορίζεται το σημείο λειτουργίας του σταθμού με γνώμονα να έχουμε το δυνατόν υψηλότερη απόδοση καθαρού ηλεκτρισμού. Στην συνέχεια, διαστασιολογούνται τα στοιχεία του ORC για το σημείο αυτό και

εφαρμόζεται μεθοδολογία υπολογισμού του συνολικού κόστους επένδυσης για τον σταθμό. Τελικώς, πραγματοποιείται μελέτη για την λειτουργία του σταθμού στην διάρκεια ενός έτους με σκοπό να καθοριστούν οικονομικοί δείκτες για την αξιολόγηση της επένδυσης.

2.2. ORC

Στην παρούσα εργασία εξετάζονται έξι διαφορετικά οργανικά ρευστά για τον ORC, χαμηλού δυναμικού αύξησης της θερμοκρασίας του πλανήτη (Global Warming Potential – GWP) και μηδενικό δυναμικό καταστροφής της στιβάδας του όζοντος (Ozone Depletion Potential – ODP) προκειμένου να είναι συμβατά με τους τελευταίους περιβαλλοντικούς κανονισμούς [55, 56]. Αναλυτικότερα, εξετάζονται πέντε φυσικοί υδρογονάνθρακες (κυκλοπεντάνιο, n-πεντάνιο, ισοπεντάνιο, βουτάνιο και ισοβουτάνιο) και μία υδροφθοροολεφίνη (R1233zd). Αν και οι υδρογονάνθρακες είναι εύφλεκτοι, η υδροφθοροολεφίνη δεν είναι, αλλά έχει σημαντικά υψηλότερη τιμή αγοράς. Τα εργαζόμενα ρευστά επιλέχθηκαν τόσο για τις επιθυμητές περιβαλλοντικές τους ιδιότητες όσο και για τις κρίσιμες τιμές θερμοκρασίας και πίεσης, οι οποίες τους επιτρέπουν να παράγουν πολύ αποδοτικούς ORC για τις συνθήκες λειτουργίας της παρούσας εφαρμογής. Ο Πίνακας 7 συνοψίζει τα ρευστά που μελετήθηκαν και τις βασικές τους ιδιότητες – κρίσιμη πίεση και θερμοκρασία, δυναμικό εξάντλησης στοιβάδας του όζοντος (ODP) και δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP).

Πίνακας 7 Βασικές ιδιότητες οργανικών ρευστών [49]

Εργαζόμενο ρευστό	p_{crit} (bar)	T_{crit} (°C)	ODP	GWP
κυκλοπεντάνιο	45.1	238.6	0	11
n-πεντάνιο	33.7	196.6	0	4
ισοπεντάνιο	33.8	187.3	0	4
R1233zd	35.7	165.5	0	1
βουτάνιο	38	152	0	4
ισοβουτάνιο	36.5	134.7	0	3

Για κάθε εργαζόμενο ρευστό, το σύστημα σχεδιάζεται με σκοπό να μεγιστοποιήσει την καθαρή παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ ρυθμίζοντας δύο μεταβλητές. Την πίεση στον ατμοποιητή (p_{evap}) και τους βαθμούς υπερθέρμανσης (ΔT_{sh}). Αυτές οι μεταβλητές κυμαίνονται σε συγκεκριμένα διαστήματα, τα οποία παρουσιάζονται στον Πίνακα 7. Οι ονομαστικές θερμοκρασιακές διαφορές ρευμάτων αντιρροής στον συμπυκνωτή και τον ανακομιστή είναι 5 K και 10 K, αντίστοιχα, με 5 K βαθμούς υπόψυξης για όλες τις περιπτώσεις. Η ονομαστική ισεντροπική απόδοση της αντλίας είναι 60%.

2.2.1. Εκτονωτής

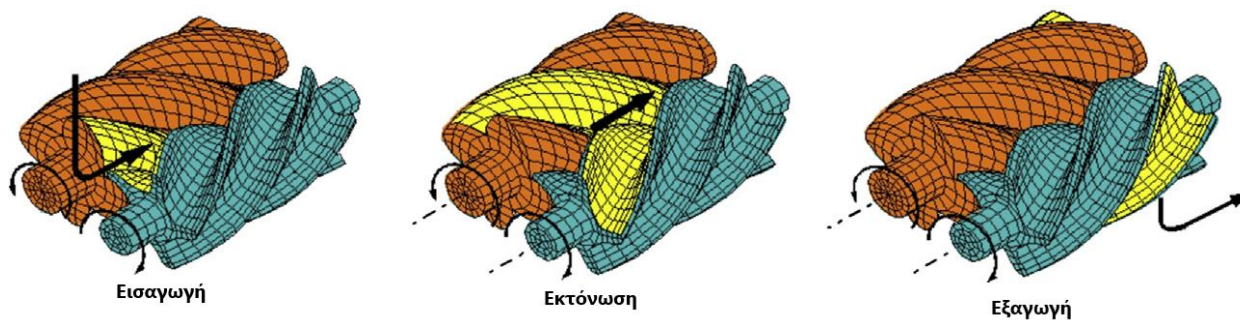
Ο εκτονωτής αποτελεί πολύ βασικό συστατικό στον σχεδιασμό του ORC και η επιλογή του ανάλογα με την εκάστοτε εφαρμογή επηρεάζει έντονα το τελικό κόστος και την απόδοση του κύκλου [50]. Οι εκτονωτές μπορούν να κατηγοριοποιηθούν σε δύο βασικούς τύπους: τις στροβιλομηχανές (ακτινικής και αξονικής ροής) και τις μηχανές θετικής εκτόπισης (μηχανές εμβόλου, έλικα, κοχλία).

Οι στροβιλομηχανές θεωρούνται γενικά κατάλληλες για εφαρμογές υψηλότερης ισχύος και οι μηχανές αξονικής ροής χαρακτηρίζονται από την ικανότητά τους να διαχειριστούν υψηλές παροχές μάζας, με ταχύτητες περιστροφής έως 50,000 rpm [51]. Είναι κατάλληλες για εφαρμογές από μεσαία τάξη ισχύος (500-5000 kW_e) έως και υψηλότερη (>5000 kW_e) [52], [53]. Αντίστοιχα, οι στρόβιλοι ακτινικής ροής λειτουργούν σε ταχύτητες περιστροφής 8000-80,000 rpm και είναι κατάλληλες για εφαρμογές σε χαμηλότερη τάξη ισχύος (50-5000 kW_e) και ειδικότερα στο εύρος 100-150 kW_e [54] και 50-500 kW_e [22]. Για συστήματα κάτω των 50 kW_e όμως οι στρόβιλοι δεν αποτελούν την ιδανική επιλογή, καθώς το ειδικό κόστος επένδυσης μεγαλώνει ενώ ταυτόχρονα η απόδοση των μηχανών σε αυτές τις συνθήκες μειώνεται [50].

Σε σχέση με τους στροβίλους, οι κοχλιωτοί εκτονωτές λειτουργούν με χαμηλότερη παροχή όγκου και ταχύτητα περιστροφής και σε μικρότερη τάξη ισχύος, γεγονός που τους καθιστά ιδανικούς για συστήματα μικρής κλίμακας όπως αυτό που μελετάται στην παρούσα εργασία [50], [55]. Συγκεκριμένα, οι εκτονωτές αυτοί (μονού και διπλού κοχλία) βρίσκουν συχνά εφαρμογή σε παραγωγή ισχύος 20-200 kW_e [22], [50], [56]–[59], αν και δεν ενδείκνυνται για εφαρμογές χαμηλότερης ισχύος καθώς παρατηρούνται απώλειες διαρροής και υπάρχουν υψηλές απαιτήσεις ακρίβειας λειτουργίας [50], [55], [60]. Ο τυπικός λόγος εκτόνωσης των μηχανών αυτών κυμαίνεται από 3 έως 7 [51], [59] ενώ η παροχή όγκου παίρνει τιμές στο διάστημα 0.025 – 0.15 m³/s [51], [53].

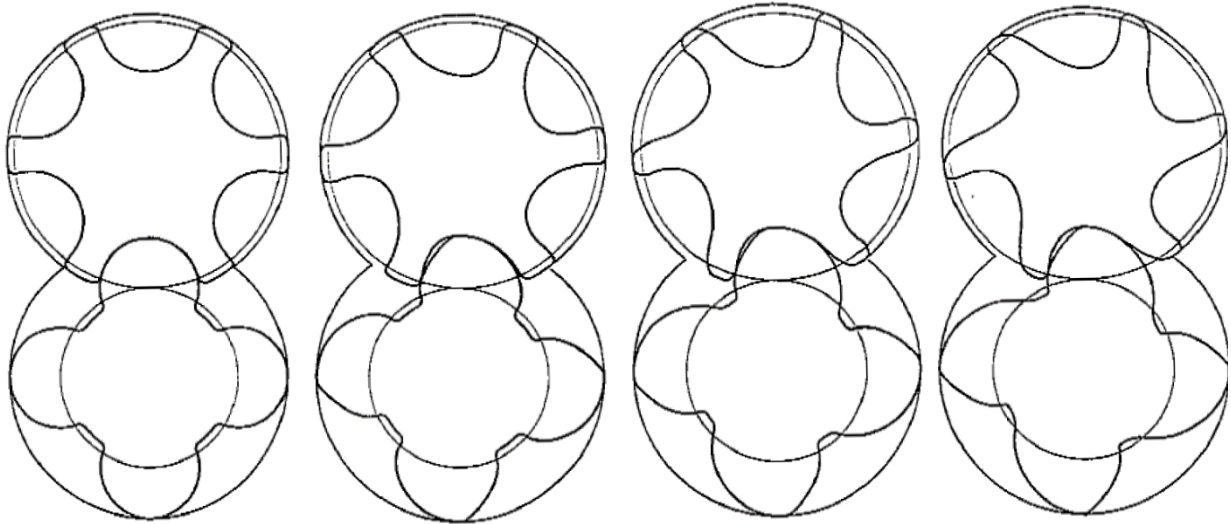
Τα τελευταία χρόνια οι κοχλιωτοί εκτονωτές έχουν συγκεντρώσει το ερευνητικό ενδιαφέρον πολλών μελετητών, εταιριών και εργαστηρίων. Από την αρχή του περασμένου αιώνα, που το 1930 ο A. J. R. Lyshom εφηύρε τον κοχλιωτό συμπιεστή κατά τις μελέτες του για την εταιρεία ατμοστροβίλων Ljungstrom στην Σουηδία [61], έχουν γίνει πολλές προσπάθειες για την αύξηση της απόδοσης της τεχνολογίας αυτής ώστε να προσεγγίσει τους ακτινικούς συμπιεστές. Ενδεικτικά, έχουν δημοσιευτεί μελέτες που εστιάζουν τόσο στην μοντελοποίηση συστημάτων μικρής κλίμακας ηλεκτροπαραγωγής με κοχλιωτούς εκτονωτές [62], [63] όσο και στην ανάπτυξη τρισδιάστατων υπολογιστικών πλεγμάτων για την βαθύτερη κατανόηση της λειτουργίας των εκτονωτών αυτών [64]. Η βελτιστοποίηση της τεχνολογίας οδηγεί σαφώς σε υψηλότερους βαθμούς απόδοσης, λόγω της μείωσης των απωλειών που οφείλονται σε διαρροές και τριβές κατά την εκτόνωση. Αξίζει να σημειωθεί βέβαια ότι αρκετές μελέτες υποστηρίζουν πως μπορούν να επιτευχθεί καλή απόδοση με την αντίστροφη χρήση κοχλιωτών συμπιεστών, χωρίς να απαιτούνται σημαντικές μεταποιήσεις [65]–[68].

Η διάταξη αποτελείται από ένα ζεύγος κοχλιωτών στροφείων (αρσενικός-θηλυκός) σε κέλυφος. Κατά την περιστροφή των στροφείων, ο όγκος του χώρου ανάμεσα στα στροφεία και στο κέλυφος μεταβάλλεται. Ο όγκος ρευστού που εισάγεται από την μια πλευρά των στροφείων θα αυξηθεί ή μειωθεί, ανάλογα την φορά περιστροφής, έως ότου εξέλθει από την αντίθετη πλευρά (Σχήμα 22). Κατά την εκτόνωση μεταφέρεται ισχύς στα στροφεία μέσω των ροπών που δημιουργούν οι δυνάμεις στις επιφάνειες των ελίκων που προκαλούνται από το υπό πίεση ρευστό. Έτσι, η ροή του διερχόμενου ρευστού προκαλεί στρεπτικές ροπές στην επιφάνεια των στροφείων, τα οποία με την σειρά τους αποδίδουν μηχανική ισχύ. Αναμένεται επομένως χαμηλότερη ηλεκτρική απόδοση σε έναν κοχλιωτό εκτονωτή σε σχέση με έναν στρόβιλο, εξαιτίας δυναμικών χαρακτηριστικών που σχετίζονται με την ροή των ρευστών. Η μετατροπή ενός κοχλιωτού συμπιεστή σε εκτονωτή αφορά αποκλειστικά στην επιλογή εισόδου και εξόδου του ρευστού από αυτόν [69], [70].



Σχήμα 22 Αρχή λειτουργίας κοχλιωτού εκτονωτή

Η απόδοση στους κοχλιωτούς εκτονωτές εξαρτάται από πολλούς παράγοντες και φαινόμενα όπως οι απώλειες λόγω τριβών, οι διαρροές, η πτώση πίεσης και ο ισεντροπικός και ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης. Συγκεκριμένα, ο καθορισμός της γεωμετρίας των ελίκων επηρεάζει έντονα την λειτουργία του εκτονωτή. Η διαμόρφωση του προφίλ των ελίκων προκύπτει με γνώμονα παράγοντες όπως οι τριβές μεταξύ των ελίκων και οι δυνάμεις που ασκούνται στα σημεία επαφής, από τα οποία αναμένεται να υπάρξουν απώλειες λόγω διαρροών. Στην βιβλιογραφία συναντάμε μερικά διαφορετικά προφίλ ελίκων, τα οποία διαθέτουν τα δικά τους χαρακτηριστικά. Στο Σχήμα 23 γίνεται μια σύντομη αναφορά στα κυριότερα από αυτά: το πρώτο αποτελεί το συμμετρικό προφίλ που εισήγαγε ο Lysholm και τα υπόλοιπα αποτελούν παραλλαγές και βελτιωμένες εκδοχές αυτού [71].



Σχήμα 23 Εξέλιξη των προφίλ από το συμμετρικό του Lysholm στο σήμερα [71]

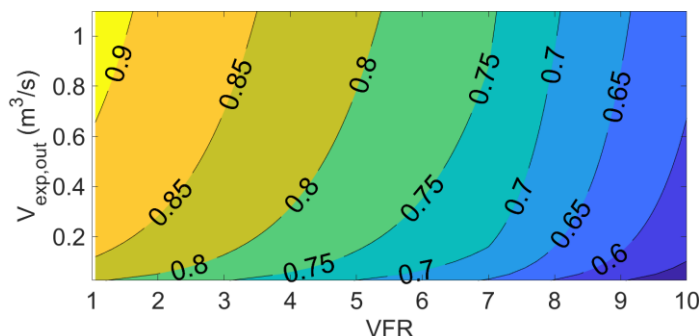
Επιλέγεται κοχλιωτός εκτονωτής καθώς σε όλες τις περιπτώσεις προκύπτει ηλεκτροπαραγωγή χαμηλότερη των 200 kW_e, επίπεδο στο οποίο οι εκτονωτές αυτοί επαρκούν [72]. Η σχεδιαστική ισεντροπική απόδοση του εκτονωτή υπολογίζεται βάσει της παρακάτω σχέσης[59]:

$$\eta_{\text{exp,is}} = c \cdot [0.9403305 + 0.029326 \cdot \ln(\dot{V}_{\text{exp,out}}) - 0.0266298 \times \text{VFR}] \quad \text{Εξίσωση 12}$$

Όπου $\dot{V}_{\text{exp,out}}$ αποτελεί την παροχή όγκου του εργαζόμενου ρευστού στην έξοδο του εκτονωτή και VFR (volume flow ratio) τον λόγο παροχής όγκου στην είσοδο και έξοδο του εκτονωτή. Επίσης, ο όρος c αποτελεί συντελεστή διόρθωσης που ισχύει για περιπτώσεις που το VFR είναι πάνω από 7:

$$c = 1 - 0.264 \cdot \ln\left(\frac{\text{VFR}}{7}\right) \quad \text{Εξίσωση 13}$$

Στο Σχήμα 24, αναδεικνύεται η επίδραση που έχουν οι υψηλότερες τιμές του VFR στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης, σε συνάρτηση της παροχής όγκου στην έξοδο του εκτονωτή. Παρατηρείται πως επιτυγχάνεται υψηλότερος βαθμός απόδοσης σε συνθήκες μικρού VFR.



Σχήμα 24 Ονομαστικός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του κοχλιωτού εκτονωτή ως συνάρτηση του VFR και της παροχής όγκου στην έξοδο του εκτονωτή [73]

Εξαιτίας της χαμηλής απόδοσης των κοχλιωτών εκτονωτών σε υψηλές τιμές VFR, τίθεται περιορισμός ώστε $VFR < 7$. Επίσης, για τους εκτονωτές αυτούς τίθεται και θερμοκρασιακός περιορισμός $150\text{ }^\circ\text{C}$ στην είσοδο. Ο περιορισμός αυτός οφείλεται στο γεγονός ότι από το 2019 και έπειτα δεν υπάρχει εκτενής εμπορευματοποίηση κοχλιωτών εκτονωτών για την κλίμακα ισχύος που εξετάζει η παρούσα μελέτη (περίπου 50 kW). Επομένως, οι μόνες διαθέσιμες τέτοιου τύπου μηχανές στην αγορά είναι κοχλιωτοί συμπιεστές για εφαρμογές ψύξης και για αυτό τον λόγο δεν είναι σχεδιασμένες με την αντοχή σε υψηλές θερμοκρασίες κατά νου. Αυτό προκύπτει έπειτα από έρευνα αγοράς για τα προϊόντα αυτά και επικοινωνία με κατασκευαστές. Αξίζει να σημειωθεί σε αυτό το σημείο πως αν εφαρμογές ORC στην προτεινόμενη κλίμακα ισχύος αποτελέσουν εμπορευματοποιήσιμο προϊόν, θα είναι διαθέσιμοι και τυποποιημένοι κοχλιωτοί εκτονωτές για τις συγκεκριμένες θερμοκρασίες.

2.2.2. Παράμετροι σχεδιασμού και μοντελοποίησης

Πριν παρουσιαστούν τα αποτελέσματα των υπολογισμών και της μοντελοποίησης του κύκλου και του σταθμού γενικότερα, γίνεται συνοπτική καταγραφή των παραδοχών που έγιναν για την προσομοίωση του συστήματος σε περιβάλλον Aspen Plus [37]. Πλέον της καταγραφής των προδιαγραφών λειτουργίας, αναγράφονται και οι παράμετροι σχεδιασμού και της μεθοδολογίας που ακολουθήθηκε για τους υπολογισμούς.

Πίνακας 8 Παράμετροι σχεδιασμού και μοντελοποίησης

Παράμετρος σχεδιασμού	Ελάχιστο	Μέγιστο	Βήμα
Πίεση ατμοποιητή	$\max(p_{\text{cond}} + 2,4\text{ bar})$	$\min(p_{\text{crit}} - 2,40\text{ bar})$	1 bar
Βαθμοί υπερθέρμανσης	10 K	50 K	10 K
Περιορισμοί: $VFR < 7$, $PP_{\text{evap}} > 5\text{ K}$, $T_{\text{wf,exp,in}} < 150\text{ }^\circ\text{C}$			

Με βάση τις παραπάνω παραμέτρους του Πίνακα 8 καταγράφηκαν τα αποτελέσματα του μοντέλου σε αρχείο MS Excel για περαιτέρω ανάλυση.

Πίνακας 9 Γενικές παραδοχές μοντέλου υπολογισμών [73]

Παράμετρος	Παραδοχή
Ηλεκτρομηχανικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή	95 %
Βαθμός απόδοσης κινητήρα αντλίας	85 %
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης εκτονωτή	Υπολογίζεται
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης αντλίας	60 %
Βαθμός απόδοσης κινητήρα αντλίας	85 %
Pinch point στον ανακομιστή	10 K
Pinch point στον συμπυκνωτή του ORC	5 K
Βαθμοί υπόψυξης	5 K
Πίεση ατμοποιητή	Βελτιστοποιείται
Βαθμοί υπερθέρμανσης	Βελτιστοποιείται
<u>Τηλεθέρμανση</u>	
Πίεση νερού	2 bar
Θερμοκρασία παροχής/επιστροφής	85/45°C

Πίνακας 10 Βασικά χαρακτηριστικά λέβητα βιομάζας [73]

Λέβητας Βιομάζας	
Ονομαστική θερμική ισχύς καυσίμου	1000 kWth
Ονομαστική παροχή μάζας καυσίμου	0.052 kg/s
Ονομαστική απόδοση λέβητα βιομάζας [10]	83.1%
Πίεση και θερμοκρασία αέρα καύσης εισόδου/εξόδου [40]	1.013 bar, 20/170°C
Μέγιστη θερμοκρασία καυσαερίων [10]	950°C
Θερμοκρασία καυσαερίων μετά την προθέρμανση αέρα καύσης [42]	120°C
Θερμοκρασία καυσαερίων μετά τον θερμαντήρα λαδιού	257.4°C
Ονομαστική θερμοκρασία λαδιού μεταφοράς θερμότητας εισόδου/εξόδου εναλλάκτη	300/240°C
Ονομαστική παροχή λαδιού μεταφοράς θερμότητας	5.85 kg/s

2.3. Τηλεθέρμανση και υπολογισμός φορτίων

Τα φορτία τηλεθέρμανσης υπολογίζονται βάσει των αναγκών 100, 200, 400 και 800 τριώροφων κτηρίων για στέγαση οικογενειών. Θεωρείται πως το καθένα στεγάζει περίπου 30 ανθρώπους σε Αθήνα, Βερολίνο και Ελσίνκι. Ο πληθυσμός στα σενάρια που εξετάζονται κυμαίνεται από 3,000 (συνοικία) μέχρι 24,000 (δήμος), με σκοπό να εξεταστεί το οικονομικό αντίκτυπο της ζήτησης σε θερμότητα στον σταθμό βιομάζας.

