



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων

Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων
Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

*«Οικονομοτεχνική αξιολόγηση ηλιακών
συστημάτων συνδυασμένης θέρμανσης και
ψύξης με αντλία θερμότητας και
προσρόφηση»*

Του Φοιτητή

Κωνσταντίνος Φοίφας

Επιβλέπων

Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Ιούλιος 2017

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον Αναπληρωτή Καθηγητή του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, κ. Καρέλλα Σωτήριο για την ανάθεση του ενδιαφέροντος αυτού θέματος, για την καθοδήγηση που μου παρείχε καθώς και για το άριστο κλίμα συνεργασίας που καλλιέργησε. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Μπραϊμάκη Κωνσταντίνο, υποψήφιο διδάκτορα της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών, τομέας Θερμότητας, του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου για την αμέριστη βοήθεια που μου παρείχε, το ενδιαφέρον, την επιμονή και την υπομονή του καθ' όλη τη διάρκεια της εκπόνησής της. Φυσικά τίποτα από όλα αυτά δεν θα ήταν δυνατά χωρίς την οικογένειά μου η οποία με στηρίζει όλα τα χρόνια της ζωής μου και πιστεύει σε εμένα. Ακόμα ευχαριστώ τους φίλους μου και την Σοφία για τη στήριξη, την κατανόηση και την υπομονή που έδειξαν στο διάστημα εκπόνησης της εργασίας αυτής.

ΣΥΝΟΨΗ

Αντικείμενο της παρούσας εργασίας είναι η τεχνοοικονομική μελέτη ενός καινοτόμου συστήματος που θεωρείται ότι εγκαθίσταται σε πολυκατοικία στην περιοχή της Νέας Φιλαδέλφειας και έχει σαν στόχο την κάλυψη των θερμικών και ψυκτικών αναγκών της πολυκατοικίας με την ελάχιστη δυνατή κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας. Το υπό μελέτη σύστημα θεωρείται συνδεδεμένο στο δίκτυο και αναλύεται δυναμικά για κάθε ώρα και αποτελείται από επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες, έναν ψύκτη προσρόφησης για την κάλυψη του ψυκτικού φορτίου, λέβητα φυσικού αερίου για θέρμανση και ζεστό νερό χρήσης καθώς και δοχεία αποθήκευσης θερμότητας. Η πηγή θερμότητας για τον ψύκτη είναι η ηλιακή ενέργεια, και όταν αυτή δεν επαρκεί χρησιμοποιείται επικουρικά ο λέβητας φυσικού αερίου.

Το μέγεθος των δοχείων αποθήκευσης και η επιφάνεια συλλεκτών διερευνώνται για να βρεθεί η βέλτιστη οικονομοτεχνικά λύση. Το σύστημα αναλύεται θερμοδυναμικά για κάθε ώρα με τη βοήθεια του Matlab ενώ οι τιμές των θερμοδυναμικών παραμέτρων για κάθε σημείο λαμβάνονται από το Coolprop. Επιλέγεται μια στρατηγική λειτουργίας του συστήματος η οποία περιλαμβάνει παρακολούθηση του μέγιστου θερμικού και ψυκτικού φορτίου ενώ η θερμοκρασία του νερού στα δοχεία αποθήκευσης περιορίζεται πάντα προς τα πάνω.

Στόχος της εργασίας είναι ο υπολογισμός της ενεργειακής και οικονομικής απόδοσης του υπό μελέτη συστήματος και μέσω σύγκρισης με συμβατικά συστήματα θέρμανσης και ψύξης, η εκτίμηση της προοπτικής ενσωμάτωσής του στον οικιακό τομέα. Το σύστημα συγκρίνεται και με σύστημα αντλίας θερμότητας για θέρμανση και ψύξη, αφού θεωρείται οικονομικά και περιβαλλοντικά το πιο ανταγωνιστικό.

ABSTRACT

The subject of this diploma thesis is the technoeconomic evaluation of an innovative system assumed to be installed in a multi-family block in the area of Nea Filadelfeia (Athens, Greece) and aims to meet the heating and cooling demands of the building with the least possible electric energy consumption. The investigated system is considered to be connected to the grid and is analyzed dynamically per hour and comprises of flat plate collectors, an adsorption chiller for the coverage of the cooling loads, a natural gas boiler for heating and hot sanitary water and heat storage tanks. The primary heat source for the chiller is solar energy and in case it is insufficient the natural gas boiler is utilized.

The size of the heat storage tanks and the area of the solar collectors are investigated in order to achieve the optimal technoeconomic solution. The system is analyzed thermodynamically for every hour in Matlab while the thermodynamic properties at each point are obtained from Coolprop database. An operation strategy is selected so that the maximum heating and cooling load are met while the temperature of water in the tanks is upwards limited.

The aim of this study is the calculation of the energy and economic efficiency of the investigated system and through comparison with conventional heating and cooling systems, the evaluation of its perspective and integration potential in the residential sector. The system is also compared to a water-air heat pump for heating and cooling, since it is considered to be the most economically and environmentally competitive.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

Πίνακας Αρκτικόλεξων.....	8
Εισαγωγή.....	12
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1	14
Συστήματα οικιακής παραγωγής θερμότητας και ψύξης	14
Εισαγωγή	14
1.1 Συμβατικά συστήματα οικιακής παραγωγής θερμότητας και ψύξης	14
1.1.1 Αντλίες θερμότητας, ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμού (Vapor Compression Cycle, VCC)	14
1.1.2 Λέβητες Φυσικού Αερίου	16
1.2 Ηλιακά συστήματα οικιακής θέρμανσης και ψύξης	18
1.2.1 Ηλιακή ενέργεια.....	18
1.2.2 Συστήματα οικιακής θέρμανσης με ηλιακή ενέργεια	20
1.2.3 Συστήματα οικιακής θέρμανσης και ψύξης με ηλιακή ενέργεια	24
1.2.4 Παρουσίαση συστημάτων που μελετώνται στην παρούσα εργασία.....	32
1.2.5 Βιβλιογραφική επισκόπηση οικιακών συστημάτων θέρμανσης και ψύξης με ηλιακή ενέργεια.....	33
1.2.6 Γενικές αρχές για την εφαρμογή ΑΠΕ στα κτίρια.....	37
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2	39
Θερμικά-Ψυκτικά φορτία και Ηλιακή ενέργεια	39
Εισαγωγή.....	39
2.1 Περιγραφή κατοικίας	39
2.2 Υπολογισμός φορτίων θέρμανσης, ΖΝΧ και ψύξης	41
2.2.1 Φορτία θέρμανσης χώρου	41
2.2.2 Υπολογισμός θερμικού φορτίου για Ζ.Ν.Χ.	46
2.2.3 Φορτία ψύξης χώρου.....	48
2.3 Αναγωγή των φορτίων θέρμανσης, ζεστού νερού χρήσης και ψύξης σε ωριαία βάση	50
2.3.1 Αναγωγή φορτίων θέρμανσης χώρου	50
2.3.2 Αναγωγή φορτίων ΖΝΧ.....	51
2.3.3 Αναγωγή φορτίων ψύξης	53
2.4 Υπολογισμός ηλιακής ακτινοβολίας	54
2.4.1 Συνιστώσες ηλιακής ακτινοβολίας	55
2.4.2 Τοποθέτηση και απόδοση των επίπεδων ηλιακών συλλεκτών (FPC) ...	58
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3	63
ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ.....	63
Εισαγωγή.....	63
3.1 Περιγραφή συνολικού συστήματος.....	63

3.1.1	Σύστημα ηλιακών συλλεκτών και αποθήκευσης θερμότητας	64
3.1.2	Περιγραφή ψυκτικού κύκλου προσρόφησης	67
3.2	Μοντελοποίηση-Θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος-μαθηματικές εξισώσεις-Στρατηγική λειτουργίας	71
3.2.1	Μοντελοποίηση δοχείου αποθήκευσης θερμότητας πλήρως αναμειγμένου με ενιαία θερμοκρασία.....	71
3.2.2	Θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος-μαθηματικές εξισώσεις.....	74
3.2.3	Στατηγική λειτουργίας του συστήματος	81
3.3	Θερμοδυναμικά αποτελέσματα	86
3.3.1	Διαστασιολόγηση του συστήματος.....	86
3.3.2	Θερμοδυναμικά αποτελέσματα.....	89
3.3.3	Διερεύνηση επίπτωσης επιφάνειας συλλεκτών και χωρητικότητας δοχείου αποθήκευσης θερμότητας στην απόδοση του συστήματος.....	102
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4		112
Οικονομική αξιολόγηση συστήματος.....		112
	Εισαγωγή.....	112
4.1	Κόστη και οφέλη του συστήματος.....	112
4.1.1	Κόστος επένδυσης του συστήματος	112
4.1.2	Ετήσιο λειτουργικό κόστος και ετήσιο κόστος συντήρησης.....	114
4.1.3	Ετήσιο λειτουργικό όφελος.....	115
4.2	Οικονομική αξιολόγηση του συστήματος.....	117
4.3	Οικονομική αξιολόγηση του συστήματος για διαφορετική εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών και χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης	118
4.4	Ανάλυση ευαισθησίας	125
4.4.1	Τιμή αγοράς Φυσικού Αερίου $\pm 20\%$	125
4.4.2	Τιμή αγοράς πετρελαίου θέρμανσης $\pm 20\%$	127
4.4.3	Τιμή αγοράς ρεύματος kWh από ΔΕΗ $\pm 20\%$,	129
4.4.4	Ειδικό κόστος ψύκτη προσρόφησης $\pm 30\%$	131
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5		134
Σύστημα αντλίας θερμότητας για θέρμανση και ψύξη		134
	Εισαγωγή.....	134
5.1	Περιγραφή και λειτουργία συστήματος	134
5.2	Θερμοδυναμικά αποτελέσματα	139
5.3	Οικονομική αξιολόγηση -Οικονομικά αποτελέσματα	143
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6		146
Συμπεράσματα και προτάσεις για επιπλέον μελετη.....		146
6.1	Συμπεράσματα.....	146
6.1.1	Θερμοδυναμικά συμπεράσματα.....	146
6.1.2	Οικονομικά συμπεράσματα	150
6.2	Προτάσεις για βελτίωση και επέκταση της εργασίας	151

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	152
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α	159
Πίνακες μεταβλητών συστήματος σε ωριαία βάση	159
Π.Α.1 Σύστημα με ψύκτη προσρόφησης	159
Π.Α.2 Σύστημα με αντλία θερμότητας	174
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β.....	182
ΚΩΔΙΚΕΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ ΣΤΟ MATLAB	182
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Γ	210
ΤΕΧΝΙΚΑ ΦΥΛΛΑΔΙΑ	210
Π.Γ.1 Τεχνικό φυλλάδιο ψύκτη προσρόφησης.....	210
Π.Γ.3 Τεχνικό φυλλάδιο πύργου ψύξης (recooler).....	212

ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ

Σχήμα 2.2-1 : Συνολικές θερμικές ανάγκες της πολυκατοικίας ανά μήνα [kWhth]....	46
Σχήμα 2.2-2 : Θερμικές ανάγκες της πολυκατοικίας για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης ανά μήνα [kWhth]	48
Σχήμα 2.2-3 : Ψυκτικές ανάγκες της πολυκατοικίας ανά μήνα [kWhc]	50
Σχήμα 2.3-1: Ψυκτικά φορτία και φορτία για ζεστό νερό χρήσης της πολυκατοικίας ανά μήνα [kWh].....	53
Σχήμα 3.3-1 : Κατανομή ηλιακής ενέργειας σε κάθε διεργασία	93
Σχήμα 3.3-2 : Συνεισφορά ηλιακής ενέργειας και φυσικού αερίου ανά διεργασία [kWhth].....	94
Σχήμα 3.3-3 : Αποδιδόμενη θερμική ενέργεια που αποδίδουν οι συλλέκτες για κάθε ώρα και μήνα [kWhth]	95
Σχήμα 3.3-4 : Μέσος βαθμός απόδοσης επίπεδων συλλεκτών για κάθε μήνα.....	95
Σχήμα 3.3-5 : Προσφερόμενη θερμική ενέργεια από κάθε πηγή προς το ZNX ανά μήνα [kWhth].....	96
Σχήμα 3.3-6 : Συνεισφορά θερμικής ενέργεια από κάθε πηγή προς θέρμανση χώρου [kWhth].....	97
Σχήμα 3.3-7 : Κάλυψη ψυκτικού φορτίου από τον ψύκτη προσρόφησης για τη θερινή περίοδο.....	98
Σχήμα 3.3-8 : Ενέργεια από συλλέκτες και από φυσικό αέριο προς τον ψύκτη και απορριπτόμενη ενέργεια για διαφορετική χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης και εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών 34 m ²	106
Σχήμα 3.3-9 : Αξιοποιούμενη ηλιακή ενέργεια και ενέργεια από Φ.Α. για διαφορετική χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης και εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών.....	107
Σχήμα 3.3-10 : Λόγος αποδιδόμενης ηλιακής ενέργειας προς απαιτούμενη για ψύκτη (SFc), για διαφορετική χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης και εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών	108
Σχήμα 3.3-11 : Λόγος αξιοποιούμενης ηλιακής ενέργειας προς συνολικές απαιτήσεις θερμικής ενέργειας SF, για διαφορετική χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης.....	109
Σχήμα 3.3-12 : Μεταβολή του ποσοστού κάλυψης των θερμικών αναγκών από ηλιακή ενέργεια συναρτήσει της επιφάνειας συλλεκτών και της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης.....	111
Σχήμα 4.1-1: Κατανομή κόστους επένδυσης του συστήματος για δοχείο αποθήκευσης 2500 lt	113
Σχήμα 4.3-1: Καθαρή Παρούσα Αξία (€) συναρτήσει της επιφάνειας συλλεκτών και της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης	119
Σχήμα 4.3-2 : Μεταβολή του ετήσιου οικονομικού οφέλους συναρτήσει της εγκατεστημένης επιφάνειας και της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης.....	120
Σχήμα 4.3-3 : IRR για διαφορετική χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης και εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών.....	121

Σχήμα 4.3-4 : DPB για διαφορετική χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης και εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών.....	122
Σχήμα 4.3-5 : ΚΠΑ, κόστος επένδυσης, ετήσιο λειτουργικό κόστος και ετήσιο οικονομικό όφελος [€] για συνθήκες βέλτιστης εκμετάλλευσης της ηλιακής ενέργειας	123
Σχήμα 4.3-6 : ΚΠΑ και ΕΠΑ για το συνδυασμό εγκατεστημένης επιφάνειας συλλεκτών και χωρητικότητας δοχείου αποθήκευσης που εξασφαλίζουν τη βέλτιστη εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας	123
Σχήμα 5.3-1 : Κατανομή κόστους επένδυσης σε επιμέρους συνιστώσες για το σύστημα με αντλία θερμότητας	144

ΠΙΝΑΚΑΣ ΑΡΚΤΙΚΟΛΕΞΩΝ

Συνομογραφία Αγγλική Ορολογία

Ελληνική Ορολογία

ABS	Absorption	Απορρόφηση
ADS	Adsorption	Προσρόφηση
CCHP	Combined cooling heating and power	Συνδυασμένη Θέρμανση Ψύξη και Ηλεκτρισμός
CDH	Cooling Degree Hours	Βαθμοώρες Ψύξης
CHP	Combined heating and power	Συνδυασμένη Θέρμανση και Ηλεκτρισμός
COP	Coefficient of Performance	Συντελεστής Συμπεριφοράς
COP _c	Coefficient of Performance – Cooling	Συντελεστής Συμπεριφοράς για ψύξη
COP _{tot}	Total Coefficient of Performance	Ολικός Συντελεστής Συμπεριφοράς ψύκτη
CPC	Compound parabolic collectors	Σύνθετοι Παραβολικοί Συλλέκτες
CRES/KA ΠΕ	Center of Renewable Energy Sources	Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας
CSP	Consentrated Solar Power	Συγκεντρωμένη Ηλιακή Ισχύς
CTC	Cylidrical trough collectors	Κυλινδρικοί Συλλέκτες
CW	Cooling Water	Νερό για ψύξη χώρου
DCO ₂ /ΔCO ₂	Difference CO ₂	Διαφορά εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα, [τόνοι/χρόνο]
DHW/ZNX	Domestic Hot Water	Ζεστό Νερό Χρήσης
DPB/ΕΠΑ	Discounted Payback Period	Έντοκη Περίοδος Αποπληρωμής
EER	Energy Efficiency Ratio	Λόγος Ενεργειακής Απόδοσης
ETC	Evacuated tube collectors	Συλλέκτες με Σωλήνες Κενού
FCU	Fan Coil Unit	Μονάδα Απόδοσης Θερμότητας
FPC	Flat plate collectors	Επίπεδοι Ηλιακοί Συλλέκτες
Fsav	Fractional Savings	Κλασματική Εξοικονόμηση Ενέργειας
FSC	Fractional Solar Consumption	Κλασματική Ηλιακή Κατανάλωση
GWP	Global Warming Potential	Δείκτης Συνεισφοράς στο Φαινόμενο του Θερμοκηπίου
HDD	Heating Degree Days	Βαθμοήμερες Θέρμανσης
HFC	Heliostatic Field Collectors	Ηλιοστατικά Πεδία Συλλεκτών
HHV	Highest Heating Value	Ανώτερη Θερμογόνος Ικανότητα του Φυσικού Αερίου
HP	Heat Pump	Αντλία Θερμότητας
IRR/EBA	Internal Ratio of Return	Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης
LCA	Life Cycle Assessment	Αξιολόγηση Κύκλου Ζωής
LFR	Linear Fresnel reflector	Γραμμικός Ανακλαστής Fresnel
LHV	Lower Heating Value	Κατώτερη Θερμογόνος Ικανότητα του Φυσικού Αερίου
NG	Natural Gas	Φυσικό Αέριο
NPV/ΚΠΑ	Net Present Value	Καθαρή Παρούσα Αξία
ODP	Ozone Depletion Potential	Δείκτης Συνεισφοράς στην Καταστροφή του Όζοντος
ORC	Organic Rankine Cycle	Οργανικός Κύκλος Rankine
PCM	Phase Change Material	Υλικά Αλλαγής Φάσης

PDR	Parabolic dish reflector	Παραβολικός Δίσκος
PTC	Parabolic trough collectors	Συλλέκτες με Παραβολικά Κάτοπτρα
PV	Photovoltaic	Φωτοβολταικά
REC	Recooler	Μονάδα Απόρριψης Θερμότητας
RES/ΑΠΕ	Renewable Energy Sources	Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας
SF	Solar Fraction	Ηλιακό Κλάσμα
TST	Thermal Storage Tank	Δεξαμενή Αποθήκευσης Θερμότητας
UA	UxArea	Συντελεστής Ενεργειακών Απωλειών x Εμβαδόν
VCC	Vapor compression cycle	Ψυκτικός Κύκλος Μηχανικής Συμπίεσης Ατμού
Vsads	Volume Storage Adsorption	Όγκος Δοχείου Αποθήκευσης για Ψύκτη
Vscl	Volume Storage Cooling Load	Όγκος Δοχείου Αποθήκευσης νερού για ψύξη χώρων
Vsth1	Volume Storage Thermal Load	Όγκος Δοχείου Αποθήκευσης για Θέρμανση
ETMEAP		Ειδικό Τέλος Μείωσης Εκπομπών Αέριων Ρύπων
ΕΦΚ		Ειδικός Φόρος Κατανάλωσης

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στη σημερινή εποχή ο παγκόσμιος πληθυσμός αυξάνεται ραγδαία, όπως και η παγκόσμια κατανάλωση ενέργειας. Ταυτόχρονα τα ορυκτά καύσιμα, βασική πηγή ενέργειας για τις ανθρώπινες δραστηριότητες εξαντλούνται με αυξανόμενο ρυθμό. Επιπλέον η παραγωγή ισχύος από ορυκτά καύσιμα συνοδεύεται από πολλά περιβαλλοντικά προβλήματα όπως επιδείνωση του φαινομένου του θερμοκηπίου, ατμοσφαιρική ρύπανση, όξινη βροχή κ.α. Η αύξηση αυτή της απαιτούμενης ενέργειας σε συνδυασμό με την μόλυνση του περιβάλλοντος είναι δύο από τις πιο κρίσιμες προκλήσεις που έχει να αντιμετωπίσει η κοινωνία μας τα προσεχή χρόνια. Σύμφωνα με την Παγκόσμια Υπηρεσία Ενέργειας [1] η παγκόσμια ενεργειακή ζήτηση θα αυξηθεί κατά ένα τρίτο από το 2011 έως το 2035 και οι εκπομπές CO₂ από παραγωγή ενέργειας θα αυξηθούν κατά 20%, σε 37.2 Gtonne [1]. Με αυτά τα δεδομένα η έρευνα και χρήση ανανεώσιμων πηγών ενέργειας καθίσταται απαραίτητη. Η παγκόσμια κοινότητα προσανατολίζεται σε μείωση της ενεργειακής κατανάλωσης κτιρίων και της βιομηχανίας, στροφή από τα ορυκτά καύσιμα προς τον ηλεκτρισμό για μεταφορές και θέρμανση χώρων, παραγωγή καθαρής ηλεκτρικής ισχύος μέσω μαζικής στροφής σε ανανεώσιμες πηγές ενέργειας εκμεταλλεζόμενη την αιολική ενέργεια, φωτοβολταϊκά (PV), συγκεντρωμένη ηλιακή ισχύ (CSP), τη βιομάζα, τη γεωθερμία και μεγάλα υδροηλεκτρικά έργα και ενίσχυση της χωρητικότητας του δικτύου και των γραμμών μεταφοράς ηλεκτρικής ισχύος για την εξομάλυνση των ημερήσιων και εποχικών διακυμάνσεων της ζήτησης.

Αυτή η τάση καθορίζει το αυξανόμενο ενδιαφέρον προς τεχνολογίες ικανές να μεταβάλουν την ενεργειακή ζήτηση το καλοκαίρι από ηλεκτρισμό σε άλλες πηγές που είναι ευρέως διαθέσιμες, αποτελεσματικά εκμεταλλεύσιμες και με μικρό ή και αμελητέο περιβαλλοντικό αποτύπωμα. Για το λόγο αυτόν θα πρέπει να δωθεί βάση σε αυτόν τον τομέα ώστε να μειωθεί η κύρια κατανάλωση ενέργειας εξαιτίας ορυκτών καυσίμων και ισοδύναμων εκπομπών CO₂ που σχετίζεται με θέρμανση και ψύξη χώρων. Διάφορες μέθοδοι μπορούν να ληφθούν υπόψιν για την επίτευξη αυτού του στόχου και οι πιο συνηθισμένες από αυτές είναι :

- Παρεμβάσεις σε θερμική μόνωση κτιρίων
- Εισαγωγή συστημάτων υψηλού βαθμού ενεργειακής μετατροπής όπως λέβητα συμπύκνωσης, συμπαραγωγή θερμότητας και ηλεκτρισμού, αντλία θερμότητας με χρήση φυσικού αερίου, αντλία θερμότητας με χρήση γεωθερμικής ενέργειας
- Συστήματα ανανεώσιμων πηγών ενέργειας βασισμένα σε ηλιακούς συλλέκτες με διάφορες τεχνολογίες όπως επίπεδοι (flat plate collectors FPC), με σωλήνες κενού (evacuated tube collectors ETC), και παραβολικούς συλλέκτες (parabolic trough collectors PTC)
- Ηλιακό σύστημα συζευγμένο με ηλεκτρικό : ηλιακοί φωτοβολταϊκοί συλλέκτες (solar PV panels) σε αλληλεπίδραση με σύστημα θέρμανσης ή ψύξης χώρου βασισμένο σε ηλεκτρική αντλία θερμότητας ή ψυκτικό κύκλο συμπίεσης ατμού (VCC) αντίστοιχα

- Ηλεκτρικές αντλίες θερμότητας , αντλίες θερμότητας απορρόφησης (absorption heat pump) ή προσρόφησης (adsorption heat pump) υποβοηθούμενες από ηλιακή θερμότητα σε χαμηλότερες θερμοκρασίες ατμοποίησης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΟΙΚΙΑΚΗΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΙ ΨΥΞΗΣ

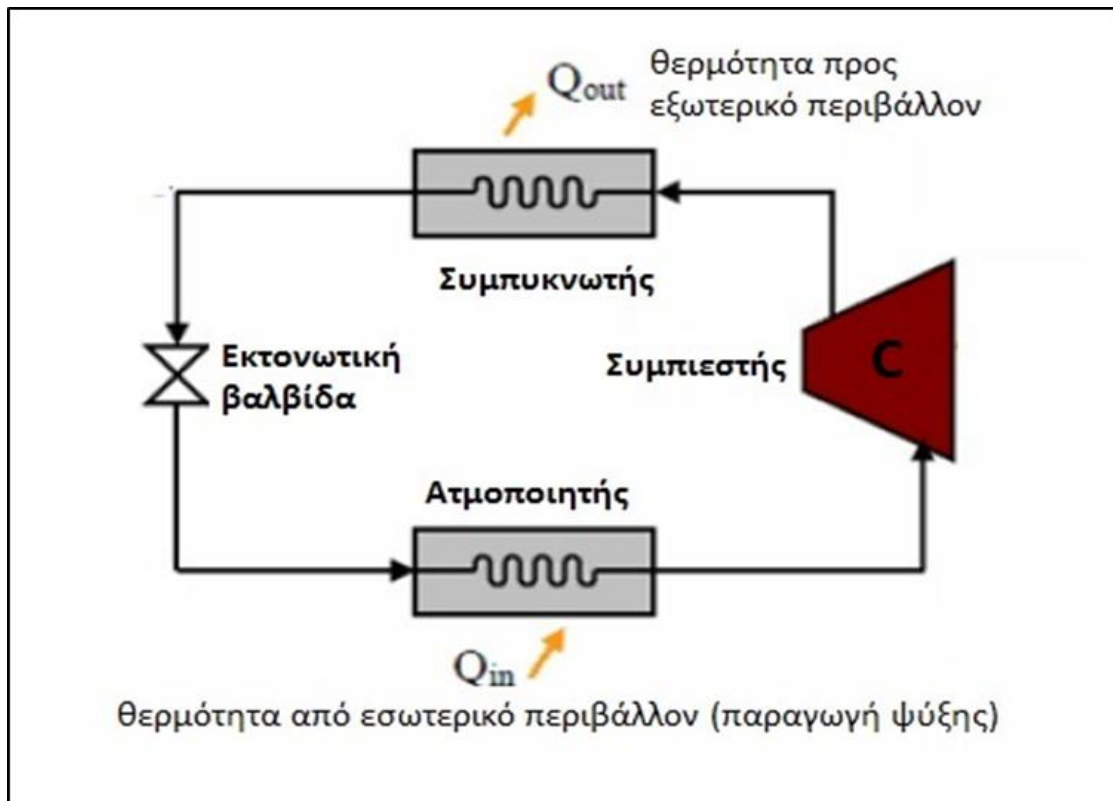
Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό αναλύονται οι διάφορες τεχνολογίες που χρησιμοποιούνται σε συμβατικές και μη εφαρμογές και απαρτίζουν τα υποσυστήματα που μελετάμε. Οι συμβατικές αυτές τεχνολογίες είναι ο ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμού που χρησιμοποιείται στις αντλίες θερμότητας για θέρμανση και ψύξη και το φυσικό αέριο για θέρμανση. Οι τεχνολογίες ηλιακής θέρμανσης και ψύξης που απαντώνται εδώ είναι οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες και η προσρόφηση νερού-ζεόλιθου με χρήση επίπεδων συλλεκτών για θέρμανση και ψύξη αντίστοιχα.

1.1 Συμβατικά συστήματα οικιακής παραγωγής θερμότητας και ψύξης

1.1.1 Αντλίες θερμότητας, ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμού (Vapor Compression Cycle, VCC)

Η απλούστερη και συγχρόνως η πιο διαδεδομένη μέθοδος παραγωγής ψύξης βασίζεται στο φαινόμενο της αλλαγής φάσης ενός σώματος, συνήθως πτητικού και των θερμικών συναλλαγών που συνοδεύουν τη μεταβολή αυτή. Συνήθως αξιοποιείται η μετάβαση ενός πτητικού ρευστού από την υγρή στην αέρια φάση (ατμοποίηση), με πρόσδοση της εκάστοτε απαιτούμενης θερμότητας ατμοποίησης. Κατά την αντίστροφη διεργασία, δηλαδή τη μετάβαση από την αέρια στην υγρή φάση (συμπύκνωση), αποβάλλεται η θερμότητα συμπυκνώσεως. Η αλλαγή φάσης και στις δύο πιο πάνω περιπτώσεις της ατμοποίησης και της εξάτμισης απαιτεί πάντα την πρόσδοση προς το εργαζόμενο μέσο της απαιτούμενης θερμότητας ατμοποίησης του. Η θερμότητα ατμοποίησης λαμβάνεται γενικά από το άμεσο περιβάλλον, στο οποίο πραγματοποιείται η αλλαγή φάσεως, με αποτέλεσμα την ψύξη του περιβάλλοντος αυτού [2]. Η θερμοκρασία του εξωτερικού περιβάλλοντος προς το οποίο απορρίπτεται η θερμότητα συμπύκνωσης μίας ψυκτικής εγκατάστασης είναι πάντοτε ένα μέγεθος δεδομένο επί του οποίου δεν υπάρχει δυνατότητα επίδρασης. Συνεπώς πρέπει πάντοτε η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου κατά τη συμπύκνωσή του να είναι υψηλότερη ή οριακά ίση προς τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος προς το οποίο απορρίπτεται η θερμότητα συμπυκνώσεως.



Εικόνα 1.1.1 Ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμού

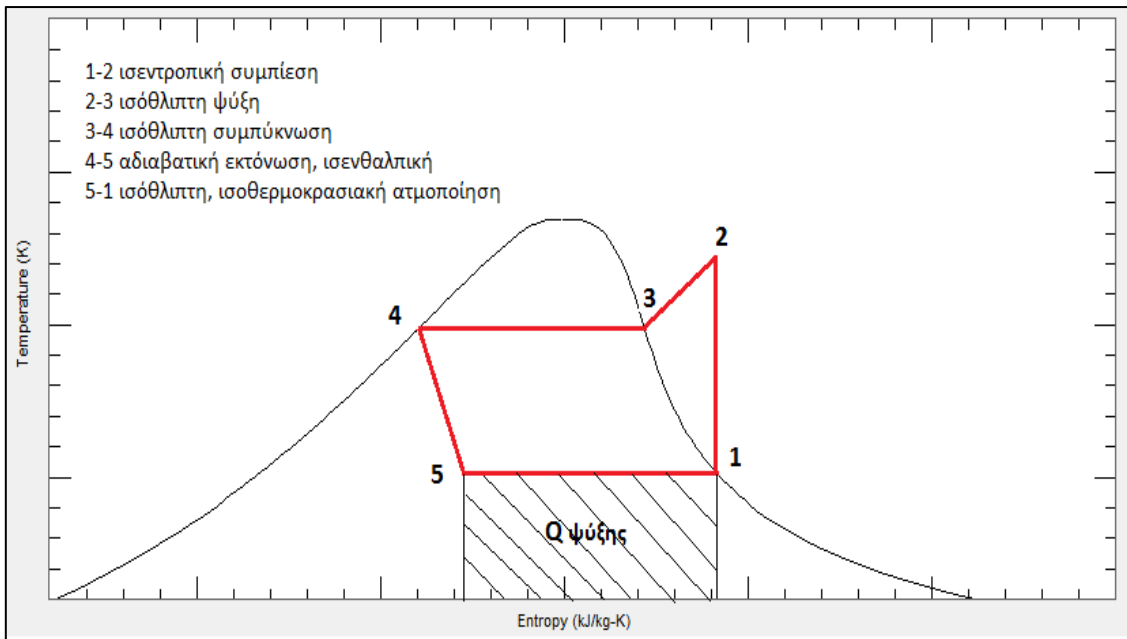
Ο ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμού περιλαμβάνει τα εξής στάδια όπως φαίνονται παρακάτω:

(1-2) Συμπίεση του μέσου που βρίσκεται σε αέρια φάση στον συμπιεστή με αύξηση της θερμοκρασίας του (υψηλότερη από την αποθήκη υψηλής θερμοκρασίας).

(2-3-4) Στη συνέχεια το υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης ρευστό ψύχεται στον συμπυκνωτή, αποβάλλοντας θερμότητα στο εξωτερικό περιβάλλον.

(4-5) Μετά τον συμπυκνωτή, το ρευστό είναι είτε κορεσμένο υγρό είτε υπόψυκτο σε υψηλή πίεση. Επομένως χρειάζεται μια διάταξη μείωσης της πίεσης. Αυτή η διάταξη είναι η στραγγαλιστική βαλβίδα.

(5-1) Μετά τη στραγγαλιστική βαλβίδα το χαμηλής θερμοκρασίας και πίεσης ρευστό εισέρχεται στον ατμοποιητή όπου ατμοποιείται πλήρως απορροφώντας θερμότητα από το εσωτερικό περιβάλλον και παράγοντας την επιθυμητή ψύξη.

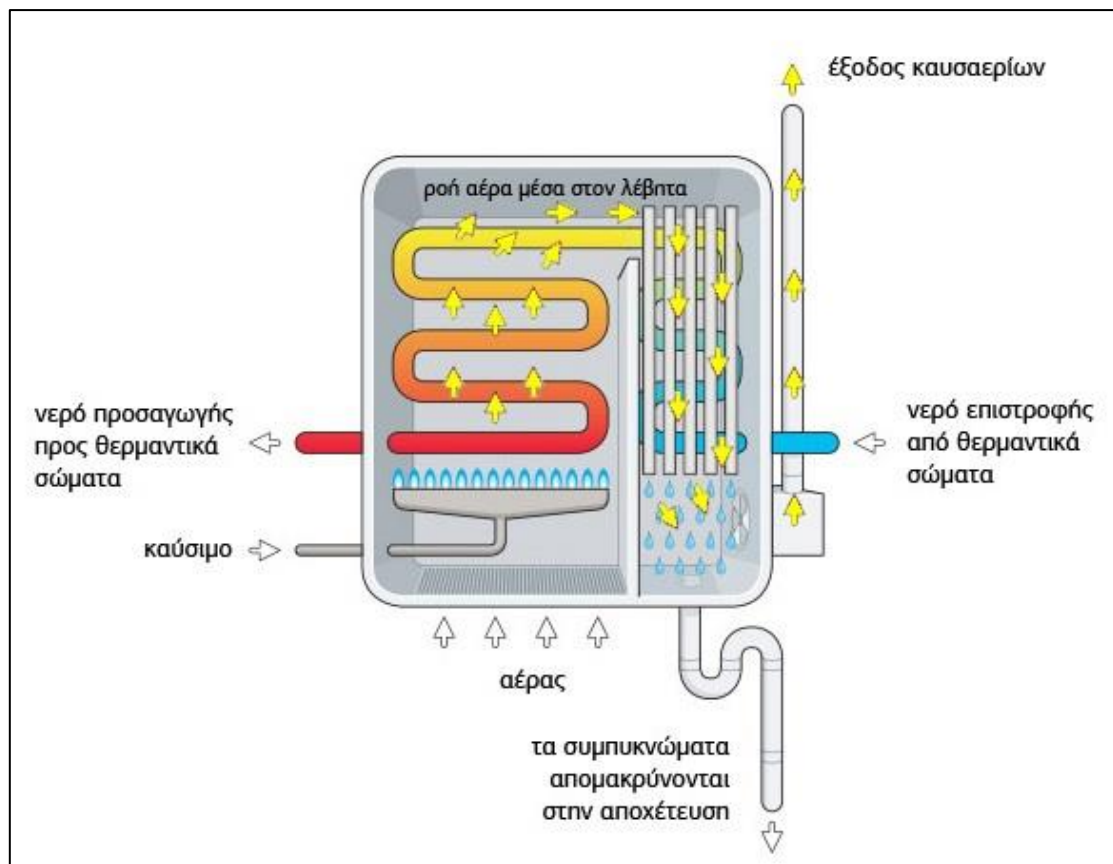


Εικόνα 1.1.2 : Διάγραμμα θερμοκρασίας (T) – εντροπίας (s) ιδανικού ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμού

1.1.2 Λέβητες Φυσικού Αερίου

Οι περισσότερες διαδεδομένες μονάδες παραγωγής θερμότητας για θέρμανση χώρων που εφαρμόζονται στα ελληνικά κτήρια είναι λέβητες θερμού νερού, πετρελαίου, φυσικού αερίου, σπανιότερα υγραερίου ή ηλεκτρικοί (σε μικρές εγκαταστάσεις) και πολύ σπάνια λέβητες βιομάζας. Επίσης αρκετά σημαντικό είναι και το ποσοστό των κτηρίων (κυρίως κατοικιών), που χρησιμοποιούν ηλεκτρικές μονάδες για τη θέρμανση των χώρων (ηλεκτρικά σώματα διαφόρων τύπων, άμεσης απόδοσης ή θερμοσυσσώρευσης κ.ά.) [3]. Σύμφωνα με την Ευρωπαϊκό Ινστιτούτο Στατιστικής (EUROSTAT) η τελική απαίτηση ενέργειας για θέρμανση στον αντιστοιχεί περίπου στο 70% της συνολικής απαίτησης ενέργειας για τον κτιριακό τομέα [4]. Δεδομένου αυτού μπορεί να γίνει κατανοητό ότι το Φυσικό Αέριο αποτελεί έναν στρατηγικό πόρο αφού σε πολλές χώρες της Ευρωπαϊκής Ένωσης αποτελεί τον πιο διαδεδομένο τρόπο θέρμανσης. Το Φυσικό Αέριο είναι ένα αέριο μείγμα υδρογονανθράκων αποτελούμενο κυρίως από μεθάνιο και θεωρείται το πιο καθαρό περιβαλλοντικά ορυκτό καύσιμο διότι κατά την καύση του εκπέμπεται αναλογικά λιγότερο διοξείδιο του άνθρακα σε σχέση με τον άνθρακα και το πετρέλαιο όπως και λιγότερο διοξείδιο του θείου και οξείδια του αζώτου σε σχέση με οποιοδήποτε άλλο καύσιμο υδρογονάνθρακα [5]. Η χρήση Φυσικού Αερίου είναι μία δοκιμασμένη, ώριμη τεχνολογικά μέθοδος θέρμανσης που στην Ελλάδα έχει εφαρμοστεί με επιτυχία, με συνεχώς αυξανόμενη τάση λόγω των οικονομικών οφελών που προσφέρει σε συνδυασμό με οικονομικά κίνητρα για την σύνδεση και εγκατάστασή του. Το Φυσικό Αέριο σε οικιακές εγκαταστάσεις καίγεται εντός του λέβητα, με την παραγόμενη θερμότητα να θερμαίνει νερό σε θερμοκρασία έως και 90°C το οποίο κυκλοφορεί στα

σώματα εντός της οικίας τα οποία θερμαίνουν το χώρο μέσω ακτινοβολίας. Οι λέβητες Φυσικού Αερίου χωρίζονται σε δύο είδη, σε συνήθεις και σε λέβητες συμπύκνωσης. Οι λέβητες συμπύκνωσης αναπτύχθηκαν για την εκμετάλλευση της λανθάνουσας θερμότητας ατμοποίησης κατά τη συμπύκνωση του παραγόμενου υδρατμού στο καυσαέριο ο οποίος προέρχεται από το υδρογόνο του καυσίμου, την υγρασία του καυσίμου και την υγρασία του αέρα καύσης. Ένας λέβητας συμπύκνωσης εκμεταλλεύεται το 50% έως 80% της λανθάνουσας θερμότητας ατμοποίησης του υδρατμού επιτυγχάνοντας υψηλό βαθμό απόδοσης μέχρι 108% περίπου (με αναφορά την κατώτερη θερμογόνο ικανότητα του καυσίμου). Ο λέβητας συμπύκνωσης έχει μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης (98% έναντι 87% [3], [6]) από το συμβατικό λέβητα γιατί εκμεταλλεύεται και τη θερμότητα των καυσαερίων, μέρος της οποίας ανακτάται μέσω εναλλάκτη, στον οποίο πραγματοποιείται η ψύξη και συμπύκνωση των καυσαερίων. Επιπλέον ο ηλεκτρονικά ελεγχόμενος και μεταβαλλόμενων στροφών ανεμιστήρας του λέβητα συμπύκνωσης εξασφαλίζει καλύτερη καύση και μεγάλο βαθμό απόδοσης σε όλο το εύρος ισχύος του λέβητα, χαρακτηριστικό χρήσιμο σε μερικά φορτία. Τέλος, οι γενικότερες θερμικές απώλειες από την καμινάδα και τα τοιχώματα του λέβητα συμπύκνωσης είναι πολύ μικρότερες από εκείνες ενός συμβατικού λέβητα λόγω της χαμηλότερης θερμοκρασίας (45-50°C) των καυσαερίων του. Η διάθεση στην αγορά λεβήτων Φ.Α. όχι συμπύκνωσης (συνήθεις) αναμένεται να σταματήσει στις 31/12/2017. Το κόστος θέρμανσης με Φυσικό Αέριο είναι σαφώς χαμηλότερο από το αντίστοιχο κόστος με χρήση πετρελαίου θέρμανσης, για συνήθη λέβητα και λέβητα συμπύκνωσης κατά 18% και 27% αντίστοιχα. Επίσης το κόστος συντήρησης του λέβητα Φυσικού Αερίου είναι ιδιαίτερα χαμηλό, γύρω στα 60 €/έτος [6].



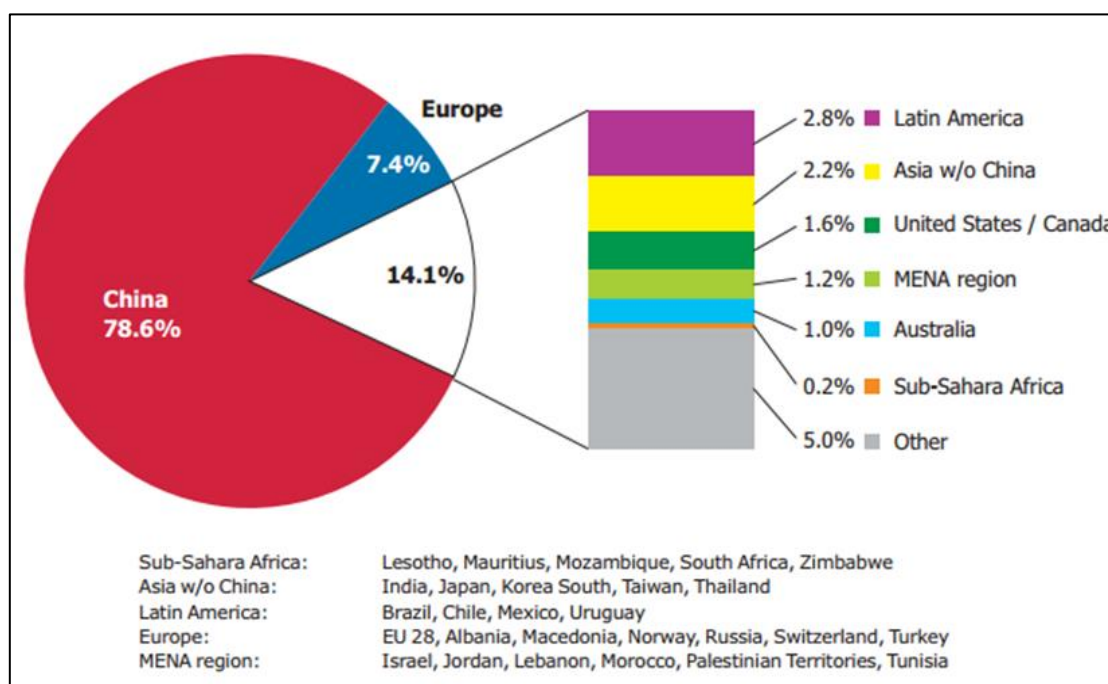
Εικόνα 1.1.3 Σχηματικό διάγραμμα λειτουργίας λέβητα συμπύκνωσης Φυσικού Αερίου [7]

1.2 Ηλιακά συστήματα οικιακής θέρμανσης και ψύξης

1.2.1 Ηλιακή ενέργεια

Η εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας για την παραγωγή θερμότητας γίνεται με διάφορους τύπους ηλιακών συλλεκτών. Στα πλαίσια της συμφωνίας “Energy 2020” [8] καθορίστηκε από την Ε.Ε. μία νέα στρατηγική ως το 2020 με σκοπό την ανταγωνιστική, βιώσιμη και ασφαλή ενέργεια δίνεται έμφαση στον τομέα των κτιρίων και των μεταφορών. Εφαρμογή της συμφωνίας αυτής αποτελεί και το έργο HIGH-COMBI το οποίο επικεντρώθηκε στην ανάπτυξη συστημάτων υψηλής ηλιακής εκμετάλλευσης μέσω βέλτιστου συνδυασμού ηλιακής ψύξης και θέρμανσης με εποχιακή αποθήκευση θερμότητας, καλύπτοντας ακόμα και το 100% των ενεργειακών αναγκών του κτιρίου. Οι εγκαταστάσεις περιλαμβάνουν όλες τις διατάξεις που εκμεταλλεύονται την ηλιακή ενέργεια, παγιδεύοντας την προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία, η οποία μετατρέπεται σε θερμότητα. Σύμφωνα με την TOTEE 20701-1/2010 (ενότητα 5.3.1), τα συστήματα ηλιακών συλλεκτών χρησιμοποιούνται για την παραγωγή θερμικής ενέργειας με την αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας.

Αυτή η θερμική ενέργεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη θέρμανση του ζεστού νερού χρήσης (ZNX) ή/και για τη θέρμανση χώρων ή/και για ψύξη (ηλιακός κλιματισμός). Υπάρχουν διάφοροι τύποι ηλιακών συλλεκτών, που μπορούν να εγκατασταθούν σε ένα κτήριο, ανάλογα με τη χρήση και τη διαθέσιμη επιφάνεια εγκατάστασης. Η παγκόσμια εγκατεστημένη θερμική ισχύς ηλιακών συλλεκτών το έτος 2016 [1] ήταν 435 GWth (δηλαδή 622 εκατ. m²) από 409 GWth το έτος 2014 και 86 GWth το 2004 . Αντίστοιχα η ετήσια ηλιακή θερμική ενέργεια ανήλθε σε 357 TWh το 2015. Στο τέλος του έτους 2015, η μεγαλύτερη εγκατεστημένη ισχύς σε λειτουργία ήταν η Κίνα (78,6 % της συνολικά εγκατεστημένης ισχύος) , οι ΗΠΑ, η Γερμανία , η Τουρκία και η Βραζιλία. Η συνολική εγκατεστημένη ισχύς στην Ευρώπη ανήλθε σε 33,3 GWth αντιστοιχώντας στο 7,4 % της παγκόσμιας αγοράς, παρουσιάζοντας ωστόσο πτώση κατά 6% σε σχέση με το 2014 [9]. Με εξαίρεση την Δανία και την Πολωνία όλες οι μεγάλες αγορές της ΕΕ παρουσίασαν συρρίκνωση κατά το 2015. Σύμφωνα με την Παγκόσμια Υπηρεσία Ενέργειας [1] η Ελλάδα, που βρίσκεται ανάμεσα στις ηγετικές χώρες στον τομέα αυτό, παρουσιάζει μια εγκατεστημένη ισχύ 3000 MWth συλλεκτών νερού (2987,2 MWth FPC & 13,2 MWth ETC), που αντιστοιχούν σε επιφάνεια 4,286,300 m² (4,267,450 m² FPC & 18,850 m² ETC).



Εικόνα 1.2.1 Εγκατεστημένη ισχύς ηλιακών συστημάτων ανά περιοχή έως το 2016 [1]

Διεθνώς, η Κύπρος έχει την υψηλότερη συνολική εγκατεστημένη θερμική ισχύ ανά κάτοικο (554,0 kWth ανά 1000 κατοίκους) και ακολουθούν το Ισραήλ (390,9 kWth ανά 1000 κατοίκους), τα νησιά Barbados (323,9 kWth ανά 1000 κατοίκους), η Αυστρία (314,5 kWth ανά 1000 κατοίκους) και πέμπτη η Ελλάδα (265,8 kWth ανά 1000 κατοίκους). Τα ηλιακά θερμικά συστήματα στην Ελλάδα υποκαθιστούν κυρίως

ηλεκτρική ενέργεια (περί το 3% της κατανάλωσης σήμερα) τόσο στην ηπειρωτική χώρα όσο και στα νησιά και μειώνουν σημαντικά τις εκπομπές CO₂ με οικονομικά και περιβαλλοντικά οφέλη συμβάλλοντας στην ασφάλεια ενεργειακού εφοδιασμού καθώς και στην εκπλήρωση των εθνικών στόχων. Εάν δεν υπήρχαν τα θερμικά ηλιακά συστήματα εκτιμάται ότι θα χρειαζόνταν επιπλέον η κατασκευή και λειτουργία μιας ακόμη θερμικής μονάδας ηλεκτροπαραγωγής ισχύος 600 MW τουλάχιστον.

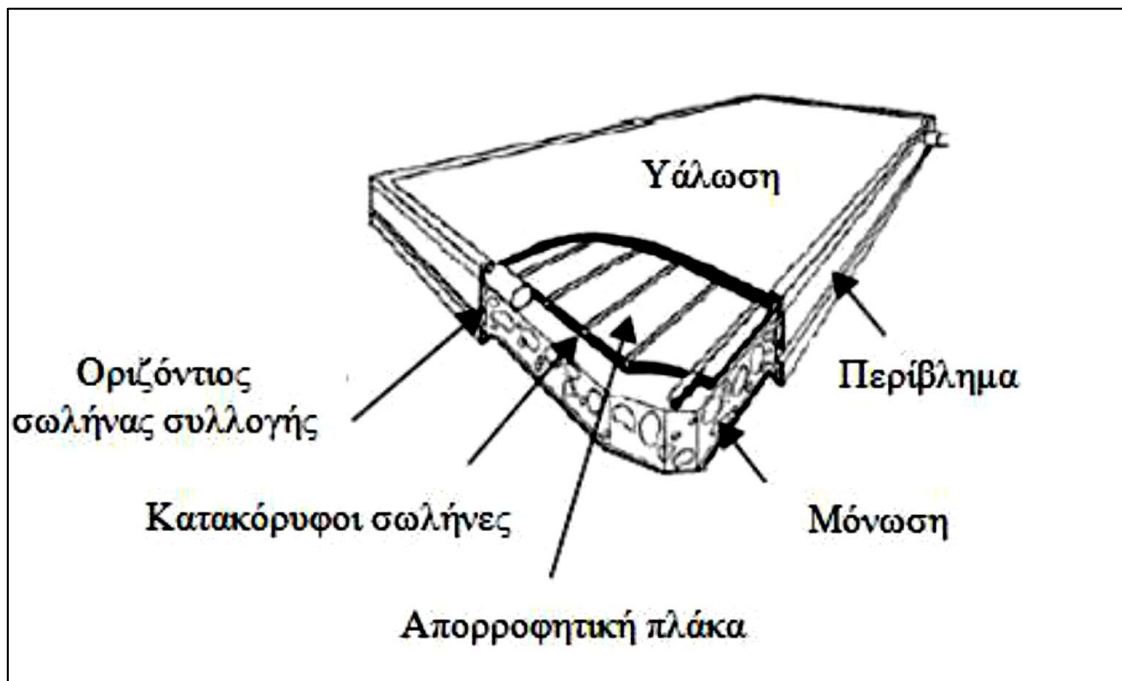
1.2.2 Συστήματα οικιακής θέρμανσης με ηλιακή ενέργεια

1.2.2.1 Κατηγορίες συλλεκτών

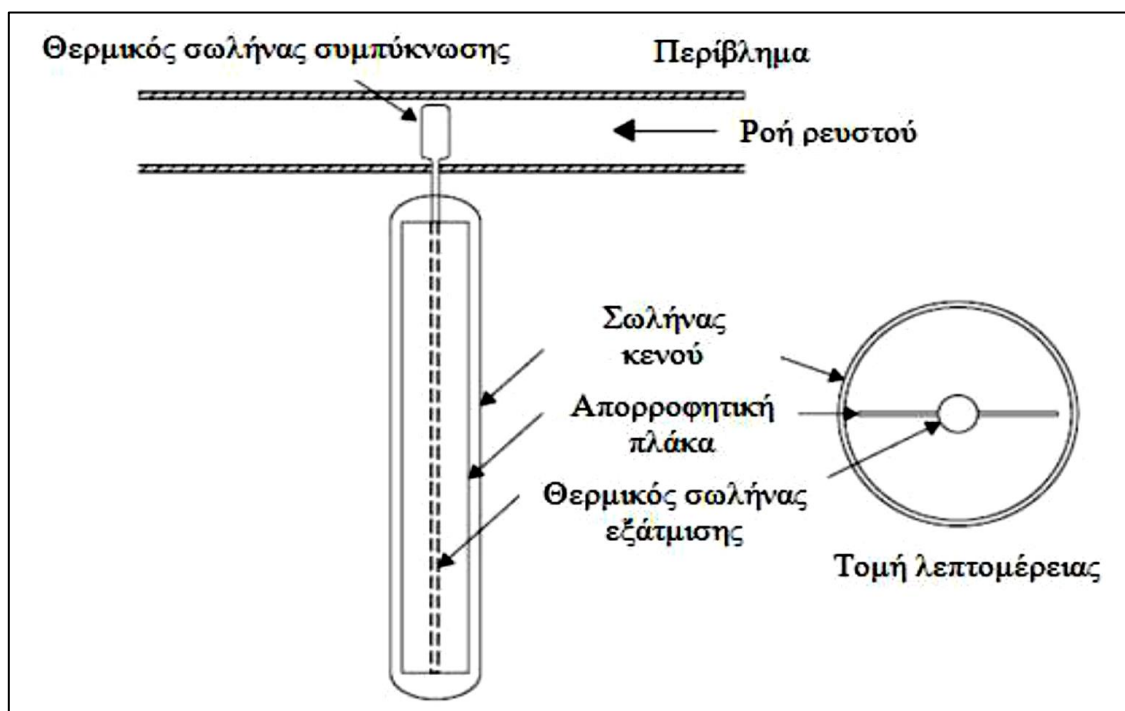
Οι ηλιακοί συλλέκτες κατηγοριοποιούνται κυρίως με βάση την κίνησή τους: στατικοί, με οδήγηση σε έναν άξονα και οδήγηση σε δύο άξονες καθώς και από το θερμοκρασιακό πεδίο λειτουργίας τους. Οι στατικοί ηλιακοί συλλέκτες είναι σταθερά στερεωμένοι σε μία θέση και δεν ακολουθούν την πορεία του ήλιου. Τρεις κύριοι τύποι συλλεκτών ανήκουν σε αυτήν την κατηγορία, οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες ή flat plate collectors (FPC) οι συλλέκτες με σωλήνες κενού ή evacuated tube collectors (ETC) και οι στατικοί σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες ή stationary compound parabolic collectors (CPC). Οι ηλιακοί συλλέκτες που χρησιμοποιούνται για οικιακή θέρμανση είναι κατά την μεγάλη τους πλειοψηφία στατικοί και επίπεδου τύπου (FPC).

Πίνακας 1.2-1 Κατηγοριοποίηση ηλιακών συλλεκτών και θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας τους [10]

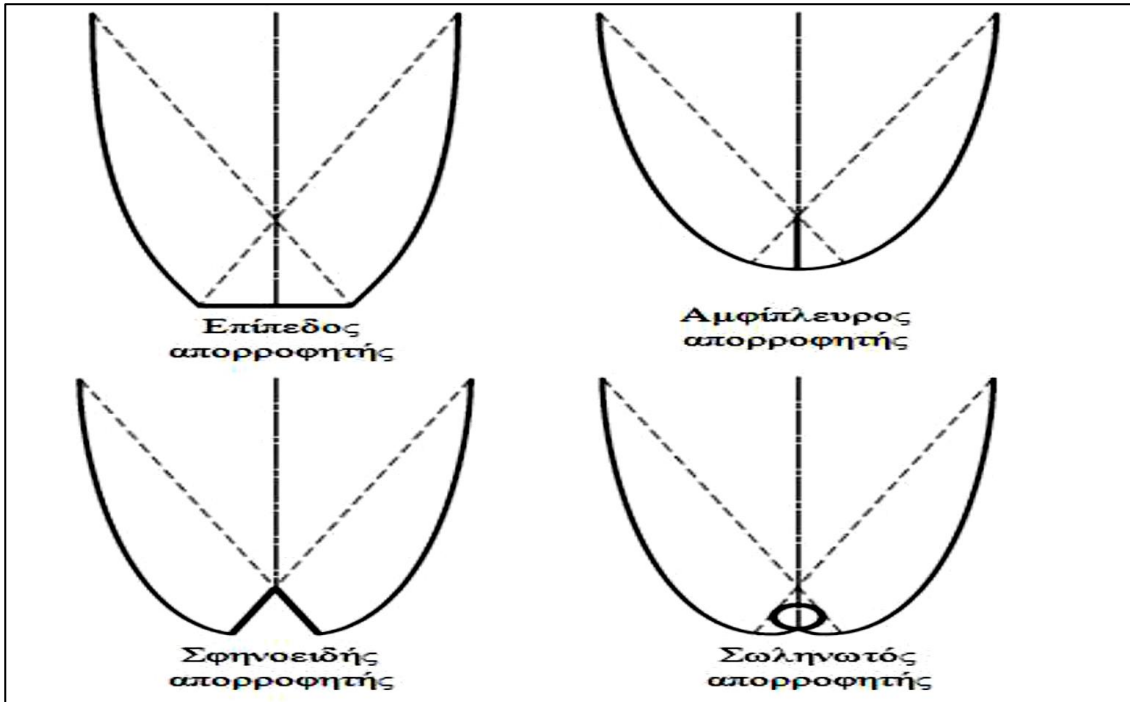
Κίνηση	Τύπος συλλέκτη	Τύπος απορροφητή	Λόγος Συγκέντρωσης	Ενδεικτικό πεδίο θερμοκρασιών [°C]
Στατικός	Επίπεδος συλλέκτης (FPC)	Επίπεδος	1	30-130
	Σωλήνες κενού (ETC)	Επίπεδος	1	50-200
	Σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες (CPC)	Σωληνωτός	1-5 5-15	60-240 60-300
Οδήγηση σε έναν άξονα	Γραμμικός ανακλαστής Fresnel (LFR)	Σωληνωτός	10-40	60-250
	Κυλινδρικοί συλλέκτες (CTC)	Σωληνωτός	15-50	60-300
	Παραβολικοί συλλέκτες (PTC)	Σωληνωτός	10-85	60-400
Οδήγηση σε δύο άξονες	Παραβολικός δίσκος (PDR)	Σημειακός	600-2000	100-1500
	Ηλιοστατικά πεδία συλλεκτών (HFC)	Σημειακός	300-1500	150-2000



Εικόνα 1.2.2 Τυπικός επίπεδος ηλιακός συλλέκτης (FPC) [10]



Εικόνα 1.2.3 Σχηματικό διάγραμμα συλλέκτη σωλήνα κενού (ETC) [10]



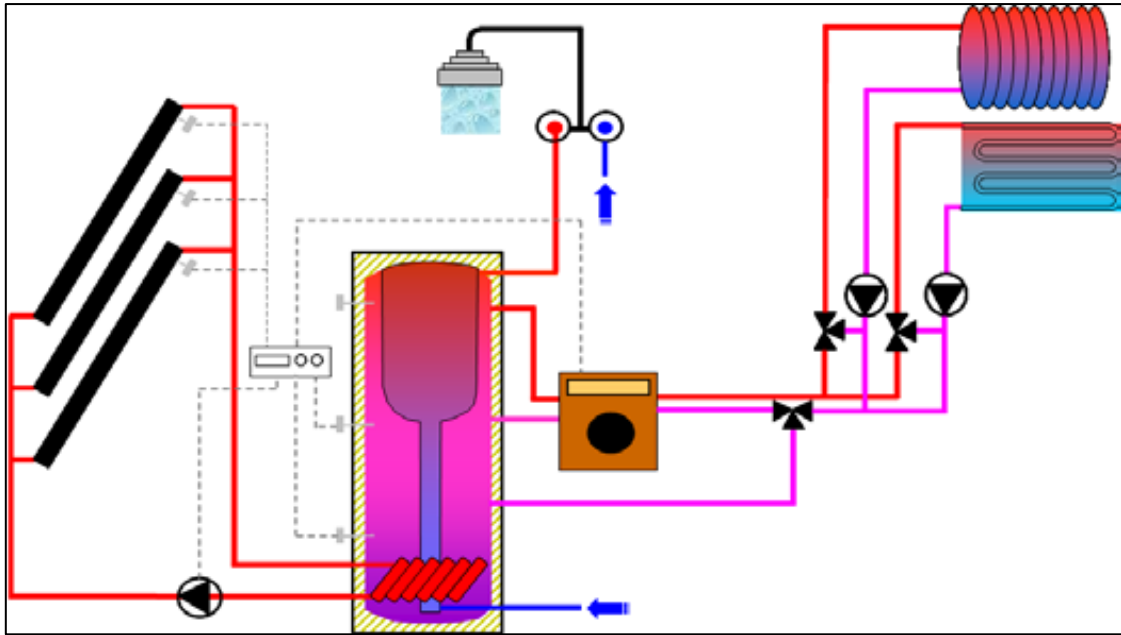
Εικόνα 1.2.4 Διάφορα είδη απορροφητών στατικών σύνθετων παραβολικών συλλεκτών (CPC) [10]



Εικόνα 1.2.5 Βιομηχανική εφαρμογή παραβολικού συλλέκτη (PTC)

1.2.2.2 Συστήματα θέρμανσης με ηλιακή ενέργεια

Η εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας με ανεξάρτητα συστήματα τα οποία περιλαμβάνουν συμβατικό ενεργειακό εξοπλισμό (πχ αντλίες, κυκλοφορητές) για τη συλλογή, αποθήκευση και διανομή γίνεται με τα ενεργητικά ηλιακά συστήματα. Η ηλιακή ενέργεια χρησιμοποιείται ευρέως για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης μέσω επίπεδων συλλεκτών. Η εγκατάσταση μάλιστα ηλιακού θερμοσίφωνα είναι υποχρεωτική για νεόδμητες κατοικίες. Επιπλέον του ζεστού νερού χρήσης η ηλιακή ενέργεια δύναται να αποθηκευθεί και να χρησιμοποιηθεί και για θέρμανση χώρων κτιρίων κατά τη διάρκεια του χειμώνα. Ένα τυπικό σύστημα θέρμανσης χώρων και ζεστού νερού χρήσης με ηλιακή ενέργεια αποτελείται από τους ηλιακούς συλλέκτες, μία ή περισσότερες δεξαμενές αποθήκευσης της ηλιακής ενέργειας, μία εφεδρική πηγή θερμότητας όπως ηλεκτρικές αντιστάσεις ή λέβητα φυσικού αερίου, το σύστημα διανομής θερμότητας (σωληνώσεις, αντλίες-θερμαντικά σώματα-καλοριφέρ) και το σύστημα ελέγχου. Ο μέσος ετήσιος συντελεστής εκμετάλλευσης της ηλιακής ενέργειας, λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες από τη δεξαμενή θερμότητας και την απορριπτόμενη θερμότητα, κυμαίνεται από 20÷25%. Ανάλογα με το μέγεθος του πεδίου των ηλιακών συλλεκτών, τη δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού, τις επικρατούσες κλιματολογικές συνθήκες της περιοχής και τα φορτία, τα συστήματα combi μπορούν να καλύψουν 10÷60% των συνολικών φορτίων για ZNX και θέρμανση χώρων στην κεντρική και βόρεια Ευρώπη [11]. Στην Ελλάδα οι περισσότερες εγκαταστάσεις ηλιακών συλλεκτών είναι αυτόνομοι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες για την παραγωγή ZNX που εξυπηρετούν ένα νοικοκυριό, ή κεντρικές εγκαταστάσεις ZNX σε κτήρια του τριτογενούς τομέα (π.χ. ξενοδοχεία). Στο εξωτερικό, συνηθίζονται κεντρικές εγκαταστάσεις για την παραγωγή ZNX σε συνδυασμό με τη θέρμανση χώρων (συστήματα combi), εκμεταλλεζόμενοι το ίδιο πεδίο ηλιακών συλλεκτών. Ένα τυπικό σχεδιάγραμμα συστήματος solar combi θέρμανσης ZNX και χώρων φαίνεται στην παρακάτω εικόνα.



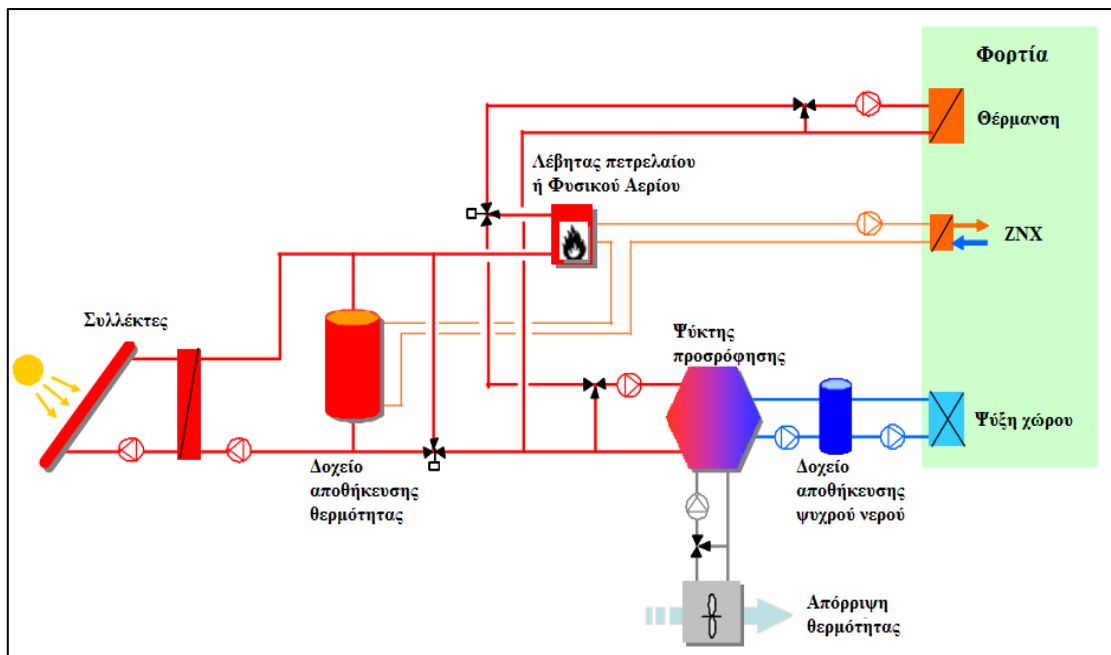
Εικόνα 1.2.6 Τυπική διάταξη συστήματος combi για την παραγωγή ZNX και θέρμανση χώρων [12]

1.2.3 Συστήματα οικιακής θέρμανσης και ψύξης με ηλιακή ενέργεια

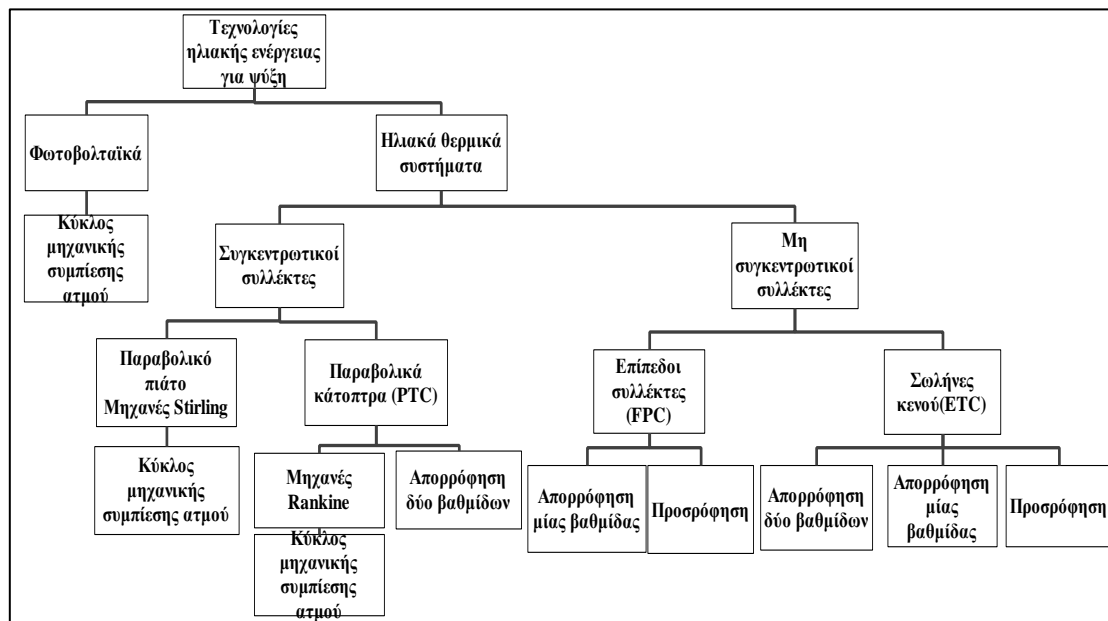
1.2.3.1 Γενικά περί ηλιακής ψύξης-εισαγωγή

Δεδομένου ότι τα μέγιστα ψυκτικά φορτία το καλοκαίρι συμπίπτουν με την υψηλή διαθεσιμότητα ηλιακής ενέργειας, προσφέρεται μια πολύ καλή ευκαιρία για τη χρήση των ηλιακών θερμικών συστημάτων σε συνδυασμό με θερμικούς ψύκτες. Συνεπώς, η εκμετάλλευση των ηλιακών θερμικών συστημάτων μπορεί να καλύπτει τις ανάγκες για ZNX, θέρμανση και ψύξη χώρων. Τα συστήματα αυτά είναι συνήθως γνωστά και ως “solar combi-plus”. Τα συστήματα ηλιακής ψύξης χρησιμοποιούν απολύτως αβλαβή ρευστά όπως το νερό ή διαλύματα αλάτων για τη λειτουργία τους και είναι ενεργειακά αποδοτικά και φιλικά προς το περιβάλλον. Μειονέκτημα αποτελεί το υψηλό τους κόστος σε σύγκριση με αυτό των συμβατικών συστημάτων κλιματισμού, ωστόσο με την εισαγωγή τους στη μαζική παραγωγή το κόστος τους συνεχώς μειώνεται. Οι τεχνολογίες αυτές είναι όμως σήμερα τεχνικά ώριμες για να ικανοποιήσουν τις καταναλωτικές ανάγκες, και φιλικότερες προς το περιβάλλον από τα συμβατικά συστήματα κλιματισμού που χρησιμοποιούν ρευστά που συμβάλλουν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και στην καταστροφή του όζοντος. Οι βασικές τεχνολογίες ηλιακού κλιματισμού περιλαμβάνουν: 1) **κλειστού κύκλου** συστήματα, όπως ψύκτες **απορρόφησης** και **προσρόφησης** με: (α) υγρά μέσα απορρόφησης, όπως τα συστήματα με νερό ως ψυκτικό μέσο και υδατικό διάλυμα βρωμιούχου λιθίου ως μέσο απορρόφησης ($H_2O/LiBr$) ή ως ψυκτικό μέσο την αμμωνία και μέσο απορρόφησης το νερό (NH_3/H_2O), και (β) στερεά μέσα απορρόφησης, όπως

τα συστήματα με νερό ως ψυκτικό μέσο και μέσο απορρόφησης πήκτωμα πυριτίου (H₂O/silica gel) ή ζεόλιθο ή τα νέας τεχνολογίας συστήματα που βρίσκονται ακόμη στο στάδιο έρευνας, όπως για παράδειγμα, αμμωνία ως ψυκτικό μέσο και άλατα ή άλλες θερμοχημικές διαδικασίες. Για εφαρμογές μικρής κλίμακας η απαιτούμενη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας για συσκευές απορρόφησης και προσρόφησης είναι στο εύρος των 55-95 °C, ικανή να επιτευχθεί ακόμα και από οικονομικούς επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες. 2) **ανοικτού κύκλου** συστήματα, με: (α) στερεά αφυγραντικά υλικά απορρόφησης, όπως οι τροχοί αφύγρανσης, σε συνδυασμό με ηλιακούς συλλέκτες αέρα ή νερού και (β) υγρά αφυγραντικά υλικά απορρόφησης σε νέας τεχνολογίας συστήματα που βρίσκονται ακόμη στο στάδιο έρευνας [12]. Όλες οι παραπάνω τεχνολογίες για ηλιακή ψύξη φαίνονται στο σχεδιάγραμμα της Εικόνα 1.2.8. Στην Εικόνα 1.2.7 απεικονίζεται ένα ενδεικτικό σύστημα solar combi plus με τις συνιστώσες του, οι οποίες περιλαμβάνουν τις συνιστώσες του solar combi για θέρμανση και ZNX καθώς και ψύκτη προσρόφησης που λειτουργεί με πρόσδοση θερμότητας.



Εικόνα 1.2.7 Σχηματικό διάγραμμα και συνιστώσες συστήματος solar combi plus για την παραγωγή ZNX, θέρμανσης και ψύξης [13]



Εικόνα 1.2.8 Τεχνολογίες ηλιακής ψύξης και κατηγοριοποίησή τους [14]

1.2.3.2 Προσρόφηση-Ηλιακή προσρόφηση

Ο όρος προσρόφηση (adsorption), χρησιμοποιείται, για να περιγράψει τη συσσώρευση διαλυμένων ιόντων, ατόμων ή και μορίων στη διεπιφάνεια, συνήθως στερεού – υγρού και στερεού – αερίου, με αποτέλεσμα την κατανομή των μορίων μεταξύ στερεού και ρευστού. Η χημική ουσία που συγκεντρώνεται ή προσροφάται στη διεπιφάνεια ονομάζεται προσροφούμενο υλικό (adsorbate) και η επιφάνεια στην οποία γίνεται η συσσώρευση ονομάζεται προσροφητικό μέσο ή προσροφητής (adsorbent). Η σημαντικότερη παράμετρος για μεγάλη προσροφητική ικανότητα είναι η εσωτερική επιφάνεια στα πορώδη υλικά. Η προσρόφηση ανήκει στην κατηγορία διαχωρισμών μέσω στερεών μέσων (solid agent), δεδομένου ότι το μέσο αυτό προκαλεί το διαχωρισμό του μίγματος. Η διεργασία αυτή στην πράξη δε λειτουργεί σε μόνιμη κατάσταση και σε συνθήκες ισορροπίας αλλά αντίθετα είναι από τη φύση της ασυνεχής καθώς εμφανίζει λειτουργικούς κύκλους που περιλαμβάνουν το στάδιο της επεξεργασίας της τροφοδοσίας και το στάδιο της αναγέννησης. Προκειμένου να υλοποιηθεί η προσρόφηση είναι απαραίτητη η ύπαρξη ενός κατάλληλου υλικού που χαρακτηρίζεται ως προσροφητικό (adsorbent) και πρέπει να έχει τη δυνατότητα να σχηματίζει δεσμούς ανάμεσα στην επιφάνειά του και τα μόρια, άτομα ή ιόντα των ουσιών της τροφοδοσίας (adsorbate) που επιζητείται να απομακρυνθούν ή να τις συγκρατεί με ασθενείς διαμοριακές δυνάμεις. Η ύπαρξη πόρων θεωρείται πολύ σημαντική καθώς αυξάνει την επιφάνεια προσρόφησης ανά μονάδα όγκου. Το προσροφητικό υλικό μπορεί να αποτελεί το πληρωτικό υλικό κάποιας στήλης ή να αιωρείται σε κάποιο δοχείο ώστε να επιτευχθεί η ανάμιξή του με το ρευστό προς επεξεργασία. Η προσρόφηση μπορεί να είναι φυσική, χημική (χημορόφηση) ή ηλεκτροστατική. Στην περίπτωση των αερίων, η φυσική ρόφηση (physical

adsorption) λαμβάνει χώρα όταν οι δυνάμεις έλξης μεταξύ των αερίων μορίων και του στερεού είναι μεγαλύτερες σε σχέση με τις έλξεις μεταξύ των αερίων μορίων (προσρόφηση van der Waals). Η φυσική ρόφηση είναι γρήγορη, και μπορεί να είναι μονομοριακή, οπότε είναι αντιστρέψιμη, ή πολυμοριακή (το πάχος των ροφημένων μορίων καταλαμβάνει περισσότερα στρώματα), οπότε μπορεί να εμφανιστούν φαινόμενα υστέρησης. Αποτελεί το μηχανισμό δράσης των στερεών που χρησιμοποιούνται στη διεργασία της προσρόφησης για το διαχωρισμό μιγμάτων. Τα στάδια που περιλαμβάνει η φυσική ρόφηση είναι: α) η δημιουργία ενός μονομοριακού στρώματος της ροφούμενης ουσίας πάνω στο στερεό, β) η ανάπτυξη δεύτερου ή και περισσοτέρων στρωμάτων ροφούμενης ουσίας πάνω στο αρχικό, και γ) η τριχοειδής συμπύκνωση και η πλήρωση των πόρων με την προσροφούμενη ουσία, στην περίπτωση που τα μόριά της έχουν μέγεθος παραπλήσιο με εκείνο των πόρων. Γίνεται φανερό ότι η δυναμικότητα ενός προσροφητικού επηρεάζεται άμεσα από τον όγκο των πόρων του και όχι μόνο από την επιφάνειά του. Η χημορόφηση (chemisorptions, ενεργοποιημένη ρόφηση) περιλαμβάνει την ανάπτυξη χημικού δεσμού μεταξύ του ροφούμενου μορίου και του προσροφητικού στερεού. Η ρόφηση είναι μονομοριακή και η θερμότητα που εκλύεται είναι συχνά μεγαλύτερη της θερμότητας εξάτμισης. Κατά κανόνα είναι αργή διαδικασία, ορισμένες φορές μη αντιστρεπτή και πραγματοποιείται κατά κανόνα σε υψηλές θερμοκρασίες (> 200°C). Στην περίπτωση που η προσρόφηση οφείλεται σε ηλεκτρικές δυνάμεις έλξης έχουμε την ειδική περίπτωση των ιονταλλακτών όπου το διαλυμένο ιόν συγκρατείται στην επιφάνεια του στερεού από αντίθετα ηλεκτροστατικά φορτία.

Κατά την προσρόφηση, η κατανομή ενός συστατικού ανάμεσα σε ένα ρευστό και την επιφάνεια ενός στερεού οδηγεί στην αποκατάσταση μιας ισορροπίας που εκφράζει την ποσότητα της ουσίας αυτής (φόρτιση σε ισορροπία) που συγκρατείται στο προσροφητικό μέσο ως συνάρτηση της μερικής πίεσης ή συγκέντρωσης της εν λόγω ουσίας στο ρευστό. Η ισόθερμη προσρόφησης (adsorption isotherm) παρουσιάζει τη μέγιστη φόρτιση του προσροφητικού που είναι δυνατό να επιτευχθεί για δεδομένο σύστημα ρευστού - προσροφητικού και δεδομένες συνθήκες και προσδιορίζεται με συλλογή δεδομένων υπό διαφορετικές τιμές συγκέντρωσης ή μερικής πίεσης της προσροφούμενης ουσίας υπό σταθερή θερμοκρασία. Η προσρόφηση μιας ουσίας σε δεδομένη θερμοκρασία εξαρτάται άμεσα από το είδος του προσροφητικού που χρησιμοποιείται και η ποσότητα που μπορεί να συγκρατήσει ένα προσροφητικό σε δεδομένες συνθήκες εξαρτάται από το είδος της ουσίας που προσροφάται ενώ έχει παρατηρηθεί ότι η τάση με την οποία προσροφούνται οι διάφορες ουσίες είναι γενικά αντίστροφη της πτητικότητάς τους. Η γραμμική ισόθερμη προσρόφησης αποτελεί την απλούστερη μορφή ισόθερμης και εφαρμόζεται σε περιπτώσεις που η ποσότητα της προσροφούμενης ουσίας είναι μικρή, της τάξης των 25 cm³/gr κατά μέγιστο. Η ισόθερμη Freundlich στηρίχθηκε σε εργασίες των Boedecker και van Bemmelen είναι εμπειρική και εκφράζει καλά τα συστήματα ισόθερμων.

Ένα υλικό για να μπορεί να εφαρμοστεί αποδοτικά ως προσροφητικό μέσο θα πρέπει να έχει μεγάλη ειδική επιφάνεια ανά μονάδα μάζας της τάξης των 200 - 2000 m² /gr (300 - 1200 m² /g, σύμφωνα με τους Seader) και προκύπτει από την ιδιαίτερα πορώδη δομή του. Υπάρχουν υλικά που παρουσιάζουν το 98% της προσροφητικής

ικανότητάς τους στην επιφάνεια των πόρων τους. Το προσροφητικό υλικό μπορεί να έχει τη μορφή σφαιριδίων, κυλινδρικών τεμαχίων, κόκκων, νιφάδων ή σκόνης με διάμετρο από 50 μm έως 12 mm. Η μικροπορώδης δομή αυτών των υλικών επιτυγχάνεται με ειδικές τεχνικές σύνθεσης που δίνουν πόρους της τάξης των 10 - 200 \AA , ενώ το πορώδες των σωματιδίων είναι της τάξης του 0,30 - 0,85.

Τα συνηθέστερα προσροφητικά μέσα είναι τα ακόλουθα:

Ενεργός άνθρακας

Παρουσιάζει υψηλό πορώδες, έχει χαμηλό κόστος, και έχει ισχυρή τάση προσρόφησης οργανικών ουσιών και θεωρείται το ευρύτερα χρησιμοποιούμενο προσροφητικό μέσο που εφαρμόζεται στην επεξεργασία τόσο υγρών όσο και αερίων μιγμάτων. Υπάρχει μεγάλη ποικιλία τύπων ενεργού άνθρακα με διαφορετικές ιδιότητες.

Ενεργοποιημένη αλούμινα

Πρόκειται για οξειδίο του αργιλίου, Al_2O_3 , που μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την επεξεργασία τόσο υγρών όσο και αερίων ρευμάτων και χαρακτηρίζεται από καλή μηχανική αντοχή.

Πήκτωμα πυριτίου (Silica gel)

Είναι ένα άμορφο στερεό που παρασκευάζεται από κολλοειδές διοξείδιο του πυριτίου SiO_2 , χαρακτηρίζεται από την υψηλή συγγένειά του με το νερό, είναι φτηνό, και χρησιμοποιείται με τη μορφή κόκκων (σε πολλές περιπτώσεις ως αρχικό μέσο ξήρανσης αερίων πριν τους ζεόλιθους). Συχνά χρησιμοποιείται σε εφαρμογές ηλιακής ψύξης σε ψύκτες προσρόφησης με θερμοκρασία ενεργοποίησης 65-110°C.

Ζεόλιθοι

Είναι ενώσεις, φυσικές ή συνθετικές, που περιέχουν οξείδια του αργιλίου και του πυριτίου ενώ συμμετέχουν και ιόντα (M) λιθίου, νατρίου, καλίου ή ασβεστίου του γενικού τύπου: $\text{M}_x/n [(\text{AlO}_2)_x (\text{SiO}_2)_y] \cdot z\text{H}_2\text{O}$ όπου $y \geq x$. Οι πόροι των ζεόλιθων έχουν καθορισμένες διαστάσεις, δεδομένου ότι πρόκειται για κρυσταλλικές ενώσεις δίνοντάς τους τη δυνατότητα να χρησιμοποιηθούν και για στερεοχημικούς διαχωρισμούς όπως ο διαχωρισμός υδρογονανθράκων ευθείας αλυσίδας από εκείνους με διακλαδισμένη αλυσίδα για την παραγωγή βιοδιασπόμενων απορρυπαντικών [15]. Οι ζεόλιθοι χρησιμοποιούνται εμπορικά την τελευταία δεκαετία σε εφαρμογές ηλιακής ψύξης λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας ενεργοποίησής τους (55-95°C) δίνοντας έτσι τη δυνατότητα για ψύξη με χρήση οικονομικών επίπεδων συλλεκτών.

Ηλιακή προσρόφηση

Η ψύξη με προσρόφηση είναι φυσική και χρησιμοποιείται για παραγωγή πάγου, σε εφαρμογές ψύξης νερού και για κλιματισμό. Η ψύξη χώρων με προσρόφηση αποτελεί την δεύτερη πιο δημοφιλή μέθοδο ηλιακής ψύξης μετά την απορρόφηση. Η

έρευνα στον τομέα της ηλιακής ψύξης με προσρόφιση συνεχώς αυξάνεται προκειμένου η τεχνολογία να γίνει ανταγωνιστική ως προς τον ψυκτικό κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμού. Τα κυριότερα πλεονεκτήματα της ψύξης με προσρόφιση είναι: ικανότητα λειτουργίας σε μεγάλο εύρος θερμοκρασιών, απουσία θορύβου κατά την λειτουργία λόγω μη ύπαρξης κινητών μερών, μη διαβρωτικότητα και μη τοξικότητα του εργαζόμενου μέσου, φιλικότητα προς το περιβάλλον και ελάχιστη κατανάλωση ηλεκτρισμού. Η ψύξη με προσρόφιση παρουσιάζει ωστόσο και κάποια μειονεκτήματα όπως το υψηλό κόστος των ψυκτών προσρόφισης, ο χαμηλός βαθμός απόδοσης και το μέγεθός τους [16]. Ψύκτες προσρόφισης που χρησιμοποιούν το ζεύγος ζεόλιθο-νερό (zeolite-water) και πήκτωμα πυριτίου - νερό (silica gel-water) μπορούν να αυξήσουν το εύρος εφαρμογής των ηλιακών συστημάτων ψύξης χάρη στη χαμηλή θερμοκρασία ενεργοποίησής τους που ξεκινά από τους 55 °C.

Η επιλογή του ζεύγους προσροφητή-προσροφόμενου μέσου αποτελεί καθοριστικό παράγοντα για την αποδοτική λειτουργία του συστήματος ψύξης. Υπάρχουν διάφοροι συνδυασμοί και κάθε ένας παρουσιάζει πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα. Η βέλτιστη επιλογή εξαρτάται από τα συγκεκριμένα χαρακτηριστικά του συστήματος ψύξης, τις ιδιότητες του ζεύγους προσροφητή-προσροφόμενου μέσου, τη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας, το κόστος τους, τη διαθεσιμότητα και την φιλικότητά τους προς το περιβάλλον. Σε κάθε περίπτωση είναι σημαντικό ο προσροφητής να έχει χαμηλή προσροφητικότητα σε υψηλή θερμοκρασία και πίεση ή υψηλή προσροφητικότητα σε θερμοκρασία και πίεση περιβάλλοντος. Ο παρακάτω πίνακας συνοψίζει τις εφαρμογές διάφορων ζευγών προσροφητή-προσροφόμενου μέσου ανάλογα με τη θερμοκρασία της πηγής.

Πίνακας 1.2-2 Εργαζόμενα ζεύγη προσροφητή-προσροφήματος και θερμοκρασιακό εύρος εφαρμογής τους

Εργαζόμενο ζεύγος	Θερμοκρασία λειτουργίας [oC]	Πίεση λειτουργίας [bar]	Θερμότητα προσρόφησης [kJ/kg]	Ειδική ικανότητα ψύξης	Εφαρμογή
Πήκτωμα πυριτίου-νερό	< 95 °C	0.01-0.3 (Συνθήκες κενού)	1000-1500	Υψηλή	Κλιματισμός
Ενεργοποιημένος άνθρακας-μεθανόλη	< 120 °C	0.01-0.35	1800-2000	Κανονική	Παραγωγή πάγου
Ενεργοποιημένος άνθρακας-αμμωνία	Έως 150 °C	3-10.4	2000-2700	Υψηλότερη από πήκτωμα πυριτίου-νερό	Παραγωγή πάγου/Κατάψυξη
Ζεόλιθος-νερό	Έως 200 °C	3.4-8.5	3300-4200	Κανονική	Κλιματισμός
Ζεόλιθος-αμμωνία	150-200 °C	3.5-7	4000-6000	Υψηλή	Παραγωγή πάγου/Κατάψυξη

1.2.3.3 Απορρόφηση-Ηλιακή απορρόφηση

Με τον όρο απορρόφηση αναφερόμαστε στο φαινόμενο κατά το οποίο μία ουσία σε μία φυσική κατάσταση εισχωρεί και ομοιογενοποιείται με μία άλλη ουσία διαφορετικής φυσικής κατάστασης. Οι δύο φάσεις παρουσιάζουν ισχυρή έλξη και δημιουργούν ένα διάλυμα ή μίγμα. Η διεργασία αυτή είναι αντιστρεπτή και η απορροφημένη ουσία μπορεί να αποδεσμευτεί από τον απορροφητή με την πρόσδοση θερμότητας στο μίγμα. Συνοπτικά η διαδικασία της απορρόφησης περιλαμβάνει τα παρακάτω στάδια: Το νερό (στους 70°C) εισέρχεται στον εξατμιστή όπου προσλαμβάνει θερμότητα και εξατμίζεται. Ο υδρατμός (στους 4°C) φεύγοντας από τον εξατμιστή μπαίνει στον απορροφητή, όπου διαλύεται και αντιδρά με το LiBr, για να σχηματίσει το LiBr/H₂O. Αυτή η εξώθερμη αντίδραση έχει σαν αποτέλεσμα την αύξηση της θερμοκρασίας. Το πτωχό διάλυμα στη συνέχεια αντλείται προς μεγαλύτερη πίεση και εισάγεται (στους 70°C) στον αναγεννητή, όπου προσλαμβάνει θερμότητα (στους 100°C) και έτσι το νερό διαχωρίζεται ατμοποιούμενο. Το ατμοποιημένο νερό εισέρχεται (στους 70°C) στον συμπυκνωτή, όπου και συμπυκνώνεται λόγω του νερού ψύξης (στους 45°C), για να επιστρέψει ως συμπύκνωμα (στους 70°C) στον εξατμιστή και έτσι να κλείσει το κύκλωμα υδρατμών του κύκλου απορρόφησης. Με την επιστροφή του πλούσιου διαλύματος στον απορροφητή, διαμέσου ενός εναλλάκτη θερμότητας, ολοκληρώνεται το κύκλωμα διαλύματος του κύκλου απορρόφησης.

Η απορρόφηση χρησιμοποιείται ευρέως σε κλιματισμό και ειδικά σε ηλιακό κλιματισμό όπου η ηλιακή ενέργεια προσφέρει την απαραίτητη θερμότητα διαχωρισμού του μίγματος. Τα ηλιακά κλιματιστικά βασίζονται σε συνεχείς κύκλους απορρόφησης, που βασίζουν την λειτουργία τους σε ηλιακούς συλλέκτες. Ο κλιματισμός με την μέθοδο της απορρόφησης, έχει αποδειχθεί ότι είναι οικονομικά βιώσιμος, όταν υπάρχει μια φθηνή πηγή ενέργειας, στο εύρος των θερμοκρασιών από 100 έως 200 °C. Επίσης μηχανές απορρόφησης μπορούν να χρησιμοποιηθούν σαν αναγεννητές, σε τυπικά κλιματιστικά μηχανήματα, με παραγωγή ψυχρού νερού. Έρευνες σε συστήματα που χρησιμοποιούν την μέθοδο της απορρόφησης, στηριζόμενα σε επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες, για οικιακή χρήση, έχουν σαν στόχο την βελτίωση της προσαρμογής αυτών των τύπων. Ο μέγιστος COP του ψυκτικού κύκλου για την χαμηλότερη θερμοκρασία λειτουργίας των συλλεκτών, επιτυγχάνεται με την χρήση του συνδυασμού νερού-βρωμιούχου λιθίου. Μια τυπική μηχανή μίας βαθμίδας έχει COP = 0,65 και μια τυπική μηχανή δύο βαθμίδων έχει COP = 1,1. Αυτά τα συστήματα, όταν χρησιμοποιούν την ηλιακή ενέργεια, αυτή συγκεντρώνεται με θερμικούς συλλέκτες. Οι ψύκτες απορρόφησης χρησιμοποιούν ζεύγη δύο ουσιών. Ένα ψυκτικό μέσο και έναν απορροφητή. Συνήθως λειτουργούν με μείγμα απορροφητικού/ψυκτικού H₂O/NH₃ ή σε ορισμένες περιπτώσεις χλωριούχο ασβέστιο και νερού. Ένας άλλος τρόπος ψύξης με την μέθοδο της απορρόφησης, είναι η χρήση LiBr/H₂O, όπου το νερό είναι το ψυκτικό μέσο και το LiBr είναι ο απορροφητής. Από την άλλη πλευρά, αυτά τα συστήματα έχουν ορισμένα μειονεκτήματα: είναι αρκετά πολύπλοκα, ογκώδη και ακριβά. Οικονομικά ανταγωνιστικά είναι μόνο όταν υπάρχει φθηνή ενέργεια. Γενικά, χρησιμοποιούνται σε χημικές μηχανές ενώ η συντήρηση

αυτών των συστημάτων είναι δύσκολη, επειδή δεν είναι ευρέως διαδεδομένα. Η απόφαση για την τοποθέτηση ενός τέτοιου συστήματος συνήθως λαμβάνεται μόνο όταν το κόστος της παρερχομένης θερμότητας είναι πολύ μικρό, συγκριτικά με το κόστος της ηλεκτρικής ενέργειας. Σήμερα η αγορά κλιματισμού με την μέθοδο της απορρόφησης, κυριαρχείται από συστήματα που λειτουργούν με διάλυμα νερού-βρωμιούχου λιθίου. Τα συστήματα που λειτουργούν με αμμωνία και νερό προτιμώνται σε εφαρμογές με χαμηλές θερμοκρασίες πηγής.

1.2.3.4 Σύγκριση προσρόφησης με απορρόφηση για κλιματισμό

Η επικρατέστερη τεχνολογία ψύξης με ηλιακή ενέργεια βασίζεται στην απορρόφηση. Η απορρόφηση είναι μία δοκιμασμένη και ανεπτυγμένη σήμερα τεχνολογία για παραγωγή ψυκτικής ενέργειας. Οι ψύκτες απορρόφησης είναι εμπορικά διαθέσιμοι σε ευρύ φάσμα ισχύος και είναι σχεδιασμένοι για πολλές διαφορετικές εφαρμογές. Παρόλα αυτά λίγα συστήματα είναι διαθέσιμα για ψυκτική ισχύ κάτω των 100 kW, με λίγα μόνο να είναι διαθέσιμα για εφαρμογές μικρής κλίμακας κάτω των 30 kW. Οι ψύκτες απορρόφησης επιλέγονται σε περιπτώσεις όπου υπάρχει μία φθηνή πηγή θερμότητας, όπως θερμότητα από βιομηχανικές διεργασίες, ηλιακή ενέργεια ή μονάδες συμπαραγωγής. Για εφαρμογές κλιματισμού χρησιμοποιούνται κυρίως ψύκτες απορρόφησης που λειτουργούν με το ζεύγος νερό-βρωμιούχο λίθιο. Τέτοιες μηχανές χρησιμοποιούν νερό θερμοκρασίας 70-100 °C και επιτυγχάνουν συντελεστή συμπεριφοράς COP περί το 0.7. Εκτός από τους ψύκτες με υγρό προσροφητικό υλικό υπάρχουν και οι ψύκτες με στερεό προσροφητικό υλικό, όπως πήκτωμα πυριτίου ή ζεόλιθο οι οποίοι λειτουργούν υλοποιώντας την διεργασία της προσρόφησης. Η τεχνολογία της ηλιακής προσρόφησης είναι σχετικά νέα σε εφαρμογές μικρής κλίμακας και βρίσκεται σε στάδιο ανάπτυξης. Η όσο το δυνατόν πιο συνεχόμενη λειτουργία τους απαιτεί την παρουσία δύο θαλάμων με προσροφητικό υλικό που λειτουργούν παράλληλα. Τα εμπορικά διαθέσιμα μοντέλα απαιτούν για τη λειτουργία τους θερμοκρασία θερμού νερού της τάξης των 55-90 °C και επιτυγχάνουν συντελεστή συμπεριφοράς COP περί το 0.6. Το βασικό τους πλεονέκτημα έναντι των ψυκτών απορρόφησης είναι η δυνατότητα για μικρής κλίμακας εφαρμογές της τάξης των 10 kW, καθώς και η ελαχιστοποίηση της ηλεκτρικής ενέργειας που καταναλώνουν λόγω απουσίας κινητών μερών, ενώ δεν απαιτούν και συντήρηση. Το κόστος τους ωστόσο είναι υψηλότερο, ενώ η εγκατάστασή τους απαιτεί εξειδικευμένο προσωπικό. Οι αντλίες θερμότητας προσρόφησης μικρής κλίμακας είναι ακόμα στη φάση έρευνας και ανάπτυξης (R&D) και μόνο λίγα και ακριβά μοντέλα είναι εμπορικά διαθέσιμα [17],[18],[19],[20] κυρίως από τις εταιρίες Sortech, InvenSor, Sonnenklima, Climatewell και SolarNext. Τα χαρακτηριστικά κάθε τεχνολογίας παρουσιάζονται συνοπτικά στον Πίνακα 1.2-3 παρακάτω :

Πίνακας 1.2-3 Σύγκριση τεχνολογιών απορρόφησης και προσρόφησης για ψύξη [21], [22], [16], [23]

Απορρόφηση (Absorption)	Προσρόφηση (Adsorption)
Φιλική προς το περιβάλλον	Φιλική προς το περιβάλλον
Αθόρυβη λειτουργία	Αθόρυβη λειτουργία
Απλή κατασκευή, κινητό μέρος η αντλία του διαλύματος	Απλή κατασκευή, όχι κινητά μέρη
Χαμηλό κόστος λειτουργίας αλλά η αντλία καταναλώνει ηλεκτρισμό	Χαμηλότερο κόστος λειτουργίας, ελάχιστη κατανάλωση ηλεκτρισμού
Καλή απόδοση COP = 0.5-0.8 (έως 1.35)	Χαμηλότερη απόδοση COP = 0.4-0.7
Εξειδικευμένη συντήρηση για αποφυγή διαρροών	Δεν απαιτείται συντήρηση
Καλύτερη εκμετάλλευση διαθέσιμης θερμότητας	Χαμηλή θερμική αγωγιμότητα του προσροφητή
Θερμοκρασία θερμού νερού 70°C-100°C	Θερμοκρασία θερμού νερού 55°C-90°C
Κατάλληλη για συστήματα μεγαλύτερης κλίμακας	Καταλληλότερη για εφαρμογές μικρής κλίμακας
Μέτρα για διάβρωση λόγω αμμωνίας και κρυσταλλοποίηση λόγω LiBr	Δεν υπάρχει κρυσταλλοποίηση και διάβρωση
Απόδοση ευαίσθητη σε διακυμάνσεις της θερμοκρασίας της πηγής	Απόδοση λιγότερο ευαίσθητη σε διακυμάνσεις της θερμοκρασίας της πηγής, άρα καταλληλότερη για ηλιακή ψύξη
Εγκατάσταση απαιτητική αλλά πλέον γνώριμη	Εγκατάσταση απαιτεί εξειδικευμένο προσωπικό
Υψηλό κόστος κτήσης	Υψηλότερο κόστος κτήσης

1.2.4 Παρουσίαση συστημάτων που μελετώνται στην παρούσα εργασία

Στην ενότητα αυτή παρουσιάζονται και περιγράφονται συνοπτικά τα δύο συστήματα που μελετώνται στην παρούσα εργασία. Το κύριο σύστημα το οποίο μελετάται αποτελείται από επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες, από δοχείο αποθήκευσης θερμότητας και από ψύκτη προσρόφησης. Οι συλλέκτες είναι προεγκατεστημένοι στην πολυκατοικία για την κάλυψη των αναγκών σε ζεστό νερό χρήσης καθ' όλο το έτος. Η θερμική ενέργεια που αποδίδουν ωστόσο οι συλλέκτες τους θερινούς μήνες και κάποιες ώρες τις ημέρας τους χειμερινούς μήνες υπερκαλύπτει την απαίτηση σε θερμική ενέργεια για ζεστό νερό χρήσης. Η περίσσεια αυτή ενέργειας δεν μπορεί όλη να αποθηκευτεί σε δοχείο αποθήκευσης θερμότητας, οπότε στο σύστημά μας αξιοποιείται για την λειτουργία ενός ψύκτη προσρόφησης ο οποίος όπως αναφέρθηκε στην παραπάνω ενότητα λειτουργεί με θερμό νερό θερμοκρασίας 55-90 °C. Για την περίπτωση που η ηλιακή αυτή ενέργεια δεν επαρκεί αλλά και για την κάλυψη των

φορτίων για θέρμανση της πολυκατοικίας εγκαθίσταται στο σύστημα και λέβητας φυσικού αερίου για την θέρμανση του νερού για τον ψύκτη. Ο λόγος που επιλέγεται αυτός ο τύπος καυσίμου είναι η χαμηλή τιμή του και το χαμηλό κόστος εγκατάστασης. Η επιλογή της τεχνολογίας της προσρόφησης έγινε διότι αποτελεί την αιχμή της τεχνολογίας σήμερα, βρίσκεται σε στάδιο συνεχούς διερεύνησης και ανάπτυξης και η ενσωμάτωσή της στον οικιακό τομέα θα αποτελέσει μία πρόκληση σε σχέση με τα συμβατικά συστήματα ψύξης μηχανικής συμπίεσης ατμού. Επιγραμματικά, το σύστημα λειτουργεί αξιοποιώντας την ηλιακή ενέργεια και φυσικό αέριο για την κάλυψη των αναγκών σε θέρμανση, ψύξη και ζεστό νερό χρήσης. Το σύστημα αυτό μελετάται τεχνικά ώστε να διαπιστωθεί η καταλληλότητά του ως προς την κάλυψη των ενεργειακών αναγκών σε οικιακό επίπεδο αλλά και οικονομικά προκειμένου να διερευνηθεί η βιωσιμότητα μίας τέτοιας επένδυσης. Η διερεύνηση περιλαμβάνει και παραλλαγές του συστήματος με μεγαλύτερη εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών ή δοχείου αποθήκευσης.

Το δεύτερο σύστημα που μελετάται οικονομοτεχνικά και συγκρίνεται με το παραπάνω αποτελείται από τους ίδιους προεγκατεστημένους συλλέκτες, αντλία θερμότητας αέρος-νερού και δοχεία αποθήκευσης θερμότητας. Οι συλλέκτες παρέχουν θερμότητα στο ζεστό νερό χρήσης, ενώ η αντλία θερμότητας καλύπτει πλήρως τις ανάγκες για θέρμανση το χειμώνα και ψύξη το καλοκαίρι ενώ προσφέρει θερμότητα και στο ζεστό νερό χρήσης τις ώρες που η αποθηκευμένη ηλιακή ενέργεια δεν επαρκεί. Η αντλία θερμότητας επιλέχθηκε διότι αποτελεί μία τεχνολογία δοκιμασμένη και αξιόπιστη, φιλική προς το περιβάλλον αλλά κυρίως λειτουργικά πολύ οικονομική.

1.2.5 Βιβλιογραφική επισκόπηση οικιακών συστημάτων θέρμανσης και ψύξης με ηλιακή ενέργεια

Η τεχνολογία των συστημάτων θέρμανσης με ηλιακή ενέργεια είναι πλέον ώριμη τεχνολογικά στον κτιριακό τομέα αν και απαιτείται περαιτέρω έρευνα και ανάπτυξη προκειμένου να αυξηθεί το μερίδιο της αγοράς για τέτοια συστήματα και να μειωθεί το κόστος τους. Με την σωστή έρευνα και ανάπτυξη αυτής της τεχνολογίας, μέχρι το 2030 θα ήταν οικονομικά εφικτό να χτίζονται οικιακά συγκροτήματα που θα ικανοποιούν τις ανάγκες θέρμανσής τους μέσω της ηλιακής ενέργειας .

Η τεχνολογία της ψύξης μέσω ηλιακής ενέργειας για οικιακή χρήση βρίσκεται σήμερα ακόμα σε αρχικό στάδιο ανάπτυξης και μένει να ξεπεραστεί ένα σύνολο τεχνολογικών προκλήσεων προκειμένου να οδηγηθεί σε αύξηση της εφαρμογής της. Τέτοιες προκλήσεις αποτελούν ο χαμηλός βαθμός απόδοσης των θερμικά οδηγούμενων κύκλων τους, το υψηλό κόστος και η δυσκολία στον συνδυασμό της λειτουργία τους με άλλες πηγές θερμότητας για εφεδρική χρήση, όπως το φυσικό αέριο. Τα συστήματα οικιακής ψύξης με ηλιακή ενέργεια απαιτούν

κατευθυντήριες γραμμές και επίσημη προτυποποίηση παράλληλα με εκτεταμένη δοκιμή τους και εκπαίδευση προσωπικού ειδικά για οικιακές εφαρμογές. Η έρευνα και η ανάπτυξη συστημάτων ηλιακής ψύξης για τον οικιακό τομέα επικεντρώνεται στην ελαχιστοποίηση του όγκου, την αύξηση του συντελεστή συμπεριφοράς και την μείωση της απαιτούμενης οδηγού θερμοκρασίας τους [24]. Η ηλιακή ψύξη μελετάται πρόσφατα κάτω από διαφορετικές κλιματολογικές συνθήκες και διαφορετικά πρότυπα θερμικής άνεσης. Η εξοικονόμηση ενέργειας, η αποφυγή εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου, και η επιρροή της στην ποιότητα του εσωτερικού αέρα έχουν διερευνηθεί σε πολλές πειραματικές εργασίες και εργασίες προσομοίωσης.

Μέσω του προγράμματος SACE (Solar Air Conditioning in Europe) [25] μελετήθηκαν 54 εγκαταστάσεις ηλιακής ψύξης μέσω συστημάτων ανοιχτού και κλειστού κλυκλου σε ευρωπαϊκές και μη χώρες για την διαπίστωση της αποδοτικότητάς τους. Κάτι ανάλογο διενεργείται στα έργα (tasks) της διεθνούς υπηρεσίας ενέργειας (IEA) με τίτλο Solar Heating and Cooling Programme [26] με σκοπό την προτυποποίηση και ανάπτυξη της τεχνολογίας ηλιακής θέρμανσης και ψύξης ανά τον κόσμο.

Ο Zhao et al. σχεδίασε, προσομοίωσε και δοκίμασε ένα ηλιακό σύστημα ψύξης στο Αλικάντε της Ισπανίας [27]. Το σύστημα αποτελούνταν από 35 m² επίπεδων ηλιακών συλλεκτών και κατάφερε να επιτύχει τιμή ηλιακού κλάσματος 29 %, δηλαδή να καλύψει τις θερμικές ανάγκες του συστήματος για ψύξη κατά 29 % μέσω ηλιακής ενέργειας. Έρευνα έχει γίνει επίσης πειραματικά πάνω σε εφαρμογές ηλιακής ψύξης, με τους Λυχνό και Davies να αποδεικνύουν πειραματικά την βιωσιμότητα ηλιακών ψυκτικών συστημάτων σε θερμοκήπια στην Αθήνα [28].

Ο Lu et al. [29] μελέτησε πειραματικά τέσσερα είδη τυπικών ηλιακών συστημάτων ψύξης με διαφορετικούς ψύκτες τεχνολογίας ρόφησης και διαφορετικούς συλλέκτες στην Κίνα. Επίσης ο Li et al. [30] ανέπτυξε ένα σύστημα υγρού ψεκασμού που πέτυχε συντελεστή συμπεριφοράς 0.95 σε κλίματα θερμά και με υγρασία.

Ο Blackman et al. [31] μελέτησε σε προσομοίωση ένα σύστημα παραγωγής θέρμανσης και ψύξης με χρήση ηλιακής ενέργειας σε συνδυασμό με φωτοβολταϊκά στοιχεία, συλλέκτες με ενσωματωμένους θαλάμους ρόφησης και έναν υβριδικό συλλέκτη με φωτοβολταϊκά και θαλάμους ρόφησης προκειμένου να διερευνηθεί η δυνατότητα προσαρμογής ενός τέτοιου συστήματος στον οικιακό τομέα. Η εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών επιλέχθηκε μεταξύ 5 και 20 m². Τα συστήματα αυτά παρουσίασαν ηλιακό κλάσμα της τάξης του 0.32 με φωτοβολταϊκά στοιχεία και 0.42 και 0.64 αντίστοιχα για τα άλλα δύο τα οποία καλύπτουν ταυτόχρονα θέρμανση και ψύξη. Το ετήσιο οικονομικό όφελος κυμαίνεται από €173 έως €346, από €153 έως €386 και από €205 έως €615 για κάθε σύστημα αντίστοιχα για την περιοχή της Μαδρίτης της Ισπανίας. Το δεύτερο και τρίτο σύστημα κρίθηκαν επίσης καταλληλότερα για περιοχές με υψηλές ανάγκες σε θέρμανση.

Η Κορωνάκη et al. [32] μελέτησε τρία διαφορετικά συστήματα ηλιακής ψύξης μέσω προσομοίωσης για την πόλη της Αθήνας που περιλάμβαναν φωτοβολταϊκά στοιχεία, ηλιακό θερμικό με ψύκτη προσρόφησης και υβριδικό ηλιακό θερμικό με φωτοβολταϊκά στοιχεία, ψύκτη μηχανικής συμπίεσης ατμού και ψύκτη προσρόφησης.

Τα συστήματα προσομοιώθηκαν για την θερινή περίοδο σε συνδυασμό με επίπεδους συλλέκτες ή σύνθετους συλλέκτες φωτοβολταϊκής-θερμικής τεχνολογίας. Η βέλτιστη απόδοση προέκυψε για ηλιακό-φωτοβολταϊκό σύστημα μονοκρυσταλλικού πυριτίου με ηλιακό συντελεστή συμπεριφοράς (solar COP) ίσο με 0.47 ενώ ο χαμηλότερος αντίστοιχος δείκτης προέκυψε ίσος με 0.13 για φωτοβολταϊκά στοιχεία άμορφου πυριτίου. Η βέλτιστη κλίση των συλλεκτών για την θερινή περίοδο είναι ίση με 14 °, ενώ παρά την αυξημένη ηλιακή ακτινοβολία από τον Μάιο προς τον Ιούνιο και την παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια από τα φωτοβολταϊκά στοιχεία, η παραγόμενη ψυκτική ενέργεια μειώνεται λόγω αυξημένης θερμοκρασίας περιβάλλοντος, γεγονός που αποδεικνύει ότι η αύξηση της θερμοκρασία περιβάλλοντος επηρεάζει αρνητικά το ηλεκτρικό σύστημα ψύξης. Η διάρκεια αποπληρωμής της επένδυσης βρέθηκε ότι ελαχιστοποιείται στα 7.6 έτη για το σύστημα ψύξης με προσρόφηση με χρήση επιλεκτικών επίπεδων συλλεκτών.

Ο Angrisani et al. [33] διερεύνησαν την εισαγωγή ενός συστήματος θέρμανσης και ψύξης με ηλιακή ενέργεια σε ένα κτιριακό συγκρότημα γραφείων εμβαδού 200 m² στη Νότια Ιταλία. Για θέρμανση χρησιμοποιήθηκαν συλλέκτες κενού και επίπεδοι επιφάνειας 30-60 m² σε συνδυασμό με φυσικό αέριο ενώ για ψύξη χρησιμοποιήθηκε ένας ψύκτης προσρόφησης ψυκτικής ισχύος 14 kWc με θερμοκρασία θερμού νερού 85 °C και λόγο ενεργειακής απόδοσης EER=2.91. Ο ετήσιος βαθμός απόδοσης των συλλεκτών κενού προκύπτει ίσος με 0.30 και το ηλιακό κλάσμα ίσο με 0.71, που είναι πολύ υψηλή τιμή κάλυψης θερμικών αναγκών του κτιρίου. Το σύστημα παρουσίασε μείωση στην κατανάλωση ενέργειας καυσίμου κατά 24 %-45 % και στην στην πρωτογενή κατανάλωση ενέργειας και στην εκπομπή διοξειδίου του άνθρακα κατά 23 % σε σχέση με συμβατικό σύστημα θέρμανσης και ψύξης, ενώ κρίνεται ανταγωνιστικό ειδικά σε περίπτωση όπου η τιμή του φυσικού αερίου και της ηλεκτρικής ενέργειας είναι υψηλή. Η απόδοση ενός τέτοιου συστήματος μπορεί να βελτιωθεί αν χρησιμοποιηθούν τερματικές μονάδες απόδοσης θερμότητας και ψύξης τύπου ενδοδαπέδιας κυκλοφορίας ή θερμαινόμενης οροφής οι οποίες κρίνονται ανιοικονομικές σε υπάρχον κτίριο, ωστόσο πολύ ενδιαφέρουσες σε περίπτωση νεόδμητου κτιρίου.

Ο Fasfous et al. [34] διερεύνησε πειραματικά ένα σύστημα επίπεδων συλλεκτών επιφάνειας 40 m² σε συνδυασμό με ψύκτη προσρόφησης ψυκτικής ισχύος 8 kW κυρίως για την βελτίωση της ποιότητας του αέρα σε εργαστήριο της Ιορδανίας με εμβαδόν 41 m². Το σύστημα διαθέτει δεξαμενή αποθήκευσης θερμότητας χωρητικότητας 2.3 m³ και παρέχει πρωταρχικά ψυκτική ενέργεια για την εξ ολοκλήρου ψύξη του χώρου και δευτερευόντως θερμική ενέργεια για την κάλυψη των αναγκών σε ζεστό νερό χρήσης (έως και 100 %) και θέρμανση του χώρου (κατά 15 %-25 %). Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι το σύστημα κάνει απόσβεση σε 24 χρόνια, γεγονός που καθιστά την επένδυση μη αποδοτική εκτός και αν υλοποιηθεί υπό συνθήκες κινήτρων και χρηματοδότησης περί του 40 % του αρχικού κόστους.

Ο Becalli et al. [35] αξιολόγησε συστήματα ηλιακής θέρμανσης και ψύξης μέσω του προγράμματος TRNSYS μέσω της αξιολόγησης του κύκλου ζωής (Life Cycle Assessment, LCA) για να προσδιορίσει την ενέργεια μέσω του χρόνου αποπληρωμής ενέργειας και τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις τέτοιων συστημάτων

μέσω της περιόδου αποπληρωμής εκπομπών. Η ανάλυση περιλάμβανε ψύκτη προσρόφησης ψυκτικής ισχύος 8 kW και επίπεδους συλλέκτες 25 m² και διάφορους συνδυασμούς τοποθεσιών (Παλέρμο και Ζυρίχη) και εφεδρικών συστημάτων για ψύξη (φυσικό αέριο ή ηλεκτρικό ψύκτη). Θεωρώντας διάρκεια ζωής του συστήματος 25 έτη προέκυψε περίοδος αποπληρωμής ενέργειας και για τις δύο τοποθεσίες κάτω από 10 έτη και περίοδος αποπληρωμής εκπομπών 6.4 έτη για το παλέρμο και 9.1 έτη για την Ζυρίχη, καταδεικνύοντας την εύνοια τέτοιων συστημάτων από θερμότερα κλίματα.

Στην εργασία των Dabler και Mittelbach [20] το 2011 παρουσιάστηκαν τα πειραματικά αποτελέσματα της εγκατάστασης ενός συστήματος ψύξης με προσρόφηση ψυκτικής ικανότητας 8 kW που τροφοδοτούνταν από ηλιακή ενέργεια και επικουρικά από φυσικό αέριο στα πλαίσια του επιδοτούμενου γερμανικού προγράμματος ‘‘SolCoolSys’’ με σκοπό την ανάπτυξη τυποποιημένων εφαρμογών ηλιακής ψύξης. Ο προς ψύξη χώρος ήταν κτίριο γραφείων με χρήση 31 m² επίπεδων συλλεκτών και μονάδες fan coils για τη διανομή του ψυχρού αέρα. Το σύστημα αυτό μελετήθηκε με σκοπό την διαπίστωση τεχνικών δυσκολιών στην απόδοσή του. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η μέγιστη ψυκτική ισχύς έφτασε τα 5 kW και η παραγόμενη ψυκτική ισχύς προς την απαραίτητη ηλεκτρική ισχύ είχε κατά μέγιστο 7, έναντι 11.2 που αναφερόταν από τον κατασκευαστή. Το σύστημα κρίθηκε ανεπαρκές και επισημάνθηκαν οι λόγοι για αυτό, οι οποίοι περιλάμβαναν μεταξύ άλλων χαμηλότερη παροχή νερού της ονομαστικής, χαμηλότερη θερμοκρασία νερού πηγής για τον ψύκτη, χαμηλής απόδοσης αντλίες και διακυμάνσεις στη θερμοκρασία υλοποίησης του κύκλου οφειλόμενες σε σφάλματα εγκατάστασης. Μέσα από την μελέτη αυτή έγινε φανερό ποιες παράμετροι επηρεάζουν την απόδοση ενός τέτοιου συστήματος και ποια είναι τα απαραίτητα μέτρα που πρέπει να παρθούν για την αποδοτική λειτουργία του.

Στον οικιακό τομέα στην Ελλάδα υπάρχει μόνο ένα σύστημα ηλιακού κλιματισμού, εγκατεστημένο στα γραφεία/πολυκατοικία εταιρίας κατασκευής και εισαγωγής ηλιακών θερμικών συστημάτων [36]. Το σύστημα αποτελείται από επίπεδους συλλέκτες επιφάνειας 78.6 m² με ψύκτη απορρόφησης ψυκτικής ισχύος 35 kWc και δύο δεξαμενές αποθήκευσης ψυκτικής και θερμικής ενέργειας χωρητικότητας 180 m³. Στον κτιριακό τομέα συνολικά υπάρχουν πάνω από 100 εγκαταστάσεις παραγωγής θέρμανσης και ψύξης από ηλιακή ενέργεια σε Ελλάδα, Γαλλία, Ιταλία, Ισπανία, Γερμανία και Αυστρία . Στον κτιριακό τομέα γενικότερα στην Ελλάδα υπάρχουν εγκατεστημένα περισσότερα συστήματα ηλιακής ψύξης, με το παλαιότερο (1999) και μεγαλύτερο να είναι της εταιρίας ΣΑΡΑΝΤΗΣ Α.Ε. στα Οινόφυτα Βοιωτίας [37]. Το σύστημα αυτό αποτελεί το μεγαλύτερο παγκοσμίως στον κτιριακό τομέα, με συνολική επιφάνεια συλλεκτών 2700 m² σε συνδυασμό με ψύκτη προσρόφησης ψυκτικής ισχύος 700 kWc. Το σύστημα έχει βραβευτεί ανάμεσα στις καλύτερες επενδύσεις για ανανεώσιμες πηγές ενέργειας το 2001. Άλλες εγκαταστάσεις ηλιακής ψύξης βρίσκονται στο ξενοδοχείο ΛΕΝΤΖΑΚΗΣ Α.Ε. στο Ρέθυμνο Κρήτης με 448 m² επίπεδων συλλεκτών για ψύξη με απορρόφηση ψυκτικής ισχύος 105 kWc, στο ξενοδοχείο Rethymno Village στο Ρέθυμνο επίσης με ίδια χαρακτηριστικά, στο Εθνικό Κέντρο Επιστημονικής Έρευνας ΔΗΜΟΚΡΙΤΟΣ με 160

m² επίπεδων συλλεκτών και 35 kWc ψυκτικής ισχύος ψύκτη απορρόφησης, στο Αμερικανικό Κολλέγιο Αθηνών με 30 m² συλλεκτών κενού και ψύκτη θερμικής συμπίεσης ατμού ισχύος 7 kWc. Τέλος στο Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας στο Λαύριο λειτουργούσε σύστημα εξατμιστικής ψύξης παροχής 1500 m³/h σε συνδυασμό με επίπεδους συλλέκτες επιφάνειας 10 m². Από το 2011 στο Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας στο Πικέρμι λειτουργεί σύστημα ψύξης με απορρόφηση LiBr ισχύος 35 kWc σε συνδυασμό με επιλεκτικούς επίπεδους συλλέκτες επιφάνειας 150 m², δεξαμενή εποχικής αποθήκευσης θερμότητας υπόγειου τύπου χωρητικότητας 58 m³ και αντλία θερμότητας νερού-νερού σαν εφεδρική πηγή θέρμανσης και ψύξης. Η συνολική κάλυψη ενεργειακών αναγκών από την ηλιακή ενέργεια αγγίζει το 85 % [38].

1.2.6 Γενικές αρχές για την εφαρμογή ΑΠΕ στα κτίρια

Η Ευρωπαϊκή οδηγία 28/2009 για την προώθηση των ΑΠΕ καθορίζει ως στόχο τη συμμετοχή της ενέργειας που παράγεται από ΑΠΕ στην ακαθάριστη τελική κατανάλωση ενέργειας σε ποσοστό 20% μέχρι το έτος 2020 [39]. Στην Ελλάδα σύμφωνα με τον Ν.3851/2010 για την επιτάχυνση της ανάπτυξης των ΑΠΕ ο εθνικός στόχος για τις ΑΠΕ καθορίζεται μέχρι το 2020 στο 20% για τη συμμετοχή της ενέργειας που παράγεται από ΑΠΕ στην ακαθάριστη τελική κατανάλωση ενέργειας, στο 40% για τη συμμετοχή της ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται από ΑΠΕ στην ακαθάριστη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας και στο 20% για τη συμμετοχή της ενέργειας που παράγεται από ΑΠΕ στην τελική κατανάλωση ενέργειας για θέρμανση και ψύξη. Επίσης σύμφωνα με τον Ν.3851/2010 είναι πλέον υποχρεωτική για τα νέα κτίρια η κάλυψη τουλάχιστον 60% των αναγκών σε ζεστό νερό χρήσης από ηλιοθερμικά συστήματα, ΑΠΕ ή υψηλών αποδόσεων αντλίες θερμότητας ενώ τα νέα κτίρια θα είναι σχεδόν μηδενικής ενεργειακής κατανάλωσης από το 2020 καλύπτοντας το σύνολο της πρωτογενούς ενεργειακής τους κατανάλωσης από ΑΠΕ, συμπαραγωγή θερμότητας και ηλεκτρισμού, τηλεθέρμανση και υψηλής απόδοσης αντλίες θερμότητας.

Η εξοικονόμηση ενέργειας σε συνδυασμό με την εκμετάλλευση των ΑΠΕ στα κτίρια, αποτελούν τις πιο ρεαλιστικές λύσεις στα ενεργειακά και περιβαλλοντικά προβλήματα. Η Ελλάδα με το υψηλό ηλιακό δυναμικό, σημαντικό αιολικό δυναμικό, πλούσιο γεωθερμικό δυναμικό σε ορισμένες περιοχές και μεγάλη παραγωγή βιομάζας, αποτελεί μία ιδιαίτερα ευνοημένη περιοχή για την επιτυχή εφαρμογή των ΑΠΕ. Ωστόσο υπάρχουν και μειονεκτήματα στην εφαρμογή των ΑΠΕ με τα βασικότερα να αφορούν το υψηλό κόστος (η αρχική επένδυση σε μερικές εφαρμογές είναι υψηλή αν και με τη συνεχή έρευνα, την τυποποίηση της παραγωγής και την αύξηση της απόδοσής τους, το κόστος τους μειώνεται συνεχώς), την εξάρτηση από φυσικά φαινόμενα η οποία έχει ως αποτέλεσμα το ενεργειακό δυναμικό των ΑΠΕ να μεταβάλλεται χρονικά και τις χαμηλές αποδόσεις καθώς τα περισσότερα συστήματα εκμετάλλευσης των ΑΠΕ είναι σχετικά χαμηλών επιδόσεων με συνεχή ωστόσο βελτίωσή του μέσα από έρευνα και ανάπτυξη. Σε όλες τις περιπτώσεις και ειδικότερα

για τη μείωση της κατανάλωσης ενέργειας στα κτίρια βασικός στόχος πρέπει να είναι πάντα η μείωση των θερμικών και ψυκτικών φορτίων. Η απλή αντικατάσταση των συμβατικών ορυκτών καυσίμων ή της ηλεκτρικής ενέργειας με ηλιακή ενέργεια μπορεί να είναι περιβαλλοντικά αποδεκτή αλλά είναι προφανές ότι δεν θα είναι οικονομικά βιώσιμη. Η σπατάλη της ηλιακής ενέργειας είναι το ίδιο απαγορευτική όπως οποιασδήποτε άλλης μορφής ενέργειας. Για το λόγο αυτό απαιτείται λεπτομερής και σωστός αρχιτεκτονικός σχεδιασμός και μελέτη του κτιρίου και των ηλεκτρομηχανολογικών εγκαταστάσεων για σωστή κατασκευή και λειτουργία, μειώνοντας τις θερμικές απώλειες το χειμώνα και τα ηλιακά κέρδη το καλοκαίρι. Με την χρήση ενεργειακά αποδοτικών συστημάτων και τεχνολογιών η ενεργειακή απόδοση των κτιρίων και η οικονομικότητα μίας επένδυσης μπορούν να βελτιωθούν σημαντικά, αφού έτσι αποφεύγεται υπερδιαστασιολόγηση εξαρτημάτων και αυξημένα λειτουργικά κόστη.

Στην Ελλάδα οι περισσότερες εγκαταστάσεις ηλιακών συλλεκτών είναι αυτόνομοι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες (FPC) για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης, που εξυπηρετούν κατοικίες ή κεντρικές εγκαταστάσεις ZNX σε κτήρια του τριτογενούς τομέα (π.χ. ξενοδοχεία). Στο εξωτερικό, συνηθίζονται κεντρικές εγκαταστάσεις για την παραγωγή ZNX σε συνδυασμό με τη θέρμανση χώρων (συστήματα combi), εκμεταλλευόμενοι το ίδιο πεδίο ηλιακών συλλεκτών. Στην Ελλάδα, περίπου 5% της συνολικής αγοράς θερμικών ηλιακών εγκαταστάσεων είναι συστήματα combi, ενώ η αγορά ηλιακών φτάνει το 40% στην Αυστρία, 35% στην Ελβετία, 20% στην Ολλανδία, 15% στη Δανία και 5% στη Γαλλία. Στην ευρωπαϊκή αγορά, περίπου το 15% των ηλιακών θερμικών εγκαταστάσεων που ήταν σε λειτουργία το 2009 αφορούσαν συστήματα combi [1],[38],[40] ενώ το ποσοστό αυτό συνεχώς αυξάνει. Μια τυπική εγκατάσταση ηλιακού συστήματος combi αποτελείται από τους ηλιακούς συλλέκτες, μια δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού και ένα εφεδρικό σύστημα θέρμανσης (πχ λέβητα). Προφανώς, ένα σύστημα combi απαιτεί μεγαλύτερη επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών σε σχέση με ένα σύστημα παραγωγής ZNX προκειμένου να καλύψει τα απαιτούμενα φορτία. Η εγκατάσταση μπορεί να περιλαμβάνει μια δεξαμενή αποθήκευσης θερμότητας και ένα ανεξάρτητο λέβητα ZNX. Μπορούν όμως να συνδυαστούν σε ένα δοχείο με κάθετη θερμοκρασιακή διαστρωμάτωση (stratified storage tank) έτσι ώστε να μπορούν να καλυφθούν οι διαφορετικές θερμοκρασιακές απαιτήσεις για ZNX και θέρμανση χώρων.

Η ηλιακή ακτινοβολία μπορεί να χρησιμοποιηθεί για παραγωγή ZNX και θέρμανση χώρων χαμηλής θερμοκρασίας το χειμώνα αλλά και για παραγωγή ψύξης κατά τους θερινούς μήνες. Ένα τέτοιο σύστημα που συνδυάζει παραγωγή ZNX, θέρμανση και ψύξη λέγεται solar combi-plus. Δεδομένου ότι τα μέγιστα ψυκτικά φορτία το καλοκαίρι συμπίπτουν με την υψηλή διαθεσιμότητα ηλιακής ενέργειας, προσφέρεται μια πολύ καλή ευκαιρία για τη χρήση των ηλιακών θερμικών συστημάτων σε συνδυασμό με θερμικούς ψύκτες. Το ένα σύστημα που μελετάται στην παρούσα εργασία έχει στοιχεία από solar combi plus, αφού συνδυάζει ZNX με ψύκτη προσρόφησης για το καλοκαίρι και θέρμανση χώρων το χειμώνα, εφόσον η αποθηκευόμενη θερμότητα από τους συλλέκτες καλύπτει πρωτίστως τις ανάγκες για ZNX.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

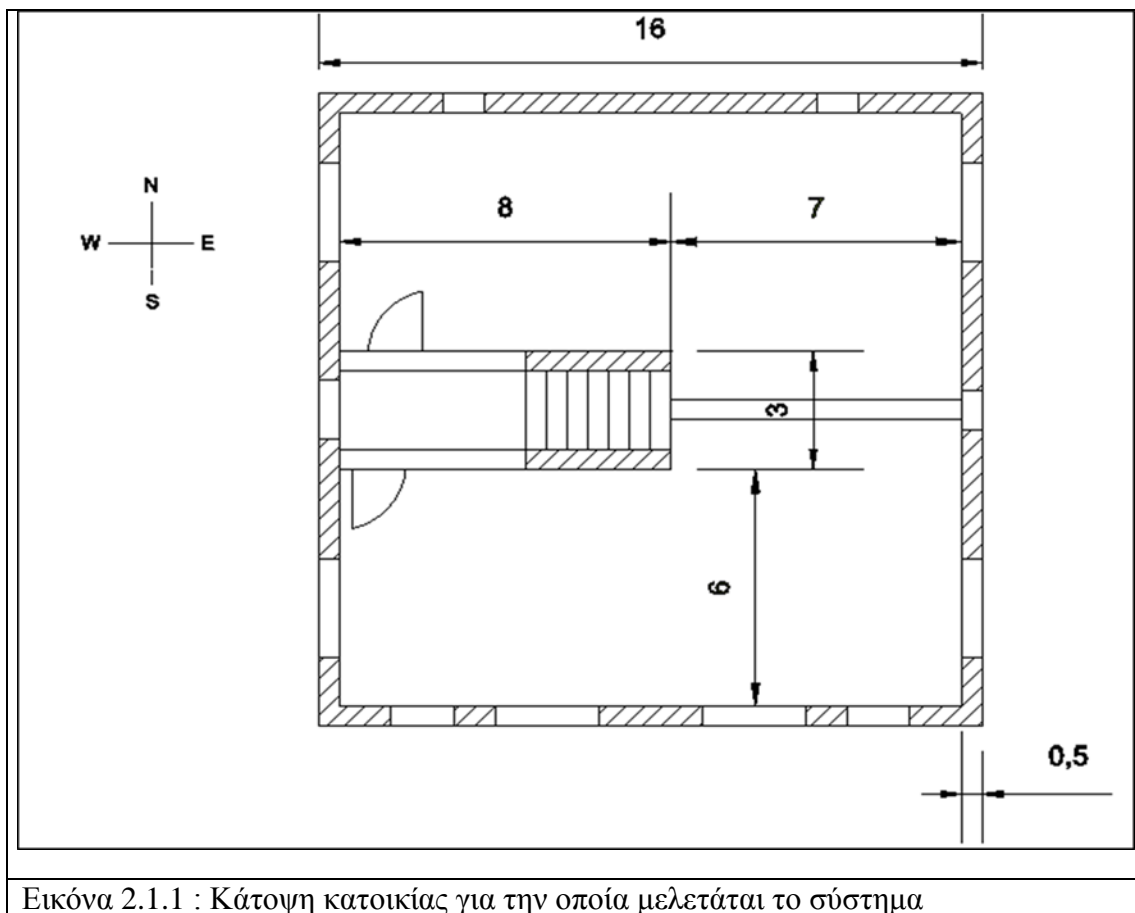
ΘΕΡΜΙΚΑ-ΨΥΚΤΙΚΑ ΦΟΡΤΙΑ ΚΑΙ ΗΛΙΑΚΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ

Εισαγωγή

Σε αυτό το κεφάλαιο γίνεται ο υπολογισμός της ηλιακής ακτινοβολίας καθώς και των θερμικών/ψυκτικών φορτίων της κατοικίας βάσει της οποίας γίνεται η μελέτη των συστημάτων. Στόχος είναι ο ακριβής προσδιορισμός των φορτίων της πολυκατοικίας τόσο σε μηνιαία όσο και σε ωριαία βάση ώστε να διαστασιολογηθεί σωστά το σύστημα παραγωγής θέρμανσης και ψύξης. Η ηλιακή ακτινοβολία διαδραματίζει επίσης σημαντικό ρόλο στη λειτουργία του συστήματος, αφού αποτελεί μαζί με το φυσικό αέριο την πηγή θερμότητας, επομένως ο προσδιορισμός της αποτελεί σημαντικό παράγοντα για τη διαστασιολόγηση και την στρατηγική λειτουργίας του συστήματος σε ωριαία και μηνιαία βάση.

2.1 Περιγραφή κατοικίας

Η υπό μελέτη κατοικία θεωρήθηκε ότι βρίσκεται στην Αθήνα , και συγκεκριμένα στη Νέα Φιλαδέλφεια (γεωγραφικό πλάτος $38^{\circ} 03'$, γεωγραφικό μήκος $23^{\circ} 40'$, υψόμετρο 138 m σύμφωνα με την ΤΟΤΕΕ 20701-3/2010 [41] , σύμφωνα με τον Κ.Εν.Α.Κ ανήκει στην **κλιματική ζώνη Β**, και πρόκειται για ένα κτίριο με 4 όροφους (ισόγειο – 3^ο όροφο). Η επιφάνεια του δαπέδου του κτιρίου με βάση τις εξωτερικές διαστάσεις είναι ίση με 225 m^2 ενώ το ύψος του κτηρίου είναι 13,2 m. Κάθε όροφος του κτιρίου αποτελείται από 2 διαμερίσματα τα οποία αποτελούν χώρους κατοικίας. Κάθε διαμέρισμα έχει εμβαδόν $98,75 \text{ m}^2$, ύψος 3,3 m και κατοικείται από 4 άτομα. Ο μεγάλος άξονας του κτιρίου είναι προσανατολισμένος κατά τον άξονα Δύσης- Ανατολής με την πρόσοψή του στη Δύση.



Εικόνα 2.1.1 : Κάτοψη κατοικίας για την οποία μελετάται το σύστημα

Στον παρακάτω πίνακα δίνονται οι επιθυμητές συνθήκες εσωτερικού περιβάλλοντος του υπό μελέτη κτηρίου σύμφωνα με την Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-1/2010 [42]

Πίνακας 2.1-1 Επιθυμητές συνθήκες εσωτερικών χώρων [43]

Ωράριο λειτουργίας	18 ώρες
Ημέρες λειτουργίας/εβδομάδα	7
Μήνες λειτουργίας/έτος	12
Περίοδος θέρμανσης	01/11 – 15/04
Περίοδος ψύξης	15/05 – 15/08
Μέση εσωτερική θερμοκρασία θέρμανσης	20 °C
Μέση εσωτερική θερμοκρασία ψύξης	26 °C
Μέση εσωτερική σχετική υγρασία χειμώνα	40%
Μέση εσωτερική σχετική υγρασία καλοκαιριού	45%
Απαιτούμενος νωπός αέρας	0,75 m ³ /h/m ²
Ετήσια κατανάλωση ζεστού νερού χρήσης	50 lt/άτομο/ημέρα
Μέση επιθυμητή θερμοκρασία Ζ.Ν.Χ.	45 °C

Με συνολική περιβάλλουσα επιφάνεια θερμαινόμενων τμημάτων ίση με $\Sigma A = 1676,25 \text{ m}^2$ (έχουν ληφθεί υπόψη και οι επιφάνειες που έρχονται σε επαφή με μη θερμαινόμενους χώρους (διάδρομος, κλιμακοστάσιο) και με συνολικό όγκο ίσο με 2607 m^3 , προκύπτει ο λόγος $A/V = 0,643$. Επομένως με γραμμική παρεμβολή από τον πίνακα 3.3.β της Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-1/2010, προκύπτει ότι ο **μέγιστος επιτρεπόμενος μέσος συντελεστής θερμοπερατότητας U_m** του κτιρίου για την κλιματική ζώνη Β, είναι ίσος με $U_m=0,9085 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Ο μέσος συντελεστής θερμοπερατότητας για την πολυκατοικία έχει θεωρηθεί ίσος με το μέγιστο επιτρεπτό.

2.2 Υπολογισμός φορτίων θέρμανσης, ΖΝΧ και ψύξης

Ο υπολογισμός των φορτίων γίνεται σύμφωνα με τις υποδείξεις του TEE και της ASHRAE.

2.2.1 Φορτία θέρμανσης χώρου

2.2.1.1 Φορτίο θέρμανσης λόγω απωλειών κελύφους κτιρίου

Για την εκτίμηση του φορτίου θέρμανσης έχει χρησιμοποιηθεί η μέθοδος των βαθμομερών θέρμανσης που είναι η πιο απλή και σύντομη μέθοδος υπολογισμού [41]. Η παράμετρος αυτή προκύπτει από την μέση θερμοκρασία αέρα εικοσιτετραώρου για τους χειμερινούς μήνες σε μία περιοχή και μια θερμοκρασία αναφοράς η οποία συνήθως λαμβάνεται ίση με 18°C . Οι βαθμομέρες θέρμανσης κάθε μήνα για τη Νέα Φιλαδέλφεια έχουν υπολογιστεί με βάση την παρακάτω σχέση:

$$HDD = \sum \left[N_{mo} * (T_{av} - T_a)^+ \right] \quad (2.1)$$

όπου:

N_{mo} ο αριθμός ημερών για τον κάθε μήνα,

T_{av} η θερμοκρασία αναφοράς ($^\circ\text{C}$),

και T_a η μηνιαία θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος ($^\circ\text{C}$), η οποία έχει ληφθεί από τον πίνακα 3.1 της Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-3/2010 (μέση μηνιαία θερμοκρασία 24ώρου) [41], (+) με το σύμβολο αυτό να δηλώνει ότι στους υπολογισμούς λαμβάνονται υπόψη μόνο οι περιπτώσεις όπου η θερμοκρασία T_a δεν υπερβαίνει τη θερμοκρασία αναφοράς T_{av} .

Ως θερμοκρασία αναφοράς έχει ληφθεί η επιθυμητή εσωτερική θερμοκρασία κατά τη διάρκεια της περιόδου θέρμανσης, δηλαδή 20°C .

Η μέση απαιτούμενη θερμική ενέργεια για κάθε μήνα, θεωρώντας, σύμφωνα με την Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-1/2010, 18ώρες λειτουργίας για την κατοικία, προκύπτει από τη σχέση:

$$Q_{th} = A \cdot U_m \cdot HDD \cdot 18 \quad [\text{Wh}] \quad (2.2)$$

Πίνακας 2.2-1 Φορτία θέρμανσης χώρου χωρίς απώλειες [kWhth]

	Ιαν	Φεβ	Μαρ	Απρ	Μάι	Ιουν	Ιουλ	Αυγ	Σεπτ	Οκτ	Νοε	Δεκ
Μέρες/μήνα	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31
T _a μέση μην. θερμ αέρα	8,7	9,3	11,2	15,4	20,7	25,7	28,1	27,5	23,4	18,2	13,8	10,3
T _{αν}	20	20	20	20	0	0	0	0	0	0	20	20
HDD =Nmo*(T _{αν} -T _a) ₊	350	299	272	138	0	0	0	0	0	0	186	300
Q _{th} [kWhth]	9602	8212	7477	3782	0	0	0	0	0	0	5098	8242

2.2.1.2 Φορτίο θέρμανσης λόγω αερισμού

Στο παραπάνω φορτίο προστίθεται και το αισθητό και λανθάνον φορτίο λόγω αερισμού, καθώς ο αέρας που εισάγεται στο εσωτερικό μπορεί να αποτελεί το 20-50% του συνολικού θερμικού φορτίου του κτιρίου σύμφωνα με την Ashrae [44]. Με βάση τις απαιτήσεις της T.O.T.E.E. 20701-1/2010, για την απαιτούμενη ποσότητα νεπού αέρα προκύπτει ότι ο φυσικός αερισμός είναι ίσος με **480 m³/h= 282,517 cfm**. Η διείσδυση αέρα από χαραμάδες κουφωμάτων κ.ά. έχει υπολογιστεί θεωρώντας μόνο παράθυρα στην πολυκατοικία και συγκεκριμένα τα εξής **ανά όροφο**:

Πίνακας 2.2-2 : Ανοίγματα (υαλοστάσια, πόρτες) της πολυκατοικίας

Τύπος κουφώματος ανά όψη	Πλήθος κουφωμάτων	Πλάτος ανοίγματος [m]	Ύψος ανοίγματος [m]	Εμβαδόν κουφώματος A _w [m ²]
Βόρ. παράθυρο	2	1	1	1
Νότ. παράθυρο τύπου 1	2	1.5	1.5	2.25
Νότ. παράθυρο τύπου 2	2	2.5	1.5	3.75
Ανατολ. παράθυρο τύπου 1	2	2.5	1.5	3.75
Ανατολ. παράθυρο τύπου 2	1	1	1	1
Δυτ. παράθυρο τύπου 1	1	1.5	1.5	2.25
Δυτ. παράθυρο τύπου 2	2	2.5	1.5	3.75
Εξωτερική πόρτα Δυτ. (ισόγειο μόνο)	1	1.6	2.5	4

Το απλοποιημένο σχέδιο της πολυκατοικίας που θεωρήθηκε με το κλιμακοστάσιο και το φρεάτιο του ανελκυστήρα φαίνεται στην Εικόνα 2.2.1.



Εικόνα 2.2.1 Νοτιοδυτική όψη πολυκατοικίας

Για τον υπολογισμό του αερισμού λόγω της ύπαρξης χαραμάδων (διείσδυση αέρα), θεωρώντας ανοιγόμενα κουφώματα με διπλό υαλοπίνακα και αεροστεγή με πιστοποίηση (για τα παράθυρα), και λαμβάνοντας τυπικές τιμές αερισμού ανά μονάδα επιφανείας κουφώματος από τον πίνακα 3.26 της Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701 - 1/2010, προκύπτει ότι η συνολική διείσδυση αέρα είναι **805.05 m³/h**.

Πίνακας 2.2-3 : Υπολογισμός διείσδυσης αέρα λόγω χαραμάδων [m³/hr]

Όροφος	Τύπος χαραμάδας	Εμβαδόν [m ²]	Διείσδυση αέρα [m ³ /(hr*m ²)]	Διείσδυση αέρα [m ³ /hr]	Συνολική διείσδυση αέρα [m ³ /hr]	Cubic feet/min [cfm]
Ισόγειο	πόρτα	4	4,8	19,2	205,2	
	παράθυρα	30	6,2	186		
1 ^{ος} - 2 ^{ος} - 3 ^{ος}	παράθυρα	32,25	6,2	199,95	599,85	
				Σύνολο	805,05	473,83

Το αισθητό φορτίο λόγω αερισμού υπολογίστηκε σύμφωνα με την Ashrae από τη σχέση:

$$q_s = 1,1 * Q * \Delta T \text{ (} Btu / h \text{)} \quad (2.3)$$

όπου:

Q είναι η εναλλαγή αέρα σε cfm (κυβικά πόδια ανά λεπτό)
και ΔT είναι η διαφορά μεταξύ της εσωτερικής και εξωτερικής θερμοκρασίας σε °F.

Αντίστοιχα για το λανθάνον φορτίο λόγω αερισμού, έχει χρησιμοποιηθεί η προσεγγιστική σχέση της Ashrae:

$$q_l = 4840 * Q * \Delta W \quad [Btu / h] \quad (2.4)$$

όπου :

ΔW είναι η διαφορά μεταξύ εσωτερικής και εξωτερικής υγρασίας, σε lb_m νερού/ lb_m ξηρού αέρα. Η μέση μηνιαία ειδική υγρασία έχει ληφθεί από τον πίνακα 3.10 της T.O.T.E.E. 20701-3/2010.

Τα αποτελέσματα των παραπάνω υπολογισμών φαίνονται στον ακόλουθο πίνακα:

Πίνακας 2.2-4 : Θερμικό φορτίο της πολυκατοικίας λόγω αερισμού [kW]

	I	Φ	M	A	M	I	I	A	Σ	O	N	Δ
Αισθητό φορτίο αερισμού q _s [kW]	3,512	3,325	2,735	1,430	0	0	0	0	0	0	1,927	3,014
Μέση μηνιαία ειδική υγρασία kg/kg	0,0057	0,0057	0,006	0,0069	0,0081	0,009	0,01	0,011	0,01	0,01	0,008	0,0066
Σχετική υγρασία εσωτ χώρου	0,4	0,4	0,4	0,4	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,4	0,4
Ειδική υγρασια εσωτερ χώρου kg/kg	0,0061	0,0061	0,0061	0,0061	-	-	-	-	-	-	0,0061	0,0061
Λανθάνον φορτίο αερισμού q _l [kW]	0,917	0,917	0,229	1,835	0	0	0	0	0	0	4,357	1,147
Ενεργειακές ανάγκες λόγω αερισμού [kWhth]	2471	2138	1653	1762	0	0	0	0	0	0	3393	2321

Οι θερμικές ενεργειακές ανάγκες σε kWhth λόγω των φορτίων αερισμού προκύπτουν για κάθε μήνα από το άθροισμα αισθητού και λανθάνοντος φορτίου πολλαπλασιασμένο με τον αριθμό ημερών κάθε μήνα επί τις 18 ώρες που λειτουργεί την ημέρα η πολυκατοικία. Έτσι τελικά προκύπτουν οι συνολικές θερμικές ανάγκες της πολυκατοικίας :

Πίνακας 2.2-5 : Θερμικό φορτίο χώρου με φορτίο αερισμού (kWhth)

Qth	Ιαν	Φεβ	Μαρ	Απρ	Μάι	Ιουν	Ιουλ	Αυγ	Σεπτ	Οκτ	Νοε	Δεκ
Συνολικό θερμικό φορτίο [kWhth]	12073	10350	9131	5545	0	0	0	0	0	0	8492	10564

Οι πραγματικές θερμικές ανάγκες είναι ωστόσο μεγαλύτερες από τις παραπάνω, αφού το δίκτυο διανομής θέρμανσης καθώς και οι τερματικές μονάδες απόδοσης θερμότητας εμπεριέχουν απώλειες.

Οι **απώλειες του δικτύου διανομής θέρμανσης**, σύμφωνα με τον πίνακα 4.11 της Τ.Ο.Τ.Ε.Ε.20701-1/2010, για δίκτυο θέρμανσης με υψηλές θερμοκρασίες προσαγωγής θερμικού μέσου (>60°C), για θερμική ισχύ δικτύου διανομής <100 kW, για μόνωση κτηρίου αναφοράς και διέλευση σε εσωτερικούς χώρους ή/και 20% σε εξωτερικούς χώρους, είναι ίσες με 5.5%. Όσον αφορά τις **τερματικές μονάδες απόδοσης θερμότητας** οι οποίες θεωρούνται μονάδες ανεμιστήρα στοιχείου (fan coils), σύμφωνα με το πρότυπο ΕΛΟΤ EN 15316.2.1:2008 ο βαθμός απόδοσής τους εκτιμάται βάσει της ακόλουθης σχέσης:

$$\eta_{em,t} = \frac{\eta_{em}}{f_{rad} * f_{im} * f_{hydr}} \quad (2.5)$$

όπου:

$f_{rad}=1$ δεν υπάρχει τερματική μονάδα ακτινοβολίας,

$f_{im}=0.97$ διακοπτόμενη λειτουργία (ρύθμιση της θερμοκρασίας ανά χώρο),

$f_{hydr}=1$ για υδραυλικά εξισορροπημένο σύστημα,

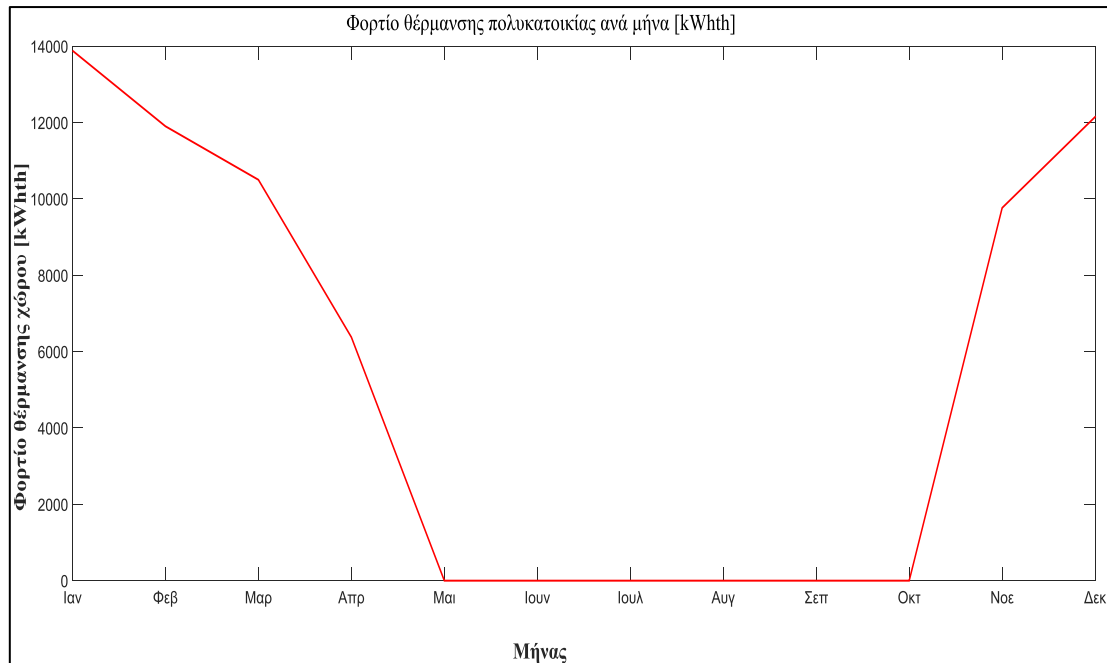
και $\eta_{em}=0,89$ η απόδοση εκπομπής των τερματικών μονάδων για μονάδα άμεσης απόδοσης σε εσωτερικό τοίχο και θερμοκρασία μέσου $T=70-50^{\circ}\text{C}$.

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης των fan coils προκύπτει $\eta_{em,t}=91.75\%$

Τελικά οι συνολικές ενεργειακές ανάγκες θέρμανσης χώρου του κτιρίου συνυπολογίζοντας τις απώλειες φαίνονται στον πίνακα 2.2-6:

Πίνακας 2.2-6 : Συνολικό φορτίο θέρμανσης με απώλειες (kWhth)

Συνολικό θερμικό φορτίο με απώλειες [kWhth]	Ιαν	Φεβ	Μαρ	Απρ	Μάι	Ιουν	Ιουλ	Αυγ	Σεπτ	Οκτ	Νοε	Δεκ
	13883	11902	10500	6376	0	0	0	0	0	0	9764	12147



Σχήμα 2.2-1 : Συνολικές θερμικές ανάγκες της πολυκατοικίας ανά μήνα [kWh]

2.2.2 Υπολογισμός θερμικού φορτίου για Z.N.X.

Η κατανάλωση ζεστού νερού χρήσης (ZNX) για τις κατοικίες όπως ορίζεται στην παράγραφο 2.5 (πίνακας 2.5) της Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-1/2010 είναι 50 lt/ατομο/ημέρα. Για πλήθος ατόμων ίσο με 32 η συνολική ημερήσια κατανάλωση ZNX είναι 1600 lt/ημέρα. Η μέση θερμοκρασία ζεστού νερού χρήσης ορίζεται στους 45 °C, ενώ η μηνιαία θερμοκρασία νερού δικτύου ύδρευσης πόλης για τη Νέα Φιλαδέλφεια, όπως ορίζεται στην Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-3/2010, δίνεται στον Πίνακα 2.2-7 που ακολουθεί. Το ημερήσιο απαιτούμενο θερμικό φορτίο Q_d σε (kWh/day) για την κάλυψη των αναγκών του κτηρίου για Z.N.X. δίνεται από την ακόλουθη σχέση :

$$Q_d = V_d * \frac{c}{3600} * \rho * \Delta T \quad (2.6)$$

όπου:

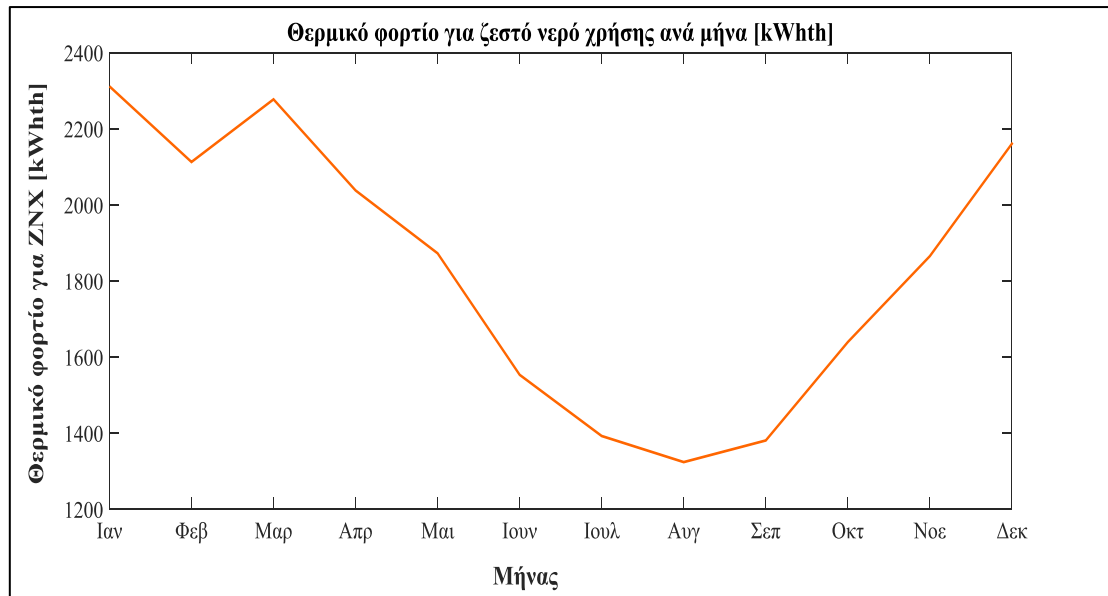
V_d [lt /ημέρα]	το ημερήσιο φορτίο, $V_d = 1600$ (lt/ημέρα),
ρ [kg/lt]	η μέση πυκνότητα του ζεστού νερού χρήσης, $\rho = 1$ (kg/ lt),
c [kJ/(kg.K)]	η ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού, $c = 4.18$ kJ/(kg*K),
ΔT [K ή °C]	η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ νερού δικτύου και ZNX

Το κεντρικό δίκτυο διανομής έχει απώλειες (%) με βάση τον πίνακα 4.16 της Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-1/2010 για ημερήσια ζήτηση Z.N.X. 1600 λίτρα, για σύστημα με ανακυκλοφορία και με μόνωση κτιρίου αναφοράς, ίσες με 12.1 %. Στις απώλειες των τερματικών μονάδων απόδοσης θερμότητας για Z.N.X. προσμετρώνται και οι θερμικές απώλειες των θερμαντήρων οι οποίες είναι ίσες με 7% για κεντρικές

μονάδες με εναλλάκτη θερμότητας (2% πλευρικές απώλειες και 5% απώλειες εναλλάκτη)

Πίνακας 2.2-7 : Θερμικό φορτίο για ZNX και συνολικό θερμικό φορτίο πολυκατοικίας [kWhth]

	Ιαν	Φεβ	Μαρ	Απρ	Μάι	Ιουν	Ιουλ	Αυγ	Σεπτ	Οκτ	Νοε	Δεκ
Ημέρες / μήνα	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31
Θερμοκρασία νερού δικτύου °C ΕΛΟΤ 1291	11,3	10,9	11,8	14,3	17,7	21,6	24,7	25,7	24,2	21,1	16,9	13,5
Μέσο Ημερήσιο Θερμικό φορτίο για ZNX [kWh/day]	62,61	63,35	61,68	57,03	50,72	43,47	37,71	35,86	38,64	44,40	52,20	58,52
Μέσο Μηνιαίο Θερμικό φορτίο για ZNX [kWh/month]	1941	1774	1912	1711	1572	1304	1169	1112	1159	1376	1566	1814
Q_d Πραγματικό Θερμικό φορτίο για ZNX [kWh/month]	2312	2113	2277	2038	1873	1553	1392	1324	1381	1639	1865	2161
Ολικό θερμικό φορτίο χώρου + ZNX [kWh/month]	16195	14015	12778	8414	1873	1553	1392	1324	1381	1639	11630	14308



Σχήμα 2.2-2 : Θερμικές ανάγκες της πολυκατοικίας για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης ανά μήνα [kWhth]

2.2.3 Φορτία ψύξης χώρου

Για την εκτίμηση του ψυκτικού φορτίου χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος των βαθμοωρών ψύξης [43]. Η παράμετρος αυτή προκύπτει από τη μέση ωριαία θερμοκρασία αέρα τους θερινούς μήνες σε μια περιοχή σε μια θερμοκρασία αναφοράς η οποία συνήθως λαμβάνεται ίση με 26°C. Οι βαθμοώρες ψύξης για θερμοκρασία αναφοράς ίση με 26°C έχουν ληφθεί από τον πίνακα 3.8 της Τ.Ο.Τ.Ε.Ε.20701-3/2010. Η απαιτούμενη ενέργεια για ψύξη με βάση τις βαθμοώρες ψύξης υπολογίζεται σύμφωνα με τη σχέση:

$$Q_c = A * U_m * CDH \quad [Wh] \quad (2.7)$$

Όπως και στο φορτίο θέρμανσης έχει ληφθεί υπόψιν και το αισθητό και το λανθάνον φορτίο λόγω αερισμού (φυσικός αερισμός και διείσδυση από χαραμάδες).

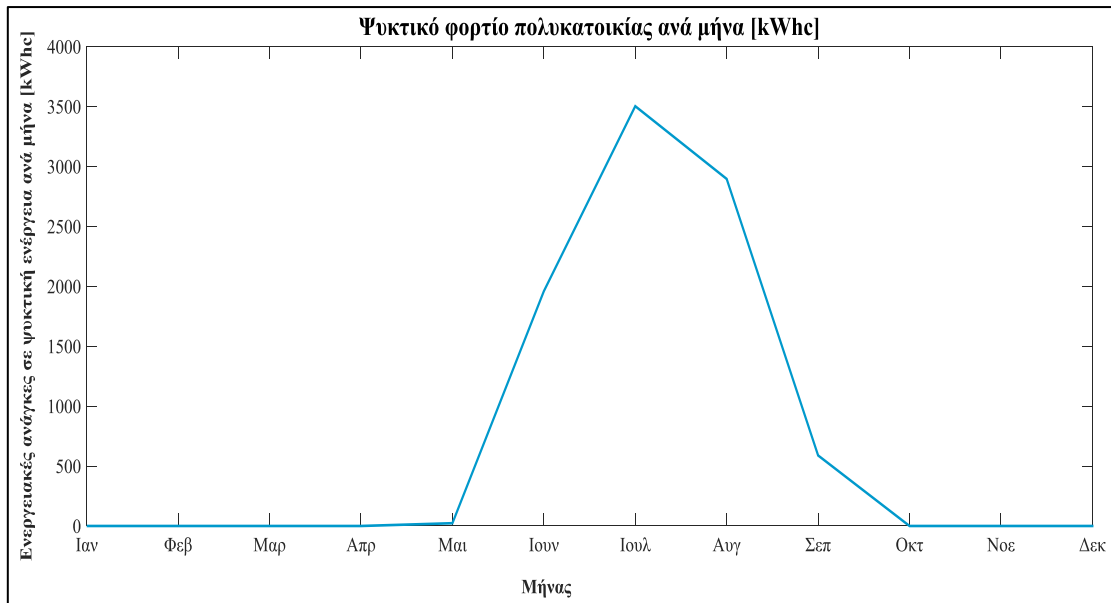
Οι **απώλειες του δικτύου διανομής ψύξης** σύμφωνα με τον πίνακα 4.11 της Τ.Ο.Τ.Ε.Ε.20701-1/2010 για ψυκτική ισχύ δικτύου διανομής <100 kW, για μόνωση κτηρίου αναφοράς και διέλευση σε εσωτερικούς χώρους ή/και 20% σε εξωτερικούς χώρους, είναι ίσες με 2%. Για τις τερματικές μονάδες ο βαθμός απόδοσής τους έχει υπολογιστεί από τη σχέση:

$$\eta_{em,t} = \frac{\eta_{em}}{f_{im} * f_{hydr}} \quad (2.8)$$

οπότε με $f_{im} = 0.97$,
 $f_{hydr}=1$ και $\eta_{em}=93\%$ προκύπτει $\eta_{em}=93\%$ $\eta_{em,t}=95.9\%$ Στον παρακάτω πίνακα φαίνονται συγκεντρωτικά τα αποτελέσματα που αφορούν το ψυκτικό φορτίο και στο σχήμα 2.2-3 **Σχήμα 2.2-1 : Συνολικές θερμικές ανάγκες της πολυκατοικίας ανά μήνα [kWhth]** φαίνεται το ψυκτικό φορτίο για κάθε μήνα:

Πίνακας 2.2-8 Ψυκτικά φορτία κτιρίου kWhc

	Ι	Φ	Μ	Α	Μ	Ι	Ι	Α	Σ	Ο	Ν	Δ
Ημέρες / μήνα	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31
CDH	0	0	0	0	13	1209	2162	1787	363	0	0	0
Qc [kWhc]	0	0	0	0	20	1841	3292	2721	553	0	0	0
Αισθητό φορτίο αερισμού qs [kW]	0	0	0	0	0	0	0,653	0,466	0	0	0	0
Λανθάνον φορτίο αερισμού qI [kW]	0	0	0	0	3,4	0,9	1,1	2,0	1,1	0	0	0
T περιβάλλοντος	0	0	0	0	20,7	25,7	28,1	27,5	23,4	0	0	0
T _{av}	0	0	0	0	26	26	26	26	26	0	0	0
ειδ. υγρ. εξωτ. αέρα	0	0	0	0	0,0081	0,0092	0,0101	0,0105	0,0101	0	0	0
ειδ. υγρ. εσωτερ. αέρα	0	0	0	0	0,0096	0,0096	0,0096	0,0096	0,0096	0	0	0
qs+qI [kWhc]	0	0	0	0	2	0	1	1	1	0	0	0
Qc σύνολο [kWhc]	0	0	0	0	22	1842	3293	2723	553	0	0	0
2% δίκτυο διανομής												
Απώλειες												
τερματικές μον. β.α. 95,9%												
Συνολικό ψυκτικό φορτίο Qc [kWhc]	-	-	-	-	23	1959	3503	2896	589	-	-	-
Συνολικό ψυκτικό φορτίο το χρόνο [kWhc]	8969											



Σχήμα 2.2-3 : Ψυκτικές ανάγκες της πολυκατοικίας ανά μήνα [kWhc]

2.3 Αναγωγή των φορτίων θέρμανσης, ζεστού νερού χρήσης και ψύξης σε ωριαία βάση

Η μέθοδος ισοκατανομής του φορτίου σε 18 ίδιες ώρες δεν είναι ακριβής και αντιπροσωπευτική για την απαιτούμενη θερμική ή/και ψυκτική ισχύ. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι οι θερμικές ανάγκες για θέρμανση χώρου και ΖΝΧ αλλά και οι ψυκτικές ανάγκες παρουσιάζουν σημαντική διακύμανση κατά τη διάρκεια της ημέρας, λόγω της διακύμανσης της θερμοκρασίας του εξωτερικού αέρα, λόγω θερμικής μόνωσης του κτιρίου αλλά και λόγω μεταβολής των δραστηριοτήτων των ενοίκων οι οποίοι για παράδειγμα καταναλώνουν το περισσότερο ΖΝΧ από τις 16:00 έως τις 22:00 λόγω του ωραρίου εργασίας τους. Γίνεται κατανοητό λοιπόν ότι για τον προσδιορισμό της μέγιστης θερμικής και ψυκτικής ισχύος απαιτείται ο καταμερισμός της απαιτούμενης ενέργειας μίας ημέρας σε κάθε ώρα (15:00 μ.μ - 08:00 π.μ) ως ποσοστό επί του συνόλου των ημερήσιων απαιτήσεων. Η ωριαία ανάλυση θερμικών και ψυκτικών φορτίων θα γίνει για τη μέση αντιπροσωπευτική ημέρα του κάθε μήνα θεωρώντας ότι όλες οι ημέρες του κάθε μήνα είναι ίδιες με τη μέση αντιπροσωπευτική ημέρα του μήνα.

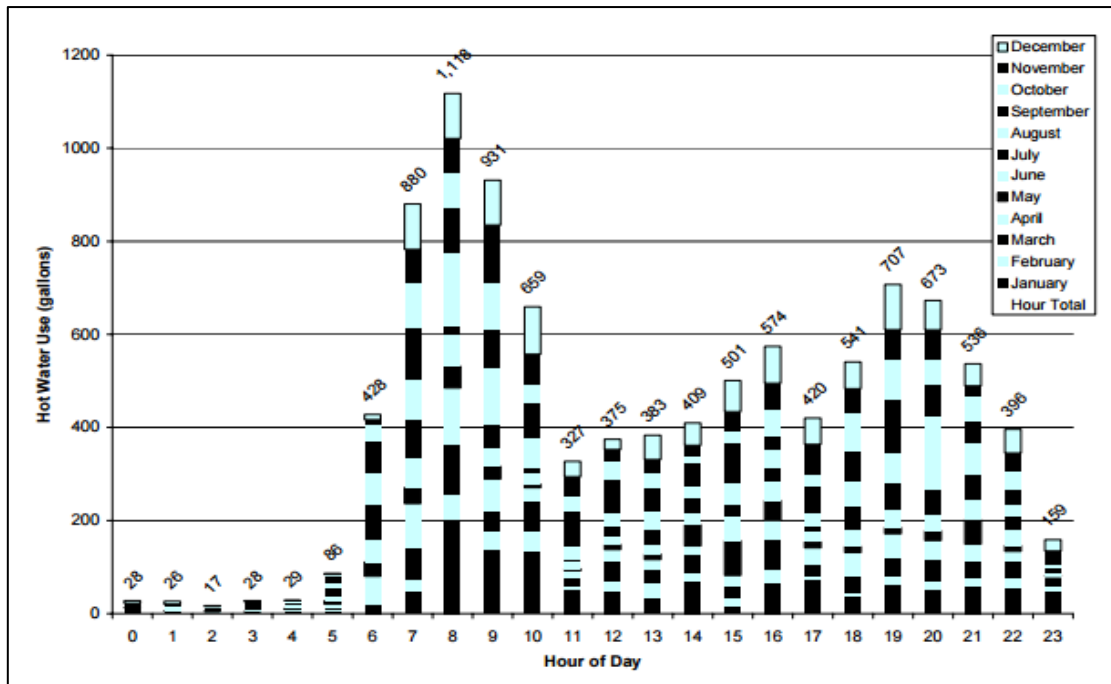
2.3.1 Αναγωγή φορτίων θέρμανσης χώρου

Αν και έχουν δημοσιευτεί πολλές έρευνες σχετικά με τους παράγοντες που καθορίζουν το μέγεθος του θερμικού φορτίου μίας κατοικίας, εντούτοις λίγα στοιχεία υπάρχουν για τον καθορισμό του προφίλ των θερμικών ενεργειακών αναγκών [45], [46]. Το θερμικό προφίλ θέρμανσης εξαρτάται από πολλές παραμέτρους τόσο τεχνικές (μόνωση και εξωτερική θερμοκρασία) όσο και κοινωνικο-οικονομικές όπως

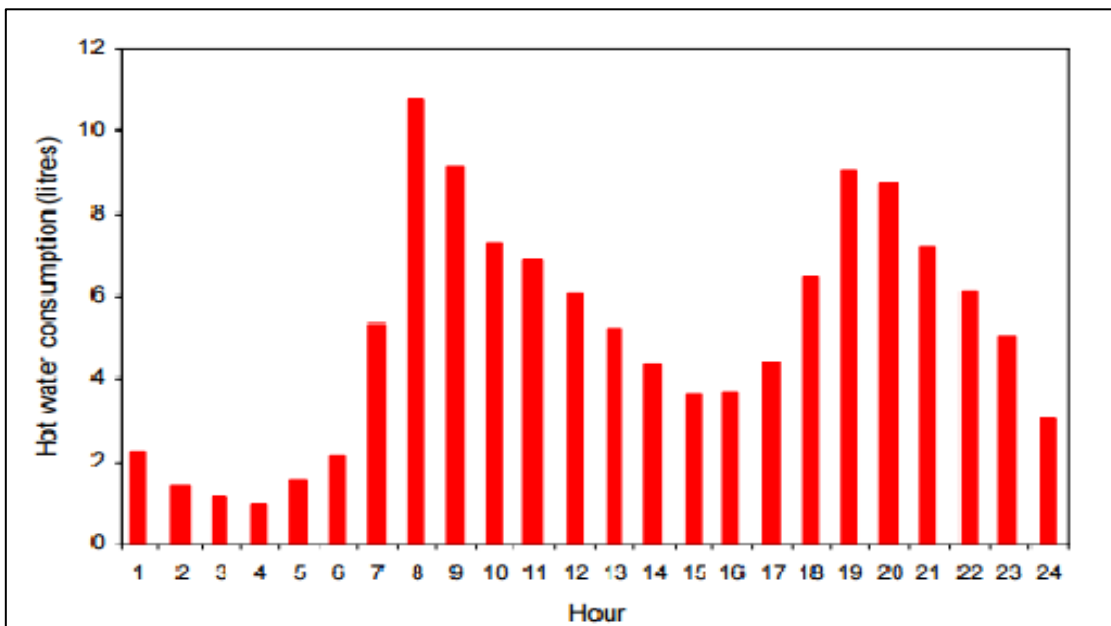
αριθμό, ηλικία κατοίκων καθημερινές πρακτικές όπως συνθήκες εργασίας μέσα στο χώρο του σπιτιού και συνήθειες αερισμού του χώρου. Για τον προσδιορισμό του φορτίου θέρμανσης και ψύξης ειδικά ανά ώρα απαιτείται προσεκτικός και λεπτομερής σχεδιασμός που μπορεί να εμπεριέχει μεθόδους γενετικού αλγορίθμου [47], ενώ τα αντίστοιχα προγράμματα (Ecotect, EnergyPlus, DOE2, IES, Eco Designer, BLAST,eQUEST κ.α.) είναι ιδιαίτερα πολύπλοκα. [48] [49], Όπως αναφέρεται και στο [48] το θερμικό προφίλ της κατοικίας εξαρτάται κατά κύριο λόγο από τα χαρακτηριστικά του κτιρίου και τη θερμοκρασία εξωτερικού περιβάλλοντος. Η μόνωση του κτιρίου του επιτρέπει να κρατά ένα μέρος της θερμότητας στο εσωτερικό του, με αποτέλεσμα η ελάχιστη (μέγιστη το καλοκαίρι) θερμοκρασία περιβάλλοντος να μην συμπίπτει με το μέγιστο θερμικό (ψυκτικό) φορτίο, υπάρχει δηλαδή μία υστέρηση ως προς τα φορτία και τη θερμοκρασία εξωτερικού περιβάλλοντος. Είναι φανερό ότι ο ακριβής υπολογισμός του θερμικού και ψυκτικού προφίλ της πολυκατοικίας εξεφεύγει από τα πλαίσια της εργασίας αυτής, για τον λόγο αυτό για τον καθορισμό των ενεργειακών αναγκών ανά ώρα χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό MIT Design Advisor [50], που αποτελεί ένα απλό και αξιόπιστο εργαλείο για αρχικούς υπολογισμούς όπως έχει αποδειχθεί [51]. Ελλείψει στοιχείων για την περιοχή της Αθήνας προσομοιώθηκε το κλίμα της Ρώμης το οποίο προσομοιάζει σε αυτό της Αθήνας κυρίως ως προς τη διακύμανση των θερμοκρασιών περιβάλλοντος αλλά και ως προς τις απόλυτες τιμές τους αν και διαφέρουν σημαντικά σε επίπεδο υγρασίας. Παρακάτω φαίνονται τα γραφήματα και οι πίνακες ως προς το φορτίο θέρμανσης ανά μήνα ενώ στο Παράρτημα Α παρουσιάζονται οι αντίστοιχοι πίνακες ανά ώρα σε kWhth και σαν ποσοστά της ωριαίας ενέργειας προς την ημερήσια για τους μήνες Ιανουάριο και Ιούλιο που θεωρούνται οι πιο αντιπροσωπευτικοί για τις περιόδους χειμώνα και θέρους αντίστοιχα.

2.3.2 Αναγωγή φορτίων ZNX

Η ωριαία κατανάλωση ZNX, άρα και το θερμικό φορτίο για ZNX αποτελεί το δεύτερο σε μέγεθος παράγοντα θερμικών αναγκών για τις κατοικίες στην Ελλάδα μετά τη θέρμανση χώρου. Παρόλα αυτά γενικά υπάρχει έλλειψη επαρκών στοιχείων ως προς την ωριαία κατανάλωση ZNX, με αποτέλεσμα συχνά να χρησιμοποιούνται μοντέλα και πρακτικές από άλλες χώρες. Η κατανάλωση ZNX εξαρτάται άμεσα από τον τρόπο ζωής των κατοίκων, την ηλικία και τον αριθμό τους καθώς και από τις κλιματολογικές συνθήκες τις εκάστοτε περιοχής. Συγκρίνοντας το μοντέλα των Παπακώστα, Παπαγεωργίου [52] με το μοντέλο από τη δημοσίευση των Goldner και Price [53] βλέπουμε ότι παρουσιάζει καλή συμβατότητα με άλλα αντίστοιχα μοντέλα, όπως αυτό του Εθνικού Οργανισμού Κατασκευαστών σπιτιών των ΗΠΑ (NHAB) [54] και του Τμήματος Ενέργειας του Ηνωμένου Βασιλείου [55]. Το προφίλ κατανάλωσης ZNX έχει σταθερή μορφή με μετατοπίσεις κυρίως χρονικά ανά περιοχή/χώρα .