Τα χαρακτηριστικά ενός κτηρίου από αυτά που χρησιμοποιούνται στους υπολογισμούς παρουσιάζονται συνοπτικά στον Πίνακα 11. Θεωρείται πως τα υλικά των επικαλύψεων των κτηρίων είναι τέτοια ώστε να συμβαδίζουν με τις πιο σύγχρονες απαιτήσεις και κανονισμούς της κάθε χώρας [74]–[76].

Πίνακας 11 Γεωμετρία κτηρίου αναφοράς για την ανάλυση θερμικών φορτίων

Παράμετρος	Τιμή
Μήκος (m)	14.0
Πλάτος (m)	12.1
Ύψος (m)	9.0
Συνολικό εμβαδόν (m ²)	510.0
Παράθυρα (%)	30.0

Η σταθερά μεταφοράς θερμότητας των στοιχείων και ο συντελεστής ηλιακού κέρδους σε κάθετη πρόσπτωση ηλιακής ακτινοβολίας (g) για τα παράθυρα του κτηρίου αναφοράς παρουσιάζονται στον Πίνακα 12.

Πίνακας 12 Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας U (W/m²K) και συντελεστής ηλιακού κέρδους σε κάθετη πρόσπτωση ηλιακής ακτινοβολίας g των παραθύρων για το κτήριο αναφοράς [74]–[76]

Τοποθεσία	Εξωτερικοί τοίχοι	Ισόγειο	Οροφή	Παράθυρο	Εσωτερικά πατώματα	Εσωτερικοί τοίχοι	Συντελεστής g παραθύρων
Αθήνα	0.50	0.90	0.45	3.00	1.00	1.00	0.23
Βερολίνο	0.28	0.35	0.20	1.30	1.00	1.00	0.63
Ελσίνκι	0.17	0.17	0.09	1.00	1.00	1.00	0.53

Η ενεργειακή απόδοση του κτηρίου επηρεάζεται έντονα και από την χρήση των κατοίκων του, πέρα από τα υλικά κατασκευής του [77]–[79]. Στην παρούσα εργασία, η χρήση των κτηρίων μοντελοποιείται αιτιοκρατικά. Αρχικά η συνολική κατοικήσιμη περιοχή κάθε κτηρίου χωρίζεται ομοιόμορφα σε τρεις κατηγορίες χρηστών: ένα ηλικιωμένο συνταξιοδοτούμενο ζευγάρι, μια τριμελής οικογένεια με δύο εργαζόμενους γονείς και ένα παιδί σε σχολική ηλικία και ένα εργαζόμενο νεαρό ζεύγος. Για τις παραπάνω κατηγορίες θεωρούνται τυπικά ημερήσια προγράμματα (άνω θερμοκρασία και κάτω θερμοκρασία) και προφίλ φορτίων που αφορούν στην χρήση των διαμερισμάτων, τον εξαερισμό, τον φωτισμό και την χρήση ηλεκτρικών συσκευών. Οι υποθέσεις που έγιναν παρουσιάζονται στον Πίνακα 13. Η συνολική τελική κατανάλωση του κτηρίου αναφοράς εφαρμόζεται εν αναλογία σε κάθε σενάριο με συντελεστή ημερήσιου ταυτοχρονισμού. Ο συντελεστής αυτός ορίστηκε στο διάστημα 0.5–0.8 με γεννήτρια τυχαίων αριθμών, βάσει μελέτης που πραγματοποιήθηκε για χρονικό διάστημα ενάμιση έτους [80].

Πίνακας 13 Μεταβλητές χρήσης των διαμερισμάτων για τις κατηγορίες κατοίκων

Μεταβλητή	Ηλικιωμένο ζεύγος	Οικογένεια	Νεαρό ζεύγος
Άνω θερμοκρασία (°C)	Θέρμανση	21.0	20.0
	Ψύξη	25.0	26.0
	Θέρμανση	19.5	18

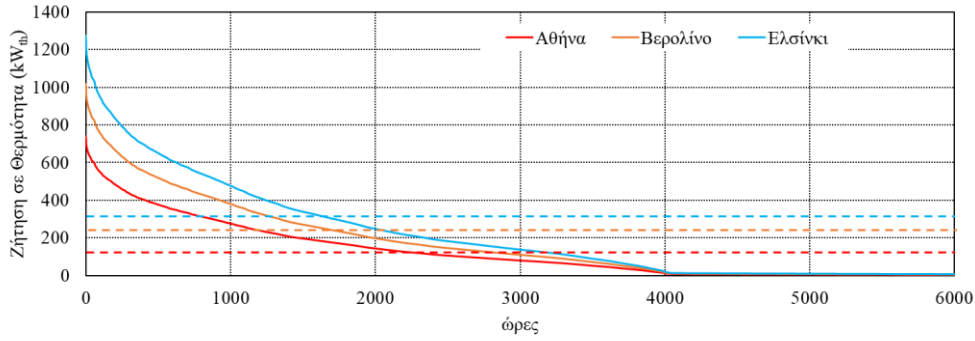
Κάτω θερμοκρασία (°C)	Ψύξη	26.5	28	29.5
Συνολικός αερισμός (συμπερ. διεϊσδυση)		0.70	0.60	0.50
Μηχανικός αερισμός	Παροχή αέρα	0.57	0.47	0.37
	Λόγος ανάκτησης θερμότητας	0.70	0.70	0.70
Αερισμός λόγω αεροστεγανότητας (διεϊσδυση)		0.13	0.13	0.13
	Κατανάλωση (W/m ²)	9.75	9.75	9.75
Φωτισμός		On/off	On/off	On/off
	Έλεγχος	(500 lx – 200 lx υστέρηση)	(300 lx – 100 lx υστέρηση)	(300 lx – 100 lx υστέρηση)
Ισχύς ηλεκτρ. εξοπλισμού (W/m ²)		2.00	4.00	3.00
Εσωτερικά κέρδη από χρήστες (W/m ²)		2.00	3.50	2.80

Η μοντελοποίηση πραγματοποιήθηκε σε λογισμικό TRNSYS [81] και τα αποτελέσματα για κάθε σενάριο παρουσιάζονται στον Πίνακα 14, όπου παρουσιάζονται το θερμικό φορτίο αιχμής και το μέσο θερμικό φορτίο (εξαιρούνται οι μηδενικές τιμές) για τις διαφορετικές πόλεις και πληθυσμούς.

Πίνακας 14 Μέσο φορτίο και αιχμής των υπό εξέταση σεναρίων

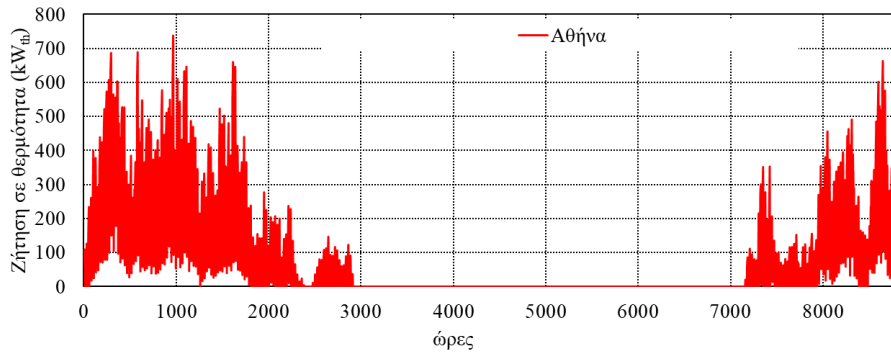
	Αθήνα		Βερολίνο		Ελσίνκι	
	Αιχμή (kW _{th})	Μέση (kW _{th})	Αιχμή (kW _{th})	Μέση (kW _{th})	Αιχμή (kW _{th})	Μέση (kW _{th})
Σενάριο 1						
100 κτήρια-3000 κάτοικοι	739	137	1,018	220	1,277	305
Σενάριο 2						
200 κτήρια-6000 κάτοικοι	1,478	275	2,037	440	2,554	611
Σενάριο 3						
400 κτήρια-12000 κάτοικοι	2,955	549	4,073	879	5,109	1,221
Σενάριο 4						
800 κτήρια-24000 κάτοικοι	5,911	1,098	8,146	1,759	10,218	2,443

Η ζήτηση σε θερμότητα και οι αντίστοιχες τιμές μέσης ζήτησης παρουσιάζονται για το Σενάριο 1 στο Σχήμα 25.

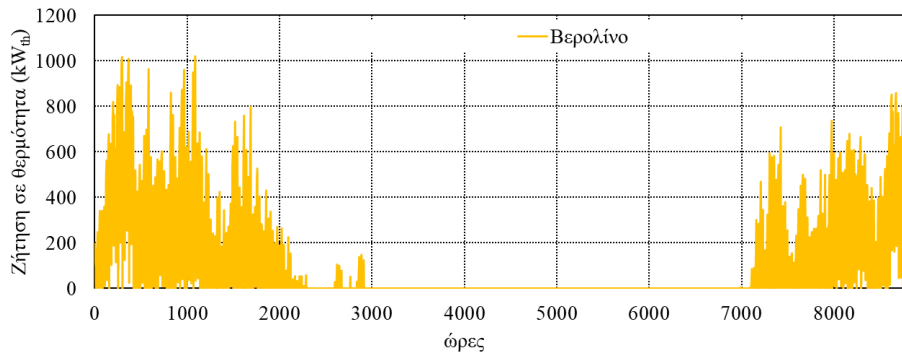


Σχήμα 25 Γραμμές φορτίου (συνεχείς) και οι αντίστοιχη μέση τιμή φορτίου (διακεκομμένη) για 100 κτήρια σε Αθήνα, Βερολίνο και Ελσίνκι

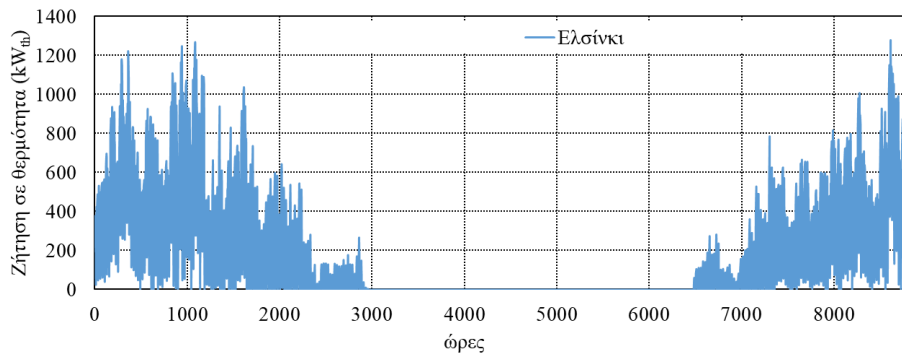
Παρουσιάζεται επίσης η ετήσια κατανομή ζήτησης θερμότητας για τις τρεις πόλεις.



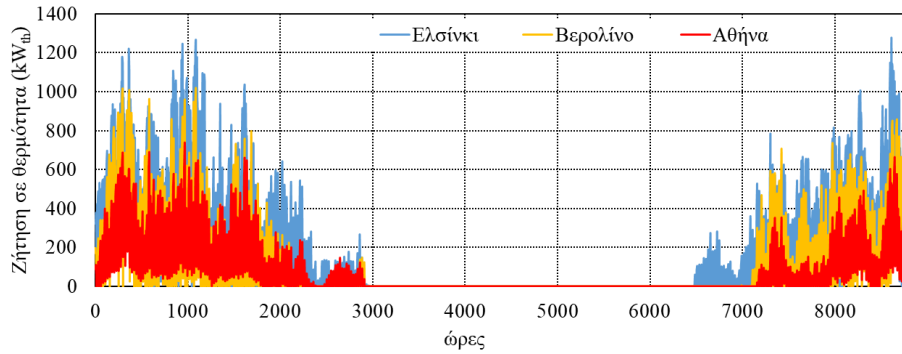
(α)



(β)



(γ)



(δ)

Σχήμα 26 Κατανομή ζήτησης θέρμανσης σε ένα έτος, για 100 κτήρια σε (α) Αθήνα, (β) Βερολίνο, (γ) Ελσίνκι και (δ) συγκριτικά

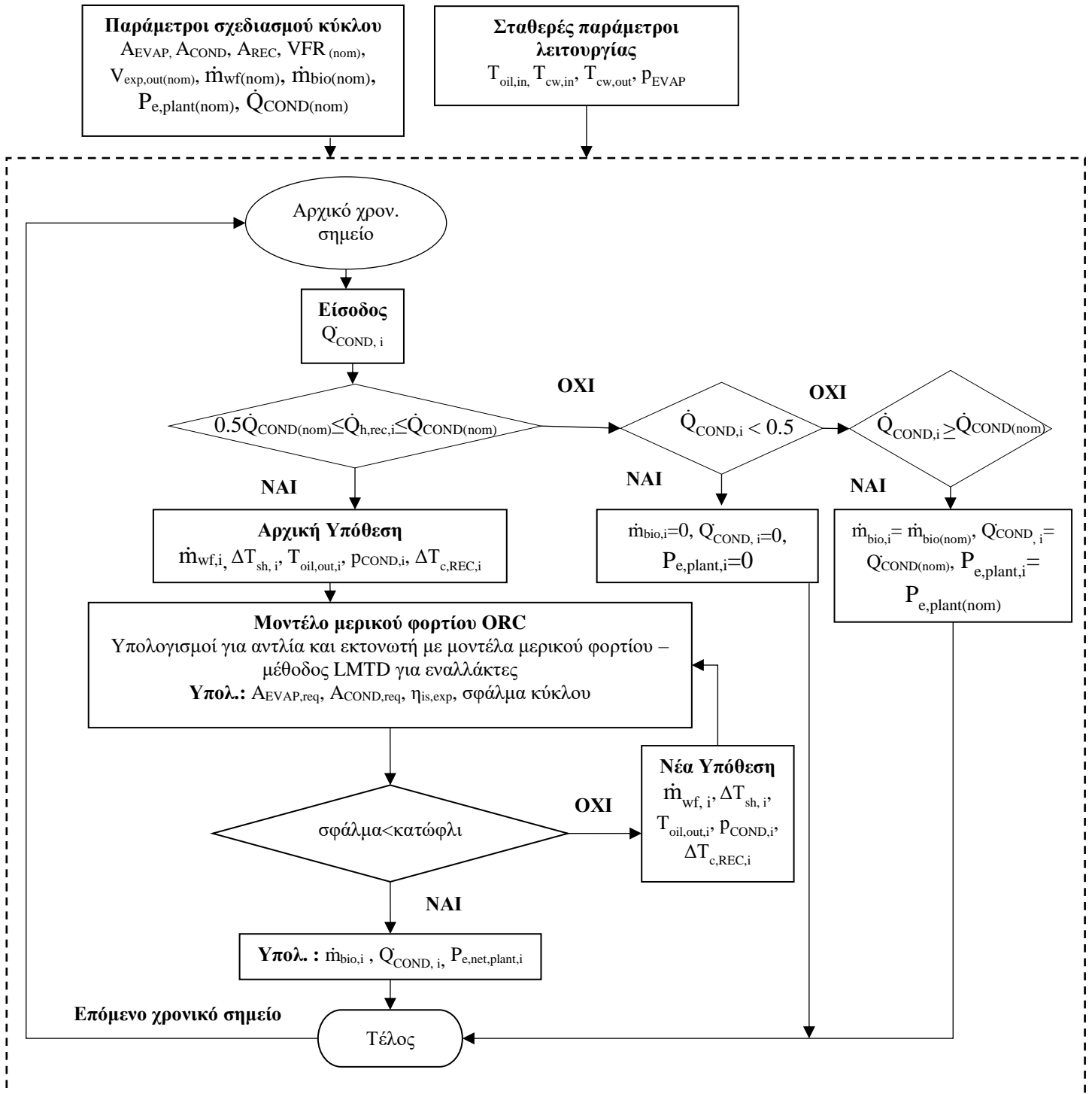
2.4. Μοντελοποίηση λειτουργίας μερικού φορτίου

Η λειτουργία του σταθμού βιομάζας ρυθμίζεται έτσι ώστε να ακολουθά την ζήτηση σε θερμότητα από τα κτήρια του δικτύου τηλεθέρμανσης, για κάθε χρονικό σημείο. Πιο συγκεκριμένα, το θερμικό φορτίο του συμπυκνωτή ($\dot{Q}_{COND,i}$) ορίζεται ίσο με το φορτίο που πρέπει να τροφοδοτηθεί στο δίκτυο τηλεθέρμανσης για να εξυπηρετηθεί την θερμική ζήτηση, λαμβάνοντας υπόψιν τον βαθμό απόδοσης μεταφοράς θερμότητας του δικτύου τηλεθέρμανσης (η_{DHN}):

$$\dot{Q}_{COND,i} = \frac{\dot{Q}_{h,load,i}}{\eta_{DHN}} \quad \text{Εξίσωση 14}$$

Σε περίπτωση που η ζήτηση σε θερμότητα είναι λιγότερη από το 50% την ονομαστικής θερμικής παραγωγής του σταθμού, ο σταθμός δεν λειτουργεί ($\dot{Q}_{COND,i} = 0$) ενώ εάν η ζητούμενη θερμότητα είναι ανώτερη από την ονομαστική παραγωγή ο σταθμός λειτουργεί σε ονομαστικές συνθήκες ($\dot{Q}_{COND,i} = \dot{Q}_{COND(nom)}$). Για τις ενδιάμεσες τιμές ζήτησης, 50%-100% της ονομαστικής θερμικής παραγωγής, οι παράμετροι λειτουργίας του σταθμού υπολογίζονται βάσει μοντέλου συνθηκών μερικού φορτίου. Η μοντελοποίηση αυτή παρουσιάζεται διαγραμματικά στο Σχήμα 27. Η θερμότητα που διανέμεται από τον σταθμό στα κτήρια υπολογίζεται από την σχέση:

$$\dot{Q}_{h,load,i} = \eta_{DHN} \dot{Q}_{COND,i} \quad \text{Εξίσωση 15}$$



Σχήμα 27 Σχεδιάγραμμα της μεθοδολογίας μερικού φορτίου

Οι σταθερές παράμετροι σχεδιασμού για το μοντέλο υπολογισμών μερικού φορτίου είναι οι επιφάνειες συναλλαγής των τριών εναλλακτών θερμότητας (A_{EVAP} , A_{REC} , A_{COND}), οι ονομαστικές παροχές μάζας και όγκου εργαζόμενου ρευστού στην έξοδο του εκτονωτή ($\dot{m}_{wf(nom)}$ & $V_{exp,out(nom)}$) και ο ονομαστικός λόγος παροχής όγκου στην είσοδο και έξοδο του εκτονωτή ($VFR_{(nom)}$). Επίσης, σταθερές κατά την λειτουργία του σταθμού παραμένουν και η θερμοκρασία ενδιάμεσου ελαίου στην είσοδο του ατμοποιητή ($T_{oil,EVAP,in}$), οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του νερού από τον συμπυκνωτή ($T_{cw,in}$, $T_{cw,out}$) και η πίεση του εργαζόμενου ρευστού στον ατμοποιητή (p_{EVAP}).

Σε κάθε χρονικό βήμα, για την εκάστοτε ζήτηση σε θερμότητα από το δίκτυο τηλεθέρμανσης ($Q_{COND,i}$) υπολογίζεται η παροχή μάζας του εργαζόμενου ρευστού (\dot{m}_{wf}), οι βαθμοί υπερθέρμανσης στον ατμοποιητή (ΔT_{sh}), η πίεση στον συμπυκνωτή (p_{COND}), η αύξηση θερμοκρασίας του εργαζόμενου ρευστού σε υγρή φάση στον ανακομιστή ($\Delta T_{c,REC}$) και η θερμοκρασία του ενδιάμεσου ελαίου στην έξοδο του ατμοποιητή ($T_{oil,out}$). Οι τιμές υπολογίζονται αριθμητικά με στόχο να ελαχιστοποιηθεί το σφάλμα που ορίζεται:

$$Error_{cycle} = \sqrt{\left(\frac{A_{EVAP,req} - A_{EVAP}}{A_{EVAP,req}}\right)^2 + \left(\frac{A_{COND,req} - A_{COND}}{A_{COND,req}}\right)^2 + \left(\frac{A_{REC,req} - A_{REC}}{A_{REC,req}}\right)^2 + \left(\frac{\eta_{exp,is} - \eta_{exp,is,calc}}{\eta_{exp,is}}\right)^2} \quad \text{Εξίσωση 16}$$

Όπου ο δείκτης «req» στην παραπάνω εξίσωση υποδεικνύει το επιθυμητό εμβαδόν επιφάνειας συναλλαγής σύμφωνα με τις συνθήκες λειτουργίας μερικού φορτίου, το οποίο υπολογίζεται βάσει της μεθόδου LMTD (Εξίσωση 29, Εξίσωση 30 & Εξίσωση 31). Οι συντελεστές εναλλαγής θερμότητας στους εναλλάκτες υπολογίζονται βάσει βιβλιογραφίας, λόγω της μεταβαλλόμενης παροχής μάζας του ελαίου, του εργαζόμενου μέσου και του νερού [51]:

$$\alpha_{1\varphi} = \alpha_{1\varphi,nom} \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{nom}}\right)^{0.8} \quad \text{Εξίσωση 17}$$

$$\alpha_{evap} = \alpha_{evap,nom} \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{nom}}\right)^{0.5} \quad \text{Εξίσωση 18}$$

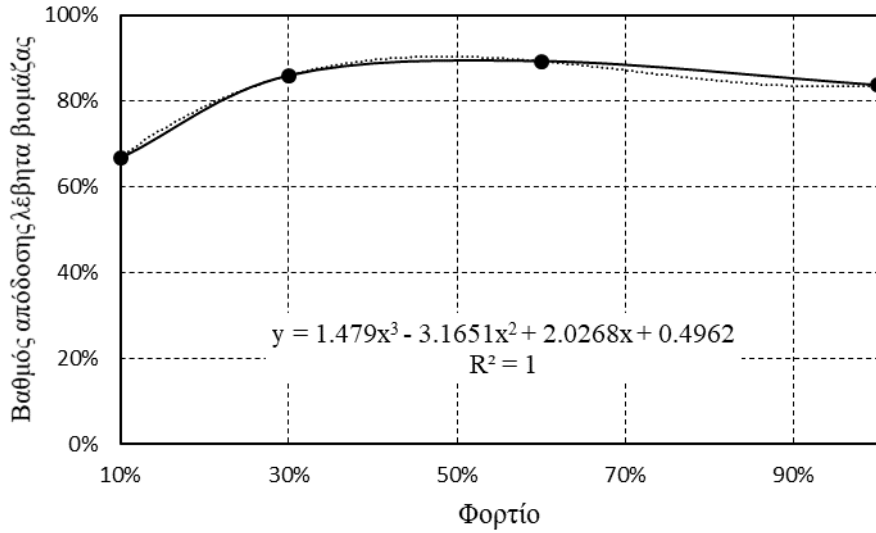
$$\alpha_{cond} = \alpha_{cond,nom} \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{nom}}\right)^{0.4} \quad \text{Εξίσωση 19}$$

Όπου οι παραπάνω τιμές αντιπροσωπεύουν την μεταβολή των συντελεστών μεταβολής θερμότητας του κάθε ρεύματος που μεταβάλλεται υπό σταθερή φάση ($\alpha_{1\varphi}$), ατμοποίηση (α_{evap}) και συμπύκνωση (α_{cond}), για τον εκάστοτε λόγο παροχής μάζας (\dot{m} : μερικού φορτίου, \dot{m}_{nom} : ονομαστική).

Επίσης, ο όρος $\eta_{exp,is}$ αποτελεί τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του εκτονωτή υπό σταθερών συνθηκών στα ρεύματα εισόδου και εξόδου ενώ ο όρος $\eta_{exp,is,calc}$ αποτελεί τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης εκτονωτή υπό μερικό φορτίο [82]:

$$\eta_{exp,is,calc} = -0.03229 \left(\frac{VFR}{VFR_{nom}}\right)^4 + 0.288 \left(\frac{VFR}{VFR_{nom}}\right)^3 - 0.8995 \left(\frac{VFR}{VFR_{nom}}\right)^2 + 1.0064 \left(\frac{VFR}{VFR_{nom}}\right) + 0.60558 \quad \text{Εξίσωση 20}$$

Για κάθε χρονικό σημείο, από το μοντέλο υπολογισμών μερικού φορτίου, προκύπτει η καθαρή παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς ($P_{e,net,plant,i}$) και η κατανάλωση σε βιομάζα ($\dot{m}_{bio,i}$) από τον σταθμό. Η κατανάλωση σε βιομάζα υπολογίζεται βάσει συσχέτισης του βαθμού απόδοσης του λέβητα βιομάζας και του φορτίου που εξυπηρετείται, από πειραματικά δεδομένα [83]. Σημειώνεται ότι οι τιμές της βιβλιογραφίας προσαρμόστηκαν στον ονομαστικό βαθμό απόδοσης λέβητα βιομάζας της παρούσας μελέτης, εν προκειμένω 83.7%.



Σχήμα 28 Βαθμός απόδοσης λέβητα βιομάζας ως συνάρτηση φορτίου (προσαρμογή από πειραματικά δεδομένα [83])

Συνεπώς, το σύνολο της ετήσιας καθαρής παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος, της ετήσιας χρήσιμης θερμότητας και της καταναλισκόμενης βιομάζας υπολογίζονται:

$$E_{e,a} = \sum_{1}^{8760} P_{e,net,plant,i} \quad \text{Εξίσωση 21}$$

$$E_{h,a} = \sum_{1}^{8760} \dot{Q}_{h,s,sup,i} \quad \text{Εξίσωση 22}$$

$$M_{bio,a} = \sum_{1}^{8760} \dot{m}_{bio,i} \quad \text{Εξίσωση 23}$$

Ενώ η εξοικονομούμενη πρωτογενής ενέργεια (PES) [84]:

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHP H\eta}{Ref H\eta} + \frac{CHP E\eta}{Ref E\eta}} \right) \times 100\% \quad \text{Εξίσωση 24}$$

Όπου στην παραπάνω εξίσωση, ο όρος CHP Hη αποτελεί την θερμική απόδοση της συμπαραγωγής που ορίζεται ως η θερμότητα που απορροφήθηκε ετησίως από το δίκτυο τηλεθέρμανσης διαιρούμενη δια την ενέργεια καυσίμου που καταναλώθηκε και ο όρος CHP Eη αποτελεί την ετησίως παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια από συμπαραγωγή διαιρούμενη διά της ποσότητας καυσίμων που χρησιμοποιήθηκαν. Οι όροι Ref Hη και Ref Eη αποτελούν τους όρους αναφοράς για χωριστή παραγωγή θερμότητας και ηλεκτρισμού, που για συστήματα καύσης ξυλείας ισούνται με 86% και 33%, αντίστοιχα.

2.5. Οικονομική ανάλυση

2.5.1. Κόστη

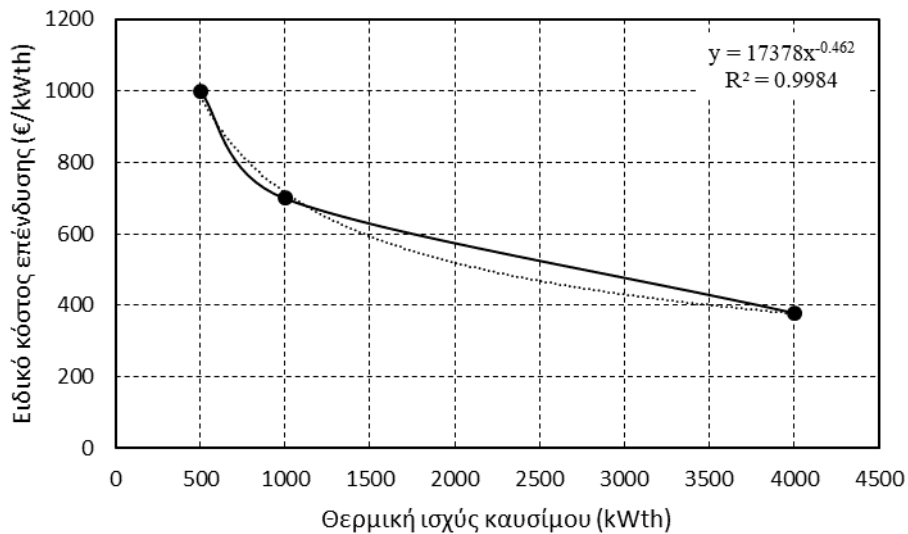
Το συνολικό κόστος του σταθμού βιομάζας περιλαμβάνει το κόστος λέβητα βιομάζας και του ORC. Το κόστος λέβητα βιομάζας αποτελείται από την κατανάλωση καυσίμου βιομάζας και το σύστημα καύσης, τον εναλλάκτη προθέρμανσης αέρα θαλάμου καύσης και τον εξοπλισμό απορρύπανσης των καυσαερίων. Συμπεριλαμβάνει επίσης και το ενδιάμεσο κύκλωμα ελαίου μεταφοράς θερμότητας και τον εναλλάκτη μεταφοράς θερμότητας από τα καυσαέρια στο θερμικό έλαιο.

2.5.1.1. Κόστος λέβητα βιομάζας

Στην βιβλιογραφία δεν διασαφηνίζεται μεθοδολογία για την εκτίμηση του κόστους λέβητα βιομάζας για σταθμούς ORC. Στην μελέτη των Pantaleo et al. [85] καταγράφεται κόστος λέβητα από 380 k€ μέχρι 480 k€, μαζί τα παρελκόμενα για την εγκατάσταση, για θερμικά φορτία από 1114 kW_{th} μέχρι 1134 kW_{th} αντίστοιχα. Ο Astolfi [63], αναφέρεται σε ειδικό κόστος λέβητα περίπου 350 €/kW_{th}. Οι Gudmundsson et al. [86] καταγράφουν γενικότερο κόστος λέβητα βιομάζας για εφαρμογές τηλεθέρμανσης στην κλίμακα των 300-700 €/kW_{th}. Σε άλλη δημοσίευση, οι Oterka et al. [87] παρουσιάζουν μελέτες σε πραγματική εφαρμογή τηλεθέρμανσης με καύσιμο βιομάζας, σε περιοχή στην Αυστρία. Για σταθμό δυναμικής 2100 kW_{th}, το κόστος λέβητα βιομάζας παρουσιάζεται στα 580 k€, τα έξοδα ανέγερσης και αποθήκευσης 610 k€ και τα συστήματα διαχείρισης ρύπων των καυσαερίων 85 k€, με τελικό συνολικό κόστος 600-610 k€. Σε διαφορετική μελέτη, για εγκατάσταση στην Φινλανδία, το κόστος για την θεμελίωση, τον λέβητα, τα δομικά έργα και την καμινάδα ισοδυναμεί με 233 k€ που αντιστοιχεί σε ειδικό κόστος 930 €/kW_{th}. Σε έρευνα των Pina et al. [88] καταγράφεται ειδικό κόστος 315 €/kW_{th} για λέβητα βιομάζας θερμικής ισχύος 2800 kW_{th}. Τελικώς, στην έκθεση της IEA, Task 32 [89], το ειδικό

κόστος επένδυσης- συμπεριλαμβανομένων των λέβητα βιομάζας, συστήματος διαχείρισης ρύπων απαερίων, δοχείο τέφρας και συστήματος τροφοδοσίας- καταγράφεται περίπου 300 – 340 €/kW_{th} για δύο μονάδες συμπαραγωγής κύκλου ατμού με βιομάζα με περίπου 20000 kW_{th} θερμική ισχύς καυσίμου. Για σταθμό βιομάζας-ORC με θερμική είσοδο 6900 kW_{th}, το υπολογιζόμενο ειδικό κόστος επένδυσης συστήματος λέβητα βιομάζας υπολογίζεται ίσο με 135 €/kW_{th}.

Στην παρούσα εργασία, κατόπιν επικοινωνίας με εμπορικό κατασκευαστή λεβήτων βιομάζας, τρεις τιμές κόστους αποκτήθηκαν για συστήματα λεβήτων βιομάζας που αντιστοιχούν σε θερμική ισχύ των 500 kW_{th}, 1000 kW_{th} και 4000 kW_{th} αντίστοιχα. Οι τιμές αυτές, παρουσιάζονται στο Σχήμα 29.



Σχήμα 29 Ειδικό κόστος επένδυσης λέβητα βιομάζας ως συνάρτηση της θερμικής ισχύος καυσίμου σύμφωνα με επικοινωνία με εμπορικό κατασκευαστή

Κατά συνέπεια από τα παραπάνω, υποθέτουμε κόστος λέβητα βιομάζας 700 κ€ για λέβητα 1000 kW_{th} (C_{boil}).

2.5.1.2. Κόστος ORC

Προκειμένου να εκτιμηθεί το κόστος της εγκατάστασης, είναι σημαντικό να προσδιοριστεί το μέγεθος κάθε στοιχείου. Στην περίπτωση του ORC η αντλία, ο εκτονωτής και η γεννήτρια το μέγεθος τους προκύπτει άμεσα από την ονομαστική ισχύ τους. Όσον αφορά στους εναλλάκτες θερμότητας (ατμοποιητής, συμπυκνωτής, ανακομιστής και θερμαντήρας λαδιού) η διαστασιολόγηση έγινε σύμφωνα με την μεθοδολογία που προτείνει ο Astolfi [63]. Ο καθορισμός της επιφάνειας εναλλαγής προκύπτει από τον ρυθμό ροής θερμότητας του εναλλάκτη (\dot{Q}_{hex}), τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας (U_{hex}) και την μέση λογαριθμική διαφορά θερμότητας (LMTD – logarithmic mean temperature difference) στο σημείο λειτουργίας, σύμφωνα με την εξίσωση:

$$A_{hex} = \frac{\dot{Q}_{hex}}{U_{hex}LMTD_{hex}} \quad \text{Εξίσωση 25}$$

Ο υπολογισμός του ρυθμού εναλλαγής θερμότητας και της μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμότητας γίνεται με την παροχή μάζας των ρευστών στους εναλλάκτες, τις ενθαλπίες και τα θερμοκρασιακά προφίλ στους εναλλάκτες, βάσει των παρακάτω:

$$\dot{Q}_{hex} = \dot{m}_{hex,c}(h_{c,out} - h_{c,in}) = \dot{m}_{hex,h}(h_{h,in} - h_{h,out}) \quad \text{Εξίσωση 26}$$

$$LMTD_{hex} = \frac{\Delta T_{hex,c} - \Delta T_{hex,h}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{hex,c}}{\Delta T_{hex,h}}\right)} \quad \text{Εξίσωση 27}$$

Στην περίπτωση του ανακομιστή, που το ρευστό παραμένει στην ίδια φάση κατά την εναλλαγή θερμότητας, το μέγεθος υπολογίζεται βάσει της εξίσωσης 4.7:

$$A_{REC} = \frac{\dot{Q}_{REC}}{U_{REC}LMTD_{REC}} \quad \text{Εξίσωση 28}$$

Για τους εναλλάκτες όπου το εργαζόμενο μέσο υπόκειται σε αλλαγή φάσης (ατμοποιητής και συμπυκνωτής), η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας για κάθε ζώνη μεταφοράς θερμότητας υπολογίζεται χωριστά. Συγκεκριμένα, στον ατμοποιητή υπολογίζονται τρεις διαφορετικές τιμές LMTD- προθέρμανση, βρασμός και υπερθέρμανση. Αντίστοιχα, στον συμπυκνωτή υπολογίζονται τρεις ακόμα τιμές LMTD που αντιστοιχούν σε αφυπερθέρμανση, συμπύκνωση και υπόψυξη:

$$A_{EVAP} = \frac{\dot{Q}_{pre}}{U_{pre}LMTD_{pre}} + \frac{\dot{Q}_{boil}}{U_{boil}LMTD_{boil}} + \frac{\dot{Q}_{sh}}{U_{sh}LMTD_{sh}} \quad \text{Εξίσωση 29}$$

$$A_{COND} = \frac{\dot{Q}_{ds}}{U_{ds}LMTD_{ds}} + \frac{\dot{Q}_{cn}}{U_{cn}LMTD_{cn}} + \frac{\dot{Q}_{sc}}{U_{sc}LMTD_{sc}} \quad \text{Εξίσωση 30}$$

Οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας για τους εναλλάκτες παρουσιάζονται στον Πίνακα 15, σύμφωνα με τις τιμές που προτείνονται από τις μελέτες του Astolfi [63].

Πίνακας 15 Συντελεστές μεταφοράς θερμότητας [63]

Εναλλάκτης	U (W/m²K)
Ατμοποιητής ORC (εργαζόμενο μέσο – έλαιο)	
Προθέρμανση	501.94
Βρασμός	501.94
Υπερθέρμανση	538.76
Συμπυκνωτής ORC (εργαζόμενο μέσο - νερό)	
Αφυπερθέρμανση	98.66
Συμπύκνωση	833.10
Υπόψυξη	829.15
Ανακομιστής ORC (εργαζόμενο μέσο – οργανικό ρευστό)	1059.13

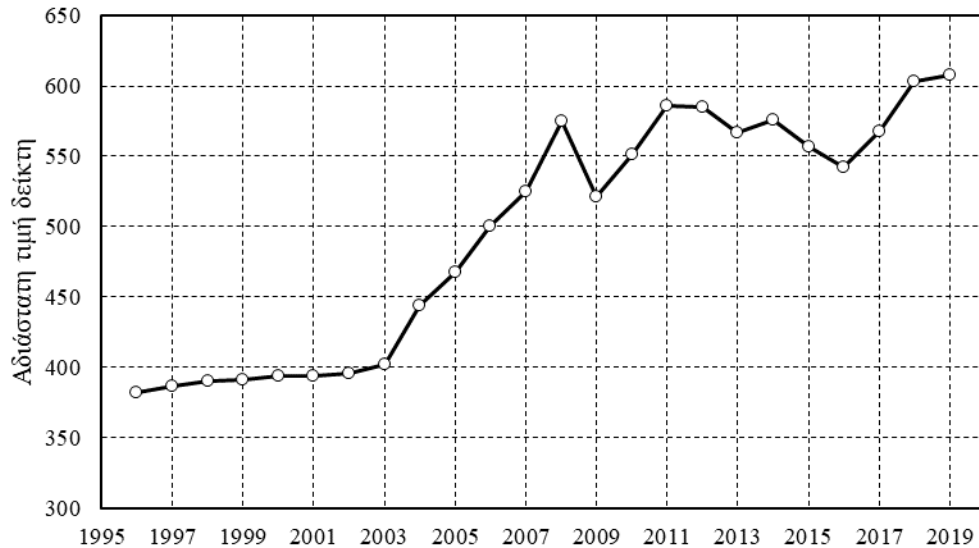
Δείκτης Κόστους

Όταν βασιζόμαστε σε προγενέστερα βιβλιογραφικά δεδομένα κόστους για τους υπολογισμούς, είναι σημαντικό να λαμβάνονται υπόψιν οι μεταβαλλόμενες οικονομικές συνθήκες (πληθωρισμός) ώστε να προσαρμόζονται τα νούμερα στον χρόνο που θα πραγματοποιηθούν οι δαπάνες κεφαλαίου. Η προσαρμογή αυτή γίνεται με δείκτες κόστους. Στην μεθοδολογία που καταγράφουν οι Turton et al. [90], αυτό επιτυγχάνεται μέσω της παρακάτω εξίσωσης:

$$C_2 = C_1 \left(\frac{I_2}{I_1} \right) \quad \text{Εξίσωση 31}$$

Όπου το κόστος το 2019 (C_2) εκφράζεται σαν το γινόμενο του κόστους βάσης, την χρονική στιγμή που γνωρίζουμε (C_1) πολλαπλασιασμένο τον λόγο δεικτών (I_1, I_2) για τους αντίστοιχους χρόνους.

Στην παρούσα ανάλυση χρησιμοποιήθηκε ο δείκτης CEPCI για να μετατραπεί το κόστος του κάθε στοιχείου σε USD²⁰¹⁹. Το τελικό κόστος του στοιχείου παρουσιάζεται σε EUR²⁰¹⁹ [34]. Παρουσιάζεται επίσης ενδεικτικά η εξέλιξη του οικονομικού δείκτη CEPCI για την περίοδο 1996-2019 στο Σχήμα 30.



Σχήμα 30 Τιμές οικονομικού δείκτη εγκαταστάσεων χημικής βιομηχανίας για το διάστημα 1996-2019 [90]

Σημειώνονται τιμές CEPCI που αφορούν την παρούσα μελέτη:

Πίνακας 16 Τιμές οικονομικού δείκτη CEPCI για την παρούσα μελέτη [90],[91]

Έτος	Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI)
1997	387
2013	567
2015	557
2019	607.5

Η μεθοδολογία για τον υπολογισμό του κόστους κάθε συστατικού του συστήματος που μελετάται αντλείται από το σύγγραμμα των Turton et al [90]. Στο βιβλίο αυτό περιγράφεται μια λεπτομερής μεθοδολογία για τον υπολογισμό του κόστους του εξοπλισμού για πολλά από τα συστήματα που αποτελούν έναν ORC και συστήνεται η πιο ακριβής σε σχέση με άλλες [63]. Στο εγχειρίδιο των Turton et al γίνονται υπολογισμοί με βάση συναρτήσεις από το πρόγραμμα CAPCOST [92] που βασίζεται σε προγενέστερες μελέτες [93]. Βάσει των διαθέσιμων δεδομένων, το κόστος υπολογίζεται με την παρακάτω λογαριθμική συνάρτηση:

$$\log_{10}(C_p^0) = K_1 + K_2 \log_{10}(A) + K_3 [\log_{10}(A)]^2 \quad \text{Εξίσωση 32}$$

Όπου C_p^0 αποτελεί το κόστος βάσης του εξοπλισμού, για στοιχείο από ανθρακούχο χάλυβα που λειτουργεί σε ατμοσφαιρική πίεση και A είναι η χωρητικότητα ή το μέγεθος τού.

Η πίεση λειτουργίας και το έργο εισάγονται στην ανάλυση με τον συντελεστή F_{BM} :

$$F_{BM} = B_1 + B_2 F_M F_P \quad \text{Εξίσωση 33}$$

Όπου F_M και F_P αποτελούν συντελεστές για υλικό και πίεση, αντίστοιχα. Ο συντελεστής F_M δίνεται για διάφορα υλικά κατασκευής από την βιβλιογραφία [94], [95] και λαμβάνεται ένας μέσος όρος αυτών [90]. Ο συντελεστής F_P υπολογίζεται για την πίεση P του ρευστού κατά την λειτουργία με την παρακάτω εξίσωση:

$$\log_{10}(F_P^0) = C_1 + C_2 \log_{10}(P) + C_3 [\log_{10}(P)]^2 \quad \text{Εξίσωση 34}$$

Και τελικώς, το κόστος του στοιχείου υπολογίζεται:

$$C_{BM} = F_{BM} C_P^0 \quad \text{Εξίσωση 35}$$

Προσέγγιση τιμών εκτός ορίων

Οι προτεινόμενες σχέσεις για τον υπολογισμό του κόστους ισχύουν εντός ενός συγκεκριμένου διαστήματος μεγέθους. Για υπολογισμούς εκτός αυτού χρειάζεται να γίνουν προσεγγιστικοί υπολογισμοί. Συγκεκριμένα, οι λογαριθμικές συναρτήσεις για περιπτώσεις στοιχείων μικρότερων των κατώτερων ορίων που τίθενται, δύναται να αποδώσουν υπερεκτιμήσεις του κόστους. Για τον λόγο αυτό, προτείνεται να χρησιμοποιηθεί προσέγγιση με εκθέτη 0,67 [63].