Εικόνα 2.3.1 : Προφίλ κατανάλωσης ζεστού νερού χρήσης σε κατοικίες σύμφωνα με τον Εθνικό Οργανισμό Κατασκευαστών σπιτιών των ΗΠΑ [54]



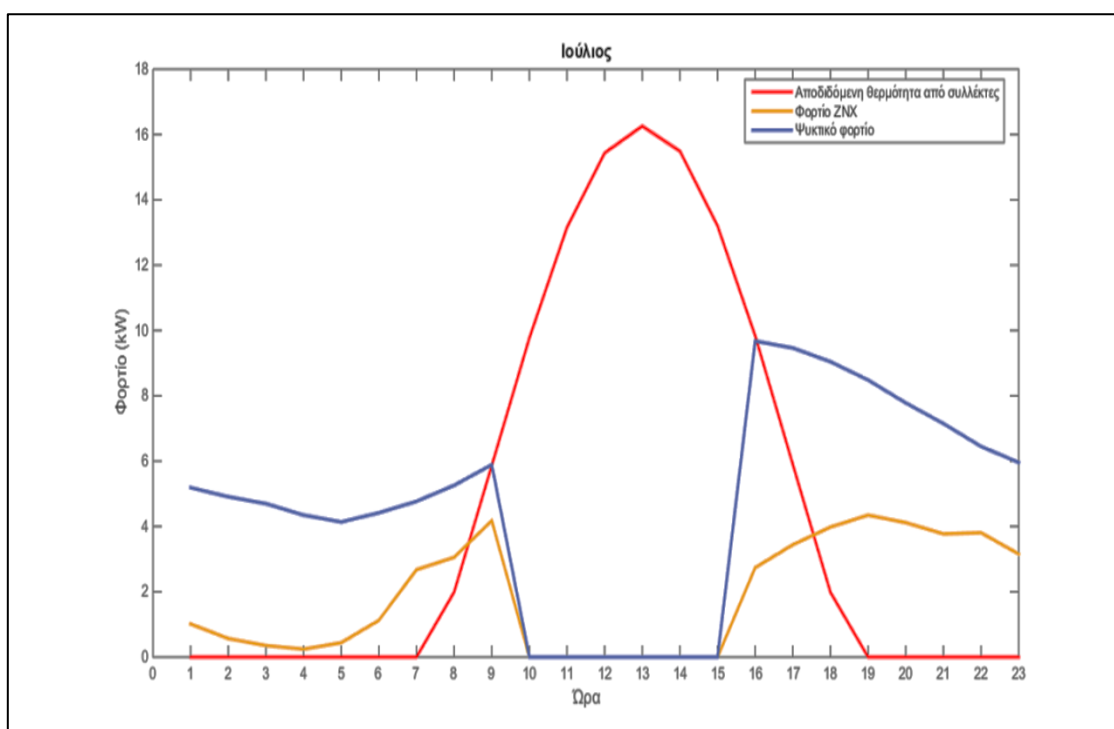
Εικόνα 2.3.2 : Προφίλ οικιακής κατανάλωσης ZNX στην Αγγλία [55]

Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιήθηκε το παραπάνω προφίλ [55]. Τα ποσοστά αντιπροσωπεύουν τη χρήση ZNX κάθε ώρα σε σχέση με το ημερήσιο συνολικό φορτίο. Για τις 18 ώρες λειτουργίας της πολυκατοικίας, επειδή οι άλλες έξι ώρες θεωρούμε ότι έχουν μηδενικό φορτίο ZNX, οι τιμές για τις θερμικές ανάγκες ZNX

ανώ ώρα πολλαπλασιάζονται με (24/18) και προκύπτουν οι ανηγμένες σε 18 ώρες θερμικές ανάγκες. Οι θερμικές ανάγκες σε ZNX για κάθε μήνα και ώρα φαίνονται στο παράρτημα Α.

2.3.3 Αναγωγή φορτίων ψύξης

Με την ίδια μεθοδολογία και τα ίδια εργαλεία που χρησιμοποιήθηκαν για την αναγωγή των φορτίων θέρμανσης και ζεστού νερού χρήσης σε ωριαία βάση, υπολογίζονται σε ωριαία βάση και τα ψυκτικά φορτία για κάθε χαρακτηριστική ημέρα του μήνα. Τα αποτελέσματα φαίνονται πινακοποιημένα στο παράρτημα Α και γραφικά στο παρακάτω σχήμα 2.3-1 για τον μήνα Ιούλιο, ο οποίος είναι ο θερμότερος και πιο αντιπροσωπευτικός για την θερινή περίοδο.



Σχήμα 2.3-1: Ψυκτικά φορτία και φορτία για ζεστό νερό χρήσης της πολυκατοικίας ανά μήνα [kWh]

Από το παραπάνω σχήμα βλέπουμε ότι το μέγιστο ψυκτικό φορτίο αυξάνεται όσο η ώρα πλησιάζει το μεσημέρι. Ωστόσο τις μεσημεριανές ώρες που η ηλιακή ακτινοβολία είναι μέγιστη το κτίριο δεν είναι σε λειτουργία για αυτό το λόγο το ψυκτικό φορτίο είναι μηδενικό από 10:00 έως και 15:00. Παρόλα αυτά βλέπουμε ότι αν βρισκόταν σε λειτουργία εκείνες τις ώρες, η τάση είναι το μέγιστο ψυκτικό φορτίο να συμπίπτει με τη μέγιστη ηλιακή ακτινοβολία, γεγονός που θα ήταν πολύ χρήσιμο για τον ψύκτη προσρόφησης αφού θα ελαχιστοποιούσε την ανάγκη για αποθήκευση θερμικής και ψυκτικής ενέργειας και χρήσης φυσικού αερίου. Κάτι τέτοιο θα μπορούσε να συμβαίνει σε έναν χώρο γραφείων με ωράριο 07:00-15:00, ωστόσο η παρούσα εργασία αναφέρεται στον οικιακό τομέα με ωράριο λειτουργίας

διακοπτόμενο από το πρωί μέχρι και το μεσημέρι και άρα χρειάζεται η αποθήκευση θερμικής και ψυκτικής ενέργειας.

2.4 Υπολογισμός ηλιακής ακτινοβολίας

Ανάμεσα στις διάφορες μορφές ανανεώσιμων πηγών ενέργειας η ηλιακή ενέργεια είναι πολλά υποσχόμενη λόγω του μεγάλου ενεργειακού περιεχομένου και της καθαρής, χωρίς εκπομπές φύσης της. Η ηλιακή ενέργεια που φθάνει στη Γη εκτιμάται ότι είναι ίση με 6.500.000 EJ ανά έτος [56]. Από αυτή το 30% ανακλάται πίσω στο διάστημα και ένα ποσοστό της τάξης του 20% απορροφάται από τα σύννεφα και τα μόρια του αέρα. Καθώς περίπου τα τρία τέταρτα της επιφάνειας της γης είναι καλυμμένα με νερό, μόλις 10% της προσπίπτουσας ακτινοβολίας μπορεί να αξιοποιηθεί. Παρόλα αυτά αξιοποίηση του 0.1% της ηλιακής ακτινοβολίας επαρκεί για να παραχθεί ισχύς ικανή να τροφοδοτήσει ολόκληρο τον πλανήτη. Η παγκόσμια κατανάλωση ενέργειας στα έτη 2005-2010 ήταν περίπου 500EJ δηλαδή μόλις το 0.01% της ετήσιας ηλιακής ενέργειας που φτάνει στην επιφάνεια της γης ή αλλιώς ίση με την ηλιακή ενέργεια που προσπίπτει στη γη κατά τη διάρκεια μιάμισης ώρας. Είναι ενδιαφέρον να συγκριθεί η ηλιακή ενέργεια που φτάνει στην γη σε διάρκεια ενός έτους με τα αποδεδειγμένα συνολικά διαθέσιμα αποθέματα διάφορων ορυκτών καυσίμων. Τα συνολικά αποθέματα σε ορυκτά καύσιμα αποτελούν περίπου το 1.3% της ηλιακής ενέργειας που φτάνει στην επιφάνεια της γης κάθε έτος [56]. Η παραγωγή ενέργειας από ηλιακή ενέργεια παρουσίασε μία ραγδαία ανάπτυξη το 2015, με 38% αύξηση. Το συνολικό μερίδιο στην παγκόσμια παραγωγή ενέργειας παραμένει χαμηλό (0,9%) αλλά το ποσοστό αυτό έχει διπλασιαστεί σε μόλις δύο χρόνια, συνεισφέροντας σήμερα στο 15% περίπου στην ανάπτυξη της παγκόσμιας αύξησης ισχύος το 2015. Γίνεται φανερό έτσι ότι η παραγωγή ενέργειας από τον ήλιο θα παίζει συνεχώς αυξανόμενο ρόλο στην παγκόσμια ενεργειακή παραγωγή και θα αποτελέσει βασικό πυλώνα κατά την στροφή προς την καθαρή ενέργεια και την αποστασιοποίηση από τα ορυκτά καύσιμα.

Η ηλιακή ενέργεια μπορεί να αξιοποιηθεί μέσω της ανάπτυξης συστημάτων ηλιακών κυψελών (PV cells) με βαθμό απόδοσης που κυμαίνεται από 10% έως και 24% ανάλογα με το υλικό που χρησιμοποιείται (μονοκρυσταλλικό, πολυκρυσταλλικό, άμορφο πυρίτιο, GaAs, κ.ά.) ή ηλιακών συλλεκτών με βαθμό απόδοσης 60%-80 και σύζευξή τους με συστήματα ηλεκτρικής ισχύος, συνδυασμένης θέρμανσης και ισχύος (CHP) ή τριπαραγωγής θέρμανσης, ψύξης και ηλεκτρικής ισχύος (CCHP) με χρήση τεχνολογιών αποθήκευσης θερμικής (Thermal Storage Tank) και χημικής ενέργειας (μπαταριών).

Η Ελλάδα παρουσιάζει ιδιαίτερα υψηλό ηλιακό δυναμικό, περίπου 1,500- 1,900 (kWh/ m²·yr) ετησίως σε οριζόντιο επίπεδο, ανάλογα το γεωγραφικό πλάτος και το ανάγλυφο της περιοχής. Ο κτιριακός τομέας στην Ελλάδα είναι ο πιο ενεργειακά απαιτητικός τομέας της ελληνικής οικονομίας, καταναλώνοντας περισσότερο από 66% της τελικής παραγόμενης ενέργειας [57], [58]. Είναι επομένως λογικό το

αυξημένο ενδιαφέρον που υπάρχει για την ενίσχυση των θερμικών ηλιακών συστημάτων στα κτίρια.

2.4.1 Συνιστώσες ηλιακής ακτινοβολίας

Η ολική ηλιακή ακτινοβολία που προσπίπτει πάνω σε μια οριζόντια ή κεκλιμένη επιφάνεια έχει δύο συνιστώσες: την άμεση και τη διάχυτη ηλιακή ακτινοβολία.

Άμεση ηλιακή ακτινοβολία είναι αυτή η οποία φτάνει απευθείας από τον ηλιακό δίσκο στην επιφάνεια του εδάφους χωρίς να υποστεί σκέδαση (αλλαγή κατεύθυνσης) κατά τη διαδρομή μέσα στην ατμόσφαιρα.

Διάχυτη ακτινοβολία είναι το ποσό της ακτινοβολίας που φτάνει στην επιφάνεια του εδάφους μετά από ανάκλαση ή σκέδαση μέσα στην ατμόσφαιρα, αλλά και μετά από ανάκλαση πάνω στην επιφάνεια της Γης.

Για τον υπολογισμό της ηλιακής ακτινοβολίας σε κεκλιμένη επιφάνεια, είναι απαραίτητη η γνώση της ηλιακής ακτινοβολίας σε οριζόντιο επίπεδο [59].

Η μέση μηνιαία ολική και διάχυτη ηλιακή ακτινοβολία στο οριζόντιο επίπεδο (kWh/(m²·mo) για την Νέα Φιλαδέλφεια έχει ληφθεί από την Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-3/2010 (πίνακες 4.1 και 4.2). Θεωρώντας ότι **όλες οι μέρες του μήνα είναι ίδιες** με την αντιπροσωπευτική ημέρα του μήνα D (η οποία δίνεται στον παρακάτω πίνακα), υπολογίστηκε η μέση ημερήσια ολική και διάχυτη ηλιακή ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο. Η μέση ημερήσια άμεση ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο προκύπτει από την αφαίρεση της διάχυτης ακτινοβολίας σε οριζόντιο επίπεδο από την ολική ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο.

Πίνακας 2.4-1 : Αντιπροσωπευτική ημέρα για κάθε μήνα, ολική και διάχυτη ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο [41]

	Ιαν	Φεβ	Μαρ	Απρ	Μάι	Ιουν	Ιουλ	Αυγ	Σεπτ	Οκτ	Νοε	Δεκ
Χαρακτηριστική ημέρα μήνα	17	47	75	105	135	162	198	228	258	289	320	351
Ολική ηλιακή ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο ανά μήνα [kWh/m ²]	63,3	77,7	118,9	152,7	190,4	207,4	214,5	198,6	156	111,1	68,1	54,4
Διάχυτη ηλιακή ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο ανά μήνα [kWh/m ²]	25,1	32	50,4	65,6	81,8	85,5	85,2	73,3	55,5	40,1	26,3	21,8

Για την χαρακτηριστική ημέρα του κάθε μήνα, για ωριαία ανάλυση από την ώρα ανατολής μέχρι την ώρα δύσης, υπολογίστηκε η ωριαία ολική, άμεση και έμμεση ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο. Η ολική ωριαία ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο

$\bar{I}_T(kWh/(m^2 \cdot hr))$, με γνωστή τη μέση ημερήσια ολική ηλιακή ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο $\bar{H}_T(kWh/(m^2 \cdot day))$ έχει υπολογιστεί από την ακόλουθη σχέση των Collares, Pereira & Rabl [60]:

$$\frac{\bar{I}_T}{\bar{H}_T} = \frac{\pi}{24} * \frac{(a + b \cos(\omega)) * (\cos(\omega) - \cos(\omega_s))}{\left(\sin(\omega_s) - \frac{2\pi * \omega_s}{360} \cos(\omega_s) \right)} \quad (2.9)$$

όπου :

ω είναι η ωριαία γωνία για δεδομένη ώρα της ημέρας (λαμβάνεται το μέσο της ώρας)
 $\omega = (H.X. - 12) \cdot 15^\circ$ (όπου H.X. ο ηλιακός χρόνος)

Ο H.X. είναι διαφορετικός από την τοπική ώρα και για αυτό το λόγο έχει γίνει διόρθωση σύμφωνα με τη σχέση:

$$H.X. = T_{loc} + \frac{E}{60/h} - \frac{L_{std} - L_{loc}}{15^\circ/h} \quad (2.10)$$

όπου T_{loc} η τοπική ώρα,

E η εξίσωση χρόνου η οποία υπολογίζεται σε λεπτά (min) σύμφωνα με τη σχέση:

$$E = 2.2918 * (0.0075 + 0.1868 * \cos(\Gamma) - 3.2077 * \sin(\Gamma) - 1.4615 * \cos(2 * \Gamma) - 4.089 * \sin(2 * \Gamma)) \quad (2.11)$$

$$\text{Όπου } \Gamma = \frac{360 * (D - 1)}{365}$$

L_{std} : ο μεσημβρινός αναφοράς (30° για την Ελλάδα)

L_{loc} : το γεωγραφικό μήκος της Νέας Φιλαδέλφειας ($23^\circ 40'$)

a και b γεωμετρικοί παράμετροι που υπολογίζονται βάσει της ωριαίας γωνίας δύσης στην υπό μελέτη περιοχή

$$a = 0.409 + 0.5016 * \sin(\omega_s - 60) \quad (2.12)$$

$$b = 0.6609 - 0.4767 * \sin(\omega_s - 60) \quad (2.13)$$

και ω_s η ωριαία γωνία δύσης για τη μέση αντιπροσωπευτική ημέρα του μήνα στην υπό μελέτη περιοχή

$$\omega_s = \cos^{-1}(-\tan(\varphi) * \tan(\delta)) \quad (2.14)$$

όπου φ το γεωγραφικό πλάτος και δ η ηλιακή απόκλιση που υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\delta = 23,45 * \sin\left(360 * \frac{D + 284}{365}\right) \quad (2.15)$$

Αντίστοιχα, η μέση διάχυτη ωριαία ακτινοβολία που προσπίπτει σε οριζόντιο επίπεδο $\bar{I}_d (kWh/(m^2 \cdot hr))$ υπολογίζεται από την ακόλουθη εξίσωση των Liu & Jordan [61], όταν είναι γνωστή η μέση ημερήσια διάχυτη ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο $\bar{H}_d (kWh/(m^2 \cdot day))$.

$$\frac{\bar{I}_d}{\bar{H}_d} = \frac{\pi}{24} * \frac{(\cos(\omega) - \cos(\omega_s))}{\left(\sin(\omega_s) - \frac{2\pi * \omega_s}{360} \cos(\omega_s)\right)} \quad (2.16)$$

Από την αφαίρεση της διάχυτης ακτινοβολίας από την ολική προκύπτει και η ωριαία άμεση ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο $\bar{I}_b (kWh/(m^2 \cdot hr))$, από την ώρα ανατολής έως την ώρα δύσης για την αντιπροσωπευτική μέρα του μήνα.

Οι επίπεδοι συλλέκτες απορροφούν και την άμεση και τη διάχυτη ακτινοβολία. Επομένως, λόγω της κλίσης τους υπάρχει άλλη μια συνιστώσα ακτινοβολίας, η ανακλώμενη από το έδαφος.

$$\bar{I}_T = \bar{I}_{Tb} + \bar{I}_{Td} + \bar{I}_{Tr} \quad (2.17)$$

όπου \bar{I}_T η συνολική ωριαία ακτινοβολία σε κεκλιμένο επίπεδο ($kWh/(m^2 \cdot hr)$)

\bar{I}_{Tb} η ωριαία άμεση ακτινοβολία σε κεκλιμένο επίπεδο ($kWh/(m^2 \cdot hr)$)

\bar{I}_{Td} η ωριαία διάχυτη ακτινοβολία σε κεκλιμένο επίπεδο ($kWh/(m^2 \cdot hr)$)

\bar{I}_{Tr} η ωριαία ανακλώμενη ακτινοβολία σε κεκλιμένο επίπεδο ($kWh/(m^2 \cdot hr)$)

Η ωριαία άμεση ακτινοβολία για κεκλιμένη επιφάνεια σταθερή κατά τη διάρκεια της ημέρας και του έτους, υπολογίζεται από τη σχέση (2.18) με το λόγο της άμεσης ακτινοβολίας σε κεκλιμένο επίπεδο προς την ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο να δίνεται από τη σχέση:

$$\bar{I}_{Tb} = R_b * \bar{I}_b \quad (2.18)$$

όπου :

\bar{I}_b η ωριαία άμεση ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο όπως υπολογίστηκε παραπάνω

R_b ο λόγος της άμεσης ηλιακής ακτινοβολίας σε κεκλιμένο επίπεδο προς αυτή του οριζόντιου επιπέδου και υπολογίζεται από τη σχέση [62]:

$$R_b = \frac{\cos(\varphi - \beta) * \cos\delta * \cos\omega + \sin(\varphi - \beta) * \sin\delta}{\cos\varphi * \cos\delta * \cos\omega + \sin\varphi * \sin\delta} \quad (2.19)$$

Η διάχυτη ωριαία ακτινοβολία σε κεκλιμένο επίπεδο έχει υπολογιστεί με βάση το ιστροπικό μοντέλο (ομοιόμορφη διάχυτη ακτινοβολία) των Liu & Jordan [61] σύμφωνα με τη σχέση:

$$\bar{I}_{Td} = 0.5 * \bar{I}_d (1 + \cos(\beta)) \quad (2.21)$$

όπου \bar{I}_d η ωριαία διάχυτη ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο και β η κλίση των συλλεκτών.

Η ανακλώμενη ακτινοβολία, θεωρώντας το συντελεστή ανάκλασης του εδάφους ρ ίσο με 0,20 είναι :

$$\bar{I}_{Tr} = (\bar{I}_b + \bar{I}_d) * \rho (1 - \cos(\beta)) * 0.5 \quad (2.22)$$

Η σχέση 2.17 δίνει την ολική ωριαία προσπίπτουσα ακτινοβολία στο κεκλιμένο επίπεδο των συλλεκτών (32°) σε kW/m^2 και οι τιμές της φαίνονται στον πίνακα 2.4-2 για κάθε αντιπροσωπευτική ημέρα κάθε μήνα από την ώρα ανατολής μέχρι την ώρα δύσης του ήλιου. Οι αντίστοιχες τιμές της ολικής ηλιακής ακτινοβολίας ανά μήνα καθώς και οι μέσες τιμές ανά χαρακτηριστική ημέρα κάθε μήνα φαίνονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 2.4-2 : Ολική ηλιακή ακτινοβολία στο κεκλιμένο επίπεδο των συλλεκτών [kWh/m^2]

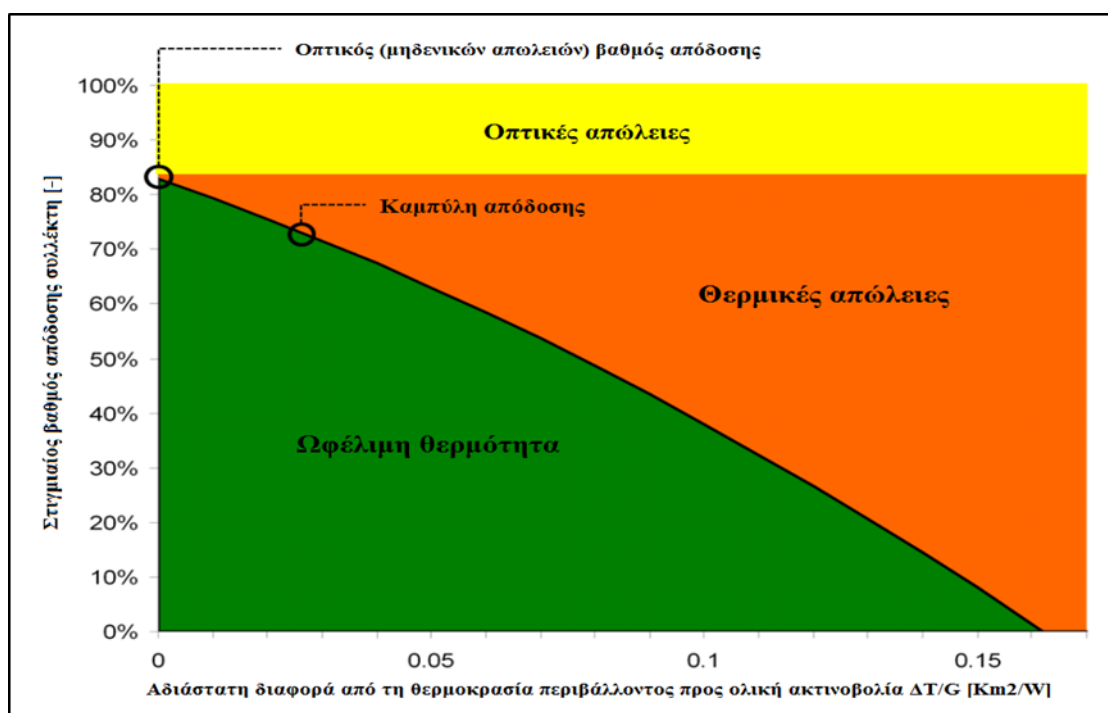
	Ι	Φ	Μ	Α	Μ	Ι	Ι	Α	Σ	Ο	Ν	Δ
Μέση τιμή για τον μήνα Wh/m^2	331	342	405	417	420	475	488	493	488	427	334	304
Σύνολο $\text{kWh/m}^2 \cdot \mu\eta$	92	105	138	163	182	214	227	199	176	146	100	85
Σύνολο $\text{kWh/m}^2 \cdot \acute{\epsilon}\tau\omicron\varsigma$	1827											

2.4.2 Τοποθέτηση και απόδοση των επίπεδων ηλιακών συλλεκτών (FPC)

Οι ηλιακοί συλλέκτες που χρησιμοποιούνται στην παρούσα εργασία είναι επίπεδοι με έναν υαλοπίνακα (κάλυμμα) και επιλεκτική βαφή, όπως έχει ήδη προαναφερθεί, και συγκεκριμένα έχει επιλεγθεί ο SOLE CLIMASOL - 200 (τεχνικό φυλλάδιο στο παράρτημα Γ), σε σταθερή κλίση 32 μοιρών ως προς το οριζόντιο επίπεδο. Το εύρος θερμοκρασιών λειτουργίας κυμαίνεται από $30-85^\circ\text{C}$, ενώ η απόδοση του συλλέκτη μεγιστοποιείται για θερμοκρασίες από 50°C έως 70°C . Ο συλλέκτης έχει επιφάνεια ανοίγματος με πλάτος $0,97$ m και μήκος $1,97$ m, και είναι κατάλληλος για εγκαταστάσεις σε οροφές [63].

Η οροφή του υπό μελέτη κτιρίου έχει επιφάνεια 256 m^2 . Λαμβάνοντας υπόψη τον απαιτούμενο χώρο για κεραίες, την απόληξη του κλιμακοστασίου και του φρεατίου του ανελκυστήρα, τη θέση τους στην επιφάνεια της οροφής καθώς και τις σκιάσεις που αυτές προκαλούν, εκτιμήθηκε ότι η διαθέσιμη επιφάνεια της οροφής που μπορεί να αξιοποιηθεί αποδοτικά είναι περίπου 180 m^2 . Η συνολική επιφάνεια κάθε συλλέκτη είναι $1,91$ m^2 .

Η βέλτιστη ετήσια σταθερή γωνία κλίσης ενός ηλιακού συστήματος, εξαρτάται από το γεωγραφικό πλάτος της περιοχής, την περίοδο ηλιοφάνειας, τη μορφολογία της περιοχής εγκατάστασης και τα φυσικά εμπόδια (δέντρα, κτιριακές εγκαταστάσεις, κ.α.). Τα φυσικά ή τεχνητά εμπόδια μπορεί να περιορίζουν την προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία ανάλογα με τη γεωμετρική θέση που έχουν ως προς τα ηλιακά συστήματα. Η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία σε μια επιφάνεια με σταθερή βάση, μπορεί να αυξηθεί (4-6%) με την μηνιαία μεταβολή της κλίσης (β) ανά μήνα ή ανά εποχή. Σύμφωνα με τον εμπειρικό κανόνα και όπως φαίνεται παρακάτω από την ΤΟΤΕΕ 20701-3/2010, για τις ελληνικές περιοχές η βέλτιστη κλίση ενός ηλιακού συλλέκτη για ετήσια χρήση είναι περίπου ίση με το γεωγραφικό πλάτος της περιοχής (38° για τη Νέα Φιλαδέλφεια) και άρα στο υπό μελέτη κτίριο η γωνία εγκατάστασής τους θα είναι 32° . Επιπλέον για μεγιστοποίηση της προσπίπτουσας ακτινοβολίας οι συλλέκτες θα έχουν προσανατολισμό προς το Νότο. Στην Εικόνα 2.4.1 φαίνεται μία τυπική καμπύλη βαθμού απόδοσης επίπεδου συλλέκτη συναρτήσει της διαφοράς θερμοκρασίας του ρευστού από αυτήν του περιβάλλοντος.

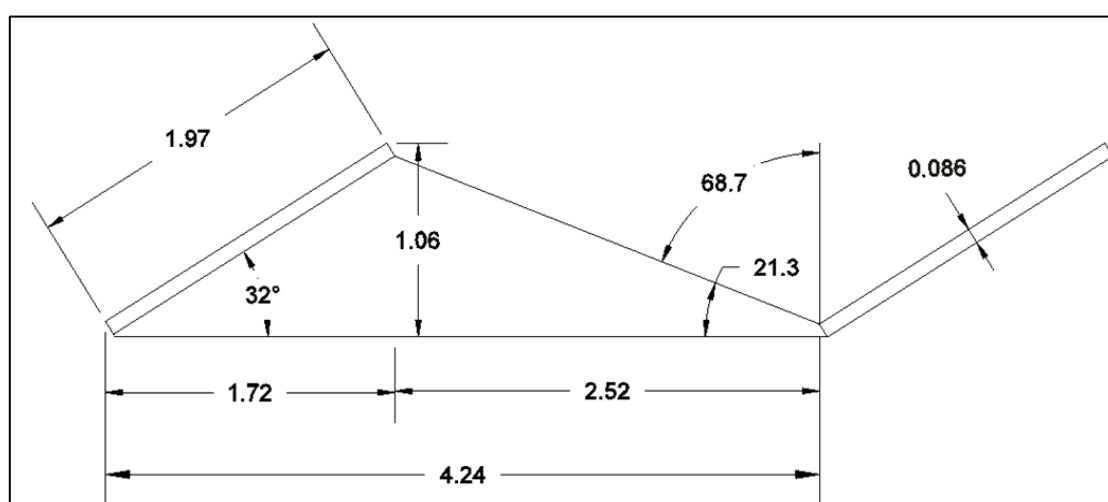


Εικόνα 2.4.1 : Διάγραμμα στιγμιαίου βαθμού απόδοσης επίπεδου συλλέκτη και απωλειών του [64]

Πίνακας 2.4-3 : Μηνιαία ηλιακή ενέργεια για τις βέλτιστες γωνίες κλίσης (kWh/m²•mo) και βέλτιστη κλίση σε ετήσια βάση (E), χειμερινή (X) και θερινή (Θ) περίοδο [41]

Κλίση β (°)	Ι	Φ	Μ	Α	Μ	Ι	Ι	Α	Σ	Ο	Ν	Δ	E	X	Θ
Αθήνα (φ=37,96°, L=23,92°)															
7-14	70	84	118	151	190	201	217	206	158	117	84	67	1664	540	1124
23-33	86	97	126	151	181	188	204	202	166	133	104	85	1724	649	1092
42-52	98	103	124	137	154	156	171	178	159	140	118	99	1637	682	955

Για την σωστή τοποθέτηση των ηλιακών συλλεκτών και την αποφυγή αλληλοσκίασης υπολογίστηκε η κατάλληλη μεταξύ τους απόσταση τοποθέτησης ως προς τον άξονα Βορρά - Νότου. Η απόσταση αυτή υπολογίστηκε για την ημέρα του χρόνου με το χαμηλότερο ηλιακό ύψος που είναι η 21η Δεκεμβρίου (χειμερινό ηλιοστάσιο). Η ηλιακή απόκλιση υπολογίστηκε ίση με $-23,4^{\circ}$. Για την απόκλιση αυτή, η ζενιθιακή γωνία είναι περίπου 68.7° (υπολογίζεται από τη σχέση (3.21) παρακάτω). Με βάση αυτή την γωνία και τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του ηλιακού συλλέκτη (0,97m x 1,97m), υπολογίζεται η ελάχιστη απόσταση που πρέπει να απέχουν οι συλλέκτες μεταξύ τους (μετρώντας από τη βάση τους), η οποία είναι περίπου ίση με 4,24 m, όπως φαίνεται στην Εικόνα 2.4.2. Ο υπολογισμός της κατάλληλης απόστασης των συλλεκτών και της βέλτιστης τοποθέτησης απαιτεί αναλυτικούς υπολογισμούς και αλγορίθμους με κατάλληλα λογισμικά, όμως κάτι τέτοιο ξεφεύγει από τα πλαίσια της παρούσας εργασίας. Η απόσταση των γειτονικών συλλεκτών αρκεί να είναι μεγαλύτερη ή ίση των 5 cm, αφού λόγω της επιπεδότητας των συλλεκτών δεν υπάρχει ενδεχόμενο αλληλοσκίασής τους κατά τον άξονα Ανατολής-Δύσης.



Εικόνα 2.4.2 : Υπολογισμός απόστασης συλλεκτών για αποφυγή αλληλοσκίασης

Με βάση τα παραπάνω στην οροφή της υπό μελέτη κατοικίας μπορούν να τοποθετηθούν έως 36 ηλιακοί συλλέκτες σε σειρά και η συνολική επιφάνειά τους θα

είναι $36 \times 1,91 = 68,76 \text{ m}^2$. Σύμφωνα με το TEE [12] η εγκατεστημένη επιφάνεια επίπεδων συλλεκτών για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης λαμβάνεται περίπου ίση με 1 m^2 ανά κάτοικο. Στο κτίριό μας κατοικούν 32 κάτοικοι, άρα ο αριθμός εγκατεστημένων συλλεκτών θεωρείται ίσος με 17 και αντιστοιχεί σε συλλεκτική επιφάνεια συλλεκτών ίση με $32,47 \text{ m}^2$.

Το ωφέλιμο ενεργειακό κέρδος από έναν επίπεδο ηλιακό συλλέκτη, σε μια δεδομένη χρονική στιγμή, είναι η διαφορά του ποσού της ηλιακής ενέργειας που απορροφάται από τον απορροφητήρα και των απωλειών ενέργειας στο περιβάλλον. Ο υπολογισμός της ωφέλιμης θερμικής ισχύος δίνεται από τη σχέση [12]:

$$Q_{\omega\phi} = A_c * G_T * \tau_n (\alpha) - A_c * F_R U_L (T_{\epsilon\iota\sigma} - T_a) \quad (2.22)$$

όπου:

$Q_{\omega\phi}$: ωφέλιμη συλλεγόμενη θερμική ισχύς (W)

A_c : συνολική επιφάνεια συλλεκτών ($32,47 \text{ m}^2$)

G_T : ένταση της ολικής ηλιακής ακτινοβολίας στην επιφάνεια του συλλέκτη (W/m^2)

F_R : συντελεστής θερμικής απολαβής του συλλέκτη

τ : διαπερατότητα του διαφανούς καλύμματος του συλλέκτη στην ηλιακή ακτινοβολία

α : απορροφητικότητα του απορροφητήρα στην ηλιακή ακτινοβολία

U_L : συνολικός ισοδύναμος συντελεστής ενεργειακών απωλειών του συλλέκτη ($\text{W/m}^2/\text{oC}$)

$T_{\epsilon\iota\sigma}$: θερμοκρασία του ρευστού στην είσοδο του συλλέκτη ($^{\circ}\text{C}$)

T_a : θερμοκρασία περιβάλλοντος ($^{\circ}\text{C}$)

Η θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος για κάθε ώρα και μήνα φαίνεται στον πίνακα 2.7 του παραρτήματος Α [65]

Οι συντελεστές $(\tau\alpha)_n$ με δείκτη "n", αναφέρονται σε επίπεδο κάθετο στις ακτίνες του ήλιου. Οι τιμές των χαρακτηριστικών παραμέτρων ενός συλλέκτη ($F_R(\tau\alpha)_n$ και $F_R U_L$) προκύπτουν από τις δοκιμές απόδοσης και πιστοποίησης του συγκεκριμένου συλλέκτη από αναγνωρισμένο εργαστήριο δοκιμών (πχ Κέντρο Δοκιμών Ηλιακών Συλλεκτών του Δημόκριτου). Μερικές αντιπροσωπευτικές τιμές για κάποιους τύπους συλλεκτών δίνονται στον πίνακα 2.4-4.

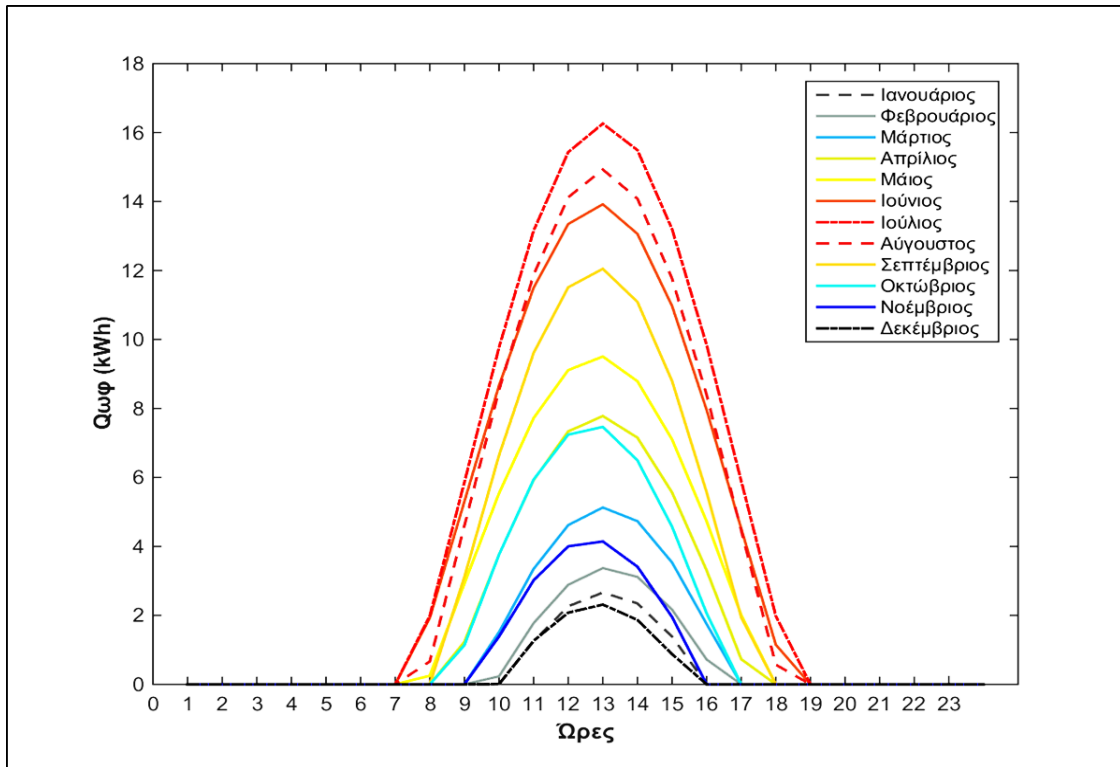
Πίνακας 2.4-4 : Αντιπροσωπευτικές τιμές για τις παραμέτρους απόδοσης διαφόρων τύπων ηλιακών συλλεκτών [12]

Περιγραφή ηλιακού συλλέκτη νερού	$F_R(\tau\alpha)_n$	$F_R U_L [\text{W/m}^2.\text{C}]$
Μαύρο χρώμα, 1 υαλοπίνακα	0,82	7,5
Μαύρο χρώμα, 2 υαλοπίνακες ή επιλεκτική επιφάνεια με 1 υαλοπίνακα	0,75	5
Σωλήνες κενού-αέρος	0,57	1,82
Απλός συλλέκτης (πλαστικοί σωλήνες) χωρίς κάλυμμα και μόνωση (ταχύτητα ανέμου 2,2 m/s)	0,86	21,5

Για επίπεδο συλλέκτη με επιλεκτική επιφάνεια και έναν υαλοπίνακα (κάλυμμα) προκύπτουν οι τιμές $F_R(\tau\alpha)_n = 0,75$ και $F_R U_L = 5$.

Με τα παραπάνω δεδομένα και την χρήση του τύπου 4.2 για θερμοκρασία εισόδου νερού ίση με 50°C και θερμοκρασία εξόδου 90°C προκύπτουν οι τιμές της ωφέλιμης θερμικής ενέργειας (kWh) ανά ώρα για κάθε αντιπροσωπευτική ημέρα του μήνα

καθώς και ανά μήνα συνολικά. Οι τιμές αυτές είναι ενδεικτικές αφού η θερμοκρασία εισόδου του νερού μεταβάλλεται κάθε ώρα και θα αλλάξουν όπως θα δειχθεί στο τρίτο κεφάλαιο.



Σχήμα 2.4-1 : Αποδιδόμενη θερμική ενέργεια κατά τη διάρκεια του 24ώρου για κάθε μήνα και θερμοκρασία εξόδου νερού 90 °C

Ως βαθμός απόδοσης του ηλιακού συλλέκτη ορίζεται ο στιγμιαίος βαθμός απόδοσής του, για δεδομένη τιμή έντασης τα ηλιακής ακτινοβολίας και εξωτερική θερμοκρασία ως ο λόγος της χρήσιμης ενέργειας προς την προσπίπτουσα ενέργεια στην περιοχή συλλογής. Η στιγμιαία απόδοση τα επίπεδου ηλιακού συλλέκτη υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\eta = \frac{Q_{\omega\phi}}{A_C \cdot G_T} = FR(\tau\alpha)n - \frac{F_R U_L * (T_{\text{εισ}} - T_a)}{G_T} \quad (2.32)$$

Για τον υπολογισμό του στιγμιαίου βαθμού απόδοσης των συλλεκτών για κάθε ώρα χρησιμοποιείται ο τύπος 4.3 με τις θερμοκρασίες περιβάλλοντος του παραρτήματος και τις τιμές της ωφέλιμης θερμικής ενέργειας ανά ώρα.

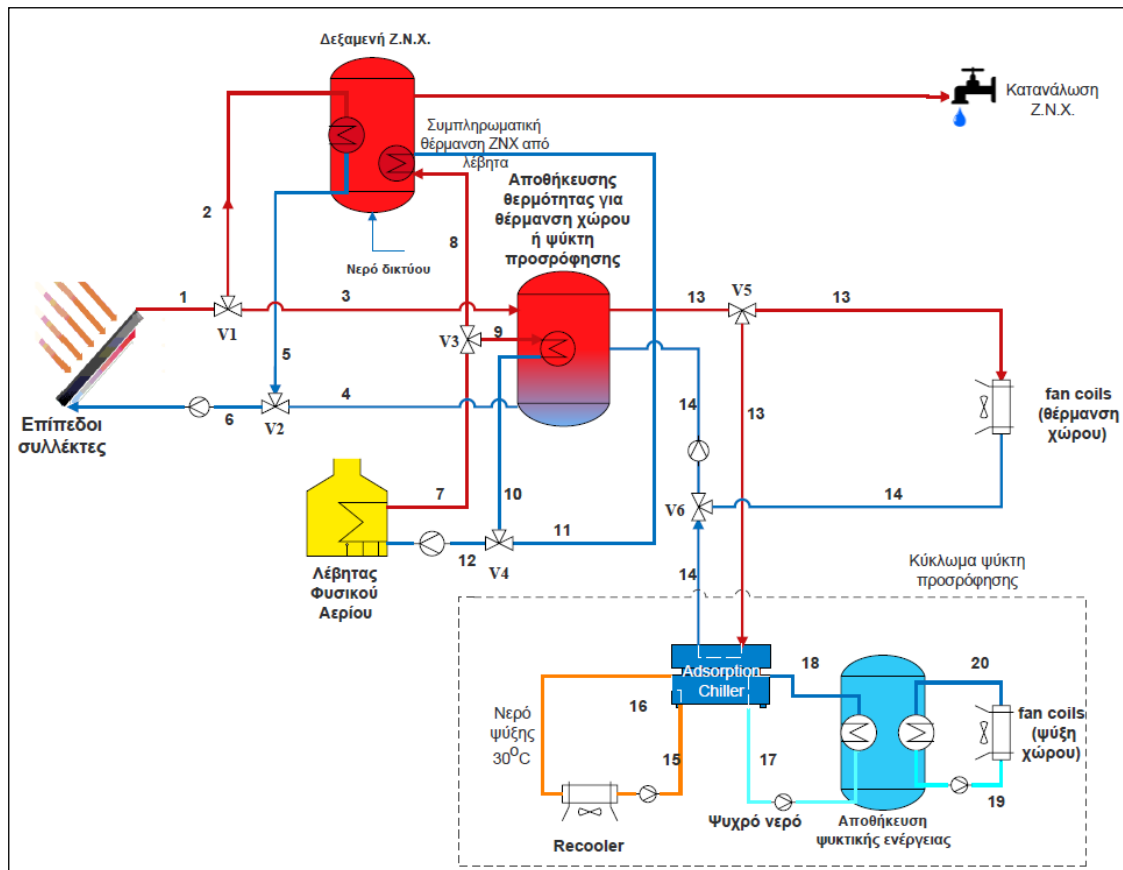
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ

Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει παρουσίαση και θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος που αναφέρθηκε στο παραπάνω κεφάλαιο. Η γραφική απεικόνιση του συστήματος φαίνεται λεπτομερώς στην Εικόνα 3.1.1.

3.1 Περιγραφή συνολικού συστήματος



Εικόνα 3.1.1 : Μονογραμμικό διάγραμμα του συστήματος ψύξης με προσρόφηση

Στόχος του υπό μελέτη συστήματος είναι η κάλυψη των θερμικών και ψυκτικών αναγκών μίας πολυκατοικίας. Το σύστημα αποτελείται από το κύκλωμα των συλλεκτών, το κύκλωμα του λέβητα φυσικού αερίου και το κύκλωμα του ψύκτη προσρόφησης. Να σημειωθεί ότι με κόκκινο χρώμα συμβολίζονται τα θερμά ρεύματα νερού, ενώ με μπλε οι ψυχρότερες επιστροφές τους. Με πορτοκαλί συμβολίζεται το

κύκλωμα νερού ψύξης των θαλάμων προσρόφησης και αποβολής θερμότητας προς το περιβάλλον.

Το θερμό νερό εξέρχεται από τους συλλέκτες με θερμοκρασία 90 °C και μέσω της τρίοδης βάνας V1 διαχωρίζεται σε δύο ρεύματα, το ένα προς το δοχείο αποθήκευσης ζεστού νερού χρήσης και το άλλο προς το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας για τον ψύκτη προσρόφησης. Το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας για ZNX έχει μία ενιαία θερμοκρασία, όπως και το δοχείο για τον ψύκτη. Η επιστροφή του νερού προς τους συλλέκτες γίνεται μέσω των κυκλωμάτων επιστροφής από τα δοχεία αποθήκευσης θερμότητας τα οποία οδηγούνται σε αυτούς μέσω της τρίοδης βάνας V2. Τα δοχεία αποθήκευσης θερμότητας τροφοδοτούνται τόσο από τους συλλέκτες όσο και από το κύκλωμα του φυσικού αερίου. Στη συνέχεια διακρίνεται το κύκλωμα του λέβητα φυσικού αερίου στο οποίο κυκλοφορεί ζεστό νερό και μέσω της βαλβίδας V3 διαχωρίζεται σε δύο ρεύματα προς τα δοχεία αποθήκευσης θερμότητας για ZNX και ψύκτη προσρόφησης το καλοκαίρι ή ZNX και θέρμανση χώρου τη χειμερινή περίοδο. Οι επιστροφές του κυκλώματος διέρχονται από την τρίοδη βάνα V4. Κατά τη θερινή περίοδο οι τρίοδες βάνες V5 και V6 είναι ρυθμισμένες ώστε να επιτρέπουν την κυκλοφορία θερμού νερού μόνο στο κύκλωμα του ψύκτη προσρόφησης, ενώ το χειμώνα επιτρέπουν ροή μόνο προς και από το κύκλωμα θέρμανσης χώρου. Στο κύκλωμα του ψύκτη προσρόφησης διακρίνουμε το κύκλωμα θερμού νερού (1) το οποίο αφού προσδώσει θερμότητα στον ψύκτη επιστρέφει (2) μέσω της βάνας V6 (κλειστή προς το κύκλωμα θέρμανσης χώρου) στο δοχείο αποθήκευσης θερμότητας. Στο κύκλωμα αποβολής θερμότητας κυκλοφορεί νερό στο εσωτερικό του ψύκτη και παραλαμβάνει θερμότητα (4) η οποία στη συνέχεια αποβάλλεται στο περιβάλλον μέσω μονάδας ανεμιστήρων (recooler) ψύχοντας το νερό (3). Το σημείο 15 αντιστοιχεί στην έξοδο του νερού από τον ατμοποιητή του ψύκτη προσρόφησης το οποίο έχει χαμηλή θερμοκρασία 10-15 °C [67], εδώ ίση με 10 °C και αποθηκεύεται σε δοχείο αποθήκευσης ψυκτικής ενέργειας με ενιαία θερμοκρασία. Το σημείο 16 αντιστοιχεί στην επιστροφή του νερού υψηλότερης θερμοκρασίας (10 -15 °C) από το δοχείο προς τον ψύκτη όπου διαμέσου του ατμοποιητή ψύχεται. Από το δοχείο αποθήκευσης ψυχρού νερού το νερό τροφοδοτείται μέσω κυκλοφορητή-αντλίας στα στοιχεία ψύξης χώρου με ανεμιστήρα (fan coils) από τα οποία αφού προσλάβει θερμότητα επιστρέφει στο δοχείο αποθήκευσης.

3.1.1 Σύστημα ηλιακών συλλεκτών και αποθήκευσης θερμότητας

Εισαγωγή

Η ηλιακή ενέργεια είναι μία χρονικά εξαρτημένη και μεταβαλλόμενη πηγή ενέργειας. Οι ενεργειακές ανάγκες για τις περισσότερες εφαρμογές είναι επίσης χρονικά μεταβαλλόμενες ωστόσο με διαφορετική τάση σε σχέση με την παρεχόμενη ηλιακή ενέργεια, όπως φάνηκε στα κεφάλαια 2 και 3. Συνεπώς η αποθήκευση αυτής

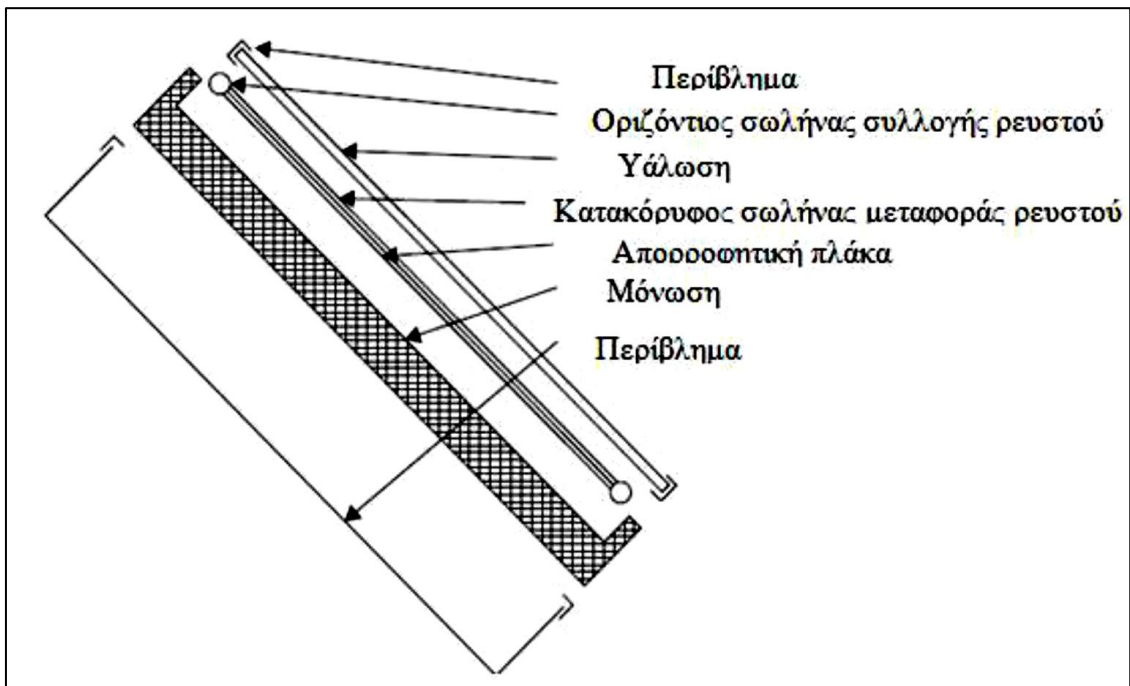
της ενέργειας είναι απαραίτητη προκειμένου να καλυφθούν οι ενεργειακές ανάγκες της εκάστοτε εφαρμογής. Η αποθήκευση ενέργειας συνιστά βασικό στοιχείο κάθε εφαρμογής εκμετάλλευσης της ηλιακής ενέργειας, ενώ η εξάρτηση του βαθμού απόδοσης των συλλεκτών από την θερμοκρασία του ρευστού που κυκλοφορεί σε αυτούς καθιστά την απόδοση όλου του συστήματος ευαίσθητη στη θερμοκρασία λειτουργίας. Η βέλτιστη χωρητικότητα του συστήματος αποθήκευσης εξαρτάται από τη διακύμανση της ηλιακής ακτινοβολίας, από την φύση των φορτίων, από την επιθυμητή αξιοπιστία του συστήματος αλλά και από οικονομικούς παράγοντες που καθορίζουν την αναλογία ηλιακής προς δευτερεύουσα ενέργεια που θα παρέχεται (π.χ. από σύστημα λέβητα) κατά τη διάρκεια του έτους.

3.1.1.1 Επίπεδοι συλλέκτες (flat plate collectors, FPC)

Τα πλεονεκτήματα των επίπεδων ηλιακών συλλεκτών είναι ότι η παραγωγή τους είναι φθηνή, απορροφούν τόσο την ακτινοβολία διάχυσης όσο και την άμεση με αποτέλεσμα παρακολούθηση (tracking) του ήλιου να μην είναι απαραίτητη. Οι συλλέκτες πρέπει να είναι προσανατολισμένοι προς τον Ισημερινό, με κατεύθυνση νότια στο βόρειο ημισφαίριο και βόρεια στο νότιο. Ένας τυπικός ηλιακός συλλέκτης παρουσιάζεται στην εικόνα 2.1. Όταν η ηλιακή ακτινοβολία περνάει από διάφανο κάλυμμα και προσπίπτει σε μελανό απορροφητή επιφάνεια υψηλής απορροφητικότητας, ένα μεγάλο κομμάτι της ενέργειας απορροφάται από την πλάκα και αποδίδεται στο μέσο μεταφοράς θερμότητας το οποίο στην συνέχεια μεταφέρεται μέσω σωληνώσεων είτε για αποθήκευση είτε για χρήση. Το κάτω μέρος της απορροφητικής πλάκας καθώς και η περίμετρός της είναι καλά μονωμένες για να αποφεύγονται απώλειες αγωγής. Οι κάθετοι σωλήνες μεταφοράς του ρευστού μπορεί να είναι συγκολλημένες στην απορροφητική πλάκα ή να είναι ενσωματωμένοι αποτελώντας ενιαίο κομμάτι. Οι κάθετοι σωλήνες μεταφοράς του ρευστού συνδέονται και στα δύο άκρα τους με μεγαλύτερης διαμέτρου οριζόντιους σωλήνες συλλογής.

Τα κύρια μέρη ενός επίπεδου ηλιακού συλλέκτη είναι τα εξής:

1. Κάλυμμα, ένα ή περισσότερα φύλλα γυαλιού άλλων υλικών ικανά να διαβιβάζουν την ακτινοβολία.
2. Διάδρομοι ρευστού για την απαγωγή θερμότητας, σωλήνες, πτερύγια ή αυλάκια τα οποία άγουν ή οδηγούν το ρευστό μεταφοράς θερμότητας από την είσοδο στην έξοδο.
3. Απορροφητική πλάκα, επίπεδη, κυματοειδής ή με αυλάκια στα οποία είναι συνδεδεμένοι οι σωλήνες, τα πτερύγια ή τα περάσματα. Η πλάκα είναι συνήθως επικαλυμμένη με υψηλής απορροφητικότητας και χαμηλής εκπομπής στρώμα.
4. Κατακόρυφοι και οριζόντιοι σωλήνες, σωλήνες και αγωγοί για να συλλέγουν και να απορρίπτουν το ρευστό.
5. Μόνωση, χρησιμοποιείται για να ελαχιστοποιήσει την απώλεια θερμότητας από την πίσω και τις πλαϊνές επιφάνειες του συλλέκτη.
6. Κέλυφος, το περίβλημα που περιέχει τα παραπάνω αναφερόμενα συστατικά και τα προστατεύει από σκόνη, υγρασία κ.α.



Εικόνα 3.1.2 : Μέρη του επίπεδου ηλιακού συλλέκτη [10]

Οι επίπεδοι συλλέκτες έχουν κατασκευαστεί σε μεγάλη ποικιλία σχεδίων και από πολλά διαφορετικά υλικά. Έχουν χρησιμοποιηθεί για να θερμάνουν υγρά όπως το νερό, νερό με πρόσθετο αντιπαγωτικό ή αέρα. Ο κύριος σκοπός τους είναι να συλλέξουν όση περισσότερη ηλιακή ακτινοβολία μπορούν με το μικρότερο συνολικό δυνατό κόστος. Ο συλλέκτης θα πρέπει να έχει μεγάλη διάρκεια ζωής παρά τις αντίξοες συνθήκες στις οποίες υπόκειται (υπεριώδης ακτινοβολία του ηλίου, διάβρωση, οξύτητα, αλκαλικότητα ή σκληρότητα του ρευστού μεταφοράς θερμότητας, πάγωμα του νερού, εναπόθεση σκόνης ή υγρασίας στον υαλοπίνακα, θραύση του υαλοπίνακα εξ' αιτίας θερμικής εκτόνωσης, χαλάζι, βανδαλισμοί ή άλλες πιθανές αιτίες). Χρησιμοποιώντας γυαλί ασφαλείας ελαχιστοποιούνται οι πιθανότητες καταστροφής από τις παραπάνω αιτίες.

3.1.1.2 Αποθήκευση ενέργειας σε συστήματα ηλιακών διεργασιών

Η ενέργεια μπορεί να αποθηκεύεται με τη μορφή αισθητής θερμότητας ενός υγρού ή στερεού μέσου ή με τη μορφή λανθάνουσας θερμότητας με συνακόλουθη αλλαγή φάσης (PCM-Phase Change Material). Η επιλογή του αποθηκευτικού μέσου εξαρτάται από τη φύση της διεργασίας. Για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης, για ενδοδαπέδια θέρμανση και θέρμανση με στοιχεία ανεμιστήρα ή ψύξη με θερμικούς ψύκτες (απορρόφησης-προσρόφησης) επιλέγεται σαν μέσο το νερό με αποθήκευση αισθητής θερμότητας. Τα κύρια χαρακτηριστικά ενός συστήματος αποθήκευσης θερμικής ενέργειας είναι (i) η χωρητικότητά του ανά μονάδα όγκου, (ii) το θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας του (iii) ο τρόπος προσθήκης ή αποβολής

θερμότητας από αυτό, (iv) η θερμοκρασιακή διαστρωμάτωση στο εσωτερικό του όπως θα αναλυθεί παρακάτω, (v) οι ενεργειακές ανάγκες για προσθήκη ή αποβολή θερμότητας, (vi) ο έλεγχος των θερμικών απωλειών προς το περιβάλλον και (vii) το κόστος του. Από τους παραπάνω παράγοντες οι πιο σημαντικοί για ένα σύστημα αποθήκευσης θερμότητας είναι εκείνοι που επηρεάζουν τη λειτουργία των συλλεκτών. Το θερμικό κέρδος των συλλεκτών μειώνεται όσο η μέση θερμοκρασία λειτουργίας τους αυξάνεται, με αποτέλεσμα η μέγιστη θερμοκρασία των συλλεκτών να είναι υψηλότερη από την τελικά παρεχόμενη θερμοκρασία του νερού προς το σύστημα αποθήκευσης θερμότητας κατά το άθροισμα των παραγόντων που προκαλούν θερμοκρασιακή διαφορά (θερμικές απώλειες). Για το λόγο αυτό η αντικειμενική επιδίωξη του σχεδιασμού ενός συστήματος αποθήκευσης θερμότητας είναι η ελαχιστοποίηση των απωλειών στα πλαίσια της οικονομικής βιωσιμότητας.

3.1.2 Περιγραφή ψυκτικού κύκλου προσρόφησης

Το κύκλωμα λειτουργίας του ψύκτη προσρόφησης περιλαμβάνει τις παρακάτω συνιστώσες όπως φαίνεται στην εικόνα 3.1.1 [17]

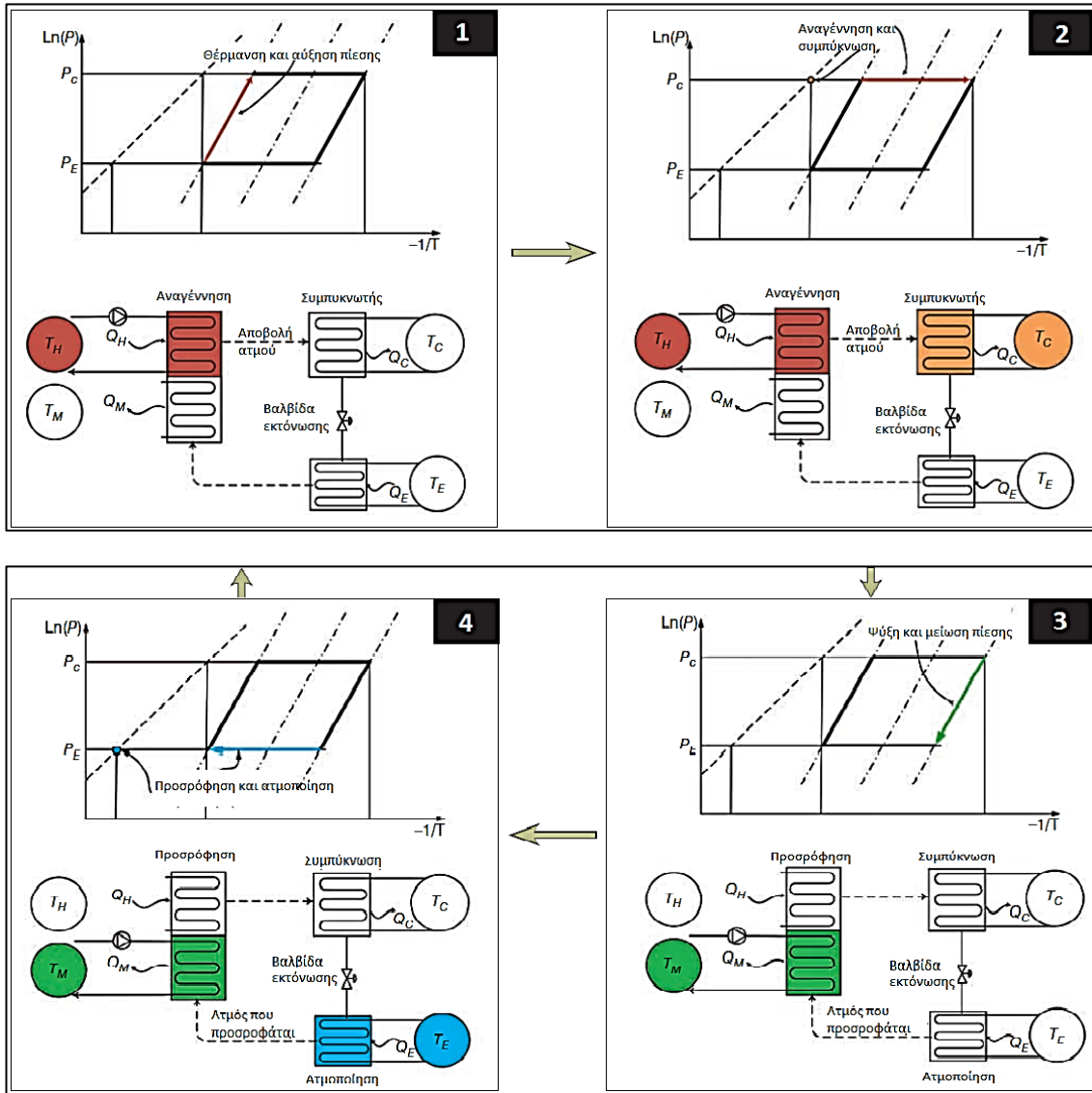
- Την μονάδα του ψύκτη προσρόφησης η οποία εξασφαλίζει το ψυχρό νερό, με την οποία συνδέονται :
- Η μονάδα επανάψυξης του νερού (recooler). Ο recooler χρησιμεύει στην αποβολή θερμότητας προς το περιβάλλον από το νερό που χρησιμοποιείται για την απαγωγή θερμότητας του κυκλώματος του ψύκτη. Αποτελείται από μονάδες ανεμιστήρα οι οποίες ψύχουν το νερό μέσω του εξωτερικού αέρα.
- Το κύκλωμα της πηγής θερμότητας και του δοχείου αποθήκευσης θερμότητας, το οποίο παρέχει την απαραίτητη θερμότητα στον ψύκτη κατά τη φάση της αντίστροφης προσρόφησης (desorption). Αυτή η θερμοκρασία καθορίζει την υψηλή θερμοκρασία του κύκλου της προσρόφησης και κυμαίνεται από 65°C έως 80°C.
- Το κύκλωμα του ψυχρού νερού το οποίο χρησιμοποιείται για την ψύξη του κτιρίου και αποθηκεύεται σε δοχείο αποθήκευσης θερμότητας πριν τη διανομή στο κύκλωμα ψύξης με fan coils. Η θερμοκρασία του νερού ψύξης κυμαίνεται στους 10°C-15°C.

Ένας βασικός κύκλος προσρόφησης υλοποιείται με έναν θάλαμο προσρόφησης σε τέσσερα βήματα:

- Θέρμανση από την πηγή θερμότητας και αύξηση της πίεσης του θαλάμου του προσροφητή.
- Αντίστροφη προσρόφηση (desorption-αναγέννηση) του θαλάμου προσρόφησης, απελευθέρωση ατμών και συμπύκνωση του ψυκτικού μέσου στον συμπυκνωτή.
- Ψύξη του προσροφητή και μείωση της πίεσης του θαλάμου του.

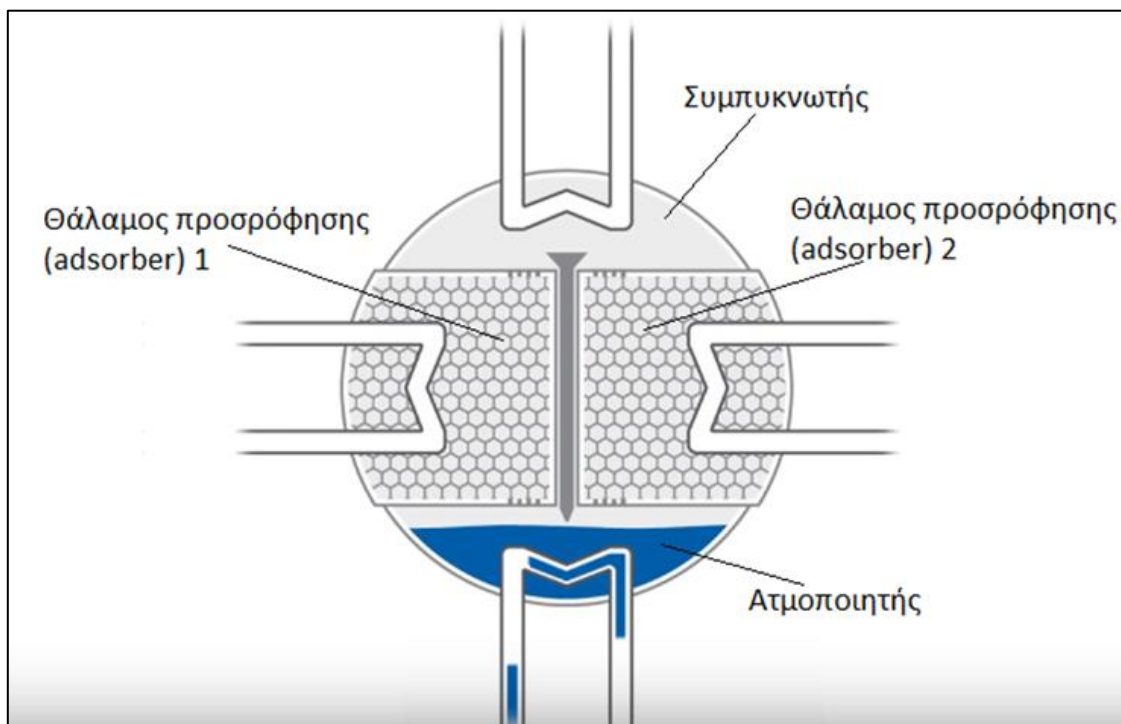
- Προσρόφηση των ατμών στον προσροφητή που προηγουμένως είχε ψυχθεί και ατμοποίηση του ψυκτικού μέσου στον ατμοποιητή (παραγωγή ψυχρού νερού)

Αναλυτικά η διαδικασία φαίνεται παρακάτω σε διάγραμμα P - (-1/T).



Εικόνα 3.1.3 : Διάγραμμα P-(-1/T) και σχηματική περιγραφή ψυκτικού κύκλου προσρόφησης

Η διαδικασία μέσω της οποίας πραγματοποιείται ο κύκλος της προσρόφησης στον ψύκτη και κατ' επέκταση η παραγωγή ψυχρού νερού πραγματοποιείται με τη χρήση δύο θαλάμων προσρόφησης (adsorber 1 και adsorber2), ενός ατμοποιητή(evaporator) και ενός συμπυκνωτή (condenser).Ο λόγος για τον οποίο απαιτούνται δύο θάλαμοι προσρόφησης θα εξηγηθεί παρακάτω. Η δομή του ψύκτη φαίνεται στην Εικόνα 3.1.4.

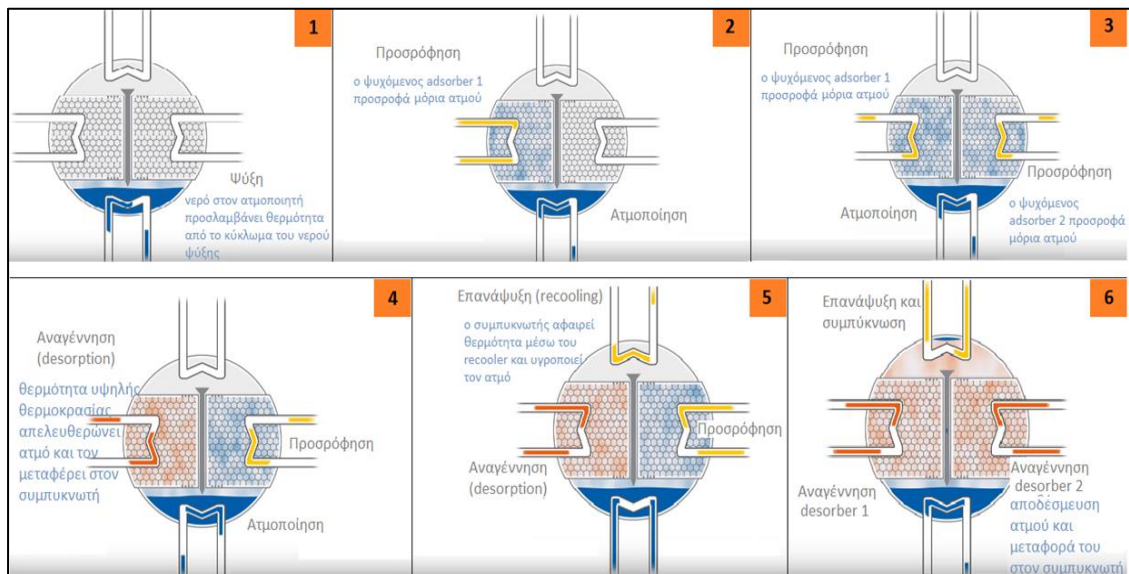


Εικόνα 3.1.4 : Δομή του θαλάμου προσρόφησης του ψύκτη προσρόφησης

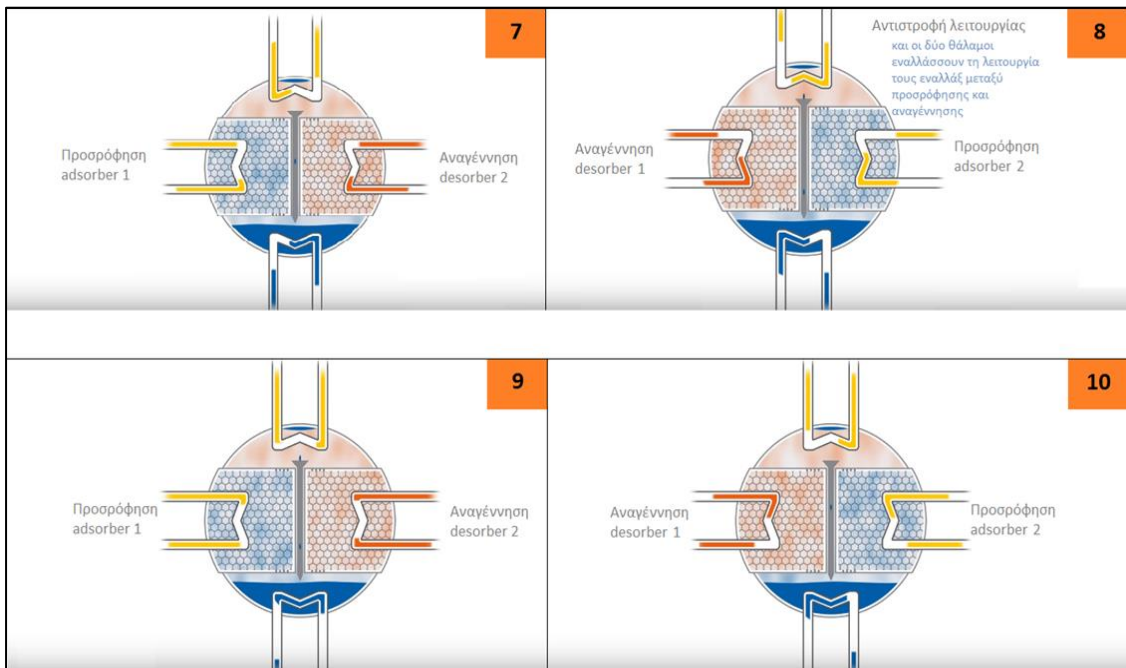
Οι διεργασίες που υλοποιούνται κατά τον κύκλο προσρόφησης είναι αντίστοιχες με αυτές του κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμού (VCC). Σχηματικά η λειτουργία του ψύκτη προσρόφησης με δύο θαλάμους προσρόφησης φαίνεται στις παρακάτω εικόνες. Με μπλέ χρώμα παριστάνεται το κύκλωμα του νερού προς ψύξη, με κίτρινο το κύκλωμα αποβολής θερμότητας προς το περιβάλλον μέσω του recoolor και με πορτοκαλί το κύκλωμα του θερμού νερού από το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας και καθορίζει την υψηλή θερμοκρασία του κύκλου.

Η πρόσληψη θερμότητας από το ψυκτικό μέσο στον ατμοποιητή έχει σαν αποτέλεσμα την ατμοποίησή του και την επιθυμητή ψύξη του νερού ψύξης. Η φάση της συμπίεσης όμως γίνεται θερμοφυσικά μέσω της αύξησης της θερμοκρασίας του θαλάμου προσρόφησης και όχι μηχανικά μέσω συμπίεσής όπως στον VCC. Κατά το πρώτο βήμα ο θάλαμος του adsorber όπου έχει προσροφηθεί ο ατμός νερού θερμαίνεται από την πηγή θερμότητας στην υψηλή θερμοκρασία του κύκλου T_H . Η πίεση του θαλάμου αυξάνεται από την πίεση ατμοποίησης έως την πίεση συμπίεσης του ψυκτικού μέσου ενώ και η θερμοκρασία του αυξάνεται. Αυτό το βήμα αντιστοιχεί στην συμπίεση ενός (VCC). Κατά το δεύτερο βήμα ο θάλαμος προσρόφησης συνεχίζει να δέχεται θερμότητα και η θερμοκρασία του συνεχίζει να αυξάνεται, γεγονός που έχει σαν αποτέλεσμα την αντίστροφη διαδικασία της προσρόφησης (αναγέννηση) του ατμού και απομάκρυνσή του από τον adsorber. Ο ατμός αυτός στη συνέχεια μέσω θυρίδας κατευθύνεται στον συμπυκνωτή όπου υγροποιείται στην ήδη υψηλή πίεση του κύκλου, ενώ η θερμότητα συμπίεσης αποβάλλεται στο περιβάλλον μέσω του recoolor στην θερμοκρασία T_C (25-35°C). Αυτό το βήμα αντιστοιχεί στην συμπίεση ενός VCC.

Στην έναρξη του τρίτου βήματος ο θάλαμος του προσροφητή αποσυνδέεται από τον συμπυκνωτή μέσω βαλβίδας και κατόπιν ψύχεται από το κύκλωμα του cooler αποβάλλοντας τη θερμότητα στο περιβάλλον στη θερμοκρασία T_M . Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα την μείωση της πίεσης του θαλάμου από την πίεση συμπύκνωσης στην πίεση ατμοποίησης, αντίστοιχα με την εκτόνωση ενός VCC. Κατά το τέταρτο βήμα ο θάλαμος προσρόφησης συνεχίζει να αποβάλλει θερμότητα και να μειώνεται η θερμοκρασία του ενώ συνδέεται με τον ατμοποιητή όπου το ψυκτικό μέσο προσλαμβάνοντας θερμότητα και από το κύκλωμα του ψυχρού νερού γίνεται ατμός. Η ατμοποίηση έχει σαν αποτέλεσμα το φαινόμενο της ψύξης και είναι αντίστοιχη με την φάση της ατμοποίησης του VCC. Στη συνέχεια η μειωμένη θερμοκρασία του θαλάμου προσρόφησης επιτρέπει την προσρόφηση των ατμών νερού από τον προσροφητή (ζεόλιθο). Ο παραπάνω βασικός ψυκτικός κύκλος προσρόφησης είναι μία διακοπτόμενη διαδικασία με αποτέλεσμα η ψύξη να μην είναι συνεχής. Για να επιτευχθεί συνεχής ψύξη απαιτούνται τουλάχιστον δύο θάλαμοι προσρόφησης. Κατά αυτή τη λειτουργία όταν ο ένας είναι στη φάση της προσρόφησης (adsorption) ο άλλος είναι στη φάση της αναγέννησης (desorption) και η λειτουργία τους διαρκώς εναλλάσσεται. Τα βήματα του κύκλου αυτού φαίνονται σχηματικά στις παρακάτω αντίστοιχες εικόνες.



Εικόνα 3.1.5 : Φάσεις λειτουργίας κύκλου του ψύκτη προσρόφησης [68]

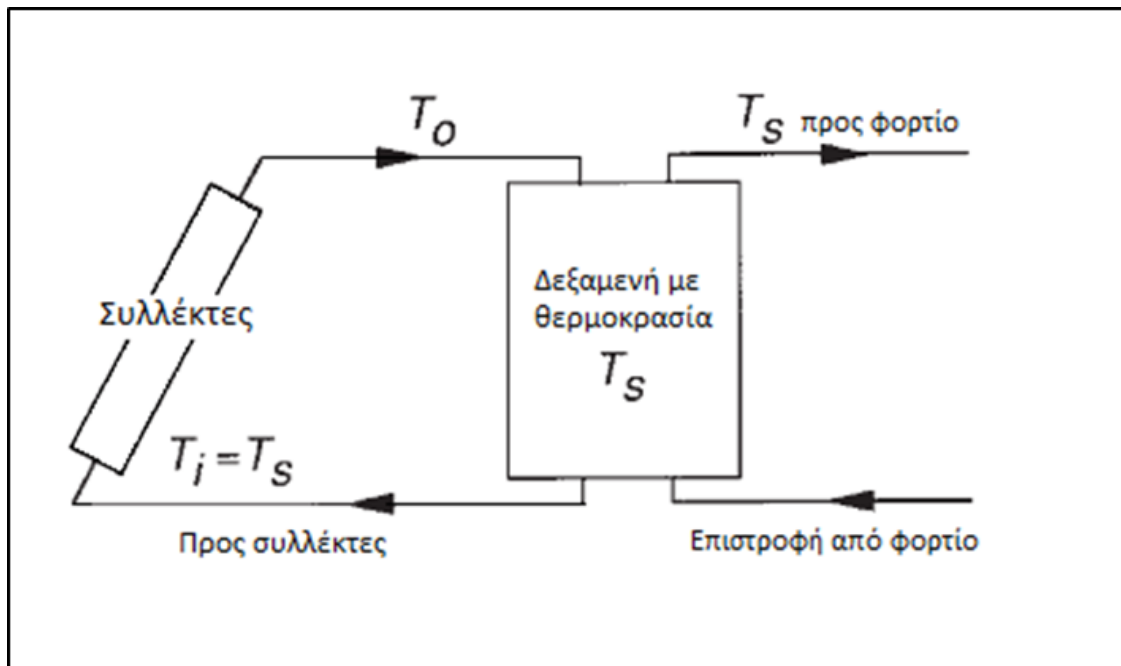


Εικόνα 3.1.6 : Φάσεις λειτουργίας κύκλου του ψύκτη προσρόφησης[68]

3.2 Μοντελοποίηση-Θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος-μαθηματικές εξισώσεις-Στρατηγική λειτουργίας

3.2.1 Μοντελοποίηση δοχείου αποθήκευσης θερμότητας πλήρως αναμεμιγμένου με ενιαία θερμοκρασία

Στην παρούσα εργασία έχουν θεωρηθεί δοχεία αποθήκευσης θερμότητας για το ζεστό νερό χρήσης, για την αποθήκευση του θερμού νερού που τροφοδοτεί τον ψύκτη προσρόφησης (ή τα fan coils για θέρμανση το χειμώνα) και για την αποθήκευση του ψυχρού νερού που ψύχει το κτίριο μέσω fan coils. Ένα τυπικό σχεδιάγραμμα αποθήκευσης νερού φαίνεται στην Εικόνα 3.2.1.



Εικόνα 3.2.1 : Αρχή λειτουργίας δοχείου αποθήκευσης θερμότητας ενιαίας θερμοκρασίας

Στη διάταξη αυτή η θερμική ενέργεια αποθηκεύεται και αφαιρείται από το δοχείο μέσω της μεταφοράς σε αυτό του ίδιου του θερμικού μέσου, δηλαδή του νερού και όχι μέσω εναλλάκτη, ελαχιστοποιώντας έτσι τη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ θερμού νερού από τους συλλέκτες και του δοχείου αποθήκευσης. Η θερμοκρασία του νερού στο δοχείο αποθήκευσης θεωρείται ενιαία και ίση με T_s . Η ενεργειακή χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης με ενιαία θερμοκρασία είναι ίση με

$$Q_s = m \cdot C_{p_w} \cdot \Delta T_s \quad [\text{kWhth}] \quad (3.1)$$

όπου

Q_s : η χωρητικότητα του δοχείου για ένα κύκλο λειτουργίας και εύρος θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου ΔT_s .

m : η μάζα του νερού μέσα στο δοχείο αποθήκευσης

C_{p_w} : η θερμοχωρητικότητα του νερού 4,190 kJ/kgK

Το θερμοκρασιακό εύρος μέσα στο οποίο μπορεί να λειτουργήσει ένα τέτοιο σύστημα καθορίζεται αφενός από την μέγιστη θερμοκρασία των συλλεκτών και τη μέγιστη επιτρεπτή θερμοκρασία του νερού μέσα στο δοχείο από άποψη μόνωσης και αντοχής υλικών αλλά και από την ελάχιστη αποδεκτή θερμοκρασία για την εκάστοτε εφαρμογή. Το ισοζύγιο ενέργειας στο δοχείο αποθήκευσης δίνεται από την παρακάτω εξίσωση

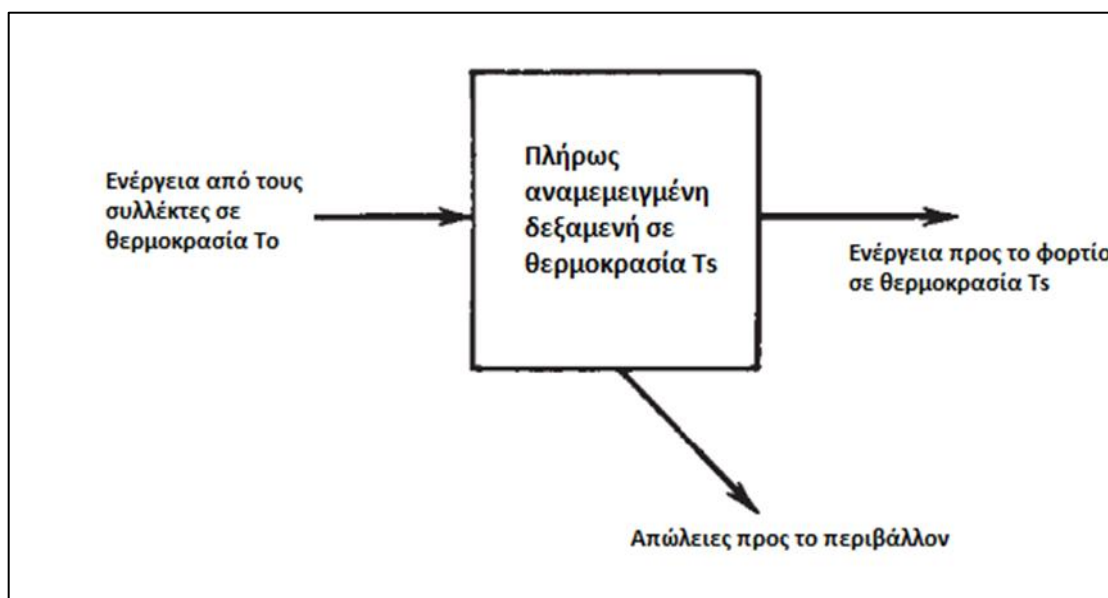
$$(m \cdot C_{p_w}) \cdot \frac{dT_s}{dt} = 3.6 \cdot [Q_u - L_s - (UA)_s (T_s - T_a)] \quad (3.2)$$

όπου Q_u και L_s είναι ο ρυθμός προσθήκης ή αφαίρεσης θερμικής ενέργειας [W] από τους συλλέκτες και προς το φορτίο αντίστοιχα και T_a η θερμοκρασία του περιβάλλοντος του δοχείου. Η θερμοκρασία αυτή για τους θερινούς μήνες έχει ληφθεί 3°C χαμηλότερη από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος και για το χειμώνα 3°C υψηλότερη από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος δεδομένου ότι τα δοχεία αποθήκευσης βρίσκονται σε μη κλιματιζόμενο εσωτερικό χώρο του κτιρίου. Ο συντελεστής UA είναι ο συντελεστής απωλειών του δοχείου [$\text{W}/^\circ\text{C}$]. Η εξίσωση 3.2 δεν έχει αναλυτική λύση που να δίνει ακριβείς τιμές για μεγάλη χρονική διάρκεια, ωστόσο η αριθμητική ολοκλήρωση κατά Euler δίνει επαρκή αποτελέσματα γράφοντας την παράγωγο σαν $(T_s^+ - T_s)/\Delta T$ και λύνοντας ως προς την θερμοκρασία της δεξαμενής στο τέλος της χρονικής διάρκειας:

$$T_s^+ = T_s + \frac{\Delta t}{m \cdot C_{p_w}} [Q_u - L_s - (UA)_s \cdot (T_s - T_a)] \quad (3.3)$$

όπου

T_s^+ : η νέα θερμοκρασία στο τέλος της χρονικής διάρκειας που προκύπτει από τη θερμοκρασία της δεξαμενής της προηγούμενης ώρας T_s , θεωρώντας ότι τα φορτία [W] και οι απώλειες διατηρούνται σταθερά στη διάρκεια μίας ώρας.



Εικόνα 3.2.2 : Ροή ενέργειας σε δοχείο αποθήκευσης θερμότητας

Αυτό το μοντέλο του δοχείου αποθήκευσης θερμότητας με πλήρως αναμεμειγμένη ροή και ενιαία θερμοκρασία χρησιμοποιείται σε όλα τα δοχεία αποθήκευσης θερμότητας. Το ίδιο μοντέλο χρησιμοποιείται και στο δεύτερο σύστημα με αντλία θερμότητας για ψύξη, θέρμανση και ZNX. Ο λόγος που σε αυτές τις περιπτώσεις επιλέγεται αυτό το μοντέλο για την αποθήκευση θερμότητας είναι ότι η θερμοκρασία του δοχείου επιτρέπει την αποδοτική λειτουργία των συλλεκτών και άρα την αξιοποίηση όσο το δυνατόν μεγαλύτερου μέρους της ηλιακής ακτινοβολίας. Συγκεκριμένα η θερμοκρασία του ζεστού νερού χρήσης έχει τεθεί ίση με 45°C ,

ωστόσο το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας θα πρέπει να εξασφαλίζει θερμοκρασία νερού χρήσης μεγαλύτερη ή ίση με 45°C για αρκετές ώρες χωρίς ηλιοφάνεια (τουλάχιστον 3 αν θεωρηθεί ωριαίο φορτίο ZNX 3 kWth, σχέση 3.3), επομένως το άνω όριο θερμοκρασίας της δεξαμενής τίθεται ίσο με 50°C για το καλοκαίρι και για το χειμώνα. Συνεπώς η θερμοκρασία επιστροφής του νερού στους συλλέκτες δεν ξεπερνά γενικά τους 50 °C εκτός από κάποιες ώρες το καλοκαίρι, όπου ο ψύκτης είναι εκτός λειτουργίας, όπου κυμαίνεται γύρω στους 70 °C, γεγονός που όπως φαίνεται και από την εξίσωση 4.2 επιτρέπει την αποδοτική λειτουργία τους. Ο λέβητας λειτουργεί ώστε η θερμοκρασία του νερού στο δοχείο ZNX να είναι σταθερή στους 45 °C προκειμένου η κατανάλωση φυσικού αερίου να είναι η ελάχιστη δυνατή. Ομοίως η θερμοκρασία νερού για θέρμανση χώρου με fan coils κυμαίνεται στους 45 - 65 °C [66] για τις ώρες λειτουργίας του κτιρίου. Η θερμοκρασία στο δοχείο αποθήκευσης του θερμού νερού για τον ψύκτη προσρόφησης κυμαίνεται μεταξύ 65 °C - 80 °C με την επιθυμητή θερμοκρασία στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας να είναι 72 °C [69]. Όσον αφορά το δοχείο αποθήκευσης ψυχρού νερού αυτό έχει μία ενιαία θερμοκρασία όσο πιο κοντά στους 10 °C είναι εφικτό και ανάλογα με τη στρατηγική λειτουργίας αν η θερμοκρασία αυτή ξεπεράσει τους 12 °C τότε ο ψύκτης προσρόφησης τίθεται σε λειτουργία, χωρίς να επηρεάζεται αρνητικά η απόδοσή του και του συστήματος κατά την διακοπόμενη λειτουργία. Η θερμοκρασία του νερού που ψύχει το κτίριο είναι 10 °C - 12 °C όπως θα αποδειχθεί στη συνέχεια. Σύμφωνα με τον κατασκευαστή η ονομαστική θερμοκρασία του νερού για ψύξη χώρου που απαιτούν οι μονάδες ανεμιστήρα είναι 7 °C [66], ωστόσο ο ψύκτης μπορεί να δώσει νερό έως και 10 °C, επομένως η θερμοκρασία του αέρα που ψύχει το κτίριο αναμένεται να μην είναι η χαμηλότερη δυνατή αλλά κατά 5 °C περίπου υψηλότερη.