Αντλία

Για τον υπολογισμό κόστους αντλίας γίνεται υπολογισμός βάσει των εξισώσεων 4.7 και 4.8 των Turton et. al, για μεγέθη 1kW-1MW. Η επίδραση της πίεσης στο κόστος υπολογίζεται με την εξίσωση 4.9, με τους παρακάτω συντελεστές [63], [90]:

Πίνακας 17 Συντελεστές μεθοδολογίας Turton για υπολογισμό κόστους αντλίας [90]

Συντελεστές C_P^0	K_1	3.985497
	K_2	0.000294
	K_3	0.143086
Συντελεστές F_P	C_1	-3.86967
	C_2	2.953313
	C_3	-0.762140
Συντελεστές F_{BM}	F_M	1.5
	B_1	1.89
	B_2	1.35

Κοχλιωτός εκτονωτής

Η σχέση υπολογισμού κόστους για τον κοχλιωτό εκτονωτή προκύπτει από το κόστος του αντίστοιχου συμπιεστή. Το μέγεθος και συνεπώς το κόστος του συμπιεστή εξαρτάται από τον λόγο ροής όγκου αυτού (volume flow ratio – VFR). Στην μελέτη του ο Astolfi αντλεί δεδομένα κοστολόγησης από τουλάχιστον 100 κοχλιωτούς συμπιεστές σε εύρος λειτουργίας 3.7 – 184kW. Από τα παραπάνω προκύπτει τελική συνάρτηση κόστους του εκτονωτή ως προς την ροή όγκου (m³/s) στην έξοδο [63]:

$$C = 3143.7 + 217423V_{out} \quad \text{Εξίσωση 36}$$

Εναλλάκτες Θερμότητας

Οι εναλλάκτες θερμότητας της παρούσας εργασίας έχουν μοντελοποιηθεί ως εναλλάκτες αυλών-κελύφους (shell & tube). Αποτελούν τους συνήθεις εναλλάκτες για τους ORC για ανακομηστή και υπερθέρμανση, όταν το θερμό ρεύμα είναι σε υγρή φάση. Είναι από τις πιο διαδεδομένες κατηγορίες εναλλακτών, με βάση την γεωμετρία τους. Πρακτικά πρόκειται για κυλινδρικούς αυλούς παράλληλα τοποθετημένους στο εσωτερικό κυλινδρικού κελύφους. Ο ορθός υπολογισμός του κόστους των εναλλακτών θερμότητας αποτελεί κομβικό σημείο στην ανάλυση, καθώς επηρεάζει έντονα το συνολικό κόστος του ORC.

Προκειμένου να προσεγγιστεί με ακρίβεια το κόστος των εναλλακτών αυλών – κελύφους έγινε σύγκριση σε τρεις διαφορετικές μεθοδολογίες υπολογισμού: 1) σύμφωνα με την έρευνα που πραγματοποίησε ο Astolfi [63] με παραμέτρους από την μεθοδολογία κατά Turton, 2) σύμφωνα με την αρχική μεθοδολογία κατά Turton [90] και 3) βάσει της απλοποιημένης εξίσωσης κλίμακας που εντοπίζεται στο εγχειρίδιο του Perry, Chemical Engineer's Handbook:

$$C_{ST,hex} = 21700 \left(\frac{A_{hex}}{93} \right)^{0.59} \quad \text{Εξίσωση 37}$$

Από το σύγγραμμα των Turton et al [90] προκύπτουν οι παρακάτω συντελεστές υπολογισμού κόστους, για μέγεθος εμβαδού διατομής εναλλάκτη 10 – 1000 m².

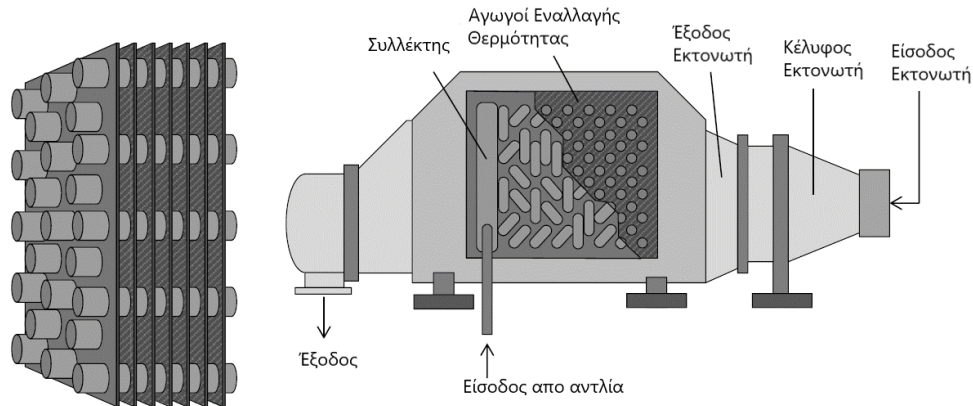
Πίνακας 18 Συντελεστές μεθοδολογίας Turton για υπολογισμό κόστους εναλλακτών αυλών-κελύφους [90]

Συντελεστές C_p^0	K_1	4.1884
	K_2	-0.2503
	K_3	0.1974
Συντελεστές F_p	C_1	-3.35099
	C_2	1.915216
	C_3	-0.28169
Συντελεστές F_{BM}	F_M	1.6
	B_1	1.63
	B_2	1.66

Με τους παραπάνω συντελεστές στις εξισώσεις 4.7, 4.8 και 4.9 γίνεται ο υπολογισμός κόστους του ατμοποιητή (Evaporator), υδρόψυκτου συμπυκνωτή (water cooled condenser) και θερμαντήρα ελαίου (flue gas heater).

Ανακομιστής (Recuperator)

Ο ανακομιστής αποτελείται συνήθως από πλάκες με αγωγούς με σκοπό να επιτευχθεί υψηλή εναλλαγή θερμότητας στην εξωτερική πλευρά των αγωγών, όπου ρέει ο ατμός από τον εκτονωτή. Η τεχνολογία προέρχεται από την βιομηχανία Θέρμανσης, Εξαερισμού και Κλιματισμού (Heating, Ventilation and Air Conditioning - HVAC), όπου οι ανακομιστές αποτελούνται από ένα σύμπλεγμα αγωγών με τα εναλλασσόμενα ρευστά. Οι αγωγοί διέρχονται από συνεχές σύστημα πτερυγίων, το οργανικό εργαζόμενο μέσο ρέει κάθετα στον ατμό και συνήθως συναντώνται πολλαπλές διαδρομές. Ο λόγος εξωτερικής – εσωτερικής επιφάνειας των αγωγών είναι γενικά 15 – 17. Τα πτερύγια κατασκευάζονται συχνά από χαλκό, εκτός από περιπτώσεις ρευστών όπως η αμμωνία, όπου το υλικό των αγωγών εξαρτάται από την θερμοκρασία λειτουργίας. Για θερμοκρασίες χαμηλότερες των 200°C το υλικό κατασκευής συνήθως είναι ο χαλκός. Ο ανακομιστής τοποθετείται κατάντη της εξόδου του εκτονωτή ώστε να αποφεύγονται τυχών απώλειες πίεσης από τις σωληνώσεις [96].



Σχήμα 31 Σχηματική αναπαράσταση τυπικού ανακομηστή και η θέση του κατάντη στροβίλου [97]

Κατά συνέπεια το κόστος του ανακομηστή υπολογίζεται με διαφορετικό τρόπο από τους εναλλάκτες αυλών-κελύφους. Από την έρευνα του Astolfi [63] προκύπτει η παρακάτω συσχέτιση κόστους και μεγέθους (επιφάνεια εναλλαγής) ανακομηστή:

$$C_{REC} = 45000 \left(\frac{A_{REC}}{1000} \right)^{0.7} \quad \text{Εξίσωση 38}$$

Συμπυκνωτής (Condenser)

Στην παρούσα μελέτη θεωρείται ότι το σύστημα διαθέτει μόνο υδρόψυκτο συμπυκνωτή που αποτελεί ταυτόχρονα και τον εναλλάκτη που δίνει θερμότητα στο δίκτυο τηλεθέρμανσης. Εναλλακτικά, το σύστημα θα διέθετε επιπλέον αερόψυκτο συμπυκνωτή για να καλύψει τις περιπτώσεις που δεν υπάρχει ζήτηση θερμικού φορτίου. Λόγω της μικρής κλίμακας της παρούσας εγκατάστασης όμως, κάτι τέτοιο δεν απαιτείται καθώς ο σταθμός λειτουργεί σύμφωνα με την ετήσια θερμική ζήτηση. Θεωρείται πως ο συμπυκνωτής είναι εναλλάκτης αυλών – κελύφους σχήματος U. Ο υπολογισμός του κόστους του εναλλάκτη αυτού γίνεται βάσει των συντελεστών του Πίνακα 18.

Γεννήτρια

Στην διδακτορική διατριβή του, ο Astolfi αναδεικνύει τις μελέτες και προσεγγίσεις που έχουν γίνει για τον καθορισμό του κόστους των κινητήρων [59], [90]. Μετά από σύγκριση καταλήγει στους ακόλουθους συντελεστές για τον υπολογισμό του κόστους της γεννήτριας για εύρος λειτουργίας 80 kW – 10 MW. Σε περίπτωση λειτουργίας εκτός αυτού του διαστήματος και ειδικά για ισχύ λιγότερη των 80 kW, το κόστος υπολογίζεται με γνώμονα το κατώτατο όριο.

Πίνακας 19 Συντελεστές μεθοδολογίας Turton για υπολογισμό κόστους γεννήτριας [90]

Συντελεστές C_p^0	K_1	4.105466
	K_2	0.057044
	K_3	0.079664
	F_{BM}	1.6

Θεωρούμε ότι η γεννήτρια συνδέεται με αντιστροφέα και δεν διαθέτει κιβώτιο ταχυτήτων. Σε περίπτωση που έχουμε δύο σειριακά συνδεδεμένους εκτονωτές, υποθέτουμε ότι θα έχουν την ίδια ισχύ. Αυτό αποτελεί μια απλοποίηση και δεν είναι πολύ ακριβές.

Εργαζόμενο ρευστό

Τα εργαζόμενα μέσα που μελετώνται στην παρούσα εργασία είναι το κυκλοπεντάνιο, n-πεντάνιο, ισοπεντάνιο, R1233zd, βουτάνιο και ισοβουτάνιο. Για τον καθορισμό του κόστους του εργαζόμενου μέσου, υπολογίζεται αρχικά ο όγκος του ρευστού στον ORC. Κατά κανόνα, η ποσότητα του εργαζόμενου μέσου συσχετίζεται με τον ρυθμό ροής μάζας με νόμο τετραγωνικής ρίζας, στα ψυκτικά συστήματα. Αυτό συμβαίνει επειδή οι διάμετροι των σωληνώσεων (από όπου καθορίζεται ο συνολικός όγκος και συνεπώς η μάζα του εργαζόμενου ρευστού στο σύστημα) σχετίζονται με τον ρυθμό ροής επίσης με μια σχέση τετραγωνικής ρίζας, με την υπόθεση ότι η ταχύτητα ροής του ρευστού διατηρείται για διαφορετικές εξόδους ισχύος. Η εκτίμηση αυτή επιτρέπει τον υπολογισμό της συνολικής μάζας οργανικού ρευστού που χρησιμοποιείται στο σύστημα. Σε πειραματικό πρωτότυπο που αναπτύχθηκε στο Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων (ονομαστική θερμική ισχύς εισόδου 90 kW_{th}), χρησιμοποιήθηκαν συνολικά 30 kg ψυκτικού ρευστού, ως εργαζόμενο μέσο [73], [98]–[100]. Ακολούθως, στην παρούσα μελέτη (για θερμική ισχύ εισόδου 1000 kW_{th}) η συνολική απαιτούμενη ποσότητα εργαζόμενου ρευστού ισοδυναμεί με περίπου 90 kg, βάσει νόμου τετραγωνικής ρίζας. Για τα ρευστά που εξετάζονται, τα κόστη παρουσιάζονται στον Πίνακα 20.

Πίνακας 20 Κόστη εργαζόμενων ρευστών που εξετάζονται [101]

Οργανικό εργαζόμενο μέσο	Κόστος (€/kg)
κυκλοπεντάνιο	2.05
n-πεντάνιο	0.94
ισοπεντάνιο	1.64
R1233zd	24.6
βουτάνιο	1.80
ισοβουτάνιο	2.46

Επιπρόσθετα, το μέγεθος τροφοδοτικού δοχείου (receiver – RCV) υπολογίζεται εκτιμώντας τον όγκο που απαιτείται, ώστε να περιέχει το σύνολο του εργαζόμενου ρευστού σε πίεση συμπίκνωσης. Το κόστος αυτού στην συνέχεια υπολογίζεται βάσει της ακόλουθης εξίσωσης [102]:

$$C_{RCV} = 150.46 + 4.48V_{RCV} \text{ (It)}$$

Εξίσωση 39

2.5.1.3. Συνολικό κόστος επένδυσης (TCI)

Όλα τα κόστη που έχουν παρουσιαστεί, προστίθενται για να υπολογιστεί το συνολικό κόστος προμήθειας εξοπλισμού (purchased equipment cost- PEC) του συστήματος ORC που εξετάζεται:

$$C_{ORC,PEC} = C_{EVAP} + C_{COND} + C_{REC} + C_{PUMP} + C_{EXP} + C_{RCV} + C_{WF} \quad \text{Εξίσωση 40}$$

Για τον υπολογισμό του συνολικού κόστους εγκατάστασης συστήματος ORC υπάρχουν αρκετές μεθοδολογίες από την βιβλιογραφία, από τον υπολογισμό των στοιχείων του συστήματος μέχρι επιπρόσθετα έξοδα όπως η εγκατάσταση, οι εργατοώρες, τα όργανα μέτρησης και ελέγχου, ο ηλεκτρονικός εξοπλισμός, τα δομικά έργα υποστήριξης, οι μηχανολογικές μελέτες και η επίβλεψη έργου. Στην παρούσα εργασία, οι υποθέσεις που έγιναν για τις δομές αυτές παρουσιάζονται στον Πίνακα 21. Οι τιμές που προτείνονται είναι μέσα στα όρια που υποδεικνύει η βιβλιογραφία [90], [103], [104] και λόγω του μεγέθους της εγκατάστασης, είναι σχετικά χαμηλές. Αξίζει να σημειωθεί ότι ο καθορισμός στις τιμές που παρουσιάζονται στον Πίνακα 21 συνοδεύεται από σημαντική αβεβαιότητα [103]. Ως εκ τούτου πραγματοποιήθηκε ανάλυση ευαισθησίας ώστε να εξεταστεί η εξάρτηση του συνολικού κόστους επένδυσης στα οικονομικά αποτελέσματα [103].

Πίνακας 21 Ανάλυση κόστους από πρόσθετα έξοδα εγκατάστασης συστήματος ORC [90], [103], [104]

Κόστος	% Κόστους Προμήθειας Εξοπλισμού
Εγκατάσταση εξοπλισμού	30
Σωληνώσεις	20
Όργανα ελέγχου και μετρήσεων	10
Ηλεκτρονικός εξοπλισμός	10
Δομικά έργα	15
Μελέτη και επίβλεψη έργου	25
Απρόοπτα	20
Κεφάλαιο κίνησης και εκκίνησης	20
Σύνολο	1.50

Επομένως το συνολικό κόστος εγκατάστασης ORC υπολογίζεται πολλαπλασιάζοντας το κόστος προμήθειας εξοπλισμού ($C_{ORC,PEC}$) με 1.50.

Βάσει των παραπάνω, το συνολικό κόστος επένδυσης (total capital investment – TCI) του σταθμού συμπαραγωγής υπολογίζεται:

$$C_{TCI} = C_{boiler} + C_{ORC} = C_{boiler} + 1.50 \cdot C_{ORC,PEC} \quad \text{Εξίσωση 41}$$

Ενώ το ειδικό κόστος επένδυσης του συμπαραγωγικού σταθμού (specific investment cost – SIC), που αποτελεί κόστος ανά μονάδα εγκαταστημένης ηλεκτρικής ισχύος υπολογίζεται:

$$SIC = \frac{C_{TCI}}{P_{e,net,plant}} \quad \text{Εξίσωση 42}$$

2.5.2. Οικονομικές παραδοχές και δείκτες απόδοσης

Για τον υπολογισμό των καθαρών ταμειακών ροών (net cash flow – ncf) του συμπαραγωγικού σταθμού λαμβάνουμε υπόψιν ως έσοδα την πώληση ηλεκτρισμού στο δίκτυο (C_e) και θερμότητας (C_h) και ως έξοδα την αγορά καυσίμου βιομάζας (C_{bio}), την απόρριψη τέφρας (C_{ash}) και την συντήρηση του σταθμού (C_m):

$$C_{ncf} = (C_e + C_h) - (C_{bio} + C_{ash} + C_m) \quad \text{Εξίσωση 43}$$

Οι οικονομικές παραδοχές που έγιναν στην παρούσα εργασία συνοψίζονται στον Πίνακα 23. Το κόστος αγοράς βιομάζας αποτελεί βασική παράμετρο και επηρεάζει έντονα την οικονομική απόδοση της επένδυσης. Ωστόσο η τιμή της εκτιμάται με μεγάλη αβεβαιότητα καθώς εξαρτάται από πολλαπλούς παράγοντες σε παγκόσμια και σε τοπική κλίμακα, όπως οι σχέσεις προσφοράς και ζήτησης, η εφοδιαστική αλυσίδα του καυσίμου και οι διεθνείς και τοπικές πολιτικές για την βιοενέργεια. Αυτό διαφαίνεται επίσης και από την ποικιλία των τιμών βιομάζας που συναντάται στην βιβλιογραφία, με μερικά παραδείγματα στον Πίνακα 22. Στην παρούσα μελέτη θεωρούμε βασικό σενάριο με τιμή βιομάζας 50 €/υγρό τόνο που, λαμβάνοντας υπόψη την ανώτερη θερμογόνο ικανότητα της βιομάζας, αντιστοιχεί σε 9.9 €/MWh_{fuel}. Λόγω της αβεβαιότητας για την τιμή της βιομάζας, θα πραγματοποιηθεί ανάλυση ευαισθησίας.

Πίνακας 22 Ενδεικτικές τιμές βιομάζας (υπολείμματα ξυλείας) στην βιβλιογραφία

Πηγή	Κόστος
Noussan [105]	7.5-22.5 €/m ³ (χονδρική)
Noussan et al. [30]	25 €/MWh _{fuel}
Algieri et al. [35]	200 €/tn
Pantaleo et al. [106]	80 €/tn
Dees et al. [107]	55 €/tn (μέσος όρος)
Balcazar et al. [108]	66-81 €/ξηρό τόνο
Uris et al. [31]	5.5-15.5 €/MWh _{fuel}

Η ΕΕ έχει εφαρμόσει διάφορα προγράμματα στήριξης για την ηλεκτροπαραγωγή από βιομάζα, από το 2019 [109]. Συγκεκριμένα η ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από βιομάζα σύμφωνα με τις ισχύουσες εγγυημένες τιμές (feed-in-tariffs) στα κράτη μέλη της ΕΕ πωλείται από 81.2 €/MWh_e στην Σλοβακία, έως και 198 €/MWh_e στην Ιταλία, ενώ στις ενδιάμεσες περιπτώσεις κυμαίνεται στο διάστημα των 90-120 €/MWh_e. Επομένως είναι σαφές πως η τιμή πώλησης της ηλεκτρικής ενέργειας καθορίζεται από εθνικούς κανονισμούς και ενδέχεται να διαφοροποιείται ανάλογα με την εφαρμογή και την ισχύ κάθε μονάδας – με μικρότερες μονάδες και μονάδες

συμπαράγωγής ηλεκτρισμού θερμότητας να είναι οι περισσότερο επιδοτούμενες. Με βάση τα παραπάνω, στην παρούσα μελέτη θεωρείται ως βασικό σενάριο τιμή πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας 120 €/MWh_e. Όμοια διακύμανση συναντάμε και στις τιμές πώλησης θερμότητας για εφαρμογές τηλεθέρμανσης για διαφορετικές χώρες και εφαρμογές. Οι τιμές αυτές κυμαίνονται περίπου από 0.04-0.075 €/kWh_{th} για τις χώρες τις κεντρικής Ευρώπης [110]. Στην παρούσα εργασία, θεωρείται τιμή πώλησης 0.065 €/kWh_{th}.