Πίνακας 3.2-1 : Θερμοκρασιακοί περιορισμοί του συστήματος και εύρος λειτουργίας του

	Ελάχιστη επιτρεπόμενη θερμοκρασία	Μέγιστη θερμοκρασία αποθήκευσης
Δεξαμενή ZNX	45 °C	50 °C
Δεξαμενή θέρμανσης χώρου	45 °C	65 °C
Δεξαμενή ψύκτη	65 °C	82 °C
Δεξαμενή ψύξης χώρου	10 °C	12°C

3.2.2 Θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος-μαθηματικές εξισώσεις

Τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των σημείων του συστήματος υπολογίζονται από τις παρακάτω εξισώσεις. Με γνωστές δύο θερμοδυναμικές παραμέτρους, οι υπόλοιπες υπολογίζονται μέσω κατάλληλων συναρτήσεων του προγράμματος Coolprop. Το παραπάνω σύστημα προσομοιώνεται στο

προγραμματιστικό περιβάλλον του MATLAB, με τον κώδικα να δίνεται στο παράρτημα Α της παρούσας εργασίας.

Κύκλωμα επίπεδων συλλεκτών

Στους συλλέκτες κυκλοφορεί νερό μέγιστης θερμοκρασίας 90°C, αφού σε υψηλότερες θερμοκρασίες υπάρχει κίνδυνος ατμοποίησης τοπικά του νερού και η απόδοσή τους μειώνεται σημαντικά. Η διαφορά θερμοκρασίας του νερού στους συλλέκτες (ΔT_{16}) έχει τεθεί κατ'αρχήν ίση με 40 °C προκειμένου να υπολογιστεί ο βαθμός αποδοσής τους, ενώ στη συνέχεια για κάθε ώρα αυτή η θερμοκρασία θα μεταβάλλεται ανάλογα με τη θερμοκρασία του νερού στα δοχεία αποθήκευσης θερμότητας. Η συνολική ωφέλιμη θερμική ισχύς που αποδίδουν οι συλλέκτες \dot{Q}_{FPC} [kW] δίνεται από τη σχέση:

$$\dot{Q}_{FPC} = A_c \cdot \eta_{FPC} \cdot I_T = \dot{m}_1 \cdot C_{p_w} \cdot \Delta T_{16} \quad (3.4)$$

Όπου A_c η συνολική επιφάνεια των συλλεκτών [m²], η_{FPC} ο βαθμός απόδοσης των συλλεκτών για κάθε ώρα, I_T η ολική προσπίπτουσα ηλιακή ενέργεια στο επίπεδο των συλλεκτών [kWh/m²], \dot{m}_1 η παροχή του νερού στο κύκλωμα των συλλεκτών [kg/s] και ΔT_{16} η θερμοκρασιακή διαφορά του νερού μεταξύ εισόδου και εξόδου από τους συλλέκτες, δηλαδή μεταξύ των σημείων 1 και 6. Ο βαθμός απόδοσης των συλλεκτών, άρα και η ωφέλιμη θερμική ισχύς \dot{Q}_{FPC} καθορίζεται από τη θερμοκρασία εισόδου του νερού σε αυτούς. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα και η παροχή (β' μέλος της εξίσωσης 3.1) να καθορίζεται από την παραγόμενη θερμική ενέργεια για σταθερή μέγιστη θερμοκρασία των συλλεκτών.

Σημείο 1 έξοδος από επίπεδους συλλέκτες και πριν τα δοχεία αποθήκευσης

Στο σημείο 1 έχουμε νερό θερμοκρασίας $T_1=90$ °C με πίεση ίση με την πίεση κορεσμού στη θερμοκρασία αυτή. Η παροχή καθορίζεται από τη θερμοκρασιακή διαφορά ΔT μεταξύ εισόδου και εξόδου του νερού στους συλλέκτες.

Σημείο 2 πριν το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας ZNX

Στο σημείο αυτό έχουμε παροχή \dot{m}_2 ανάλογη της θερμότητας που απαιτεί το φορτίο ZNX και θερμοκρασία νερού ίση με $T_2= T_1=90$ °C.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_9 \quad (3.5)$$

Όπου \dot{Q}_{solznx} η ηλιακή ενέργεια που αποθηκεύεται για το φορτίο του ZNX και ΔT_{25} η διαφορά θερμοκρασίας εισόδου και εξόδου του νερού από το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας. Η θερμοκρασία T_5 κυμαίνεται μεταξύ 45-55 °C.

Σημείο 3 πριν το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας ψύκτη προσρόφησης και θέρμανσης χώρου το γειμώνα

Στο σημείο αυτό έχουμε παροχή \dot{m}_3 ανάλογη της θερμότητας που απαιτείται για τον ψύκτη προσρόφησης και θερμοκρασία νερού ίση με $T_3=T_1=90$ °C.

$$\dot{m}_3 = \frac{Q_{solads}}{C_{p_w} \cdot \Delta T_{34}} \quad (3.6)$$

Όπου Q_{solads} η ηλιακή ενέργεια που αποθηκεύεται για τη λειτουργία του ψύκτη προσρόφησης και ΔT_{34} η διαφορά θερμοκρασίας εισόδου και εξόδου του νερού από το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας. Η θερμοκρασία T_4 εξόδου του νερού από το δοχείο αποθήκευσης για το χειμώνα κυμαίνεται μεταξύ 45-65 °C.

Βαλβίδα V1 πριν τα δοχεία αποθήκευσης θερμότητας

Η βαλβίδα V1 είναι τρίοδη βάνα που διαχωρίζει το κυρίως ρεύμα θερμού νερού από τους συλλέκτες σε δύο μικρότερα προς τα δοχεία αποθήκευσης θερμότητας. Κατά την διέλευση του νερού από αυτήν αμελούνται οι απώλειες πίεσης και ενθαλπίας. Για τα ρεύματα που διέρχονται από αυτήν ισχύει ο ισολογισμός μάζας

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (3.7)$$

και ενέργειας

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (3.8)$$

Με h_1, h_2, h_3 την ενθαλπία του νερού σε κάθε θέση 1,2,3 αντίστοιχα [kJ/kgK]

Σημείο 4 μετά το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας για ψύκτη προσρόφησης

Η θερμοκρασία του σημείου 4 καθορίζεται από την θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης και το χειμώνα κυμαίνεται μεταξύ 45-65 °C. Η παροχή στο σημείο 4 είναι ίση με την παροχή του σημείου 3, όπως και η πίεση

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 \quad (3.9)$$

Σημείο 5 μετά το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας για ZNX

Η θερμοκρασία του σημείου 5 καθορίζεται από την θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης και κυμαίνεται μεταξύ 45-60 °C. Η παροχή στο σημείο 5 είναι ίση με την παροχή του σημείου 2, όπως και η πίεση.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_2 \quad (3.10)$$

Σημείο 6 πριν τους συλλέκτες

Στο σημείο αυτό οι παροχές έχουν αναμειχθεί διερχόμενες από την τρίοδη βάνα V2 και η συνολική παροχή είναι ίση με

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 \quad (3.11)$$

Η πίεση του σημείου 6 είναι ίση με την πίεση του σημείου 1 (απώλειες αμελούνται) και η θερμοκρασία του προκύπτει από ισολογισμό ενέργειας πριν και μετά την τρίοδη βάνα V2 στην οποία αμελούνται απώλειες πίεσης και ενθαλπίας

$$\begin{aligned}
\dot{m}_1 \cdot h_1 &= \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 \\
\Rightarrow h_6 &= \frac{\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_5 \cdot h_5}{\dot{m}_6} \\
\stackrel{h=Cp \cdot T}{\Rightarrow} T_6 &= \frac{\dot{m}_4 \cdot T_4 + \dot{m}_5 \cdot T_5}{\dot{m}_6}
\end{aligned} \tag{3.12}$$

Κύκλωμα λέβητα φυσικού αερίου

Το κύκλωμα θέρμανσης φυσικού αερίου περιλαμβάνει τον λέβητα και το κύκλωμα νερού που θερμαίνεται από αυτόν. Η υψηλή θερμοκρασία του νερού στο κύκλωμα τίθεται ίση με 90 °C για την αποφυγή ατμοποίησής του. Η πίεση του νερού είναι σταθερή στο κύκλωμα και ίση με την πίεση κορεσμού για τη θερμοκρασία των 90 °C.

Σημείο 7 μετά τον λέβητα φυσικού αερίου

Η παροχή του νερού στο κύκλωμα αυτό είναι ανάλογη της απαίτησης θερμότητας για το ZNX και για τον ψύκτη προσρόφησης ή το θερμικό φορτίο το χειμώνα.

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_{NG} &= \dot{m}_7 \cdot C_{p_w} \cdot \Delta T_{712} \\
\Rightarrow \dot{m}_7 &= \frac{\dot{Q}_{NG}}{C_{p_w} \cdot \Delta T_{712}}
\end{aligned} \tag{3.13}$$

Όπου \dot{Q}_{NG} η συνολική απαίτηση θερμότητας από τον λέβητα φυσικού αερίου [kWth] και ΔT_{712} η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ νερού εισόδου και εξόδου από τον λέβητα. Η κατανάλωση φυσικού αερίου [kg/s] στο λέβητα είναι

$$\dot{m}_{NG} = \frac{\dot{Q}_{NG}}{\eta_{NG} \cdot LHV} \tag{3.14}$$

Όπου η_{NG} ο βαθμός απόδοσης του συνήθους λέβητα φυσικού αερίου, σταθερός και ίσος με 0,87 [6] και LHV η κατώτερη θερμογόνοος ικανότητα του φυσικού αερίου ίση με LHV=10,3 kWh/Nm³ σύμφωνα με την Εταιρία Παροχής Αερίου Αττικής Α.Ε. [70].

Βαλβίδα V3 πριν τα δοχεία αποθήκευσης θερμότητας

Στην βαλβίδα αυτή γίνεται ο διαχωρισμός του νερού από τον λέβητα φυσικού αερίου σε δύο ρεύματα προς τα δοχεία αποθήκευσης θερμότητας για το ZNX και για τον ψύκτη προσρόφησης. Για τις παροχές πριν και μετά την βαλβίδα ισχύει ότι

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_9 \tag{3.15}$$

Σημείο 8 πριν το δοχείο αποθήκευσης ZNX

Η θερμοκρασία του νερού από τον λέβητα προς το δοχείο του ZNX είναι ίση με 90°C ενώ η παροχή του σημείου εξαρτάται από την απαιτούμενη από τον λέβητα θερμότητα και είναι ίση με

$$\begin{aligned}\dot{m}_{12} \cdot h_{12} &= \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} \\ \Rightarrow h_{12} &= \frac{\dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{11} \cdot h_{11}}{\dot{m}_{12}}\end{aligned}\quad (3.16)$$

$$\stackrel{h=C_p \cdot T}{\Rightarrow} T_{12} = \frac{\dot{m}_{10} \cdot T_{10} + \dot{m}_{11} \cdot T_{11}}{\dot{m}_{12}}$$

Όπου \dot{Q}_{NGznx} η απαιτούμενη από το λέβητα θερμότητα [kW] και ΔT_{811} η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ εισόδου και εξόδου του νερού από το δοχείο αποθήκευσης.

Σημείο 9 πριν το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας του ψύκτη προσρόφησης

Η θερμοκρασία του νερού είναι ίση με 90 °C και η παροχή εξαρτάται όπως και παραπάνω από την απαιτούμενη από τον λέβητα θερμότητα και είναι ίση με

$$\dot{m}_9 = \frac{\dot{Q}_{NGads}}{C_{p_w} \cdot \Delta T_{910}} \quad (3.17)$$

Όπου \dot{Q}_{NGads} η απαιτούμενη από το λέβητα θερμότητα [kWhth] και ΔT_{910} η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ εισόδου και εξόδου του νερού από το δοχείο αποθήκευσης.

Σημείο 11 μετά το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας ZNX

Η θερμοκρασία του σημείου 11 καθορίζεται από την θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης και κυμαίνεται μεταξύ 45-50 °C. Η παροχή στο σημείο 11 είναι ίση με την παροχή του σημείου 8

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_8 \quad (3.18)$$

Σημείο 10 μετά το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας ψύκτη προσρόφησης

Η θερμοκρασία του σημείου 10 καθορίζεται από την θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης και κυμαίνεται μεταξύ 60-80 °C όπως θα φανεί από τα θερμοδυναμικά αποτελέσματα. Η παροχή στο σημείο 10 είναι ίση με την παροχή του σημείου 9, όπως και η πίεση.

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 \quad (3.19)$$

Σημείο 12 μετά τα δοχεία αποθήκευσης και πριν το λέβητα

Στο σημείο αυτό έχουμε ανάμειξη των δύο ρευμάτων μέσω της βάνας V4 και μαροχή ίση με το άθροισμα των παροχών:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \quad (3.20)$$

Η θερμοκρασία επιστροφής του νερού στο λέβητα προκύπτει από ισολογισμό ενέργειας πριν και μετά τη βάνα V4 ως εξής:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{12} \cdot h_{12} &= \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} \\ \Rightarrow h_{12} &= \frac{\dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{11} \cdot h_{11}}{\dot{m}_{12}} \\ \Rightarrow T_{12} &= \frac{\dot{m}_{10} \cdot T_{10} + \dot{m}_{11} \cdot T_{11}}{\dot{m}_{12}}\end{aligned}\quad (3.21)$$

Κύκλωμα ψύκτη προσρόφησης (θερινοί μήνες)

Κατά τη λειτουργία του συστήματος το καλοκαίρι οι βάνες V5 και V6 επιτέπουν τη διέλευση νερού μόνο προς και από τον ψύκτη προσρόφησης, δηλαδή το κύκλωμα της θέρμανσης χώρου βρίσκεται εκτός λειτουργίας.

Σε αυτό το κύκλωμα έχουμε τέσσερα διαφορετικά ρεύματα νερού, (1) από το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας προς τον ψύκτη και από αυτόν, (2) το ρεύμα νερού αποβολής θερμότητας προς το περιβάλλον μέσω του recooling, (3) το ρεύμα ψυχρού νερού από τον ψύκτη προς το δοχείο αποθήκευσης ψυκτικής ενέργειας και από αυτό προς τον ψύκτη καθώς και (4) το ρεύμα ψυχρού νερού από το δοχείο ψυχρού νερού προς το ψυκτικό φορτίο και η επιστροφή του στο δοχείο.

Σημείο 13 πριν τον ψύκτη προσρόφησης

Στο σημείο αυτό κυκλοφορεί νερό υψηλής θερμοκρασίας 60-80 °C από το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας που τροφοδοτεί τον ψύκτη προσρόφησης για τη λειτουργία του.

Σημείο 14 στην έξοδο του ψύκτη προσρόφησης

Στο σημείο αυτό το νερό από τον ψύκτη προσρόφησης εξέρχεται με μειωμένη θερμοκρασία κατά 5 °C [18] και την ίδια παροχή.

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{13} \quad (3.22)$$

Η παροχή αυτή εξαρτάται από την θερμική ενέργεια \dot{Q}_{thads} που απαιτεί ο ψύκτης προσρόφησης για τη λειτουργία του την εκάστοτε ώρα και είναι ίση με:

$$\dot{m}_{13} = \frac{\dot{Q}_{thads}}{c_{pw} \cdot \Delta T_{1314}} \quad (3.23)$$

Η πίεση στα σημεία 13 και 14 είναι ίδια και ίση με την πίεση κορεσμένου υγρού για την υψηλή θερμοκρασία, δηλαδή την T_{13} . Η θερμική αυτή ενέργεια που \dot{Q}_{ads} που απαιτεί ο ψύκτης για τη λειτουργία του εξαρτάται από τον συντελεστή συμπεριφοράς του ψύκτη για την εκάστοτε θερμοκρασία εισόδου του νερού σε αυτόν. Είναι δηλαδή

$$\dot{Q}_{thads} = \frac{\dot{Q}_{cads}}{COP} \quad (3.24)$$

Ο συντελεστής συμπεριφοράς COP για την ψύξη δίνεται από τον κατασκευαστή συναρτήσει της θερμοκρασίας ενεργοποίησης του ψύκτη, της θερμοκρασίας του νερού εξόδου από αυτόν και της θερμοκρασίας εισόδου του νερού απαγωγής

θερμότητας σε αυτόν. Από τα διαγράμματα του κατασκευαστή παίρνοντας συγκεκριμένα σημεία και μέσω του Matlab βρίσκεται ένα πολυώνυμο 3^{ου} βαθμού που προσεγγίζει την καμπύλη του COP με ικανοποιητικό βαθμό.

Σημείο 15 στην έξοδο του ψύκτη και πριν τον recooling

Στην έξοδο του ψύκτη προσρόφησης το υγρό απαγωγής θερμότητας (νερό) έχει απορροφήσει θερμότητα κατά τη διαδικασία ψύξης των θαλάμων προσρόφησης στο εσωτερικό του ψύκτη και έχει θερμοκρασία 32 °C.

Σημείο 16 μετά τον recooling και πριν την είσοδο στο ψύκτη

Το νερό κυκλώματος στη θέση αυτή έχει αποβάλλει θερμότητα από τον ψύκτη προς το περιβάλλον και η θερμοκρασία του είναι στους 27 °C [18]. Η απόρριψη της θερμότητας επιτυγχάνεται μέσω μονάδας ανεμιστήρων οι οποίοι καταναλώνουν ηλεκτρική ισχύ ίση με

$$\eta_{emrec} = 93 \% \quad E_{elrec} = \frac{Pel_{rec}}{\eta_{emrec}} \quad (3.25)$$

Όπου $Pel_{rec} = 500 \text{ W}$ η ονομαστική ηλεκτρική ισχύς της μονάδας του recooling και $\eta_{emrec} = 93 \%$ ο ηλεκτρομηχανικός βαθμός απόδοσης των ανεμιστήρων του recooling.

Σημείο 17 ψυχρό νερό για ψύξη προς αποθήκευση

Στο σημείο αυτό το ψυχρό νερό εξέρχεται από τον ψύκτη προσρόφησης σε θερμοκρασία 10 °C με παροχή ίση με την παροχή του σημείου 18 που έρχεται από το δοχείο αποθήκευσης ψυκτικής ενέργειας.

Σημείο 18 νερό από το δοχείο αποθήκευσης προς τον ψύκτη

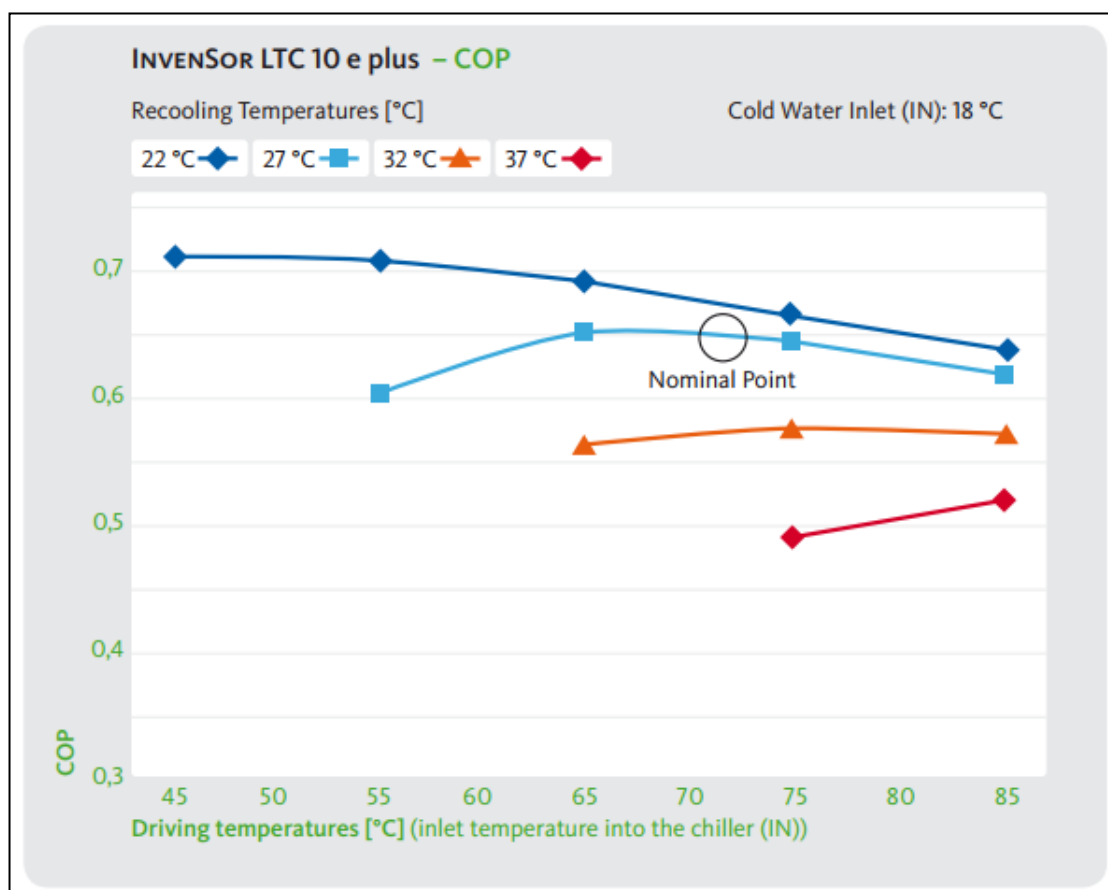
Στο σημείο αυτό έχουμε νερό θερμοκρασίας ίσης με την ενιαία θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης ψυκτικής ενέργειας και πάντως υψηλότερη της θερμοκρασίας του σημείου 17. Οι πιέσεις στα δύο παραπάνω σημεία είναι οι ίδιες.

Σημεία 19 και 20 έξοδος από το δοχείο αποθήκευσης προς ψύξη χώρου και επιστροφή του στο δοχείο.

Στο σημείο 19 έχουμε νερό θερμοκρασίας ίσης με τη θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης το οποίο ψύχει το χώρο μέσω fan coils. Στο σημείο 20 έχουμε νερό προς επιστροφή στο δοχείο αποθήκευσης θερμοκρασίας κατά 7°C σε σχέση με τη θερμοκρασία του σημείου 19 και ανάλογα με το ψυκτικό φορτίο που απαιτείται από το χώρο προς ψύξη. Η πίεση και των δύο αυτών ρευμάτων είναι ίδια και ίση με την πίεση κορεσμού της θερμοκρασίας στο σημείο 19.

Για τον προσδιορισμό της απόδοσης του ψύκτη προσρόφησης και του συντελεστή συμπεριφοράς του για ψύξη χρησιμοποιήθηκε η χαρακτηριστική λειτουργίας του που δίνεται από τον κατασκευαστή [18] συναρτήσει της θερμοκρασίας ενεργοποίησής

του, της θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού νερού από αυτόν και της θερμοκρασίας του νερού στο κύκλωμα απόρριψης θερμότητας στο περιβάλλον. Η χαρακτηριστική λειτουργίας του φαίνεται παρακάτω στην Εικόνα 3.2.3. Η χαρακτηριστική αυτή προσεγγίζεται στο Matlab με πολυώνυμου 3^{ου} βαθμού σε ικανοποιητικό βαθμό μέσω των συναρτήσεων polyfit και polyval, μέσω του οποίου από τη θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης θερμότητας προκύπτει ο συντελεστής συμπεριφοράς για ψύξη COP_c και η αντίστοιχη παραγόμενη ψυκτική ενέργεια.



Εικόνα 3.2.3 : Συντελεστής συμπεριφοράς ψύκτη προσρόφησης, COP, συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου του θερμού νερού σε αυτόν για θερμοκρασία εξόδου ψυχρού νερού ίση με 15 °C και θερμοκρασία επιστροφής ψυχρού νερού 18 °C

Σύμφωνα με το ίδιο εγχειρίδιο του κατασκευαστή, ο συντελεστής συμπεριφοράς παρουσιάζει μείωση κατά περίπου 0.1 για θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού νερού ίση με 10 °C, όπως έχει επιλεγεί στην παρούσα εργασία, επομένως αναμένεται να προκύψει μικρότερος από τις τιμές της παραπάνω χαρακτηριστικής καμπύλης.

3.2.3 Στατική λειτουργία του συστήματος

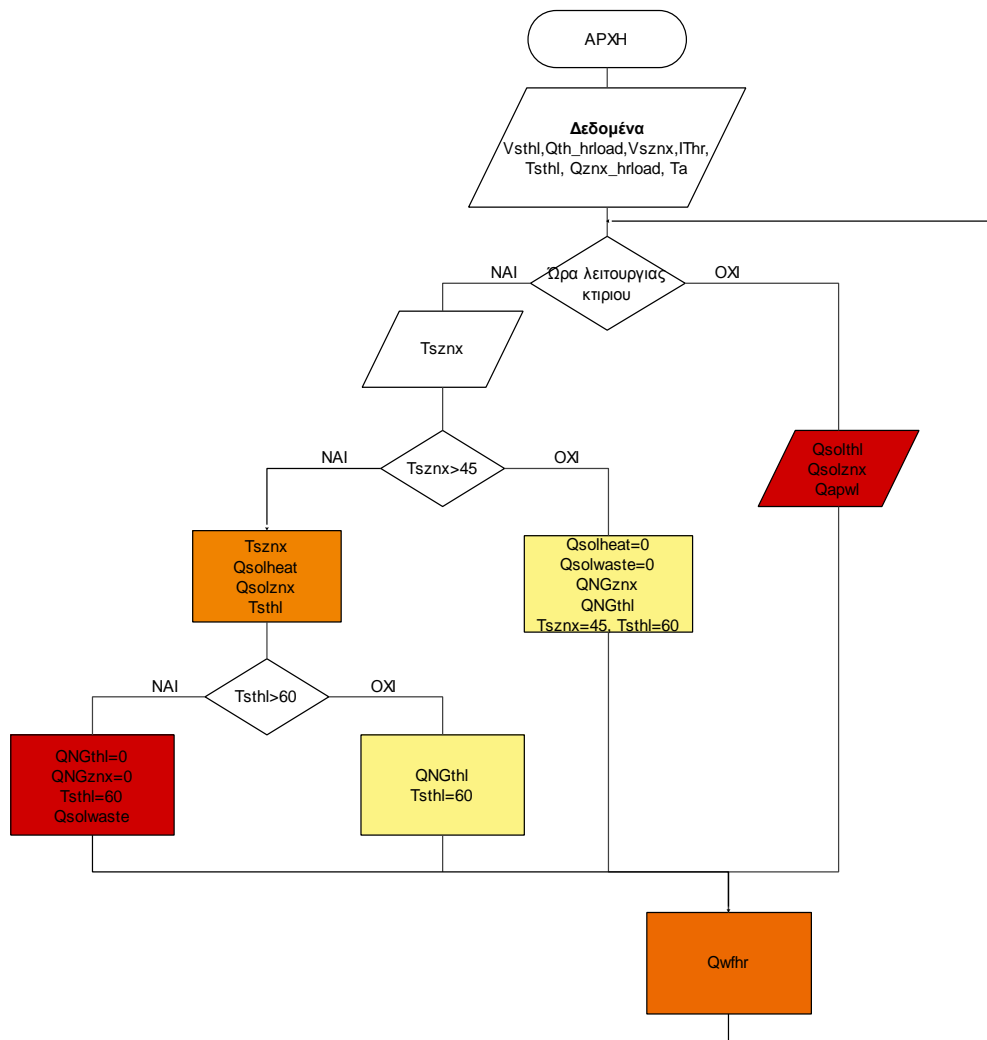
Το σύστημα λειτουργεί αξιοποιώντας την ηλιακή ενέργεια για την κάλυψη του φορτίου ZNX και όση απομένει χρησιμοποιείται για την κάλυψη του θερμικού

φορτίου του ψύκτη προσρόφησης κατά τους θερινούς μήνες και του φορτίου θέρμανσης χώρου κατά τους χειμερινούς μήνες. Σε κάθε περίπτωση όταν η ηλιακή ενέργεια δεν επαρκεί, λειτουργεί ο λέβητας Φυσικού Αερίου προσφέροντας την υπόλοιπη θερμική ενέργεια. Η θέρμανση του νερού για ZNX από την ηλιακή ενέργεια γίνεται έως ότου η θερμοκρασία στο δοχείο αποθήκευσης ανέλθει αρκετά πάνω από τους 45 °C ώστε να αξιοποιείται όσο το δυνατόν περισσότερη ηλιακή ενέργεια αλλά ταυτόχρονα η θερμοκρασία επιστροφής στους συλλέκτες να είναι όσο το δυνατόν χαμηλότερη για την αποδοτική τους λειτουργία. Παρακάτω παρουσιάζονται τα διαγράμματα ροής της στρατηγικής λειτουργίας για χειμερινή και θερινή περίοδο όπου και εξηγούνται λεπτομερώς.

Κατά την έναρξη του αλγορίθμου έχουμε εισαγωγή δεδομένων από αρχείο excel τα οποία αποθηκεύονται στο πρόγραμμα του Matlab. Το σύστημα είναι σχεδιασμένο να λειτουργεί μόνο κατά τις ώρες λειτουργίας της πολυκατοικίας, δηλαδή από τις 09:00 έως και τις 14:00 δεν λειτουργεί χάριν οικονομίας καυσίμου. Τα δεδομένα που εισάγονται είναι το θερμικό φορτίο ανά ώρα, το φορτίο του ζεστού νερού χρήσης, η αρχική θερμοκρασία των δοχείων αποθήκευσης, η ηλιακή ακτινοβολία ανά ώρα, η ωριαία θερμοκρασία περιβάλλοντος και ο όγκος των δεξαμενών αποθήκευσης θερμού νερού και ζεστού νερού χρήσης. Ο αλγόριθμος ξεκινά για κάθε μήνα και εκτελείται για κάθε ώρα ελέγχοντας πρώτα αν η εκάστοτε ώρα είναι ώρα λειτουργίας της πολυκατοικίας.

Αν η ώρα δεν είναι ώρα λειτουργίας τότε η θερμική ενέργεια από φυσικό αέριο είναι μηδενική και υπολογίζεται η θερμοκρασία στα δύο δοχεία αποθήκευσης λόγω πρόσδοσης ωφέλιμης ηλιακής ενέργειας και απωλειών στο περιβάλλον και στη συνέχεια με γνωστή τη θερμοκρασία αυτή υπολογίζεται η ωφέλιμη θερμική ενέργεια των συλλεκτών για την επόμενη ώρα. Ο αλγόριθμος συνεχίζει για την επόμενη ώρα.

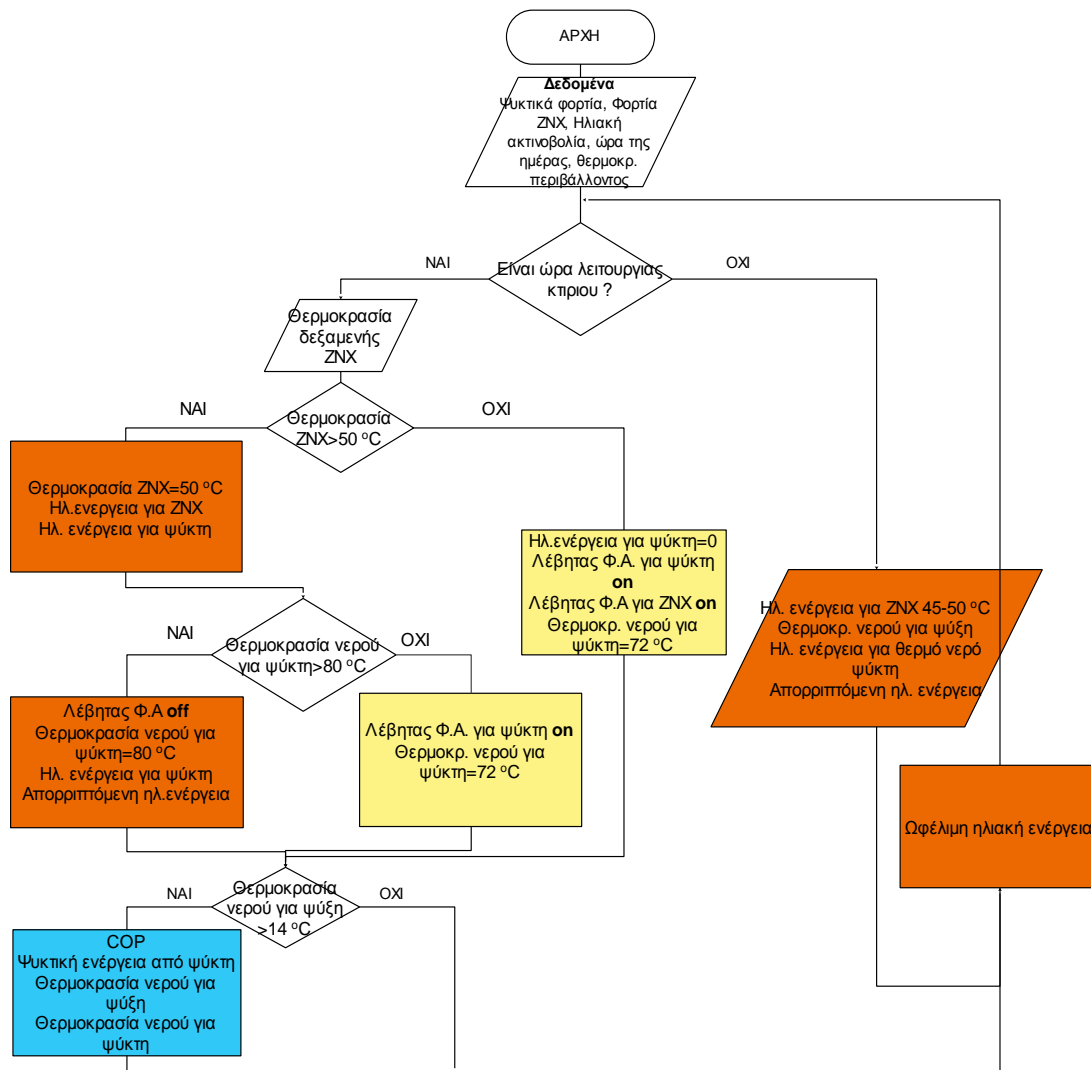
Αν η ώρα είναι ώρα λειτουργίας τότε γίνεται έλεγχος για το αν η θερμοκρασία του ζεστού νερού χρήσης υπερβαίνει τους 45°C. Αν όχι τότε όλη η ενέργεια από τους συλλέκτες χρησιμοποιείται για το ζεστό νερό χρήσης, μηδενική ηλιακή ενέργεια πηγαίνει για θέρμανση χώρου και στη συνέχεια όση παραπάνω ενέργεια χρειάζεται το ζεστό νερό χρήσης αλλά και το φορτίο θέρμανσης παρέχεται από το φυσικό αέριο μέχρι η θερμοκρασία του ζεστού νερού χρήσης να φτάσει τουλάχιστον τους 45 °C και το νερό για θέρμανση τους 60 °C. Σε περίπτωση που η



Εικόνα 3.2.4 : Διάγραμμα ροής στρατηγικής λειτουργίας του συστήματος για τη χειμερινή περίοδο

θερμοκρασία του ζεστού νερού χρήσης υπερβαίνει τους 45 °C τότε η περίσσεια ηλιακής ενέργειας προσφέρεται στο θερμικό φορτίο. Αν η θερμοκρασία του νερού για

θέρμανση υπερβεί έτσι τους 60 °C έχουμε απόρριψη ηλιακής ενέργειας στο περιβάλλον τόσο ώστε η θερμοκρασία του νερού θέρμανσης να είναι 60 °C. Αν η θερμοκρασία του και μετά την προσθήκη της ηλιακής ενέργειας δεν φτάσει τους 60 °C τότε ενεργοποιείται ο λέβητας φυσικού αερίου προσφέροντας θερμική ενέργεια μέχρι η θερμοκρασία του νερού να φτάσει τους 60 °C. Στη συνέχεια και σε κάθε περίπτωση με γνωστές τις νέες θερμοκρασίες των δοχείων αποθήκευσης υπολογίζεται η ωφέλιμη θερμική ενέργεια από τους συλλέκτες στους οποίους κυκλοφορεί το νερό από τα δοχεία. Ο αλγόριθμος συνεχίζει για κάθε ώρα μέχρι να έχουν υπολογιστεί οι θερμοκρασίες και η απαιτούμενη θερμική ενέργεια για όλους τους μήνες.



Εικόνα 3.2.5 : Διάγραμμα ροής στρατηγικής λειτουργίας του συστήματος για τη θερινή περίοδο

Στην παραπάνω εικόνα 3.2.5 φαίνεται το διάγραμμα ροής του αλγορίθμου για ψύξη και ζεστό νερό χρήσης κατά τους θερινούς μήνες. Η λογική είναι παρόμοια με της χειμερινής περιόδου. Αρχικά έχουμε εισαγωγή και αποθήκευση δεδομένων τα οποία είναι το ωριαίο ψυκτικό φορτίο και το φορτίο για ζεστό νερό χρήσης, η αρχική θερμοκρασία του νερού στα δοχεία αποθήκευσης για το ζεστό νερό, τον ψύκτη και το ψυκτικό φορτίο, η θερμοκρασία περιβάλλοντος ανά ώρα, ο όγκος των δεξαμενών αποθήκευσης ζεστού νερού χρήσης, θερμού νερού για τον ψύκτη και ψυχρού νερού για ψύξη χώρου καθώς και η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία για κάθε ώρα. Παρομοίως με παραπάνω γίνεται έλεγχος για το αν η ώρα είναι ώρα λειτουργίας και αν δεν είναι τότε υπολογίζονται οι θερμοκρασίες στα δοχεία λόγω πρόσδοσης θερμότητας από τους συλλέκτες, και απωλειών προς το περιβάλλον και στη συνέχεια η ωφέλιμη θερμική ενέργεια από τους συλλέκτες με βάση τη θερμοκρασία του νερού για τον ψύκτη και για το ζεστό νερό χρήσης.

Αν η ώρα είναι ώρα λειτουργίας τότε γίνεται κατ'αρχήν έλεγχος για τη θερμοκρασία του ζεστού νερού χρήσης. Τους θερινούς μήνες η ηλιακή ακτινοβολία είναι σαφώς

υψηλότερη σε σχέση με το χειμώνα για αυτό και η θερμοκρασία ελέγχου του ζεστού νερού χρήσης θεωρείται ίση με 50 °C. Αν η θερμοκρασία υπερβαίνει τους 50 °C η περίσσεια ηλιακής ενέργειας προστίθεται στο δοχείο θερμού νερού του ψύκτη. Αν έτσι η θερμοκρασία του νερού αυτού υπερβεί τους 80 °C έχουμε απόρριψη θερμότητας από τους συλλέκτες στο περιβάλλον τόσο ώστε η θερμοκρασία να είναι ίση με 80 °C. Σε περίπτωση που μετά την προσθήκη ηλιακής ενέργειας η θερμοκρασία δεν υπερβεί τους 80 °C έχουμε προσθήκη θερμικής ενέργειας από το φυσικό αέριο μέχρι τους 72 °C που είναι η ονομαστική θερμοκρασία λειτουργίας του ψύκτη. Με γνωστή τη θερμοκρασία του θερμού νερού για τον ψύκτη και το ψυκτικό φορτίο υπολογίζεται η θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης ψυκτικής ενέργειας. Αν αυτή η θερμοκρασία ήταν να ξεπεράσει τους 12 °C τίθεται σε λειτουργία ο ψύκτης και υπολογίζεται ο COP ψύξης, η θερμοκρασία του ψυχρού νερού και η νέα θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης θερμότητας για τον ψύκτη.

Σε περίπτωση που η θερμοκρασία του ζεστού νερού χρήσης δεν υπερβεί τους 60 °C με την προσθήκη της ηλιακής ενέργειας ενεργοποιείται ο λέβητας φυσικού αερίου μέχρι η θερμοκρασία του να ανέλθει στους 45 °C και η θερμοκρασία του νερού για τον ψύκτη τους 72 °C. Στη συνέχεια γίνεται ο ίδιος έλεγχος με παραπάνω για τη θερμοκρασία του ψυχρού νερού και ανάλογα ενεργοποιείται ο ψύκτης. Στο τέλος των συνθηκών που ακολουθούνται με γνωστή τη θερμοκρασία στα δοχεία αποθήκευσης υπολογίζεται η ωφέλιμη θερμική ενέργεια για την επόμενη ώρα.

3.3 Θερμοδυναμικά αποτελέσματα

Στην ενότητα αυτή παρουσιάζονται τα θερμοδυναμικά αποτελέσματα και τα ποσοτικά χαρακτηριστικά του συστήματος ενώ στη συνέχεια αξιολογείται οικονομικά και συγκρίνεται με συμβατικό σύστημα παραγωγής θέρμανσης και ψύξης, χρησιμοποιώντας δείκτες απόδοσης επενδύσεων όπως η Καθαρή Παρούσα Αξία (ΚΠΑ), ο Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης (EBA) και η Έντοκη Περίοδος Αποπληρωμής (EΠΑ). Το συμβατικό σύστημα παραγωγής θέρμανσης είναι ένας κεντρικός λέβητας πετρελαίου με τερματικές μονάδες απόδοσης θερμότητας σώματα καλοριφέρ, ενώ το σύστημα ψύξης περιλαμβάνει συμβατικά κλιματιστικά μηχανικής συμπίεσης ατμού. Η οικονομική μελέτη υλοποιείται προκειμένου να κρίνουμε αν η αναπτυσσόμενη τεχνολογία της ψύξης με προσρόφιση σε συνδυασμό με το φθινό φυσικό αέριο θα μπορούσε να ενσωματωθεί στον οικιακό τομέα και να αντικαταστήσει τα συμβατικά συστήματα θέρμανσης και ψύξης και κάτω από ποιες συνθήκες λειτουργίας θα ήταν περισσότερο οικονομικά αποδοτικό το υπό μελέτη σύστημα.

3.3.1 Διαστασιολόγηση του συστήματος

Η συλλεκτική επιφάνεια των συλλεκτών είναι ίση με 34 m² (17 x 1,91 m²), το θερμικό φορτίο παρακολουθείται κατά ένα μέρος από ηλιακή ενέργεια και κατά το μεγαλύτερο υπόλοιπο από φυσικό αέριο. Το ψυκτικό φορτίο παρακολουθείται εξ

ολοκλήρου από τον ψύκτη προσρόφησης και για την ενεργοποίησή του αξιοποιείται η ηλιακή ενέργεια και το φυσικό αέριο. Οι ώρες λειτουργίας του συστήματος αποτελούν μία παράμετρο που θα μπορούσε να μεταβληθεί προκειμένου να βρεθεί η βέλτιστη οικονομικά λειτουργία του συστήματος, με τις ώρες ηλιοφάνειας να φαίνονται οι πιο κατάλληλες για την μέγιστη εκμετάλλευση της ηλιακής ακτινοβολίας και την ελαχιστοποίηση του μεγέθους των δοχείων αποθήκευσης. Ωστόσο εδώ οι ώρες λειτουργίας του συστήματος λαμβάνονται ίσες με τις ώρες λειτουργίας του κτιρίου, δηλαδή από 00:00 έως 08:00 και από 15:00 έως 00:00. Οι ώρες αυτές δεν είναι οι πιο αποδοτικές ενεργειακά αλλά ανταποκρίνονται σε ρεαλιστικές συνθήκες για οικιακό κτίριο. Άλλες παράμετροι είναι η χωρητικότητα των δοχείων αποθήκευσης θερμότητας και η επιφάνεια των συλλεκτών. Η τελική επιλογή γίνεται πάντα, αφού λυθούν τα τεχνικά προβλήματα, με βάση την οικονομική απόδοση του συστήματος. Στην αρχική διαμόρφωση του συστήματος το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας για θέρμανση χώρου το χειμώνα και για τον ψύκτη το καλοκαίρι είναι όπως έχει αναφερθεί κοινό και έχει χωρητικότητα 2500 λίτρα (75lt/m^2 συλλεκτών [3]). Η χωρητικότητα του δοχείου για το ζεστό νερό χρήσης είναι δεδομένη σε κάθε περίπτωση και έχει προκύψει ίση με 1600 λίτρα, ενώ η χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης ψυκτικής ενέργειας είναι ίση με 500 λίτρα. Οι ονομαστικές τιμές των διαφόρων μεγεθών του συστήματος παρουσιάζονται στον πίνακα 4.1. Ο λέβητας φυσικού αερίου διαστασιολογείται έτσι ώστε να μπορεί να καλύψει το μέγιστο θερμικό φορτίο και αντιστοιχεί σε 25 kWth, ισχύς η οποία όπως θα αποδειχθεί παρακάτω σε συνδυασμό με το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας επαρκεί.

Πίνακας 3.3-1 : Παράμετροι συστήματος για επιφάνεια συλλεκτών ίση με 34 m²

Παράμετρος	Τιμή
Χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης για θέρμανση V_{sthl} (lt)	2500
Χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης για ψύκτη V_{sads} (lt)	2500
Χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης για ψύξη V_{scl} (lt)	500
Χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης για ZNX V_{sznx} (lt)	1600
Ονομαστική ισχύς λέβητα Φ.Α. , $Q_{NG,nom}$ (kW _{th})	25
Επιφάνεια συλλεκτών, A_{FPC} (m ²)	34
Ονομαστική ψυκτική ισχύς ψύκτη προσρόφησης, $P_{C,ADS,nom}$ (kW _C)	10
Ονομαστική παροχή πηγής θερμότητας για ψύκτη, \dot{m}_{adshs} (kg/s)	0,704
Ονομαστική παροχή κυκλώματος ψύξης για ψύκτη, \dot{m}_{adscw} (kg/s)	0,769
Ονομαστικός συντελεστής συμπεριφοράς ψύκτη, $COP_{C,nom}$	0,552
Ονομαστική θερμική ισχύς recoler, $P_{rec,nom}$ (kW _{th})	29
Ονομαστική παροχή recoler, \dot{m}_{rec} (kg/s)	1,31
Ονομαστική ηλεκτρική ισχύς που καταναλώνει ο ψύκτης, $P_{elads,nom}$ (kW _{el})	0,395
Ονομαστική ηλεκτρική ισχύς που καταναλώνει ο recoler $P_{el,rec,nom}$ (kW _{el})	0,5
EER_{ch}	25,3
EER_{tot}	11,17

Όπου

V_{sthl} : Ο όγκος της δεξαμενής αποθήκευσης θερμού νερού για θερμικό φορτίο

V_{sads} : Ο όγκος της δεξαμενής αποθήκευσης θερμού νερού για τη λειτουργία του ψύκτη

V_{scl} : Ο όγκος της δεξαμενής αποθήκευσης ψυχρού νερού για ψυκτικό φορτίο

V_{sznx} : Ο όγκος της δεξαμενής αποθήκευσης θερμού νερού για ζεστό νερό χρήσης

$Q_{NG,nom}$: Η ονομαστική θερμική ισχύς του λέβητα φυσικού αερίου

A_{FPC} : Η εγκατεστημένη συλλεκτική επιφάνεια των επίπεδων συλλεκτών

\dot{m}_{adshs} : Η ονομαστική παροχή θερμού νερού από τη δεξαμενή προς τον ψύκτη

\dot{m}_{adscw} : Η ονομαστική παροχή ψυχρού νερού από τον ψύκτη προς τη δεξαμενή αποθήκευσης ψυκτικής ενέργειας για διαφορά θερμοκρασίας εισόδου και εξόδου νερού στον ψύκτη ίση με 5 °C.

$COP_{C,nom}$: Συντελεστής συμπεριφοράς στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας

$P_{rec,nom}$: Κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος από τον recooler στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας

\dot{m}_{rec} : Παροχή νερού στο κύκλωμα του recooler στις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας

$P_{el,ads,nom}$: Ηλεκτρική ισχύς που καταναλώνει ο ψύκτης προσρόφησης για τη λειτουργία του στις ονομαστικές συνθήκες

$P_{el,rec,nom}$: Ηλεκτρική ισχύς που καταναλώνει ο recooler για τη λειτουργία του στις ονομαστικές συνθήκες

EER_{ch} : Energy Efficiency Ratio, λόγος αποδιδόμενης ψυκτικής ενέργειας προς απαιτούμενη ηλεκτρική ενέργεια για τη λειτουργία του ψύκτη και των αντλιών του.

EER_{tot} : Energy Efficiency Ratio, total, λόγος αποδιδόμενης ψυκτικής ενέργειας προς απαιτούμενη ηλεκτρική ενέργεια για τη λειτουργία του ψύκτη, των αντλιών του και του recooler.

Όπως βλέπουμε από τον παραπάνω πίνακα η ονομαστική ηλεκτρική ισχύς που απαιτεί το σύστημα είναι σχετικά μικρή. Ο EER που περιλαμβάνει την ηλεκτρική ενέργεια για τον ψύκτη και τις αντλίες του κυκλώματός του προκύπτει σύμφωνα με τον κατασκευαστή ίσος με 25,3 , που σημαίνει ότι για κάθε 1 kW ψυκτικής ισχύος που παράγει ο ψύκτης απαιτούνται 39,5 W ηλεκτρικής ισχύος, αφού για την ονομαστική ψυκτική ισχύ των 10 kWc αναφέρεται ότι απαιτούνται 395 W [18]. Ωστόσο για τη λειτουργία του συστήματος πρέπει να ληφθεί υπόψιν και η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας από το κύκλωμα αποβολής θερμότητας του recooler. Για ονομαστική ισχύ απαγωγής θερμότητας ίση με 29 kWth ο recooler καταναλώνει 500 W ηλεκτρικής ισχύος [67]. Έτσι συμπεριλαμβάνοντας στον EER και τη λειτουργία του recooler προκύπτει η παραπάνω τιμή ίση με 11,17. Να σημειωθεί εδώ ότι η κατανάλωση ισχύος από τους λοιπούς κυκλοφορητές-αντλίες δεν έχει ληφθεί υπόψιν αφού αυτή υπάρχει σε κάθε σενάριο και κάθε τεχνολογία συστήματος.

3.3.2 Θερμοδυναμικά αποτελέσματα

Με βάση τα παραπάνω δεδομένα, τα ενεργειακά φορτία και τις ως τώρα παραδοχές για την στρατηγική λειτουργίας που έχει επιλεγεί προκύπτουν οι παρακάτω θερμοκρασίες για το νερό θέρμανσης, το ζεστό νερό χρήσης και το ψυχρό νερό για ψύξη, καθώς και οι αντίστοιχοι βαθμοί απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών, του ψύκτη και του συστήματος.

Παρατηρούμε από τον πίνακα του παραρτήματος Α ότι η θερμοκρασία του νερού για θέρμανση χώρου τις ώρες λειτουργίας του κτιρίου, άρα και του συστήματος κυμαίνονται από 45 °C σε λίγες περιπτώσεις έως 65 °C και πάντως πάνω από τους 50

°C τις περισσότερες ώρες λειτουργίας, επομένως το σύστημα θέρμανσης με φυσικό αέριο και ηλιακή ενέργεια είναι αποδοτικό όσον αφορά τη θέρμανση.

Αντίστοιχα με παραπάνω η θερμοκρασία του ζεστού νερού χρήσης κυμαίνεται από 45 °C μέχρι 50 °C για όλες τις ώρες λειτουργίας υπερκαλύπτοντας μέσω της ηλιακής ενέργειας τις ανάγκες σε ζεστό νερό χρήσης.

Στον πίνακα του παραρτήματος Α φαίνεται η θερμοκρασία του νερού που τροφοδοτεί τον ψύκτη προσρόφησης, δηλαδή η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας για τον ψύκτη. Η θερμοκρασία του νερού αυτού όπως έχει αναφερθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο επιδιώκεται να είναι μεταξύ 65 °C και 75 °C. Βλέπουμε ότι η θερμοκρασία του νερού κυμαίνεται μεταξύ 62 °C και 80 °C, ωστόσο τις περισσότερες ώρες η θερμοκρασία αυτή είναι γύρω στους 70 °C , γεγονός που καθιστά τη στρατηγική λειτουργίας βιώσιμη και εξασφαλίζει υψηλό συντελεστή συμπεριφοράς και άρα καλή απόδοση για τον ψύκτη αφού η βέλτιστη θερμοκρασία λειτουργίας του είναι οι 72 °C-65 °C σύμφωνα με τον κατασκευαστή (Εικόνα 3.2.3 [18]). Στο παράρτημα Α φαίνεται η θερμοκρασία του ψυχρού νερού που αποθηκεύεται στη δεξαμενή μετά την έξοδό του από τον ψύκτη προσρόφησης. Το νερό αυτό με τη θερμοκρασία που έχει παραπάνω για κάθε ώρα κυκλοφορεί στο κύκλωμα των στοιχείων ανεμιστήρα (fan coils) και ψύχει τον χώρο. Η θερμοκρασία αυτή προκύπτει από παραπάνω μεταξύ 10 °C και 12°C για κάθε ώρα που λειτουργεί το κτίριο άρα και το σύστημα, θερμοκρασία αποδεκτή για την ψύξη με μονάδες ανεμιστήρα, επομένως το σύστημα είναι αποδοτικό και κατάλληλο ως προς την κάλυψη και των ψυκτικών αναγκών.

Στους παρακάτω πίνακες φαίνονται για κάθε μήνα αλλά και αθροιστικά η αξιοποιούμενη από τους συλλέκτες ηλιακή ενέργεια για κάθε χρήση, η αντίστοιχη ενέργεια που καταναλώνεται από φυσικό αέριο, η παραγόμενη ψυκτική ενέργεια καθώς και οι αντίστοιχες θερμικές απώλειες από τα δοχεία αποθήκευσης θερμότητας προς το περιβάλλον.

Πίνακας 3.3-2 : Αξιοποιούμενη και απορριπτόμενη ηλιακή ενέργεια για θέρμανση, ψύξη και ζεστό νερό χρήσης [kWhth]

	Ιαν	Φεβ	Μάρ	Απρ	Μάι	Ιούν	Ιούλ	Αύγ	Σεπτ	Οκτ	Νοέ	Δεκ
Προσπίπτουσα ηλιακή ενέργεια στο επίπεδο των συλλεκτών (kWh)	3002	3425	4488	5284	5924	6945	7372	6447	5702	4727	3253	2750
Σύνολο (kWh)						59320						
Συνολική αποδιδόμενη θερμότητα από τους συλλέκτες (kWh)	756	948	1546	2199	2719	3758	4570	3658	3033	2138	1097	687
Σύνολο (kWh)						26798						
	Ενέργεια από τους συλλέκτες προς ZNX (kWh)											
Σύνολο (kWh)	306	319	395	532	938	1012	1014	885	787	875	253	282
	Ενέργεια από τους συλλέκτες προς θέρμανση χώρου (kWh)											
Σύνολο (kWh)	451	630	1152	1667	0	0	0	0	0	0	844	405
	Ενέργεια από τους συλλέκτες προς ψύκτη προσρόφησης (kWh)											
Σύνολο (kWh)	0	0	0	0	1780	2104	2722	2374	1747	0	0	0
Σύνολο (kWh)						10728						
Ηλιακή ενέργεια που αξιοποιείται (kWh)	756	948	1547	2199	2719	3117	3736	3259	2534	875	1097	687
Σύνολο (kWh)						23474						
Ηλιακή ενέργεια που απορρίπτεται στο περιβάλλον (kWh)	0	0	0	450	0	825	682	632	735	0	0	0
Σύνολο (kWh)						3324						

Πίνακας 3.3-3 : Ενέργεια για ψύξη, θέρμανση και ζεστό νερό χρήσης από Φυσικό Αέριο και αντίστοιχες απώλειες αποθήκευσης [kWh]

	Ιαν	Φεβ	Μάρ	Απρ	Μάι	Ιούν	Ιούλ	Αύγ	Σεπτ	Οκτ	Νοέ	Δεκ
Ενέργεια από φυσικό αέριο προς ZNX (kWh)												
Σύνολο (kWh)	2617	2334	2435	1989	1489	1000	805	864	1073	1685	2105	2455
Ενέργεια από φυσικό αέριο προς θέρμανση χώρου (kWh)												
Σύνολο (kWh)	13175	10493	9291	5250	0	0	0	0	0	0	8967	11625
Ενέργεια από φυσικό αέριο προς ψύκτη προσρόφησης (kWh)												
Σύνολο (kWh)	0	0	0	0	0	2250	3875	3100	750	0	0	0
Συνολική ενέργεια από φυσικό αέριο το χρόνο (kWh)	89629											
Απώλειες αποθήκευσης για ZNX (kWh)	565	500	518	457	498	411	382	379	424	764	455	530
Σύνολο (kWh)	5884											
Απώλειες αποθήκευσης για θερμικό φορτίο (kWh)	850	741	860	914	0	0	0	0	0	0	777	900
Σύνολο (kWh)	5042											

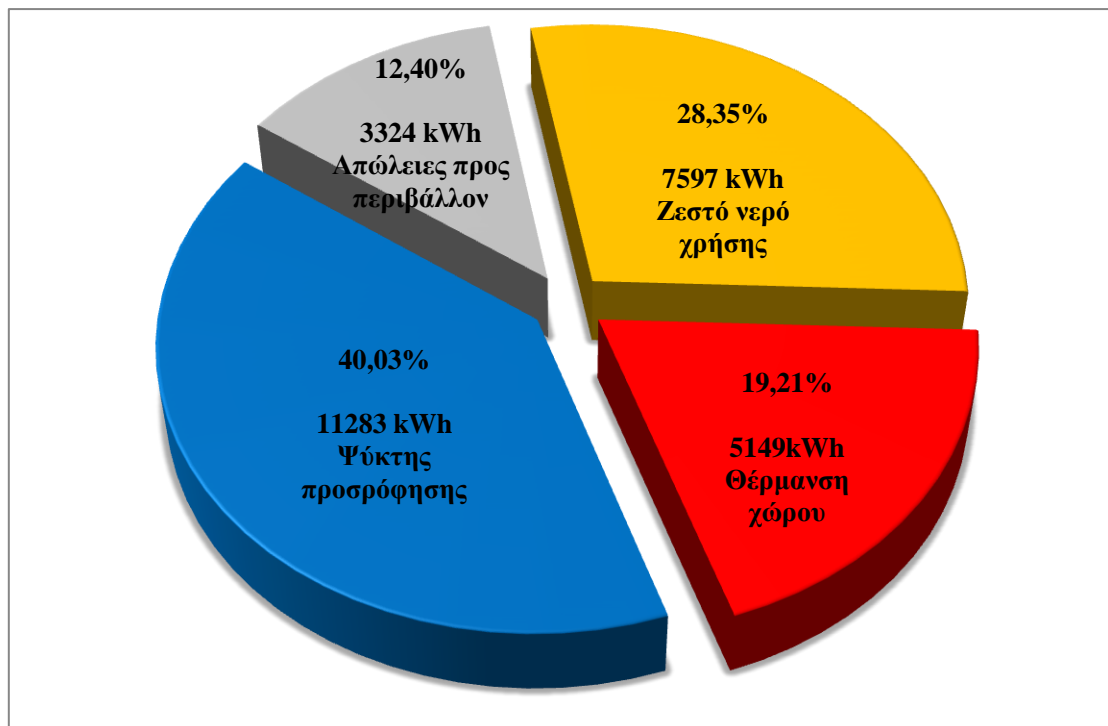
Πίνακας 3.3-4 : Παραγόμενη ψυκτική ενέργεια και απώλειες για ψύξη [kWh]

	Ιαν	Φεβ	Μάρ	Απρ	Μάι	Ιούν	Ιούλ	Αύγ	Σεπτ	Οκτ	Νοέ	Δεκ
Παραγόμενη ψυκτική ενέργεια από ψύκτη προσρόφησης για ψύξη (kWhc)	0	0	0	0	372	2376	3401	2867	1680	0	0	0
Σύνολο (kWhc)	10696											
Απώλειες αποθήκευσης θερμότητας για ψύκτη προσρόφησης (kWhth)	0	0	0	0	1285	1059	1002	1015	1138	0	0	0
Σύνολο (kWhth)	5499											
Απώλειες αποθήκευσης για ψυχρό νερό (kWhc)	0	0	0	0	131	211	258	269	208	0	0	0
Σύνολο (kWhc)	1079											

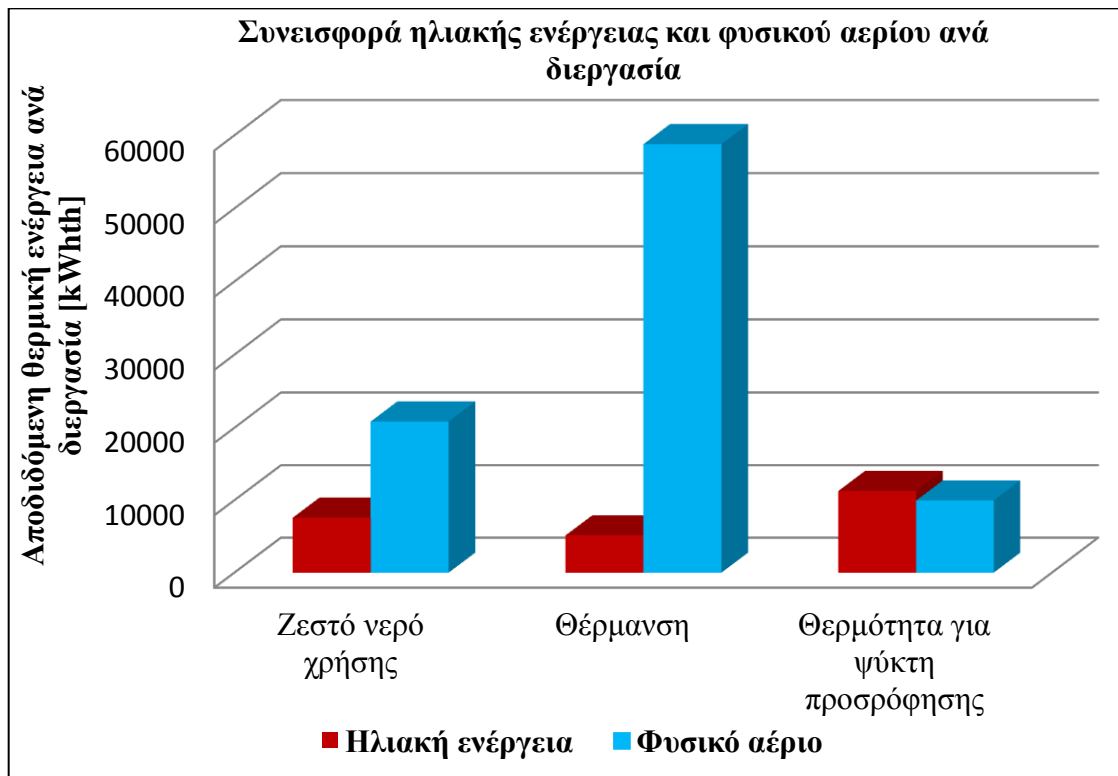
Από τον παραπάνω πίνακα φαίνεται ότι η συνολικά παραγόμενη ψυκτική ενέργεια είναι ίση με 10696 kWhc, η οποία ξεπερνά την απαιτούμενη από το φορτίο ίση με 8969 kWhc όπως υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 2. Αυτή η περίσσεια ενέργειας οφείλεται στον περιορισμό προς τα κάτω της ψυκτικής ισχύος που αποδίδει ο ψύκτης, στο 40% της ονομαστικής του ισχύος, δηλαδή 4 kW. Ωστόσο αυτή η περίσσεια ενέργειας στην πραγματικότητα καλύπτει τις θερμικές απώλειες στο δοχείο αποθήκευσης ψυκτικής ενέργειας προς το περιβάλλον που είναι ίσες με 1079 kWhc όπως φαίνεται στον παραπάνω πίνακα. Αποτέλεσμα αυτού είναι τελικά το ψυκτικό

φορτίο να λαμβάνει $10696-1079 = 9617$ kWh ψυκτικής ενέργειας η οποία υπερκαλύπτει τις ενεργειακές ανάγκες για ψύξη, όπως φάνηκε από τη θερμοκρασία του νερού στο δοχείο αποθήκευσης για ψύξη χώρου.

Αντίστοιχα για θέρμανση χώρου αξιοποιούνται 5149 kWh από ηλιακή ενέργεια και 58801 kWh από φυσικό αέριο, ενώ οι απώλειες του δοχείου αποθήκευσης ανέρχονται σε 5042 kWh, άρα τελικά το θερμικό φορτίο λαμβάνει 58908 kWh θερμικής ενέργειας η οποία όπως φάνηκε από τη θερμοκρασία του νερού στο δοχείο για θέρμανση επαρκεί για την κάλυψη των θερμικών αναγκών τις ώρες λειτουργίας της πολυκατοικίας. Το ζεστό νερό χρήσης λαμβάνει από ηλιακή ενέργεια 7597 kWh και από το φυσικό αέριο 20853 kWh ενώ οι απώλειες αποθήκευσης ανέρχονται σε 5884 kWh. Το ζεστό νερό χρήσης λαμβάνει τελικά 22566 kWh έναντι των 21927 kWh θερμικής ενέργειας που είχε υπολογιστεί ότι απαιτεί στο κεφάλαιο 2. Αυτή η περίσσεια θερμικής ενέργειας των 639 kWh που λαμβάνει το ζεστό νερό χρήσης οφείλεται στο γεγονός ότι η στρατηγική λειτουργίας του συστήματος επιτρέπει την εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας για αύξηση της θερμοκρασίας πάνω από τους $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ στη δεξαμενή του ZNX αφού διαφορετικά αυτή η ποσότητα θα απορρίπτονταν στο περιβάλλον.

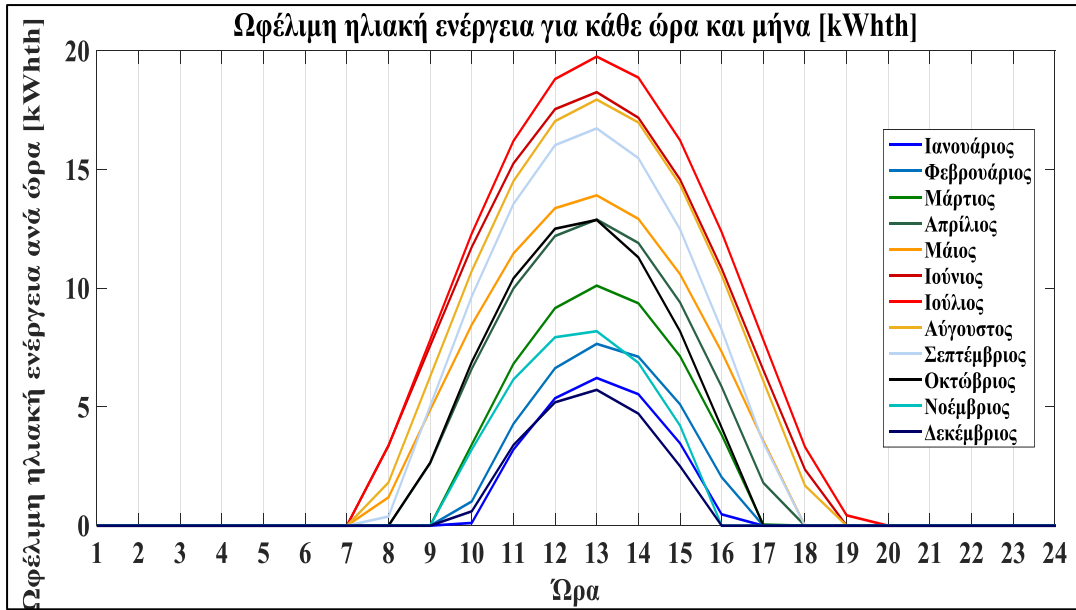


Σχήμα 3.3-1 : Κατανομή ηλιακής ενέργειας σε κάθε διεργασία

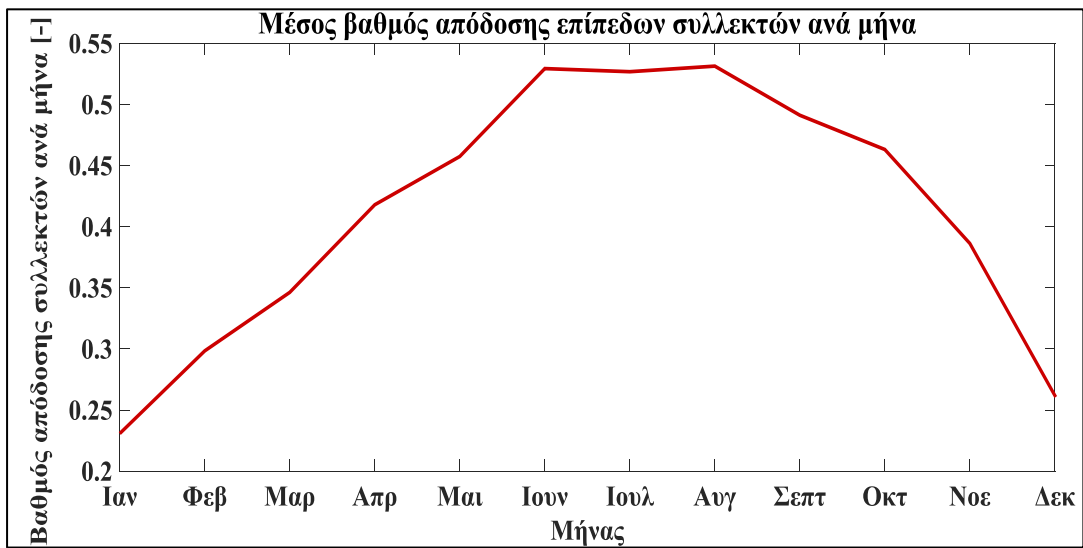


Σχήμα 3.3-2 : Συνεισφορά ηλιακής ενέργειας και φυσικού αερίου ανά διεργασία [kWhth]

Στο παραπάνω σχήμα 3.3-2 γίνεται φανερό ότι η ηλιακή ενέργεια συνεισφέρει κατά το μεγαλύτερο μέρος για τη λειτουργία του ψύκτη προσρόφησης, συμβάλλει σημαντικά στην παραγωγή του ζεστού νερού χρήσης, ενώ η προσφορά της ηλιακής ενέργειας στη θέρμανση της πολυκατοικίας κατέχει συγκριτικά με το φυσικό αέριο πολύ μικρό ποσοστό. Κάτι τέτοιο ήταν αναμενόμενο, αφού τους χειμερινούς μήνες η ηλιακή ακτινοβολία έχει σαφώς μικρότερη ένταση σε σχέση με το καλοκαίρι και δεν επαρκεί και για παραγωγή ΖΝΧ και για θέρμανση χώρων.

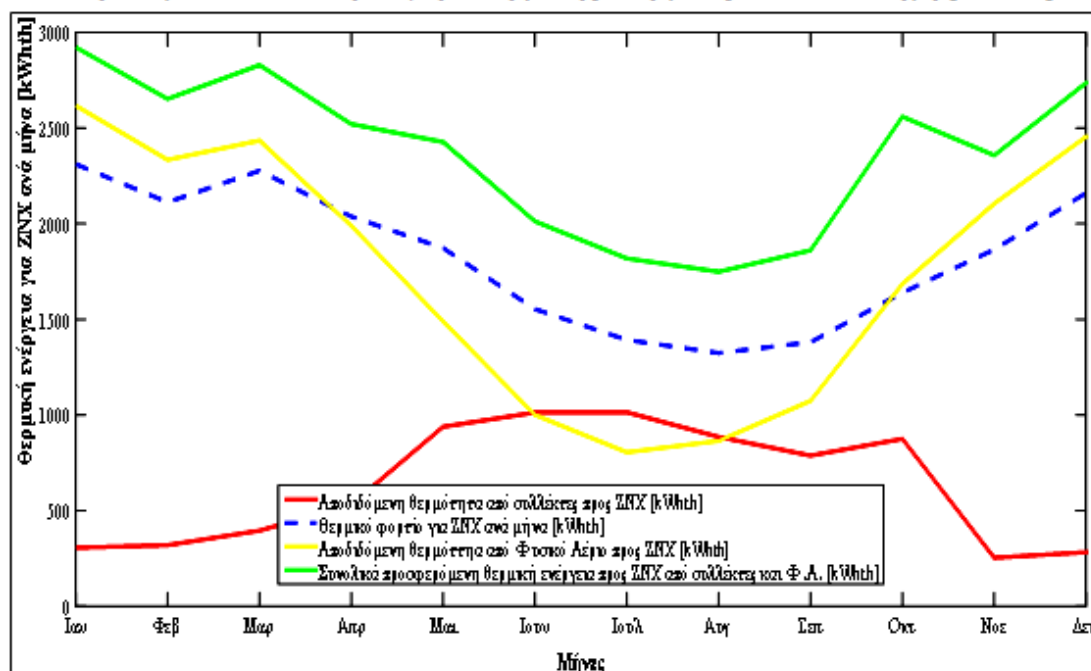


Σχήμα 3.3-3 : Αποδιδόμενη θερμική ενέργεια που αποδίδουν οι συλλέκτες για κάθε ώρα και μήνα [kWhth]



Σχήμα 3.3-4 : Μέσος βαθμός απόδοσης επίπεδων συλλεκτών για κάθε μήνα

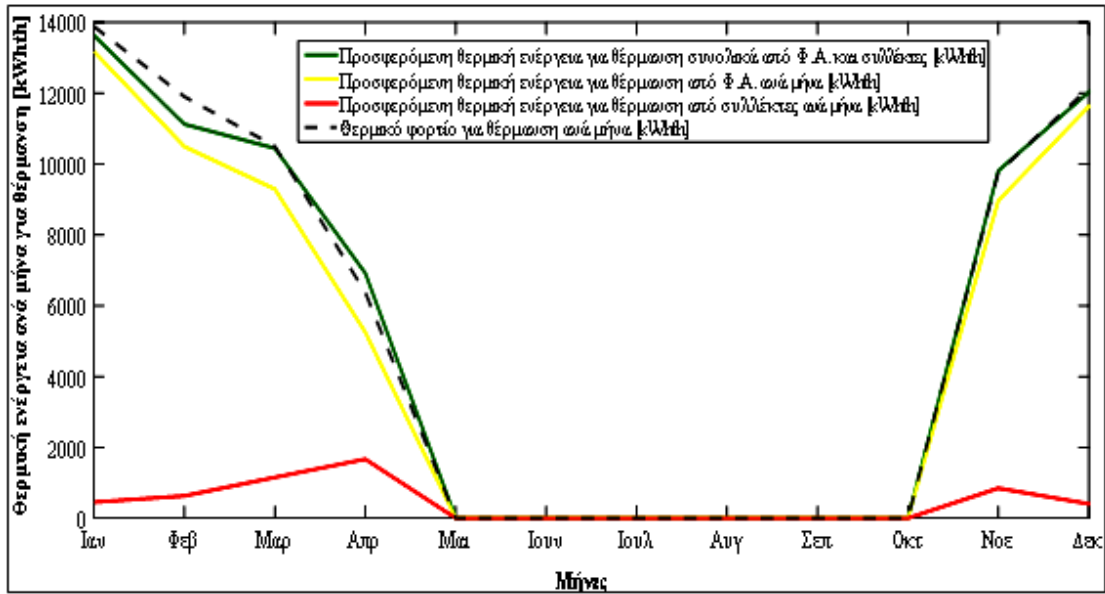
Φορτίο για ZNX και προσφορά θερμικής ενέργειας από κάθε πηγή [kWhth]



Σχήμα 3.3-5 : Προσφερόμενη θερμική ενέργεια από κάθε πηγή προς το ZNX ανά μήνα [kWhth]

Στο παραπάνω σχήμα 3.3-5 παρουσιάζεται η συνεισφορά της ηλιακής ενέργειας και του φυσικού αερίου στις θερμικές ανάγκες του ζεστού νερού χρήσης. Με πράσινο χρώμα απεικονίζεται η συνολική θερμική ενέργεια που διατίθεται για θέρμανση του ZNX αθροιστικά από φυσικό αέριο και κύκλωμα συλλεκτών, η οποία όπως φαίνεται υπερκαλύπτει τις ανάγκες του ZNX. Αυτό συμβαίνει διότι το σύστημα λειτουργεί με μέγιστη θερμοκρασία ZNX τους 50 °C και άρα δέχεται από ηλιακή ενέργεια παραπάνω θερμότητα από αυτήν που έχει υπολογιστεί για τη θέρμανσή του στους 45 °C. Αξίζει να σημειωθεί ότι τους θερινούς μήνες η κατανάλωση φυσικού αερίου μειώνεται τόσο λόγω του μειωμένου φορτίου ZNX, όσο και επειδή την ίδια περίοδο η προσφορά της ηλιακής ενέργειας μεγιστοποιείται εξαιτίας της έντονης ηλιακής ακτινοβολίας.

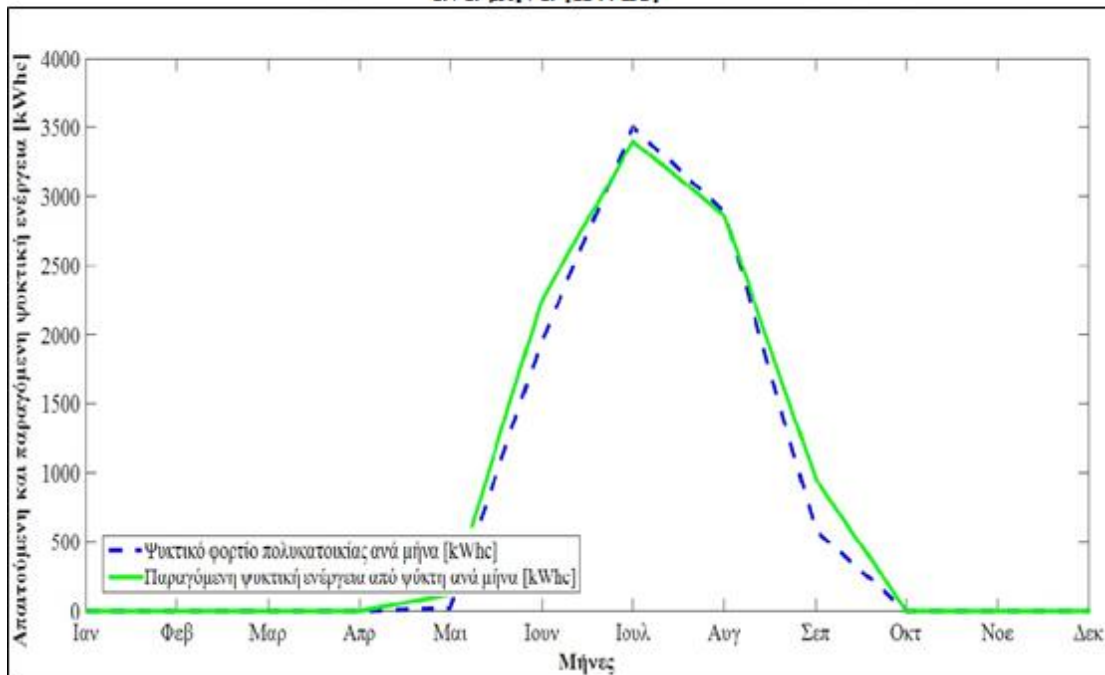
Φορτίο θέρμανσης και προσφερόμενη θερμική ενέργεια από κάθε πηγή [kWhth]



Σχήμα 3.3-6 : Συνεισφορά θερμικής ενέργεια από κάθε πηγή προς θέρμανση χώρου [kWhth]

Στο παραπάνω σχήμα 3.3-6 φαίνεται το φορτίο για θέρμανση χώρων τους χειμερινούς μήνες, η συμβολή του φυσικού αερίου και της ηλιακής ενέργειας, καθώς και η συνολική θερμική ενέργεια που λαμβάνει η πολυκατοικία αθροιστικά. Όπως ήταν αναμενόμενο το φυσικό αέριο συμβάλλει κατά το μεγαλύτερο μέρος, ενώ η ηλιακή ενέργεια μεγιστοποιείται τους μήνες πιο κοντά στο καλοκαίρι, δηλαδή τον Απρίλιο και τον Νοέμβριο (τον Οκτώβριο δεν έχουμε θερμικό φορτίο χώρου)

Ψυκτικό φορτίο και παραγόμενη ψυκτική ενέργεια από ψύκτη προσρόφησης ανά μήνα [kWhc]



Σχήμα 3.3-7 : Κάλυψη ψυκτικού φορτίου από τον ψύκτη προσρόφησης για τη θερινή περίοδο

Στον παράρτημα Α φαίνεται η παραγόμενη ψυκτική ενέργεια από τον ψύκτη για κάθε ώρα καθώς και ο συντελεστής συμπεριφοράς του, COP_c για ψύξη. Ο ψύκτης σύμφωνα με τον κατασκευαστή λειτουργεί σε μερικό φορτίο μέχρι 40% του ονομαστικού, οπότε κατά τη λειτουργία του παράγει κατ' ελάχιστο 4kW ψυκτικής ισχύος. Από τον πίνακα αυτόν παρατηρούμε ότι ο ψύκτης λειτουργεί κυρίως μεταξύ του 40% και 70% της ονομαστικής ισχύος του, γεγονός που επιβεβαιώνει ότι η απόδοσή του αναμένεται να μην είναι η βέλτιστη δυνατή. Από τα παραπάνω στοιχεία προκύπτουν οι αντίστοιχοι βαθμοί απόδοσης για κάθε συνιστώσα του συστήματος αλλά και για το σύστημα συνολικά. Αυτοί οι βαθμοί απόδοσης για κάθε ώρα, όπως και η απαιτούμενη ενέργεια συνολικά φαίνονται στους πίνακες του παραρτήματος Α.

Ο συντελεστής συμπεριφοράς του ψύκτη είναι ενδεικτικός του πόσο καλά αυτός εκμεταλλεύεται την προσφερόμενη θερμική ενέργεια για να παράξει ψυκτική ενέργεια (σχέση. 2.21). Εδώ ο COP κυμαίνεται μεταξύ 0,536 και 0,554. Η ελάχιστη τιμή του προκύπτει τις ώρες που η θερμοκρασία του νερού στο δοχείο που τον τροφοδοτεί είναι χαμηλή, ενώ αντίστοιχα όσο πιο κοντά στην ονομαστική θερμοκρασία των 72°C είναι η θερμοκρασία αυτή έχουμε αύξηση του COP . Αν και ο COP μεταβάλλεται από ώρα σε ώρα ανάλογα με την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού στον ψύκτη, εντούτοις η διακύμανσή του δεν ξεπερνά το 3,25%. Αυτό οφείλεται στην στρατηγική λειτουργίας του συστήματος η οποία εξασφαλίζει στον ψύκτη πάντα νερό θερμοκρασίας μεταξύ 62 °C και 80 °C.

Πίνακας 3.3-5 : Βαθμοί απόδοσης συστήματος και ενεργειακά αποτελέσματα

Ψυκτική ενέργεια που παράγει ο ψύκτης (kWhc)	10696
Απαιτούμενη θερμική ενέργεια για λειτουργία ψύκτη (kWhth)	19569
Μέσος COPc ψύκτη	0.547
Απαιτούμενη ηλεκτρική ενέργεια για λειτουργία ψύκτη (kWhel)	957
Μέσος θερμικός και ηλεκτρικός COPtot ψύκτη	0.521
Κλασματική ηλιακή κατανάλωση FSC	23.43 %
Κλασματική εξοικονόμηση ενέργειας fsav(=SF)	22.6 %
Μέσος βαθμός απόδοσης συλλεκτών/έτος	0.41
Ηλιακή ενέργεια που χρησιμοποιείται για ψύκτη (kWhth)	11283
Ποσοστό επί της συνολικής για ψύκτη	57.7 %
Ενέργεια από φυσικό αέριο που χρησιμοποιείται για ψύκτη (kWhth)	9975
Ποσοστό επί της συνολικής για ψύκτη	42.3 %
Σύνολο	> 100 %
Ωρες λειτουργίας ψύκτη το χρόνο	2169

Ο μέσος συντελεστής συμπεριφοράς για ψύξη COPc που προκύπτει κατά τη διάρκεια λειτουργίας του ψύκτη όλων των μηνών είναι ίσος με 0,547 και είναι αρκετά κοντά στον βέλτιστο COPc με τιμή 0,554. Αυτό σημαίνει ότι ο ψύκτης δεν λειτουργεί στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας του αλλά η απόδοσή του είναι αρκετά υψηλή, γεγονός που οφείλεται στο ότι η θερμοκρασία του νερού που τον τροφοδοτεί διατηρείται πάντα μέσα σε αποδεκτά πλαίσια.

Ο μέσος ολικός συντελεστής συμπεριφοράς του ψύκτη COP_{tot} ισούται με το πηλίκο

$$COP_{tot} = \frac{\text{παραγόμενη ψυκτική ενέργεια από τον ψύκτη}}{\text{απαιτούμενη θερμική και ηλεκτρική ενέργεια για λειτουργία ψύκτη}}$$

$$= \frac{Q_{cprod\,tot}}{Q_{thADStot} + PelADStot} = \frac{10696}{19569 + 957} = 0,521$$

Ο παραπάνω τύπος σημαίνει ότι για να κάθε kWh συνδυασμένης θερμικής και ηλεκτρικής ενέργειας που εισέρχεται στον ψύκτη παράγονται από αυτόν 0,521 kWhc ψυκτικής ενέργειας. Δεδομένου ότι ο ψύκτης λειτουργεί σε θερμοκρασίες λειτουργίας κοντά στην ονομαστική τόσο ο COP ψύξης όσο και ο ολικός COP δεν έχουν πολλά περιθώρια βελτίωσης. Η μόνη περίπτωση αύξησης του COP είναι η λειτουργία σε διαφορετικό εύρος θερμοκρασιών ψυχρού νερού, δηλαδή μεταξύ 15 °C -18°C, όπου σύμφωνα με τον κατασκευαστή ο COP αυξάνει έως και 20%. Ωστόσο κάτι τέτοιο δεν μπορεί να εφαρμοστεί στην περίπτωση του συστήματος ψύξης χώρου μέσω fan coils αφού οι θερμοκρασίες αυτές είναι απαγορευτικά υψηλές για την εφαρμογή.

Από τον παραπάνω πίνακας 3.3-5 βλέπουμε ότι η ηλιακή ενέργεια συνεισφέρει κατά το 57.7 % επί της συνολικής θερμικής ενέργειας που απαιτείται για τη λειτουργία του ψύκτη ενώ το υπόλοιπο 42.3 % καλύπτεται από το λέβητα φυσικού

αερίου. Το ποσοστό συνεισφοράς της ηλιακής ενέργειας είναι αρκετά υψηλό και περιορίζεται αφενός από την απαίτηση για ζεστό νερό χρήσης και αφετέρου από τη θερμότητα που μπορεί να αποθηκεύσει το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας. Με μεγαλύτερη εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών ή/και μεγαλύτερο δοχείο αποθήκευσης θερμότητας το ποσοστό αυτό κάλυψης των αναγκών του ψύκτη σε θερμική ενέργεια αναμένεται να αυξηθεί και θα διερευνηθεί σε επόμενο κεφάλαιο. Η παραγόμενη ωφέλιμη θερμική ενέργεια ανά m^2 συλλεκτικής επιφάνειας προκύπτει ίση με $788 \text{ kWh}/m^2 \cdot \text{έτος}$. Ο ψύκτης λειτουργεί για 2169 ώρες το χρόνο, δηλαδή για το 78,7 % των ωρών λειτουργίας της πολυκατοικίας τους θερινούς μήνες. Ο όρος SF σημαίνει solar fraction, ηλιακό κλάσμα και υποδεικνύει το ποσοστό συνεισφοράς της ηλιακής ενέργειας σε κάθε διεργασία. Οι όροι SF επιδιώκεται να είναι γενικά υψηλοί και όσο κοντά γίνεται προς τη μονάδα. Ένας ηλιακό κλάσμα ίσο με τη μονάδα σημαίνει ότι όλες οι θερμικές ανάγκες της εκάστοτε διεργασίας καλύπτονται από ηλιακή ενέργεια. Ο δείκτης c υποδηλώνει ψύξη, ο δείκτης dhw ζεστό νερό χρήσης, ο δείκτης h θέρμανση, sum καλοκαίρι, wint χειμώνα, dhwh ζεστό νερό χρήσης και θέρμανση [33], [71].

$$SF_c = \frac{\text{θερμότητα από συλλέκτες προς τον ψύκτη}}{\text{απαιτούμενη θερμική ενέργεια για λειτουργία ψύκτη}}$$

$$= \frac{11283}{19569} = 0.577$$

$$SF_{dhw} = \frac{\text{θερμότητα από συλλέκτες για ZNX}}{\text{απαιτούμενη θερμική ενέργεια για ZNX}}$$

$$= \frac{7597}{21926} = 0.346$$

$$SF_{summerdhw} = \frac{\text{θερμότητα από συλλέκτες για ZNX}}{\text{απαιτούμενη θερμική ενέργεια για ZNX}}$$

$$= \frac{5515}{9161} = 0.602$$

$$SF_{winterdhw} = \frac{\text{θερμότητα από συλλέκτες για ZNX}}{\text{απαιτούμενη θερμική ενέργεια για ZNX}}$$

$$= \frac{2081}{12765} = 0.163$$

$$SF_{dwh} = \frac{\text{θερμότητα από συλλέκτες για θέρμανση+ZNX}}{\text{απαιτούμενη θερμική ενέργεια για θέρμανση+ ZNX}}$$

$$= \frac{5149+10728}{58801+5149+22566} = 0.183$$

$$SF_h = \frac{\text{θερμότητα από συλλέκτες για θέρμανση}}{\text{απαιτούμενη θερμική ενέργεια για θέρμανση}}$$

$$= \frac{5149}{58801+5149} = 0.08$$

$$SF = \frac{\text{συνολικά εκμεταλλεούμενη θερμότητα από συλλέκτες}}{\text{συνολική απαιτούμενη θερμική ενέργεια για θέρμανση, ψύξη και ZNX}}$$

$$= \frac{24029}{58801+5149+19569+22566} = 0.226$$

3.3.3 Διερεύνηση επίπτωσης επιφάνειας συλλεκτών και χωρητικότητας δοχείου αποθήκευσης θερμότητας στην απόδοση του συστήματος

3.3.3.1 Επιφάνεια συλλεκτών 46 m² και αμετάβλητη χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης θερμότητας

Στην παράγραφο αυτή διερευνάται η επίδραση της επιφάνειας συλλεκτών και του μεγέθους της δεξαμενής αποθήκευσης στην απόδοση του συστήματος με σκοπό την εύρεση του συνδυασμού παραμέτρων που βελτιστοποιούν την απόδοσή του. Για το λόγο αυτό σε πρώτη προσέγγιση θεωρούμε το ίδιο σύστημα με εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών μεγαλύτερη κατά 12 m² (αύξηση κατά 35.3 %) που αντιστοιχεί σε 6 συλλέκτες και συνολικά σε 43,93 m² ωφέλιμης συλλεκτικής επιφάνειας. Για τη νέα εγκατεστημένη επιφάνεια προκύπτουν τα παρακάτω αποτελέσματα:

Πίνακας 3.3-6 : Θερμοδυναμικά αποτελέσματα για επιφάνεια συλλεκτών ίση με 46 m²

		ποσοστό επί του συνόλου ηλιακής ενέργειας	ποσοστό επί του συνόλου του συστήματος
Συνολική αποδιδόμενη θερμότητα από τους συλλέκτες (kWh)	36255	100 %	29.43 %
Ηλιακή ενέργεια που αξιοποιείται (kWh)	26843	74 %	33.8 %
Ενέργεια από τους συλλέκτες προς ZNX (kWh)	7964	22 %	28 %
Ενέργεια από τους συλλέκτες προς θέρμανση χώρου (kWh)	7585	20.9 %	11.84 %
Ενέργεια από τους συλλέκτες προς ψύκτη προσρόφησης (kWh)	11295	31,1 %	53.1 %
Ηλιακή ενέργεια που απορρίπτεται στο περιβάλλον (kWh)	9412	26 %	7.64 %
Ενέργεια από φυσικό αέριο προς ZNX (kWh)	20506	23.6 %	72 %
Ενέργεια από φυσικό αέριο προς θέρμανση χώρου (kWh)	56474	65 %	88.16 %
Ενέργεια από φυσικό αέριο προς ψύκτη προσρόφησης (kWh)	9975	11.4 %	46.9 %
Συνολική ενέργεια από φυσικό αέριο το χρόνο (kWh)	86955	100 %	70.57 %
Ωρες λειτουργίας ψύκτη το χρόνο	2169	78.7 % (θερινή περίοδος)	33.4 % (όλο το έτος)

Παρατηρούμε ότι η ηλιακή ενέργεια καλύπτει το ένα τέταρτο των αναγκών σε ζεστό νερό χρήσης, πάνω από τις μισές ενεργειακές ανάγκες για τη λειτουργία του ψύκτη και περίπου το 12% του φορτίου θέρμανσης. Το ποσοστό για ζεστό νερό ψύξης αυξήθηκε κατά 4.8 % και για τη θέρμανση κατά 47.3 % ενώ για τον ψύκτη προσρόφησης η αύξηση είναι μικρή, μόλις 5.3 % γεγονός που οφείλεται στην ανεπάρκεια του δοχείου αποθήκευσης να αποθηκεύσει όλη τη διαθέσιμη θερμότητα τις ώρες ηλιοφάνειας λόγω μεγέθους αλλά και λόγω περιορισμού της θερμοκρασίας του στους 80°C.

Από τον παραπάνω πίνακα παρατηρούμε ότι με την αύξηση της επιφάνειας των συλλεκτών κατά 35.3 % έχουμε μεν αντίστοιχη αύξηση της ωφέλιμης θερμικής ενέργειας από τους συλλέκτες αλλά ταυτόχρονα έχουμε και πολλή αναξιοποίητη θερμότητα η οποία απορρίπτεται στο περιβάλλον και ξεπερνάει το ένα τέταρτο της ωφέλιμης ενέργειας. Η απορριπτόμενη αυτή ενέργεια είναι κατά 183 % υψηλότερη σε σύγκριση με το αρχικό σενάριο για συλλεκτική επιφάνεια 34 m². Αυτό μας οδηγεί στο συμπέρασμα ότι το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας για θέρμανση και για τον ψύκτη (κοινό) δεν επαρκεί για να αποθηκεύσει όλη την διαθέσιμη ενέργεια. Για το λόγο αυτό θα διερευνηθεί η απόδοση του συστήματος με αύξηση του όγκου της δεξαμενής αποθήκευσης θερμότητας, καθώς και για διαφορετική εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών.

3.3.3.2 Αμετάβλητη επιφάνεια συλλεκτών και αύξηση χωρητικότητας δοχείου αποθήκευσης θερμότητας κατά 1000 lt

Παρακάτω παρουσιάζονται τα θερμοδυναμικά και ενεργειακά αποτελέσματα του συστήματος για μεγαλύτερη χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης και σταθρή επιφάνεια συλλεκτών ίση με 34 m². Η χωρητικότητα αυξάνεται κατά 1000 λίτρα.

Πίνακας 3.3-7 : Θερμοδυναμικά αποτελέσματα για διαφορετική χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης χωρίς προσθήκη επιπλέον συλλεκτών

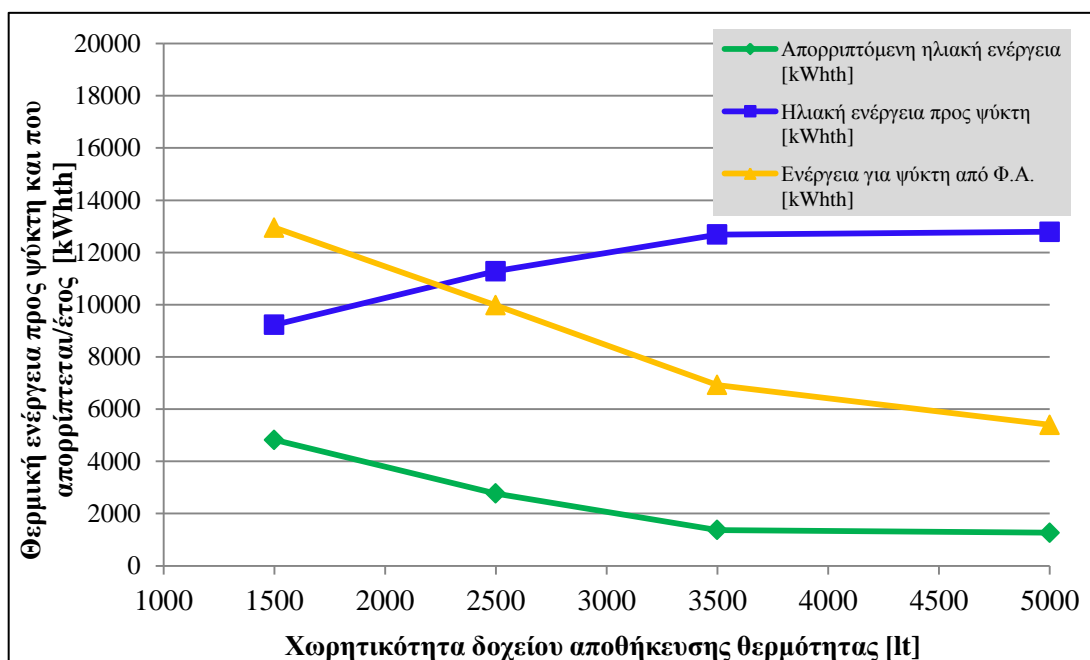
	Όγκος δοχείου αποθήκευσης [lt]			
	Vsthl=2500	ποσοστό επί του συνόλου	Vsthl=3500	ποσοστό επί του συνόλου
Συνολική αποδιδόμενη θερμότητα από τους συλλέκτες (kWh)	26798	23.42 %	26798	23.42 %
Ενέργεια από τους συλλέκτες προς ZNX (kWh)	7597	34.65 %	7597	34.65 %
Ενέργεια από τους συλλέκτες προς θέρμανση χώρου (kWh)	5149	8,1 %	5149	8,1 %
Ενέργεια από τους συλλέκτες προς ψύκτη προσρόφησης (kWh)	11283	57.7 %	12683	64.8 %
Ηλιακή ενέργεια που αξιοποιείται (kWh)	24029	21 %	26418	23.3 %
Ηλιακή ενέργεια που απορρίπτεται στο περιβάλλον (kWh)	2769	10.33 %	1369	5.1 %
Ενέργεια από φυσικό αέριο προς ZNX (kWh)	20853	73.3 %	20853	73.3 %
Ενέργεια από φυσικό αέριο προς θέρμανση χώρου (kWh)	58801	91.9 %	55025	91.4 %
Ενέργεια από φυσικό αέριο προς ψύκτη προσρόφησης (kWh)	10725	54.8 %	7675	39.22 %
Συνολική ενέργεια από φυσικό αέριο το χρόνο (kWh)	90379	78.9 %	83553	77.36 %
Κλασματική ηλιακή κατανάλωση FSC %	23.43 %		24.6 %	
Κλασματική εξοικονόμηση ενέργειας fsav %	22.6 %		23.3 %	

Από τον πίνακα 3.3-7 παρατηρούμε ότι με την αύξηση της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης μειώνεται σημαντικά η απορριπτόμενη ηλιακή ενέργεια, με το ποσοστό της να φτάνει το ελάχιστο 5.1 % της ωφέλιμης ηλιακής ενέργειας για χωρητικότητα 3500 λίτρων. Σημαντικό είναι να παρατηρηθεί ότι σε κάθε περίπτωση η θερμότητα από τους συλλέκτες προς το ζεστό νερό χρήσης αλλά και το θερμικό φορτίο παραμένει σταθερή, γεγονός που περιορίζεται από την ανώτερη θερμοκρασία των δοχείων αλλά και τη χωρητικότητα του δοχείου για το ζεστό νερό χρήσης η

οποία διατηρείται σταθερή και ίση με 1600 λίτρα. Για τη θέρμανση αυτό σημαίνει ότι η ηλιακή ενέργεια για τις ώρες λειτουργίας του συστήματος αποθηκεύεται ήδη όλη με τη δεξαμενή των 2500 λίτρων, άρα δεν προσφέρει κάτι η αύξηση της χωρητικότητας στον τομέα της θέρμανσης. Στον τομέα της ψύξης ωστόσο η διαφορά είναι μεγάλη αφού για 2500 και 3500 λίτρα η αντίστοιχη θερμική ενέργεια από τους συλλέκτες προς το δοχείο του ψύκτη είναι ίση με 11283 kWhth και 12683 kWhth αντίστοιχα. Η αύξηση αυτή ποσοστιαία αντιστοιχεί στο 7.1 % της απαιτούμενης θερμικής ενέργειας για τον ψύκτη. Η θερμότητα αυτή χρησιμοποιείται και δεν απορρίπτεται στο περιβάλλον και είναι αρκετή ώστε να μειώσει την κατανάλωση φυσικού αερίου το οποίο χρησιμοποιείται τις ώρες που δεν υπάρχει ηλιοφάνεια. Το αποτέλεσμα αυτής της παραπάνω ηλιακής ενέργειας είναι και η βελτίωση της ποιότητας της ενέργειας που λαμβάνει ο ψύκτης αφού η μέση θερμοκρασία του νερού που τον τροφοδοτεί αυξάνει προς το ονομαστικό σημείο λειτουργίας και αυτό φαίνεται από την μικρή αύξηση του μέσου COP_c για ψύξη από 0,549 σε 0,5507 για 2500 και 3500 λίτρα αντίστοιχα. Η διαφορά αυτή είναι ανεπαίσθητη και μεταφράζεται σε απαίτηση 39 kWhth λιγότερες ανά έτος για τον ψύκτη αντίστοιχα, ωστόσο δείχνει μία τάση προς βελτίωση της απόδοσης του συστήματος.

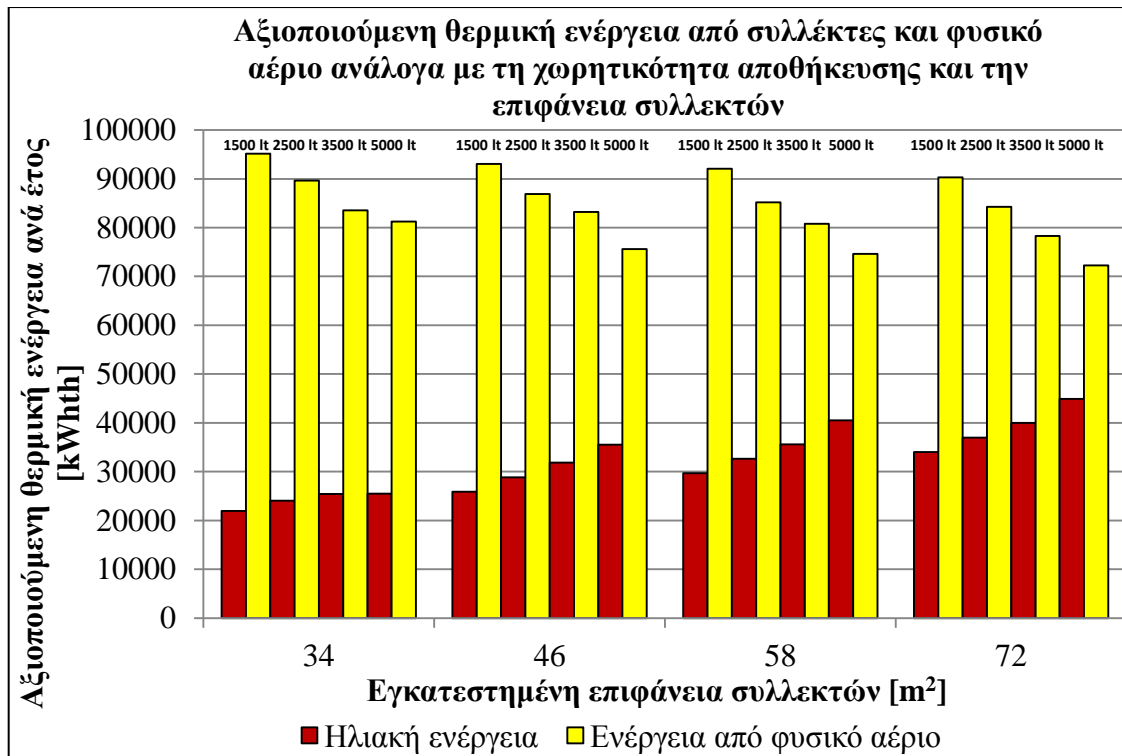
3.3.3.3 Μεταβαλλόμενη επιφάνεια συλλεκτών και χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης θερμότητας

Σε αυτή την παράγραφο παρουσιάζονται τα θερμοδυναμικά αποτελέσματα του συστήματος για διαφορετική επιφάνεια συλλεκτών και χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης θερμότητας καθώς και συνδυασμός αυτών κρατώντας τη μία μεταβλητή σταθερή και μεταβάλλοντας την άλλη. Τα αποτελέσματα φαίνονται παρακάτω στο σχήμα 3.3-8 προκειμένου να προσδιορισθεί ο βέλτιστος συνδυασμός των δύο παραπάνω μεταβλητών που μεγιστοποιεί την θερμοδυναμική απόδοση του συστήματος.



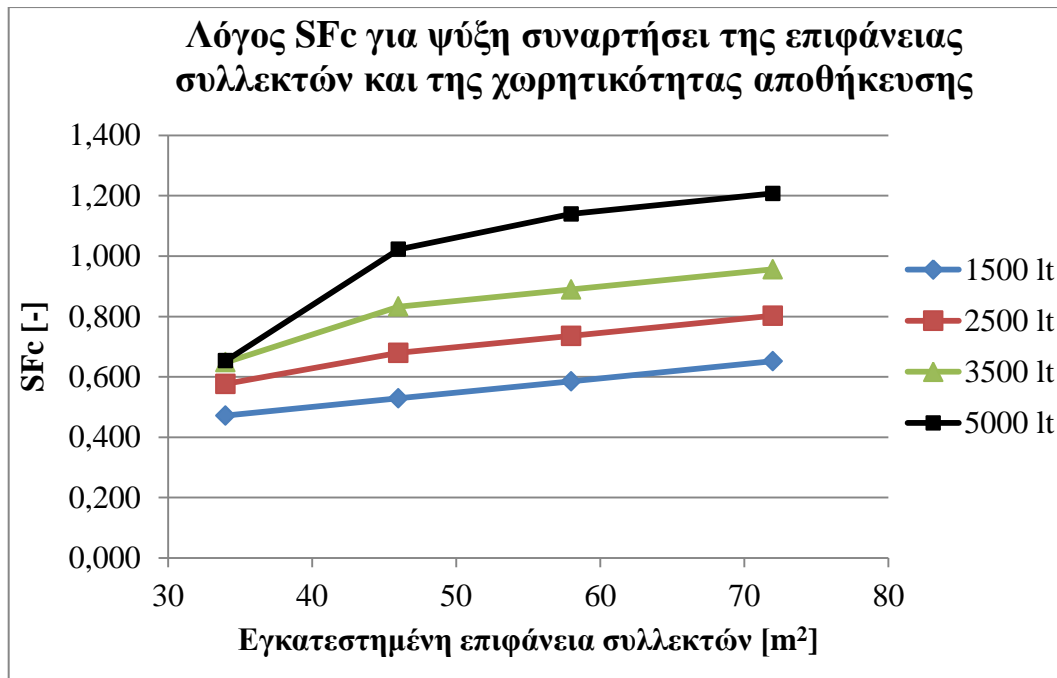
Σχήμα 3.3-8 : Ενέργεια από συλλέκτες και από φυσικό αέριο προς τον ψύκτη και απορριπτόμενη ενέργεια για διαφορετική χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης και εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών 34 m²

Είναι φανερό ότι η χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης διαδραματίζει σημαντικό ρόλο στην απόδοση του συστήματος μεγιστοποιώντας την ηλιακή ενέργεια προς τον ψύκτη και ταυτόχρονα ελαχιστοποιώντας την απορριπτόμενη προς το περιβάλλον θερμότητα και την κατανάλωση φυσικού αερίου. Παρακάτω φαίνεται με γραφήματα η συμπεριφορά του συστήματος για διαφορετική εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών και διαφορετικό μέγεθος του δοχείου αποθήκευσης θερμότητας.



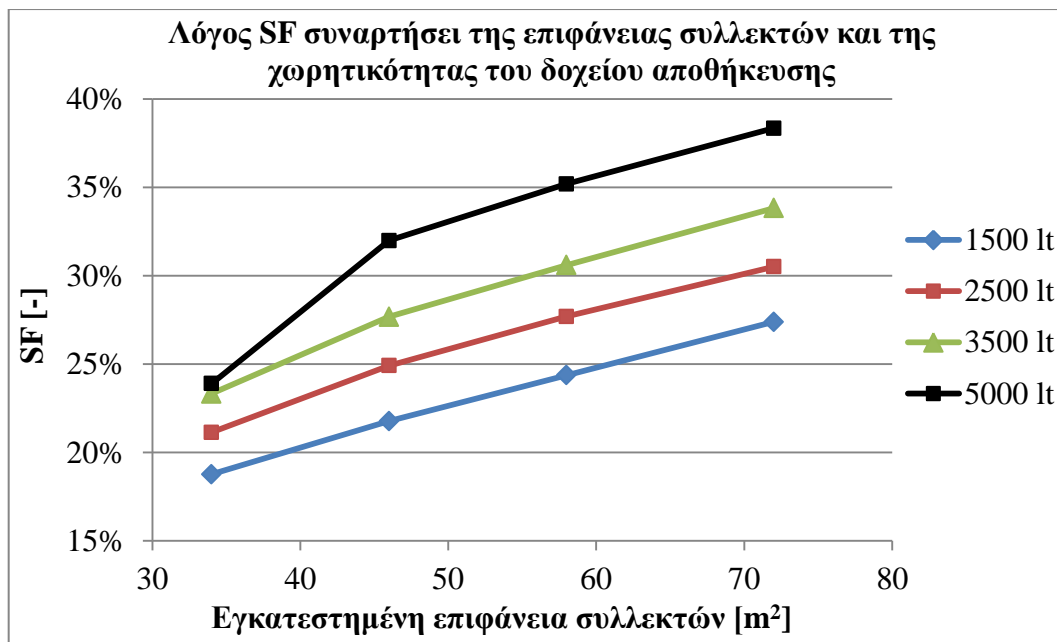
Σχήμα 3.3-9 : Αξιοποιούμενη ηλιακή ενέργεια και ενέργεια από Φ.Α. για διαφορετική χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης και εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών

Στο παραπάνω σχήμα 3.3-9 φαίνεται η τάση της αξιοποιούμενης ηλιακής ενέργειας να αυξάνει με την αύξηση της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης. Αυτό συμβαίνει διότι για την ίδια εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών, άρα και την ίδια αποδιδόμενη θερμική ενέργεια, μεγαλύτερο δοχείο αποθήκευσης συνεπάγεται αποθήκευση περισσότερης ηλιακής ενέργειας που μπορεί να αξιοποιηθεί και λιγότερη ηλιακή ενέργεια που απορρίπτεται στο περιβάλλον. Ταυτόχρονα, η αύξηση της χρησιμοποιούμενης ηλιακής ενέργειας συνεπάγεται την μείωση της συνεισφοράς του φυσικού αερίου για θέρμανση, ζεστό νερό χρήσης και ψύκτη προσρόφησης. Αξιοσημείωτο είναι επίσης το γεγονός ότι για εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών 34 m² η αξιοποιούμενη ηλιακή ενέργεια δεν αυξάνεται με την αύξηση της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης πάνω από τα 3500 Lt. Η συμπεριφορά αυτή υποδεικνύει ότι η χωρητικότητα των 3500 Lt επαρκεί για την πλήρη αποθήκευση και αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας που αποδίδουν οι συλλέκτες.



Σχήμα 3.3-10 : Λόγος αποδιδόμενης ηλιακής ενέργειας προς απαιτούμενη για ψύκτη (SF_c), για διαφορετική χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης και εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών

Στο σχήμα 3.3-10 φαίνεται η μεταβολή του δείκτη SF_c για μεταβαλλόμενη επιφάνεια συλλεκτών και χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης θερμότητας. Ο δείκτης SF_c υποδεικνύει το ποσοστό κατά το οποίο η ηλιακή ενέργεια καλύπτει τις θερμικές ανάγκες του ψύκτη. Για το υπό μελέτη σύστημα και τη δεξαμενή αποθήκευσης 2500 λίτρων ο δείκτης αυτός προκύπτει ίσος με 57.7 %, για αύξηση της χωρητικότητας κατά 1000 λίτρα αυξάνεται σε 64.8 %, ενώ για μεγαλύτερη χωρητικότητα η τιμή του αυξάνεται ελάχιστα στο 65.3 %. Αυτό σημαίνει ότι με χωρητικότητα 3500 λίτρων ο ψύκτης λαμβάνει τη μέγιστη θερμότητα που είναι δυνατόν να προσφερθεί από ηλιακή ενέργεια, επομένως αυτή η χωρητικότητα είναι η βέλτιστη για τη δεδομένη εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών. Για μεγαλύτερη εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών και αύξηση της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης παρατηρείται συνεχής αύξηση του δείκτη SF_c, γεγονός που υποδεικνύει ότι η βέλτιστη χωρητικότητα για μεγαλύτερη εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών είναι μεγαλύτερη των 5000 λίτρων. Αυτή η βέλτιστη χωρητικότητα θα προσδιοριστεί στη συνέχεια.



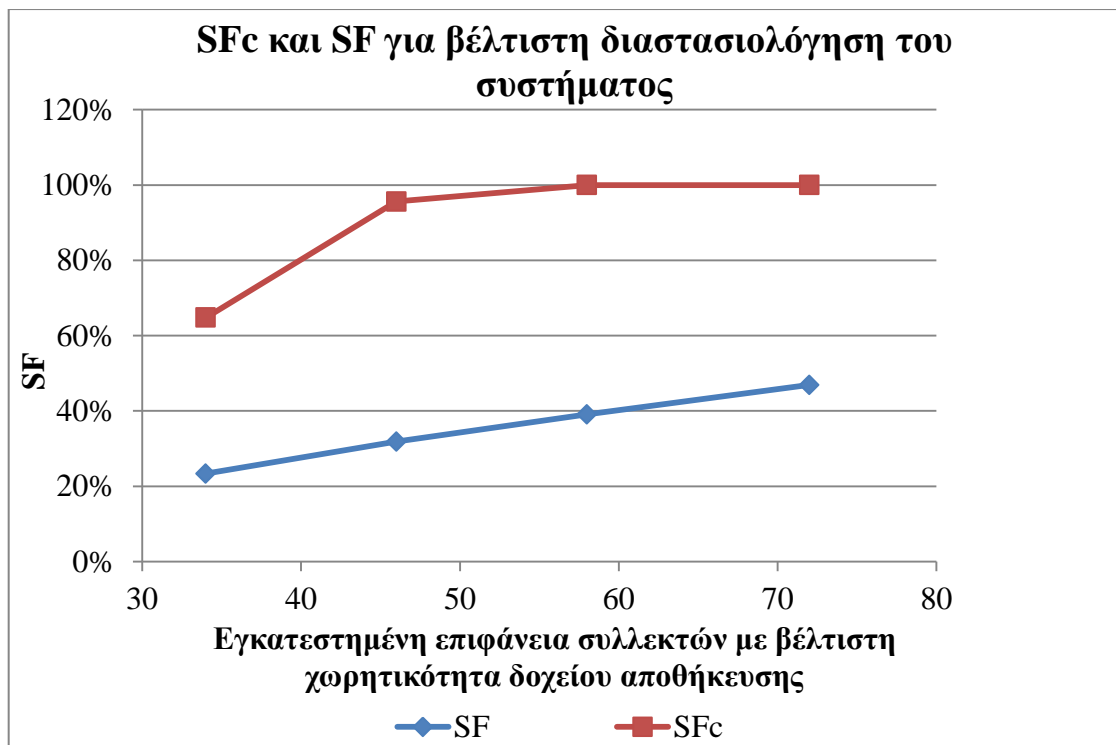
Σχήμα 3.3-11 : Λόγος αξιοποιούμενης ηλιακής ενέργειας προς συνολικές απαιτήσεις θερμικής ενέργειας SF, για διαφορετική χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης

Στο παραπάνω σχήμα 3.3-11 απεικονίζεται η μεταβολή του δείκτη SF συναρτήσει της επιφάνειας συλλεκτών και της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης θερμότητας. Ο δείκτης SF αντιστοιχεί στον λόγο της συνολικά αξιοποιούμενης ηλιακής ενέργειας για θέρμανση, ψύξη και ZNX προς τις συνολικές θερμικές ανάγκες της πολυκατοικίας. Η συμπεριφορά του είναι ανάλογη με αυτή του δείκτη SF_c, δηλαδή για επιφάνεια συλλεκτών ίση με 34 m² και χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης πάνω από 3500 λίτρα ο δείκτης δεν αυξάνει άλλο, αφού με αυτή τη χωρητικότητα αποθηκεύεται η μέγιστη ηλιακή ενέργεια που μπορεί να αποθηκευτεί για αυτή την επιφάνεια συλλεκτών. Το σύστημα για την εγκατεστημένη χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης 2500 λίτρων καλύπτει κατά το 21.1 % τις συνολικές ανάγκες σε θερμότητα από ηλιακή ενέργεια, ενώ για τη βέλτιστη χωρητικότητα των 3500 λίτρων καλύπτει μέχρι και το 23.3 % των συνολικών θερμικών αναγκών.

Από τα παραπάνω δύο σχήματα είναι φανερό ότι η βέλτιστη χωρητικότητα αποθήκευσης για μεγαλύτερη εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών είναι μεγαλύτερη των 5000 λίτρων. Μετά από δοκιμές στον αλγόριθμο του Matlab διαπιστώθηκε ότι η βέλτιστη χωρητικότητα για εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών 46 m² είναι 6000 λίτρα, για 58 m², 8000 λίτρα και για 72 m² επιφάνειας συλλεκτών 11000 λίτρα. Στον πίνακα 3.3-8 παρακάτω φαίνονται τα θερμοδυναμικά αποτελέσματα για τους παραπάνω βέλτιστους συνδυασμούς επιφάνειας συλλεκτών και χωρητικότητας δοχείου αποθήκευσης.

Πίνακας 3.3-8 Θερμοδυναμικά αποτελέσματα του συστήματος για βέλτιστους συνδυασμούς επιφάνειας συλλεκτών και χωρητικότητας δοχείου αποθήκευσης

	34 m ² -3500 lt	46 m ² -6000 lt	58 m ² -8000 lt	72 m ² -11000 lt
Συνολική αποδιδόμενη θερμότητα από τους συλλέκτες [kWh]	26798	36255	45713	56748
Ενέργεια από τους συλλέκτες προς θέρμανση χώρου και ZNX [kWh]	12746	15548	18228	21301
Ενέργεια από τους συλλέκτες προς ψύκτη προσρόφησης [kWh]	12683	18710	24735	31817
Ηλιακή ενέργεια που αξιοποιείται [kWh]	25429	34258	42963	53118
Ηλιακή ενέργεια που απορρίπτεται στο περιβάλλον [kWh]	1369	1997	2750	3630
Ενέργεια από φυσικό αέριο προς ψύκτη προσρόφησης [kWh]	6925	2300	775	0
Συνολική ενέργεια από φυσικό αέριο το χρόνο [kWh]	83553	73306	67037	60116
SF _c	64.8 %	95,6%	>100 %	> 100 %
SF	23,3%	31,8%	39,1%	46,9%



Σχήμα 3.3-12 : Μεταβολή του ποσοστού κάλυψε των θερμικών αναγκών από ηλιακή ενέργεια συναρτήσει της επιφάνειας συλλεκτών και της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης

Από τον παραπάνω πίνακα 3.3-8 και το σχήμα 3.3-12 παρατηρείται ότι για την βέλτιστη χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης για την αντίστοιχη επιφάνεια συλλεκτών η κατανάλωση φυσικού αερίου για θέρμανση, ZNX και ψύξη μειώνεται σαφώς, η αξιοποιούμενη ηλιακή ενέργεια αυξάνεται, όπως αυξάνεται και η θερμότητα από τους συλλέκτες προς τον ψύκτη, το ZNX και τη θέρμανση χώρων. Οι θερμικές ανάγκες για τη λειτουργία του ψύκτη καλύπτονται σχεδόν πλήρως από ηλιακή ενέργεια για εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών 46 m² και δοχείο αποθήκευσης 6000 λίτρων. Επίσης για τη βέλτιστη χωρητικότητα του υπό μελέτη συστήματος, με δοχείο αποθήκευσης 3500 λίτρων, η συνολική συνεισφορά της ηλιακής ενέργειας στις θερμικές ανάγκες της πολυκατοικίας φτάνει το 23.3 %, ενώ για την μέγιστη εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών των 72 m² με δοχείο αποθήκευσης χωρητικότητας 11000 λίτρων το σύστημα καλύπτει τις συνολικές θερμικές ανάγκες του από ηλιακή ενέργεια κατά το 46.9 %, ποσοστό αρκετά υψηλό, το οποίο αντιστοιχεί σε μείωση του ετήσιου κόστους λειτουργίας από τη χρήση φυσικού αερίου κατά 1993 € σε σχέση με το υπό μελέτη σύστημα.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

Εισαγωγή

Σε αυτό το κεφάλαιο γίνεται οικονομική αξιολόγηση του συστήματος με σκοπό τη διαπίστωση της οικονομικής της βιωσιμότητας ή όχι. Η περίοδος απόσβεσης της επένδυσης διαδραματίζει το σημαντικότερο ρόλο στην οικονομικότητά της, ενώ εκτιμώνται και οι παράγοντες που την επηρεάζουν περισσότερο.

4.1 Κόστη και οφέλη του συστήματος

4.1.1 Κόστος επένδυσης του συστήματος

Το κόστος επένδυσης της εγκατάστασης αποτελείται από τα κόστη των συνιστωσών της τα οποία είναι ο ψύκτης προσρόφησης, ο πύργος ψύξης (recooler), τα δοχεία αποθήκευσης, ο λέβητας φυσικού αερίου και οι τερματικές μονάδες απόδοσης θερμότητας. Οι επίπεδοι συλλέκτες θεωρούνται προεγκατεστημένοι και ως εκ τούτου το κόστος τους για τη συλλεκτική επιφάνεια των 34 m² είναι μηδενικό. Οι τερματικές μονάδες απόδοσης θερμότητας όπως έχει προαναφερθεί είναι στοιχεία ανεμιστήρα (fan coils) και συγκεκριμένα έχουν θεωρηθεί τρεις μονάδες/διαμέρισμα.

Το κόστος του ψύκτη προσρόφησης δεν δύναται να εκτιμηθεί με ακρίβεια για μονάδες μικρής κλίμακας. Ενδεικτικά από δημοσιεύσεις [14], [72], [73] το κόστος ψυκτών προσρόφησης μικρής ψυκτικής ισχύος κυμαίνεται μεταξύ 500-800 €/kWc για εργαζόμενο ζεύγος νερό - πήκτωμα πυριτίου με την τιμή των 600 €/kWc να είναι η επικρατέστερη. Δεδομένου ότι η ψύξη προσρόφησης με ζεόλιθο και νερό αποτελεί αιχμή της τεχνολογίας, εδώ θεωρείται μία τιμή των 800 €/kWc ψυκτικής ισχύος για ονομαστική ψυκτική ισχύ 10 kWc, η οποία περιλαμβάνει και το κόστος αντλιών και λοιπών εξαρτημάτων. Το κόστος του recooler λαμβάνεται ίσο με αυτό του μοντέλου eRec10|29 [67] της sortech με ονομαστική ισχύ 29 kWth, ίσο με 3000 € [71]. Το κόστος των δοχείων αποθήκευσης θερμότητας (TST) εξαρτάται από τον όγκο τους και υπολογίζεται από τη σχέση:

$$C_{TST} = 494.9 + 0.808 \cdot V_{TST} \quad (4.1)$$

όπου V_{TST} είναι ο όγκος του κάθε δοχείου σε λίτρα [74].

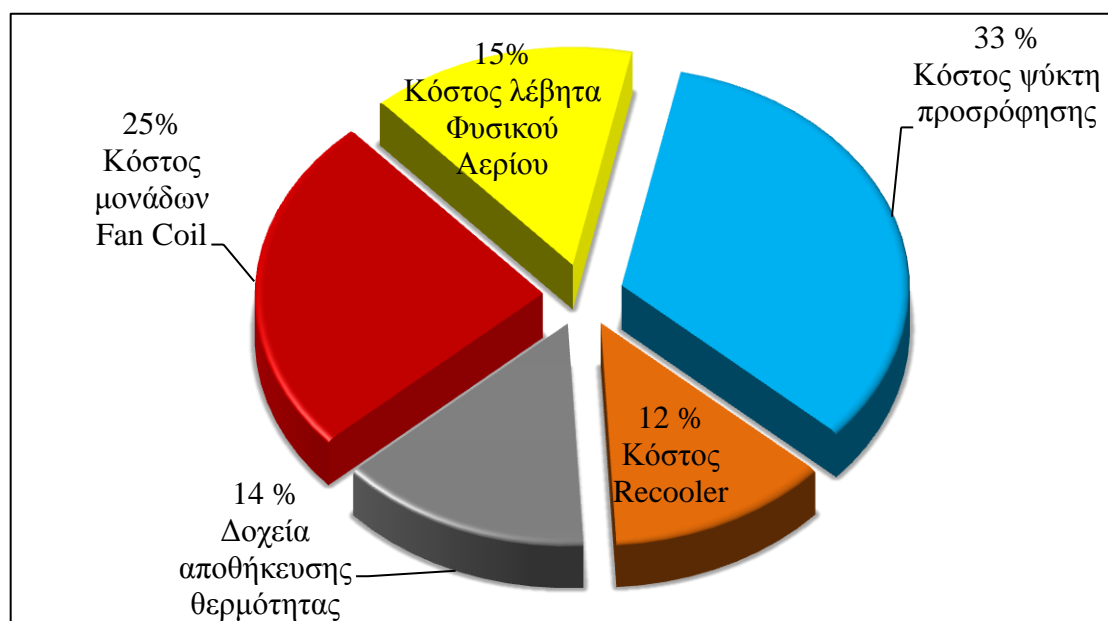
Το κόστος του λέβητα φυσικού αερίου μαζί με την εγκατάσταση λαμβάνεται ενδεικτικά ίσο με 3600 € σύμφωνα με έρευνα του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου [6]. Το συνολικό κόστος επένδυσης είναι:

$$C_{TCI} = C_{adschiller} + C_{recooler} + C_{boilerNG} + C_{TST} + C_{FCU} \quad (4.2)$$

Στον Πίνακα 4.1-1 δίνεται συνοπτικά το κόστος επένδυσης του υπό μελέτη συστήματος για τις τρεις διαφορετικές θερμοκρασίες κύκλου και τα αντίστοιχα οργανικά ρευστά που έχουν θεωρηθεί.

Πίνακας 4.1-1 : Κόστος επένδυσης συστήματος χωρίς επιπλέον συλλέκτες και για δεξαμενή αποθήκευσης 2500 λίτρα

Μονάδα	Τιμή/μονάδα	Τιμή (€)
Λέβητας φυσικού αερίου		3600 €
FPC	200 €/m ² [63]	0
Ψύκτης προσρόφησης	800 €/kW _c	8000
Recooler		3000
Δοχείο αποθήκευσης θερμότητας	2515	899
	V _{SADS} =2500 lt	V _{SCL} = 500 lt
Fan Coil Units (FCUs)	250 €/μονάδα	6000
Συνολικό Κόστος Επένδυσης (€)	24014	



Σχήμα 4.1-1: Κατανομή κόστους επένδυσης του συστήματος για δοχείο αποθήκευσης 2500 lt

Από το παραπάνω σχήμα είναι φανερό ότι το μεγαλύτερο κόστος με διαφορά στην επένδυση κατέχει ο ψύκτης προσρόφησης. Οι μονάδες διανομής αέρα για θέρμανση και ψύξη έρχονται στη δεύτερη θέση συνεισφέροντας κατά το ¼ στο συνολικό κόστος επένδυσης ενώ ο λέβητας φυσικού αερίου κατέχει το 15% του συνολικού κόστους. Ο λέβητας φυσικού αερίου είναι σχετικά οικονομικός σε σχέση

με τις άλλες συνιστώσες ειδικά αν ληφθεί υπόψιν η μεγάλη συνεισφορά του στην κάλυψη των θερμικών αναγκών της πολυκατοικίας. Η μονάδα αποβολής θερμότητας για τον ψύκτη (recoler) και τα δοχεία αποθήκευσης αποτελούν έκαστο το 12 % και 14 % του κόστους αντίστοιχα. Να σημειωθεί ότι στο παρόν σύστημα δεν έχουν προστεθεί άλλοι συλλέκτες πέραν των προεγκατεστημένων και ως εκ τούτου το κόστος τους είναι μηδενικό. Σε παρακάτω σενάριο όπου η επιφάνεια των συλλεκτών αυξάνεται το κόστος τους αναμένεται να διαδραματίσει σημαντικό ρόλο στην επένδυση.

4.1.2 Ετήσιο λειτουργικό κόστος και ετήσιο κόστος συντήρησης

Το λειτουργικό κόστος περιλαμβάνει το κόστος από την κατανάλωση φυσικού αερίου στο λέβητα καθώς επίσης και το κόστος αγοράς της ηλεκτρικής ενέργειας για τη λειτουργία του ψύκτη προσρόφησης. Όλη η ηλεκτρική ενέργεια που απαιτείται αγοράζεται από το δίκτυο. Για την τιμή αγοράς της ηλεκτρικής ενέργειας έχει θεωρηθεί χρέωση της κιλοβατώρας σύμφωνα με το οικιακό τιμολόγιο Γ1 της ΔΕΗ [75] χωρίς χρονοχρέωση, οι χρεώσεις του οποίου φαίνονται στον πίνακα 5.3. Έχουμε θεωρήσει τη χρέωση για τις πρώτες 2000 kWh στη χρέωση προμήθειας και έως τις πρώτες 1600 kWh για τις Υπηρεσίες Κοινής Ωφέλειας. Επισημαίνεται ότι το ΕΤΜΕΑΡ (Ειδικό Τέλος Μείωσης Εκπομπών Αέριων Ρύπων – 0.02477 €/kWh) έχει ληφθεί υπόψη ενώ ο ΕΦΚ (Ειδικός Φόρος Κατανάλωσης – 0.0022 €/kWh), το ειδικό τέλος 5% καθώς και ο ΦΠΑ δεν έχουν ληφθεί υπόψιν. Επιπλέον, θεωρούμε ότι η συμφωνημένη ισχύς της παροχής για κάθε διαμέρισμα δεν αλλάζει με την προσθήκη του συστήματος, ούτε και ο συντελεστής ισχύος. Επομένως δεν αλλάζουν ούτε οι πάγιες χρεώσεις για τις χρεώσεις προμήθειας, ούτε οι χρεώσεις ισχύος για το δίκτυο διανομής και το δίκτυο μεταφοράς.

Πίνακας 4.1-2 : Τιμολόγιο €/kWhel Γ1 ΔΕΗ [75]

ΤΙΜΟΛΟΓΙΟ Γ1								
Ρυθμιζόμενες χρεώσεις								
Χρεώσεις προμήθειας	Δίκτυο μεταφοράς (€/kWh)	Λοιπές χρεώσεις (€/kWh)	Δίκτυο διανομής (€/kWh)	Υπηρεσίες Κοινής Ωφέλειας (€/kWh)	ETMEAP (€/kWh)	Τιμή €/kWh		
0-2000kWh	0.0946	0.00527	0.00007	0.0213	0-1600 kWh	0.00699	0.02477	0.153

Η τιμή του φυσικού αερίου έχει θεωρηθεί ίση με 0,085 €/kWhth [6], ενώ η τιμή του πετρελαίου θέρμανσης ανά kWhth ίση με 0,111 €/kWhth για τιμή diesel θέρμανσης ίση με 0,97 €/lt [76], [77]. Το ετήσιο κόστος συντήρησης για τον ψύκτη προσρόφησης θεωρείται μηδενικό σύμφωνα με τον κατασκευαστή, ωστόσο για όλο το σύστημα μαζί με τις αντλίες και τους συλλέκτες θεωρείται ίσο με 1 % του συνολικού κόστους της επένδυσης, ενώ για τον λέβητα φυσικού αερίου ένα ενδεικτικό κόστος συντήρησης λαμβάνεται ίσο με 60 €/έτος.

4.1.3 Ετήσιο λειτουργικό όφελος

Το ετήσιο λειτουργικό όφελος είναι η διαφορά μεταξύ της ετήσιας αξίας της ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας που καταναλώνεται σε σχέση με την αντίστοιχη του συμβατικού συστήματος και του κόστους λειτουργίας και συντήρησής του. Η αξία της παραγόμενης θερμικής ενέργειας είναι το ετήσιο κόστος που αποφεύγεται για παραγωγή θέρμανσης από λέβητα πετρελαίου και αντίστοιχα η αξία της παραγόμενης ψυκτικής ενέργειας είναι το ετήσιο κόστος που αποφεύγεται για παραγωγή ψύξης από κλιματιστικές μονάδες (COP=2.2 σύμφωνα με TOTEE-1). Στο ετήσιο λειτουργικό κόστος του συμβατικού συστήματος προστίθεται και το κόστος θέρμανσης του ζεστού νερού χρήσης από πετρέλαιο θεωρώντας ότι σε κάθε διαμέρισμα υπάρχει εγκατεστημένο σύστημα boiler για ζεστό νερό χρήσης με πετρέλαιο.

Στο ετήσιο λειτουργικό όφελος προστίθενται επίσης και τα ετήσια έξοδα συντήρησης του συμβατικού συστήματος τα οποία αποφεύγονται. Αυτά είναι για τον λέβητα πετρελαίου 90 €/έτος, ενώ για τις κλιματιστικές μονάδες το κόστος συντήρησης θεωρείται ίσο με 25 €/μονάδα*έτος και θεωρούμε ότι σε κάθε διαμέρισμα υπάρχουν εγκατεστημένες 3 μονάδες. Επομένως το ετήσιο λειτουργικό όφελος θα είναι:

$$R_{tot} = R_{heat} + R_{cool} - O \& M + C_{m,conv} \quad (4.3)$$

όπου R_{heat} η αξία της παραγόμενης θερμικής ενέργειας,

R_{cool} η αξία της παραγόμενης ψυκτικής ενέργειας,
 $O\&M$ το ετήσιο κόστος συντήρησης και λειτουργίας, και
 $C_{m,conv}$ το ετήσιο κόστος συντήρησης του συμβατικού συστήματος

Πίνακας 4.1-3 : Ετήσια οφέλη και κόστη του συστήματος σε σχέση με συμβατικό σύστημα

Ετήσια οφέλη (€)	
Ετήσιο κόστος θερμότητας που αποφεύγεται για παραγωγή θέρμανσης	9569
Ετήσιο κόστος ηλεκτρισμού που αποφεύγεται για παραγωγή ψύξης	624
Ετήσιο όφελος από συντήρηση συμβατικού συστήματος	690
Σύνολο	10883
Ετήσια κόστη (€)	
Ετήσιο κόστος για αγορά ηλεκτρικής ενέργειας	146
Ετήσιο κόστος συντήρησης	300
Ετήσιο κόστος για παραγωγή θερμότητας μέσω φυσικού αερίου	7501
Σύνολο	7947
Ετήσιο λειτουργικό όφελος (€)	2936

Παρατηρούμε ότι το μεγαλύτερο ετήσιο όφελος προκύπτει από το κόστος που αποφεύγεται για θέρμανση με πετρέλαιο σε ποσοστό 88%, ενώ το μεγαλύτερο κόστος για κάθε σύστημα όπως είναι αναμενόμενο είναι το κόστος του φυσικού αερίου το οποίο αποτελεί το 95% του ετήσιου κόστους λειτουργίας. Η απαραίτητη ηλεκτρική ενέργεια για τη λειτουργία του ψύκτη έχει πολύ μικρό κόστος για το σύστημα αποτελώντας μόλις το 1.8 % του κόστους λειτουργίας. Το κόστος αυτό ηλεκτρικής ενέργειας του ψύκτη είναι κατά 77 % χαμηλότερο από το αντίστοιχο κόστος για ψύξη με συμβατικά κλιματιστικά. Σημαντικό στοιχείο είναι επίσης το ειδικό κόστος ενέργειας για ψύξη, δηλαδή το κόστος σε ευρώ για να παραχθεί μία kWh ψυκτικής ενέργειας. Αυτό ισούται με [€/kWhc] :

$$C_{cool} = \frac{\text{Κόστος θερμικής και ψυκτικής ενέργειας που απαιτεί ο ψύκτης}}{\text{Ψυκτική ενέργεια που αποδίδει ο ψύκτης}} = \frac{\text{θερμική ενέργεια από Φ.Α.} \cdot \text{κόστος kWhth Φ.Α.} + \text{Ηλεκτρική ενέργεια} \cdot \text{κόστος kWhel}}{\text{Ψυκτική ενέργεια που αποδίδει ο ψύκτης}}$$

$$= \frac{9975 \cdot 0.085 + 957 \cdot 0.153}{10696} = 0.092$$

Στον παραπάνω τύπο δεν λαμβάνεται υπόψιν το κόστος της ενέργειας από τους συλλέκτες προς τον ψύκτη αφού το λειτουργικό κόστος των συλλεκτών είναι μηδενικό. Η τιμή του παραπάνω δείκτη επιδιώκεται να είναι όσο το δυνατόν

χαμηλότερη και εδώ βλέπουμε ότι είναι αρκετά χαμηλή. Το κόστος για μία κιλοβατώρα ψυκτικής ενέργειας με προσρόφηση και χωρίς την εγκατάσταση άλλων συλλεκτών είναι κατά 24.4 % υψηλότερο από το αντίστοιχο κόστος για ένα συμβατικό κλιματιστικό (COP 2,2, $C_{cool}=0,0695 \text{ €/kWhc}$). Αυτό συμβαίνει διότι ο ψύκτης προσρόφησης έχει πολύ χαμηλότερο COP σε σύγκριση με ένα συμβατικό κλιματιστικό, επομένως απαιτεί μεγάλες ποσότητες θερμικής ενέργειας οι οποίες δεν αντισταθμίζονται από την πολύ χαμηλότερη κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας. Επομένως αν και ο ψύκτης προσρόφησης όπως φαίνεται από τον παραπάνω πίνακα έχει μικρότερο λειτουργικό κόστος όσον αφορά την ηλεκτρική ενέργεια, εντούτοις η μεγάλη του απαίτηση σε θερμική ενέργεια καθιστά τη λειτουργία του ακριβότερη για αυτό το σύστημα. Ενδεχομένως για χαμηλότερο κόστος παραγωγής θερμικής ενέργειας, όπως με την εγκατάσταση επιπλέον συλλεκτών αυτή η τιμή να μειωθεί.

4.2 Οικονομική αξιολόγηση του συστήματος

Για την οικονομική αξιολόγηση του συστήματος έχουν χρησιμοποιηθεί οι δείκτες [78], [79], [80] :

Καθαρή Παρούσα Αξία (ΚΠΑ) επένδυσης (Net Present Value, NPV):

Καθαρή παρούσα αξία είναι το συνολικό καθαρό όφελος μιας επένδυσης που προκύπτει ως διαφορά μεταξύ του λειτουργικού οφέλους και του συνόλου των δαπανών κατά τη διάρκεια του κύκλου ζωής της επένδυσης. Όλα τα ποσά εκφράζονται σε παρούσα αξία, ανηγμένη συνήθως στην αρχή του πρώτου έτους λειτουργίας του συστήματος. Η καθαρή παρούσα αξία προσδιορίζεται από τη:

$$ΚΠΑ = -C_{TCI} + \sum_{i=1}^N \frac{R_{tot}}{(1+d)^i} + \frac{SV_N}{(1+d)^N} \quad (4.4)$$

όπου N ο οικονομικός κύκλος ζωής της επένδυσης, εδώ ίσος με 20 χρόνια

SV_N η υπολειμματική αξία της επένδυσης στο τέλος του οικονομικού κύκλου ζωής της επένδυσης, και

d το επιτόκιο αναγωγής σε παρούσα αξία (επιθυμητή απόδοση κεφαλαίου), εδώ λαμβάνεται ίσο με 8%.

Όταν η ΚΠΑ είναι θετική η επένδυση είναι βιώσιμη, όταν είναι μηδενική η επένδυση είναι βιώσιμη με μέσο ετήσιο βαθμό απόδοσης ίσο με d εν,ω όταν είναι αρνητική η επένδυση είναι αντιοικονομική.

Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης (EBA) (Internal Rate of Return, IRR) ή Απόδοση Κεφαλαίου:

Είναι η τιμή του επιτοκίου αναγωγής που μηδενίζει την ΚΠΑ και προσδιορίζεται από την εξίσωση (λύση ως προς d) :

$$DPB = \frac{-\ln\left(1 - \frac{d \cdot C_{TCl}}{R_{tot}}\right)}{\ln(1+d)}$$

$$NPV_{(d=IRR)} = 0 \quad (4.5)$$

Έντοκη Περίοδος Αποπληρωμής (ΕΠΑ) (Discounted Payback Period, DPB):

Είναι το χρονικό διάστημα που απαιτείται για την αποπληρωμή της αρχικής επένδυσης καθώς και των τόκων που θα μπορούσαν να ληφθούν από μια εναλλακτική τοποθέτηση του αρχικού κεφαλαίου. Προσδιορίζεται από τη σχέση (λύση ως προς N):

$$NPV_{(N=DPB)} = 0 \quad (4.6)$$

Εάν η υπολειμματική αξία της επένδυσης (αξία εκποίησης) μετά τα N έτη είναι μηδενική και το ετήσιο λειτουργικό όφελος R_{tot} θεωρηθεί σταθερό (σε σταθερές τιμές), τότε η ΕΠΑ υπολογίζεται από τη σχέση:

$$DPB = \frac{-\ln\left(1 - \frac{d \cdot C_{TCl}}{R_{tot}}\right)}{\ln(1+d)} \quad (4.7)$$

Θεωρώντας ως οικονομική διάρκεια ζωής της επένδυσης τα 20 έτη, ένα επιτόκιο αναγωγής ίσο με 8%, υπολειμματική αξία της επένδυσης μηδενική μετά τα 20 έτη και σταθερό ετήσιο λειτουργικό όφελος, προέκυψαν τα εξής αποτελέσματα:

Πίνακας 4.2-1 : Αποτελέσματα οικονομικής αξιολόγησης για επιφάνεια συλλεκτών 34 m² και δεξαμενή αποθήκευσης 2500 lt

NPV (€)	5073
IRR (%)	10.7
DPB (έτη)	13.6

Όπως φαίνεται η επένδυση είναι αποδοτική αφού κάνει απόσβεση σε 13.6 χρόνια ωστόσο ο IRR και η ΚΠΑ είναι χαμηλά γεγονός που αφήνει περιθώρια για περαιτέρω βελτίωση της οικονομικότητας της επένδυσης υπό διαφορετικές συνθήκες.

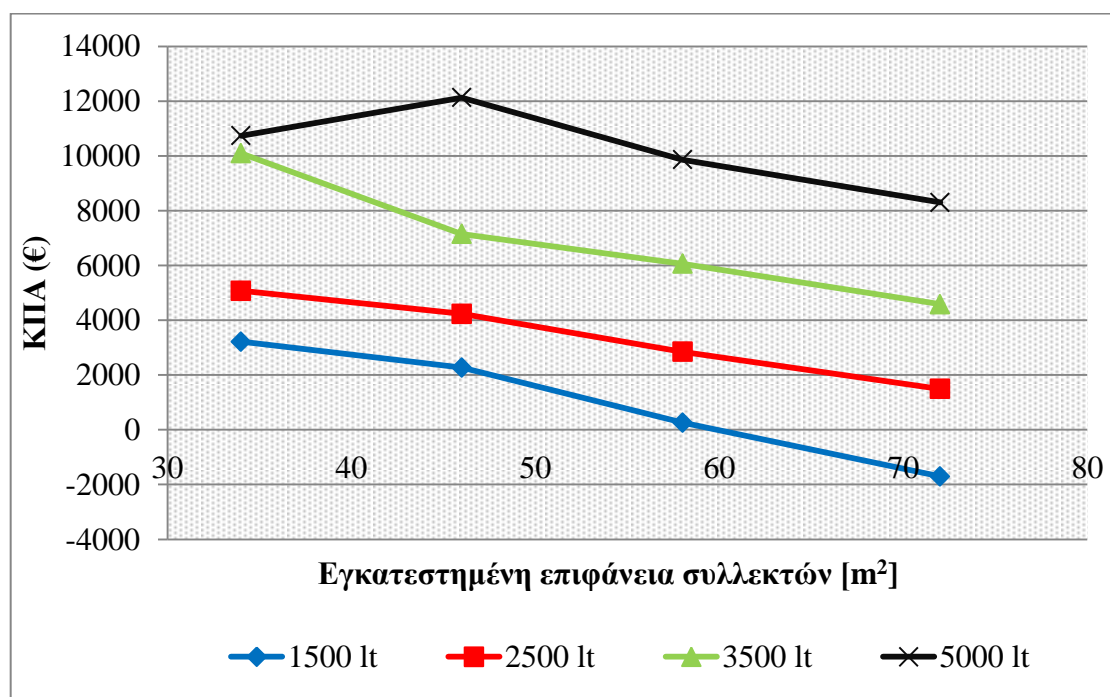
4.3 Οικονομική αξιολόγηση του συστήματος για διαφορετική εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών και χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω φαίνεται να υπάρχει περιθώριο βελτίωσης της οικονομικής απόδοσης της επένδυσης. Στο τρίτο κεφάλαιο δείχθηκε ότι η αύξηση του όγκου της δεξαμενής αποθήκευσης οδηγεί σε αύξηση της αξιοποιούμενης ηλιακής ενέργειας και ταυτόχρονα σε μείωση της απορριπτόμενης ηλιακής ενέργειας και της παραγόμενης από φυσικό αέριο ενέργειας. Επίσης δείχθηκε ότι η αύξηση της

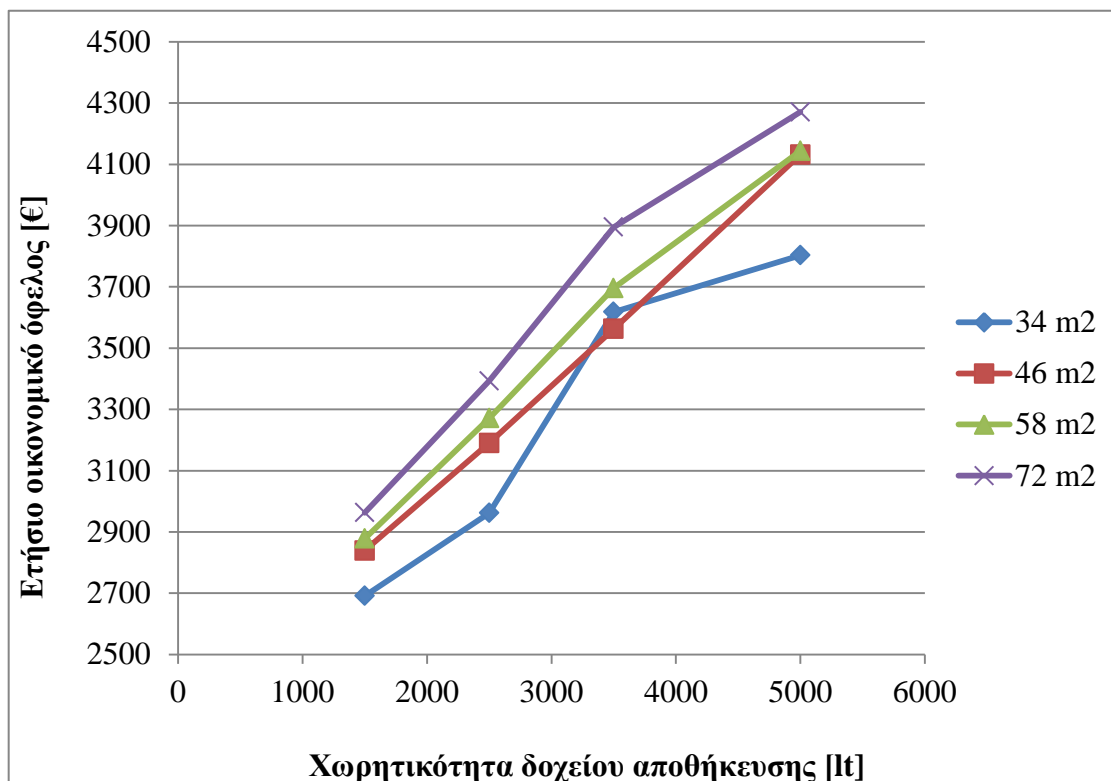
συλλεκτικής επιφάνειας οδηγεί επίσης σε ανάλογα αποτελέσματα, ενώ ο συνδυασμός αύξησης της συλλεκτικής επιφάνειας με αύξηση της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης ενισχύουν την παραπάνω επίδραση και τη βελτίωση της θερμοδυναμικής απόδοσης του συστήματος. Στην παράγραφο αυτή μένει να διερευνηθεί η οικονομική απόδοση του συστήματος για μεταβολή των δύο αυτών παραμέτρων. Στα παρακάτω σχήματα παρουσιάζεται η μεταβολή των οικονομικών παραμέτρων του συστήματος για διαφορετική εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών και χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης.

Πίνακας 4.3-1: Οικονομικά αποτελέσματα για διαφορετική επιφάνεια συλλεκτών και δεξαμενή αποθήκευσης 2500 lt

Εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών [m ²]	46	58	72
NPV (€)	4234	2848	1492
IRR (%)	10	9.2	8.5
DPB (έτη)	14.8	16.5	18.3



Σχήμα 4.3-1: Καθαρή Παρούσα Αξία (€) συναρτήσει της επιφάνειας συλλεκτών και της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης

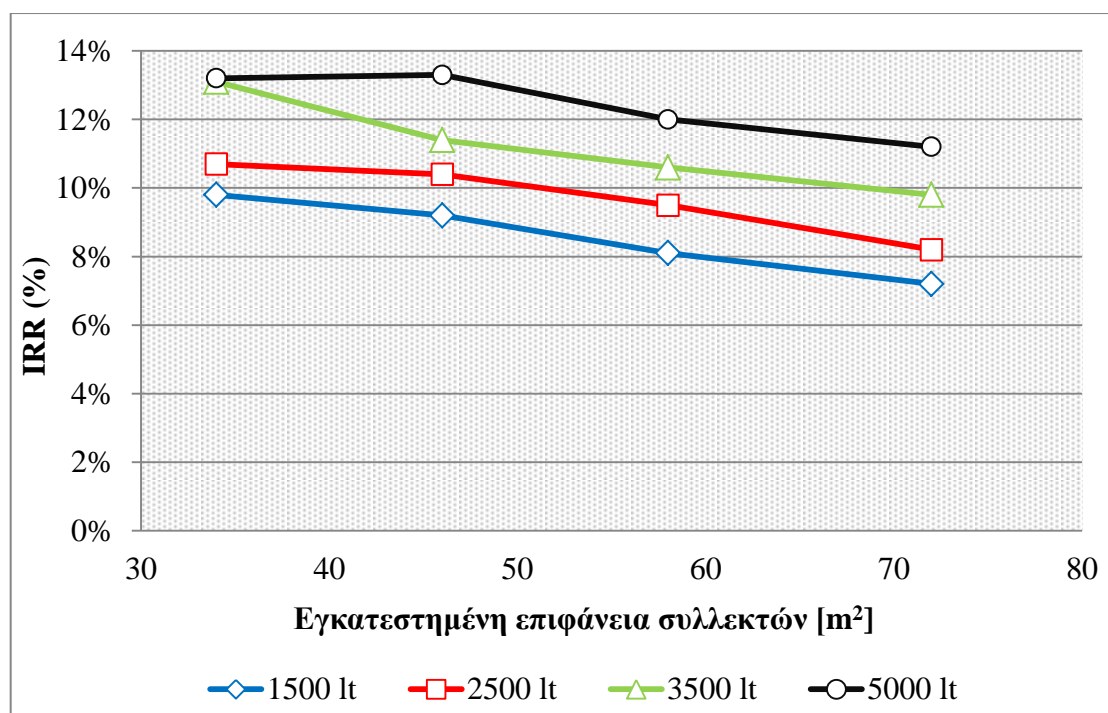


Σχήμα 4.3-2 : Μεταβολή του ετήσιου οικονομικού οφέλους συναρτήσει της εγκατεστημένης επιφάνειας και της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης

Όπως φαίνεται από το σχήμα 4.3-1 η ΚΠΑ αυξάνει με την αύξηση της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης για την ίδια εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών. Αυτό οφείλεται στην αύξηση του ετήσιου λειτουργικού οφέλους, όπως φαίνεται στο σχήμα 4.3-2, και το οποίο υπερτερεί του αυξανόμενου κόστους επένδυσης. Το ετήσιο λειτουργικό όφελος αυξάνει με την αύξηση της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης διότι μεγαλύτερη χωρητικότητα συνεπάγεται περισσότερη αξιοποιούμενη ηλιακή ενέργεια και άρα μικρότερο κόστος για φυσικό αέριο. Για την εγκατεστημένη επιφάνεια των 34 m² βλέπουμε στο σχήμα 4.3-2 ότι το ετήσιο λειτουργικό όφελος αυξάνει με αύξοντα ρυθμό για χωρητικότητα δοχείου μέχρι 3500 lt. Αυτή η συμπεριφορά εξηγείται από το γεγονός ότι στη χωρητικότητα των 3500 lt έχουμε ελαχιστοποίηση και σχεδόν μηδενισμό της απορριπτόμενης στο περιβάλλον ηλιακής ενέργειας όπως δείχθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, οπότε περαιτέρω αύξηση της χωρητικότητας συνεπάγεται μικρή μείωση στην κατανάλωση φυσικού αερίου, άρα και στο λειτουργικό κόστος. Αυτό επιβεβαιώνεται και από το γεγονός ότι η ΚΠΑ είναι περίπου η ίδια για εγκατεστημένη επιφάνεια 34 m² ανεξαρτήτως χωρητικότητας πάνω από τα 3500 lt. Η ΚΠΑ με την αύξηση της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης αυξάνει και για κάθε άλλη σταθερή εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών, με τη διαφορά ότι ο ρυθμός αύξησής της παραμένει σταθερός αυξανόμενης της χωρητικότητας του δοχείου. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι μεγαλύτερη χωρητικότητα συνεπάγεται περισσότερη αξιοποιούμενη ηλιακή ενέργεια, άρα και σταθερά αυξανόμενο ετήσιο λειτουργικό όφελος. Η ΚΠΑ ωστόσο βλέπουμε

ότι μειώνεται με την αύξηση της εγκατεστημένης επιφάνειας συλλεκτών και σταθερή χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης. Αυτό σημαίνει ότι η αύξηση του κόστους επένδυσης λόγω των συλλεκτών δεν αντισταθμίζεται από την αύξηση του ετήσιου λειτουργικού οφέλους. Εξαιρέση αποτελεί η περίπτωση με εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών 46 m² και δοχείο αποθήκευσης 5000 lt όπου η ΚΠΑ αυξάνεται σε σχέση με την αμέσως μικρότερη εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών των 34 m² και φτάνει την μέγιστη τιμή της 12130 €. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι με αυτή την χωρητικότητα έχουμε ελαχιστοποίηση της απορριπτόμενης ηλιακής ενέργειας και άρα μεγιστοποίηση των καθαρών ταμειακών ροών κατά έτος, η οποία υπερτερεί του κόστους επένδυσης και του λειτουργικού κόστους.

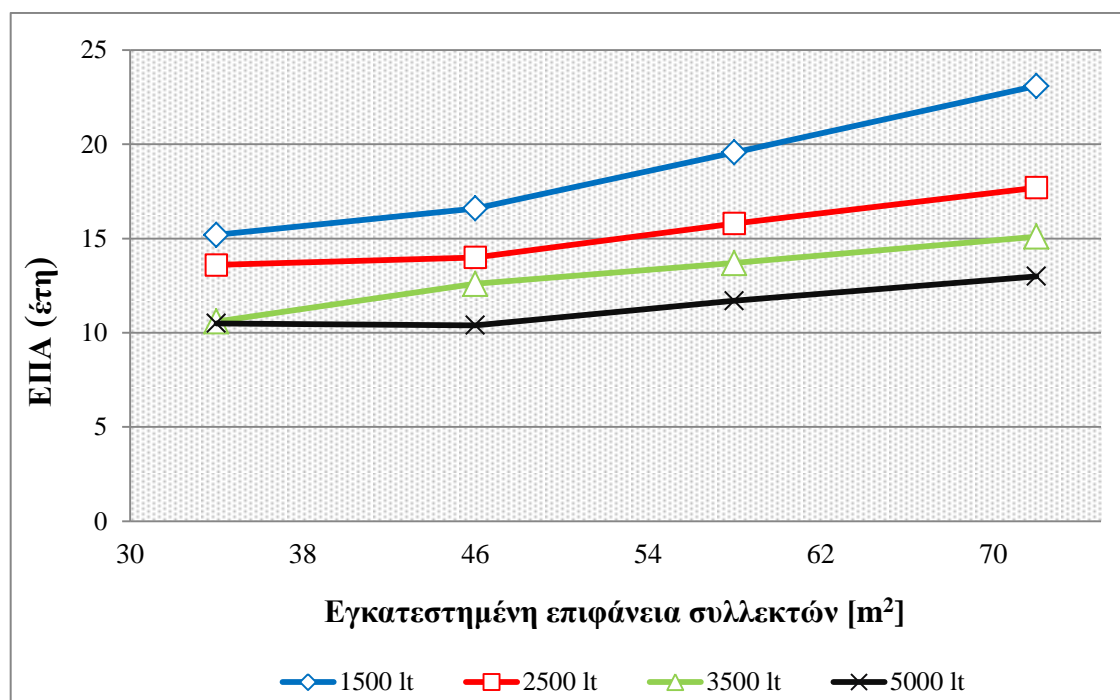
Συμπερασματικά η ΚΠΑ μειώνεται με την αύξηση της εγκατεστημένης επιφάνειας συλλεκτών και αυξάνεται με την αύξηση της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης, είναι πάντα θετική για κάθε συνδυασμό εγκατεστημένης επιφάνειας και χωρητικότητας (δηλαδή η επένδυση είναι αποδοτική) με εξαίρεση την περίπτωση της χωρητικότητας των 1500 lt όπου για εγκατεστημένη επιφάνεια πάνω από 60 m² γίνεται αρνητική και άρα η επένδυση είναι αντισυμβαλλόμενη. Η ελάχιστη τιμή της ΚΠΑ που κάνει την επένδυση οριακά αποδοτική είναι η τιμή 257 € που εμφανίζεται για επιφάνεια συλλεκτών 58 m² και χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης 1500 lt. Για επιφάνεια συλλεκτών 60 m² και χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης 1500 lt η ΚΠΑ μηδενίζεται και για μεγαλύτερη επιφάνεια συλλεκτών η επένδυση δεν είναι βιώσιμη.



Σχήμα 4.3-3 : IRR για διαφορετική χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης και εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών

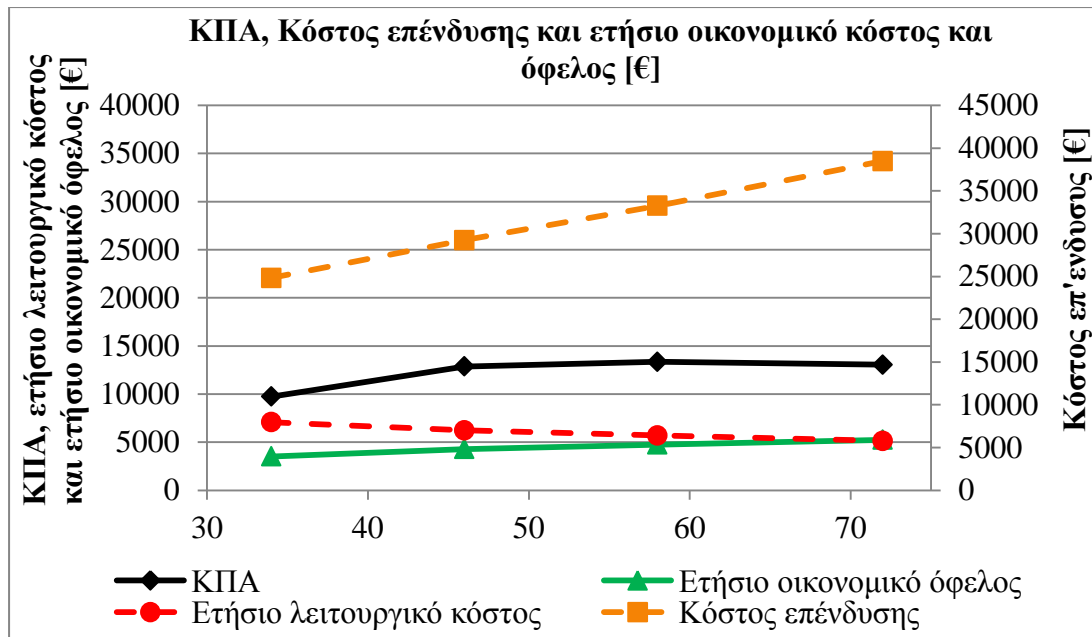
Η συμπεριφορά του IRR είναι ευθέως ανάλογη της ΚΠΑ για όλα τα σενάρια. Η μέγιστη τιμή του εμφανίζεται για την ελάχιστη εγκατεστημένη επιφάνεια

συλλεκτών και τη μέγιστη χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης και είναι ίση με 13.2 %. Σε κάθε πιθανό συνδυασμό επιφάνειας συλλεκτών και χωρητικότητας δοχείου αποθήκευσης είναι πάνω από 8 % υποδεικνύοντας αποδοτική επένδυση, με εξαίρεση το συνδυασμό εγκατεστημένης επιφάνειας 72 m² και δοχείου αποθήκευσης 1500 lt όπου ο IRR πέφτει στο 7.2 % καθιστώντας την επένδυση μη αποδοτική όπως φάνηκε και παραπάνω από την ΚΠΑ.



Σχήμα 4.3-4 : ΕΠΑ για διαφορετική χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης και εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών

Αντιστρόφως ανάλογη συμπεριφορά με την ΚΠΑ και τον IRR παρουσιάζει η ΕΠΑ η οποία αυξανόμενης της εγκατεστημένης επιφάνειας συλλεκτών και της χωρητικότητας μέχρι και 5000 λίτρα, αυξάνει. Η ελάχιστη τιμή της (10.4 έτη) εμφανίζεται για επιφάνεια συλλεκτών 46 m² και δεξαμενή αποθήκευσης 5000 λίτρων ενώ η μέγιστη επιτρεπτή τιμή της για την οποία η επένδυση είναι οριακά αποδοτική (19.57 έτη) εμφανίζεται για 58 m² και δεξαμενή αποθήκευσης 1500 λίτρων. Η ΕΠΑ είναι πάντα μέσα στα πλαίσια της 20ετούς διάρκειας ζωής της επένδυσης με εξαίρεση την περίπτωση με 72 m² συλλεκτικής επιφάνειας και δεξαμενή αποθήκευσης 1500 λίτρων. Για το σύστημα που μελετάμε με επιφάνεια συλλεκτών 34 m² και δεξαμενή αποθήκευσης 2500 λίτρων η επένδυση κάνει απόσβεση σε 12.9 έτη. Για χωρητικότητα δεξαμενής ίση με 1500 , 3500 και 5000 λίτρα η ΕΠΑ είναι αντίστοιχα 15.2, 10.6 και 10.5 έτη, αποδεικνύοντας το συμπέρασμα της παραπάνω παραγράφου, ότι για χωρητικότητα πάνω από 3500 lt αυτό το σύστημα για αυτή την εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών δεν βελτιώνεται άλλο οικονομικά.



Σχήμα 4.3-5 : ΚΠΑ, κόστος επένδυσης, ετήσιο λειτουργικό κόστος και ετήσιο οικονομικό όφελος [€] για συνθήκες βέλτιστης εκμετάλλευσης της ηλιακής ενέργειας



Σχήμα 4.3-6 : ΚΠΑ και ΕΠΙΑ για το συνδυασμό εγκατεστημένης επιφάνειας συλλεκτών και χωρητικότητας δοχείου αποθήκευσης που εξασφαλίζουν τη βέλτιστη εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας

Στα παραπάνω σχήματα σχήμα 4.3-5 και σχήμα 4.3-6 φαίνονται η Καθαρή Παρούσα Αξία, το κόστος επένδυσης του συστήματος, το ετήσιο λειτουργικό κόστος και το ετήσιο οικονομικό όφελος για τις συνθήκες οι οποίες εξασφαλίζουν τη βέλτιστη εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας, αλλά και την απόδοση του συστήματος. Οι παράμετροι που μεταβάλλονται είναι η επιφάνεια των συλλεκτών και η χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης θερμότητας για τον ψύκτη και τη θέρμανση χώρων. Όπως διαπιστώθηκε στο τρίτο κεφάλαιο οι χωρητικότητες που εξασφαλίζουν την μέγιστη δυνατή αποθήκευση θερμότητας από ηλιακή ενέργεια είναι για κάθε εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών αυτές που φαίνονται στα παραπάνω σχήματα. Το σύστημα μελετάται οικονομικά και για αυτές τις βέλτιστες συνθήκες ώστε να διαπιστωθεί αν η μέγιστη θερμοδυναμική απόδοσή του συμπίπτει με την οικονομική του απόδοση και άρα αν είναι βιώσιμη η επένδυση υπό αυτές τις συνθήκες. Πράγματι, διαπιστώνεται ότι όσο αυξάνει η εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών, άρα και η χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης, τόσο αυξάνει το κόστος επένδυσης, αλλά και το αντίστοιχο ετήσιο οικονομικό όφελος. Το ετήσιο οικονομικό όφελος επίσης μειώνεται φτάνοντας την ελάχιστη τιμή των 5250 € για τη μέγιστη επιφάνεια συλλεκτών που μπορούν να εγκατασταθούν στην οροφή της πολυκατοικίας. Η ΚΠΑ επίσης αυξάνεται αγγίζοντας την μέγιστη τιμή της, 13347 €, για 46 m² συλλεκτών και 6000 λίτρα χωρητικότητα της δεξαμενής αποθήκευσης, ενώ για μεγαλύτερη επιφάνεια συλλεκτών μειώνεται ελαφρώς και πάντως είναι πολύ κοντά στη μέγιστη τιμή της. Η επένδυση για την προεγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών των 34 m² και την αντίστοιχη βέλτιστη χωρητικότητα αποθήκευσης των 3500 λίτρων κάνει απόσβεση σε 10.78 έτη, σαφώς συντομότερα απ' ότι για χωρητικότητα 2500 λίτρα (ίση με 13.6 έτη). Ο ελάχιστος χρόνος απόσβεσης της επένδυσης είναι τα 10.24 έτη για επιφάνεια συλλεκτών ίση με 46 m², ενώ για μεγαλύτερη επιφάνεια συλλεκτών η περίοδος αποπληρωμής αυξάνεται έως και τα 11.47 έτη. Σε κάθε περίπτωση από τις παραπάνω ωστόσο η επένδυση κάνει απόσβεση σε λιγότερο χρόνο σε σχέση με τον αρχικό σχεδιασμό του συστήματος, ανεξάρτητα της εγκατεστημένης επιφάνειας συλλεκτών, γεγονός που καταδεικνύει την σημαντικότητα της σωστής επιλογής χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης. Το κόστος επένδυσης κυμαίνεται από 24822 € έως και 38482 € αυξανόμενης της επιφάνειας εγκατεστημένων συλλεκτών.

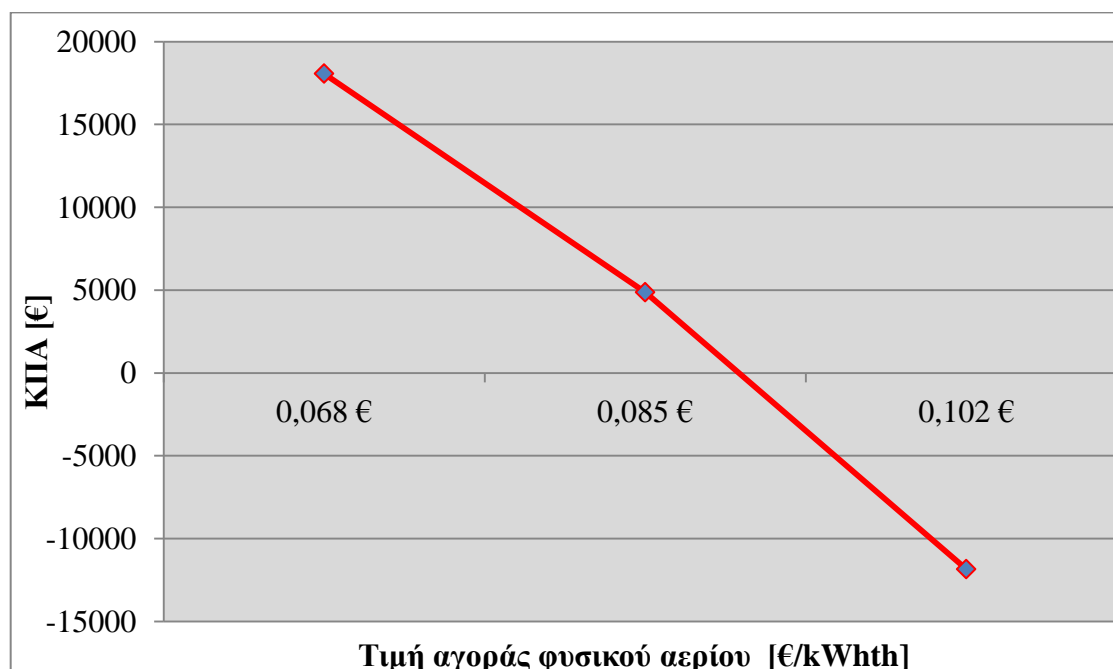
Από την οικονομική αξιολόγηση εξήχθη το συμπέρασμα ότι η εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών και η χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης θερμότητας οι οποίες εξασφαλίζουν την μέγιστη αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας, άρα βέλτιστο θερμοδυναμικό βαθμό απόδοσης αλλά ταυτόχρονα και την βέλτιστη οικονομική απόδοση του συστήματος, αντιστοιχούν σε 46 m² και 6000 λίτρα. Για μεγαλύτερη αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας απαιτείται μεγαλύτερη επιφάνεια συλλεκτών, με την θερμοδυναμική και οικονομική απόδοση να είναι ωστόσο πάλι αρκετά κοντά στις βέλτιστες τιμές τους. Πρακτικά για το υπό μελέτη σύστημα ο μόνος περιορισμός που θα κρίνει την διαμόρφωσή του και την προσθήκη ή όχι επιπλέον συλλεκτών είναι η διαθεσιμότητα του κεφαλαίου και η απαίτηση για κάλυψη των θερμικών αναγκών από ηλιακή ενέργεια.

4.4 Ανάλυση ευαισθησίας

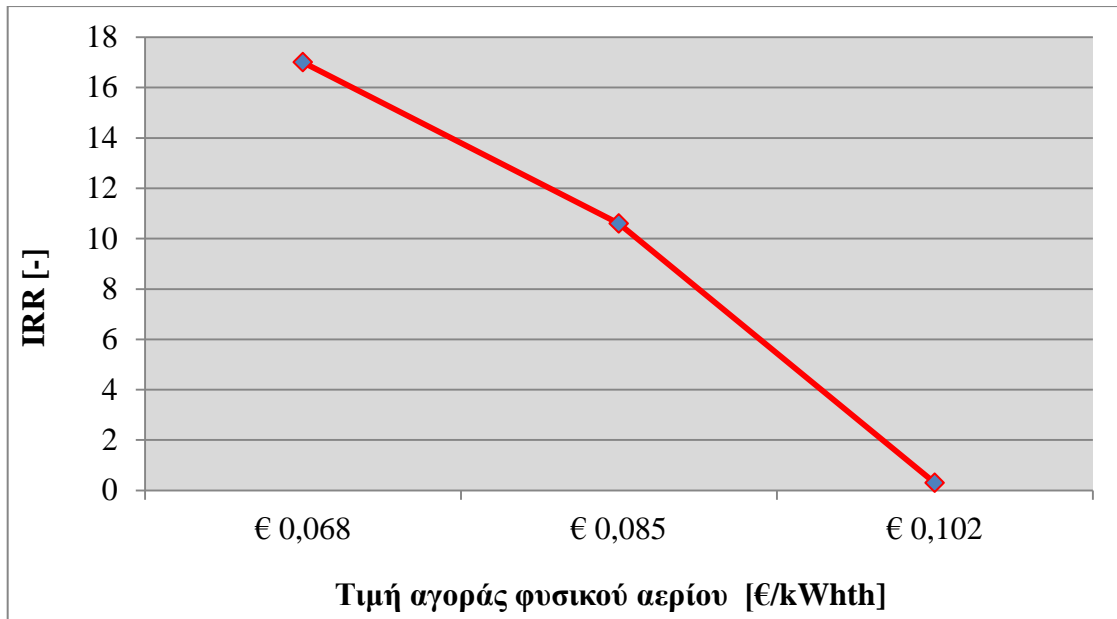
Στην ενότητα αυτή διεξάγεται ανάλυση ευαισθησίας διαφόρων παραμέτρων του συστήματος όπως η τιμή αγοράς του φυσικού αερίου, η τιμή αγοράς του πετρελαίου θέρμανσης, η τιμή αγοράς της ηλεκτρικής ενέργειας από το δίκτυο και το ειδικό κόστος του ψύκτη προσρόφησης. Η ανάλυση ευαισθησίας καταδεικνύει την επίδραση που ενδεχομένως έχει η μεταβολή καθενός από τα παραπάνω μεγέθη στην οικονομική απόδοση του υπό μελέτη συστήματος. Με τον τρόπο αυτό μπορεί εντός λογικών πλαισίων να προβλεφθεί η απόδοση του συστήματος μελλοντικά υπό διαφορετικές τεχνοοικονομικές συνθήκες.