Πίνακας 23 Οικονομικές παραδοχές

Παράμετρος	Τιμή
Κόστος καυσίμου βιομάζας	60 €/tn [10]
Κόστος απόρριψης τέφρας	70 €/tn τέφρας [106]
Κόστος συντήρησης σταθμού	2% of TCI [111]
Τιμή πώλησης ηλεκτρισμού	0.120 €/kWh _{el} [109]
Τιμή πώλησης θερμότητας (οικιακή)	0.065 €/kWh _{th} [106]
Επιτόκιο (i)	7% [112]
Διάρκεια ζωής έργου (n)	20 έτη [106]

Σύμφωνα με τα παραπάνω, υπολογίζονται η καθαρά παρούσα αξία (net present value – NPV), ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης (internal rate of return – IRR), η άτοκη περίοδος αποπληρωμής (simple payback period – SPP), η μειωμένη περίοδος αποπληρωμής (discounted payback period – DPP), το ισοσταθμισμένο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας για την ηλεκτροπαραγωγή (levelized cost of electricity – LCOE_E) και το ισοσταθμισμένο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας για την συμπαράγωγή (LCOE_{CHP}):

$$NPV = -C_{TCI} + \sum_{t=1}^n C_{ncf}(1+i)^{-t} \quad \text{Εξίσωση 44}$$

$$C_{TCI} + \sum_{t=1}^n C_{ncf}(1+IRR)^{-t} = 0 \quad \text{Εξίσωση 45}$$

$$SPP = \frac{C_{TCI}}{C_{ncf}} \quad \text{Εξίσωση 46}$$

$$DPP = \frac{\ln\left(\frac{C_{TCI}}{C_{ncf}}(i+1)\left(\frac{1}{i+1}-1\right)+1\right)}{\ln\left(\frac{1}{i+1}\right)} \quad \text{Εξίσωση 47}$$

$$LCOE_E = \frac{\frac{C_{TCI} \cdot i}{1 - (1+i)^{-n}} + (C_{bio} + C_{ash} + C_m)}{E_a} \quad \text{Εξίσωση 48}$$

$$LCOE_{CHP} = \frac{\frac{C_{TCI} \cdot i}{1 - (1+i)^{-n}} + (C_{bio} + C_{ash} + C_m - C_h)}{E_a} \quad \text{Εξίσωση 49}$$

Σημειώνεται ότι το ισοσταθμισμένο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας για την παραγωγή ηλεκτρισμού (LCOE_E) αντιπροσωπεύει το κόστος παραγωγής ενέργειας όταν δεν παράγεται και πωλείται

καθόλου θερμότητα, ενώ το ισοσταθμισμένο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας για την συμπαραγωγή ($LCOE_{CHP}$) συμπεριλαμβάνει την εξοικονόμηση που προκύπτει από την πώληση θερμότητας. Συνεπώς, θετικές τιμές του $LCOE_{CHP}$ αντιστοιχούν στην τιμή πώλησης ηλεκτρισμού για την οποία η εγκατάσταση πετυχαίνει μηδενική καθαρά παρούσα αξία (NPV) κατά την διάρκεια ζωής του σταθμού. Εναλλακτικά, η απόλυτη τιμή ενός αρνητικού $LCOE_{CHP}$ αντιστοιχεί στο καθαρό οικονομικό όφελος ανά μονάδα παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος.

3. Αποτελέσματα και συζήτηση

3.1. Θερμοδυναμική βελτιστοποίηση

Οι παράμετροι σχεδιασμού του συστήματος, τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά λειτουργίας και οι οικονομικές προδιαγραφές του βέλτιστου κύκλου – για τον οποίο προκύπτει η μέγιστη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος – των εξεταζόμενων εργαζόμενων οργανικών ρευστών παρουσιάζονται στον Πίνακα 24.

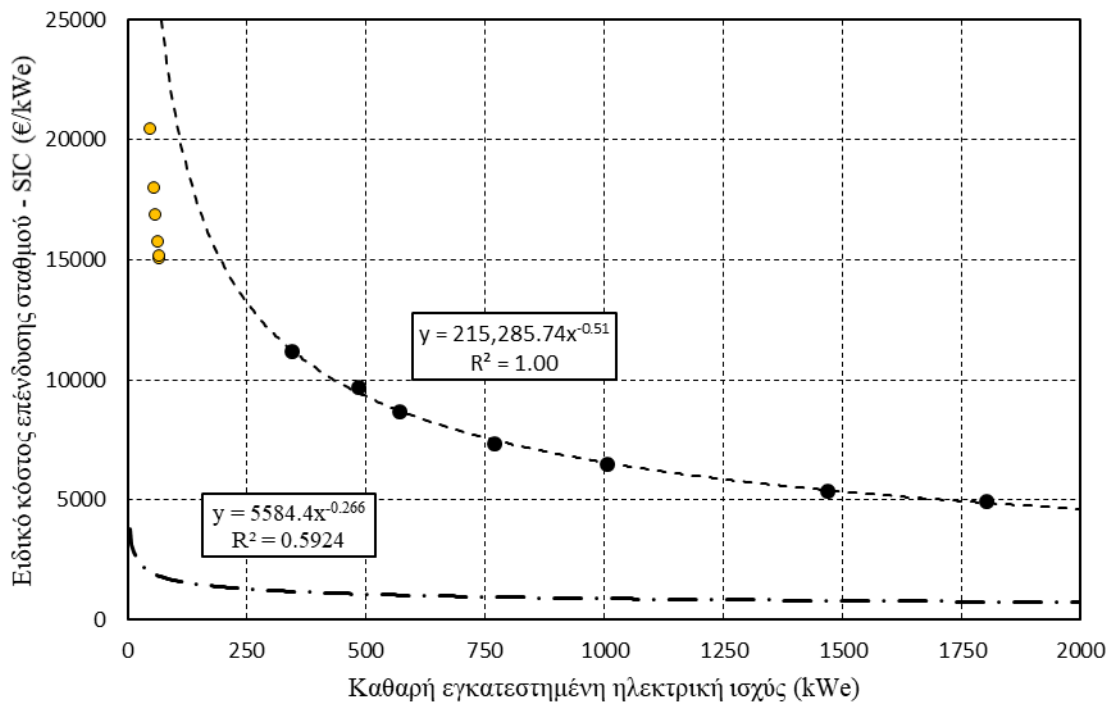
Πίνακας 24 Βέλτιστος θερμοδυναμικός σχεδιασμός για τα εξεταζόμενα εργαζόμενα ρευστά

	κυκλοπεντάνιο	n-πεντάνιο	ισοπεντάνιο	R1233zd	βουτάνιο	ισοβουτάνιο
$P_{e,net,plant}$ (kW _e)	67.0	66.3	63.7	58.4	55.0	48.9
Q_{COND} (kW _{th})	759.9	759.9	762.4	767.4	769.6	775.6
SIC (ORC) (€/kW _e)	3,218	3,225	3,289	3,269	3,569	4,215
SIC (plant) (€/kW _e)	15,095	15,222	15,784	16,893	18,030	20,489
TCI (k€)	1,174	1,170	1,161	1,120	1,132	1,153
η_e (%)	7.09	7.02	6.74	6.18	5.83	5.18
η_{CHP} (%)	82.68	82.62	82.61	82.58	82.46	82.45
\dot{m}_{wf} (kg/s)	2.02	2.27	2.43	4.65	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	10	10	10	10	20
A_{EVAP} (m ²)	11.7	11.8	11.6	11.4	11.4	11.3
A_{COND} (m ²)	72.0	84.9	88.9	88.7	102.1	116.9
A_{REC} (m ²)	5.4	9.8	10.5	5.6	7.2	12.6
VFR	2.89	3.18	3.05	3.18	3.24	2.49

Η καθαρή ηλεκτρική ισχύς εξόδου του σταθμού ($P_{e,net,plant}$) κυμαίνεται από 48.9 kW_e (ισοβουτάνιο) έως 67.0 kW_e (κυκλοπεντάνιο), με ηλεκτρικούς βαθμούς απόδοσης 5.18% και 7.09% αντίστοιχα. Στην περίπτωση του κυκλοπεντανίου το μεγαλύτερο μέγεθος σταθμού αντιστοιχεί σε θετική οικονομία κλίμακας και τελικώς σε χαμηλότερο ειδικό κόστος επένδυσης (SIC) για τον ORC και γενικότερα τον σταθμό, στα 3,218 €/kW_e και 15,095 €/kW_e αντίστοιχα.

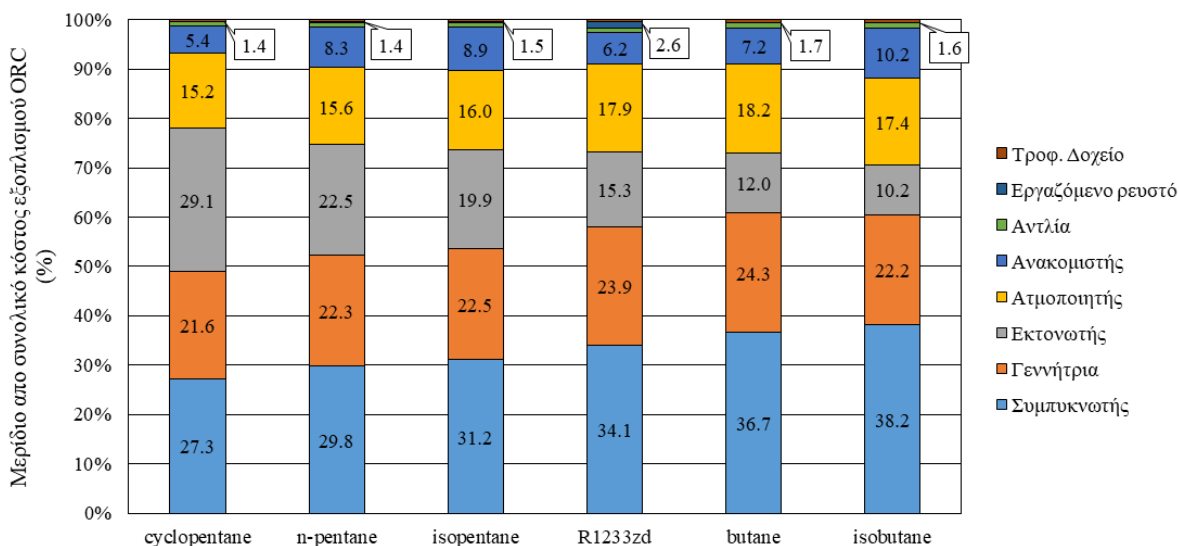
Επομένως το κυκλοπεντάνιο αποτελεί το ελκυστικότερο οικονομικά εργαζόμενο μέσο, όσον αφορά στους υδρογονάνθρακες. Στην περίπτωση του μη-εύφλεκτου οργανικού R1233zd, η καθαρή παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς είναι 58.4 kWe και το ειδικό κόστος επένδυσης του σταθμού αντιστοιχεί σε 16,893 €/kWe.

Το διάστημα των τιμών του ειδικού κόστους επένδυσης συγκρίνεται με τα οικονομικά στοιχεία της Turboden [63], [113] και της μονάδας που συστήνεται στην μελέτη των Świerzewski και Kalina [33], όπως φαίνεται στο Σχήμα 32. Στο ίδιο σχήμα, παρουσιάζεται επίσης η καμπύλη τάσης της εγκατεστημένης ισχύος των μονάδων. Επισημαίνεται ότι η εγκατεστημένη ισχύς στις μονάδες της Turboden ξεπερνάει τα 345 kWe. Παρεκβάλλοντας την καμπύλη ισχύος προς τις χαμηλότερες τιμές του εύρους 40-70 kWe που είναι το αντικείμενο της παρούσας μελέτης, αποδίδει ειδικό κόστος επένδυσης πάνω από 25,000 €/kWe. Οι τιμές αυτές είναι υψηλότερες από αυτές που υπολογίστηκαν στην παρούσα μελέτη. Ωστόσο, αξίζει να σημειωθεί πως αλλαγή στην τεχνολογία του εκτονωτή σε χαμηλότερη τάξη ισχύος (με χρήση κοχλιωτού εκτονωτή αντί στροβίλου), είναι πιθανό να επιδράσει με χαρακτηριστικά θετικής οικονομίας κλίμακας και να αποδώσει χαμηλότερο ειδικό κόστος επένδυσης σταθμού από αυτό που υπολογίζεται παρεκβάλλοντας την καμπύλη ισχύος. Επιπρόσθετα, η αύξηση της αγοράς των συστημάτων ORC – βιομάζας των τελευταίων ετών [24] μπορεί να επιδράσει εξίσου θετικά στην μείωση του ειδικού κόστους επένδυσης των σταθμών.



Σχήμα 32 Σύγκριση υπολογισμένου ειδικού κόστους επένδυσης συμπαραγωγικού ORC με στοιχεία Turboden [63], [113] (πάνω καμπύλη) και Świerzewski και Kalina [33] (κάτω καμπύλη)

Στην συνέχεια παρουσιάζεται το μερίδιο κόστους που φέρει κάθε βασικό συστατικό στοιχείο του ORC, στο Σχήμα 33. Παρατηρείται ότι ο υδρόψυκτος συμπτυκωτής αποτελεί το πιο επιδραστικό στο συνολικό κόστος στοιχείο του συστήματος (27.3-38.2% του συνολικού κόστους), με την γεννήτρια να αποτελεί το δεύτερο επιδραστικότερο (21.6-24.3%) και ακολουθούν ο κοχλιωτός εκτονωτής (10.2-29.1%), ο ατμοποιητής (15.2-18.2%) και ο ανακομιστής (5.4-10.2%). Τέλος, το κόστος αγοράς του εργαζόμενου ρευστού, της αντλίας και του τροφοδοτικού δοχείου είναι αμελητέα σε σχέση με τον υπόλοιπο εξοπλισμό.



Σχήμα 33 Κατανομή κόστους εξοπλισμού ORC (%) ανά εργαζόμενο μέσο

3.2. Τεχνοοικονομική ανάλυση

Τα αποτελέσματα της τεχνοοικονομικής ανάλυσης παρουσιάζονται σε δύο τμήματα. Αρχικά, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα του βασικού σεναρίου για το κυκλοπεντάνιο (cyclopentane) και το R1233zd(E). Η επιλογή να παρουσιαστούν τα ρευστά αυτά έγινε καθώς το κυκλοπεντάνιο αποτελεί το εργαζόμενο μέσο που αποδίδει την περισσότερη καθαρή ηλεκτρική ισχύ από τα εύφλεκτα αλκάνια, ενώ το R1233zd(E) είναι η πιθανή εναλλακτική σε περίπτωση που κανονισμοί ασφάλειας ή άλλοι περιορίζουν τις επιλογές σε μη εύφλεκτα εργαζόμενα ρευστά. Σε δεύτερη φάση, πραγματοποιείται ανάλυση ευαισθησίας έτσι ώστε να εκτιμηθούν οι βασικές παράμετροι στα αποτελέσματα.

3.2.1. Αποτελέσματα βασικού σεναρίου

Στα σχήματα παρακάτω παρουσιάζονται οι περίοδοι αποπληρωμής (άτοκη – SPP & μειωμένη – DPP), το ισοσταθμισμένο κόστος ενέργειας για ηλεκτρισμό και συμπαραγωγή (LCOE), η καθαρή

παρούσα αξία (NPV) και ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης (IRR) για το κυκλοπεντάνιο (Σχήμα 34) και το R1233zd (Σχήμα 35).

Παρατηρείται ότι όλοι οι οικονομικοί δείκτες διαφοροποιούνται ελάχιστα για τις εναλλακτικές σε εργαζόμενο ρευστό. Στην περίπτωση σταθμού με εργαζόμενο μέσο ORC το κυκλοπεντάνιο προκύπτει η υψηλότερη ονομαστική παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος και επομένως περισσότερη ηλεκτρική ενέργεια σε ετήσια βάση. Επιπρόσθετα, εξαιτίας της υψηλότερης ηλεκτρικής του απόδοσης, η ονομαστική παραγωγή θερμικής ισχύος από τον συμπυκνωτή είναι χαμηλότερη και συνεπώς ελαφρώς λιγότερες ετήσιες ώρες λειτουργίας. Προκύπτει τελικώς υψηλότερο ετήσιο εισόδημα από την λειτουργία του σταθμού με κυκλοπεντάνιο ως εργαζόμενο μέσο ORC από ότι με R1233zd. Από την άλλη πλευρά, στην περίπτωση του R1233zd το συνολικό κόστος επένδυσης (TCI) είναι αισθητά χαμηλότερο, λόγω της χαμηλής κλίμακας ισχύος της μονάδας. Εν συνόλω, η θετική επίδραση του χαμηλότερου συνολικού κόστους επένδυσης υπερिशύει του χαμηλότερου ετήσιου εισοδήματος από την λειτουργία της μονάδας και ο ORC με R1233zd είναι ελαφρώς ανώτερος από οικονομική σκοπιά.

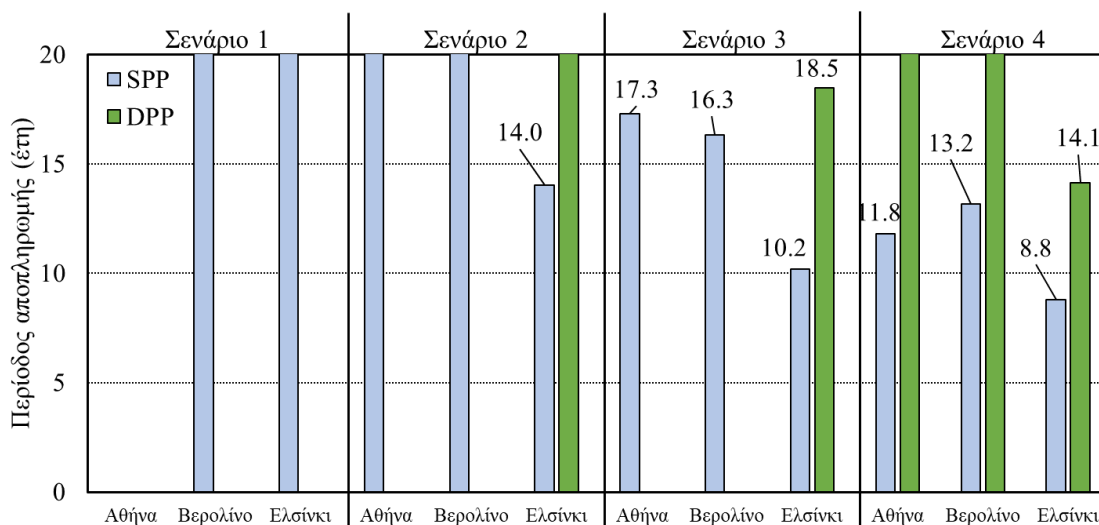
Η αύξηση του αριθμού των κτηρίων στο δίκτυο τηλεθέρμανσης και επομένως της ζήτησης σε θερμότητα έχει θετικό αντίκτυπο στην οικονομία της μονάδας, όπως ήταν αναμενόμενο. Η υψηλότερη ζήτηση οδηγεί σε περισσότερες ώρες λειτουργίας για την μονάδα και επομένως σε αύξηση του εισοδήματος από την πώληση ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας στο δίκτυο. Έτσι, το αποδοτικότερο οικονομικά σενάριο αναδεικνύεται το Σενάριο 4 (800 κτήρια-24000 κάτοικοι) και το λιγότερο αποδοτικό το Σενάριο 1 (100 κτήρια-3000 κάτοικοι).

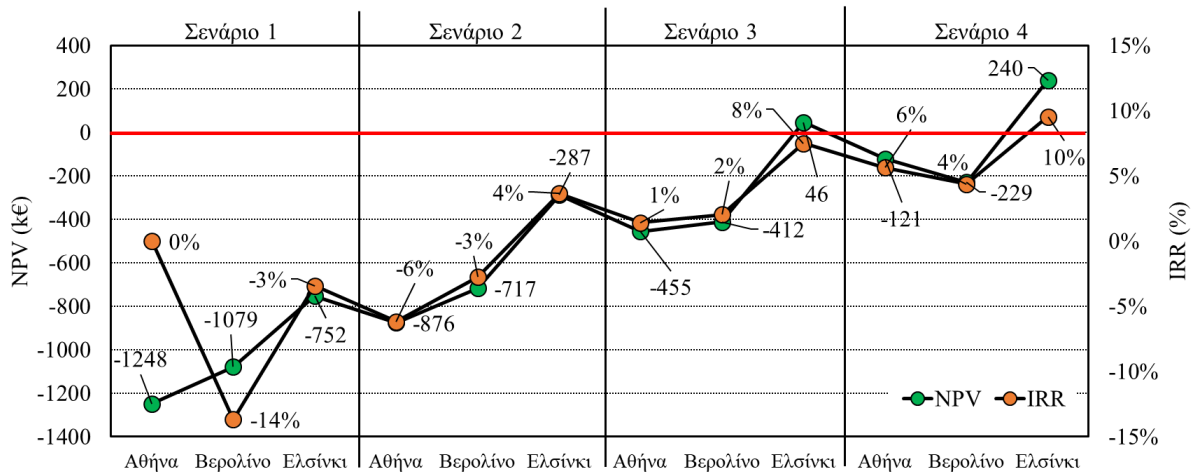
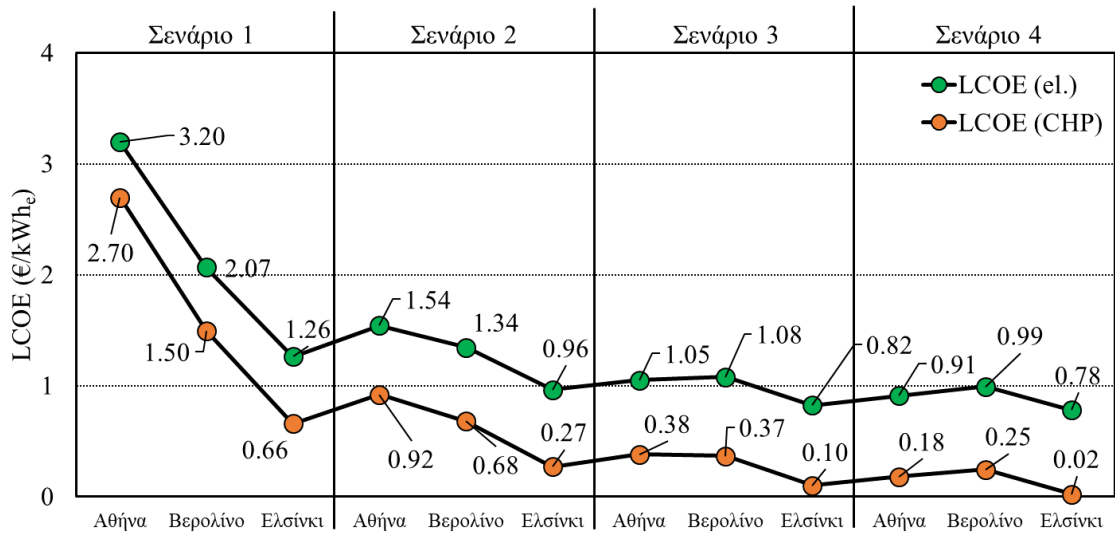
Αναφορικά στην περίοδο αποπληρωμής, το άνω όριο του διαγράμματος περιορίζεται στα 20 έτη, καθώς υψηλότερες από αυτό τιμές αντιστοιχούν σε εξαιρετικά αρνητικό δείκτη. Ομοίως, στο Σενάριο 1 και την περίπτωση της Αθήνας, η παραγωγική ικανότητα του σταθμού είναι πολύ χαμηλή και το εισόδημα παίρνει αρνητικές τιμές με αποτέλεσμα μη υπολογίσιμη περίοδο αποπληρωμής. Σε μερικές ακόμα περιπτώσεις, αν και η άτοκη περίοδος αποπληρωμής υπολογίζεται (SPP), η μειωμένη περίοδος και ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης δεν μπορούν να υπολογιστούν, επειδή το πολύ χαμηλό εισόδημα του σταθμού και η παρούσα αθροιστική αξία των ετήσιων καθαρών ταμειακών ροών κατά την διάρκεια ζωής του σταθμού δεν επαρκούν για να καλύψουν το κόστος επένδυσης. Σε αυτές τις περιπτώσεις, δεν σημειώνονται αξίες στα διαγράμματα.