4.4.1 Τιμή αγοράς Φυσικού Αερίου $\pm 20\%$

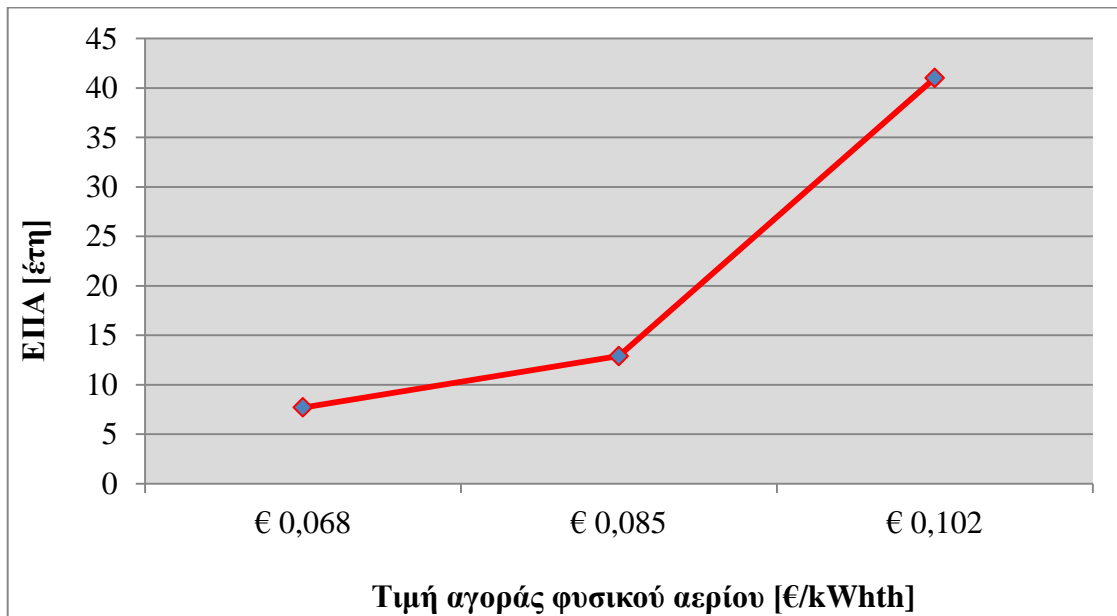
Η μεταβολή στην τιμή αγοράς του φυσικού αερίου αναμένεται να επηρεάζει σε μεγάλο βαθμό την οικονομικότητα του συστήματος αφού το φυσικό αέριο είναι η κύρια πηγή ενέργειας για το σύστημα με παραγωγή συνολικά 90232 kWhh έναντι 26798 kWhh από ηλιακή ενέργεια. Παρακάτω παρουσιάζονται τα οικονομικά αποτελέσματα για μείωση της τιμής του φυσικού αερίου κατά 20 % (0.068 €/ kWhh) και αντίστοιχη αύξησή της (0.102 €/ kWhh). Η μείωση ή αντίστοιχα αύξηση αυτή είναι πολύ μεγάλη ποσοστιαία και είναι μάλλον απίθανο να συμβούν σε τόσο μεγάλο βαθμό, ωστόσο το διάγραμμα παρουσιάζει την τάση του συστήματος καθώς και τους οικονομικούς δείκτες για ενδιάμεσες τιμές των μεταβολών.



Σχήμα 4.4-1: Μεταβολή της ΚΠΑ του συστήματος για μεταβολή της τιμής του φυσικού αερίου



Σχήμα 4.4-2 : Επίδραση της μεταβολής της τιμής του φυσικού αερίου στον IRR



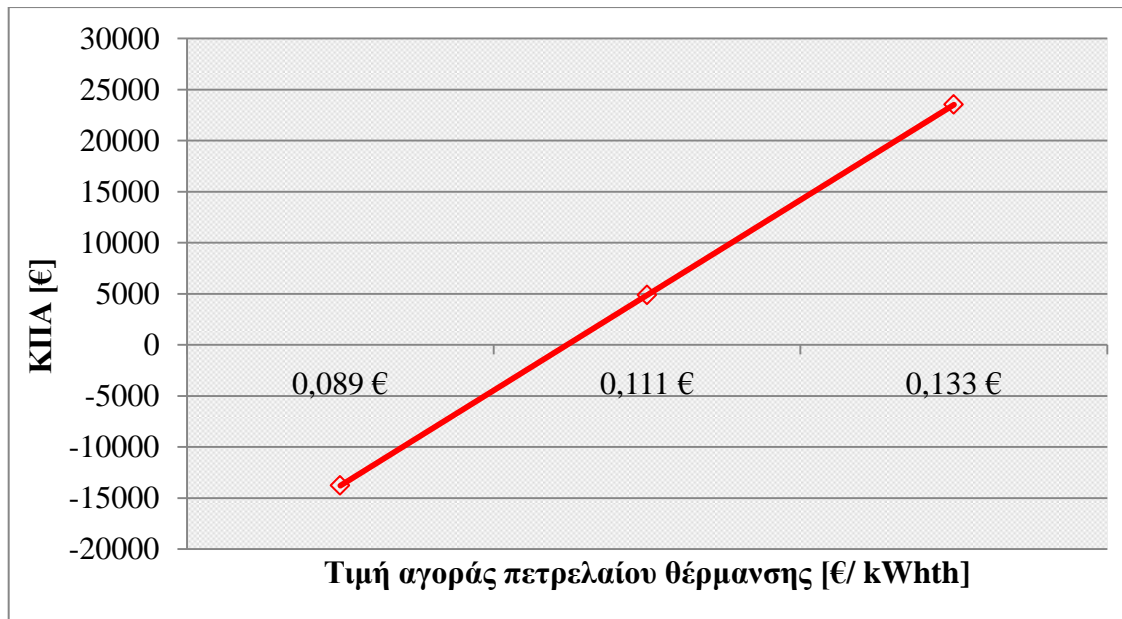
Σχήμα 4.4-3 : Επίδραση της μεταβολής της τιμής του φυσικού αερίου στην EΠΑ

Από τα παραπάνω γραφήματα παρατηρούμε ότι η ΚΠΑ παρουσιάζει αντιστρόφως ανάλογη συμπεριφορά με την τιμή αγοράς του φυσικού αερίου, όπως και ο IRR, ενώ η EΠΑ είναι ανάλογη της τιμής του φυσικού αερίου. Με την μείωση της τιμής του φυσικού αερίου κατά 20 %, αντίστοιχα αύξηση κατά 20 %,

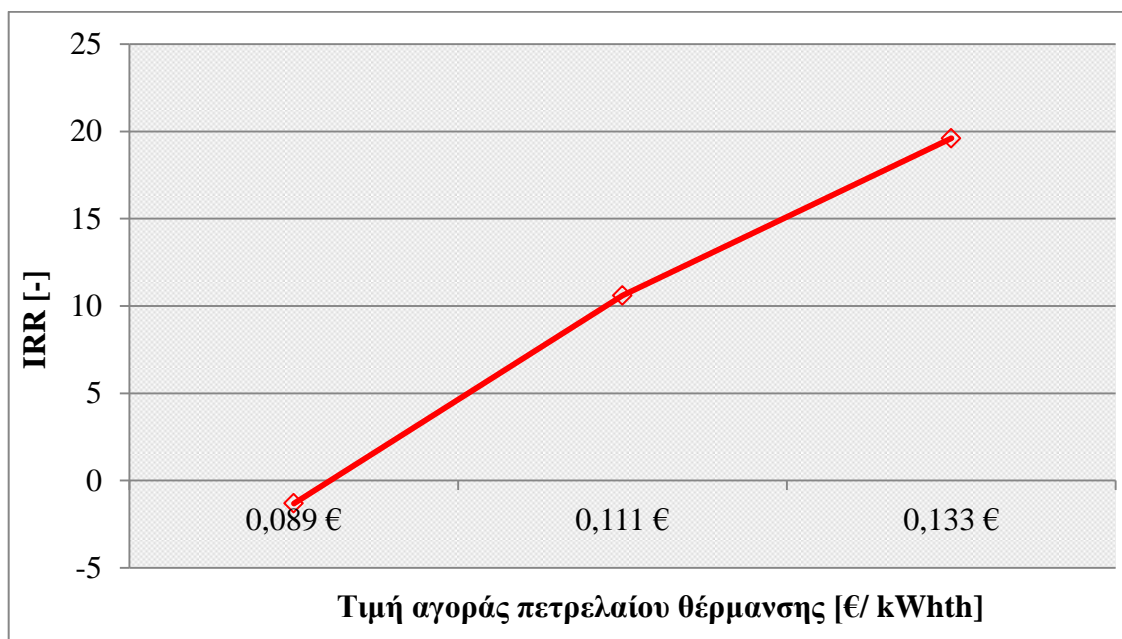
παρατηρούμε ότι η Καθαρή Παρούσα Αξία αυξάνει κατά 3.7 φορές, αντίστοιχα μειώνεται κατά 2.4 φορές. Η παραπάνω μεταβολή στις κύριες αυτές οικονομικές παραμέτρους οφείλεται στο γεγονός ότι με την μείωση της τιμής του φυσικού αερίου μειώνεται κατά το ίδιο ποσοστό και το ετήσιο λειτουργικό κόστος, με αποτέλεσμα να αυξάνεται το ετήσιο λειτουργικό όφελος, οδηγώντας σε καλύτερη αποδοτικότητα της επένδυσης και άρα υψηλότερη ΚΠΑ και IRR, ενώ ταυτόχρονα η Έντοκη Περίοδος Αποπληρωμής μειώνεται. Τα παραπάνω συμβαίνουν διότι το φυσικό αέριο αποτελεί την κύρια πηγή θερμότητας για το σύστημα παρέχοντας 89629 kWhh έναντι της συνολικής θερμικής ενέργειας των 114366 kWhh που παρέχεται στο σύστημα από ηλιακή ενέργεια και φυσικό αέριο, παρέχει δηλαδή το 78.4 % της συνολικής θερμικής ενέργειας για τη λειτουργία του συστήματος, επομένως μεταβολή στην τιμή του όπως ήταν αναμενόμενο επηρεάζει σε πολύ μεγάλο βαθμό την οικονομικότητα της επένδυσης. Αξιοσημείωτο είναι το γεγονός ότι με αύξηση της τιμής του φυσικού αερίου κατά 10 % σε 0.0935 €/kWhh η ΚΠΑ μηδενίζεται και με περαιτέρω αύξηση της τιμής η ΚΠΑ καθίσταται αρνητική, γεγονός που σημαίνει ότι η επένδυση παραμένει αποδοτική για αύξηση της τιμής του φυσικού αερίου μέχρι και κατά 10 %.

4.4.2 Τιμή αγοράς πετρελαίου θέρμανσης ±20%

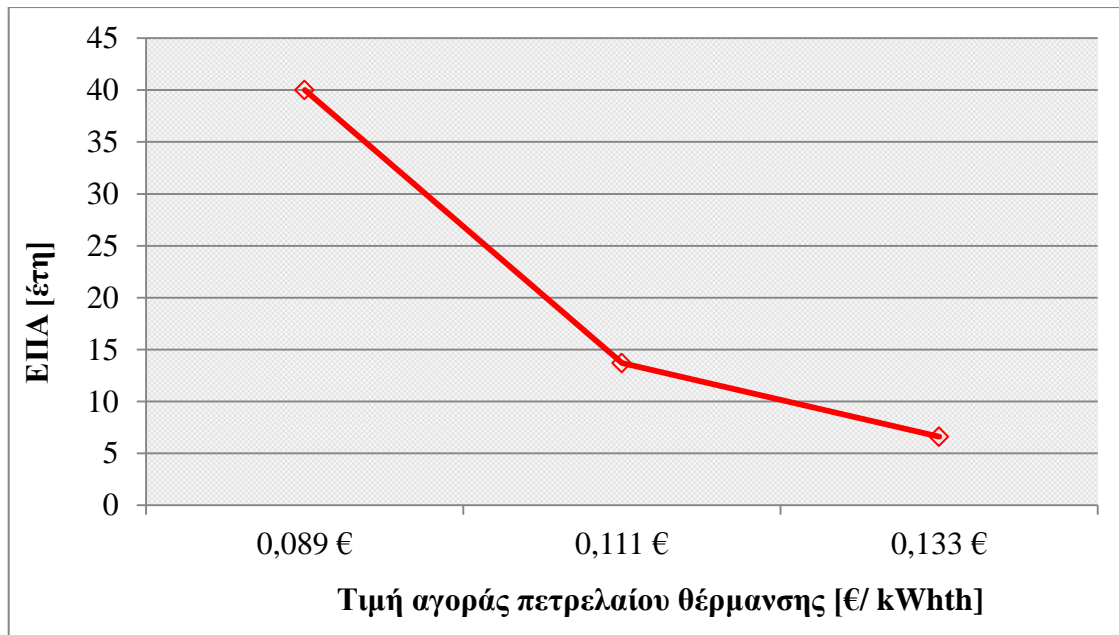
Το σύστημα που μελετάται λαμβάνει θερμική ενέργεια από το φυσικό αέριο και η ποσότητα θερμότητας που απαιτείται για θέρμανση συντελεί κατά το μεγαλύτερο μέρος στο λειτουργικό κόστος όπως δείχθηκε στην πρώτη ενότητα του κεφαλαίου αυτού. Αποτελεί έναν πολύ αστάθμητο παράγοντα, καθώς η τιμή του καθορίζεται πολλές φορές περισσότερο από πολιτικές σκοπιμότητες. Με αυτά τα δεδομένα και ότι το σύστημά μας συγκρίνεται με σύστημα που έχει ως πηγή θερμότητας το πετρέλαιο, παρουσιάζει ενδιαφέρον η διερεύνηση της επίπτωσης που έχει η μεταβολή της τιμής του πετρελαίου θέρμανσης στην οικονομική απόδοση του συστήματος. Στις παρακάτω εικόνες παρουσιάζονται οι μεταβολές στην Καθαρή Παρούσα Αξία, τον Εσωτερικό Βαθμό Απόδοσης και την Έντοκη Περίοδο Αποπληρωμής του υπό μελέτη συστήματος.



Σχήμα 4.4-4 : Επίδραση της μεταβολής της τιμής του πετρελαίου θέρμανσης στην ΚΠΑ



Σχήμα 4.4-5 : Επίδραση της μεταβολής της τιμής του πετρελαίου θέρμανσης στον IRR



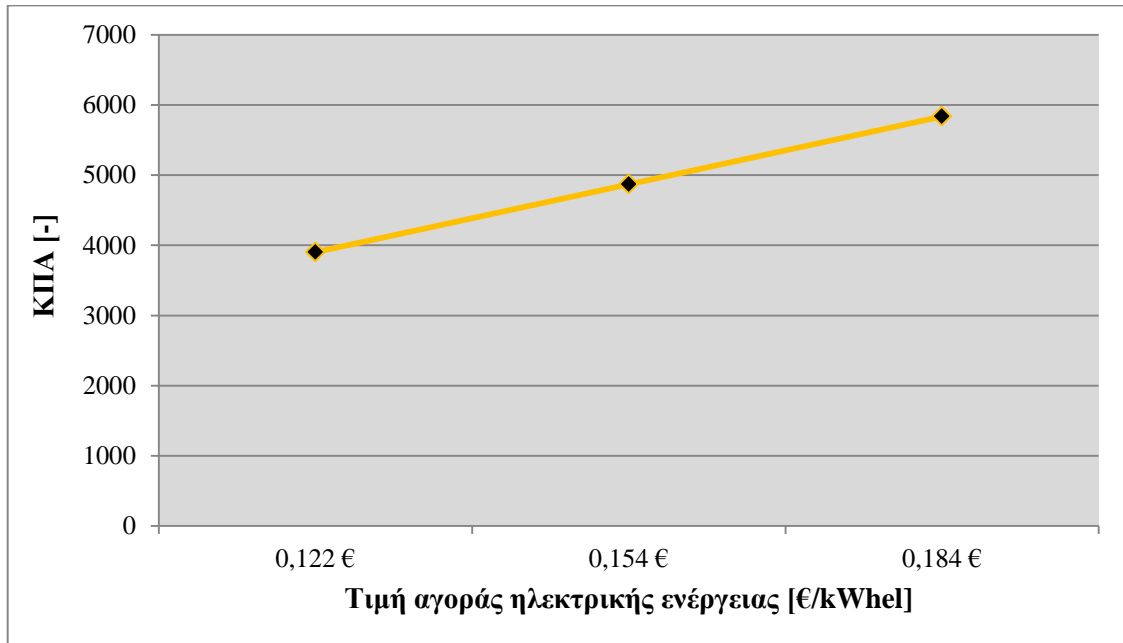
Σχήμα 4.4-6 : Επίδραση της μεταβολής της τιμής του πετρελαίου θέρμανσης στην ΕΠΑ

Από τα παραπάνω γραφήματα παρατηρούμε ότι η Καθαρή Παρούσα Αξία και ο IRR του συστήματός μας εμφανώς μειώνονται με την μείωση της τιμής του πετρελαίου θέρμανσης, ενώ η ΕΠΑ αυξάνεται. Αυτό συμβαίνει διότι μείωση στην τιμή του πετρελαίου συνεπάγεται μείωση του ετήσιου λειτουργικού κόστους του συμβατικού συστήματος και, με σταθερή τιμή φυσικού αερίου, μείωση του ετήσιου λειτουργικού οφέλους του συστήματός μας, με αποτέλεσμα η επένδυση να καθίσταται λιγότερο ανταγωνιστική και αποδοτική όπως αντικατοπτρίζεται και στην Έντοκη Περίοδο Αποπληρωμής η οποία αυξάνεται. Ενδεικτικό είναι ότι για μείωση της τιμής του πετρελαίου κατά 7.5 % σε 0.103 €/kWhth η ΚΠΑ μηδενίζεται, καθιστώντας την επένδυση μη αποδοτική. Αντίστροφη είναι η συμπεριφορά του συστήματος για αύξηση της τιμής του πετρελαίου, δηλαδή με την αύξηση της τιμής του η υπό διερεύνηση επένδυση καθίσταται αποδοτικότερη.

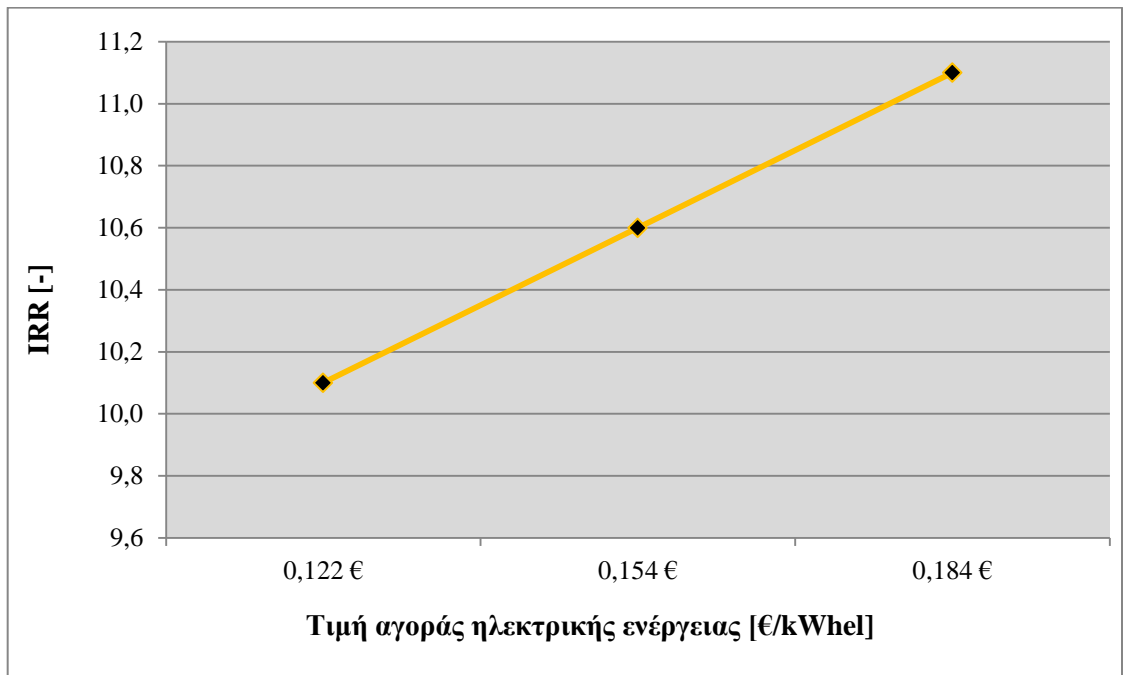
4.4.3 Τιμή αγοράς ρεύματος kWhel από ΔΕΗ ±20%,

Η ηλεκτρική ενέργεια αγοράζεται από το δίκτυο και χρησιμοποιείται από το σύστημα για τη λειτουργία των αντλιών και του συστήματος απαγωγής θερμότητας από τον ψύκτη προσρόφησης προς το περιβάλλον. Αντίστοιχα, το συμβατικό σύστημα καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια για τη λειτουργία των κλιματιστικών μονάδων. Η ηλεκτρική ενέργεια δηλαδή σχετίζεται με την ψύξη του υπό μελέτη κτιρίου και παρουσιάζει ενδιαφέρον η επίπτωση που έχει η τιμή αγοράς της στην οικονομικότητα της συστήματος. Όπως έχει δειχθεί και παραπάνω το κόστος σε ηλεκτρική ενέργεια δεν αποτελεί μεγάλο μέρος του λειτουργικού κόστους, αφού αυτή ισούται με 860 kWhel που αντιστοιχούν σε 131 €. Το συμβατικό σύστημα καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια αξίας 623 €. Το λειτουργικό κόστος και το ετήσιο

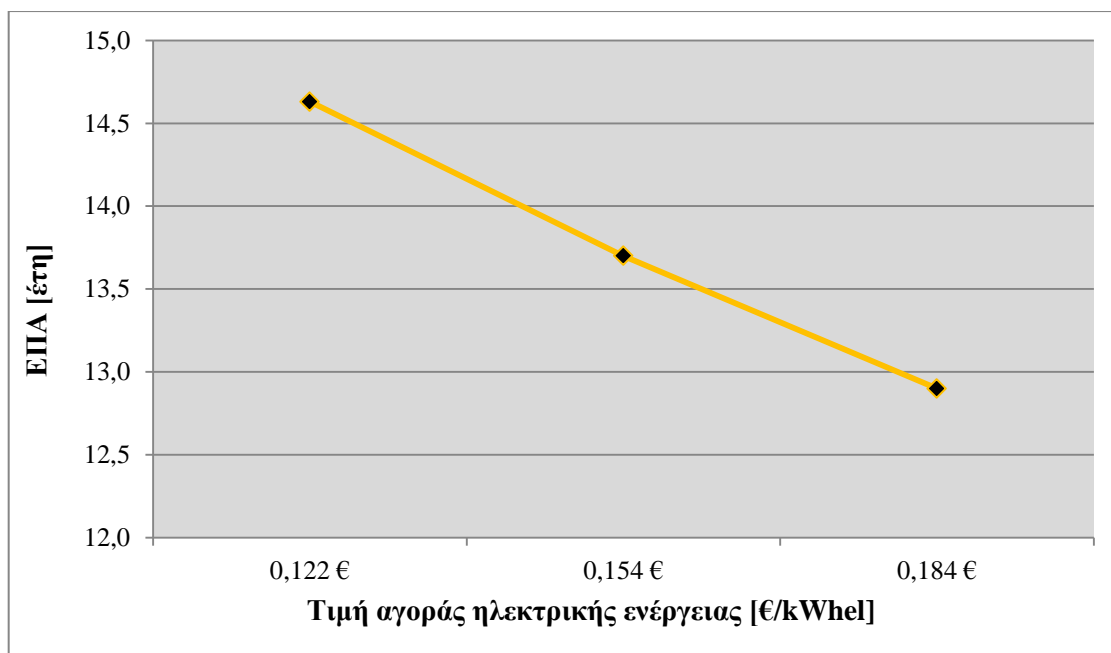
λειτουργικό όφελος λόγω ηλεκτρικής ενέργειας αποτελούν μικρό ποσοστό των αντίστοιχων συνολικών μεγεθών, οπότε η τιμή της ηλεκτρικής ενέργειας αναμένεται να μην επηρεάζει σημαντικά την οικονομικότητα της επένδυσης.



Σχήμα 4.4-7 : Επίδραση της μεταβολής της τιμής της ηλεκτρικής ενέργειας στην ΚΠΑ



Σχήμα 4.4-8 : Επίδραση της μεταβολής της τιμής της ηλεκτρικής ενέργειας στον IRR



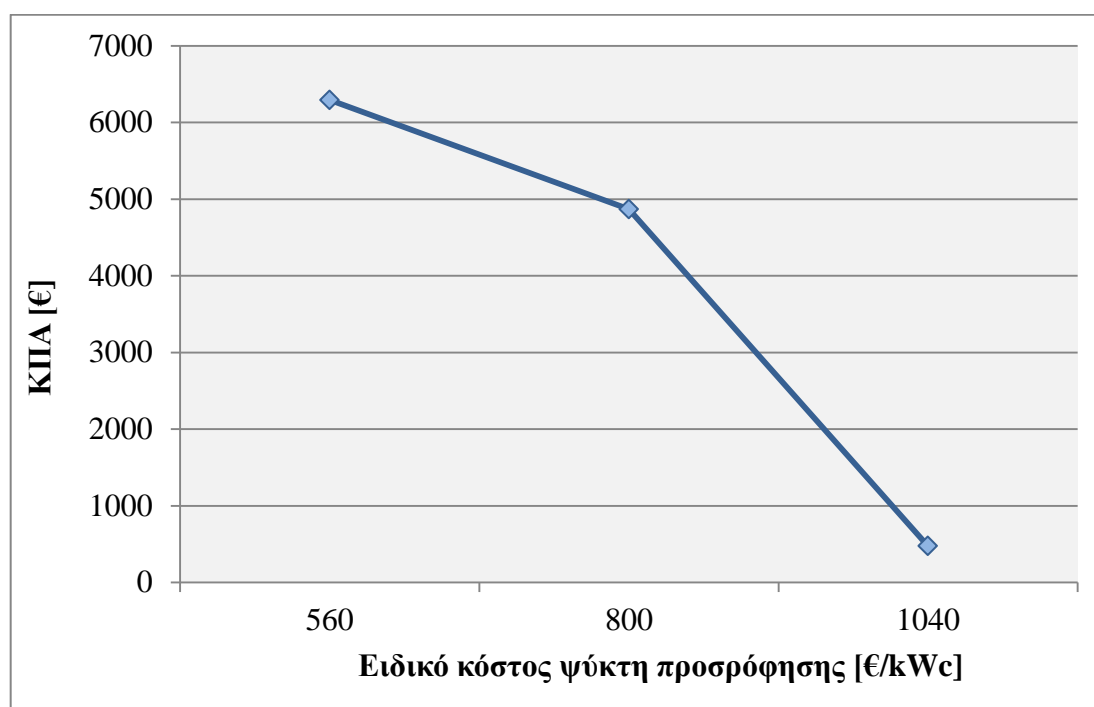
Σχήμα 4.4-9 : Επίδραση της μεταβολής της τιμής της ηλεκτρικής ενέργειας στην ΕΠΑ

Από τα παραπάνω γραφήματα φαίνεται πράγματι ότι η τιμή αγοράς της ηλεκτρικής ενέργειας δεν αποτελεί καθοριστικό παράγοντα για την οικονομικότητα της επένδυσης. Μείωση της τιμής της ηλεκτρικής ενέργειας προκαλεί μείωση στην ΚΠΑ του συστήματος, αφού έτσι μειώνεται το λειτουργικό κόστος του συμβατικού συστήματος λόγω ηλεκτρικής ενέργειας και άρα το ετήσιο λειτουργικό όφελος του συστήματος λόγω ηλεκτρικής ενέργειας επίσης μειώνεται. Η ΚΠΑ μειώνεται με την τιμή αγοράς της ηλεκτρικής ενέργειας, ωστόσο η μείωση αυτή δεν οδηγεί σε αρνητική ΚΠΑ, δηλαδή η επένδυση παραμένει αποδοτική για κάθε τιμή αγοράς της ηλεκτρικής ενέργειας. Ενδεικτικό της επίδρασης που έχει η τιμή αγοράς της ηλεκτρικής ενέργειας στην αποδοτικότητα της επένδυσης είναι το γεγονός ότι για οποιαδήποτε μεταβολή της έως και 20 % μεταβάλλει την ΕΠΑ κατά έως και 1.1 έτη και πάντως για καμία τιμή της kWhel η ΕΠΑ δεν ξεπερνά τα 16 έτη. Από τα παραπάνω γίνεται κατανοητό ότι η τιμή της ηλεκτρικής ενέργειας δεν αποτελεί ιδιαίτερα καθοριστικό παράγοντα για την αποδοτικότητα της επένδυσης, ωστόσο θα είχε ενδιαφέρον να διερευνηθεί η επίπτωσή της σε ένα σύστημα σχεδιασμένο κυρίως για ψύξη όπου θα κυριαρχούσε η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας και όχι θερμικής ενέργειας όπως στο υπό μελέτη σύστημα

4.4.4 Ειδικό κόστος ψύκτη προσρόφησης ±30%

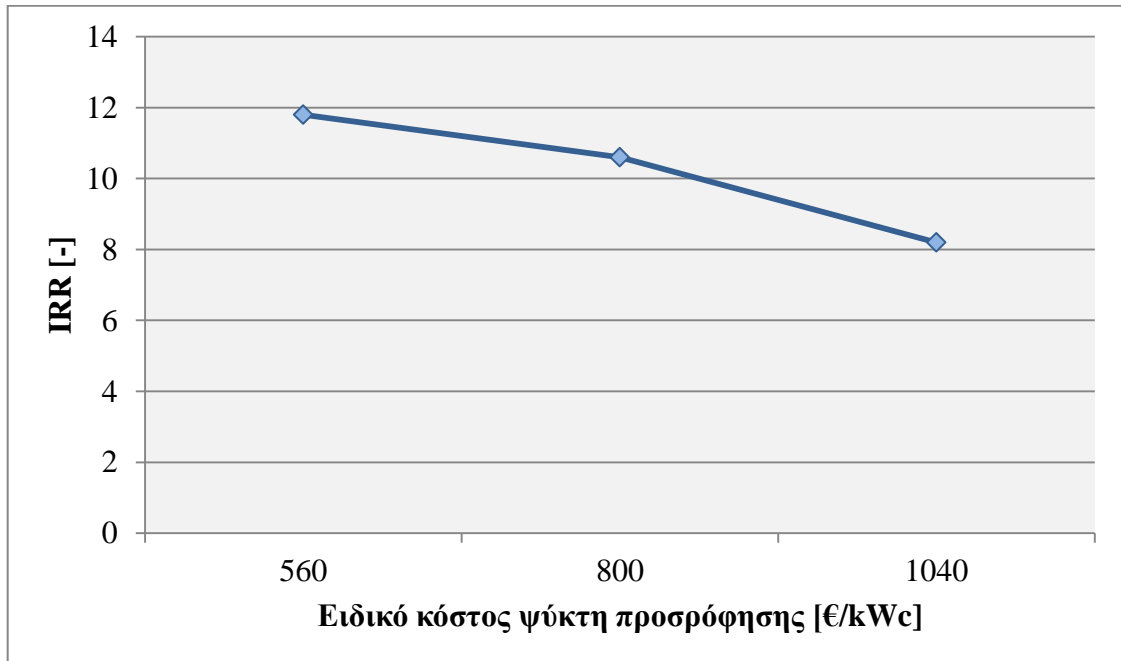
Το κόστος του ψύκτη προσρόφησης όπως έχει αναφερθεί σε παραπάνω ενότητα του κεφαλαίου αυτού αποτελεί μία παράμετρο που είναι δύσκολο να προσδιοριστεί με ακρίβεια. Η τεχνολογία της ψύξης με προσρόφηση σε εμπορικό επίπεδο μικρής κλίμακας βρίσκεται σε στάδιο έρευνας και προσαρμογής στην αγορά, επομένως η τιμή του ψύκτη έχει ληφθεί προσεγγιστικά ίση με 800 €/kWc ψυκτικής

ισχύος από αναφερθείσες έρευνες. Η τιμή αυτή ωστόσο αναμένεται να μειωθεί μελλοντικά, δεδομένου ότι η τεχνολογία αυτή θα κερδίσει μεγαλύτερο μερίδιο στην αγορά και θα γίνει πιο προσιτή σε εφαρμογές μικρής κλίμακας. Το κόστος κτήσης του ψύκτη προσρόφησης όπως δείχθηκε παραπάνω έχει το μεγαλύτερο κόστος από τις συνιστώσες της επένδυσης και δεδομένου ότι το μερίδιο της αγοράς για ψύξη με προσρόφηση αναμένεται να αυξηθεί, παρουσιάζει ενδιαφέρον η επίπτωση που έχει στην οικονομικότητα της επένδυσης η μεταβολή στην τιμή του κατά 30 % (δηλαδή το κόστος μεταβάλλεται από 560€/kW_c έως 1040€/kW_c). Προφανώς με την μείωση του ειδικού κόστους του ψύκτη προσρόφησης αναμένεται η ΚΠΑ να αυξάνεται.

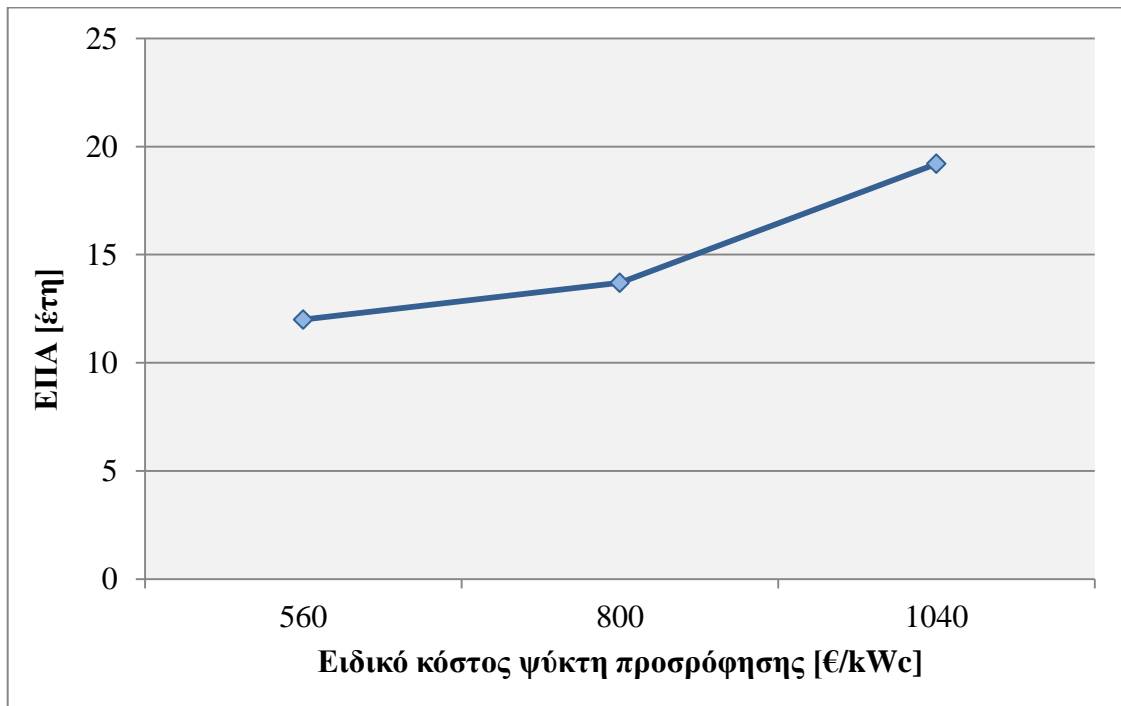


Σχήμα 4.4-10 : Επίδραση της μεταβολής του ειδικού κόστους του ψύκτη στην ΚΠΑ

Όπως αναμενόταν η Καθαρή Παρούσα Αξία αυξάνεται με την μείωση του ειδικού κόστους του ψύκτη προσρόφησης. Για μείωση κατά 30 % παρατηρείται αύξηση στην ΚΠΑ της τάξης του 29 %, ευθέως ανάλογη δηλαδή της μείωσης του ειδικού κόστους του ψύκτη, ενώ η Έντοκη Περίοδος Αποπληρωμής μειώνεται κατά 1.7 έτη, επηρεάζοντας σε μικρό σχετικά βαθμό την αποδοτικότητα της επένδυσης. Για αντίστοιχη αύξηση ωστόσο του ειδικού κόστους του ψύκτη παρατηρούμε ότι η ΚΠΑ μειώνεται κατά 90 % σε 474 €, καθιστώντας την επένδυση οριακά αποδοτική, γεγονός που επιβεβαιώνεται και από την αντίστοιχη ΕΠΑ η οποία αυξάνεται στην οριακή τιμή των 19.2 ετών. Γίνεται έτσι φανερό ότι μείωση κατά 30 % του ειδικού κόστους του ψύκτη προσρόφησης έχει μικρή επίδραση στην αποδοτικότητα της επένδυσης, ενώ αντίστοιχη αύξηση κατά 30 % επηρεάζει πολύ αρνητικά την επένδυση, καθιστώντας την σχεδόν απαγορευτική. Το κόστος του ψύκτη και του εξοπλισμού του ωστόσο αναμένεται να μειωθεί στα επόμενα έτη [81], γεγονός που θα ευνοήσει τέτοιες επενδύσεις μικρής κλίμακας σε οικιακές εφαρμογές.



Σχήμα 4.4-11 : Επίδραση της μεταβολής του ειδικού κόστους του ψύκτη στον IRR



Σχήμα 4.4-12 : Επίδραση της μεταβολής του ειδικού κόστους του ψύκτη στην EΠΑ

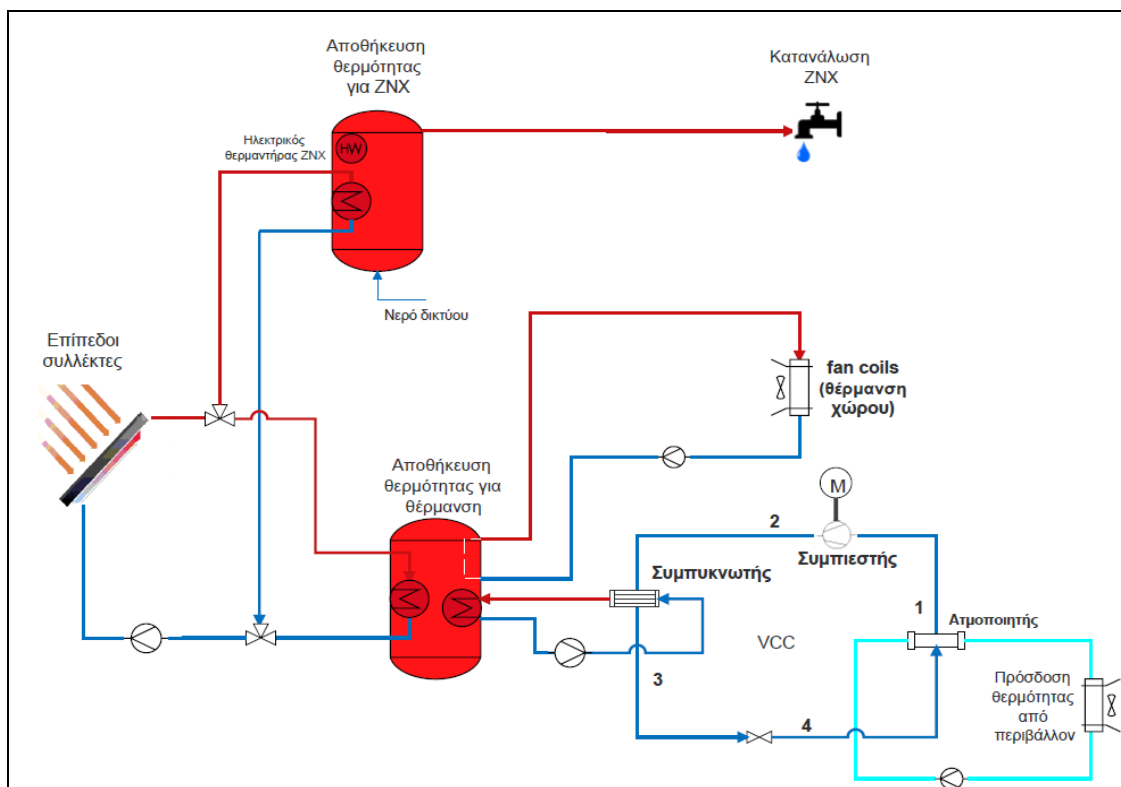
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΤΛΙΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΓΙΑ ΘΕΡΜΑΝΣΗ ΚΑΙ ΨΥΞΗ

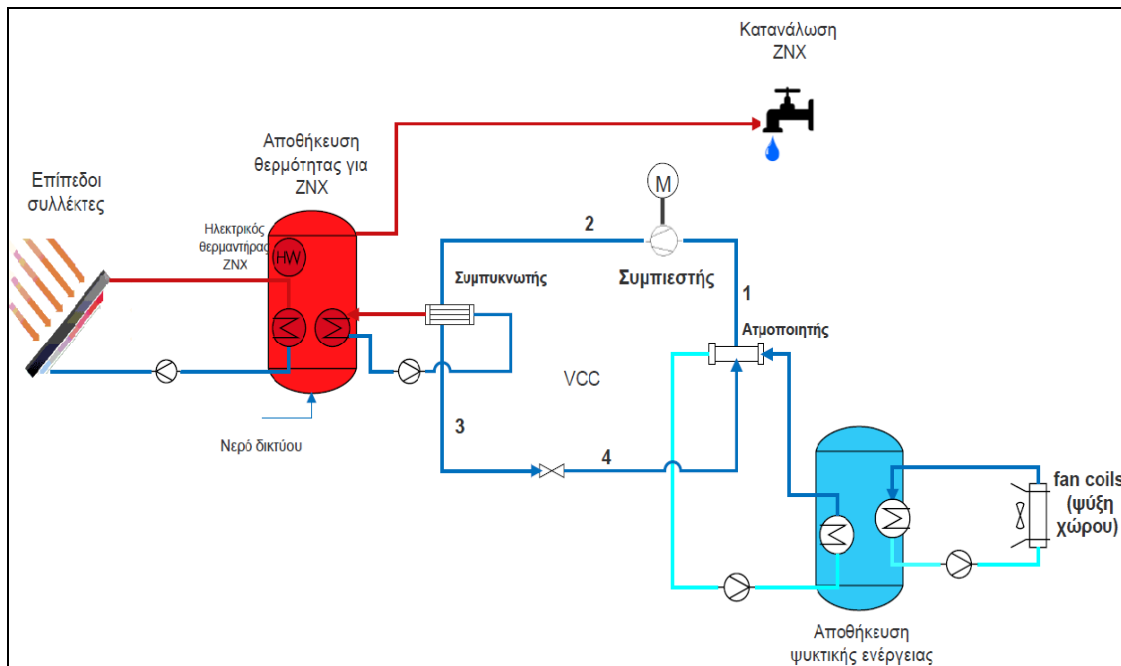
Εισαγωγή

Το δεύτερο σύστημα ταυτόχρονης παραγωγής θέρμανσης και ψύξης που θεωρείται περιλαμβάνει μια αντλία θερμότητας (Heat Pump) η οποία παράγει το απαιτούμενο θερμικό και ψυκτικό φορτίο, ενώ τροφοδοτείται με ρεύμα που παρέχεται από το διασυνδεδεμένο δίκτυο. Ο λόγος που μελετάται το συγκεκριμένο σύστημα είναι το γεγονός ότι σύμφωνα και με μελέτη του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου [6] οι αντλίες θερμότητας αποτελούν τον οικονομικότερο τρόπο θέρμανσης ενώ αποτελούν μία τεχνολογία ώριμη, δοκιμασμένη και αποδοτική.

5.1 Περιγραφή και λειτουργία συστήματος

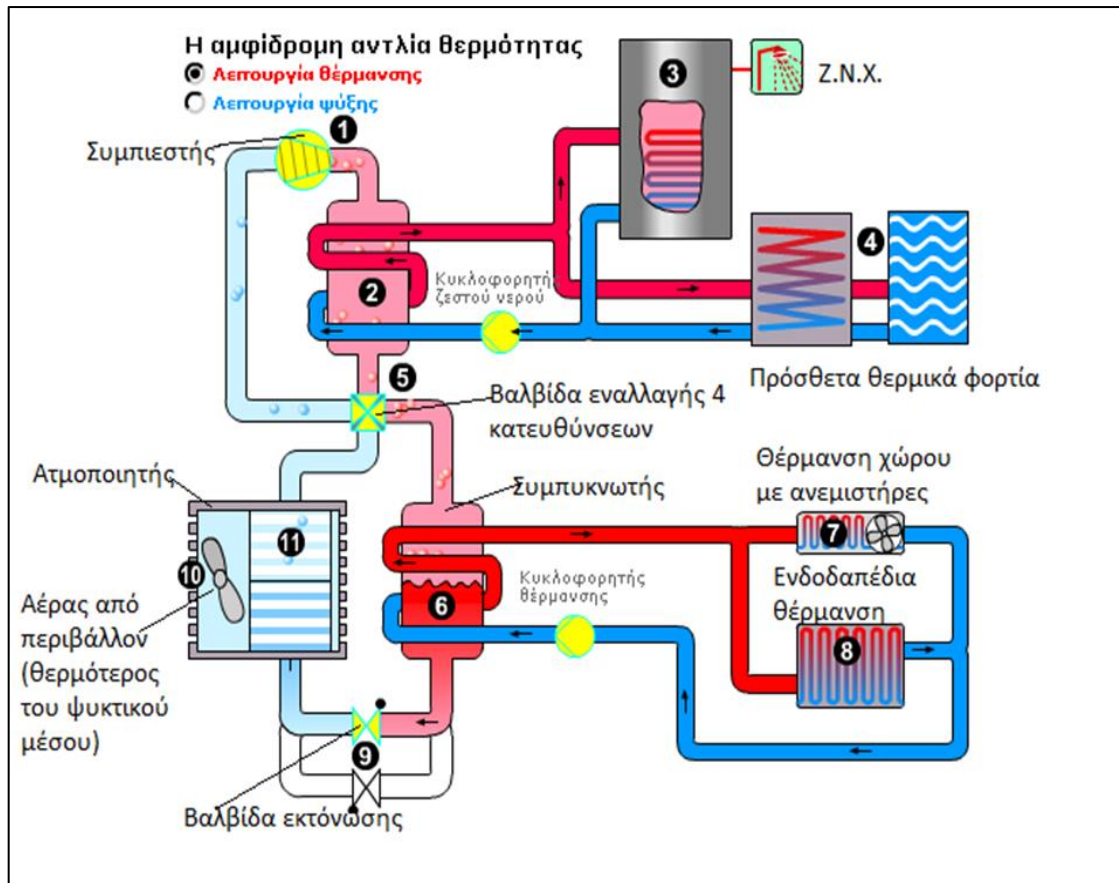


Εικόνα 5.1.1 : Σύστημα με αντλία θερμότητας για λειτουργία το χειμώνα



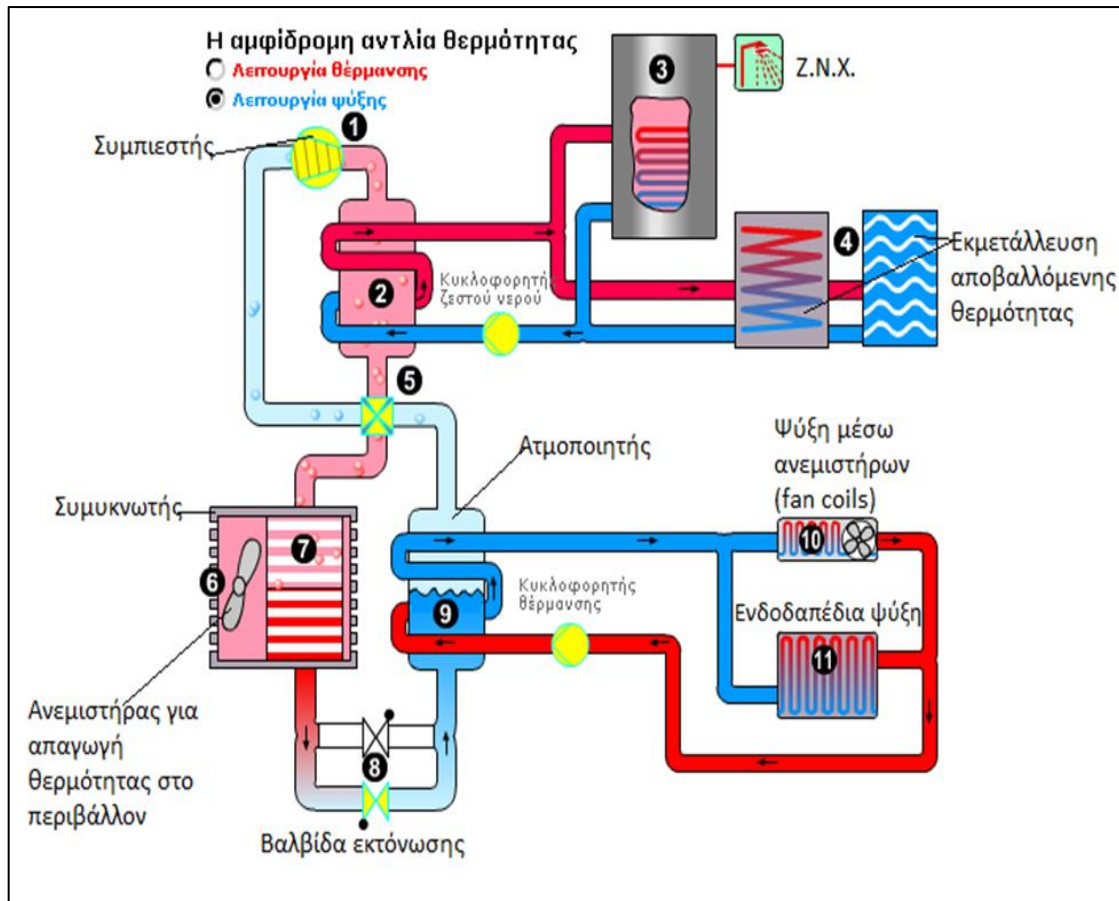
Εικόνα 5.1.2 : Σύστημα με αντλία θερμότητας για λειτουργία το καλοκαίρι

Η διάταξη αυτή αποτελείται όπως φαίνεται στις Εικόνα 5.1.1 και Εικόνα 5.1.2 από έναν κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμού, ο οποίος παράγει θερμότητα/ψύξη (αμφίδρομη αντλία θερμότητας αέρος - νερού) μέσω μιας τετράοδης βάνας που αντιστρέφει τη λειτουργία του κύκλου. Η παραγωγή θερμότητας και ψύξης βέβαια γίνεται όχι μόνο κατά την αντιστροφή της λειτουργίας του κύκλου αλλά και ταυτόχρονα σε έναν κύκλο. Στο σύστημα υπάρχουν επίσης οι επίπεδοι συλλέκτες οι οποίοι εξασφαλίζουν ζεστό νερό χρήσης το καλοκαίρι ενώ το χειμώνα προσφέρουν και μέρος της απαιτούμενης θερμότητας για την θέρμανση χώρου. Η θερμότητα αυτή αποθηκεύεται στο κοινό δοχείο αποθήκευσης για συλλέκτες και αντλία θερμότητας. Η διάταξη που μελετάται απεικονίζεται πολύ απλοποιημένη στην εικόνα 5.2 καθώς περισσότερες λεπτομέρειες δεν θα προσέφεραν κάτι παραπάνω στην τεχνοοικονομική μελέτη του συστήματος. Ωστόσο, η αρχή λειτουργίας μίας αμφίδρομης αντλίας θερμότητας για θέρμανση και ψύξη γίνεται πιο κατανοητή μέσω των εικόνων 5.3 και 5.4 που δίνονται παρακάτω.



Εικόνα 5.1.3 : Αντλία θερμότητας σε λειτουργία θέρμανσης [82]

Το οργανικό ρευστό που χρησιμοποιείται στην αντλία θερμότητας που έχουμε θεωρήσει είναι το R245fa. Η θερμοκρασία συμπύκνωσης κατά τη διάρκεια του έτους είναι ίση με $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ενώ η θερμοκρασία ατμοποίησης το καλοκαίρι είναι ίση με $7.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ και το χειμώνα ίση με την εξωτερική θερμοκρασία του αέρα (μέση θερμοκρασία 24ωρου) μείον το σημείο σύγκλισης του εναλλάκτη ($5\text{ }^{\circ}\text{C}$). Καμία υπερθέρμανση ή υπόψυξη δεν πραγματοποιείται στον VCC.



Εικόνα 5.1.4 : Αντλία θερμότητας σε λειτουργία ψύξης [82, 83]

Οι θερμοδυναμικές παράμετροι των σημείων (1-4) του συστήματος καθορίζονται από τις παρακάτω εξισώσεις :

Σημείο 1 μετά τον ατμοποιητή του VCC

Στο σημείο αυτό έχουμε είτε κορεσμένο ατμό είτε υπέρθερμο. Ως θερμοκρασία ατμοποίησης του οργανικού μέσου έχουν τεθεί οι 7.5°C. Το σημείο σύγκλισης στον ατμοποιητή έχει θεωρηθεί 5 °C. Η πίεση στο σημείο 8 είναι η πίεση ατμοποίησης στους 7.5°C. Καμία υπερθέρμανση ή υπόψυξη δεν πραγματοποιείται στον VCC.

Σημείο 2 μετά το συμπιεστή

Η πίεση στο σημείο 2 είναι ίση με την πίεση συμπίκνωσης στους 70°C (υψηλή πίεση κύκλου ψύξης) ενώ η ενθαλία, θεωρώντας έναν ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του συμπιεστή $\eta_{is,c}$, ο οποίος θα δοθεί παρακάτω, υπολογίζεται από τη σχέση:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{is,2} - h_1}{\eta_{is,c}} \quad (5.1)$$

Για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του συμπιεστή $\eta_{is,C}$ λαμβάνεται μία τιμή για λειτουργία στο σημείο σχεδιασμού, ωστόσο προτείνεται η παρακάτω σχέση για παροχές μικρότερες της ονομαστικής:

$$\frac{\eta_{is,c}}{\eta_{is,c,D}} = -1.0176 \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_D} \right)^4 + 2.4443 \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_D} \right)^3 - 2.1812 \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_D} \right)^2 + 1.0535 \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_D} \right) + 0.701 \quad (5.2)$$

όπου $\eta_{is,c,D} = 0,75$ ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή για λειτουργία στην ονομαστική παροχή.

Σημείο 3 έξοδος από συμπυκνωτή

Η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από το συμπυκνωτή τίθεται ίση με 70°C έτσι ώστε με ένα σημείο σύγκλισης (pinch point) 5-10 βαθμούς Κελσίου στο συμπυκνωτή, να λαμβάνεται νερό στους 60-65°C, κατάλληλο και για θέρμανση χώρου και για Ζ.Ν.Χ.. Η πίεση στο σημείο αυτό θα είναι η πίεση κορεσμένου υγρού στη θερμοκρασία συμπύκνωσης που θεωρήθηκε.

Σημείο 4 μετά τη στραγγαλιστική βαλβίδα

Στη στραγγαλιστική βαλβίδα πραγματοποιείται ισενθαλπικός στραγγαλισμός της ροής, και επομένως η ενθαλπία στο σημείο αυτό είναι ίση με την ενθαλπία στο σημείο 3. Όσον αφορά την πίεση, αυτή θα είναι ίση με την πίεση του ρευστού στο σημείο 1 (χαμηλή πίεση του κύκλου ψύξης).

Η παροχή μάζας στον κύκλο ρυθμίζεται έτσι ώστε να καλύπτεται το αντίστοιχο θερμικό ή ψυκτικό φορτίο και ο έλεγχος της παροχής γίνεται μέσω των στροφών του συμπιεστή. Για την παροχή μάζας ισχύει ο παρακάτω περιορισμός:

$$\dot{m}_{HP} \geq 0.7 \cdot \dot{m}_{HP,nom} \quad (5.3)$$

όπου η ονομαστική παροχή μάζας $\dot{m}_{HP,nom} \left(\frac{kg}{s} \right)$ αντιστοιχεί στην απαιτούμενη παροχή για την κάλυψη του μέγιστου θερμικού φορτίου (100% κάλυψη αφού δεν υπάρχει άλλος τρόπος κάλυψης του θερμικού φορτίου). Η παραδοχή αυτή για την παροχή μάζας (σχέση (5.2)), οδηγεί σε περίσσεια θερμικής/ψυκτικής ενέργειας. Για αυτό το λόγο, το σύστημα όπως φαίνεται και στην εικόνα 5.1 διαθέτει δοχείο αποθήκευσης θερμότητας και πρόκειται για ένα διασυνδεδεμένο στο δίκτυο σύστημα. Το υπό μελέτη σύστημα τροφοδοτείται με ηλεκτρικό ρεύμα από το δίκτυο.

Για τη λειτουργία θέρμανσης του συστήματος ορίζεται ο συντελεστής συμπεριφοράς για θέρμανση από τη σχέση:

$$(5.4)$$

Η κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος από το συμπιεστή ισούται με:

$$P_{el,comp} = \frac{m_{vcc} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{motor,comp}} \quad (5.5)$$

Ο συντελεστής συμπεριφοράς του VCC (για ψύξη) δίνεται από την εξίσωση:

$$COP_c = \frac{Q_c}{P_{comp}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (5.6)$$

Η θερμότητα που παράγεται από το σύστημα είναι:

$$Q_{heat} = m_{vcc} \cdot (h_2 - h_3) \quad (5.7)$$

Αντίστοιχα η ψυκτική ισχύς που παράγεται είναι:

$$Q_{cool} = m_{vcc} \cdot (h_1 - h_4) \quad (5.8)$$

5.2 Θερμοδυναμικά αποτελέσματα

Το σύστημα αυτό προσομοιώνεται επίσης στο Matlab ενώ οι τιμές των θερμοδυναμικών παραμέτρων εξάγονται από το Coolprop. Από την προσομοίωση του συστήματος για τις θερμοκρασίες συμπύκνωσης και ατμοποίησης που έχουν προαναφερθεί και με βάση τις παραδοχές του πίνακα 5.1, προκύπτουν τα αποτελέσματα που δίνονται στους πίνακες 5.2 - 5.5.

Πίνακας 5.2-1 : Παραδοχές συστήματος αντλίας θερμότητας

Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή	73,63% - 75%
Βαθμός απόδοσης ηλεκτροκινητήρα	85%
Οι πτώσεις πίεσης αμελούνται καθώς και οι απώλειες θερμότητας σε αγωγούς, ενώ στα δοχεία αποθήκευσης έχουν ληφθεί υπόψιν.	

Η χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης θερμότητας θεωρείται ίση με 2500 lt όπως και στο σύστημα που μελετήθηκε παραπάνω αφού μετά από έλεγχο θερμοκρασίας του νερού η χωρητικότητα αυτή κρίθηκε επαρκής για την κάλυψη των θερμικών φορτίων.

Πίνακας 5.2-2 : Θερμοδυναμικά αποτελέσματα συστήματος αντλίας θερμότητας για τη χειμερινή περίοδο

	Σημείο 1	Σημείο 2	Σημείο 3	Σημείο 4
--	----------	----------	----------	----------

Πίεση P(bar)	0.57-0.86	6.096	6.096	0.73-1.02
Θερμοκρασία T (°C)	2-13	73.14-74.57	70	7.1-15.3
Ενθαλπία h(kJ/kg)	405.93-413.1	458.85- 459.877	294.59	294.59

Πίνακας 5.2-3 : Πρόσθετα στοιχεία της διάταξης για τη χειμερινή περίοδο

Παράμετρος	Τιμή
Παροχή μάζας \dot{m}_{HP} (kg/s)	0.145-0.183
COP _{heat}	3.05-3.6
P _{elcomp} (kW)	5,92-9,62

Παρακάτω φαίνονται τα αντίστοιχα στοιχεία για τη θερινή περίοδο:

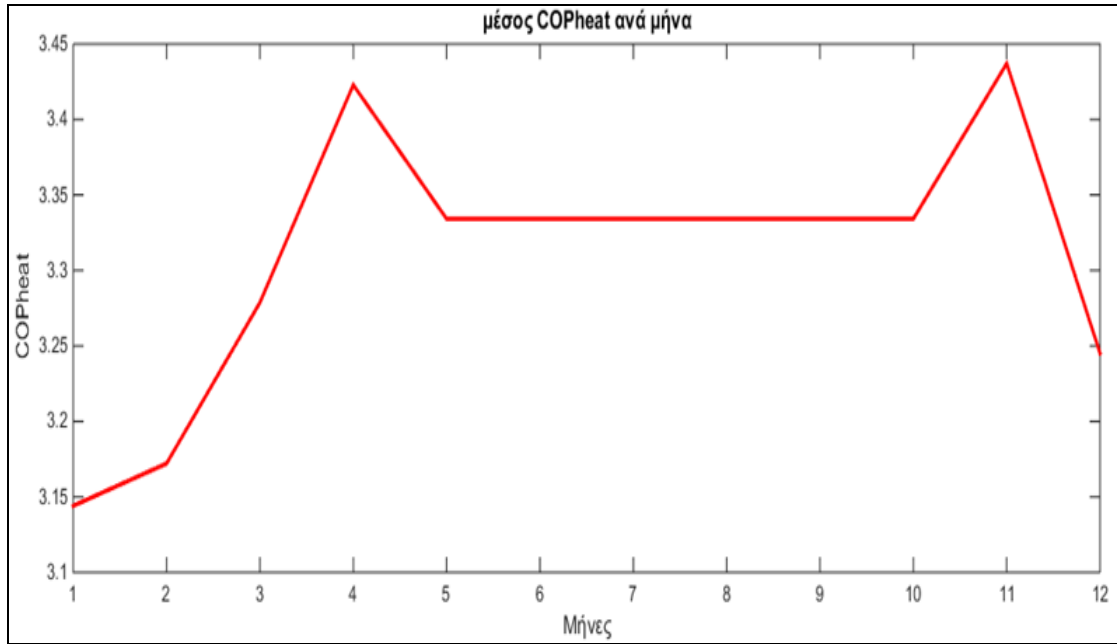
Πίνακας 5.2-4 :Θερμοδυναμικά αποτελέσματα συστήματος με αντλία θερμότητας για τη θερινή περίοδο

	Σημείο 1	Σημείο 2	Σημείο 3	Σημείο 4
Πίεση P(bar)	0.734	6.096	6.096	0.738
Θερμοκρασία T (°C)	7.5	73.84	70	7.5
Ενθαλπία h(kJ/kg)	405.95	459.38	294.59	294.59

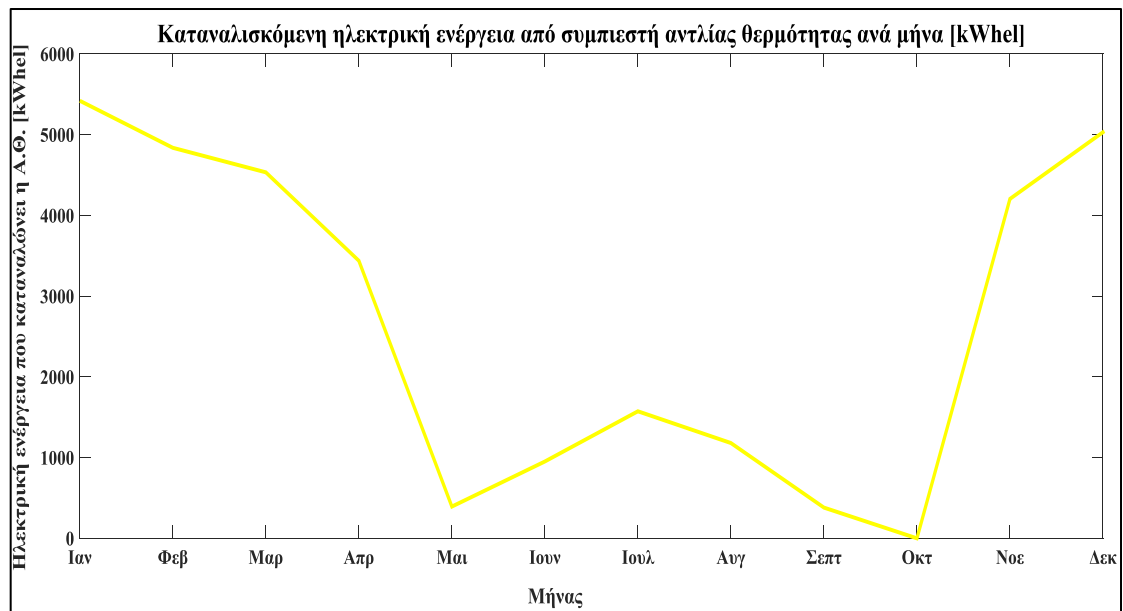
Πίνακας 5.2-5 : Πρόσθετα στοιχεία της διάταξης για τη θερινή περίοδο

Παράμετρος	Τιμή
Παροχή μάζας \dot{m}_{HP} (kg/s)	0.1468
COP _{heat}	3.33
COP _{cool}	2.33
P _{elcomp} (kW)	6,34

Όπως βλέπουμε από τους πίνακες 5.3 και 5.6 η παροχή μάζας κυμαίνεται από 0.145 έως 0.183 kg/s για τη χειμερινή περίοδο και ίση με 0.1468 kg/s για τη θερινή περίοδο. Η μέγιστη τιμή εμφανίζεται τον Φεβρουάριο τις πρωινές ώρες όταν έχουμε και το μέγιστο φορτίο του συστήματος και ελάχιστη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Καθώς μεταβαίνουμε προς την περίοδο ψύξης, η παροχή μειώνεται και φτάνει το 70% της ονομαστικής τιμής της. Ο συντελεστής συμπεριφοράς για θέρμανση τον Ιανουάριο ισούται με 3.05 που είναι και η ελάχιστη τιμή του λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας ατμοποίησης (χαμηλή εξωτερική θερμοκρασία) ενώ παρουσιάζει τη μέγιστη τιμή του (3.61) τον Απρίλιο, όταν η θερμοκρασία ατμοποίησης είναι μέγιστη και το έργο του συμπιεστή ελάχιστο. Ο συντελεστής συμπεριφοράς την περίοδο ψύξης είναι σταθερός και ίσος με 2.29.

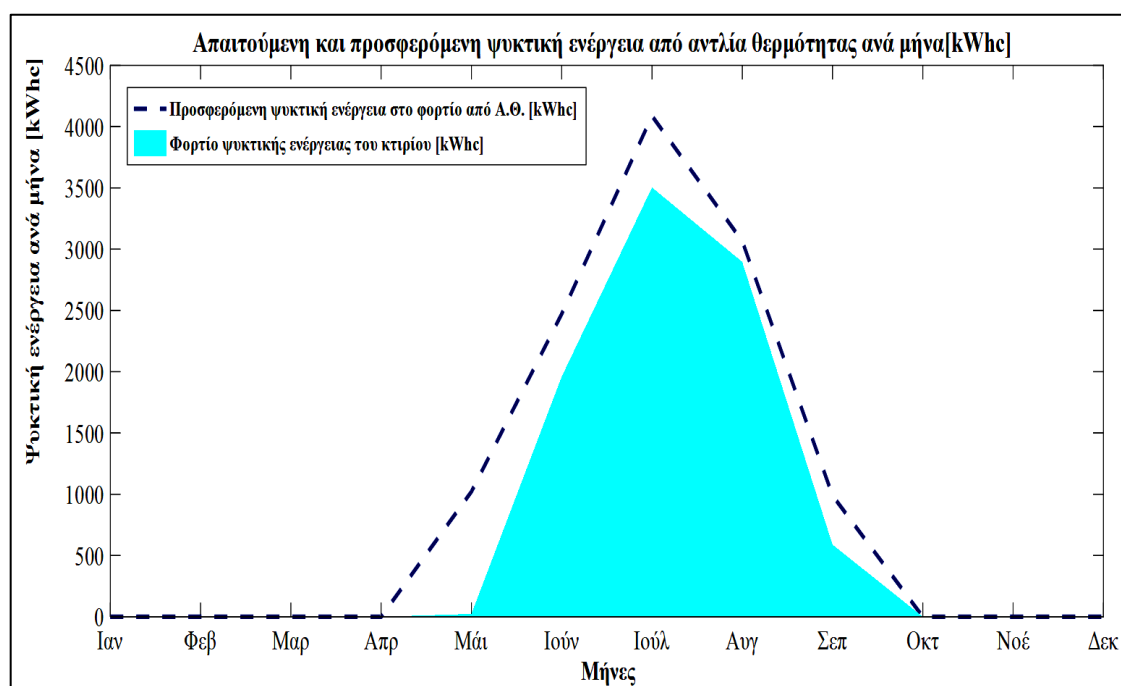


Σχήμα 5.2-1 : Μέσος συντελεστής συμπεριφοράς Α.Θ. COPheat για θέρμανση και ZNX ανά μήνα



Σχήμα 5.2-2 : Ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώνει ο συμπιεστής της αντλίας θερμότητας κάθε μήνα για θέρμανση και ψύξη [kWhel]

Η συνολική ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώνεται από την αντλία θερμότητας είναι ίση με 31943 kWhel και η συνολική θερμική ενέργεια που παράγεται για θέρμανση και ζεστό νερό χρήσης είναι ίση με 95456 kWhth. Παρατηρούμε ότι η ενέργεια αυτή είναι κατά πολύ υψηλότερη από τις ενεργειακές ανάγκες του κτιρίου για θέρμανση και ζεστό νερό χρήσης (86501 kWhth) γεγονός που οφείλεται στο γεγονός ότι η αντλία θερμότητας λειτουργεί κατ' ελάχιστο σε παροχή ίση με 0,7 της ονομαστικής, η οποία δίνει θερμότητα κατά πολύ περισσότερη από την απαιτούμενη κάποιες ώρες. Μέρος της θερμότητας αυτής αποθηκεύεται στα δοχεία αποθήκευσης θερμότητας, ενώ το υπόλοιπο απορρίπτεται στο περιβάλλον με τη μορφή απωλειών.



Σχήμα 5.2-3 : Απαιτούμενη ψυκτική ενέργεια από το φορτίο και προσφερόμενη από την αντλία θερμότητας για κάθε μήνα [kWhc]

Η αντλία θερμότητας έχει ελάχιστο όριο παροχής το 0,7 της ονομαστικής όπως αναφέρθηκε παραπάνω, με αποτέλεσμα να παράγει περίσσεια θερμικής και ειδικά ψυκτικής ενέργειας η οποία δεν μπορεί να αποθηκευτεί στο δοχείο αποθήκευσης θερμότητας. Ειδικότερα η παραγόμενη ψυκτική ενέργεια είναι 11636 kWhc έναντι της απαιτούμενης 8969 kWhc όπως προκύπτει από το 2^ο κεφάλαιο, δηλαδή παράγονται 2667 kWh ψυκτικής ενέργειας επιπλέον της απαιτούμενης και αυτό επηρεάζει αρνητικά το ετήσιο λειτουργικό όφελος.

Η ονομαστική απαιτούμενη θερμική ισχύς της αντλίας θερμότητας σύμφωνα με το κεφάλαιο 2 έχει προκύψει ίση με 30 kW, ωστόσο προκειμένου να μειωθεί το κόστος επένδυσης και λειτουργίας επιλέγεται αντλία θερμότητας ονομαστικής θερμικής ισχύος 25 kW (και ψυκτικής ισχύος 23,5 kW κατά τον κατασκευαστή) με δοχείο αποθήκευσης θερμότητας χωρητικότητας 2500 lt στο οποίο αποθηκεύεται η περίσσεια παραγόμενης θερμότητας τις ώρες που το θερμικό φορτίο είναι μικρότερο

του μέγιστου, αντίστοιχα και για το ψυκτικό φορτίο. Με τα παραπάνω δεδομένα προκύπτουν οι θερμοκρασίες του νερού στα δοχεία αποθήκευσης θερμότητας για το θερμικό φορτίο, το ψυκτικό φορτίο και το ζεστό νερό χρήσης και φαίνονται για κάθε ώρα και μήνα στο παράρτημα Α. Οι θερμοκρασίες στα δοχεία είναι αποδεκτές και για θερμικό φορτίο και για ψυκτικό και για ΖΝΧ όπως φαίνεται από τους πίνακες. Τις ώρες από 09:00 μέχρι 14:00 είναι χαμηλή η θερμοκρασία στα δοχεία αλλά αυτό είναι αποδεκτό γιατί τότε δεν λειτουργεί το κτίριο, δηλαδή θεωρούμε ότι δεν έχει ενοίκους.

5.3 Οικονομική αξιολόγηση -Οικονομικά αποτελέσματα

Η τιμή αγοράς της ηλεκτρικής ενέργειας έχει ληφθεί ίση με 0.1537 €/kWh σύμφωνα με το οικιακό τιμολόγιο Γ1 της ΔΕΗ χωρίς νυχτερινό ρεύμα [75], ενώ οι φόροι (ΕΤΜΕΑΡ και ΦΠΑ) υπολογίζονται όπως ορίζεται κάθε φορά από τις κείμενες διατάξεις. Στην παρούσα εργασία **οι φόροι έχουν ληφθεί υπόψιν.**

Το κόστος επένδυσης της εγκατάστασης δίνεται στον παρακάτω πίνακα 5.5.

Πίνακας 5.3-1 : Κόστος επένδυσης συστήματος με αντλία θερμότητας

Μονάδα	Τιμή €
Heat pump (500€/kW)	12500
FCU (250 €/τεμ)	6000
Κόστος δοχείου αποθήκευσης	2015
Συνολικό Κόστος Επένδυσης (€)	20515



Σχήμα 5.3-1 : Κατανομή κόστους επένδυσης σε επιμέρους συνιστώσες για το σύστημα με αντλία θερμότητας

Η κατανομή του κόστους επένδυσης φαίνεται στο Σχήμα 5.3-1. Όπως βλέπουμε στο διάγραμμα το 61 % του συνολικού κόστους επένδυσης αποτελεί η αντλία θερμότητας και στη συνέχεια έρχονται τα fan coils με ποσοστό 29 %, ενώ το δοχείο αποθήκευσης θερμότητας αποτελεί μικρό ποσοστό 10 %. Τα ετήσια οφέλη και κόστη του συστήματος συνοψίζονται στον πίνακα 5.6. Το ετήσιο κόστος συντήρησης για το σύστημα με αντλία θερμότητας έχει τεθεί ενδεικτικά ίσο με 50 € παρότι οι κατασκευαστές αντλιών θερμότητας δίνουν μηδενικό κόστος συντήρησης [6]. Το ετήσιο κόστος συντήρησης για τον λέβητα Φυσικού Αερίου έχει ληφθεί ίσο με 60 € και το κόστος συντήρησης των κλιματιστικών μονάδων ίσο με 30 € ανά μονάδα (3 ανά διαμέρισμα=24 συνολικά).

Πίνακας 5.3-2 : Ετήσια οφέλη και κόστη του συστήματος σε Ευρώ

Ετήσια οφέλη (€)	
Ετήσιο κόστος θερμότητας που αποφεύγεται για παραγωγή θέρμανσης	7630
Ετήσιο κόστος ηλεκτρισμού που αποφεύγεται για παραγωγή ψύξης	627
Ετήσιο όφελος από συντήρηση συστήματος diesel + air condition	690
Ετήσια κόστη (€)	
Ετήσιο κόστος για αγορά ηλεκτρικής ενέργειας	4910
Ετήσιο κόστος συντήρησης	90
Ετήσιο λειτουργικό όφελος (€)	3946

Όπως φαίνεται το μεγαλύτερο όφελος προέρχεται από το λειτουργικό κόστος που αποφεύγεται για την θέρμανση με πετρέλαιο. Το κόστος ψύξης που αποφεύγεται για ψύξη με συμβατικές μονάδες κλιματισμού (air condition) και το ετήσιο κόστος συντήρησης το οποίο στην περίπτωση της αντλίας θερμότητας είναι μηδαμινό συνεισφέρουν επίσης σημαντικά στο ετήσιο οικονομικό όφελος. Το λειτουργικό κόστος στην περίπτωση της αντλίας θερμότητας είναι χαμηλότερο από το αντίστοιχο στην περίπτωση του πετρελαίου, επειδή η αντλία θερμότητας έχει χαμηλότερο κόστος ανά kWh (0,057 €/kWh για COP=3,3) έναντι της αντίστοιχης του πετρελαίου (0,085 €/kWh) [6]. Οι δείκτες οικονομικής απόδοσης για το σύστημα παρουσιάζονται στον πίνακα 5.7.

Πίνακας 5.3-3 : Δείκτες οικονομικής απόδοσης για το σύστημα αντλίας θερμότητας

Αντλία θερμότητας	
NPV (€)	18233
IRR (%)	18.6 %
DPB (έτη)	6.9

Όπως φαίνεται η επένδυση αυτή είναι αρκετά αποδοτική σε σχέση με υφιστάμενο σύστημα λέβητα φυσικού αερίου και συμβατικά κλιματιστικά μηχανικής συμπίεσης ατμού, αφού η Καθαρή Παρούσα Αξία είναι εμφανώς θετική και η ΕΠΑ είναι 7,8 έτη (20 έτη=διάρκεια ζωής επένδυσης). Ο IRR είναι 18.6 % που σημαίνει ότι για επιτόκιο προεξόφλησης ίσο με 18.6 % η ΕΠΑ γίνεται ίση με τη διάρκεια ζωής του έργου, ήτοι 20 χρόνια και η ΚΠΑ ίση με μηδέν, καθιστώντας την επένδυση οριακά συμφέρουσα ή οριακά μη συμφέρουσα. Πράγματι για επιτόκιο αναγωγής ίσο με τον IRR=18.6 % έχουμε:

Πίνακας 5.3-4 : Δείκτες οικονομικής απόδοσης για το σύστημα για IRR=18.6 %

Αντλία θερμότητας	
NPV (€)	5.54
IRR (%)	18.6
DPB (έτη)	19.9

Η περίπτωση αυτή δίνει οριακά μηδενική ΚΠΑ και ΕΠΑ ίση με 20 χρόνια, που σημαίνει ότι είναι εφικτή και για επιτόκιο προεξόφλησης ίσο με 18.6 % το οποίο είναι πολύ υψηλό. Αυτό σημαίνει ότι η επένδυση θα είναι αποδοτική και σε περίπτωση μεγάλης αύξησης του επιτοκίου, επομένως είναι ιδιαίτερα αποδοτική.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ ΓΙΑ ΕΠΙΠΛΕΟΝ ΜΕΛΕΤΗ

6.1 Συμπεράσματα

6.1.1 Θερμοδυναμικά συμπεράσματα

Στην παρούσα εργασία μελετήθηκε ένα σύστημα παραγωγής θέρμανσης με φυσικό αέριο και ψύξης με προσρόφηση με τη χρήση ηλιακής ενέργειας και συμπληρωματικά φυσικού αερίου. Το σύστημα μελετήθηκε για οικιακή χρήση σε κτίριο πολυκατοικίας στη Νέα Φιλαδέλφεια με σκοπό να προσδιοριστεί η δυνατότητα ενσωμάτωσής αντίστοιχων συστημάτων στον οικιακό τομέα. Για τον σκοπό αυτό αξιολογήθηκε τόσο θερμοδυναμικά όσο και οικονομικά. Η αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας γίνεται μέσω επίπεδων ηλιακών συλλεκτών οι οποίοι είναι προεγκατεστημένοι για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης. Η προσέγγιση αυτή επιλέχθηκε διότι διαπιστώθηκε ότι τους θερινούς μήνες παρείχαν περίσσεια θερμικής ενέργειας η οποία αλλιώς χανόταν στο περιβάλλον και διότι έτσι το κόστος επένδυσης διατηρήθηκε όσο το δυνατόν χαμηλότερο. Η ψύξη χώρων καλύπτεται εξ ολοκλήρου από ψύκτη προσρόφησης ενεργοποιούμενο από τη θερμική ενέργεια των συλλεκτών και όταν αυτή δεν επαρκεί προσφέρεται θερμική ενέργεια από φυσικό αέριο. Για την εκμετάλλευση του φυσικού αερίου εγκαθίσταται νέος λέβητας σε αντικατάσταση του λέβητα πετρελαίου, για θέρμανση χώρων και όπως προαναφέρθηκε συμπληρωματικά για ψύξη μέσω προσρόφησης. Το προς διερεύνηση σύστημα συγκρίθηκε επίσης οικονομικά με σύστημα αντλίας θερμότητας για θέρμανση και ψύξη με σκοπό την εύρεση της βέλτιστης οικονομικά λύσης μεταξύ των δύο.

Το σύστημα αναλύθηκε σε ωριαία βάση με την παραδοχή ότι η πολυκατοικία λειτουργεί 18 ώρες την ημέρα. Για αυτές τις ώρες έχουμε λειτουργία του ψύκτη προσρόφησης το καλοκαίρι και λειτουργία του λέβητα φυσικού αερίου το χειμώνα, ενώ το κύκλωμα των συλλεκτών λειτουργεί όλες τις ώρες ηλιοφάνειας. Η εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών είναι ίση με 34 m^2 και αποδίδουν 26798 kWh θερμικής ενέργειας, από την οποία αξιοποιούνται 23029 kWh θερμικής ενέργειας σε ζεστό νερό χρήσης, θερμότητα για τη λειτουργία του ψύκτη και θέρμανση χώρων. Η παραγόμενη θερμότητα από τους συλλέκτες και το φυσικό αέριο για ψύξη και θέρμανση αντίστοιχα αποθηκεύεται σε δοχείο αποθήκευσης χωρητικότητας 2500 λίτρων. Η ηλιακή ενέργεια καλύπτει συνολικά το 21.1% των θερμικών αναγκών της πολυκατοικίας για κάθε έτος. Ειδικότερα, η ηλιακή ενέργεια καλύπτει το 51.8% των αναγκών σε θερμότητα για τη λειτουργία του ψύκτη, ενώ το υπόλοιπο 49.2% καλύπτεται από φυσικό αέριο. Για την θέρμανση χώρων η ηλιακή ενέργεια καλύπτει

ποσοστό ίσο με 8 %, το υπόλοιπο 92 % καλύπτεται από φυσικό αέριο, ενώ για την κάλυψη των αναγκών σε ζεστό νερό χρήσης η ηλιακή ενέργεια καλύπτει ετησίως το 34.6 % με το υπόλοιπο να καλύπτεται από φυσικό αέριο. Η κάλυψη σε ζεστό νερό χρήσης από ηλιακή ενέργεια την περίοδο του καλοκαιριού φτάνει το 60.3 %. Αιτία αυτού είναι ο περιορισμός της θερμοκρασίας του ζεστού νερού χρήσης προς τα πάνω με σκοπό την αποδοτικότερη λειτουργία των συλλεκτών καθώς και η στρατηγική λειτουργίας η οποία θέτει σαν προτεραιότητα την εξασφάλιση θερμότητας προς τον ψύκτη.

Ο ψύκτης προσρόφησης έχει ονομαστική ψυκτική ισχύ 10 kW, για τη λειτουργία του υπολογίστηκε ότι απαιτούνται συνολικά 19569 kWh θερμικής ενέργειας και 957 kWh ηλεκτρικής ενέργειας, ενώ παράγει 10969 kWh ψυκτικής ενέργειας, οι οποίες υπερκαλύπτουν τις ανάγκες της πολυκατοικίας για ψύξη. Ο μέσος συντελεστής συμπεριφοράς του προέκυψε ίσος με 0.547, ενώ λειτουργεί για 2169 ώρες ανά έτος, δηλαδή το 78.8 % των ωρών λειτουργίας του κτιρίου τη θερινή περίοδο.

Για την εύρεση της βέλτιστης θερμοδυναμικά λύσης το σύστημα μελετήθηκε για συνδυασμούς διαφορετικής χωρητικότητας δοχείου αποθήκευσης και εγκατεστημένης επιφάνειας συλλεκτών. Σύμφωνα με την TOTEΕ η χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης ισοδυναμεί σε 75 lt/m² συλλέκτη, έτσι η χωρητικότητα μελετήθηκε αρχικά μέχρι τα 5000 lt. Από την ανάλυση προέκυψαν τα παρακάτω συμπεράσματα:

Για σταθερή εγκατεστημένη **επιφάνεια συλλεκτών ίση με 34 m²** και **μείωση της χωρητικότητας** του δοχείου αποθήκευσης κατά 1000 lt (= 1500 lt) προέκυψε:

- **Μείωση** της αξιοποιούμενης θερμικής ενέργειας από τους συλλέκτες κατά 3249 kWhth (13.5 %).
- **Μείωση** της θερμικής ενέργειας που προσφέρεται στον ψύκτη από τους συλλέκτες κατά 2760 kWhth, δηλαδή μείωση κατά 23 %.
- **Μείωση** του λόγου SFc της προσφερόμενης από τους συλλέκτες θερμικής ενέργειας για ψύξη προς την απαιτούμενη για τη λειτουργία του ψύκτη σε 44.6 % (μείωση κατά 13.9 %) και μείωση του συνολικού λόγου SF για όλο το έτος και τις διεργασίες σε 18.8 % (μείωση κατά 9.6 %).
- **Αύξηση** της θερμικής ενέργειας από φυσικό αέριο προς τον ψύκτη προσρόφησης κατά 2973 kWhth, δηλαδή αύξηση κατά 29.8 %.
- **Αύξηση** της απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμικής ενέργειας από τους συλλέκτες κατά 2052 kWhth ή αύξηση της απορριπτόμενης θερμότητας κατά 74.1 %, γεγονός που οφείλεται στην αδυναμία του δοχείου να αποθηκεύσει όλη την παραγόμενη θερμότητα.

Για σταθερή εγκατεστημένη **επιφάνεια συλλεκτών ίση με 34 m²** και **αύξηση της χωρητικότητας** του δοχείου αποθήκευσης κατά 1000 lt (ίση με 3500 lt) και 2500 lt (ίση με 5000 lt) προέκυψαν:

- **Αύξηση** της αξιοποιούμενης θερμικής ενέργειας από τους συλλέκτες κατά 1400 kWh (5.8 %) και 1505 kWh αντίστοιχα (6.2%)
- **Αύξηση** της θερμικής ενέργειας που προσφέρεται στον ψύκτη από τους συλλέκτες κατά 1400 kWh (αύξηση κατά 12.4 %) και 1505 kWh (αύξηση κατά 13.3 %) αντίστοιχα.
- **Αύξηση** του λόγου SFc της προσφερόμενης από τους συλλέκτες θερμικής ενέργειας για ψύξη προς την απαιτούμενη για τη λειτουργία του ψύκτη σε 64.8 % (αύξηση κατά 12.3 %) και 67.9 % (αύξηση κατά 24.6 %) αντίστοιχα. Ο συνολικός λόγος SF για όλο το έτος και τις διεργασίες αυξήθηκε σε 23.3 % (αύξηση κατά 10.4 %) και 23.9 % (αύξηση κατά 13.2 %) αντίστοιχα.
- **Μείωση** της θερμικής ενέργειας από φυσικό αέριο προς τον ψύκτη προσρόφησης κατά 3050 kWh (μείωση κατά 30.5 %) και 4575 kWh (μείωση κατά 45.9 %) αντίστοιχα.
- **Μείωση** της απορριπτόμενης στο περιβάλλον θερμικής ενέργειας από τους συλλέκτες κατά 1400 kWh (μείωση κατά 50.5 %) και 1505 kWh (μείωση κατά 54.3 %) αντίστοιχα.



Από τα παραπάνω συνάγεται το συμπέρασμα ότι για την εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών των 34 m² η αξιοποιούμενη ηλιακή ενέργεια μεγιστοποιείται για χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης θερμότητας ίση με 3500 lt, αφού εκεί ελαχιστοποιείται η απορριπτόμενη θερμότητα από τους συλλέκτες προς το περιβάλλον και για μεγαλύτερη χωρητικότητα του δοχείου η διαφορά στην αύξηση της αξιοποιούμενης ηλιακής ενέργειας και της συμβολής της στην κάλυψη των θερμικών αναγκών του συστήματος είναι πολύ μικρή. Άρα η χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης που εξασφαλίζει την βέλτιστη θερμοδυναμική απόδοση του συστήματος για αυτή την εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών είναι ίση με 3500 lt.

Η θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος έγινε και για μεγαλύτερη εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών. Η επιφάνεια συλλεκτών αυξήθηκε σε 46 m², 58m² και 72m², με την τελευταία να αντιστοιχεί στην μέγιστη επιφάνεια συλλεκτών που μπορούν να τοποθετηθούν στην οροφή της πολυκατοικίας. Για κάθε συνδυασμό επιφάνειας συλλεκτών και χωρητικότητας δοχείου αποθήκευσης θερμότητας προέκυψαν τα παρακάτω συμπεράσματα :

Για επιφάνεια συλλεκτών ίση με **34 m²** οι λόγοι και **SFc SF μεγιστοποιούνται για χωρητικότητα ίση με 3500 lt**, ενώ περαιτέρω αύξηση της χωρητικότητας δεν προσφέρει κάτι επιπλέον στην απόδοση του συστήματος. Το γεγονός αυτό σημαίνει ότι για αυτή τη χωρητικότητα αποθηκεύεται επαρκώς όλη η θερμική ενέργεια από τους συλλέκτες. Για **μεγαλύτερη** εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών παρατηρείται **συνεχής αύξηση των λόγων SFc και SF με την αύξηση της χωρητικότητας**, ξεπερνώντας την τιμή της μονάδας για τον SFc για επιφάνεια συλλεκτών 58 m² και 72 m² και χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης 5000 lt, που σημαίνει ότι οι θερμικές ανάγκες του ψύκτη καλύπτονται πλήρως από ηλιακή ενέργεια. Αντίστοιχα το μέγιστο ποσοστό των ολικών θερμικών αναγκών της πολυκατοικίας που μπορεί να καλυφθεί από ηλιακή ενέργεια (δείκτης SF) είναι ίσο με 38.3 % για 72 m² επίπεδων συλλεκτών και δοχείο αποθήκευσης 5000 lt. Όπως είναι φανερό για μεγαλύτερη κάλυψη των

θερμικών αναγκών της πολυκατοικίας απαιτείται μεγαλύτερη επιφάνεια συλλεκτών ή/ και δοχείου αποθήκευσης θερμότητας. Ενδεικτικά για τιμή του SF ίση με 50 % θα απαιτούνταν 72 m² συλλεκτικής επιφάνειας και δοχείο αποθήκευσης θερμότητας χωρητικότητας 12000 lt.

Γενικά με την αύξηση της χωρητικότητας του δοχείου αποθήκευσης, και για οποιαδήποτε εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών, παρατηρείται αύξηση στην θερμική ενέργεια που αξιοποιείται από τους συλλέκτες συνολικά για όλες τις διεργασίες, με ταυτόχρονη μείωση στην κατανάλωση φυσικού αερίου. Η αξιοποιούμενη ηλιακή ενέργεια μεγιστοποιείται για την μέγιστη χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης και μέγιστη επιφάνεια συλλεκτών, ενώ αντίστοιχα η κατανάλωση φυσικού αερίου ελαχιστοποιείται.

Ειδικότερα, από την θερμοδυναμική αξιολόγηση του συστήματος προσδιορίστηκε η χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης που εξασφαλίζει την μέγιστη αξιοποίηση ηλιακής ενέργειας για κάθε εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών, και προέκυψαν τα παρακάτω :

- Για εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών ίση με **34 m²** η βέλτιστη χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης είναι ίση με **3500 λίτρα**, όπου το σύστημα καλύπτει το 64.8 % των θερμικών αναγκών του ψύκτη προσρόφησης (δείκτης SFc) και το 23.3 % των συνολικών θερμικών αναγκών από ηλιακή ενέργεια (δείκτης SF), αξιοποιώντας 25439 kWh και απορρίπτοντας στο περιβάλλον 1369 kWh ηλιακής ενέργειας . Το φυσικό αέριο συνεισφέρει με θερμική ενέργεια 83553 kWh.
- Για εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών ίση με **46 m²** η βέλτιστη χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης είναι ίση με **6000 λίτρα**, όπου το σύστημα καλύπτει το 95.6 % των θερμικών αναγκών του ψύκτη προσρόφησης και το 31.8 % των συνολικών θερμικών αναγκών από ηλιακή ενέργεια αξιοποιώντας 34258 kWh και απορρίπτοντας στο περιβάλλον 1997 kWh ηλιακής ενέργειας. Το φυσικό αέριο συνεισφέρει με θερμική ενέργεια 73306 kWh.
- Για εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών ίση με **58 m²** η βέλτιστη χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης είναι ίση με **8000 λίτρα**, όπου το σύστημα καλύπτει πάνω από το 100 % των θερμικών αναγκών του ψύκτη προσρόφησης και το 39.1 % των συνολικών θερμικών αναγκών από ηλιακή ενέργεια αξιοποιώντας 42969 kWh και απορρίπτοντας στο περιβάλλον 2750 kWh ηλιακής ενέργειας. Το φυσικό αέριο συνεισφέρει με θερμική ενέργεια 67037 kWh.
- Για εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών ίση με **72 m²** η βέλτιστη χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης είναι ίση με **11000 λίτρα**, όπου το σύστημα καλύπτει πάνω από το 100 % των θερμικών αναγκών του ψύκτη προσρόφησης και το 46.9 % των συνολικών θερμικών αναγκών από ηλιακή ενέργεια αξιοποιώντας 53118 kWh και απορρίπτοντας στο περιβάλλον 3630 kWh ηλιακής ενέργειας. Το φυσικό αέριο συνεισφέρει με θερμική ενέργεια 60116 kWh.

- Το προτεινόμενο σύστημα εκπέμπει 19.8 tn - 25 tn CO₂ λιγότερους από το συμβατικό σύστημα κατ' έτος (773 kg CO₂/m²-438 kg CO₂/m² συλλεκτών)
-

6.1.2 Οικονομικά συμπεράσματα

Το σύστημα αξιολογήθηκε επίσης οικονομικά υπό τις προαναφερθείσες συνθήκες αλλά και για μεταβολή αυτών, ενώ συγκρίθηκε με σύστημα αντλίας θερμότητας για την κάλυψη των θερμικών και ψυκτικών φορτίων της πολυκατοικίας. Οι δείκτες αξιολόγησης ήταν η Καθαρή Παρούσα Αξία, η Έντοκη Περίοδος Αποπληρωμής και ο Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης. Για την προεγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών των 34 m² και χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης 2500 lt προέκυψαν :

- ΚΠΑ ίση με 5073 €, IRR ίσος με 10.7 % και η επένδυση κάνει απόσβεση σε 13.6 έτη
- Το ετήσιο οικονομικό όφελος του συστήματος σε σχέση με το συμβατικό σύστημα είναι 2962 €

Μετά από βελτιστοποίηση που έγινε για το συνδυασμό εγκατεστημένης επιφάνειας συλλεκτών και τη χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης θερμότητας προέκυψαν τα παρακάτω αποτελέσματα :

- Για την προεγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών των 34 m² και χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης 3500 lt η ΚΠΑ ισούται με 9748 € και κάνει απόσβεση σε 10.78 έτη, ενώ το ετήσιο οικονομικό όφελος σε σχέση με το συμβατικό σύστημα είναι 3521 €
- Για αύξηση εγκατεστημένης επιφάνειας συλλεκτών σε 46 m² και χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης 6000 lt η ΚΠΑ ισούται με 12862 € και κάνει απόσβεση σε 10.24 έτη ενώ το ετήσιο οικονομικό όφελος σε σχέση με το συμβατικό σύστημα είναι 4288 €
- Για αύξηση εγκατεστημένης επιφάνειας συλλεκτών σε 58 m² και χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης 8000 lt η ΚΠΑ ισούται με 13347 € και κάνει απόσβεση σε 10.68 έτη, ενώ το ετήσιο οικονομικό όφελος σε σχέση με το συμβατικό σύστημα είναι 4747 €
- Για αύξηση εγκατεστημένης επιφάνειας συλλεκτών σε 46 m² και χωρητικότητα του δοχείου αποθήκευσης 6000 lt η ΚΠΑ ισούται με 13061 € και κάνει απόσβεση σε 11.47 έτη, ενώ το ετήσιο οικονομικό όφελος σε σχέση με το συμβατικό σύστημα είναι 5250 €
- Καθοριστικός παράγοντας για την οικονομική απόδοση του συστήματος είναι η τιμή του φυσικού αερίου και η τιμή του πετρελαίου θέρμανσης, ενώ μείωση στο ειδικό κόστος του ψύκτη προσρόφησης θα είχε σημαντική θετική επίδραση στην οικονομικότητα της επένδυσης.

Το ανταγωνιστικό σύστημα που περιλαμβάνει τους προεγκατεστημένους επίπεδους συλλέκτες επιφάνειας 34 m² για παραγωγή ZNX και αντλία θερμότητας για θέρμανση και ψύξη έδωσε τα παρακάτω αποτελέσματα :

- ΚΠΑ ίση με 18233 € και απόσβεση της επένδυσης σε 6.8 έτη, σαφώς συντομότερα σε σχέση με το βέλτιστο σύστημα ηλιακής ψύξης
- Η αντλία θερμότητας καταναλώνει 31943 kWh ηλεκτρικής ενέργειας που αντιστοιχούν σε κόστος λειτουργίας ίσο με 4909 €, ενώ το ετήσιο οικονομικό όφελος από τη χρήση της σε σχέση με συμβατικό σύστημα θέρμανσης και ψύξης ανέρχεται σε 3946 €
- Καθοριστικός παράγοντας για την οικονομική απόδοση του συστήματος είναι η τιμή της ηλεκτρικής ενέργειας.

Συμπερασματικά, το σύστημα που παρουσιάστηκε και διερευνήθηκε στην παρούσα εργασία κρίνεται κατάλληλο για εφαρμογή στον οικιακό τομέα, ωστόσο ένα αντίστοιχο σύστημα με αντλία θερμότητας είναι πιο αποδοτικό οικονομικά. Το σύστημα έχει κόστος επένδυσης από 24822 € έως 38482 € ανάλογα με την εγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών ενώ το σύστημα αντλίας θερμότητας έχει σαφώς χαμηλότερο κόστος επένδυσης ίσο με 20515 €. Και τα δύο συστήματα είναι κατάλληλα για οικιακό τομέα, ωστόσο το σύστημα με ψύκτη προσρόφησης έχει αρκετά μεγαλύτερο κόστος κτήσης, παράγοντας που ουσιαστικά καθορίζει την επιλογή του ή μη. Το σύστημα αυτό όμως είναι φιλικότερο προς το περιβάλλον, αφού η χρήση του συνεπάγεται μείωση εκπομπών CO₂ έως και κατά 70 % σε σχέση με το συμβατικό σύστημα, ενώ η λειτουργία της αντλίας θερμότητας απαιτεί ηλεκτρική ενέργεια η οποία αντιστοιχεί στους ίδιους ισοδύναμους ρύπους με το συμβατικό σύστημα.

6.2 Προτάσεις για βελτίωση και επέκταση της εργασίας

Η παρούσα εργασία θα μπορούσε να αποτελέσει βάση για την οικονομοτεχνική αξιολόγηση οικιακών συστημάτων θέρμανσης και ψύξης αλλά και ηλεκτρισμού με τεχνολογίες που χρησιμοποιούν ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Το παρόν σύστημα θα μπορούσε να αξιολογηθεί εξεργειακά εκτός από ενεργειακά προκειμένου να προσδιοριστεί η ποιότητα της ενέργειας που λαμβάνει ο ψύκτης. Μία ενδιαφέρουσα περίπτωση προς διερεύνηση θα αποτελούσε η σύγκριση του παρόντος συστήματος με σύστημα απορρόφησης για ψύξη με ηλιακή ενέργεια, δεδομένου φυσικά ότι υπάρχει μονάδα απορρόφησης στην κλίμακα μικρής ισχύος. Το παρόν σύστημα θα μπορούσε επίσης να διερευνηθεί με εποχική αποθήκευση θερμότητας για καλύτερη εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας. Επίσης η σύζευξη φωτοβολταϊκών/θερμικών πάνελ με ψύκτη απορρόφησης ή προσρόφησης για τριπαραγωγή και πώληση της ηλεκτρικής ενέργειας θα παρουσίαζε συγκριτικό ενδιαφέρον με το παρόν σύστημα. Για τριπαραγωγή θα μπορούσε επίσης να διερευνηθεί σύστημα Οργανικού Κύκλου Rankine σε συνδυασμό με βιομάζα και παραβολικούς συλλέκτες.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. <http://www.iea-shc.org/data/sites/1/publications/Solar-Heat-Worldwide-2016.pdf>.
2. Χατζηδάκης, Σ., Σημειώσεις ψύξης, Α' και Β' μέρος. 2003.
3. <http://portal.tee.gr/portal/page/portal/tpree/totee/TOTEE-20701-1-Final-%D4%C5%C5-2nd.pdf>.
4. Cansino, J.M., et al., *Promoting renewable energy sources for heating and cooling in EU-27 countries*. Energy Policy, 2011. **39**(6): p. 3803-3812.
5. Aste, N. and C. Del Pero, *Impact of domestic and tertiary buildings heating by natural gas in the Italian context*. Energy Policy, 2012. **47**: p. 164-171.
6. <http://www.lsbtp.mech.ntua.gr/sites/default/files/NTUA%20Study%20November%202016.pdf>.
7. <http://www.aenaos-sa.gr/levites-sympiknosis-kaysaerion>.
8. http://europa.eu/european-union/topics/climate-action_el.
9. http://www.ren21.net/wp-content/uploads/2016/10/REN21_GSR2016_FullReport_en_11.pdf.
10. Kalogirou, S.A., *Chapter 3 - Solar Energy Collectors*, in *Solar Energy Engineering (Second Edition)*. 2014, Academic Press: Boston. p. 125-220.
11. C. Philibert. *Barriers to technology diffusion: the case of solar thermal technologies*, 29 p., Paris:
Organisation for Economic Co-operation and Development and Environment Directorate,
International Energy Agency, (2006).
12. <http://portal.tee.gr/portal/page/portal/tpree/dg2013/ktirio/DE4-Renewable%20Energy%20Sources-final.pdf>.
13. *ClimateWell© package solution*
description. Available from:
http://www.solarcombiplus.eu/docs/D43_ClimatWell_v03_English.pdf.
14. Noro, M. and R.M. Lazzarin, *Solar cooling between thermal and photovoltaic: An energy and economic comparative study in the Mediterranean conditions*. Energy, 2014. **73**: p. 453-464.
15. https://repository.kallipos.gr/bitstream/11419/4210/1/02_chapter_07.pdf.
Available from:
https://repository.kallipos.gr/bitstream/11419/4210/1/02_chapter_07.pdf.
16. Bataineh, K. and Y. Taamneh, *Review and recent improvements of solar sorption cooling systems*. Energy and Buildings, 2016. **128**: p. 22-37.
17. http://www.sortech.de/fileadmin/user_upload/downloads/de/Broschuer/en/Sortech_Imagebroschur_EN_Web_11_2015.pdf.
18. http://invenor.info/en/wp-content/uploads/sites/3/2015/05/InvenSor_LTC10_e_plus_Datasheet.pdf.

19. Fernandes, M.S., et al., *Review and future trends of solar adsorption refrigeration systems*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014. **39**: p. 102-123.
20. Daßler, I. and W. Mittelbach, *Solar Cooling with Adsorption Chillers*. Energy Procedia, 2012. **30**: p. 921-929.
21. Allouhi, A., et al., *Solar driven cooling systems: An updated review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015. **44**: p. 159-181.
22. Ullah, K.R., et al., *A review of solar thermal refrigeration and cooling methods*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. **24**: p. 499-513.
23. Sarbu, I. and C. Sebarchievici, *Review of solar refrigeration and cooling systems*. Energy and Buildings, 2013. **67**: p. 286-297.
24. shc-iea. Available from: http://www.iea-shc.org/data/sites/1/publications/2012_SolarHeatingCooling_Roadmap.pdf.
25. <http://www.solair-project.eu/218.0.html>.
26. <https://www.iea-shc.org/data/sites/1/publications/Solar-Heat-Worldwide-2015.pdf>.
27. Zhao, H., et al., *Experimental Study on Solar Cooling Tube Using Thermal/Vacuum Emptying Method*. Advances in Materials Science and Engineering, 2012. **2012**: p. 6.
28. Lychnos, G. and P.A. Davies, *Modelling and experimental verification of a solar-powered liquid desiccant cooling system for greenhouse food production in hot climates*. Energy, 2012. **40**(1): p. 116-130.
29. Lu, Z., Z. Xia, and D. La, *Experimental study with operational solar-sorption cooling*. International Journal of Energy Research, 2013. **37**(6): p. 673-682.
30. Li, H., et al., *Experimental investigation on a one-rotor two-stage desiccant cooling/heating system driven by solar air collectors*. Applied Thermal Engineering, 2011. **31**(17-18): p. 3677-3683.
31. Blackman, C., C. Bales, and E. Thorin, *Techno-economic Evaluation of Solar-assisted Heating and Cooling Systems with Sorption Module Integrated Solar Collectors*. Energy Procedia, 2015. **70**: p. 409-417.
32. Papoutsis, E.G., I.P. Koronaki, and V.D. Papaefthimiou, *Numerical simulation and parametric study of different types of solar cooling systems under Mediterranean climatic conditions*. Energy and Buildings, 2017. **138**: p. 601-611.
33. Angrisani, G., et al., *Dynamic simulation of a solar heating and cooling system for an office building located in Southern Italy*. Applied Thermal Engineering, 2016. **103**: p. 377-390.
34. Fasfous, A., et al., *Potential of utilizing solar cooling in The University of Jordan*. Energy Conversion and Management, 2013. **65**: p. 729-735.
35. http://archive.iea-shc.org/publications/downloads/TEA-Task38-Report_D3_final.pdf.
36. http://www.solarcombiplus.eu/docs/D2_2_CRESE_final_updated122008.pdf.
37. http://www.cres.gr/kape/education/solar_cooling_brochure-SMALL.pdf.
38. http://www.cres.gr/kape/pdf/download/HIGH%20COMBI_brochure.pdf.
39. http://europa.eu/european-union/topics/climate-action_el.
40. Drosou, V.N., et al., *The HIGH-COMBI project: High solar fraction heating and cooling systems with combination of innovative components and methods*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014. **29**: p. 463-472.
41. T.O.T.E.E. 20701-3/2010, ΚΑΙΜΑΤΙΚΑ ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΕΛΛΑΔΑΣ. Απρίλιος 2010: Αθήνα.

42. Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-1/2010, ΑΝΑΛΥΤΙΚΕΣ ΕΘΝΙΚΕΣ ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΓΙΑ ΤΟΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟ ΤΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΚΤΙΡΙΩΝ ΚΑΙ ΤΗΝ ΕΚΔΟΣΗ ΤΟΥ ΠΙΣΤΟΠΟΙΗΤΙΚΟΥ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ. Ιούλιος 2010: Αθήνα.
43. <http://portal.tee.gr/portal/page/portal/tptee/totee/TOTEE-20701-3-Final-TEE%202nd.pdf>.
44. ASHRAE Handbook ‘‘Fundamentals’’ American Society of Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Atlanta, Georgia, Edition 2005.
45. Zhang, Q., *Residential energy consumption in China and its comparison with Japan, Canada, and USA*. Energy and Buildings, 2004. **36**(12): p. 1217-1225.
46. Rapanos, V.T. and M.L. Polemis, *The structure of residential energy demand in Greece*. Energy Policy, 2006. **34**(17): p. 3137-3143.
47. Ji, Y., et al., *Estimating hourly cooling load in commercial buildings using a thermal network model and electricity submetering data*. Applied Energy, 2016. **169**: p. 309-323.
48. do Carmo, C.M.R. and T.H. Christensen, *Cluster analysis of residential heat load profiles and the role of technical and household characteristics*. Energy and Buildings, 2016. **125**: p. 171-180.
49. Fischer, D., et al., *A stochastic bottom-up model for space heating and domestic hot water load profiles for German households*. Energy and Buildings, 2016. **124**: p. 120-128.
50. <http://designadvisor.mit.edu/design/>. Available from:
<http://designadvisor.mit.edu/design/>.
51. http://designadvisor.mit.edu/design/papers/Urban_Glicksman_ORNL_2007.pdf.
52. Papakostas, K.T., N.E. Papageorgiou, and B.A. Sotiropoulos, *Residential hot water use patterns in Greece*. Solar Energy, 1995. **54**(6): p. 369-374.
53. http://aceee.org/files/proceedings/1994/data/papers/SS94_Panel2_Paper12.pdf.
54. www.allianceforwaterefficiency.org/WorkArea/linkit.aspx?ItemID=2256.
55. https://www.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment_data/file/48188/3147-measure-domestic-hot-water-consump.pdf.
56. <http://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html>.
57. Theodoridou, I., A.M. Papadopoulos, and M. Hegger, *Statistical analysis of the Greek residential building stock*. Energy and Buildings, 2011. **43**(9): p. 2422-2428.
58. Theodoridou, I., A.M. Papadopoulos, and M. Hegger, *A typological classification of the Greek residential building stock*. Energy and Buildings, 2011. **43**(10): p. 2779-2787.
59. Αντωνόπουλου, Κ.Α., *Θερμικά –Ηλιακά Συστήματα*. 2008, Αθήνα.
60. Collares-Pereira, M. and A. Rabl, *The average distribution of solar radiation-correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values*. Solar Energy, 1979. **22**: p. 155-164.
61. Liu, B.Y.H. and R.C. Jordan, *The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation*. Solar Energy, 1960.

62. Klein, S.A., *Calculation of monthly average insolation on tilted surfaces*. Solar Energy, 1977. **19**: p. 325-329.
63. Weiss, M.R.W., *Process Heat Collectors: State of the Art Within Task 33/IV*, . 2008: AEE-Institute for Sustainable Technologies, Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems, Gleisdorf, Feldgasse 19, Austria Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems, Gleisdorf, Feldgasse 19, Austria.
64. http://task49.iea-shc.org/data/sites/1/publications/Task%2049%20Deliverable%20A1.3_20160504.pdf.
65. <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps4/pvest.php>.
66. <http://www.tsolakidis.com.gr/wp-content/uploads/DAIKIN-FAN-COILS.pdf>. Available from: <http://www.tsolakidis.com.gr/wp-content/uploads/DAIKIN-FAN-COILS.pdf>.
67. recool, S., http://www.sortech.de/fileadmin/user_upload/images/Technische_Daten/Technische_Daten_012017_EN_WEB_SEER.pdf.
68. <http://www.invensor.com/en/technology/adsorption-technology.htm>.
69. chiller, i.a., http://invensor.info/en/wp-content/uploads/sites/3/2015/05/InvenSor_LTC10_e_plus_Datasheet.pdf.
70. <http://www.aerioattikis.gr/Default.aspx?pid=16&la=1>. Available from: <http://www.aerioattikis.gr/Default.aspx?pid=16&la=1>.
71. Vasta, S., et al., *Dynamic Simulation and Performance Analysis of Solar Cooling Systems in Italy*. Energy Procedia, 2015. **81**: p. 1171-1183.
72. Infante Ferreira, C. and D.-S. Kim, *Techno-economic review of solar cooling technologies based on location-specific data*. International Journal of Refrigeration, 2014. **39**: p. 23-37.
73. Gupta, A., et al., *Economic and thermodynamic study of different cooling options: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. **62**: p. 164-194.
74. Calise, F., M.D. D'Accadia, and L. Vanoli, *Thermoeconomic optimization of Solar Heating and Cooling systems*. Energy Conversion and Management, 2011. **52**: p. 1562–1573
75. <https://www.dei.gr/Documents2/TIMOLOGIA/1-1-2017%20%CE%BC%CE%B5%20%CE%BD%CE%B5%CE%BF%20%CE%95%CE%A4%CE%9C%CE%95%CE%91%CE%A1/Oikiako%20Timologio%20G1%20A4-1-1-17.pdf>.
76. <http://www.fuelprices.gr/GetGeography>.
77. <http://www.seepe.gr/index.php?lang=el>.
78. <http://aix.meng.auth.gr/lhtee/education/IAxBE4.pdf>.
79. <http://academics.epu.ntua.gr/LinkClick.aspx?fileticket=unYkmaNIWr0%3D&tabid=378&mid=834>.
80. http://academics.epu.ntua.gr/LinkClick.aspx?fileticket=fGj2PF_h6sY%3d&tabid=381&mid=1229.
81. http://www.r718.com/articles/3745/sortech_ag_50_reduction_in_cost_per_kw_for_adsorption_unit_is_attainable_in_near_future_br.
82. <http://www.dimplex.de/en/downloads/animations.html>.
83. <http://www.se4all.org/sites/default/files/l/2013/09/GTF-2105-Full-Report.pdf>.

84. *Solar engineering of thermal processes 4th edition*, Wiley, 2003.
85. Ε. Κακαράς, Σ.Κ., *Αντιρρυπαντική Τεχνολογία Θερμικών Σταθμών*. Vol. 1. 2013: Εκδόσεις Τσότρας.
86. Wang, R., L. Wang, and J. Wu, *Adsorption Refrigeration Technology: Theory and Application*. 2014: Wiley.
87. Αντωνόπουλος, Κ.Α., *Θερμικά –Ηλιακά Συστήματα*, Αθήνα. 2008.
88. <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=COM:2010:0639:FIN:En:PDF>.
89. http://apps.unep.org/redirect.php?file=/publications/pmtdocuments/-Global_trends_in_renewable_energy_investment_2015-201515028nefvisual8-mediumres.pdf.pdf.
90. <http://globalsolaratlas.info/>.
91. http://library.tee.gr/digital/m2385/m2385_balaras.pdf.
92. <http://portal.tee.gr/portal/page/portal/tptee/dg2013/ktirio/DE4-Renewable%20Energy%20Sources-final.pdf>.
93. <http://resourceirena.irena.org/gateway/dashboard/?topic=4&subTopic=19>.
94. http://task38.iea-shc.org/data/sites/1/publications/IEA-Task38-Report_A3a-B3b-final.pdf.
95. http://www.bricker-project.com/Technologies/Chillers_thermally_activated_cooling_technologies.kl.
96. <http://www.estif.org/>.
97. <http://www.koubarakis.gr/pdf/close-circle.pdf>.
98. http://www.meteo.gr/Athens_Climatic_Data.asp.
99. http://www.pole-derbi.com/photo_derbi/6.SORTECH.pdf.
100. <http://www.powerauditing.com/plikia/miczka/catalogue.pdf>.
101. <http://www.res-legal.eu/en/home/>.
102. http://www.sortech.de/fileadmin/user_upload/images/Technische_Daten/Technische_Daten_012017_EN_WEB_SEER.pdf.
103. <http://www.weatheronline.gr/weather/maps/city?FMM=1&FYY=2004&LMM=12&LYY=2012&WMO=16716&CONT=grgr®ION=0005&LAND=GR&ART=SON&R=310&NOREGION=0&LEVEL=162&LANG=gr&MOD=tab>.
104. <https://www.iea.org/publications/>.
105. <http://www.solarthermalworld.org/sites/gstec/files/Small%20scale%20chiller%20overview.pdf>.
106. Ali, A.H.H., *Performance-cost and global warming assessments of two residential scale solar cooling systems versus a conventional one in hot arid areas*. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2017. **20**: p. 1-8.
107. Allouhi, A., et al., *Modeling of a thermal adsorber powered by solar energy for refrigeration applications*. Energy, 2014. **75**: p. 589-596.
108. Calise, F., M.D. d'Accadia, and L. Vanoli, *Thermoeconomic optimization of Solar Heating and Cooling systems*. Energy Conversion and Management, 2011. **52**(2): p. 1562-1573.
109. Choudhury, B., et al., *An overview of developments in adsorption refrigeration systems towards a sustainable way of cooling*. Applied Energy, 2013. **104**: p. 554-567.

110. http://portal.tee.gr/portal/page/portal/teetkm/DRASTHRIOTHTES/SEMINARIA/PALAIOTERA_SEMINARIA/H_KYKLOS_S_M_D_IAN_FEB_09/KAYSIMO_AERIO_NOMOTHESIA/%C1%CE%C9%CF%CB_%20%D3%D5%CC%D0%CI%D1%CI%C3%D9%C3%C7%D3.pdf.
111. El-Sharkawy, I.I., H. AbdelMeguid, and B.B. Saha, *Potential application of solar powered adsorption cooling systems in the Middle East*. Applied Energy, 2014. **126**: p. 235-245.
112. http://www.ren21.net/wp-content/uploads/2015/07/REN12-GSR2015_Onlinebook_low1.pdf.
113. ENERGY, S., <http://www.estif.org/>.
114. <http://www.ises.org/home/>.
115. <http://www.solarpowereurope.org/home/>.
116. Ghafoor, A. and A. Munir, *Worldwide overview of solar thermal cooling technologies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015. **43**: p. 763-774.
117. Goyal, P., et al., *Adsorption refrigeration technology – An overview of theory and its solar energy applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. **53**: p. 1389-1410.
118. Habib, K., et al., *Performance evaluation of combined adsorption refrigeration cycles*. International Journal of Refrigeration, 2011. **34**(1): p. 129-137.
119. Hassan, H.Z., A.A. Mohamad, and R. Bennacer, *Simulation of an adsorption solar cooling system*. Energy, 2011. **36**(1): p. 530-537.
120. Henning, H.-M. and J. Döll, *Solar Systems for Heating and Cooling of Buildings*. Energy Procedia, 2012. **30**: p. 633-653.
121. Herzog, T.H., et al., *Steamed Zeolites for Heat Pump Applications and Solar Driven Thermal Adsorption Storage*. Energy Procedia, 2014. **48**: p. 380-383.
122. Jiang, L., et al., *Investigation on cascading cogeneration system of ORC (Organic Rankine Cycle) and CaCl₂/BaCl₂ two-stage adsorption freezer*. Energy, 2014. **71**: p. 377-387.
123. Kayal, S., S. Baichuan, and B.B. Saha, *Adsorption characteristics of AQSOA zeolites and water for adsorption chillers*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016. **92**: p. 1120-1127.
124. Kleinbach, E.M., W.A. Beckman, and S.A. Klein, *Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks*. Solar Energy, 1993. **50**(2): p. 155-166.
125. Koronaki, I.P., E.G. Papoutsis, and V.D. Papaefthimiou, *Thermodynamic modeling and exergy analysis of a solar adsorption cooling system with cooling tower in Mediterranean conditions*. Applied Thermal Engineering, 2016. **99**: p. 1027-1038.
126. Lazzarin, R.M., *Solar cooling: PV or thermal? A thermodynamic and economical analysis*. International Journal of Refrigeration, 2014. **39**: p. 38-47.
127. Li, A., et al., *Performance evaluation of a zeolite–water adsorption chiller with entropy analysis of thermodynamic insight*. Applied Energy, 2014. **130**: p. 702-711.
128. Lu, Z.S., et al., *Study of a novel solar adsorption cooling system and a solar absorption cooling system with new CPC collectors*. Renewable Energy, 2013. **50**: p. 299-306.

129. Mette, B., et al., *Experimental and numerical investigations on the water vapor adsorption isotherms and kinetics of binderless zeolite 13X*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014. **71**: p. 555-561.
130. Núñez, T., W. Mittelbach, and H.-M. Henning, *Development of an adsorption chiller and heat pump for domestic heating and air-conditioning applications*. Applied Thermal Engineering, 2007. **27**(13): p. 2205-2212.
131. Panwar, N.L., S.C. Kaushik, and S. Kothari, *Role of renewable energy sources in environmental protection: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011. **15**(3): p. 1513-1524.
132. Rong, A. and R. Lahdelma, *Role of polygeneration in sustainable energy system development challenges and opportunities from optimization viewpoints*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. **53**: p. 363-372.
133. <https://www.scribd.com/document/62968703/NAHBRC-2002-Domestic-Hot-Water-System-Modeling-for-the-Design-of-Energy-Efficient-Systems>. Available from: <https://www.scribd.com/document/62968703/NAHBRC-2002-Domestic-Hot-Water-System-Modeling-for-the-Design-of-Energy-Efficient-Systems>.
134. <http://www.helioakmi.com/images/stories/pdf/gr/helioakmi-31-41.pdf>. Available from: <http://www.helioakmi.com/images/stories/pdf/gr/helioakmi-31-41.pdf>.
135. http://www.eurovent-certification.com/en/Certification_Programmes/Programme_Descriptions.php?rub=03&srub=01&ssrub=&lg=en&select_prog=Fcu. Available from: http://www.eurovent-certification.com/en/Certification_Programmes/Programme_Descriptions.php?rub=03&srub=01&ssrub=&lg=en&select_prog=Fcu.
136. <http://www.cres.gr/kape/index.htm>.
137. <http://www.ypeka.gr/>.

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α

ΠΙΝΑΚΕΣ ΜΕΤΑΒΛΗΤΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΣΕ ΩΡΙΑΙΑ ΒΑΣΗ

Π.Α.1 Σύστημα με ψύκτη προσρόφησης

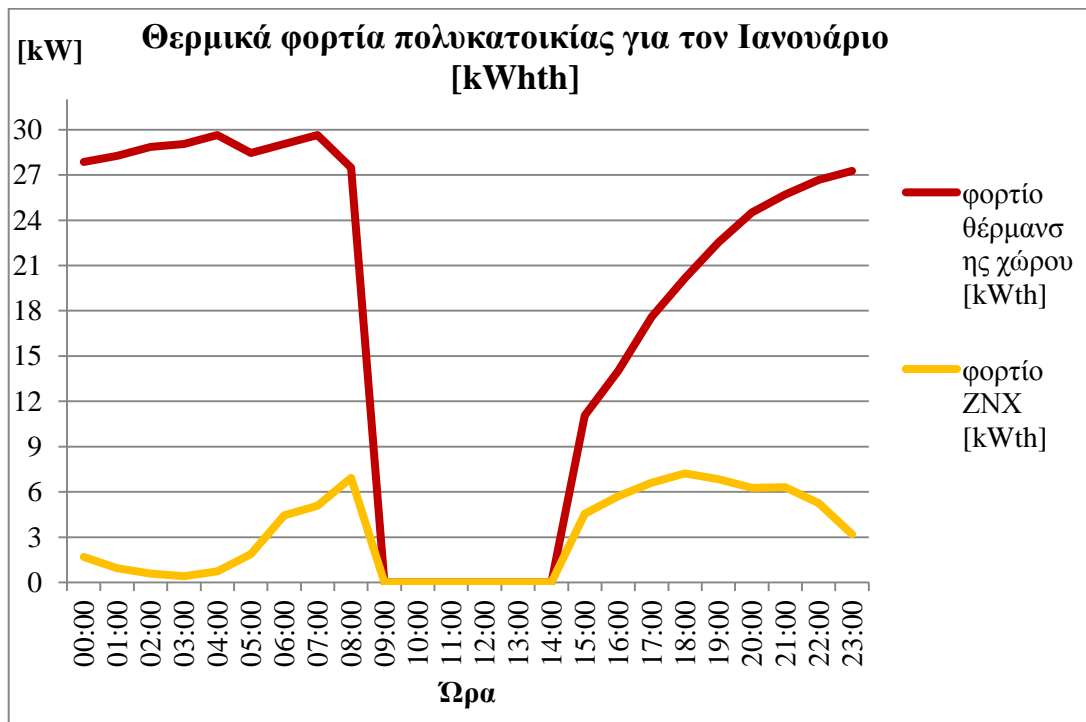
Πίνακας Π.Α.1- 1 Θερμικά φορτία πολυκατοικίας ανά ώρα και μήνα [kWhth]

Ωρα	Ιαν	Φεβ	Μαρ	Απρ	Μάι	Ιουν	Ιουλ	Αυγ	Σεπτ	Οκτ	Νοε	Δεκ
00:00	27.87	27.23	23.31	15.02	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	20.71	24.76
01:00	28.26	28.45	24.98	17.62	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	20.71	25.18
02:00	28.85	29.19	26.40	19.93	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	22.09	24.97
03:00	29.05	29.43	27.59	22.53	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	23.47	25.18
04:00	29.65	29.92	29.02	25.99	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	24.16	25.38
05:00	28.46	30.65	30.21	26.57	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	24.51	25.79
06:00	29.05	31.39	29.02	23.39	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	26.23	26.41
07:00	29.65	28.45	25.21	18.19	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	23.47	27.24
08:00	27.47	23.57	20.93	12.71	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	20.02	23.32
09:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
10:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
11:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
12:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
13:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
14:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
15:00	11.07	10.49	1.43	0.29	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	2.76	8.05
16:00	14.03	10.98	2.62	0.29	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	4.83	10.94
17:00	17.59	11.87	4.76	0.58	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	7.94	14.65
18:00	20.16	14.22	8.09	0.87	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	11.39	17.54
19:00	22.53	16.91	11.66	1.16	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	14.50	20.02
20:00	24.51	21.80	14.75	2.02	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	17.60	21.25
21:00	25.69	24.24	17.36	4.91	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	18.98	22.29
22:00	26.68	26.69	19.74	8.09	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	20.36	24.14
23:00	27.27	29.62	21.65	12.42	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	21.75	24.76

Πίνακας Π.Α.1- 2 Θερμικές ανάγκες ΖΝΧ ανά ώρα για κάθε μήνα [kWh]												
Ωρα	Ιαν	Φεβ	Μαρ	Απρ	Μάι	Ιουν	Ιουλ	Αυγ	Σεπτ	Οκτ	Νοε	Δεκ
00:00	1.68	1.70	1.66	1.53	1.36	1.17	1.01	0.96	1.04	1.19	1.40	1.57
01:00	0.94	0.95	0.93	0.86	0.76	0.65	0.57	0.54	0.58	0.67	0.78	0.88
02:00	0.58	0.59	0.58	0.53	0.47	0.41	0.35	0.33	0.36	0.41	0.49	0.55
03:00	0.40	0.41	0.40	0.37	0.33	0.28	0.24	0.23	0.25	0.29	0.34	0.38
04:00	0.73	0.74	0.72	0.66	0.59	0.51	0.44	0.42	0.45	0.52	0.61	0.68
05:00	1.87	1.89	1.84	1.70	1.51	1.30	1.13	1.07	1.15	1.32	1.56	1.75
06:00	4.44	4.49	4.37	4.04	3.60	3.08	2.67	2.54	2.74	3.15	3.70	4.15
07:00	5.07	5.13	5.00	4.62	4.11	3.52	3.05	2.90	3.13	3.60	4.23	4.74
08:00	6.93	7.01	6.83	6.31	5.62	4.81	4.18	3.97	4.28	4.92	5.78	6.48
09:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
10:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
11:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
12:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
13:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
14:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
15:00	4.55	4.60	4.48	4.14	3.68	3.16	2.74	2.60	2.81	3.22	3.79	4.25
16:00	5.71	5.78	5.62	5.20	4.63	3.96	3.44	3.27	3.52	4.05	4.76	5.34
17:00	6.61	6.68	6.51	6.02	5.35	4.59	3.98	3.78	4.08	4.69	5.51	6.17
18:00	7.22	7.30	7.11	6.57	5.84	5.01	4.35	4.13	4.45	5.12	6.02	6.74
19:00	6.83	6.91	6.73	6.22	5.53	4.74	4.12	3.91	4.22	4.85	5.70	6.39
20:00	6.26	6.34	6.17	5.70	5.07	4.35	3.77	3.59	3.86	4.44	5.22	5.85
21:00	6.32	6.39	6.23	5.76	5.12	4.39	3.81	3.62	3.90	4.48	5.27	5.91
22:00	5.24	5.30	5.16	4.77	4.25	3.64	3.16	3.00	3.23	3.72	4.37	4.90
23:00	3.19	3.23	3.14	2.91	2.58	2.21	1.92	1.83	1.97	2.26	2.66	2.98
<i>Σύνολο kWh/μήνα</i>	2312	2113	2277	2038	1873	1553	1392	1324	1381	1639	1865	2161

Πίνακας Π.Α.1- 3 Ψυκτικά φορτία πολυκατοικίας ανά ώρα και μήνα [kWhc]

Ωρα	Ιαν	Φεβ	Μαρ	Απρ	Μάι	Ιουν	Ιουλ	Αυγ	Σεπτ	Οκτ	Νοε	Δεκ
00:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.03	2.82	5.19	4.35	0.91	0.00	0.00	0.00
01:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.02	2.62	4.91	4.24	0.90	0.00	0.00	0.00
02:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.02	2.47	4.70	4.13	0.87	0.00	0.00	0.00
03:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.02	2.32	4.35	3.91	0.83	0.00	0.00	0.00
04:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.02	2.17	4.14	3.75	0.81	0.00	0.00	0.00
05:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.02	2.37	4.42	3.86	0.77	0.00	0.00	0.00
06:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.02	2.67	4.77	4.08	0.83	0.00	0.00	0.00
07:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.03	3.03	5.26	4.41	0.91	0.00	0.00	0.00
08:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.04	3.48	5.89	4.85	1.00	0.00	0.00	0.00
09:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
10:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
11:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
12:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
13:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
14:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
15:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.08	5.95	9.67	7.66	1.65	0.00	0.00	0.00
16:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.08	5.85	9.46	7.55	1.60	0.00	0.00	0.00
17:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.07	5.55	9.04	7.16	1.52	0.00	0.00	0.00
18:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.07	5.09	8.48	6.72	1.42	0.00	0.00	0.00
19:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.06	4.64	7.78	6.23	1.31	0.00	0.00	0.00
20:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.05	4.13	7.15	5.73	1.21	0.00	0.00	0.00
21:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.04	3.73	6.45	5.29	1.11	0.00	0.00	0.00
22:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.04	3.38	5.96	4.91	1.01	0.00	0.00	0.00
23:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.03	3.03	5.40	4.57	0.95	0.00	0.00	0.00



Σχήμα Π.Α.1-1 Θερμικό φορτίο και φορτίο ZNX ανά ώρα για τον Ιανουάριο

Πίνακας Π.Α.1- 4 Ενεργειακές απαιτήσεις θέρμανσης και ZNX για τον Ιανουάριο ανά ώρα

Ιανουάριος					
Ωρα	Ωριαίο θερμικό φορτίο/ημερήσιο [%]	Θερμικό φορτίο / ώρα [kWth]	Ωριαίο φορτίο ZNX/ημερήσιο φορτίο [%]	Θερμικό φορτίο ZNX / ώρα [kWth]	Φορτίο θέρμανσης χώρου+ZNX [kWth]
00:00	6,22%	27,87	0	1,68	29,55
01:00	6,31%	28,26	0	0,94	29,20
02:00	6,44%	28,85	0	0,58	29,44
03:00	6,49%	29,05	0	0,40	29,46
04:00	6,62%	29,65	0	0,73	30,37
05:00	6,35%	28,46	0	1,87	30,33
06:00	6,49%	29,05	2,00%	4,44	33,49
07:00	6,62%	29,65	2,50%	5,07	34,72
08:00	6,13%	27,47	3,00%	6,93	34,40
09:00	0,00%	0,00	4,00%	0,00	0,00
10:00	0,00%	0,00	4,50%	0,00	0,00
11:00	0,00%	0,00	5,00%	0,00	0,00
12:00	0,00%	0,00	5,20%	0,00	0,00
13:00	0,00%	0,00	5,40%	0,00	0,00
14:00	0,00%	0,00	5,30%	0,00	0,00
15:00	2,47%	11,07	5,00%	4,55	15,61
16:00	3,13%	14,03	5,80%	5,71	19,74
17:00	3,93%	17,59	5,90%	6,61	24,20
18:00	4,50%	20,16	6,10%	7,22	27,37
19:00	5,03%	22,53	6,40%	6,83	29,36
20:00	5,47%	24,51	6,80%	6,26	30,77
21:00	5,74%	25,69	7,50%	6,32	32,01
22:00	5,96%	26,68	7,70%	5,24	31,92
23:00	6,09%	27,27	5,80%	3,19	30,46
Σύνολο/μήνα [kWth]		13883		2312	16195

Πίνακας Π.Α.1- 5 Ενεργειακές απαιτήσεις ψύξης και ZNX για τον Ιούλιο ανά ώρα

Ιούλιος

Ωρα	Ωριαίο ψυκτικό φορτίο/ημερήσιο [%]	Ψυκτικό φορτίο /ώρα [kWc]	Ωριαίο φορτίο ZNX/ημερήσιο φορτίο [%]	Θερμικό φορτίο ZNX / ώρα [kWth]
00:00	4.59%	5.19	0	1.01
01:00	4.34%	4.91	0	0.57
02:00	4.16%	4.70	0	0.35
03:00	3.85%	4.35	0	0.24
04:00	3.66%	4.14	0	0.44
05:00	3.91%	4.42	0	1.13
06:00	4.22%	4.77	2.00%	2.67
07:00	4.65%	5.26	2.50%	3.05
08:00	5.21%	5.89	3.00%	4.18
09:00	0.00%	0.00	4.00%	0.00
10:00	0.00%	0.00	4.50%	0.00
11:00	0.00%	0.00	5.00%	0.00
12:00	0.00%	0.00	5.20%	0.00
13:00	0.00%	0.00	5.40%	0.00
14:00	0.00%	0.00	5.30%	0.00
15:00	8.56%	9.67	5.00%	2.74
16:00	8.37%	9.46	5.80%	3.44
17:00	8.00%	9.04	5.90%	3.98
18:00	7.51%	8.48	6.10%	4.35
19:00	6.89%	7.78	6.40%	4.12
20:00	6.33%	7.15	6.80%	3.77
21:00	5.71%	6.45	7.50%	3.81
22:00	5.27%	5.96	7.70%	3.16
23:00	4.78%	5.40	5.80%	1.92
Σύνολο/μήνα [kWh]		3503		1392

Πίνακας Π.Α.1- 6 Θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος [°C] για κάθε ώρα της ημέρας

	Ιαν	Φεβ	Μαρ	Απρ	Μάι	Ιουν	Ιουλ	Αυγ	Σεπτ	Οκτ	Νοε	Δεκ
00:00	7.8	8.1	10.2	12.7	17.2	21.6	24.3	24.6	21	16.9	13.1	9.6
01:00	7.5	8	10	12.5	17	22.3	24.6	25	21.3	16.5	12.6	9.3
02:00	7.3	7.8	9.8	11.8	17.6	22.8	24.9	25.3	21.6	16.8	12.1	8.9
03:00	7	8	10	12.5	18	23.4	25.2	25.7	21.9	17.4	12.4	9.1
04:00	6.8	8.1	10.5	13.4	18.7	24	25.7	26	22.4	17.7	12.9	9.3
05:00	7.3	8.6	10.8	14.6	19.8	24.5	26.9	26.3	22.7	18.1	13.7	9.7
06:00	8.1	8.9	11.5	15.1	20.6	25.1	27.7	26.9	23.1	18.5	14.4	10.5
07:00	9.1	9.8	12.4	16	21.2	25.8	28.5	28	24.2	19.4	15.3	11.3
08:00	10.2	10.7	13.3	16.8	21.7	26.2	29.1	29.1	25.3	20.4	16.2	12.2
09:00	11	11.4	14.2	17.5	22.1	26.6	29.6	29.9	26	21.2	16.9	12.9
10:00	11.5	11.8	14.8	17.9	22.4	26.9	30.1	30.3	26.4	21.8	17.3	13.3
11:00	11.6	11.9	15	18	22.5	27	30.2	30.4	26.5	21.9	17.4	13.3
12:00	11.6	12	15.2	18	22.6	27.1	30.2	30.5	26.7	22.1	17.3	13.4
13:00	11.3	11.9	14.8	17.7	22.3	26.7	30.1	30.1	26.7	21.6	17	12.9
14:00	10.8	11.6	14.2	17.1	21.8	26.3	29.5	29.5	26.4	21	16.5	12.4
15:00	10.3	11.1	13.4	16.4	21.2	25.6	28.9	28.9	25.7	20.3	15.9	12
16:00	9.8	10.5	12.7	15.5	20.4	24.9	28.1	28.1	24.6	19.6	15.4	11.6
17:00	9.3	9.9	11.9	14.7	19.6	24.2	27.3	27.3	23.6	19	14.9	11.3
18:00	8.9	9.5	11.4	14.1	19	23.5	26.6	26.6	22.7	18.5	14.5	11
19:00	8.6	9.2	11.1	13.7	18.5	23	26.1	26.1	22.2	18.1	14.2	10.8
20:00	8.4	9	11	13.5	18.2	22.6	25.5	25.7	22	17.9	14	10.6
21:00	8.3	8.8	10.8	13.3	18	22.3	25.2	25.5	21.8	17.6	13.8	10.4
22:00	8.1	8.6	10.6	13.1	17.8	22	24.9	25.3	21.5	17.3	13.6	10.2
23:00	8	8.3	10.4	12.9	17.5	21.8	24.6	25	21.2	17.1	13.4	9.9

Πίνακας Π.Α.1- 7 Ολική ηλιακή ακτινοβολία και ενέργεια ανά ώρα. μήνα και έτος [kW h/m²]

	Ιαν	Φεβ	Μάρ	Απρ	Μάι	Ιούν	Ιούλ	Αύγ	Σεπτ	Οκτ	Νοέ	Δεκ
00:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
01:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
02:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
03:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
04:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
05:00	0	0	0	0	0.015	0.036	0.014	0	0	0	0	0
06:00	0	0	0	0.047	0.109	0.145	0.117	0.061	0.028	0	0	0
07:00	0	0.007	0.096	0.178	0.239	0.292	0.270	0.211	0.182	0.140	0.010	0
08:00	0.028	0.170	0.237	0.334	0.386	0.461	0.448	0.385	0.364	0.306	0.217	0.026
09:00	0.277	0.311	0.387	0.491	0.531	0.629	0.629	0.561	0.549	0.474	0.357	0.282
10:00	0.400	0.442	0.521	0.627	0.652	0.771	0.785	0.713	0.705	0.613	0.475	0.393
11:00	0.488	0.537	0.616	0.717	0.729	0.864	0.891	0.817	0.806	0.698	0.547	0.467
12:00	0.523	0.579	0.654	0.746	0.751	0.893	0.930	0.853	0.834	0.712	0.558	0.488
13:00	0.497	0.557	0.626	0.707	0.712	0.852	0.894	0.817	0.782	0.651	0.506	0.451
14:00	0.416	0.477	0.540	0.609	0.621	0.749	0.791	0.714	0.662	0.528	0.401	0.364
15:00	0.297	0.355	0.410	0.469	0.491	0.600	0.636	0.562	0.493	0.367	0.208	0.225
16:00	0.057	0.271	0.260	0.310	0.344	0.430	0.457	0.385	0.307	0.199	0.061	0.037
17:00	0	0.063	0.112	0.157	0.200	0.264	0.278	0.211	0.142	0.008	0	0
18:00	0	0	0	0.031	0.107	0.123	0.165	0.115	0	0	0	0
19:00	0	0	0	0	0	0.020	0.020	0	0	0	0	0
20:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Μέση τιμή IT W/m²	331	342	405	417	420	475	488	493	488	427	334	304
Σύνολο kWh/m²·μήν α	92.44	105.49	138.22	162.75	182.46	213.90	227.05	198.54	175.60	145.59	100.18	84.7
Σύνολο kWh/m²·έτος	1826.92											

Πίνακας Π.Α.1- 8 Ωφέλιμη θερμική ενέργεια ανά ώρα. μήνα και έτος για την προεγκατεστημένη επιφάνεια συλλεκτών [kWh]

	Ιαν	Φεβ	Μάρ	Απρ	Μάι	Ιούν	Ιούλ	Αύγ	Σεπτ	Οκτ	Νοέ	Δεκ
00:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
01:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
02:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
03:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
04:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
05:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
06:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
07:00	0	0	0	0	0.843	2.583	2.697	1.386	0.192	0	0	0
08:00	0	0	0	1.751	3.515	5.959	6.570	5.319	3.732	1.642	0	0
09:00	0.191	0.617	1.957	4.285	6.132	9.319	10.478	9.252	7.263	4.266	1.836	0.377
10:00	1.630	2.160	3.788	6.440	8.314	12.156	13.865	12.600	10.234	6.446	3.468	1.631
11:00	2.643	3.272	5.058	7.854	9.705	14.003	16.142	14.844	12.135	7.745	4.452	2.445
12:00	3.043	3.757	5.569	8.299	10.098	14.578	16.967	15.648	12.671	7.971	4.595	2.680
13:00	2.727	3.501	5.173	7.673	9.381	13.719	16.199	14.803	11.711	7.000	3.863	2.235
14:00	1.766	2.555	3.974	6.083	7.694	11.629	13.910	12.489	9.419	5.077	2.405	1.243
15:00	0.372	1.105	2.189	3.822	5.317	8.611	10.545	9.114	6.190	2.562	0	0
16:00	0	0.086	0.154	1.249	2.602	5.172	6.607	5.181	2.563	0	0	0
17:00	0	0	0	0	0	1.803	2.692	1.291	0	0	0	0
18:00	0	0	0	0	0	0	0.193	0	0	0	0	0
19:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Σύνολο kWh/μήν α	384	478	864	1424	1972	2986	3623	3160	2283	1324	619	329
Σύνολο kWh/έτος	19443											

Πίνακας Π.Α.1- 9 Θερμοκρασία στη δεξαμενή αποθήκευσης νερού για θέρμανση χώρου (°C)

	Ιαν	Φεβ	Μάρ	Απρ	Μάι	Ιούν	Ιούλ	Αύγ	Σεπτ	Οκτ	Νοέ	Δεκ
00:00	60.00	60.00	60.00	60.00	-	-	-	-	-	-	60.00	60.00
01:00	58.48	58.71	51.36	54.28	-	-	-	-	-	-	52.30	50.84
02:00	56.84	57.00	50.96	56.46	-	-	-	-	-	-	53.41	50.38
03:00	55.00	55.05	50.07	57.80	-	-	-	-	-	-	54.03	49.99
04:00	53.11	53.04	48.78	58.22	-	-	-	-	-	-	54.16	49.53
05:00	51.03	50.88	47.00	57.43	-	-	-	-	-	-	54.05	49.00
06:00	49.40	48.49	44.83	56.47	-	-	-	-	-	-	53.83	48.35
07:00	47.58	45.87	43.11	56.63	-	-	-	-	-	-	53.02	47.49
08:00	45.58	44.32	42.74	58.61	-	-	-	-	-	-	53.19	46.36
09:00	44.38	44.50	43.89	53.76	-	-	-	-	-	-	54.57	46.62
10:00	44.06	44.18	43.61	54.19	-	-	-	-	-	-	54.21	46.29
11:00	43.75	43.87	45.05	57.06	-	-	-	-	-	-	55.31	45.98
12:00	44.23	45.49	47.66	60.67	-	-	-	-	-	-	57.44	46.69
13:00	45.76	47.51	50.59	64.49	-	-	-	-	-	-	59.64	48.05
14:00	55.76	58.06	53.21	65.00	-	-	-	-	-	-	61.34	57.78
15:00	56.19	59.06	55.02	65.00	-	-	-	-	-	-	62.09	57.88
16:00	51.87	54.92	54.11	64.73	-	-	-	-	-	-	60.67	54.61
17:00	55.29	50.64	52.80	64.14	-	-	-	-	-	-	58.53	50.37
18:00	57.43	54.84	50.73	63.45	-	-	-	-	-	-	55.33	53.61
19:00	58.65	58.17	56.27	62.67	-	-	-	-	-	-	50.95	55.80
20:00	50.28	51.77	51.75	61.78	-	-	-	-	-	-	54.27	57.10
21:00	50.04	52.47	54.94	60.60	-	-	-	-	-	-	56.47	57.96
22:00	49.39	52.31	57.18	58.42	-	-	-	-	-	-	58.15	58.44
23:00	48.41	51.30	58.56	55.15	-	-	-	-	-	-	50.60	58.26

Πίνακας Π.Α.1- 10 Θερμοκρασία στη δεξαμενή αποθήκευσης νερού για ζεστό νερό χρήσης (°C)

	Ιαν	Φεβ	Μάρ	Απρ	Μάι	Ιούν	Ιούλ	Αύγ	Σεπτ	Οκτ	Νοέ	Δεκ
00:00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00
01:00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00
02:00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00
03:00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00
04:00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00
05:00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00
06:00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00
07:00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00
08:00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00
09:00	45.00	45.00	45.00	45.00	44.16	46.15	46.68	45.95	45.04	43.03	45.00	45.00
10:00	44.56	45.06	46.41	48.21	48.37	52.19	53.07	51.50	49.96	46.09	46.34	44.85
11:00	45.81	46.90	49.67	50.00	54.16	60.00	60.00	59.03	56.92	51.02	49.28	46.24
12:00	48.23	50.00	50.00	50.00	60.00	60.00	60.00	60.00	60.00	57.02	50.00	48.59
13:00	50.00	50.00	50.00	50.00	60.00	60.00	60.00	60.00	60.00	60.00	50.00	50.00
14:00	50.00	50.00	50.00	50.00	60.00	60.00	60.00	60.00	60.00	60.00	50.00	50.00
15:00	50.00	50.00	50.00	50.00	60.00	60.00	60.00	60.00	60.00	60.00	50.00	50.00
16:00	47.18	48.01	49.09	50.00	60.00	60.00	60.00	60.00	60.00	59.51	47.42	47.11
17:00	45.00	45.00	45.50	47.63	58.73	60.00	60.00	60.00	59.35	56.32	45.00	45.00
18:00	45.00	45.00	45.00	45.00	55.12	58.15	59.05	58.27	56.49	52.84	45.00	45.00
19:00	45.00	45.00	45.00	45.00	51.28	54.80	56.34	55.45	53.46	49.18	45.00	45.00
20:00	45.00	45.00	45.00	45.00	47.68	51.64	53.55	52.78	50.59	45.73	45.00	45.00
21:00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	48.74	50.98	50.33	47.96	45.00	45.00	45.00
22:00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.86	48.43	47.90	45.36	45.00	45.00	45.00
23:00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	46.27	45.84	45.00	45.00	45.00	45.00

Πίνακας Π.Α.1- 11 Θερμοκρασία στη δεξαμενή αποθήκευσης νερού για ψύκτη προσρόφησης (°C)

	Ιαν	Φεβ	Μάρ	Απρ	Μάι	Ιούν	Ιούλ	Αύγ	Σεπτ	Οκτ	Νοέ	Δεκ
00:00	-	-	-	-	72.00	72.00	72.00	72.00	72.00	-	-	-
01:00	-	-	-	-	70.99	66.85	65.64	66.53	71.06	-	-	-
02:00	-	-	-	-	69.99	72.00	72.00	72.00	70.13	-	-	-
03:00	-	-	-	-	69.02	66.87	66.17	66.77	65.03	-	-	-
04:00	-	-	-	-	68.08	72.00	72.00	72.00	64.22	-	-	-
05:00	-	-	-	-	67.16	66.89	66.77	66.92	63.44	-	-	-
06:00	-	-	-	-	66.28	72.00	72.00	72.00	72.00	-	-	-
07:00	-	-	-	-	65.43	66.91	66.14	66.86	71.09	-	-	-
08:00	-	-	-	-	64.61	72.00	72.00	72.00	66.01	-	-	-
09:00	-	-	-	-	63.80	71.15	71.20	71.20	65.24	-	-	-
10:00	-	-	-	-	63.02	70.32	70.42	70.42	64.50	-	-	-
11:00	-	-	-	-	62.26	69.57	71.26	69.67	63.79	-	-	-
12:00	-	-	-	-	62.48	78.37	80.00	77.28	68.56	-	-	-
13:00	-	-	-	-	69.13	80.00	80.00	80.00	76.89	-	-	-
14:00	-	-	-	-	75.08	80.00	80.00	80.00	80.00	-	-	-
15:00	-	-	-	-	79.55	80.00	75.65	75.65	80.00	-	-	-
16:00	-	-	-	-	79.86	73.53	69.48	70.64	75.65	-	-	-
17:00	-	-	-	-	78.77	67.28	60.70	62.93	74.71	-	-	-
18:00	-	-	-	-	77.69	60.64	64.89	69.21	69.51	-	-	-
19:00	-	-	-	-	76.61	69.02	69.78	61.34	68.64	-	-	-
20:00	-	-	-	-	75.54	63.29	60.78	68.56	63.57	-	-	-
21:00	-	-	-	-	74.48	72.00	66.98	61.73	62.79	-	-	-
22:00	-	-	-	-	73.44	66.86	72.00	69.95	72.00	-	-	-
23:00	-	-	-	-	72.42	72.00	64.84	63.96	71.06	-	-	-

Πίνακας Π.Α.1- 12 Θερμοκρασία στη δεξαμενή αποθήκευσης ψυχρού νερού για ψύξη χώρου (°C)

	Ιαν	Φεβ	Μάρ	Απρ	Μάι	Ιούν	Ιούλ	Αύγ	Σεπτ	Οκτ	Νοέ	Δεκ
00:00	-	-	-	-	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	-	-	-
01:00	-	-	-	-	10.3	10.0	10.0	10.0	10.0	-	-	-
02:00	-	-	-	-	10.5	10.0	10.0	10.0	12.0	-	-	-
03:00	-	-	-	-	10.8	10.0	10.0	10.0	10.0	-	-	-
04:00	-	-	-	-	11.0	10.0	10.0	10.0	11.9	-	-	-
05:00	-	-	-	-	11.3	10.0	10.0	10.0	10.0	-	-	-
06:00	-	-	-	-	11.6	10.0	10.0	10.0	11.8	-	-	-
07:00	-	-	-	-	12.0	10.0	10.0	10.0	10.0	-	-	-
08:00	-	-	-	-	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	-	-	-
09:00	-	-	-	-	10.5	16.8	21.1	19.3	12.4	-	-	-
10:00	-	-	-	-	11.0	17.1	21.4	19.7	12.9	-	-	-
11:00	-	-	-	-	11.4	17.5	21.7	20.1	13.5	-	-	-
12:00	-	-	-	-	11.8	17.8	22.0	20.5	14.0	-	-	-
13:00	-	-	-	-	12.2	18.1	22.3	20.8	14.5	-	-	-
14:00	-	-	-	-	10.0	11.5	15.5	14.2	10.0	-	-	-
15:00	-	-	-	-	10.5	10.0	10.0	10.0	10.7	-	-	-
16:00	-	-	-	-	11.0	10.0	10.0	10.0	10.0	-	-	-
17:00	-	-	-	-	11.5	10.0	10.0	10.0	10.0	-	-	-
18:00	-	-	-	-	11.9	10.0	10.0	10.0	10.0	-	-	-
19:00	-	-	-	-	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	-	-	-
20:00	-	-	-	-	10.4	10.0	10.0	10.0	10.0	-	-	-
21:00	-	-	-	-	10.7	10.0	10.0	10.0	10.0	-	-	-
22:00	-	-	-	-	11.0	10.0	10.0	10.0	10.0	-	-	-
23:00	-	-	-	-	11.3	10.0	10.0	10.0	10.0	-	-	-

Πίνακας Π.Α.1- 13 Παραγόμενη ψυκτική ενέργεια ανά ώρα [kWhc]

	Ιαν	Φεβ	Μάρ	Απρ	Μάι	Ιούν	Ιούλ	Αύγ	Σεπτ	Οκτ	Νοέ	Δεκ
00:00	-	-	-	-	0.00	4.00	5.19	4.35	0.00	-	-	-
01:00	-	-	-	-	0.00	4.00	4.91	4.24	0.00	-	-	-
02:00	-	-	-	-	0.00	4.00	4.70	4.13	4.00	-	-	-
03:00	-	-	-	-	0.00	4.00	4.35	4.00	0.00	-	-	-
04:00	-	-	-	-	0.00	4.00	4.14	4.00	0.00	-	-	-
05:00	-	-	-	-	0.00	4.00	4.42	4.00	4.00	-	-	-
06:00	-	-	-	-	0.00	4.00	4.77	4.08	0.00	-	-	-
07:00	-	-	-	-	0.00	4.00	5.26	4.41	4.00	-	-	-
08:00	-	-	-	-	0.00	4.00	5.89	4.85	0.00	-	-	-
09:00	-	-	-	-	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-	-	-
10:00	-	-	-	-	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-	-	-
11:00	-	-	-	-	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-	-	-
12:00	-	-	-	-	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-	-	-
13:00	-	-	-	-	4.00	0.00	4.00	4.00	4.00	-	-	-
14:00	-	-	-	-	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-	-	-
15:00	-	-	-	-	0.00	5.95	9.67	7.66	4.00	-	-	-
16:00	-	-	-	-	0.00	5.85	9.46	7.55	0.00	-	-	-
17:00	-	-	-	-	0.00	5.55	9.04	7.16	4.00	-	-	-
18:00	-	-	-	-	0.00	5.09	8.48	6.72	0.00	-	-	-
19:00	-	-	-	-	0.00	4.64	7.78	6.23	4.00	-	-	-
20:00	-	-	-	-	0.00	4.13	7.15	5.73	0.00	-	-	-
21:00	-	-	-	-	0.00	4.00	6.45	5.29	4.00	-	-	-
22:00	-	-	-	-	0.00	4.00	5.96	4.91	0.00	-	-	-
23:00	-	-	-	-	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-	-	-

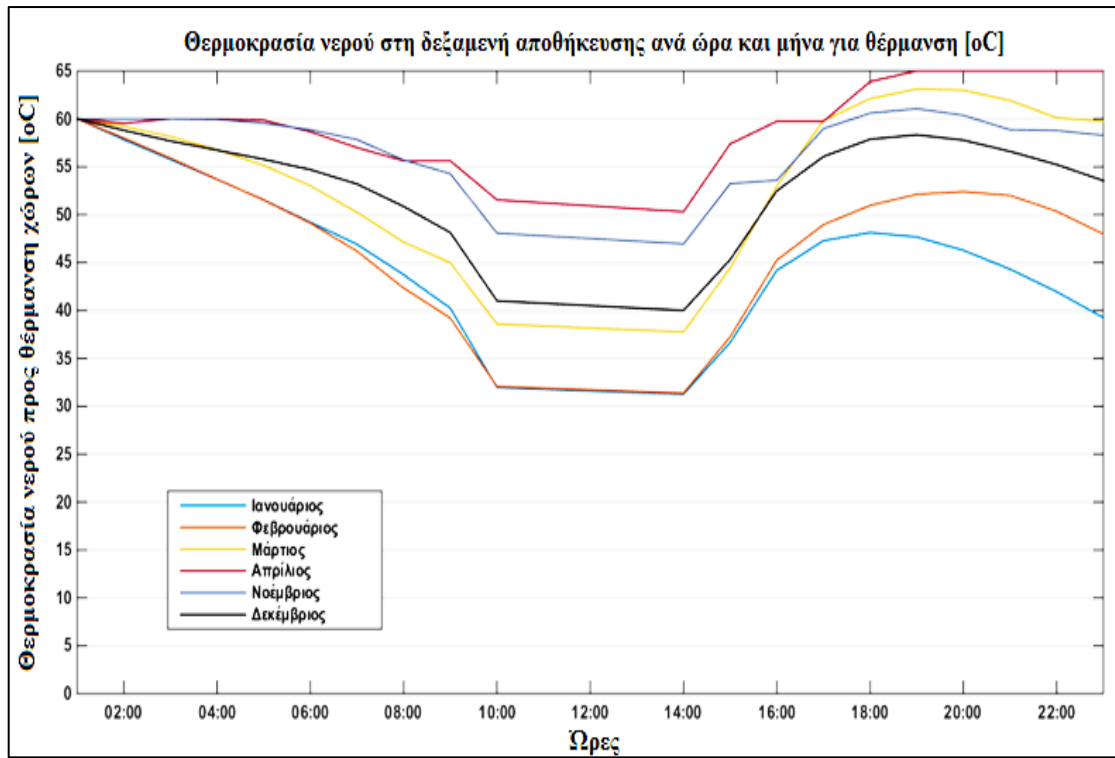
Πίνακας Π.Α.1- 14 Συντελεστής συμπεριφοράς για ψύξη COPc ανά ώρα [-]

	Ιαν	Φεβ	Μάρ	Απρ	Μάι	Ιούν	Ιούλ	Αύγ	Σεπτ	Οκτ	Νοέ	Δεκ
00:00	-	-	-	-	0.000	0.552	0.552	0.552	0.000	-	-	-
01:00	-	-	-	-	0.000	0.554	0.553	0.554	0.000	-	-	-
02:00	-	-	-	-	0.000	0.545	0.537	0.543	0.554	-	-	-
03:00	-	-	-	-	0.000	0.554	0.554	0.554	0.000	-	-	-
04:00	-	-	-	-	0.000	0.552	0.551	0.552	0.000	-	-	-
05:00	-	-	-	-	0.000	0.554	0.554	0.554	0.549	-	-	-
06:00	-	-	-	-	0.000	0.552	0.551	0.552	0.000	-	-	-
07:00	-	-	-	-	0.000	0.554	0.554	0.554	0.554	-	-	-
08:00	-	-	-	-	0.000	0.552	0.550	0.551	0.000	-	-	-
09:00	-	-	-	-	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-	-	-
10:00	-	-	-	-	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-	-	-
11:00	-	-	-	-	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-	-	-
12:00	-	-	-	-	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-	-	-
13:00	-	-	-	-	0.554	0.000	0.536	0.537	0.547	-	-	-
14:00	-	-	-	-	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-	-	-
15:00	-	-	-	-	0.000	0.536	0.536	0.536	0.536	-	-	-
16:00	-	-	-	-	0.000	0.550	0.554	0.553	0.000	-	-	-
17:00	-	-	-	-	0.000	0.554	0.541	0.550	0.548	-	-	-
18:00	-	-	-	-	0.000	0.541	0.554	0.554	0.000	-	-	-
19:00	-	-	-	-	0.000	0.554	0.539	0.546	0.554	-	-	-
20:00	-	-	-	-	0.000	0.551	0.554	0.554	0.000	-	-	-
21:00	-	-	-	-	0.000	0.554	0.544	0.548	0.547	-	-	-
22:00	-	-	-	-	0.000	0.552	0.554	0.554	0.000	-	-	-
23:00	-	-	-	-	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-	-	-

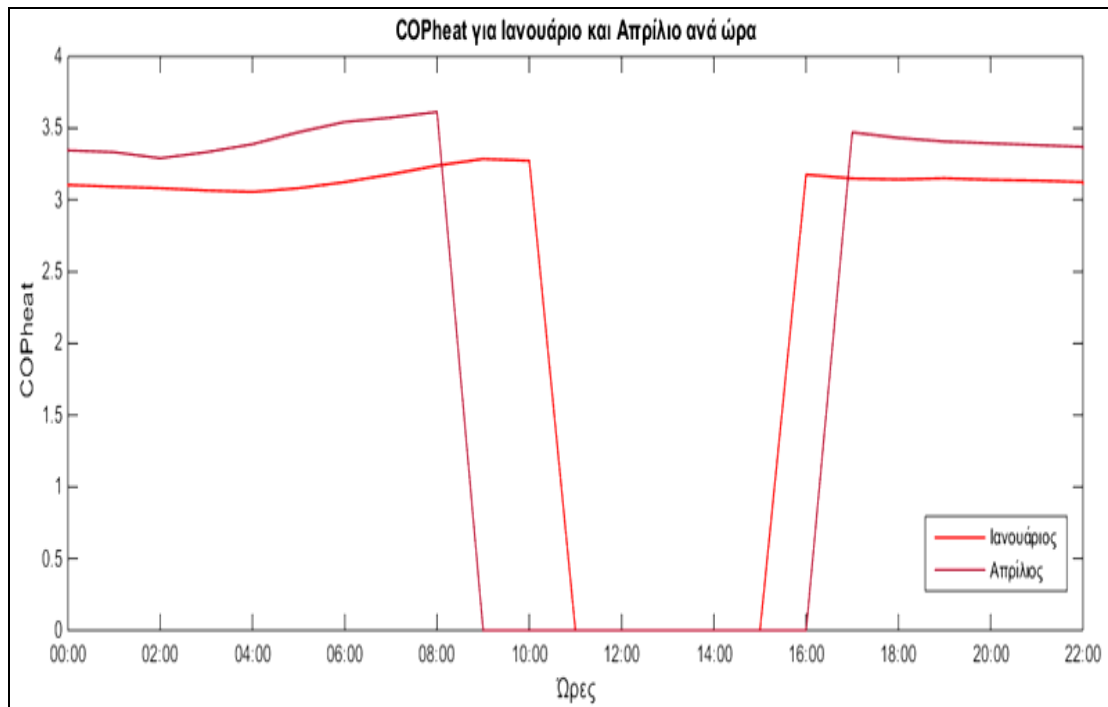
Π.Α.2 Σύστημα με αντλία θερμότητας

Πίνακας Π.Α.2- 1 Θερμοκρασία νερού στην δεξαμενή αποθήκευσης θερμότητας για θέρμανση με Α.Θ. [°C]

Ωρα	Ιαν	Φεβ	Μαρ	Απρ	Μάι	Ιουν	Ιουλ	Αυγ	Σεπτ	Οκτ	Νοε	Δεκ
00:00	60.00	60.00	60.00	60.00	-	-	-	-	-	-	60.00	60.00
01:00	57.54	57.76	59.19	60.00	-	-	-	-	-	-	60.00	58.70
02:00	55.21	55.37	58.05	60.00	-	-	-	-	-	-	60.00	57.50
03:00	52.83	52.88	56.55	60.00	-	-	-	-	-	-	60.00	56.49
04:00	50.45	50.39	54.71	59.96	-	-	-	-	-	-	59.64	55.49
05:00	47.78	47.64	52.29	58.63	-	-	-	-	-	-	58.96	54.32
06:00	45.16	44.28	49.10	56.76	-	-	-	-	-	-	57.84	52.66
07:00	41.48	39.79	45.48	55.23	-	-	-	-	-	-	55.41	49.98
08:00	37.43	36.17	43.04	55.34	-	-	-	-	-	-	53.79	46.84
09:00	27.58	27.70	35.44	50.52	-	-	-	-	-	-	46.43	38.36
10:00	27.43	27.56	35.25	50.21	-	-	-	-	-	-	46.16	38.12
11:00	27.30	27.42	35.07	49.90	-	-	-	-	-	-	45.89	37.90
12:00	27.17	27.29	34.89	49.60	-	-	-	-	-	-	45.62	37.67
13:00	27.03	27.16	34.71	49.30	-	-	-	-	-	-	45.35	37.45
14:00	33.48	34.16	42.69	57.74	-	-	-	-	-	-	52.85	43.77
15:00	42.25	43.51	52.71	60.36	-	-	-	-	-	-	53.06	52.77
16:00	45.70	47.70	60.00	60.15	-	-	-	-	-	-	59.51	56.50
17:00	46.85	49.89	62.48	64.91	-	-	-	-	-	-	61.57	58.79
18:00	46.43	51.42	63.85	65.00	-	-	-	-	-	-	62.24	59.47
19:00	44.89	51.89	63.81	65.00	-	-	-	-	-	-	61.52	58.91
20:00	42.67	51.54	62.66	65.00	-	-	-	-	-	-	59.82	57.62
21:00	39.97	49.69	60.63	65.00	-	-	-	-	-	-	59.84	56.10
22:00	36.87	46.97	60.00	65.00	-	-	-	-	-	-	59.35	54.20
23:00	33.82	43.81	59.22	65.00	-	-	-	-	-	-	58.70	52.03



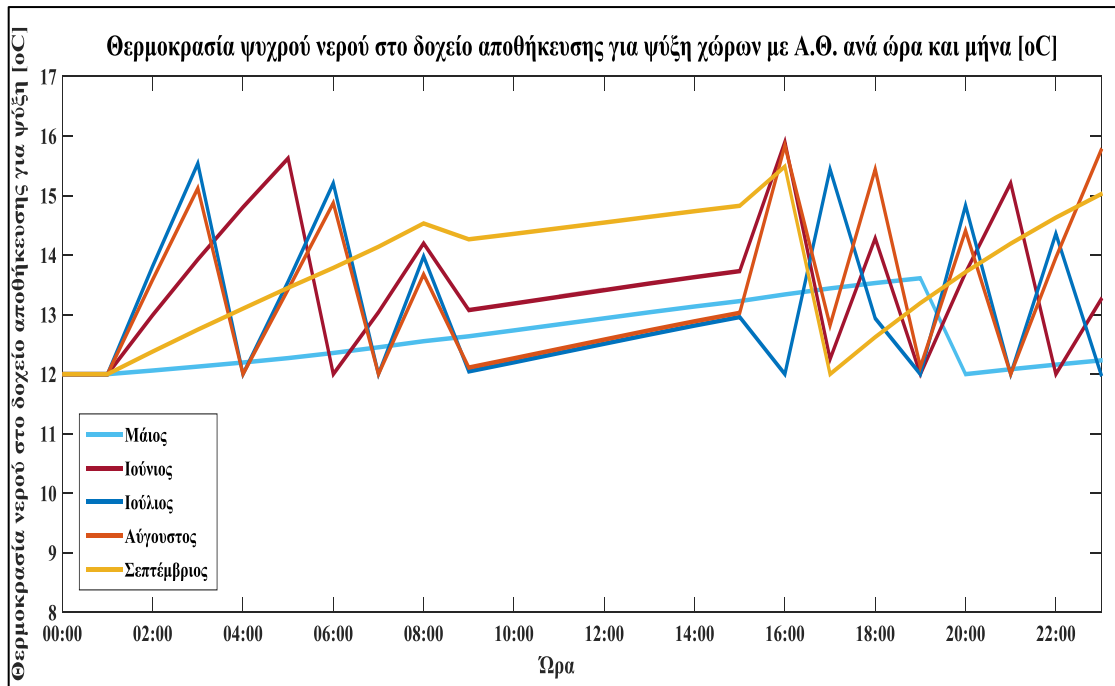
Σχήμα Π.Α.2-1 Θερμοκρασία του νερού στη δεξαμενή αποθήκευσης για θέρμανση με Α.Θ.