Τα αποτελέσματα δείχνουν σημαντική αδυναμία του υπό έρευνα συστήματος να αποτελέσει οικονομικά βιώσιμο υπό τις συνθήκες βάσης. Συγκεκριμένα, στα Σενάρια 1 και 2, υπολογίζονται εξαιρετικά υψηλές περιοδοί άτοκης αποπληρωμής, άνω των 20 ετών για εφαρμογές σε Αθήνα και Βερολίνο και άνω των 10 ετών σε Ελσίνκι (13.4-14 έτη). Στο Σενάριο 3 (400 κτήρια-12000 κάτοικοι), οι αντίστοιχες περιοδοί μειώνονται για τις εφαρμογές, παραμένουν όμως άνω των 10 ετών για Αθήνα και Βερολίνο (15.5-17.3 έτη) ενώ στην περίπτωση του Ελσίνκι πλησιάζει τα 10 έτη. Για τα Σενάρια 1-3 η μειωμένη περίοδος αποπληρωμής (DPP) για εφαρμογές σε Αθήνα και Βερολίνο είναι μη υπολογίσιμη ενώ για εφαρμογές στο Ελσίνκι, στο Σενάριο 2 ξεπερνάει τα 20 έτη και στο Σενάριο 3 υπολογίζεται στα 16.8-18.5 έτη για λειτουργία με R1233zd-κυκλοπεντάνιο, αντίστοιχα. Για την κακή οικονομική απόδοση των μονάδων συμβάλουν βασικά δύο παράγοντες. Οι μειωμένες ετήσιες ώρες λειτουργίας ως αποτέλεσμα της σύνδεσης της λειτουργίας της μονάδας

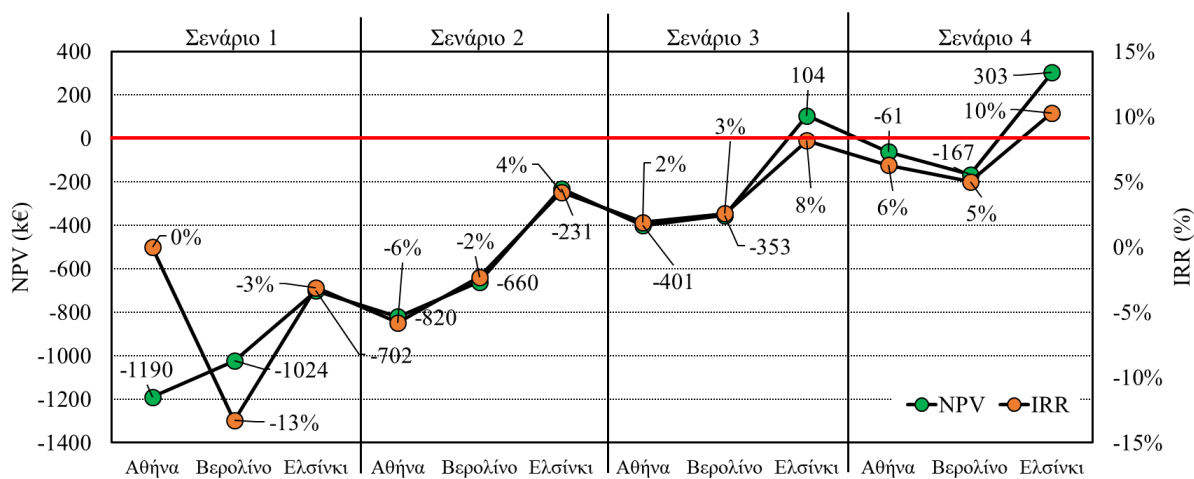
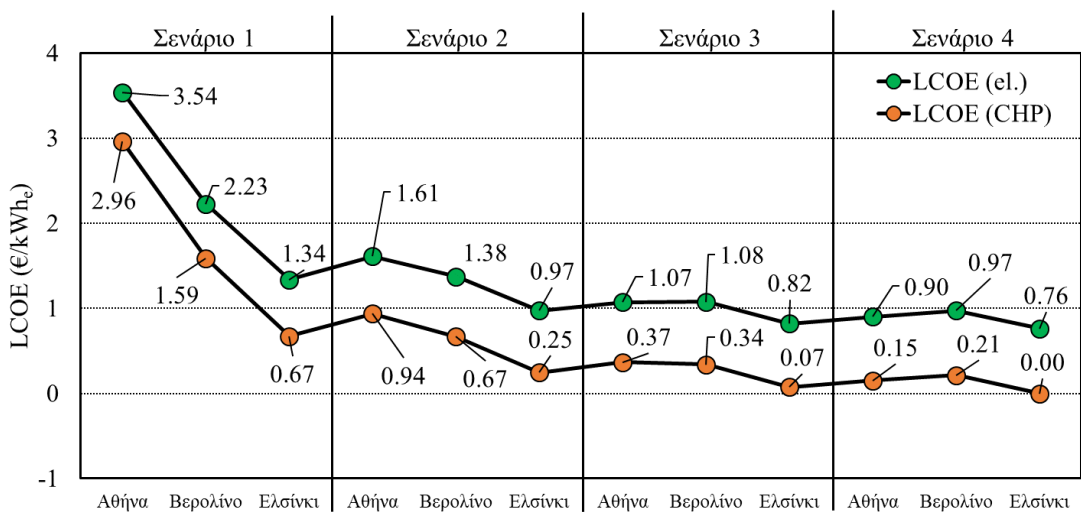
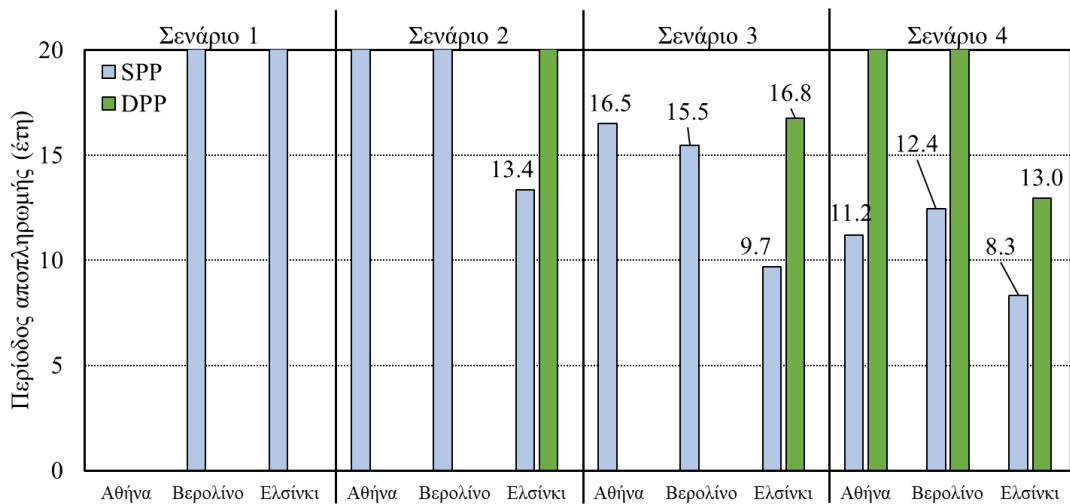
με την πρωταρχική εξυπηρέτηση των θερμικών φορτίων και το εξαιρετικά υψηλό ειδικό κόστος επένδυσης, το οποίο με την σειρά του οφείλεται αρκετά στο αυξημένο κόστος του λέβητα βιομάζας.

Η αναποτελεσματικότητα του κόστους της μονάδας αντικατοπτρίζεται εξίσου και στους υπόλοιπους οικονομικούς δείκτες. Για παράδειγμα, το ισοσταθμισμένο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας για την συμπαραγωγή ($LCOE_{CHP}$) και στις τρεις πόλεις για τα Σενάρια 1 και 2 υπολογίζεται το λιγότερο 0.250 €/kWh_e , που αποτελεί αρκετά υψηλότερο από την υπόθεση που έγινε για την εγγυημένη τιμή πώλησης ηλεκτρισμού, στα 0.120 €/kWh_e . Στο Σενάριο 3 παρατηρείται πτωτική τάση του $LCOE_{CHP}$, παραμένει όμως πάνω από 0.300 €/kWh_e σε Αθήνα και Βερολίνο ενώ στο Ελσίνκι σημειώνονται τιμές 0.07 και 0.10 €/kWh_e . Στο Σενάριο 4, οι μονάδες σε Αθήνα και Βερολίνο σημειώνουν $LCOE_{CHP}$ το λιγότερο $0.150 - 0.180 \text{ €/kWh}_e$ ενώ σε Ελσίνκι οι τιμές κυμαίνονται από μηδέν – που υποδεικνύει ότι το εισόδημα από την πώληση θερμότητας καλύπτει σχεδόν το σύνολο του κόστους – έως 0.02 €/kWh_e . Με δεδομένο πως σήμερα οι εγγυημένες τιμές πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας στην ΕΕ κυμαίνονται από 0.081 σε 0.198 €/kWh_e , μπορεί να συναχθεί πως με ικανά κίνητρα, το εξεταζόμενο σύστημα βιομάζας - ORC για συμπαραγωγή μικρής κλίμακας θα αποτελούσε ελκυστική επένδυση κατά κύριο λόγο στο Ελσίνκι, στα Σενάρια 3 και 4. Απαιτείται σημαντική αύξηση στην εγγυημένη τιμή πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας για να αποτελέσει οικονομικά βιώσιμη επένδυση η εγκατάσταση του εξεταζόμενου συστήματος σε Αθήνα ή Βερολίνο, γεγονός που είναι απίθανο δεδομένης της τωρινής κατάστασης της αγοράς.





Σχήμα 34 Αποτελέσματα βασικού σεναρίου για κυκλοπεντάνιο (cyclopentane)



Σχήμα 35 Αποτελέσματα βασικού σεναρίου για R1233zd

Σημειώνεται ότι δεν έχει συμπεριληφθεί κόστος κατασκευής δικτύου τηλεθέρμανσης στην ανάλυση. Το κόστος αυτό δύναται να είναι ιδιαίτερα υψηλό, ειδικά σε περιπτώσεις που οι οικισμοί βρίσκονται σε μακρινές αποστάσεις από τον σταθμό, ή που είναι αραιά δομημένοι. Το σύστημα αποτελεί σαφώς πιο ελκυστική εφαρμογή σε περιπτώσεις με ήδη υπάρχον δίκτυο τηλεθέρμανσης.

3.2.2. Ανάλυση ευαισθησίας

Στο κεφάλαιο αυτό πραγματοποιείται ανάλυση ευαισθησίας για τις βασικότερες οικονομικές παραμέτρους που επηρεάζουν την οικονομική αποδοτικότητα του σταθμού βιομάζας.

Προκειμένου να απλοποιηθούν οι υπολογισμοί και η παρουσίαση των αποτελεσμάτων, η επίδραση του θερμικού φορτίου (που διαφοροποιείται για κάθε πόλη υπό εξέταση και πλήθος κτηρίων στο δίκτυο) ερευνάται εμμέσως, με βάση τις ονομαστικές ετήσιες ώρες λειτουργίας του σταθμού, που φτάνουν μέχρι 4500 ώρες. Επιπλέον, θεωρείται ηλεκτρικός συμπαραγωγικός βαθμός απόδοσης 6% και 83%, αντίστοιχα (Πίνακας 24). Υπολογίζεται επίσης η μειωμένη περίοδος αποπληρωμής (DPP) για κάθε περίπτωση, ώστε να χρησιμοποιηθεί ως δείκτης για την οικονομική απόδοση της επένδυσης.

Η ανάλυση ευαισθησίας πραγματοποιείται σε δύο στάδια. Αρχικά, ερευνώνται το ειδικό κόστος επένδυσης (SIC), το κόστος βιομάζας, η τιμή πώλησης ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας και η επίδρασή τους ως συνάρτηση των ετήσιων ωρών λειτουργίας της μονάδας. Σε δεύτερο στάδιο, θεωρούνται σταθερές 4000 ώρες λειτουργίας στο έτος και η οικονομική απόδοση του σταθμού εξετάζεται για διαφορετικές τιμές βιομάζας και πώλησης ηλεκτρισμού και θερμότητας. Τελικά διερευνάται το βέλτιστο σενάριο, για το οποίο θεωρείται 4000 ετήσιες ώρες λειτουργίας και ειδικό κόστος επένδυσης 15,000 €/kW_e.

Κατά την μεταβολή δύο παραμέτρων, οι άλλες παραμένουν σταθερές, εκτός και αν άλλως υποδεικνύεται στα διαγράμματα, στις τιμές που παρουσιάζονται στον Πίνακα 25. Ο στόχος της ανάλυσης είναι να εκτιμηθεί η οικονομική αποδοτικότητα του σταθμού αφενός στο σενάριο βάσης, ως πιο ρεαλιστικό και αφετέρου σε ένα λιγότερο ρεαλιστικό, βέλτιστο σενάριο για το οποίο σημειώνεται γενική βελτίωση των οικονομικών παραμέτρων.

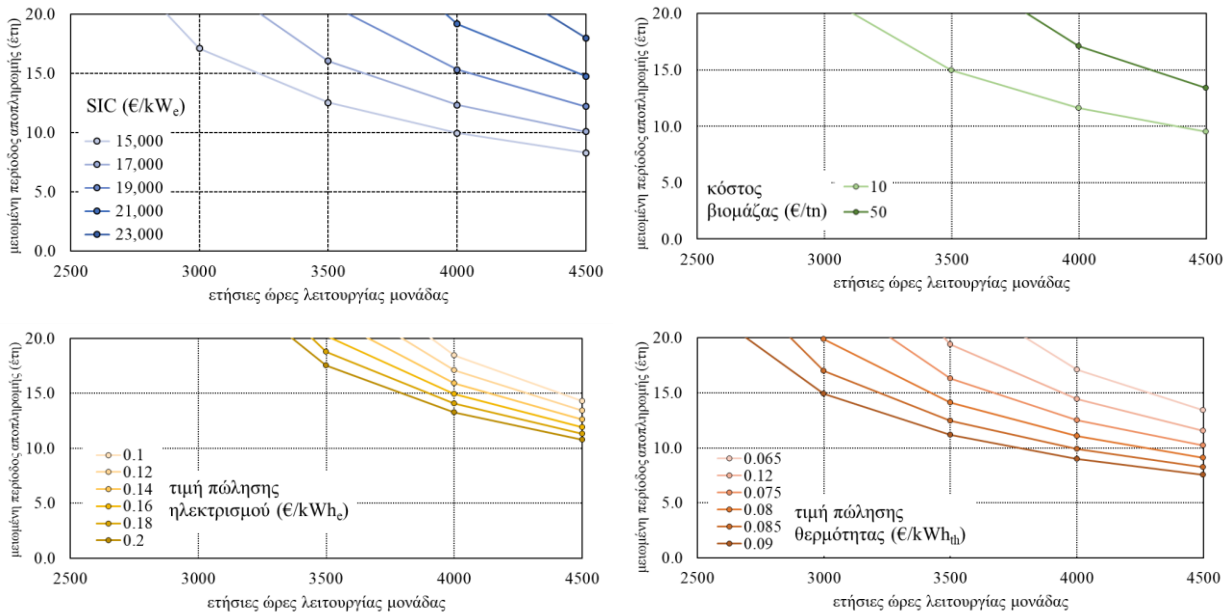
Πίνακας 25 Παράμετροι σεναρίου βάσης

Παράμετρος	Τιμή σεναρίου βάσης
SIC (plant), €/kW _e	20,000
Κόστος βιομάζας (€/tn)	50
Πώληση ηλεκτρικής ενέργειας (€/kWh _e)	0.12
Πώληση θερμικής ενέργειας (€/kWh _{th})	0.065

Τα αποτελέσματα της αρχικής διερεύνησης παρουσιάζονται στο Σχήμα 36. Αρχικά, διαφαίνεται ότι η αύξηση των ωρών λειτουργίας της μονάδας πάνω από 3500-4000 ώρες/έτος είναι απαραίτητη για να αποτελέσει το σύστημα μια οικονομικά ελκυστική επένδυση, με μειωμένη περίοδο

αποπληρωμής (DPP) κάτω των 10 ετών. Για λιγότερες από αυτές τις ώρες λειτουργίας, η DPP υπερβαίνει τα 10 και σε μερικές περιπτώσεις, τα 15 έτη. Ακόμα και στις περιπτώσεις που εξετάζεται χαμηλό ειδικό κόστος επένδυσης, χαμηλό κόστος βιομάζας ή υψηλές τιμές πώλησης ηλεκτρικής/θερμικής ενέργειας, η επένδυση δεν γίνεται ιδιαίτερα αποδοτική. Πιο συγκεκριμένα, παρατηρείται ότι η μειωμένη περίοδος αποπληρωμής πλησιάζει τα 7.5-8 έτη όταν το ειδικό κόστος επένδυσης ελαχιστοποιείται ή οι τιμές πώλησης ενέργειας μεγιστοποιούνται. Επομένως, απαιτείται συνδυασμός μερικών από τις παραμέτρους κλειδιά για την βελτίωση της αποδοτικότητας της επένδυσης, ακόμα και όταν υπάρχει υψηλή ζήτηση σε θερμότητα.

Από τις εξεταζόμενες παραμέτρους, η τιμή πώλησης ηλεκτρισμού φαίνεται να έχει την ασθενέστερη επίδραση στην περίοδο αποπληρωμής της επένδυσης. Συγκεκριμένα, φαίνεται πως ακόμα και στην περίπτωση που ο σταθμός λειτουργεί για 4500 ώρες/έτος και η τιμή πώλησης ηλεκτρισμού μεγιστοποιείται, η περίοδος αποπληρωμής παραμένει άνω των 10 ετών. Από την άλλη πλευρά, υπό την συνθήκη ότι ο χρόνος λειτουργίας της μονάδας είναι 4500 ώρες/έτος και η τιμή πώλησης θερμότητας αυξάνεται στα 0.090 €/kWh_{th}, η περίοδος αποπληρωμής ελαχιστοποιείται στα 7.5 έτη, ενώ βρίσκεται περίπου στα 8 έτη στην περίπτωση που για τις ίδιες ώρες ετήσιας λειτουργίας του σταθμού το ειδικό κόστος επένδυσης είναι 15,000 €/kW_e. Στην ανάλυση με βάση το κόστος αγοράς βιομάζας, όταν μειώνεται στα 10 €/tn, η επένδυση σημειώνει περίοδο αποπληρωμής κοντά στα 10 έτη, ενώ για την βασική συνθήκη κόστους βιομάζας, που είναι 50 €/tn, η μειωμένη περίοδος αποπληρωμής είναι εξαιρετικά υψηλή, ειδικά για λιγότερες από 4000 ετήσιες ώρες λειτουργίας της μονάδας.



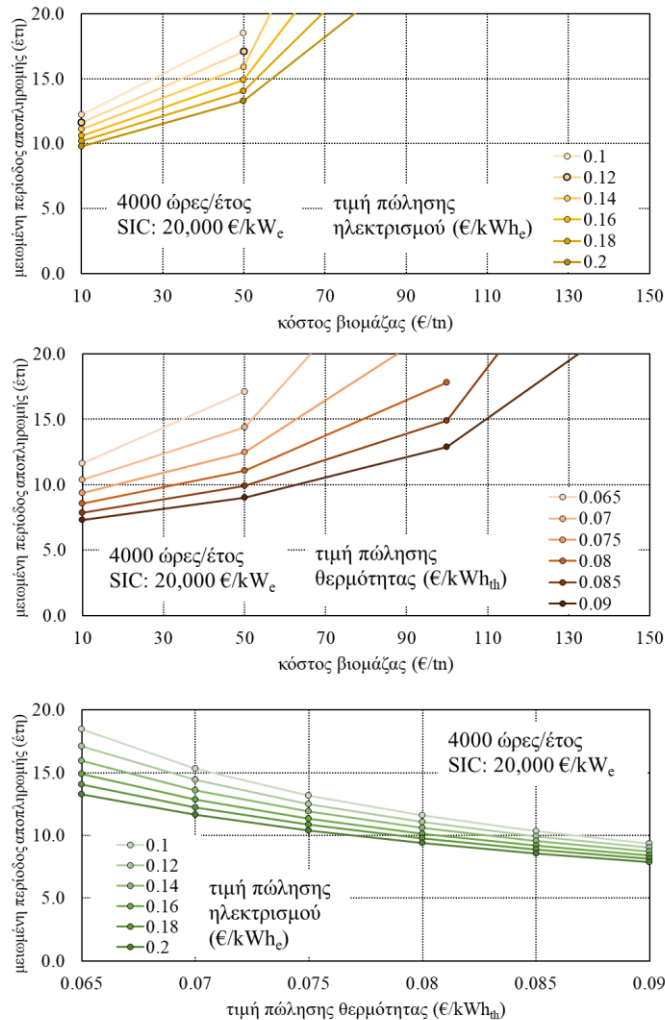
Σχήμα 36 Επίδραση του ειδικού κόστους επένδυσης, του κόστους βιομάζας, της τιμής πώλησης ηλεκτρισμού και θερμότητας ως συνάρτηση της ετήσιας ωριαίας λειτουργίας της μονάδας (σενάριο βάσης)

Στην συνέχεια στο Σχήμα 37 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της μελέτης που αντιστοιχούν σε σενάριο με σταθερό ειδικό κόστος επένδυσης (SIC) στα 20,000 €/kW_e και σταθερές 4000 ετήσιες ώρες λειτουργίας.