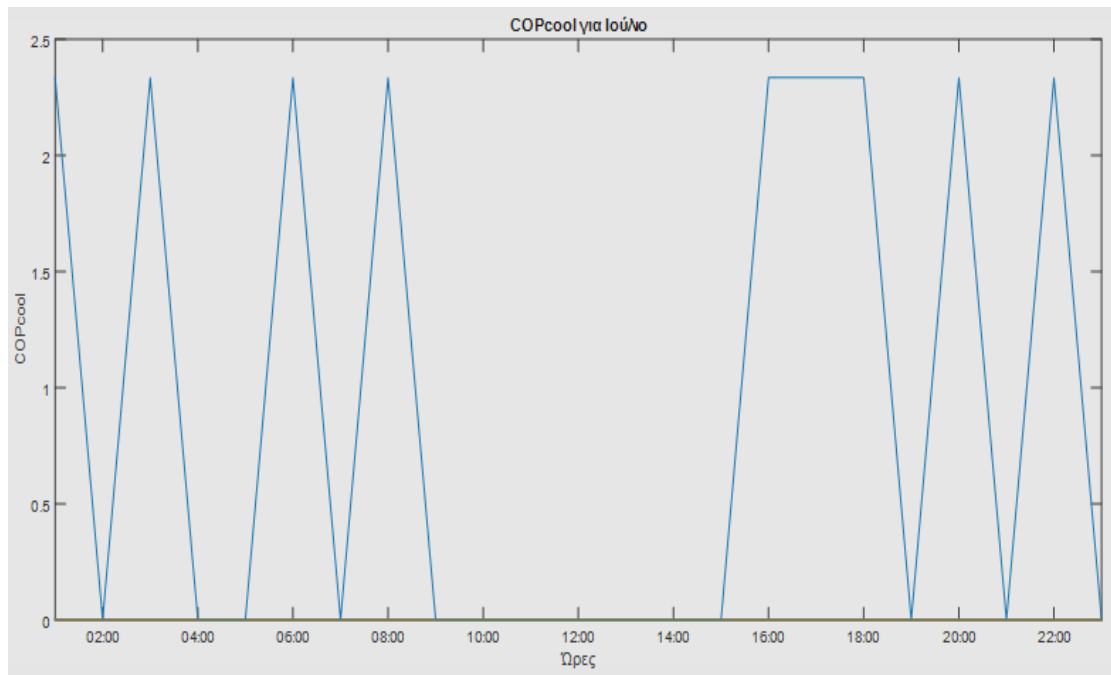
Σχήμα Π.Α.2-2 Συντελεστής συμπεριφοράς αντλίας θερμότητας για θέρμανση και ΖΝΧ τον Ιανουάριο και τον Απρίλιο

Πίνακας Π.Α.2- 2 Θερμοκρασία νερού στην δεξαμενή αποθήκευσης θερμότητας για ψύξη με Α.Θ. [°C]

Ωρα	Ιαν	Φεβ	Μαρ	Απρ	Μάι	Ιουν	Ιουλ	Αυγ	Σεπτ	Οκτ	Νοε	Δεκ
00:00	-	-	-	-	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	-	-	-
01:00	-	-	-	-	12.00	12.00	12.00	12.00	12.00	-	-	-
02:00	-	-	-	-	12.06	12.99	13.81	13.59	12.38	-	-	-
03:00	-	-	-	-	12.13	13.93	15.54	15.12	12.75	-	-	-
04:00	-	-	-	-	12.20	14.80	12.00	12.00	13.10	-	-	-
05:00	-	-	-	-	12.27	15.63	13.56	13.42	13.45	-	-	-
06:00	-	-	-	-	12.36	12.00	15.21	14.87	13.78	-	-	-
07:00	-	-	-	-	12.45	13.04	12.00	12.00	14.14	-	-	-
08:00	-	-	-	-	12.55	14.20	13.98	13.68	14.53	-	-	-
09:00	-	-	-	-	12.64	13.08	12.05	12.11	14.26	-	-	-
10:00	-	-	-	-	12.74	13.19	12.20	12.27	14.36	-	-	-
11:00	-	-	-	-	12.84	13.30	12.36	12.42	14.45	-	-	-
12:00	-	-	-	-	12.94	13.41	12.51	12.58	14.55	-	-	-
13:00	-	-	-	-	13.04	13.52	12.66	12.74	14.64	-	-	-
14:00	-	-	-	-	13.14	13.63	12.82	12.89	14.74	-	-	-
15:00	-	-	-	-	13.23	13.73	12.96	13.03	14.83	-	-	-
16:00	-	-	-	-	13.34	15.90	12.00	15.84	15.49	-	-	-
17:00	-	-	-	-	13.44	12.25	15.44	12.82	12.00	-	-	-
18:00	-	-	-	-	13.53	14.28	12.94	15.44	12.62	-	-	-
19:00	-	-	-	-	13.61	12.00	12.00	12.12	13.19	-	-	-
20:00	-	-	-	-	12.00	13.70	14.83	14.41	13.71	-	-	-
21:00	-	-	-	-	12.08	15.21	12.00	12.00	14.19	-	-	-
22:00	-	-	-	-	12.16	12.00	14.36	13.96	14.63	-	-	-
23:00	-	-	-	-	12.23	13.25	12.00	15.76	15.02	-	-	-



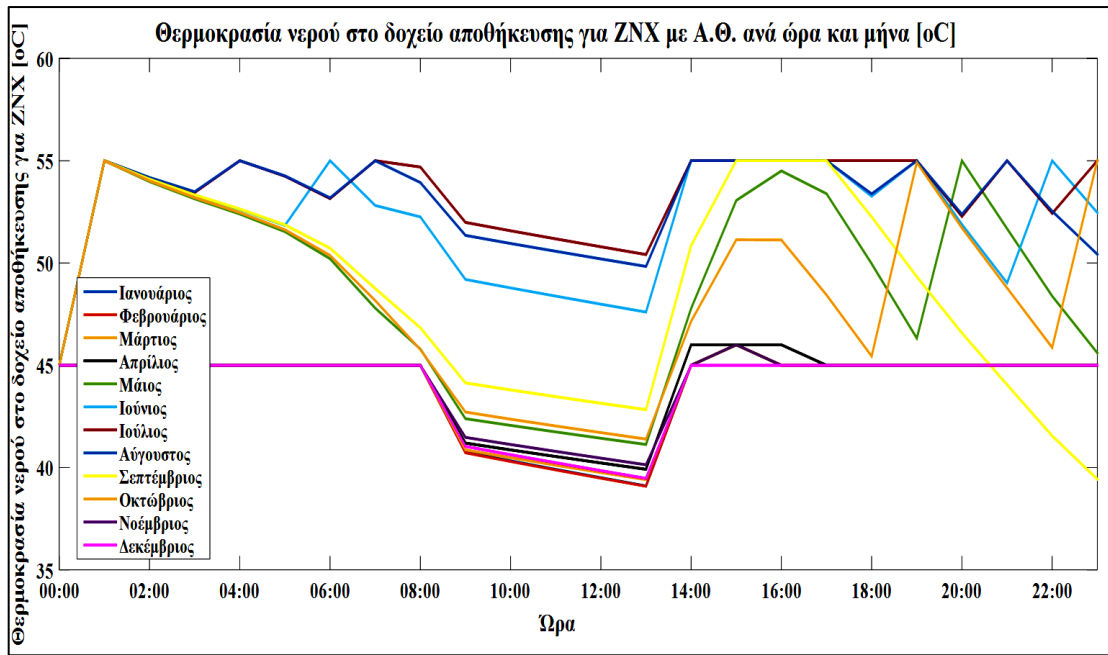
Σχήμα Π.Α.2-3 Θερμοκρασία του νερού στο δοχείο αποθήκευσης για ψύξη χώρων με αντλία θερμότητας για κάθε ώρα ανά μήνα [οC]



Σχήμα Π.Α.2-4 Συντελεστής συμπεριφοράς Α.Θ. για ψύξη για τον Ιούλιο ανά ώρα της ημέρας

Πίνακας Π.Α.2- 3 Θερμοκρασία νερού στην δεξαμενή αποθήκευσης θερμότητας για ζεστό νερό χρήσης με Α.Θ. [°C]

Ωρα	Ιαν	Φεβ	Μαρ	Απρ	Μάι	Ιουν	Ιουλ	Αυγ	Σεπτ	Οκτ	Νοε	Δεκ
00:00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00
01:00	45.00	45.00	45.00	45.00	55.00	55.00	55.00	55.00	55.00	55.00	45.00	45.00
02:00	45.00	45.00	45.00	45.00	53.98	54.07	54.16	54.18	54.10	54.02	45.00	45.00
03:00	45.00	45.00	45.00	45.00	53.14	53.30	53.45	53.48	53.33	53.20	45.00	45.00
04:00	45.00	45.00	45.00	45.00	52.39	52.62	55.00	55.00	52.64	52.47	45.00	45.00
05:00	45.00	45.00	45.00	45.00	51.53	51.84	54.24	54.26	51.86	51.63	45.00	45.00
06:00	45.00	45.00	45.00	45.00	50.21	55.00	53.15	53.18	50.72	50.37	45.00	45.00
07:00	45.00	45.00	45.00	45.00	47.79	52.81	55.00	55.00	48.75	48.16	45.00	45.00
08:00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.80	52.25	54.69	53.93	46.83	45.77	45.00	45.00
09:00	40.76	40.72	40.86	41.20	42.39	49.19	51.98	51.35	44.14	42.71	41.47	41.03
10:00	40.33	40.30	40.48	40.86	42.06	48.78	51.57	50.95	43.80	42.37	41.13	40.63
11:00	39.91	39.89	40.12	40.54	41.74	48.38	51.18	50.57	43.47	42.03	40.79	40.24
12:00	39.50	39.48	39.76	40.23	41.43	47.99	50.79	50.20	43.14	41.71	40.46	39.85
13:00	39.10	39.09	39.41	39.92	41.13	47.60	50.41	49.83	42.83	41.39	40.14	39.47
14:00	45.00	45.00	45.00	46.00	47.78	55.00	55.00	55.00	50.85	47.15	45.00	45.00
15:00	46.00	46.00	46.00	46.00	53.06	55.00	55.00	55.00	55.00	51.14	46.00	45.00
16:00	45.00	45.00	45.00	46.00	54.50	55.00	55.00	55.00	55.00	51.12	45.00	45.00
17:00	45.00	45.00	45.00	45.00	53.39	55.00	55.00	55.00	55.00	48.44	45.00	45.00
18:00	45.00	45.00	45.00	45.00	49.96	53.26	55.00	53.38	52.25	45.44	45.00	45.00
19:00	45.00	45.00	45.00	45.00	46.32	55.00	55.00	55.00	49.33	54.91	45.00	45.00
20:00	45.00	45.00	45.00	45.00	55.00	51.88	52.27	52.38	46.58	51.71	45.00	45.00
21:00	45.00	45.00	45.00	45.00	51.68	49.02	55.00	55.00	44.05	48.78	45.00	45.00
22:00	45.00	45.00	45.00	45.00	48.38	55.00	52.42	52.53	41.55	45.87	45.00	45.00
23:00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.60	52.46	55.00	50.43	39.44	55.00	45.00	45.00



Σχήμα Π.Α.2-5 Θερμοκρασία ζεστού νερού χρήσης ανά μήνα και ώρα για σύστημα με αντλία θερμότητας [oC]

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β

ΚΩΔΙΚΕΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ ΣΤΟ MATLAB

```
% Κωνσταντίνος Φοίφας Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ %

clc
% Υπολογισμοί ηλιακής ακτινοβολίας

% i=ώρα
% j=μήνας

HX=zeros(24,12) ; IThr=zeros(24,12); Htday=zeros(1,12) ;
Hdday=zeros(1,12) ;
Hbday=zeros(1,12) ; hist=0.70*ones(1,12); hisp=0.65*ones(1,12);
h=zeros(1,10); Qheat=zeros(1,12);
Qhvcc=zeros(1,12); qcondwinter=zeros(1,12);
Qcondexcess=zeros(1,12); Qfpcexcess=zeros(1,12); nsc=zeros(1,12);
morc=zeros(1,12);
mvcc=zeros(1,12); nschr=zeros(24,12); omega=zeros(24,12);
Qwfhr=zeros(24,12);
Q=zeros(1,12); nsc=zeros(1,12); nschr=zeros(1,12);
ITmean=zeros(1,12) ;
Ithr=zeros(24,12); Idhr=zeros(24,12); Ibhr=zeros(24,12);
cosTH=zeros(24,12); cosTHZ=zeros(24,12); TH=zeros(24,12);
TH2=zeros(24,12);
rp=zeros(24,12); rn=zeros(24,12) ; Rb=zeros(24,12);
Rbh=zeros(24,12) ;
tr=zeros(24,12); ta=zeros(24,12) ; Ta=zeros(24,12);
Toutfpc=zeros(1,12) ; Poutfpc=zeros(1,12);
t=zeros(24,12) ; TA=zeros(24,12) ; Qwf=zeros(24,12) ;
Qsolexcess=zeros(24,12); wexp=zeros(1,12);
wpump=zeros(1,12); qin=zeros(1,12); tt=zeros(1,12); dd=zeros(1,12);
Tsznx=zeros(24,12); TZ=zeros(24,12);
TZthl=zeros(24,12);
Tast=zeros(24,12); Tsthl=zeros(24,12); Qsolwaste=zeros(24,12);
Qorc=zeros(24,12); Qorcin=zeros(24,12); Tscl=zeros(24,12); Qcads=zeros(24,12);
Qhpnx=zeros(24,12);
Qhpthl=zeros(24,12); Tsads=zeros(24,12); mcznx=zeros(24,12); mcheat=zeros(24,12);
mctot=zeros(24,12);
Tcin=ones(24,12)*45;

Dmonth=[31 28 31 30 31 30 31 31 30 31 30 31];
Nthdaymonth=[17 47 75 105 135 162 198 228 258 289 320 351];

wwind=[2.9 3.1 3.1 2.7 2.6 2.8 3.4 3.4 3.0 2.9 2.4 2.5] ; % m/s mesh
mhniaia taxuthta aera
Tam=[9.8 10.6 12.6 16.9 22.3 27.4 29.8 29.2 25.1 19.8 15.1 11.5] ;
%mesh mhn 8ermokr gia periodo hliofaneias hmeras
filename='fortiapolutoikias'; sheet_Ta='Ta'; Ta='C2:N25'; % από
PVgis
sheet_wriaia='wriaia'; sheet_load='thermikafortia'; rangeTamb='B3:M3';
Ta=xlsread(filename,sheet_Ta,Ta); % θερμοκρασία εξωτερ περιβάλλοντος
ανά ώρα
```

```

Tamb=xlsread(filename,sheet_load,rangeTamb); % μέση θερμοκρασία αέρα
24ώρου TOTEE-3
p=hours(0:1:23)+minutes(0); wreshmeras=datestr(p,'HH:MM');

Htm=[63.3 77.7 118.9 152.7 190.4 207.4 214.5 198.6 156 111.1 68.1
54.4]; %kWh/m2month
Hdm=[25.1 32 50.4 65.6 81.8 85.5 85.2 73.3 55.5 40.1 26.3 21.8];
%kWh/m2month
Hbm=Htm-Hdm ;
%kWh/m2month

Htday=Htm./Dmonth; %kWh/m2day
Hdday=Hdm./Dmonth; %kWh/m2day
Hbday=Hbm./Dmonth; %kWh/m2day

Lstd= 30 ;
Lloc= 23.66 ;
Phi=38.05 ; % gewgrafiko platos
Bhta=32 ; % gwnia klishs sullektwn
Gamma=360/365*(Nthdaymonth-1) ;
Delta=23.45*sind(360/365*(Nthdaymonth+284)) ;
omegaS=acosd(-tand(Phi)*tand(Delta)) ;
E=2.2918*(0.0075+0.1868*cosd(Gamma)-3.2077*sind(Gamma)-
1.461*cosd(2*Gamma)-4.089*sind(2*Gamma));
aa=0.409+0.5016*sind(omegaS-60) ;
bb=0.6609-0.4767*sind(omegaS-60) ;

tdayfull=2/15*acosd(-tand(Phi)*tand(Delta))-0.5 ; % διάρκεια ημέρας

tdayfullsun=tdayfull; % ώρες ημέρας κατά τις οποίες προσπίπτει θερμική
ισχύς ανά μήνα

tdaymonth=tdayfull.*Dmonth ; % συνολικές ώρες ημέρας ανά μήνα
tsund=[4.3 4.8 6.1 8 9.9 11.4 12.1 11.5 9 6.5 5.2 4] ; % ώρες χωρίς
νέφωση ανά ημέρα
% tsunmonth=[120.1 128 182.4 219.8 300.3 348.8 368.7 344.6 241.8
185.4 135.6 95.6] ;
tsunmonth=tsund.*Dmonth ; % ώρες ηλιοφάνειας κατά τις οποίες
συλλέγεται θερμική ισχύς ανά μήνα

RO=0.20 ; % ανακλαστικότητα εδάφους

Tloc=[0.5;1.5;2.5;3.5;4.5;5.5;6.5;7.5;8.5;9.5;10.5;11.5;12.5;13.5;14.
5;15.5;16.5;17.5;18.5;19.5;20.5;21.5;22.5;23.5];
for j=1:12;
    for i=1:24;
        HX(i,j)=Tloc(i)+E(j)/60-(Lstd-Lloc)/15 ;
        omega(i,j)=(HX(i,j)-12)*15;
        cosTH(i,j)=cosd(Phi-
Bhta)*cosd(Delta(1,j))*cosd(omega(i,j))+sind(Phi-
Bhta)*sind(Delta(1,j)) ;

        cosTHZ(i,j)=cosd(Phi)*cosd(Delta(1,j))*cosd(omega(i,j))+sind(Phi)*sin
d(Delta(1,j)) ;
    end

    if j==1
        for i=9:18

```

```

        Rb(i,j)=cosTH(i,j)./cosTHZ(i,j) ;
    end

end

% Υπολογισμός ολικής και διάχυτης ακτινοβολίας σε οριζόντιο επ. ανά
ώρα
for i=1:24;
    for j=1:12;

        if
Htday(1,j)*pi/24*(aa(1,j)+bb(1,j)*cosd(omega(i,j)))*(cosd(omega(i,j))
-cosd(omegaS(1,j)))/(sind(omegaS(1,j))-
2*pi*omegaS(1,j)*cosd(omegaS(1,j))/360)>0

Ithr(i,j)=Htday(1,j)*pi/24*(aa(1,j)+bb(1,j)*cosd(omega(i,j)))*(cosd(o
mega(i,j))-cosd(omegaS(1,j)))/(sind(omegaS(1,j))-
2*pi*omegaS(1,j)*cosd(omegaS(1,j))/360) ;
            en d
%
% -. .-. %

        if Hdday(1,j)*pi/24*(cosd(omega(i,j))-
cosd(omegaS(1,j)))/(sind(omegaS(1,j))-2*pi*cosd(omegaS(1,j))/360)>0
            Idhr(i,j)=Hdday(1,j)*pi/24*(cosd(omega(i,j))-
cosd(omegaS(1,j)))/(sind(omegaS(1,j))-2*pi*cosd(omegaS(1,j))/360) ;
        end

    end

end

A=(Hdm-(sum(Idhr).*Dmonth))./Hdm;
for i=1:12
    if A(i)>0
        dd(i)=A(i)+1;
    else
        dd(i)=1;
    end
end

B=(Htm-(sum(Ithr).*Dmonth))./Htm;
for i=1:12
    if B(i)>0
        tt(i)=B(i)+1;
    else
        tt(i)=1;
    end
end

tt;
dd;

for j=1:12
    for i=1:24

        Ithr(i,j)=Ithr(i,j).*tt(1,j);
        Idhr(i,j)=Idhr(i,j).*dd(1,j);

    end
end

```



```

end

Ibhr=Ithr-Idhr ;
month=sum(Ithr).*Dmonth; % επαλήθευση για οριζόντιο/μήνα βλ. Htm
sum(month) ; % ολική το χρόνο σε οριζόντιο
sum(Htm) ; % ολική το χρόνο σε οριζ. από TEE

ITd=0.5*Idhr*(1+cosd(Bhta));
ITr=(Ibhr+Idhr)*RO*(1-cosd(Bhta))*0.5;
ITb=Rbh.*Ibhr;
TB=sum(ITb);
TD=sum(ITd);
TR=sum(ITr);
IThr=ITd+ITr+ITb ; % kWh/m2 ολική σε κεκλιμένο ανά ώρα

ITmean=sum(IThr)./(tdayfull)*1000 ; % W/m2 ΜΕΣΗ ολική ακτινοβολία
σε κεκλιμένο για κάθε μήνα

ITday=sum(IThr) ; % kWh/m2 ολική σε κεκλιμένο τη μέρα
ITmonth=ITday.*Dmonth ; % kWh/m2 ολική σε κεκλιμένο το μήνα
GTY=sum(ITmonth) ; % kWh/m2 ολική σε κεκλιμένο το χρόνο

%% Kuklwma sullektwn

HTFprop='REFPROP';
HTfluid='water';
THTFcrit=TCRIT(HTfluid,HTFprop);
PHTFcrit=PCRIT(HTfluid,HTFprop);

Toutfpc=90 ; % θερμοκρασία εξόδου ρευστού από συλλέκτες [oC]
Toutfpc=Toutfpc+273.15 ;
Poutfpc=PTQ(Toutfpc,0,HTfluid,HTFprop) ; % bar piesh ezodou reustou
apo sullektes

% hwater=HPT(Poutfpc,Toutfpc,HTfluid,HTFprop)
A1c=1.91;
Ac=A1c*17 % m2 συνολικό εμβαδό συλλεκτών, 1 m2 για κάθε κάτοικο 4*(8
κατοικίες)
% GTYAC=GTY*Ac ; % kWh/year συνολική προσπίπτουσα ακτινοβολία στο
σύνολο των συλλεκτών

FRtan=0.75 ; % epilektikh epifaneia me 1 ualopinaka
FRUL= 6 ; % W/m2C
DTfpc=40 ; % θερμοκρασιακή διαφορά νερού επιστροφής στον συλλέκτη
Tinfpc=Toutfpc-DTfpc ;
Tinfpc=Tinfpc-273.15 ;

% n0=0.777 ; % a1=3.824 ; % W/m2K
% a2=0.008 ; % W/m2k2
% Tmc=(Tinfpc+Toutfpc)/2
% nsc=n0-a1*(Tmc-Ta)/ITmean-a2*((Tmc-Ta).^2)/ITmean;

Qwf=(Ac*ITmean*FRtan-Ac*FRUL*(Tinfpc-Tam))/1000 ; % kW μέση
ωφέλιμη θερμική ισχύς για κάθε μήνα με ITmean
nsc=Qwf*1000./(Ac*ITmean) ; % μέσος β.α. συλλεκτών για κάθε μήνα

Qfpc= ITmean.*(tdayfull).*Dmonth.*nsc*Ac/1000 ; % kWh/month mesh
sum(Qfpc) ; % kWh/year = Qwftot

```

```

%% Εισαγωγή δεδομένων από excel (kW)

filename='fortiapolutatoikias';
sheet_hload='thermikafortia';rangeQhload='O201:Z224';
rangeQhload='B35:M35';rangeQchrload='O230:Z253';sheet_hhrload='wriaia
';
sheet_cload='psyktikafortia'; rangeQcload='B16:M16';
sheet_chrload='wriaia';rangeCPower='B18:M18';
sheet_znxload='ZNX'; sheet_znxhrload='wriaia'; rangewat='C3:N3';
rangeQznxload='C31:N31';
rangeQznxhrload='O168:Z191';sheet_thfortia='thermikafortia';Thenyear=
'N37';

% Θερμικό φορτίο
Qth_load=xlsread(filename,sheet_hload,rangeQhload);
Qth_hrload=xlsread(filename,sheet_hhrload,rangeQhhrload);
% Qh12=xlsread(filename,sheet_hload,'Z201:Z224');

% Ψυκτικό φορτίο
Qc_load=xlsread(filename,sheet_cload,rangeQcload);
Qc_hrload=xlsread(filename,sheet_chrload,rangeQchrload);
Qc7=xlsread(filename,sheet_cload,'U230:U253');

% Φορτίο ZNX
Qznx_load=xlsread(filename,sheet_znxload,rangeQznxload);
Qznx_hrload=xlsread(filename,sheet_znxhrload,rangeQznxhrload);
Qznx7=xlsread(filename,sheet_znxhrload,'U168:U191');

%%
system='ADSNG'
% system='HP'

if strcmp(system,'HP')==1 % ΣΕΝΑΡΙΟ ΜΕ ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

    % ΣΤΡΑΤΗΓΙΚΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ : η Α.Θ. δίνει στο ZNX όσο χρειάζεται
και το
    % υπολοιπο στο θερμικό φορτίο. Αν το άθροισμα είναι <0.7*Qhpnom
τότε δίνει 0.7*Qhpnom
    % Καλοκαίρι το CoolingLoad παίρνει από Α.Θ. κ η θερμότητα πάει
στο ZNX.

    % Αποθήκευση θερμότητας στα δοχεία

    Vznx=1600;
    msznx=1600; % kg=lt*ρ στους 45oC
    cpw=4.183 ; %40oC-60oC
    cpwcl=4.187;% 15oC
    UA=30; % W/oC
    Dt=1 ; % χρονικό βήμα = 1 ώρα

    Vsth1=2500;
    msth1=Vsth1*0.985; % kg=lt*ρ στους 55oC
    mscl=msth1; %kg % kg=lt*ρ στους 15oC
    Qhpnom=25000; %W ονομαστική ισχύς Α.Θ. για θερμικό φορτίο

%-----

```

```

-----

for j=1:12
    if j==1||j==2||j==3||j==4||j==11||j==12
        for i=1:24
            Tast(i,j)=Ta(i,j)+3;
        end
    elseif j==6||j==7||j==8||j==9
        for i=1:24
            Tast(i,j)=Ta(i,j)-3;
        end
    else
        for i=1:24
            Tast(i,j)=Ta(i,j);
        end
    end
end

for j=1:12
    Tsznx(1,j)=45;
    if j==1||j==2||j==3||j==4||j==11||j==12
        Tsth1(1,j)=60; % οC αρχική θερμοκρασία νερού δεξαμενής
    elseif j==5||j==6||j==7||j==8||j==9
        Tsc1(1,j)=12;
    end
end

Qhpznx=zeros(24,12);Qsolznx=zeros(24,12);hh=zeros(1,12); %
μετρητής ωρών που συλλέγεται θερμική ισχύς
Qhpth1=zeros(24,12);Qsolth1=zeros(24,12);Qhpc1=zeros(24,12);
Qchpnom=0.9417*Qhpnom; %W ονομαστική ψυκτική ισχύς Α.Θ.

for j=1:12
    if j==1||j==2||j==3||j==4||j==11||j==12
        for i=2:24
            if IThr(i-1,j)>0 && (Ac*IThr(i-1,j)*1000*FRtan-
Ac*FRUL*(Tcin(i-1,j)-Ta(i-1,j)))>0
                Qwfhr(i-1,j)=(Ac*IThr(i-1,j)*1000*FRtan-
Ac*FRUL*(Tcin(i-1,j)-Ta(i-1,j)))/1000 ; % kW sullegomena ana wra ths
hmeras
                nschr(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j)/(Ac*IThr(i-1,j)) ; %
πραγματικός στιγμιαίος β.α. συλλεκτών ανά ώρα
                if Qwfhr(i-1,j)>0
                    hh(1,j)=hh(1,j)+1;
                end
            end
            if i==10 ||i==11 || i==12 || i==13 || i==14
                Qhpth1(i-1,j)=0;
                Qhpznx(i-1,j)=0;
                Tsznx(i,j)=Tsznx(i-1,j)+(-Qznx_hrload(i-
1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msznx*cpw);
                Tsth1(i,j)=Tsth1(i-1,j)+(-Qth_hrload(i-1,j)*1000-
UA*(Tsth1(i-1,j)-Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msth1*cpw);
            else
                Tsznx(i,j)=Tsznx(i-1,j)+(Qwfhr(i-1,j)*1000-
Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-
1,j)))*Dt*3.6/(msznx*cpw);
            end
        end
    end
end

```

```

        if Tsznx(i,j)>55
            Qsolexcess(i-1,j)=(Qwfhr(i-1,j)*1000-
Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-1,j))-(55-Tsznx(i-
1,j))*msznx*cpw/(Dt*3.6))/1000;
            Tsznx(i,j)=55;

            if Qsolexcess(i-1,j)>Qwfhr(i-1,j)
                Qsolexcess(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j); % kW
            elseif (Qsolexcess(i-1,j))<0
                Qsolexcess(i-1,j)=0;
            end
            Qsolznx(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j)-Qsolexcess(i-
1,j);

            Tsthl(i,j)=Tsthl(i-1,j)+(Qsolexcess(i-
1,j)*1000+Qhpthl(i-1,j)-Qth_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsthl(i-1,j)-
Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msthl*cpw);
            Qsolthl(i-1,j)=Qsolexcess(i-1,j);
            if Tsthl(i,j)>65
                Tsthl(i,j)=65;
            end
            elseif Tsznx(i,j)>46
                Qsolexcess(i-1,j)=(Qwfhr(i-1,j)*1000-
Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-1,j))-(46-Tsznx(i-
1,j))*msznx*cpw/(Dt*3.6))/1000; %kW
                if Qsolexcess(i-1,j)>Qwfhr(i-1,j)
                    Qsolexcess(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j); % kW
                elseif (Qsolexcess(i-1,j))<0
                    Qsolexcess(i-1,j)=0;
                end
                Qsolznx(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j)-Qsolexcess(i-
1,j);

                Tsznx(i,j)=Tsznx(i-1,j)+(Qwfhr(i-1,j)*1000-
Qsolexcess(i-1,j)*1000-Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-
Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msznx*cpw);

                Tsthl(i,j)=Tsthl(i-1,j)+(Qsolexcess(i-
1,j)*1000-Qth_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsthl(i-1,j)-Tast(i-
1,j)))*Dt*3.6/(msthl*cpw);
                if Tsthl(i,j)>65
                    Qsolthl(i-1,j)=(Qsolexcess(i-1,j)*1000-
Qth_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsthl(i-1,j)-Tast(i-1,j))-(65-Tsthl(i-
1,j))*msthl*cpw/(Dt*3.6))/1000;
                    if Qsolthl(i-1,j)>Qsolexcess(i-1,j)
                        Qsolthl(i-1,j)=Qsolexcess(i-1,j);
                    end
                    Tsznx(i,j)=Tsznx(i,j)+(Qsolexcess(i-
1,j)*1000-Qsolthl(i-1,j)*1000)*Dt*3.6/(msznx*cpw);
                    if Tsznx(i,j)>55
                        Tsznx(i,j)=55;
                    end
                    Tsthl(i,j)=Tsthl(i-1,j)+(Qsolthl(i-
1,j)*1000-Qth_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsthl(i-1,j)-Tast(i-
1,j)))*Dt*3.6/(msthl*cpw);
                    if Tsthl(i,j)>65
                        Tsthl(i,j)=65;
                    end

                    elseif (Tsthl(i-1,j)+(Qsolexcess(i-1,j)*1000-
Qth_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsthl(i-1,j)-Tast(i-
1,j)))*Dt*3.6/(msthl*cpw))<55;

```

```

        Qsolthl(i,j)=Qsolexcess(i-1,j);
        Qhpthl(i-1,j)=-Qsolexcess(i-
1,j)*1000+Qth_hrload(i-1,j)*1000+UA*(Tsth1(i-1,j)-Tast(i-1,j))+(60-
Tsth1(i-1,j))*msth1*cpw/(Dt*3.6); % W
        if Qhpthl(i-1,j)<0
            Qhpthl(i-1,j)=0;
        end

        if Qhpthl(i-1,j)>Qhpnom
            Qhpthl(i-1,j)=Qhpnom; % W
            Tsth1(i,j)=Tsth1(i-
1,j)+(Qsolexcess(i-1,j)*1000+Qhpthl(i-1,j)-Qth_hrload(i-1,j)*1000-
UA*(Tsth1(i-1,j)-Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msth1*cpw);
            if Tsth1(i,j)>65
                Tsth1(i,j)=65;
            end
            elseif Qhpthl(i-1,j)<0.7*Qhpnom % W
                Qhpthl(i-1,j)=0.7*Qhpnom;
                Tsth1(i,j)=Tsth1(i-
1,j)+(Qsolexcess(i-1,j)*1000+Qhpthl(i-1,j)-Qth_hrload(i-1,j)*1000-
UA*(Tsth1(i-1,j)-Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msth1*cpw);
                if Tsth1(i,j)>65
                    Tsth1(i,j)=65;
                end
            end
        end
    end
else % Tsznx<45

    Qsolznx(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j);

    Qhpznx(i-1,j)=(45-Tsznx(i-
1,j))*msznx*cpw/(Dt*3.6)-Qwfhr(i-1,j)*1000+Qznx_hrload(i-
1,j)*1000+UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-1,j)); % W

    Tsth1(i,j)=Tsth1(i-1,j)+(-Qth_hrload(i-
1,j)*1000-UA*(Tsth1(i-1,j)-Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msth1*cpw);
    if Tsth1(i,j)>58
        Qhpthl(i-1,j)=0;
        Tsth1(i,j)=Tsth1(i-1,j)+(-Qth_hrload(i-
1,j)*1000-UA*(Tsth1(i-1,j)-Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msth1*cpw);
        if Tsth1(i,j)>65
            Tsth1(i,j)=65;
        end
    elseif Tsth1(i,j)<55

        Qhpthl(i-1,j)=Qth_hrload(i-
1,j)*1000+UA*(Tsth1(i-1,j)-Tast(i-1,j))+(60-Tsth1(i-
1,j))*msth1*cpw/(Dt*3.6); % W

    end

    if (Qhpthl(i-1,j)+Qhpznx(i-1,j))>Qhpnom
        Qhpthl(i-1,j)=Qhpnom-Qhpznx(i-1,j); % W

    elseif (Qhpthl(i-1,j)+Qhpznx(i-
1,j))<0.7*Qhpnom

        Qhpthl(i-1,j)=0.7*Qhpnom-Qhpznx(i-1,j);

```

```

end

Tsthl(i,j)=Tsthl(i-1,j)+(Qhpthl(i-1,j)-
Qth_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsthl(i-1,j)-Tast(i-
1,j)))*Dt*3.6/(msthl*cpw);
if Tsthl(i,j)>65
Tsthl(i,j)=65;
end

Tsznx(i,j)=Tsznx(i-1,j)+(Qsolznx(i-
1,j)*1000+Qhpznx(i-1,j)-Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-
Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msznx*cpw);
if Tsznx(i,j)>55
Tsznx(i,j)=55;
if Tsznx(i-1,j)+(Qhpznx(i-1,j)-
Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-
1,j)))*Dt*3.6/(msznx*cpw)
Qsolwaste(i-1,j)=Qwfhrl(i-1,j);
end
end

end
Qsolwaste(i-1,j)=Qwfhrl(i-1,j)-Qsolthl(i-1,j)-
Qsolznx(i-1,j);
mcznx(i-1,j)=Qsolznx(i-1,j)/((Toutfpcc-Tsznx(i-
1,j))*cpw);
mcheat(i-1,j)=Qsolthl(i-1,j)/((Toutfpcc-Tsthl(i-
1,j))*cpw);
mctot(i-1,j)=mcznx(i-1,j)+mcheat(i-1,j); % παροχη
στους συλλεκτες
if mctot(i-1,j)>0
Tcin(i-1,j)=(mcznx(i-1,j)*Tsznx(i-
1,j)+mcheat(i-1,j)*Tsthl(i-1,j))/mctot(i-1,j);
end
end
if Tsthl(24,j)<47
Qhpthl(24,j)=0.7*Qhpnom;
end

elseif j==5||j==6||j==7||j==8||j==9||j==10
for i=2:24
if IThr(i-1,j)>0 && (Ac*IThr(i-1,j)*1000*FRtan-
Ac*FRUL*(Tcin(i-1,j)-Ta(i-1,j)))>0
Qwfhrl(i-1,j)=(Ac*IThr(i-1,j)*1000*FRtan-
Ac*FRUL*(Tcin(i-1,j)-Ta(i-1,j)))/1000; % kW sullegomena ana wra ths
hmeras
nschr(i-1,j)=Qwfhrl(i-1,j)/(Ac*IThr(i-1,j)); %
πραγματικός β.α. συλλεκτιών ανά ώρα
% άλλος τύπος για β.α. nsc(i-1,j)=n0-
a1*((Tcin(i-1,j)+Toutfpcc)/2-Ta(i-1,j))/(1000*IThr(i-1,j))-
a2*((Tcin(i-1,j)+Toutfpcc)/2-Ta(i-1,j)).^2/(1000*IThr(i-1,j));
if Qwfhrl(i-1,j)>0
hh(1,j)=hh(1,j)+1;
end
end
if i==10 || i==11 || i==12 || i==13 || i==14
Qhpcl(i-1,j)=0;
Qhpznx(i-1,j)=0;
Tsznx(i,j)=Tsznx(i-1,j)+(-Qznx_hrload(i-
1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msznx*cpw);

```

```

Tsc1(i,j)=Tsc1(i-1,j)+(-Qc_hrload(i-1,j)*1000-
UA*(Tsc1(i-1,j)-Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(mscl*cpw);
else
Tsc1(i,j)=Tsc1(i-1,j)+(-Qhpcl(i-1,j)+Qc_hrload(i-
1,j)*1000+UA*(Tast(i-1,j)-Tsc1(i-1,j)))*Dt*3.6/(mscl*cpwcl);
Tsznx(i,j)=Tsznx(i-1,j)+(Qwfhr(i-1,j)*1000-
Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-
1,j)))*Dt*3.6/(msznx*cpw);
if Tsznx(i,j)>55
Qsolwaste(i-1,j)=(Qwfhr(i-1,j)*1000-
Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-1,j))-(55-Tsznx(i-
1,j))*msznx*cpw/(Dt*3.6))/1000; %kW
Qsolznx(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j)-Qsolwaste(i-1,j);
Tsznx(i,j)=55;
end
if Tsc1(i,j)<14
Qhpcl(i-1,j)=0;
Tsznx(i,j)=Tsznx(i-1,j)+(Qwfhr(i-1,j)*1000-
Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-
1,j)))*Dt*3.6/(msznx*cpw);
if Tsznx(i,j)>55
Qsolwaste(i-1,j)=(Qwfhr(i-1,j)*1000-
Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-1,j))-(55-Tsznx(i-
1,j))*msznx*cpw/(Dt*3.6))/1000; %kW
Qsolznx(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j)-Qsolwaste(i-
1,j);
Tsznx(i,j)=55;
end
if Tsznx(i,j)<45
Qhpcl(i-1,j)=0.7*Qchpnom;
Tsc1(i,j)=Tsc1(i-1,j)+(-Qhpcl(i-
1,j)+Qc_hrload(i-1,j)*1000+UA*(Tast(i-1,j)-Tsc1(i-
1,j)))*Dt*3.6/(mscl*cpwcl);
if Tsc1(i,j)<12
Tsc1(i,j)=12;
end
Qhpznx(i-1,j)=1.428*Qhpcl(i-1,j);
Tsznx(i,j)=Tsznx(i-1,j)+(Qhpznx(i-1,j)-
Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-
1,j)))*Dt*3.6/(msznx*cpw);
if Tsznx(i,j)>55
Qsolwaste(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j)*1000;
Qsolznx(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j)-
Qsolwaste(i-1,j);
Tsznx(i,j)=55;
end
end
elseif Tsc1(i,j)>16
Qhpcl(i-1,j)=0.7*Qchpnom;
Tsc1(i,j)=Tsc1(i-1,j)+(-Qhpcl(i-
1,j)+Qc_hrload(i-1,j)*1000+UA*(Tast(i-1,j)-Tsc1(i-
1,j)))*Dt*3.6/(mscl*cpwcl);
if Tsc1(i,j)<12
Tsc1(i,j)=12;
end
Qhpznx(i-1,j)=1.428*Qhpcl(i-1,j); %W
Tsznx(i,j)=Tsznx(i-1,j)+(Qwfhr(i-
1,j)*1000+Qhpznx(i-1,j)-Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-
Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msznx*cpw);
if Tsznx(i-1,j)+(Qwfhr(i-1,j)*1000+Qhpznx(i-

```

```

1,j)-Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-
1,j))*Dt*3.6/(msznx*cpw)>55
    Tsznx(i,j)=55;
    Qsolwaste(i-1,j)=(Qwfhr(i-
1,j)*1000+Qhpznx(i-1,j)-Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-
Tast(i-1,j))-(55-Tsznx(i-1,j))*msznx*cpw/(Dt*3.6))/1000; %kW
    if Qsolwaste(i-1,j)>Qwfhr(i-1,j)
        Qsolwaste(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j);
    end
    Qsolznx(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j)-Qsolwaste(i-
1,j);
    end
end
Qsolwaste(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j)-Qsolthl(i-1,j)-
Qsolznx(i-1,j);
mcznx(i-1,j)=Qsolznx(i-1,j)/((Toutfpcc-Tsznx(i-
1,j))*cpw);
if mcznx(i-1,j)>0
    Tcin(i-1,j)=Tsznx(i-1,j);
end
mctot(i-1,j)=mcznx(i-1,j);

end

end

end

end

for i=1:24 % θετιουμε ψυκτικη ισχυ Οκτωβριου=0
    Qhpcl(i,10)=0;
    Tsc1(i,10)=0;
end

Qwfhr7=zeros(24,1);
for i=1:24
    Qwfhr7(i,1)=Qwfhr(i,7);
end

nschrm=sum(nschr)./hh;
Qwfd=sum(Qwfhr) ;% kWh/day ωφέλιμη θερμική ισχύς ανά μέρα
Qwfm=Qwfd.*Dmonth ;% kWh/month ωφέλιμη θερμική ισχύς ανά μήνα
Qwftot=sum(Qwfm) ;% kWh/year ωφέλιμη θερμική ισχύς το χρόνο

nscmyear=Qwftot/(Ac*GTY); %β.α. αποθηκευόμενη/προσπίπτουσα για
όλο το χρόνο

QSOLznx=sum(sum(Qsolznx).*Dmonth);
Qsolwaste;
Qhpthl+Qhpznx ;% W
(Qhpthl+Qhpznx)>30000;
Qsolexcess=Qsolexcess*1000; % W
Qwfhr; %kW
sum(sum((Qwfhr-Qsolexcess)).*Dmonth);
(sum(Qhpthl)).*Dmonth/1000; % [kW]
(sum(Qwfhr)).*Dmonth;
sum(sum(Qsolexcess).*Dmonth/1000);
Qhpthl;
Qhpznx;
mean(Tsthl);

```



```

Tsznx;
Tsthl;
Tscl;
Qsolwaste;
TZNXmean=mean(Tsznx);
Qhpcl;
Qhpznx;
sum(sum(Qhpznx).*Dmonth)/1000; %kWh που δίνει η Α.Θ στο ZNX το
χρονο
QHPZNXmonth=(sum(Qhpznx).*Dmonth)/1000;
sum(sum(Qhpcl).*Dmonth)/1000;
sum(sum(Qhpcl).*Dmonth)/1000;

% Heat Pump %

T2=zeros(24,12);P2=zeros(24,12);h2=zeros(24,12);s2=zeros(24,12);s2is=
zeros(24,12);h2is=zeros(24,12);

T3=zeros(24,12);P3=zeros(24,12);h3=zeros(24,12);s3=zeros(24,12);mvcc=
zeros(24,12);Qthl=zeros(24,12);

T4=zeros(24,12);P4=zeros(24,12);h4=zeros(24,12);s4=zeros(24,12);hisc=
zeros(24,12);Qznx=zeros(24,12);

T1=zeros(24,12);P1=zeros(24,12);h1=zeros(24,12);s1=zeros(24,12);Qh=ze
ros(24,12);Qc=zeros(24,12);

wcomp=zeros(24,12);Pcomp=zeros(24,12);Pelcomp=zeros(24,12);mvccnom=ze
ros(24,12);
COPheat=zeros(24,12); COPcool=zeros(24,12);EER=zeros(24,12);

HPprop='REFPROP';
HPfluid='R245fa';

Pcr=PCRIT(HPfluid,HPprop) ; % [bar]
Tcr=TCRIT(HPfluid,HPprop)-273.15 ; % oC

PPhp=5 ;
Tvap=Ta-PPhp +273.15;% [K] θερμοκρασία ατποποίησης ψυκτικού το
χειμώννα
Tatmc=Ta-PPhp;% [C]
Tcool=7.5+273.15; %[K] θερμοκρασία ατποποίησης ψυκτικού το
καλοκαίρι
Tcond=70+273.15;
Pcond=PTQ(Tcond,0,HPfluid,HPprop); % κορεσμένο υγρό (υψηλή πίεση
κύκλου)
hiscd=0.75;
hmotor=0.85;

% Θερμοδυναμικά σημεία

for j=1:12
    if j==1||j==2||j==3||j==4||j==11||j==12 % χειμερινή περίοδος
(θέρμανση)
        for i=1:24
            if (Qhpznx(i,j)+Qhpthl(i,j))>0

                % σημείο 1 μετά τον ατποποιητή (κορεσμένος ατμός)

```

```

T1(i,j)=Tvap(i,j); % [K]
P1(i,j)=PTQ(T1(i,j),1,HPfluid,HPprop); % [bar]
h1(i,j)=HTQ(T1(i,j),1,HPfluid,HPprop); % [kJ/kg]
s1(i,j)=STQ(T1(i,j),1,HPfluid,HPprop); %
[kJ/kgK]

% σημείο 2 μετά τον συμπιεστή
P2(i,j)=Pcond;
s2is(i,j)=s1(i,j);
h2is(i,j)=HPS(P2(i,j),s2is(i,j),HPfluid,HPprop);
h2(i,j)=h1(i,j)+(h2is(i,j)-h1(i,j))/hiscd; % μη
ισεντροπική συμπίεση
T2(i,j)=TPH(P2(i,j),h2(i,j),HPfluid,HPprop);
s2(i,j)=SPH(P2(i,j),h2(i,j),HPfluid,HPprop);

% σημείο 3 μετά τον συμπυκνωτή (κορεσμένο υγρό)
P3(i,j)=Pcond;
T3(i,j)=Tcond;
h3(i,j)=HTQ(T3(i,j),0,HPfluid,HPprop);
s3(i,j)=SPT(P3(i,j),T3(i,j),HPfluid,HPprop);

% σημείο 4 μετά τη στραγγαλιστική βαλβίδα
h4(i,j)=h3(i,j); % ισενθαλπικός στραγγαλισμός
P4(i,j)=P1(i,j); % πίεση ατμοποίησης
s4(i,j)=SPH(P4(i,j),h4(i,j),HPfluid,HPprop);
T4(i,j)=T1(i,j);

mvccnom(i,j)=(Qhpnom/1000)/(h2(i,j)-h3(i,j));
mvcc(i,j)=(Qhpznx(i,j)+Qhpthl(i,j))/1000/(h2(i,j)-h3(i,j)); % παροχή
ψυκτικού [kg/s]
hisc(i,j)=hiscd*(-1.0176*(mvcc(i,j)/
mvccnom(i,j))^4+2.4443*(mvcc(i,j)/mvccnom(i,j))^3-2.1812*(mvcc(i,j)/
mvccnom(i,j))^2+1.0535*(mvcc(i,j)/mvccnom(i,j))+0.701); %
ισεντροπικός β.α. συμπιεστή από paper Flexible two-stage turbine
bleeding Organic Rankine Cycles (ORC) for the simultaneous generation
of heat and power

% Νέο hisc<hiscd όταν η παροχή είναι μικρότερη
της ονομαστικής
h2(i,j)=h1(i,j)+(h2is(i,j)-h1(i,j))/hisc(i,j);
P2(i,j)=Pcond;
s2is(i,j)=s1(i,j);
T2(i,j)=TPH(P2(i,j),h2(i,j),HPfluid,HPprop);
s2(i,j)=SPH(P2(i,j),h2(i,j),HPfluid,HPprop);

mvccnom(i,j)=(Qhpnom/1000)/(h2(i,j)-h3(i,j));
mvcc(i,j)=(Qhpznx(i,j)+Qhpthl(i,j))/1000/(h2(i,j)-h3(i,j)); % παροχή
ψυκτικού [kg/s]
hisc(i,j)=hiscd*(-
1.0176*(mvcc(i,j)/mvccnom(i,j))^4+2.4443*(mvcc(i,j)/mvccnom(i,j))^3-
2.1812*(mvcc(i,j)/mvccnom(i,j))^2+1.0535*(mvcc(i,j)/mvccnom(i,j))+0.7
01); % ισεντροπικός β.α. συμπιεστή από paper Flexible two-stage
turbine bleeding Organic Rankine Cycles (ORC) for the simultaneous
generation of heat and power

% Νέο h5 για hisc<hiscd όταν η παροχή είναι
μικρότερη της ονομαστικής
h2(i,j)=h1(i,j)+(h2is(i,j)-h1(i,j))/hisc(i,j);
P2(i,j)=Pcond;

```

```

s2is(i,j)=s1(i,j);
T2(i,j)=TPH(P2(i,j),h2(i,j),HPfluid,HPprop);
s2(i,j)=SPH(P2(i,j),h2(i,j),HPfluid,HPprop);

wcomp(i,j)=h2(i,j)-h1(i,j); % [kJ/kg] έργο που
παράγει ο συμπιεστής
Pcomp(i,j)=mvcc(i,j)*wcomp(i,j); % [kW] Ισχύς
που παράγει ο συμπιεστής
Pelcomp(i,j)=Pcomp(i,j)/hmotor; % [kW] Ηλεκτρική
ισχύς που καταναλώνει ο συμπιεστής
COPheat(i,j)=(h2(i,j)-h3(i,j))/wcomp(i,j) ; %
Συντελ. συμπεριφοράς θέρμανσης
Qh(i,j)=mvcc(i,j)*(h2(i,j)-h3(i,j)); % [kW]
Θερμική ισχύς που αποδίδει η Α.Θ. ανά ώρα
EER(i,j)=Qh(i,j)/Pelcomp(i,j);

else

end

end

elseif j==5||j==6||j==7||j==8||j==9||j==10 % θερινή
περίοδος (ψύξη) και Οκτώβριος για ZNX

for i=1:24
if (Qhpc1(i,j)>0)
% σημείο 1 μετά τον ατμοποιητή (κορεσμένος ατμός)
T1(i,j)=Tcool; % [K]
P1(i,j)=PTQ(T1(i,j),1,HPfluid,HPprop); % [bar]
h1(i,j)=HTQ(T1(i,j),1,HPfluid,HPprop); % [kJ/kg]
s1(i,j)=STQ(T1(i,j),1,HPfluid,HPprop); %
[kJ/kgK]

% σημείο 2 μετά τον συμπιεστή
P2(i,j)=Pcond; % υψηλή πίεση κύκλου
s2is(i,j)=s1(i,j);
h2is(i,j)=HPS(P2(i,j),s2is(i,j), HPfluid,HPprop);
h2(i,j)=h1(i,j)+(h2is(i,j)-h1(i,j))/hiscd; % μη
ισεντροπική συμπίεση
T2(i,j)=TPH(P2(i,j),h2(i,j),HPfluid,HPprop);
s2(i,j)=SPH(P2(i,j),h2(i,j),HPfluid,HPprop);

% σημείο 3 μετά τον συμπυκνωτή (κορεσμένο υγρό)
P3(i,j)=Pcond;
T3(i,j)=Tcond;
h3(i,j)=HTQ(T3(i,j),0,HPfluid,HPprop);
s3(i,j)=SPT(P3(i,j),T3(i,j),HPfluid,HPprop);

% σημείο 4 μετά τη στραγγαλιστική βαλβίδα
h4(i,j)=h3(i,j); % ισενθαλπικός στραγγαλισμός
P4(i,j)=P1(i,j); % πίεση ατμοποίησης
s4(i,j)=SPH(P4(i,j),h4(i,j),HPfluid,HPprop);
T4(i,j)=T1(i,j);

mvccnom(i,j)=mvccnom(6,4);
mvcc(i,j)=0.7*mvccnom(i,j);
hisc(i,j)=hiscd*(-
1.0176*(mvcc(i,j)/mvccnom(i,j))^4+2.4443*(mvcc(i,j)/mvccnom(i,j))^3-
2.1812*(mvcc(i,j)/mvccnom(i,j))^2+1.0535*(mvcc(i,j)/mvccnom(i,j))+0.7
01) ; % ισεντροπικός β.α. συμπιεστή από paper Flexible two-stage

```

turbine bleeding Organic Rankine Cycles (ORC) for the simultaneous generation of heat and power

```

% Νέο hisc<hiscd όταν η παροχή είναι μικρότερη
της ονομαστικής
h2(i,j)=h1(i,j)+(h2is(i,j)-h1(i,j))/hisc(i,j);
P2(i,j)=Pcond;
s2is(i,j)=s1(i,j);
T2(i,j)=TPH(P2(i,j),h2(i,j),HPfluid,HPprop);
s2(i,j)=SPH(P2(i,j),h2(i,j),HPfluid,HPprop);

% Διορθωμένο hisc
hisc(i,j)=hiscd*(-
1.0176*(mvcc(i,j)/mvccnom(i,j))^4+2.4443*(mvcc(i,j)/mvccnom(i,j))^3-
2.1812*(mvcc(i,j)/mvccnom(i,j))^2+1.0535*(mvcc(i,j)/mvccnom(i,j))+0.7
01) ;

% Νέο h2 για hisc<hiscd όταν η παροχή είναι
μικρότερη της ονομαστικής
h2(i,j)=h1(i,j)+(h2is(i,j)-h1(i,j))/hisc(i,j);
P2(i,j)=Pcond;
s2is(i,j)=s1(i,j);
T2(i,j)=TPH(P2(i,j),h2(i,j),HPfluid,HPprop);
s2(i,j)=SPH(P2(i,j),h2(i,j),HPfluid,HPprop);

wcomp(i,j)=h2(i,j)-h1(i,j); % [kJ/kg] έργο που
παράγει ο συμπιεστής
Pcomp(i,j)=mvcc(i,j)*wcomp(i,j); % [kW] Ισχύς
που παράγει ο συμπιεστής
Pelcomp(i,j)=Pcomp(i,j)/hmotor; % [kW] Ηλεκτρική
ισχύς που απαιτεί ο συμπιεστής
COPheat(i,j)=(h2(i,j)-h3(i,j))/wcomp(i,j) ; %
Συντελ. συμπεριφοράς θέρμανσης για ZNX
COPcool(i,j)=(h1(i,j)-h4(i,j))/wcomp(i,j);
Qc(i,j)=mvcc(i,j)*(h1(i,j)-h4(i,j)); % [kW]
ψυκτική ισχύς που αποδίδει η Α.Θ. ανά ώρα
Qznx(i,j)=mvcc(i,j)*(h2(i,j)-h3(i,j)); % [kW]
θερμική ισχύς που αποδίδει η Α.Θ. ανά ώρα
EER(i,j)=Qznx(i,j)/Pelcomp(i,j);

end
end
end
end
Qznx./Qc;
Qh;
Qc;
Qznx;
mvcc;
Qhpznx;
Qhpthl;
Qhpcl;
sum(sum(Qhpthl/1000).*Dmonth);

Qhpthltot=sum(sum(Qhpthl/1000).*Dmonth);
Qhpcltot=sum(sum(Qhpcl/1000).*Dmonth);
Qhpclmonth=sum(Qhpcl/1000).*Dmonth;

sum(sum(Qhpznx/1000).*Dmonth);

```

```

olatherm=sum(sum(Qhpthl/1000).*Dmonth)+sum(sum(Qhpznx/1000).*Dmonth);
EER;

p=zeros(1,12);q=zeros(1,12);heat=zeros(1,12);cool=zeros(1,12);
for j=1:12
    for i=1:24
        heat(j)=heat(j)+COPheat(i,j);
        if COPheat(i,j)>0
            p(j)=p(j)+1;
        end
        cool(j)=cool(j)+COPcool(i,j);
        if COPcool(i,j)>0
            q(j)=q(j)+1;
        end
    end
end

for j=1:12
    copheatmean(j)=heat(j)/p(j);
    copcoolmean(j)=cool(j)/q(j);
end

COPheat;
COPcool;
copheatmean;
copcoolmean;

Pelcomp;
Pelcompmonth=sum(Pelcomp).*Dmonth;
sumPelcomp=sum(sum(Pelcomp).*Dmonth);
hisc;
Qhpcl;
Qc;
Qznx;
Qh;
mvcc;
mvccnom;
Qznx./Qc;
ola=sum(sum(Qhpthl+Qhpcl+Qhpznx)/1000.*Dmonth);
Qsolwaste;

apwlnx=zeros(24,12);apwlthl=zeros(24,12);
apwlcl=zeros(24,12);

for j=1:12
    for i=1:24
        apwlnx(i,j)=UA*(Tsznx(i,j)-Tast(i,j))/1000;
        if Tsth1(i,j)>0
            apwlthl(i,j)=UA*(Tsth1(i,j)-Tast(i,j))/1000; % kW
        end
        if Tscl(i,j)>0
            apwlcl(i,j)=-(UA*(Tscl(i,j)-Tast(i,j)))/1000; % kW
        end
    end
end

apwleiesznx=sum(sum(apwlnx).*Dmonth);% kWh to xpoovo
apwleiesthl=sum(sum(apwlthl).*Dmonth);
apwleiescl =sum(sum(apwlcl).*Dmonth);

```

```

%% TECHNOECONOMIC ANALYSIS HP %%
%
%      % Prices
Pnatgas=0.083; % €/kWhth
DIESELlt=0.98; % €/lt
Pdiesel=DIESELlt/8.72355; % €/kWhth
Pelener=0.0946; % €/kWh
Pelmtf=0.00527; % €/kWh
Pelloip=0.0007; % €/kWh
Peldian=0.0213; % €/kWh
PelyKW=0.00699; % €/kWh
PeLETMEAR=0.02487; % €/kWh
Pelbuy=Pelener+Pelmtf+Pelloip+Peldian+PelyKW+PeLETMEAR; % €/kWhel
MaintHEAT=90; % €/year nat gas
MaintAC=8*3*25;

%% Total Capital Investment Cost %%

Qhpnom=Qhpnom/1000; % kW
Chp=500*Qhpnom; % €/kW, 7000 € kostos egk F.A.

if Ac<34
    Cfpc=0;
elseif Ac>34
    Cfpc=300*(Ac-34); % gia Ac>32
end
Ctst=494.9 + 0.608*(Vsth1);
Cfcu= 250*24;

TCI= Cfpc + Chp + Ctst + Cfcu;

Cprcnt (1)=Cfpc/TCI;
Cprcnt (2)=Chp/TCI;
Cprcnt (3)=Ctst/TCI;
Cprcnt (4)=Cfcu/TCI;

%% Annual costs and revenues %%

% Revenues
Heatrev=Pdiesel*((sum(Qth_load))+QSOLznx);
Coolrev=Pelbuy*(sum(Qc_load))/2.2; % 2.2=EER VCC
Maintrev= MaintHEAT + MaintAC;

% Costs
Eelbuytot=sum(sum(Pelcomp).*Dmonth); % kWh/year
Maintcost=90;
Opercost=Eelbuytot*Pelbuy;

ANNrev=Heatrev+Coolrev+Maintrev-Maintcost-Opercost; % ετησιο
λειτουργικό οφέλος

%% Net Present Value in 20 years %%

d=0.08; % επιτόκιο αναγωγής
N=20; % διάρκεια ζώης επένδυσης
KTP=Heatrev + Coolrev + Maintrev - Maintcost - Opercost;

```

```

NetPresentValue= -(TCI - pvfix(d,N,KTP));
CashFlow=[-TCI , KTP, KTP, KTP, KTP, KTP, KTP, KTP, KTP, KTP,
KTP, KTP, KTP, KTP, KTP, KTP, KTP, KTP, KTP, KTP, KTP];
IRR=irr(CashFlow)*100;
DPB=-log(1- d*TCI/KTP)/log(1+d);

%% ENVIRONMENTAL ANALYSIS %%
a=1;bCS=0.316;bPS=0.2;

CO2cs=( (sum(Qc_load)/2.2) ) *a+(sum(Qznx_load)+sum(Qth_load) ) *bCS;
CO2ps=Eelbuytot*a;
DCO2=(CO2cs-CO2ps)/1000;
DCO2prcnt=(CO2cs-CO2ps)/CO2cs;
UDCO2=(CO2cs-CO2ps)/Ac; % kg CO2/m2 συλλεκτη

elseif strcmp (system,'ADSNG')==1 % ΣΕΝΑΡΙΟ ΜΕ ΨΥΚΤΗ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ ΚΑΙ
ΦΥΣΙΚΟ ΑΕΡΙΟ

Qsolads=zeros (24,12) ;QznxNG=zeros (24,12) ;Qsolwaste=zeros (24,12) ;Qthad
s=zeros (24,12) ;

Qsolheating=zeros (24,12) ;Qreqznx=zeros (24,12) ;Qcads=zeros (24,12) ;Tscl
=zeros (24,12) ;

mhs=zeros (24,12) ;mrec=zeros (24,12) ;mchw=zeros (24,12) ;Ths=zeros (24,12)
;mcads=zeros (24,12) ;

Tchw=zeros (24,12) ;mcw=zeros (24,12) ;QheatNG=zeros (24,12) ;Tsth1=zeros (2
4,12) ;mcheat=zeros (24,12) ;

Tcw=zeros (24,12) ;Tcwret=zeros (24,12) ;Qrec=zeros (24,12) ;QadsNG=zeros (2
4,12) ;

Qrecair=zeros (24,12) ;mrecair=zeros (24,12) ;hh=zeros (1,12) ;Qsolznx=zero
s (24,12) ;Tsads=zeros (24,12) ;Pelads=zeros (24,12) ;

ADSPROP='COOLPROP';
HSfluid='water';
RECfluid='water';% οχι 'INCOMP:MEG-34%' γι δεν υπαρχει κινδυνος
παγετου
CHfluid='water';

CPhs=CPTP(340,1,RECfluid,ADSPROP)/1000;
Phs=PTQ(358,0,RECfluid,ADSPROP);
CPrec=CPTP(303,1,RECfluid,ADSPROP)/1000; %kJ/kgK σταθερο γι 27-
32oC(29oC Cp)
Prec=PTQ(302,0,RECfluid,ADSPROP);
CPch=CPTP(285,1,RECfluid,ADSPROP)/1000; % σταθερο γι 12oC
Pch=PTQ(283,0,RECfluid,ADSPROP);

Vscl=500;
mscl=Vscl*0.985;
Vsth1=2500;
msth1=Vsth1*0.985;
msads=msth1;
Vsznx=1600;

```

```

msznx=Vsznx*0.985; % kg=lt*ρ στους 45oC
cpw=CPTP(323,1,'water',ADSPROP)/1000; %40oC-60oC
cpwcl=CPTP(285,1,'water',ADSPROP)/1000;% 12oC
cpair=1;
UA=30; % W/oC
Dt=1 ; % χρονικό βήμα = 1 ώρα
DTchw=5; % oC in-out chiller
DTcw=5; %oC in-out water fan coil
DTfancoil=7;
DThs=6;
Trecin=27+273;
Trecout=32+273;
DTrec=Trecout-Trecin;
Trecairin=22.7+273;
Trecairout=26.4+273;
DTrecair=Trecairout-Trecairin;
EER=11.17;

for j=1:12
    Tcin(1,j)=55;
    Tsznx(1,j)=45;
    if j==1||j==2||j==3||j==4||j==11||j==12
        for i=1:24
            Tast(i,j)=Ta(i,j)+3;
            Tsth1(1,j)=60; % oC αρχική θερμοκρασία νερού
δεξαμενής
        end
    elseif j==5||j==6||j==7||j==8||j==9
        for i=1:24
            Tast(i,j)=Ta(i,j)-3;
            Tscl(1,j)=10;
            Tsads(1,j)=72;
        end
    end
end

% για 27oC Recooling Temp και θερμοκρασία εισόδου 15 oC και
θερμοκρασία
% εξόδου 10 oC

n=3;
x=[55;60;65;70;75;80;85];
y=[5.3202;6.9369; 8.4067; 9.4922; 10.5565; 11.182; 11.343];
p = polyfit(x,y,n);

X=[55:1:85]';

Qcooling=polyval(p,X);
Qcnom=polyval(p,72);

COPpts=[0.5105; 0.5345; 0.5552; 0.5537; 0.5476; 0.5352; 0.523];
q = polyfit(x,COPpts,n);
COPnom=polyval(q,72);
COPc=zeros(24,12);

for j=1:12
    if j==1||j==2||j==3||j==4||j==11||j==12
        for i=2:24
            if IThr(i-1,j)>0 && (Ac*IThr(i-1,j)*1000*FRtan-
```



```

Ac*FRUL*(Tcin(i-1,j)-Ta(i-1,j)))>0
    Qwfhr(i-1,j)=(Ac*IThr(i-1,j)*1000*FRtan-
Ac*FRUL*(Tcin(i-1,j)-Ta(i-1,j)))/1000; % kW sullegomena ana wra ths
hmeras
    nschr(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j)/(Ac*IThr(i-1,j)); %
πραγματικός β.α. συλλεκτών ανά ώρα
    if Qwfhr(i-1,j)>0
        hh(1,j)=hh(1,j)+1;
    end
end
    Tsznx(i,j)=Tsznx(i-1,j)+(Qwfhr(i-1,j)*1000-
Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-
1,j)))*Dt*3.6/(msznx*cpw);
    Qsolznx(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j)*1000;
    if Tsznx(i,j)>47
        Qsolheating(i-1,j)=(Qwfhr(i-1,j)*1000-
Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-1,j)))+(Tsznx(i-1,j)-
47)*msznx*cpw/(Dt*3.6)); % W
        if Qsolheating(i-1,j)>Qwfhr(i-1,j)*1000
            Qsolheating(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j)*1000;
        end
        Qsolznx(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j)*1000-Qsolheating(i-
1,j);
        Tsznx(i,j)=Tsznx(i-1,j)+(Qsolznx(i-1,j)-
Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-
1,j)))*Dt*3.6/(msznx*cpw);

        elseif Tsznx(i,j)<45 && (i<11 || i>14)
            QznxNG(i-1,j)=(45-Tsznx(i-
1,j))*msznx*cpw/(Dt*3.6)-Qwfhr(i-1,j)*1000+Qznx_hrload(i-
1,j)*1000+UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-1,j)); % W
            Tsznx(i,j)=Tsznx(i-1,j)+(Qwfhr(i-
1,j)*1000+QznxNG(i-1,j)-Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-
Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msznx*cpw);
        end
        Tsthl(i,j)=Tsthl(i-1,j)+(Qsolheating(i-1,j)-
Qth_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsthl(i-1,j)-Tast(i-
1,j)))*Dt*3.6/(msthl*cpw);
        if Tsthl(i,j)>67 && (i<10 || i>15)
            Qsolwaste(i-1,j)=Qsolheating(i-1,j)-Qth_hrload(i-
1,j)*1000-UA*(Tsthl(i-1,j)-Tast(i-1,j))-(67-Tsthl(i-
1,j))*msthl*cpw/(Dt*3.6); % W
            Tsthl(i,j)=67;
            if Qsolwaste(i-1,j)>Qsolheating(i-1,j)
                Qsolwaste(i-1,j)=Qsolheating(i-1,j);
            end
        end
    end

    if Tsthl(i,j)<52 && (i<10 || i>15)
        QheatNG(i-1,j)=(-Qsolheating(i-1,j)+Qth_hrload(i-
1,j)*1000+UA*(Tsthl(i-1,j)-Tast(i-1,j)))+(60-Tsthl(i-
1,j))*msthl*cpw/(Dt*3.6)/1000; % kW
        if QheatNG(i-1,j)>25
            QheatNG(i-1,j)=25;
        end
        Tsthl(i,j)=Tsthl(i-1,j)+(QheatNG(i-
1,j)*1000+Qsolheating(i-1,j)-Qth_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsthl(i-1,j)-
Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msthl*cpw);
    end
    mcznx(i-1,j)=Qsolznx(i-1,j)/1000/((Toutfpcc-Tsznx(i-
1,j))*cpw);

```

```

mcheat(i-1,j)=Qsolheating(i-1,j)/1000/((Toutfpcc-
Tsthl(i-1,j))*cpw);
mctot(i-1,j)=mcsznx(i-1,j)+mcheat(i-1,j); % παροχη
στους συλλεκτες
    if mctot(i-1,j)>0
        Tcin(i-1,j)=(mcsznx(i-1,j)*Tsznx(i-1,j)+mcheat(i-
1,j)*Tsthl(i-1,j))/mctot(i-1,j);
    end
end
elseif j==5||j==6||j==7||j==8||j==9||j==10
    for i=2:24
        if IThr(i-1,j)>0 && (Ac*IThr(i-1,j)*1000*FRtan-
Ac*FRUL*(Tcin(i-1,j)-Ta(i-1,j)))>0
            Qwfhr(i-1,j)=(Ac*IThr(i-1,j)*1000*FRtan-
Ac*FRUL*(Tcin(i-1,j)-Ta(i-1,j)))/1000; % kW sullegomena ana wra ths
hmeras
            nschr(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j)/(Ac*IThr(i-1,j)); %
πραγματικός β.α. συλλεκτών ανά ώρα
            if Qwfhr(i-1,j)>0
                hh(1,j)=hh(1,j)+1;
            end
        end
    end

    Tsznx(i,j)=Tsznx(i-1,j)+(Qwfhr(i-1,j)*1000-
Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-
1,j)))*Dt*3.6/(msznx*cpw);
    Qsolznx(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j)*1000;
    if Tsznx(i,j)>50
        Qsolads(i-1,j)=(Qwfhr(i-1,j)*1000-Qznx_hrload(i-
1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-1,j)))+(Tsznx(i-1,j)-
50)*msznx*cpw/(Dt*3.6)); % W
        if Qsolads(i-1,j)>Qwfhr(i-1,j)*1000
            Qsolads(i-1,j)=Qwfhr(i-1,j)*1000;
        end
        Tsznx(i,j)=Tsznx(i-1,j)+(Qwfhr(i-1,j)*1000-
Qsolads(i-1,j)-Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-
1,j)))*Dt*3.6/(msznx*cpw);
        Qsolznx(i-1,j)=(Qwfhr(i-1,j)*1000-Qsolads(i-
1,j));
    elseif Tsznx(i,j)<45 && (i<10 || i>14)
        QznxNG(i-1,j)=(45-Tsznx(i-
1,j))*msznx*cpw/(Dt*3.6)-Qwfhr(i-1,j)*1000+Qznx_hrload(i-
1,j)*1000+UA*(Tsznx(i-1,j)-Tast(i-1,j)); % W
        Tsznx(i,j)=Tsznx(i-1,j)+(Qwfhr(i-
1,j)*1000+QznxNG(i-1,j)-Qznx_hrload(i-1,j)*1000-UA*(Tsznx(i-1,j)-
Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msznx*cpw);
    end
    if j==10
        Qsolads(i-1,10)=0;
    end
    if mctot(i-1,j)>0
        Tcin(i-1,j)=(mcsznx(i-1,j)*Tsznx(i-1,j)+mcsads(i-
1,j)*Tsads(i-1,j)+mcheat(i-1,j)*Tsthl(i-1,j))/mctot(i-1,j);
    end
    if j==5||j==6||j==7||j==8||j==9
        Tscl(i,j)=Tscl(i-1,j)+(Qc_hrload(i-
1,j)*1000+UA*(Tast(i-1,j)-Tscl(i-1,j)))*Dt*3.6/(mscl*cpwcl);
        if Tscl(i,j)>12 && (i<10 || i>14)
            Qcads(i-1,j)=Qc_hrload(i-1,j); % kW ψυκτική
ισχύς που παραγει ο ψυκτης
            if Qcads(i-1,j)<4

```

```

        Qcads(i-1,j)=4;
    end
    if Qcads(i-1,j)>10
        Qcads(i-1,j)=10;
    end
    Pelads(i-1,j)=Qcads(i-1,j)/EER ;% kW
καταναλισκόμενη ηλ. ισχύς ψύκτη+αντλιών
    Tscl(i,j)=Tscl(i-1,j)+(-Qcads(i-
1,j)*1000+UA*(Tast(i-1,j)-Tscl(i-1,j)))*Dt*3.6/(mscl*cpwcl);
    if Tscl(i,j)<10
        Tscl(i,j)=10;
    end
    COPc(i-1,j)=polyval(q,Tsads(i-1,j));
    Qthads(i-1,j)=Qcads(i-1,j)/COPc(i-1,j);
end

    if i>10||i<15
        Tsads(i,j)=Tsads(i-1,j)+(Qsolads(i-1,j)-
UA*(Tsads(i-1,j)-Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msads*cpw);
        if Tsads(i,j)>85
            Qsolwaste(i-1,j)=- (85-Tsads(i-
1,j))*msads*cpw/(3.6*Dt)+Qsolads(i-1,j)-UA*(Tsads(i-1,j)-Tast(i-
1,j)); % W
            if Qsolwaste(i-1,j)<0
                Qsolwaste(i-1,j)=0;
            end
            Qsolads(i-1,j)=Qsolads(i-1,j)-
Qsolwaste(i-1,j);
            if Qsolads(i-1,j)<0
                Qsolads(i-1,j)=0;
            end
            Tsads(i,j)=Tsads(i-1,j)+(Qsolads(i-1,j)-
UA*(Tsads(i-1,j)-Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msads*cpw);
        end
    end

    if (i<10 || i>15) && (Tsads(i-1,j)>65 || Tsads(i-
1,j)<86) && Qcads(i-1,j)>0
        COPc(i-1,j)=polyval(q,Tsads(i-1,j));
        Qthads(i-1,j)=Qcads(i-1,j)/COPc(i-1,j);
        Tsads(i,j)=Tsads(i-1,j)+(Qsolads(i-1,j)-
Qthads(i-1,j)*1000-UA*(Tsads(i-1,j)-Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msads*cpw);
        if Tsads(i,j)>85
            Qsolwaste(i-1,j)=- (85-Tsads(i-
1,j))*msads*cpw/(3.6*Dt)+Qsolads(i-1,j)-Qthads(i-1,j)*1000-
UA*(Tsads(i-1,j)-Tast(i-1,j)); % W
            if Qsolwaste(i-1,j)<0
                Qsolwaste(i-1,j)=0;
            end
            Qsolads(i-1,j)=Qsolads(i-1,j)-
Qsolwaste(i-1,j);
            if Qsolads(i-1,j)<0
                Qsolads(i-1,j)=0;
            end
            Tsads(i,j)=Tsads(i-1,j)+(Qsolads(i-1,j)-
Qthads(i-1,j)*1000-UA*(Tsads(i-1,j)-Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msads*cpw);
            COPc(i-1,j)=polyval(q,Tsads(i-1,j));
            Qthads(i-1,j)=Qcads(i-1,j)/COPc(i-1,j);
        end
    end
end
end

```

```

1,j)>0
        if (i<10 || i>15) && (Tsads(i-1,j)<65) && Qcads(i-
1,j)>0
                QadsNG(i-1,j)=(72-Tsads(i-
1,j))*msads*cpw/(3.6*Dt)-Qsolads(i-1,j)+Qthads(i-
1,j)*1000+UA*(Tsads(i-1,j)-Tast(i-1,j));
                if QadsNG(i-1,j)>25000
                        QadsNG(i-1,j)=25000;
                end
                Tsads(i,j)=Tsads(i-1,j)+(QadsNG(i-
1,j)+Qsolads(i-1,j)-Qthads(i-1,j)*1000-Qsolwaste(i-1,j)-UA*(Tsads(i-
1,j)-Tast(i-1,j)))*Dt*3.6/(msads*cpw);
                if Tsads(i,j)>80
                        Tsads(i,j)=80;
                end
                COPc(i-1,j)=polyval(q,Tsads(i-1,j));
        end
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% chiller+cold storage %%%%%%%%%%%
if Qcads(i-1,j)>0
        Tchw(i-1,j)=Tscl(i-1,j)-DTchw;
        if Tchw(i-1,j)<10
                Tchw(i-1,j)=10;
        end

        mchw(i-1,j)=Qcads(i-1,j)/(CPch*(Tscl(i-1,j)-10));
% kg/s παροχή ψυχρού νερού από chiller
        Tcw(i-1,j)=Tscl(i-1,j);
        Tcwret(i-1,j)=Tcw(i-1,j)+DTcw;
        mcw(i-1,j)=Qc_hrload(i-1,j)/(CPch*DTcw); % παροχή
προς fan coils
        if mcw(i-1,j)<0.1
                DTcw=1;
                mcw(i-1,j)=Qc_hrload(i-1,j)/(CPch*DTcw);
                Tcwret(i-1,j)=Tcw(i-1,j)+DTcw;
        end
end
DTcw=3;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% heat source %%%%%%%%%%%
        if Qcads(i-1,j)~=0
                mhs(i-1,j)=Qthads(i-
1,j)/(CPhs*DThs);
        end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% re cooler %%%%%%%%%%%
%%% water %%%
if Qcads(i-1,j)~=0
        Qrec(i-1,j)=Qcads(i-1,j)+Qthads(i-1,j);
        mrec(i-1,j)=Qrec(i-1,j)/(CPrec*DTrec);

        %% air eRec 10|29 %%
        Qrecair(i-1,j)=Qrec(i-1,j);
        mrecair(i-1,j)=Qrecair(i-1,j)/(cpair*DTrecair);
end

mcznx(i-1,j)=Qsolznx(i-1,j)/1000/((Toutfpcc-Tsznx(i-
1,j))*cpw);
mcads(i-1,j)=Qsolads(i-1,j)/1000/((Toutfpcc-Tsads(i-
1,j))*cpw);
mctot(i-1,j)=mcznx(i-1,j)+mcads(i-1,j)+mcheat(i-1,j);

```

```

% παροχη στους συλλεκτες
    if mctot(i-1,j)>0
        Tcin(i-1,j)=(mzczn(i-1,j)*Tszn(i-1,j)+mcsads(i-
1,j)*Tsads(i-1,j)+mcheat(i-1,j)*Tsthl(i-1,j))/mctot(i-1,j);
    end
end

end
end

nscrm=sum(nschr)/hh % β.α. συλλεκτών ανά μήνα
nscmean=sum(nscrm)/12;
QzngxNG=QzngxNG/1000; % kW
Qsolznx=Qsolznx/1000; % kW
Qsolheating=Qsolheating/1000; % znx kai logw max thermokrasias
55oC den apo8hkeuetai h Qwfhr
Qsolads/1000;

QCprod=sum(Qcads).*Dmonth; % ψυκτική ενεργεια ψυκτη ανα μηνα
QCprodtot=sum(sum(Qcads).*Dmonth); % συνολική ψυκτική ενεργεια
που προσφερει ο ψυκτης στο φορτιο
QTHADSMonth=sum(Qthads).*Dmonth; % θερμική ενεργεια που απαιτει ο
ψυκτης/μηνα
QthADStot=sum(sum(Qthads).*Dmonth); % συνολική θερμική ενεργεια
που απαιτει ο ψυκτης
QNGADS=sum(QadsNG/1000).*Dmonth; % απο Φ.Α. για ψυκτη/μηνα
QNGads=sum(sum(QadsNG/1000).*Dmonth); % συνολική απο Φ.Α. στον
ψυκτη
QSOLads=sum(sum(Qsolads/1000).*Dmonth); % συνολική πραγματική
ηλιακή ενεργεια που προσφερει στον ψυκτη
QNGheat=sum(sum(QheatNG).*Dmonth); % συνολική θερμική ενεργεια
απο Φ.Α. για θερμανση
QNGznx=sum(sum(QzngxNG).*Dmonth); % το χρονο απο Φ.Α. για ZNX
QSOLznx=sum(sum(Qsolznx).*Dmonth); % το χρονο ηλιακή για ZNX
QSOLheat=sum(sum(Qsolheating).*Dmonth); % το χρονο ηλιακή για
θερμανση

QNGtot=QNGznx+QNGads+QNGheat; % το χρονο Φ.Α. για ολα συνολικά

QSOLused=QSOLznx+QSOLheat+QSOLads; % ηλιακή ενεργεια που
χρησιμοποιειται για ψυξη,θερμ κ ZNX
QSZ=sum(Qsolznx).*Dmonth; % ηλιακή για ZNX/μηνα
QSH=sum(Qsolheating).*Dmonth; % ηλιακή για θερμανση/μηνα
QSADS=sum(Qsolads/1000).*Dmonth; % ηλιακή για ψυκτη/μηνα

COPcmean=QCprodtot/QthADStot; % μεσος COP θερμικός

QZNX=QSZ+sum(QzngxNG).*Dmonth; % συνολική θερμική ενέργεια που
παίρνει το ZNX

QADS=QNGADS+QSADS; % ηλιακή και Φ.Α. για ψυκτη/μηνα
QNGHEATMONTH=sum(QheatNG).*Dmonth;
QH=sum(Qsolheating).*Dmonth+sum(QheatNG).*Dmonth; % απο Φ.Α. και
ηλιακή για θερμανση/μηνα

Ethel=sum(sum(Qthads+Pelads).*Dmonth); % συνολική θερμική κ ηλ
ενεργεια για ψυκτη
COPtot=Qcads./(Qthads+Pelads); % COP θερμ κ ηλεκτρικός ανα ΩPA
COPtotmean=QCprodtot/Ethel; % μεσος COP θερμ κ ηλεκτρικός/ετος

Qwftot=sum(sum(Qwfhr).*Dmonth); % συνολική ενεργεια που αποδιδουν

```

```

οι συλλεκτες
    Qwfmmonth=sum(Qwfhr).*Dmonth; %ενεργεια που αποδιδουν οι
συλλεκτες/μηνα
    FSC=Qwftot/(QNGtot+QSOLused);
    fsav=QSOLused/(QNGtot+QSOLused);
    SFC=QSOLads/QthADStot
%     SFh
%     SFdhw
%     SFdhwH
SF=QSOLused/(QSOLused+QNGtot)

    Qwfm2=Qwftot/Ac; %ωφελιμη θερμικη ενεργεια/m2 συλλεκτικης
επιφανειας
    Imonth=ITmonth*Ac; % ολικη προσπιπουσα ανα μηνα στο συνολο
ncolmonth=sum(Qwfhr).*Dmonth./Imonth; % β.α. συλλεκτων/μηνα
ncolyear=sum(sum(Qwfhr).*Dmonth)/sum(Imonth);% β.α.
συλλεκτων/ετος

    GTYA=GTY*Ac;
    QNGznx+QSOLznx; % συνολικη ενεργεια για ZNX
    Qsolwaste=Qsolwaste/1000;
    QSOLwaste=sum(sum(Qsolwaste).*Dmonth); % ηλιακη ενεργεια που
απορριπεται το χρονο
    QSW=sum(Qsolwaste).*Dmonth;

    QNGZ=sum(QznxNG).*Dmonth;
    QNGH=sum(QheatNG).*Dmonth;
    QNGADS=sum(QadsNG/1000).*Dmonth;
    Vsthl
    Qwftot
    QSOLznx
    QSOLheat
    QSOLads
    QSOLused
    QSOLwaste
    QNGznx
    QNGheat
    QNGads
    QNGtot

%     sumcop=zeros(1,12); count=zeros(1,12); % επαληθευση για
COPmean
%     for j=1:12
%         if j==5||j==6||j==7||j==8||j==9
%             for i=1:24
%                 if COPc(i,j)>0
%                     sumcop(1,j)=sumcop(1,j)+COPc(i,j);
%                     count(1,j)=count(1,j)+1;
%                 end
%             end
%         end
%     end
%     COPmean=sum(sumcop(1,5:9)./count(1,5:9))/5

    apwlznx=zeros(24,12); ophrs=zeros(24,12); apwlthl=zeros(24,12);
    apwladl=zeros(24,12); apwlcl=zeros(24,12);
    for j=1:12
        for i=1:24
            if Qcads(i,j)>0
                ophrs(i,j)=1;
            end
        end
    end

```

```

        if Qznx_hrload(i,j)>0
            apwlznx(i,j)=UA*(Tsznx(i,j)-Tast(i,j))/1000; % kW
        end
        if Tsth1(i,j)>0
            apwlth1(i,j)=UA*(Tsth1(i,j)-Tast(i,j))/1000; % kW
        end
        if Tsads(i,j)>0
            apwlad1(i,j)=UA*(Tsads(i,j)-Tast(i,j))/1000; % kW
        end
        if Tscl(i,j)>0
            apwlc1(i,j)=- (UA*(Tscl(i,j)-Tast(i,j)))/1000; % kW
        end
    end
end
apwleiesznx=sum(sum(apwlznx).*Dmonth) ;% kWh to χρονο
APZ=sum(apwlznx).*Dmonth; % kWh to μηνα
apwleiesthl=sum(sum(apwlth1).*Dmonth);
APTH=sum(apwlth1).*Dmonth;
apwleiesads=sum(sum(apwlad1).*Dmonth);
APADS=sum(apwlad1).*Dmonth;
apwleiescl =sum(sum(apwlc1).*Dmonth) ;
APCL=sum(apwlc1).*Dmonth;
ADSophrs=sum(sum(ophrs).*Dmonth); % ωρες λειτουργιας ψυκτη το
χρονο
OPhrsummer=sum(18.*Dmonth(1,5:9));
ADSOPratiophrs=ADSophrs/OPhrsummer;% ωρες λειτουργιας ψυκτη το
χρονο/ωρες λειτ. πολυκατ. καλοκαιριου

%% TECHNOECONOMIC ANALYSIS ADSNG %%

% $$$ Prices $$$

Pnatgas=0.083; % €/kWhth
% Pnatgas=Pnatgas*0.8;
% Pnatgas=Pnatgas*1.2;
DIESELlt=0.98; % €/lt
Pdiesel=DIESELlt/8.72355; % €/kWhth
% Pdiesel=Pdiesel*0.925
Pelener=0.0946; % €/kWh
Pelmtf=0.00527; % €/kWh
Pelloip=0.00007;% €/kWh
Peldian=0.0213;% €/kWh
PelyKW=0.00699;% €/kWh
PeLETMEAR=0.02477;
Pelbuy=Pelener+Pelmtf+Pelloip+Peldian+PelyKW+PeLETMEAR; % €/kWhel
% Pelbuy=Pelbuy*0.8;
% Pelbuy=Pelbuy*1.2;
MaintHEAT=90; % €/year
MaintAC=8*3*25;

%% Total Capital Investment Cost %%

Pcadschill=10; % kWc
Cadschiller=800*Pcadschill; % €/kWc
% Cadschiller=560*Pcadschill;
% Cadschiller=1040*Pcadschill;
CinstNG=3600;
Crecooler=3000; % €

```

```

if Ac<34
    Cfpc=0;
elseif Ac>34
    Cfpc=400*(Ac/1.91-17); % gia Ac>32
end
Cthst=494.9 + 0.808*(Vsth1);
Ccst=494.9 + 0.808*(Vscl);

Ctst=Cthst+Ccst;

Cfcu= 250*24;

TCI= Cfpc + Cadschiller + Crecooler + CinstNG + Ctst + Cfcu;

Cfpc/TCI;
CinstNG/TCI;
Cadschiller/TCI;
Crecooler/TCI;
Ctst/TCI;
Cfcu/TCI;

%%% Annual costs and revenues %%%

% Revenues
Heatrev=Pdiesel*(sum(Qth_load)+QNGznx);
Coolrev=Pelbuy*sum(Qc_load)/2.2;
Maintrev= MaintHEAT + MaintAC;
%   Heatrev+Coolrev+Maintrev;

% Costs

Eelbuytot=sum(sum(Pelads).*Dmonth); % kWh/year
Maintcost=60+0.01*TCI;
Eelcost=Eelbuytot*Pelbuy;
NGcost=Pnatgas*(QNGtot);
Opercost=Eelbuytot*Pelbuy+Pnatgas*(QNGtot);
ANNrev=Heatrev+Coolrev+Maintrev-Maintcost-Opercost;

%%% Net Present Value in 20 years %%%

d=0.08; % επιτόκιο αναγωγής
N=20; % διάρκεια ζωής επένδυσης
KTP=Heatrev + Coolrev + Maintrev - Maintcost - Opercost;
NetPresentValue= -(TCI - pvfix(d,N,KTP));
CashFlow=[-TCI , KTP, KTP, KTP, KTP,KTP,KTP, KTP, KTP,
KTP,KTP,KTP, KTP, KTP, KTP,KTP,KTP, KTP, KTP, KTP,KTP];
IRR=irr(CashFlow)*100;
DPB=-log(1- d*TCI/KTP)/log(1+d);

%% ENVIRONMENTAL ANALYSIS %%
a=1;bCS=0.316;bPS=0.2;

CO2cs=((sum(Qc_load)/2.2)+(sum(Qznx_load)-
QSOLznx))*a+(sum(Qth_load))*bCS;
CO2ps=Eelbuytot*a+QNGtot*bPS;
DCO2=(CO2cs-CO2ps)/1000;
DCO2prcnt=(CO2cs-CO2ps)/CO2cs;
UDCO2=(CO2cs-CO2ps)/Ac; % kg CO2/m2 συλλεκτη

```



```
else  
    display 'σφάλμα, επιλέξτε system HP ή ADSNG'  
end
```

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Γ

ΤΕΧΝΙΚΑ ΦΥΛΛΑΔΙΑ

Π.Γ.1 Τεχνικό φυλλάδιο ψύκτη προσρόφησης

Adsorption Chiller InvenSor LTC 10 e plus



The InvenSor chiller with particularly high COP values

The InvenSor LTC 10 e plus has been developed to operate particularly energy efficiently: in the optional high efficiency mode, it achieves a COP of 0.7 – uniquely high in this class and ideal in combination with mini combined heat and power units with up to 15 kW thermal power.

10 kW cooling capacity – integrated hydraulics

The nominal capacity is 10 kW, and in high efficiency mode 9 kW. Powerful high-efficiency pumps, mixers and valves are integrated ready for operation.

Easy-to-operate settings – heat pump option

Any target temperature can be set and programmed on the device itself. Use as a heat pump can also be activated on the device.

Maintenance-free cooling thanks to InvenSor ActiVac®

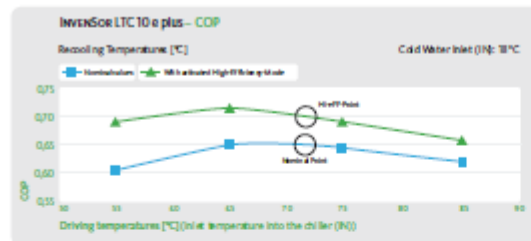
ActiVac is an automatic pressure system ensuring optimum operating pressure in the chiller at all times; subsequent evacuation is unnecessary.

LTC 10 e plus: InvenSor chilling station integrated

The LTC 10 e plus contains a properly controlled hydraulic unit: This means that all water circuits for the driving energy, cooling distribution and re-cooling can be connected directly.

LTC 10 e plus-FC: chilling station & free cooling function integrated

The free cooling function allows for even more energy savings: If the outside air temperature is cold enough, it can be used directly for dimatization and no driving heat is necessary to operate the chiller.



Dimensions of the machine

Length	1.100 mm
Height	1.370 mm
Width	750 mm
Weight LTC 10 e plus	440 kg
Weight LTC 10 e plus-FC	445 kg

Position of the connectors

from the ground	1.400 mm
-----------------------	----------

Nominal widths

Drive (2x)	G 1"
Cooling (2x)	G 1 1/4"
Recooling (2x)	G 1 1/2"

General technical specifications

Output range – cooling	kW / RT	4–14 / 1.3–4
COP maximum		0,75
Max. overpressure	bar	4
Electrical connection	V- Hz A	230 50/60 max. 8,5
Approx. electrical power consumption (incl. pump)	W	395

Nominal data Hi-eFF-Mode		Cooling circuit		Recooling circuit		Drive circuit	
COP	(Hi-eFF)	0,65	(0,7)				
Performance values	(Hi-eFF)	kW	10 (9)	25,4 (21,9)	15,4 (12,9)		
		RT	2,84 (2,55)	7,22 (6,22)	4,37 (3,67)		
Temperatures – cooling system inlet (IN)	°C	18		27		72	
Temperatures – cooling system outlet (OUT)	°C	15		31		67	
Temperatures – possible application	°C	10–25		20–37		45–100	
Volume flows	l/h	2.900		±100		2.500	
Available ext. pressure head	mbar	400		400		300	

All specifications apply for operation with water in hydraulic circuits.

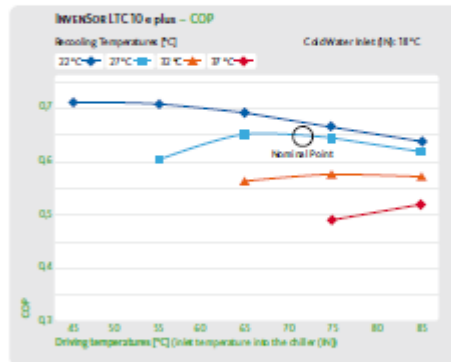
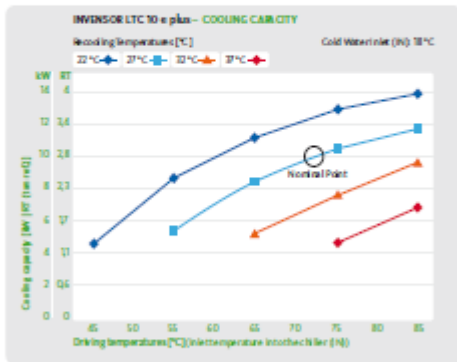
www.invensor.com

Adsorption Chiller InvenSor LTC 10 e plus

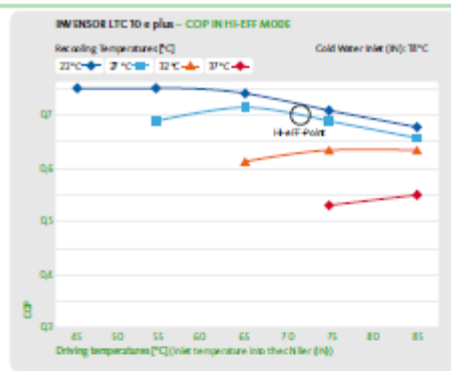
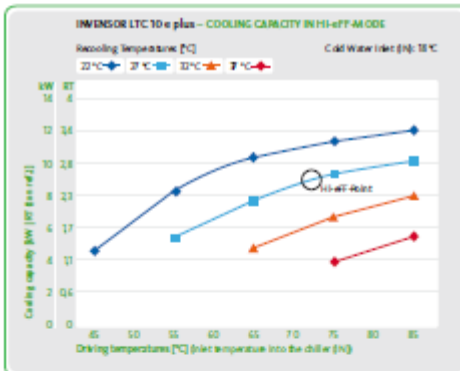


Technical specifications at different conditions

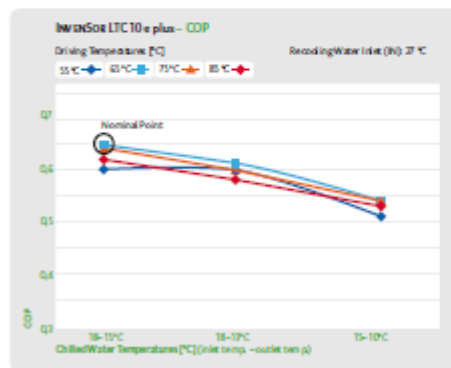
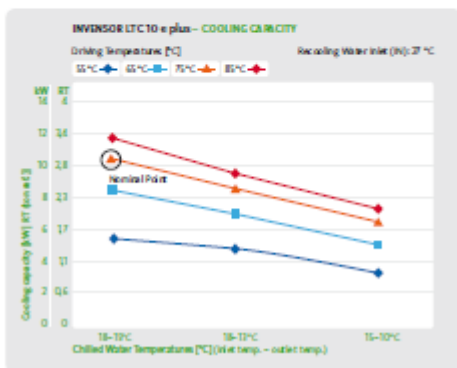
Capacity and COP at different temperatures of recooling and driving energy (nominal values)



Capacity and COP at different temperatures of of recooling and driving energy (with high-efficiency-mode activated)



Capacity and COP at different temperatures of driving energy and chilled water (nominal values)



www.invensor.com

LTC10eplus.oz.en - Technical modifications and errors reserved. (Status: 05/2015)

Π.Γ.3 Τεχνικό φυλλάδιο πύργου ψύξης (recooler)

SorTech

Recooler

Integrated electricity-saving EC technology.

Recommendation for eCoo 2.0 & eZea | 10 IPS

With recooler eRis

	Without spray system		With spray system	
	eRis 10 29	eRis 10 40	eRis 10 29 WV	eRis 10 40 WV
Article number	700362	700244	700363	700252
Performance data				
Recooler capacity	bis zu 29 kW	bis zu 40 kW	bis zu 29 kW	bis zu 40 kW
Recooling medium	Ethylenglykol 34%	Ethylenglykol 34%	Ethylenglykol 34%	Ethylenglykol 34%
Water temperature inlet/outlet	29,6/25 °C	31,3/25 °C	29,6/25 °C	31,3/25 °C
Nominal volume flow	5,9 m ³ /h	5,9 m ³ /h	5,9 m ³ /h	5,9 m ³ /h
Max. operating pressure	4 bar	4 bar	4 bar	4 bar
Water consumption			max. 6 m ³ / Jahr	max. 6 m ³ / Jahr
Temperature air inlet/outlet	21,1 / 27,2 °C	21,5 / 27,0 °C	21,5 / 26,7 °C	21,5 / 26,1 °C
Air flow	14 000 m ³ /h	22 000 m ³ /h	17 000 m ³ /h	26 000 m ³ /h
Pressure loss at nominal volume flow	420 mbar	250 mbar	490 mbar	210 mbar
Ventilators				
Ventilators	01xEC Ventilatoren	02xEC Ventilatoren	01xEC Ventilatoren	02xEC Ventilatoren
Sound pressure level in 10 m	35 dB(A)	35 dB(A)	37 dB(A)	36 dB(A)
Weight				
Unladen weight	ca. 340 kg	ca. 440 kg	ca. 355 kg	ca. 425 kg
Tubing content	39,1 l	38,9 l	36,5 l	42,7 l
Dimensions				
WxDxH	2330x1490x1510mm	3630x1170x1510mm	2730x1050x1580mm	5030x1050x1260mm
Floor space required	3,47 m ²	7,17 m ²	2,87 m ²	5,28 m ²
Power drawn / power connection				
Power drawn	0,41 kW	0,56 kW	0,58 kW	0,5 kW
Power supply	230 V, 50Hz	230 V, 50 Hz	230 V, 50 Hz	230 V, 50 Hz