Από το άνω διάγραμμα, παρατηρείται ότι όταν η τιμή πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας είναι 0.20 €/kWh_e και το κόστος βιομάζας βρίσκεται στα 50 €/tn, η οικονομική απόδοση της μονάδας παραμένει σε χαμηλά επίπεδα καθώς η περίοδος αποπληρωμής ξεπερνάει τα 10 έτη. Η ελάχιστη τιμή περιόδου αποπληρωμής της επένδυσης μπορεί να επιτευχθεί για κόστος βιομάζας ελαχιστοποιημένο στα 10 €/tn και ακόμα και σε αυτή την περίπτωση, αντιστοιχεί σε 9.8 έτη.

Από το μεσαίο διάγραμμα διακρίνεται πως η τιμή πώλησης θερμικής ενέργειας δύναται να επηρεάσει έντονα τα οικονομικά του σταθμού. Στην οριακή περίπτωση που η θερμότητα αμείβεται με 0.090 €/kWh_{th} και το κόστος βιομάζας κυμαίνεται στο διάστημα 10-50 €/tn μπορεί να επιτευχθεί περίοδος αποπληρωμής στο διάστημα των 7.3-9 ετών. Παρατηρείται επίσης πως για το ελάχιστο κόστος βιομάζας στα 10 €/tn και τιμές πώλησης θερμότητας υψηλότερες από 0.080 €/kWh_{th}, η μειωμένη περίοδος αποπληρωμής παραμένει κάτω από 10 έτη.

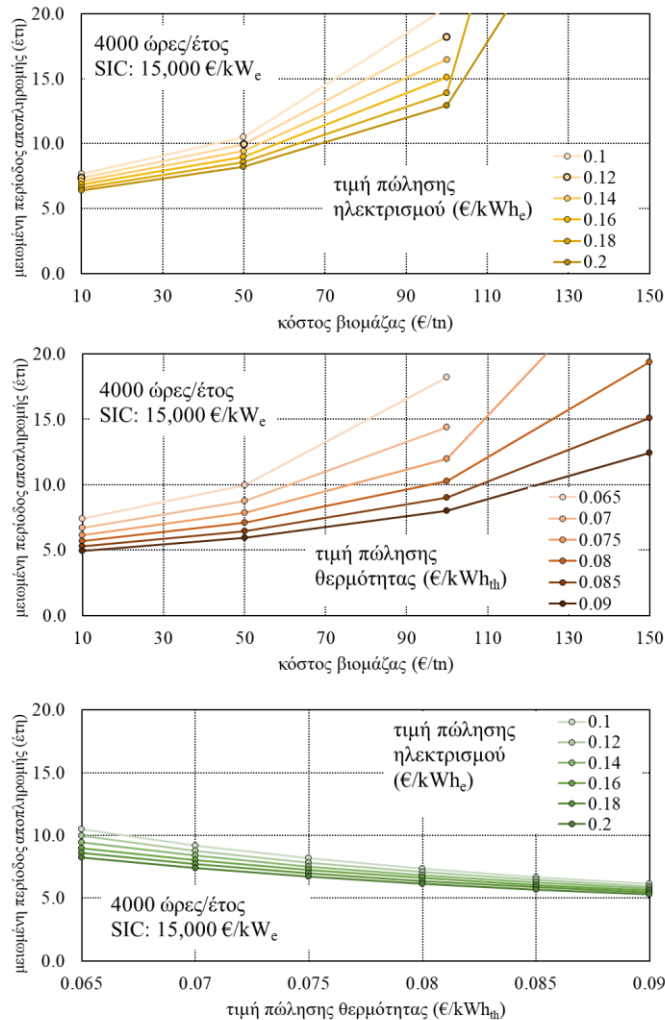
Στο τελευταίο διάγραμμα στο Σχήμα 37, επαληθεύεται ξανά η σχετικά μικρή επίδραση που έχει η πώληση ηλεκτρισμού στα οικονομικά του σταθμού, αφού για μέγιστη τιμή πώλησης θερμότητας 0.090 €/kWh_{th} η διακύμανση της τιμής πώλησης ηλεκτρισμού στο διάστημα 0.1-0.2 €/kW_e επιφέρει μεταβολή της τάξης του 1.5 έτους στην μειωμένη περίοδο αποπληρωμής της επένδυσης. Φαίνεται πως ακόμα και στην οριακή περίπτωση λειτουργίας 4000 ωρών/έτος και με ταυτόχρονα χαμηλό κόστος αγοράς βιομάζας και υψηλών τιμών πώλησης ηλεκτρισμού και θερμότητας, η μειωμένη περίοδος αποπληρωμής κυμαίνεται κοντά στα 8 έτη. Επομένως, παρά την σχετικά βελτιωμένη οικονομική απόδοση, η επένδυση δεν μπορεί να θεωρηθεί ελκυστική από οικονομική άποψη.



Σχήμα 37 Ανάλυση ευαισθησίας για κόστος βιομάζας, τιμές πώλησης ηλεκτρισμού και θερμότητας υπό σταθερό ειδικό κόστος επένδυσης (20,000 €/kW_e) και 4000 ετήσιες ώρες λειτουργίας.

Τα αποτελέσματα της τρίτης ανάλυσης ευαισθησίας, που αντιστοιχεί στο βέλτιστο σενάριο με ειδικό κόστος επένδυσης 15,000 €/kW_e και 4000 ετήσιες ώρες λειτουργίας παρουσιάζονται στο Σχήμα 38.

Όπως είναι αναμενόμενο, η οικονομική απόδοση του σταθμού βελτιώνεται. Παρατηρείται πως η περίοδος αποπληρωμής παραμένει κάτω από 10 έτη ακόμα και υπό την κατώτατη τιμή πώλησης θερμότητας (0.065 €/kWh_{th}) όταν το κόστος βιομάζας είναι μέχρι 50 €/tn. Μάλιστα, η DPP εξακολουθεί να βρίσκεται κάτω από 10 έτη, για κόστος βιομάζας μέχρι και 100 €/tn, αν η τιμή πώλησης θερμότητας βρίσκεται πάνω από 0.080 €/kWh_{th}. Ακόμα και υπό τον περιορισμό του ειδικού κόστους επένδυσης όμως, η περίοδος αποπληρωμής δεν σημειώνεται πουθενά κάτω από 5 έτη. Η ελάχιστη μειωμένη περίοδος αποπληρωμής σημειώνεται στην περίπτωση που το κόστος βιομάζας είναι 10 €/tn και η τιμή πώλησης θερμότητας είναι 0.090 €/kW_{th}.



Σχήμα 38 Ανάλυση ευαισθησίας για κόστος βιομάζας, τιμές πώλησης ηλεκτρισμού και θερμότητας υπό σταθερό ειδικό κόστος επένδυσης (15,000 €/kW_e) και 4000 ετήσιες ώρες λειτουργίας.

Εν κατακλείδι, τα αποτελέσματα της ανάλυσης ευαισθησίας αναδεικνύουν πως το τεχνολογικό κόστος της υπό μελέτη μονάδας συμπαραγωγής με ORC και καύση βιομάζας στις παρούσες συνθήκες αγοράς δεν αποτελεί μια οικονομικά βιώσιμη επένδυση. Αυτό αποδεικνύεται από το γεγονός ότι ακόμα και εάν είναι ευνοϊκοί πολλοί παράγοντες (πολύ χαμηλό κόστος βιομάζας, πολλές ώρες λειτουργίας, υψηλές τιμές πώλησης θερμότητας και ηλεκτρισμού) και εξεταστεί μείωση στο ειδικό κόστος επένδυσης, η μειωμένη περίοδος αποπληρωμής κυμαίνεται στα 5-7 έτη. Φυσικά, αν μπορούσε να επιτευχθεί ακόμα χαμηλότερο κόστος επένδυσης, κόστος βιομάζας ή υψηλότερες τιμές πώλησης ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας θα μπορούσε να προκύψει μια οικονομικά ανταγωνιστική εφαρμογή. Τέτοιες μεταβολές, όμως, είναι εξαιρετικά απίθανο να είναι ρεαλιστικές στις παρούσες συνθήκες ή εφικτές στο μέλλον.

Ένας βασικός παράγοντας που περιορίζει πολύ την κερδοφορία της υπό μελέτη μονάδας είναι οι περιορισμένες ετήσιες ώρες λειτουργίας που προκύπτουν από την παραδοχή πως ο σταθμός

λειτουργεί με σκοπό να καλύπτει τα θερμικά φορτία του δικτύου τηλεθέρμανσης. Προκειμένου να αποτελέσει οικονομικά βιώσιμη επένδυση, χρειάζεται να επεκταθούν οι ώρες λειτουργίας της μονάδας για άλλες εφαρμογές, πέραν της τηλεθέρμανσης (όπως παροχή θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας σε οικιακούς, εμπορικούς ή βιομηχανικούς καταναλωτές) σε ετήσια βάση.

4. Συμπεράσματα και προοπτικές μελλοντικής εργασίας

4.1. Συμπεράσματα Μελέτης

Στην παρούσα εργασία διερευνήθηκε η τεχνοοικονομική απόδοση μονάδας ORC μικρής κλίμακας βιομάζας για συμπαραγωγή μέσω τηλεθέρμανσης, με θερμική είσοδο 1000 kW_{th} βιομάζας. Αξιολογήθηκαν 6 διαφορετικά οργανικά ρευστά ως εργαζόμενα μέσα και εξετάστηκε η κάλυψη οικισμών διαφορετικών μεγεθών σε Αθήνα, Βερολίνο και Ελσίνκι, όπου η μέγιστη ζήτηση σε θερμότητα ήταν 10,200 kW_{th}. Λόγω τεχνικών περιορισμών στην μέγιστη επιτρεπτή θερμοκρασία κύκλου, ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του σταθμού είναι χαμηλός, στο διάστημα του 5.18% έως 7.09% για λειτουργία μέχρι 150 °C. Η συνολική εγκατεστημένη ισχύς του σταθμού υπολογίζεται από 48.9 kW_e μέχρι 67 kW_e. Για εργαζόμενα ρευστά το κυκλοπεντάνιο και το R1233zd, για τα οποία επιτυγχάνεται ο υψηλότερος βαθμός απόδοσης του σταθμού, υπολογίζεται ειδικό κόστος επένδυσης (SIC) 15,061 €/kW_e και 20,442 €/kW_e αντίστοιχα.

Ο χαμηλός ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης, οι δυσμενείς επιδράσεις της οικονομίας κλίμακας για τα μικρά μεγέθη των συστατικών τεχνολογιών του σταθμού και οι σχετικά μειωμένες ετήσιες ώρες λειτουργίας συμβάλουν αισθητά στην κακή οικονομική απόδοση της συμπαραγωγικής μονάδας. Πιο συγκεκριμένα, όταν το φορτίο αιχμής είναι χαμηλότερο από 2000 kW_{th} υπολογίζεται απλή περίοδος αποπληρωμής της επένδυσης περισσότερο από 20 έτη, ενώ η μειωμένη περίοδος αποπληρωμής είναι μη υπολογίσιμη. Φορτίο αιχμής στο διάστημα 3000-5000 kW_{th} μειώνει την απλή περίοδο αποπληρωμής στα 10-17 έτη, ενώ για φορτίο αιχμής 6000-10000 kW_{th}, βρίσκεται στα 9-13 έτη. Η χαμηλότερη μειωμένη περίοδος αποπληρωμής της επένδυσης καταγράφεται στα 8-9 έτη, για φορτίο αιχμής περίπου 10218 kW_{th}. Με εξαίρεση την εφαρμογή στο Ελσίνκι, σε σενάριο μέγιστου θερμικού φορτίου, το ισοσταθμισμένο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας (LCOE) του σταθμού προκύπτει μεγαλύτερο από την τιμή πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας του σεναρίου βάσης (0.12 €/kW_e), ακόμα και λαμβάνοντας υπόψιν στον υπολογισμό την πώληση της θερμότητας.

Υπό τις εξεταζόμενες συνθήκες, είναι αναγκαίο να ικανοποιηθούν ταυτόχρονα τρεις βασικές συνθήκες προκειμένου η υπό εξέταση μονάδα να αποτελέσει οικονομικά βιώσιμη επένδυση. Η πρώτη συνθήκη, αφορά στην ύπαρξη σημαντικά μεγαλύτερης ζήτησης θερμότητας, ώστε να διαβεβαιώνεται η λειτουργία της μονάδας τουλάχιστον 4000 ώρες το έτος. Αυτό προϋποθέτει βαρύτερες κλιματικές συνθήκες από τις ελληνικές, πιθανόν σε περιοχές της Βόρειας Ευρώπης ή της Σκανδιναβίας, σε μεγάλους οικισμούς που θα υπάρχει ζήτηση αιχμής τουλάχιστον 10000 kW_{th}. Η δεύτερη συνθήκη αποτελεί την πρόσβαση σε οικονομικότερο καύσιμο βιομάζας, με κόστος το πολύ 30 €/tn, που θα ήταν ρεαλιστικό μόνο στην περίπτωση εκμετάλλευσης δασικών,

βιομηχανικών ή αγροτικών υπολειμμάτων. Τέλος, η τρίτη συνθήκη αφορά υψηλότερη τιμή πώλησης θερμικής ενέργειας, σε ύψος τουλάχιστον 0.080 €/kW_{th}. Αξίζει να σημειωθεί πως αν ικανοποιηθούν όλα τα παραπάνω, είναι απαραίτητη η σύνδεση του σταθμού με επιπλέον βιομηχανικούς ή οικιακούς θερμικούς καταναλωτές ώστε να επιτευχθεί οικονομικά αποδοτική λειτουργία, με μειωμένη περίοδο αποπληρωμής κάτω από 5 έτη.

4.2. Προοπτικές για μελλοντική έρευνα

Κατά την μελέτη για την εκπόνηση της παρούσας εργασίας προέκυψαν ορισμένοι προβληματισμοί πέρα από το σαφώς ορισμένο αντικείμενο μελέτης. Ενδεικτικά, γίνονται παρακάτω προτάσεις για μελλοντική εργασία:

- Να αξιολογηθεί η απόδοση διαφορετικών οργανικών ρευστών στον κύκλο, εναρμονισμένων με τις διεθνείς περιβαλλοντικές οδηγίες των οποίων οι κρίσιμες θερμοκρασίες και πιέσεις συμβαδίζουν με τους περιορισμούς του προς μελέτη συστήματος.
- Ανάλυση του συστήματος με εναλλακτικούς τύπους εκτονωτή, ούτως ώστε να υπάρχουν περισσότερα οικονομικά δεδομένα διαθέσιμα για να παρουσιαστεί μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας.
- Εξέταση διαφορετικών τύπων θερμικών φορτίων πέραν της θερμότητας για οικιακούς καταναλωτές (βιομηχανία, εμπορικά κέντρα), με σκοπό να αυξηθούν οι ώρες λειτουργίας του σταθμού.
- Διερεύνηση διάταξης σταθμού με υψηλής και χαμηλής πίεσης εκτονωτές, για αύξηση της παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος.
- Εξέταση ζεοτροπικών μειγμάτων για την παρούσα διάταξη, με μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας.
- Διερεύνηση συστήματος τριπαραγωγής με το υπό μελέτη σύστημα για την κάλυψη και των ψυκτικών φορτίων της περιοχής, ούτως ώστε να μεγιστοποιηθούν οι ετήσιες ώρες λειτουργίας της μονάδας.
- Τεχνο-οικονομική ανάλυση για λειτουργία σταθμού βιομάζας-ORC με ταυτόχρονη εξυπηρέτηση οικιακών θερμικών φορτίων με δίκτυο τηλεθέρμανσης και εξυπηρέτηση θερμικών και ηλεκτρικών αναγκών βιομηχανίας παραγωγής πέλλετ.

Βιβλιογραφία

- [1] S. Karellas and K. Braimakis, “Energy-exergy analysis and economic investigation of a cogeneration and trigeneration ORC-VCC hybrid system utilizing biomass fuel and solar power,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 107, pp. 103–113, Jan. 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2015.06.080.
- [2] M. Uris, J. I. Linares, and E. Arenas, “Techno-economic feasibility assessment of a biomass cogeneration plant based on an Organic Rankine Cycle,” *Renew. Energy*, vol. 66, pp. 707–713, Jun. 2014, doi: 10.1016/j.renene.2014.01.022.
- [3] EU, “Climate strategies & targets,” pp. 2–3, 2017.
- [4] EU, “The Just Transition Mechanism: making sure no one is left behind | European Commission.” https://ec.europa.eu/info/strategy/priorities-2019-2024/european-green-deal/actions-being-taken-eu/just-transition-mechanism_en (accessed Jun. 21, 2021).
- [5] ΦΕΚ Β'4893, “Κύρωση του Εθνικού Σχεδίου για την Ενέργεια και το Κλίμα (ΕΣΕΚ),” 2019.
- [6] ΤΕΧΝΙΚΟ ΕΠΙΜΕΛΗΤΗΡΙΟ ΕΛΛΑΔΑΣ, “Συμπαράγωγη Ηλεκτρισμου, Θερμοτητας & Ψύξης: Εγκαταστάσεις Σε Κτηρια, Τεχνική Οδηγία Τεχνικού Επιμελητηρίου Ελλάδας Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-5/2017,” Αθήνα, 2017.
- [7] S. R. Wood and P. N. Rowley, “A techno-economic analysis of small-scale, biomass-fuelled combined heat and power for community housing,” *Biomass and Bioenergy*, vol. 35, no. 9, pp. 3849–3858, Oct. 2011, doi: 10.1016/j.biombioe.2011.04.040.
- [8] D. Maraver, A. Sin, F. Sebastián, and J. Royo, “Environmental assessment of CCHP (combined cooling heating and power) systems based on biomass combustion in comparison to conventional generation,” *Energy*, vol. 57, pp. 17–23, Aug. 2013, doi: 10.1016/j.energy.2013.02.014.
- [9] A. Rentizelas, S. Karellas, E. Kakaras, and I. Tatsiopoulos, “Comparative techno-economic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no. 3, pp. 674–681, Mar. 2009, doi: 10.1016/j.enconman.2008.10.008.
- [10] A. Guercio and R. Bini, “Biomass-fired Organic Rankine Cycle combined heat and power systems,” in *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*, E. Macchi and M. Astolfi, Eds. Elsevier, 2017, pp. 527–567.
- [11] Ε. Κακαράς and Σ. Καρέλλας, *Αποκεντρωμένα Θερμικά Συστήματα*. Αθήνα: Εκδόσεις Τσότρας, 2015.

- [12] U. Grigull, J. Straub, and P. Schiebener, *Steam Tables in SI-Units / Wasserdampfatafeln*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1990.
- [13] Κ. Μαθουδάκης, *Λειτουργία αεριοστροβίλων και ατμοστροβίλων*. Αθήνα: Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, 1997.
- [14] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, “Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 22, pp. 168–186, Jun. 2013, doi: 10.1016/j.rser.2013.01.028.
- [15] S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, B. Vanslambrouck, and M. De Paepe, “Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 47, pp. 448–461, Jul. 2015, doi: 10.1016/j.rser.2015.03.089.
- [16] D. Maraver, J. Royo, V. Lemort, and S. Quoilin, “Systematic optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles (ORCs) constrained by technical parameters in multiple applications,” *Appl. Energy*, vol. 117, pp. 11–29, Mar. 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2013.11.076.
- [17] I. H. Aljundi, “Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle,” *Renew. Energy*, vol. 36, no. 4, pp. 1196–1202, Apr. 2011, doi: 10.1016/j.renene.2010.09.022.
- [18] T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo, B. S. Pei, and K. F. Tsai, “A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources,” *Energy*, vol. 35, no. 3, pp. 1403–1411, Mar. 2010, doi: 10.1016/j.energy.2009.11.025.
- [19] D. Meinel, C. Wieland, and H. Spliethoff, “Effect and comparison of different working fluids on a two-stage organic rankine cycle (ORC) concept,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 63, no. 1, pp. 246–253, Feb. 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.11.016.
- [20] K. Braimakis and S. Karellas, “Energetic optimization of regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) configurations,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 159, pp. 353–370, Mar. 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2017.12.093.
- [21] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis, “Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 8. Elsevier Ltd, pp. 3963–3979, 2011, doi: 10.1016/j.rser.2011.07.024.
- [22] J. Bao and L. Zhao, “A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 24, pp. 325–342, Aug. 2013, doi: 10.1016/j.rser.2013.03.040.
- [23] Ε. Κακκαράς and Σ. Καρέλλας, *Αντιρρυπαντική Τεχνολογία Θερμικών Σταθμών*. Αθήνα:

Εκδόσεις Τσότρας, 2013.

- [24] T. Tartière and M. Astolfi, “A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market,” *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 2–9, Sep. 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.159.
- [25] T. Tartière, “Analysis of the Organic Rankine Cycle market,” 2015. <https://orc-world-map.org/analysis.html> (accessed Apr. 27, 2021).
- [26] K. Braimakis and S. Karellas, “Integrated thermoeconomic optimization of standard and regenerative ORC for different heat source types and capacities,” *Energy*, vol. 121, pp. 570–598, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.01.042.
- [27] H. Zhai, Q. An, L. Shi, V. Lemort, and S. Quoilin, “Categorization and analysis of heat sources for organic Rankine cycle systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 64, pp. 790–805, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2016.06.076.
- [28] J. S. Pereira, J. B. Ribeiro, R. Mendes, G. C. Vaz, and J. C. André, “ORC based micro-cogeneration systems for residential application – A state of the art review and current challenges,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 92, no. March, pp. 728–743, Sep. 2018, doi: 10.1016/j.rser.2018.04.039.
- [29] Y. Huang *et al.*, “A techno-economic assessment of biomass fuelled trigeneration system integrated with organic Rankine cycle,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 53, no. 2, pp. 325–331, 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.03.041.
- [30] M. Noussan, G. Cerino Abidin, A. Poggio, and R. Roberto, “Biomass-fired CHP and heat storage system simulations in existing district heating systems,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 71, no. 2, pp. 729–735, Oct. 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.11.021.
- [31] M. Uris, J. I. Linares, and E. Arenas, “Feasibility assessment of an Organic Rankine Cycle (ORC) cogeneration plant (CHP/CCHP) fueled by biomass for a district network in mainland Spain,” *Energy*, vol. 133, pp. 969–985, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.05.160.
- [32] A. Pezzuolo, A. Benato, A. Stoppato, and A. Mirandola, “Fluid Selection and Plant Configuration of an ORC-biomass fed System Generating Heat and/or Power,” *Energy Procedia*, vol. 101, no. September, pp. 822–829, 2016, doi: 10.1016/j.egypro.2016.11.104.
- [33] M. Świerzewski and J. Kalina, “Optimisation of biomass-fired cogeneration plants using ORC technology,” *Renew. Energy*, vol. 159, pp. 195–214, 2020, doi: 10.1016/j.renene.2020.05.155.
- [34] Y. Zhu, W. Li, J. Li, H. Li, Y. Wang, and S. Li, “Thermodynamic analysis and economic assessment of biomass-fired organic Rankine cycle combined heat and power system integrated with CO₂ capture,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 204, p. 112310, Jan. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112310.

- [35] A. Algieri and P. Morrone, “Techno-economic analysis of biomass-fired ORC systems for single-family combined heat and power (CHP) applications,” *Energy Procedia*, vol. 45, pp. 1285–1294, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.01.134.
- [36] J. Mascuch, V. Novotny, V. Vodicka, and Z. Zeleny, “Towards development of 1-10 kW pilot ORC units operating with hexamethyldisiloxane and using rotary vane expander,” *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 826–833, Sep. 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.196.
- [37] Aspen Technology Inc., “Aspen Plus | Leading Process Simulation Software,” *Aspen Technology, Inc.* 2020.
- [38] Aspen Technology Inc. and Aspen Plus V 8.4, *Aspen Physical Property System: Physical Property Methods*. 2013.
- [39] E. W. Lemmon, M. L. Huber, and M. O. McLinden, “NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1.” .
- [40] S. A. Channiwala and P. P. Parikh, “A unified correlation for estimating HHV of solid, liquid and gaseous fuels,” *Fuel*, vol. 81, no. 8, pp. 1051–1063, May 2002, doi: 10.1016/S0016-2361(01)00131-4.
- [41] S. V. Vassilev, D. Baxter, L. K. Andersen, and C. G. Vassileva, “An overview of the chemical composition of biomass,” *Fuel*, vol. 89, no. 5. Elsevier, pp. 913–933, May 01, 2010, doi: 10.1016/j.fuel.2009.10.022.
- [42] Q. Liu, “Waste Heat Recovery from Fossil-Fired Power Plants by Organic Rankine Cycles,” in *Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery - Analysis and Applications*, IntechOpen, 2020.
- [43] “DOWTHERM™ Q Heat Transfer Fluid | Dow Inc.” <https://www.dow.com/en-us/pdp.dowtherm-q-heat-transfer-fluid.11233z.html#:~:text=A synthetic organic heat transfer,significantly better low-temperature pumpability> (accessed Jun. 07, 2021).
- [44] H. Gadd and S. Werner, “Achieving low return temperatures from district heating substations,” *Appl. Energy*, vol. 136, pp. 59–67, Dec. 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.09.022.
- [45] D. A. Howard, K. Filonenko, F. S. Busk, and C. Veje, “Methodology for Evaluation of District Heating Network Efficiency,” in *E3S Web of Conferences*, Aug. 2020, vol. 186, p. 01006, doi: 10.1051/e3sconf/202018601006.
- [46] T. Tereshchenko and N. Nord, “Energy planning of district heating for future building stock based on renewable energies and increasing supply flexibility,” *Energy*, vol. 112, pp. 1227–1244, Oct. 2016, doi: 10.1016/j.energy.2016.04.114.

- [47] “ΚΑΝΟΝΙΣΜΟΣ (ΕΕ) αριθ. 517/2014 ΤΟΥ ΕΥΡΩΠΑΪΚΟΥ ΚΟΙΝΟΒΟΥΛΙΟΥ ΚΑΙ ΤΟΥ ΣΥΜΒΟΥΛΙΟΥ της 16ης Απριλίου 2014 για τα φθοριούχα αέρια του θερμοκηπίου και για την κατάργηση του κανονισμού (ΕΚ) αριθ. 842/2006,” *Επίσημη Εφημερίδα της Ευρωπαϊκής Ένωσης*, 2014.
- [48] “ΚΑΝΟΝΙΣΜΟΣ (ΕΚ) αριθ. 842/2006 ΤΟΥ ΕΥΡΩΠΑΪΚΟΥ ΚΟΙΝΟΒΟΥΛΙΟΥ ΚΑΙ ΤΟΥ ΣΥΜΒΟΥΛΙΟΥ της 17ης Μαΐου 2006 για ορισμένα φθοριούχα αέρια θερμοκηπίου,” *Επίσημη Εφημερίδα της Ευρωπαϊκής Ένωσης*, p. L 161/1-11, 2006.
- [49] K. Braimakis, T. C. Roumpedakis, A.-D. Leontaritis, and S. Karellas, “Comparison of Environmentally Friendly Working Fluids for Organic Rankine Cycles,” in *Advances in New Heat Transfer Fluids*, CRC Press, 2017, pp. 377–426.
- [50] M. Imran, M. Usman, B.-S. S. Park, and D.-H. H. Lee, “Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 57, pp. 1090–1109, May 2016, doi: 10.1016/j.rser.2015.12.139.
- [51] S. Quoilin, “Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications,” UNIVERSITY OF LIÈGE, 2011.
- [52] L. Da Lio, G. Manente, and A. Lazzaretto, “Predicting the optimum design of single stage axial expanders in ORC systems: Is there a single efficiency map for different working fluids?,” *Applied Energy*, vol. 167. Elsevier Ltd, pp. 44–58, Apr. 01, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.01.020.
- [53] M. Astolfi, M. C. Romano, P. Bombarda, and E. Macchi, “Binary ORC (Organic Rankine Cycles) power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources - Part B: Techno-economic optimization,” *Energy*, vol. 66, pp. 435–446, Mar. 2014, doi: 10.1016/j.energy.2013.11.057.
- [54] D. Fiaschi, G. Manfrida, and F. Maraschiello, “Design and performance prediction of radial ORC turboexpanders,” *Appl. Energy*, vol. 138, pp. 517–532, Jan. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.10.052.
- [55] S. Lemort, V.,Guillaume, L., Legros, A., Declaye, S., Quoilin, “A COMPARISON OF PISTON , SCREW AND SCROLL EXPANDERS FOR SMALL- SCALE RANKINE CYCLE SYSTEMS Thermodynamics Laboratory , University of Liège , Campus du Sart Tilman , B49 , STATE OF THE ART,” *3rd Int. Conf. Microgeneration Relat. Technol.*, 2013.
- [56] H. Tang, H. Wu, X. Wang, and Z. Xing, “Performance study of a twin-screw expander used in a geothermal organic Rankine cycle power generator,” *Energy*, vol. 90, pp. 631–642, Oct. 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.07.093.
- [57] Y. Q. Zhang *et al.*, “Development and experimental study on organic Rankine cycle system

- with single-screw expander for waste heat recovery from exhaust of diesel engine,” *Energy*, vol. 77, pp. 499–508, Dec. 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.09.034.
- [58] S. W. Hsu, H. W. D. Chiang, and C. W. Yen, “Experimental investigation of the performance of a hermetic screw-expander organic rankine cycle,” *Energies*, vol. 7, no. 9, pp. 6172–6185, Sep. 2014, doi: 10.3390/en7096172.
- [59] M. Astolfi, “Techno-economic Optimization of Low Temperature CSP Systems Based on ORC with Screw Expanders,” *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 1100–1112, May 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.220.
- [60] H. Taniguchi, K. Kudo, W. H. Giedt, I. Park, and S. Kumazawa, “Analytical and experimental investigation of two-phase flow screw expanders for power generation,” *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 110, no. 4, pp. 628–635, Oct. 1988, doi: 10.1115/1.3240182.
- [61] C. Meher-Homji, “The Historical Evolution of Turbomachinery,” *29th Turbomach. Symp. - Am. Soc. Mech. Eng.*, pp. 281–322, 1997.
- [62] S. Lecompte, S. Gusev, B. Vanslambrouck, and M. De Paepe, “Experimental results of a small-scale organic Rankine cycle: Steady state identification and application to off-design model validation,” *Appl. Energy*, vol. 226, no. May, pp. 82–106, Sep. 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.05.103.
- [63] M. Astolfi, “An innovative approach for the techno-economic optimisation of organic Rankine cycle,” Politecnico di Milano, 2014.
- [64] I. Papes, J. Degroote, and J. Vierendeels, “New insights in twin screw expander performance for small scale ORC systems from 3D CFD analysis,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 91, pp. 535–546, Dec. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.08.034.
- [65] T. Kaneko and N. Hirayama, “Study on Fundamental Performance of Helical Screw Expander,” *Bull. JSME*, vol. 28, no. 243, pp. 1970–1977, 1985, doi: 10.1299/jsme1958.28.1970.
- [66] K. C. Ng, T. Y. Bong, and T. B. Lim, “A thermodynamic model for the analysis of screw expander performance,” *Heat Recover. Syst. CHP*, vol. 10, no. 2, pp. 119–133, Jan. 1990, doi: 10.1016/0890-4332(90)90166-H.
- [67] H. Wang, R. B. Peterson, and T. Herron, “Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic Rankine cycle,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 223, no. 7, pp. 863–872, Nov. 2009, doi: 10.1243/09576509JPE741.
- [68] Z. Wang, Y. Zhang, Y. Sun, and L. Wei, “Numerical simulation and experimental study on the performance of screw expander,” in *ASHRAE Transactions*, 2010, vol. 116, no. PART 2, pp. 218–225.

- [69] I. K. Smith, N. Stošić, and A. Kovacevic, “Screw expanders increase output and decrease the cost of geothermal binary power plant systems,” *Trans. - Geotherm. Resour. Council.*, vol. 29, no. January, pp. 787–794, 2005.
- [70] H. Leibowitz, I. K. Smith, and N. Stošić, “Cost effective small scale ORC systems for power recovery from low grade heat sources,” *Am. Soc. Mech. Eng. Adv. Energy Syst. Div. AES*, no. April 2016, 2006, doi: 10.1115/IMECE2006-14284.
- [71] N. Stošić and K. Hanjalic, “General method for screw compressor profile generation,” *Int. Compress. Eng. Conf. Purdue Univ. USA, Pap. 1099*, 1996, doi: https://docs.lib.purdue.edu/icec/1099.
- [72] K. Braimakis, A. Thimo, and S. Karellas, “Technoeconomic Analysis and Comparison of a Solar-Based Biomass ORC-VCC System and a PV Heat Pump for Domestic Trigeneration,” *J. Energy Eng.*, vol. 143, no. 2, p. 04016048, Apr. 2017, doi: 10.1061/(asce)ey.1943-7897.0000397.
- [73] K. Braimakis, “Multi-scale thermo-economic optimization and thermodynamic assessment of energetic and exergetic efficiency improvement concepts of Organic Rankine Cycle,” National Technical University of Athens, School of Mechanical Engineering, 2018.
- [74] Ministry of Environment and Energy Greece, “Αναλυτικές εθνικές προδιαγραφές παραμέτρων για τον υπολογισμό της ενεργειακής απόδοσης κτηρίων και την έκδοση του πιστοποιητικού ενεργειακής απόδοσης [Analytical national parameters requirements for the calculation of the energy performance of buildings a,” 2017.
- [75] Federal Ministry of Finance and Energy (Energieeinsparverordnung - EnEV) Germany, “Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden [Regulation on energy-saving thermal insulation and energy-saving systems technology in buildings (Energy Saving Regulation)] (in German),” 2015.
- [76] Ministry of Environment Finland, “Tasauslaskentaopas 2018. Rakennuksen lämpöhäviön määräysten mukaisuuden osoittaminen [Compensation calculation guide 2018, Demonstration of the heat loss of a building] (in Finnish),” 2018.
- [77] E. Delzendeh, S. Wu, A. Lee, and Y. Zhou, “The impact of occupants’ behaviours on building energy analysis: A research review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 80. Elsevier Ltd, pp. 1061–1071, Dec. 01, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.05.264.
- [78] V. Martinaitis, E. K. Zavadskas, V. Motuziene, and T. Vilutiene, “Importance of occupancy information when simulating energy demand of energy efficient house: A case study,” *Energy Build.*, vol. 101, pp. 64–75, May 2015, doi: 10.1016/j.enbuild.2015.04.031.
- [79] A. Vandermeulen, I. De Jaeger, T. Van Oevelen, D. Saelens, and L. Helsen, “Analysis of Building Parameter Uncertainty in District Heating for Optimal Control of Network

- Flexibility,” *Energies*, vol. 13, no. 23, p. 6220, Nov. 2020, doi: 10.3390/en13236220.
- [80] W. Winter, T. Haslauer, and I. Obernberger, “Untersuchungen der Gleichzeitigkeit in kleinen und mittleren Nahwärmenetzen,” *Euroheat & Power*, vol. 10, 2001.
- [81] “Welcome | TRNSYS: Transient System Simulation Tool.” <http://www.trnsys.com/> (accessed Jun. 28, 2021).
- [82] M. A. Chatzopoulou, S. Lecompte, M. De Paepe, C. N. Markides, M. De Paepe, and C. N. Markides, “Off-design optimisation of organic Rankine cycle (ORC) engines with different heat exchangers and volumetric expanders in waste heat recovery applications,” *Energy Procedia*, vol. 158, pp. 2348–2353, Feb. 2019, doi: 10.1016/j.egypro.2019.113442.
- [83] J. Good, T. Nussbaumer, J. Delcarte, and Y. Schenkel, “Determination of the Efficiencies of Automatic Biomass Combustion Plants. Evaluation of Different Methods for Efficiency Determination and Comparison of Efficiency and Emissions for Different Operation Modes. Final Report,” Zürich and Gembloux, 2006.
- [84] ΕΕ, “Οδηγία 2012/27/Εε Του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου Και Του Συμβουλίου, Της 25ης Οκτωβρίου 2012 , Για Την Ενεργειακή Απόδοση, Την Τροποποίηση Των Οδηγιών 2009/125/Εκ Και 2010/30/Εε Και Την Κατάργηση Των Οδηγιών 2004/8/Εκ Και 2006/32/Εκ,” *Επίσημη Εφημερίδα Της Ε.Ε.*, vol. L, no. 315, pp. 1–56, 2012.
- [85] A. M. Pantaleo, P. Ciliberti, S. Camporeale, and N. Shah, “Thermo-economic Assessment of Small Scale Biomass CHP: Steam Turbines vs ORC in Different Energy Demand Segments,” *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 1609–1617, Aug. 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.07.381.
- [86] O. Gudmundsson, J. E. Thorsen, and L. Zhang, “Cost analysis of district heating compared to its competing technologies,” *WIT Trans. Ecol. Environ.*, vol. 176, pp. 3–13, Jun. 2013, doi: 10.2495/ESUS130091.
- [87] P. Otepka *et al.*, *Guidebook on local bioenergy supply based on woody biomass: Training material by BE2020+; Metla and VTT*. 2013.
- [88] E. A. Pina, M. A. Lozano, L. M. Serra, A. Hernández, and A. Lázaro, “Design and thermoeconomic analysis of a solar parabolic trough – ORC – Biomass cooling plant for a commercial center,” *Sol. Energy*, vol. 215, no. January, pp. 92–107, 2021, doi: 10.1016/j.solener.2020.11.080.
- [89] I. Obernberger, A. Hammerschmid, and M. Forstinger, “Techno-economic evaluation of selected decentralised CHP applications based on biomass combustion with steam turbine and ORC processes,” *IEA Bioenergy Task 32 Proj.*, no. December, pp. 1–75, 2015.
- [90] R. Turton, R. C. Bailie, W. B. Whiting, J. A. Shaeiwitz, and D. Bhattacharyya, *Analysis*,

synthesis, and design of chemical processes, 5th ed. 2018.

- [91] S. Jenkins, “2019 Chemical Engineering Plant Cost Index Annual Average - Chemical Engineering,” *Chemical Engineering*, 2020. <https://www.chemengonline.com/2019-chemical-engineering-plant-cost-index-annual-average/> (accessed May 29, 2021).
- [92] “Analysis Synthesis and Design of Chemical Processes 5th Edition | Capcost 2017 | Richard Turton | West Virginia University.” <https://richardturton.faculty.wvu.edu/publications/analysis-synthesis-and-design-of-chemical-processes-5th-edition> (accessed Jun. 24, 2021).
- [93] K. M. Guthrie, *Process plant estimating, evaluation, and control*. Los Angeles: Craftsman Book Co. of America, 1974.
- [94] K. M. Guthrie, “Data and techniques for preliminary capital cost estimating,” *Chem. Eng.*, no. 6, pp. 114–142, 1969.
- [95] G. D. Ulrich, *A Guide to Chemical Engineering Process Design and Economics*. Wiley, 1984.
- [96] M. Astolfi *et al.*, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*. Elsevier, 2017.
- [97] P. Colonna *et al.*, “Organic Rankine Cycle Power Systems: From the Concept to Current Technology, Applications, and an Outlook to the Future,” *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 137, no. 10, Oct. 2015, doi: 10.1115/1.4029884.
- [98] G. Carraro *et al.*, “Experimental performance evaluation of a multi-diaphragm pump of a micro-ORC system,” *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 1018–1025, Sep. 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.232.
- [99] F. D’Amico *et al.*, “Semi-empirical model of a multi-diaphragm pump in an Organic Rankine Cycle (ORC) experimental unit,” *Energy*, vol. 143, pp. 1056–1071, Jan. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2017.10.127.
- [100] T. C. Roumpedakis *et al.*, “Experimental Investigation and CFD Analysis of Heat Transfer in Single Phase Subcooler of a Small Scale Waste Heat Recovery ORC,” in *Energy Procedia*, Sep. 2017, vol. 129, pp. 487–494, doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.166.
- [101] “Alibaba.com: Manufacturers, Suppliers, Exporters & Importers from the world’s largest online B2B marketplace.” <https://www.alibaba.com/?spm=a2700.galleryofferlist.scGlobalHomeHeader.10.6a38d08bK1Qz92> (accessed Jun. 04, 2021).
- [102] R. Fedrizzi *et al.*, “Final deliverable report on Heat Rejection Systems for solar cooling (IEA SHC Task 48),” 2014.

- [103] S. Lemmens, “Cost engineering techniques & their applicability for cost estimation of organic rankine cycle systems,” *Energies*, vol. 9, no. 7, 2016, doi: 10.3390/en9070485.
- [104] M. Peters, K. Timmerhaus, and R. West, “Equipment Costs for Plant Design and Economics for Chemical Engineers - 5th Edition,” *McGraw-Hill Education*, 2003. <https://www.mhhe.com/engcs/chemical/peters/data/> (accessed Jun. 06, 2021).
- [105] M. Noussan, “Wood biomass CHP in district heating systems : simulation and operation analysis,” Politecnico di Torino, 2015.
- [106] A. M. Pantaleo, S. Camporeale, and B. Fortunato, “Small scale biomass CHP: Techno-economic performance of steam vs gas turbines with bottoming ORC,” *Energy Procedia*, vol. 82, pp. 825–832, Dec. 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.11.819.
- [107] M. Dees *et al.*, “A spatial data base on sustainable biomass cost-supply of lignocellulosic biomass in Europe - methods & data sources. S2BIOM Project Report 1.6.,” Apr. 2017, doi: 10.5281/ZENODO.1478483.
- [108] H. Balcazar *et al.*, “Biomass Based Energy Intermediates Boosting Bio-Fuel Production-Bioboost,” 2013.
- [109] M. Banja, R. Sikkema, M. Jégard, V. Motola, and J. F. Dallemand, “Biomass for energy in the EU – The support framework,” *Energy Policy*, vol. 131, pp. 215–228, Aug. 2019, doi: 10.1016/j.enpol.2019.04.038.
- [110] S. Werner, “European District Heating Price Series,” 2016.
- [111] P. Pallis, E. Varvagiannis, K. Braimakis, T. Roumpedakis, A. D. Leontaritis, and S. Karellas, “Development, experimental testing and techno-economic assessment of a fully automated marine organic rankine cycle prototype for jacket cooling water heat recovery,” *Energy*, vol. 228, p. 120596, Aug. 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.120596.
- [112] P. Pallis *et al.*, “Towards NZEB in Greece: A comparative study between cost optimality and energy efficiency for newly constructed residential buildings,” *Energy Build.*, vol. 198, pp. 115–137, Sep. 2019, doi: 10.1016/j.enbuild.2019.06.005.
- [113] “TURBODEN - ORC systems, gas expander and large heat pump.” <https://www.turboden.com/> (accessed Jun. 13, 2021).